(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第3843488号

(P3843488)

(45)発行日　平成18年11月8日(2006.11.8)　(24)登録日　平成18年8月25日(2006.8.25)

(51)Int.Cl.		F I	
F16H 61/06	(2006.01)	F16H	61/06
F16H 63/30	(2006.01)	F16H	63/30
F16H 59/16	(2006.01)	F16H	59:16
F16H 59/66	(2006.01)	F16H	59:66
F16H 61/686	(2006.01)	F16H	103:12

請求項の数 3　(全 12 頁)

(21)出願番号　特願平8-165102
(22)出願日　平成8年6月6日(1996.6.6)
(65)公開番号　特開平9-329226
(43)公開日　平成9年12月22日(1997.12.22)
審査請求日　平成15年6月4日(2003.6.4)

(73)特許権者　000100768
アイシン・エィ・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　100096426
弁理士　川合　誠
(74)代理人　100089635
弁理士　清水　守
(74)代理人　100116207
弁理士　青木　俊明
(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・エィ・ダブリュ株式会社内
(72)発明者　塚本　一雅
愛知県安城市藤井町高根１０番地　アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】自動変速機の制御装置

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

低速段を達成するために係止される回転要素と、該回転要素を係止するブレーキとを備える自動変速機であって、前記ブレーキの油圧サーボの油圧を制御する制御装置を備える自動変速機の制御装置において、

前記ブレーキは、セルフエナージャイジング作用及びディエナージャイジング作用によって係合力に差異を生じさせるバンドブレーキで構成され、

該バンドブレーキは、セルフエナージャイジング作用が生じる方向を車両の駆動時の前記回転要素の回転方向に合わせ、ディエナージャイジング作用が生じる方向を車両の非駆動時の前記回転要素の回転方向に合わせて、車両の非駆動時に回転要素を係止させるのに必要な非駆動時油圧より、駆動時に回転要素を係止させるのに必要な駆動時油圧の方が低くなる領域を有するように設定され、

前記制御装置は、前記バンドブレーキの油圧サーボへ前記非駆動時油圧より低く、駆動時油圧に等しいか又はそれより高い油圧を供給する供給手段を有するとともに、

該供給手段は、バンドブレーキの油圧サーボへ、前記非駆動時油圧と、非駆動時油圧より低く、駆動時油圧と等しいか又はそれより高い油圧とを、選択的に供給可能とされることを特徴とする自動変速機の制御装置。

【請求項２】

前記制御装置は、車両のエンジンブレーキ達成の要否を判断する判断手段を有し、

前記供給手段は、前記判断手段により、エンジンブレーキ達成が必要と判断された場合

には、算出された駆動時油圧及び非駆動時油圧のうちの、いずれか高い方の油圧を前記バンドブレーキの油圧サーボへ供給し、エンジンブレーキ達成が不要と判断された場合には、非駆動時油圧より低く、駆動時油圧と等しいか又はそれより高い油圧を前記バンドブレーキの油圧サーボへ供給する請求項１に記載の自動変速機の制御装置。

【請求項３】

前記判断手段は、車両が渋滞路を走行しており、降坂路を走行しておらず、かつ、高車速で走行していないときにエンジンブレーキ達成が不要と判断する請求項２に記載の自動変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動変速機の制御装置に関し、特に、車両走行時のエンジンブレーキ作用を制御する制御装置に関する。

【０００２】

【従来の技術】

自動変速機において、低速段達成のために、変速機構中の特定の回転要素を係止して該要素に反力トルクを支持させている状態から、高速段達成のために、該回転要素の係止を解放させるのに、従来一般的には、ワンウェイクラッチが用いられているが、湿式多板構成の摩擦ブレーキを用いて上記回転要素の係止と解放を油圧サーボへの供給油圧の調整で直接制御するようにして、ワンウェイクラッチの配設を廃し、変速装置のコンパクト化を図った技術として、特開平４－３０２７４８号公報に開示の技術がある。なお、この技術では、副変速機部にワンウェイクラッチを配しているが、このクラッチは、それに並列的に設けられたブレーキで常時フリーになることを防止されている。

【０００３】

【発明が解決しようとする課題】

ところで、車両が渋滞路等を走行する場合、上記したようなワンウェイクラッチを配した通常の変速装置の場合には、アクセルペダルの踏込みを緩めてスロットルをオンからオフしたとき、すなわち、エンジンの動力により自動変速機を介して車両のホイールが駆動されている（本明細書を通じて、こうした状態を「駆動」という）状態から、車両の慣性力によるホイール側からの駆動力で自動変速機を介してエンジンが逆駆動されるコースト（同じく、「非駆動」という）状態に移行したときには、回転要素に作用する反力トルクの方向が逆転するため、ワンウェイクラッチがフリーとなる。したがってこのときは、自動変速機の変速機構内で逆駆動の動力が伝わらなくなり、エンジンブレーキ効果が生じない惰行状態が得られる。これにより、スロットルの細かなオンオフの繰り返しにより、駆動状態と非駆動状態が繰り返してもギクシャクしないスムーズな車両走行が可能である。

【０００４】

これに対して上記従来技術のように、ワンウェイクラッチに代えて多板構成の摩擦ブレーキを用いた変速装置の場合、回転要素にかかる反動トルクの方向の逆転に応じたブレーキの自動的な係合解放作用は生じないため、車両の渋滞路走行時のアクセルペダル操作によるスロットルのオンオフで、駆動状態から非駆動状態へ移行するたびにエンジンブレーキ作用が生じ、加減速が入れ替わるギクシャクした走行となる。

