(19)日本国特許庁(JP)　(12)公開特許公報(A)　(11)特許出願公開番号
特開2007-255558
(P2007-255558A)
(43)公開日　平成19年10月4日(2007.10.4)

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード（参考）
F16H 3/091 (2006.01)	F16H 3/091	3J028

審査請求 未請求　請求項の数 3　OL　（全 13 頁）

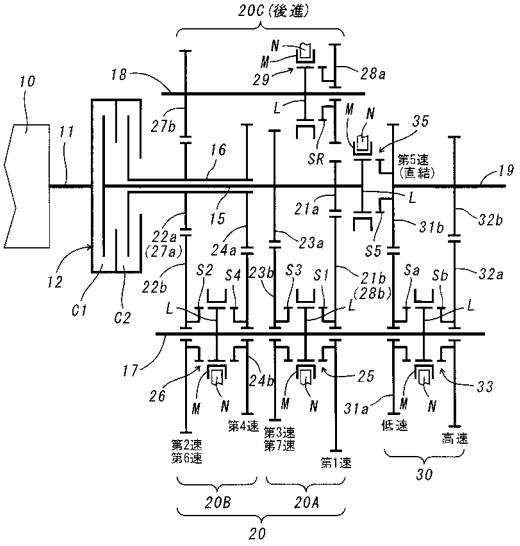
(21)出願番号　特願2006-80491(P2006-80491)
(22)出願日　平成18年3月23日(2006.3.23)

(71)出願人　592058315
アイシン・エーアイ株式会社
愛知県西尾市小島町城山１番地
(74)代理人　100064724
弁理士　長谷　照一
(72)発明者　羽鳥　大貴
愛知県西尾市小島町城山１番地　アイシン・エーアイ株式会社内
(72)発明者　尾神　史朗
愛知県西尾市小島町城山１番地　アイシン・エーアイ株式会社内
(72)発明者　丹波　俊夫
愛知県西尾市小島町城山１番地　アイシン・エーアイ株式会社内

最終頁に続く

(54)【発明の名称】歯車変速装置

(57)【要約】
【課題】デュアルクラッチ式歯車変速装置の後側に設けた低高速切換機構の切換時にトルク遮断が生じて円滑な変速が妨げられるのを防止する。
【解決手段】歯車変速装置は、互いに平行に配置された第１及び第２入力軸１５，１６と副軸１７の間に設けられた歯車変速機構２０と、第１及び第２入力軸にそれぞれ駆動軸１１の回転を伝達する第１及び第２クラッチＣ１，Ｃ２を有するデュアルクラッチ１２と、第１入力軸と同軸的に設けた出力軸１９と副軸の間に設けた低高速切換機構３０と、第１入力軸と出力軸を離脱可能に連結する連結クラッチ３５を備えている。変速域の中間段では連結クラッチにより第１入力軸と出力軸を連結して動力を伝達し、それより低速域では低速段とした低高速切換機構と歯車変速機構を介して動力を伝達し、高速域では高速段とした低高速切換機構と歯車変速機構を介して動力を伝達する。
【選択図】図１



【特許請求の範囲】
【請求項１】
互いに平行に配置された第１入力軸、第２入力軸及び副軸と、原動機により回転駆動される駆動軸の回転を前記第１入力軸に伝達する第１クラッチ及び前記駆動軸の回転を前記第２入力軸に伝達する第２クラッチを有するデュアルクラッチと、前記第１及び第２入力軸と前記副軸の間に設けられた歯車変速機構と、前記副軸の回転が伝達される出力軸よりなる歯車変速装置において、前記第１入力軸の回転を前記出力軸に離脱可能に伝達する連結クラッチと、前記副軸と出力軸の間に設けられた低速ギヤ対及び高速ギヤ対とこれらを切り換える低高速切換クラッチを有し前記副軸の回転を低高２段に切り換えて前記出力軸に伝達する低高速切換機構を備え、変速域の中間段においては前記第１クラッチ及び前記連結クラッチを係合して前記駆動軸の回転を前記第１入力軸を介して前記出力軸に伝達し、前記変速域の中間段よりも低速域では前記歯車変速機構及び低速段とした前記低高速切換機構を介して前記駆動軸の回転を前記出力軸に伝達し、前記変速域の中間段よりも高速域では前記歯車変速機構及び高速段とした前記低高速切換機構を介して前記駆動軸の回転を前記出力軸に伝達することを特徴とする歯車変速装置。
【請求項２】
請求項１に記載の歯車変速装置において、前記第１入力軸と出力軸は同一軸線上に沿って配置したことを特徴とする歯車変速装置。
【請求項３】
請求項１または請求項２に記載の歯車変速装置において、前記第１入力軸は筒状の前記第２入力軸を同軸的かつ回転自在に貫通するように設けたことを特徴とする歯車変速装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は歯車変速装置、特にデュアルクラッチを使用した歯車変速装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
自動車などの車両用の自動変速装置としては流体トルクコンバータを使用したものが一般的であるが、流体トルクコンバータは動力伝達に滑りを伴うので伝達効率が低下するという問題がある。そのような問題を解決するために、歯車式手動変速装置をベースにした変速装置の自動化がいくつか提案されているが、その１例として特許文献１に示すような交互に開閉される２つの摩擦クラッチを有する自動クラッチ、すなわちデュアルクラッチを使用した歯車変速装置がある。
【０００３】
この特許文献１の歯車変速装置では、エンジンの出力軸などの駆動軸からの入力は、デュアルクラッチの第１摩擦クラッチを介して第１入力軸に伝達され、また第２摩擦クラッチを介して第１クラッチの外周に同軸的に設けられた筒状の第２入力軸に伝達される。デュアルクラッチの第１及び第２摩擦クラッチは、通常は図４に示すように、切り換えの途中では半クラッチとなって一方の伝達トルクＡと他方の伝達トルクＢが互いに逆向きに増減し、切り換えの完了後は何れか一方が所定の最大値Ｔ0 となり他方が０となるように、またエンジンの回転速度が所定の低回転速度以下の場合は両方の伝達トルクが減少するように制御されるものである。この歯車変速機構は、両入力軸と平行に設けられたカウンタ軸を有しており、第２入力軸とカウンタ軸の間には第１速、第３速及び第５速の３つの変速段を形成する各ギヤ対が配置され、第１入力軸とカウンタ軸の間には第２速、第４速、非常用低速及び後進の４つの変速段を形成する各ギヤ対が配置され、また各変速段を切り換える４つの切換クラッチが設けられている。カウンタ軸は最終伝達ギヤ対を介して、第１入力軸と同一軸線上で後方に延びる出力軸に連結されている。
【０００４】
作動に際しては、この歯車変速装置の制御装置は、デュアルクラッチの第１摩擦クラッ

