

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4196891号  
(P4196891)

(45) 発行日 平成20年12月17日(2008.12.17)

(24) 登録日 平成20年10月10日(2008.10.10)

(51) Int.Cl.	F 1
FO2D 29/00 (2006.01)	FO2D 29/00 H
B60W 10/04 (2006.01)	B60K 41/06
B60W 10/10 (2006.01)	B60K 41/00 301A
FO2D 41/04 (2006.01)	B60K 41/00 301D
F16H 61/04 (2006.01)	FO2D 41/04 310G

請求項の数 5 (全 16 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2004-195842 (P2004-195842)	(73) 特許権者	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
(22) 出願日	平成16年7月1日(2004.7.1)	(74) 代理人	100082337 弁理士 近島 一夫
(65) 公開番号	特開2006-15873 (P2006-15873A)	(72) 発明者	稲垣 伸晃 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
(43) 公開日	平成18年1月19日(2006.1.19)	(72) 発明者	伊藤 英二 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
審査請求日	平成18年8月7日(2006.8.7)	(72) 発明者	佐藤 健一 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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機の変速制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

アクセル開度を略々0としたパワーオフ状態にてダウンシフトする自動変速機の変速制御装置において、

エンジン出力を制御するエンジン制御手段と、

前記ダウンシフトの種類を認知する認知手段と、を備え、

前記エンジン制御手段は、ダウンシフトの種類に応じて異なる、エンジン出力増加による増加トルク量と、解放側油圧の解放又は係合側油圧の係合により入力軸の回転変化が生じる方向に向うタイミングに合わせるように、ダウンシフトの変速判断からの所定時間を基準として設定される遅延タイマと、を予め格納しておき、前記認知手段からのダウンシフトに応じて上記格納したエンジン出力増加制御を選択して、前記選択された遅延タイマ経過時に前記選択された増加トルク量に向けてのエンジン出力増加を開始し、かつ前記ダウンシフトによる変速が所定量進行した状態で前記増加トルク量が0になるように滑らかに減少するように制御する、

ことを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項2】

前記ダウンシフトが、解放側油圧の解放制御により摩擦係合要素を解放すると共に、係合側油圧の係合制御により摩擦係合要素を係合することにより行われ、

前記遅延タイマの基準となる所定時間は、前記係合側油圧のピストンストローク制御の低圧保持に合わせるように設定され、前記解放側油圧が前記入力軸に回転変化を生じない範

圏での所定低圧力である待機圧状態から入力トルクの解放側分担トルクにて求められる解放側目標トルクに基づき算出され目標油圧に変化する時間である、

請求項 1 記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項 3】

前記ダウンシフトが、ワンウェイクラッチにより所定回転要素を解放されると共に、係合側油圧の係合制御により摩擦係合要素を係合することにより行われ、

前記遅延タイマの基準となる所定時間は、前記係合側油圧がピストンストローク制御終了して入力軸の回転変化を生じる係合側目標油圧に向かってスリーブアップを開始する時間より所定時間早い予め設定された時間である、

請求項 1 記載の自動変速機の変速制御装置。

10

【請求項 4】

前記遅延タイマの正負は、エンジンの応答性により設定されてなる、

請求項 1 ないし 3 のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項 5】

前記格納される異なるエンジン出力増加制御は、1 段ずつの通常ダウンシフトと、2 段以上の飛びダウンシフトとに対応するものを含む、

請求項 1 ないし 4 のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

20

本発明は、自動変速機の変速制御装置、特にアクセルのオフ状態（パワーオフ）におけるダウンシフトに係り、詳しくはダウンシフト変速中にエンジン出力を制御する変速制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

一般に、自動変速機を搭載した自動車は、下り坂等でのアクセルオフした状態（パワーオフ）において、十分なエンジンプレーキが得られない場合、運転者は、シフトレバーによる D レンジから S レンジ、1 レンジへの操作、又は手動変速手段による操作によって、ダウンシフトして、所望のエンジンプレーキ力を得ることが度々行われている。また、ロックアップクラッチの接続状態をなるべく多く維持する近時の自動変速機にあっては、所定速度で惰性走行している状態（パワーオフ）において、速度低下に伴ってダウンシフトし、エンジンを、アイドル回転以上での逆駆動関係を長く保持して、燃費の向上を図っている。

30

【0003】

このようなパワーオフ・ダウンシフトにあっては、変速後の入力軸回転数に対して、エンジン回転数が低く、変速後に係合する係合手段（クラッチ又はブレーキ）によるアウトプット側トルクのエンジンへの伝達に基づくエンジン回転数の上昇まで時間がかかり、変速時間が長くなると共に、上記係合手段の摩擦エネルギーが増大して、係合手段の摩擦材の摩耗を速めてしまう。

【0004】

40

従来、かかる問題を解消するため、パワーオフ・ダウンシフトにおいて、計時開始時点から予め定められたタイミング時間を経過した時、エンジン力を増大して、変速ショックを抑制しつつ変速時間の短縮を図った変速制御装置が提案されている（下記特許文献 1 参照）。

【0005】

【特許文献 1】特開平 5 - 3 3 8 4 6 9 号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

上記特許文献 1 記載の変速制御装置は、係合手段の係合又は解放タイミング遅れ又はエ

50

ンジン出力変化の遅れに基づき、エンジン吹上りのタイミングがずれて、変速時間の短縮効果が十分に得られなかったり、駆動トルクの増加等により運転フィーリングが悪化することを防止するため、油温やエンジン回転数により計時開始時点からのタイミング時間を変更している。

【0007】

しかし、上記タイミング時間の変更設定により、3 2等の所定のダウンシフトにあっては、正確なタイミングによる適正なエンジン出力増加制御がなされたとしても、すべてのダウンシフトに最適に適合するのは困難であり、特に、4 2等の飛び変速にあっては、油温等の外部原因よりも変速の種類によるタイミングずれが大きく、適正なタイミングにてのエンジン出力増加制御が行われない場合がある。特に、マニュアル操作手段を付加した自動変速装置にあっては、マニュアル操作により頻繁にパワーオフ・ダウンシフトが行われ、その際通常変速、飛び変速と様々な変速の種類が用いられるため、不適性なタイミング及びトルク増加量によるエンジン制御により、エンジンを駆動状態（パワーオン）として運転者に違和感を生じたり、シフトショックを生じる場合がある。

10

【0008】

そこで、本発明は、どのような種類のダウンシフトにあってても、常に適切なエンジン出力制御を行うことが可能な自動変速機の変速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】

【0009】

請求項1に係る本発明は、アクセル開度を略々0としたパワーオフ状態にてダウンシフトする自動変速機の変速制御装置において、

20

エンジン出力を制御するエンジン制御手段(20)と、

前記ダウンシフトの種類を認知する認知手段(19)と、を備え、

前記エンジン制御手段は、ダウンシフトの種類に応じて異なる、

エンジン出力増加による増加トルク量( $T_{MD}$ )と、

解放側油圧( $P_A$ )の解放又は係合側油圧( $P_B$ )の係合により入力軸( $N_{IN}$ )の回転変化が生じる方向に向うタイミングに合わせるように、ダウンシフトの変速判断からの所定時間( $t_{SC}$ 又は $t_{SE} - t_{SD}$ )を基準として設定される遅延タイマ( $t_{E1}$ )と、  
を予め格納しておき、