【０００５】

そこで、本発明は、機構のコンパクト化のためにワンウェイクラッチを用いない構成を採りながら、非駆動時に上記のようなエンジンブレーキ作用でギクシャクした車両走行となることを防止できる自動変速機の制御装置を提供することを第１の目的とする。

【０００６】

次に、本発明は、上記制御装置において、エンジンブレーキ作用を生じさせる選択も可能とすることを第２の目的とする。

【０００７】

更に、本発明は、車両走行状態による要否に応じてエンジンブレーキ作用を選択的に生じ

させることができるようにすることを第３の目的とする。
【０００８】
また、本発明は、上記エンジンブレーキ作用の要否判断を車両の走行状態に合わせて適切に行うことを第４の目的とする。
【０００９】
そして、本発明は、上記エンジンブレーキ作用の要否判断に基づいてエンジンブレーキ作用が必要と判断されたときに、確実に該作用を生じさせることを第５の目的とする。
【００１０】
【課題を解決するための手段】
そのために、本発明の自動変速機の制御装置においては、低速段を達成するために係止される回転要素と、該回転要素を係止するブレーキとを備える自動変速機であって、前記ブレーキの油圧サーボの油圧を制御する制御装置を備える自動変速機の制御装置に適用されるようになっている。
そして、前記ブレーキは、セルフエナージャイジング作用及びディエナージャイジング作用によって係合力に差異を生じさせるバンドブレーキで構成される。
また、該バンドブレーキは、セルフエナージャイジング作用が生じる方向を車両の駆動時の前記回転要素の回転方向に合わせ、ディエナージャイジング作用が生じる方向を車両の非駆動時の前記回転要素の回転方向に合わせて、車両の非駆動時に回転要素を係止させるのに必要な非駆動時油圧より、駆動時に回転要素を係止させるのに必要な駆動時油圧の方が低くなる領域を有するように設定される。
そして、前記制御装置は、前記バンドブレーキの油圧サーボへ前記非駆動時油圧より低く、駆動時油圧に等しいか又はそれより高い油圧を供給する供給手段を有する。
また、該供給手段は、バンドブレーキの油圧サーボへ、前記非駆動時油圧と、非駆動時油圧より低く、駆動時油圧と等しいか又はそれより高い油圧とを、選択的に供給可能とされる。
【００１２】
本発明の他の自動変速機の制御装置においては、さらに、前記制御装置は、車両のエンジンブレーキ達成の要否を判断する判断手段を有する。
そして、前記供給手段は、前記判断手段により、エンジンブレーキ達成が必要と判断された場合には、算出された駆動時油圧及び非駆動時油圧のうちの、いずれか高い方の油圧を前記バンドブレーキの油圧サーボへ供給し、エンジンブレーキ達成が不要と判断された場合には、非駆動時油圧より低く、駆動時油圧と等しいか又はそれより高い油圧を前記バンドブレーキの油圧サーボへ供給する。
【００１３】
本発明の更に他の自動変速機の制御装置においては、さらに、前記判断手段は、車両が渋滞路を走行しており、降坂路を走行しておらず、かつ、高車速で走行していないときにエンジンブレーキ達成が不要と判断する。
【００１５】
【発明の作用及び効果】
本発明によれば、自動変速機の制御装置においては、低速段を達成するために係止される回転要素と、該回転要素を係止するブレーキとを備える自動変速機であって、前記ブレーキの油圧サーボの油圧を制御する制御装置を備える自動変速機の制御装置に適用されるようになっている。
そして、前記ブレーキは、セルフエナージャイジング作用及びディエナージャイジング作用によって係合力に差異を生じさせるバンドブレーキで構成される。
また、該バンドブレーキは、セルフエナージャイジング作用が生じる方向を車両の駆動時の前記回転要素の回転方向に合わせ、ディエナージャイジング作用が生じる方向を車両の非駆動時の前記回転要素の回転方向に合わせて、車両の非駆動時に回転要素を係止させるのに必要な非駆動時油圧より、駆動時に回転要素を係止させるのに必要な駆動時油圧の方が低くなる領域を有するように設定される。

そして、前記制御装置は、前記バンドブレーキの油圧サーボへ前記非駆動時油圧より低く、駆動時油圧に等しいか又はそれより高い油圧を供給する供給手段を有する。

また、該供給手段は、バンドブレーキの油圧サーボへ、前記非駆動時油圧と、非駆動時油圧より低く、駆動時油圧と等しいか又はそれより高い油圧とを、選択的に供給可能とされる。

この場合、油圧サーボへ非駆動時油圧より低く、駆動油圧に等しいか又はそれより高い油圧が供給されるので、バンドブレーキは、駆動時に、セルフエナージャイジング作用により回転要素を係止して所定の変速段を達成し、スロットルがオンからオフに切り換わる非駆動への移行時に、ディエナージャイジング作用で回転要素を係止することができなくなり、所定の変速段を維持することができなくなって、エンジンブレーキが作用しなくなる。したがって、ギクシャクした車両走行を回避することができるようになる。

【００１６】

そして、選択的な非駆動時油圧の供給も可能となるため、スロットルがオフされてバンドブレーキがディエナージャイジング状態となっても、非駆動時油圧を供給することで、バンドブレーキの係止を維持させることもできるようになり、必要に応じて、エンジンブレーキ作用を生じさせる制御が可能となる。