チと第２摩擦クラッチを交互に開閉制御し、アクセル開度、エンジン回転速度、車速などの自動車の作動状態に応じて、第２摩擦クラッチが閉じられた状態では第１速、第３速及び第５速の何れか１つの変速段を選択してその変速段による動力伝達を行い、第１摩擦クラッチが閉じられた状態では第２速、第４速、非常用低速及び後進の何れか１つの変速段を選択してその変速段による動力伝達を行う。例えば自動車の作動状態が第２速走行に適しているときは、制御装置は第２速段と第１摩擦クラッチを選択して第２速走行を行い、アクセル開度が増大するなどして第３速走行に適した状態となれば、制御装置は第３速段と第２摩擦クラッチを選択して第３速走行に切り換える。同様にして、制御装置は自動車の作動状態に応じた変速段を順次選択するとともに第１摩擦クラッチと第２摩擦クラッチを交互に選択して、その状態に適した変速段での走行を行う。第１速走行状態で車速がさらに低下した場合は、制御装置は非常用低速段と第１摩擦クラッチを選択して非常用低速走行に切り換える。以上はシフトレバーを前進位置とした場合であるが、一旦停止した状態でシフトレバーを後進位置とすれば、制御装置は後進段と第１摩擦クラッチを選択して後進を行う。

【０００５】

上述した特許文献１の歯車変速装置は、出力軸が第１入力軸と同一軸線上に配置された、フロントエンジンリヤドライブ式の自動車に使用するのに適したものであるが、フロントエンジンフロントドライブ式の自動車に使用するのに適したデュアルクラッチ式の歯車変速装置としては、特許文献２に開示された技術がある。この歯車変速装置は、第１及び第２入力軸と平行に設けられた第１及び第２中間軸を有しており、第１入力軸と第１及び第２中間軸の間に第１速、第３速、第５速及び第７速の４つの変速段を有する第１歯車変速機構が設けられ、第２入力軸と第１及び第２中間軸の間には第２速、第４速及び第６速の３つの変速段を有する第２歯車変速機構が設けられ、また第１入力軸と第２中間軸の間に後進歯車列が設けられている点が特許文献１と異なっている。

【特許文献１】特開２００３－１４８６０２号公報（段落〔００１８〕～〔００２１〕、図２）。

【特許文献２】特開２００６－００２７８９号公報（段落〔０００３〕～〔０００９〕、図８）。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【０００６】

上述した特許文献１の技術は、２本の入力軸及び出力軸と、これに平行に設けられた１本のカウンタ軸の間に第１速～第５速及び非常用低速の各前進用ギヤ対と、後進用ギヤ対と、最終伝達ギヤ対の８つのギヤ対と、４つの切換クラッチが軸線方向に沿って全て直列に設けられているので軸線方向の長さが大となり、また変速段数の割には使用するギヤ数（前進６段、後進１段に対しギヤ数は１７個）が多くなるという問題がある。これに対し特許文献２の技術によれば、２本の入力軸及び出力軸と、これに平行に設けられた２本の中間軸の間に、第１速～第７速の各前進用ギヤ対と、後進用ギヤ対と、最終伝達ギヤ対の９つのギヤ対と、４つの切換クラッチが一部並列に配置されて軸線方向に沿って設けられているので軸線方向の長さは短くなるが、変速段数の割には使用するギヤ数（前進７段、後進１段に対しギヤ数は１９個）が多いという問題は解決されない。

【０００７】

このような問題を解決する手段としては、変速段数を少なくしたデュアルクラッチ式歯車変速機構の後側に低高２段に切り換え可能な低高速切換機構を設け、変速範囲の下半分では低高速切換機構を低速段としてデュアルクラッチ式歯車変速機構による変速を行い、変速範囲の上半分では低高速切換機構を高速段としてデュアルクラッチ式歯車変速機構による変速を行うことが考えられる。このようにすれば１組のデュアルクラッチ式歯車変速機構を低速段と高速段の両方に重複して使用できるので、変速段数の割りには使用するギヤ数を減少させることができる。

【０００８】

デュアルクラッチ式歯車変速装置では、例えば、第１摩擦クラッチによるトルク伝達経路に第１速、第３速・・・の変速段を形成する各ギヤ対を配置するとともに、第２摩擦クラッチによるトルク伝達経路に第２速、第４速・・・の変速段を形成する各ギヤ対を配置し、ある変速段から次の変速段に切り換えるときはデュアルクラッチが何れかに切り換えられて、各摩擦クラッチがつながっていない（クラッチ断）状態で変速段の切り換えを行うようにしている。これにより円滑な変速が行われる。しかしながら前述のようにデュアルクラッチ式歯車変速機構の後側に低高速切換機構を設けたものでは、低速域での変速から高速域での変速に移行する際には、低高速切換機構の切換クラッチを低速段側から高速段側に切り換える必要がある。そのためには低高速切換機構の低高速切換クラッチは、デュアルクラッチが何れかに切り換えられて伝達トルクが０の状態で低速側から離脱させるとともに高速側に係合させなければならないが、図４に示すような特性のデュアルクラッチではそのようなタイミングを得ることは難しく、従って伝達トルクの遮断が生じるので、円滑な変速が妨げられるという問題がある。

