

(11)特許出願公開番号

特開2010-84874

(P2010-84874A)

(43) 公開日 平成22年4月15日(2010.4.15)

(51) Int.Cl.

F I

テーマコード (参考)

F 1 6 H 61/12 (2010.01)

F 1 6 H 61/12

3 J 552

F 1 6 H 61/16 (2006.01)

F 1 6 H 61/16

F 1 6 H 59/18 (2006.01)

F 1 6 H 59:18

F 1 6 H 59/40 (2006.01)

F 1 6 H 59:40

F 1 6 H 59/42 (2006.01)

F 1 6 H 59:42

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 22 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2008-255853 (P2008-255853)

(22) 出願日 平成20年9月30日 (2008. 9. 30)

(71) 出願人 000100768

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社

愛知県安城市藤井町高根 10番地

(74) 代理人 100082337

弁理士 近島 一夫

(72) 発明者 村上 信一朗

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72) 發明者 西出 雅喜

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72) 發明者 竹尾 卓哉

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

Fターム(参考) 3J552 MA02 MA12 NA01 PB01 RA06

RC16 SB12 SB20 VD02Z

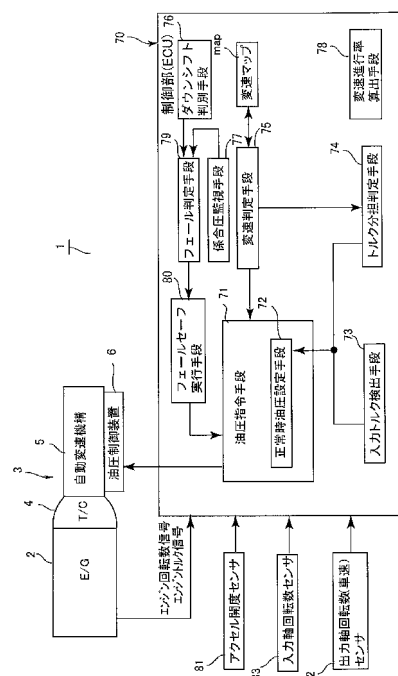
(54) 【発明の名称】 自動変速機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】シフトダウン変速中の、特にパワーオンダウン変速における解放側摩擦係合要素の解放不良の判定を高い精度で行うことを可能とする自動変速機の制御装置を提供する。

【解決手段】ダウンシフト判別手段 76 が、ダウンシフト変速が開始された際、該変速はパワーオンダウン変速及びパワーオフダウン変速の何れであることを判別し、係合圧監視手段 77 が、係合側摩擦係合要素の油圧サーボに供給される係合圧を監視し、フェール判定手段 79 が、係合圧がしきい値に達した際に、解放側摩擦係合要素の解放不良を判定すると共に、判別されたダウンシフト変速の種類に応じてしきい値を変更する。このため、パワーオフダウン変速とパワーオンダウン変速夫々の性質に応じたしきい値に基づき、解放不良判定を高い精度で行うことができる。

【選択図】図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

各油圧サーボにそれぞれ供給される係合圧に基づき係合される複数の摩擦係合要素と、駆動源に接続される入力軸と、駆動車輪に接続される出力軸と、を有し、前記複数の摩擦係合要素の係合状態に基づき前記入力軸と前記出力軸との間の伝達経路を変更して複数の変速段を形成すると共に、摩擦係合要素の摺り換え変速を行う自動変速機の制御装置において、

ダウンシフト変速が開始された際、該ダウンシフト変速はパワーオンダウン変速及びパワーオフダウン変速の何れであるかを判別するダウンシフト判別手段と、

係合側摩擦係合要素の油圧サーボに供給される係合圧を監視する係合圧監視手段と、

前記係合圧がしきい値に達した際に、解放側摩擦係合要素の解放不良を判定するフェール判定手段と、を備え、

前記フェール判定手段は、前記ダウンシフト判別手段によって判別されたダウンシフト変速の種類に応じて前記しきい値を変更してなる、

ことを特徴とする自動変速機の制御装置。

【請求項 2】

前記フェール判定手段は、前記しきい値を、パワーオフダウン変速時に比してパワーオンダウン変速時に低くなるように設定してなる、

請求項 1 記載の自動変速機の制御装置。

【請求項 3】

前記ダウンシフト判別手段は、前記駆動源のトルクを所定値と比較し、該所定値より小さいと判定した際にパワーオフダウン変速と判別し、該所定値より大きいと判定した際にパワーオンダウン変速と判別してなる、

請求項 1 又は 2 記載の自動変速機の制御装置。

【請求項 4】

前記フェール判定手段により前記解放不良と判定された際、当該ダウンシフト変速を中断して変速開始前の変速段に移行させるフェールアクションを実行してフェールセーフとするフェールセーフ実行手段をさらに備えてなる、

請求項 1 乃至 3 の何れか 1 項記載の自動変速機の制御装置。

【請求項 5】

前記ダウンシフト判別手段により判別されたダウンシフト変速がパワーオンダウン変速の場合に、前記駆動源の回転が該駆動源の駆動力により上昇するように、前記係合側摩擦係合要素の油圧サーボに供給する係合圧を、イナーシャ相中も低く推移させ、変速終了時に急上昇させる油圧指令手段を備えてなる、

請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項記載の自動変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、車輛等に搭載される自動変速機の制御装置に係り、詳しくは、ダウンシフト変速時におけるフェール検出を的確に行い得るようにした自動変速機の制御装置に関する。

【背景技術】**【0002】**

例えば車輛等に搭載される多段式の自動変速機においては、変速歯車機構の伝達経路を形成するため、変速段に応じて複数（例えば 2 つ）の摩擦係合要素（クラッチやブレーキ）が係合されるように油圧制御されている。しかしながら、例えばリニアソレノイドバルブの故障（断線やバルブスティック等）により、解放されているはずの摩擦係合要素の油圧サーボに油圧が出力されてしまうと、正常時に係合している摩擦係合要素に加え解放されているはずの摩擦係合要素も同時に係合されてしまう虞がある。

【0003】

10

20

30

40

50

そこで、このような同時係合を防止するため、正常時に係合している摩擦係合要素の係合圧を入力した際に、他の摩擦係合要素の油圧（その元圧）を遮断する、いわゆるカットオフバルブを、各変速段において係合する摩擦係合要素の組み合わせに応じて複数本設け、それによって、何れの変速段にあっても同時係合を防止するように構成されたものが提案されている（特許文献 1 参照）。

【 0 0 0 4 】

近年、環境問題等に起因して車輛の燃費向上が求められ、例えば小型車輛等においても自動変速機の多段化が求められており、それによって小型化が求められる自動変速機にあっても、変速段を形成するための摩擦係合要素の数が多数必要となっている。しかし、上記特許文献 1 に記載の自動変速機の制御装置は、カットオフバルブを用いることによって同時係合を防止するように構成されるため、このようなものを用いると、変速段の増加に応じて該カットオフバルブの本数も多く必要となり、油圧制御装置のコンパクト化を妨げるばかりか、軽量化、コストダウンの妨げにもなってしまふ。

10

【 0 0 0 5 】

そこで、上述のようなカットオフバルブを用いずに同時係合の防止を行い得るように構成した自動変速機の変速制御装置が提案されている（特許文献 2 参照）。

【 0 0 0 6 】

該特許文献 2 に記載の変速制御装置では、自動変速機の変速時においてフェール状態を、「空吹き状態」と「引き摺り状態」のいずれなのかを区別し得るように構成している。つまり、該変速制御装置では、変速中に解放側の摩擦係合要素が解放されない現象、いわゆる引き摺りフェールを、変速中のギヤ比の変化から検出するように構成し、その際のフェールの判断条件として、タイマーによる検出時間が所定時間より大きいかな否か、締結（係合）油圧が第 1 の変速閾値より大きいかな否か、ギヤ比の変化が第 2 の変速閾値より小さいかな否かを判定する。これにより、該変速制御装置では、変速比が基準時刻から第 2 の変速比閾値となることなく第 1 の変速閾値となるまでに要する時間に基づき第 1 フェール制御を実行するため、発生しているフェールが空吹き状態なのか引き摺り状態なのかを区別して、フェールの状態に適した制御を行うことが可能となる。

20

【 0 0 0 7 】

【特許文献 1】特開 2 0 0 3 - 3 3 6 7 3 1 号公報

【特許文献 2】特開 2 0 0 7 - 2 5 5 5 1 8 号公報

30

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 0 8 】

しかしながら、上記特許文献 2 の変速制御装置によると、解放側のフェールか係合側のフェールかを区別して検出することはできるものの、フェールを、シフトダウン変速中におけるものとしては検出することができない場合がある。例えばパワーオンダウン変速時のように回転変化がエンジントルクによって引き起こされる変速については、変速中の係合側への油圧が低いことから、フェール検出における油圧条件を満たすことができない。

【 0 0 0 9 】

つまり、摩擦係合要素（クラッチ、ブレーキ）の掴み換えによるシフトダウン変速は、パワーオンダウン（Power On Down）変速とパワーオフダウン（Power Off Down）変速とに大別されるが、パワーオンダウン変速では、イナーシャ相中における回転変化がエンジントルクのみで生じ、ガタ詰め後の待機圧がイナーシャ相中も低くされて変速終了時に係合圧が急上昇するように制御されることから、該待機圧はパワーオフダウン変速時よりも低くされる。このため、上記特許文献 2 に記載されるようなフェール検出の手法によると、ダウンシフト変速における特にパワーオンダウン変速時のフェール判定を行うことはできない。

40

【 0 0 1 0 】

そこで本発明は、シフトダウン変速中の、特にパワーオンダウン変速における解放側摩擦係合要素のフェール（解放不良）の判定を高い精度で行うことを可能とする自動変速機

50

の制御装置を提供することを目的とするものである。

【課題を解決するための手段】

【0011】

請求項1に係る本発明は（例えば図1乃至図10、及び図12参照）、各油圧サーボ（41, 42, 43, 44, 45）にそれぞれ供給される係合圧に基づき係合される複数の摩擦係合要素（C-1, C-2, C-3, B-1, B-2）と、駆動源（2）に接続される入力軸（10）と、駆動車輪に接続される出力軸（11）と、を有し、前記複数の摩擦係合要素（C-1, C-2, C-3, B-1, B-2）の係合状態に基づき前記入力軸（10）と前記出力軸（11）との間の伝達経路を変更して複数の変速段を形成すると共に、摩擦係合要素の組み換え変速を行う自動変速機の制御装置（1）において、

