

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6561335号
(P6561335)

(45) 発行日 令和1年8月21日(2019.8.21)

(24) 登録日 令和1年8月2日(2019.8.2)

(51) Int. Cl.	F 1
F 1 6 H 63/38 (2006.01)	F 1 6 H 63/38
F 1 6 D 11/10 (2006.01)	F 1 6 D 11/10 C
F 1 6 H 63/32 (2006.01)	F 1 6 H 63/32

請求項の数 2 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2015-100721 (P2015-100721)	(73) 特許権者	000231350 ジヤトコ株式会社 静岡県富士市今泉700番地の1
(22) 出願日	平成27年5月18日(2015.5.18)	(74) 代理人	100119644 弁理士 綾田 正道
(65) 公開番号	特開2016-217399 (P2016-217399A)	(72) 発明者	栗田 崇志 静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内
(43) 公開日	平成28年12月22日(2016.12.22)	審査官	藤村 聖子
審査請求日	平成30年3月27日(2018.3.27)	(56) 参考文献	特開2012-127471 (JP, A)) 特開2013-210086 (JP, A)) 最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1シャフトに固定または相対回転可能に支持された第1低速ギヤ及び第1高速ギヤと

、
第2シャフトに固定または相対回転可能に支持され前記第1低速ギヤと常時噛み合う第2低速ギヤ及び第1高速ギヤと常時噛み合う第2高速ギヤと、

軸方向噛合い側への移動により、前記第1低速ギヤもしくは第2低速ギヤのいずれかである低速側相対回転体のドグと噛合う低速クラッチリングドグを有し、前記低速側相対回転体のドグから前記低速クラッチリングドグにトルクが作用すると軸方向噛合い解除側に移動する低速側ガイド部を有する低速クラッチリングと、

軸方向噛合い側への移動により、前記第1低速ギヤもしくは第2高速ギヤのいずれかである高速側相対回転体のドグと噛合う高速クラッチリングドグを有し、前記高速側相対回転体のドグから前記高速クラッチリングドグにトルクが作用すると軸方向噛合い解除側に移動する高速側ガイド部を有する高速クラッチリングと、

前記低速クラッチリング及び前記高速クラッチリングと相対回転しながら軸方向噛合い方向に移動可能であって軸方向噛合い解除側への移動を許容するシフトフォークと、

弾性体により前記シフトフォークの移動方向と交差する所定方向に付勢力を付与する付勢部材と、前記シフトフォークの移動方向に対し所定傾斜角を有する付勢斜面からなる溝を有し前記付勢部材を前記溝内に押し付けて前記シフトフォークの軸方向位置を規定する位置決め機構と、

10

20

前記低速クラッチリングドグに設けられ、前記低速クラッチリングドグから前記低速側
 相対回転体のドグにトルクが作用すると、前記低速クラッチリングドグと前記低速側相対
 回転体のドグとが噛み合いつつ、前記低速クラッチリングドグを軸方向噛み合い解除側に所
 定量リフトさせるリフト機構と、

を有し、

前記溝の軸方向噛み合い側の付勢斜面は、前記低速クラッチリングドグが前記リフト機構
 によって前記所定量リフトする前に前記付勢部材が接触する第1付勢斜面と、前記低速ク
 ラッチリングドグが前記リフト機構によって前記所定量リフトした後に前記付勢部材が接
 触する第2付勢斜面とを有し、該第2付勢斜面は、前記第1付勢斜面よりも小さな傾斜角
 を有することを特徴とする自動変速機。

10

【請求項2】

請求項1に記載の自動変速機において、

前記第2付勢斜面は、前記低速クラッチリングドグのリフト方向と平行であることを特
 徴とする自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、トルク伝達が途切れることなく変速可能な自動変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

特許文献1には、平行2軸型常時噛み合い変速機において、トルク伝達が途切れること
 なく変速可能（以下、シームレスシフトと記載する。）な自動変速機が開示されている。
 例えば1速で走行中に2速へのアップシフトを行うにあたり、2速ギヤと噛み合う2速用
 クラッチリングを噛み合わせると、1速ギヤにコースティングトルクが作用する。このコ
 ースティングトルクを利用して1速用クラッチリングに噛み合い解除方向への軸力を発生さ
 せ、2速へのシームレスシフトを達成する。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2012-127471公報

