

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第4719635号
(P4719635)

(45) 発行日 平成23年7月6日 (2011.7.6)

(24) 登録日 平成23年4月8日 (2011.4.8)

(51) Int. Cl.

F I

F 1 6 D 48/02 (2006.01)

F 1 6 H 63/40 (2006.01)

F 1 6 H 61/00 (2006.01)

F 1 6 D 25/14 6 4 O P

F 1 6 H 63/40

F 1 6 H 61/00

F 1 6 D 25/14 6 4 O D

F 1 6 D 25/14 6 4 O W

請求項の数 4 (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願2006-176688 (P2006-176688)

(22) 出願日 平成18年6月27日 (2006.6.27)

(65) 公開番号 特開2008-8326 (P2008-8326A)

(43) 公開日 平成20年1月17日 (2008.1.17)

審査請求日 平成21年6月4日 (2009.6.4)

(73) 特許権者 000005348

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

(74) 代理人 100080001

弁理士 筒井 大和

(74) 代理人 100093023

弁理士 小塚 善高

(74) 代理人 100117008

弁理士 筒井 章子

(72) 発明者 井上 健司

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 石田 智樹

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 変速機の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

動力を伝達する締結状態と動力を遮断する解放状態とに切り換えるためのクラッチ圧室と、前記クラッチ圧室の回転に伴う遠心油圧を打ち消すためのバランス圧室とが形成されるクラッチ機構を備えた変速機の制御装置であって、

作動油温度に基づいて前記バランス圧室に貯留される作動油量を推定する油量推定手段と、

前記バランス圧室に貯留される作動油量に基づき、前記クラッチ機構が解放状態に保たれる前記クラッチ機構の上限回転数を算出する回転数算出手段と、

前記上限回転数を下回るように前記クラッチ機構の入力回転数を制御する回転数制御手段とを有することを特徴とする変速機の制御装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の変速機の制御装置において、

前記クラッチ機構は前進走行時に締結される前進用クラッチであり、前記回転数制御手段は前進レンジが選択されていないときに前記前進用クラッチの入力回転数を制御することを特徴とする変速機の制御装置。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 記載の変速機の制御装置において、

前記油量推定手段は、作動油温度と、入力回転数が所定値を下回った後の経過時間とに基づいて前記バランス圧室からの排出油量を推定し、排出油量に基づいて前記バランス圧

10

20

室に貯留される作動油量を推定することを特徴とする変速機の制御装置。

【請求項 4】

請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 項に記載の変速機の制御装置において、

前記油圧推定手段は、作動油温度と、入力回転数が所定値を上回った後の経過時間とに基づいて前記バランス圧室に対する供給油量を推定し、供給油量に基づいて前記バランス圧室に貯留される作動油量を推定することを特徴とする変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、クラッチ圧室とこれに対向するバランス圧室とが形成されるクラッチ機構を備えた変速機の制御装置に関する。

10

【背景技術】

【0002】

車両に搭載される無段変速機や自動変速機には、回転軸の回転方向を切り換えるために遊星歯車式の前後進切換機構が組み込まれている。この前後進切換機構は前進用クラッチと後退用ブレーキとを備えており、前進レンジ(Dレンジ)が選択されたときには前進用クラッチを締結して後退用ブレーキを解放し、後退レンジ(Rレンジ)が選択されたときには前進用クラッチを解放して後退用ブレーキを締結し、中立レンジ(Nレンジ)が選択されたときには前進用クラッチおよび後退用ブレーキを共に解放している。

【0003】

20

ところで、前進用クラッチはエンジンと共に回転する構造を有しており、クラッチ圧室にはエンジン回転数に応じた遠心油圧が発生することになる。このため、前進用クラッチを解放するNレンジが選択されていても、アクセルペダルが踏み込まれてエンジン回転数が上昇すると、遠心油圧による油圧ピストンの押し出しにより、前進用クラッチが締結されてしまうおそれがある。そこで、Nレンジが選択された状態のもとで、作動油温が所定値を下回るとともに前進用クラッチの入力回転数が所定値を上回る場合には、エンジン回転数を引き下げて前進用クラッチの締結を回避するようにした制御装置が提案されている(たとえば、特許文献1参照)。

【0004】

また、遠心油圧による油圧ピストンの押し出しを回避するため、クラッチ圧室に対向するバランス圧室を形成するようにしたクラッチ機構も提案されている。このバランス圧室に対して作動油を貯留することにより、回転時にはクラッチ圧室内の遠心油圧に対向する遠心油圧をバランス圧室内に発生させることができ、油圧ピストンに作用する押し出し力を打ち消すことが可能となる。