10

ダウンシフト変速（例えば5→4変速）が開始された際、該ダウンシフト変速はパワーオンダウン変速及びパワーオフダウン変速の何れであるかを判別するダウンシフト判別手段（76）と、

係合側摩擦係合要素（例えばC-1）の油圧サーボ（例えば41）に供給される係合圧を監視する係合圧監視手段（77）と、

前記係合圧がしきい値に達した際に、解放側摩擦係合要素（例えばC-3）の解放不良を判定するフェール判定手段（79）と、を備え、

前記フェール判定手段（79）は、前記ダウンシフト判別手段（76）によって判別されたダウンシフト変速の種類に応じて前記しきい値を変更してなる、

ことを特徴とする自動変速機の制御装置（1）にある。

20

【0012】

請求項2に係る本発明は（例えば図1及び図12参照）、前記フェール判定手段（79）は、前記しきい値を、パワーオフダウン変速時に比してパワーオンダウン変速時に低くなるように設定してなる、

請求項1記載の自動変速機の制御装置（1）にある。

【0013】

請求項3に係る本発明は（例えば図1及び図12参照）、前記ダウンシフト判別手段（76）は、前記駆動源のトルクを所定値と比較し、該所定値より小さいと判定した際にパワーオフダウン変速と判別し、該所定値より大きいと判定した際にパワーオンダウン変速と判別してなる、

30

請求項1又は2記載の自動変速機の制御装置（1）にある。

【0014】

請求項4に係る本発明は（例えば図1及び図12参照）、前記フェール判定手段（79）により前記解放不良と判定された際、当該ダウンシフト変速を中断して変速開始前の変速段に移行させるフェールアクションを実行してフェールセーフとするフェールセーフ実行手段（80）をさらに備えてなる、

請求項1乃至3の何れか1項記載の自動変速機の制御装置（1）にある。

【0015】

請求項5に係る本発明は（例えば図1、図6及び図12参照）、前記ダウンシフト判別手段（76）により判別されたダウンシフト変速がパワーオンダウン変速の場合に、前記駆動源（2）の回転が該駆動源（2）の駆動力により上昇するように、前記係合側摩擦係合要素（例えばC-1）の油圧サーボ（例えば41）に供給する係合圧を、イナーシャ相中も低く推移させ、変速終了時に急上昇させる油圧指令手段（71）を備えてなる、

40

請求項1乃至4の何れか1項記載の自動変速機の制御装置（1）にある。

【0016】

なお、上記カッコ内の符号は、図面と対照するためのものであるが、これは、発明の理解を容易にするための便宜的なものであり、特許請求の範囲の記載に何等影響を及ぼすものではない。

【発明の効果】

【0017】

50

請求項 1 に係る本発明によると、ダウンシフト判別手段が、ダウンシフト変速が開始された際、該ダウンシフト変速はパワーオンダウン変速及びパワーオフダウン変速の何れであるかを判別し、係合圧監視手段が、係合側摩擦係合要素の油圧サーボに供給される係合圧を監視し、フェール判定手段が、係合圧がしきい値に達した際に、解放側摩擦係合要素の解放不良を判定すると共に、ダウンシフト判別手段によって判別されたダウンシフト変速の種類に応じてしきい値を変更するので、パワーオフダウン変速とパワーオンダウン変速それぞれの性質に応じたしきい値に基づき、解放側摩擦係合要素の解放不良の判定を、パワーオフダウン変速時は勿論、パワーオンダウン変速時においても高い精度で行うことができる。

【 0 0 1 8 】

10

請求項 2 に係る本発明によると、フェール判定手段が、しきい値を、パワーオフダウン変速時に比してパワーオンダウン変速時に低くなるように設定するので、ダウンシフト変速の種類に応じて油圧判定条件を適切に切り分け、ダウンシフト変速中での解放側摩擦係合要素の解放不良の判定を、高い精度で行うことができる。従って、係合側摩擦係合要素のガタ詰め後の待機圧が変速終期まで低い圧に保たれているパワーオンダウン変速にあっても、解放不良の判定を極めて正確に行うことができる。

【 0 0 1 9 】

請求項 3 に係る本発明によると、ダウンシフト判別手段が、駆動源トルクを所定値と比較し、該所定値より小さいと判定した際にパワーオフダウン変速と判別し、該所定値より大きいと判定した際にパワーオンダウン変速と判別するので、ダウンシフト変速であっても、駆動源トルクが所定値より大きい（正トルク等）場合は、係合側摩擦係合要素の係合に拘わらず駆動源トルクで回転変化を起こし得るパワーオンダウンと判別することができ、また、駆動源トルクが所定値より小さい（負トルク等）場合は、駆動源トルクによっては回転変化の起こり難いパワーオフダウンと判別することができる。

20

【 0 0 2 0 】

請求項 4 に係る本発明によると、フェールセーフ実行手段が、フェール判定手段により解放不良と判定された際、当該ダウンシフト変速を中断して変速開始前の変速段に移行させるフェールアクションを実行してフェールセーフとするので、解放不良と判定された解放側摩擦係合要素を使用しない変速段、つまり変速開始前の変速段に戻すことで、走行上問題の無い変速段による走行を続けることができる。

30

【 0 0 2 1 】

請求項 5 に係る本発明によると、油圧指令手段が、ダウンシフト判別手段により判別されたダウンシフト変速がパワーオンダウン変速の場合に、駆動源の回転が該駆動源の駆動力により上昇するように、係合側摩擦係合要素の油圧サーボに供給する係合圧を、イナーシャ相中も低く推移させ、変速終了時に急上昇させるので、パワーオンダウン変速時の変速段形成上の性質に応じて、適切に油圧制御することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 2 2 】

以下、本発明に係る実施の形態を図 1 乃至図 1 2 に沿って説明する。

【 0 0 2 3 】

40

〔自動変速機の概略構成〕

まず、本発明を適用し得る自動変速機 3 の概略構成について図 2 に沿って説明する。図 2 に示すように、例えば F F タイプ（フロントエンジン、フロントドライブ）の車輛に用いて好適な自動変速機 3 は、エンジン（駆動源）2（図 1 参照）に接続し得る自動変速機 3 の入力軸 8 を有しており、該入力軸 8 の軸方向を中心としてトルクコンバータ 4 と、自動変速機構 5 とを備えている。

【 0 0 2 4 】

上記トルクコンバータ 4 は、自動変速機 3 の入力軸 8 に接続されたポンプインペラ 4 a と、作動流体を介して該ポンプインペラ 4 a の回転が伝達されるタービンランナ 4 b とを有しており、該タービンランナ 4 b は、上記入力軸 8 と同軸上に配設された上記自動変速

50

機構 5 の入力軸 10 に接続されている。また、該トルクコンバータ 4 には、ロックアップクラッチ 7 が備えられており、該ロックアップクラッチ 7 が係合されると、上記自動変速機 3 の入力軸 8 の回転が自動変速機構 5 の入力軸 10 に直接伝達される。

【0025】

上記自動変速機構 5 は、各油圧サーボ 41 ~ 45 (図 5 参照) にそれぞれ供給される係合圧に基づき係合されるクラッチ C - 1, C - 2, C - 3、ブレーキ B - 1, B - 2 と、エンジン 2 に接続される入力軸 10 と、不図示の駆動車輪に接続されるカウンタギヤ 11 とを有して、上記クラッチ C - 1, C - 2, C - 3、ブレーキ B - 1, B - 2 の係合状態に基づき入力軸 10 とカウンタギヤ 11 との間の伝達経路を変更して複数の変速段を形成するものであり、該自動変速機構 5 には、入力軸 10 上において、プラネタリギヤ S P と、プラネタリギヤユニット P U とが備えられている。上記プラネタリギヤ S P は、サンギヤ S 1、キャリア C R 1、及びリングギヤ R 1 を備えており、該キャリア C R 1 に、サンギヤ S 1 及びリングギヤ R 1 に噛合するピニオン P 1 を有している、いわゆるシングルピニオンプラネタリギヤである。

【0026】

また、該プラネタリギヤユニット P U は、4 つの回転要素としてサンギヤ S 2、サンギヤ S 3、キャリア C R 2、及びリングギヤ R 2 を有し、該キャリア C R 2 に、サンギヤ S 2 及びリングギヤ R 2 に噛合するロングピニオン P L と、サンギヤ S 3 に噛合するショートピニオン P S とを互いに噛合する形で有している、いわゆるラビニヨ型プラネタリギヤである。

【0027】

上記プラネタリギヤ S P のサンギヤ S 1 は、ミッションケース 9 に一体的に固定されているボス部に接続されて回転が固定されている。また、上記リングギヤ R 1 は、上記入力軸 10 の回転と同回転 (以下「入力回転」という。) になっている。さらに上記キャリア C R 1 は、該固定されたサンギヤ S 1 と該入力回転するリングギヤ R 1 とにより、入力回転が減速された減速回転になると共に、クラッチ (摩擦係合要素) C - 1 及びクラッチ (摩擦係合要素) C - 3 に接続されている。

【0028】

上記プラネタリギヤユニット P U のサンギヤ S 2 は、バンドブレーキからなるブレーキ B - 1 に接続されてミッションケースに対して固定自在となっていると共に、上記クラッチ C - 3 に接続され、該クラッチ C - 3 を介して上記キャリア C R 1 の減速回転が入力自在となっている。また、上記サンギヤ S 3 は、クラッチ C - 1 に接続されており、上記キャリア C R 1 の減速回転が入力自在となっている。なお、該ブレーキ B - 1 は、クラッチ C - 3 及びサンギヤ S 2 に連結されたドラム状部材 18 に周設されたブレーキバンド 19 を有してなり、該ブレーキバンド 19 は、一端がケース 9 に固定され、他端が後述する油圧サーボ 44 (図 5 参照) に駆動連結されて、該油圧サーボ 44 の駆動により該ドラム状部材 18 に巻付けられるように構成されている。このブレーキバンド 19 の巻付け方向は、前進 2 速段から前進 6 速段におけるドラム状部材 18 の回転方向と逆方向になるように配設され、つまり油圧サーボ 44 によってドラム状部材 18 の前進 2 速段から前進 6 速段における回転方向に対して逆方向に引っ張って巻付けを行うように構成されている。

