

(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2017-133587
(P2017-133587A)

(43) 公開日 平成29年8月3日(2017.8.3)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 D 23/06 (2006.01)	F 1 6 D 23/06 D	3 J 0 3 0
F 1 6 H 55/18 (2006.01)	F 1 6 H 55/18	3 J 0 5 6

審査請求 有 請求項の数 3 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2016-13502 (P2016-13502)
(22) 出願日 平成28年1月27日 (2016.1.27)

(71) 出願人 000005326
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目1番1号
(74) 代理人 100081972
弁理士 吉田 豊
(74) 代理人 100154380
弁理士 西村 隆一
(72) 発明者 永坂 庄司
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
Fターム(参考) 3J030 AA06 AA12 BA05 BC02 BD04
3J056 AA14 AAG3 BA04 BE28 CC39
GA05 GA12

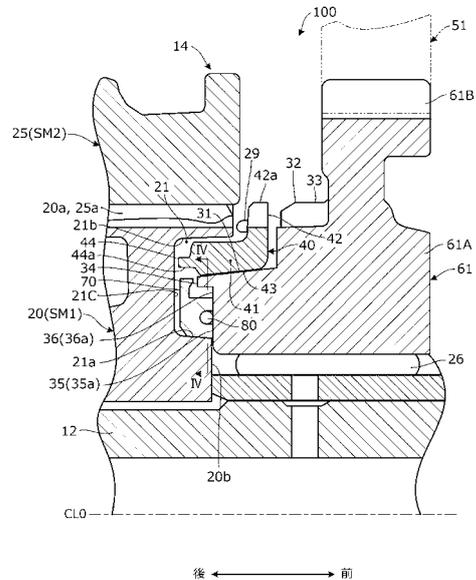
(54) 【発明の名称】 変速機の異音低減装置

(57) 【要約】

【課題】簡易な構成により変速機の異音を低減することができる異音低減装置を提供する。

【解決手段】異音低減装置は、回転軸と一体に回転するハブ20と、回転軸に相対回転可能に支持された変速用ギヤ61と、ハブ20とギヤ61との間に介装された一對の摩擦部材70と、摩擦部材70を支持する弾性体80とを備える。弾性体80は、軸線に関して所定角度毎に回転対称となる閉曲線に沿って環状に形成され、ギヤ61は、摩擦部材70が一体に回転可能かつ径方向に相対移動可能に係合される係合部36を有し、ハブ20は、摩擦部材70の接触面72aが接触する被接触面21aを有し、摩擦部材70は、遠心力により接触面72aが被接触面21aから離間するように所定角度毎に弾性体80に支持される。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

軸線を中心に回転する回転軸と、
 前記回転軸と一体に回転するハブと、
 前記回転軸に相対回転可能に支持された変速用ギヤと、
 前記ハブと前記ギヤとの間に介装された周方向複数の摩擦部材と、
 前記複数の摩擦部材を支持する弾性体と、を備え、
 前記弾性体は、前記軸線に関して所定角度毎に回転対称となる閉曲線に沿って環状に形成され、

前記ハブおよび前記ギヤのいずれか一方は、前記複数の摩擦部材が一体に回転可能かつ径方向に相対移動可能に係合される係合部を有する一方、前記ハブおよび前記ギヤのいずれか他方は、前記複数の摩擦部材の接触面が接触する被接触面を有し、

前記複数の摩擦部材は、遠心力により前記接触面が前記被接触面から離間するように前記所定角度毎に前記弾性体に支持されることを特徴とする変速機の異音低減装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の変速機の異音低減装置において、

内周面にスプラインが形成され、前記スプラインを介して前記ハブに軸方向に移動可能に噛合されたスリーブと、

前記ハブと前記ギヤとの間に介装され、外周面に前記スプラインに噛合可能なスプラインが形成されたシンクロリングと、をさらに備え、

前記ギヤの外周面に、前記スリーブのスプラインに噛合可能なドグ歯が形成され、
 前記複数の摩擦部材は、前記接触面が前記被接触面に接触した状態で前記シンクロリングから離間する一方、遠心力により前記接触面が前記被接触面から離間した後に前記シンクロリングに接触するように構成されたシンクロ接触部を有することを特徴とする変速機の異音低減装置。

【請求項 3】

請求項 1 または 2 に記載の変速機の異音低減装置において、

前記弾性体は、楕円形状を呈し、前記楕円の短軸上に一对の前記摩擦部材が支持されることを特徴とする変速機の異音低減装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、変速機で発生する異音を低減する変速機の異音低減装置に関する。

【背景技術】

【0002】

従来より、変速機の歯車のバックラッシュに起因して歯車の低回転時に発生する歯当たり音を低減するようにした装置が知られている（例えば特許文献 1 参照）。この特許文献 1 記載の装置は、入力軸と一体に回転するシンクロハブと、出力軸に回転自在に取り付けられたギヤと一体のドグ歯との間に、摩擦材を介装して構成される。摩擦材は、断面 U 字状に形成された円筒状の板ばねの U 字状一端部に取り付けられ、板ばねの U 字状他端部はドグ歯に取り付けられる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開平 9 - 2 1 0 0 8 5 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、上記特許文献 1 記載の装置では、円筒状の板ばねを断面 U 字状に形成して摩擦材を取り付けるため、装置の構成が複雑となり、コストの上昇を招く。

10

20

30

40

50

【課題を解決するための手段】

【0005】

本発明の一態様である変速機の異音低減装置は、軸線を中心に回転する回転軸と、回転軸と一体に回転するハブと、回転軸に相対回転可能に支持された変速用ギヤと、ハブとギヤとの間に介装された周方向複数の摩擦部材と、複数の摩擦部材を支持する弾性体と、を備える。そして、弾性体は、軸線に関して所定角度毎に回転対称となる閉曲線に沿って環状に形成され、ハブおよびギヤのいずれか一方は、複数の摩擦部材が一体に回転可能かつ径方向に相対移動可能に係合される係合部を有する一方、ハブおよびギヤのいずれか他方は、複数の摩擦部材の接触面が接触する被接触面を有し、複数の摩擦部材は、遠心力により接触面が被接触面から離間するように所定角度毎に弾性体に支持される。