【０００９】

本発明は低高速切換機構の低速域と高速域の間に中間段を設け、この中間段では連結クラッチにより第１入力軸の回転を出力軸に伝達するようにして、このような問題を解決することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【００１０】

このために、請求項１の発明による歯車変速装置は、互いに平行に配置された第１入力軸、第２入力軸及び副軸と、原動機により回転駆動される駆動軸の回転を第１入力軸に伝達する第１クラッチ及び駆動軸の回転を第２入力軸に伝達する第２クラッチを有するデュアルクラッチと、第１及び第２入力軸と副軸の間に設けられた歯車変速機構と、副軸の回転が伝達される出力軸よりなる歯車変速装置において、第１入力軸の回転を出力軸に離脱可能に伝達する連結クラッチと、副軸と出力軸の間に設けられた低速ギヤ対及び高速ギヤ対とこれらを切り換える低高速切換クラッチを有し副軸の回転を低高２段に切り換えて出力軸に伝達する低高速切換機構を備え、変速域の中間段においては第１クラッチ及び連結クラッチを係合して駆動軸の回転を第１入力軸を介して出力軸に伝達し、変速域の中間段よりも低速域では歯車変速機構及び低速段とした低高速切換機構を介して駆動軸の回転を出力軸に伝達し、変速域の中間段よりも高速域では歯車変速機構及び高速段とした低高速切換機構を介して駆動軸の回転を出力軸に伝達することを特徴とするものである。

【００１１】

前項に記載の歯車変速装置において、第１入力軸と出力軸は同一軸線上に沿って配置することが好ましい。

【００１２】

前２項に記載の歯車変速装置において、第１入力軸は筒状の第２入力軸を同軸的かつ回転自在に貫通するように設けることが好ましい。

【発明の効果】

【００１３】

請求項１に記載の発明によれば、デュアルクラッチを使用した１組の歯車変速機構を低速段と高速段の両方に重複して使用でき、これにより変速段数の割りには使用するギヤ数を減少させることができるので、コンパクトにまとまったデュアルクラッチ式歯車変速装置を得ることができる。また低速域での最高速段または高速域での最低速段から変速域の中間段に切り換える場合は、低高速切換機構の低高速切換クラッチによるトルク伝達から連結クラッチによるトルク伝達に切り換えればよく、連結クラッチ及び低高速切換クラッチの切り換えはデュアルクラッチの切換前後の第１及び第２クラッチの伝達トルクがそれぞれ０の状態で行うことができる。これと逆に変速域の中間段から低速域での最高速段または高速域での最低速段に切り換える場合は、連結クラッチによるトルク伝達から低高速切換機構の低高速切換クラッチによるトルク伝達に切り換えればよく、低高速切換クラッ

チ及び連結クラッチの切り換えはデュアルクラッチの切換前後の第１及び第２クラッチの伝達トルクがそれぞれ０の状態で行うことができる。何れの場合にも、低高速切換クラッチ及び連結クラッチの離脱または係合は、それぞれの伝達トルクが０の状態で行うことができ、伝達トルクの遮断が生じることはないので円滑な変速を行うことができる。

【００１４】

請求項２に記載の発明によれば、第１入力軸と出力軸は同一軸線上に沿って配置されているので、第１入力軸の回転を出力軸に離脱可能に伝達する部材は連結クラッチだけで足り、その他の連動機構を必要としないので構造を簡単にすることができる。

【００１５】

請求項３に記載の発明によれば、第１入力軸と第２入力軸を同軸的に配置することによりデッドスペースが減少するので、デュアルクラッチ式歯車変速装置を一層コンパクトにまとまったものとすることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【００１６】

先ず、図１～図４に示す第１実施形態により、本発明による歯車変速装置を実施するための最良の形態の説明をする。この第１実施形態は、前進７段、後進２段の自動変速装置に本発明を適用したものであり、主として図１に示すように、第１入力軸１５及びこれを同軸的に囲んで回転自在に設けられた筒状の第２入力軸１６と、この両入力軸１５，１６と平行に配置された副軸１７及び後進用副軸１８と、筒状の第２入力軸１６を貫通して後方に突出する第１入力軸１５と同軸的に後方に延びる出力軸１９を有している。第１入力軸１５及び第２入力軸１６は、駆動軸１１を介してエンジンなどの原動機１０により回転駆動されるデュアルクラッチ１２の第１摩擦クラッチ（第１クラッチ）Ｃ１と第２摩擦クラッチ（第２クラッチ）Ｃ２にそれぞれ連結されて回転駆動される。デュアルクラッチ１２の第１及び第２摩擦クラッチＣ１，Ｃ２は、通常の作動状態では図４に示すように、切り換えの途中では半クラッチとなって一方の伝達トルクＡと他方の伝達トルクＢが互いに逆向きに増減し、切り換えの完了後は何れか一方が所定の最大値Ｔ0 となり他方が０となるように、またエンジンの回転速度が所定の低回転速度以下の場合は両方の伝達トルクが何れも減少するように制御されるものである。

【００１７】

第１及び第２入力軸１５，１６と副軸１７の間には歯車変速機構２０が設けられ、この歯車変速機構２０は、第１入力軸１５と副軸１７の間に設けられた第１前進歯車変速機構２０Ａと、第２入力軸１６と副軸１７の間に設けられた第２前進歯車変速機構２０Ｂにより構成されている。互いに同軸的に配置された第１入力軸１５と出力軸１９の間には、この両軸１５，１９を離脱可能に連結する連結クラッチ３５が設けられ、副軸１７と出力軸１９の間には低高速切換機構３０が設けられている。第１及び第２入力軸１５，１６と後進用副軸１８の間には後進歯車機構２０Ｃが設けられている。

