

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5565473号
(P5565473)

(45) 発行日 平成26年8月6日 (2014.8.6)

(24) 登録日 平成26年6月27日 (2014.6.27)

(51) Int. Cl.	F 1
F 1 6 F 15/133 (2006.01)	F 1 6 F 15/133 B
F 1 6 D 13/64 (2006.01)	F 1 6 D 13/64 A

請求項の数 7 (全 23 頁)

(21) 出願番号	特願2012-549477 (P2012-549477)	(73) 特許権者	000003207
(86) (22) 出願日	平成22年12月22日 (2010.12.22)		トヨタ自動車株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2010/007416		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(87) 国際公開番号	W02012/085966	(74) 代理人	100072604
(87) 国際公開日	平成24年6月28日 (2012.6.28)		弁理士 有我 軍一郎
審査請求日	平成25年6月12日 (2013.6.12)	(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
		(72) 発明者	栗本 智康
			愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 振り振動減衰装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

第1の回転部材と、前記第1の回転部材と同一軸線上に設けられた第2の回転部材と、前記第1の回転部材と前記第2の回転部材との間に設けられ、前記第1の回転部材および前記第2の回転部材とが相対回転したときに前記第1の回転部材および前記第2の回転部材との間で弾性変形される2つの弾性部材と、

前記第1の回転部材および前記第2の回転部材のいずれか一方に設けられ、前記第1の回転部材および前記第2の回転部材のいずれか一方と一体回転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延在方向一端部に当接し、前記第1の回転部材と前記第2の回転部材とが相対回転したときに、前記一端部が前記カム面に沿って移動して前記弾性部材を弾性変形させることにより、前記第1の回転部材と前記第2の回転部材との間で回転トルクを伝達する2つのトルク伝達部材とを備え、

各前記トルク伝達部材が、前記カム部材と1つの前記弾性部材との間に介装される振り振動減衰装置であって、

前記カム部材のカム面が、長手方向に延在する軸線上に設けられ、前記カム部材の回転中心軸を中心とした半径を有する第1の円の外周と、前記回転中心軸から前記軸線方向両外方に離隔する回転中心軸を中心とし、前記第1の円の半径よりも大きい半径を有する一対の第2の円の外周とを結んだ曲面を有し、

10

20

前記第 2 の回転部材が、外周部に前記カム部材を有し、内周部に車両の駆動系に設けられた変速機の入力軸が連結されるボス部材を備え、

前記第 1 の回転部材が、前記第 2 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、前記各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对のディスクプレートと、前記各弾性部材の円周方向両端部を支持して前記各弾性部材を前記収容部の円周方向両端部に支持する一对の保持部材とを備え、

前記各トルク伝達部材の他端部が前記一对の保持部材のうちいずれか一方を介して前記各弾性部材の円周方向一端部に当接することを特徴とする振り振動減衰装置。

【請求項 2】

前記第 1 の回転部材と前記第 2 の回転部材との擦れ角が増大するのに伴って、前記トルク伝達部材の一端部が前記第 1 の円の外周のカム面から前記第 2 の円の外周のカム面に向かって移動することを特徴とする請求項 1 に記載の振り振動減衰装置。

10

【請求項 3】

前記第 1 の円の外周のカム面から第 2 の円の外周のカム面に連続するカム面の曲率が、前記第 2 の円の外周のカム面の曲率よりも小さいことを特徴とする請求項 1 または請求項 2 に記載の振り振動減衰装置。

【請求項 4】

前記トルク伝達部材が、前記トルク伝達部材の一端部と他端部との間で前記第 1 の回転部材または前記第 2 の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 の請求項に記載の振り振動減衰装置

20

【請求項 5】

前記トルク伝達部材が、前記第 1 の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 の請求項に記載の振り振動減衰装置。

【請求項 6】

前記トルク伝達部材の他端部に転動部材が設けられ、前記トルク伝達部材の他端部が前記転動部材を介して前記一对の保持部材の一方に当接することを特徴とする請求項 1 に記載の振り振動減衰装置。