10

【発明の効果】

【0006】

本発明によれば、軸線に関して所定角度毎に回転対称となる閉曲線に沿って環状に形成された弾性体に、所定角度毎に複数の摩擦部材を支持するようにしたので、簡易な構成により変速機の異音を低減することができ、装置を安価に構成できる。

【図面の簡単な説明】

【0007】

【図1】本発明の実施形態に係る異音低減装置が適用される変速機を含む車両駆動系の構成を概略的に示す図。

【図2】本発明の実施形態に係る異音低減装置の要部構成を示す断面図。

20

【図3】図2の1速ドリブンギヤの後端面の構成を示す平面図。

【図4】図2のハブの前端面の構成を示す平面図。

【図5】図4のIV部拡大図。

【図6】図2の摩擦部材の斜視図。

【図7】図2に対応する断面図であり、ギヤイン状態における動作の一例を示す図。

【図8】図4に対応する平面図であり、ギヤイン状態における動作の一例を示す図。

【図9】図5に対応する拡大図であり、ギヤイン状態における動作の一例を示す図。

【発明を実施するための形態】

【0008】

以下、図1～図9を参照して本発明の実施形態について説明する。図1は、本発明の実施形態に係る異音低減装置が適用される変速機を含む車両駆動系の構成を概略的に示す図である。車両駆動系は、車両駆動源である内燃機関（エンジン）1と、エンジン1から入力された回転を変速して出力する変速機10と、エンジン1と変速機10との間に設けられ、エンジン1の回転を変速機10に伝達または非伝達するクラッチ2を含む。

30

【0009】

変速機10の出力軸12から出力された回転は、ファイナルギヤ4、作動ギヤ機構5、および駆動軸6を介して駆動輪7に伝達され、これにより車両が走行する。変速機10は、例えば6速手動変速機であり、運転者のシフトレバーの操作により、エンジン1の動力を駆動輪7に伝達不能なニュートラル状態から動力を伝達可能なインギヤ状態に切り換えられる。インギヤ状態では、運転者のシフトレバーの操作に応じて1速～6速および後進のいずれかの変速段が確立する。なお、図1はニュートラル状態を示している。

40

【0010】

変速機10は、互いに平行に配置された入力軸11、出力軸12およびリバースアイドル軸13を有する。入力軸11と出力軸12とは、変速機10のケーシング（不図示）にベアリングを介して回転可能に支持される。なお、入力軸11と出力軸12とを回転軸と総称する場合もある。リバースアイドル軸13は、変速機10のケーシングに固定される。入力軸11の一端はクラッチ2に接続され、クラッチ2を介して入力軸11にエンジン1からの動力が入力される。

【0011】

入力軸11には、クラッチ2側から順に、1速～6速ドライブギヤ51～56が配設さ

50

れる。これらドライブギヤのうち、1速および2速ドライブギヤ51, 52は、入力軸11の外周面に固定される。一方、3速~6速ドライブギヤ53~56は、ベアリングを介して入力軸11の外周面に相対回転可能に支持される。入力軸11には、1速ドライブギヤ51と2速ドライブギヤ52との間に、リバースドライブギヤ57も固定される。

【0012】

出力軸12には、1速~6速ドライブギヤ51~56にそれぞれ対向する位置に、1速~6速ドライブギヤ61~66にそれぞれ常時噛合するように1速~6速ドリブンギヤ61~66が配設される。すなわち、本実施形態に係る変速機10は、ギヤ同士(51~56と61~66)が常に噛合した常時噛合式変速機である。1速および2速ドリブンギヤ61, 62は、ベアリングを介して出力軸12の外周面に相対回転可能に支持される。一方、3速~6速ドリブンギヤ63~66は、出力軸12の外周面に固定される。なお、回転軸(入力軸11、出力軸12)にギヤが固定されるとは、回転軸11, 12の外周面にギヤを加工する場合や回転軸11, 12と別体のギヤをスプライン結合等により支持する場合、すなわち回転軸11, 12に相対回転不能にギヤを設ける場合をいう。

10

【0013】

変速機10は、変速機10の変速動作を容易かつ円滑に行うための同期機構SMを有する。すなわち、1速ドリブンギヤ61と2速ドリブンギヤ62との間に、1、2速用の同期機構14が設けられる。3速ドライブギヤ53と4速ドライブギヤ54との間に、3、4速用の同期機構15が設けられる。5速ドライブギヤ55と6速ドライブギヤ56との間に、5、6速用の同期機構16が設けられる。

20

【0014】

各同期機構14~16は、回転軸11, 12と一体に回転するハブSM1と、シフトレバーの操作に応じて軸方向に移動するスリーブSM2と、スリーブSM2に噛合可能なドグ歯SM3とを有する。ドグ歯SM3は、1速ドリブンギヤ61、2速ドリブンギヤ62、3速ドライブギヤ53、4速ドライブギヤ54、5速ドライブギヤ55および6速ドライブギヤ56にそれぞれ一体に設けられる。ハブSM1の外周面およびスリーブSM2の内周面にはそれぞれスプラインが形成され、スリーブSM2はハブSM1にスプライン結合される。なお、各同期機構14~16は、スリーブSM2とドグ歯SM3との間にシンクロリングを有するが、図1では、その図示を省略する。

【0015】

同期機構14のスリーブSM2が1速ドリブンギヤ61のドグ歯SM3に噛合すると、1速ドリブンギヤ61が出力軸12に接続される。これにより1速変速段が確立し、入力軸11の回転がギヤ51, 61を介して出力軸12に伝達される。同期機構14のスリーブSM2が2速ドリブンギヤ62のドグ歯SM3に噛合すると、2速ドリブンギヤ62が出力軸12に接続される。これにより2速変速段が確立し、入力軸11の回転がギヤ52, 62を介して出力軸12に伝達される。