【0029】

さらに、上記キャリア C R 2 は、入力軸 10 の回転が入力されるクラッチ C - 2 に接続され、該クラッチ C - 2 を介して入力回転が入力自在となっており、また、ワンウェイクラッチ F - 1 及びブレーキ B - 2 に接続されて、該ワンウェイクラッチ F - 1 を介してミッションケースに対して一方向の回転が規制されると共に、該ブレーキ B - 2 を介して回転が固定自在となっている。そして、上記リングギヤ R 2 は、カウンタギヤ (出力軸) 11 に接続されており、該カウンタギヤ 11 は、不図示のカウンタシャフト、ディファレンシャル装置を介して不図示の駆動車輪に接続されている。

【0030】

[自動変速機における各変速段の動作]

10

20

30

40

50

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構 5 の作用について図 2、図 3 及び図 4 に沿って説明する。なお、図 4 に示す速度線図において、縦軸方向はそれぞれの回転要素（各ギヤ）の回転数を示しており、横軸方向はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤ S P の部分において、縦軸は、図 4 中左方側から順に、サンギヤ S 1、キャリア C R 1、リングギヤ R 1 に対応している。さらに、該速度線図のプラネタリギヤユニット P U の部分において、縦軸は、図 4 中右方側から順に、サンギヤ S 3、リングギヤ R 2、キャリア C R 2、サンギヤ S 2 に対応している。

【 0 0 3 1 】

例えば D（ドライブ）レンジであって、前進 1 速段（1 S T）では、図 3 に示すように、クラッチ C - 1 及びワンウェイクラッチ F - 1 が係合される。すると、図 2 及び図 4 に示すように、固定されたサンギヤ S 1 と入力回転であるリングギヤ R 1 によって減速回転するキャリア C R 1 の回転が、クラッチ C - 1 を介してサンギヤ S 3 に入力される。また、キャリア C R 2 の回転が一方方向（正転回転方向）に規制されて、つまりキャリア C R 2 の逆転回転が防止されて固定された状態になる。すると、サンギヤ S 3 に入力された減速回転が、固定されたキャリア C R 2 を介してリングギヤ R 2 に出力され、前進 1 速段としての正転回転がカウンタギヤ 1 1 から出力される。

10

【 0 0 3 2 】

なお、エンジンブレーキ時（コースト時）には、ブレーキ B - 2 を係止してキャリア C R 2 を固定し、該キャリア C R 2 の正転回転を防止する形で、上記前進 1 速段の状態を維持する。また、該前進 1 速段では、ワンウェイクラッチ F - 1 によりキャリア C R 2 の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進 1 速段の達成を、ワンウェイクラッチ F - 1 の自動係合により滑らかに行うことができる。

20

【 0 0 3 3 】

前進 2 速段（2 N D）では、図 3 に示すように、クラッチ C - 1 が係合され、ブレーキ B - 1 が係止される。すると、図 2 及び図 4 に示すように、固定されたサンギヤ S 1 と入力回転であるリングギヤ R 1 によって減速回転するキャリア C R 1 の回転が、クラッチ C - 1 を介してサンギヤ S 3 に入力される。また、ブレーキ B - 1 の係止によりサンギヤ S 2 の回転が固定される。すると、キャリア C R 2 がサンギヤ S 3 よりも低回転の減速回転となり、該サンギヤ S 3 に入力された減速回転が該キャリア C R 2 を介してリングギヤ R 2 に出力され、前進 2 速段としての正転回転がカウンタギヤ 1 1 から出力される。

30

【 0 0 3 4 】

前進 3 速段（3 R D）では、図 3 に示すように、クラッチ C - 1 及びクラッチ C - 3 が係合される。すると、図 2 及び図 4 に示すように、固定されたサンギヤ S 1 と入力回転であるリングギヤ R 1 によって減速回転するキャリア C R 1 の回転が、クラッチ C - 1 を介してサンギヤ S 3 に入力される。また、クラッチ C - 3 の係合によりキャリア C R 1 の減速回転がサンギヤ S 2 に入力される。つまり、サンギヤ S 2 及びサンギヤ S 3 にキャリア C R 1 の減速回転が入力されるため、プラネタリギヤユニット P U が減速回転の直結状態となり、そのまま減速回転がリングギヤ R 2 に出力され、前進 3 速段としての正転回転がカウンタギヤ 1 1 から出力される。

40

【 0 0 3 5 】

前進 4 速段（4 T H）では、図 3 に示すように、クラッチ C - 1 及びクラッチ C - 2 が係合される。すると、図 2 及び図 4 に示すように、固定されたサンギヤ S 1 と入力回転であるリングギヤ R 1 によって減速回転するキャリア C R 1 の回転が、クラッチ C - 1 を介してサンギヤ S 3 に入力される。また、クラッチ C - 2 に係合によりキャリア C R 2 に入力回転が入力される。すると、該サンギヤ S 3 に入力された減速回転とキャリア C R 2 に入力された入力回転とにより、上記前進 3 速段より高い減速回転となってリングギヤ R 2 に出力され、前進 4 速段としての正転回転がカウンタギヤ 1 1 から出力される。

【 0 0 3 6 】

前進 5 速段（5 T H）では、図 3 に示すように、クラッチ C - 2 及びクラッチ C - 3 が

50

係合される。すると、図 2 及び図 4 に示すように、固定されたサンギヤ S 1 と入力回転であるリングギヤ R 1 によって減速回転するキャリア C R 1 の回転が、クラッチ C - 3 を介してサンギヤ S 2 に入力される。また、クラッチ C - 2 の係合によりキャリア C R 2 に入力回転が入力される。すると、該サンギヤ S 2 に入力された減速回転とキャリア C R 2 に入力された入力回転とにより、入力回転より僅かに高い増速回転となってリングギヤ R 2 に出力され、前進 5 速段としての正転回転がカウンタギヤ 1 1 から出力される。

【 0 0 3 7 】

前進 6 速段 (6 T H) では、図 3 に示すように、クラッチ C - 2 が係合され、ブレーキ B - 1 が係止される。すると、図 2 及び図 4 に示すように、クラッチ C - 2 の係合によりキャリア C R 2 に入力回転が入力される。また、ブレーキ B - 1 の係止によりサンギヤ S 2 の回転が固定される。すると、固定されたサンギヤ S 2 によりキャリア C R 2 の入力回転が上記前進 5 速段より高い増速回転となってリングギヤ R 2 に出力され、前進 6 速段としての正転回転がカウンタギヤ 1 1 から出力される。

【 0 0 3 8 】

後進 1 速段 (R E V) では、図 3 に示すように、クラッチ C - 3 が係合され、ブレーキ B - 2 が係止される。すると、図 2 及び図 4 に示すように、固定されたサンギヤ S 1 と入力回転であるリングギヤ R 1 によって減速回転するキャリア C R 1 の回転が、クラッチ C - 3 を介してサンギヤ S 2 に入力される。また、ブレーキ B - 2 の係止によりキャリア C R 2 の回転が固定される。すると、サンギヤ S 2 に入力された減速回転が、固定されたキャリア C R 2 を介してリングギヤ R 2 に出力され、後進 1 速段としての逆転回転がカウンタギヤ 1 1 から出力される。

【 0 0 3 9 】

なお、例えば P (パーキング) レンジ及び N (ニュートラル) レンジでは、クラッチ C - 1、クラッチ C - 2、及びクラッチ C - 3、が解放される。すると、キャリア C R 1 とサンギヤ S 2 及びサンギヤ S 3 との間、即ちプラネタリギヤ S P とプラネタリギヤユニット P U との間が切断状態となり、かつ、入力軸 1 0 とキャリア C R 2 との間が切断状態となる。これにより、入力軸 1 0 とプラネタリギヤユニット P U との間の動力伝達が切断状態となり、つまり入力軸 1 0 とカウンタギヤ 1 1 との動力伝達が切断状態となる。

【 0 0 4 0 】

[油圧制御装置の概略構成]

つづいて、本発明に係る自動変速機の油圧制御装置 6 について説明する。まず、油圧制御装置 6 (図 1 参照) における図示を省略した、ライン圧、セカンダリ圧、モジュレータ圧、レンジ圧等の生成部分について、大まかに説明する。なお、これらライン圧、セカンダリ圧、モジュレータ圧、レンジ圧の生成部分は、一般的な自動変速機の油圧制御装置と同様なものであり、周知のものであるので、簡単に説明する。

【 0 0 4 1 】

本油圧制御装置 6 は、例えば図示を省略したオイルポンプ、マニュアルシフトバルブ、プライマリレギュレータバルブ、セカンダリレギュレータバルブ、ソレノイドモジュレータバルブ及びリニアソレノイドバルブ S L T 等を備えており、例えばエンジン 2 (図 1 参照) が始動されると、上記トルクコンバータ 4 のポンプインペラ 4 a に回転駆動連結されたオイルポンプがエンジン 2 の回転に連動して駆動されることにより、不図示のオイルパンからストレーナを介してオイルを吸上げる形で油圧を発生させる。

【 0 0 4 2 】

上記オイルポンプにより発生された油圧は、スロットル開度に応じて調圧出力されるリニアソレノイドバルブ S L T の信号圧 $P_{S L T}$ に基づき、プライマリレギュレータバルブによって排出調整されつつライン圧 P_L に調圧される。このライン圧 P_L は、マニュアルシフトバルブ、ソレノイドモジュレータバルブ、及び詳しくは後述するリニアソレノイドバルブ S L C 3 等に供給される。このうちのソレノイドモジュレータバルブに供給されたライン圧 P_L は、該バルブによって略々一定圧となるモジュレータ圧 $P_{M O D}$ に調圧され、このモジュレータ圧 $P_{M O D}$ は、上記リニアソレノイドバルブ S L T 等の元圧として供

10

20

30

40

50

給される。

【 0 0 4 3 】

なお、上記プライマリレギュレータバルブから排出された圧は、例えばセカンダリレギュレータバルブによりさらに排出調整されつつセカンダリ圧 P_{SEC} に調圧され、このセカンダリ圧 P_{SEC} が、例えば潤滑油路やオイルクーラ等に供給されると共にトルクコンバータ 4 にも供給され、かつロックアップクラッチ 7 の制御にも用いられる。