30

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ここで、シームレスシフトを達成するには、シフトフォークによってクラッチリングの
 位置を制御しつつ、コースティングトルク作用時にはシフトフォークの作動に寄らずクラ
 ッチリングを移動させる必要があるため、シフトフォークとクラッチリングとは相対回転
 しつつ軸方向に押し付け力を作用させている。よって、押し付け力が大きいと、摺動接触
 に伴う摩擦損失が大きいという問題があった。

本発明の目的は、シフトフォークとクラッチリングとの摩擦損失を抑制しつつシームレ
 スシフトが可能な自動変速機を提供することにある。

40

【課題を解決するための手段】

【0005】

上記目的を達成するため、本発明の自動変速機の制御装置では、第1シャフトに固定ま
 たは相対回転可能に支持された第1低速ギヤ及び第1高速ギヤと、第2シャフトに固定ま
 たは相対回転可能に支持され前記第1低速ギヤと常時噛み合う第2低速ギヤ及び第1高速
 ギヤと常時噛み合う第2高速ギヤと、軸方向噛み合い側への移動により、前記第1低速ギヤ
 もしくは第2低速ギヤのいずれかである低速側相対回転体のドグと噛み合う低速クラッ
 チリングドグを有し、前記低速側相対回転体のドグから前記低速クラッチリングドグにトルク
 が作用すると軸方向噛み合い解除側に移動する低速側ガイド部を有する低速クラッチリ
 ングと、軸方向噛み合い側への移動により、前記第1低速ギヤもしくは第2高速ギヤのいずれか

50

である高速側相対回転体のドグと噛合う高速クラッチリングドグを有し、前記高速側相対回転体のドグから前記高速クラッチリングドグにトルクが作用すると軸方向噛合い解除側に移動する高速側ガイド部を有する高速クラッチリングと、前記低速クラッチリング及び前記高速クラッチリングと相対回転しながら軸方向噛合い方向に移動可能であって軸方向噛合い解除側への移動を許容するシフトフォークと、弾性体により前記シフトフォークの移動方向と交差する所定方向に付勢力を付与する付勢部材と、前記シフトフォークの移動方向に対し所定傾斜角を有する付勢斜面からなる溝を有し前記付勢部材を前記溝内に押し付けて前記シフトフォークの軸方向位置を規定する位置決め機構と、前記低速クラッチリングドグに設けられ、前記低速クラッチリングドグから前記低速側相対回転体のドグにトルクが作用すると、前記低速クラッチリングドグと前記低速側相対回転体のドグとが噛み合いつつ、前記低速クラッチリングドグを軸方向噛合い解除側に所定量リフトさせるリフト機構と、を有し、前記溝の軸方向噛合い側の付勢斜面は、前記低速クラッチリングドグが前記リフト機構によって前記所定量リフトする前に前記付勢部材が接触する第1付勢斜面と、前記低速クラッチリングドグが前記リフト機構によって前記所定量リフトした後に前記付勢部材が接触する第2付勢斜面とを有し、該第2付勢斜面は、前記第1付勢斜面よりも小さな傾斜角を有することを特徴とする。

10

【発明の効果】

【0006】

すなわち、低速クラッチリングドグのリフト前では、付勢部材はリフト側の付勢斜面と第1付勢斜面の両側から力を受けるため、その軸方向位置を保持しようとする。次に、低速クラッチリングドグのリフト後では、付勢部材は第2付勢斜面をせり上がり、常にシフトフォークにリフト方向と反対側の付勢力を与える。このとき、第2付勢斜面の傾斜角は小さく形成されているため、リフトによるリフト方向の移動に対する付勢部材の押し上げ量が小さくなり、付勢力の増大を抑制できる。また、付勢力のリフト方向成分を小さくできるため、シフトフォークとクラッチリングとの間の押し付け力を抑制でき、摺動接触に伴う摩擦損失を小さくできる。

20

【図面の簡単な説明】

【0007】

【図1】実施例1の自動変速機を表す概略システム図である。

【図2】実施例1の自動変速機における1速から2速へのアップシフトにおける第1ドグクラッチ機構の作用を表す概略図である。

30

【図3】比較例における位置決め機構と各回転要素の関係を表す概略説明図である。

【図4】実施例1の位置決め溝の構成を表す概略断面図である。

【図5】実施例1における位置決め機構と各回転要素の関係を表す概略説明図である。

【図6】実施例2の位置決め溝の構成を表す概略断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0008】

