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

特許第4014041号

(P4014041)

(45)発行日　平成19年11月28日(2007.11.28)　(24)登録日　平成19年9月21日(2007.9.21)

(51)Int.Cl.		F I	
F16H 61/02	(2006.01)	F16H	61/02
F16H 61/22	(2006.01)	F16H	61/22
B60W 10/02	(2006.01)	B60K	41/22
B60W 10/10	(2006.01)	F16H	59:08
F16H 59/08	(2006.01)	F16H	59:40

請求項の数 4　(全 16 頁)　最終頁に続く

(21)出願番号　特願2002-319986(P2002-319986)
(22)出願日　平成14年11月1日(2002.11.1)
(65)公開番号　特開2003-207039(P2003-207039A)
(43)公開日　平成15年7月25日(2003.7.25)
審査請求日　平成16年2月19日(2004.2.19)
(31)優先権主張番号　特願2001-342661(P2001-342661)
(32)優先日　平成13年11月8日(2001.11.8)
(33)優先権主張国　日本国(JP)

(73)特許権者　000005108
株式会社日立製作所
東京都千代田区丸の内一丁目６番６号
(74)代理人　100075959
弁理士　小林　保
(72)発明者　越智　辰哉
茨城県日立市大みか町七丁目１番１号　株式会社　日立製作所　日立研究所内
(72)発明者　箕輪　利通
茨城県日立市大みか町七丁目１番１号　株式会社　日立製作所　日立研究所内
(72)発明者　岡田　隆
茨城県日立市大みか町七丁目１番１号　株式会社　日立製作所　日立研究所内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】歯車式変速機の制御装置および歯車式変速機の制御方法

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

原動機から第１の摩擦クラッチを介して動力が伝達され、入力軸と出力軸との間に複数の歯車列を有し、少なくとも１つの前記歯車列に第２の摩擦クラッチを設け、その他の前記歯車列に噛み合いクラッチを設けた歯車式変速機であって、変速中に前記第２の摩擦クラッチを介して前記原動機からの動力を駆動軸へと伝達させる歯車式変速機の制御装置において，

前記歯車式変速機の噛み合いクラッチの係合によって形成される所定変速段を判定する変速段判定手段と，

乗員のブレーキ操作の有無を検出する停止要求検出手段と，

前記歯車式変速機の出力軸回転数を検出する出力軸回転数検出手段を備え，

前記変速段判定手段が所定変速段が形成されたことを判定し、前記出力軸回転数検出手段の出力が、出力軸回転数が所定回転数以下であることを示し、かつ前記停止要求検出手段から停止要求を受け取ったとき，

前記第２の摩擦クラッチの係合動作を開始するにあたり、該第２の摩擦クラッチの締結力を徐々に増加することを特徴とする歯車式変速機の制御装置。

【請求項２】

原動機から第１の摩擦クラッチを介して動力が伝達され、入力軸と出力軸との間に複数の歯車列を有し、少なくとも１つの前記歯車列に第２の摩擦クラッチを設け、その他の前記歯車列に噛み合いクラッチを設けた歯車式変速機であって、変速中に前記第２の摩擦ク

ラッチを介して前記原動機からの動力を駆動軸へと伝達させる歯車式変速機の制御装置において，
前記歯車式変速機の噛み合いクラッチの係合によって形成される所定変速段を判定する変速段判定手段と，
乗員のブレーキ操作の有無を検出する停止要求検出手段と，
前記歯車式変速機の出力軸回転数を検出する出力軸回転数検出手段を備え，
前記変速段判定手段が所定変速段が形成されたことを判定し、前記出力軸回転数検出手段の出力が、出力軸回転数が所定回転数以下であることを示し、かつ前記停止要求検出手段から停止要求を受け取ったとき，
前記第２の摩擦クラッチの係合動作を開始し、前記歯車式変速機の噛み合いクラッチを駐車する道路が上り勾配の場合には前進ギアとし、それ以外の場合には、後進ギアとすることを特徴とする歯車式変速機の制御装置。
【請求項３】
原動機から第１の摩擦クラッチを介して動力が伝達され、入力軸と出力軸との間に複数の歯車列を有し、少なくとも１つの前記歯車列に第２の摩擦クラッチを設け、その他の前記歯車列に噛み合いクラッチを設けた歯車式変速機であって、変速中に前記第２の摩擦クラッチを介して前記原動機からの動力を駆動軸へと伝達させる歯車式変速機の制御方法において，
前記歯車式変速機の噛み合いクラッチの係合によって形成される所定変速段を判定し，
乗員のブレーキ操作の有無を検出し，
前記歯車式変速機の出力軸回転数を検出し，
前記歯車式変速機が所定変速段を形成し、前記歯車式変速機の出力軸回転数が所定回転数以下で、かつ前記乗員のブレーキ操作による停止要求があったとき，
前記第２の摩擦クラッチの係合動作を開始するにあたり、該第２の摩擦クラッチの締結力を徐々に増加することを特徴とする歯車式変速機の制御方法。
【請求項４】
原動機から第１の摩擦クラッチを介して動力が伝達され、入力軸と出力軸との間に複数の歯車列を有し、少なくとも１つの前記歯車列に第２の摩擦クラッチを設け、その他の前記歯車列に噛み合いクラッチを設けた歯車式変速機であって、変速中に前記第２の摩擦クラッチを介して前記原動機からの動力を駆動軸へと伝達させる歯車式変速機の制御方法において，
前記歯車式変速機の噛み合いクラッチの係合によって形成される所定変速段を判定し，
乗員のブレーキ操作の有無を検出し，
前記歯車式変速機の出力軸回転数を検出し，
前記歯車式変速機が所定変速段を形成し、前記歯車式変速機の出力軸回転数が所定回転数以下で、かつ前記乗員のブレーキ操作による停止要求があったとき，
前記第２の摩擦クラッチの係合動作を開始し、前記歯車式変速機の噛み合いクラッチを駐車する道路が上り勾配の場合には前進ギアとし、それ以外の場合には、後進ギアとすることを特徴とする歯車式変速機の制御方法。
【発明の詳細な説明】
【０００１　】
【発明の属する技術分野】
本発明は、歯車式変速機の制御装置、制御方法、及び自動車に関し、特に車両の駐車時に車両をロックするパーキングロックに係るもの及び方法に関する。
【０００２　】
【従来の技術】
従来の歯車式変速機のパーキングロック装置としては、例えば下記特許文献１に開示されている。その特許文献１の記載によれば、エンジンの停止時にはパーキングギアに噛合うとともにエンジンの稼動時にはパーキングギアから噛合いが外れるように動作するロックレバーと、このロックレバーを動作させるアクチュエータとが備えられたロック機構を設

け、このロック機構を作動する制御手段とを設けたことにより、エンジンのオフ時にはロック機構が作動して自動的にパーキングギアの回転を阻止させ、サイドブレーキのパーキング位置への操作が不確実である場合でも、意図に反する車両の動き出しを防止するものである。

【０００３　】

【特許文献１】

特開平９－２９５５６１号公報

【０００４　】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、歯車式変速機においては、上述のようなパーキング時に車両をロックするためのパーキングロック装置を別途の構成部品で新たに設ける必要があるので、変速機の構成が複雑化し、また重量も増加するという課題がある。