30

【0016】

同期機構15のスリーブSM2が3速ドライブギヤ53のドグ歯SM3に噛合すると、3速ドライブギヤ53が入力軸11に接続される。これにより3速変速段が確立し、入力軸11の回転がギヤ53, 63を介して出力軸12に伝達される。同期機構15のスリーブSM2が4速ドライブギヤ54のドグ歯SM3に噛合すると、4速ドライブギヤ54が入力軸11に接続される。これにより4速変速段が確立し、入力軸11の回転がギヤ54, 64を介して出力軸12に伝達される。

40

【0017】

同期機構16のスリーブSM2が5速ドライブギヤ55のドグ歯SM3に噛合すると、5速ドライブギヤ55が入力軸11に接続される。これにより5速変速段が確立し、入力軸11の回転がギヤ55, 65を介して出力軸12に伝達される。同期機構16のスリーブSM2が6速ドライブギヤ56のドグ歯SM3に噛合すると、6速ドライブギヤ56が入力軸11に接続される。これにより6速変速段が確立し、入力軸11の回転がギヤ56, 66を介して出力軸12に伝達される。

50

【 0 0 1 8 】

リバースアイドル軸 1 3 には、リバースアイドルギヤ 5 8 が相対回転可能かつ軸方向に移動可能に支持される。リバースドライブギヤ 5 7 には、同期機構 1 4 のスリーブの外周部に設けられたリバースドリブンギヤ 5 9 が噛合している。シフトレバーの操作によりリバースアイドルギヤ 5 8 が図 1 の A 位置（点線）に移動すると、リバースアイドルギヤ 5 8 とリバースドライブギヤ 5 7 とが噛合する。これにより後進の変速段が確立する。

【 0 0 1 9 】

このような変速機 1 0 の構成において、例えばニュートラル状態でエンジン 1 をアイドル回転数で回転させるとともに、クラッチ 2 を接続すると、入力軸 1 1 と 1、2 速ドライブギヤ 5 1, 5 2 が回転するとともに、1、2 速ドリブンギヤ 6 1, 6 2 も回転する。このとき、同期機構 1 4 のスリーブ S M 2 は中立位置にあるため、入力軸 1 1 から出力軸 1 2 に動力は伝達されず、1、2 速ドリブンギヤ 6 1, 6 2 は、出力軸 1 2 の周囲を空転する。

10

【 0 0 2 0 】

この状態でエンジン 1 に回転変動が生じると、その回転変動は 1、2 速ドライブギヤ 5 1, 5 2 に伝わる。このとき、1、2 速ドライブギヤ 5 1, 5 2 と 1、2 速ドリブンギヤ 6 1, 6 2 の噛合部にはバックラッシュによる隙間があるため、噛合部に歯当たり音（打音）が発生するおそれがある。なお、バックラッシュに起因してアイドル回転時に発生するこのような歯当たりによる異音（ガラガラした音）を、アイドルガラ音と呼ぶこともある。アイドルガラ音は、3 速～6 速ドライブギヤ 5 3～5 6 と 3 速～6 速ドリブンギヤ 6 3～6 6 との噛合部に生じることもある。本実施形態では、アイドルガラ音を低減するため、以下のように異音低減装置を構成する。

20

【 0 0 2 1 】

図 2 は、本発明の実施形態に係る異音低減装置 1 0 0 の要部構成を示す断面図であり、主に 1, 2 速用の同期機構 1 4 のハブ 2 0（図 1 のハブ S M 1）と 1 速ドリブンギヤ 6 1 との間の構成を示す。なお、図示は省略するが、同期機構 1 4 のハブと 2 速ドリブン 6 2 との間、同期機構 1 5 のハブと 3 速ドライブギヤ 5 3 との間、同期機構 1 5 のハブと 4 速ドライブギヤ 5 4 との間、同期機構 1 6 のハブと 5 速ドライブギヤ 5 5 との間、および同期機構 1 6 のハブと 6 速ドライブギヤ 5 6 との間にも、図 2 と同様の異音低減装置 1 0 0 が設けられる。以下では、便宜上、図示のように回転軸 1 2 の軸線 C L 0 に沿って前後方向を定義し、この定義に従い各部の構成を説明する。

30

【 0 0 2 2 】

図 2 に示すように、軸線 C L 0 を中心に回転する出力軸 1 2 の外周面には、スプライン結合によりハブ 2 0 が固定され、ハブ 2 0 は出力軸 1 2 と一体に回転する。ハブ 2 0 の外周面およびスリーブ 2 5（図 1 のスリーブ S M 2）の内周面にはそれぞれスプライン 2 0 a, 2 5 a が形成され、スリーブ 2 5 はハブ 2 0 に軸方向に移動可能にスプライン結合される。ハブ 2 0 の前端面 2 0 b には、全周にわたって前後方向所定深さの溝部 2 1 が形成される。溝部 2 1 は、円筒形状の内周面 2 1 a と外周面 2 1 b とを有する。

【 0 0 2 3 】

出力軸 1 2 の外周面にはさらに、ハブ 2 0 に隣接して、ローラベアリング 2 6 を介し出力軸 1 2 に対し相対回転可能に 1 速ドリブンギヤ 6 1 が支持される。1 速ドリブンギヤ 6 1 は、ディスク部 6 1 A と、ディスク部 6 1 A の外周面に形成されたギヤ部 6 1 B とを有し、ギヤ部 6 1 B が 1 速ドライブギヤ 5 1 のギヤ部に噛合する。ディスク部 6 1 A の後端部には、第 1 外周面 3 1 が形成され、第 1 外周面 3 1 の前側に、第 1 外周面 3 1 3 よりも大径の第 2 外周面 3 2 が形成される。第 1 外周面 3 1 は、後方にかけて徐々に径が小さくなるようにテーパ状に形成される。第 2 外周面 3 2 には、スリーブ 2 5 のスプライン 2 5 a と噛合可能なドグ歯 3 3（図 1 のドグ歯 S M 3）が形成される。

