

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4277882号
(P4277882)

(45) 発行日 平成21年6月10日 (2009. 6. 10)

(24) 登録日 平成21年3月19日 (2009. 3. 19)

| | |
|---------------------------|----------------|
| (51) Int. Cl. | F 1 |
| F 1 6 H 61/02 (2006. 01) | F 1 6 H 61/02 |
| F 1 6 H 9/00 (2006. 01) | F 1 6 H 9/00 J |
| F 1 6 H 59/68 (2006. 01) | F 1 6 H 59:68 |
| F 1 6 H 61/662 (2006. 01) | F 1 6 H 101:02 |

請求項の数 5 (全 21 頁)

| | | | |
|--------------|------------------------------|-----------|------------------------------------|
| (21) 出願番号 | 特願2006-201217 (P2006-201217) | (73) 特許権者 | 000003207 トヨタ自動車株式会社 |
| (22) 出願日 | 平成18年7月24日 (2006. 7. 24) | | 愛知県豊田市トヨタ町1番地 |
| (65) 公開番号 | 特開2008-38917 (P2008-38917A) | (74) 代理人 | 100085361 弁理士 池田 治幸 |
| (43) 公開日 | 平成20年2月21日 (2008. 2. 21) | (72) 発明者 | 田中 直人 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
| 審査請求日 | 平成19年2月26日 (2007. 2. 26) | (72) 発明者 | 谷口 浩司 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
| (31) 優先権主張番号 | 特願2006-189720 (P2006-189720) | (72) 発明者 | 豊田 晋哉 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 |
| (32) 優先日 | 平成18年7月10日 (2006. 7. 10) | | |
| (33) 優先権主張国 | 日本国 (JP) | | |

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】

変速比を連続的に変化させるために作動油の流入出によって駆動される油圧アクチュエータを有する無段変速機が配設された車両において、前記油圧アクチュエータに流入出する作動油量を調整する変速制御弁を駆動制御するための駆動指令値を、フィードバック制御量と前記無段変速機を変速制御するための目標値の変化量に基づくフィードフォワード制御量とに基づいて求める無段変速機の変速制御装置であって、

前記変速制御弁の上流側油圧と下流側油圧との差圧の推定値を算出する推定差圧算出手段と、

前記差圧の推定値に基づいて前記駆動指令値を所定値としたときにおける前記油圧アクチュエータに流入出可能な最大流量を算出する最大流量算出手段と、

前記最大流量に基づいて前記目標値の変化量のガード値を算出するガード値算出手段と、

前記ガード値を用いて前記目標値の変化量を抑制するガード処理を実行して該目標値を設定する目標値設定手段と

を、含むことを特徴とする無段変速機の変速制御装置。

【請求項2】

前記最大流量算出手段は、前記所定値として、前記駆動指令値の最大値よりも所定幅小さな値を用いるものである請求項1の無段変速機の変速制御装置。

【請求項3】

前記推定差圧算出手段は、前記変速制御弁の上流側油圧と下流側油圧とに基づく前記差圧の演算値が所定の下限值以上であるときには該演算値を差圧の推定値として算出する一方で、該演算値が所定の下限值よりも小さいときには該下限値を差圧の推定値として算出するものである請求項 1 または 2 の無段変速機の変速制御装置。

【請求項 4】

前記変速制御弁の上流側油圧はライン油圧であり、

前記変速制御弁の下流側油圧は前記油圧アクチュエータに作用する油圧であり、

前記推定差圧算出手段は、最大出力可能なライン油圧に基づいて該ライン油圧と前記油圧アクチュエータに作用する油圧との最大差圧の推定値を算出するものである請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 の無段変速機の変速制御装置。

10

【請求項 5】

前記無段変速機は、固定シープおよび可動シープを備えた有効径が可変のプライマリプーリおよびセカンダリプーリと、該両プーリに巻き掛けられたベルトとを有するベルト式無段変速機であり、

前記油圧アクチュエータは、前記プライマリプーリの可動シープを駆動するものであり、

前記可動シープの位置が前記目標値として設定されるものである請求項 1 乃至 4 のいずれか 1 の無段変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

20

【0001】

本発明は、無段変速機の変速制御装置に係り、特に、無段変速機の変速を実行する際の指令値を求めるための目標値を設定する技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

変速比を連続的に変化させるために作動油の流入出によって駆動される油圧アクチュエータを有する無段変速機の変速制御装置において、油圧アクチュエータに流入出する作動油量を調整する変速制御弁を駆動制御することにより無段変速機の変速を実行することが良く知られている。

【0003】

30

例えば、特許文献 1 に記載された無段変速機の制御装置がそれである。この特許文献には、固定シープおよび可動シープを備えた有効径が可変のプライマリプーリおよびセカンダリプーリと、それら両プーリに巻き掛けられたベルトとを有するベルト式無段変速機の変速制御において、目標入力軸回転速度と実際の入力軸回転速度との偏差に基づくフィードバック指令値と、プライマリプーリの可動シープの目標値の変化速度に基づくフィードフォワード指令値とに基づいて変速制御弁を駆動制御するための駆動指令値を算出することが記載されている。

【0004】

【特許文献 1】特開 2003 - 343709 号公報

【発明の開示】

40

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、上記特許文献 1 に記載されるように、フィードフォワード指令値が目標値の変化速度に基づいて求められる場合に、変速応答性を向上することを目的としてステップ的（段階的に）に大きくされる目標値が設定されると、その目標値の変化速度によってはフィードフォワード指令値が出力可能な適正範囲を超えて過度に大きくなってしまいう可能性があった。

【0006】

これに対して、上記のように目標値の変化が過度に大きくされないように、目標値の変化を制限することが考えられるが、制限し過ぎて目標値の変化が過剰に小さくされてしま

50

うと、変速の応答性が不十分なものになってしまうという問題が生じる可能性があった。

【0007】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、無段変速機の変速に際してフィードフォワード制御量が適切な値となるように変速のための目標値を設定する無段変速機の変速制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0008】

かかる目的を達成するための請求項1にかかる発明の要旨とするところは、(a) 変速比を連続的に変化させるために作動油の流入出によって駆動される油圧アクチュエータを有する無段変速機が配設された車両において、前記油圧アクチュエータに流入出する作動油量を調整する変速制御弁を駆動制御するための駆動指令値を、フィードバック制御量と前記無段変速機を変速制御するための目標値の変化量に基づくフィードフォワード制御量とに基づいて求める無段変速機の変速制御装置であって、(b) 前記変速制御弁の上流側油圧と下流側油圧との差圧の推定値を算出する推定差圧算出手段と、(c) 前記差圧の推定値に基づいて前記駆動指令値を所定値としたときにおける前記油圧アクチュエータに流入出可能な最大流量を算出する最大流量算出手段と、(d) 前記最大流量に基づいて前記目標値の変化量のガード値を算出するガード値算出手段と、(e) 前記ガード値を用いて前記目標値の変化量を抑制するガード処理を実行してその目標値を設定する目標値設定手段とを、含むことにある。

【発明の効果】

【0009】

このようにすれば、無段変速機の変速比を制御する変速制御弁を駆動制御するための駆動指令値を、フィードバック制御量と前記無段変速機を変速制御するための目標値の変化量に基づくフィードフォワード制御量とに基づいて求める無段変速機の変速制御装置において、推定差圧算出手段により算出された変速制御弁の上流側油圧と下流側油圧との差圧の推定値に基づいて駆動指令値を所定値としたときにおけるアクチュエータに流入出可能な最大流量が最大流量算出手段により算出され、その最大流量に基づいて目標値の変化量のガード値がガード値算出手段により算出され、目標値設定手段によりそのガード値を用いて目標値の変化量を抑制するガード処理が実行されてその目標値が設定されるので、無段変速機の変速に際して目標値の変化が過度に大きくされず且つ目標値の変化が過剰に小さくされないことから、目標値の変化量に基づくフィードフォワード制御量が適切な値となるように変速のための目標値が設定される。

【0010】

ここで、請求項2にかかる発明は、請求項1に記載の無段変速機の変速制御装置において、前記最大流量算出手段は、前記所定値として、前記駆動指令値の最大値よりも所定幅小さな値を用いるものである。このようにすれば、フィードバック制御を行う場合に、フィードバック制御量に基づいて求められる駆動指令値によるアクチュエータへの作動油の流量が確保されるので、フィードバック制御分の制御応答が維持される。

【0011】

また、請求項3にかかる発明は、請求項1または2に記載の無段変速機の変速制御装置において、前記推定差圧算出手段は、前記変速制御弁の上流側油圧と下流側油圧とに基づいて前記差圧の演算値が所定の下限值以上であるときにはその演算値を差圧の推定値として算出する一方で、その演算値が所定の下限值よりも小さいときにはその下限値を差圧の推定値として算出するものである。このようにすれば、差圧の演算値が所定の下限值よりも小さいような極めて小さな値に誤って推定されたとしても、差圧の推定値に基づいて算出される最大流量が小さな値になり過ぎるのが防止される。これにより、前記目標値の変化量のガード値が小さな値になり過ぎるのが防止されて目標値の変化が過剰に小さくされない。