【００１８】

第１前進歯車変速機構２０Ａは、第１速ギヤ対２１ａ，２１ｂと、第３速ギヤ対２３ａ，２３ｂと、第１変速切換クラッチ２５により構成されている。第１速ギヤ対は、第１入力軸１５に固定された駆動ギヤ２１ａと、副軸１７に回転自在に設けられた被駆動ギヤ２１ｂよりなり、第３速ギヤ対は、第１入力軸１５に固定された駆動ギヤ２３ａと、副軸１７に回転自在に設けられた被駆動ギヤ２３ｂよりなるものである。

【００１９】

第１変速切換クラッチ２５は、図１及び図２に示すように、副軸１７にスプライン固定されたクラッチハブＬと、第１速被駆動ギヤ２１ｂに圧入固定された第１速係合部材Ｓ１と、第３速被駆動ギヤ２３ｂに圧入固定された第３速係合部材Ｓ３と、クラッチハブＬと左右の各係合部材Ｓ１，Ｓ３の間にそれぞれ介在されたシンクロナイザリングＯと、クラッチハブＬの外周に軸線方向移動自在にスプライン係合されたスリーブＭよりなり、各被駆動ギヤ２１ｂ，２３ｂを交互にまた両方を同時に副軸１７に離脱可能に接続する周知のシンクロメッシュ機構である。第１前進歯車変速機構２０Ａのスリーブは、図に示す中

立位置では係合部材Ｓ１，Ｓ３の何れにも係合されていないが、外周の環状溝に係合されたシフトフォークＮにより第１速被駆動ギヤ２１ｂ側にシフトされれば、スリーブＭは先ずそちら側のシンクロナイザリングＯにスプライン係合して副軸１７と第１速被駆動ギヤ２１ｂの回転を同期させ、次いで第１速係合部材Ｓ１の外周の外歯スプラインと係合し、副軸１７と第１速被駆動ギヤ２１ｂを一体的に連結して第１速段を形成する。またシフトフォークＮによりスリーブＭが第３速被駆動ギヤ２３ｂ側にシフトされれば、同様にして副軸１７と第３速被駆動ギヤ２３ｂの回転を同期させた後にこの両者を一体的に連結して第３速段を形成する。

【００２０】

第２前進歯車変速機構２０Ｂは、第２速ギヤ対２２ａ，２２ｂと、第４速ギヤ対２４ａ，２４ｂと、第２変速切換クラッチ２６により構成されている。第２速ギヤ対は第２入力軸１６に固定された駆動ギヤ２２ａと、副軸１７に回転自在に設けられた被駆動ギヤ２２ｂよりなり、第４速ギヤ対は第２入力軸１６に固定された駆動ギヤ２４ａと、副軸１７に回転自在に設けられた被駆動ギヤ２４ｂよりなるものである。また第２変速切換クラッチ２６は各被駆動ギヤ２２ｂ，２４ｂを交互にまた両方を同時に副軸１７に離脱可能に接続するシンクロメッシュ機構である。第２変速切換クラッチ２６は構造それ自体は前述した第１変速切換クラッチ２５と同一であり、第２速係合部材Ｓ２と第４速係合部材Ｓ４がそれぞれ被駆動ギヤ２２ｂ及び被駆動ギヤ２４ｂに固定されている点が異なるだけである。第２変速切換クラッチ２６は、第１変速切換クラッチ２５と同様、図示の中立位置では何れの係合部材Ｓ２，Ｓ４とも係合されていないが、シフトフォークＮによりスリーブＭが第２速被駆動ギヤ２２ｂ側にシフトされれば、副軸１７と第２速被駆動ギヤ２２ｂの回転が同期された後この両者が一体的に連結されて第２速段が形成され、またスリーブＭが第４速被駆動ギヤ２４ｂ側にシフトされれば、副軸１７と第４速被駆動ギヤ２４ｂの回転が同期された後この両者が一体的に連結されて第４速段が形成される。

【００２１】

この第１実施形態では、各前進歯車変速機構２０Ａ，２０Ｂの各切換クラッチ２５，２６は副軸１７側に設けられているが、第１入力軸１５または第２入力軸１６側に設けてもよい。

【００２２】

後進歯車機構２０Ｃは、前述した後進用副軸１８と、第１後進ギヤ対２７ａ，２７ｂと、第２後進ギヤ対２８ａ，２８ｂと、後進クラッチ２９により構成されている。第１後進ギヤ対は第２入力軸１６に固定された駆動ギヤ２７ａ（第２速駆動ギヤ２２ａと共用）と、後進用副軸１８に固定された被駆動ギヤ２７ｂよりなり、第２後進ギヤ対は後進用副軸１８に回転自在に設けられた駆動ギヤ２８ａと、副軸１７に回転自在に設けられた被駆動ギヤ２８ｂ（第１速被駆動ギヤ２１ｂと共用）よりなるものである。後進クラッチ２９は駆動ギヤ２８ａを後進用副軸１８に離脱可能に接続するシンクロメッシュ機構である。後進クラッチ２９は、第１変速切換クラッチ２５と類似した構造であるが、クラッチハブＬの片側だけにシンクロナイザリングＯ及び後進用係合部材ＳＲが設けられたものであり、クラッチハブＬは後進用副軸１８に固定され、後進用係合部材ＳＲは後進用駆動ギヤ２８ａに固定されている。