40

【 0 0 2 4 】

図 3 は、ディスク部 6 1 A の後端面 3 4 の構成のみを示す平面図である。図 2, 3 に示すように、ディスク部 6 1 A の後端面 3 4 には、径方向内側に、全周にわたって前後方向

50

所定深さの凹部 35 が形成される。凹部 35 の深さは溝部 21 の深さよりも浅い。したがって、図 2 に示すように、ハブ 20 の前端面 20b が凹部 35 の底面 35a に当接した状態で、ディスク部 61A の後端面 34 は溝部 21 の底面 21c から離れて配置される。

【0025】

図 3 に示すように、さらにディスク部 61A の後端面 34 には、周方向 2 箇所等に等間隔に、つまり 180°毎に、凹部 35 の外周面 35b から径方向外側に向けて切り欠き部 36 が形成される。図 2 に示すように、切り欠き部 36 の前後方向深さは、凹部 35 の深さと等しく、切り欠き部 36 の底面 36a は凹部 35 の底面 35a と同一面上にある。図 3 に示すように、切り欠き部 36 の一对の側面 36b は互いに平行であり、切り欠き部 36 は周面 36c にかけて所定幅のまま外径方向に延在する。

10

【0026】

図 2 に示すように、ハブ 20 とディスク部 61A との間には、シンクロリング 40 が介装される。シンクロリング 40 は、軸方向に延在する円筒部 41 と、円筒部 41 の前端面から径方向外側に延在するフランジ部 42 とを有する。フランジ部 42 の外周面には、スリーブ 25 のスプライン 25a と噛合可能なスプライン 42a が形成される。円筒部 41 の内周面 43 は、後方にかけて徐々に径が小さくなるようにテーパ状に形成される。内周面 43 の傾斜角はディスク部 61A の第 1 外周面 31 の傾斜角と同一であり、シンクロリング 40 が前方に移動することにより内周面 43 と第 1 外周面 31 とが互いに密着する。

【0027】

円筒部 41 の後端部には、テーパ状の内周面 43 よりも後方に突出部 44 が突設される。突出部 44 の内周面 44a は軸線 CL0 を中心とした円筒面である。シンクロリング 40 のフランジ部 42 とハブ 20 の外径側端面との間には、同期機構 14 を構成する円環状のシンクロスプリング 29 が配置される。

20

【0028】

図 2 の状態からスリーブ 25 が前方へ移動すると、シンクロスプリング 29 を介してシンクロリング 40 が前方に押動される。これにより、シンクロリング 40 のテーパ状の内周面 43 とディスク部 30 のテーパ状の外周面 31 とが摺接し、シンクロリング 40 がディスク部 61A に摩擦係合する。さらに、スリーブ 25 のスプライン 25a がシンクロリング 40 のスプライン 42a を介してディスク部 61A のドグ歯 33 に噛合し、1 速変速段が確立する。

30

【0029】

本実施形態の特徴的構成として、異音低減装置 100 は、ハブ 20 と 1 速ドリブンギヤ 61 (ディスク部 30) との間に介装された摩擦部材 70 と、摩擦部材 70 を支持する弾性体リング 80 とを有する。摩擦部材 70 と弾性体リング 80 とは、シンクロリング 40 の径方向内側におけるハブ 20 の溝部 21 内に配置される。

【0030】

図 4 は、ハブ 20 の前端面 20b の構成を示す平面図であり、図 5 は、図 4 の V 部拡大図である。図 4, 5 には、溝部 21 内における摩擦部材 70 および弾性体リング 80 の配置を、図 2 の IV-IV 線に沿って切断した断面図によって併せて示す。なお、図中、シンクロリング 40 の突出部 44 の内周面 44a (図 2) の位置、および 1 速ドリブンギヤ 61 の凹部 35 の外周面 35b (図 3) の位置を、それぞれ 2 点鎖線の円で示す。図 5 には、凹部 35 の切り欠き部 36 (図 3) の位置も併せて示す。

40

【0031】

図 4 に示すように、摩擦部材 70 は、周方向 2 箇所等に等間隔に、つまり 180°毎に配置される。より具体的には、図 5 に示すように、一对の摩擦部材 70 は、1 速ドリブンギヤ 61 の後端面 34 の一对の切り欠き部 36 に係合して配置され、切り欠き部 36 により、1 速ドリブンギヤ 61 に対する摩擦部材 70 の周方向位置が規制される。摩擦部材 70 は、例えば耐摩耗性を有するナイロン系の樹脂材によって構成される。

【0032】

図 6 は、摩擦部材 70 の斜視図である。なお、図 6 では、便宜上、図示のように前後、

50

左右および上下方向を定義する。前後、左右および上下方向はそれぞれ摩擦部材 70 の長さ、幅および高さ方向を表す。特に、前後方向は軸線 CL0 と平行な方向であり、左右方向は軸線 CL0 を中心とした円の接線方向である。

【0033】

図 6 に示すように、摩擦部材 70 は、基部 71 と、基部 71 の上方に配置され、シンクロリング 40 に当接可能な当接部 72 と、基部 71 の後端部から上方に突出し、基部 71 と当接部 72 とを接続する接続部 73 とを有し、全体が左右対称形状を呈する。基部 71 の前側の左右方向中央部には、上下方向にわたって切り欠き部 74 が延設され、基部 71 の前側部分は切り欠き部 74 を介して左右に分割される。

【0034】

基部 71、当接部 72 および接続部 73 の左右側面および後面は、互いに同一面上に形成される。一方、当接部 72 の前面は基部 71 の前面よりも後方に位置するように形成され、接続部 73 の前面は当接部 72 の前面よりも後方に位置するように形成される。図 2 に示すように、基部 71 の前端部はディスク部 61A の後端面 34 の凹部 35 に配置される。接続部 73 は、ディスク部 61A の後端面 34 とハブ 20 の溝部 21 の底面 21c との間の隙間を通して径方向外側に延在する。当接部 72 は、シンクロリング 40 の突出部 44 の内周面 44a に対向して配置される。

