

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2002年3月21日 (21.03.2002)

PCT

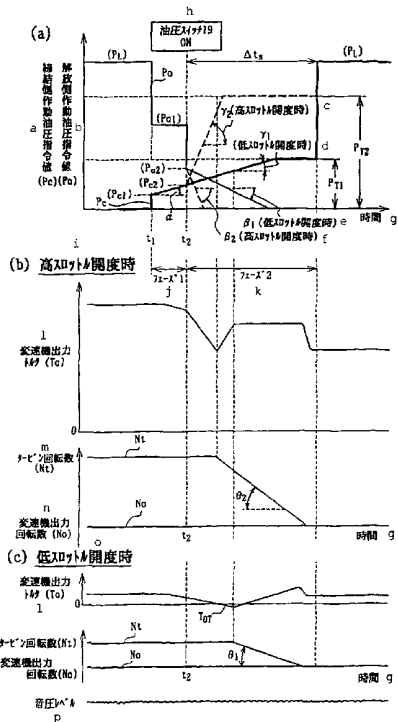
(10) 国際公開番号
WO 02/23068 A1

- (51) 国際特許分類: F16H 61/06, 59/24, 63/12
- (21) 国際出願番号: PCT/JP01/05283
- (22) 国際出願日: 2001年6月20日 (20.06.2001)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2000-282334 2000年9月18日 (18.09.2000) JP
特願2000-282335 2000年9月18日 (18.09.2000) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ジャトコ・トランステクノロジー株式会社 (JATCO TRANSTECHNOLOGY LTD.) [JP/JP]; 〒417-0023 静岡県富士市吉原宝町1番1号 Shizuoka (JP).
- (72) 発明者; および
(75) 発明者/出願人 (米国についてののみ): 村杉 卓 (MURASUGI, Takashi) [JP/JP]. 佐野 孝 (SANO, Takashi) [JP/JP]. 大嶽一成 (OTAKE, Kazunari) [JP/JP]; 〒417-0023 静岡県富士市吉原宝町1番1号 ジャトコ・トランステクノロジー株式会社内 Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 志賀富士弥 (SHIGA, Fujiya); 〒104-0044 東京都中央区明石町1番29号 抜済会ビル 志賀内外国特許事務所内 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (国内): KR, US.
- (84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR).

[続葉有]

(54) Title: SHIFT CONTROL APPARATUS OF AUTOMATIC TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 自動変速機の変速制御装置



- a...ENGAGEMENT-SIDE HYDRAULIC PRESSURE COMMAND VALUE (Pc)
- b...RELEASE-SIDE HYDRAULIC PRESSURE COMMAND VALUE (Po)
- c... γ_2 (AT LARGE THROTTLE OPENING)
- d... γ_1 (AT SMALL THROTTLE OPENING)
- e... β_1 (AT SMALL THROTTLE OPENING)
- f... β_2 (AT LARGE THROTTLE OPENING)
- g...TIME
- h...TURN HYDRAULIC PRESSURE SWITCH 19
- i...AT LARGE THROTTLE OPENING
- j...PHASE 1
- k...PHASE 2
- l...TRANSMISSION OUTPUT TORQUE (To)
- m...TURBINE RPM (Nt)
- n...TRANSMISSION OUTPUT ROTATIONAL SPEED (No)
- o...AT SMALL THROTTLE OPENING
- p...SOUND PRESSURE LEVEL

(57) Abstract: At a fall of a release pressure command value (P_o) and at a rise of an engagement pressure command value (P_c), a gear change is effected by releasing a release-side frictional element and by engaging an engagement-side frictional element. The rising gradient of the engagement pressure command value (P_c) at and after the time t₂ when a hydraulic switch is turned on and the engagement-side frictional element starts to have an engagement capacity is low, e. g., γ_1 , at the time of a small throttle opening but high, e. g., γ_2 .

[続葉有]

WO 02/23068 A1



添付公開書類：
— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

at the time of a large throttle opening. The falling gradient of the release pressure command value (P_o) is low, e. g., β_1 , at the time of a small throttle opening but high, e. g., β_2 , at the time of a large throttle opening. As seen from a comparison ($\theta_1 < \theta_2$) between Figure 10(b) showing the time series variation of the turbine rotational speed (N_t) at the large throttle opening time and Figure 10(c) showing the time series variation of the turbine rotational speed (N_t) small at the throttle opening time, the speed variation is gentle at the small throttle opening time, and the variation in an output torque (T_o) in a zero cross (T_{or}) is also gentle, so that neither gear noise is produced as seen from the sound pressure level variation, nor occurs an upward shock just after the torque phase.

(57) 要約:

解放圧指令値 P_o の低下および締結圧指令値 P_c の上昇で解放側摩擦要素の解放および締結側摩擦要素の締結による掛け替え変速が行われる。締結側摩擦要素が締結容量を持ち始める油圧スイッチON瞬時 t_2 以後における締結圧指令値 P_c の上昇勾配を、低スロットル開度時は γ_1 のように小さくし、高スロットル開度時は γ_2 のように大きくし、解放圧指令値 P_o の低下勾配についても、低スロットル開度時は β_1 のように小さくし、高スロットル開度時は β_2 のように大きくする。高スロットル開度時のタービン回転数 N_t の時系列変化を示す (b) と、低スロットル開度時のタービン回転数 N_t の時系列変化を示す (c) との比較 ($\theta_1 < \theta_2$) から明らかなように、低スロットル開度時は変速の進行が緩やかになってゼロクロス T_{or} 中における出力トルク T_o の変化も緩やかで、音圧レベル変化から明らかなように歯車打音を発生させることがないと共にトルクフェーズ直後に突き上げショックを生ずることもない。

明細書

自動変速機の変速制御装置

技術分野

本発明は自動変速機の変速制御装置、特に、或る摩擦要素を解放すると共に他の摩擦要素を締結する摩擦要素の掛け替えにより行う変速を好適に遂行させるための変速制御装置に関するものである。

背景技術

自動変速機は、或る摩擦要素を作動油圧の低下により解放させつつ、他の摩擦要素を作動油圧の上昇により締結させる、いわゆる摩擦要素の掛け替えにより行う変速が存在する。

なお、本明細書では、当該掛け替え変速に際し締結状態から解放状態に切り替えるべき摩擦要素を解放側摩擦要素、その作動油圧を解放側作動油圧と称し、また、解放状態から締結状態に切り換えるべき摩擦要素を締結側摩擦要素、その作動油圧を締結側作動油圧と称する。

当該掛け替え変速に際し、解放側摩擦要素を解放させるための解放側作動油圧の低下制御、および締結側摩擦要素を締結させるための締結側作動油圧の上昇制御としては従来、例えば特開平1-224549号公報に記載されてものが知られている。

つまり図13(a)に示すように、変速指令瞬時 t_1 から締結側作動油圧 P_c を上昇させることにより締結側摩擦要素をリターンスプリングに抗してストロークさせ、締結側摩擦要素がロスストロークを終了したのを、 $P_c = P_1$ になった時にONする油圧スイッチにより検知する。

解放側作動油圧 P_0 は、変速指令瞬時 t_1 から締結側摩擦要素のロスストローク終了検知瞬時 t_2 までの間、解放側摩擦要素がスリップし始める直前の締結容量となるよう P_4 まで急速に低下させ、その後瞬時 t_5 までの間は上記の掛け替えが行われるようゆっくりと低下させ、以後は急速に0まで低下させる。

他方で締結側作動油圧 P_c は、締結側摩擦要素のロスストローク終了検知瞬時 t_2 以後に上記の掛け替えを開始させてトルクフェーズを開始させるため初期棚圧 P_2 まで急上昇させ、その瞬時 t_3 から瞬時 t_6 までの間、所定のゆっくりした棚圧勾配で更に上昇させてイナーシャフェーズが終了する圧力 P_3 に至らしめ、その後瞬時 t_7 までの間に最高値まで上昇させる。

なお、常識的には、締結側作動油圧 P_c の棚圧制御中に締結側摩擦要素が変速機入力トルクを分担する必要があることから、締結側作動油圧 P_c の棚圧は破線で示すようにエンジンスロットル開度 TVO の増大につれて高くするのが常套である。

従って、スロットル開度 TVO が大きい時に締結側作動油圧 P_c は瞬時 t_3 よりも遅い瞬時 t_4 までトルクフェーズ進行のための急上昇が行われる。

ところで、上記した従来の変速制御装置においては、締結側作動油圧 P_c を締結側摩擦要素のロスストローク終了検知瞬時 t_2 から初期棚圧まで上昇させる時の変化割合をスロットル開度 TVO の大小に関係なく一定の勾配とするものであるため、この勾配を、大スロットル開度時も所定の短時間内にトルクフェーズが終了するよう比較的急にする必要があって以下の問題を生ずるおそれがある。

ここで、締結側作動油圧 P_c を破線で示すごとくに決定する大スロットル開度時のタービン回転数 N_1 （変速機入力回転数）および変速機出力トルク T_0 の時系列変化は図13（b）に示すごときものとなり、また締結側作動油圧 P_c を実線で示すごとくに決定する小スロットル開度時のタービン回転数 N_1 （変速機入力回転数）および変速機出力トルク T_0 の時系列変化は図13（c）に示すごときものとなる。

大スロットル開度時は変速機出力トルク T_0 が図13(b)に示すように比較的大きいため、トルクフェーズでトルクの引き込み T_{0f} があっても変速機出力トルク T_0 が負値になることがないし、またその直後に大きな突き上げショックを生ずることもない。

しかるに、上記の通り締結側作動油圧 P_c を締結側摩擦要素のロスストローク終了時 t_2 から初期棚圧まで上昇させる時の変化割合がスロットル開度 TVO に関係なく一定の勾配であるため、図13(b)、(c)に示すタービン回転数 N_t の比較から明らかのように、変速機出力トルク T_0 が小さな小スロットル開度時も大スロットル開度時と同様の速度で変速が進行して、タービン回転数 N_t が変速後の回転数(図13の場合、ギヤ比が1の3速への変速故に、変速機出力回転数 N_0 と同じ回転数)に至ることから、小スロットル開度時には当該期間中の締結側作動油圧 P_c の上昇変化割合(トルクフェーズ進行速度)が急速に過ぎ、また変速機出力トルク T_0 が図13(c)に示すように比較的小さいために、トルクフェーズでトルクの引き込み T_{0f} が変速機出力トルク T_0 を一旦負値にし、その後正值に戻す所謂変速機出力トルクのゼロクロスを生じ、その直後に大きな突き上げショック T_{0s} を生ずるという問題を生ずる。

なお、上記変速機出力トルクのゼロクロスはトルクの向きを短時間のうちに正逆転させることから、自動変速機の歯車変速機構における歯車間のバックラッシュ打音を発生させ、図13(c)に音圧レベルとして示すように騒音の原因となる。

かかるバックラッシュ打音や上記大きな突き上げショック T_{0s} の問題は、小スロットル開度時には変速機出力トルク T_0 がもともと小さいため乗員に大きく伝わる傾向にあり、これらの解消が不可避である。

また、第2の問題として、上記した従来の制御を行う場合、解放側作動油圧 P_0 を急速に低下させる瞬時 t_3 は、通常、油圧回路に設けたオリフィスコントロールバルブで制御され、このオリフィスコントロールバルブは、その設定圧よりも

締結側作動油圧 P_c が高くなった時に作動し、それによって解放側作動油圧 P_o が急速に低下することとなる。

このオリフィスコントロールバルブの設定圧は一定であるため、例えばスロットル開度 TVO が大きい場合の変速動作の際に、締結側および解放側の各摩擦要素の締結容量が不足してエンジンの空吹け、すなわちエンジン回転数の急激な上昇が発生することを防ぐためには、設定圧を高め設定する必要がある。

オリフィスコントロールバルブの設定圧を高めにした場合、スロットル開度 TVO が中～低度での変速動作時には、解放側摩擦要素の締結容量が過多となり、その結果、変速機出力トルク T_o に、トルクフェーズにおける深く、かつ時間の長いトルクの低下（引き）と、急激な上昇（突き上げ）が生じる。このことは、滑らかな変速動作を困難にし、また変速動作中に大きなショックを発生させると言った、車輛の運転性や乗り心地に好ましくない影響を与えるものである。

また、これは締結側および解放側各摩擦要素がスリップ状態にある時間を長くすることにもなり、各摩擦要素における発熱量を増加させ、それによって摩擦要素の耐久性にも影響を及ぼすものである。