【００２３】

低高速切換機構３０は、低速ギヤ対３１ａ，３１ｂと、高速ギヤ対３２ａ，３２ｂと、低高速切換クラッチ３３により構成されている。低速ギヤ対は副軸１７に回転自在に設けられた駆動ギヤ３１ａと、出力軸１９の前端部に固定された被駆動ギヤ３１ｂよりなり、高速ギヤ対は副軸１７に回転自在に設けられた駆動ギヤ３２ａと、出力軸１９に固定された被駆動ギヤ３２ｂよりなるものである。また低高速切換クラッチ３３は各駆動ギヤ３１ａ，３２ａを交互にまた両方を同時に副軸１７に離脱可能に接続するシンクロメッシュ機構である。低高速切換クラッチ３３は構造それ自体は前述した各変速切換クラッチ２５，２６と同一であり、低速係合部材Ｓａと高速係合部材Ｓｂがそれぞれ駆動ギヤ３１ａ及び駆動ギヤ３２ａに固定されている点が異なるだけである。低高速切換クラッチ３３は、図

示の中立位置では何れの係合部材Ｓａ，Ｓｂとも係合されていないが、シフトフォークＮによりスリーブＭが低速駆動ギヤ３１ａ側にシフトされれば、副軸１７と低速駆動ギヤ３１ａの回転が同期された後この両者が一体的に連結されて低速段が形成され、またスリーブＭが高速駆動ギヤ３２ａ側にシフトされれば、副軸１７と高速駆動ギヤ３２ａの回転が同期された後この両者が一体的に連結されて高速段が形成される。

【００２４】

連結クラッチ３５は、第１入力軸１５の後端と、出力軸１９の前端に固定された低速ギヤ対の被駆動ギヤ３１ｂの間に設けられている。連結クラッチ３５は構造それ自体は前述した後進クラッチ２９と同一の片側だけにシンクロナイザリングと係合部材を設けたシンクロメッシュ機構であり、クラッチハブＬが第１入力軸１５の後端に固定され、第５速係合部材Ｓ５が低速被駆動ギヤ３１ｂに固定されている点が異なっているだけである。連結クラッチ３５は、図示の中立位置では第５速係合部材Ｓ５と係合されていないが、シフトフォークＮによりスリーブＭが低速被駆動ギヤ３１ｂ側にシフトされれば、第１入力軸１５と出力軸１９の回転が同期された後この両者が直結されて第５速段が形成される。

【００２５】

上述した各変速段、後進段、及び低高速で使用される各ギヤの歯数は、各変速段、後進段における変速比が所定の値となるように設定されている。なお、第５速段においては第１入力軸１５と出力軸１９が直結されるので、変速比は１である。

【００２６】

この第１実施形態の歯車自動変速装置の制御装置は、アクセル開度、エンジン回転速度、車速などの自動車の作動状態に応じて、デュアルクラッチ１２の第１及び第２摩擦クラッチＣ１，Ｃ２、第１及び第２変速切換クラッチ２５，２６、後進クラッチ２９、低高速切換クラッチ３３並びに連結クラッチ３５を、図３に示すように制御する。不作動状態ではデュアルクラッチ１２の第１及び第２摩擦クラッチＣ１，Ｃ２はともに解除されており、各クラッチ２５，２６，２９，３３，３５は全て中立位置にある。停車状態においてエンジン１０を起動させて歯車変速装置のシフトレバー（図示省略）を前進位置とすれば、制御装置は図３の第１速に示すように、低高速切換クラッチ３３の低速係合部材Ｓａと、第１変速切換クラッチ２５の第１速係合部材Ｓ１が係合し、その他の各クラッチが中立位置となるようにして、低高速切換機構３０の低速段と、歯車変速機構２０の第１速段を形成する。アクセル開度が増大してエンジン１０が所定の低回転速度を越えれば、制御装置はアクセル開度に合わせてデュアルクラッチ１２の第１摩擦クラッチＣ１の係合力を徐々に増加させる。これにより駆動軸１１の駆動トルクは第１摩擦クラッチＣ１から第１入力軸１５、第１速ギヤ対２１ａ，２１ｂ、第１変速切換クラッチ２５、副軸１７、低高速切換クラッチ３３及び低速ギヤ対３１ａ，３１ｂを介して出力軸１９に伝達され、自動車は第１速で走行し始める。

【００２７】

アクセル開度が増大するなどして自動車の作動状態が第２速走行に適した状態となれば、制御装置は、低高速切換クラッチ３３の低速係合部材Ｓａはそのままの状態で、先ず第２変速切換クラッチ２６の第２速係合部材Ｓ２を係合させて、歯車変速機構２０の第２速段を形成してから、デュアルクラッチ１２を第２摩擦クラッチＣ２側に切り換えて第２速走行に切り換え、次いで第１速係合部材Ｓ１を離脱させて、図３の第２速に示す状態にする。同様にして制御装置は、第３速及び第４速では、低高速切換クラッチ３３の低速係合部材Ｓａはそのままの状態で、自動車の作動状態に応じた変速段を順次選択するとともに第１摩擦クラッチＣ１と第２摩擦クラッチＣ２を交互に選択して、その状態に適した変速段での走行が行われるようにする。

【００２８】

自動車の作動状態が第５速走行に適した状態となれば、制御装置は、先ず連結クラッチ３５の第５速係合部材Ｓ５を係合させて第１入力軸１５と出力軸１９を連結してから、デュアルクラッチ１２を第１クラッチＣ１側に切り換えて第５速走行に切り換え、次いで第４速係合部材Ｓ４と低速係合部材Ｓａを離脱させて、図３の第５速に示す状態にする。自

動車の作動状態が第６速走行に適した状態となれば、制御装置は、先ず低高速切換クラッチ３３の高速係合部材Ｓｂと、第２変速切換クラッチ２６の第２速係合部材Ｓ２を係合させて、歯車変速機構２０の第６速段を形成してから、デュアルクラッチ１２を第２摩擦クラッチＣ２側に切り換えて第６速走行に切り換え、次いで第５速係合部材Ｓ５を離脱させて、図３の第６速に示す状態にする。この場合は駆動軸１１の駆動トルクは第２摩擦クラッチＣ２から第２入力軸１６、第２速ギヤ対２２ａ，２２ｂ、第２変速切換クラッチ２６の第２速係合部材Ｓ２、副軸１７、低高速切換クラッチ３３の高速係合部材Ｓｂ及び高速ギヤ対３２ａ，３２ｂを介して出力軸１９に伝達されて、自動車は第６速で走行する。