【０００５　】

本発明の目的は、パーキングロック装置を別途の構成部品で設けることなく、既存の部品を利用して車両をロックすることが可能な歯車式変速機の制御装置、制御方法、及び自動車を提供することにある。

【０００６】

【課題を解決するための手段】

（１）上記目的を達成するために、本発明は、原動機から第１の摩擦クラッチを介して動力が伝達され、入力軸と出力軸との間に複数の歯車列を有し、少なくとも１つの歯車列に第２の摩擦クラッチを設け、その他の歯車列に噛み合いクラッチを設けた歯車式変速機であって、変速中に第２の摩擦クラッチを介して原動機からの動力を駆動軸へと伝達させる歯車式変速機の制御装置において，歯車式変速機の噛み合いクラッチの係合によって形成される所定変速段を判定する変速段判定手段と，乗員のブレーキ操作の有無を検出する停止要求検出手段と，歯車式変速機の出力軸回転数を検出する出力軸回転数検出手段を備え，変速段判定手段が所定変速段が形成されたことを判定し、出力軸回転数検出手段の出力が、出力軸回転数が所定回転数以下であることを示し、かつ停止要求検出手段から停止要求を受け取ったとき，第２の摩擦クラッチの係合動作を開始するにあたり、第２の摩擦クラッチの締結力を徐々に増加するようにしたものである。

【０００７】

（２）上記目的を達成するために、本発明は、原動機から第１の摩擦クラッチを介して動力が伝達され、入力軸と出力軸との間に複数の歯車列を有し、少なくとも１つの歯車列に第２の摩擦クラッチを設け、その他の歯車列に噛み合いクラッチを設けた歯車式変速機であって、変速中に第２の摩擦クラッチを介して原動機からの動力を駆動軸へと伝達させる歯車式変速機の制御方法において，歯車式変速機の噛み合いクラッチの係合によって形成される所定変速段を判定し，乗員のブレーキ操作の有無を検出し，歯車式変速機の出力軸回転数を検出し，歯車式変速機が所定変速段を形成し、歯車式変速機の出力軸回転数が所定回転数以下で、かつ乗員のブレーキ操作による停止要求があったとき，第２の摩擦クラッチの係合動作を開始するにあたり、第２の摩擦クラッチの締結力を徐々に増加するようにしたものである。

【０００８　】

上記（１）、（２）において、既存の部品を利用して歯車式変速機内で２重噛み合い状態にさせることにより、パーキングロック装置を別途の構成部品で設けることなく、既存の部品を利用して車輪をロックすることが可能となる。

【０００９　】

【発明の実施の形態】

以下、図１～図１０を用いて、本発明の一実施形態による自動変速機の制御装置および制御方法について説明する。図１（ａ）は歯車式変速機の制御装置の全体構成を示すブロック図である。

【００１０　】

原動機１にて発生したトルクは第１の摩擦クラッチ２（発進クラッチという）を介して変速機６へ入力される。変速機６は、複数の歯車列および軸からなる歯車式変速機構５と、この歯車列の動力伝達経路を切り替える噛み合いクラッチ３および変速中のトルク伝達を可能にする第２の摩擦クラッチ４（アシストクラッチという）からなる。歯車式変速機構５は、入力軸（例えば図２の１０３），カウンタ軸（１２０）および出力軸（１０４）と、各軸に装着され所定の常時噛合状態にされた歯車列とからなり、出力軸（１０４）上の歯車列（１１３，１１４，１１５，１１６，１４１，１４２）はそれぞれ出力軸（１０４）に対して遊転可能に装着されている。上記歯車式変速機構５は、噛み合いクラッチ３によって複数の歯車列（１１３，１１４，１１５，１１６，１４１，１４２）のうち所定歯車が出力軸（１０４）と同期して回転される操作を受ける。これにより、所定の変速比が歯車式変速機構５に設定されることになる。噛み合いクラッチ３による歯車の切換えについては、図４を用いて後述する。

【００１１　】

ここで、従来の自動ＭＴでは変速の際に前記第１の摩擦クラッチ２を解放し、原動機１からの動力伝達を一時的に遮断する。この間に前記噛み合いクラッチ３を油圧あるいは電気式に駆動するシフト／セレクトアクチュエータ８により動作させて所定の変速段となるよう前記歯車列を選択し、その後第１の摩擦クラッチ２を再び係合することで変速が完了する。このような変速動作においては、変速中におけるトルク中断が発生し乗員に違和感を与えてしまう。しかし、図１に示す変速機では第１の摩擦クラッチ２を係合させた状態で油圧あるいは電気的に駆動するアシストアクチュエータ７によりその押付け力を制御して、第２の摩擦クラッチ４を係合させていく。よって、前記第２の摩擦クラッチ４により出力軸へトルク伝達が行われるので、変速中のトルク中断が抑制され良好な変速特性が実現するものである（図１（ｂ）参照）。ここで、上記第２の摩擦クラッチ４には、所定歯車が連結しており第２の摩擦クラッチ４を係合することで、所定の変速比が歯車式変速機構５に設定される。

【００１２　】

駐車要求検出手段９は、運転者が車両を駐車させる意図を検出する。また、運転者が前記原動機１を停止状態から始動する意図を検出してもよい。一例として、運転席に設けられたシフトレバーと連動して出力されるインヒビタスイッチの信号などが挙げられる。これについては、図７（ａ）、（ｂ）を用いて後述する。制御装置１０は、歯車式変速機構５を構成する各軸の回転数，入力軸Ｎｉ，出力軸回転数Ｎｏおよび原動機１の回転数Ｎｅ、また前記原動機１から出力されるトルクを制御するスロットル開度ＴＶＯなどの信号が入力され、これらの信号に基づいて変速動作を行う基本プログラムと、パーキングロックを実現するプログラムが組み込まれたマイクロコンピュータである。前記制御装置１０は、前記駐車要求検出手段９において運転者の駐車要求を検出した際には、前記第２の摩擦クラッチ４および噛み合いクラッチ３を同時に係合させるべく、アシストアクチュエータ７およびシフト／セレクトアクチュエータ８を動作させる。これにより、歯車式変速機構５において異なる２つの歯車列が同時に噛合った状態、つまり２重噛み合いが生じて車輪をロックすることができる。

【００１３　】

以上述べたような構成とすることで、新たな部品を追加することなく既存の部品を利用して車両のパーキングロックを実現することが可能となり、変速機の構成を簡単にすることができるとともに、軽量化を図ることができる。

【００１４　】

次に図２を用いて、本実施形態による自動変速機の歯車式変速機構について説明する。図２は、歯車式変速機構の構成を示す概略図であり、駆動輪が後輪となる、いわゆるＦＲ方式の変速機構の概略図である。原動機１０１，第１の摩擦クラッチ１０２，前記第１の摩擦クラッチ１０２の出力軸を兼ねる歯車式変速機構５の入力軸１０３，入力軸１０３と同軸上に配された出力軸１０４，出力軸１０４と平行して並列に配されたカウンタ軸１２０を有し、歯車式変速機構５は、出力軸１０４に第１速，第２速，第３速，第４速，第５速