【００１７】

更に、請求項２に記載の構成では、エンジンブレーキ作用の要否を判断する判断手段を有しているので、該判断手段による判断に基づき、エンジンブレーキ作用が必要なときには、自動的にエンジンブレーキ作用を生じさせる制御を行うことができる。

【００１８】

次に、請求項３に記載の構成では、上記判断手段によるエンジンブレーキ作用の要否判断が渋滞路走行を主として、車両走行状態に応じて適切に行われるようになり、更に適切なエンジンブレーキ作用の解除制御を行うことができる。

また、非駆動時油圧は、車両の逆駆動による負荷が車速に比例することから、車速の上昇に応じてリニアに高くすればよいのに対して、駆動時油圧の方は、車両走行負荷が入力トルクに比例させる分に加えて車速の上昇により２次特性で上昇する空気抵抗分に見合う分だけ高くなる特性の関係から、車速の上昇に応じて上昇度合いを大きくしなければならないことから、バンドブレーキの設定によっては、高車速領域では、非駆動時油圧と駆動時油圧のと大小関係が逆転する場合があることに合わせて、エンジンブレーキ作用が必要と判断された場合に、非駆動時油圧及び駆動時油圧のうち大きい方の油圧を供給することで、必要時に確実にエンジンブレーキ作用を得ることができる。なお、こうした制御により、上記のように油圧の大小関係が高車速域で逆転することで常時エンジンブレーキ作用が生じるようになっても、高車速域では、渋滞路でもエンジンブレーキ作用は必要とされるので、本発明の本来の効果が損なわれることはない。

【００２０】

【発明の実施の形態】

以下、図面に沿い、本発明の実施形態を説明する。図２は本発明の制御装置を適用した自動変速機に差動装置を組み合わせて横置構成のトランスファ装置として具体化した形態を示す。先ず、機構の概略構成から説明すると、この装置は、車両のエンジンに連結されるロックアップクラッチ１１付のトルクコンバータ１２と、その出力を前進５速後進１速に変速する３段のプラネタリギヤセットＭ１，Ｍ２，Ｍ３を有する変速機構Ｍとからなる自動変速機Ｔと、それに減速機構を兼ねるカウンタギヤ２０を介して連結され、伝達された自動変速機Ｔの出力を車両の左右のホイールに伝達する差動装置２１とから構成されている。

【００２１】

自動変速機Ｔにおける変速機構Ｍの両ギヤセットＭ１，Ｍ２の大小径の異なるピニオンギヤＰ１，Ｐ２は直結され、両ギヤセットＭ１，Ｍ３のそれぞれのリングギヤＲ１，Ｒ３とキャリアＣ３，Ｃ１は、相互に連結されており、ギヤセットＭ１のサンギヤＳ１とキャリアＣ１は入力要素とすべく、それぞれクラッチ（Ｃ－１，Ｃ－２）を介してトルクコンバ

ータ１２のタービン軸１３に連なる入力軸１４に連結されている。また、相互に連結されたリングギヤＲ１とキャリアＣ３は、出力軸１５を介して出力要素としての出力ギヤ１９に連結されている。更に、ギヤセットＭ１のサンギヤＳ１は、ブレーキ（Ｂ－１）により変速機ケース１０に係止可能とされ、ギヤセットＭ２のサンギヤＳ２は、ブレーキ（Ｂ－２）により変速機ケース１０に係止可能とされ、ギヤセットＭ３のサンギヤＳ３は、ブレーキ（Ｂ－３）により同じく変速機ケース１０に係止可能とされ、キャリアＣ１に連結されたリングギヤＲ３は、ブレーキ（Ｂ－Ｒ）により変速機ケース１０に係止可能とされている。

【００２２】

更に詳しくは、サンギヤＳ１は、入力軸１４の外周に嵌まるサンギヤ軸１６を介してクラッチ（Ｃ－１）に連結され、キャリアＣ１は、入力軸１４の外周に嵌まるキャリア軸１７を介してクラッチ（Ｃ－２）に連結され、サンギヤＳ３は、キャリア軸１７の外周に嵌まるサンギヤ軸１８を介してブレーキ（Ｂ－３）に連結されている。また、この形態では、両クラッチ（Ｃ－１，Ｃ－２）の油圧サーボ２２，２３は、変速機ケース１０に配設された静止シリンダ形とされている。そして、ブレーキ（Ｂ－Ｒ）を除く各ブレーキは、バンドブレーキ構成とされ、ブレーキ（Ｂ－Ｒ）については、多板式のブレーキ構成とされており、それらの油圧サーボについては図示を省略されている。そして、出力要素としての出力ギヤ１９がカウンタギヤ２０を介して差動装置２１に連結されている。

【００２３】

このように構成された自動変速機Ｔは、後に図１を参照して説明する電子制御装置及び油圧制御装置による制御の下に、各クラッチ及びブレーキに対応する油圧サーボに油圧を供給し、図３に示すように各クラッチ及びブレーキを係合（図に○印で示す）及び解放（図に無印で示す）させることで各変速段を達成する。

