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

特許第5633577号
(P5633577)

(45)発行日　平成26年12月3日(2014.12.3)　(24)登録日　平成26年10月24日(2014.10.24)

(51)Int.Cl.　　F I
F16F 15/134 (2006.01)　　F16F 15/134 A
F16D 13/64 (2006.01)　　F16D 13/64 A

請求項の数 6　(全 23 頁)

(21)出願番号　特願2012-545539(P2012-545539)
(86)(22)出願日　平成22年11月26日(2010.11.26)
(86)国際出願番号　PCT/JP2010/006907
(87)国際公開番号　WO2012/070092
(87)国際公開日　平成24年5月31日(2012.5.31)
審査請求日　平成25年5月22日(2013.5.22)

(73)特許権者　000003207
トヨタ自動車株式会社
愛知県豊田市トヨタ町１番地
(74)代理人　100072604
弁理士　有我　軍一郎
(74)代理人　100140501
弁理士　有我　栄一郎
(72)発明者　竹中　徹宏
愛知県豊田市トヨタ町１番地　トヨタ自動車株式会社内

審査官　岩田　健一

最終頁に続く

(54)【発明の名称】捩り振動減衰装置

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
回転トルクが入力される駆動側回転部材と、
前記駆動側回転部材と同一軸線上に設けられ、前記駆動側回転部材の回転トルクを出力する被駆動側回転部材と、
前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材との間に設けられ、前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材とが相対回転したときに前記駆動側回転部材の円周方向に弾性変形される少なくとも１つ以上の弾性部材とを備えた捩り振動減衰装置であって、
前記駆動側回転部材および前記被駆動側回転部材のいずれか一方と一体回転するように前記駆動側回転部材および前記被駆動側回転部材のいずれか一方に設けられ、前記駆動側回転部材および前記被駆動側回転部材の捩れ角の変化に伴って曲率の変化するカム面を有するカム部材と、
一端部が前記カム部材の前記カム面に接触するとともに他端部が前記弾性部材の円周方向一端部に当接し、前記駆動側回転部材または前記被駆動側回転部材のいずれか一方に設けられた揺動支点部を中心に揺動するアーム部材とを備え、
前記カム部材と前記アーム部材の一端部の接触面との間に転動体を設け、
前記アーム部材が、前記カム部材と前記弾性部材との間に一つのみ介在され、
前記被駆動側回転部材が、外周部に前記カム部材を有し、内周部に変速機の入力軸が連結される第１の回転部材を備え、
前記駆動側回転部材が、前記第１の回転部材の軸線方向両側に配置され、軸線方向に所

定間隔を隔てて互いに固定されるとともに、前記弾性部材が収容される収容部が円周方向に形成された一対の第２の回転部材と、前記弾性部材の円周方向両端部を支持して前記弾性部材を前記収容部の円周方向両端部に支持する一対の保持部材とを備え、

前記アーム部材の他端部に転動部材が設けられ、前記アーム部材の他端部が前記転動部材を介して前記一対の保持部材の一方側にのみ当接することを特徴とする捩り振動減衰装置。

【請求項２】

前記転動体が前記アーム部材の一端部に回転自在に取付けられることを特徴とする請求項１に記載の捩り振動減衰装置。

【請求項３】

前記転動体が前記カム部材に回転自在に設けられ、前記転動体の取付け位置が、少なくとも前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材の捩れの設定角度が最大となったときに前記アーム部材の一端部が当接する前記カム面の部位に設定されることを特徴とする請求項１に記載の捩り振動減衰装置。

【請求項４】

前記カム部材のカム面の曲率が、前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材の捩れ角が最小のときの前記カム部材の初期位置から前記捩れ角が大きくなるに従って大きくなることを特徴とする請求項１ないし請求項３のいずれか１の請求項に記載の捩り振動減衰装置。

【請求項５】

前記アーム部材が、前記駆動側回転部材の中心軸に対して点対称に配置されることを特徴とする請求項１ないし請求項４のいずれか１の請求項に記載の捩り振動減衰装置。

【請求項６】

前記カム部材と前記第２の回転部材との間に、前記カム部材と前記第２の回転部材とを摩擦接触させるヒステリシス機構が介装されることを特徴とする請求項１に記載の捩り振動減衰装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、捩り振動減衰装置に関し、特に、回転トルクが入力される駆動側回転部材と駆動側回転部材の回転トルクを出力する被駆動側回転部材とを弾性部材を介して相対回転自在に連結した捩り振動減衰装置に関する。

【背景技術】

【０００２】

従来から内燃機関や電動モータ等の駆動源と車輪等と連結して駆動源からの回転トルクを伝達するとともに、駆動源と変速歯車組を有する駆動系との間の捩り振動を吸収する捩り振動減衰装置が知られている。

【０００３】

この捩り振動減衰装置は、例えば、駆動源側のフライホイールに締結および解放される駆動側回転部材と、変速機の入力軸に連結される被駆動側回転部材と、駆動側回転部材および被駆動側回転部材を円周方向に弾性的に連結する弾性部材とから構成されている（例えば、特許文献１参照）。

【０００４】

駆動側回転部材は、クラッチディスクと、クラッチディスクの半径方向内方に設けられた一対のディスクプレートから構成されており、被駆動側回転部材は、変速機の入力軸に回転不能にかつ軸線方向に移動可能に連結され、ディスクプレートの間に設けられたハブから構成されている。

【０００５】

ハブは、入力軸にスプライン係合する筒状のボスおよびボスから半径方向外方に広がる円板状のフランジを有している。また、弾性部材は、単独のコイルスプリングから構成さ

れており、コイルスプリングは、フランジに形成された窓孔内に収容されて円周方向両端部を円周方向に支持されているとともに、一対のディスクプレートに形成された窓部によって円周方向に支持されている。

【０００６】

このような構成を有する捩り振動減衰装置にあっては、クラッチディスクおよび一対のディスクプレートとハブとが相対回転すると、コイルスプリングがクラッチディスクおよび一対のディスクプレートとハブとの間で円周方向に圧縮されることにより、駆動側回転部材から被駆動側回転部材に入力される捩り振動をコイルスプリングによって、吸収・減衰するようになっている。

【０００７】

ところで、捩り振動によって発生する変速機側の騒音としては、アイドリング時の異音、走行時の異音およびこもり音等が知られている。したがって、各異音の発生原因となる捩り振動を吸収するためには、捩り振動減衰装置の捩れ特性を適切に設定する必要がある。

【０００８】

ここで、アイドル時の異音としては、ニュートラルに変速したアイドル時に、駆動源のトルク変動による回転変動を起振源とした捩り振動によって、無負荷状態にある歯車対が衝突して生じるガラガラという異音、所謂、ガラ音が知られている。

【０００９】

また、走行時の異音としては、車両の加減速中に、駆動源のトルク変動による回転変動を起振源とした捩り振動や、駆動系の捩り共振によって変速歯車組の空転歯車対が衝突して生じるジャラジャラという異音、所謂、ジャラ音が知られている。

【００１０】

また、こもり音としては、駆動源のトルク変動を起振力とする駆動系の捩り共振による振動によって車室内に発生する異音が知られており、駆動系の捩り共振は、通常、定常走行時（例えば、内燃機関の回転数が２５００ｒｐｍ付近）に存在するため、定常走行時にこもり音が発生する。

【００１１】

従来、捩れ特性を適切に設定した捩り振動減衰装置としては、例えば、特許文献２に記載されたようなものが知られている。

この捩り振動減衰装置は、被駆動側回転部材を構成する筒状のボスと、ボスから半径方向外方に広がる円板状のフランジとを二分割し、ボスの外周部とフランジの内周部にボスとフランジとの捩り振動を吸収するバネ定数の小さい小コイルスプリングを介装するようにしている。

【００１２】

また、一対のディスクプレートには第１の窓部と第２の窓部とが設けられており、この第１の窓部および第２の窓部は、ディスクプレートの円周方向に離隔している。

【００１３】

また、フランジには、第１の窓部と第２の窓部とにそれぞれ対応する第１の窓孔と第２の窓孔とが設けられており、第１の窓部と第１の窓孔内に小スプリングよりもバネ定数が大きい第１のコイルスプリングと第１のシート部材とが設けられている。