30

前記認知手段(19)からのダウンシフトに応じて上記格納したエンジン出力増加制御を選択して、前記選択された遅延タイマ経過時に前記選択された増加トルク量に向けてのエンジン出力増加を開始し、かつ前記ダウンシフトによる変速が所定量( )進行した状態で前記増加トルク量が0になるように滑らかに減少( $L_1$ )するように制御する、  
ことを特徴とする自動変速機の変速制御装置にある。

【0013】

請求項2に係る本発明は(例えば図5参照)、前記ダウンシフトが、解放側油圧( $P_A$ )の解放制御により摩擦係合要素を解放すると共に、係合側油圧( $P_B$ )の係合制御により摩擦係合要素を係合することにより行われ、

前記遅延タイマ( $T_{E1}$ )の基準となる所定時間( $T_{SC}$ )は、前記係合側油圧( $P_B$ )のピストンストローク制御の低圧保持( $P_{S2}$ )に合わせるように設定され、前記解放側油圧( $P_A$ )が前記入力軸( $N_{IN}$ )に回転変化を生じない範囲での所定低圧力である待機圧状態( $P_{T2}$ )から入力トルクの解放側分担トルクにて求められる解放側目標トルクに基づき算出され目標油圧( $P_{T3}$ )に変化する時間( $X$ )である、

40

請求項1記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0014】

請求項3に係る本発明は(例えば図6参照)、前記ダウンシフトが、ワンウェイクラッチにより所定回転要素を解放されると共に、係合側油圧( $P_B$ )の係合制御により摩擦係合要素を係合することにより行われ、

前記遅延タイマの基準となる所定時間( $t_{SE} - t_{SD}$ )は、前記係合側油圧( $P_B$ )

50

がピストンストローク制御終了して入力軸の回転変化を生じる係合側目標油圧 ( $P_{BT}$ ) に向ってスリーブアップを開始する時間より所定時間 ( $T_{SD}$ ) 早い予め設定された時間 ( $X$ ) である、

請求項 1 記載の自動変速機の変速制御装置にある。

請求項 4 に係る本発明は、前記遅延タイム ( $T_{F1}$ ) の正負は、エンジンの応答性により設定されてなる、

請求項 1 ないし 3 のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0015】

請求項 5 に係る本発明は、前記格納される異なるエンジン出力増加制御は、1 段ずつの通常ダウンシフトと、2 段以上の飛びダウンシフト (例えば 4 - 2) とに対応するものを含む、

10

請求項 1 ないし 4 のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【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、これにより特許請求の範囲に何等影響を及ぼすものではない。

【発明の効果】

【0017】

請求項 1 に係る本発明によると、ダウンシフトの種類に応じて格納されているエンジン出力増加制御を選択して実行するので、ダウンシフトに対応した常に適切なエンジン出力制御によりエンジン出力の増加制御を行うことができ、過度のエンジントルク増加による違和感を生じることがない状態で、パワーオフ・ダウンシフトの変速時間を短縮することができる。

20

【0020】

更に、エンジン出力制御の開始タイミングとエンジン出力増加量との両方を変更できるので、例えば飛びダウンシフトにあっては、通常ダウンシフトに比し、開始タイミングを早目にすると共に増加量を少な目にする等、ダウンシフトの種類に応じて、総合的に適正なエンジン出力制御を選定することができる。

【0021】

請求項 2 に係る本発明によると、解放側油圧と係合側油圧による、いわゆるクラッチツークラッチによるダウンシフトに適用して、解放側油圧が目標油圧にダウンする時点を基準として、エンジン出力制御の開始タイミングを、ダウンシフトの種類に応じて変更することができる。

30

【0022】

請求項 3 に係る本発明によると、解放側がワンウェイクラッチである場合に適用して、変速制御開始時から所定時間経過時点を基準として、エンジン出力制御の開始タイミングを、ダウンシフトの種類に応じて変更することができる。

【0023】

請求項 5 に係る本発明によると、通常ダウンシフトと、飛びダウンシフトに対応するように、異なるエンジン出力増加制御を格納して、通常ダウンシフトは勿論、飛びダウンシフトにあっても常に適切なエンジン出力制御を選択することができる。

40

【発明を実施するための最良の形態】

【0024】

以下、図面に沿って、本発明の実施の形態について説明する。

【0025】

5 速自動変速機 1 は、図 1 に示すように、トルクコンバータ 4、3 速主変速機構 (部) 2、3 速副変速機構 (部) 5 及びディファレンシャル (図示せず) を備えており、かつこれら各部は互に接合して一体に構成されるケースに収納されている。そして、トルクコンバータ 4 は、ロックアップクラッチ 4a を備えており、エンジンクランクシャフト 13 から、トルクコンバータ内の油流を介して又はロックアップクラッチによる機械的接続を介して主変速機構 2 の入力軸 3 に入力する。そして、一体ケースにはクランクシャフトと整

50

列して配置されている第 1 軸 3 ( 具体的には入力軸 ) 及び該第 1 軸 3 と平行に第 2 軸 6 ( カウンタ軸 ) 及び第 3 軸 ( ディファレンシャル左右出力軸 ) が回転自在に支持されており、また該ケースの外側にバルブボディが配設されている。

【 0 0 2 6 】

主変速機構 2 は、シンプルプラネタリギヤ 7 とダブルピニオンプラネタリギヤ 9 からなるプラネタリギヤユニット 1 5 を有しており、シンプルプラネタリギヤ 7 はサンギヤ S 1、S 2、リングギヤ R 1、及びこれらギヤに噛合するロングピニオンからなるピニオン P 1 を支持したキャリア C R からなり、またダブルピニオンプラネタリギヤ 9 はサンギヤ S 2、リングギヤ R 2、並びにサンギヤ S 2 に噛合しかつ共通ピニオンとなるピニオン P 1 及びリングギヤ R 2 に噛合するピニオン P 2 を互に噛合するように支持する共通キャリア C R からなる。

10

【 0 0 2 7 】

そして、エンジクラクシャフト 1 3 からトルクコンバータ 4 を介して連動している入力軸 3 は、第 1 の ( フォワード ) クラッチ C 1 を介してシンプルプラネタリギヤ 7 のリングギヤ R 1 に連結し得ると共に、第 2 の ( ダイレクト ) クラッチ C 2 を介してシンプルプラネタリギヤ 7 のサンギヤ S 1 に連結し得る。ダブルピニオンプラネタリギヤ 9 のサンギヤ S 2 は、第 1 のブレーキ B 1 にて直接係止し得ると共に、第 1 のワンウェイクラッチ F 1 を介して第 2 のブレーキ B 2 にて係止し得る。更に、ダブルピニオンプラネタリギヤ 9 のリングギヤ R 2 は、第 3 のブレーキ B 3 及び第 2 のワンウェイクラッチ F 2 にて係止し得る。そして、共通キャリア C R が、主変速機構 2 の出力部材となるカウンタドライブギヤ 8 に連結している。

20

【 0 0 2 8 】

一方、副変速機構 ( 部 ) 5 は、第 2 軸を構成するカウンタ軸 6 の軸線方向にリヤ側に向かって、出力ギヤ 1 6、第 1 のシンプルプラネタリギヤ 1 0 及び第 2 のシンプルプラネタリギヤ 1 1 が順に配置されており、またカウンタ軸 6 はベアリングを介して一体ケース側に回転自在に支持されている。前記第 1 及び第 2 のシンプルプラネタリギヤ 1 0、1 1 は、シンブソタイプからなる。