【００２４】

すなわち、第１速（１ＳＴ）は、クラッチ（Ｃ－１）とブレーキ（Ｂ－３）の係合で達成される。このとき、駆動時の入力は、入力軸１４からクラッチ（Ｃ－１）経由でサンギヤＳ１に入り、ブレーキ（Ｂ－３）の係合によるサンギヤＳ３の係止で最も減速されたキャリアＣ３の回転として出力ギヤ１９に出力される。この変速段では、非駆動時の出力ギヤ１９の回転は、ブレーキ（Ｂ－３）の係合時には、サンギヤＳ３の係止による反力支持で、キャリアＣ３、リングギヤＲ１、サンギヤＳ１及びクラッチ（Ｃ－１）経由でエンジン側に伝達されるが、ブレーキ（Ｂ－３）の解放時には、サンギヤＳ３による反力支持が解かれるので、リングギヤＲ１の回転に対してピニオンギヤＰ１が空転し、逆駆動トルクは伝達されない。

【００２５】

同様に、第２速（２ＮＤ）は、クラッチ（Ｃ－２）とブレーキ（Ｂ－３）の係合で達成される。このとき、クラッチ（Ｃ－２）経由でキャリア軸１７に入った入力は、キャリアＣ１経由でそのままリングギヤＲ３に入り、ブレーキ（Ｂ－３）の係合で係止されたサンギヤＳ３を反力要素とするキャリアＣ３の差動回転として出力ギヤ１９に出力される。この場合も非駆動時の出力ギヤ１９の回転は、ブレーキ（Ｂ－３）の係合時には、サンギヤＳ３の係止による反力支持で、キャリアＣ３、リングギヤＲ１、キャリアＣ１及びクラッチ（Ｃ－２）経由でエンジン側に伝達されるが、ブレーキ（Ｂ－３）の解放時には、サンギヤＳ３による反力支持が解かれるので、リングギヤＲ１の回転に対してピニオンギヤＰ１が空転し、逆駆動トルクは伝達されない。

【００２６】

また、第３速（３ＲＤ）は、両クラッチ（Ｃ－１，Ｃ－２）の係合による第１のプラネタリギヤセットＭ１の直結で達成される。このとき入力軸１４の回転は、そのままキャリアＣ３の回転として出力ギヤ１９に出力される。そしてこの変速機の第４速（４ＴＨ）以上は、オーバドライブとされ、第４速（４ＴＨ）は、クラッチ（Ｃ－２）の係合と、サンギヤＳ１を係止するブレーキ（Ｂ－１）の係合で達成される。このとき、入力軸１４の回転はキャリアＣ１の回転に対してピニオンギヤＰ１の自転分増速されたリングギヤＲ１の回

転としてキャリアＣ３から出力ギヤ１９に伝達される。これに対して、第５速は、クラッチ（Ｃ－２）の係合と、ブレーキ（Ｂ－２）の係合で達成され、このとき、入力軸１４の回転はキャリアＣ１の回転に対して、第４速達成時より大径のサンギヤＳ２に反力をとる小径のピニオンギヤＰ２の自転分更に増速されたリングギヤＲ１の回転としてキャリアＣ３から出力ギヤ１９に伝達される。また、後進（ＲＥＶ）は、クラッチ（Ｃ－１）とブレーキ（Ｂ－Ｒ）の係合で達成され、このとき、クラッチ（Ｃ－１）を介するサンギヤＳ１への入力に対して、ブレーキ（Ｂ－Ｒ）の係合によるリングギヤＲ３のケース１０への係止でキャリアＣ１の回転が止められ、ピニオンギヤＰ１の自転による逆転の減速されたリングギヤＲ１の回転がキャリアＣ３経由で出力ギヤ１９から出力される。

【００２７】

こうした構成の自動変速機Ｔにおいて、本発明は、上記のように、低速段達成のために係止される回転要素をサンギヤＳ３、これを係止するブレーキをブレーキ（Ｂ－３）として適用されている。そして、ブレーキ（Ｂ－３）の油圧サーボの油圧を制御する制御装置は、本形態において、図１に示す油圧制御装置内の回路と、それを電気信号で制御する電子制御装置６内のプログラムとして構成されている。

【００２８】

図１に詳細を示すように、ブレーキ（Ｂ－３）は、ドラム３１と、バンド３２と、油圧サーボ４とから構成されている。ドラム３１は、図２に示すようにサンギヤ軸１８を介してサンギヤＳ３に連結されている。バンド３２は、その両端外周側にブラケット３３，３４を備えており、その一方のアンカー側ブラケット３３は、ケース１０に植え込んだアンカーピン３５に当接支持され、他方のアプライ側ブラケット３４は、バンド３２の拡開方向の戻り弾性で油圧サーボ４のピストンロッド４２端に当接している。このブレーキ（Ｂ－３）の機構上の特性により、ブレーキ締結時に、バンド３２には、ドラム３１が図示反時計回り方向のトルクを受けるときには、バンド３２とドラム３１の係合による摩擦力がバンドを増し締めする方向に作用するため、ブレーキ係合力を増大するセルフエナージャイジング（以下、セルフエナージという）作用が生じる。これに対して、ドラム３１が図示時計回り方向のトルクを受けるときには、バンド３２とドラム３１の係合による摩擦力がバンド締めつけ力と逆方向にバンドを緩める力として作用するため、ブレーキ係合力を減じさせるディエナージャイジング（以下、ディエナージという）作用が生じる。これにより、バンドブレーキ（Ｂ－３）は、サンギヤＳ３にかかる反力トルクの方向により係合力の差異が生じる。