【0012】

また、請求項4にかかる発明は、請求項1乃至3のいずれか1に記載の無段変速機の変

10

20

30

40

50

速制御装置において、前記変速制御弁の上流側油圧はライン油圧であり、前記変速制御弁の下流側油圧は前記油圧アクチュエータに作用する油圧であり、前記推定差圧算出手段は、最大出力可能なライン油圧に基づいてそのライン油圧と前記油圧アクチュエータに作用する油圧との最大差圧の推定値を算出するものである。このようにすれば、前記油圧アクチュエータに流入出可能な最大流量が算出され、また流量が安定的に出力され得る。

【0013】

また、請求項5にかかる発明は、請求項1乃至4のいずれか1に記載の無段変速機の変速制御装置において、前記無段変速機は、固定シブおよび可動シブを備えた有効径が可変のプライマリプーリおよびセカンダリプーリと、その両プーリに巻き掛けられたベルトとを有するベルト式無段変速機であり、前記油圧アクチュエータは、前記プライマリプーリの可動シブを駆動するものであり、前記可動シブの位置が前記目標値として設定されるものである。このようにすれば、ベルト式無段変速機の変速が適切に実行される。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0014】

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】

【0015】

図1は、本発明が適用された車両用駆動装置10の構成を説明する骨子図である。この車両用駆動装置10は横置き型自動変速機であって、FF（フロントエンジン・フロントドライブ）型車両に好適に採用されるものであり、走行用の動力源としてエンジン12を備えている。内燃機関にて構成されているエンジン12の出力は、エンジン12のクランク軸、流体式伝動装置としてのトルクコンバータ14から前後進切換装置16、ベルト式の無段変速機（CVT）18、減速歯車装置20を介して差動歯車装置22に伝達され、左右の駆動輪24L、24Rへ分配される。

20

【0016】

トルクコンバータ14は、エンジン12のクランク軸に連結されたポンプ翼車14p、およびトルクコンバータ14の出力側部材に相当するタービン軸34を介して前後進切換装置16に連結されたタービン翼車14tを備えており、流体を介して動力伝達を行うようになっている。また、それ等のポンプ翼車14pおよびタービン翼車14tの間にはロックアップクラッチ26が設けられており、油圧制御回路100（図2、図3参照）内の図示しないロックアップコントロールバルブ（L/C制御弁）などによって係合側油室および解放側油室に対する油圧供給が切り換えられることにより、係合または解放されるようになっており、完全係合させられることによりポンプ翼車14pおよびタービン翼車14tは一体回転させられる。ポンプ翼車14pには、無段変速機18を変速制御したりベルト挟圧力を発生させたり、ロックアップクラッチ26を係合解放制御したり、或いは各部に潤滑油を供給したりするための油圧をエンジン12により回転駆動されることにより発生する機械式のオイルポンプ28が連結されている。

30

【0017】

前後進切換装置16は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置を主体として構成されており、トルクコンバータ14のタービン軸34はサンギヤ16sに一体的に連結され、無段変速機18の入力軸36はキャリア16cに一体的に連結されている一方、キャリア16cとサンギヤ16sは前進用クラッチC1を介して選択的に連結され、リングギヤ16rは後進用ブレーキB1を介してハウジングに選択的に固定されるようになっている。前進用クラッチC1および後進用ブレーキB1は断続装置に相当するもので、何れも油圧シリンダによって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置である。

40

【0018】

そして、前進用クラッチC1が係合させられるとともに後進用ブレーキB1が解放されると、前後進切換装置16は一体回転状態とされることによりタービン軸34が入力軸36に直結され、前進用動力伝達経路が成立（達成）させられて、前進方向の駆動力が無段変速機18側へ伝達される。また、後進用ブレーキB1が係合させられるとともに前進用

50

クラッチ C 1 が解放されると、前後進切換装置 1 6 は後進用動力伝達経路が成立（達成）させられて、入力軸 3 6 はタービン軸 3 4 に対して逆方向へ回転させられるようになり、後進方向の駆動力が無段変速機 1 8 側へ伝達される。また、前進用クラッチ C 1 および後進用ブレーキ B 1 が共に解放されると、前後進切換装置 1 6 は動力伝達を遮断するニュートラル（遮断状態）になる。

【 0 0 1 9 】

無段変速機 1 8 は、入力軸 3 6 に設けられた入力側部材である有効径が可変の入力側可変プーリ（プライマリプーリ）4 2 と、出力軸 4 4 に設けられた出力側部材である有効径が可変の出力側可変プーリ（セカンダリプーリ）4 6 と、それ等の可変プーリ 4 2、4 6 に巻き掛けられた伝動ベルト 4 8 とを備えており、可変プーリ 4 2、4 6 と伝動ベルト 4 8 との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。

10

【 0 0 2 0 】

可変プーリ 4 2 および 4 6 は、入力軸 3 6 および出力軸 4 4 にそれぞれ固定された固定回転体である入力側固定シープ 4 2 a および出力側固定シープ 4 6 a と、入力軸 3 6 および出力軸 4 4 に対して軸まわりの相対回転不能かつ軸方向の移動可能に設けられた可動回転体である入力側可動シープ 4 2 b および出力側可動シープ 4 6 b と、それらの間の V 溝幅を変更する推力を付与する油圧アクチュエータとしての入力側油圧シリンダ（プライマリプーリ側油圧シリンダ）4 2 c および出力側油圧シリンダ（セカンダリプーリ側油圧シリンダ）4 6 c とを備えて構成されており、入力側油圧シリンダ 4 2 c への作動油の供給排出流量が油圧制御回路 1 0 0 によって制御されることにより、両可変プーリ 4 2、4 6 の V 溝幅が変化して伝動ベルト 4 8 の掛かり径（有効径）が変更され、変速比（=入力軸回転速度 N_{IN} / 出力軸回転速度 N_{OUT} ）が連続的に変化させられる。また、出力側油圧シリンダ 4 6 c の油圧（ベルト挟圧 P_d ）が油圧制御回路 1 0 0 によって調圧制御されることにより、伝動ベルト 4 8 が滑りを生じないようにベルト挟圧力が制御される。このような制御の結果として、入力側油圧シリンダ 4 2 c の油圧（変速制御圧 P_{in} ）が生じるのである。

20

【 0 0 2 1 】

図 2 は、図 1 の車両用駆動装置 1 0 などを制御するために車両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。電子制御装置 5 0 は、例えば CPU、RAM、ROM、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、CPU は RAM の一時記憶機能を利用しつつ予め ROM 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、エンジン 1 2 の出力制御や無段変速機 1 8 の変速制御およびベルト挟圧力制御やロックアップクラッチ 2 6 のトルク容量制御等を実行するようになっており、必要に応じてエンジン制御用や無段変速機 1 8 およびロックアップクラッチ 2 6 の油圧制御用等に分けて構成される。

30

【 0 0 2 2 】

電子制御装置 5 0 には、エンジン回転速度センサ 5 2 により検出されたクランク軸回転角度（位置） A_{CR} （°）およびエンジン 1 2 の回転速度（エンジン回転速度） N_E に対応するクランク軸回転速度を表す信号、タービン回転速度センサ 5 4 により検出されたタービン軸 3 4 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 5 6 により検出された無段変速機 1 8 の入力回転速度である入力軸 3 6 の回転速度（入力軸回転速度） N_{IN} を表す信号、車速センサ（出力軸回転速度センサ）5 8 により検出された無段変速機 1 8 の出力回転速度である出力軸 4 4 の回転速度（出力軸回転速度） N_{OUT} すなわち出力軸回転速度 N_{OUT} に対応する車速 V を表す車速信号、スロットルセンサ 6 0 により検出されたエンジン 1 2 の吸気配管 3 2（図 1 参照）に備えられた電子スロットル弁 3 0 のスロットル弁開度 T_H を表すスロットル弁開度信号、冷却水温センサ 6 2 により検出されたエンジン 1 2 の冷却水温 T_W を表す信号、CVT 油温センサ 6 4 により検出された無段変速機 1 8 等の油圧回路の油温 T_{CVT} を表す信号、アクセル開度センサ 6 6 により検出されたアクセルペダル 6 8 の操作量であるアクセル開度 A_{cc} を表すアクセル開度信号、フットブレーキスイッチ 7 0 により検出された常用ブレーキであるフットブ

40

50

レーキの操作の有無 B_{ON} を表すブレーキ操作信号、レバーポジションセンサ 72 により検出されたシフトレバー 74 のレバーポジション（操作位置） P_{SH} を表す操作位置信号などが供給されている。

【 0 0 2 3 】

また、電子制御装置 50 からは、エンジン 12 の出力制御の為のエンジン出力制御指令信号 S_E 、例えば電子スロットル弁 30 の開閉を制御するためのスロットルアクチュエータ 76 を駆動するスロットル信号や燃料噴射装置 78 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 80 によるエンジン 12 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、無段変速機 18 の変速比 を変化させる為の変速制御指令信号 S_T 例えば入力側油圧シリンダ 42c への作動油の流量を制御するソレノイド弁 DS_1 およびソレノイド弁 DS_2 を駆動するための指令信号、伝動ベルト 48 の挟圧力を調整させる為の挟圧力制御指令信号 S_B 例えばベルト挟圧 P_d を調圧するリニアソレノイド弁 SL_S を駆動するための指令信号、ライン油圧 P_L を制御させる為のライン油圧制御指令信号 S_{P_L} 例えばライン油圧 P_L を調圧するリニアソレノイド弁 SL_T を駆動するための指令信号などが油圧制御回路 100 へ出力される。