および後進段のドリブンギア１１３，１１４，１１５，１１６，１４１および１４２が回転可能に設けられ、出力軸１０４に対しカウンタ軸１２０が平行配置されて、そこに前記各ドリブンギア１１３，１１４，１１５，１１６，１４１および１４２と常時噛み合う第１速，第２速，第３速，第４速，第５速および後進段のドライブギア１２１，１２２，１２３，１２４，１４３および１４４が一体的に設けられた構成とされている。同様に、平行配置されたアイドルシャフト１４７には、アイドルギア１４５および１４６が一体的に設けられた構成とされており、アイドルギア１４５は前記後進段のドライブギア１４４と、アイドルギア１４６は前記後進段のドリブンギア１４２と常時噛み合っている。

【００１５　】

そして、隣接する２個のドリブンギア１１３，１１４をスリーブ１２５ａ，シンクロナイザリング１２５ｂ，ギアスプライン１２５ｃおよびクラッチハブ１２５ｄを備える構成の第１速－第２速噛み合いクラッチ１２５で出力軸１０４を選択的に係合する。また、ドリブンギア１１５，１１６を同様にスリーブ１１７ａ，シンクロナイザリング１１７ｂ，ギアスプライン１１７ｃおよびクラッチハブ１１７ｄを備える構成の第３速－第４速噛み合いクラッチ１１７で出力軸１０４に選択的に係合するようになっており、更にドリブンギア１４１，１４２を同様にスリーブ１４０ａ，シンクロナイザリング１４０ｂ，ギアスプライン１４０ｃおよびクラッチハブ１４０ｄを備える構成の第５速－後進段噛み合いクラッチ１４０で出力軸１０４に選択的に係合するようになっている。

【００１６　】

これにより、変速操作機構で第１速－第２速噛み合いクラッチ１２５をドリブンギア１１３側に作動して、それを出力軸１０４に結合することで、入力軸１０３の回転がギア１１３，１２１により最も減速して出力軸１０４に伝達されて第１速が得られる。以下同様にして、第１速－第２速噛み合いクラッチ１２５をドリブンギア１１４に結合して第２速が、第３速－第４速噛み合いクラッチ１１７をドリブンギア１１５または１１６の側に結合して、第３速または第４速が得られ、第５速－後進段噛み合いクラッチ１４０をドリブンギア１４１または１４２の側に結合して、第５速または後進段が得られる。

【００１７　】

さらに変速中のトルク中断を抑制するために、出力軸１０４には第２の摩擦クラッチ４が設けられている。第２の摩擦クラッチ４には湿式多板クラッチが用いられており、クラッチの押付け力を増加させていくと、カウンタ軸１２０に設けられたアシストドライブギア１１９から、出力軸１０４に設けられたアシストドリブンギア１１８を介して出力軸１０４へ動力が伝達される。また、上記アシストドライブギア１１９およびドリブンギア１１８のギア比は３．５速相当に設定されており、上記トルク中断による変速ショックが大きい１－２変速，２－３変速，３－２変速，２－１変速において、前記第２の摩擦クラッチ４を動作させ、変速ショックを小さくしている。

【００１８　】

ここで、上記噛み合いクラッチ１２５，１１７または１４０のいずれかを係合させて所定変速段を構成するとともに、上記第２の摩擦クラッチ４を係合することで、歯車式変速機内で２重噛み合いを生じさせて車輪をロックすることが可能となる。これにより、新たな部品を追加することなく車両のパーキングロックを実現することが可能となる。また、変速機の構成を簡単にすることができ、軽量化を図ることもできる。

【００１９　】

図３は、歯車式変速機構の構成を示す概略図であり、駆動輪が前輪となる、いわゆるＦＦ方式の変速機構の概略図である。ＦＦ方式の場合には、原動機１０１および歯車式変速機構５は、車両の進行方向に対してエンジンルーム内に横置きにレイアウトされる。したがって、ＦＲ方式よりも搭載スペースに制約があるため、３速ギアの歯車列に第２の摩擦クラッチを取り付け、第２の摩擦クラッチを完全係合させることにより、３速状態を形成する。これにより、３．５速相当の歯車列および３速のシンクロナイザリングを省くことが可能となり、変速機構成の省スペース化を図る。具体的には、原動機５０１，第１の摩擦クラッチ５０２，前記第１の摩擦クラッチ５０２の出力軸を兼ねる歯車式変速機構５の入

力軸５０３，入力軸５０３に第１速，第２速，第４速および第５速のドライブギア５０６，５０７，５０８および５０９が回転可能に設けられ、入力軸５０３に対し出力軸５０４が平行配置されて、そこに前記各ドライブギア５０６，５０７，５０８および５０９と常時噛み合う第１速，第２速，第４速および第５速のドリブンギア５１１，５１２，５１３および５１４が一体的に設けられた構成とされている。

【００２０】

そして、隣接する２個のドライブギア５０６，５０７をスリーブ５１６ａ，シンクロナイザリング５１６ｂ，ギアスプライン５１６ｃおよびクラッチハブ５１６ｄを備える公知の構成の第１速－第２速噛み合いクラッチ５１６で入力軸５０３を選択的に係合する。また、ドライブギア５０８，５０９を同様にスリーブ５１７ａ，シンクロナイザリング５１７ｂ，ギアスプライン５１７ｃおよびクラッチハブ５１７ｄを備える構成の第４速－第５速噛み合いクラッチ５１７で入力軸５０３に選択的に係合するようになっており、更に図示していない後進段のドライブギアを同様に後進段噛み合いクラッチで入力軸５０３に選択的に係合するようになっている。これにより、変速操作機構で第１速－第２速噛み合いクラッチ５１６をドライブギア５０６側に作動して、それを入力軸５０３に結合することで、入力軸５０３の回転がギア５０６，５１１により最も減速して出力軸５０４に伝達されて第１速が得られる。以下同様にして、第１速－第２速噛み合いクラッチ５１６をドライブギア５０７に結合して第２速が、第４速－第５速噛み合いクラッチ５１７をドライブギア５０８または５０９の側に結合して、第４速または第５速が得られ、図示していない後進段噛み合いクラッチを後進段ドライブギアに結合して、後進段が得られる。

【００２１】

入力軸５０３にはドライブギア５１０が回転可能に設けられている。このドライブギア５１０には、第２の摩擦クラッチ５０５が接合されており、押し付け力を増加させていくと、ドリブンギア５１５を介して出力軸５０４へ動力が伝達され、前記図２で述べたように、変速中のトルク中断を抑制することが可能になる。また、第２の摩擦クラッチ５０５を完全係合させることで、第３速が得られることが可能となり、トルクアシストの機能と３速定常走行の２つの機能を実現することができる。そして、出力軸５０４は、ディファレンシャル装置５２２のリングギア５２１と常時噛み合うドライブギア５２０を有し、このディファレンシャル装置５２２を通じて左右のアクスルシャフト５２３へと動力を伝達し、車両の前輪が駆動される。ここで、上記噛み合いクラッチ５１６，５１７または図示していない後進段の噛み合いクラッチのいずれかを係合させて所定変速段を構成するとともに、上記第２の摩擦クラッチ５０５を係合することで、歯車式変速機内で２重噛み合いを生じさせて車輪をロックすることが可能となる。これにより、省スペース化が必要なＦＦ方式においてもパーキングギアなどの新たな部品を追加することなく車両のパーキングロックを実現することが可能となる。