【００２９】

自動車の作動状態が第７速走行に適した状態となれば、制御装置は、低高速切換クラッチ３３の高速係合部材Ｓｂはそのままの状態で、先ず第１変速切換クラッチ２５の第３速係合部材Ｓ３を係合させて、歯車変速機構２０の第７速段を形成してから、デュアルクラッチ１２を第１摩擦クラッチＣ１側に切り換えて第７速走行に切り換え、次いで第２速係合部材Ｓ２を離脱させて、図３の第７速に示す状態にする。第６速及び第７速においては、出力軸１９の回転速度は駆動軸１１よりも増速される。ある走行状態から車速が低下するなどして自動車の作動状態が低速段走行に適した状態となれば、制御装置は同様にして自動車の作動状態に応じた低速段を順次選択するとともに第１摩擦クラッチと第２摩擦クラッチを交互に選択して、その状態に適した変速段での走行に切り換える。

【００３０】

以上の説明のうち歯車変速機構２０の作動において、各変速切換クラッチ２５，２６は、デュアルクラッチ１２が何れかに切り換えられている状態でクラッチ断になっている方の摩擦クラッチＣ１またはＣ２に連結されている方のものが切り換えられ、伝達トルクが０の状態で行われるので、各変速段の間の切り換えは円滑に行われる。また低高速切換クラッチ３３及び連結クラッチ３５に関しては、第４速段（低速域での最高速段）または第６速段（高速域での最低速段）から第５速段（中速段）に切り換える場合は、第５速係合部材Ｓ５の係合はデュアルクラッチ１２の切換前で第１摩擦クラッチＣ１がクラッチ断の状態でなされ、低速係合部材Ｓａまたは高速係合部材Ｓｂの離脱はデュアルクラッチ１２の切換後で第２摩擦クラッチＣ２がクラッチ断の状態でなされ、何れも伝達トルクが０の状態で行うことができる。同様に、第５速段から第４速段または第６速段に切り換える場合は、低速係合部材Ｓａまたは高速係合部材Ｓｂの係合はデュアルクラッチ１２の切換前で第２摩擦クラッチＣ２がクラッチ断の状態でなされ、第５速係合部材Ｓ５の離脱はデュアルクラッチ１２の切換後で第１摩擦クラッチＣ１がクラッチ断の状態でなされ、何れも伝達トルクが０の状態で行うことができる。何れも伝達トルクが０の状態で行われるので、各変速段の間の切り換えは円滑に行われる。

【００３１】

エンジン１０を起動させた停車状態において歯車変速装置のシフトレバーを後進位置とすれば、制御装置はそれを検出して図３の後進１に示すように、後進クラッチ２９の後進係合部材ＳＲと、低高速切換クラッチ３３の低速係合部材Ｓａと、第１変速切換クラッチ２５の第１速係合部材Ｓ１が係合し、その他の各クラッチが中立位置となるようにして、低高速切換機構３０の低速段と、歯車変速機構２０の後進段を形成する。

アクセル開度が増大してエンジン１０が所定の低回転速度を越えれば、制御装置はアクセル開度に合わせてデュアルクラッチ１２の第１摩擦クラッチＣ１の係合力を徐々に増加させる。これにより駆動軸１１の駆動トルクは第２摩擦クラッチＣ２から第２入力軸１６、第１後進ギヤ対２７ａ，２７ｂ、後進用副軸１８、第２後進ギヤ対２８ａ，２８ｂ、第１変速切換クラッチ２５、副軸１７、低高速切換クラッチ３３及び低速ギヤ対３１ａ，３１ｂを介して出力軸１９に伝達され、自動車は後進第１速で走行し始める。

【００３２】

アクセル開度が増大するなどして自動車の作動状態が後進第２速に適した状態となれば、制御装置は図３の後進２に示すように、低高速切換クラッチ３３を低速係合部材Ｓａか

ら高速係合部材Ｓｂに切り換え、これにより駆動トルクが低速ギヤ対３１ａ，３１ｂの代わりに高速ギヤ対３２ａ，３２ｂを通って伝達される後進第２速に切り換える。この切り換えの際には、デュアルクラッチ１２は切り換えられず、従って低高速切換クラッチ３３は伝達するトルクが最大値Ｔ0 となったままの状態で低速ギヤ対３１ａ，３１ｂ側から高速ギヤ対３２ａ，３２ｂ側に切り換えられるので、エンジン１０から出力軸１９へのトルク伝達の遮断が生じ、このために円滑な変速が妨げられるおそれがある。しかし後進の場合はアクセル開度を大きくすることはなく、従って伝達トルクそのものが小さいので実質的に問題となることはない。

【００３３】

上述した第１実施形態によれば、デュアルクラッチを使用した１組の歯車変速機構２０の後側に低高速切換機構３０を設け、１組の歯車変速機構２０を低高速切換機構３０の低速段と高速段の両方に重複して使用でき、これにより変速段数の割りには使用するギヤ数を減少させることができるので、コンパクトにまとまったデュアルクラッチ式歯車変速装置を得ることができる。