【 0 0 2 4 】

シフトレバー 74 は、例えば運転席の近傍に配設され、順次位置させられている 5 つのレバーポジション「P」、「R」、「N」、「D」、および「L」（図 3 参照）のうちの何れかへ手動操作されるようになっている。

【 0 0 2 5 】

「P」ポジション（レンジ）は車両用駆動装置 10 の動力伝達経路を解放しすなわち車両用駆動装置 10 の動力伝達が遮断されるニュートラル状態（中立状態）とし且つメカニカルパーキング機構によって機械的に出力軸 44 の回転を阻止（ロック）するための駐車ポジション（位置）であり、「R」ポジションは出力軸 44 の回転方向を逆回転とするための後進走行ポジション（位置）であり、「N」ポジションは車両用駆動装置 10 の動力伝達が遮断されるニュートラル状態とするための中立ポジション（位置）であり、「D」ポジションは無段変速機 18 の変速を許容する変速範囲で自動変速モードを成立させて自動変速制御を実行させる前進走行ポジション（位置）であり、「L」ポジションは強いエンジンブレーキが作用させられるエンジンブレーキポジション（位置）である。このように、「P」ポジションおよび「N」ポジションは車両を走行させないときに選択される非走行ポジションであり、「R」ポジション、「D」ポジションおよび「L」ポジションは車両を走行させるときに選択される走行ポジションである。

【 0 0 2 6 】

図 3 は、油圧制御回路 100 のうち無段変速機 18 のベルト挟圧力制御、変速比制御、およびシフトレバー 74 の操作に伴う前進用クラッチ C_1 或いは後進用ブレーキ B_1 の係合油圧制御に関する要部を示す油圧回路図である。図 3 において、油圧制御回路 100 は、伝動ベルト 48 が滑りを生じないように出力側油圧シリンダ 46c の油圧であるベルト挟圧 P_d を調圧する挟圧力コントロールバルブ 110、変速比 が連続的に変化させられるように入力側油圧シリンダ 42c への作動油の流量を制御する変速制御弁としての変速比コントロールバルブ UP_{114} および変速比コントロールバルブ DN_{116} 、変速制御圧 P_{in} とベルト挟圧 P_d との比率を予め定められた関係とする推力比コントロールバルブ 118、前進用クラッチ C_1 および後進用ブレーキ B_1 が係合或いは解放されるようにシフトレバー 74 の操作に従って油路が機械的に切り換えられるマニュアルバルブ 120 等を備えている。

【 0 0 2 7 】

ライン油圧 P_L は、エンジン 12 により回転駆動される機械式のオイルポンプ 28 から出力（発生）される作動油圧を元圧として、例えばリリーフ型のプライマリレギュレータバルブ（ライン油圧調圧弁）122 によりリニアソレノイド弁 SL_T の出力油圧である制御油圧 P_{SL_T} に基づいてエンジン負荷等に応じた値に調圧されるようになっている。

【 0 0 2 8 】

10

20

30

40

50

より具体的には、プライマリレギュレータバルブ122は、軸方向へ移動可能に設けられることにより入力ポート122iを開閉してオイルポンプ28から発生される作動油圧を出力ポート122tを経て吸入油路124へ排出するスプール弁子122aと、そのスプール弁子122aを閉弁方向へ付勢する付勢手段としてのスプリング122bと、そのスプリング122bを収容し且つスプール弁子122aに閉弁方向の推力を付与するために制御油圧 P_{SLT} を受け入れる油室122cと、スプール弁子122aに開弁方向の推力を付与するためにオイルポンプ28から発生される作動油圧を受け入れる油室122dとを備えている。

【0029】

このように構成されたプライマリレギュレータバルブ122において、スプリング122bの付勢力を F_S 、油室122cにおける制御油圧 P_{SLT} の受圧面積を a 、油室122dにおけるライン油圧 P_L の受圧面積差を b とすると、次式(1)で平衡状態となる。

$$P_L \times b = P_{SLT} \times a + F_S \quad \dots (1)$$

従って、ライン油圧 P_L は、次式(2)で表され、制御油圧 P_{SLT} に比例する。

$$P_L = P_{SLT} \times (a/b) + F_S/b \quad \dots (2)$$

【0030】

このように、プライマリレギュレータバルブ122とリニアソレノイド弁 S_{LT} とは、油圧指令値としてのライン油圧制御指令信号 S_{PL} に基づいてオイルポンプ28から吐出される作動油をライン油圧 P_L に調圧する調圧装置として機能する。

【0031】

モジュレータ油圧 P_M は、制御油圧 P_{SLT} およびリニアソレノイド弁 S_{LS} の出力油圧である制御油圧 P_{SLs} の元圧となるものであると共に、電子制御装置50によってデューティ制御されるソレノイド弁 D_{S1} の出力油圧である制御油圧 P_{DS1} およびソレノイド弁 D_{S2} の出力油圧である制御油圧 P_{DS2} の元圧となるものであって、ライン油圧 P_L を元圧としてモジュレータバルブ126により一定圧に調圧されるようになっている。

【0032】

出力油圧 P_{LM2} は、ライン油圧 P_L を元圧としてライン圧モジュレータNO.2バルブ128により制御油圧 P_{SLT} に基づいて調圧されるようになっている。

【0033】

前記マニュアルバルブ120において、入力ポート120aには出力油圧 P_{LM2} が供給される。そして、シフトレバー74が「D」ポジション或いは「L」ポジションに操作されると、出力油圧 P_{LM2} が前進走行用出力圧として前進用出力ポート120fを経て前進用クラッチC1に供給され且つ後進用ブレーキB1内の作動油が後進用出力ポート120rから排出ポートEXを経て例えば大気圧にドレーン(排出)されるようにマニュアルバルブ120の油路が切り換えられ、前進用クラッチC1が係合させられると共に後進用ブレーキB1が解放させられる。

【0034】

また、シフトレバー74が「R」ポジションに操作されると、出力油圧 P_{LM2} が後進走行用出力圧として後進用出力ポート120rを経て後進用ブレーキB1に供給され且つ前進用クラッチC1内の作動油が前進用出力ポート120fから排出ポートEXを経て例えば大気圧にドレーン(排出)されるようにマニュアルバルブ120の油路が切り換えられ、後進用ブレーキB1が係合させられると共に前進用クラッチC1が解放させられる。

【0035】

また、シフトレバー74が「P」ポジションおよび「N」ポジションに操作されると、入力ポート120aから前進用出力ポート120fへの油路および入力ポート120aから後進用出力ポート120rへの油路がいずれも遮断され且つ前進用クラッチC1および後進用ブレーキB1内の作動油が何れもマニュアルバルブ120からドレーンされるようにマニュアルバルブ120の油路が切り換えられ、前進用クラッチC1および後進用ブレーキB1が共に解放させられる。

10

20

30

40

50

【0036】

前記変速比コントロールバルブUP114は、軸方向へ移動可能に設けられることによりライン油圧 P_L を入力ポート114iから入出力ポート114jを経て入力側可変プリー42へ供給可能且つ入出力ポート114kを閉弁するアップシフト位置と入力側可変プリー42が入出力ポート114jを介して入出力ポート114kと連通させられる原位置とに位置させられるスプール弁子114aと、そのスプール弁子114aを原位置側に向かって付勢する付勢手段としてのスプリング114bと、そのスプリング114bを収容し且つスプール弁子114aに原位置側に向かう推力を付与するために制御油圧 P_{Ds2} を受け入れる油室114cと、スプール弁子114aにアップシフト位置側に向かう推力を付与するために制御油圧 P_{Ds1} を受け入れる油室114dとを備えている。

10

【0037】

また、変速比コントロールバルブDN116は、軸方向へ移動可能に設けられることにより入出力ポート116jが排出ポートEXと連通させられるダウンシフト位置と入出力ポート116jが入出力ポート116kと連通させられる原位置とに位置させられるスプール弁子116aと、そのスプール弁子116aを原位置側に向かって付勢する付勢手段としてのスプリング116bと、そのスプリング116bを収容し且つスプール弁子116aに原位置側に向かう推力を付与するために制御油圧 P_{Ds1} を受け入れる油室116cと、スプール弁子116aにダウンシフト位置側に向かう推力を付与するために制御油圧 P_{Ds2} を受け入れる油室116dとを備えている。

20

【0038】

このように構成された変速比コントロールバルブUP114および変速比コントロールバルブDN116において、中心線より左側半分に示すようにスプール弁子114aがスプリング114bの付勢力に従って原位置に保持されている閉じ状態では、入出力ポート114jと入出力ポート114kとが連通させられ、入力側可変プリー42（入力側油圧シリンダ42c）の作動油が入出力ポート116jへ流通することが許容される。また、中心線より右側半分に示すようにスプール弁子116aがスプリング116bの付勢力に従って原位置に保持されている閉じ状態では、入出力ポート116jと入出力ポート116kとが連通させられ、推力比コントロールバルブ118からの推力比制御油圧 P が入出力ポート114kへ流通することが許容される。