発明の開示

請求項 1 に記載の第 1 発明は、上記の第 1 の問題が、締結側作動油圧を締結側摩擦要素のロスストローク終了時から初期棚圧まで上昇させる時の変化割合をエンジン負荷に関係なく一定の勾配とするために生ずるものであるとの事実認識に基づき、締結側摩擦要素がロスストロークを終了した後における締結側作動油圧の上昇変化割合をエンジン負荷に応じて変化させるようになり、これにより従来装置において生じていた前記第 1 の問題を払拭することを目的とする。

請求項 2 に記載の第 2 発明は、締結側摩擦要素のロスストローク終了時以後における解放側作動油圧の低下勾配をも操作して上記の作用効果が更に確実になるようにすることを目的とする。

請求項3に記載の第3発明は、締結側作動油圧を締結側摩擦要素のロスストローク終了時から上昇させる時の上限値を適切に定めて、トルクフェーズ後のイナーシャフェーズが好適に進行されるようになすことを目的とする。

請求項4に記載の第4発明は、掛け替え変速動作において、解放側摩擦要素の作動油圧を、ロスストローク終了時から所定時間一定とし、その後所定の勾配で低下させるようにしたことにより、従来装置において生じていた前記第2の問題点を解決することを目的とする。

請求項5に記載の第5発明は、掛け替え変速動作において、前記解放側摩擦要素の作動油圧を一定に保つ前記所定時間を、スロットル開度に応じて可変とすることにより、上記の作用効果を確実なものとするを目的とする。

請求項6に記載の第6発明は、掛け替え変速動作において、前記解放側摩擦要素の作動油圧を、ロスストローク終了時から前記所定時間保持する一定値を、スロットル開度に応じて可変とすることにより、上記の作用効果を確実なものとするを目的とする。

請求項7に記載の第7発明は、掛け替え変速動作において、締結側摩擦要素の作動油圧の上昇勾配および解放側摩擦要素の作動油圧の低下勾配を、スロットル開度に応じて変化させることにより、上記の作用効果を更に確実なものとするを目的とする。

上述の目的を達成するために、先ず第1発明は、或る摩擦要素を作動油圧の低下により解放させつつ、他の摩擦要素を作動油圧の上昇により締結させる摩擦要素の掛け替えにより行う変速を有し、該掛け替えに際しては前記他の摩擦要素のロスストローク終了が検知された後、前記或る摩擦要素に係わる作動油圧を設定勾配で低下させると共に前記他の摩擦要素に係わる作動油圧を所定勾配で上昇させるようにした自動変速機において、前記他の摩擦要素に係わる作動油圧の所定勾配を、低エンジン負荷時は高エンジン負荷時よりも小さくしたことを特徴とするものである。

或る摩擦要素を作動油圧の低下により解放させつつ、他の摩擦要素を作動油圧の上昇により締結させて行う自動変速機の掛け替え変速に際しては、上記他の摩擦要素が上記作動油圧の上昇によりロスストロークを終了したのを検知した後、上記或る摩擦要素に係わる作動油圧を設定勾配で低下させると共に上記他の摩擦要素に係わる作動油圧を所定勾配で上昇させることにより当該掛け替え変速を進行させる。

ところで第1発明においては、上記他の摩擦要素に係わる作動油圧の所定勾配を、低エンジン負荷時は高エンジン負荷時よりも小さくしたため、締結側摩擦要素である上記他の摩擦要素に係わる作動油圧、つまり締結側作動油圧を締結側摩擦要素のロスストローク終了後に上昇させる時の変化割合が、低エンジン負荷時に高エンジン負荷時よりも小さくされることとなり、変速機出力トルクが小さな低エンジン負荷時の変速（トルクフェーズ）を高エンジン負荷時よりもゆっくり進行させることができる。

これがため、低エンジン負荷時におけるロスストローク終了後の締結側作動油圧の上昇変化割合（トルクフェーズ進行速度）が急速過ぎることがなくなり、従って、変速機出力トルクが低エンジン負荷故に比較的小さいことからトルクフェーズでのトルクの引き込みが変速機出力トルクのゼロクロスを生ずることがあっても、当該ゼロクロス中における変速機出力トルクの変化が緩やかなものであることに起因してバックラッシュ打音を発生させることがないと共にトルクフェーズ終了直後に大きな突き上げショックを生ずることもなくなる。

また、第2発明は、第1発明において、前記或る摩擦要素に係わる作動油圧の設定勾配を、低エンジン負荷時は高エンジン負荷時よりも小さくしたことを特徴とするものである。

この第2発明においては、前記或る摩擦要素に係わる作動油圧の設定勾配を、低エンジン負荷時は高エンジン負荷時よりも小さくしたから、締結側摩擦要素のロスストローク終了時以後における上記或る摩擦要素（解放側摩擦要素）に係わ

る作動油圧（解放側作動油圧）の低下勾配も低エンジン負荷時は高エンジン負荷時よりも小さくされることとなり、第1発明におけるごとくに制御された締結側作動油圧の上昇に対して解放側作動油圧の低下を好適なタイミングで行わせることができ、締結側摩擦要素および解放側摩擦要素間の掛け替えをスムーズに行わせて上記第1発明の作用効果を更に確実なものにすることができる。

第3発明は、第1発明または第2発明において、前記他の摩擦要素に係わる作動油圧を所定勾配で上昇させる時の上限値を、ピストンストロークの終了に必要な油圧と釣り合うリターンズpring圧と、変速機入力トルクをぎりぎり伝達可能な締結容量となるようなトルク分担圧と、イナーシャフェーズを進行させるのに必要なイナーシャ誘起圧との和値としたことを特徴とするものである。

第3発明においては、上記他の摩擦要素に係わる作動油圧を所定勾配で上昇させる時の上限値を、ピストンストロークの終了に必要な油圧と釣り合うリターンズpring圧と、変速機入力トルクをぎりぎり伝達可能な締結容量となるようなトルク分担圧と、イナーシャフェーズを進行させるのに必要なイナーシャ誘起圧との和値としたため、トルクフェーズ後のイナーシャフェーズを進行させるための上記他の摩擦要素（締結側摩擦要素）の作動油圧が、過不足のない締結容量を発生させ得る好適値となり、イナーシャフェーズを好適に進行させることができる。

第4発明は、複数の摩擦要素のうち第一の摩擦要素を作動油圧の上昇により締結させると共に、該第一の摩擦要素の作動油圧に係わる圧力信号を受けて設定時間後に第二の摩擦要素を作動油圧の低下により解放させ、これら第一および第二の摩擦要素の掛け替えにより行う変速を有し、該掛け替えに際しては前記第一の摩擦要素のロスストローク終了が検知された後、前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧を設定勾配で低下させると共に前記第一の摩擦要素に係わる作動油圧を所定勾配で上昇させるようにした自動変速機において、前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧を、前記ロスストローク終了時から所定時間一定の値に保ち、前記所

定時間が経過した後に前記設定勾配で低下させることを特徴とするものである。

この第4発明においては、ロスストローク終了検知瞬時以後に前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧を設定勾配で低下させるに際し、ロスストローク終了検知瞬時より所定時間、作動油圧を一定に保ち、その後前記設定勾配で低下させることとしている。

その結果、高スロットル開度ではエンジンの空吹きを防ぎ、かつトルクの引きの長さや深さの小さい変速動作が、一方中～低スロットル開度においては、トルクの引きの小さい、良好な変速動作が実現できることとなる。

第5発明は、第4発明において、前記所定時間をスロットル開度に応じて変化させ、前記スロットル開度が大きいほど長く、また前記スロットル開度が小さいほど短くすることを特徴とするものである。

この第5発明においては、前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧をロスストローク終了検知瞬時より一定に保つ前記所定時間をスロットル開度に応じて変化させるものとし、スロットル開度が大きいほど長く、スロットル開度が小さいほど短くする。前記所定時間をこのように設定することにより、上記第1発明の作用効果を確実なものとすることができる。

第6発明は、第4または第5発明において、前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧の前記一定の値をスロットル開度に応じて変化させ、前記スロットル開度が大きいほど高く、また前記スロットル開度が小さいほど低くすることを特徴とするものである。

この第6発明においては、前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧をロスストローク終了検知瞬時から前記所定時間だけ保持する一定値をスロットル開度に応じて変化させるものとし、スロットル開度が大きいほど高く、スロットル開度が小さいほど低くする。前記一定値をこのように設定することにより、上記第4および第5の発明の作用効果をより確実なものとすることができる。

第7発明は、第4～第6のいずれか一の発明において、前記第一の摩擦要素に

係わる作動油圧の上昇勾配および前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧の下降勾配を、スロットル開度に応じて変化させ、前記スロットル開度が大きいほど前記各勾配を大きく、またスロットル開度が小さいほど前記各勾配を小さくすることを特徴とするものである。

この第7発明においては、掛け替え変速動作における、第一の摩擦要素に係わる作動油圧の上昇勾配および第二の摩擦要素に係わる作動油圧の低下勾配を、スロットル開度が大きいほど大きく、またスロットル開度が小さいほど小さくすることとしている。それによって、上記各発明の作用効果をさらに確実なものとすることができる。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の実施の形態1にかかる変速制御装置を具えた自動変速機の伝動列、およびその変速制御システムを示す概略系統図である。

図2は、自動変速機を選択変速段と、摩擦要素の締結論理との関係を示す図である。

図3は、同実施の形態における変速制御装置がドライブアップ掛け替え変速を行う場合の締結側作動油圧指令値および解放側作動油圧指令値の制御プログラムを示すメインルーチンである。

図4は、同ドライブアップ掛け替え変速のフェーズ1において行う解放側作動油圧指令値の制御プログラムを示すサブルーチンである。

図5は、同ドライブアップ掛け替え変速のフェーズ1において行う締結側作動油圧指令値の制御プログラムを示すサブルーチンである。

図6は、同ドライブアップ掛け替え変速のフェーズ2において行う解放側作動油圧指令値の制御プログラムを示すサブルーチンである。

図7は、同ドライブアップ掛け替え変速のフェーズ2において行う締結側作動油圧指令値の制御プログラムを示すサブルーチンである。

図 8 は、スロットル開度に対する解放側作動油圧指令値の変化勾配の変化特性を示す線図である。

図 9 は、スロットル開度に対する締結側作動油圧指令値の変化勾配の変化特性を示す線図である。

図 10 は、同実施の形態における変速制御装置がドライブアップ掛け替え変速を行う場合のタイムチャートで、

(a) は、締結側作動油圧指令値および解放側作動油圧指令値の時系列変化を示すタイムチャート、

(b) は、高スロットル開度用に締結側作動油圧指令値および解放側作動油圧指令値を制御した時における変速機出力トルクおよびタービン回転数の時系列変化を示すタイムチャート、

(c) は、低スロットル開度用に締結側作動油圧指令値および解放側作動油圧指令値を制御した時における変速機出力トルクおよびタービン回転数の時系列変化を示すタイムチャートである。

図 11 は、実施の形態 2 におけるドライブアップ掛け替え変速のフェーズ 2 において行う解放側作動液圧指令値の制御プログラムを示すサブルーチンである。

図 12 は、同実施の形態 2 における変速制御装置がドライブアップ掛け替え変速を行う場合のタイムチャートであり、

(a) は、締結側作動液圧指令値および解放側作動液圧指令値の時系列変化を示すタイムチャート、

(b) は、高スロットル開度用に締結側作動液圧指令値および解放側作動液圧指令値を制御した時における変速機出力トルクおよびタービン回転数の時系列変化を示すタイムチャート、

(c) は、低スロットル開度用に締結側作動液圧指令値および解放側作動液圧指令値を制御した時における変速機出力トルクおよびタービン回転数の時系列変化を示すタイムチャートである。

図13は、従来の変速制御装置が掛け替え変速を行う場合のタイムチャートで、
(a)は、締結側作動油圧および解放側作動油圧の時系列変化を示すタイムチャート、
(b)は、高スロットル開度用に締結側作動油圧および解放側作動油圧を制御した時における変速機出力トルクおよびタービン回転数の時系列変化を示すタイムチャート、
(c)は、低スロットル開度用に締結側作動油圧および解放側作動油圧を制御した時における変速機出力トルクおよびタービン回転数の時系列変化を示すタイムチャートである。