【００１４】

また、第２の窓部と第２の窓孔内には小コイルスプリングよりもバネ定数が大きい第２のコイルスプリングと第２のシート部材とが設けられている。

また、第１シート部材は、第１の窓孔から円周方向に隙間が設けられており、第１コイルスプリングは、捩れ特性において第２コイルスプリングが圧縮される領域の捩れ角度の小さな領域では圧縮されず、捩れ角度の大きな領域で圧縮されるようになっている。

【００１５】

この捩り振動減衰装置による駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ特性は、図１７に示すようになる。

すなわち、アイドル状態でニュートラルに変速したとき等のようにクラッチディスクとボスとの捩れ角が小さい領域にあっては、小コイルスプリングのみを圧縮させることにより、捩れ角の小さな領域を低剛性にしてガラ音の発生を抑制する。

【００１６】

また、捩れ角が大きい領域では、第２のコイルスプリングのみを圧縮させることで、矢印ａに示すように、トルクが緩やかに上昇する中剛性の捩れ特性を得ることにより、こもり音を抑制することができる。

【００１７】

また、捩れ角がさらに大きくなり、捩れ角が所定の位置になると、第１のコイルスプリングと第２コイルスプリングとを並列に圧縮することで、矢印ｂに示すように、トルクの上昇率が大きくなる高剛性の捩れ特性を得ることにより、ジャラ音を抑制するようにしている。すなわち、多段の捩れ特性を得ることができる。

【００１８】

ところが、このような捩り振動減衰装置にあっては、伝達トルクの上昇率が変化する段差部（グラフの折れ曲がった部分）において、変速機の内部で回転トルクを伝達している歯車の歯打ち音がするという問題があった。

【００１９】

この音は低周波の音であり、ガー音と言われる。例えば、緩減速中等の走行状態において、駆動側回転部材から被駆動側回転部材に伝達されるトルクが略０（ｄｅｇ）のときに、捩れ特性の段差部において急激なトルク変動が発生することにより、歯車の跳ね返りによる歯車の打ち音等の異音が発生することがあるという問題があった。

【００２０】

これに対して、捩れ特性を多段ではなく非線形にして、トルク変動の段差部が形成されない捩れ特性にすることにより、ガー音を抑制可能な捩り振動減衰装置としては、例えば、特許文献３に示すようなものが知られている。

【００２１】

特許文献３に記載されたものは、内燃機関と一体に回転する駆動側回転部材と、駆動側回転部材と同軸的、かつ相対回転自在に配設される被駆動側回転部材と、駆動側回転部材に形成され、駆動側回転部材と被駆動側回転部材との相対回転角度に応じて曲率が変化するように構成される被接触面に沿って移動する接触部を有し、駆動側回転部材と被駆動側回転部材との相対回転に追従して接触部が駆動側回転部材の被接触面に沿って移動することにより、被駆動側回転部材して相対変位する変位部材と、変位部材の相対変位に追従して弾縮する弾性部材と、駆動側回転部材および変位部材のそれぞれに設けられ、互いに係合することにより、変位部材と駆動側回転部材との相対回転を規制して、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の相対回転を規制するストッパー部とを備えている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【００２２】

【特許文献１】特開２００３－１９４０９５号公報
【特許文献２】特開２００１－３０４３４１号公報
【特許文献３】特開２００１－７４１０２号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【００２３】

しかしながら、特許文献２に示す捩り振動減衰装置にあっては、小コイルスプリングの変形によってアイドル時のガラ音を抑制することができるが、トルク変動を吸収するための第１、２のコイルスプリングおよび第１、２のシート部材を多数直列に設けているので駆動側回転部材と被動側回転部材との捩れ角を広く取ることが構成上困難となってしまう。このため、捩り振動減衰装置の捩れ剛性を全体的に低くすることができず、走行時のジャラ音を充分に抑制することが困難であるという問題があった。

【００２４】
また、特許文献３に示す捩り振動減衰装置にあっては、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ特性を非線形にしてガー音の抑制を行うことができるが、駆動側回転部材と変位部材とにそれぞれ互いに係合するストッパー部材を設け、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の相対回転を規制するようにしているため、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角の広角化を図ることができない。このため、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ剛性を全体的に低くすることができず、走行時のジャラ音を充分に抑制することが困難であるという問題があった。
【００２５】
さらに、特許文献３に記載されたものは、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の相対回転を規制するようにしているため、内燃機関から駆動側回転部材に過大なトルクが入力された場合に、駆動側回転部材から被駆動側回転部材を介して変速機側に過大なトルクが伝達されてしまうおそれがあった。
【００２６】
本発明は、上述のような従来の問題を解決するためになされたもので、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角の範囲を広角化しつつ非線形の捩れ特性を得ることができるとともに、駆動側回転部材から被駆動側回転部材に過大なトルクが伝達されるのを防止することができる捩り振動減衰装置を提供することを目的とする。
【課題を解決するための手段】
【００２７】
本発明に係る捩り振動減衰装置は、上記目的を達成するため、回転トルクが入力される駆動側回転部材と、前記駆動側回転部材と同一軸線上に設けられ、前記駆動側回転部材の回転トルクを出力する被駆動側回転部材と、前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材との間に設けられ、前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材とが相対回転したときに前記駆動側回転部材の円周方向に弾性変形される少なくとも１つ以上の弾性部材とを備えた捩り振動減衰装置であって、前記駆動側回転部材および前記被駆動側回転部材のいずれか一方と一体回転するように前記駆動側回転部材および前記被駆動側回転部材のいずれか一方に設けられ、前記駆動側回転部材および前記被駆動側回転部材の捩れ角の変化に伴って曲率の変化するカム面を有するカム部材と、一端部が前記カム部材の前記カム面に接触するとともに他端部が前記弾性部材の円周方向一端部に当接し、前記駆動側回転部材または前記被駆動側回転部材のいずれか一方に設けられた揺動支点部を中心に揺動するアーム部材とを備え、前記カム部材と前記アーム部材の一端部の接触面との間に転動体を設けたものから構成されている。
【００２８】
この捩り振動減衰装置は、例えば、被駆動側回転部材に、駆動側回転部材および被駆動側回転部材の捩れ角の変化に伴って曲率の変化するカム面を有するカム部材を設け、カム部材と弾性部材との間にアーム部材を介装するので、駆動側回転部材と被駆動側回転部材が相対回転したときには、アーム部材の一端部が転動体を介してカム部材のカム面に沿って摺動し、カム部材がアーム部材を介して弾性部材を付勢することができる。
【００２９】
駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角が小さいときには、弾性変形する弾性部材の反力によってアーム部材がカム部材を押圧して駆動側回転部材から被駆動側回転部材に回転トルクを伝達することができる。
【００３０】
また、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角が大きくなるに従ってカム面の曲率を大きくすれば、弾性部材の弾性変形量を大きくすることができるため、アーム部材がカム部材を強く押圧して駆動側回転部材から被駆動側回転部材に回転トルクを伝達することができる。
このとき、弾性部材の弾性変形量が大きくなることからアーム部材の一端部とカム部材との接触圧が大きくなり、アーム部材とカム部材との接触面が磨耗するおそれがある。