〔実施例1〕

図1は実施例1の自動変速機を表す概略システム図である。エンジン1のエンジン出力軸1aには、クラッチ2を介して自動変速機3が接続されている。自動変速機3は、クラッチ2の自動変速機側に接続された第1シャフト301と、第1シャフト301と平行に配置された第2シャフト302とを有する。第1シャフト301上には、第1シャフト301に対して相対回転可能に支持された1速ドライブギヤ311（第1低速ギヤに相当）と、2速ドライブギヤ321（第1高速ギヤに相当）と、3速ドライブギヤ331と、4速ドライブギヤ341と、を有する。第2シャフト302上には、第2シャフト302に固定され、第2シャフト302と一体に回転する1速ドリブンギヤ312（第2低速ギヤに相当）と、2速ドリブンギヤ322（第2高速ギヤに相当）と、3速ドリブンギヤ332と、4速ドリブンギヤ342と、を有する。各ドリブンギヤは、各ドライブギヤと常時噛み合っている。

40

【0009】

50

変速機コントローラ 3 a は、図外の各種センサやシフト信号に基づいて所望の変速段を決定し、シフトアクチュエータ 3 0 にシフトアクチュエータ駆動信号を出力する。シフトアクチュエータ 3 0 は、第 1 シフトフォーク 3 1 及び第 2 シフトフォーク 3 2 を軸方向に移動可能に構成されている。このシフトアクチュエータ 3 0 は、外周に各シフトフォークと係合する溝を有するシフトドラムをモータで位置制御する。第 1 シフトフォーク 3 1 及び第 2 シフトフォーク 3 2 には、軸方向の所定位置に付勢可能な位置決め機構 3 1 b 及び 3 2 b を有する。この位置決め機構 3 1 b 及び 3 2 b は、各シフトフォークがシフトアクチュエータ 3 0 により位置決めされた後、後述するトルク作用方向に伴うドグの噛合い位置の変化に応じて軸方向への若干の移動を許容すると共に、複数の位置において各シフトフォークに所定の軸方向位置の保持力を付与する。詳細については後述する。

10

【 0 0 1 0 】

1 速ドライブギヤ 3 1 1 と 3 速ドライブギヤ 3 3 1 とは隣接して配置されている。2 速ドライブギヤ 3 2 1 と 4 速ドライブギヤ 3 4 1 とは隣接して配置されている。第 1 ドライブギヤ 3 1 1 の第 3 ドライブギヤ 3 3 1 と対向する側面には、軸方向に延在された第 1 ドグ 3 1 1 a を有する。同様に、第 3 ドライブギヤ 3 3 1 の第 1 ドライブギヤ 3 1 1 と対向する側面には第 3 ドグ 3 3 1 a を有する。第 2 ドライブギヤ 3 2 1 の第 4 ドライブギヤ 3 4 1 と対向する側面には、軸方向に延在された第 2 ドグ 3 2 1 a を有する。同様に、第 4 ドライブギヤ 3 4 1 の第 2 ドライブギヤ 3 2 1 と対向する側面には第 4 ドグ 3 4 1 a を有する。

【 0 0 1 1 】

20

1 速ドライブギヤ 3 1 1 と 3 速ドライブギヤ 3 3 1 との間、及び 2 速ドライブギヤ 3 2 1 と 4 速ドライブギヤ 3 4 1 との間には、第 1 及び第 2 ドグクラッチ機構 D G 1 , D G 2 を有する。第 1 ドグクラッチ機構 D G 1 は、第 1 シャフト 3 0 1 上に固定設置された第 1 クラッチリングカム 4 0 0 と、第 1 クラッチリングカム 4 0 0 の外周に設置され、第 1 シフトフォーク 3 1 に対して相対回転可能に噛み合う第 1 クラッチリング 3 3 を有する。第 1 クラッチリングカム 4 0 0 の外周には、外周面に形成された V 字溝 4 0 1 を有する。この V 字溝 4 0 1 は、第 1 シャフト 3 0 1 の正回転方向側に向かって傾斜する 1 速側傾斜溝 4 0 1 a と、3 速側傾斜溝 4 0 1 c とを有する。