【００２９】

このブレーキ（Ｂ－３）の油圧サーボ４は、大小径の異なるシリンダボアS_L，S_Sを有するサーボシリンダ４０と、その大径ボアS_Lに摺動自在に嵌挿された大径ピストン４４と、小径ボアS_Sに摺動自在に嵌挿された小径ピストン４３と、両ピストン４３，４４に嵌挿されたロッド４２と、同じく大小径の異なる圧縮コイルスプリングからなるセパレータスプリング４５及びリターンスプリング４６と、大径ボアS_Lの開放端を塞ぐリッド４１とから構成されている。小径ピストン４３に固定されたロッド４２は、サーボシリンダ４０の小径ボアS_S側の端壁を摺動自在に貫いて突出し、バンド３２のブラケット３４に当接している。大径ピストン４４は、ロッド４２に摺動自在に支持され、小径ピストン４３と大径ピストン４４との間に小径のセパレータスプリング４５が所定の荷重設定の基に配設されている。大径のリターンスプリング４６は、サーボシリンダ４０端壁と大径ピストン４４との間に所定の荷重設定の基に配設されている。

【００３０】

この油圧サーボ４を制御する油圧制御装置５は、ポンプを主体とするライン圧（P_L）の油圧源５１と、それにライン圧油路ｐを介して接続され、ライン圧（P_L）を調圧して前記油圧サーボ４に供給するＢ－３コントロール弁５２と、同じくライン圧油路ｐに接続され、ライン圧（P_L）を減圧してモジュレータ圧油路ｍに出力するソレノイドモジュレータ弁５３と、ソレノイドモジュレータ弁５３により減圧されたモジュレータ圧（Ｐｍ）を基圧としてスロットル圧（Ｐｔｈ）をスロットル圧油路ｔを介してＢ－３コントロール弁

５２に印加するリニアソレノイド弁５４を備えている。

【００３１】

リニアソレノイド弁５４を制御する電子制御装置６は、リニアソレノイド弁５４のソレノイドに接続されると共に、入力手段としての入力トルクセンサ７１、車速センサ７２及びアクセル開度センサ７３に接続されている。これら各センサのうち、入力トルクセンサ７１は、係合圧設定と降坂路判断に使用され、車速センサ７２は、係合圧設定、降坂路判断、高車速判断及び渋滞路判断に使用され、アクセル開度センサ７３は、渋滞路判断に使用される。

【００３２】

本発明の主題に沿い、バンドブレーキ（Ｂ－３）は、車両の非駆動時にリングギヤＲ３を係止するに必要な非駆動時油圧よりも、駆動時に回転要素を係止するに必要な駆動時油圧の方が低くなる領域を有する設定とされている。

【００３３】

こうした設定について、図４及び図５を参照して説明する。図４に示すように、駆動時にブレーキ（Ｂ－３）の係合を維持するに必要な必要係合力（Ｔ）は、入力トルク（T_{IN}）をパラメータとして、車速（N_0）の増加につれて増加率が大きくなる２次曲線で表される特性となる。なお、係合力の特性がこうした２次曲線となるのは、走行負荷に打ち勝って車速を維持するに要する駆動トルクは、車速の増加と共に２次曲線的に増加する空気抵抗分の負荷の影響による。これに対して、非駆動時のブレーキ（Ｂ－３）の必要係合力（Ｔ）は、車速（N_0）の増加につれてリニアに増加する直線状の特性となる。

【００３４】

したがって、図５に示すように、油圧サーボに供給する駆動時のブレーキ（Ｂ－３）の必要油圧（P_{FR}）は、上記係合力の場合と同様に、入力トルク（T_{IN}）をパラメータとして、車速（N_0）の増加につれて増加率が大きくなる２次曲線で表される特性となるのに対して、非駆動時のブレーキ（Ｂ－３）の必要油圧（P_{EB}）は、車速（N_0）の増加につれてリニアに増加する直線状の特性となる。そこで、セルフエナージ時とディエナージ時との摩擦係合力の差により、非駆動時よりも高い係合力が必要な駆動時でも、非駆動時より低い油圧で、駆動時の係合状態を達成できる。なお、図において、入力トルク値（$T_{IN}1$）は、入力トルクが０又は車両の車速を維持する程度の低い値であり、渋滞路走行時に対応するトルクである。したがって、入力トルクが（$T_{IN}1$）のときに、図に編みかけで示す領域、厳密には非駆動時の必要油圧（P_{EB}）は含まず、駆動時の必要油圧（P_{FR}）を含む領域で油圧を出力することで、駆動時に係合が維持され、非駆動となると係合が解放されるブレーキ設定が可能となり、非駆動時にエンジンブレーキ作用を生じさせないようにすることができる。

【００３５】

かくして、上記の設定によれば、一定の車速を超えるまでは、バンドブレーキ（Ｂ－３）の油圧サーボ４へ非駆動時油圧よりも低く、駆動時油圧に等しいか又はそれより高い油圧を供給することで、非駆動時のみエンジンブレーキ作用を生じないようにすることができる。ところが、一定の車速を超える領域では、逆に駆動時油圧の方が非駆動時油圧より高くなる状態が生じる。そこで、本形態では、非駆動時油圧と駆動時油圧のうちいずれか高い油圧の方をバンドブレーキ（Ｂ－３）の油圧サーボ４へ供給するようにしている。当然ながら、このようにすると、一定の車速を超える領域では、エンジンブレーキ作用を解除できなくなるが、こうした高車速域では、エンジンブレーキ作用の解除はむしろ不要となるので、本発明の主題とする制御形態が損なわれることはない。