【００３１】
これに対して、本発明は、アーム部材の一端部が転動体を介してカム部材のカム面を摺動するため、アーム部材の一端部とカム部材との接触圧が高くなるのを防止して、アーム部の一端部とカム部材との磨耗を抑制することができる。
【００３２】
このように、カム部材の回転に伴ってカム部材がアーム部材を介して弾性部材を押圧することにより、弾性部材からアーム部材への反力を変化させることにより、駆動側回転部材と被駆動側回転部材との捩れ角の範囲を広角化することができ、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ剛性を全体的に低くすることができる。
【００３３】
この結果、駆動源のトルク変動による回転変動を起振源とした大きな捩り振動や、駆動系の捩り共振を減衰して、変速歯車組の空転歯車対が衝突して生じるジャラ音や駆動系の捩り共振によるこもり音の発生を抑制することができる。
【００３４】
また、捩れ特性を従来のように段差部を有する多段ではなく非線形にすることができるため、急激なトルク変動が発生するのを防止することができ、ガー音（ｒａｔｔｌｉｎｇ－ｎｏｉｓｅ）を抑制することができる。
【００３５】
また、駆動側回転部材に過大なトルクが入力した場合には、駆動側回転部材と被駆動側回転部材とが相対回転したときに、アーム部材がカム面の曲率が最も大きい頂部を乗り越えるため、駆動側回転部材を被駆動側回転部材に対して空転させることができ、カム部材をトルクリミッタとして機能させることができる。この結果、駆動側回転部材から被駆動側回転部材に過大なトルクが伝達されてしまうのを防止して、変速機の変速歯車組を保護することができる。
【００３６】
好ましくは、前記転動体が前記アーム部材の一端部に回転自在に取付けられるものから構成されてもよい。
この捩り振動減衰装置は、アーム部材の一端部が転動体を介してカム部材のカム面の全周に亘って摺動するため、アーム部材の一端部とカム部材との接触圧が高くなるのを防止して、アーム部の一端部とカム部材との磨耗を抑制することができる。
【００３７】
好ましくは、前記転動体が前記カム部材に回転自在に設けられ、前記転動体の取付け位置が、少なくとも前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材の捩れの設定角度が最大となったときに前記アーム部材の一端部が当接する前記カム面の部位に設定されるものから構成されてもよい。
【００３８】
この捩り振動減衰装置は、転動体がアーム部材の一端部とカム部材との接触圧が最も高くなるカム部材のカム面に設けられることになるため、アーム部材の一端部とカム部材との接触圧が高くなるのを防止して、アーム部の一端部とカム部材との磨耗を抑制することができる。
【００３９】
なお、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れの設定角度が最大となったときにアーム部材が当接するカム面の部位とは、例えば、駆動側回転部材と被駆動側回転部材とが回転したときにアーム部材の一端部が当接するカム面の曲率が最も大きい頂部である。
【００４０】
好ましくは、前記カム部材のカム面の曲率が、前記駆動側回転部材と前記被駆動側回転部材の捩れ角が最小のときの前記カム部材の初期位置から前記捩れ角が大きくなるに従って大きくなるものから構成されてもよい。
【００４１】
この捩り振動減衰装置は、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角の変化に応じて

アーム部材が接触するカム部材のカム面の曲率を可変させることにより、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角の範囲を広角化して捩れ剛性を低くすることができる。また、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ特性を非線形にすることができ、急激なトルク変動が発生するのを防止することができる。

【００４２】

また、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角が大きくなるに従って駆動側回転部材と被駆動側回転部材との捩れ剛性を大きくすることができるため、大きなトルク変動を弾性部材によって減衰しながら駆動側回転部材から被駆動側回転部材に回転トルクを円滑に伝達することができる。

【００４３】

また、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角の変化に応じてアーム部材が接触するカム部材のカム面の曲率が大きくなった場合でも、アーム部材の一端部が転動体を介してカム部材のカム面を摺動するため、アーム部材の一端部とカム部材との接触圧が高くなるのを防止することができ、アーム部の一端部とカム部材との磨耗を抑制することができる。

【００４４】

好ましくは、前記アーム部材が、前記駆動側回転部材の中心軸に対して点対称に配置されるものから構成されてもよい。

【００４５】

この捩り振動減衰装置は、アーム部材が駆動側回転部材の中心軸に対して点対称に配置されるので、駆動側回転部材の中心軸を挟んでアーム部材がカム部材を挟持することになる。

【００４６】

このため、カム部材がアーム部材を介して弾性部材を付勢したときに、弾性部材の反力によってアーム部材が駆動側回転部材の中心軸を挟んでカム部材を強い押圧力で挟持する。このため、駆動側回転部材から被駆動側回転部材に回転トルクをより確実に伝達することができ、駆動側回転部材と被駆動側回転部材を確実に一体回転させることができる。

【００４７】

好ましくは、前記被駆動側回転部材が、外周部に前記カム部材を有し、内周部に変速機の入力軸が連結される第１の回転部材を備え、前記駆動側回転部材が、前記第１の回転部材の軸線方向両側に配置され、軸線方向に所定間隔を隔てて互いに固定されるとともに、前記弾性部材が収容される収容部が円周方向に形成された一対の第２の回転部材と、前記弾性部材の円周方向両端部を支持して前記弾性部材を前記収容部の円周方向両端部に支持する一対の保持部材とを備え、前記アーム部材の他端部に転動部材が設けられ、前記アーム部材の他端部が前記転動部材を介して前記一対の保持部材の一方に当接するものから構成されてもよい。

【００４８】

この捩り振動減衰装置は、一対の第２の回転部材の収容部に弾性部材が収容されるとともに、弾性部材の円周方向両端部が一対の保持部材によって収容部の円周方向両端部に支持され、アーム部材の他端部が転動部材および保持部材の一方を介して弾性部材の円周方向一端部に当接するようになっているので、駆動側回転部材と被駆動側回転部材との捩れ角の範囲を広角化して捩れ剛性を低くすることができるとともに、捩れ特性を非線形にすることができ、駆動側回転部材から被駆動側回転部材に回転トルクを円滑に伝達することができる。

【００４９】

また、カム部材の回転によってアーム部材が揺動支点部を介して揺動したときに、アーム部材の他端部が駆動側回転部材の半径方向内方に移動してしまう。本発明では、アーム部材の他端部が転動部材を介して保持部材の一方に当接しているため、アーム部材の他端部が転動部材を介して保持部材の一方の当接面に沿って円滑に半径方向に摺動しながら弾性部材を駆動側回転部材の円周方向に弾性変形させることができる。

【００５０】
好ましくは、前記カム部材と前記第２の回転部材との間に、前記カム部材と前記第２の回転部材とを摩擦接触させるヒステリシス機構が介装されるものから構成されてもよい。
【００５１】
この捩り振動減衰装置は、カム部材と前記第２の回転部材との間にヒステリシス機構が介装されるので、カム部材と第２の回転部材との捩れ角が大きいときにカム部材と第２の回転部材とのヒステリシストルクを大きくすることができ、駆動系の捩り共振によるこもり音の発生やジャラ音の発生をより一層抑制することができる。
【発明の効果】
【００５２】
本発明によれば、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角の範囲を広角化しつつ非線形の捩れ特性を得ることができるとともに、駆動側回転部材から被駆動側回転部材に過大なトルクが伝達されるのを防止することができる捩り振動減衰装置を提供することができる。
【図面の簡単な説明】
【００５３】
【図１】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、捩り振動減衰装置の正面図である。
【図２】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、図１のＡ－Ａ方向矢視断面図である。
【図３】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、図２のＢ方向矢視断面図である。
【図４】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、図２のＣ方向矢視断面図である。
【図５】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、アーム部材の上面図である。
【図６】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、図５のＤ－Ｄ方向断面図である。
【図７】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ニードルベアリングの断面図である。
【図８】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、（ａ）は、ヒステリシス機構の摩擦材の正面図、（ｂ）は、同図（ａ）の摩擦材の側面図である。
【図９】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、（ａ）は、ヒステリシス機構の皿ばねの正面図、（ｂ）は、同図（ａ）の皿ばねの断面図である。
【図１０】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ヒステリシス機構の分解図である。
【図１１】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスクプレートとボスとの捩れ角が＋４５°のときの捩り振動減衰装置の正面図である。
【図１２】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスクプレートとボスとの捩れ角が＋９０°のときの捩り振動減衰装置の正面図である。
【図１３】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスクプレートとボスとの捩れ角が－４５°のときの捩り振動減衰装置の正面図である。
【図１４】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、捩り振動減衰装置の捩れ角と回転トルクの関係を示す図である。
【図１５】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、内燃機関の回転変動と内燃機関の回転数との関係を示す図である。
【図１６】本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、カム部材にニードルベアリングが取付けられた捩り振動減衰装置の正面図である。
【図１７】従来のディスクプレートとハブとの捩れ特性を示す図である。
【発明を実施するための形態】