【００２２】

次に、図４および図５を用いて、本実施形態による歯車式変速機構の噛み合いクラッチの動作により歯車列を選択する変速操作機構について説明する。図４は、歯車式変速機に用いる変速操作機構の斜視図である。図４に示す如く、セレクト時に軸方向移動されるとともにシフト時には回動されるシフトアンドセレクト軸３０が設けられている。また、このシフトアンドセレクト軸３０には、各速シフトヨークとして、１速・２速シフトヨーク３２と３速・４速シフトヨーク３４と５速・リバースシフトヨーク３６とに選択的に係合されるシフトアンドセレクトレバー３８が設けられている。１速・２速シフトヨーク３２には、１速係合片３２ａと２速係合片３２ｂとによってシフトアンドセレクトレバー３８を係合させる１速・２速係合溝３２ｃが形成されている。３速・４速シフトヨーク３４には、３速係合片３４ａと４速係合片３４ｂとによってシフトアンドセレクトレバー３８を係合させる３速・４速係合溝３４ｃが形成されている。５速・リバースシフトヨーク３６には、５速係合片３６ａとリバース係合片３６ｂとによってシフトアンドセレクトレバー３８を係合させる５速・リバース係合溝３６ｃが形成されている。

【００２３】

また、１速・２速シフトヨーク３２，３速・４速シフトヨーク３４，５速・リバースシフトヨーク３６は、トランスミッションケースに保持された低速側シフト軸４０，高速側シフト軸４２，最高速側シフト軸４４に固定されている。低速側シフト軸４０には、スリーブ１２５ａに係合する低速側フォーク１３１が固設されている。高速側シフト軸４２には、スリーブ１１７ａに係合する高速側フォーク１３２が固設されている。最高速シフト軸４４にも同様の最高速フォーク（図示せず）が固設されている。シフトアンドセレクト軸３０は、図５において後述する軸方向移動させるセレクト用アクチュエータ１９と、回動させるシフト用アクチュエータ２０とにより駆動される。このようにスリーブおよびスリーブに隣接するハブを移動させることで、所定の噛み合いクラッチを係合解放することができる。

【００２４　】

図５は本発明の第一実施形態による歯車式変速機に用いるシフト／セレクトアクチュエータの構成を示す構成図である。油圧源１５は、主に電動ポンプ１１，リザーバタンク１２およびアキュムレータ１３により構成される。電動ポンプ１１にて発生した油圧は、アキュムレータ１３にて蓄圧され、この油圧がベース圧となる。ここで、ベース圧の配管には油圧センサ１４が設けられており、電動ポンプ１１の始動／停止は、上記油圧センサの信号を用いて前記制御手段１０により制御される。シフトアンドセレクト軸３０を軸方向移動させるセレクト用アクチュエータ１９は、上記油圧源３０に接続されたセレクト用ソレノイド１８によって動作する。セレクト用ソレノイド１８には比例電磁式流量制御弁を用いており、上記セレクト用アクチュエータ１９に連結したストロークセンサ（図示せず）の検出値を入力として上記マイクコンピュータのＰＷＭ制御によって、上記シフトアンドセレクト軸３０を軸方向移動させることができる。

【００２５　】

一方、シフトアンドセレクト軸３０を回動させるシフト用アクチュエータ２０は、上記油圧源３０に接続されたシフト用ソレノイド１６および１７によって動作する。上記ソレノイドには比例電磁式圧力制御弁が用いられており、シフトアクチュエータ２０に連結したストロークセンサ（図示せず）の検出値を入力として上記マイクコンピュータのＰＷＭ制御によって、上記シフトアンドセレクト軸３０を軸方向移動させることができる。以上述べたような構成により、噛み合いクラッチを選択的に係合させ所定変速段を構成することができる。

【００２６　】

次に、図６（ａ）を用いて、本実施形態による歯車式変速機の第２の摩擦クラッチの動作について説明する。図６（ａ）は、歯車式変速機に用いる第２の摩擦クラッチの構成を示す部分断面図である。図示するように、第２の摩擦クラッチには湿式多板クラッチが用いられている。アシスト用ソレノイド２９は前記制御装置１０からの指令信号に基づいて油圧を発生する。上記ソレノイド２９には比例電磁式圧力制御弁が用いられており、コイルに流れる電流に比例した油圧を発生することができる。この油圧の発生により、クラッチピストン２５はスプリング２４に抗して移動し、ドライブ側プレート２３（図では外側のドラムと同期して回転する）はドリブン側プレート２７（図では出力軸１０４と同期して回転する）に接触して動力を伝達する。ドリブン側プレート２７と部材２８と出力軸１０４とは一体として回転する。尚、上記ソレノイド２９が図１で述べたアシストアクチュエータ７に相当するものである。

【００２７　】

アシストドリブンギア１１８はドライブ側ドラム２２と固着され、かつ出力軸１０４とは空転しており、第２の摩擦クラッチ４の係合によってアシストドリブンギア１１８から出力軸１０４へトルクが伝達される。ここで、クラッチを完全に係合させると、アシストドリブンギア１１８と出力軸１０４とが同回転となり、第２の摩擦クラッチを用いて歯車式変速機構を所定変速比（図４では３速状態）とすることができる。

【００２８　】

次に図７（ａ）、（ｂ）を用いて、本実施形態による歯車式変速機の制御装置に用いる駐

車要求検出手段９の一実施例について説明する。図７（ａ）は駐車要求手段９として用いるセレクトレバーの外観図である。また、図７（ｂ）は駐車要求検出手段９として用いるインヒビタスイッチの概略図である。図７（ａ）に示すセレクトレバーにはＲレンジ，Ｎレンジおよびレンジのほかにレンジが設けられている。運転者がエンジンを停止し、車両を駐車する際にはレンジにセレクトレバーを操作する。また、エンジンが停止状態から始動する際にも同様にセレクトレバーをレンジに操作する。このセレクトレバー操作と連動して、図９に示すインヒビタスイッチ５０の信号が発生するようになっている。図７（ｂ）に示すインヒビタスイッチ５０はそれぞれのレンジに対応した出力が、前記制御装置１０に入力されており、セレクトレバーが選択されていない場合にはＨｉレベルの信号が、セレクトレバーが選択された場合にはＬｏレベルの信号が入力される構成となっている。

【００２９　】

このような構成とすることで、運転者の駐車要求あるいはエンジン始動時であることを検出し、車両をロックすべく制御装置１０が処理を実行する。尚、上記駐車要求検出手段９は上述のような機械的なハードウェアを用いなくとも、車室内に設けられたパーキング専用のスイッチ、あるいはナビゲーションシステムのモニタのタッチパネル操作により代替することも可能である。即ち、図７の構成に代えて、パーキングスイッチのようなものを設けても良い。

【００３０　】

次に、図８及び図９を用いて、本実施形態による歯車式変速機の制御方法について説明する。図８（ａ）は歯車式変速機の制御装置による制御方法を示すフローチャートであり、原動機が駆動している状態におけるフローチャートである。また、図８（ａ）のフローチャートに示した処理内容は、図１に示した制御装置１０のマイクロコンピュータに組み込まれるプログラムである。