【 0 0 2 9 】

また、第 1 のシンプルプラネタリギヤ 1 0 は、そのリングギヤ R 3 が前記カウンタドライブギヤ 8 に噛合するカウンタドリブンギヤ 1 7 に連結しており、そのサンギヤ S 3 がカウンタ軸 6 に回転自在に支持されているスリーブ軸 1 2 に固定されている。そして、ピニオン P 3 はカウンタ軸 6 に一体に連結されたフランジからなるキャリア C R 3 に支持されており、また該ピニオン P 3 の他端を支持するキャリア C R 3 は U D ダイレクトクラッチ C 3 のインナハブに連結している。また、第 2 のシンプルプラネタリギヤ 1 1 は、そのサンギヤ S 4 が前記スリーブ軸 1 2 に形成されて前記第 1 のシンプルプラネタリギヤのサンギヤ S 3 に連結されており、そのリングギヤ R 4 は、カウンタ軸 6 に連結されている。

30

【 0 0 3 0 】

そして、U D ダイレクトクラッチ C 3 は、前記第 1 のシンプルプラネタリギヤのキャリア C R 3 と前記連結サンギヤ S 3、S 4 との間に介在しており、かつ該連結サンギヤ S 3、S 4 は、バンドブレーキからなる第 4 のブレーキ B 4 にて係止し得る。更に、第 2 のシンプルプラネタリギヤのピニオン P 4 を支持するキャリア C R 4 は、第 5 のブレーキ B 5 にて係止し得る。

40

【 0 0 3 1 】

ついで、本実施の形態の作用について説明するに、まず、図 1 及び図 2 の作動表に沿って、本 5 速自動変速機の機構部分の作用について説明する。

【 0 0 3 2 】

D ( ドライブ ) レンジにおける 1 速 ( 1 S T ) 状態では、フォワードクラッチ C 1 が接続し、かつ第 5 のブレーキ B 5 及び第 2 のワンウェイクラッチ F 2 が係止して、ダブルピニオンプラネタリギヤのリングギヤ R 2 及び第 2 のシンプルプラネタリギヤ 1 1 のキャリア C R 4 が停止状態に保持される。この状態では、入力軸 3 の回転は、フォワードクラッ

50

チ C 1 を介してシンプルプラネタリギヤのリングギヤ R 1 に伝達され、かつダブルピニオンプラネタリギヤのリングギヤ R 2 は停止状態にあるので、サンギヤ S 1、S 2 を逆方向に空転させながら共通キャリア C R が正方向に大幅減速回転される。即ち、主変速機構 2 は、1 速状態にあり、該減速回転がカウンタギヤ 8, 17 を介して副変速機構 5 における第 1 のシンプルプラネタリギヤのリングギヤ R 3 に伝達される。該副変速機構 5 は、第 5 のブレーキ B 5 により第 2 のシンプルプラネタリギヤのキャリア C R 4 が停止され、1 速状態にあり、前記主変速機構 2 の減速回転は、該副変速機構 5 により更に減速されて、出力ギヤ 16 から出力する。

【 0 0 3 3 】

2 速 ( 2 N D ) 状態では、フォワードクラッチ C 1 に加えて、第 2 のブレーキ B 2 が作動し、更に、第 2 のワンウェイクラッチ F 2 から第 1 のワンウェイクラッチ F 1 に作動が切替わり、かつ第 5 のブレーキ B 5 が係止状態に維持されている。この状態では、サンギヤ S 2 が第 2 のブレーキ B 2 及び第 1 のワンウェイクラッチ F 1 により停止され、従って入力軸 3 からフォワードクラッチ C 1 を介して伝達されたシンプルプラネタリギヤのリングギヤ R 1 の回転は、ダブルピニオンプラネタリギヤのリングギヤ R 2 を正方向に空転させながらキャリア C R を正方向に減速回転する。更に、該減速回転は、カウンタギヤ 8, 17 を介して副変速機構 5 に伝達される。即ち、主変速機構 2 は 2 速状態となり、副変速機構 5 は、第 5 のブレーキ B 5 の係合により 1 速状態にあり、この 2 速状態と 1 速状態が組合されて、自動変速機 1 全体で 2 速が得られる。

【 0 0 3 4 】

3 速 ( 3 R D ) 状態では、フォワードクラッチ C 1、第 2 のブレーキ B 2 及び第 1 のワンウェイクラッチ F 1 はそのまま係合状態に保持され、第 5 のブレーキ B 5 の係止が解放されると共に第 4 のブレーキ B 4 が係合する。即ち、主変速機構 2 はそのままの状態が保持されて、上述した 2 速時の回転がカウンタギヤ 8, 17 を介して副変速機構 5 に伝えられ、そして副変速機構 5 では、第 1 のシンプルプラネタリギヤのリングギヤ R 3 からの回転がそのサンギヤ S 3 の固定により 2 速回転としてキャリア C R 3 から出力し、従って主変速機構 2 の 2 速と副変速機構 5 の 2 速で、自動変速機 1 全体で 3 速が得られる。

【 0 0 3 5 】

4 速 ( 4 T H ) 状態では、主変速機構 2 は、フォワードクラッチ C 1、第 2 のブレーキ B 2 及び第 1 のワンウェイクラッチ F 1 が係合した上述 2 速及び 3 速状態と同じであり、副変速機構 5 は、第 4 のブレーキ B 4 を解放すると共に U D ダイレクトクラッチ C 3 が係合する。この状態では、第 1 のシンプルプラネタリギヤのキャリア C R 3 とサンギヤ S 3, S 4 が連結して、プラネタリギヤ 10, 11 が一体回転する直結回転となる。従って、主変速機構 2 の 2 速と副変速機構 5 の直結 ( 3 速 ) が組合されて、自動変速機全体で、4 速回転が出力ギヤ 16 から出力する。

【 0 0 3 6 】

5 速 ( 5 T H ) 状態では、フォワードクラッチ C 1 及びダイレクトクラッチ C 2 が係合して、入力軸 3 の回転がシンプルプラネタリギヤのリングギヤ R 1 及びサンギヤ S に共に伝達されて、主変速機構 2 は、ギヤユニットが一体回転する直結回転となる。また、副変速機構 5 は、U D ダイレクトクラッチ C 3 が係合した直結回転となっており、従って主変速機構 2 の 3 速 ( 直結 ) と副変速機構 5 の 3 速 ( 直結 ) が組合されて、自動変速機全体で、5 速回転が出力ギヤ 16 から出力する。

【 0 0 3 7 】

なお、図 2 においてカッコ内丸印は、コースト時エンジンブレーキが作動状態 ( 4、3 又は 2 レンジ ) を示す。即ち、1 速時、第 3 のブレーキ B 3 が作動して第 2 のワンウェイクラッチ F 2 のオーバーランによるリングギヤ R 2 の回転を阻止する。また、2 速時、3 速時及び 4 速時、第 1 のブレーキ B 1 が作動して第 1 のワンウェイクラッチ F 1 のオーバーランによるサンギヤ S 1 の回転を阻止する。また、黒丸は、ブレーキ B 2 は係合するが、ワンウェイクラッチ F 1 がフリー回転することによりトルクを担持することはない。