【００５４】
以下、本発明に係る捩り振動減衰装置の実施の形態について、図面を用いて説明する。
図１～図１６は、本発明に係る捩り振動減衰装置の一実施の形態を示す図である。
まず、構成を説明する。
図１、図２において、捩り振動減衰装置１は、駆動源である図示しない内燃機関からの回転トルクが入力される駆動側回転部材２と、駆動側回転部材２と同一軸線上に設けられ、駆動側回転部材２の回転トルクを図示しない駆動系の変速機に伝達する被駆動側回転部材３と、駆動側回転部材２と被駆動側回転部材３との間に設けられ、駆動側回転部材２と被駆動側回転部材３が相対回転したときに駆動側回転部材２の円周方向に圧縮される弾性部材としての一対のコイルスプリング４とを備えている。
【００５５】
被駆動側回転部材３は、駆動系の変速機の入力軸２１の外周部にスプライン嵌合される第１の回転部材としてのボス５と、ボス５の外周部に設けられたカム部材６とを含んで構成される。
【００５６】
なお、ボス５とカム部材６とは一体的に成形されてもよい。また、ボス５とカム部材６とを別体に形成し、ボス５の外周部およびカム部材６の内周部にスプライン部をそれぞれ形成し、ボス５とカム部材６とをスプライン嵌合してもよい。
【００５７】
また、駆動側回転部材２は、第２の回転部材としての一対のディスクプレート７、８およびクラッチディスク１０を備えている。ディスクプレート７、８は、ボス５の軸線方向両側に配置されており、軸線方向に所定間隔を隔ててピン９および揺動支点部としてのピン１８によって連接されている。
【００５８】
また、ディスクプレート７、８の円状の中心孔７ａ、８ａにはボス５が収納されており、ボス５は、ディスクプレート７、８と同一軸線上に設けられている。
【００５９】
ピン９、１８は、ディスクプレート７、８に橋架されており、軸線方向両端部が大径に形成されることにより、ディスクプレート７、８に抜け止め係止されている。このため、ディスクプレート７、８は、ピン１８およびピン９によって一体化されることで一体回転するようになっている。
【００６０】
また、クラッチディスク１０は、ディスクプレート７の半径方向外方に設けられており、クッショニングプレート１１および摩擦材１２ａ、１２ｂを備えている。クッショニングプレート１１は、厚み方向に波打つリング状の部材から構成されており、ピン９によってディスクプレート７、８に固定されている。
【００６１】
摩擦材１２ａ、１２ｂは、クッショニングプレート１１の両面にリベット１３によって固定されており、この摩擦材１２ａ、１２ｂは、内燃機関のクランクシャフトに固定された図示しないフライホイールとフライホイールにボルト固定されたクラッチカバーのプレッシャプレートの間に位置している。
【００６２】
そして、摩擦材１２ａ、１２ｂがプレッシャプレートに押圧されてフライホイールとプレッシャプレートに摩擦係合することで、内燃機関の回転トルクがディスクプレート７、８に入力される。
【００６３】
また、図示しないクラッチペダルが踏み込まれると、プレッシャプレートが摩擦材１２ａ、１２ｂを押圧するのを解除し、摩擦材１２ａ、１２ｂがフライホイールから離隔することで、内燃機関の回転トルクがディスクプレート７、８に入力されない。
【００６４】

また、ディスクプレート７、８にはそれぞれ収容部としての収容孔１４、１５が円周方向に離隔して一対ずつ形成されており、この収容孔１４、１５は、ディスクプレート７、８の軸線方向に対向してコイルスプリング４を収容するようになっている。

【００６５】

また、収容孔１４、１５は、コイルスプリング４の外周側においてプレスによって打ち抜かれており、ディスクプレート７、８の円周方向両端部が閉止端となっている。

【００６６】

また、図２～図４に示すように、ディスクプレート７、８は、収容孔１４の半径方向外方の縁に沿って円周方向に延在する外側支持片（収容部）１４ｃ、１５ｃおよび収容孔１４の半径方向内方の縁に沿って円周方向に延在する内側支持片（収容孔）１４ｄ、１５ｄを備えており、この外側支持片１４ｃ、１５ｃおよび内側支持片１４ｄ、１５ｄは、ディスクプレート７、８の軸線方向外方に突出している。

【００６７】

また、コイルスプリング４の円周方向両端部は、保持部材であるスプリングシート１６、１７によって保持されており、このスプリングシート１６、１７の内周面には座巻が形成されている。

【００６８】

この座巻は、コイルスプリング４の円周方向両端部の一巻分あるいは二巻分に相当しており、この座巻にコイルスプリング４の円周方向両端部を着座させ、コイルスプリング４の巻回方向始端と終端とを座巻に係合させることにより、コイルスプリング４の回転を防止してスプリングシート１６、１７に装着することができるようになっている。

【００６９】

また、図３、図４に示すように、ディスクプレート７、８の円周方向両端部の閉止端は、スプリングシート１６、１７の円周方向端部が当接する当接部１４ａ、１４ｂ、１５ａ、１５ｂを構成しており、スプリングシート１６、１７が伸長した状態において、スプリングシート１６、１７の円周方向端部が当接部１４ａ、１４ｂ、１５ａ、１５ｂに当接するようになっている。

【００７０】

また、スプリングシート１６、１７の外周部は、外側支持片１４ｃ、１５ｃおよび内側支持片１４ｄ、１５ｄに対向しており、スプリングシート１６、１７は、外側支持片１４ｃ、１５ｃおよび内側支持片１４ｄ、１５ｄによって収容孔１４、１５から抜け出ることが防止される。

【００７１】

円周方向一方のスプリングシート１６とカム部材６の間にはアーム部材１９が設けられており、このアーム部材１９は、ディスクプレート７、８の間に位置し、ピン１８に揺動自在に支持されている。

【００７２】

また、ピン１８とアーム部材１９の間にはニードルベアリング２０が介装されている。図６に示すように、ニードルベアリング２０は、アーム部材１９に取付けられたアウターレース２０ａと、アウターレース２０ａとピン１８の間に介装された針状ニードル２０ｂとから構成されており、アウターレース２０ａが針状ニードル２０ｂを介してピン１８に対して回転自在となっている。このため、アーム部材１９は、ニードルベアリング２０を介してピン１８に回転自在に取付けられている。

【００７３】

図５に示すように、アーム部材１９の一端部は、二股形状の突出片１９ａ、１９ｂが形成されており、この突出片１９ａ、１９ｂは、ピン２３によって連結されている。換言すれば、ピン２３は、突出片１９ａ、１９ｂに支持されている。

【００７４】

このピン２３には転動体としてのコロ部材２４が回転自在に取付けられている。図６に示すように、コロ部材２４は、ピン２３の外周部に設けられたアウターレース２４ａおよ

びアウターレース２４ａとピン２３の間に介装された針状ニードル２４ｂからなるニードルベアリングと（図７参照）、アウターレース２４ａの外周部でアウターレース２４ａに取付けられたコロ２４ｃとから構成されており、コロ２４ｃがニードルベアリングを介してピン２３に対して回転自在となっている。

【００７５】

このコロ２４ｃは、カム部材６のカム面６ａに接触して回転するようになっており、アーム部材１９の一端部は、コロ２４ｃを介してカム部材６のカム面６ａに当接する。

【００７６】

図６に示すように、アーム部材１９の他端部は、二股形状の突出片１９ｃ、１９ｄが形成されており、この突出片１９ｃ、１９ｄは、ピン２５によって連結されている。換言すれば、ピン２５は、突出片１９ｃ、１９ｄに支持されている。

【００７７】

このピン２５には転動部材としてのコロ部材２６が回転自在に取付けられている。コロ部材２６は、ピン２５の外周部に設けられたアウターレース２６ａおよびアウターレース２６ａとピン２５の間に介装された針状ニードル２６ｂからなるニードルベアリングと、アウターレース２６ａの外周部でアウターレース２６ａに取付けられたコロ２６ｃとから構成されており、コロ２６ｃがニードルベアリングを介してピン２５に対して回転自在となっている。

【００７８】

コロ２６ｃは、スプリングシート１６の円周方向外周面に当接するようになっており、アーム部材１９の他端部は、コロ２６ｃを介してスプリングシート１６の円周方向外周面に当接する。

【００７９】

また、カム部材６は、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角の変化に伴って曲率の変化するカム面６ａを有している。本実施の形態では、カム部材６が楕円形状のカム面を有しており、カム面６ａの曲率は、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が最小のときのカム部材６の初期位置からディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が大きくなるに従って大きくなっている。

【００８０】

したがって、本実施の形態のカム部材６は、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が最小のときに曲率の小さいカム面６ａにアーム部材１９のコロ２４ｃが当接するようにカム部材６の初期位置が設定されている。

