

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5048952号  
(P5048952)

(45) 発行日 平成24年10月17日(2012.10.17)

(24) 登録日 平成24年7月27日(2012.7.27)

(51) Int.Cl.		F 1
<b>F 1 6 H 61/02</b>	<b>(2006.01)</b>	F 1 6 H 61/02
<b>F 1 6 H 59/14</b>	<b>(2006.01)</b>	F 1 6 H 59/14
<b>F 1 6 H 59/18</b>	<b>(2006.01)</b>	F 1 6 H 59/18
<b>F 1 6 H 59/54</b>	<b>(2006.01)</b>	F 1 6 H 59/54

請求項の数 3 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2006-27846 (P2006-27846)	(73) 特許権者	000005348
(22) 出願日	平成18年2月6日(2006.2.6)		富士重工業株式会社
(65) 公開番号	特開2007-205529 (P2007-205529A)		東京都新宿区西新宿一丁目7番2号
(43) 公開日	平成19年8月16日(2007.8.16)	(74) 代理人	100080001
審査請求日	平成21年1月7日(2009.1.7)		弁理士 筒井 大和
前置審査		(72) 発明者	中山 淳
			東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士重工業株式会社内
		審査官	仲村 靖

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

駆動源から駆動輪に動力を伝達する動力伝達経路に対して無段変速機構とクラッチ機構とが組み込まれる車両用制御装置であって、

前記クラッチ機構のクラッチ締結力を前記無段変速機構のトルク容量に基づいて設定する締結力設定手段と、

前記駆動源からの入力トルクに基づいて前記無段変速機構の第1トルク容量を設定する第1トルク設定手段と、

前記駆動輪からの制動トルクに基づいて前記無段変速機構の第2トルク容量を設定する第2トルク設定手段とを有し、

前記締結力設定手段は、前記第2トルク容量が前記第1トルク容量よりも大きく設定されるときに、前記第2トルク容量に基づいて前記クラッチ締結力を設定することを特徴とする車両用制御装置。

【請求項 2】

請求項1記載の車両用制御装置において、

前記締結力設定手段は、前記第2トルク容量が前記第1トルク容量よりも小さく設定されるときに、前記入力トルクに基づいて前記クラッチ締結力を設定することを特徴とする車両用制御装置。

【請求項 3】

請求項1または2記載の車両用制御装置において、

前記第2トルク容量が前記第1トルク容量よりも大きく設定されるときに前記クラッチ締結力の学習制御を禁止する学習禁止手段を有することを特徴とする車両用制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、動力伝達経路に無段変速機構とクラッチ機構とを備える車両用制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

車両の動力伝達系に搭載される無段変速機(CVT)には、ベルト式無段変速機やトロイダル式無段変速機などがある。ベルト式無段変速機に組み込まれる無段変速機構は、入力軸に設けられるプライマリプーリと、出力軸に設けられるセカンダリプーリと、これらのプーリに掛け渡される駆動ベルトとを備えており、駆動ベルトの巻き付け径を変化させて変速比を無段階に制御している。また、トロイダル式無段変速機に組み込まれる無段変速機構は、入力軸に設けられる入力ディスクと、出力軸に設けられる出力ディスクと、これらのディスクに挟まれるパワーローラとを備えており、各ディスクに対するパワーローラの接触半径を変化させて変速比を無段階に制御している。

【0003】

また、ベルト式無段変速機のトルク容量は、プーリと駆動ベルトとの摩擦力に応じて定められており、この摩擦力はプーリ油室に供給される油圧の大きさに応じて設定されている。さらに、トロイダル式無段変速機のトルク容量は、ディスクとパワーローラとの間に介在するトラクションオイルの剪断力に応じて定められており、この剪断力はディスクを軸方向に押し付ける推力の大きさに応じて設定されている。つまり、これらの摩擦力や剪断力を上回るトルクが無段変速機構に対して入力された場合には、駆動ベルトやパワーローラに対して滑りが発生してしまうことになっていた。

【0004】

このような駆動ベルト等の滑りを防止して無段変速機構の損傷を回避するためには、駆動ベルトの摩擦力やトラクションオイルの剪断力を増大させる必要があるが、摩擦力等を増大させることは無段変速機の内部抵抗を増大させて動力伝達効率を低下させる要因となる。さらに、摩擦力等を増大させるために作動油圧を昇圧させようとする、オイルポンプによる動力損失が増大して燃費が悪化してしまうおそれもある。これらの問題を解消するため、無段変速機構のトルク容量は駆動ベルトやパワーローラの滑りを発生させることのない範囲で低く設定することが望ましい。