【 0 0 3 8 】

10

20

30

40

50

また、R（リバース）レンジにあっては、ダイレクトクラッチC 2及び第3のブレーキB 3が係合すると共に、第5のブレーキB 5が係合する。この状態では、入力軸3の回転はダイレクトクラッチC 2を介してサンギヤS 1に伝達され、かつ第3のブレーキB 3によりダブルピニオンプラネタリギヤのリングギヤR 2が停止状態にあるので、シンプルプラネタリギヤのリングギヤR 1を逆転方向に空転させながらキャリアC Rも逆転し、該逆転が、カウンタギヤ8, 17を介して副変速機構5に伝達される。副変速機構5は、第5のブレーキB 5に基づき第2のシンプルプラネタリギヤのキャリアC R 4が逆回転方向にも停止され、1速状態に保持される。従って、主変速機構2の逆転と副変速機構5の1速回転が組合されて、出力軸16から逆転減速回転が出力する。

【0039】

図3は、電気系制御を示すブロック図であり、Uは、マイクロコンピュータ（マイコン）からなる制御部（ECU）で、エンジン回転センサ22、ドライバのアクセルペダル踏み量を検出するスロットル開度センサ23、実際のエンジンにおけるスロットル開度を検出するセンサ24、トランスミッション（自動変速機構）の入力軸回転数（＝タービン回転数）を検出するセンサ25、車速（＝自動変速機出力軸回転数）センサ26及び油温センサ27からの各信号が入力しており、またエンジンのスロットルを制御する電子スロットルシステム（エンジン操作手段）28及び油圧回路のリニアソレノイドバルブS L S及びS L Uに出力している。前記制御部Uは、前記リニアソレノイドバルブS L S又はS L Uに調圧信号を発信する解放及び係合側油圧制御手段18及び前記電子スロットルシステム28にスロットル開度指令を発信するエンジン制御手段20を備えており、更にシフト

【0040】

また、エンジン制御手段20は、ダウンシフトの種類に応じた各種のエンジン出力増加制御20aを格納しており、具体的にはダウンシフトの種類に応じた、エンジン出力制御の開始時間（ $t_{E1}$ ）と、エンジン出力制御の増加量（ $T_{MD}$ ）のマップを格納しており、上記認知手段19からのダウンシフト種類に応じて上記マップから選択し、該選択した開始時間及びエンジン出力増加量によるエンジン制御信号を電子スロットルシステムに出力する。

【0041】

図4は、油圧回路の概略を示す図であり、前記2個のリニアソレノイドバルブS L S及びS L Uを有すると共に、自動変速機のプラネタリギヤユニットの伝達経路を切換えて、前進5速、後進1速の変速段を達成する複数の摩擦係合要素（クラッチC - 1～C 3及びブレーキB 1～B 4）を断接作動する複数の油圧サーボ29、30を有している。また、前記リニアソレノイドバルブS L S及びS L Uの入力ポート $a_1$ 、 $a_2$ にはソレノイドモジュレータ圧が供給されており、これらリニアソレノイドバルブの出力ポート $b_1$ 、 $b_2$ からの制御油圧がそれぞれプレッシャコントロールバルブ31, 32の制御油室31a, 32aに供給されている。プレッシャコントロールバルブ31, 32は、ライン圧がそれぞれ入力ポート31b, 32bに供給されており、前記制御油圧にて調圧された出力ポート31c, 32cからの調圧が、それぞれシフトバルブ33, 35を介して適宜各油圧サーボ29, 30に供給される。

【0042】

なお、本油圧回路は、基本概念を示すためのものであって、各油圧サーボ29, 30及びシフトバルブ33, 35は、象徴的に示すものであり、実際には、自動変速機に対応して油圧サーボは多数備えられており、これら油圧サーボへの油圧を切換えるシフトバルブも多数備えている。また、油圧サーボ30に示すように油圧サーボは、シリンダ36にオイルシール37により油密状に嵌合するピストン39を有しており、該ピストン39は、油圧室40に作用するプレッシャコントロールバルブ32からの調圧油圧に基づき、戻しスプリング41に抗して移動し、外側摩擦プレート42及び内側摩擦材43を接触する。

10

20

30

40

50

該摩擦プレート及び摩擦材は、クラッチで示してあるが、ブレーキにも同様に対応することは勿論である。

【0043】

ついで、図5及び図6に沿って本発明に係る変速制御装置について説明するに、まず図7に基づき、パワーオフ時におけるクラッチツークラッチ変速によるダウンシフトに際しての解放側油圧 $P_A$ について説明する。

【0044】

なお、図5は、解放側も摩擦係合手段によるもの、即ちクラッチツークラッチによるダウンシフトを示し、具体的には3速又は2速へダウンシフトする場合であり、図6は、解放側をワンウェイクラッチによるダウンシフトを示し、具体的には1速へダウンシフトする場合である。

【0045】

高速走行中であって、アクセルペダルの踏圧を解除すると共に（スロットル開度 0）、シフトレバーをDレンジからS又はLレンジにダウンシフトすると、変速判断から所定遅れ時間後（変速制御開始）、計時が開始される（S1）。該変速制御開始時点（ $t = 0$ ）にあつては、解放側油圧 $P_A$ が初期圧 $P_{T1}$ となる制御信号をリニアソレノイドバルブSLS（又はSLU）に出力し、解放側摩擦係合要素が係合した状態にある。即ち、変速前の係合側である解放側油圧 $P_A$ は、ライン圧からなる係合圧 $P_{T1}$ であるが、入力軸に回転変化を生じない所定待機圧 $P_{T2}$ が設定される。そして、基準点となる計時開始から予め設定された時間 $t_{TA}$ に基づき、上記初期圧 $P_{T1}$ から待機圧 $P_{T2}$ に向つて、所定勾配（ $P_{T1} - P_{T2} / t_{TA}$ ）によりスリーブダウンする（S2）。該スリーブダウンは、解放側油圧 $P_A$ が入力軸に回転変化を生じない範囲での所定低圧力である待機圧になるまで続き（S3）、解放側油圧 $P_A$ は上記待機圧 $P_{T2}$ に設定される（S4）。

【0046】

上記待機圧 $P_{T2}$ は、計時開始から所定時間 $t_{SC}$ まで継続する（S5）。該所定時間 $t_{SC}$ は、後述する係合油圧のピストンストローク制御（摩擦材が接触してトルク容量を有する直前までピストンを移動する制御）にて予め設定される時間 $t_{SE}$ と、係合側のピストンストローク制御終了にあわせて解放側油圧が抜けるように予め設定される時間 $t_{SD}$ とにより定まる（ $t_{SC} = t_{SE} - t_{SD}$ ）。

【0047】

ついで、入力トルク $T_t$ の関数により解放側トルク $T_A$ が算出される（S6）。該入力トルク $T_t$ は、マップによりスロットル開度とエンジン回転数に基づきエンジントルクを求め、更にトルクコンバータの入出力回転数から速度比を計算し、該速度比によりマップにてトルク比を求め、エンジントルクに上記トルク比を乗じて求められる。この際、スロットル開度が0であるため、該入力トルク $T_t$ は小さく、かつ該入力トルクにトルク分担率等が関与して上記解放側トルク $T_A$ が求められるが、該解放側トルク $T_A$ の値は小さい。