【0035】

図 6 に示すように、基部 71 の前面と後面および当接部 72 の前面と後面は互いに平行である。また、基部 71 の左面および右面と当接部 72 の左面および右面も互いに平行である。摩擦部材 70 の幅（左右方向長さ）は、1 速ドリブンギヤ 61 の後端面 34 の切り欠き部 36 の幅とほぼ等しい（厳密にはやや小さい）。これにより、図 5 に示すように、摩擦部材 70 の基部 71 がディスク部 61A の凹部 35 の切り欠き部 36 に係合する。

【0036】

図 5、6 に示すように、基部 71 の底面 71a（下端面）は凹曲面状に形成され、その凹曲面の曲率はハブ 20 の溝部 21 の内周面 21a の曲率と同一である。当接部 72 の先端面 72a（上端面）は凸曲面状に形成され、その凸曲面の曲率はシンクロリング 40 の突出部 44 の内周面 44a の曲率と同一である。

【0037】

図 5 では、摩擦部材 70 の底面 71a が溝部 21 の内周面 21a に接触している。この状態では、当接部 72 の先端面 72a からシンクロリング 40 の内周面 44a までの距離 L1 は、基部 71 の上端面 71b から 1 速ドリブンギヤ 61 の切り欠き部 36 の内周面 36c までの距離 L2 よりも短い。したがって、摩擦部材 70 は、径方向外側への移動により、切り欠き部 36 の内周面 36c に当接することなく、その先端面 72a がシンクロリング 40 の内周面 44a に当接可能である。

【0038】

左右一对の基部 71 の前面には、軸線 CL0 を中心とした楕円に添ってそれぞれ所定深さの溝 75 が形成される。溝 75 内には弾性体リング 80 が挿入され、これにより摩擦部材 70 が弾性体リング 80 から支持される。弾性体リング 80 の直径は溝 75 の深さとほぼ等しい。なお、弾性体リング 80 の直径が溝 75 の深さより小さくてもよく、または大きくてもよい。弾性体リング 80 は、例えばばね鋼を構成材として形成される。

【0039】

図 4 に示すように、弾性体リング 80 は軸線 CL0 を中心とした楕円形状を呈する。図中、CL1 および CL2 はそれぞれ楕円の短軸および長軸である。楕円の短軸 CL1 に沿って一对の摩擦部材 70 が配置される。換言すれば、軸線 CL0 から弾性体リング 80 までの最小距離（短軸 CL1 に沿った距離）を半径 R1 とする軸線 CL0 を中心とした仮想円 VC 上に、一对の摩擦部材 70 が配置される。なお、図 4 では、摩擦部材 70 を溝部 21 に設置するために、弾性体リング 80 に所定の外力（与圧）を付与して、短軸 CL1 の部分を径方向外側に所定量広げ、溝部 21 に嵌合している。したがって、エンジン停止の初期状態では、摩擦部材 70 からハブ 20 の内周面 21a に弾性体リング 80 による所定

10

20

30

40

50

の圧縮力が作用する。

【0040】

以上のように構成された本発明の実施形態に係る異音低減装置100の特徴的な動作を説明する。まず、ニュートラル状態の動作について説明する。クラッチ2を接続した状態でエンジン1をアイドル回転数で回転させると、そのエンジン回転数に対応した第1回転数N1で、1速ドリブンギヤ61が出力軸12の周囲を空転する。さらに、1速ドリブンギヤ61の切り欠き部36を介して1速ドリブンギヤ61と一体に摩擦部材70が回転する。

【0041】

このとき、図4に示すように摩擦部材70に遠心力Fが作用するが、その遠心力Fは弾性体リング80による弾性力(圧縮力)よりも小さい(例えば所定値F1以下)。このため、図2, 4, 5に示すように、摩擦部材70の底面71aはハブ20の溝部21の内周面21aに接触したままであり、1速ドリブンギヤ61には、ハブ20と摩擦部材70との間の摩擦力が抵抗として作用する。これにより、エンジン1の回転変動時のギヤ51, 61の歯当たりによる異音、すなわちアイドルガラ音を低減することができる。

【0042】

次に、ギヤイン状態における動作について説明する。図7~9は、ギヤイン状態における動作の一例を示す図であり、それぞれニュートラル状態における図2, 4, 5に対応する。同期機構14~16を介していずれかの変速段(例えば3速の変速段)が確立して車両が走行していると仮定する。このとき、1速用の同期機構14のスリーブ25は中立位置にあるため、1速ドリブンギヤ61は出力軸12の周囲を空転するが、車両走行時のエンジン回転数はアイドル回転数よりも高いため、1速ドリブンギヤ61は第1回転数N1よりも大きい第2回転数N2で回転する。その結果、摩擦部材70に作用する遠心力Fが所定値F1よりも大きくなる。

【0043】

これにより、図8に示すように、弾性体リング80の楕円の短軸CL1の部分の径が拡大するとともに、長軸CL2の部分の径が減少し、弾性体リング80が楕円形状から円形状へと弾性変形する。この弾性変形により、図7~9に示すように、摩擦部材70が1速ドリブンギヤ61の切り欠き部36に沿って径方向外側に移動し、摩擦部材70がハブ20の溝部21の内周面21aから離間する。したがって、1速ドリブンギヤ61に作用する抵抗が減少し、車両走行時の損失を抑えることができる。

【0044】

このとき、摩擦部材70の当接部72の先端面72aがシンクロリング40の内周面44aに当接し、シンクロリング40に押圧力が作用する。これによりシンクロリング40のがたつきを抑えることができ、シンクロリング40のがたつきによる異音を低減することができる。すなわち、中立状態にある同期機構のシンクロリング40は、エンジン1の加速あるいは減速中に周囲の部品(ハブ等)と接触し、異音(例えばジャラジャラという音)を発生することがある。これはシンクロジャラ音と称されるが、本実施形態では、走行時にシンクロリング40に摩擦部材70が押し当てられるために、シンクロジャラ音を低減することができる。