30

【特許文献1】特許第3279224号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、バランス圧室の中央部には排出ポートが形成されており、前進用クラッチの停止状態や低速回転状態にあっては、バランス圧室から作動油が排出されるようになっている。このように、バランス圧室内の作動油量が減少している状態のもとで、アクセルペダルが踏み込まれて前進用クラッチの回転速度が上昇してしまうと、クラッチ圧室内に生じる遠心油圧を十分に打ち消すことができずに前進用クラッチを締結させてしまうおそれがある。

40

【0006】

特に、車両を後退させる後退レンジが選択されている場合に、エンジン回転数の上昇によって前進用クラッチが締結されてしまうと、前進用クラッチと後退用ブレーキとが共に締結されるインターロック状態となるため、前進用クラッチや後退用ブレーキに対して大きな負荷が作用することになる。このようなインターロック状態を回避するためには、前進用クラッチの油圧ピストンを押し戻すリターンスプリングを強化する必要があるが、リ

50

タンスプリングを強化することは前進用クラッチの大型化を招くだけでなく、制御油圧を上昇させる必要があるため燃費性能の悪化や制御精度の低下を招くことになっていた。

【 0 0 0 7 】

本発明の目的は、遠心油圧が作用する場合であってもクラッチ機構を確実に解放状態に保持することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 8 】

本発明の変速機の制御装置は、動力を伝達する締結状態と動力を遮断する解放状態とに切り換えるためのクラッチ圧室と、前記クラッチ圧室の回転に伴う遠心油圧を打ち消すためのバランス圧室とが形成されるクラッチ機構を備えた変速機の制御装置であって、作動油温度に基づいて前記バランス圧室に貯留される作動油量を推定する油量推定手段と、前記バランス圧室に貯留される作動油量に基づき、前記クラッチ機構が解放状態に保たれる前記クラッチ機構の上限回転数を算出する回転数算出手段と、前記上限回転数を下回るように前記クラッチ機構の入力回転数を制御する回転数制御手段とを有することを特徴とする。

10

【 0 0 0 9 】

本発明の変速機の制御装置は、前記クラッチ機構は前進走行時に締結される前進用クラッチであり、前記回転数制御手段は前進レンジが選択されていないときに前記前進用クラッチの入力回転数を制御することを特徴とする。

【 0 0 1 0 】

20

本発明の変速機の制御装置は、前記油量推定手段は、作動油温度と、入力回転数が所定値を下回った後の経過時間とに基づいて前記バランス圧室からの排出油量を推定し、排出油量に基づいて前記バランス圧室に貯留される作動油量を推定することを特徴とする。

【 0 0 1 1 】

本発明の変速機の制御装置は、前記油量推定手段は、作動油温度と、入力回転数が所定値を上回った後の経過時間とに基づいて前記バランス圧室に対する供給油量を推定し、供給油量に基づいて前記バランス圧室に貯留される作動油量を推定することを特徴とする。

【発明の効果】

【 0 0 1 2 】

本発明によれば、作動油温度に基づいてバランス圧室に貯留される作動油量を推定し、この作動油量に基づいてクラッチ機構が解放状態に保たれる上限回転数を算出し、この上限回転数を下回るようにクラッチ機構の入力回転数を制御するようにしたので、クラッチ機構を解放状態に保持することが可能となる。これにより、クラッチ機構の耐久性を向上させることが可能となる。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 1 3 】

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。

【 0 0 1 4 】

図1は無段変速機10を示すスケルトン図であり、この無段変速機10は本発明の一実施の形態である変速機の制御装置によって制御される。図1に示すように、図示する無段変速機10はベルトドライブ式の無段変速機であり、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との間には変速機構14が設けられており、プライマリ軸12の回転は変速機構14を介してセカンダリ軸13に伝達され、セカンダリ軸13の回転は減速機構15およびデファレンシャル機構16を介して左右の駆動輪17, 18に伝達される。

40

【 0 0 1 5 】

プライマリ軸12にはプライマリプーリ20が設けられており、このプライマリプーリ20はプライマリ軸12に一体となる固定シープ20aと、これに対向してプライマリ軸12に軸方向に摺動自在となる可動シープ20bとを有している。また、セカンダリ軸13にはセカンダリプーリ21が設けられており、このセカンダリプーリ21はセカンダリ