【0048】

更に、該解放側トルク $T_A$ に基づき解放側の目標油圧 $P_{TA}$ （ $= P_{T3}$ ）が算出される（S7）。即ち、解放側摩擦係合要素の有効半径×ピストン面積×枚数×摩擦係数をAとし、解放側ピストンストローク圧（戻しバネ圧）をBとすると、解放側油圧 $P_A$ は、 $[P_A = (T_A / A) + B]$ にて算出される。そして、該解放側油圧 $P_A$ は、変速制御開始から予め定められた上記所定時間（ $t = t_{SE} - t_{SD}$ ）を越えると、急激に低圧からなる上記目標油圧 $P_{TA}$ （ $= P_{T3}$ ）にダウンする。そして、該解放側油圧 $P_A$ は、上記目標油圧 $P_{T3}$ から所定勾配でスリーブダウンして（S8）、該スリーブダウンは該油圧がドレーンされるまで継続して、解放側油圧の制御が終了する。

【0049】

一方、係合側油圧 $P_B$ は、図8のフローチャートに示すように、変速制御が開始されると同時に計時が開始され（S1）、かつ同時に、所定圧 $P_{S1}$ になるように所定信号をリニアソレノイドバルブSLS（又はSLU）に出力し（S11）、該所定圧 $P_{S1}$ に所定

10

20

30

40

50



時間  $t_{S A}$  保持される (S 1 2)。該所定圧  $P_{S 1}$  は、油圧サーボの油圧室 2 0 を満たして、摩擦材 2 2, 2 3 が接触するようにピストン 1 9 を移動するのに必要な圧である。上記所定時間  $t_{S A}$  が経過すると、係合側油圧  $P_B$  は、所定勾配  $[(P_{S 1} - P_{S 2}) / t_{S B}]$  でスリーブダウンし (S 1 3)、係合側油圧  $P_B$  が所定低圧  $P_{S 2}$  になると (S 1 4)、該スリーブダウンが停止され、該所定低圧  $P_{S 2}$  に保持される (S 1 5)。該所定低圧  $P_{S 2}$  は、ピストンストローク圧以上でかつ入力軸の回転変化を生じさせない圧に設定されており、該所定低圧  $P_{S 2}$  は、計時  $t$  が所定時間  $t_{S E}$  経過するまで保持される (ピストンストローク制御) (S 1 6)。即ち、ピストンストローク制御の時間  $t_{S E}$  は、解放側油圧の目標油圧  $P_{T 3}$  の設定時間  $t_{S C}$  より所定時間  $t_{S D}$  遅れる。

【0050】

10

ついで、入力トルク  $T_t$  及び前記解放側油圧  $P_A$  に基づく関数により係合側トルク分担  $T_B$  が算出される (S 1 7)。更に、該係合側トルク分担  $T_B$  に基づき、入力回転数  $N_T$  の回転変化が開始する直前 (イナーシャ相の開始直前) の係合側油圧  $P_{T B}$  が算出される (S 1 8)。そして、該係合油圧  $P_{T B}$  に基づき、予め設定された所定時間  $t_{T B}$  により所定勾配が算定され  $[(P_{T B} - P_{S 2}) / t_{T B}]$ 、該勾配に基づき係合側油圧がスリーブアップする (S 1 9)。該スリーブアップにより、係合トルクが増加し、入力回転数変化が開始する直前の状態、即ち前記算出された所定目標係合油圧  $P_{T B}$  まで油圧が上昇する (S 2 0)。

【0051】

そして、該スリーブアップは、目標係合油圧  $P_{T B}$  に達し、即ち入力軸回転数の回転変化が開始されるイナーシャ相に入ったと予測され、かつダウンシフト変速完了までの回転変化量  $N_{\Delta 1}$  [%]、例えば 10 [%] まで続けられる (S 2 1)。即ち、 $N_{T S}$  を変速開始時の出力軸回転数、 $N$  を入力軸回転変化量、 $g_{i+1}$  を変速前ギヤ比、 $g_i$  を変速後ギヤ比とすると、

20

$[(N \times 100) / N_{T S} (g_{i+1} - g_i)]$  が  $\Delta 1$  [%] になるまで続けられる。なお、 $\Delta 1$  ではなく、変速前の回転数に対して所定回転数 [rpm] 増加するまで続けるようにしても良い。

【0052】

更に、上記回転変化量の  $\Delta 1$  [%] を越えると、滑らかな入力軸回転数変化量  $N$  に基づくフィードバック制御により異なる油圧変化  $P_{L B}$  が設定され、該  $P_{L B}$  の勾配によりスリーブアップされる (S 2 2)。該  $P_{L B}$  は、前記目標係合油圧  $P_{T B}$  への油圧上昇よりもゆるい勾配となり、該スリーブアップは、変速完了近傍までの回転数変化量の  $\Delta 2$  [%]、例えば 90 [%] まで続けられる (S 2 3)。

30

【0053】

そして、上記回転数変化量の  $\Delta 2$  [%] に達すると、該計時時間  $t_F$  が設定され (S 2 4)、この状態はイナーシャ相が終了した状態と略々対応している。更に、比較的急な油圧変化  $P_{F B}$  が設定されて、該油圧変化により油圧が急激にスリーブアップし (S 2 5)、そして前記計時時間  $t_F$  から、係合圧まで上昇するに十分な時間に設定されている所定時間  $t_{F B}$  が経過した状態で (S 2 6)、係合側の油圧制御が完了する。

【0054】

40

なお、図 5 は、図 7 に示す解放側油圧を制御するクラッチツークラッチによるものを示し、図 6 は、図 7 に示す解放側制御はなく、ワンウェイクラッチのフリー回転による解放を示す。なお、図 6 において、解放側油圧  $P_A$  は、変速制御開始 (図示上変速判断となっているが、制御開始と変速判断との時間差は僅かであって、実質的に同じであり、かつ図示上、線がだぶらないようにしてある) と同時に、係合圧がドレーンされる。図 6 においても、係合側制御は、図 5 と同様に、図 8 に示すフローにより制御される。

【0055】

また、入力軸回転数 (ギヤ比回転数)  $N_{I N}$  は、ダウンシフトであるため、解放側油圧に基づき変化することが基準であるが、パワーオフであって、入力トルクが小さく、従って解放側担持トルクも小さい関係上、実際は、係合側油圧のフィードバック制御 (S 2 2

50

)に基づき増加する。

【0056】

ついで、図5及び図9に沿って、解放側油圧制御がある場合のエンジン出力制御について説明する。変速制御開始により、前記油圧制御の開始と同様に計時が開始される(S1)。そして、前記解放側制御の目標油圧 $P_{TA}$ ( $=P_{T3}$ )へのダウン開始時 $t_{SC}$ を基準として(S7)、又は係合側制御の目標油圧 $P_{TB}$ への油圧上昇開始 $t_{SE}$ から所定時間 $t_{SD}$ 前( $t_{SE} - t_{SD}$ )を基準Xとして、遅延タイマがスタートする。従って、該タイマが所定遅れ時間( $t_{SC} + t_{E1}$ )経過するまで、エンジン出力の増加制御は行われない。即ち、解放側油圧の解放により入力軸の回転変化が生じる方向に向うタイミング、又は係合側油圧の係合により入力軸の回転変化が生じる方向に向うタイミング、つまり 10  
実際に変速が生じる方向に向うタイミングに合わせて、エンジン制御指令が開始される(S31)。なお、上記遅延タイマ $t_{E1}$ の正負は、エンジンの応答性により設定される。即ち、一般には正の値をとるが、応答の悪いエンジンにあっては、負の値に設定し、解放側の解放前にトルクインクリース出力をすることも可能である。