【 0 0 1 2 】

また、第 1 クラッチリング 3 3 の 1 速ドライブギヤ 3 1 1 側に向かい合う端部には、1 速側傾斜溝 4 0 1 a と接続され、軸方向に平行な保持溝 4 0 1 b を有する。同様に、第 1 クラッチリング 3 3 の 3 速ドライブギヤ 3 3 1 側に向かい合う端部には、3 速側傾斜溝 4 0 1 c と接続され、軸方向に平行な保持溝 4 0 1 d を有する。尚、第 2 ドグクラッチ機構 D G 2 にも、第 1 ドグクラッチ機構 D G 1 と同様の、第 2 クラッチリング 3 4、第 2 クラッチリングカム 5 0 0、V 字溝 5 0 1、2 速側傾斜溝 5 0 1 a、4 速側傾斜溝 5 0 1 c、保持溝 5 0 1 b、5 0 1 d を有する。構成は第 1 ドグクラッチ機構 D G 1 と同じであるため説明を省略する。

30

【 0 0 1 3 】

第 1 クラッチリング 3 3 は、第 1 クラッチリングカム 4 0 0 の外周と相対移動可能な円筒状部材 3 3 e と、円筒状部材 3 3 e の軸方向中央から外径側に向かって拡径された第 1 スリーブ 3 3 a を有する。第 1 スリーブ 3 3 a は、第 1 シフトフォーク 3 1 に相対回転可能に保持されつつ第 1 シフトフォーク 3 1 との間で軸力を相互に付与可能な円盤状部材である。第 1 クラッチリング 3 3 は、第 1 スリーブ 3 3 a から 1 速ドライブギヤ 3 1 1 と対向する側面の軸方向に延在された 1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c と、3 速ギヤ 3 3 1 と対向する側面の軸方向に延在された 3 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 d と、円筒状部材 3 3 e の内周側に突出し、第 1 クラッチリングカム 4 0 0 の V 字溝 4 0 1 内にガイドされるガイド用第 1 突起 3 3 b と、を有する。

40

【 0 0 1 4 】

同様に、第 2 クラッチリング 3 4 は、第 2 クラッチリングカム 5 0 0 の外周と相対移動可能な円筒状部材 3 4 e と、円筒状部材 3 4 e の軸方向中央から外径側に向かって拡径さ

50

れた第2スリーブ34aを有する。第2スリーブ34aは、シフトフォーク32に相對回轉可能に保持されつつシフトフォーク32と軸力を相互に付与可能な円盤状部材である。第2クラッチリング34は、第2スリーブ34aから2速ドライブギヤ321と對向する側面の軸方向に延在された2速用第2クラッチリングドグ34cと、4速ギヤ341と對向する側面の軸方向に延在された4速用第2クラッチリングドグ34dと、円筒状部材33eの内周側に突出し、第2クラッチリングカム500のV字溝501内にガイドされるガイド用第2突起34bと、を有する。

【0015】

次に、アップシフト作用を簡単に説明する。具体例として、1速走行状態で2速へのアップシフトを行う場合を説明する。図2は実施例1の自動変速機における1速から2速へのアップシフトにおける第1ドグクラッチ機構の作用を表す概略図である。1速では、第1シフトフォーク31が図1中の左側に移動した状態である。図2(a)に示すように、第1クラッチリング33は、1速ドライブギヤ311にトルクが作用する前の状態では、ガイド用第1突起33bが保持溝401bに位置し、コースティングトルクが作用しても軸方向に移動することはない。

【0016】

図2(b)に示すように、第1クラッチリング33の1速用第1クラッチリングドグ33cの歯面であってドライビングトルク作用時に1速ドライブギヤ311の第1ドグ311aと係合する位置には、傾斜面33c1が形成されている。1速ドライブギヤ311から1速ドリブンギヤ312へドライビングトルクが作用すると、この傾斜面33c1に沿って第1クラッチリング33が噛み合い解除側に向けてリフトする。これにより、ガイド用第1突起33bは保持溝401bから1速側傾斜溝401aの位置に移動する。ただし、1速ドライブギヤ311の第1ドグ311aと1速用クラッチリングドグ33cとの噛み合いは継続しており、トルク伝達状態である。尚、この動作時に、前述した位置決め機構31bによる押し付け力が作用する。すなわち、位置決め機構31bは、第1シフトフォーク31をリフト前の軸方向位置に維持するように作用しており、リフトに伴い第1シフトフォーク31が軸方向に僅かに移動すると、位置決め機構31bによる押し付け力によって第1シフトフォーク31はリフト前の位置に向けて付勢される。これにより、リフト後の第1クラッチリング33の軸方向位置を安定的に保持し、第1ドグ311aと1速用第1クラッチリングドグ33cとの噛み合いを維持する。