50

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。プライマリプーリ 2 0 とセカンダリプーリ 2 1 とには駆動ベルト 2 2 が巻き付けられており、プライマリプーリ 2 0 とセカンダリプーリ 2 1 とのプーリ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る。

【 0 0 1 6 】

プライマリプーリ 2 0 のプーリ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、セカンダリプーリ 2 1 のプーリ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。それぞれのプーリ溝幅は、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 P_p 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 P_s とを調圧することによって制御される。

【 0 0 1 7 】

また、プライマリプーリ 2 0 にエンジン動力を伝達するため、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。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インペラ 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。

【 0 0 1 8 】

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 を作動させて動力伝達経路を切り換えることが可能となっている。クラッチ機構としての前進用クラッチ 3 5 は、タービン軸 3 2 に固定されるクラッチドラム 3 5 a と、プライマリ軸 1 2 に固定されるクラッチハブ 3 5 b とを備えている。クラッチドラム 3 5 a とクラッチハブ 3 5 b との間には複数の摩擦プレート 3 5 c が設けられており、これらの摩擦プレート 3 5 c に対向する油圧ピストン 3 5 d がクラッチドラム 3 5 a に収容されている。クラッチドラム 3 5 a と油圧ピストン 3 5 d とにより区画されるクラッチ圧室 3 5 e に対して作動油を供給することにより、油圧ピストン 3 5 d は摩擦プレート 3 5 c を相互に締結するように押し出され、前進用クラッチ 3 5 は動力を伝達する締結状態に切り換えられる。一方、クラッチ圧室 3 5 e から作動油を排出することにより、油圧ピストン 3 5 d は図示しないリターンスプリングによって押し戻され、前進用クラッチ 3 5 は動力を遮断する解放状態に切り換えられる。

【 0 0 1 9 】

また、クラッチ圧室 3 5 e の遠心油圧によって生じる推力を打ち消すため、クラッチドラム 3 5 a には油圧ピストン 3 5 d の内側に位置するカバー部材 3 5 f が固定されており、油圧ピストン 3 5 d とカバー部材 3 5 f とによってバランス圧室 3 5 g が区画されている。このバランス圧室 3 5 g に対して作動油を貯留することにより、クラッチ圧室 3 5 e の遠心油圧によって油圧ピストン 3 5 d を押し出す推力が発生したとしても、バランス圧室 3 5 g の遠心油圧によって油圧ピストン 3 5 d を押し戻す推力(キャンセル推力)を発生させることが可能となる。これにより、前進用クラッチ 3 5 の回転速度によってクラッチ締結力が変動してしまうことがなく、前進用クラッチ 3 5 の制御精度を向上させることが可能となる。なお、クラッチ圧室 3 5 e のほぼ中央には排出ポート 3 5 h が形成されており、タービン回転数が低下した場合などには排出ポート 3 5 h から作動油が排出されるようになっている。

【 0 0 2 0 】

一方、後退用ブレーキ 3 6 は、ミッションケース 3 7 に固定されるブレーキドラム 3 6 a を備えており、ブレーキドラム 3 6 a には油圧ピストン 3 6 b が移動自在に収容されている。遊星歯車列 3 4 のリングギヤ 3 4 a とブレーキドラム 3 6 a との間には複数の摩擦プレート 3 6 c が設けられており、油圧ピストン 3 6 b は摩擦プレート 3 6 c に対向するように配置されている。ブレーキドラム 3 6 a と油圧ピストン 3 6 b とにより区画されるブレーキ圧室 3 6 d に対して作動油を供給することにより、油圧ピストン 3 6 b は摩擦プレート 3 6 c を相互に締結するように押し出され、後退用ブレーキ 3 6 はリングギヤ 3 4 a を固定する締結状態に切り換えられる。一方、ブレーキ圧室 3 6 d から作動油を排出することにより、油圧ピストン 3 6 b は図示しないリターンズプリングによって押し戻され、後退用ブレーキ 3 6 はリングギヤ 3 4 a を自由に回転させる解放状態に切り換えられる。