【0057】

そして、上記遅延タイマ $t_{E1}$ 経過後の時刻を基準値Yとしてエンジン出力(トルク)制御が行われる。図5(及び図6)に示すように、トルク(出力)増加要求フラグ(torque increase Request Flag) $F_E$ と、トルクリミテイション(TORQUE limitation) $L_E$ とによりエンジントルク(出力) $T_E$ が制御される。トルク増加要求フラグ $F_E$ は、上方に立上がった状態ではエンジントルク $T_E$ を増加方向に制御し、下方に下がった状態では 20  
エンジントルクを減少方向に制御するものであり、図5及び図6にあっては、立上がり位置にあるので、エンジン制御手段20が、電子スロットルシステム28にトルク上昇方向の信号を出力する(図3参照)。

【0058】

一方、トルクリミテイション $L_E$ は、エンジントルクを規制するものであり、上記トルク増加要求フラグ $F_E$ が立上がった状態は、上記リミテイション値 $L_M$ よりエンジントルクが上昇することを制限する。従って、上記トルク増加要求フラグ $F_E$ とトルクリミテイション $L_E$ とにより、エンジントルクの増加方向への制御並びにその上限値 $L_M$ 、即ち増加量 $T_{MD}$ が指令される。これにより、エンジントルクは、予め変速段及び通常変速、飛び変速等の変速の種類により設定されたトルク増加量 $T_{MD}$ がエンジントルクに加えられる(S32)。該エンジントルクの増加制御は、図5及び図6に示すように、前記遅延時間 $t_{E1}$ 経過後の時点Yを上昇開始基準として上記リミテイション $L_E$ による制限値 $L_M$ まで上昇し、この値がトルク増加量 $T_{MD}$ となる。 30

【0059】

そして、入力軸回転数(ギヤ比) $N_{IN}$ に基づく変速進行度(例えば50%)が所定値に達したか否かが判断される(S33)。即ち、先のステップS21、S23と同様に、 $N$ を入力軸回転変化量、 $N_{TS}$ を変速開始時の出力軸回転数、 $g_{i+1}$ を変速前ギヤ比、 $g_i$ を変速後ギヤ比とすると、

$$N \times 100 / N_{TS} (g_{i+1} - g_i)$$

が判断され、変速進行度が所定値(例えば50%)に達するまで、上記トルクリミッタ 40  
 $L_E$ にて規制されたトルク増加値 $T_{MD}$ に維持される。上記変速進行度が所定値を越えると、該越えた点Zを基準時として、エンジン制御の終了タイマ $t_{EF}$ が計時を開始すると共に、エンジントルク $T_E$ は、スリープダウンする(S34)。これは、エンジントルクの急激な変化によるショックを緩和するためのものであるが、トルクリミテイション $L_E$ が下降することにより、該リミテイション $L_E$ にてトルク上限値が規制されているエンジントルク $T_E$ がスリープダウンする。

【0060】

上記トルクリミテイション $L_E$ のスリープダウン $L_1$ は、係合側油圧 $P_B$ が係合圧になるように信号指令を発する時間 $t_{FB}$ (S26)に、予め設定されているソレノイドバルブ等の切換え遅れ時間 $t_D$ を加えた時間が経過するまで維持される(S35)。なお、 50

上記トルクリミテイション $L_E$ のスリープダウン $L_1$ が非制御状態である通常値を越えて下がった場合、これは、エンジントルクの負方向（減少方向）の制御となるが、トルク増加要求フラグ $F_E$ が上昇方向に立っているため、実際のエンジントルク $T_E$ は、前記非制御状態である通常値を越えて減少方向に制御されることはなく、エンジントルク増加量 $0$ に保持される。ステップ $S35$ での時間経過後（ $t > t_{FB} + t_D$ ）、エンジントルク $T_E$ の増加量 $T_{MD}$ が $0$ に設定される（ $S36$ ）。即ち、トルク増加要求フラグ $F_E$ が $0$ 値となり、トルクリミテイション $L_E$ が高値の待機位置となる。

#### 【0061】

ついで、図6及び図10に沿って、解放側油圧制御のない場合について説明する。本ワンウェイクラッチの場合、前述した解放側油圧目標油圧（ $P_{TA} = P_{T3}$ ）へのダウン制御がないため、その開始基準時 $t_{SC}$ （ $= t_{SE} - t_{SD}$ ）がとれない。従って、変速制御開始となる計時開始（ $S1$ ）からエンジン制御開始用のタイマの計時が開始される。該タイマにより所定時間 $t_{E1}$ 経過すると（ $S31'$ ）、エンジントルク $T_E$ の増加制御が開始される。なお、上記タイマによる所定時間 $t_{E1}$ は、解放側油圧制御がある場合の解放側油圧の目標油圧 $P_{T3}$ へのダウン制御開始（ $S8$ ）、即ち $X$ 時点から遅延時間 $t_{E1}$ をプラスするように予め設定されている。なお、以降のエンジン制御は、解放側油圧制御がある場合に説明したもの（ $S32$ 、 $S33$ 、 $S34$ 、 $S35$ 、 $S36$ ）と同様なので、同じステップ番号を付して説明を省略する。

#### 【0062】

そして、上記遅延タイマ $t_{E1}$ 、並びにエンジントルクの増加量 $T_{MD}$ は、変速の種類（シフトタイプ）により予め定められており、該予め定められたマップの一具体例を図11に示す。遅延タイマ $t_{E1}$ は、3-2、4-3の通常ダウンシフトでは $250$  [msec]であるが、4-2の飛び変速では、係合側のストローク制御と解放側の解放タイミングに合わせて $150$  [msec]と短くなっている。これは、変速毎に係合する要素及び解放する要素の油圧サーボの容量が異なることや、要素毎のピストンストロークに合わせるため、上記のような時間設定となっている。また、トルク増加量 $T_{MD}$ は、3-2シフトでは $100$  [Nm]、4-3シフトでは $70$  [Nm]となっており、実験的に良好なフィーリングとなるように設定されている。なお、出力部（車輪側）からのトルクにより回転するギヤ比に基づく入力軸回転数に合せて、ローギヤ側が高くトルクになるように設定してもよい。更に、4-2飛び変速にあつては、トルク増加量 $T_{MD}$ が $50$  [Nm]と小さく設定されており、従って飛び変速にあつては、エンジントルク制御を早めに行うが、そのトルク増加量は小さく設定され、過度なエンジン吹きによる違和感を生じないようにしつつ、変速が速く進行するように制御してもよい。

#### 【0063】

なお、上記図11に示すマップは一例であつて、他の値でもよいことは勿論であり、かつこの際、例えば飛び変速にあつては、後段側の変速に合わせて遅延タイマを長く設定しかつトルク増加量を大きく設定する等、上述とは異なる理由付けにより設定してもよいことは勿論である。また、上記マップは、3個のシフトタイプに限ることはなく、例えば5-4、5-3、5-2、4-1、3-1、2-1等の他のシフトタイプに設定してもよいことは勿論、またコストダウンによる自動変速と、シフトレバー又は手動操作手段によるシフトダウンとを別の設定にしてもよいことは勿論である。また、自動変速機は、実施例のものに限定するものではなく、他のギヤトレインによるものにも同様に適用し得る。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0064】