【００８１】

このため、カム部材６が回転してアーム部材１９のコロ２４ｃが当接するカム面６ａの位置が可変されることにより、スプリングシート１６がアーム部材１９によって付勢されてコイルスプリング４の圧縮量が可変される。このとき、スプリングシート１６が収容孔１４、１５の周縁に沿ってスプリングシート１７に近接・離隔するように移動することになる。

【００８２】

また、アーム部材１９は、ディスクプレート７、８の中心軸に対して点対称に配置されており、アーム部材１９は、ディスクプレート７、８の中心軸を挟んで同一の曲率を有するカム面６ａに一端部を接触させることができるようになっている。

【００８３】

一方、図２に示すように、ディスクプレート７、８とカム部材６との間にはヒステリシス機構２７が介装されており、このヒステリシス機構２７は、環状の摩擦材２８、２９、３０、３１および皿ばね３２から構成されている。

【００８４】

摩擦材２８、２９は、表面が所定の摩擦係数を有する部材から構成されており、カム部材６の軸線方向外周面に接着材によって固定されている。なお、摩擦材２８、２９にピン等を一体的に設け、このピンをカム部材６の軸線方向外周面に形成されたピン穴に嵌合す

ることにより、摩擦材２８、２９をカム部材６に取付けてもよい。
【００８５】
また、摩擦材３０は、表面が所定の摩擦係数を有する部材から構成されており、ディスクプレート７の内周面に接着材によって固定されている。なお、摩擦材３０にピン等を一体的に設け、このピンをディスクプレート７の内周面に形成されたピン穴に嵌合することによりディスクプレート７に取付けてもよい。
【００８６】
図８に示すように、摩擦材３１は、表面が所定の摩擦係数を有する部材から構成されており、放射方向外周面に複数のピン３１ａが一体的に設けられている。このピン３１ａは、ディスクプレート８の内周面に形成されたピン穴８ｂに嵌合するようになっており、摩擦材３１は、ディスクプレート８の内周面に取付けられる。
【００８７】
図９、図１０に示すように、皿ばね３２は、円錐形状に形成されており、摩擦材３１とディスクプレート８との間に介装されている。
【００８８】
この皿ばね３２は、カム部材６の軸線方向に弾性力を発生させることにより、摩擦材３１と摩擦材２８とを摩擦接触させるとともに、摩擦材２９と摩擦材３０とを摩擦接触させることにより、カム部材６とディスクプレート７、８とを摩擦接触させてカム部材６とディスクプレート７、８との間にヒステリシストルクを発生させるようになっている。
【００８９】
なお、ヒステリシス機構としては、摩擦材２８、２９を廃止して摩擦材３０、３１をカム部材６の軸線方向外周面に直接摩擦接触させるように構成してもよい。
【００９０】
次に、作用を説明する。
なお、図１１、図１２は、ディスクプレート７、８が内燃機関の回転トルクを受けて図１の状態から反時計回転方向（Ｒ２方向）に回転している状態を示し、説明の便宜上、ボス５がディスクプレート７、８に対して正側の時計回転方向（Ｒ１方向）に捩れるものとして説明を行う。なお、ディスクプレート７、８に対してボス５が正側に捩れるのは、車両の加速時である。
【００９１】
摩擦材１２ａ、１２ｂがプレッシャプレートに押圧されてフライホイールとプレッシャプレートに摩擦係合することで、内燃機関の回転トルクがディスクプレート７、８に入力される。
【００９２】
本実施の形態の捩り振動減衰装置１は、ディスクプレート７、８とボス５との相対回転が小さい状態、すなわち、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が０（ｄｅｇ）付近の小さい状態では、図１に示すように、カム部材６が初期位置に位置してボス５と一体回転する。
【００９３】
このとき、カム部材６の曲率が小さいカム面６ａにアーム部材１９のコロ２４ｃが接触しており、カム部材６がアーム部材１９をスプリングシート１６に押し付けることにより、コイルスプリング４がカム部材６によって付勢される。
【００９４】
このとき、コイルスプリング４の反力によってアーム部材１９がピン１８を支点にして、テコの原理によってカム部材６を押圧する。このため、ディスクプレート７、８の回転トルクがコイルスプリング４およびアーム部材１９を介してカム部材６に伝達される。このため、変速機の入力軸に内燃機関の回転トルクを伝達することになり、このとき、コイルスプリング４の圧縮量は小さいものとなる。
【００９５】
このため、ディスクプレート７、８からボス５に内燃機関の動力を伝達しつつ、ディス

クプレート７、８とボス５との捩り振動を吸収して減衰する。
【００９６】
一方、車両の加速時に、内燃機関のトルク変動による回転変動が小さい場合には、ディスクプレート７、８に対してボス５との間の変動トルクが小さく、ボス５がディスクプレート７、８に対して時計回転方向（Ｒ１方向）に相対回転する。
【００９７】
このとき、図１に示す状態から図１１に示す状態のように、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が大きくなるにつれてカム部材６がＲ１方向に回転すると、アーム部材１９のコロ２４ｃがカム面６ａに沿って転動する。このため、アーム部材１９の一端部がコロ２４ｃを介してカム面６ａ上を摺動する。
【００９８】
カム面６ａの曲率は、カム部材６の初期位置にあるときからディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が大きくなるに従って大きくなっているため、アーム部材１９の一端部がコロ２４ｃを介して徐々に曲率が大きくなるカム部材６のカム面６ａに押圧されると、アーム部材１９の他端部がディスクプレート７、８の半径方向内方および円周方向に移動する。
【００９９】
そして、カム部材６がＲ１方向に回転するのに伴って、アーム部材１９の他端部がディスクプレート７、８の半径方向内方に移動することにより、スプリングシート１６をスプリングシート１７に近接させる。
【０１００】
また、アーム部材１９の他端部がコロ２６ｃを介してスプリングシート１６の円周方向外周面に沿って移動することにより、スプリングシート１６が円周方向に移動するのを阻害させないようにできる。なお、図１１は、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が＋４５°の状態を示す。
【０１０１】
すなわち、図３、図４に示すように、スプリングシート１７の円周方向一端部は、当接部１４ｂ、１５ｂに当接しているため、スプリングシート１６は、収容孔１４、１５の周縁に沿ってスプリングシート１７側に移動することにより、コイルスプリング４を圧縮する。
【０１０２】
このようにアーム部材１９がコイルスプリング４を付勢することにより、圧縮されるコイルスプリング４の反力によってアーム部材１９がピン１８を支点にして、テコの原理によってカム部材６を強い押圧力で押圧する。
【０１０３】
したがって、ディスクプレート７、８からボス５に内燃機関の動力を伝達しつつ、ディスクプレート７、８とボス５との捩り振動を吸収して減衰する。
【０１０４】
内燃機関のトルク変動による回転変動がさらに大きくなる場合には、ディスクプレート７、８からボス５に伝達される変動トルクが大きく、ボス５がディスクプレート７、８に対して時計回転方向（Ｒ１方向）にさらに相対回転する。
【０１０５】
図１１に示す状態から図１２に示す状態のように、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が、例えば、最大の＋９０°になると、カム面６ａの曲率が最大の頂部６ｂにアーム部材１９のコロ２４ｃが位置して、カム部材６がアーム部材１９を介してコイルスプリング４をより大きな付勢力で付勢する。
【０１０６】
このため、コイルスプリング４の反力がより一層大きくなり、ディスクプレート７、８からボス５に内燃機関の動力を伝達しつつ、ディスクプレート７、８とボス５との捩り振動を吸収して減衰する。