30

【0039】

また、制御油圧 P_{Ds1} が油室114dへ供給されると、中心線より右側半分に示すようにスプール弁子114aがその制御油圧 P_{Ds1} に応じた推力によりスプリング114bの付勢力に抗してアップシフト位置側へ移動させられ、ライン油圧 P_L が制御油圧 P_{Ds1} に対応する流量で入力ポート114iから入出力ポート114jを経て入力側油圧シリンダ42cへ供給されると共に、入出力ポート114kが遮断されて変速比コントロールバルブDN116側への作動油の流通が阻止される。これにより、入力側油圧シリンダ42c内の流量が増大させられ、入力側油圧シリンダ42cにより入力側可動シープ42bのシープ位置Xが入力側固定シープ42a側へ移動させられ、入力側可変プリー42のV溝幅が狭くされて変速比が小さくされるすなわち無段変速機18がアップシフトされる。なお、このとき出力側可変プリー46のV溝幅が広くされるが、後述するように挟圧力コントロールバルブ110により伝動ベルト48が滑りを生じないように出力側油圧シリンダ46cのベルト挟圧Pdが調圧させられる。

40

【0040】

また、制御油圧 P_{Ds2} が油室116dへ供給されると、中心線より左側半分に示すようにスプール弁子116aがその制御油圧 P_{Ds2} に応じた推力によりスプリング116bの付勢力に抗してダウンシフト位置側へ移動させられ、入力側油圧シリンダ42cの作動油が制御油圧 P_{Ds2} に対応する流量で入出力ポート114jから入出力ポート114kさらに入出力ポート116jを経て排出ポートEXから排出される。これにより、入力側油圧シリンダ42c内の流量が減少させられ、入力側油圧シリンダ42cにより入力側可動シープ42bのシープ位置Xが入力側固定シープ42aとは反対側へ移動させられ、

50

入力側可変プーリ42のV溝幅が広くされて変速比 が大きくされるすなわち無段変速機18がダウンシフトされる。なお、このとき出力側可変プーリ46のV溝幅が狭くされ、後述するように挟圧力コントロールバルブ110により伝動ベルト48が滑りを生じないように出力側油圧シリンダ46cのベルト挟圧Pdが調圧させられる。

【0041】

このように、ライン油圧 P_L は変速制御圧Pinの元圧となるものであって、制御油圧 P_{DS1} が出力されると変速比コントロールバルブUP114に入力されたライン油圧 P_L が入力側油圧シリンダ42cへ供給されて変速制御圧Pinが高められて連続的にアップシフトされ、制御油圧 P_{DS2} が出力されると入力側油圧シリンダ42cの作動油が排出ポートEXから排出されて変速制御圧Pinが低められて連続的にダウンシフトされる。

10

【0042】

前記シープ位置Xは、変速比 が1であるときの入力側可動シープ42bの位置を基準位置すなわちシープ位置 $X=0$ として、軸と平行方向におけるその基準位置からの入力側可動シープ42bの絶対位置を表すものである。例えば、入力側固定シープ42a側を正(+)とし、入力側固定シープ42aとは反対側を負(-)とする(図1参照)。

【0043】

また、制御油圧 P_{DS1} は変速比コントロールバルブDN116の油室116cに供給され、制御油圧 P_{DS2} に拘らずその変速比コントロールバルブDN116を閉じ状態としてダウンシフトを制限する一方、制御油圧 P_{DS2} は変速比コントロールバルブUP114の油室114cに供給され、制御油圧 P_{DS1} に拘らずその変速比コントロールバルブUP114を閉じ状態としてアップシフトを禁止するようになっている。つまり、制御油圧 P_{DS1} および制御油圧 P_{DS2} が共に供給されないときはもちろんであるが、制御油圧 P_{DS1} および制御油圧 P_{DS2} が共に供給されるときにも、変速比コントロールバルブUP114および変速比コントロールバルブDN116は何れも原位置に保持されている閉じ状態とされる。これにより、電気系統の故障などでソレノイド弁DS1、DS2の一方が機能しなくなり、制御油圧 P_{DS1} または制御油圧 P_{DS2} が最大圧で出力され続けるオンフェール時となった場合でも、急なアップシフトやダウンシフトが生じたり、その急変速に起因してベルト滑りが発生したりすることが防止される。

20

【0044】

前記挟圧力コントロールバルブ110は、軸方向へ移動可能に設けられることにより入力ポート110iを開閉してライン油圧 P_L を入力ポート110iから出力ポート110tを経て出力側可変プーリ46および推力比コントロールバルブ118へベルト挟圧Pdを供給可能にするスプール弁子110aと、そのスプール弁子110aを開弁方向へ付勢する付勢手段としてのスプリング110bと、そのスプリング110bを収容し且つスプール弁子110aに開弁方向の推力を付与するために制御油圧 P_{SLs} を受け入れる油室110cと、スプール弁子110aに閉弁方向の推力を付与するために出力ポート110tから出力されたベルト挟圧Pdを受け入れるフィードバック油室110dと、スプール弁子110aに閉弁方向の推力を付与するためにモジュレータ油圧 P_M を受け入れる油室110eとを備えている。

30

【0045】

このように構成された挟圧力コントロールバルブ110において、伝動ベルト48が滑りを生じないように制御油圧 P_{SLs} をパイロット圧としてライン油圧 P_L が連続的に調圧制御されることにより、出力ポート110tからベルト挟圧Pdが出力される。このように、ライン油圧 P_L はベルト挟圧Pdの元圧となるものである。なお、出力ポート110tと出力側油圧シリンダ46cとの間の油路には油圧センサ130が設けられており、この油圧センサ130によりベルト挟圧Pdが検出される。

40

【0046】

前記推力比コントロールバルブ118は、軸方向へ移動可能に設けられることにより入力ポート118iを開閉してライン油圧 P_L を入力ポート118iから出力ポート118tを経て変速比コントロールバルブDN116へ推力比制御油圧P を供給可能にするス

50

プールの弁子 118a と、そのスプール弁子 118a を開弁方向へ付勢する付勢手段としてのスプリング 118b と、そのスプリング 118b を収容し且つスプール弁子 118a に開弁方向の推力を付与するためにベルト挟圧 Pd を受け入れる油室 118c と、スプール弁子 118a に閉弁方向の推力を付与するために出力ポート 118t から出力された推力比制御油圧 P を受け入れるフィードバック油室 118d とを備えている。

【0047】

このように構成された推力比コントロールバルブ 118 において、油室 118c におけるベルト挟圧 Pd の受圧面積を a、フィードバック油室 118d における推力比制御油圧 P の受圧面積を b、スプリング 118b の付勢力を F_s とすると、次式(3)で平衡状態となる。

$$P \times b = Pd \times a + F_s \quad \dots (3)$$

従って、推力比制御油圧 P は、次式(4)で表され、ベルト挟圧 Pd に比例する。

$$P = Pd \times (a / b) + F_s / b \quad \dots (4)$$

【0048】

そして、制御油圧 P_{DS1} および制御油圧 P_{DS2} が共に供給されないか、或いは所定圧以上の制御油圧 P_{DS1} および所定圧以上の制御油圧 P_{DS2} がともに供給されて、変速比コントロールバルブ UP114 および変速比コントロールバルブ DN116 が何れも原位置に保持されている閉じ状態とされたときには、推力比制御油圧 P が入力側油圧シリンダ 42c に供給されることから、変速制御圧 Pin が推力比制御油圧 P と一致させられる。つまり、推力比コントロールバルブ 118 により変速制御圧 Pin とベルト挟圧 Pd との比率を予め定められた関係に保つ推力比制御油圧 P すなわち変速制御圧 Pin が出力される。

【0049】

例えば、入力軸回転速度センサ 56 や車速センサ 58 の精度上所定車速 V' 以下の低車速状態では入力軸回転速度 N_{IN} や車速 V の検出精度が劣ることから、このような低車速走行時や発進時には、例えば制御油圧 P_{DS1} および制御油圧 P_{DS2} を共に供給せず変速比コントロールバルブ UP114 および変速比コントロールバルブ DN116 を何れも閉じ状態とする所謂閉じ込み制御を実行する。これにより、低車速走行時や発進時には変速制御圧 Pin とベルト挟圧 Pd との比率を予め定められた関係とするようにベルト挟圧 Pd に比例する変速制御圧 Pin が入力側油圧シリンダ 42c へ供給されて、車両停車時から極低車速時における伝動ベルト 48 のベルト滑りが防止されると共に、このとき例えば最大変速比 max に対応する推力比 $(= \text{出力側油圧シリンダ推力 } W_{OUT} / \text{入力側油圧シリンダ推力 } W_{IN})$; W_{OUT} はベルト挟圧 Pd x 出力側油圧シリンダ 46c の受圧面積 S_{OUT} 、 W_{IN} は変速制御圧 Pin x 入力側油圧シリンダ 42c の受圧面積 S_{IN}) より大きな推力比が可能なように上記式(4)の右辺第1項の (a / b) や F_s / b が設定されていると、最大変速比 max 又はその近傍の変速比 max' にて良好な発進が行われる。また、上記所定車速 V' は、所定回転部材の回転速度例えば入力軸回転速度 N_{IN} が検出不可な回転速度となる車速 V として予め定められた下限の車速であって、例えば 2 km/h 程度に設定されている。

【0050】

図4は、電子制御装置 50 による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【0051】

図4において、基本目標シープ位置設定手段 150 は、無段変速機 18 を変速制御するための目標値として基本目標シープ位置 X_t を設定する。具体的には、基本目標シープ位置設定手段 150 は、入力軸回転速度 N_{IN} の目標入力軸回転速度 N_{IN}^* を設定する目標入力回転設定手段 152 と、目標入力軸回転速度 N_{IN}^* を目標変速比 * に変換する目標変速比算出手段 154 とを備え、目標変速比 * をシープ位置 X に変換して基本目標シープ位置 X_t を設定する。