【0005】

そこで、無段変速機構よりもトルク容量が小さなクラッチ機構を組み込み、過大なトルクが作用したときには先にクラッチ機構を滑らせることにより、駆動ベルトやパワーローラの滑りを回避するようにした無段変速機が提案されている(たとえば、特許文献1および2参照)。このようなクラッチ機構を設けるとともに、このクラッチ機構の滑り状態を検出することにより、無段変速機構を保護しながら駆動ベルト等に滑りが生じる直前までトルク容量を引き下げることが可能となる。また、クラッチ機構に供給されるクラッチ圧と、これによって得られるクラッチ機構のトルク容量との関係を学習させることにより、クラッチ機構の高精度なトルク制御を可能としている。

【特許文献1】特開2003-227562号公報

【特許文献2】特開2004-245290号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

ところで、特許文献1および2に記載される無段変速機にあっては、大きなトルク変動のない定常状態であることを前提に、無段変速機構に対する入力トルクに基づきクラッチ機構のクラッチ圧を算出・学習させるようにしている。しかしながら、車両制動時など無

10

20

30

40

50

段変速機構のトルク容量が所定の油圧下限値によって制御される場合に、無段変速機構に対する入力トルクに基づいてクラッチ機構のトルク容量を設定しようとする、クラッチ機構をヒューズクラッチとして効果的に機能させることが困難となる。つまり、車両制動時においては制動トルクに対応させるために無段変速機構のトルク容量が引き上げられ、無段変速機構のトルク容量とクラッチ機構のトルク容量とが大きく乖離するおそれがあるため、無段変速機構のトルク容量に余裕があったとしてもクラッチ機構に不要な滑りを生じさせてしまうおそれがある。また、駆動輪側から入力される制動トルクを推定することは困難であるため、車両制動時にクラッチ機構の学習制御を実行させることは、学習精度を低下させるとともにクラッチ機構の制御精度を低下させる要因となっていた。

【0007】

10

本発明の目的は、無段変速機構を保護するクラッチ機構の不要な滑りを防止することにある。

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明の車両用制御装置は、駆動源から駆動輪に動力を伝達する動力伝達経路に対して無段変速機構とクラッチ機構とが組み込まれる車両用制御装置であって、前記クラッチ機構のクラッチ締結力を前記無段変速機構のトルク容量に基づいて設定する締結力設定手段と、前記駆動源からの入力トルクに基づいて前記無段変速機構の第1トルク容量を設定する第1トルク設定手段と、前記駆動輪からの制動トルクに基づいて前記無段変速機構の第2トルク容量を設定する第2トルク設定手段とを有し、前記締結力設定手段は、前記第2トルク容量が前記第1トルク容量よりも大きく設定されるときに、前記第2トルク容量に基づいて前記クラッチ締結力を設定することを特徴とする。

20

【0010】

本発明の車両用制御装置は、前記締結力設定手段は、前記第2トルク容量が前記第1トルク容量よりも小さく設定されるときに、前記入力トルクに基づいて前記クラッチ締結力を設定することを特徴とする。

【0011】

本発明の車両用制御装置は、前記第2トルク容量が前記第1トルク容量よりも大きく設定されるときに前記クラッチ締結力の学習制御を禁止する学習禁止手段を有することを特徴とする。

30

【発明の効果】

【0013】

本発明によれば、クラッチ機構のクラッチ締結力を無段変速機構のトルク容量に基づいて設定することにより、クラッチ締結力とトルク容量とのバランスを適切に保つことができるため、過大なトルクが作用するときにはクラッチ機構を滑らせて無段変速機構を保護することができ、過大なトルクが作用しないときにはクラッチ機構の不要な滑りを防止することが可能となる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0014】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

40

【0015】

図1は本発明の一実施の形態である車両用制御装置によって制御される無段変速機10を示すスケルトン図である。図1に示すように、この無段変速機10はベルト式無段変速機であり、駆動源としてのエンジン11に駆動されるプライマリ軸12と、これに平行となるセカンダリ軸13とを有している。プライマリ軸12とセカンダリ軸13との間には無段変速機構14が設けられており、プライマリ軸12の回転は無段変速機構14を介して無段変速された後にセカンダリ軸13に伝達されるようになっている。そして、セカンダリ軸13の回転は減速機構15やデファレンシャル機構16を介して左右の駆動輪17に伝達されることになる。