【図1】本発明を適用し得る自動変速機の概略を示す図。

【図2】その作動表である。

【図3】本発明に係る変速制御を示すブロック図。

【図4】油圧装置の概略を示す図。

【図5】解放側制御がある場合の本発明による変速制御を示すタイムチャート。

【図6】解放側がワンウェイクラッチによる場合の本発明の変速制御を示すタイムチャー

10

20

30

40

50

ト。

【図7】解放側油圧制御を示すフローチャート。

【図8】係合側油圧制御を示すフローチャート。

【図9】解放側油圧制御がある場合のエンジン出力制御を示すフローチャート。

【図10】解放側がワンウェイクラッチである場合のエンジン出力制御を示すフローチャート。

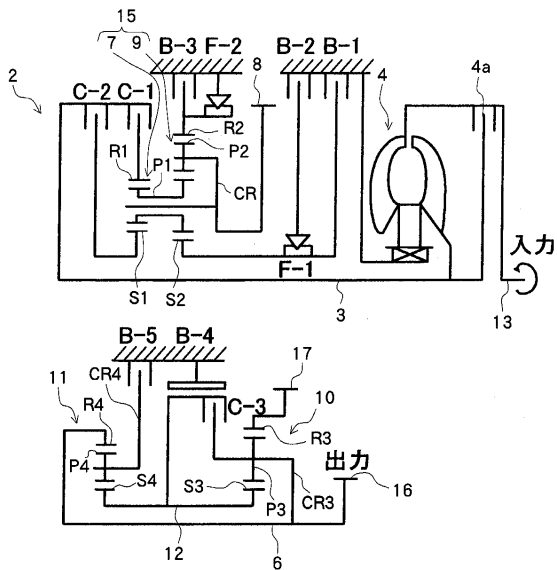
【図11】シフトタイプにおける、エンジン出力制御における開始時間及びトルク増加量のマップを示す図。

【符号の説明】

【0065】

- 19 (ダウン)シフトの種類認知手段
- 20 エンジン制御手段
- 20a エンジン出力増加制御
- t<sub>E1</sub> 遅延タイマ
- t<sub>MD</sub> エンジントルク増加量

【図1】

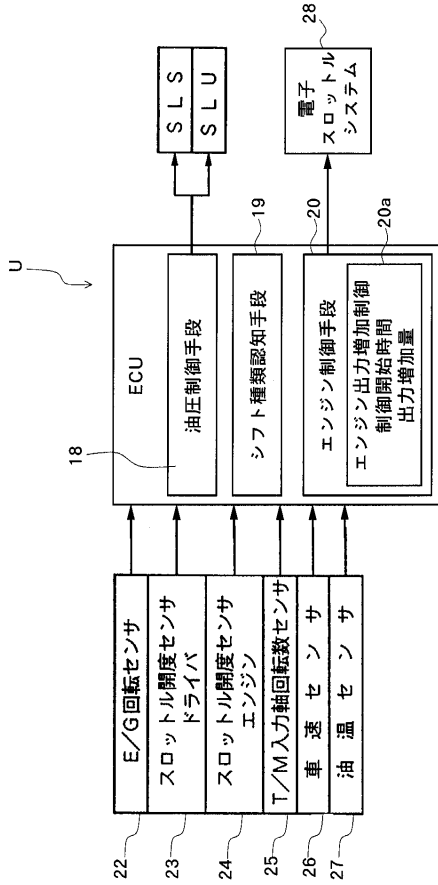


【図2】

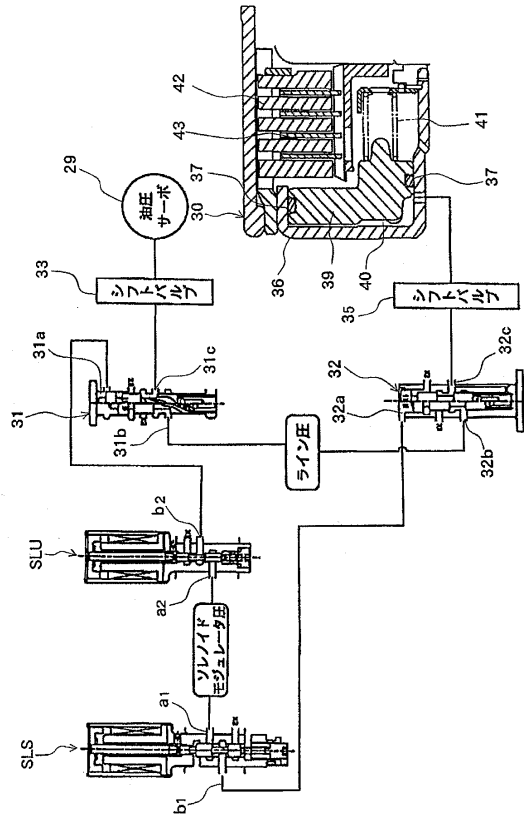
	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	B-3	B-4	B-5	F-1	F-2
1ST	○				(○)			○		○
2ND	○			(○)	○			○	○	
3RD	○			(○)	○		○		○	
4TH	○		○	(○)	○					○
5TH	○	○	○		●					
REV		○				○		○		