【0052】

例えば、前記目標入力回転設定手段 152 は、図5に示すようなアクセル開度 Acc をバ

10

20

30

40

50

ラメータとして車速 V と無段変速機 18 の目標入力回転速度である目標入力軸回転速度 N_{IN}^* との予め定められて記憶された関係（変速マップ）から実際の車速 V およびアクセル開度 A_{cc} で示される車両状態に基づいて入力軸回転速度 N_{IN} の目標入力軸回転速度 N_{IN}^* を設定する。

【0053】

また、前記目標変速比算出手段 154 は、前記目標入力回転設定手段 152 により設定された目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に基づいて目標変速比 i^* ($= N_{IN}^* / N_{OUT}$) を算出する。

【0054】

また、前記基本目標シブ位置設定手段 150 は、変速比 i とその変速比 i^* に対して一義的に定まるシブ位置 X との予め定められて記憶されない関係（シブ位置マップ）から前記目標変速比算出手段 154 により算出された目標変速比 i^* に基づいて基本目標シブ位置 X_t を設定する。

【0055】

上記基本目標シブ位置 X_t は、基本的には無段変速機 18 を変速制御するための目標値として設定されるものである。しかしながら、本実施例の変速制御においては、目標値と実際値との偏差に基づくフィードバック制御に加え、目標値の変化量に基づくフィードフォワード制御が実行されることから、フィードバック制御用の目標値の設定として良く知られているように変速応答性の向上等を目的としてステップ的に大きくされる目標値が設定されると、その目標値の変化量によってはフィードフォワード制御における指令値が出力可能な適正範囲を超えて過度に大きくなってしまふ可能性がある。これに対して、目標値の変化が過度に大きくされないように目標値の変化を制限すると、その制限量によっては変速の応答性が不十分なものとなる可能性がある。また、目標値がステップ的に大きくされると、その大きくされた時点のみフィードフォワード制御における指令値が出力されるが、目標値が略一定となる範囲ではフィードフォワード制御のための出力が略零とされて変速が停滞する可能性がある。なお、本明細書においては、変化量は、単位時間当たりの変化量を示すものであり、また繰り返し実行される制御作動にて用いられることから実質的に変化速度と同義である。後述される移動量についても移動速度と同義である。

【0056】

そこで、本実施例では、基本目標シブ位置 X_t の変化量（以下、目標シブ位置変化量という） ΔX_t を抑制するガード処理を実行して目標値としてガード後目標シブ位置 X_{tg} を設定する。以下、そのガード後目標シブ位置 X_{tg} の設定について詳細に説明する。

【0057】

推定差圧算出手段 156 は、変速制御弁（変速比コントロールバルブ UP 114 および変速比コントロールバルブ DN 116）の上流側油圧であるライン油圧 P_L と下流側油圧である変速制御圧 P_{in} とのバルブ差圧の推定値（以下、推定バルブ差圧という） P を算出する。具体的には、推定差圧算出手段 156 は、変速制御圧 P_{in} の推定値（以下、推定 P_{in} 圧という）を算出する推定 P_{in} 算出手段 158 と、現在出力可能な最大ライン油圧の推定値（以下、推定ライン油圧）を算出する推定 P_L 算出手段 160 と、その推定 P_{in} 圧と推定ライン油圧とに基づいて推定バルブ差圧 P ($=$ 推定ライン油圧 - 推定 P_{in} 圧) を演算する P 演算手段 162 と、演算された推定バルブ差圧 P の値を下限を制限する下限ガード処理を行う下限ガード処理手段 164 とを備え、下限ガード処理された値を最終的な推定バルブ差圧 P として算出する。この推定バルブ差圧 P は、現在流入出可能な入力側油圧シリンダ 42c への作動油の流量 Q ($=$ 入力側可動シブ 42b の移動量 $X \times S_{IN}$) を求める際に用いられるものである。

【0058】

例えば、前記推定 P_{in} 算出手段 158 は、次式 (5) ~ (7) に従って推定 P_{in} 圧を算出する。

$$\text{推定 } P_{in} \text{ 圧} = (W_{IN} - k_{IN} \times N_{IN}^2) / S_{IN} \cdots (5)$$

10

20

30

40

50

$$W_{IN} = W_{OUT} / (a + b \times \log_{10} + c \times T_{IN} + d \times N_{IN}) \quad \dots (6)$$

$$W_{OUT} = Pd \times S_{OUT} + k_{OUT} \times N_{OUT}^2 \quad \dots (7)$$

【0059】

尚、 k_{IN} は入力側油圧シリンダ42cの遠心油圧係数、 a 、 b 、 c 、 d は実験的に求められた係数、 T_{IN} は無段変速機18への入力トルク、 Pd は油圧センサ130により検出されたベルト挟圧、 k_{OUT} は出力側油圧シリンダ46cの遠心油圧係数である。

【0060】

また、上記入力トルク T_{IN} は、エンジントルク推定値 T_{E0} 、トルクコンバータ14のトルク比 t 、および入力慣性トルク等から算出される。このエンジントルク推定値 T_{E0} はスロットル弁開度 T_H をパラメータとしてエンジン回転速度 N_E とエンジントルク推定値 T_{E0} との予め実験的に求めて記憶された図示しない関係（エンジントルクマップ）から実際のエンジン回転速度 N_E およびスロットル弁開度 T_H に基づいて算出され、トルク比 t は (N_{IN} / N_E) の関数であり、入力慣性トルクは入力軸回転速度 N_{IN} の時間変化量から算出される。

【0061】

また、前記推定 P_L 算出手段160は、オイルポンプ28の回転速度すなわちエンジン回転速度 N_E とエンジン回転速度 N_E に比例して発生可能なオイルポンプ28の最大発生油圧に基づいてプライマリレギュレータバルブ122により調圧可能なライン油圧 P_L の最大油圧との予め実験的に求められて記憶された関係（ライン油圧マップ）から実際のエンジン回転速度 N_E に基づいて現在出力可能な推定ライン油圧を算出する。

【0062】

また、前記 P 演算手段162は、前記推定 P_L 算出手段160により算出された推定ライン油圧と前記推定 P_{in} 算出手段158により算出された推定 P_{in} 圧とに基づいて最大となる推定バルブ差圧 P の演算値を算出する。

【0063】

また、前記下限ガード処理手段164は、前記 P 演算手段162により算出された推定バルブ差圧 P の演算値が所定の下限値としての差圧下限値 P_{min} より小さいか否かを判断し、推定バルブ差圧 P の演算値が差圧下限値 P_{min} 以上であるときにはその演算値をそのまま推定バルブ差圧 P とする一方で、推定バルブ差圧 P の演算値が差圧下限値 P_{min} よりも小さいときにはその差圧下限値 P_{min} を推定バルブ差圧 P とする。この差圧下限値 P_{min} は、推定ライン油圧と推定 P_{in} 圧とが共に推定値であるが為に推定バルブ差圧 P の演算値が小さくなり過ぎて変速制御弁を介して出力可能な流量 Q が小さくなり過ぎることを防止するように、その演算値の下限を制限する下限ガード処理する為の予め実験的に求められて定められた判定値である。

【0064】

また、前記推定差圧算出手段156は、前記下限ガード処理手段164により下限ガード処理された後の推定バルブ差圧 P を最終的な推定バルブ差圧 P として算出する。

【0065】

最大流量算出手段166は、前記推定差圧算出手段156により算出された推定バルブ差圧 P に基づいて、変速制御弁をデューティ制御するための駆動指令値としての変速制御指令信号 S_T を所定値としたときにおける入力側油圧シリンダ42cに流入出可能な最大流量 Q_{max} を算出する。また、最大流量算出手段166は、上記所定値として、変速制御指令信号 S_T としてのDuty値の最大値よりも所定幅小さな固定値である基準Duty値を用いる。この所定幅は、フィードフォワード制御分のフィードフォワード流量 Q_{FF} が制限され且つフィードバック制御分のフィードバック流量 Q_{FB} が確保されるように、予め実験的に求められた値である。

【0066】

例えば、最大流量算出手段166は、図6に示すようなDuty値をパラメータとして推定バルブ差圧 P と流量 Q との予め定められて記憶された関係（流量マップ）から上記基準Duty値および前記推定差圧算出手段156により算出された推定バルブ差圧 P に基づい

10

20

30

40

50

て最大流量 Q_{max} を算出する。

【 0 0 6 7 】

ガード値算出手段 1 6 8 は、前記最大流量算出手段 1 6 6 により算出された最大流量 Q_{max} に基づいて、目標シーブ位置変化量 X_t のガード値 $X_g (= Q_{max} / S_{IN})$ を算出する。このガード値 X_g は、実際のシーブ位置 X が相対的に変化可能な最大変化可能量すなわち入力側可動シーブ 4 2 b が相対的に移動可能な最大移動量であって、目標シーブ位置変化量 X_t を抑制するガード処理（以下、シーブ位置変化量ガード処理という）を実行するためのその目標シーブ位置変化量 X_t の上限を制限するシーブ移動量ガード値である。