発明を実施するための最良の形態

次に、本発明の各実施の形態を図面に基づき説明する。

(実施の形態1)

図1は請求項1～3に対応する発明の実施の形態1にかかる自動変速機の変速制御装置を示し、1はエンジン、2は自動変速機である。

エンジン1は、運転者が操作するアクセルペダルに連動してその踏み込みにつれ全閉から全開に向け開度増大するスロットルバルブにより出力を加減され、エンジン1の出力回転はトルクコンバータ3を経て自動変速機2の入力軸4に入力されるものとする。

自動変速機2は、同軸突き合わせ関係に配置した入出力軸4、5上にエンジン1の側から順次フロントプラネタリギヤ組6およびリヤプラネタリギヤ組7を載置して具え、これらを自動変速機2における遊星歯車変速機構の主たる構成要素とする。

エンジン1に近いフロントプラネタリギヤ組6は、フロントサンギヤ S_F 、フロントリングギヤ R_F 、これらに嚙合するフロントピニオン P_F 、および該フロントピニオンを回転自在に支持するフロントキャリア C_F よりなる単純遊星歯車

組とし、エンジン1から遠いリヤプラネタリギヤ組7も、リヤサンギヤ S_R 、リヤリングギヤ R_R 、これらに嚙合するリヤピニオン P_R 、および該リヤピニオンを回転自在に支持するリヤキャリア C_R よりなる単純遊星歯車組とする。

遊星歯車変速機構の伝動経路（変速段）を決定する摩擦要素としてはロークラッチ L/C 、2速・4速ブレーキ $2-4/B$ 、ハイクラッチ H/C 、ローリバースブレーキ LR/B 、ローワンウェイクラッチ L/OWC 、およびリバースクラッチ R/C を、以下のごとく両プラネタリギヤ組6、7の構成要素に相関させて設ける。つまり、フロントサンギヤ S_F はリバースクラッチ R/C により入力軸4に適宜結合可能にすると共に、2速・4速ブレーキ $2-4/B$ により適宜固定可能とする。

フロントキャリア C_F は、ハイクラッチ H/C により入力軸4に適宜結合可能にする。

フロントキャリア C_F は、さらにローワンウェイクラッチ L/OWC によりエンジン回転と逆方向の回転を阻止すると共に、ローリバースブレーキ LR/B により適宜固定可能とする。

そして、フロントキャリア C_F と、リヤリングギヤ R_R との間を、ロークラッチ L/C により適宜結合可能とする。

フロントリングギヤ R_F およびリヤキャリア C_R 間を相互に結合し、これらフロントリングギヤ R_F およびリヤキャリア C_R を出力軸6に結合し、リヤサンギヤ S_R を入力軸4に結合する。

上記遊星歯車変速機構の動力伝達列は、摩擦要素 L/C 、 $2-4/B$ 、 H/C 、 LR/B 、 R/C の図2に実線の○印で示す選択的油圧作動（締結）と、ローワンウェイクラッチ L/OWC の同図に実線の○印で示す自己係合とにより、前進第1速（1st）、前進第2速（2nd）、前進第3速（3rd）、前進第4速（4th）の前進変速段と、後退変速段（Rev）とを得ることができる。

なお図2に点線の○印で示す油圧作動（締結）は、エンジンブレーキが必要な

時に作動させるべき摩擦要素である。

図2に示す変速制御用摩擦要素L/C、2-4/B、H/C、LR/B、R/Cの締結論理は図1に示すコントロールバルブボディー8により実現し、このコントロールバルブボディー8には図示せざるマニュアルバルブの他に、ライン圧ソレノイド9、ロークラッチソレノイド10、2速・4速ブレーキソレノイド11、ハイクラッチソレノイド12、ローリバースブレーキソレノイド13などを挿置する。

ライン圧ソレノイド9は、そのON、OFFにより、変速制御の元圧であるライン圧を高低切り替えし、図示せざるマニュアルバルブは、希望する走行形態に応じて運転者により前進走行(D)レンジ位置、後退走行(R)レンジ位置、または駐停車(P、N)レンジ位置に操作されるものとする。

Dレンジでマニュアルバルブは、上記のライン圧を元圧としてロークラッチソレノイド10、2速・4速ブレーキソレノイド11、ハイクラッチソレノイド12、ローリバースブレーキソレノイド13のデューティ制御により対応するロークラッチL/C、2速・4速ブレーキ2-4/B、ハイクラッチH/C、ローリバースブレーキLR/Bの作動油圧を個々に制御し得るようライン圧を所定の回路に供給し、当該各ソレノイドのデューティ制御により図2に示した第1速～第4速の締結論理を実現するものとする。

但し、Rレンジでは、マニュアルバルブはライン圧を上記各ソレノイドのデューティ制御に依存することなく直接、リバースクラッチR/CおよびローリバースブレーキLR/Bに供給し、これらを締結作動させることにより図2に示した後退の締結論理を実現するものとする。

なお、P、Nレンジでマニュアルバルブはライン圧をどの回路にも供給せず、全ての摩擦要素を解放状態にすることにより自動変速機を中立状態にする。

ライン圧ソレノイド9のON、OFF制御、およびロークラッチソレノイド10、2速・4速ブレーキソレノイド11、ハイクラッチソレノイド12、ローリ

バースブレーキソレノイド13のデューティ制御はそれぞれ変速機コントローラ14により実行し、そのために変速機コントローラ14には、エンジン1のスロットル開度TVOを検出するスロットル開度センサ15からの信号と、トルクコンバータ3の出力回転数（変速機入力回転数）であるタービン回転数 N_1 を検出するタービン回転センサ16からの信号と、自動変速機2の出力軸5の回転数 N_0 を検出する出力回転センサ17からの信号と、選択レンジを検出するインヒビタスイッチ18からの信号と、掛け替え変速時に締結すべき締結側摩擦要素、つまり、図2から明らかなように2→3変速時はハイクラッチH/C、3→2変速時は2速・4速ブレーキ2-4/B、3→4変速時は2速・4速ブレーキ2-4/B、4→3変速時はロークラッチL/C内に配置された油圧スイッチ群19からの信号をそれぞれ入力する。

ここで油圧スイッチ群19は、対応する摩擦要素の作動油圧が摩擦要素のロスストロークを終了させて締結容量を発生させ始める圧力になった時にONするものとする。

本発明が関与するDレンジでの自動変速作用を説明するに、変速機コントローラ14は図示しない制御プログラムを実行して、予定の変速マップをもとにスロットル開度TVOおよび変速機出力回転数 N_0 （車速）から、現在の運転状態において要求される好適変速段を検索する。

次いで変速機コントローラ14は、現在の選択変速段が好適変速段と一致しているか否かを判定し、不一致なら変速指令を発して好適変速段への変速が実行されるよう、つまり図2の締結論理表にもとづき当該変速のための摩擦要素の締結、解放切換えが行われるようソレノイド10～13のデューティ制御により、当該摩擦要素の作動油圧を変更する。

ここで第2速と第3速との間の変速や第3速と第4速との間の変速におけるように、或る摩擦要素を作動油圧の低下により解放させつつ、他の摩擦要素を作動油圧の上昇により締結させて行う掛け替え変速を説明すれば、この変速が例えば

正駆動状態（エンジンプレーキと逆の駆動状態）での車速上昇に伴うドライブアップ変速時は、解放すべき摩擦要素の作動油圧の指令値である解放側作動油圧指令値 P_0 および締結すべき摩擦要素の作動油圧の指令値である締結側作動油圧指令値 P_c をそれぞれ、低スロットル開度（低エンジン負荷）なら図10（a）に実線で示すごとくに与え、高スロットル開度（高エンジン負荷）なら同図に破線で示すごとくに与える。

かかる掛け替え変速を実行するために変速機コントローラ14は、図3～図7に示すプログラムにより解放側作動油圧指令値 P_0 および締結側作動油圧指令値 P_c をそれぞれ時系列制御する。

図3はメインルーチン、図4～図7はそれぞれサブルーチンで、図3のメインルーチンにおいては、先ずステップ21において、図10（a）の変速指令瞬時 t_1 から油圧スイッチ19がONする瞬時 t_2 までのフェーズ1のための初期設定を行い、次のステップ22では、フェーズ1における解放側作動油圧指令値 P_0 および締結側作動油圧指令値 P_c の決定を図4および図5のサブルーチンにより行う。

ステップ23では締結側摩擦要素の油圧スイッチ19がONしたか否かを判定する。つまり、締結側摩擦要素がロスストロークを終了して締結容量を持ち始めた図10（a）の瞬時 t_2 に至ったか否かを判定する。

図10（a）の瞬時 t_2 に至るまではステップ22（図4および図5のサブルーチン）を実行して、フェーズ1における解放側作動油圧指令値 P_0 および締結側作動油圧指令値 P_c の制御を継続する。

ステップ23で締結側摩擦要素の油圧スイッチ19がONしたと判定すると、図10（a）の瞬時 t_2 に制御をステップ24に進め、図10（a）の油圧スイッチ19ON瞬時 t_2 から設定時間 Δt_3 が経過するまでのフェーズ2のための初期設定を行い、次のステップ25では、フェーズ2における解放側作動油圧指令値 P_0 および締結側作動油圧指令値 P_c の決定を図6および図7のサブルーチ

ンにより行う。

ステップ26では、図10(a)の油圧スイッチ(19)ON瞬時 t_2 からの経過時間を計測するタイマ TM_2 が変速終了判断用設定時間 Δt_s の経過を示しているか否かを、つまりフェーズ2が完了したか否かを判定する。

$TM_2 < \Delta t_s$ でフェーズ2が未だ完了していなければステップ25(図6および図7のサブルーチン)を実行して、フェーズ2における解放側作動油圧指令値 P_0 および締結側作動油圧指令値 P_c の制御を継続し、 $TM_2 \geq \Delta t_s$ でフェーズ2が完了していれば制御を終了する。

図4のサブルーチンにより示す、フェーズ1での解放側作動油圧指令値 P_0 の制御態様を説明すれば、先ずステップ31において、フェーズ1での解放側作動油圧指令値 P_0 に係わる設定油圧を P_{01} とする。

この設定油圧 P_{01} は、解放側摩擦要素の所定の解放応答を確保するために解放側作動油圧指令値 P_0 を図10(a)に示すように、ステップ状に低下させる時の所定値とする。

次にステップ32において、油圧スイッチ19からの信号を読み込み、これを基にステップ33で、当該油圧スイッチ19がONか否かを、つまり締結側摩擦要素がロスストロークを終了して締結容量を持ち始めた図10(a)の瞬時 t_2 に至ったか否かを判定する。

図10(a)の瞬時 t_2 に至るまでの間はステップ34において、解放側作動油圧指令値 P_0 を上記の設定油圧 P_{01} にする制御を継続し、図10(a)の瞬時 t_2 に至った時に制御をステップ35へ進めて、フェーズ1における解放側作動油圧指令値 P_0 の制御を終了し、図6に示したフェーズ2における解放側作動油圧指令値 P_0 の制御に移行する。

よってフェーズ1において解放側作動油圧指令値 P_0 は図10(a)に示すように設定油圧 P_{01} に保持される。

同じフェーズ1における締結側作動油圧指令値 P_c の制御は図5に示すごとき

もので、先ずステップ41において締結側作動油圧指令値 P_c の初期油圧 P_{c1} を設定し、この初期油圧 P_{c1} は、締結側摩擦要素のロスストロークをできるだけ早期に終了させるため、締結側作動油圧指令値 P_c にステップ状に設定する図10(a)に例示するときものとする。

次のステップ42においては、図10(a)の変速指令瞬時 t_1 からの経過時間(フェーズ1の開始からの経過時間)を計測するためにタイマ TM_1 を始動させる。

次いでステップ43において、油圧スイッチ19からの信号を読み込み、これを基にステップ44で、当該油圧スイッチ19がONか否かを、つまり締結側摩擦要素がロスストロークを終了して締結容量を持ち始めた図10(a)の瞬時 t_2 に至ったか否かを判定する。

図10(a)の瞬時 t_2 に至るまでの間はステップ45において、締結側作動油圧指令値 P_c が上記の初期油圧 P_{c1} から図10(a)に示す所定勾配 α で上昇するよう、 $P_c = P_{c1} + \alpha \times TM_1$ の演算により締結側作動油圧指令値 P_c を求める。