【0016】

50

プライマリ軸 1 2 にはプライマリプリー 2 0 が設けられており、このプライマリプリー 2 0 は、プライマリ軸 1 2 に一体となる固定シープ 2 0 a と、これに対向してプライマリ軸 1 2 に軸方向に摺動自在となる可動シープ 2 0 b とを有している。また、セカンダリ軸 1 3 にはセカンダリプリー 2 1 が設けられており、このセカンダリプリー 2 1 は、セカンダリ軸 1 3 に一体となる固定シープ 2 1 a と、これに対向してセカンダリ軸 1 3 に軸方向に摺動自在となる可動シープ 2 1 b とを有している。プライマリプリー 2 0 とセカンダリプリー 2 1 には駆動ベルト 2 2 が巻き付けられており、プライマリプリー 2 0 とセカンダリプリー 2 1 とのプリー溝幅を変化させることにより、駆動ベルト 2 2 の巻き付け径を無段階に変化させることが可能となっている。駆動ベルト 2 2 のプライマリプリー 2 0 に対する巻き付け径を  $R_p$  とし、セカンダリプリー 2 1 に対する巻き付け径を  $R_s$  とすると、無段変速機構 1 4 の変速比は  $R_s / R_p$  となる。

10

## 【 0 0 1 7 】

プライマリプリー 2 0 のプリー溝幅を変化させるため、プライマリ軸 1 2 にはプランジャ 2 3 が固定されるとともに、可動シープ 2 0 b にはプランジャ 2 3 の外周面に摺動自在に接触するシリンダ 2 4 が固定されており、プランジャ 2 3 とシリンダ 2 4 とによって作動油室 2 5 が区画されている。同様に、セカンダリプリー 2 1 のプリー溝幅を変化させるため、セカンダリ軸 1 3 にはプランジャ 2 6 が固定されるとともに、可動シープ 2 1 b にはプランジャ 2 6 の外周面に摺動自在に接触するシリンダ 2 7 が固定されており、プランジャ 2 6 とシリンダ 2 7 とによって作動油室 2 8 が区画されている。それぞれのプリー溝幅は、プライマリ側の作動油室 2 5 に供給されるプライマリ圧と、セカンダリ側の作動油室 2 8 に供給されるセカンダリ圧とを調圧することによって制御されている。

20

## 【 0 0 1 8 】

また、クランク軸 1 1 a とプライマリ軸 1 2 との間にはトルクコンバータ 3 0 および前後進切換機構 3 1 が設けられている。このトルクコンバータ 3 0 はクランク軸 1 1 a に連結されるポンプシェル 3 0 a とこれに対面するタービンランナ 3 0 b とを備えており、タービンランナ 3 0 b にはタービン軸 3 2 が連結されている。さらに、トルクコンバータ 3 0 内には、走行状態に応じてクランク軸 1 1 a とタービン軸 3 2 とを締結するためのロックアップクラッチ 3 3 が組み込まれている。一方、前後進切換機構 3 1 は、ダブルピニオン式の遊星歯車列 3 4、前進用クラッチ 3 5 および後退用ブレーキ 3 6 を備えており、前進用クラッチ 3 5 や後退用ブレーキ 3 6 を作動させてエンジン 1 1 動力の伝達経路を切り換えるようにしている。前進用クラッチ 3 5 および後退用ブレーキ 3 6 を共に開放すると、タービン軸 3 2 とプライマリ軸 1 2 とが切り離され、前後進切換機構 3 1 はプライマリ軸 1 2 に動力を伝達しないニュートラル状態に切り換えられる。また、後退用ブレーキ 3 6 を開放した状態のもとで前進用クラッチ 3 5 を締結すると、タービン軸 3 2 の回転がそのままプライマリプリー 2 0 に伝達される一方、前進用クラッチ 3 5 を開放した状態のもとで後退用ブレーキ 3 6 を締結すると、逆転されたタービン軸 3 2 の回転がプライマリプリー 2 0 に伝達されるようになっている。