【００３６】

図６は電子制御装置６内での油圧制御処理のフローを示す。先ずステップＳ－１で入力トルクセンサ７１の検出値に基づく入力トルク（T_{IN}）の計算を行い、次のステップＳ－２で車速センサ７２からの車速（N_0）の検出を行い、それらに基づいてステップＳ－３で駆動時必要油圧（P_{FR}）の算出を行い、ステップＳ－４で非駆動時必要油圧（P_{EB}）の算出を行う。そして、ステップＳ－５でエンジンブレーキ要否の判断を行い、この判

断がイエス（Ｙ）の不要となった場合は、次のステップＳ－６で駆動時の係合維持に必要な油圧（P_{FR}）をサーボ油圧（P_{BD}）として設定し、上記判断がノー（Ｎ）の必要となった場合には、ステップＳ－７で、前のステップＳ－３とステップＳ－４で算出された駆動時必要油圧（P_{FR}）と非駆動時必要油圧（P_{EB}）のうち、いずれか高い方の油圧（ＭＡＸ（P_{FR}，P_{EB}））をブレーキＢ－３サーボ油圧（P_{BD}）として設定する。そして、最後のステップＳ－８で前記リニアソレノイド弁５４のソレノイドへ、Ｂ－３コントロール弁５２による調圧出力が上記サーボ油圧（P_{BD}）となるように、対応するデューティ信号値を出力する。

【００３７】

この処理により、図１に示す油圧回路では、モジュレータ圧（Ｐｍ）を基圧とするリニアソレノイド弁５４の調圧動作で、Ｂ－３コントロール弁５２のスプール端にスロットル圧（Ｐｔｈ）が印加され、この力に対向するリータンスプリング荷重とフィードバック圧とのバランスで、ライン圧（P_L）をサーボ油圧（P_{BD}）に調圧するＢ－３コントロール弁５２の調圧動作が生じ、規定のサーボ油圧（P_{BD}）が油圧サーボ４の大径ボアS_Lに供給される。この油圧供給による大径ピストン４４の移動でロッド４２が押し出され、その先端でブラケット３４を押圧するため、一端をアンカーピン３５に支持されたバンド３２は、ドラム３１に締結される。そして、この締結状態でドラム３１にかかる反動トルクが図示セルフエナージ方向にかかる場合は、反力トルクによるドラム３１の回転は阻止される。また、この状態で反力トルクが図示ディエナージ方向にかかる場合は、サーボ油圧（P_{BD}）として非駆動時必要油圧（P_{EB}）が選択されたときには、反力トルクによるドラム３１の回転は阻止されるが、駆動時必要油圧（P_{FR}）が選択されたときには、ドラム３１の回転は阻止されなくなる。ただし、必要係合力が逆転する高車速では、駆動時必要油圧（P_{FR}）が選択されたときでも、ドラム３１の回転は阻止される。

【００３８】

図７は、上記エンジンブレーキ要否の判断のルーチンを示す。この処理では、ステップＳ－１１で渋滞路判断、ステップＳ－１２で降坂路判断、ステップＳ－１３で高車速判断を行い、上記３つの判断で、車両が渋滞路を走行しており、降坂路を走行しておらず、かつ高車速で走行していないとの３つの判断が全て成立するときに、ステップＳ－１４でエンジンブレーキ達成が不要と判断する。一方、上記３つの判断で、渋滞路でない、降坂路である、高車速であるのいずれかの判断が成立するときには、ステップＳ－１５によるエンジンブレーキ達成必要の判断に至る。

【００３９】

ところで、上記渋滞路判断においては、ギクシャク感が生じるのは、基本的に渋滞路走行のみであるとして、渋滞路のときのみエンジンブレーキを不要とする。この渋滞路判断は、具体的には、スロットル開度センサ７３で検出されるアクセルペダルの操作、車速センサ７２で検出される車速の傾向（停車頻度）等から行う。また、渋滞路でも、降坂路はエンジンブレーキ効果が必要とされることから、降坂路であればエンジンブレーキ達成が必要とする。この降坂路判断は、具体的には、図１に示す入力トルクセンサ７１で検出された入力トルク（T_{IN}）により得られるべき平坦路での理想加速度と、実際の加速度との比較により、降坂路を走行中か否かで行う。そして、高車速判断については、渋滞路の場合は、一般的に高車速ではないが、一時的に高車速となった場合に、空走感が発生してしまうのを防ぐために、エンジンブレーキ達成を必要としている。この判断は、図１に示す車速センサ７２で検出される現在の車速が所定値（例えば、４０ｋｍ）より高いか否かにより行う。

【００４０】

図８は、第１速達成時における、渋滞路でのスロットルオフ移行時のタイムチャートを示す。この場合、スロットル開度が０となると、入力トルク（T_{IN}）は非駆動のマイナスとなり、サーボ油圧（P_{BD}）は、エンジンブレーキ必要の場合は、図に点線で示す値（P_{EB}）のまま維持され、エンジンブレーキ不要の場合には、図に実線で示すセルフエナージの高い値からディエナージの低い値に変化する。これに伴い、係合要素すなわちブレ

ーキ（Ｂ－３）の回転数（N_{KS}）は、エンジンブレーキ必要の場合は、点線で示す係合状態の０を保つが、エンジンブレーキ不要の場合は、実線で示す解放状態の回転数（サンギヤＳ３の回転数）まで上昇する。また、車両の加減速度は、エンジンブレーキ必要の場合は、図に点線で示すように大きな減速感が発生する急激な一定値までの降下を生じるが、エンジンブレーキ不要の場合は、減速感を感じさせない程度の緩徐で僅かな下降に止まる。