ここで上記の所定勾配 α は、締結側作動油圧指令値 P_c が締結側摩擦要素のロスストロークを終了させる図10(a)の瞬時 t_2 に締結側摩擦要素の締結ショックが生じない範囲内で最も大きな勾配とし、これにより締結側摩擦要素のロスストロークを最短時間で終了させる。

ステップ44において油圧スイッチ19がONになったと判定する図10(a)の瞬時 t_2 に制御をステップ46へ進め、ここでフェーズ1のタイマ TM_1 を0にリセットした後、ステップ47においてフェーズ1における締結側作動油圧指令値 P_c の制御を終了し、図7に示したフェーズ2における締結側作動油圧指令値 P_c の制御に移行する。

よってフェーズ1において締結側作動油圧指令値 P_c は図10(a)に示すように、変速指令瞬時 t_1 に上記の初期油圧 P_{c1} へとステップ状に上昇され、その

後この初期油圧 P_{c1} から所定勾配 α で上昇されて、締結側摩擦要素に締結容量を持たせ始める値となる。

図6のサブルーチンにより示す、フェーズ2での解放側作動油圧指令値 P_0 の制御態様を説明するに、先ずステップ51において、フェーズ2での解放側作動油圧指令値 P_0 に係わる初期油圧 P_{02} を設定する。

この初期油圧 P_{02} は、解放側摩擦要素の所定の解放応答を確保するために解放側作動油圧指令値 P_0 を図10(a)の瞬時 t_2 にフェーズ1での前記設定油圧 P_{01} から更にステップ状に低下させて、解放側摩擦要素をスリップ開始直前状態にするための所定値とし、スロットル開度 TVO が大きいほど大きな油圧として予めマップ化しておき、このマップを基にスロットル開度 TVO から初期油圧 P_{02} を検索して上記のごとく油圧指令値 P_0 に設定する。

ステップ52においては、図10(a)の油圧スイッチ(19)ON瞬時 t_2 からの経過時間(フェーズ2の開始からの経過時間)を計測するためにタイマ TM_2 を始動させる。

次いでステップ53においてスロットル開度 TVO を読み込み、ステップ54において、当該スロットル開度 TVO から図8に例示するマップをもとに、解放側作動油圧指令値 P_0 の変化勾配 β を検索する。

ここで解放側作動油圧指令値 P_0 の変化勾配 β は、スロットル開度 TVO が大きいほど解放側作動油圧指令値 P_0 の低下が急になるよう設定し、スロットル開度 TVO が小さな低スロットル開度 TVO_1 の場合は $\beta = \beta_1$ とし、スロットル開度 TVO が大きな高スロットル開度 TVO_2 の場合は $\beta = \beta_2$ と決定する。

次いでステップ55において、解放側作動油圧指令値 P_0 が0まで低下したか否かをチェックし、解放側作動油圧指令値 P_0 が0に低下するまでの間ステップ56において、解放側作動油圧指令値 P_0 が上記の初期油圧 P_{02} から図10(a)に β_1 (低スロットル開度時)、 β_2 (高スロットル開度時)により例示する所定勾配で低下するよう、 $P_0 = P_{02} - \beta \times TM_2$ の演算により解放側作動油圧

指令値 P_0 を求める。

ステップ 55 で解放側作動油圧指令値 P_0 が 0 まで低下したか否かをチェックし、低下したと判定する時はステップ 57 において、フェーズ 2 の開始からの経過時間を計測するタイマ TM_2 が図 10 (a) に示す変速終了判断用設定時間 Δt_s 以上を示しているか否かを判定し、 $TM_2 \geq \Delta t_s$ になるまで制御をステップ 55 に戻して解放側作動油圧指令値 P_0 を 0 に維持する。

そして、ステップ 57 が $TM_2 \geq \Delta t_s$ を判定する時に、ステップ 58 においてタイマ TM_2 を 0 にリセットし、ステップ 59 においてフェーズ 2 における解放側作動油圧指令値 P_0 の制御を終了する。

よってフェーズ 2 において解放側作動油圧指令値 P_0 は図 10 (a) に示すように、フェーズ 1 での設定油圧 P_{01} からステップ状に初期油圧 P_{02} へと低下された後、この初期油圧 P_{02} から更にスロットル開度 TVO (エンジン負荷) に応じた所定勾配 β_1 (低スロットル開度時) または β_2 (高スロットル開度時) で低下されて遂には 0 になり、解放側摩擦要素の締結容量を漸減させる。

同じフェーズ 2 における締結側作動油圧指令値 P_c の制御は図 7 に示すごときもので、先ずステップ 61 において締結側作動油圧指令値 P_c の初期油圧 P_{c2} を設定し、この初期油圧 P_{c2} は、締結側摩擦要素がロスストロークを終了して油圧スイッチ 19 が ON した図 10 (a) の瞬時 t_2 における、つまりフェーズ 1 の終了時における締結側作動油圧指令値 P_c の値とする。

次のステップ 62 においては、図 10 (a) の油圧スイッチ (19) ON 瞬時 t_2 からの経過時間 (フェーズ 2 の開始からの経過時間) を計測するためにタイマ TM_2 を始動させる。

次いでステップ 63 においてスロットル開度 TVO を読み込み、ステップ 64 において、当該スロットル開度 TVO から図 9 に例示するマップをもとに、締結側作動油圧指令値 P_c の変化勾配 γ を検索する。

ここで締結側作動油圧指令値 P_c の変化勾配 γ は、スロットル開度 TVO が大

きいほど締結側作動油圧指令値 P_c の上昇が急になるよう設定し、スロットル開度 TVO が小さな低スロットル開度 TVO_1 の場合は $\gamma = \gamma_1$ とし、スロットル開度 TVO が大きな高スロットル開度 TVO_2 の場合は $\gamma = \gamma_2$ と決定する。

次のステップ 65 では、スロットル開度 TVO からこれに応じた柵圧 P_T を検索し、この柵圧 P_T は周知のごとく、イナーシャフェーズを変速ショックが生じない範囲内でできるだけ短時間のうちに終了させるための圧力とし、従って、スロットル開度 TVO が上記と同じ小さな低スロットル開度 TVO_1 の場合は図 10 (a) に P_{T1} で示すごとき低い値にし、スロットル開度 TVO が上記と同じ大きな高スロットル開度 TVO_2 の場合は図 10 (a) に P_{T2} で示すように高い値にする。

次いでステップ 66 において、締結側作動油圧指令値 P_c が柵圧 P_T まで上昇したか否かをチェックし、締結側作動油圧指令値 P_c が柵圧 P_T まで上昇するまでの間ステップ 67 において、締結側作動油圧指令値 P_c が上記の初期油圧 P_{c2} から図 10 (a) に γ_1 (低スロットル開度時)、 γ_2 (高スロットル開度時) により例示する所定勾配で上昇するよう、 $P_c = P_{c2} + \gamma \times TM_2$ の演算により締結側作動油圧指令値 P_c を求める。

ステップ 66 で締結側作動油圧指令値 P_c が柵圧 P_T まで上昇したと判定する時はステップ 68 において、フェーズ 2 の開始からの経過時間を計測するタイマ TM_2 が図 10 (a) に示す変速終了判断用設定時間 Δt_s 以上を示しているか否かを判定し、 $TM_2 \geq \Delta t_s$ になるまで制御をステップ 66 に戻して締結側作動油圧指令値 P_c を柵圧 P_T に維持する。

そして、ステップ 68 が $TM_2 \geq \Delta t_s$ を判定する時に、ステップ 69 においてタイマ TM_2 を 0 にリセットし、ステップ 70 において締結側作動油圧指令値 P_c を元圧であるライン圧 P_L と同じ最高値にし、ステップ 71 においてフェーズ 2 における締結側作動油圧指令値 P_c の制御を終了する。

よってフェーズ 2 において締結側作動油圧指令値 P_c は図 10 (a) に示すよ

うに、フェーズ1の終了時における油圧値 P_{c2} を初期油圧として、これからスロットル開度 TVO （エンジン負荷）に応じた所定勾配 γ_1 （低スロットル開度時）または γ_2 （高スロットル開度時）で上昇されることにより締結側摩擦要素の締結容量を漸増させ、その後スロットル開度 TVO （エンジン負荷）に応じた所定の棚圧 P_{T1} （低スロットル開度時）または P_{T2} （高スロットル開度時）に維持され、最終的には元圧であるライン圧 P_L と同じ最高値にされる。

以上による解放側作動油圧指令値 P_0 の経時低下および締結側作動油圧指令値 P_c の経時上昇により、解放側摩擦要素が解放されると共に締結側摩擦要素が締結されて両者の掛け替えが行われ、所定の掛け替え変速が遂行される。

ところで本実施の形態においては、締結側摩擦要素がロスストロークを終了して締結容量を持ち始める図10(a)の油圧スイッチON瞬時 t_2 以後における締結側作動油圧指令値 P_c の上昇勾配を、低スロットル開度時（低エンジン負荷時）は γ_1 のように小さくし、高スロットル開度時（高エンジン負荷時）は γ_2 のように大きくしたため、締結側摩擦要素のロスストローク終了後におけるその作動油圧（締結側作動油圧指令値 P_c ）の上昇変化割合が、低スロットル開度時（低エンジン負荷時）に高スロットル開度時（高エンジン負荷時）よりも小さくされることになる。

従って、締結側作動油圧 P_c を図10(a)に破線で示すごとくに決定する高スロットル開度時のタービン回転数 N_1 （変速機入力回転数）および変速機出力トルク T_0 の時系列変化を示す図10(b)と、締結側作動油圧 P_c を図10(a)に実線で示すごとくに決定する低スロットル開度時のタービン回転数 N_1 （変速機入力回転数）および変速機出力トルク T_0 の時系列変化を示す図10(c)との比較、詳しくはタービン回転数 N_1 の変化勾配 θ_1 、 θ_2 （ $\theta_1 < \theta_2$ ）の比較から明らかなように、変速機出力トルク T_0 が小さな低スロットル開度時は変速機出力トルク T_0 が大きな高スロットル開度時よりもゆっくりと変速（トルクフェーズおよびイナーシャフェーズ）が進行して、タービン回転数 N_1 を変

速後の回転数（図10の場合、ギヤ比が1の3速への変速故に、変速機出力回転数 N_0 と同じ回転数）にゆっくりと一致させることができる。

したがって、低エンジン負荷時において締結側摩擦要素のロスストローク終了後における締結側作動油圧指令値 P_c の上昇変化割合（トルクフェーズ進行速度）が急速過ぎることがなくなり、従って、低エンジン負荷時は変速機出力トルク T_0 が図10（c）に示すように比較的小さいことに起因して図13（c）につき前述したごとくトルクフェーズでのトルクの引き込み T_{0T} が変速機出力トルクのゼロクロスを生ずることがあっても、当該ゼロクロス中における変速機出力トルク T_0 の変化を図10（c）に示すように緩やかなものとなし得て、図10（c）の音圧レベル変化から明らかなようにバックラッシュ打音を発生させることがないと共にトルクフェーズ終了直後に大きな突き上げショックを生ずることもなくなる。

本実施の形態においては更に、締結側摩擦要素がロスストロークを終了して締結容量を持ち始める図10（a）の油圧スイッチON瞬時 t_2 以後における解放側作動油圧指令値 P_0 の低下勾配についても、これを低スロットル開度時（低エンジン負荷時）は β_1 のように小さくし、高スロットル開度時（高エンジン負荷時）は β_2 のように大きくしたため、締結側摩擦要素のロスストローク終了時以後における解放側摩擦要素に係わる作動油圧（解放側作動油圧指令値 P_0 ）の低下勾配も低エンジン負荷時は高エンジン負荷時よりも小さくされることとなる。

したがって、上記のように制御された締結側作動油圧指令値 P_c の上昇に対して解放側作動油圧指令値 P_0 の低下を好適なタイミングで行わせることができ、トルクフェーズでのトルクの引き込み T_{0T} によって発生するゼロクロス中の変速機出力トルク T_0 の上昇が図10（c）に示すように緩やかなものになるのを確実にし得て、締結側摩擦要素および解放側摩擦要素のスムーズな掛け替えによる上記の作用効果を更に確実なものにすることができる。