10

【 0 0 2 1 】

このような前進用クラッチ 3 5 および後退用ブレーキ 3 6 は、運転手のセレクトレバー操作によって締結状態と解放状態とに切り換えられるようになっている。セレクトレバーが前進レンジ(Dレンジ)に操作されたときには、前進用クラッチ 3 5 が締結されて後退用ブレーキ 3 6 が解放され、前進用クラッチ 3 5 を介してエンジン回転がそのままプライマリプーリ 2 0 に伝達される。一方、セレクトレバーが後退レンジ(Rレンジ)に操作されたときには、前進用クラッチ 3 5 が解放されて後退用ブレーキ 3 6 が締結され、クラッチドラム 3 5 a から遊星歯車列 3 4 のキャリア 3 4 b に伝達されたエンジン回転は、逆転されてサンギヤ 3 4 c からプライマリプーリ 2 0 に伝達される。さらに、セレクトレバーが中

20

【 0 0 2 2 】

図 2 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、前進用クラッチ 3 5、後退用ブレーキ 3 6 等に対して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 によって駆動されるオイルポンプ 4 0 が設けられている。このオイルポンプ 4 0 の吐出口に接続されるライン圧路 4 1 にはライン圧制御弁 4 2 が接続されており、ライン圧制御弁 4 2 によって油圧制御回路の基本油圧となるライン圧 P_L が調圧される。また、ライン圧路 4 1 は分岐しており、プライマリプーリ 2 0 に向けて延びる一方のライン圧路 4 1 a にはプライマリ圧制御弁 4 3 が接続され、セカンダリプーリ 2 1 に向けて延びる他方のライン圧路 4 1 b にはセカンダリ圧制御弁 4 4 が接続されている。そして、プライマリ圧制御弁 4 3 によって調圧されたプライマリ圧 P_p をプライマリ圧路 4 5 から作動油室 2 5 に供給することにより、プライマリプーリ 2 0 のプーリ溝幅を調整して変速比を制御することが可能となる。また、セカンダリ圧制御弁 4 4 によって調圧されたセカンダリ圧 P_s をセカンダリ圧路 4 6 から作動油室 2 8 に供給することにより、セカンダリプーリ 2 1 に所定のクランプ力を発生させて駆動ベルト 2 2 の滑りを抑制することが可能となっている。

30

【 0 0 2 3 】

また、ライン圧路 4 1 a は前進用クラッチ 3 5 および後退用ブレーキ 3 6 に向けて分岐するようになっており、この分岐するクラッチ圧路 4 7 にはクラッチ圧制御弁 4 8 が設けられている。さらに、前進用クラッチ 3 5 のクラッチ圧室 3 5 e や後退用ブレーキ 3 6 のブレーキ圧室 3 6 d には、クラッチ圧制御弁 4 8 を介して調圧されたクラッチ圧が油路切換弁 4 9 を介して供給されている。油路切換弁 4 9 に組み込まれる図示しないスプール弁軸は、クラッチ圧室 3 5 e に作動油を供給してブレーキ圧室 3 6 d から作動油を排出する前進位置と、ブレーキ圧室 3 6 d に作動油を供給してクラッチ圧室 3 5 e から作動油を排出する後退位置と、クラッチ圧室 3 5 e およびブレーキ圧室 3 6 d から作動油を排出する中立位置とに切り換えられるようになっている。なお、前進用クラッチ 3 5 のバランス圧室 3 5 g には、調圧時にライン圧制御弁 4 2 などから排出された作動油が供給されるようになっている。

40

【 0 0 2 4 】

50

これらのライン圧制御弁 4 2、プライマリ圧制御弁 4 3、セカンダリ圧制御弁 4 4、クラッチ圧制御弁 4 8、油路切換弁 4 9 は、C V T 制御ユニット 5 0 からの制御信号に基づいて制御されている。また、C V T 制御ユニット 5 0 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各種マップデータなどが格納され、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。さらに、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ている。

【 0 0 2 5 】

C V T 制御ユニット 5 0 に検出信号を入力する各種センサとしては、プライマリブリー 2 0 の回転数を検出するプライマリ回転数センサ 5 1、セカンダリブリー 2 1 の回転数を検出するセカンダリ回転数センサ 5 2、アクセルペダルの踏み込み量を検出するアクセルペダルセンサ 5 3、セレクトレンジを検出するインヒビタスイッチ 5 4、作動油の温度を検出する油温センサ 5 5、タービン軸 3 2 の回転数を検出するタービン回転数センサ 5 6、エンジン回転数を検出するエンジン回転数センサ 5 7、スロットルバルブの開度を検出するスロットル開度センサ 5 8 などがある。さらに、C V T 制御ユニット 5 0 にはエンジン 1 1 を駆動制御するエンジン制御ユニット 5 9 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ようになっている。