【 0 0 6 8 】

目標値設定手段としてのガード後目標シーブ位置設定手段 1 7 0 は、前記ガード値算出手段 1 6 8 により算出されたガード値 X_g を用いてシーブ位置変化量ガード処理を実行してガード後目標シーブ位置 X_{tg} を設定する。具体的には、ガード後目標シーブ位置設定手段 1 7 0 は、目標シーブ位置変化量 X_t を算出する目標シーブ位置変化量算出手段 1 7 2 と、上記ガード値 X_g を用いてシーブ位置変化量ガード処理を実行してガード処理後の目標シーブ位置変化量（以下、ガード後目標シーブ位置変化量という） X_{tg} を算出する目標シーブ位置ガード処理手段 1 7 4 とを備え、そのガード後目標シーブ位置変化量 X_{tg} に基づいてガード後目標シーブ位置 X_{tg} を設定する。

【 0 0 6 9 】

例えば、前記目標シーブ位置変化量算出手段 1 7 2 は、次式（ 8 ）に従って目標シーブ位置変化量 X_t を算出する。

$$X_t = X_t(i) - X_{tg}(i - 1) \quad \dots (8)$$

【 0 0 7 0 】

尚、 $X_t(i)$ は繰り返し実行される制御作動（図 9 参照）における i 回目の基本目標シーブ位置 X_t であり、 $X_{tg}(i - 1)$ は $(i - 1)$ 回目のガード後目標シーブ位置 X_{tg} である。また、初回の制御作動時には、この $X_{tg}(i - 1)$ は算出されていないので零とされ、目標シーブ位置変化量 X_t は $X_t(i)$ とされる。

【 0 0 7 1 】

また、前記目標シーブ位置ガード処理手段 1 7 4 は、前記目標シーブ位置変化量算出手段 1 7 2 により算出された目標シーブ位置変化量 X_t の絶対値が前記ガード値算出手段 1 6 8 により算出されたガード値 X_g の絶対値より大きいと判断し、目標シーブ位置変化量 X_t の絶対値がガード値 X_g の絶対値より大きいときにはガード値 X_g をガード後目標シーブ位置変化量 X_{tg} とする一方で、目標シーブ位置変化量 X_t の絶対値がガード値 X_g の絶対値以下であるときには目標シーブ位置変化量 X_t をガード後目標シーブ位置変化量 X_{tg} とする。

【 0 0 7 2 】

また、ガード後目標シーブ位置設定手段 1 7 0 は、次式（ 9 ）に従ってガード後目標シーブ位置 X_{tg} を算出する。

$$X_{tg} = X_{tg}(i - 1) + X_{tg}(i) \quad \dots (9)$$

【 0 0 7 3 】

尚、 $X_{tg}(i)$ は繰り返し実行される制御作動（図 9 参照）における i 回目のガード後目標シーブ位置変化量 X_{tg} である。また、初回の制御作動時には、この $X_{tg}(i - 1)$ は零とされてガード後目標シーブ位置 X_{tg} は $X_{tg}(i)$ とされる。

【 0 0 7 4 】

出力流量算出手段 1 7 6 は、フィードフォワード制御の実行に必要なフィードフォワード制御量としてのフィードフォワード流量 Q_{FF} とフィードバック制御の実行に必要なフィードバック制御量としてのフィードバック流量 Q_{FB} とをそれぞれ算出して、無段変速機 1 8 の変速に必要な変速制御量としての変速流量 $Q_{FFFB} (= Q_{FF} + Q_{FB})$ を算出する。

【 0 0 7 5 】

10

20

30

40

50

例えば、出力流量算出手段 176 は、次式 (10) に従ってフィードフォワード流量 Q_{FF} を算出し、次式 (11) に従ってフィードバック流量 Q_{FB} を算出して、変速流量 Q_{FFB} を算出する。

$$Q_{FF} = (X_{tg}(i) - X_{tg}(i-1)) \times S_{IN} \dots (10)$$

$$Q_{FB} = C \times (X_{tg}(i) - X(i)) + C \times \int d(X_{tg}(i) - X(i)) dt \dots (11)$$

【0076】

尚、 $X_{tg}(i)$ は繰り返し実行される制御作動 (図9参照) における i 回目のガード後目標シープ位置 X_{tg} であり、 $X(i)$ は i 回目の実際のシープ位置 X であり、 C はフィードバックゲインである。上記実際のシープ位置 X は例えば前記シープ位置マップから実際の変速比に基づいて算出される。

10

【0077】

変速制御手段 178 は、前記出力流量算出手段 176 により算出された変速流量 Q_{FFB} が得られる為の変速制御指令信号 S_T を油圧制御回路 100 へ出力して無段変速機 18 の変速を実行する。例えば、変速制御手段 178 は、図7に示すような流量 Q をパラメータとして推定バルブ差圧 P と変速制御指令信号 S_T としてのDuty値との予め定められて記憶された関係 (逆変換流量マップ) から上記変速流量 Q_{FFB} および前記推定差圧算出手段 156 により算出された推定バルブ差圧 P に基づいてDuty値を設定し、そのDuty値 (油圧指令) を油圧制御回路 100 へ出力して変速比を連続的に変化させる。

20

【0078】

ベルト挟圧力設定手段 180 は、例えば図8に示すような伝達トルクに対応するアクセル開度 Acc をパラメータとして変速比とベルト挟圧力 Pd^* とのベルト滑りが生じないように予め実験的に求められて記憶された関係 (ベルト挟圧力マップ) から実際の変速比およびアクセル開度 Acc で示される車両状態に基づいてベルト挟圧力 Pd^* を設定する。つまり、ベルト挟圧力設定手段 180 は、ベルト挟圧力 Pd^* が得られる為の出力側油圧シリンダ 46c のベルト挟圧 Pd を設定する。

【0079】

ベルト挟圧力制御手段 182 は、前記ベルト挟圧力設定手段 180 により設定されたベルト挟圧力 Pd^* が得られる為の出力側油圧シリンダ 46c のベルト挟圧 Pd に調圧する挟圧力制御指令信号 S_B を油圧制御回路 100 へ出力してベルト挟圧力 Pd^* すなわち可変プーリ 42、46 と伝動ベルト 48 との間の摩擦力を増減させる。

30

【0080】

油圧制御回路 100 は、上記変速制御指令信号 S_T に従って無段変速機 18 の変速が実行されるようにソレノイド弁 $DS1$ およびソレノイド弁 $DS2$ を作動させて入力側油圧シリンダ 42c への作動油の供給・排出量を制御すると共に、上記挟圧力制御指令信号 S_B に従ってベルト挟圧力 Pd^* が増減されるようにリニアソレノイド弁 $SL5$ を作動させてベルト挟圧 Pd を調圧する。

【0081】

エンジン出力制御手段 184 は、エンジン 12 の出力制御の為にエンジン出力制御指令信号 S_E 、例えばスロットル信号や噴射信号や点火時期信号などをそれぞれスロットルアクチュエータ 76 や燃料噴射装置 78 や点火装置 80 へ出力する。例えば、エンジン出力制御手段 184 は、アクセル開度 Acc に応じたスロットル開度 T_H となるように電子スロットル弁 30 を開閉するスロットル信号をスロットルアクチュエータ 76 へ出力してエンジントルク T_E を制御する。

40

【0082】

図9は、電子制御装置 50 の制御作動の要部すなわち目標シープ位置 X_t を適切に設定する為の制御作動を説明するフローチャートであり、例えば数 ms 乃至数十 ms 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ものである。また、図10は、図9のフローチャート中において作動する目標シープ位置変化量 X_t のガード値 X_g を算出する為の制御作動を説明するガード値算出サブルーチンである。

50

【 0 0 8 3 】

図9において、先ず、前記基本目標シブ位置設定手段150に対応するステップ(以下、ステップを省略する)S1において、例えば図5に示すような予め記憶された変速マップから実際の車速Vおよびアクセル開度Accに基づいて目標入力軸回転速度 N_{IN}^* が設定され、その目標入力軸回転速度 N_{IN}^* に基づいて目標変速比 * ($= N_{IN}^* / N_{OUT}$)が算出され、変速比 * とシブ位置Xとの予め定められて記憶されたシブ位置マップから上記目標変速比 * に基づいて基本目標シブ位置 X_t が設定される。

【 0 0 8 4 】

次いで、前記目標シブ位置変化量算出手段172に対応するS2において、 $X_t = X_t(i) - X_{tg}(i-1)$ に従って目標シブ位置変化量 X_t が算出される。

10

【 0 0 8 5 】

次いで、図10に示すガード値算出サブルーチンに対応するS3において、目標シブ位置変化量 X_t のガード値 X_g が算出される。

【 0 0 8 6 】

より具体的には、図10において、先ず、前記推定Pin算出手段158に対応するSS1において、推定Pin圧 $= (W_{IN} - k_{IN} \times N_{IN}^2) / S_{IN}$ に従って推定Pin圧が算出される。

【 0 0 8 7 】

次いで、前記推定 P_L 算出手段160に対応するSS2において、予め記憶されたライン油圧マップから実際のエンジン回転速度 N_E に基づいて現在出力可能な推定ライン油圧が算出される。

20

【 0 0 8 8 】

次いで、前記 P 演算手段162に対応するSS3において、前記SS1にて算出された推定Pin圧と前記SS2にて算出された推定ライン油圧とに基づいて推定バルブ差圧 P の演算値が算出される。