(○)はエンジンブレーキ時, ●は係合するがトルク伝達なし

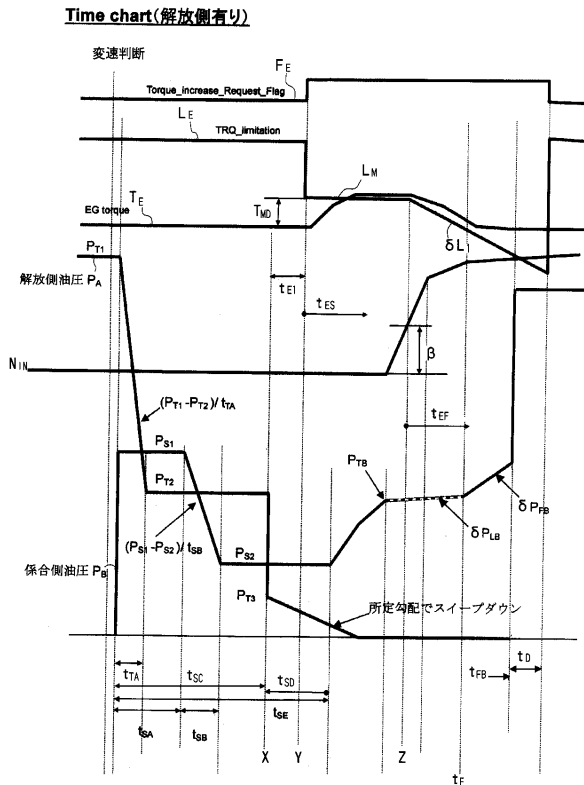
【図3】



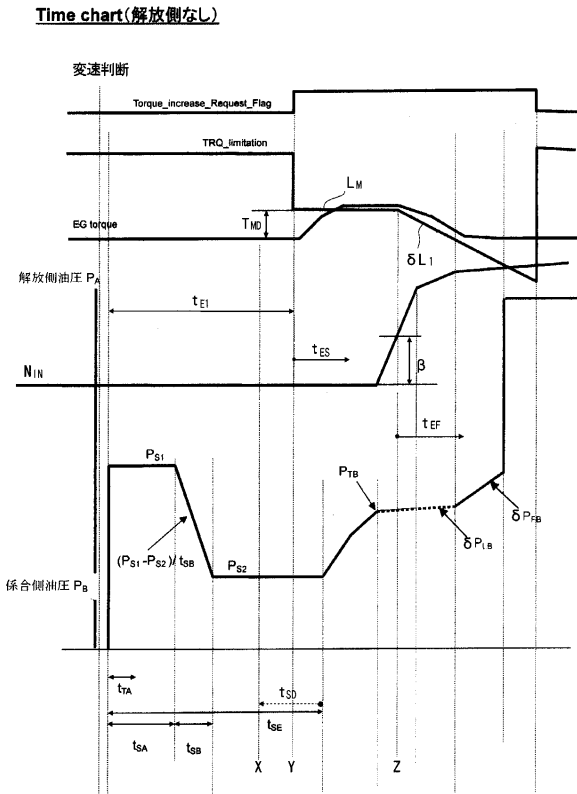
【図4】



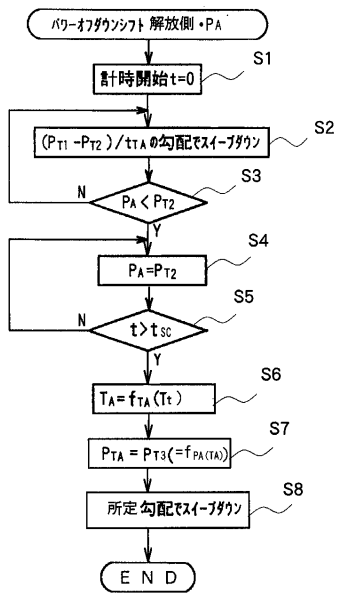
【図5】



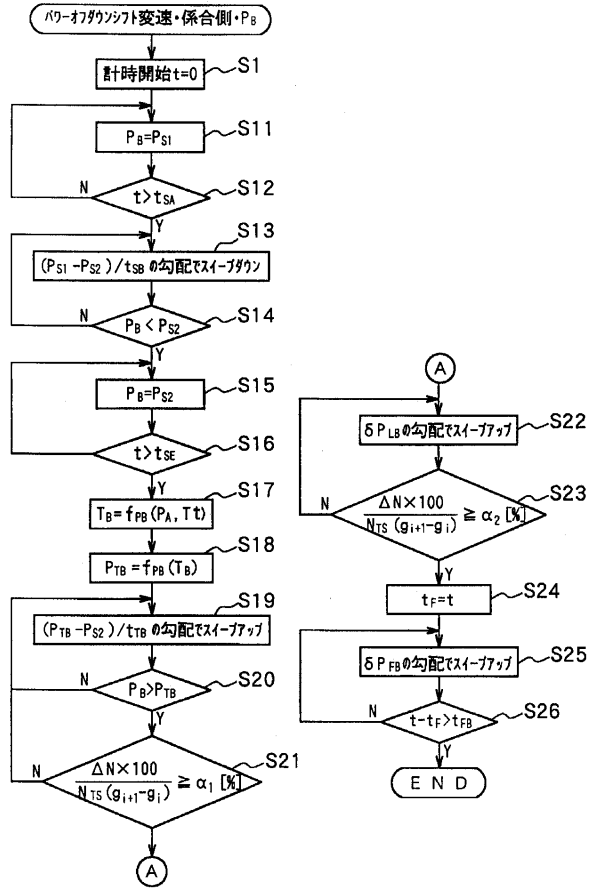
【図6】



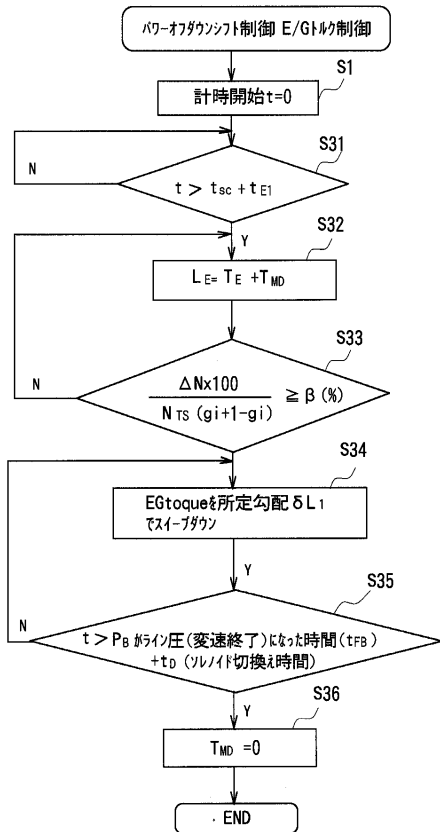
【図7】



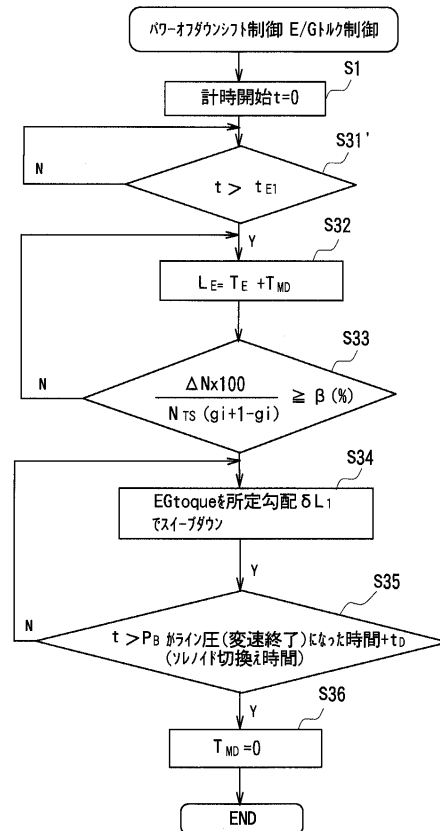
【図8】



【図9】



【図10】



【 図 1 1 】

	シフトタイプ	
遅延タイマ	3-2	250
t <sub>E1</sub>	4-3	250
[msec]	4-2	150
増加トルク量	3-2	100
T <sub>MD</sub>	4-3	70
[Nm]	4-2	50

## フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I  
F 1 6 H 59/18 (2006.01) F 1 6 H 61/04  
F 1 6 H 59/70 (2006.01) F 1 6 H 59:18  
F 1 6 H 61/686 (2006.01) F 1 6 H 59:70  
F 1 6 H 103:12

(72)発明者 筒井 洋  
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)発明者 山本 義久  
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

審査官 小川 悟史

(56)参考文献 特開平 05 - 338469 (JP, A)  
特開平 07 - 195963 (JP, A)  
特開平 10 - 131778 (JP, A)  
特開平 09 - 089094 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
F 0 2 D 2 9 / 0 0  
B 6 0 W 1 0 / 0 4  
B 6 0 W 1 0 / 1 0  
F 0 2 D 4 1 / 0 4  
F 1 6 H 6 1 / 0 4  
F 1 6 H 5 9 / 1 8  
F 1 6 H 5 9 / 7 0  
F 1 6 H 6 1 / 6 8 6