【０１０７】
この場合には、カム面６ａの曲率は、カム部材６の初期位置にあるときからディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が大きくなるに従ってさらに大きくなっているため、アーム部材１９の一端部がコロ２４ｃを介して徐々に曲率が大きくなるカム部材６のカム面６ａに押圧されると、アーム部材１９の他端部がディスクプレート７、８の半径方向内方に移動する。
【０１０８】
この場合にも、アーム部材１９の他端部がコロ２６ｃを介してスプリングシート１６の円周方向外周面に沿って移動することにより、スプリングシート１６が円周方向に移動するのを阻害しないようにすることができる。
【０１０９】
さらに、ディスクプレート７、８に内燃機関から過大なトルクが入力した場合には、アーム部材１９のコロ２４ｃがカム面６ａの曲率が最も大きい頂部６ｂを乗り越えてディスクプレート７、８をカム部材６に対して空転させることができるため、車両の加速時にカム部材６をトルクリミッタとして機能させることができる。
【０１１０】
この結果、ディスクプレート７、８からボス５に過大なトルクが伝達されてしまうのを防止して、変速機の変速歯車組を保護することができる。
【０１１１】
また、ディスクプレート７、８とカム部材６との間にはヒステリシス機構２７が介装されているため、ディスクプレート７、８とカム部材６とが相対回転するときには一定のヒステリシストルクを発生させることができる。
【０１１２】
一方、車両の減速時には、内燃機関の駆動トルクが小さくなり、エンジンブレーキが発生するため、変速機の入力軸２１からボス５に回転トルクが入力されることになる。減速時に内燃機関のトルク変動による回転変動が小さい場合には、ボス５とディスクプレート７、８との間の変動トルクが小さいため、ボス５がディスクプレート７、８に対して相対的に負側（Ｒ２方向）に捩れることになる。
【０１１３】
このとき、図１に示す状態から図１３に示す状態のように、ディスクプレート７、８とボス５とが相対回転したときに、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が大きくなるにつれてカム部材６が回転することにより、アーム部材１９のコロ２４ｃがカム面６ａに沿って転動する。このため、アーム部材１９の一端部がコロ２４ｃを介してカム面６ａ上を摺動する。
【０１１４】
カム面６ａの曲率は、カム部材６の初期位置にあるときからディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が大きくなるに従って大きくなっているため、アーム部材１９の一端部がコロ２４ｃを介して徐々に曲率が大きくなるカム部材６のカム面６ａに押圧されると、アーム部材１９の他端部がディスクプレート７、８の半径方向内方および円周方向に移動する。
【０１１５】
そして、カム部材６が反時計回転方向（Ｒ２方向）に回転するのに伴って、アーム部材１９の他端部がディスクプレート７、８の半径方向内方に移動することにより、スプリングシート１６をスプリングシート１７に近接させる。
【０１１６】
また、アーム部材１９の他端部がコロ２６ｃを介してスプリングシート１６の円周方向外周面に沿って移動することにより、スプリングシート１６が円周方向に移動するのを阻害しないようにすることができる。なお、図１３は、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が＋４５°の状態を示す。
【０１１７】

すなわち、図３、図４に示すように、スプリングシート１７の円周方向一端部は、当接部１４ｂ、１５ｂに当接しているため、スプリングシート１６は、収容孔１４、１５の周縁に沿ってスプリングシート１７側に移動することにより、コイルスプリング４を圧縮する。

【０１１８】

このようにアーム部材１９がコイルスプリング４を付勢することにより、圧縮されるコイルスプリング４の反力によってアーム部材１９がピン１８を支点にして、テコの原理によってカム部材６を強い押圧力で押圧する。

【０１１９】

したがって、ボス５からディスクプレート７、８に駆動系の動力を伝達しつつ、ディスクプレート７、８とボス５との捩り振動を吸収して減衰する。

【０１２０】

さらに、ボス５がディスクプレート７、８に対して相対的に負側（Ｒ２方向）にさらに捩れ、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が例えば、最大の＋９０°になると、カム面６ａの曲率が最大の頂部６ｂにアーム部材１９のコロ２４ｃが位置して、カム部材６がアーム部材１９を介してコイルスプリング４をより大きな付勢力で付勢するため、コイルスプリング４の反力がより一層大きくなり、ボスからディスクプレート７、８に駆動系の動力を伝達しつつ、ディスクプレート７、８とボス５との捩り振動を吸収して減衰する。

【０１２１】

また、ディスクプレート７、８からボス５に内燃機関から過大なトルクが入力した場合には、アーム部材１９のコロ２４ｃがカム面６ａの曲率が最も大きい頂部６ｂを乗り越えてカム部材６をディスクプレート７、８に対して空転させることができるため、カム部材６をトルクリミッタとして機能させることができる。

この結果、車両の減速時にディスクプレート７、８からボス５に過大なトルクが伝達されてしまうのを防止して、変速機の変速歯車組を保護することができる。

【０１２２】

また、車両の減速時にあっても、ディスクプレート７、８とカム部材６とが相対回転するときには一定のヒステリシストルクを発生させることができる。

【０１２３】

このように本実施の形態では、捩り振動減衰装置１が、ボス５と、ボス５の外周部に設けられてボス５と一体回転する楕円形状のカム面６ａを有するカム部材６と、カム部材６とコイルスプリング４との間に設けられ、一端部がカム面６ａに接触するとともに他端部がコイルスプリング４のスプリングシート１６に当接し、ディスクプレート７、８に橋架されたピン１８を中心に揺動するアーム部材１９と、カム部材６とアーム部材１９の一端部のカム部材６のカム面６ａとの間に設けられたコロ部材２４とを含んで構成される。

【０１２４】

このため、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角の範囲を広角化して捩り振動減衰装置１の捩れ剛性を全体的に低くすることができるとともに、捩れ特性を非線形にすることができ、ディスクプレート７、８からボス５に回転トルクを円滑に伝達することができる。

【０１２５】

図１４は、ディスクプレート７、８とボス５の捩れ特性を示す図であり、本実施の形態におけるディスクプレート７、８とボス５との捩れ角度と、ボス５から出力される出力トルクとの関係を説明するグラフである。

【０１２６】

横軸は、ディスクプレート７、８に対するボス５の相対的な捩れ角度であり、縦軸がボス５から出力される出力トルクである。縦軸の出力トルクは、ディスクプレート７、８に対するボス５の反力に対応する。

【０１２７】

図１４に示すように、本実施の形態では、ディスクプレート７、８に対するボス５の捩れ角度が大きくなるに従ってコイルスプリング４が縮むことにより、アーム部材１９によるカム部材６への押圧力が大きくなる。

【０１２８】

そして、アーム部材１９によるカム部材６への押圧力が大きくなることにより、出力トルクが大きくなる。このときの出力トルクの変化は、段差部を有さずに連続的に変化する曲線状の捩れ特性となる。

【０１２９】

本実施の形態では、アーム部材１９の一端部がコロ部材２４を介して楕円状のカム面６ａに接触されるので、カム部材６の回転に伴ってディスクプレート７、８とボス５との捩れ角を正側および負側の合計で１８０（ｄｅｇ）にまで広角化することができる。

【０１３０】

なお、ディスクプレート７、８とボス５とが相対回転するときの捩れ特性および捩れ角の大きさは、カム部材６のカム面６ａの形状、コイルスプリング４のバネ定数、アーム部材１９の形状等を調整することにより、任意の捩れ特性および捩れ角に設定することができる。

【０１３１】

図１７は、内燃機関の回転変動と内燃機関回転数との関係を示す図であり、加速時には内燃機関の回転数が低い程、内燃機関の回転変動が大きくなり、減速時には、所謂、エンジンブレーキが発生することにより内燃機関の回転数が高い程、内燃機関の回転変動が大きくなる特性を有する。

【０１３２】

また、変速機を備えた駆動系の捩り共振点は、内燃機関の定常回転（例えば、図１４の実線で破線が交わる２５００ｒｐｍ付近）に発生するように存在しているため、内燃機関の回転数が定常回転域に到達するまでの間に内燃機関の回転変動が低下していく段階で駆動系の捩り共振が発生することになる。

【０１３３】

本実施の形態の捩り振動減衰装置１は、図１４に示すように、ディスクプレート７、８とボス５の捩れ角が小さいときには、ディスクプレート７、８とボス５の捩れ剛性が低い捩り特性にすることができる。

【０１３４】

このため、アイドル状態でニュートラルに変速したとき等のようにディスクプレート７、８からボス５に伝達される回転トルク（ボス５の出力トルク）が小さい領域では、内燃機関のトルク変動による回転変動を起振源とした捩り振動を減衰して、無負荷状態にある変速機の歯車対からガラ音を抑制することができる。