【 0 0 8 9 】

次いで、前記下限ガード処理手段164に対応するSS4において、前記SS3にて算出された推定バルブ差圧 P の演算値が差圧下限値 P_{min} より小さいか否かが判断される。

【 0 0 9 0 】

前記SS4の判断が肯定される場合は前記下限ガード処理手段164および前記推定差圧算出手段156に対応するSS5において、差圧下限値 P_{min} が推定バルブ差圧 P とされ、この下限ガード処理された後の推定バルブ差圧 P が最終的な推定バルブ差圧 P として算出される。

30

【 0 0 9 1 】

前記SS4の判断が否定される場合は前記下限ガード処理手段164および前記推定差圧算出手段156に対応するSS6において、前記SS3にて算出された推定バルブ差圧 P の演算値がそのまま推定バルブ差圧 P とされ、この演算値が最終的な推定バルブ差圧 P として算出される。

【 0 0 9 2 】

前記SS5或いはSS6に続いて前記最大流量算出手段166に対応するSS7において、後述するSS8における最大流量 Q_{max} の算出に用いられる変速制御指令信号 S_T の所定値として固定値である基準Duty値が設定される。

40

【 0 0 9 3 】

次いで、前記最大流量算出手段166に対応するSS8において、例えば図6に示すような予め記憶された流量マップから前記SS7にて設定された基準Duty値および前記SS5或いはSS6にて算出された推定バルブ差圧 P に基づいて最大流量 Q_{max} が算出される。

【 0 0 9 4 】

次いで、前記ガード値算出手段168に対応するSS9において、前記SS8にて算出

50

された最大流量 Q_{max} に基づいてガード値 $X_g (= Q_{max} / S_{IN})$ が算出される。

【0095】

図9に戻り、前記S3に続いて前記目標シープ位置ガード処理手段174に対応するS4において、前記S2にて算出された目標シープ位置変化量 X_t の絶対値が前記S3にて算出されたガード値 X_g の絶対値より大きいか否かが判断される。

【0096】

前記S4の判断が肯定される場合は前記目標シープ位置ガード処理手段174に対応するS5において、前記S3にて算出されたガード値 X_g がガード後目標シープ位置変化量 X_{tg} とされる。

【0097】

前記S4の判断が否定される場合は前記目標シープ位置ガード処理手段174に対応するS6において、前記S2にて算出された目標シープ位置変化量 X_t がガード後目標シープ位置変化量 X_{tg} とされる。

【0098】

前記S5またはS6に続いて前記ガード後目標シープ位置設定手段170に対応するS7において、 $X_{tg} = X_{tg}(i-1) + X_{tg}(i)$ に従ってガード後目標シープ位置 X_{tg} が算出される。

【0099】

上述のように、本実施例によれば、推定差圧算出手段156により算出された推定バルブ差圧 P に基づいて変速制御指令信号 S_T を所定値としたときにおける入力側油圧シリンダ42cに流入出可能な最大流量 Q_{max} が最大流量算出手段166により算出され、その最大流量 Q_{max} に基づいてガード値 X_g がガード値算出手段168により算出され、ガード後目標シープ位置設定手段170によりガード値 X_g を用いてシープ位置変化量ガード処理が実行されてガード後目標シープ位置 X_{tg} が設定されるので、無段変速機18の変速に際してガード後目標シープ位置 X_{tg} の変化が過度に大きくされず且つ過剰に小さくされないことから、ガード後目標シープ位置変化量 X_{tg} に基づくフィードフォワード制御量が適切な値となるように変速のための目標値が設定される。

【0100】

また、本実施例によれば、前記所定値として、最大流量算出手段166により変速制御指令信号 S_T としてのDuty値の最大値よりも所定幅小さな固定値である基準Duty値が用いられるので、フィードフォワード制御に必要なフィードフォワード流量 Q_{FF} が制限され且つフィードバック制御に必要なフィードバック流量 Q_{FB} が確保されて、フィードバック制御分の制御応答が維持される。

【0101】

また、本実施例によれば、推定差圧算出手段156により、推定バルブ差圧 P の演算値が差圧下限値 P_{min} 以上であるときにはその演算値がそのまま推定バルブ差圧 P として算出される一方で、推定バルブ差圧 P の演算値が差圧下限値 P_{min} よりも小さいときにはその差圧下限値 P_{min} が推定バルブ差圧 P として算出されるので、推定バルブ差圧 P の演算値が差圧下限値 P_{min} よりも小さいような極めて小さな値に誤って推定されたとしても、推定バルブ差圧 P に基づいて算出される最大流量 Q_{max} が小さくなり過ぎるのが防止される。これにより、ガード値 X_g が小さくなり過ぎるのが防止されてガード後目標シープ位置 X_{tg} の変化が過剰に小さくされない。

【0102】

また、本実施例によれば、推定バルブ差圧 P の算出の際には現在出力可能な最大ライン油圧の推定値(推定ライン油圧)が用いられるので、入力側油圧シリンダ42cに流入出可能な最大流量 Q_{max} が適切に算出され、また流量 Q が安定的に出力され得る。

【0103】

また、本実施例によれば、無段変速機18はベルト式無段変速機であり、入力側油圧シリンダ42cおよび出力側油圧シリンダ46cはそれぞれ入力側可動シープ42bおよび出力側可動シープ46bを駆動するものであり、入力側可動シープ42bのシープ位置 X

10

20

30

40

50

に対して目標値（ガード後目標シープ位置 X_{tg} ）が設定されるので、無段変速機 18 の変速が適切に実行される。

【0104】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0105】

例えば、前述の実施例では、無段変速機としてベルト式無段変速機を用いたが、共通の軸心まわりに回転させられる一对のコーン部材とその軸心と交差する回転中心回転可能な複数個のローラがそれら一对のコーン部材の間で挟圧されそのローラの回転中心と軸心との交差角が変化させられることによって変速比が連続的に変化させられる形式のトロイダル型無段変速機を用いても、本発明は適用され得る。

10

【0106】

また、前述の実施例では、目標シープ位置 X_t が無段変速機 18 を変速制御するための目標値として設定されたが、目標シープ位置 X_t と一対一に対応する目標変速比 $*$ や出力軸回転速度 N_{OUT} （車速 V ）を考慮した目標入力軸回転速度 N_{IN}^* 等が目標値として設定されても良い。

【0107】

また、前述の実施例では、目標シープ位置 X_t を目標値としてフィードバック制御およびフィードフォワード制御が実行されたが、フィードバック制御とフィードフォワード制御とは必ずしも同一の目標値を用いて実行する必要はなく、それぞれ別に設定された相互に関連する目標値を用いて実行するようにしても良い。例えば、目標シープ位置 X_t を目標値として目標シープ位置変化量 X_t に基づいてフィードフォワード制御を実行し、目標シープ位置 X_t と一対一に対応する目標入力軸回転速度 N_{IN}^* を目標値としてその目標入力軸回転速度 N_{IN}^* と実際の入力軸回転速度 N_{IN} との偏差に基づいてフィードバック制御を実行しても良い。

20

【0108】

また、前述の実施例では、推定 Pin 算出手段 158 による推定 Pin 圧の算出に際して、ベルト挟圧 P_d として、油圧センサ 130 により検出されるベルト挟圧 P_d を用いたが、ベルト挟圧力設定手段 180 により設定されたベルト挟圧 P_d を用いてもよい。なお、ベルト挟圧 P_d として、油圧センサ 130 により検出されるベルト挟圧 P_d を用いない場合には、この油圧センサ 130 は必ずしも備えられなくとも良い。

30

【0109】

また、前述の実施例では、最大流量算出手段 166 は最大流量 Q_{max} を算出する際に所定値として固定値である基準 Duty 値を用いたが、必ずしも固定値を用いなくとも良い。例えば、変速初期のようにガード後目標シープ位置 X_{tg} と実際のシープ位置 X との偏差（ $= X_{tg} - X$ ）が大きい場合にはフィードバック流量 Q_{FB} をより多く確保する為に比較的小さな Duty 値を設定し、変速が進行してその偏差が小さくなる程 Duty 値の最大値に向かって大きくなる Duty 値を設定するようにしても良い。

【0110】

また、前述の実施例における入力軸回転速度 N_{IN} やそれに関連する目標入力軸回転速度 N_{IN}^* などは、それら入力軸回転速度 N_{IN} などに替えて、エンジン回転速度 N_E やそれに関連する目標エンジン回転速度 N_E^* など、或いはタービン回転速度 N_T やそれに関連する目標タービン回転速度 N_T^* などであっても良い。

40

【0111】

また、前述の実施例において、流体伝動装置としてロックアップクラッチ 26 が備えられているトルクコンバータ 14 が用いられていたが、ロックアップクラッチ 26 は必ずしも設けられなくてもよく、またトルクコンバータ 14 に替えて、トルク増幅作用のない流体継手（フルードカップリング）などの他の流体式動力伝達装置が用いられてもよい。

【0112】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種

50

々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【0113】

【図1】本発明が適用された車両用駆動装置を説明する骨子図である。

【図2】図1の車両用駆動装置などを制御するために車両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3】油圧制御回路のうち無段変速機のベルト挟圧力制御、変速比制御、およびシフトレバーの操作に伴う前進用クラッチ或いは後進用ブレーキの係合油圧制御に関する要部を示す油圧回路図である。