30

## 【 0 0 1 9 】

また、セカンダリプリー 2 1 からの動力を出力するセカンダリ軸 1 3 には、クラッチ機構としてのヒューズクラッチ 3 7 が組み込まれている。このヒューズクラッチ 3 7 は供給されるクラッチ圧に応じてトルク容量が可変する摩擦クラッチとなっており、ヒューズクラッチ 3 7 のトルク容量は無段変速機構 1 4 のトルク容量よりも若干小さく制御されるようになっている。ここで、図 2 は無段変速機 1 0 の構造を概略的に示す説明図である。図 2 に示すように、エンジン 1 1 と駆動輪 1 7 との間の動力伝達経路 3 8 に対して無段変速機構 1 4 を組み込むとともに、これよりもトルク容量の小さなヒューズクラッチ 3 7 を組み込むことにより、無段変速機 1 0 に対して過大な入力トルクや制動トルク等が作用する場合であっても、先にヒューズクラッチ 3 7 を滑らせることによって入力トルク等の伝達を制限することができ、駆動ベルト 2 2 の滑りを抑制して無段変速機構 1 4 を保護することが可能となる。つまり、ヒューズクラッチ 3 7 は無段変速機構 1 4 に対するトルクリミッタとして機能するようになっている。

40

50

## 【 0 0 2 0 】

続いて、図 3 は無段変速機 1 0 の油圧制御系および電子制御系を示す概略図である。図 2 に示すように、プライマリプーリ 2 0、セカンダリプーリ 2 1、ヒューズクラッチ 3 7 等に作動油を供給するため、無段変速機 1 0 にはエンジン 1 1 に駆動されるオイルポンプ 4 0 が設けられている。オイルポンプ 4 0 の吐出口に接続されるセカンダリ圧路 4 1 は、セカンダリプーリ 2 1 の作動油室 2 8 に接続されるとともにセカンダリ圧調整弁 4 2 の調圧ポート 4 2 a に接続されている。このセカンダリ圧調整弁 4 2 によって調圧されるライン圧つまりセカンダリ圧は、駆動ベルト 2 2 を滑らせることのない圧力に調整されるようになっており、セカンダリ圧の大きさに応じて無段変速機構 1 4 のトルク容量が設定されることになる。

10

## 【 0 0 2 1 】

また、セカンダリ圧路 4 1 はプライマリ圧調整弁 4 3 の入力ポート 4 3 a に接続されており、プライマリ圧調整弁 4 3 の出力ポート 4 3 b から延びるプライマリ圧路 4 4 はプライマリプーリ 2 0 の作動油室 2 5 に接続されている。プライマリ圧調整弁 4 3 を介してプライマリ圧を調圧することにより、目標変速比に応じてプライマリプーリ 2 0 の溝幅が制御されるようになっている。また、セカンダリ圧路 4 1 から分岐するようにクラッチ圧路 4 5 が設けられており、このクラッチ圧路 4 5 はヒューズクラッチ 3 7 の作動油室 4 6 に接続されるとともにクラッチ圧調整弁 4 7 の調圧ポート 4 7 a に接続されている。そして、クラッチ圧調整弁 4 7 を介してクラッチ圧を調圧することにより、ヒューズクラッチ 3 7 のトルク容量が制御されるようになっている。なお、セカンダリ圧調整弁 4 2、プライマリ圧調整弁 4 3、クラッチ圧調整弁 4 7 はそれぞれ電磁圧力制御弁であり、C V T 制御ユニット 4 8 からソレノイドコイル 4 2 b, 4 3 c, 4 7 b に供給される電流値を制御することによって、セカンダリ圧、プライマリ圧、クラッチ圧を調圧することが可能となっている。

20

## 【 0 0 2 2 】

無段変速機構 1 4 の変速比およびトルク容量を制御するとともに、ヒューズクラッチ 3 7 のトルク容量を制御する C V T 制御ユニット 4 8 は、図示しないマイクロプロセッサ ( C P U ) を備えており、この C P U にはバスラインを介して R O M、R A M および I / O ポートが接続される。R O M には制御プログラムやトルクマップなどが格納されており、R A M には C P U で演算処理したデータが一時的に格納されるようになっている。また、I / O ポートを介して C P U には各種センサから車両の走行状態を示す検出信号が入力される。そして、C V T 制御ユニット 4 8 は、締結力設定手段、第 1 トルク設定手段、第 2 トルク設定手段、学習禁止手段として機能するようになっている。

30

## 【 0 0 2 3 】

C V T 制御ユニット 4 8 に検出信号を入力する各種センサとしては、プライマリプーリ 2 0 の回転数を検出するプライマリ回転数センサ 5 0、セカンダリプーリ 2 1 の回転数を検出するセカンダリ回転数センサ 5 1、アクセルペダルの操作状況を検出するアクセルペダルセンサ 5 2、ブレーキペダルの操作状況を検出するブレーキペダルセンサ 5 3、車速を検出する車速センサ 5 4 などがある。また、C V T 制御ユニット 4 8 にはエンジン制御ユニット 5 5 が接続されており、無段変速機 1 0 とエンジン 1 1 とは相互に協調して制御される。