【 0 0 4 4 】

一方、マニュアルシフトバルブ（不図示）は、運転席（不図示）に設けられたシフトレバーに機械的（或いは電氣的）に駆動されるスプールを有しており、該スプールの位置がシフトレバーにより選択されたシフトレンジ（例えば P, R, N, D）に応じて切換えられることにより、上記入力されたライン圧 P_L の出力状態や非出力状態（ドレーン）を設定する。

【 0 0 4 5 】

詳細には、シフトレバーの操作に基づき D レンジにされると、上記スプールの位置に基づき上記ライン圧 P_L が入力される入力ポートと前進レンジ圧出力ポートとが連通し、該前進レンジ圧出力ポートよりライン圧 P_L が前進レンジ圧（D レンジ圧） P_D として出力される。シフトレバーの操作に基づき R（リバース）レンジにされると、該スプールの位置に基づき上記入力ポートと後進レンジ圧出力ポートとが連通し、該後進レンジ圧出力ポートよりライン圧 P_L が後進レンジ圧（R レンジ圧） P_{REV} として出力される。また、シフトレバーの操作に基づき P レンジ及び N レンジにされた際は、上記入力ポートと前進レンジ圧出力ポート及び後進レンジ圧出力ポートとの間がスプールによって遮断されると共に、それら前進レンジ圧出力ポート及び後進レンジ圧出力ポートがドレーンポートに連通され、つまり D レンジ圧 P_D 及び R レンジ圧 P_{REV} がドレーン（排出）された非出力状態となる。

【 0 0 4 6 】

[油圧制御装置における変速制御部分の構成]

ついで、本発明に係る油圧制御装置 6 における主に変速制御を行う部分について図 5 に沿って説明する。図 5 は、本自動変速機の油圧制御装置 6 を、抜粋して概略的に示す回路図である。本実施の形態では、従来のようなカットオフバルブを用いることなく、ストール状態の発生をソフト的に防止することを可能とし、3つの係合要素が同時係合してしまった場合そのうちの1係合要素を引き摺るようにしてストール状態を回避するが、3係合要素の同時係合はできる限り行わないことが望ましく、従って、変速中にフェール（解放側摩擦係合要素の解放不良）の有無を早い段階で検出し得るように構成すると共に、解放不良の判定時にはフェールアクションを実施するように構成している。

【 0 0 4 7 】

本油圧制御装置 6 は、上述のクラッチ C - 1 の油圧サーボ 4 1、クラッチ C - 2 の油圧サーボ 4 2、クラッチ C - 3 の油圧サーボ 4 3、ブレーキ B - 1 の油圧サーボ 4 4、ブレーキ B - 2 の油圧サーボ 4 5 の、計 5 つの油圧サーボのそれぞれに係合圧として調圧した出力圧を直接的に供給するための 4 本のリニアソレノイドバルブ SLC 1, SLC 2, SLC 3, SLB 1 を備えている。また、リンプホーム機能を達成すると共に、リニアソレノイドバルブ SLC 2 の出力圧をクラッチ C - 2 の油圧サーボ 4 2 又はブレーキ B - 2 の油圧サーボ 4 5 に切換える切換えバルブ 2 3 を備えている。なお、該切換えバルブ 2 3 は、実際には単体のバルブではなく、不図示のソレノイドバルブ、第 1 クラッチアブライリレーバルブ、第 2 クラッチアブライリレーバルブ、C - 2 リレーバルブ、B - 2 リレーバルブ等を集約した形で描いている。

【 0 0 4 8 】

リニアソレノイドバルブ SLC 1 への油路 a 1、リニアソレノイドバルブ SLC 2 への油路 a 4、リニアソレノイドバルブ SLB 1 への油路 a 5 には、上述したマニュアルシフトバルブの前進レンジ圧出力ポート（不図示）が接続されて前進レンジ圧 P_D が入力し得るように構成されており、また、リニアソレノイドバルブ SLC 3 への油路 d には、ブラ

イマリレギュレータバルブ（不図示）からのライン圧 P_L が入力されている。

【0049】

上記リニアソレノイドバルブ $SLC1$ は、非通電時に非出力状態となるノーマルクローズタイプからなり、油路 $a1$ を介して上記前進レンジ圧 P_D を入力する入力ポート $SLC1a$ と、該前進レンジ圧 P_D を調圧して油圧サーボ 41 に制御圧 P_{SLC1} を係合圧 P_{C1} として出力する出力ポート $SLC1b$ とを有している。

【0050】

上記リニアソレノイドバルブ $SLC2$ は、非通電時に出力状態となるノーマルオープンタイプからなり、油路 $a4$ を介して上記前進レンジ圧 P_D を入力する入力ポート $SLC2a$ と、該前進レンジ圧 P_D を調圧して油圧サーボ 42 に制御圧 P_{SLC2} を係合圧 P_{C2} （又は係合圧 P_{B2} ）として出力する出力ポート $SLC2b$ とを有している。

10

【0051】

上記リニアソレノイドバルブ $SLC3$ は、非通電時に出力状態となるノーマルオープンタイプからなり、油路 d を介して上記ライン圧 P_L を入力する入力ポート $SLC3a$ と、該ライン圧 P_L を調圧して油圧サーボ 43 に制御圧 P_{SLC3} を係合圧 P_{C3} として出力する出力ポート $SLC3b$ とを有している。

【0052】

上記リニアソレノイドバルブ $SLB1$ は、非通電時に非出力状態となるノーマルクローズタイプからなり、油路 $a5$ を介して上記前進レンジ圧 P_D を入力する入力ポート $SLB1a$ と、該前進レンジ圧 P_D を調圧して油圧サーボ 44 に制御圧 P_{SLB1} を係合圧 P_B として出力する出力ポート $SLB1b$ とを有している。

20

【0053】

つづいて、本発明に係る自動変速機の制御装置 1 について、主に図 1 に沿って説明する。

【0054】

図 1 に示すように、本自動変速機の制御装置 1 は、制御部（ ECU ） 70 を有しており、該制御部 70 は、アクセル開度センサ 81 、入力軸回転数センサ 83 、出力軸回転数（車速）センサ 82 などが接続されていると共に、上述した油圧制御装置 6 の各リニアソレノイドバルブ $SLC1$ 、 $SLC2$ 、 $SLC3$ 、 $SLB1$ などに接続されている。また、該制御部 70 には、エンジン 2 からエンジン回転数信号とエンジントルク信号が送られる。そして、該制御部 70 には、正常時油圧設定手段 72 を有する油圧指令手段 71 、入力トルク検出手段 73 、トルク分担判定手段 74 、変速判定手段 75 、及び変速マップ map が備えられている。さらに、制御部 70 には、変速進行率算出手段 78 、ダウンシフト判別手段 76 、係合圧監視手段 77 、フェール判定手段 79 、及びフェールセーフ実行手段 80 が備えられている。

30

【0055】

上記変速判定手段 75 は、アクセル開度センサ 81 により検出されるアクセル開度と、出力軸回転数センサ 82 により検出される車速とに基づき変速マップ map を参照しつつ、上述の前進 1 速段～前進 6 速段を判定する。即ち、変速マップ map には、アクセル開度と車速とに対応したアップシフト変速線及びダウンシフト変速線（変速点）が記録されており、その時点のアクセル開度及び車速がそれら変速線を越えると、変速判定手段 75 が変速を判断する。そして、該変速判定手段 75 が判定した変速段（現在の変速段）は、油圧指令手段 71 及びトルク分担判定手段 74 に出力される。

40

【0056】

一方、入力トルク検出手段 73 は、エンジン 2 からのエンジントルク信号を入力することで、エンジントルクを計測し、現在自動変速機構 5 の入力軸 10 に入力されている入力トルクを検出する。また、上記トルク分担判定手段 74 は、上記変速判定手段 75 により判定された変速段に基づき、自動変速機構 5 において係合されているクラッチやブレーキ（図 3 参照）におけるトルク分担、即ち各ギヤ比に基づきクラッチやブレーキにおいて必要とされる上記入力トルクに対する比率を判定（算出）する。

50

【 0 0 5 7 】

ついで、正常時油圧設定手段 7 2 は、上記トルク分担判定手段 7 4 により判定された、変速段に応じて係合中のクラッチやブレーキにおけるトルク分担に安全率（例えば 1.3 倍）を掛け、さらに、その安全率を掛けたトルク分担の値と入力トルク検出手段 7 3 により検出された入力トルクとを掛けて係合中のクラッチやブレーキのトルク容量（伝達トルク）を算出し、各クラッチやブレーキの摩擦板の枚数、面積、油圧サーボの受圧面積などから、それら係合中のクラッチやブレーキの油圧サーボに供給する係合圧（制御圧）を算出する。

【 0 0 5 8 】

そして、油圧指令手段 7 1 は、上記正常時油圧設定手段 7 2 により設定された係合圧に基づき、係合中のクラッチやブレーキの油圧サーボに、その係合圧が供給されるように、上記リニアソレノイドバルブ S L C 1 , S L C 2 , S L C 3 , S L B 1 に電気指令を与え、つまり正常時における走行中は、入力トルクに安全率を加味したトルク容量となるようにクラッチやブレーキが係合され、特にエンジン 2 のエンジントルクが変動したり、道路状況などにより駆動車輪からトルク変動を受けたりしたとしても、クラッチやブレーキに滑りが生じないように係合される。

【 0 0 5 9 】

さらに、油圧指令手段 7 1 は、ダウンシフト判別手段 7 6 により判別されたダウンシフト変速がパワーオンダウン変速の場合に、エンジン（駆動源）2 の回転が該エンジン 2 の駆動力により上昇するように、係合側摩擦係合要素（例えば 5 - 4 変速ではクラッチ C - 1）の油圧サーボ（例えば 4 1）に供給する係合圧を、イナーシャ相中も低く推移させ（図 6 の楕円丸部 G 参照）、変速終了時に急上昇させるように制御する。また、油圧指令手段 7 1 は、ダウンシフト判別手段 7 6 により判別されたダウンシフト変速がパワーオフダウン変速の場合に、係合側摩擦係合要素（例えば 5 → 4 変速ではクラッチ C - 1）の係合力によりエンジン 2 の回転（トルク）を引き摺って上昇させ得るように、上記係合側摩擦係合要素の油圧サーボ（例えば 4 1）に供給する係合圧を、パワーオンダウン変速の場合に比して高くなるように制御する（図 7 の楕円丸部 H 参照）。これらにより、パワーオンダウン変速時の変速段形成上の性質に応じて、適切に油圧制御することができる。なお、上記イナーシャ相は、自動変速機構 5 にて実際に回転変化が始まる相を意味し、これに対して、トルク分担のみが変化する相をトルク相という。