なお、締結側摩擦要素がロスストロークを終了して締結容量を持ち始める図1

0 (a) の油圧スイッチON瞬時 t_2 以後において締結側作動油圧指令値 P_c を上昇させる時の上限値、つまり締結側作動油圧指令値 P_c の棚圧 P_T (P_{T1} , P_{T2}) の決定に際してはこれを特に、締結側摩擦要素のピストンストローク終了に必要な油圧と釣り合うリターンスプリング圧と、スロットル開度 TVO に応じて決まる変速機入力トルクをぎりぎり伝達可能な締結容量となるようなトルク分担圧と、エンジン回転数やトルクコンバータの回転数を変速後の回転数まで変化させてイナーシャフェーズを進行させるのに必要なイナーシャ誘起圧との和値とするのが良い。

この場合、トルクフェーズ後のイナーシャフェーズを進行させるための締結側摩擦要素の作動油圧が、過不足のない締結容量を発生させ得る好適値となり、イナーシャフェーズを好適に進行させることができる。

(実施の形態2)

以下に、請求項4～7に対応する実施の形態2について説明する。この実施の形態2は、基本的に図1～図10に示す実施の形態1の構成及びメイン、サブルーチンとほぼ同一であるが、図3に示すメインルーチンに対するサブルーチンである図6に対応する図11のドライブアップ掛け替え変速のフェーズ2において行う解放側作動指令値の制御プログラム、並びに図10aに対応する図12(a)の締結側作動液圧指令値及び解放側作動液圧指令値の時系列変化を示すタイムチャートが若干異なっている。

すなわち、まず、この実施の形態2では、前述した図4のサブルーチンにおける設定油圧 P_{01} の値は、スロットル開度 TVO の高低によって変化させるものであり、図12(a)に示すように低スロットル開度時には低めの値 P_{011} とし、高スロットル開度時には高めの値 P_{012} とする。

そして、図11のサブルーチンで、フェーズ2での解放側作動液圧指令値 P_0 の制御態様を説明すると、先ずステップ51において、フェーズ2での解放側作

動液圧指令値 P_0 に係わる初期油圧 P_{01} を設定する。この初期油圧 P_{01} は、先のフェーズ 1 において解放側作動液圧指令値 P_0 が保持された値と同じものである。

ステップ 5 2 においては、図 1 2 (a) の油圧スイッチ 1 9 ON 瞬時 t_2 からの経過時間（フェーズ 2 の開始からの経過時間）を計測するためにタイマ TM_2 を始動させる。次いでステップ 5 3 においてスロットル開度 TVO を読み込み、ステップ 5 4 において、当該スロットル開度 TVO から前記図 8 に例示するマップをもとに、解放側作動液圧指令値 P_0 の変化勾配 β を検索する。ここで解放側作動液圧指令値 P_0 の変化勾配 β は、スロットル開度 TVO が大きいほど解放側作動液圧指令値 P_0 の低下が急になるよう設定し、スロットル開度 TVO が小さな低スロットル開度 TVO_1 の場合は $\beta = \beta_1$ とし、スロットル開度 TVO が大きな高スロットル開度 TVO_2 の場合は $\beta = \beta_2$ と決定する。

次いでステップ 5 5 において、解放側作動液圧指令値 P_0 が 0 まで低下したか否かをチェックし、解放側作動液圧指令値 P_0 が 0 まで低下していない場合には、ステップ 5 6 でタイマ TM_2 が所定時間 Δt_h を超えているか否かをチェックする。

ここで所定時間 Δt_h とは、図 1 2 (a) に示すように、油圧スイッチ ON 瞬時 t_2 、すなわちフェーズ 2 開始時から、解放側作動液圧指令値 P_0 を後述するように所定勾配での低下を開始させるまでの時間である。すなわち、フェーズ 2 において、解放側作動液圧指令値 P_0 を、解放側および締結側各摩擦要素の締結容量がある程度の値になるまで一定時間（ Δt_h ）、一定の値（ P_{01} ）に保つことにより、エンジンの空吹け等を防ぐことができるようになる。なお、この Δt_h の値もスロットル開度に応じて変化させることとし、図 1 2 (a) に示すように、低スロットル開度時には短めに、高スロットル開度時には長めに取る。このステップ 5 6 において、タイマ TM_2 が所定時間 Δt_h を超えていると判断された場合には、ステップ 5 7 へ進み、超えていないと判断された場合には、ステップ 5 5 へ戻る。

その後、解放側作動液圧指令値 P_0 が 0 に低下するまでの間、ステップ 5 6 において、解放側作動液圧指令値 P_0 が、上記の初期油圧 P_{01} から図 1 2 (a) に β_1 （

低スロットル開度時) , β_2 (高スロットル開度時) として例示する所定勾配で低下するよう、 $P_0 = P_{01} - \beta \times (TM_2 - \Delta t_s)$ の演算により解放側作動液圧指令値 P_0 を求める。

ステップ55で解放側作動液圧指令値 P_0 が0まで低下したと判定する時は、ステップ58において、フェーズ2の開始からの経過時間を計測するタイマ TM_2 が図10(a)に示す変速終了判断用設定時間 Δt_s 以上を示しているか否かを判定し、 $TM_2 \geq \Delta t_s$ になるまで制御をステップ55に戻して解放側作動液圧指令値 P_0 を0に維持する。そして、ステップ58で $TM_2 \geq \Delta t_s$ を判定する時に、ステップ59においてタイマ TM_2 を0にリセットし、ステップ60においてフェーズ2における解放側作動液圧指令値 P_0 の制御を終了する。よってフェーズ2において解放側作動液圧指令値 P_0 は、図12(a)に示すように、フェーズ1での設定油圧 P_0 からステップ状に初期油圧 P_{01} へと低下された後、この初期油圧 P_{01} から更にスロットル開度 TVO (エンジン負荷) に応じた所定勾配 β_1 (低スロットル開度時) または β_2 (高スロットル開度時) で低下されて遂には0になり、解放側摩擦要素の締結容量を漸減させる。

なお、同じフェーズ2における締結側作動液圧指令値 P_c の制御は前記図7に示したものと同じである。

したがって、本実施の形態2は、以上の制御ルーチンによって解放側作動指令値 P_0 の経時低下及び締結側作動液圧指令値 P_c の経時上昇により、解放側摩擦要素が解放されると共に、締結側摩擦要素が締結されて両者の掛け替えが行われ、所定の掛け替え変速が遂行される。

そして、この実施の形態2も、実施の形態1と同じく、締結側摩擦要素がロスストロークを終了して締結容量を持ち始める図12(a)の油圧スイッチON瞬時 t_2 以後における締結側作動油圧指令値 P_c の上昇勾配を、低スロットル開度時 (低エンジン負荷時) は r_1 のように小さくし、高スロットル開度時 (高エンジン負荷時) は r_2 のように大きくしたため、締結側摩擦要素のロスストローク

終了後におけるその作動油圧（締結側作動油圧指令値 P_c ）の上昇変化割合が、低スロットル開度時（低エンジン負荷時）に高スロットル開度時（高エンジン負荷時）よりも小さくされることになる。

従って、締結側作動油圧 P_c を図12（a）に破線で示すごとくに決定する高スロットル開度時のタービン回転数 N_1 （変速機入力回転数）および変速機出力トルク T_0 の時系列変化を示す図12（b）と、締結側作動油圧 P_c を図12（a）に実線で示すごとくに決定する低スロットル開度時のタービン回転数 N_1 （変速機入力回転数）および変速機出力トルク T_0 の時系列変化を示す図12（c）との比較、詳しくはタービン回転数 N_1 の変化勾配 θ_1 、 θ_2 の比較から明らかのように、変速機出力トルク T_0 が小さな低スロットル開度時は変速機出力トルク T_0 が大きな高スロットル開度時よりもゆっくりと（ $\theta_1 < \theta_2$ ）変速（トルクフェーズおよびイナーシャフェーズ）が進行して、タービン回転数 N_1 を変速後の回転数（図12の場合、ギヤ比が1の3速への変速故に、変速機出力回転数 N_0 と同じ回転数）にゆっくりと一致させることができる。

したがって、低エンジン負荷時において締結側摩擦要素のロスストローク終了後における締結側作動油圧指令値 P_c の上昇変化割合（トルクフェーズ進行速度）が急速過ぎることがなくなり、従って、低エンジン負荷時は変速機出力トルク T_0 が図12（c）に示すように比較的小さいことに起因して図13（c）につき前述したごとくトルクフェーズでのトルクの引き込み T_{0T} が変速機出力トルクのゼロクロスを生ずることがあっても、当該ゼロクロス中における変速機出力トルク T_0 の変化を図10（c）に示すように緩やかなものとなし得て、図12（c）の音圧レベル変化から明らかのようにバックラッシュ打音を発生させることがないと共にトルクフェーズ終了直後に大きな突き上げショックを生ずることもなくなる。

本実施の形態においては更に、締結側摩擦要素がロスストロークを終了して締結容量を持ち始める図12（a）の油圧スイッチON瞬時 t_2 以後における解放

側作動油圧指令値 P_0 の低下勾配についても、これを低スロットル開度時（低エンジン負荷時）は β_1 のように小さくし、高スロットル開度時（高エンジン負荷時）は β_2 のように大きくしたため、締結側摩擦要素のロスストローク終了時以後における解放側摩擦要素に係わる作動油圧（解放側作動油圧指令値 P_0 ）の低下勾配も低エンジン負荷時は高エンジン負荷時よりも小さくされることとなる。

したがって、上記のように制御された締結側作動油圧指令値 P_c の上昇に対して解放側作動油圧指令値 P_0 の低下を好適なタイミングで行わせることができ、トルクフェーズでのトルクの引き込み T_{0T} によって発生するゼロクロス中の変速機出力トルク T_0 の上昇が図 1 2 (c) に示すように緩やかなものになるのを確実にし得て、締結側摩擦要素および解放側摩擦要素のスムーズな掛け替えによる上記の作用効果を更に確実なものにすることができる。

請求の範囲

1. 或る摩擦要素を作動油圧の低下により解放させつつ、他の摩擦要素を作動油圧の上昇により締結させる摩擦要素の掛け替えにより行う変速を有し、該掛け替えに際しては前記他の摩擦要素のロスストローク終了が検知された後、前記或る摩擦要素に係わる作動油圧を設定勾配で低下させると共に前記他の摩擦要素に係わる作動油圧を所定勾配で上昇させるようにした自動変速機において、

前記他の摩擦要素に係わる作動油圧の所定勾配を、低エンジン負荷時は高エンジン負荷時よりも小さくしたことを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

2. 請求項1において、前記或る摩擦要素に係わる作動油圧の設定勾配を、低エンジン負荷時は高エンジン負荷時よりも小さくしたことを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

3. 請求項1または2において、前記他の摩擦要素に係わる作動油圧を所定勾配で上昇させる時の上限値を、ピストンストロークの終了に必要な油圧と釣り合うリターンスプリング圧と、変速機入力トルクをぎりぎり伝達可能な締結容量となるようなトルク分担圧と、イナーシャフェーズを進行させるのに必要なイナーシャ誘起圧との和値としたことを特徴とする自動変速機の変速制御装置

4. 複数の摩擦要素のうち第一の摩擦要素を作動油圧の上昇により締結させると共に、該第一の摩擦要素の作動油圧に係わる圧力信号を受けて設定時間後に第二の摩擦要素を作動油圧の低下により解放させ、これら第一および第二の摩擦要素の掛け替えにより行う変速を有し、該掛け替えに際しては前記第一の摩擦要素のロスストローク終了が検知された後、前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧を設定勾配で低下させると共に前記第一の摩擦要素に係わる作動油圧を所定勾配で上昇させるようにした自動変速機において、

前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧を、前記ロスストローク終了時から所定

時間一定の値に保ち、前記所定時間が経過した後に前記設定勾配で低下させることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

5. 請求項4において、

前記所定時間をスロットル開度に応じて変化させ、前記スロットル開度が大きいほど長く、また前記スロットル開度が小さいほど短くすることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

6. 請求項4または5において、

前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧の前記一定の値をスロットル開度に応じて変化させ、前記スロットル開度が大きいほど高く、また前記スロットル開度が小さいほど低くすることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

7. 請求項4～6のいずれか1項において、

前記第一の摩擦要素に係わる作動油圧の上昇勾配および前記第二の摩擦要素に係わる作動油圧の下降勾配を、スロットル開度に応じて変化させ、前記スロットル開度が大きいほど前記各勾配を大きく、またスロットル開度が小さいほど前記各勾配を小さくすることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