40

## 【 0 0 2 4 】

次いで、C V T 制御ユニット 4 8 によって実行される目標クラッチ圧の算出処理について説明する。図 4 はヒューズクラッチ 3 7 に供給される目標クラッチ圧の算出手順を示すフローチャートであり、図 5 は無段変速機構 1 4 とヒューズクラッチ 3 7 とのトルク容量を示す説明図である。なお、図 5 ( C ) には、比較例として従来の車両用制御装置によって算出されたヒューズクラッチ 3 7 のトルク容量が示されている。

## 【 0 0 2 5 】

まず、図 4 に示すように、ステップ S 1 では、無段変速機構 1 4 に入力される入力トルク  $T_i$  に基づいて、この入力トルク  $T_i$  を伝達するために必要な基礎セカンダリ圧  $P_{s0}$

50

が算出される。続くステップS2では、基礎セカンダリ圧 $P_{sO}$ にマージン圧 $P_{mp}$ を加えることにより、セカンダリプリー21に対して供給される目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ が算出される。そして、ステップS3に進み、車両制動状態(車両状態)に基づいてセカンダリプリー21に供給すべき下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ が算出される。この下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ が設定される車両制動状態としては、ブレーキペダルの踏み込みによって制動トルクが作用するブレーキ作動状態や、アクセルペダルの解放によってエンジンプレーキ力が作用するコースト走行状態などがある。つまり、エンジン11側からの入力トルク $T_i$ だけでなく駆動輪側からの制動トルク等が作用する状況において、入力トルク $T_i$ だけに基きC V Tトルク容量を設定するとトルク容量が不足してしまうおそれがあるため、下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ に基づいて制動トルク等を考慮したC V Tトルク容量を設定するようにしている。

10

## 【0026】

続いて、ステップS4では、目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ と下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ との大きさが比較判定される。目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ が下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ を上回る場合、つまりセカンダリプリー21に対して目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ が供給される通常制御にあっては、ステップS5に進み、無段変速機構14に入力される入力トルク $T_i$ に基づいて、入力トルク $T_i$ を伝達するために必要な基礎クラッチ圧 $g(T_i)$ が算出されるとともに、この基礎クラッチ圧 $g(T_i)$ に対してマージン圧 $P_{mch}$ を加えることにより、ヒューズクラッチ37の目標クラッチ圧 $P_{ch}$ が算出される。

## 【0027】

20

そして、ステップS6では、目標クラッチ圧 $P_{ch}$ の学習制御が実行される。この学習制御とは、ヒューズクラッチ37に供給される目標クラッチ圧 $P_{ch}$ と、これによって得られるクラッチトルク容量との関係を学習させるための制御であり、この学習制御を実行させることによってヒューズクラッチ37のバラツキを考慮した高精度なクラッチ制御が可能となる。なお、学習制御を実行する際には、所定の走行条件下において目標クラッチ圧 $P_{ch}$ を引き下げて意図的にヒューズクラッチ37を滑らせることにより、目標クラッチ圧 $P_{ch}$ とクラッチトルク容量との関係を学習させるようにしている。

## 【0028】

一方、ステップS4において、目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ が下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ を下回る場合、つまりセカンダリプリー21に対して下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ が供給される下限制御にあっては、ステップS7に進み、下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ によって得られるC V Tトルク容量からマージントルクを減算することにより、無段変速機構14の基礎C V Tトルク $T_{cO}$ が算出される。続いて、ステップS8では、基礎C V Tトルク $T_{cO}$ に相当するトルク容量を得るために必要な基礎クラッチ圧 $g(T_{cO})$ が算出されるとともに、この基礎クラッチ圧 $g(T_{cO})$ に対してマージン圧 $P_{mch}$ を加えることにより、ヒューズクラッチ37の目標クラッチ圧 $P_{ch}$ が算出される。そして、下限制御時にはヒューズクラッチ37に作用する制動トルクの大きさを推定することが困難であることから、続くステップS9においては、前述した目標クラッチ圧 $P_{ch}$ の学習制御が禁止されている。