【 0 0 6 0 】

つづいて、正常時の走行中に、解放中のクラッチやブレーキの油圧サーボに係合圧を供給するリニアソレノイドバルブ S L C 1 , S L C 2 , S L C 3 , S L B 1 の何れか 1 つが最高圧を出力する状態、つまりライン圧 P_L と同圧を出力する状態で故障した場合に、3 つの摩擦係合要素が同時係合することで生じるトルク分担の変化について、例えば前進 4 速段の状態からクラッチ C - 3 が係合してしまった場合を一例として説明する。

【 0 0 6 1 】

例えば正常時の前進 4 速段における走行中は、図 3 に示すように、クラッチ C - 1 とクラッチ C - 2 とが係合されている。ここで、例えばリニアソレノイドバルブ S L C 3（図 5 参照）が制御圧 P_{SLC3} をライン圧 P_L で出力する状態で故障したとすると、クラッチ C - 1、クラッチ C - 2、クラッチ C - 3 の同時係合が生じる。この際、自動変速機構 5 においてはストールしようとする力が生じ、その自動変速機構 5 を、エンジン 2 の駆動力で回そうとする力と、駆動車輪のグリップ力（車輛の慣性力）で回そうとする力が生じる。

【 0 0 6 2 】

ここで、例えば前進 4 速段にあってエンジントルクが最高値であったとして（入力トルクが最高値であったとして）、クラッチ C - 1 の正常時のトルク容量に安全率を掛けた値を T_{C1} 、クラッチ C - 2 の正常時のトルク容量に安全率を掛けた値を T_{C2} 、クラッチ C - 3 の油圧サーボ 4 3 にライン圧 P_L が供給された場合のトルク容量の値を T_{C3} とし、最悪の条件で故障が生じた際における各クラッチ C - 1 , C - 2 , C - 3 のトルク容量

10

20

30

40

50

を出力軸トルクに換算した値を算出する。

【0063】

この算出結果は、つまり正常時の前進4速段において、クラッチC-1, C-2をライン圧 P_L で係合してしまうのではなく、正常時油圧設定手段72によって、入力トルクによって滑らないように安全率を加味した、できるだけ低い油圧である係合圧 P_{C1} , P_{C2} で係合しておくようにすることで、故障時にクラッチC-3が係合されてトルク分担が変更されたことに基づき、故障時にあってもクラッチC-1が滑るように設定されていることになり、これにより、故障が生じてもストール状態の防止が可能とされる。従って、クラッチC-1, C-2, C-3が同時係合することなく、クラッチC-2, C-3が係合した状態、つまり前進5速段の状態となって、ストール状態になることなく、走行状態が維持される。

10

【0064】

以上の説明においては、前進4速段において故障によりクラッチC-3が係合されたケースを例に挙げて説明したが、他の組み合わせによる故障のケースにおいても、同様にトルク分担を計算することで、ストール状態が防止される。

【0065】

ここで、上述した油圧指令手段71、正常時油圧設定手段72、入力トルク検出手段73、トルク分担判定手段74、及び変速判定手段75によりストール状態を防止しながら行う変速制御を、本制御装置1により実施される「正常ルーチン」として位置付けるとき、変速進行率算出手段78、ダウンシフト判別手段76、係合圧監視手段77、フェール判定手段79、及びフェールセーフ実行手段80により実施する後述の変速制御は、解放側摩擦係合要素の解放不良の「監視ルーチン」として位置付けることができる。

20

【0066】

すなわち、上記「監視ルーチン」は、前述のような、各油圧サーボ41~45にそれぞれ供給される係合圧に基づき係合されるクラッチC-1~C-3、ブレーキB-1, B-2等の摩擦係合要素と、エンジン(駆動源)2に接続される入力軸10と、不図示の駆動車輪に接続されるカウンタギヤ(出力軸)11とを有し、摩擦係合要素の係合状態に基づき入力軸10とカウンタギヤ11との間の伝達経路を変更して複数の変速段を形成すると共に、摩擦係合要素の掴み換え変速を行う自動変速機の制御装置1にて実施される。

【0067】

そして、上記ダウンシフト判別手段76は、ダウンシフト変速(例えば5→4変速)が開始された際、該ダウンシフト変速はパワーオンダウン変速及びパワーオフダウン変速の何れであるかを判別する。即ち、ダウンシフト判別手段76は、ダウンシフト変速が開始された際、入力トルク検出手段73により計測されたエンジントルク(駆動源トルク)を所定値(例えば $L[N \cdot m]$)と比較し、エンジントルクが所定値より小さいと判定した際にパワーオフダウン変速と判別し、エンジントルクが所定値より大きいと判定した際にパワーオンダウン変速と判別する。なお、上記パワーオフダウンとは、アクセルペダルを離れた状態でダウンシフト変速が行われるコーストダウン(Coast Down)変速のことである。

30

【0068】

上記係合圧監視手段77は、油圧指令手段71から出力される油圧指令値を監視するなどで、掴み換え変速における係合側摩擦係合要素(例えば5-4変速ではクラッチC-1)の油圧サーボ(例えば5-4変速では41)に供給される係合圧を監視している。

40

【0069】

上記フェール判定手段79は、掴み換え変速における解放側摩擦係合要素(例えばC-3)の解放不良を判定するもので、係合圧がしきい値に達した際に、掴み換え変速における解放側摩擦係合要素(例えば5-4変速ではクラッチC-3)の解放不良を判定すると共に、ダウンシフト判別手段76によって判別されたダウンシフト変速の種類に応じて上記しきい値を変更する。つまり、フェール判定手段79は、該しきい値を、パワーオフダウン変速時に比してパワーオンダウン変速時に低くなるように設定する。

50

【 0 0 7 0 】

即ち、フェール判定手段 7 9 は、係合圧監視手段 7 7 により監視されている係合圧と、ダウンシフト判別手段 7 6 によって判別されたダウンシフト変速の種類（パワーオフダウン変速とパワーオンダウン変速の何れか）に応じて設定するしきい値とに基づき、上記解放不良の判定を行う。そして、フェール判定手段 7 9 は、ダウンシフト判別手段 7 6 によりパワーオフダウン変速と判別された際には、監視されている上記係合圧が、しきい値としての第 1 の値（例えば M [kPa] ）に達したときに解放不良の判定を行い、かつダウンシフト判別手段 7 6 によりパワーオンダウン変速と判別された際には、監視されている係合圧が上記第 1 の値より低い、しきい値としての第 2 の値（例えば N [kPa] ）に達したときに解放不良の判定を行う。

10

【 0 0 7 1 】

さらに、上記フェール判定手段 7 9 は、解放不良の判定時に、変速進行率算出手段 7 8 により算出された変速進行率（変速進行度）が所定の率（例えば P [%] ）以上の場合には、解放側の摩擦係合要素（例えば 5 → 4 変速ではクラッチ C - 3 ）は正常であると判定し、フェールセーフ実行手段 8 0 に油圧指令手段 7 1 への指示を行わせることなく、該油圧指令手段 7 1 による通常の変速制御を行わせる。また、上記フェール判定手段 7 9 は、解放不良の判定時に、変速進行率が上記所定の率未満の場合には、解放側の摩擦係合要素は解放不良である判定し、その旨の信号をフェールセーフ実行手段 8 0 に送る。これにより、該フェールセーフ実行手段 8 0 は、上記判定時に実行中のダウンシフト変速（当該ダウンシフト変速）を中断して、変速開始前の変速段に移行させるフェールアクションを実行してフェールセーフとする。つまり、例えば 5 速段から 4 速段に変速するダウンシフト変速（パワーオフダウン変速、パワーオンダウン変速の何れでも）においては、4 速段に移行せずに、解放不良と判定された解放側摩擦係合要素を解放しない 5 速段に戻すように油圧指令手段 7 1 に指示する。なお、上記変速進行率算出手段 7 8 は、変速中に、入力軸回転数センサ 8 3 から与えられる入力軸 1 0 の回転数と、出力軸回転数センサ 8 2 から与えられるカウンタギヤ 1 1 の回転数との回転数比から、変速される次の変速段の変速比までの到達度に基づき変速進行率を算出する。

20

【 0 0 7 2 】

以上の構成を備える本自動変速機の制御装置 1 の特徴について、図 6 乃至図 1 2 を参照してさらに詳細に説明する。

30

【 0 0 7 3 】

すなわち、本制御装置 1 は、ストール状態を防止し得るように構成されながらも、該ストール状態になる前にできるだけ速やかにフェール（解放不良）を検出して該ストール状態に移行することを回避し得るように構成されている。つまり、ダウンシフト変速時に、バルブスティック等に起因して解放側のクラッチの解放動作が良好に作動しないことで回転変化が発生しない旨をフェール判定手段 7 9 が判定する際に、誤判定を防止するため係合側のクラッチが回転変化を起こすのに必要な油圧が出力されていることを確認するための条件がある。

【 0 0 7 4 】

従前の制御方法では、パワーオンダウン変速とパワーオフダウン変速の何れにおいても同じ油圧条件であったため、両者を区別して的確に解放不良を判定することができなかった。しかし、本実施の形態では、係合側摩擦係合要素が回転変化を起こし得るトルク容量を持たせるだけの油圧の発生を検出するという考えに基づき、エンジントルクを所定値と比較することで、前述したように、パワーオフダウン変速とパワーオンダウン変速の何れであるかを判別した上で、係合側摩擦係合要素の油圧サーボに供給される係合圧が、パワーオフダウン変速時には上記第 1 の値に達した時点で解放不良を判定し、パワーオンダウン変速時には上記第 2 の値に達した時点で解放不良を判定し、さらに、変速進行率の変化を見ることで、解放不良（フェール）の有無を判定（検出）するように構成される。