【００３４】

このような１組のデュアルクラッチ式歯車変速機構２０の後側に低高速切換機構３０を設けた歯車変速装置では、前述のように低速域での変速から高速域での変速に移行する際には、円滑な変速が妨げられるという問題がある。しかしながら上述した第１実施形態では、低速域での最高速段または高速域での最低速段から変速域の中間段に切り換える場合は、低高速切換機構３０の低高速切換クラッチ３３によるトルク伝達から連結クラッチ３５によるトルク伝達に切り換えればよく、低高速切換クラッチ３３及び連結クラッチ３５は何れもデュアルクラッチ１２の第１及びクラッチＣ１，Ｃ２の伝達トルクが０の状態で切り換えることができ、伝達トルクの遮断が生じることはないので円滑に変速を行うことができる。これと逆に変速域の中間段から低速域での最高速段または高速域での最低速段に切り換える場合も、連結クラッチ３５によるトルク伝達から低高速切換機構３０の低高速切換クラッチ３３によるトルク伝達に切り換えればよく、連結クラッチ３５及び低高速切換クラッチ３３は何れもデュアルクラッチ１２の第１及び第２クラッチＣ１，Ｃ２の伝達トルクが０の状態で切り換えることができ、伝達トルクの遮断が生じることはないので円滑に変速を行うことができる。

【００３５】

上述した各実施形態では、第１入力軸１５と出力軸１９を同一軸線上に沿って配置しており、このようにすれば第１入力軸１５の回転を出力軸１９に離脱可能に伝達する部材は連結クラッチ３５だけで足り、ギヤなどの連動機構を必要としないので構造を簡単にすることができる。しかしながら本発明はこれに限られるものではなく、第１入力軸１５と出力軸１９を偏心させて実施することも可能であり、その場合は両軸１５，１９をギヤにより連結すればよく、そのようにしてもデュアルクラッチ式歯車変速機構２０の後側に低高速切換機構３０を設けた歯車変速装置における、低速域での変速から高速域での変速に移行する際に円滑な変速が妨げられるという問題を解決することができる。

【００３６】

上述した第１実施形態では、第５速を第１入力軸１５と出力軸１９が連結クラッチ３５により連結される中間段とし、第１速～第４速では低高速切換機構３０を低速段として歯車変速機構２０により変速し、第６速及び第７速では低高速切換機構３０を高速段として歯車変速機構２０により変速する例につき説明したが、本発明はこれに限られるものではなく、中間段の位置を変えて実施することもできる。図５および図６に示す第２実施形態は本発明を第１速～第３速では低高速切換機構３０を低速段とし、第５速及び第６速では低高速切換機構３０を高速段として、第４速を直結の中間段とした歯車変速装置に本発明を適用した例を示している。

【００３７】

この第２実施形態は、第１実施形態とは逆に、歯車変速機構２０の第１前進歯車変速機構２０Ｄを第２入力軸１６と副軸１７の間に設け、第２前進歯車変速機構２０Ｅを第１入

力軸１５と副軸１７の間に設けている。第１前進歯車変速機構２０Ｄは、第１速ギヤ対２１ａ，２１ｂ及び第３速ギヤ対２３ａ，２３ｂの駆動ギヤ２１ａ，２３ａが第２入力軸１６に固定されている点が第１実施形態の第１前進歯車変速機構２０Ａと異なっているだけである。第２前進歯車変速機構２０Ｅは、第４速ギヤ対２４ａ，２４ｂを除いて第２速ギヤ対２２ａ，２２ｂのみとし、駆動ギヤ２２ａが第１入力軸１５に固定され、第２変速切換クラッチ２６が後進クラッチ２９と同じ片側にのみシンクロナイザリングＯと係合部材Ｓを設けたものである点が第１実施形態の第２前進歯車変速機構２０Ｂと異なっている。その他の構成は第１実施形態と同じであるので詳細な説明は省略する。

【００３８】

この第２実施形態では、歯車自動変速装置の制御装置は、アクセル開度、エンジン回転速度、車速などの自動車の作動状態に応じて、デュアルクラッチ１２の第１及び第２摩擦クラッチＣ１，Ｃ２、第１及び第２切換クラッチ３０Ａ，３０Ｂ並びに切換クラッチ３７を、図６に示すように制御する。この第２実施形態は、第４速を第１入力軸１５と出力軸１９が連結クラッチ３５により連結される中間段とし、第１速～第３速では低高速切換機構３０を低速段として歯車変速機構２０により変速し、第５速及び第６速では低高速切換機構３０を高速段として歯車変速機構２０により変速するものであり、これ以外の作動の詳細は、第１実施形態の作動から容易に類推できるので、詳細な説明は省略する。

【００３９】

この第２実施形態でも、デュアルクラッチを使用した１組の歯車変速機構２０の後側に低高速切換機構３０を設け、１組の歯車変速機構２０を低高速切換機構３０の低速段と高速段の両方に重複して使用でき、これにより変速段数の割りには使用するギヤ数を減少させることができるので、コンパクトにまとまったデュアルクラッチ式歯車変速装置を得ることができる。第１実施形態で説明したのと同じ理由で、低速域での変速と高速域での変速の間で移行する際にも円滑に変速を行うことができる。なお、この第２実施形態の第２前進歯車変速機構２０Ｅは片側のギヤ対とシンクロナイザリング及び係合部材が不要であるので、その分だけ歯車変速装置を簡略化することができる。

【００４０】

この第２実施形態では、第１実施形態よりも変速段数を減少させた例につき説明したが、本発明は必要に応じて変速段数を増大させるようにして実施することもできる。その場合には、第１前進歯車変速機構２０Ａ及び第２前進歯車変速機構２０Ｂをそれぞれ並列に設けて歯車変速機構２０の変速段数をすればよい。