【００４１】

図９は、渋滞路走行時での２→１ダウンシフトのタイムチャートを示す。この場合、２つの入力クラッチ（Ｃ－１，Ｃ－２）の掴み替えのためのＣ－２油圧とＣ－１油圧の制御が行われ、両クラッチ間でのトルク移管に伴って、入力回転数は第１速に見合って上昇する。この場合の回転上昇は、エンジンブレーキ作用時の点線で示す場合の方が実線で示すエンジンブレーキ非作用時より大きくなる。なお、入力トルク（T_{IN}）、サーボ油圧（P_{BD}）、係止部材すなわちサンギヤＲ３の回転数（N_{KS}）及び車両の加減速度については、上記スロットルオフ時の特性と同様となるので、説明を省略する。

【００４２】

以上、詳述したように、上記実施形態の制御装置によれば、サンギヤＳ３を同じ係止力で係止しようとした場合に、セルフエナージ方向よりもディエナージ方向の方が大きな油圧が必要とされる。これを利用して、セルフエナージ方向を駆動時、ディエナージ方向を非駆動時に設定することで、非駆動時にサンギヤＳ３の係止に必要な非駆動時油圧よりも、駆動時にサンギヤＳ３の係止に必要な駆動時油圧の方が低くなる領域を有するように設定している。したがって、油圧サーボ４に非駆動時油圧よりも低く、駆動油圧に等しいか又はそれより高い油圧を供給すると、駆動時には、バンドブレーキ（Ｂ－３）は、セルフエナージによってサンギヤＳ３を係止して第１速及び第２速が達成可能であり、そして、スロットルがオンからオフに切り換えられて非駆動時に移行すると、バンドブレーキ（Ｂ－３）の係合はディエナージ方向に変わるので、サンギヤＳ３を係止することができなくなり、第１速又は第２速を維持することができず、エンジンブレーキが作用しなくなる。

【００４３】

一方、非駆動時油圧を供給した場合は、スロットルがオフされてバンドブレーキ（Ｂ－３）の係合がディエナージ方向となっても、バンドブレーキの係止が維持され、必要に応じて、エンジンブレーキを作用させることができる。そして、エンジンブレーキ達成の要否は判断手段により行われ、その判断は、車両が渋滞路を走行しており、降坂路を走行しておらず、かつ高車速で走行していないときを以てエンジンブレーキ不要とされるので、渋滞路でも、降坂路や一時的に高車速となった場合にはエンジンブレーキが作用し、空走感の発生を防ぐことができる。

【００４４】

更に、非駆動時油圧と駆動時油圧のうち大きい方の油圧を供給することで、高車速領域で非駆動時油圧と駆動時油圧の大小関係が逆転しても確実にエンジンブレーキを得ることができる。