【 0 0 2 6 】

続いて、遠心油圧によって前進用クラッチ 3 5 が解放状態から締結状態に切り換えられてしまうことを回避するため、C V T 制御ユニット (油量推定手段、回転数算出手段) 5 0 によって実行されるリミット回転数算出制御について説明する。ここで、図 3 はリミット回転数算出制御を実行する際の手順を示すフローチャートである。また、図 4 (A) はリミット回転数算出制御において参照されるドレン油量マップの一例を示す線図であり、図 4 (B) はリミット回転数算出制御において参照されるフィード油量マップの一例を示す線図である。

【 0 0 2 7 】

図 3 に示すように、ステップ S 1 では、D レンジが選択されているか否かが判定される。ステップ S 1 において、D レンジが選択されていると判定された場合、つまり前進用クラッチ 3 5 が既に締結されている場合には、遠心油圧による前進用クラッチ 3 5 の締結を考慮する必要がないため、そのままルーチンを抜けることになる。一方、ステップ S 1 において、R レンジや N レンジなど D レンジ以外が選択されていると判定された場合、つまり前進用クラッチ 3 5 を解放する必要がある場合には、以下の手順に従って、遠心油圧によって前進用クラッチ 3 5 が締結されることのないタービン軸 3 2 のリミット回転数 (上限回転数) N_{t1} が算出されることになる。

【 0 0 2 8 】

まず、ステップ S 2 では、タービン回転数センサ 5 6 からタービン回転数 (入力回転数) N_t が読み込まれ、続くステップ S 3 では、タービン回転数 N_t が所定値 N_{tstart} を上回るか否かが判定される。ここで、所定値 N_{tstart} とは、バランス圧室 3 5 g の排出ポート 3 5 h から作動油が排出されるか否かを判定する際の判定値である。ステップ S 3 において、タービン回転数 N_t が所定値 N_{tstart} を下回ると判定された場合には、タービン回転数 N_t が低下してバランス圧室 3 5 g 内の作動油に作用する遠心力が低下した状態であるため、排出ポート 3 5 h を介してバランス圧室 3 5 g から作動油が排出されていると判定される。そして、ステップ S 4 に進み、停止時間カウンタ (経過時間) $Cstop$ のカウント処理が実行され、続くステップ S 5 において、発進時間カウンタ (経過時間) $Cstart$ のリセット処理が実行された後にルーチンを抜ける。

【 0 0 2 9 】

一方、ステップ S 3 において、タービン回転数 N_t が所定値 N_{tstart} を上回ると判定された場合には、タービン回転数 N_t が上昇してバランス圧室 3 5 g 内の作動油に遠心力が作用するため、排出ポート 3 5 h を介して作動油が排出されることはなく、バランス圧室 3 5 g 内に作動油が保持された状態であると判定される。そして、ステップ S 6 に

進み、発進時間カウンタ C_{start} のカウント処理が実行された後に、ステップ S_7 において、発進時間カウンタ C_{start} が貯留時間 C_{start0} を下回るか否かが判定される。ここで、貯留時間 C_{start0} とは、排出ポート $35h$ から作動油が排出された状態からバランス圧室 $35g$ に対して十分な作動油を貯留するために必要な時間である。

【0030】

ステップ S_7 において、発進時間カウンタ C_{start} が貯留時間 C_{start0} を上回る場合、つまりバランス圧室 $35g$ 内に十分な作動油が供給されている場合には、十分なキャンセル推力を発生させて前進用クラッチ 35 を解放状態に維持することができるため、ステップ S_8 に進み、停止時間カウンタ C_{stop} のリセット処理を実行した後にルーチンを抜ける。一方、ステップ S_7 において、発進時間カウンタ C_{start} が貯留時間 C_{start0} を下回る場合、つまりバランス圧室 $35g$ 内に十分な作動油が供給されていない場合には、十分なキャンセル推力を発生させることができずに前進用クラッチ 35 を締結させてしまうおそれがあるため、ステップ S_9 に進み、バランス圧室 $35g$ 内に貯留される作動油量が推定される。