30

## 【0029】

ここで、図5(A)に示すように、目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ が下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ を上回る通常制御においては、入力トルク $T_i$ に基づく目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ がセカンダリプリー21に対して供給されるため、目標クラッチ圧 $P_{ch}$ は入力トルク $T_i$ に基づき設定されるようになっている。つまり、C V Tトルク容量(第1トルク容量) $T_{cA}$ を設定する目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ と、クラッチトルク容量(クラッチ締結力) $T_{ch}$ を設定する目標クラッチ圧 $P_{ch}$ とは、同じ入力トルク $T_i$ に基づいて算出されるため、クラッチトルク容量 $T_{ch}$ とC V Tトルク容量 $T_{cA}$ とが大きく乖離することはなく、クラッチトルク容量 $T_{ch}$ とC V Tトルク容量 $T_{cA}$ とのバランスを適切に保つことが可能となる。これにより、ヒューズクラッチ37を先に滑らせて無段変速機構14を確実に保護することができるとともに、ヒューズクラッチ37の不要な滑りを防止することが可能となる。さらに、通常制御時には目標クラッチ圧 $P_{ch}$ の学習制御を実行することにより、学習精度

40

50

を向上させることも可能となっている。

【0030】

一方、図5(B)に示すように、目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ が下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ を下回る下限制御においては、車両制動状態に基づく下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ がセカンダリプリー21に対して供給されることになる。このため、目標クラッチ圧 $P_{ch}$ を算出する際には、下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ の供給によって得られるC V Tトルク容量(第2トルク容量) $T_{cB}$ から、マージントルクを減算して基礎C V Tトルク $T_{cO}$ を逆算した後に、この基礎C V Tトルク $T_{cO}$ を用いて目標クラッチ圧 $P_{ch}$ を算出するようにしている。つまり、目標クラッチ圧 $P_{ch}$ は下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ に基づいて算出されるため、目標クラッチ圧 $P_{ch}$ によって設定されるクラッチトルク容量 $T_{ch}$ と、下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ によって設定されるC V Tトルク容量 $T_{cB}$ とが大きく乖離することはなく、クラッチトルク容量 $T_{ch}$ とC V Tトルク容量 $T_{cB}$ とのバランスを適切に保つことが可能となる。これにより、ヒューズクラッチ37を先に滑らせて無段変速機構14を確実に保護することができるとともに、ヒューズクラッチ37の不要な滑りを防止することが可能となる。さらに、下限制御時には目標クラッチ圧 $P_{ch}$ の学習制御を禁止することにより、学習精度の低下を回避することが可能となっている。

10

【0031】

これに対し、従来の車両用制御装置にあっては、図5(C)に示すように、下限制御においても通常制御と同様に、目標クラッチ圧 $P_{ch}$ を入力トルク $T_i$ に基づいて算出するようにしている。つまり、C V Tトルク容量 $T_{cB}$ は下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ に基づいて設定される一方、クラッチトルク容量 $T_{ch}$ は入力トルク $T_i$ に基づいて設定されるため、C V Tトルク容量 $T_{cB}$ とクラッチトルク容量 $T_{ch}$ との間に大きなトルク差 $T$ が生じてしまうおそれがある。このように、C V Tトルク容量 $T_{cB}$ とクラッチトルク容量 $T_{ch}$ とが大きく乖離していると、C V Tトルク容量 $T_{cB}$ に余裕がある状況であってもヒューズクラッチ37に滑りが生じてしまうため、無段変速機構14を保護するためのトルクリミッタとしてヒューズクラッチ37を効果的に機能させることが困難となる。さらに、下限制御時にはヒューズクラッチ37に作用する制動トルクの大きさを推定することが困難であるため、下限制御の実行中に目標クラッチ圧 $P_{ch}$ の学習制御を実行した場合には学習制御の精度が著しく低下してしまうことにもなる。

20

【0032】

これまで説明したように、セカンダリプリー21に対して下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ が供給される下限制御においては、下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ によって得られる基礎C V Tトルク $T_{cO}$ に基づいて目標クラッチ圧 $P_{ch}$ を算出するようにしたので、C V Tトルク容量 $T_{cB}$ とクラッチトルク容量 $T_{ch}$ とのトルク差 $T$ を所定範囲に収めることができ、無段変速機構14を保護するヒューズクラッチ37の不要な滑りを防止することが可能となる。また、ヒューズクラッチ37に作用するトルクの推定が困難となる下限制御においては、目標クラッチ圧 $P_{ch}$ の学習制御を禁止するようにしたので、目標クラッチ圧 $P_{ch}$ の学習精度を向上させることができ、ヒューズクラッチ37のトルク制御を高精度に実行することが可能となる。