【0017】

次に、第2シフトフォーク32が図1中の左側に移動し、2速用第2クラッチリングドグ34cと第2ドグ321aとが係合を開始すると、インターロック状態となり、1速用クラッチリングドグ33cと第1ドグ311aとの間にコースティングトルクが作用する。すると、図2(c)に示すように、ガイド用第1突起33bが1速側傾斜溝401aに沿って移動するため、第1クラッチリング33は噛み合い解除側に移動し、1速ドライブギヤ311の第1ドグ311aと1速用クラッチリングドグ33cとの噛み合いが完全に解除される。このインターロック状態に伴うコースティングトルクによって軸方向に発生する力は、位置決め機構31bの付勢力よりも十分に大きいため、第1シフトフォーク31の移動は速やかに行われる。

【0018】

すなわち、1速時に2速ドライブギヤ321と2速用第2クラッチリングドグ34cとを係合し、この係合に伴って生じるインターロック状態に伴うコースティングトルクを利用して1速ドライブギヤ311と第1クラッチリング33との噛み合いを解除する。よって、アップシフト時に常にトルク伝達状態を維持することができる。このようなシフト動作をシームレスシフトと言う。

【0019】

(位置決め機構の詳細)

ここで、位置決め機構の詳細について説明する。図3は比較例における、1速での位置決め機構と各回轉要素の關係を表す概略説明図である。位置決め機構31bは、第1スリ

10

20

30

40

50

ープ31側に形成された対向する付勢斜面31b1を有する断面V字状の位置決め溝31b3と、弾性体31b4により位置決め溝31b3の底部方向に向けて付勢されたチェックボール31b2とを有する。また、位置決め機構31bは、位置決め溝31b3の底部とチェックボール31b2の軸方向位置とが一致する位置(以下、中立位置と記載する。)と、第1クラッチリング33の1速用第1クラッチリングドグ33cと第1ドグ311aとが噛み合い、傾斜面33c1によるリフトが生じていないコースト走行状態における第1シフトフォーク31の位置(以下、完全噛み合い位置と記載する。)とが一致するように形成されている。

【0020】

よって、コースト走行状態では、チェックボール31b2は、位置決め溝31b3の両斜面から同じ力が作用するため、第1シフトフォーク31の軸方向位置が中立位置に対応する完全噛み合い位置に規定される。このとき、第1シフトフォーク31の右内側面31aと第1スリーブ33aの右側面33a1とは、非接触、もしくは多少接触したとしても軸方向への付勢力が生じない位置関係にあり、摺動摩擦による損失は小さい。

【0021】

次に、ドライブ走行状態では、図3(b)に示すように、傾斜面33c1によるリフトが生じ、1速用第1クラッチリングドグ33cが軸方向右側に移動する。そして、第1スリーブ33aの右側面33a1は、第1シフトフォーク31の右内側面31aをリフト方向に押し付けるため、それに伴って位置決め溝31b3もリフト方向に移動する。すると、チェックボール31b2は弾性体31b4の付勢力よりも付勢斜面31b1から受ける力が大きいため、チェックボール31b2は付勢斜面31b1上をせり上がり、常に第1シフトフォーク31にリフト方向と反対側の付勢力を与える。よって、ドライブ走行状態では、第1シフトフォーク31の右内側面31aと第1スリーブ33aの右側面33a1との間で摺動接触する。このように、比較例の場合、ドライブ走行状態では、第1シフトフォーク31と第1スリーブ33aとの間の摩擦による損失が大きいという問題があった。

【0022】

そこで、実施例1では、リフト方向と反対側の付勢斜面31b1を、付勢斜面31b1と同じ傾斜(急傾斜)を有する第1付勢斜面31b11と、付勢斜面31b1よりも緩傾斜の第2付勢斜面31b12とを有する形状とし、ドライブ状態における摩擦損失を低減することとした。