【０１３５】

また、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角の範囲を広角化して捩れ剛性を全体的に低くすることができるため、ディスクプレート７、８からボス５に伝達される回転トルクが大きい低速加速時または減速時には、駆動源のトルク変動による回転変動を起振源とした捩り振動を減衰して、変速歯車組の空転歯車対が衝突して生じるジャラ音を抑制することができる。

【０１３６】

また、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角が大きいときに、従来の捩れ剛性よりも低い捩れ剛性に設定することができるため、駆動系の捩り共振による捩り振動を減衰して車室内にこもり音が発生するのを抑制することができる。

【０１３７】

これに加えて、本実施の形態では、ディスクプレート７、８とカム部材６との間にヒステリシス機構２７を介装したので、ディスクプレート７、８とカム部材６とが相対回転するときには一定のヒステリシストルクを発生させることができる。

【０１３８】

このため、ディスクプレート７、８からボス５に伝達される回転トルクが大きい加減速中には、駆動源のトルク変動による回転変動を起振源とした大きい捩り振動に対してヒステリシストルクを発生させることができる。

【０１３９】

したがって、駆動系の捩り共振による捩り振動をより一層減衰して車室内にこもり音が発生するのをより一層抑制することができるとともに、ジャラ音の発生をより一層抑制することができる。

【０１４０】

また、捩れ特性を従来のように段差部を有する多段ではなく非線形にすることができるため、ガー音を抑制することができる。すなわち、緩減速中等の走行状態において、ディスクプレート７、８からボス５に伝達されるトルクが略０（ｄｅｇ）のときに、変速機の内部で回転トルクを伝達している歯車の跳ね返りによる歯車の打ち音等の異音が発生するのを抑制することができる。

【０１４１】

さらに、ディスクプレート７、８に内燃機関から過大なトルクが入力した場合には、アーム部材１９のコロ２４ｃがカム面６ａの曲率が最も大きい頂部６ｂを乗り越えてディスクプレート７、８をカム部材６に対して空転させることができるため、カム部材６をトルクリミッタとして機能させることができる。

【０１４２】

この結果、ディスクプレート７、８からボス５に過大なトルクが伝達されてしまうのを防止して、変速機の変速歯車組を保護することができる。

【０１４３】

また、本実施の形態では、ボス５とディスクプレート７、８の捩れ角が大きくなるに従ってカム面６ａの曲率が大きくなり、コイルスプリング４の弾性変形量を大きくなる。このため、アーム部材１９の一端部にコロ部材２４が存在しないと、アーム部材１９の一端部とカム部材６との接触圧が大きくなり、アーム部材１９とカム部材６との接触面が磨耗するおそれがある。

【０１４４】

本実施の形態では、アーム部材１９の一端部がコロ２４ｃを介してカム部材６のカム面６ａを摺動するため、アーム部材１９の一端部とカム部材６との接触圧が高くなるのを防止して、アーム部材１９の一端部とカム部材６との磨耗を抑制することができる。

【０１４５】

また、本実施の形態では、アーム部材１９の他端部にコロ２６ｃが回転自在に設けられ、アーム部材１９の他端部がコロ２６ｃを介してスプリングシート１６に当接しているので、アーム部材１９の他端部を、コロ部材２６を介してスプリングシート１６の円周方向外周面に沿って円滑に摺動させながらコイルスプリング４をディスクプレート７、８の円周方向に弾性変形させることができる。

【０１４６】

また、本実施の形態では、ディスクプレート７、８とボス５との間にコイルスプリング４、アーム部材１９およびカム部材６を設けるだけの簡素な構成によってディスクプレート７、８およびボス５の捩れ角を広角化することができ、捩り振動減衰装置１の構成を簡素化することができる。

【０１４７】

また、本実施の形態では、アーム部材１９をディスクプレート７、８の中心軸に対して点対称に配置しているため、アーム部材１９がディスクプレート７、８の中心軸を挟んでカム部材６を挟持することができる。

【０１４８】

このため、カム部材６がアーム部材１９を介してコイルスプリング４を付勢したときに、コイルスプリング４の反力によってアーム部材１９がディスクプレート７、８の中心軸を挟んでカム部材６を強い押圧力で挟持することができる。このため、ディスクプレート

７、８からボス５に回転トルクを確実に伝達することができる。

【０１４９】

なお、本実施の形態では、コロ部材２４をアーム部材１９に取付けているが、これに限らず、図１６に示すように、カム部材６に転動体としてのコロ部材４１を回転自在に取付けてもよい。

【０１５０】

このコロ部材４１は、カム部材６の取付け部位に形成された凹部にピン４２を介して回転自在に取付けられるものであり、凹部からカム面６ａ外方に一部だけ突出している。

【０１５１】

また、コロ部材４１の取付け位置は、ボス５とディスクプレート７、８との捩れの設定角度が最大となったときにアーム部材１９の一端部が当接するカム面６ａの部位に設定される。

【０１５２】

なお、捩れの設定角度が最大となったときにアーム部材１９の一端部が当接するカム面６ａの部位とは、ボス５とディスクプレート７とが相対回転したときにアーム部材１９の一端部が当接するカム面６ａの曲率が最も大きい頂部６ｂである。

【０１５３】

すなわち、アーム部材１９が頂部６ｂを乗り越えると、トルクリミッタが機能するため、捩れの設定角度は、トルクリミッタが機能するまでの設定角度（本実施の形態では、正側９０°、負側９０°）となる。

【０１５４】

このようにすれば、コロ部材４１がアーム部材１９の一端部とカム部材６との接触圧が最も高くなるカム面６ａに設けられることになるため、アーム部材１９の一端部とカム部材６との接触圧が高くなるのを防止して、アーム部材１９の一端部とカム部材６との磨耗を抑制することができる。

【０１５５】

なお、コロ部材４１は、ボス５とディスクプレート７、８との捩れ角が最大となるカム部材６のカム面６ａに設定されているが、これに加えて、カム部材６のカム面６ａの周方向上にさらに複数個設けてもよい。

【０１５６】

また、本実施の形態では、ディスクプレート７、８を駆動側回転部材から構成し、ボス５を被駆動側回転部材から構成しているが、ディスクプレート７、８を被駆動側回転部材から構成し、ボス５を被動側回転部材から構成してもよい。

【０１５７】

また、本実施の形態では、捩り振動減衰装置１を車両の内燃機関と変速機を有する駆動系との間に介装するようにしているが、これに限らず、車両等の駆動系に設けられる捩り振動減衰装置であれば何でもよい。

【０１５８】

例えば、ハイブリッド車両にあっては、内燃機関の出力軸と、電動機と車輪側出力軸とに動力を分割する動力分割機構との間に介装されるハイブリッドダンパ等の捩り振動減衰装置に適用してもよい。

【０１５９】

また、トルクコンバータのロックアップクラッチ装置と変速歯車組の間に介装されるロックアップダンパ等の捩り振動減衰装置に適用してもよい。また、ディファレンシャルケースとディファレンシャルケースの外周部に設けられたリングギヤとの間に捩り振動減衰装置を設けてもよい。

また、本実施の形態では、カム部材６のカム面６ａが楕円形状を有しているが、ディスクプレート７、８とボス５との捩れ角の変化に伴って曲率の変化するカム面であれば、楕円形状に限定されるものではない。

【０１６０】

また、今回開示された実施の形態は、全ての点で例示であってこの実施の形態に制限されるものではない。本発明の範囲は、上記した実施の形態のみの説明ではなくて請求の範囲によって示され、請求の範囲と均等の意味および範囲内での全ての変更が含まれることが意図される。

【０１６１】

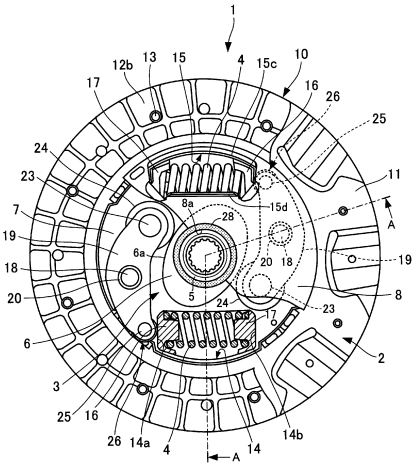
以上のように、本発明に係る捩り振動減衰装置は、駆動側回転部材と被駆動側回転部材の捩れ角の範囲を広角化しつつ非線形の捩れ特性を得ることができるとともに、駆動側回転部材から被駆動側回転部材に過大なトルクが伝達されるのを防止することができるという効果を有し、回転トルクが入力される駆動側回転部材と駆動側回転部材の回転トルクを出力する被駆動側回転部材とを弾性部材を介して相対回転自在に連結した捩り振動減衰装置等として有用である。