Fig. 2

	R/C	H/C	L/C	LR/B	L/OWC	2-4/B
1st			○	○	○	
2nd			○			○
3rd		○	○			
4th		○				○
Rev	○			○		

Fig. 3

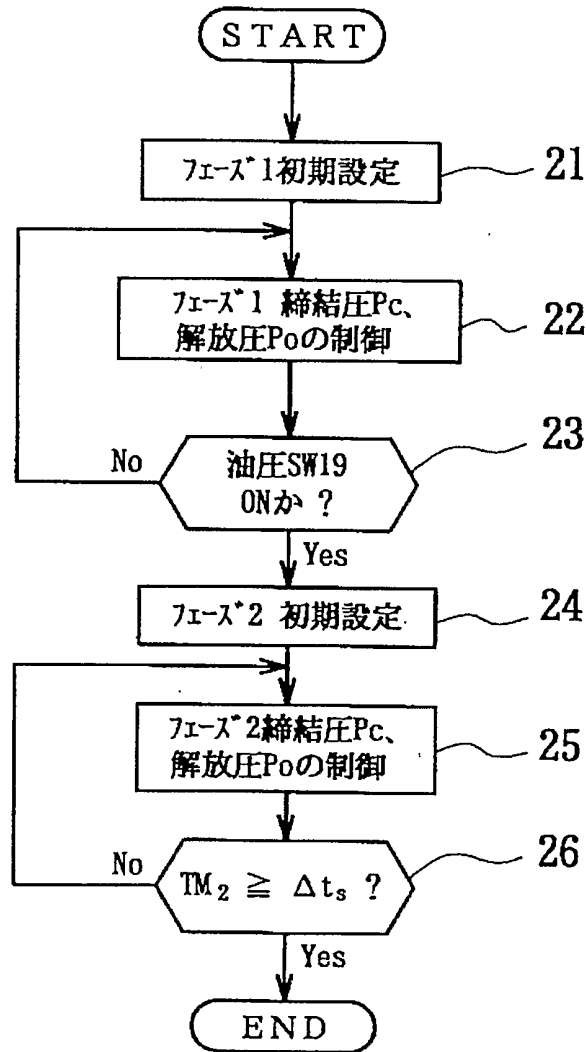


Fig. 4

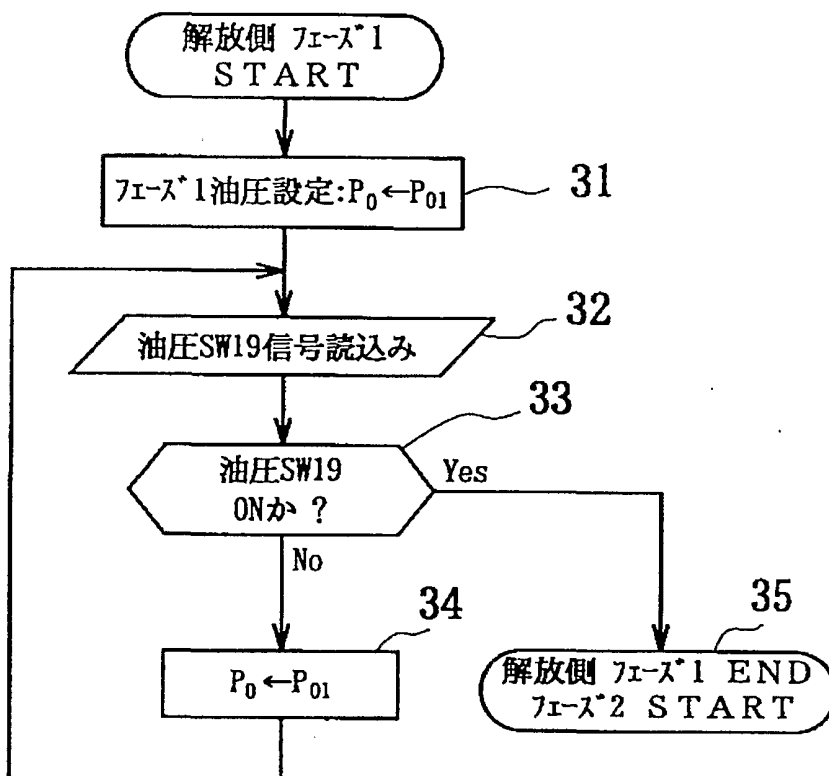


Fig. 5

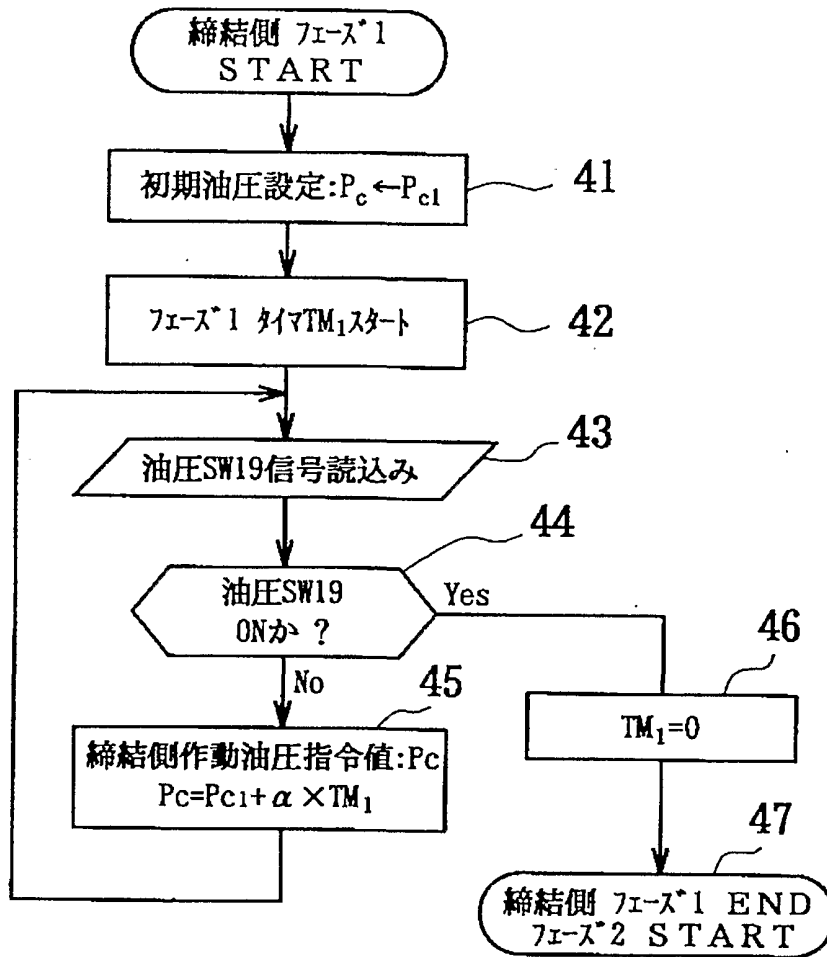


Fig. 6

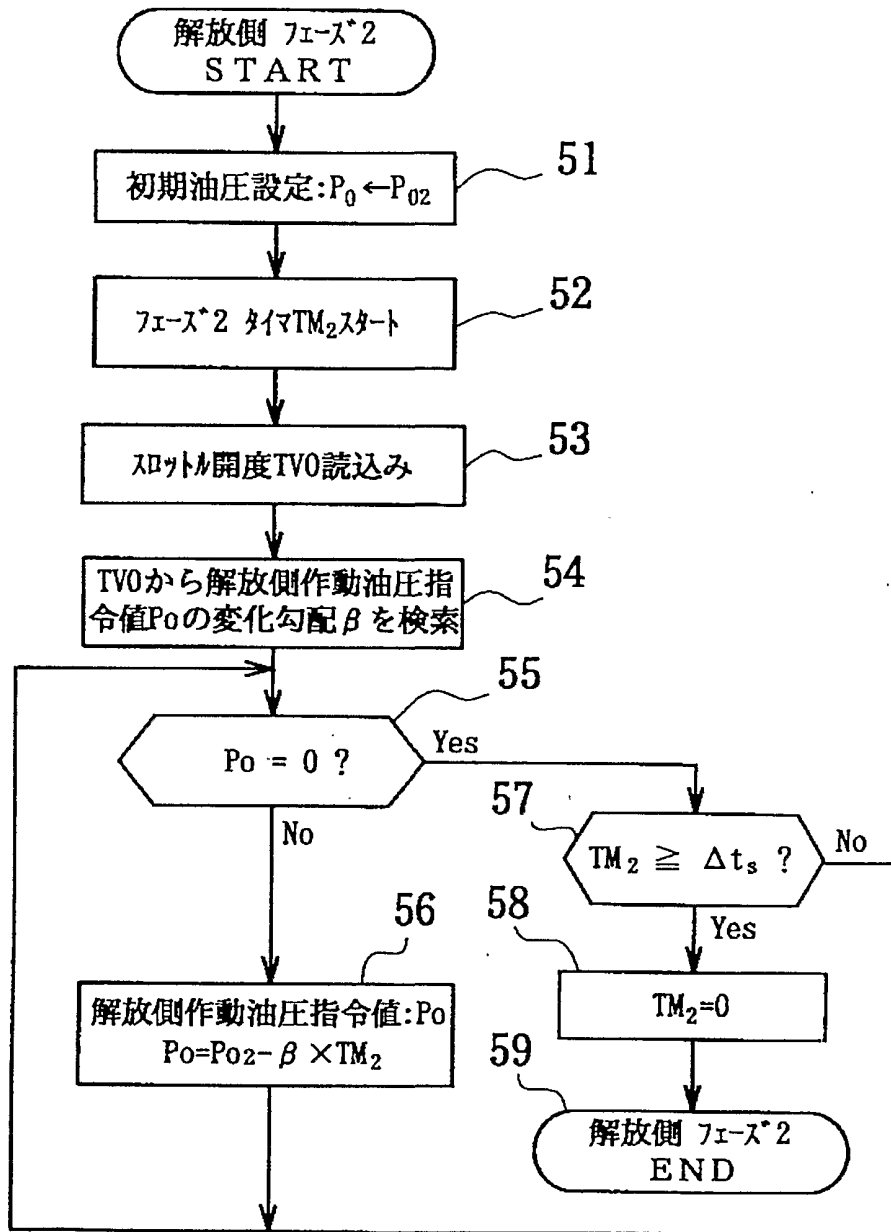


Fig. 7

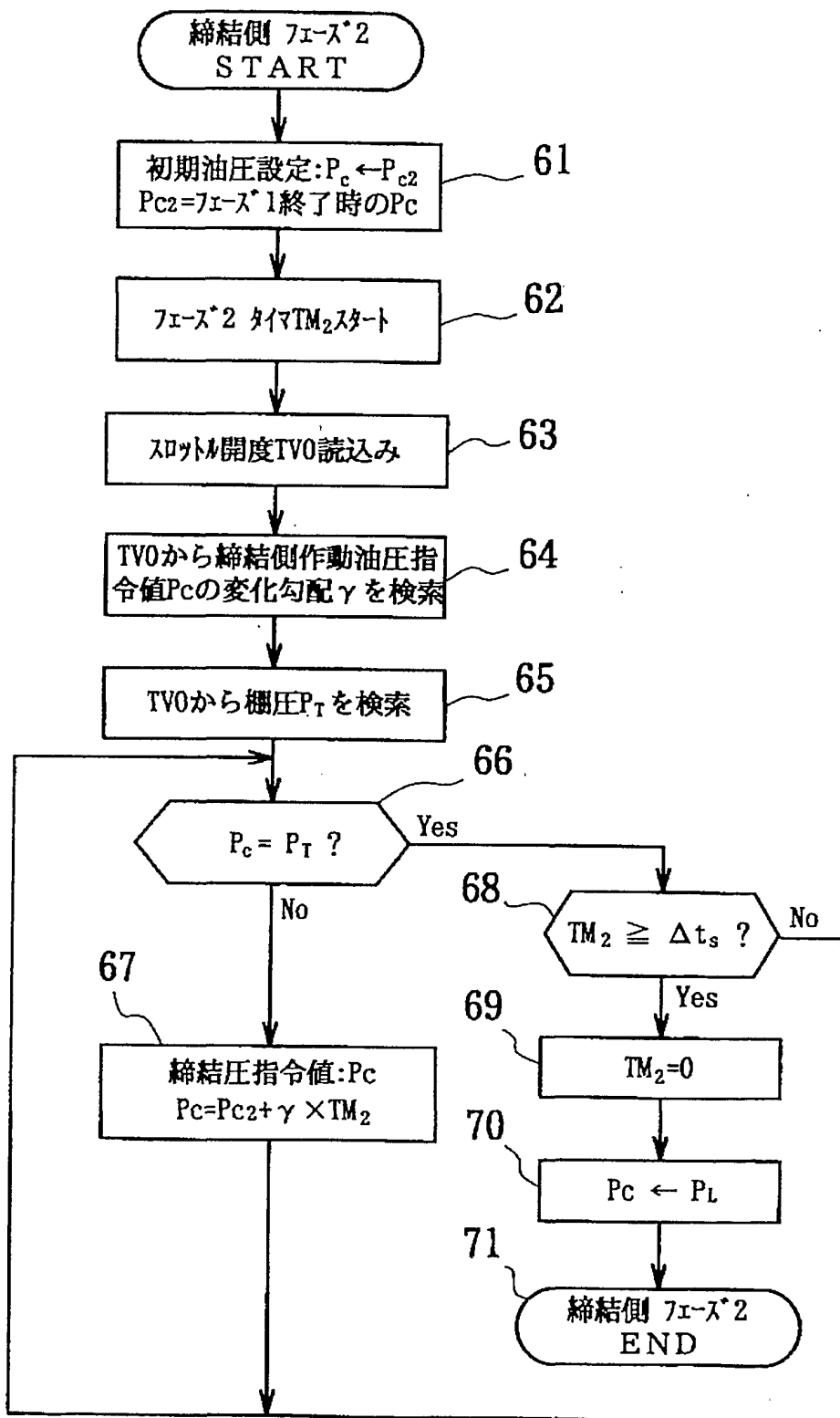


Fig. 8

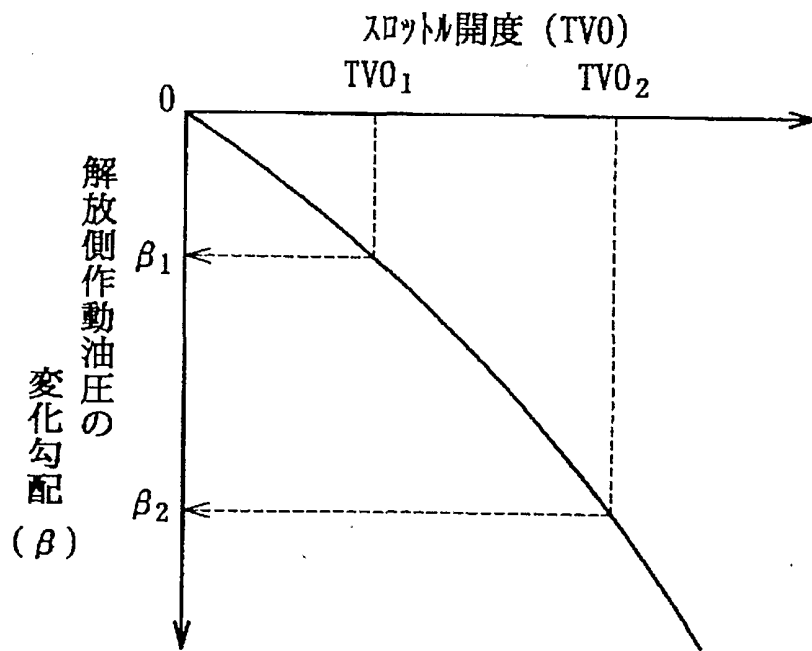


Fig. 9

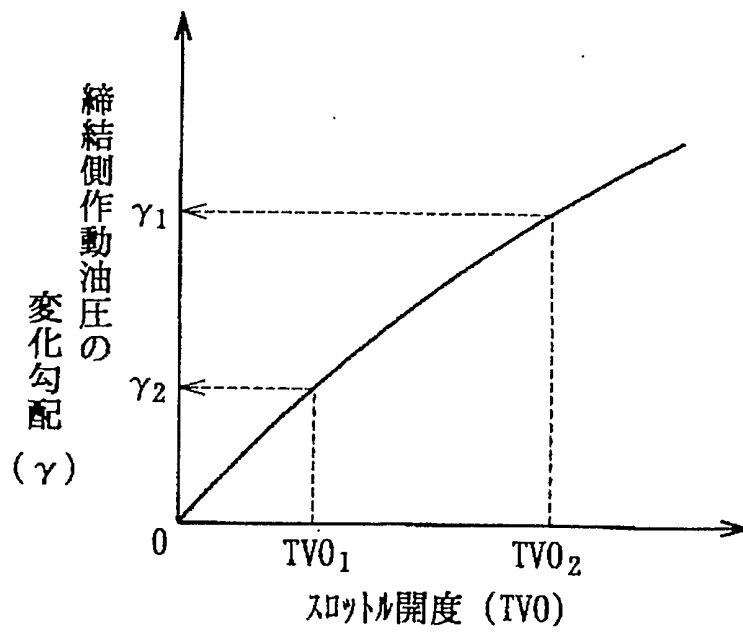


Fig. 10

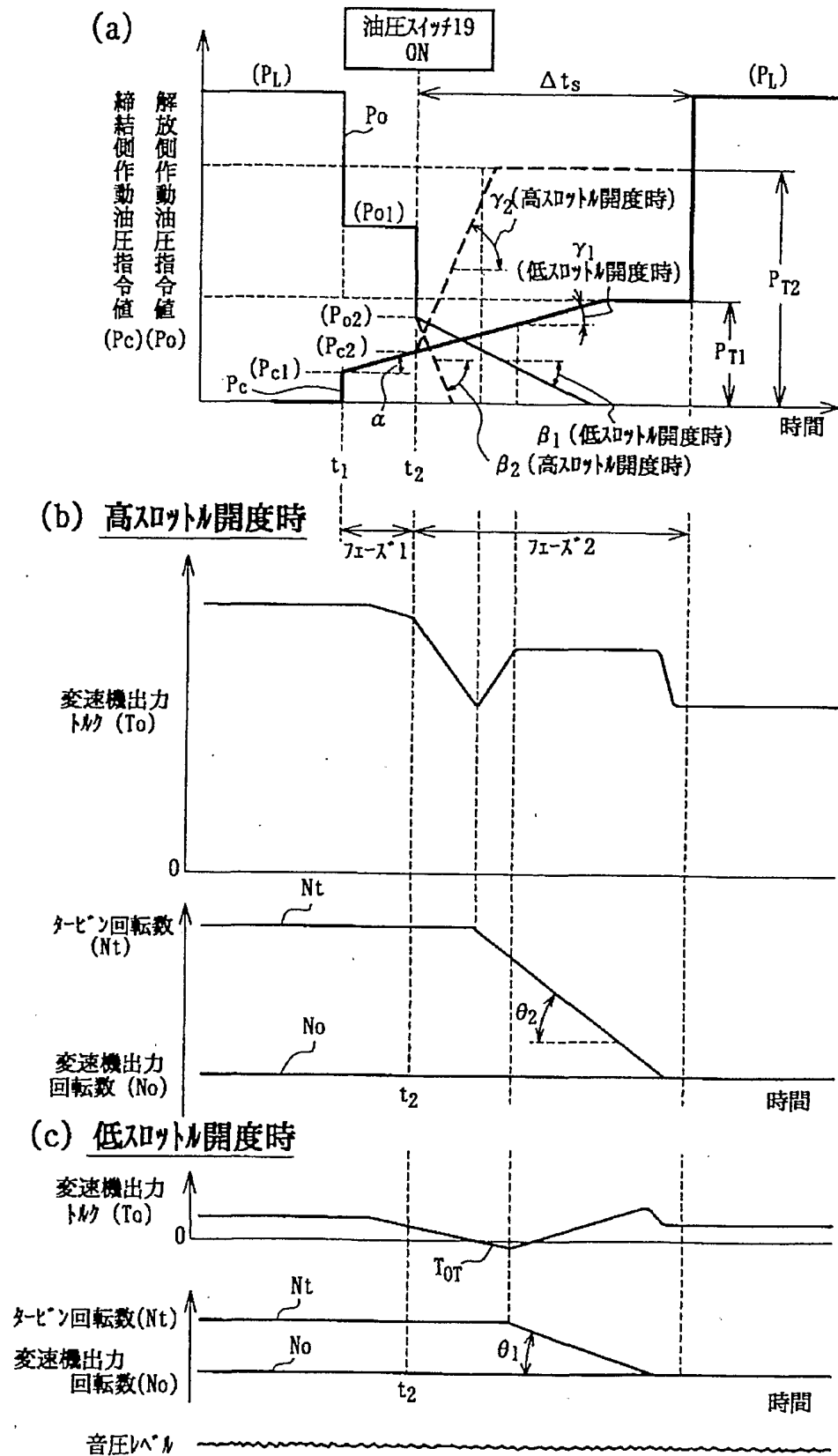


Fig. 11

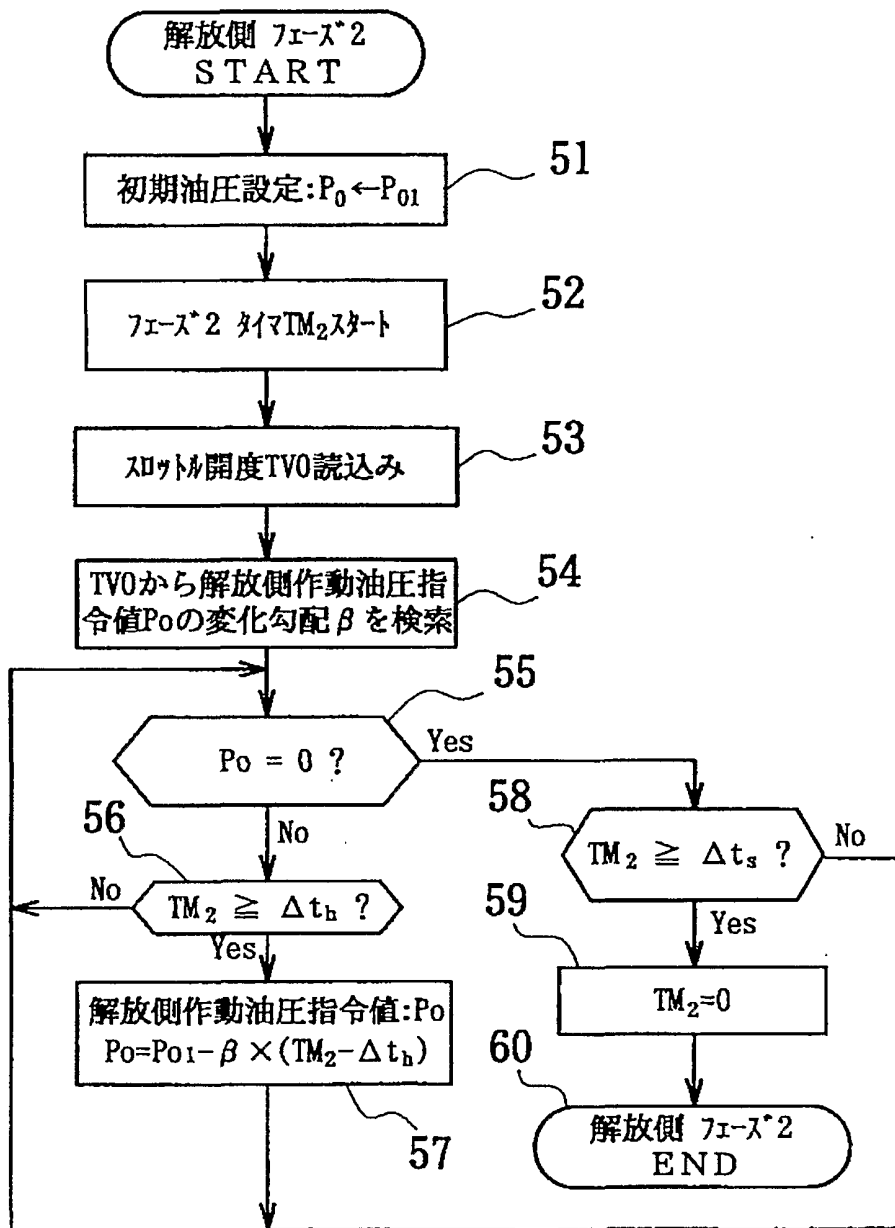


Fig. 12

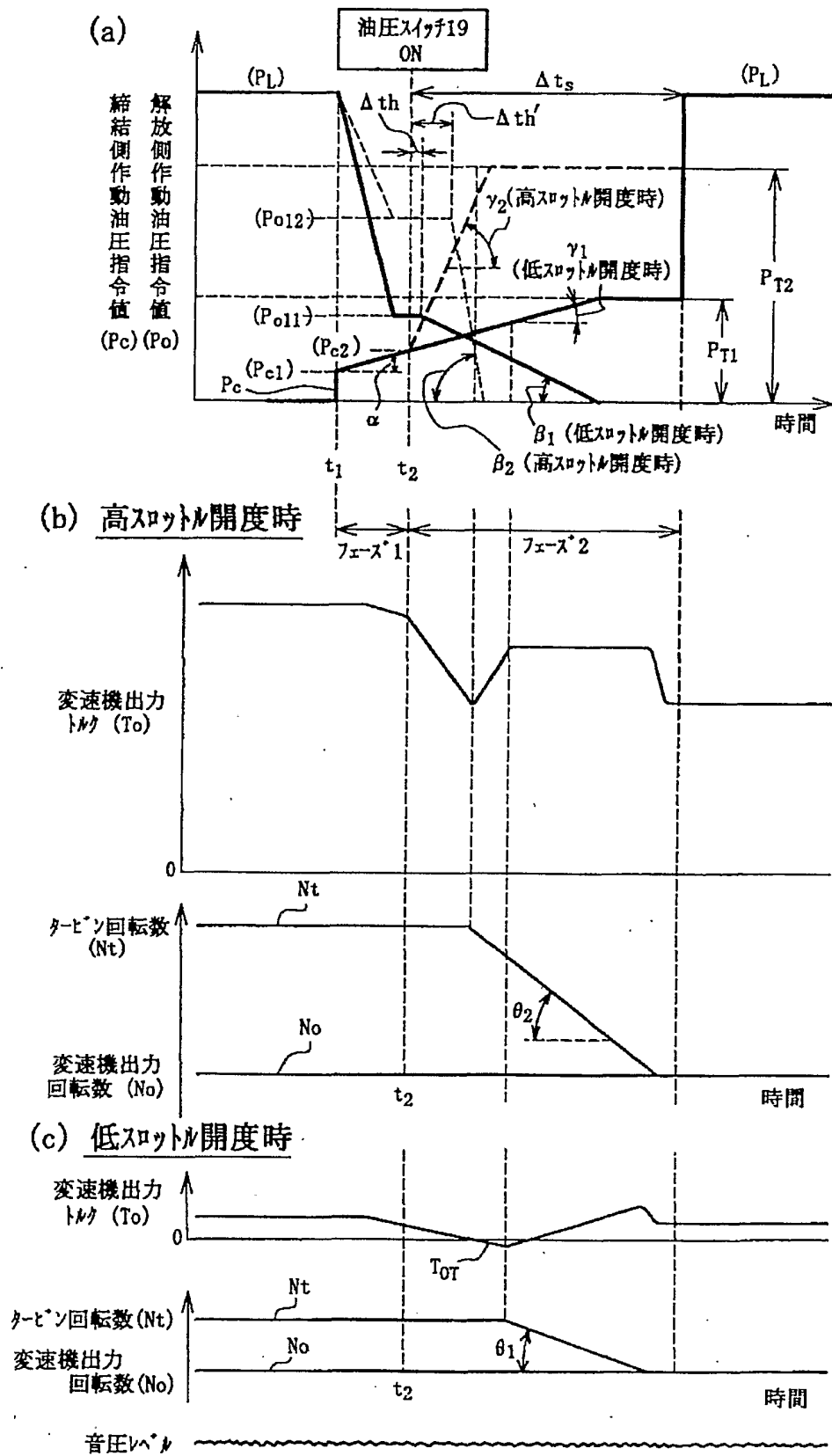
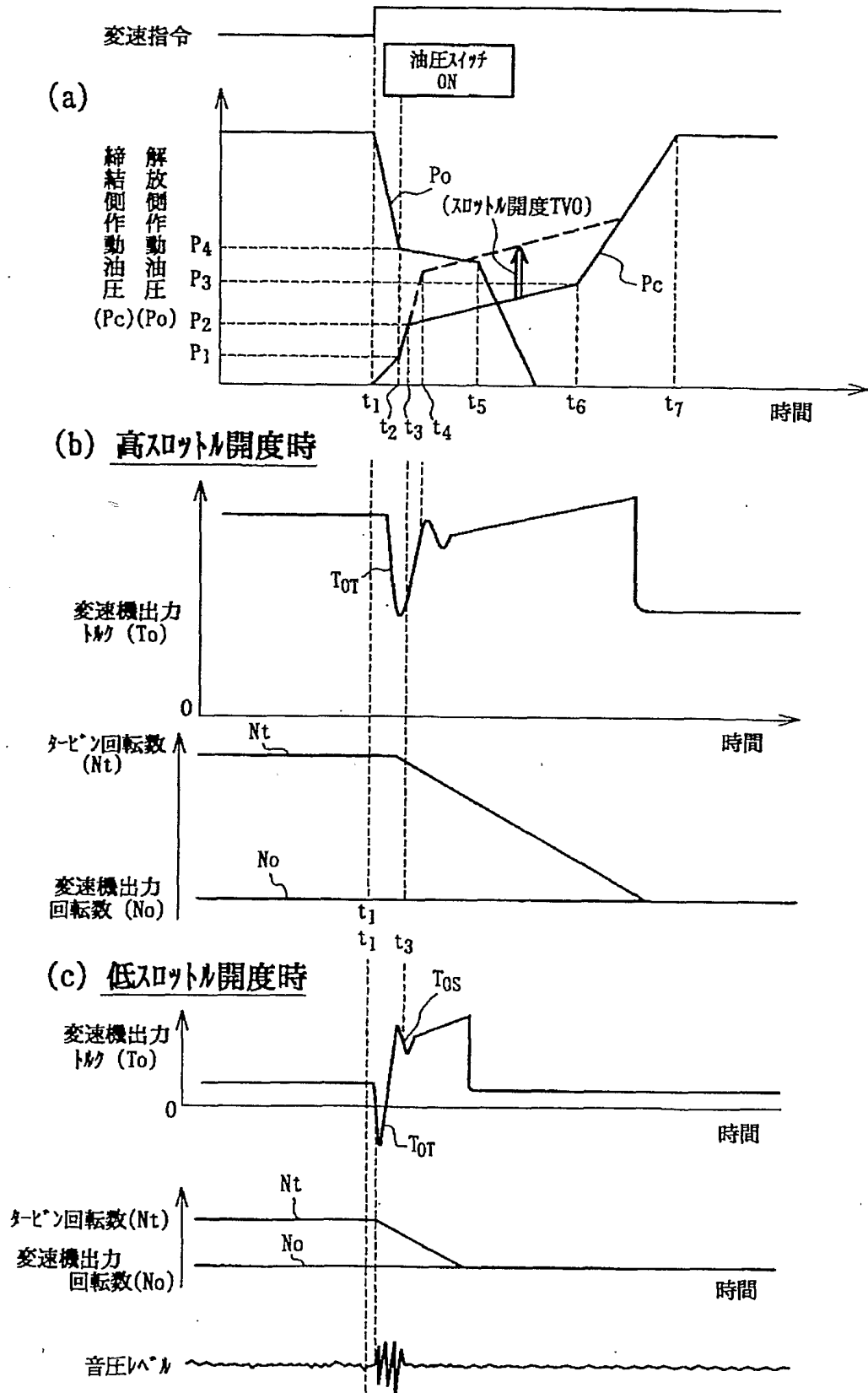


Fig. 13



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/05283

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl.⁷ F16H61/06, F16H59:24, F16H63:12

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl.⁷ F16H59/00-61/12, 61/16-61/24, 63/40-63/48

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2001
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2001 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2001

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 4942787 A (Honda Giken Kogyo Kabushiki Kaisha), 24 July, 1990 (24.07.90), Fig. 3 & JP 1-224549 A Fig. 3 & EP 331522 A & CA 1307132 A	1, 2, 4-7
A	& DE 68902850 T	3
Y	JP 9-32912 A (Toyota Motor Corporation), 07 February, 1997 (07.02.97), Figs. 10 to 14 (Family: none)	1