【0023】

図4は実施例1の位置決め溝の構成を表す概略断面図、図5は実施例1における、1速での位置決め機構と各回転要素の関係を表す概略説明図である。チェックボール31b2による付勢方向を縦軸とし、この付勢方向に直交する方向を横軸として規定される平面において、リフト方向側の付勢斜面31b1は所定傾斜角 θ_1 を有する。また、リフト方向と反対側には、付勢斜面31b1と線対称の所定傾斜角 θ_1 を有する第1付勢斜面31b11と、所定傾斜角 θ_1 よりも小さな傾斜角 θ_2 を有する第2付勢斜面31b12とを有する。第1付勢斜面31b11の横軸方向長さは、リフト量の横軸方向長さよりも短く形成されている。言い換えると、リフト時は、チェックボール31b2が第2付勢斜面31b12上に位置するように形成されている。

【0024】

図5(a)に示すように、コースト走行状態である中立位置において、チェックボール31b2はリフト側の付勢斜面31b1と第1付勢斜面31b11の両側から均等に力を受けるため、中立位置を保持しようとする。次に、ドライブ走行状態に移行すると、図5(b)に示すように、チェックボール31b2は第2付勢斜面31b12上をせり上がり、常に第1シフトフォーク31にリフト方向と反対側の付勢力を与える。このとき、第2付勢斜面31b12の傾斜角 θ_2 は小さく形成されているため、リフトによる横軸方向の移動に対するチェックボール31b2の押し上げ量が小さくなり、付勢力の増大を抑制できる。また、付勢力の横軸方向成分を小さくできるため、第1シフトフォーク31の右内

10

20

30

40

50

側面 3 1 a と第 1 スリーブ 3 3 a の右側面 3 3 a 1 との間の押し付け力を抑制でき、摺動接触に伴う損失を小さくできる。

【 0 0 2 5 】

以上説明したように、実施例 1 にあっては下記に列挙する作用効果が得られる。

(1) 第 1 シャフト 3 0 1 に (固定または) 相対回転可能に支持された 1 速ドライブギヤ 3 1 1 (第 1 低速ギヤ) 及び 2 速ドライブギヤ 3 2 1 (第 1 高速ギヤ) と、

第 2 シャフト 3 0 2 に固定 (または相対回転可能に支持) され 1 速ドライブギヤ 3 1 1 と常時噛み合う 1 速ドリブンギヤ 3 1 2 (第 2 低速ギヤ) 及び 2 速ドライブギヤ 3 2 1 と常時噛み合う 2 速ドリブンギヤ 3 2 2 (第 2 高速ギヤ) と、

軸方向噛合い側への移動により、第 1 ドグ 3 1 1 a (前記第 1 低速ギヤもしくは第 2 低速ギヤのいずれかである低速側相対回転体のドグ) と噛合う 1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c (低速クラッチリングドグ) を有し、第 1 ドグ 3 1 1 a から 1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c にトルクが作用すると軸方向噛合い解除側に移動する第 1 クラッチリングカム 4 0 0 の V 字溝 4 0 1 及びガイド用第 1 突起 3 3 b (低速側ガイド部) を有する第 1 クラッチリング 3 3 (低速クラッチリング) と、

10

軸方向噛合い側への移動により、第 2 ドグ 3 2 1 a (前記第 1 低速ギヤもしくは第 2 高速ギヤのいずれかである高速側相対回転体のドグ) と噛合う 2 速用第 2 クラッチリングドグ 3 4 c (高速クラッチリングドグ) を有し、第 2 ドグ 3 2 1 a から 2 速用第 2 クラッチリングドグ 3 4 c にトルクが作用すると軸方向噛合い解除側に移動する第 2 クラッチリングカム 5 0 0 の V 字溝 5 0 1 及びガイド用第 2 突起 3 4 b (高速側ガイド部) を有する第 2 クラッチリング 3 4 (高速クラッチリング) と、

20

第 1 クラッチリング 3 3 及び第 2 クラッチリング 3 4 と相対回転しながら軸方向噛合い方向に移動可能であって軸方向噛合い解除側への移動を許容する第 1 シフトフォーク 3 1 , 第 2 シフトフォーク 3 2 と、