【0031】

ステップ S_9 では、油温センサ 55 から油温(作動油温度) T_{oil} が読み込まれ、続くステップ S_{10} では、油温 T_{oil} および停止時間カウンタ C_{stop} に基づいてドレン油量マップを参照することにより、クラッチ圧室 $35e$ から排出される作動油のドレン油量(排出油量) Q_d が推定される。続くステップ S_{11} では、油温 T_{oil} および発進時間カウンタ C_{start} に基づいてフィード油量マップを参照することにより、クラッチ圧室 $35e$ に供給される作動油のフィード油量(供給油量) Q_f が推定される。ここで、図4(A)および(B)に示すように、油温 T_{oil} の上昇に伴って作動油の粘度が大きくなるとドレン油量 Q_d およびフィード油量 Q_f は増加する一方、油温 T_{oil} の低下に伴って作動油の粘度が小さくなるとドレン油量 Q_d およびフィード油量 Q_f は減少するようになっている。

【0032】

続いて、ステップ S_{12} に進み、ドレン油量 Q_d およびフィード油量 Q_f に基づき、バランス圧室 $35g$ 内に貯留される作動油のバランス油量(作動油量) Q_b が算出される。そして、ステップ S_{13} において、バランス油量 Q_b に基づきバランス圧室 $35g$ から発生するキャンセル推力が推定されるとともに、前進用クラッチ 35 を解放状態に維持することが可能なタービン回転数 N_t のリミット回転数 N_{t1} が算出される。なお、バランス油量 Q_b が多いほどキャンセル推力が大きくなるため、タービン回転数 N_t のリミット回転数 N_{t1} が高く算出される一方、バランス油量 Q_b が少ないほどキャンセル推力が小さくなるため、タービン回転数 N_t のリミット回転数 N_{t1} は低く算出されることになる。

【0033】

そして、回転数制御手段として機能するCVT制御ユニット 50 からの制御信号に基づいて、スロットル開度、燃料噴射量、点火時期等を制御することにより、リミット回転数 N_{t1} を下回るようにタービン回転数 N_t が制御される。これにより、クラッチ圧室 $35e$ の遠心油圧によって生じる推力を確実に打ち消すことができるため、タービン回転数 N_t が上昇したとしても前進用クラッチ 35 を締結させてしまうことがなく、前進用クラッチ 35 の耐久性を向上させることが可能となる。特に、Rレンジに切り換えられた直後にアクセルペダルが踏み込まれたとしても、前進用クラッチ 35 の締結を確実に回避することができるため、後退用ブレーキ 36 と前進用クラッチ 35 とが共に締結されるインターロック状態を確実に回避することが可能となる。

【0034】

続いて、前述したリミット回転数 N_{t1} によるタービン回転数 N_t の制限処理について説明する。図5はタービン回転数 N_t の変動状態を示す説明図である。図5に示すように、車両減速時にはタービン回転数 N_t が徐々に引き下げられ、車両停止時にはタービン回

10

20

30

40

50

回転数 N_t は低回転領域で一定に保たれた状態となる。この車両停止時にあっては、タービン回転数 N_t が低いためにクラッチ圧室 35 e に大きな遠心力が作用することがなく、バランス圧室 35 g の排出ポート 35 h から作動油が排出されることになる。このように、作動油が排出されてバランス油量 Q_b が減少すると、発生させることのできるキャンセル推力が低下するため、クラッチ圧室 35 e の遠心油圧によって生じる押し出し推力を打ち消すことが可能なキャンセル限界回転数も低下することになる。

【0035】

この状態のもとで、セレクトレバーが R レンジに切り換えられ、アクセルペダルが踏み込まれると、タービン回転数 N_t を上昇させながら車両は後退走行を開始することになる。ここで、アクセルペダルの踏み込みによるエンジン 11 の吹け上がりにより、タービン回転数 N_t がキャンセル限界回転数を上回ってインターロック領域に侵入すると、遠心油圧によって前進用クラッチ 35 が締結されるインターロック状態が発生することになる。

【0036】

そこで、本発明の変速機の制御装置は、油温 T_{oil} と停止時間カウンタ C_{stop} とに基づきバランス圧室 35 g 内から排出されたドレン油量 Q_d を推定するとともに、油温 T_{oil} と発進時間カウンタ C_{start} とに基づきバランス圧室 35 g 内に供給されるフィード油量 Q_f を推定する。次いで、ドレン油量 Q_d とフィード油量 Q_f とに基づきバランス圧室 35 g 内に貯留されるバランス油量 Q_b を算出するとともに、バランス油量 Q_b に基づいてキャンセル限界回転数を算出する。そして、キャンセル限界回転数に基づいてリミット回転数 N_{t1} を算出し、このリミット回転数 N_{t1} を下回るようにタービン回転数 N_t を制御している。