【0045】

本実施形態によれば以下のような作用効果を奏することができる。

(1) 変速機の異音低減装置100は、軸線CL0を中心に回転する回転軸12と、回転軸12と一体に回転するハブ20と、回転軸12に相対回転可能に支持された1速ドリブンギヤ61と、ハブ20と1速ドリブンギヤ61との間に介装された一对の摩擦部材70と、一对の摩擦部材70を支持する弾性体リング80とを備える(図2)。弾性体リング80は、軸線CL0に関して180°毎に回転対称となる閉曲線、すなわち楕円に沿って環状に形成される(図4)。1速ドリブンギヤ61は、一对の摩擦部材70が一体に回転可能かつ径方向に相対移動可能に係合される切り欠き部36を有し(図3)、ハブ20は、一对の摩擦部材70の底面71aが接触する内周面21aを有する(図4)。一对の摩

10

20

30

40

50

擦部材 70 は、遠心力により底面 71 a が内周面 21 a から離間するように 180° 毎に弾性体リング 80 に支持される（図 3）。

【0046】

このように楕円形状の弾性体リング 80 に一对の摩擦部材 70 を支持する簡易な構成を採用することで、アイドル回転時に摩擦部材 70 がハブ 20 に接触するため、アイドルガラ音を低減することができる。また、車両走行時には摩擦部材 70 を遠心力によりハブ 20 から離間させることができ、摩擦部材 70 の接触による損失発生を防止できる。すなわち、非円形の弾性体リング 80 が摩擦部材 70 の遠心力に応じて弾性変形することで、摩擦部材 70 をハブ 20 に接触および離間させることができ、異音低減装置 100 を安価に構成することができる。

10

【0047】

(2) 異音低減装置 100 は、内周面にスプライン 25 a が形成され、スプライン 25 a を介してハブ 20 に軸方向に移動可能に噛合されたスリーブ 25 と、ハブ 20 と 1 速ドリブンギヤ 61 との間に介装され、外周面にスプライン 25 a に噛合可能なスプライン 42 a が形成されたシンクロリング 40 とをさらに備える（図 2）。1 速ドリブンギヤ 61 の外周面 32 には、スリーブ 25 のスプライン 25 a に噛合可能なドグ歯 33 が形成される（図 2）。一对の摩擦部材 70 は、底面 71 a がハブ 20 の内周面 21 a に接触した状態でシンクロリング 40 から離間する一方、遠心力により底面 71 a が内周面 21 a から離間した後にシンクロリング 40 に接触するように構成された当接部 72 を有する（図 4, 6）。これにより車両走行時にフリー状態にあるシンクロリング 40 のがたつきを抑えることができる。アイドルガラ音だけでなく、車両走行時のシンクロジャラ音も低減することができる。

20

【0048】

(3) 弾性体リング 80 は、楕円形状を呈し、楕円の短軸 CL1 上に一对の摩擦部材 70 が支持される（図 4）。したがって、弾性体リング 80 の構成を簡素化することができ、異音低減装置 100 を安価に構成することができる。

【0049】

(4) 摩擦部材 70 は、基部 71 と、当接部 72 と、基部 71 と当接部 72 とを接続する接続部 73 とを有し、基部 71 が第 1 ドリブンギヤ 61 の第 1 外周面 31 の径方向内側の空間（切り欠き部 36）に配置されるとともに、接続部 73 が第 1 ドリブンギヤ 61 の後端面 34 とハブ 20 との間の隙間を通して径方向外側に延在し、当接部 72 が第 1 ドリブンギヤ 61 の後端面 34 の径方向外側に移動可能に設けられる（図 2, 7）。これにより当接部 73 は、第 1 ドリブンギヤ 61 と干渉せずに、第 1 外周面 31 の径方向外側におけるシンクロリング 40 に当接することが可能となる。この場合、基部 71 は第 1 ドリブンギヤ 61 の切り欠き部 36 とハブ 20 の溝部 21 の間の空間に配置されるので、摩擦部材 70 の底面 71 a の面積を大きくすることができ、ハブ 20 の溝部 21 の内周面 21 a に対し十分な摩擦力を及ぼすことができる。

30

【0050】

(5) 摩擦部材 70 の基部 71 は、切り欠き部 74 を介して左右に分割される（図 6）。これにより所定の曲率を有する弾性体リング 80 を基部 71 の溝 75 に容易に挿入することができる。また、弾性体リング 80 を 2 箇所支持することにより、遠心力作用時の弾性体リング 80 の変形を許容することができ、弾性体リング 80 に過大な応力が発生することを防止できる。

40

【0051】

（変形例）

上記実施形態は種々の形態に変形することができる。上記実施形態では、弾性体リング 80 を楕円形状に形成し、楕円の短軸 CL1 上に一对の摩擦部材 70 を支持するようにしたが、軸線 CL0 に関して所定角度毎に回転対称となる閉曲線に沿って環状に形成されるのであれば、弾性体の構成は上述したものに限らない。例えば、120° 毎に回転対象となる正三角形や 90° 毎に回転対象となる正方形等、楕円以外の閉曲線に沿って弾性体を

50

環状に形成してもよい。この場合、摩擦部材70の底面71a(接触面)が遠心力によりハブ20の溝部21の内周面21a(被接触面)から離間するように上記所定角度毎に、摩擦部材70を弾性体に支持すればよい。例えば、軸線CL0から弾性体までの最小距離を半径とする軸線CL0を中心とした仮想円上に、すなわち図4の仮想円VCに相当する仮想円上に、120°や90°等の所定角度毎に摩擦部材70を配置すればよい。したがって、摩擦部材70の個数は上述したものに限らない。