30

【0033】

本発明は前記実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々変更可能であることはいうまでもない。たとえば、図示する場合には、無段変速機構14としてプライマリプリー20とセカンダリプリー21とに駆動ベルト22を掛け渡すようにしたベルト式の無段変速機構が組み込まれているが、これに限られることはなく、入力ディスクと出力ディスクとの間にパワーローラを挟むようにしたトロイダル式の無段変速機構を組み込むようにしても良い。

40

【0034】

また、図4のフローチャートに示す場合には、ステップS4において、目標セカンダリ圧 $P_{sA}$ と下限セカンダリ圧 $P_{sB}$ とを比較することにより、第1トルク容量であるC V Tトルク容量 $T_{cA}$ と、第2トルク容量であるC V Tトルク容量 $T_{cB}$ とを比較している

50

が、これに限られることはなく、目標セカンダリ圧  $P_{sA}$  によって  $CVT$  トルク容量  $T_{cA}$  を算出し、下限セカンダリ圧  $P_{sB}$  によって  $CVT$  トルク容量  $T_{cB}$  を算出した後に、これらの  $CVT$  トルク容量  $T_{cA}$ 、 $T_{cB}$  を比較しても良い。

【0035】

また、前述の説明では、セカンダリプリー 21 に供給されるセカンダリ圧によって、無段変速機構 14 の  $CVT$  トルク容量  $T_{cA}$ 、 $T_{cB}$  を設定しているが、プライマリプリー 20 に供給されるプライマリ圧によって、無段変速機構 14 の  $CVT$  トルク容量  $T_{cA}$ 、 $T_{cB}$  を設定するようにしても良い。

【0036】

また、図 5 に示す場合には、マージントルクが一定の大きさを示されているが、これに限られることはなく、 $CVT$  トルク容量  $T_{cA}$ 、 $T_{cB}$  やクラッチトルク容量  $T_{ch}$  の大きさに応じて、付加するマージントルクの大きさを変動させるようにしても良いことはいうまでもない。

【0037】

さらに、前述の説明では、下限セカンダリ圧  $P_{sB}$  が設定される車両状態として、ブレーキ作動状態やコースト走行状態を挙げて説明したが、前進用クラッチ 35 や後退用ブレーキ 36 に対して作動油を供給するため、セレクトレバーの操作に伴ってセカンダリ圧が引き上げられるセレクト制御状態において、クラッチトルク容量  $T_{ch}$  を  $CVT$  トルク容量  $T_{cB}$  に基づいて設定しても良い。

【0038】

なお、無段変速機 10 には、駆動源としてエンジン 11 が組み付けられているが、駆動源としての電動モータを組み付けても良いことはいうまでもない。また、無段変速機構 14 と駆動輪 17 との間にヒューズクラッチ 37 が設けられているが、これに限られることはなく、エンジン 11 と無段変速機構 14 との間にヒューズクラッチ 37 を組み込むようにしても良い。

【図面の簡単な説明】

【0039】

【図 1】本発明の一実施の形態である車両用制御装置によって制御される無段変速機を示すスケルトン図である。

【図 2】無段変速機の構造を概略的に示す説明図である。

【図 3】無段変速機の油圧制御系および電子制御系を示す概略図である。

【図 4】目標クラッチ圧の算出手順を示すフローチャートである。

【図 5】無段変速機構とヒューズクラッチとのトルク容量を示す説明図である。

【符号の説明】

【0040】

- 11 エンジン(駆動源)
- 14 無段変速機構
- 17 駆動輪
- 37 ヒューズクラッチ(クラッチ機構)
- 38 動力伝達経路
- 48  $CVT$  制御ユニット(締結力設定手段, 第 1 トルク設定手段, 第 2 トルク設定手段, 学習禁止手段)
- $T_i$  入力トルク
- $T_{cA}$   $CVT$  トルク容量(第 1 トルク容量)
- $T_{cB}$   $CVT$  トルク容量(第 2 トルク容量, トルク容量)
- $T_{ch}$  クラッチトルク容量(クラッチ締結力)