【００４５】

以上、本発明を一実施形態に基づき詳説したが、本発明は、特許請求の範囲の個々の請求項に記載の事項の範囲内で種々に細部の具体的な構成を変更して実施することができる。

【図面の簡単な説明】

【図１】本発明の自動変速機の制御装置の一実施形態を一部ブロック化して示す回路図である。

【図２】本発明を適用した自動変速機を含むトランスファ装置の機構を示すスケルトン図である。

【図３】上記自動変速機の作動図表である。

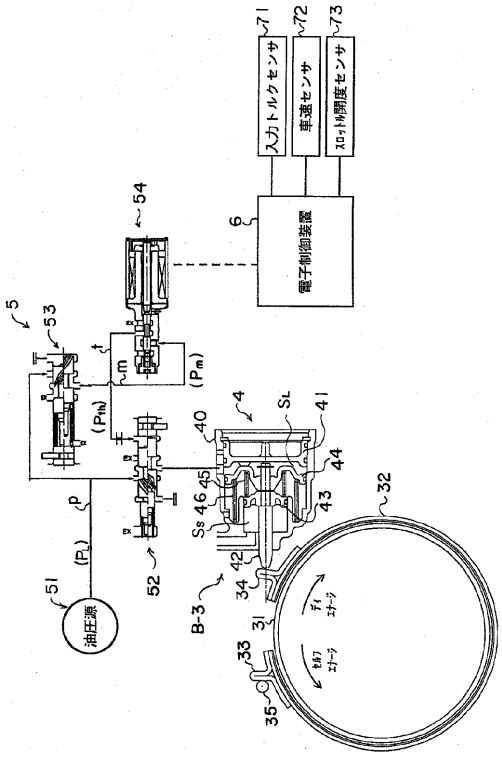
【図４】上記自動変速機のブレーキ必要係合力の特性図である。

【図５】上記自動変速機の油圧サーボの必要油圧の特性図である。

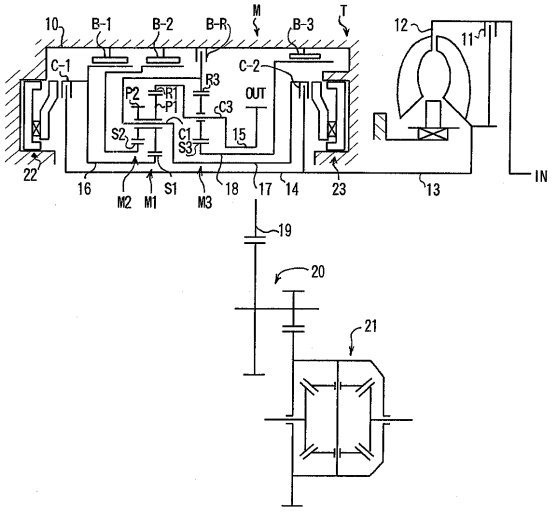
【図６】上記制御装置による制御処理を示すフローチャートである。

【図７】上記制御処理における渋滞路判断処理を示すフローチャートである。
【図８】上記自動変速機の第１速による渋滞路走行時のスロットルオフ移行時のタイムチャートである。
【図９】上記自動変速機の渋滞路走行時の２→１ダウンシフト時のタイムチャートである。
【符号の説明】
Ｔ　自動変速機
Ｓ３　サンギヤ（回転要素）
Ｂ－３　バンドブレーキ
４　油圧サーボ
５　油圧制御装置（供給手段）
６　電子制御装置（判断手段）
７１　入力トルクセンサ（入力トルク検出手段）
７２　車速センサ（車速検出手段）

【図１】



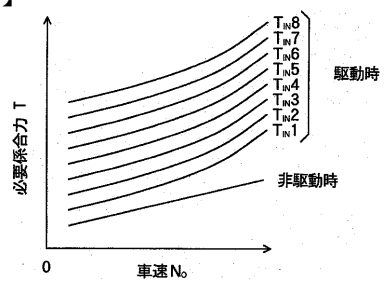
【図２】



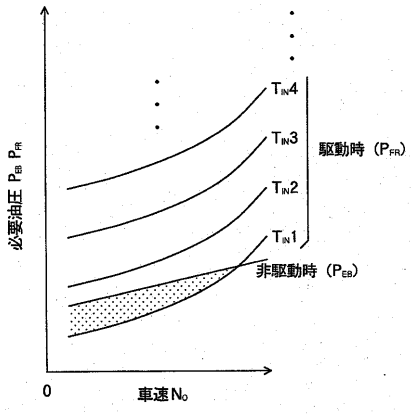
【図３】

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

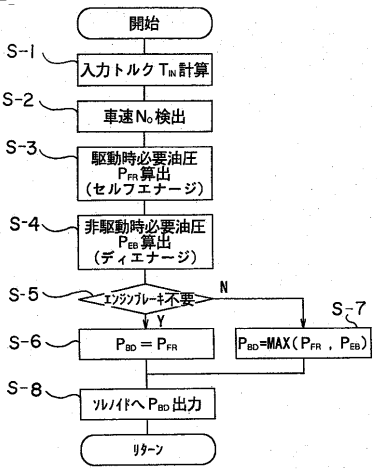
【図４】



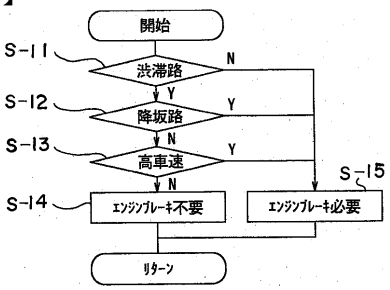
【図５】



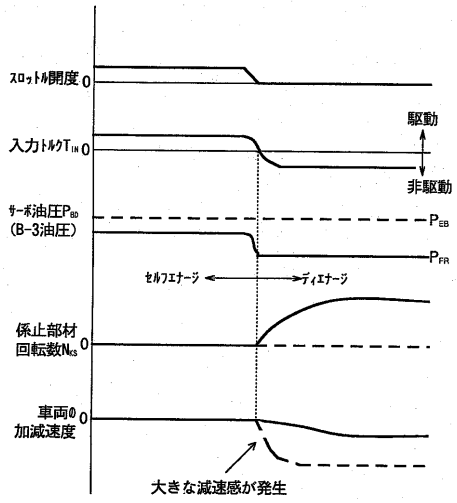
【図６】



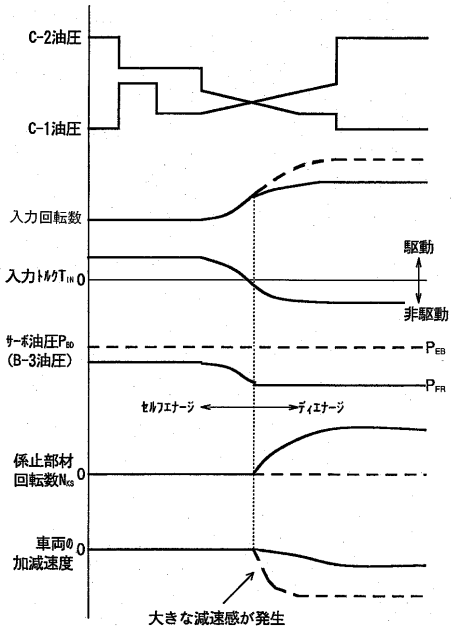
【図７】



【図８】



【図９】



フロントページの続き

(72)発明者　早渕　正宏
愛知県安城市藤井町高根１０番地　アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内
(72)発明者　久野　孝之
愛知県安城市藤井町高根１０番地　アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内
(72)発明者　杉浦　伸忠
愛知県安城市藤井町高根１０番地　アイシン・エィ・ダブリュ株式会社内

審査官　礒部　賢

(56)参考文献　特開昭５９－１２１２４２（ＪＰ，Ａ）
特開昭６１－０４５１５３（ＪＰ，Ａ）
特開平０３－０３３５５０（ＪＰ，Ａ）
実開昭６２－０９２３４５（ＪＰ，Ｕ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F16H 59/00 - 61/12
F16H 61/16 - 63/50