【００３１　】

図８（ａ）のステップＳ１では図７（ｂ）で示したインヒビタスイッチ５０の信号を読み込む。次にステップＳ２において、上記インヒビタスイッチ５０の信号が運転者の駐車要求を示すレンジか否かの判定を行う。レンジの場合にはステップＳ３へ進み、それ以外の場合にはパーキングロック制御処理を終了する。次にステップＳ３では、車速センサの信号を読み込む。次にステップＳ４では、前記読み込んだ車速がゼロか否か、つまり車両が停止している状態か否かの判定を行う。ステップＳ４において、停止状態と判定された場合にはステップＳ５へ進み、そうでない場合にはパーキングロック制御処理を終了する。次に、ステップＳ５において第２の摩擦クラッチ４を係合すべく、図６（ａ）に示したアシスト用ソレノイド２９への指令信号を出力する。これにより、アシストドリブンギアおよびアシストドライブギアを介してカウンタ軸と出力軸が所定変速比に設定される。次に、ステップＳ６において噛み合いクラッチを係合すべく、図５に示したシフト用ソレノイド１６，１７およびセレクト用ソレノイド１８への指令信号を出力し、パーキングロック制御処理を終了する。このように、運転者の駐車要求を検出した場合には第２の摩擦クラッチと噛み合いクラッチの双方を係合することにより、２重噛み合い状態となり車両を確実にロックすることができる。

【００３２　】

図９（ａ）は、上述の図８（ａ）で示した前記パーキングロック制御処理を実行した際のタイムチャートである。時刻ｔｏにおいて、運転者によりセレクトレバーが操作され、インヒビタスイッチの信号がレンジであることを検出すると、第２の摩擦クラッチへの押し付け力を増加させて完全係合状態とする。このとき、噛み合い式クラッチは１速状態を形成しており、前記第２の摩擦クラッチの係合により、２重噛合状態となり車両をロックする。その後、時刻ｔ１において、運転者によりキースイッチがＯＦＦされて原動機が停止すると、オルタネータによる充電が不可能になるため、所定時間ｔｓ経過後、時刻ｔ２において前記電動ポンプ１１の電源をＯＦＦにすることで電動ポンプ吐出圧が低下する。そして、油圧源の低下により前記第２の摩擦クラッチへの押し付け力が低下しクラッチが

解放状態となる。一方、第１の摩擦クラッチは皿バネによりクラッチへの押し付け力を生じており、これを油圧により解除することによりクラッチが解放されるため、第２の摩擦クラッチとは特性が逆になっている。したがって、油圧源の低下により第１の摩擦クラッチは係合状態となる。ここで、第２の摩擦クラッチへの押付け力は、第１の摩擦クラッチが完全に係合した時刻ｔ３において低下させなければならない。これは、双方の摩擦クラッチが解放状態になる時間が存在すると、車両のロックが不完全になるからである。上記、第１の摩擦クラッチの完全係合状態を検出する方法の一例として、クラッチを押付ける機構部分に隣接して取り付けた位置センサ信号を用いる方法がある。これらの第１、第２の摩擦クラッチの動作に対し、噛み合いクラッチは機械的にギアが噛み合っているため、油圧源の低下によってクラッチが解放されることなく、１速係合状態を保持することができる。したがって、油圧源が低下しても、原動機と歯車式変速機の直結状態を作り、原動機のクランク軸に対する摩擦拘束力を用いて車両をロックさせる(ギア入り駐車)ことが可能である。

【００３３　】

また、ギア入り駐車をするためには、前記図８（ａ）に示したステップＳ６において、例えば駐車する道路が上り勾配の場合には前記係合すべく噛み合いクラッチを前進ギアとする。それ以外の場合には、後進ギアとする。ここで、道路勾配を検出する方法としては、ナビゲーションシステムに用いられる情報や、車速の変化などから勾配を推定演算した値を用いる、または直接センサを取付けて道路勾配を検出するなどが考えられる。このように、車両を駐車する際の道路勾配に応じて係合する噛み合いクラッチのギアを切換えることにより、原動機の駆動／停止状態に係わらず車両を確実にロックすることが可能となる。

【００３４　】

図８（ｂ）は歯車式変速機の制御装置による制御方法を示すフローチャートであり、原動機が停止した状態から始動する際のフローチャートである。また、図８（ｂ）のフローチャートに示した処理内容は、図１に示した制御装置１０のマイクロコンピュータに組み込まれるプログラムである。

【００３５　】

図８（ｂ）のステップＳ１１では運転席に設けられたキースイッチの信号を読み込む。このキースイッチの信号が上述の運転者による原動機１の始動要求を検出する手段である。次にステップＳ１２において、上記キースイッチの信号が「ＯＮ」か否かの判定を行う。「ＯＮ」の場合にはステップＳ１３へ進み、そうでない場合には始動時制御処理を終了する。次にステップＳ１３では、図５に示した電動ポンプ１１を駆動する。次に、ステップＳ１４では油圧センサ１４の信号ＰＬを読み込む。そして、ステップＳ１５ではアキュムレータ１３において蓄圧された上記油圧ＰＬが予め定められた値Ｐｏより大きいか否かの判定を行う。大きい場合にはステップＳ１６へ進み、そうでない場合にはステップＳ１５を繰り返す。次にステップＳ１６において第２の摩擦クラッチ４を係合すべく、上述のアシスト用ソレノイド２９への指令信号を出力し、押付け力を増加させる。これにより、アシストドリブンギアおよびアシストドライブギアを介してカウンタ軸と出力軸が所定変速比に設定される。ここで、噛み合いクラッチは図８（ａ）に示すフローチャートにより、原動機１を停止する際に予め所定変速段に係合されているため、ステップＳ１６の処理により２重噛み合い状態となる。

【００３６　】

次にステップＳ１７において、第１の摩擦クラッチ２を解放し、原動機と歯車式変速機とのトルク伝達が遮断される。次にステップＳ１８において、上記キースイッチの信号が「ＳＴＡＲＴ」か否かの判定を行う。「ＳＴＡＲＴ」の場合にはステップＳ１８へ進み、そうでない場合にはステップＳ１８を繰り返す。そして、最後にステップＳ１９においてスタータを始動させて原動機が運転を開始し、始動時制御を終了する。ここで、スタータが起動する際にスパイク状の大電流が発生し、バッテリの出力電圧が一時的に低下することが知られている。この一時的な電圧降下によって、上記第一の摩擦クラッチを解放するた

めの電流が低下し、クラッチが係合する可能性がある。そこで、スタータが動作している上記ステップＳ１８では、上記第一の摩擦クラッチに流れる電流を最大値、または通常の解放動作時における電流の設定値よりも大きくする必要がある。

【００３７　】

このようなフローチャートにより、原動機の始動時においても車両を確実にロックさせることが可能となる。また、アキュムレータに蓄圧されるまでの時間的なロスを少なくするため、車両のドアの開閉状態を検出する、キーレスエントリーの車両にあってはドアロックが解除されたことを検出又はドアロック解除の指令を検出する、あるいはキーが差し込み口に挿入されたことを検出し、事前にステップＳ１３の処理（準備動作）を実行するような制御方法としてもよい。また、エンジン始動を遠隔操作するリモートスターターの搭載車にあっては、エンジン始動指令が発せられた後、所定時間制御開始を遅らせ、その間に準備動作を行うことによって、同様の効果を達成できる。