10

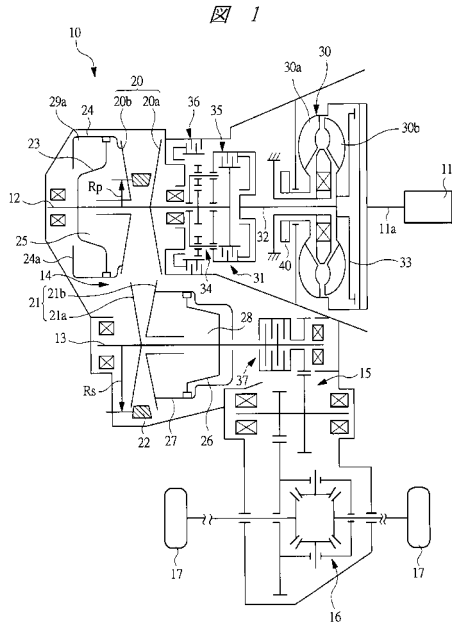
20

30

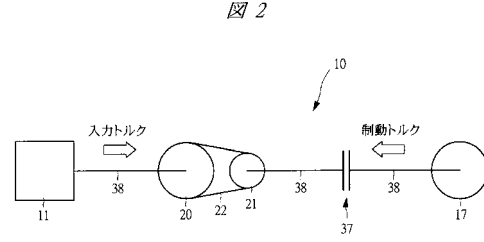
40



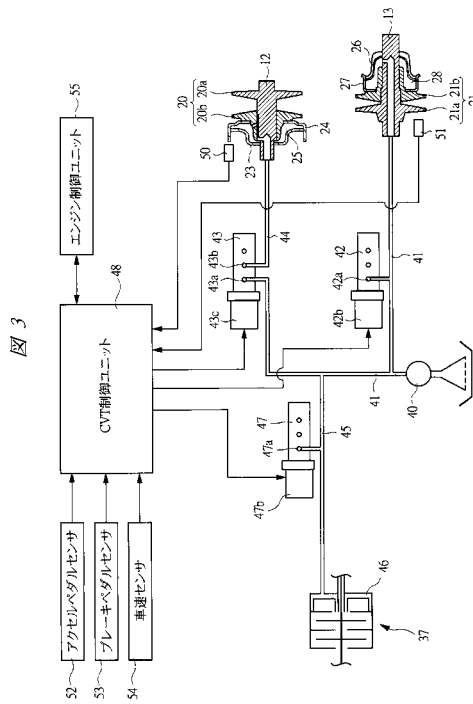
【図1】



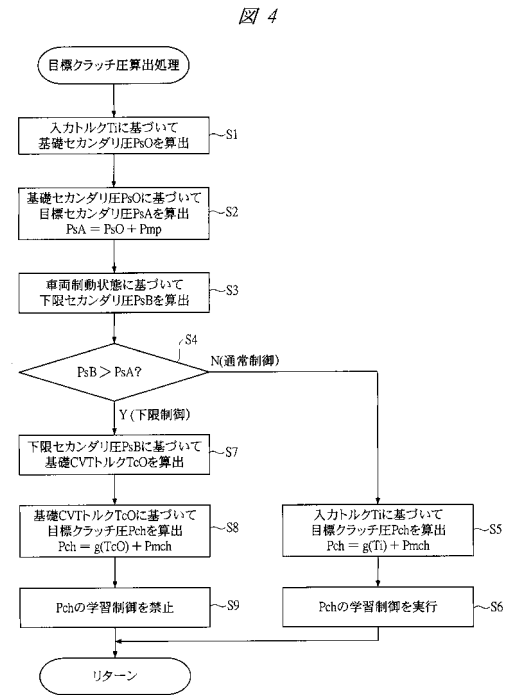
【図2】



【図3】



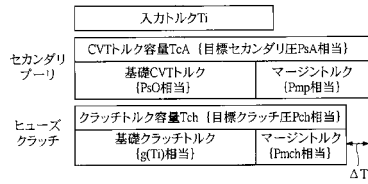
【図4】



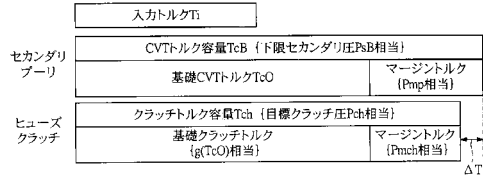
【 図 5 】

図 5

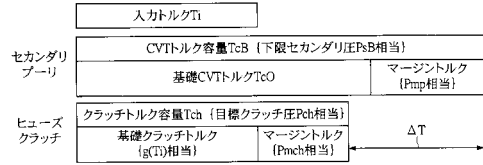
(A) 通常制御



(B) 下限制御...本発明



(C) 下限制御...従来



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開昭62-052262(JP,A)  
特開2004-084821(JP,A)  
特開平06-265006(JP,A)  
特開2001-90793(JP,A)  
特開昭59-190522(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 61/02  
F16H 9/00  
F16H 59/14  
F16H 59/18  
F16H 59/54