【符号の説明】

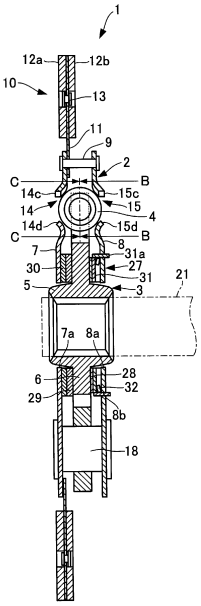
【０１６２】

１　捩り振動減衰装置
２　駆動側回転部材
３　被駆動側回転部材
４　コイルスプリング（弾性部材）
５　ボス（第１の回転部材）
６　カム部材
６ａ　カム面
７、８　ディスクプレート（第２の回転部材）
１０　クラッチディスク（第２の回転部材）
１４、１５　収容孔（収容部）
１４ｃ、１５ｃ　外側支持片（収容部）
１４ｄ、１５ｄ　内側支持片（収容部）
１６、１７　スプリングシート（保持部材）
１８　ピン（揺動支点部）
１９　アーム部材
２１　入力軸
２４、４１　コロ部材（転動体）
２６　コロ部材（転動部材）
２７　ヒステリシス機構

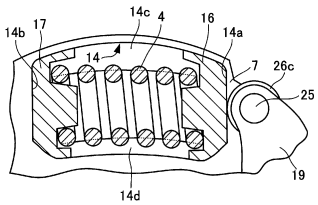
【図１】



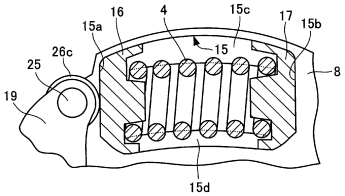
【図２】



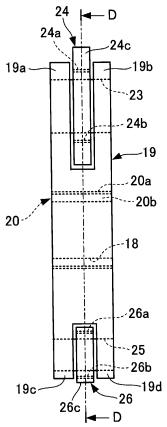
【図３】



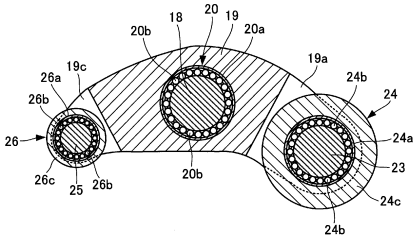
【図４】



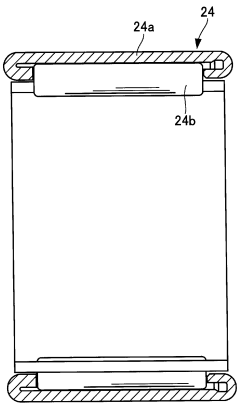
【図５】



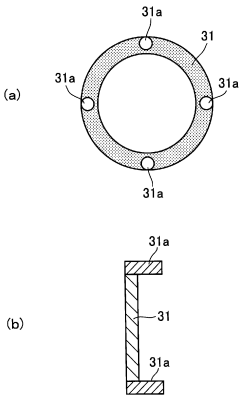
【図６】



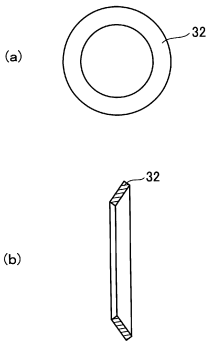
【図７】



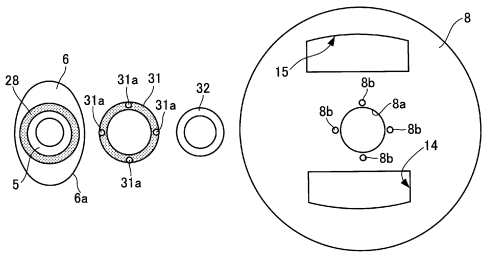
【図８】



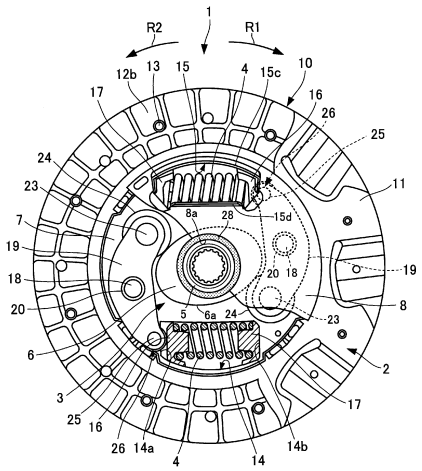
【図９】



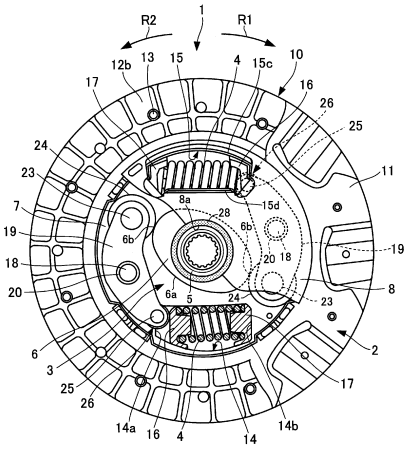
【図１０】



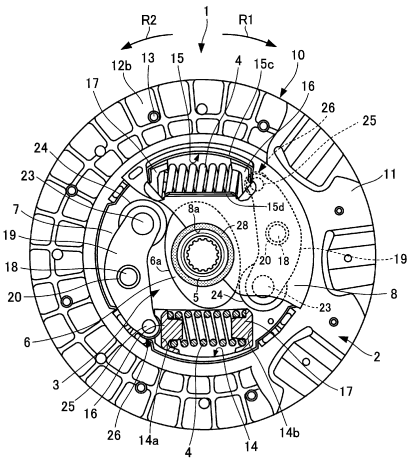
【図１１】



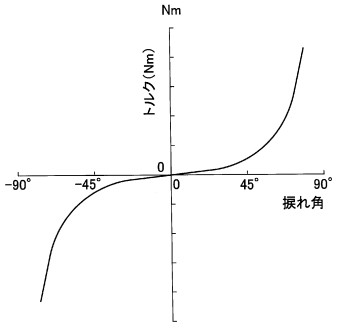
【図１２】



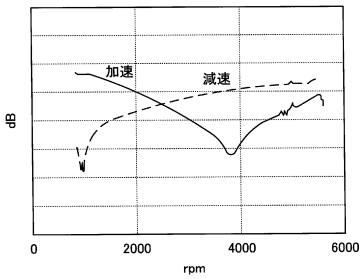
【図１３】



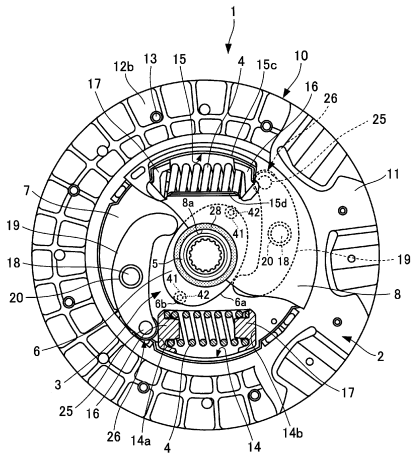
【図１４】



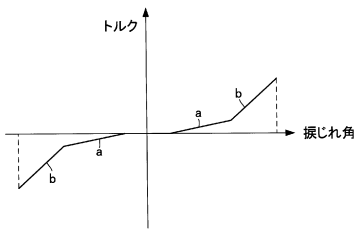
【図１５】



【図１６】



【図１７】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開昭５７－１７３６２０（ＪＰ，Ａ）
特開２０００－２２６４（ＪＰ，Ａ）
特開２００８－７５８８１（ＪＰ，Ａ）
特開２００５－２４９０３７（ＪＰ，Ａ）
特開昭６０－１７２７２８（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ１６Ｆ　１５／１３４
Ｆ１６Ｄ　１３／６４