【００３８　】

図９（ｂ）は、上述の図８（ｂ）で示した始動時制御処理を実行した際のタイムチャートである。時刻ｔｏにおいて、インヒビタスイッチの信号はＰレンジであり、運転者によりキースイッチが操作されキースイッチの信号がＯＮであることを検出すると、電動ポンプ１１をＯＮとする。電動ポンプ１１の駆動により吐出圧が上昇し、圧力が予め設定されたＰｏに達する時刻ｔ１において、第２の摩擦クラッチへの押し付け力を増加させて完全係合状態とする。そして、時刻ｔ２において第２の摩擦クラッチの完全係合状態を検出すると、第１の摩擦クラッチへの押し付け力も同時に上昇させて、第１の摩擦クラッチを解放状態とする。ここで、上記第２の摩擦クラッチの完全係合状態を検出する方法の一例として、第２の摩擦クラッチに作用する油圧を油圧センサにより検出する方法がある。このように、いずれかの摩擦クラッチを係合させておかなければ、車両のロックが不完全となる。一方、噛み合いクラッチは原動機１が停止する際の変速段を形成しており、前記第２の摩擦クラッチの係合により、２重噛合状態となり車両をロックする。その後、時刻ｔ１において、運転者によりキースイッチがＳＴＡＲＴへ動作されて原動機が始動する。このような制御方法とすることで、原動機が停止状態から始動する際においても、車両を確実にロックすることが可能である。

【００３９　】

次に図６（ｂ）を用いて、歯車式変速機の制御装置に用いるアシストアクチュエータの一実施例について説明する。図６（ｂ）はアシストアクチュエータの一実施例の概要を示す構成図である。図に示すＤＣモータ５１は、歯車によりボールネジ５４と連結されている。前記ＤＣモータ５１の回転方向の力は、ボールネジ５４により直線方向の力として変換されるとともに、増幅される。さらに、ボールネジの先端はマスタシリンダ５２のピストン５３と連結されており、前記ＤＣモータ５１の回転によってバネに抗して移動する。前記マスタシリンダ５２は、図６（ａ）に示した第２の摩擦クラッチのクラッチピストン２５と配管を介して連結されている。配管内には、作動油が充満しており、前記ピストン５３の移動により前記クラッチピストン２５が移動し、前記第２の摩擦クラッチ４への押付け力が発生する。このような構成により、図５に示したような油圧源を用いることなく、電気的にクラッチを係合することが可能となる。また、このような電気式アクチュエータを用いることにより、図８（ｂ）に示したステップＳ１３～Ｓ１５までの処理のような、始動時におけるアキュムレータへ蓄圧するまでの待機時間が不要となる。よって、始動時のもたつきを無くすことが可能となる。

【００４０　】

図１０（ａ）は歯車式変速機の制御装置による制御方法を実行した際の動作を示すタイムチャートであり、車両が走行状態から運転者のブレーキ操作によって停止する際のタイムチャートである。時刻ｔ０において、運転者のブレーキＯＮ操作が開始されると、車両の速度つまり変速機の出力軸回転数が低下する。次に、時刻ｔ１において、出力回転数が予め設定した所定回転数cNOSCOF を下回ると、第１の摩擦クラッチへのクラッチトルク指令値（発進クラッチトルク指令値）をゼロとし、第１の摩擦クラッチを解放する。これによ

り、原動機回転数はアイドル回転数を保持し、変速機の入力軸回転数は出力軸回転数と共に低下する。次に、時刻ｔ２において出力軸回転数が所定回転数cNOSTPまで低下すると、噛み合いクラッチを２速から１速状態へと切換え、次の発進動作のための準備動作を行う。そして、上記時刻ｔ２からの所定時間cTMSTPを経過した時刻ｔ３において、運転者の車両停止要求と判断し、第２の摩擦クラッチを半係合させるべく第２の摩擦クラッチへのクラッチトルク指令値（アシストクラッチトルク指令値）を所定値TTHLHLD に設定する。このように、第２の摩擦クラッチを半係合状態とすることで、変速機内で２重噛み合い状態を形成することができるため、登坂路においても車両の停止位置を保持することが可能となる。以下、このような機能をヒルホールド機能と称す。

ここで、上記ヒルホールド機能に必要なアシストクラッチトルク指令値TTHLHLD の算出方法について述べる。変速機の入力軸まわりにおける運動方程式は下記（１）式で算出される。

Ｊ・ｄω／ｄｔ＝Ｔａ－Ｔｄ／Ｇ１－Ｔａ・Ｔｄ／Ｇ１　（１）

Ｊ：慣性モーメント　　ω：入力軸回転数

Ｔａ：アシストクラッチトルク指令値

Ｔｄ：出力軸まわりの走行抵抗

Ｇｓ：現在ギア比　　Ｇａ：アシストギア比

上記走行抵抗Ｔｄは停止した車両に掛かる負荷である転がり抵抗や勾配抵抗など車両に掛かる負荷を変速機の出力軸周りに換算した値を示すものである。また、上記アシストギア比Ｇａは前記第２の摩擦クラッチを取り付けた歯車列で構成されるギア比を示すものである。ここで、アシストクラッチトルク指令値Ｔａを発生することにより、入力軸には上記（１）式で示すＴａ・Ｔｄ／Ｇ１に相当する循環トルクが発生する。そして、前記循環トルクはタイヤ側から走行抵抗によって入力軸を回転させようとするトルクに対する負荷として作用する。したがって、ヒルホールド機能として必要なアシストクラッチトルク指令値TTHLHLD は上記（１）式をまとめると、下記（２）式で算出される。

ＴＴＨＬＨＬＤ＞Ｔｄ／（Ｇｓ－Ｇａ）　（２）

以上述べたように、ヒルホールド機能に必要なアシストクラッチトルク指令値を算出し、第２の摩擦クラッチを半係合状態とすることにより、ヒルホールド機能を実現することができる。これにより、停車する際に車両位置を保持するための運転者のブレーキ操作力を軽減することが可能となり、ドライバビリティを向上させることができる。

【００４１　】

図１０（ｂ）は歯車式変速機の制御装置による制御方法を実行した際の動作を示すタイムチャートであり、図１０（ａ）にて述べたヒルホールド状態から下記クリープ機能によって発進する際のタイムチャートである。トルクコンバータ付き自動変速機や無段変速機などの変速機構では、停車状態から運転者がブレーキペダルをＯＦＦすると車両が緩やかに前進または後進し、所定の駆動軸トルクを発生するいわゆるクリープ機能を有している。上記クリープ機能は、渋滞路での走行や車庫入れの際にブレーキ操作のみで車両の発進・停止動作が可能であるため、イージードライブ機能としてユーザーに認知されている機能である。本発明の歯車式変速機においても同様のクリープ機能を実現することができる。具体的には、第１の摩擦クラッチを半係合状態とし、原動機の回転数が所定回転数を維持するようにフィードバック制御することにより実現する。図１０（ｂ）に示す時刻ｔ０において、停車状態から運転者のブレーキ操作が解除されると、第１の摩擦クラッチを半係合状態とし、クリープ動作を開始する。ここで、上記半係合状態とすべく発進クラッチトルク指令値をステップ的に設定しても、実際のクラッチトルクが発生するまでの応答遅れがあるため、車輪が回転を開始するまでに遅れ時間が存在する。したがって、登坂路における停車からの発進動作では、図１０（ｂ）点線で示すように前記クラッチトルクが発生するまでの応答遅れの間に走行抵抗によって、一時的に前後加速度が負となり車両の逆行が発生してしまう。