40

【 0 0 7 5 】

ここで、図 6 はパワーオンダウン変速の場合の各部の変化を示すグラフ図である。なお

50

、図 6 において、符号 A は解放側摩擦係合要素の油圧サーボに供給される油圧の変化を示すグラフ、符号 B はアクセル開度（スロットル開度）の変化を示すグラフ、符号 C はエンジントルクの変化を示すグラフ、符号 D はエンジン回転数の変化を示すグラフ、符号 E は入力回転数（入力軸 10 の回転数）の変化を示すグラフ、符号 F は係合側摩擦係合要素の油圧サーボに供給される油圧の変化を示すグラフである。ここでは、一例として「5 - 4 変速」の場合について説明するため、グラフ A は解放側摩擦係合要素であるクラッチ C - 3 の変化を示し、グラフ F は係合側摩擦係合要素であるクラッチ C - 1 の変化を示す。図 6 において、横軸は時間を示し、縦軸は油圧、回転数、トルク及びアクセル開度を重複して示す。

【0076】

すなわち、パワーオンダウン変速における変化点 a では、アクセルペダルが踏み込まれることでスロットルが開放しているため、エンジン回転数や入力回転数の変化は、油圧指令手段 71 の制御で解放側摩擦係合要素の係合が解除されることによって発生する。つまり、解放側油圧がグラフ A のように正常に下降すれば、エンジン回転数及び入力回転数は変化点 a から速やかに上昇する。係合側摩擦係合要素としてのクラッチ C - 1 は、油圧指令手段 71 の制御で、解放側摩擦係合要素としてのクラッチ C - 3 の解放にタイミングを合わせて供給される油圧で係合開始してガタ詰めされた後、楕円丸部 G に示すように、パワーオフダウン変速時に比して低い待機圧で待機し（つまり、係合圧を、イナーシャ相中も低く推移させ）、変速の終期に一気に油圧を上昇（つまり、変速終了時に急上昇）させて係合し、エンジントルクによって上昇する回転を、変速終了時の初期段階で掴む。このため、前述したように、パワーオンダウン変速の場合には、エンジン 2 の回転が該エンジン 2 の駆動力により上昇するように、係合側摩擦係合要素（例えば 5 - 4 変速では C - 1）の油圧サーボ（例えば 41）に供給する係合圧を、イナーシャ相中も低く推移させ、変速終了時に急上昇させるように制御するのである。なお、変速進行率（shiftR）が 100 [%] になった時、または、例えば 5 → 4 変速の場合に、ギヤ比が 4 速のギヤ比になった時に油圧が上昇を開始できるように油圧の上昇制御を開始しているため、上記「変速終了時」とは、変速進行率が最大（Max）になった時、または変速後のギヤ比にギヤ比が移行した時点の意味する。

【0077】

一方、図 7 はパワーオフダウン変速の場合の各部の変化を示すグラフ図である。なお、図 7 において、符号 A、C、D、E、F は図 6 と同様のグラフを意味している。同図においても「5 - 4 変速」について説明するため、グラフ A は解放側のクラッチ C - 3 の変化を、グラフ F は係合側のクラッチ C - 1 の変化を示す。

【0078】

すなわち、パワーオフダウン変速における変化点 b では、エンジン回転数や入力回転数の変化は、油圧指令手段 71 の制御で、係合側のクラッチ C - 1 の油圧サーボ 41 への供給油圧を早めに上昇させてガタ詰めし、楕円丸部 H に示すように、パワーオンダウン変速時に比して高い待機圧で待機することによって発生する。このパワーオフダウン変速では、アクセルペダルが踏まれないためエンジントルクが低く、係合するクラッチ C - 1 によって回転変化を起こすために、楕円丸部 H の油圧（待機圧、係合圧）が高くされている。このため、前述したように、パワーオフダウン変速の場合には、係合側摩擦係合要素（例えば 5 → 4 変速では C - 1）の係合力によりエンジン 2 の回転（トルク）を引き摺って上昇させ得るように、上記係合側摩擦係合要素の油圧サーボ（例えば 41）に供給する係合圧を、パワーオンダウン変速の場合に比して高くなるように制御する。

【0079】

ここで、図 11 は、ダウンシフト変速におけるトルク検出条件等の不具合波形を示すグラフ図である。同図において、符号 A は解放側油圧の変化を示すグラフ、符号 B はスロットル開度の変化を示すグラフ、符号 C はエンジントルクの変化を示すグラフ、符号 D はエンジン回転数の変化を示すグラフ、符号 E は入力回転数の変化を示すグラフ、符号 F は係合側の供給油圧の変化を示すグラフである。

10

20

30

40

50

【 0 0 8 0 】

図 1 1 において、丸 I に示す時点では、回転変化が起こっていないため（グラフ E 参照）、解放不良と判定されるべきであるが、係合側油圧がしきい値に達していないため、解放不良判定とはならず、また、丸 J に示す時点では、係合側油圧がしきい値に達したが、回転変化が起こって（グラフ E 参照）変速開始判断がなされたため、この場合も解放不良判定とはならない。つまり、図 1 1 に示すような場合、パワーオンダウン変速時に、回転変化が起きない時間としては十分であるが油圧条件を満たしていないため解放不良判定とはならず、その後油圧条件を満たしたとしても係合油圧が上昇して回転変化が起きて変速開始判断がなされてしまうため、解放不良判定はできないことになる。

【 0 0 8 1 】

ここで、図 8 (a) は、上述したパワーオンダウン変速及びパワーオフダウン変速を含むダウンシフト変速におけるしきい値の設定に関して説明するためのグラフで、例えば 5 - 4 変速時の検出条件を示し、解放側摩擦係合要素としてクラッチ C - 3 が示され、係合側摩擦係合要素としてクラッチ C - 1 が示されている。図 8 (a) において、符号 A a は解放側油圧の正常時の変化を示すグラフ、符号 A b は解放側油圧の異常時の変化を示すグラフである。符号 E は入力回転数の変化を示すグラフであり、符号 E a は入力回転数の正常時の変化を示すグラフ、符号 E b は入力回転数の異常時の変化を示すグラフである。符号 F は係合側の供給油圧の変化を示すグラフである。また、図 8 (b) は 5 - 4 変速に係る速度線図である。

【 0 0 8 2 】

すなわち、図 3 の本自動変速機構の係合表を参照しつつ説明すると、5 - 4 変速を示す図 8 (b) において、5 速段で係合しているクラッチ C - 3 が円滑に解放されずにグラフ A b に示すように異常状態になると、4 速段への移行で係合されるべきクラッチ C - 1 が円滑に係合し難くなる。従って、5 速段で係合しているクラッチ C - 3 を正常に解放させ（グラフ A a ）、クラッチ C - 1 を正常に係合させて（グラフ F ）、入力回転数をグラフ E a のように正常に上昇させて 4 速段に移行させるために必要なクラッチ C - 3 のトルク容量 T_o は、油圧指令手段 7 1 にて以下のように設定・制御される。つまり、

解放側摩擦係合要素のトルク容量 $T_o < (\text{エンジントルク} \times \text{エンジントルクのトルク分担} + \text{係合側摩擦係合要素のトルク容量} \times \text{係合側摩擦係合要素のトルク分担})$ として設定・制御される。

【 0 0 8 3 】

即ち、解放不良判定において油圧指令手段 7 1 は、入力トルク検出手段 7 3 により計測されたエンジントルクに、トルク分担判定手段 7 4 により判定された、変速段に応じて係合中のクラッチやブレーキにおけるトルク分担を掛け（乗算し）、その値に係合側のトルク容量 T_o を算出することで、解放側トルク容量が係合側トルク容量を上回るように設定する。なお、上記トルク分担は、前述したように、変速段の各ギヤ比に基づきクラッチやブレーキにて必要とされる入力トルクに対する比率である。

【 0 0 8 4 】

ここで、図 9 (a) ~ (c) は本実施形態の実施型においての変化を示し、(a) はエンジントルクの変化を示すグラフ、(b) は係合側のクラッチ C - 1 の油圧サーボ 4 1 への供給油圧 P_{c1} (C 1 圧) の変化を示すグラフ、(c) は (a) と (b) に示す変化を合成した状態で示すグラフである。図 9 (d) , (e) , (f) は、図 9 (a) , (b) , (c) にそれぞれ対応する、理論的に変速進行率が生じるはずの値（理論値）を示すグラフである。

【 0 0 8 5 】

図 9 (a) はエンジントルクの実施型を示すものであるが、エンジントルクは、フェール判定手段 7 9 が解放不良判定に際して所定値として設定される例えば $L [Nm]$ で左右に分けられ、同図の左から右に向かってリニアに上昇する。横軸の左側はパワーオフダウン変速の領域を示し、右側はパワーオンダウン変速の領域を示す。これを理論値で表すと

、図 9 (d) に示すように、例えば $Q [N \cdot m]$ の部分で、パワーオフダウン変速とパワーオンダウン変速とに分けられる。

【 0 0 8 6 】

図 9 (b) は、解放側の例えばクラッチ C - 1 の油圧サーボ 4 1 の油圧 (C 1 圧) の実施型を示すものであるが、グラフの左側はパワーオフダウン変速時に設定される第 1 の値 (例えば $M [kPa]$) を示し、グラフの右側はパワーオンダウン変速時に設定される第 2 の値 (例えば $N [kPa]$) を示している。これを理論値で表すと、図 9 (e) に示すように、例えば $R [kPa]$ の部分で、パワーオフダウン変速とパワーオンダウン変速とに分けられる。この場合、グラフは左から右に向かってリニアに減少する。

【 0 0 8 7 】

図 9 (c) は、図 9 (a) のエンジントルクと図 9 (b) の C 1 圧とを合成したものであるが、グラフ左側のパワーオフダウン変速領域とグラフ右側のパワーオンダウン変速領域とで、それぞれ、変速進行率例えば $P [\%]$ の細破線から、上方の変速進行率例えば $100 [\%]$ の太破線に向かってリニアに上昇している。これを理論値で表すと、図 9 (f) に示すように、上方の変速進行率 $100 [\%]$ の太破線の下方にて平行なグラフの中央部が変速進行率 $P [\%]$ となる。