【0052】

上記実施形態では、摩擦部材70に設けられた円弧状の溝75に弾性体リング80を挿入するようにしたが、摩擦部材と弾性体の連結部の構成はこれに限らない。例えば摩擦部材70に周方向に貫通孔を開口し、貫通孔に弾性体リング80を挿入するようにしてもよい。この場合、弾性体リング80の一部を切断して貫通孔に挿入した後、その切断箇所を溶接などで接合してリング状とすればよい。上記実施形態では、摩擦部材70を単一の部材により構成したが、複数の部材を結合して摩擦部材を構成してもよい。この場合、複数の部材の接合面に、摩擦部材と弾性体の連結部を設けてもよい。上記実施形態では、摩擦部材70を、耐摩耗性を有する樹脂材により構成したが、摩擦部材を金属により構成し、その底面に摩擦材を貼付するようにしてもよい。すなわち、摩擦部材は、全体が摩擦材により構成されるのではなく、一部が摩擦材により構成されるのもよい。

10

【0053】

上記実施形態では、摩擦部材70に当接部72を構成したが、底面71aがハブ20の内周面21aに接触した状態でシンクロリング40から離間する一方、遠心力により底面71aが内周面21aから離間した後にシンクロリング40に接触するように構成するのであれば、シンクロ接触部としての当接部の構成は上述したものに限らない。上記実施形態では、接続部73を介して基部71に当接部72を接続するようにしたが、遠心力が所定値F1以下のときにハブ20に接触し、所定値F1を超えるとハブ20から離間するように構成されるのであれば、摩擦部材の構成はいかなるものでもよい。例えば、当接部72および接続部73を省略し、アイドルジャラ音のみを低減するようにしてもよい。

20

【0054】

上記実施形態では、1速~6速のそれぞれの変速段について異音低減装置100を適用したが、一部の变速段についてのみ異音低減装置100を適用するようにしてもよい。例えば慣性質量の大きい1速ドリブンギヤ61あるいは2速ドリブンギヤ62を有する1、2速の变速段についてのみ異音低減装置100を適用するようにしてもよい。したがって、異音低減装置が適用される变速ギヤが支持される回転軸は、入力軸11および出力軸12のいずれか一方であってもよい。

30

【0055】

上記実施形態では、ハブ20とギヤとの間にシンクロリング40を配置したが、これを省略してもよい。上記実施形態では、ギヤ(1速ドリブンギヤ61)に、摩擦部材70を一体に回転可能かつ径方向に相対移動可能に係合する切り欠き部36(係合部)を設けたが、ハブ20に係合部を設けてもよい。この場合、ギヤに、摩擦部材70の接触面(例えば底面71a)が接触する被接触面を設ければよい。

【0056】

上記実施形態は、マニュアルトランスミッションとしての変速機10に適用したが、本発明は、オートマチック・マニュアルトランスミッションやデュアルクラッチトランスミッション等、他の変速機にも同様に適用することができる。

40

【0057】

以上の説明はあくまで一例であり、本発明の特徴を損なわない限り、上述した実施形態および変形例により本発明が限定されるものではない。上記実施形態および変形例の構成要素には、発明の同一性を維持しつつ置換可能かつ置換自明なものが含まれる。すなわち、本発明の技術的思想の範囲内で考えられる他の形態についても、本発明の範囲内に含まれる。また、上記実施形態と変形例の1つまたは複数任意に組み合わせることも可能である。変形例同士を組み合わせることもできる。

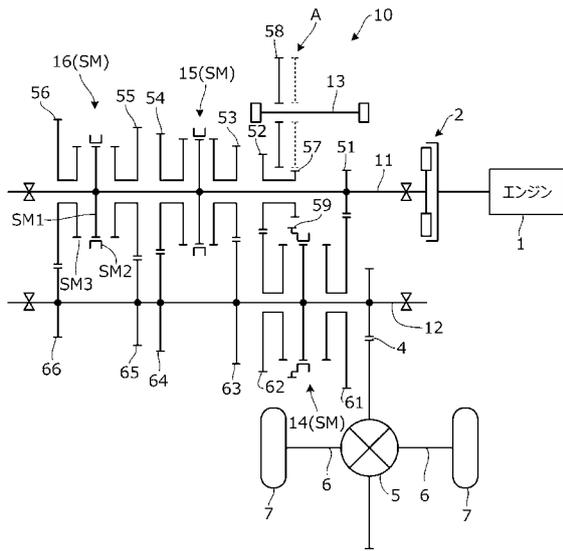
50

【符号の説明】

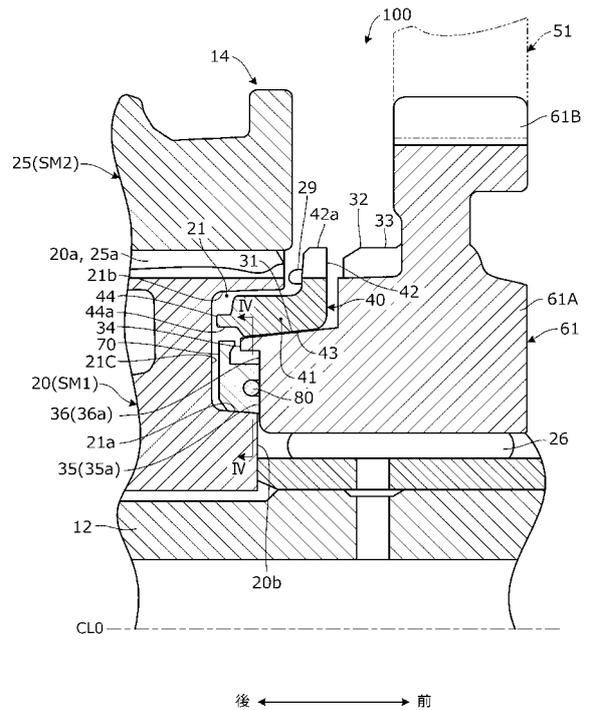
【0058】

12 出力軸、20 ハブ、21 a 内周面、36 切り欠き部、51 1速ドライブギヤ、61 1速ドリブンギヤ、70 摩擦部材、71 a 底面、80 弾性体リング、100 異音低減装置