【図面の簡単な説明】

【００４１】

【図１】本発明による歯車変速装置の第１実施形態の全体構造を示すスケルトン図である。

【図２】第１実施形態に使用する切換クラッチの一例を示す断面図である。

【図３】第１実施形態の変速動作の説明図である。

【図４】デュアルクラッチ式歯車変速装置に使用するデュアルクラッチの作動を説明する図である。

【図５】本発明による歯車変速装置の第２実施形態の全体構造を示すスケルトン図である。

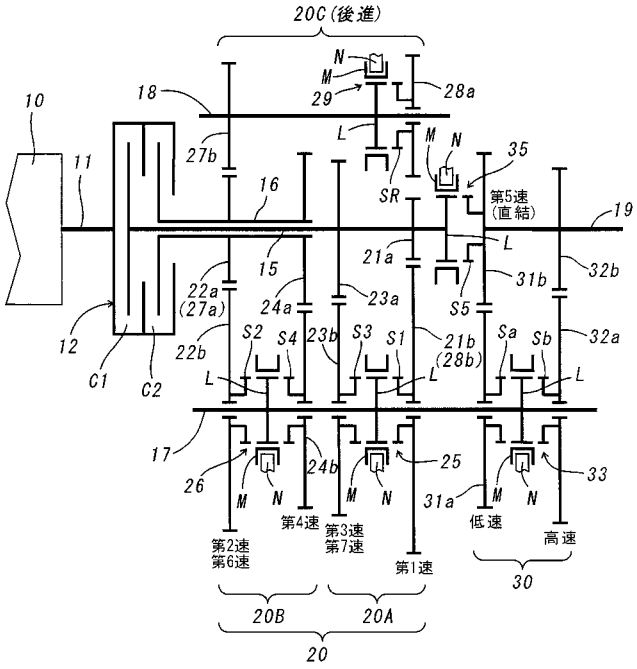
【図６】第２実施形態の変速動作の説明図である。

【符号の説明】

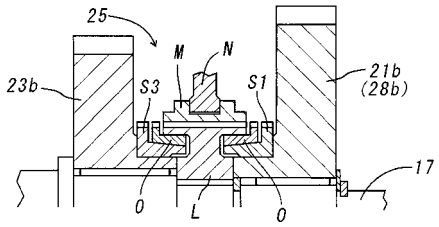
【００４２】

１０…原動機（エンジン）、１１…駆動軸、１２…デュアルクラッチ、１５…第１入力軸、１６…第２入力軸、１７…副軸、１９…出力軸、２０…歯車変速機構、３０…低高速切換機構、３１ａ，３１ｂ低速ギヤ対、３２ａ，３２ｂ高速ギヤ対、３３…低高速切換クラッチ、３５…連結クラッチ、Ｃ１…第１クラッチ（第１摩擦クラッチ）、Ｃ２…第２クラッチ（第２摩擦クラッチ）。

【図１】



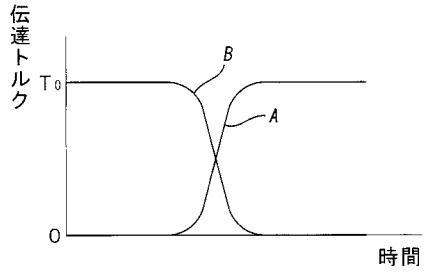
【図２】



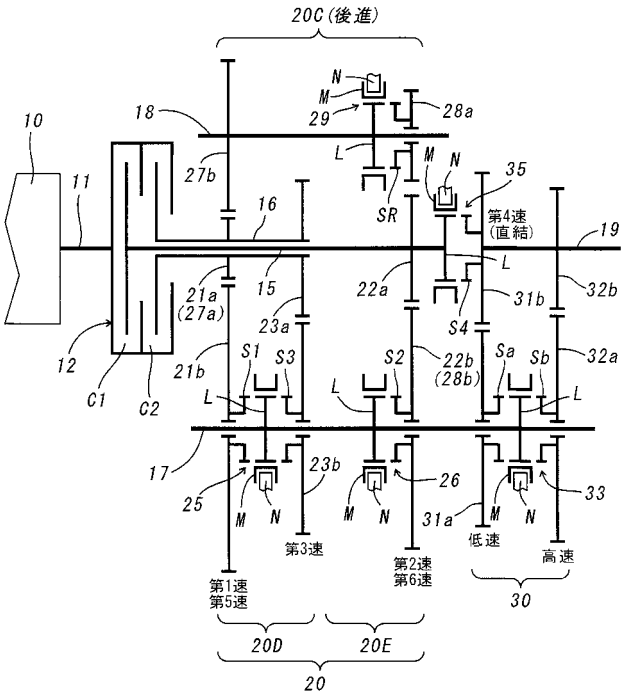
【図３】

	ﾃﾞｭｱﾙ クラッチ12		第1変速切換 クラッチ25			第2変速切換 クラッチ26			連結 クラッチ35		低高速切換 クラッチ33			後進 クラッチ29	
	C1	C2	S1	N	S3	S2	N	S4	S5	N	Sa	N	Sb	N	SR
第１速	○		○				○			○	○			○	
第２速		○		○		○				○	○			○	
第３速	○				○		○			○	○			○	
第４速		○		○				○		○	○			○	
第５速	○			○			○		○			○		○	
第６速		○		○		○				○			○	○	
第７速	○				○		○			○			○	○	
後進１		○	○				○			○	○				○
後進２		○	○				○			○			○		○

【図４】



【図５】



【図６】

	デュアル クラッチ12		第1変速切換 クラッチ25			第2変速切換 クラッチ26		連結 クラッチ35		低高速切換 クラッチ33			後進 クラッチ29	
	C1	C2	S1	N	S3	S2	N	S4	N	Sa	N	Sb	N	SR
第１速		○	○				○		○	○			○	
第２速	○			○		○			○	○			○	
第３速		○			○		○		○	○			○	
第４速	○			○			○	○			○		○	
第５速		○	○				○		○			○	○	
第６速	○			○		○			○			○	○	
後進１		○	○				○		○	○				○
後進２		○	○				○		○			○		○

フロントページの続き

(72)発明者　川本　全基
愛知県西尾市小島町城山１番地　アイシン・エーアイ株式会社内

Ｆターム(参考) 3J028 EA25 EB08 EB09 EB14 EB35 EB37 EB62 EB66 FA06 FA13
FB03 FC32 FC42 FC54 FC63 GA02