【 0 0 8 8 】

ついで、図 1 0 及び図 1 2 を参照して、本自動変速機の制御装置 1 の解放不良判定時の作用を説明する。図 1 0 は、パワーオンダウンシフト変速時の変速進行率等を示すグラフ図である。横軸は時間を示し、縦軸は、変速進行率、回転数及び油圧を重ねて示している。同図において、符号 E は入力回転数の変化を示すグラフ、符号 F は係合側油圧 (供給油圧) の変化を示すグラフ、符号 K は変速進行率を示すグラフである。図 1 2 は、本制御装置 1 の作用を説明するフローチャートである。

【 0 0 8 9 】

すなわち、例えば運転者によりイグニッションが ON されると、本制御装置 1 の油圧制御が開始される。まず、シフトレバー (不図示) の選択位置が、例えば P レンジ又は N レンジである際は、制御部 7 0 の油圧指令手段 7 1 の電気指令によってノーマルオープンタイプであるリニアソレノイドバルブ S L C 2、リニアソレノイドバルブ S L C 3 等に通電され、それぞれの入力ポートと出力ポートとを遮断する。ついで、例えばエンジン 2 が始動されると、エンジン回転に基づくオイルポンプ (不図示) の回転により油圧が発生し、該油圧は、不図示のプライマリレギュレータバルブやソレノイドモジュレータバルブによって、ライン圧 P_L やモジュレータ圧にそれぞれ調圧出力され、不図示のマニュアルシフトバルブの入力ポートと油路 d を介してリニアソレノイドバルブ S L C 3 の入力ポート S L C 3 a とにライン圧 P_L が入力される。

【 0 0 9 0 】

そして、例えば運転手がシフトレバーを N レンジ位置から D レンジ位置にすることにより、油圧の切換えで変速が行われて走行した後、例えば 5 速段での走行中に、4 速段に切り換えでダウンシフト変速する場合、以下のようになる。

【 0 0 9 1 】

すなわち、ダウンシフト変速時において、所定のタイミングで変速が開始されると (時点 t_1)、或るタイミング (時点 t_2) からタイマーがスタートされる (ステップ S 1)。そして、所定時間 (タイマーで計測される T) が経過する中で、或る一定以上の油圧が出ているにも拘わらず、グラフ E のように、所定量の回転変化が発生していない場合、次のようにして解放不良を判定する。

【 0 0 9 2 】

つまり、タイマースタート後、所定時間 T が経過した時点 (S 2) (図 1 0 の t_4) で、ダウンシフト判別手段 7 6 が、エンジントルクは所定値 (例えば $L [N \cdot m]$) を超えているか否かを判断する。その結果、エンジントルクが所定値を超えていなければパワーオフダウン変速と判別してステップ S 5 に進み、エンジントルクが所定値を超えていればパワーオンダウンと判別してステップ S 4 に進む。

10

20

30

40

50

【 0 0 9 3 】

フェール判定手段 7 9 は、パワーオフダウン変速と判別されて進んだステップ S 5 において、4 速段への変速における解放側摩擦係合要素としてのクラッチ C - 1 への供給油圧（係合圧）が第 1 の値（例えば M [kPa] ）を超えているか否かを判断し、超えた時点（図 1 0 の t_5 ）でステップ S 6 に進み、超えなければステップ S 3 を繰り返す。

【 0 0 9 4 】

一方、フェール判定手段 7 9 は、パワーオンダウン変速と判別されて進んだステップ S 4 において、解放側摩擦係合要素としてのクラッチ C - 1 への供給油圧（係合圧）が第 2 の値（例えば N [kPa] ）を超えているか否かを判断し、超えた時点（図 1 0 の t_5 ）でステップ S 6 に進み、超えなければステップ S 3 を繰り返す。

10

【 0 0 9 5 】

そして、フェール判定手段 7 9 は、ステップ S 6 において、shift R（変速進行率（度））が例えば P [%] 未満であるか否かを判断する。その結果、変速進行率が P [%] 未満である場合は、フェールを検出（解放不良と判定）したとして（S 7）、フェールセーフ実行手段 8 0 が、ステップ S 8 にてフェールアクションを実施する。つまり、フェールセーフ実行手段 8 0 が油圧指令手段 7 1 にその旨の指示を行い、当該ダウンシフト変速を中断して変速開始前の 5 速段に戻すフェールアクションを実行する。一方、ステップ S 6 において、変速進行率が P [%] 以上である場合はステップ S 9 に進み、油圧指令手段 7 1 に指示を行うことなく、正常と見なした通常変速制御を実行する。

【 0 0 9 6 】

20

図 1 0 において例えばしきい値が S [kPa] に設定されている場合、解放側摩擦係合要素としてのクラッチ C - 3 が適正に解放されていなくて所定の回転変化が起きていないとき、図 1 0 の時点 t_4 では、油圧が或るしきい値に満たないため解放不良とは判定されないが、それまでの待機圧から油圧を上げて係合を完了する時点（図 1 0 の t_4' ）以降で解放不良を判定されることになる。つまり例えば、パワーオンダウン変速時の第 2 の値を時点 $t_2 \sim t_4'$ の区間の油圧（待機圧中）に設定した際、時点 $t_2 \sim t_4'$ の区間（待機圧中）では油圧上昇が緩やかであることに起因して時点 t_2 側でも時点 t_4' 側でも油圧に大きな差が見られないため、変速進行率が速く変化し始めた場合であっても遅く変化し始めた場合であっても、必ず変速進行率が一定値を超える油圧を設定することは難しいが、第 2 の値を、油圧が待機圧から上昇し始める時点 t_4' 以降の油圧に設定することで、係合を完了させるために油圧が上昇し始めてから解放不良を判定することができ、従って、判定の精度を向上させて誤判定を無くすることができる。

30

【 0 0 9 7 】

また、以上説明した本実施の形態の自動変速機 3 は、前進 6 速段を達成し得るものを一例として説明したが、本発明を適用し得る自動変速機は、これに限られるものではなく、他の種別の自動変速機であっても良いことは勿論である。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 9 8 】

【 図 1 】 本発明に係る自動変速機の制御装置を示すブロック図。

【 図 2 】 本発明を適用し得る自動変速機を示すスケルトン図。

40

【 図 3 】 本自動変速機構の係合表。

【 図 4 】 本自動変速機構の速度線図。

【 図 5 】 本自動変速機の油圧制御装置を、抜粋して概略的に示す回路図。

【 図 6 】 パワーオンダウン変速の場合の各部の変化を示すグラフ図。

【 図 7 】 マニュアルダウン変速の場合の各部の変化を示すグラフ図。

【 図 8 】 (a) はパワーオンダウン変速及びパワーオフダウン変速を含むダウンシフト変速におけるしきい値の設定を説明するためのグラフ、(b) は 5 - 4 変速に係る速度線図。

【 図 9 】 (a) はエンジントルクの変化を示すグラフ、(b) は係合側のクラッチの油圧サーボへの供給油圧の変化を示すグラフ、(c) は図 9 (a) と (b) に示す変化を合成

50

した状態で示すグラフであり、(d)，(e)，(f)は図9(a)，(b)，(c)にそれぞれ対応する理論値を示すグラフである。

【図10】パワーオンダウンシフト変速時の変速進行率等を示すグラフ図。

【図11】ダウンシフト変速時のトルク検出条件等の不具合波形を示すグラフ図。

【図12】自動変速機の制御装置の作用を説明するフローチャート。

【符号の説明】

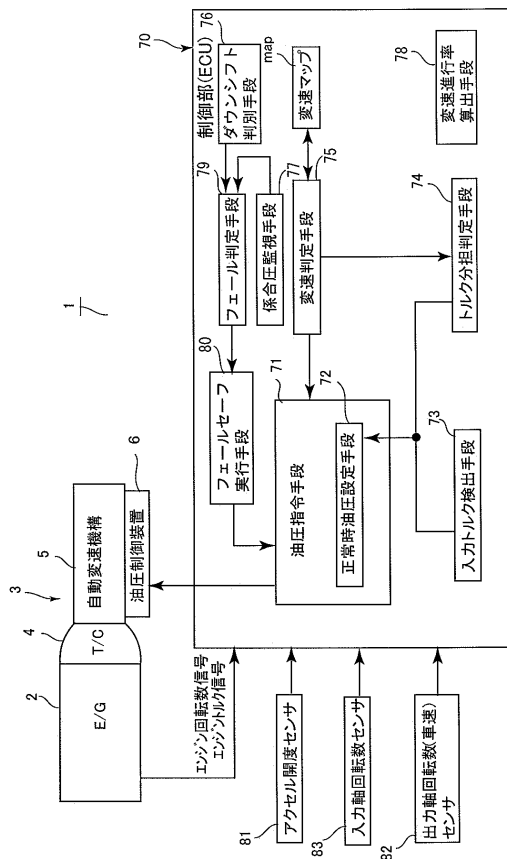
【0099】

- 1 自動変速機の制御装置
- 2 駆動源（エンジン）
- 10 入力軸
- 11 出力軸（カウンタギヤ）
- 41～45 油圧サーボ
- 76 ダウンシフト判別手段
- 77 係合圧監視手段
- 79 フェール判定手段
- 80 フェールセーフ実行手段
- B-1，B-2 摩擦係合要素（ブレーキ）
- C-1 摩擦係合要素、係合側摩擦係合要素（クラッチ）
- C-2 摩擦係合要素（クラッチ）
- C-3 摩擦係合要素、解放側摩擦係合要素（クラッチ）