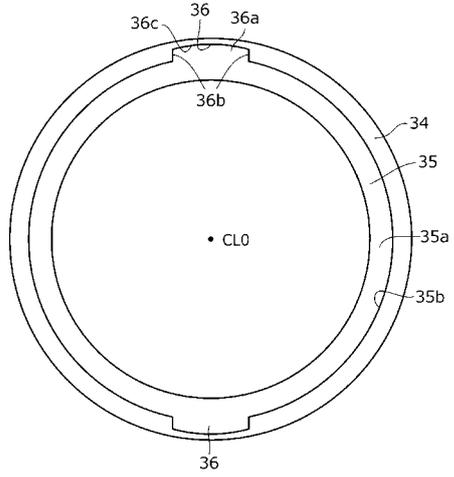
【図1】



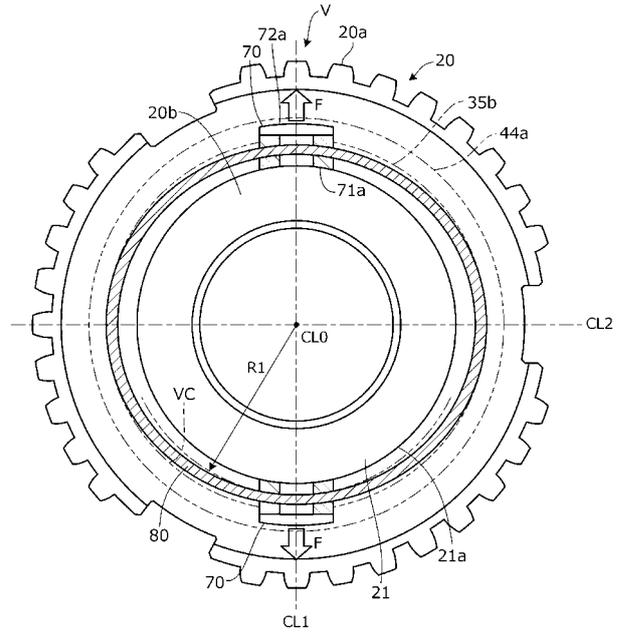
【図2】



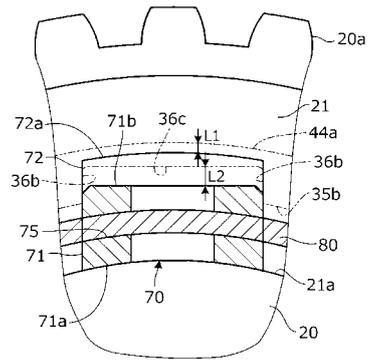
【 図 3 】



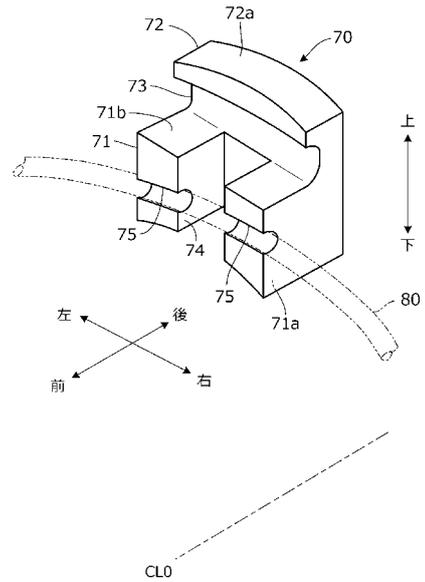
【 図 4 】



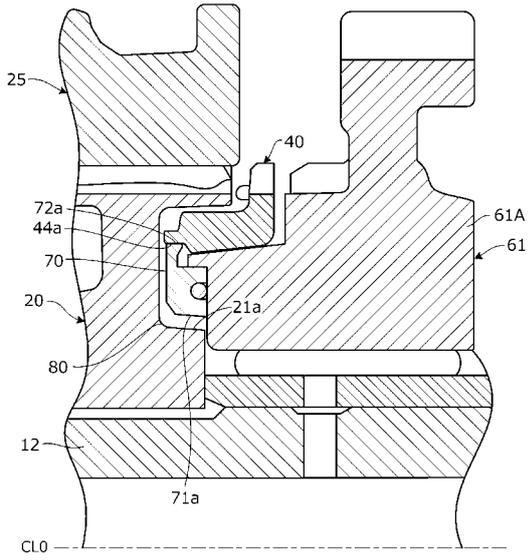
【 図 5 】



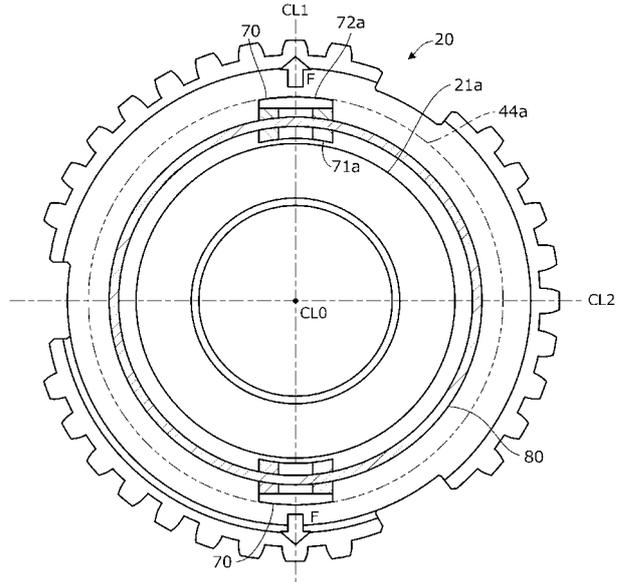
【 図 6 】



【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】