Y	US 5803867 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 08 September, 1998 (08.09.98), column 4, lines 45 to 60; column 5, lines 20 to 35; Figs. 6(A), 7(A) & JP 9-217825 A Par. Nos. [0030], [0034]; Figs. 4, 5 & KR 160563 Y & KR 256937 B	1, 2, 7

Further documents are listed in the continuation of Box C. See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier document but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search
21 August, 2001 (21.08.01)

Date of mailing of the international search report
04 September, 2001 (04.09.01)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP01/05283

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 5931885 A (Aisin AW Co., Ltd.), 03 August, 1999 (03.08.99), column 11, lines 5 to 27; Figs. 13, 14, & JP 9-296863 A Par. Nos. [0055], [0056]; Figs. 13, 14 & EP 806592 A	2, 7
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 191367/1984 (Laid-open No. 106654/1986), (Japan Electronic Control System Co., Ltd.), 07 July, 1986 (07.07.86), page 3, lines 6 to 17; Fig. 6 (Family: none)	4, 5
Y	US 3747439 A (Toyota Jidosha Kogyo Kabushiki Kaisha), 24 July, 1973 (24.07.73), column 11, lines 1 to 6; Fig. 5 & JP 49-36903 B column 18, lines 20 to 26; Fig. 5 & GB 1326888 A	5
Y	US 5397284 A (Mazda Motor Corporation), 14 March, 1995 (14.03.95), column 15, line 65 to column 16; line 8; Fig. 12 & JP 6-81944 A Par. Nos. [0069], [0070]; Fig. 12	6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F16H61/06, F16H59:24, F16H63:12

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F16H59/00-61/12, 61/16-61/24, 63/40-63/48