弾性体 3 1 b 4 により第 1 シフトフォーク 3 1 の移動方向と交差する所定方向に付勢力を付与するチェックボール 3 1 b 2 (付勢部材) と、第 1 シフトフォーク 3 1 の移動方向に対し所定傾斜角を有する付勢斜面 3 1 b 1 からなる位置決め溝 3 1 b 1 (溝) を有しチェックボール 3 1 b 2 を位置決め溝 3 1 b 3 内に押し付けて第 1 シフトフォーク 3 1 の軸方向位置を規定する位置決め機構 3 1 b と、

1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c に設けられ、1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c から第 1 ドグ 3 1 1 a にトルクが作用すると、1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c と第 1 ドグ 3 1 1 a とが噛み合いつつ、1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c を軸方向噛合い解除側に所定量リフトさせる傾斜面 3 3 c 1 (リフト機構) と、

30

位置決め溝 3 1 b 3 の軸方向噛合い側の付勢斜面は、1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c がリフトする前にチェックボール 3 1 b 2 が接触する第 1 付勢斜面 3 1 b 1 1 と、1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c がリフトした後にチェックボール 3 1 b 2 が接触する第 2 付勢斜面 3 1 b 1 2 を設け、第 2 付勢斜面 3 1 b 1 2 は、第 1 付勢斜面 3 1 b 1 1 よりも小さな傾斜角 θ_2 を有する。

【 0 0 2 6 】

すなわち、1 速用第 1 クラッチリングドグ 3 3 c のリフト前であるコースト走行状態では、チェックボール 3 1 b 2 はリフト側の付勢斜面 3 1 b 1 と第 1 付勢斜面 3 1 b 1 1 の両側から均等に力を受けるため、中立位置を保持しようとする。次に、ドライブ走行状態に移行すると、チェックボール 3 1 b 2 は第 2 付勢斜面 3 1 b 1 2 上をせり上がり、常に第 1 シフトフォーク 3 1 にリフト方向と反対側の付勢力を与える。このとき、第 2 付勢斜面 3 1 b 1 2 の傾斜角 θ_2 は小さく形成されているため、リフトによる横軸方向の移動に対するチェックボール 3 1 b 2 の押し上げ量が小さくなり、付勢力の増大を抑制できる。また、付勢力の横軸方向成分を小さくできるため、第 1 シフトフォーク 3 1 と第 1 スリーブ 3 3 a との間の押し付け力を抑制でき、摺動接触に伴う損失を小さくできる。

40

【 0 0 2 7 】

[実施例 2]

50

【0028】

次に実施例2について説明する。基本的な構成は実施例1と同じであるため、異なる点についてのみ説明する。図6は実施例2の位置決め溝の構成を表す概略断面図である。実施例1では、第2付勢斜面31b12に傾斜角 θ_2 を持たせた構成とした。これに対し、リフト位置における傾斜角を0、言い換えると、リフト方向と平行に構成したフラット面31b13を形成し、さらにフラット面31b13に所定の傾斜角を有する第3付勢斜面31b14を形成した。これにより、1速用第1クラッチリングドグ33cがリフトした後にチェックボール31b2が接触するフラット面31b13は、弾性体31b4の付勢力が全てリフト方向と直交する方向に作用するため、第1シフトフォーク31の右内側面31aと第1スリーブ33aの右側面33a1との間の押し付け力を更に抑制でき、摺動

10

【0029】

以上説明したように、実施例2にあっては下記の作用効果が得られる。

(2) フラット面31b13は、1速用第1クラッチリングドグ33cのリフト方向と平行である。よって、第1シフトフォーク31と第1スリーブ33aとの間の押し付け力を更に抑制することが可能となり、摺動接触に伴う損失を極めて小さくできる。

【0030】

(他の実施例)

以上、実施例に基づいて説明したが、上記実施例に限らず、他の構成を備えた自動変速機に本発明を適用してもよい。例えば、実施例では、1速用第1クラッチリングドグ33cがリフトする際の位置決め溝31b3について説明したが、他の変速段においてクラッチリングドグがリフトする際の位置決め溝にも同様に適用できる。このとき、リフトによって押し付けられる付勢斜面に第2付勢斜面31b12やフラット面31b13を形成することで実施例と同様の作用効果が得られる。