【0037】

このように、リミット回転数 N_{t1} を下回るようにタービン回転数 N_t を制御することにより、停止状態から車両を急速に後退走行させたとしても、遠心油圧によって前進用クラッチ 35 が締結してしまうことがなく、前進用クラッチ 35 と後退用ブレーキ 36 とのインターロック状態を確実に回避することが可能となる。また、セレクトレバーが R レンジに切り換えられた場合だけでなく、セレクトレバーが N レンジに操作されるとともに、エンジン 11 が空吹かしされた場合であっても、リミット回転数 N_{t1} を下回るようにタービン回転数 N_t を制御することにより、不要な前進用クラッチ 35 の締結を回避することができ、前進用クラッチ 35 の耐久性を向上させることが可能となる。

【0038】

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、前述の説明では、本発明の変速機の制御装置によって無段変速機 10 を制御しているが、これに限られることはなく、前後進切換機構を備える遊星歯車式の自動変速機に対して本発明の変速機の制御装置を適用するようにしても良い。

【0039】

また、前述の説明では、クラッチ圧室 35 e から排出される作動油のドレン油量 Q_d を推定する際に図 4 (A) のドレン油量マップを参照し、クラッチ圧室 35 e に供給される作動油のフィード油量 Q_f を推定する際に図 4 (B) のフィード油量マップを参照しているが、これらのマップデータに限られることはなく、演算処理によってドレン油量 Q_d やフィード油量 Q_f を推定しても良い。さらに、バランス油量 Q_b に基づいてリミット回転数 N_{t1} を算出する際には、演算処理によってリミット回転数 N_{t1} を算出するだけでなく、実験やシミュレーションに基づくマップデータを参照してリミット回転数 N_{t1} を算出しても良い。

【図面の簡単な説明】

【0040】

【図 1】本発明の一実施の形態である変速機の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】無段変速機の油圧制御系および電子制御系を示す概略図である。

【図 3】リミット回転数算出制御を実行する際の手順を示すフローチャートである。

【図 4】(A)はリミット回転数算出制御において参照されるドレン油量マップの一例を示す線図であり、(B)はリミット回転数算出制御において参照されるフィード油量マップの一例を示す線図である。

【図 5】タービン回転数の変動状態を示す説明図である。

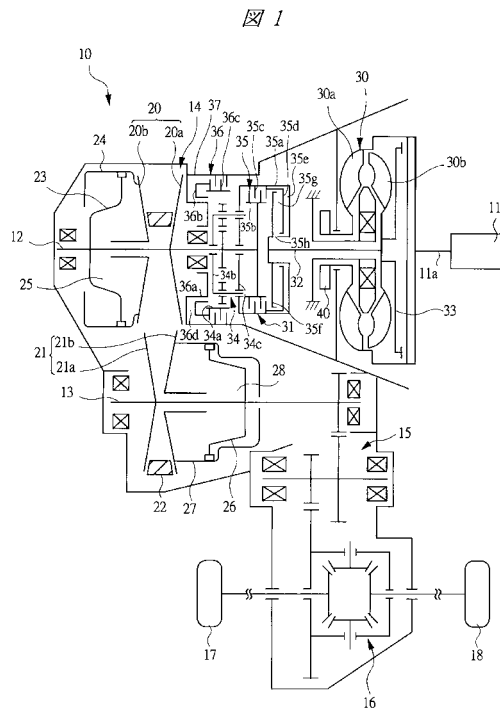
【符号の説明】

【 0 0 4 1 】

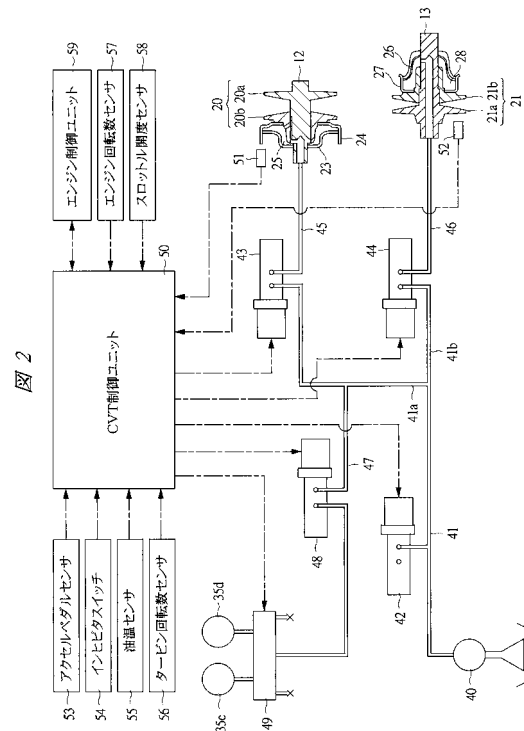
- 1 0 無段変速機(変速機)
- 3 5 前進用クラッチ(クラッチ機構)
- 3 5 e クラッチ圧室
- 3 5 g バランス圧室
- 5 0 C V T制御ユニット(油量推定手段, 回転数算出手段, 回転数制御手段)
- N t タービン回転数(入力回転数)
- N t l リミット回転数(上限回転数)
- N t s t a r t 所定値
- T o i l 油温(作動油温度)
- Q d ドレン油量(排出油量)
- Q f フィード油量(供給油量)
- Q b バランス油量(作動油量)