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996 年
 日本国公開実用新案公報 1971-2001 年
 日本国実用新案登録公報 1996-2001 年
 日本国登録実用新案公報 1994-2001 年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	US 4942787 A (Honda Giken Kogyo Kabushiki Kaisha) 24. 7月. 1990 (24. 07. 90), 第3図 & JP 1-224549 A, 第3図 & EP 331522 A & CA 1307132	1, 2, 4-7
A	A & DE 68902850 T	3
Y	JP 9-32912 A (トヨタ自動車株式会社) 7. 2月. 1997 (07. 02. 97), 第10図-第14図 (ファミリーなし)	1

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー
 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献
 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 21. 08. 01

国際調査報告の発送日 04.09.01

国際調査機関の名称及びあて先
 日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員) 磯部 賢
 電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	US 5803867 A (Nissan Motor Co., Ltd.) 8. 9月. 1998 (08. 09. 98), 第4欄, 第45-60行, 第5欄, 第20-35行, 第6A図, 第7A図 & JP 9-217825 A, 段落【0030】, 【0034】, 第4図, 第5図 & KR 160563 Y & KR 256937 B	1, 2, 7
Y	US 5931885 A (Aisin AW Co., Ltd.) 3. 8月. 1999 (03. 08. 99), 第11欄, 第5-27行, 第13図, 第14図 & JP 9-296863 A, 段落【0055】, 【0056】, 第13図, 第14図 & EP 806592 A	2, 7
Y	日本国実用新案登録出願59-191367号 (日本国実用新案登録出願公開61-106654号) の願書に最初に添付した明細書及び図面の内容を記録したマイクロフィルム (日本電子機器株式会社) 7. 7月. 1986 (07. 07. 86), 第3頁, 第6-17行, 第6図 (ファミリーなし)	4, 5
Y	US 3747439 A (Toyota Jidosha Kogyo Kabushiki Kaisha) 24. 7月. 1973 (24. 07. 73), 第11欄, 第1-6行, 第5図 & JP 49-36903 B, 第18欄, 第20-26行, 第5図 & GB 1326888 A	5
Y	US 5397284 A (Mazda Motor Corporation) 14. 3月. 1995 (14. 03. 95), 第15欄, 第65行-第16欄, 第8行, 第12図 & JP 6-81944 A, 段落【0069】, 【0070】, 第12図	6