20

また、実施例1では、第1シャフト301に相対回転体であるドライブギヤを配置し、これらドライブギヤを第1シャフト301に選択的に固定可能なドグクラッチ機構を設けた例を示したが、第1シャフト301に限らず、第2シャフト302に設けてもよいし、それぞれ組み合わせて第1シャフト301と第2シャフト302の両方に設定してもよい。

30

また、前進4速に限らず、前進2速や、更なる多段化した自動変速機にも適用できる。

【符号の説明】

【0031】

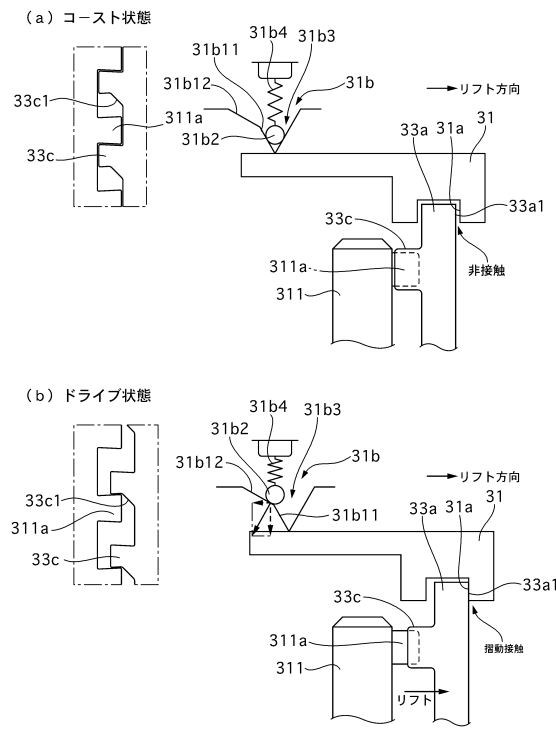
- 1 エンジン
- 1a エンジン出力軸
- 2 クラッチ
- 3 自動変速機
- 3a 変速機コントローラ
- 30 シフトアクチュエータ
- 31 第1シフトフォーク
- 31b 位置決め機構
- 31b1 付勢斜面
- 31b2 チェックボール
- 31b11 第1付勢斜面
- 31b12 第2付勢斜面
- 31b13 フラット面
- 31b14 第3付勢斜面
- 31b3 位置決め溝
- 31b4 弾性体
- 32 第2シフトフォーク

40

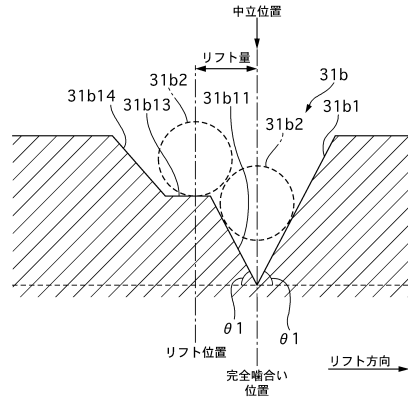
50

3 3	第 1 クラッチリング	
3 3 a	第 1 スリーブ	
3 3 b	ガイド用第 1 突起	
3 3 c	1 速用第 1 クラッチリングドグ	
3 3 c 1	傾斜面 (リフト機構)	
3 3 d	3 速用第 1 クラッチリングドグ	
3 3 e	円筒状部材	
3 4	第 2 クラッチリング	
3 4 a	第 2 スリーブ	
3 4 b	ガイド用第 2 突起	10
3 4 c	2 速用第 2 クラッチリングドグ	
3 4 d	4 速用第 2 クラッチリングドグ	
3 4 e	円筒状部材	
3 0 1	第 1 シャフト	
3 0 2	第 2 シャフト	
3 1 1	1 速ドライブギヤ	
3 1 1 a	第 1 ドグ	
3 1 2	1 速ドリブンギヤ	
3 2 1	2 速ドライブギヤ	
3 2 1 a	第 2 ドグ	20
3 2 2	2 速ドリブンギヤ	
4 0 0	第 1 クラッチリングカム	
4 0 1	V 字溝	
5 0 0	第 2 クラッチリングカム	
5 0 1	V 字溝	
D G 1	第 1 ドグクラッチ機構	
D G 2	第 2 ドグクラッチ機構	

【図5】



【図6】



フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 1 6 H 6 3 / 3 8

F 1 6 H 6 3 / 3 2

F 1 6 D 1 1 / 0 0 - 2 3 / 1 4