【図4】図2の電子制御装置の制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

10

【図5】無段変速機の変速制御において目標入力回転速度を求める際に用いられる変速マップの一例を示す図である。

【図6】推定バルブ差圧に基づいて入力側油圧シリンダに流入出可能な最大流量を算出する際に用いられる流量マップの一例を示す図である。

【図7】変速流量に基づいて変速制御弁を駆動するためのDuty値を設定する際に用いられる逆変換流量マップの一例を示す図である。

【図8】無段変速機の挟圧力制御において変速比等に応じてベルト挟圧力を求めるベルト挟圧力マップの一例を示す図である。

【図9】図2の電子制御装置の制御作動の要部すなわち目標シープ位置を適切に設定する為の制御作動を説明するフローチャートである。

20

【図10】図9のフローチャート中において作動する目標シープ位置変化量のガード値を算出する為の制御作動を説明するガード値算出サブルーチンである。

【符号の説明】

【0114】

18：無段変速機

42：入力側可変プーリ（プライマリプーリ）

42a：入力側固定シープ（固定シープ）

42b：入力側可動シープ（可動シープ）

42c：入力側油圧シリンダ（油圧アクチュエータ）

46：出力側可変プーリ（セカンダリプーリ）

30

46a：出力側固定シープ（固定シープ）

46b：出力側可動シープ（可動シープ）

48：伝動ベルト（ベルト）

50：電子制御装置（変速制御装置）

114：変速比コントロールバルブUP（変速制御弁）

116：変速比コントロールバルブDN（変速制御弁）

156：推定差圧算出手段

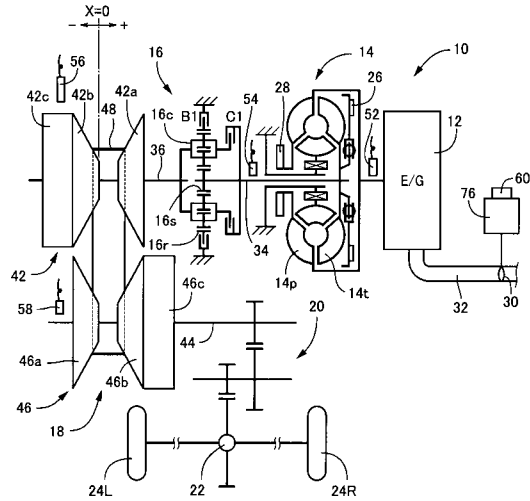
166：最大流量算出手段

168：ガード値算出手段

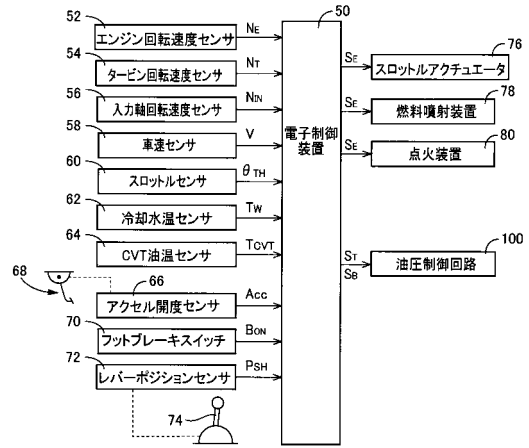
170：ガード後目標シープ位置設定手段（目標値設定手段）

40

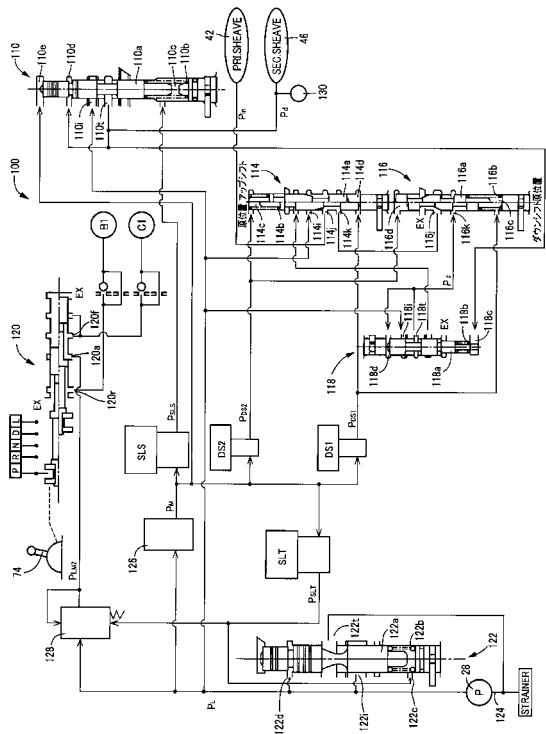
【図1】



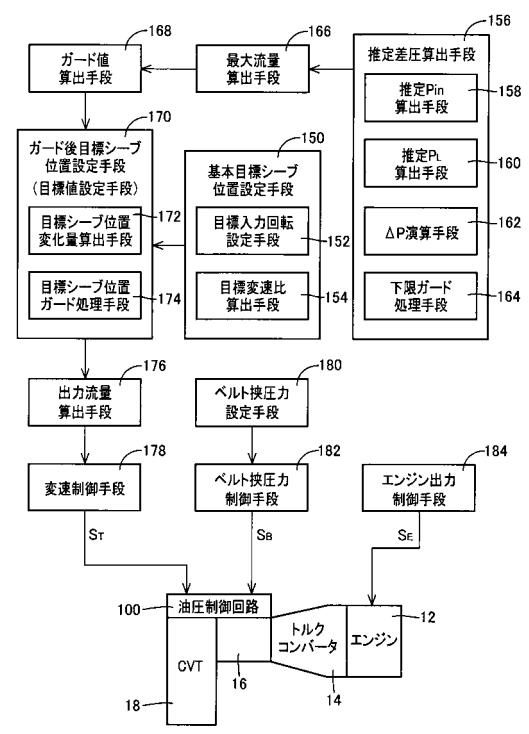
【図2】



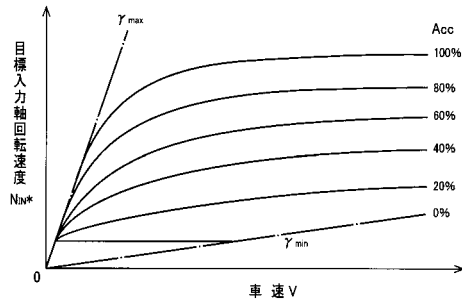
【図3】



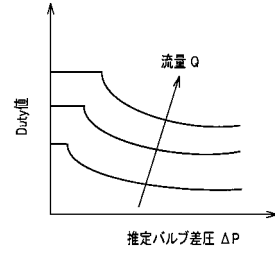
【図4】



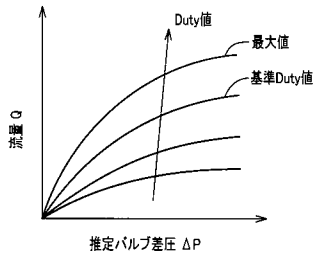
【図5】



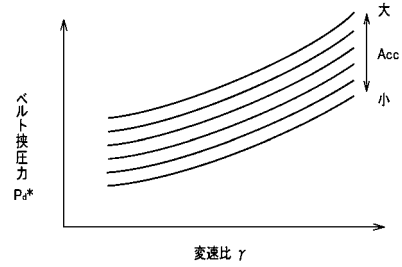
【図7】



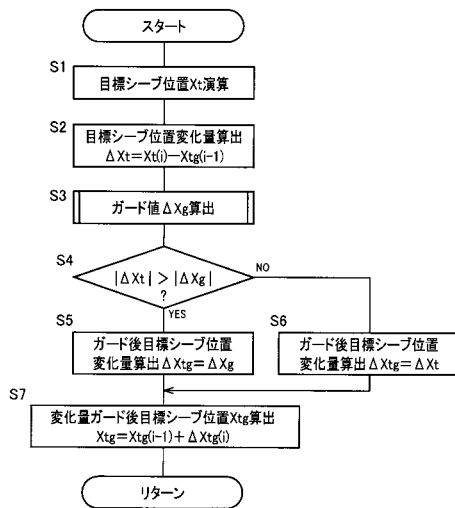
【図6】



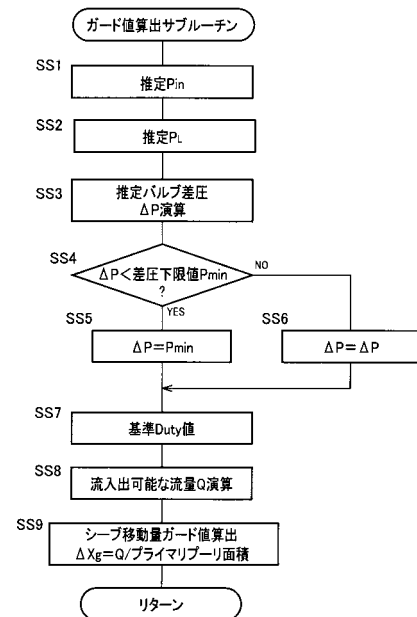
【図8】



【図9】



【図10】



フロントページの続き

- (72)発明者 田村 忠司
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 日野 顕
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 松井 康成
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

審査官 小川 克久

- (56)参考文献 特開2003-343709(JP,A)
特開2005-299805(JP,A)
特開2004-144233(JP,A)
特開2004-316870(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 59/00 - 61/12
F16H 61/16 - 61/24
F16H 63/40 - 63/50
F16H 9/00