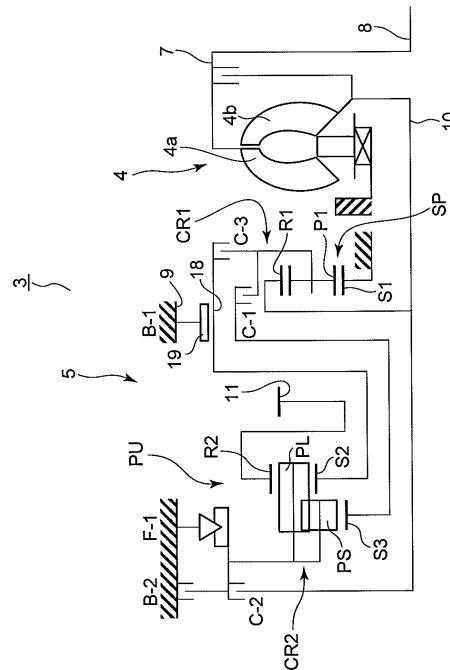
10

20

【図1】



【図2】

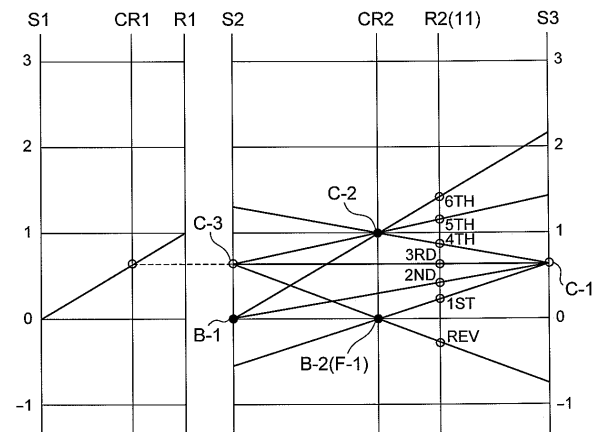


【 図 3 】

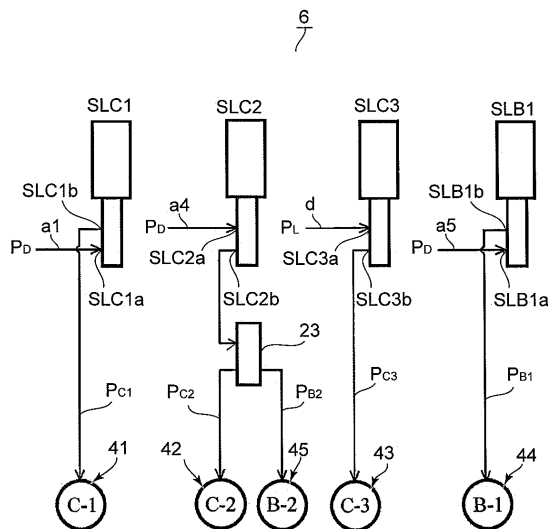
	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	F-1
P						
REV			○		○	
N						
1ST	○			○	○	
2ND	○			○		
3RD	○		○			
4TH	○	○				
5TH		○	○			
6TH		○		○		

※(○)はエンジンブレーキ時

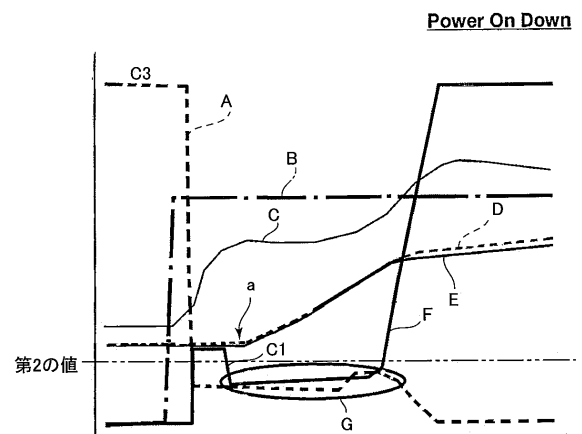
【 図 4 】



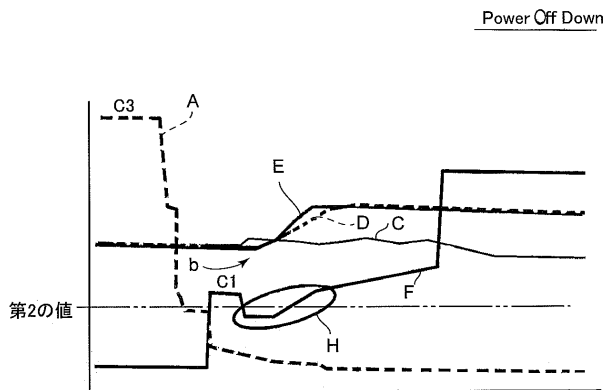
【 図 5 】



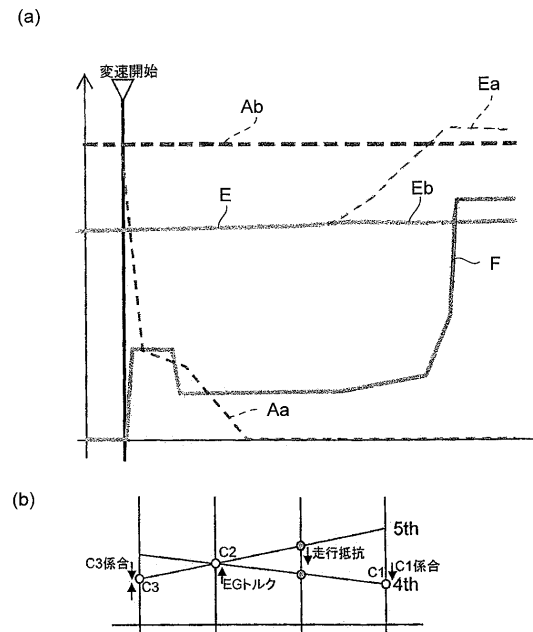
【 図 6 】



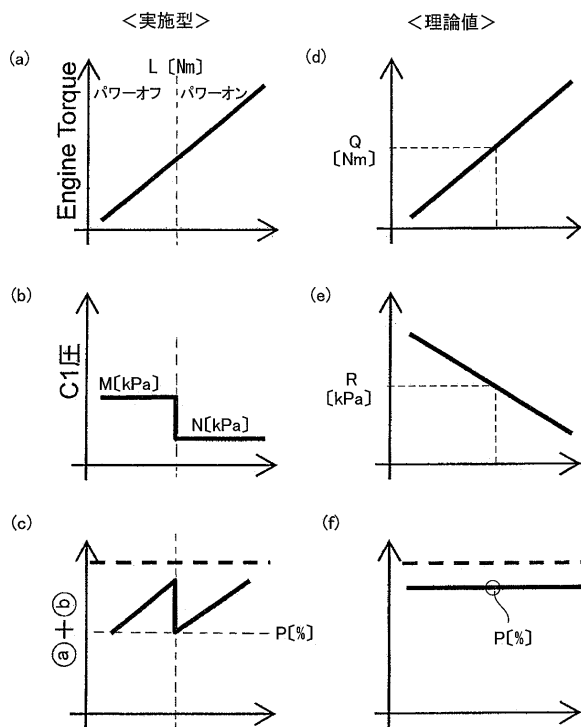
【図 7】



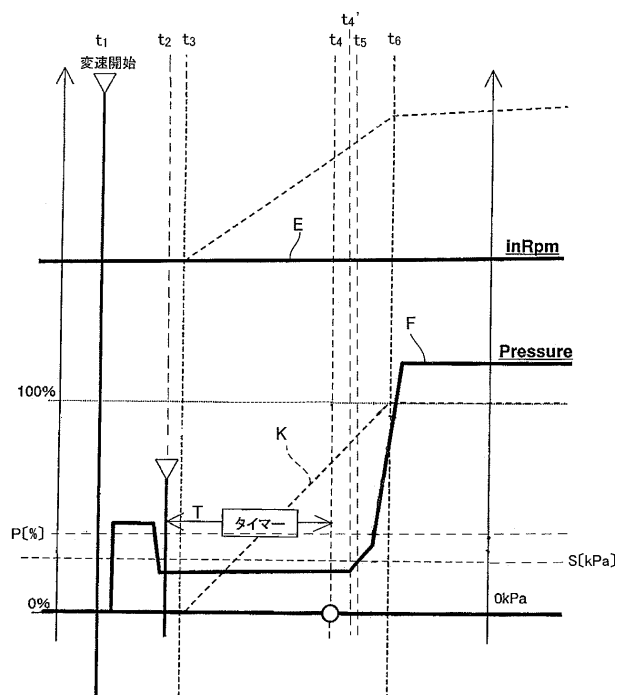
【図 8】



【図 9】



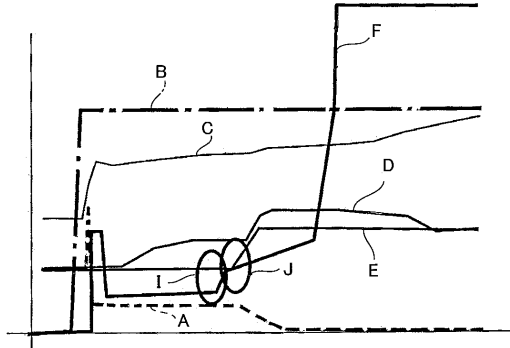
【図 10】



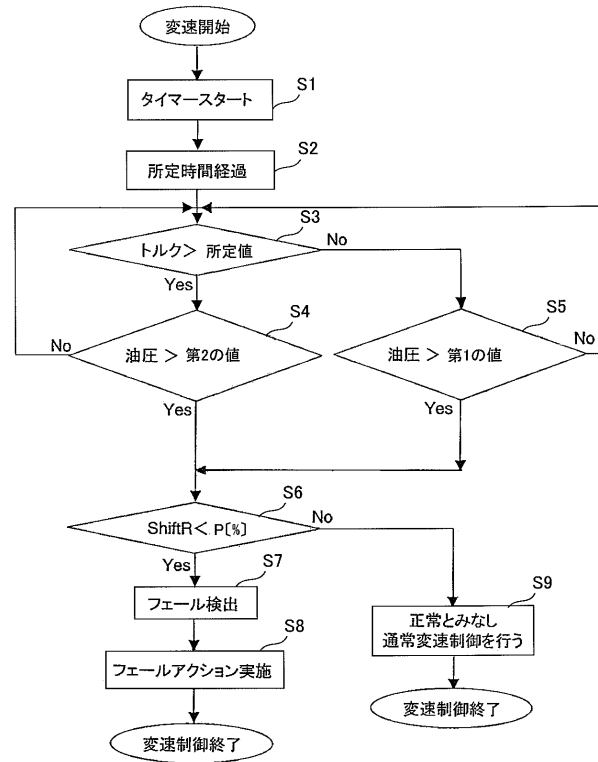
【図 1 1】

ダウンシフトトルク条件

不具合波形



【図 1 2】



フロントページの続き

(51) Int. Cl.

F 1 6 H 59/74

(2006.01)

F I

F 1 6 H 59:74

テーマコード (参考)