【００４２　】

このように、登坂路において車両を停止させた状態からクリープ状態へと切り替わる際に

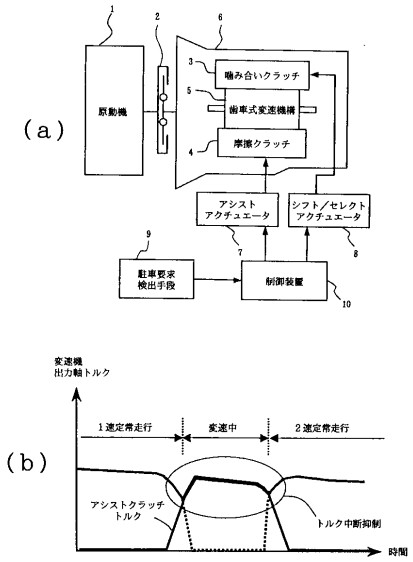
、車両が逆行する現象が発生する。これは、運転者に違和感を与えるだけでなく後続車との接触事故に繋がる可能性がある。しかし、本発明では上述のように停車状態において第２の摩擦クラッチを半係合状態とし、車両位置を保持するために必要なクラッチトルクを発生している。したがって、図１０（ａ）実線で示すようにブレーキ操作が解除された時刻ｔ０において車両位置を保持するトルクが作用しているため、車両は速やかに前進を開始することができるため、上述のような車両の逆行を防止することが可能となる。
ここで、上記出力軸まわりの走行抵抗Ｔｄは、検出あるいは推定により求めた道路勾配および車両の総重量により算出した値を用いると、より正確なヒルホールド機能を有することができる。しかし、走行抵抗を算出するために新たなセンサを追加するとコストアップに繋がるため、予め設定した走行抵抗Ｔｄを学習制御により補正するような安価な構成としても良い。

【００４３　】
以上述べたように、車両が停止している状態を保持する場合、第２の摩擦クラッチを半係合状態とし、噛み合いクラッチとの２重噛み合い状態にすることにより、運転者のブレーキ操作力を軽減することが可能となる。また、登坂路における停車からの発進時に車両の一時的な逆行を防止することが可能となる。

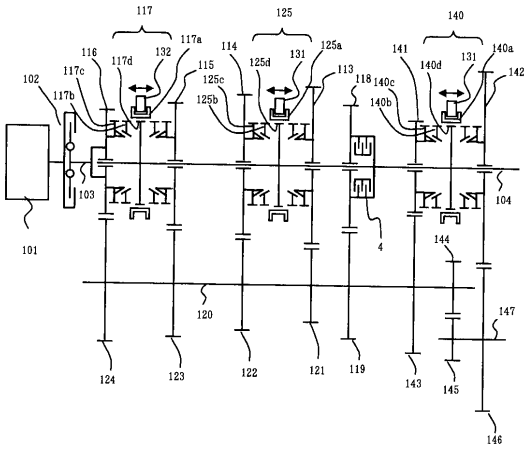
【００４４　】
【発明の効果】
以上説明したように、本発明によれば、自動ＭＴにおいても車輪を確実にロックすることができる。

【図面の簡単な説明】
【図１】（ａ）は本発明の一実施形態による歯車式変速機の制御装置の全体構成を示すブロック図、（ｂ）は歯車式変速機の変速性能の概要を示すタイムチャートである。
【図２】歯車式変速機構の構成を示す概略図である。
【図３】歯車式変速機構の構成を示す概略図である。
【図４】歯車式変速機に用いる変速操作機構の斜視図である。
【図５】歯車式変速機に用いるシフト／セレクトアクチュエータの構成を示す構成図である。
【図６】（ａ）は歯車式変速機に用いる第２の摩擦クラッチの構成を示す部分断面図、（ｂ）は歯車式変速機の制御装置に用いるアシストアクチュエータの一実施例の概要を示す構成図である。
【図７】（ａ）は駐車要求手段として用いるセレクトレバーの外観図、（ｂ）は駐車要求手段として用いるインヒビタスイッチの概略図である。
【図８】（ａ）は歯車式変速機の制御装置による制御方法を示すフローチャート、（ｂ）は歯車式変速機の制御装置による制御方法を示すフローチャートである。
【図９】（ａ）は歯車式変速機の制御方法を実行した際の動作を示すタイムチャート、（ｂ）は歯車式変速機の制御方法を実行した際の動作を示すタイムチャートである。
【図１０】（ａ）は歯車式変速機の制御方法を実行した際の動作を示すタイムチャート、（ｂ）は歯車式変速機の制御方法を実行した際の動作を示すタイムチャートである。
【符号の説明】
１…原動機
２…第１の摩擦クラッチ
３…噛み合いクラッチ
４…第２の摩擦クラッチ
５…歯車式変速機構
６…変速機
７…アシストアクチュエータ
８…シフト／セレクトアクチュエータ
９…駐車要求検出手段
１０…制御装置

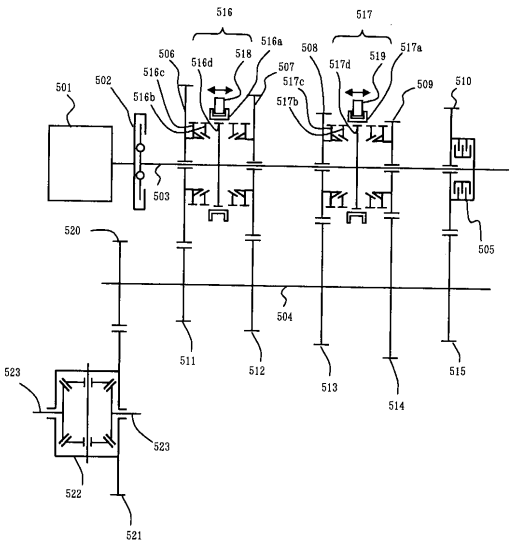
【図１】


(a)
原動機
噛み合いクラッチ
歯車式変速機構
摩擦クラッチ
アシスト
アクチュエータ
シフト／セレクト
アクチュエータ
駐車要求
検出手段
制御装置
(b)
変速機
出力軸トルク
1速定常走行
変速中
2速定常走行
アシストクラッチ
トルク
トルク中断抑制
時間