10

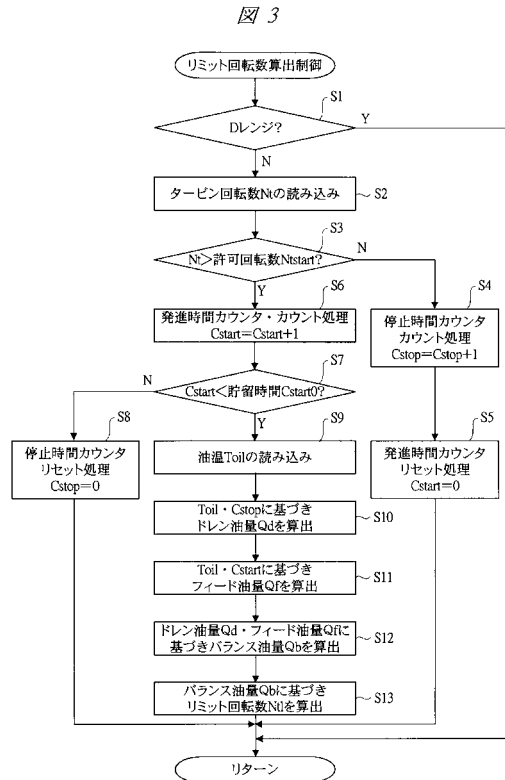
【図 1】



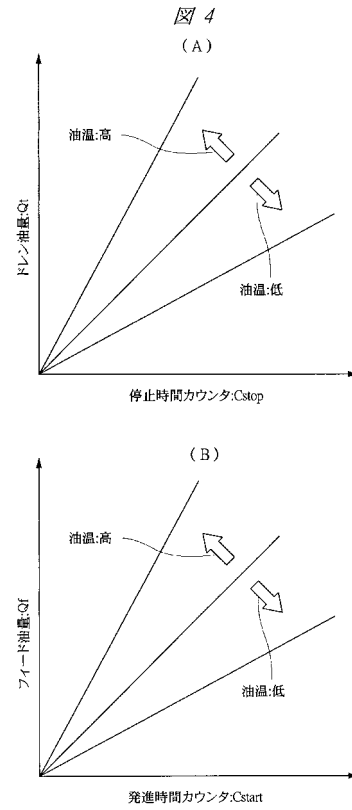
【図 2】



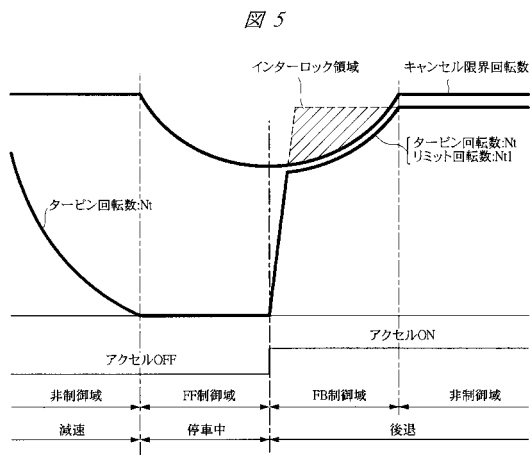
【図 3】



【図 4】



【図 5】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平5 - 322010 (JP, A)
特開平11 - 37178 (JP, A)
特開2004 - 19882 (JP, A)
特開2002 - 337570 (JP, A)
特開2004 - 316480 (JP, A)
特開2004 - 308666 (JP, A)
特開2005 - 54821 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16D 48/02
F16H 61/00
F16H 63/40