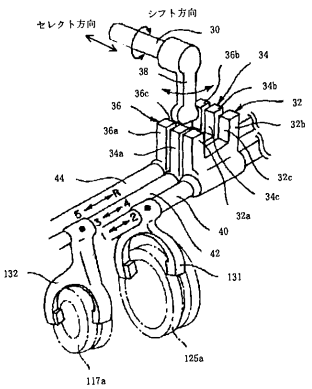
【図２】



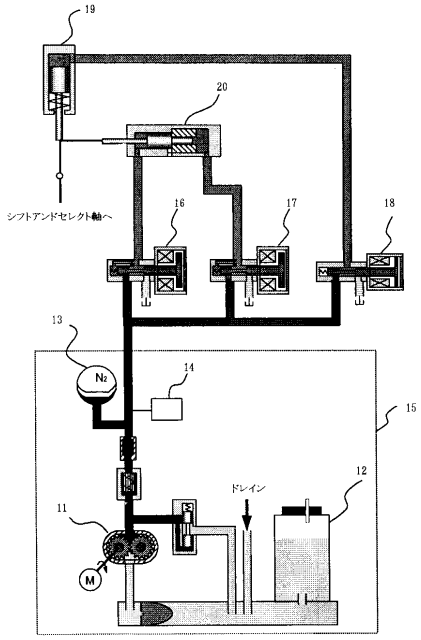
【図３】



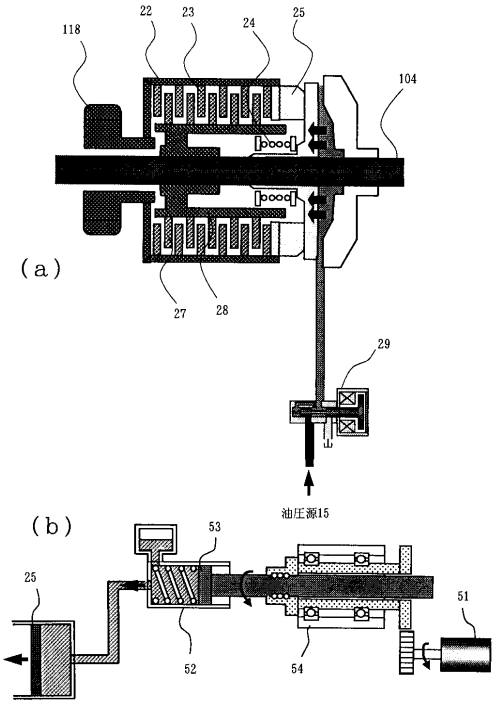
【図４】


セレクト方向
シフト方向

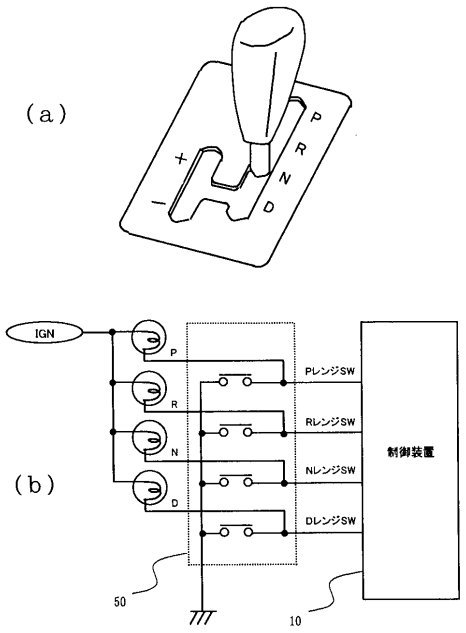
【図５】


19
20
シフトアンドセレクト軸へ
16
17
18
13
N2
14
15
12
ドレイン
11
M

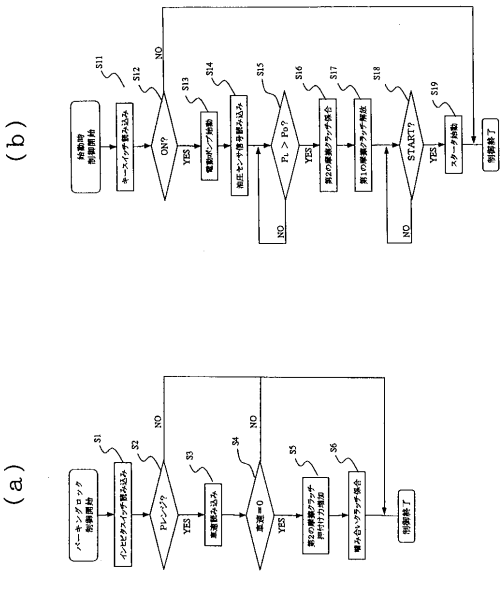
【図６】


118
22
23
24
25
104
(a)
27
28
29
油圧源15
(b)
25
53
51
52
54

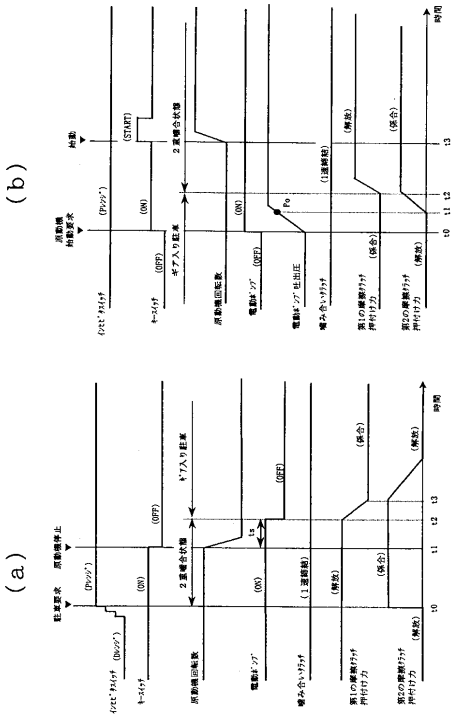
【図７】


(a)
P
R
N
D
+
−
IGN
P
R
N
D
Pレンジ SW
Rレンジ SW
Nレンジ SW
Dレンジ SW
制御装置
(b)
50
10

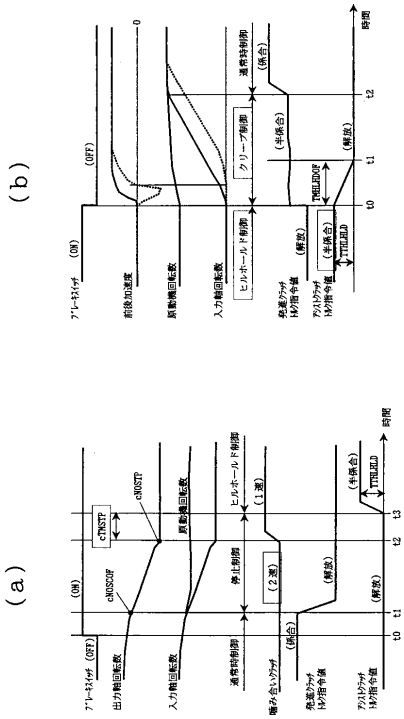
【図８】


(b)
S11
S12
NO
S13
S14
S15
S16
S17
S18
S19
YES
NO
(a)
S1
S2
NO
S3
S4
NO
S5
S6
YES

【図９】



【図１０】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.			FI	
Ｆ１６Ｈ	*59/40*	*(2006.01)*	Ｆ１６Ｈ	59:50
Ｆ１６Ｈ	*59/50*	*(2006.01)*	Ｆ１６Ｈ	59:66
Ｆ１６Ｈ	*59/66*	*(2006.01)*	Ｆ１６Ｈ	103:02
Ｆ１６Ｈ	*61/682*	*(2006.01)*		

(72)発明者　萱野　光男
茨城県日立市大みか町七丁目１番１号　株式会社　日立製作所　日立研究所内
(72)発明者　坂本　博史
茨城県日立市大みか町七丁目１番１号　株式会社　日立製作所　日立研究所内
(72)発明者　尾崎　直幸
茨城県ひたちなか市大字高場２５２０番地　株式会社　日立製作所　自動車機器グループ内

審査官　北村　亮

(56)参考文献　特開平０６－２６５００３（ＪＰ，Ａ）
特開平０９－０１４４３１（ＪＰ，Ａ）
特開平０１－３１２２５４（ＪＰ，Ａ）
特開昭６１－２５２９４６（ＪＰ，Ａ）
特開平０７－０４７８７０（ＪＰ，Ａ）
特開昭６１－２３５２４３（ＪＰ，Ａ）
実開平０２－０４４５２５（ＪＰ，Ｕ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F16H 59/00-61/12
F16H 61/16-61/24
F16H 63/40-63/48
B60W 10/02
B60W 10/10
F16H 61/682