【請求項 7】

前記カム部材と前記一对のディスクプレートとの間に、前記カム部材と前記一对のディスクプレート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 または請求項 6 に記載の振り振動減衰装置。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、振り振動減衰装置に関し、特に、車両の内燃機関と駆動系との間に介装され、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との間で回転トルクが伝達されるように第 1 の回転部材と第 2 の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振り振動減衰装置に関する。

【背景技術】

40

【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振り振動を吸収する振り振動減衰装置が知られている。

【0003】

この振り振動減衰装置は、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第 1 の回転部材と、変速機の入力軸に連結される第 2 の回転部材と、第 1 の回転部材および第 2 の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】

50

第1の回転部材は、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、第2の回転部材は、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。

10

【0006】

このような構成を有する振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、第1の回転部材から第2の回転部材に入力される振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、振り振動によって発生する変速機側の騒音としては、アイドル時の異音、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振り振動を吸収するためには、振り振動減衰装置の振れ特性を適切に設定する必要がある。

20

【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振り振動によって、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振り振動や、駆動系の振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】

30

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振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、駆動系の振り共振は、通常、定常走行時（例えば、内燃機関の回転数が2000rpm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、振れ特性を適切に設定した振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。

【0012】

この振り振動減衰装置は、内燃機関と一体に回転する第1の回転部材と、第1の回転部材と同軸的、かつ相対回転自在に配設される第2の回転部材と、第1の回転部材に形成され、第1の回転部材と第2の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、第1の回転部材と第2の回転部材との相対回転に追従して接触部が第1の回転部材の被接触面に沿って移動することにより、第2の回転部材に対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圧縮する弾性部材とを備えている。

40

【0013】

この振れ角減衰装置は、内燃機関が駆動すると第1の回転部材が回転駆動し、弾性部材を介して第1の回転部材の回転駆動が第2の回転部材に伝達される。内燃機関のトルクが変動して第1の回転部材と第2の回転部材とが相対回転すると、変位部材の接触部が被接触面に沿って移動して、第1の回転部材または第2の回転部材の他方に対して相対変位す

50

る。

【 0 0 1 4 】

変位部材が相対変位すると、弾性部材が圧縮し、内燃機関のトルクの変動が吸収されて第2の回転部材に出力される。

【 0 0 1 5 】

このように擦れ角に追従して変位部材が相対変位し、この相対変位によって弾性部材の圧縮が規定されるので、擦れ特性は、変位部材、被接触面および弾性部材により規定することができる。

【 0 0 1 6 】

このため、剛性の低い弾性部材を用いて第1の回転部材と第2の回転部材との擦れ角を広角化することができ、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第1の回転部材と第2の回転部材との擦れ角が小さい領域にあっては、低剛性の弾性部材によって振動を減衰してガラ音の発生を抑制することができる。

10

【 0 0 1 7 】

また、第1の回転部材と第2の回転部材擦れ角が大きい領域では、第1の回転部材と第2の回転部材の擦れ角を大きくしてトルクの上昇率が大きくなる高剛性の擦れ特性を得ることにより、ジャラ音を抑制することができる。

【 0 0 1 8 】

この結果、内燃機関のトルク変動による回転変動を起振源とした大きな振り振動や、駆動系の振り共振を減衰して、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振り共振によるこもり音の発生を抑制することができる。

20

【 先行技術文献 】

【 特許文献 】

【 0 0 1 9 】

【 特許文献 1 】 特開 2 0 0 3 - 1 9 4 0 9 5 号公報

【 特許文献 2 】 特開 2 0 0 1 - 7 4 1 0 2 号公報

【 発明の概要 】

【 発明が解決しようとする課題 】

【 0 0 2 0 】

このような従来の振り振動減衰装置にあっては、第1の回転部材と第2の回転部材との擦れ角を広角化してジャラ音やこもり音の発生領域において弾性部材の剛性を低くするが、被接触面の曲率が一定であるため、第2の回転部材が第1の回転部材に対して擦れたときに、弾性部材の撓み量（剛性）が緩やかに大きくなる擦れ特性となってしまう。

30

【 0 0 2 1 】

このため、第1の回転部材と第2の回転部材との擦れ角の広角化を図って小さい剛性の弾性部材を使用する場合には、広角化に応じて弾性部材の撓み量を多くするために、大型の弾性部材が必要になってしまう。

【 0 0 2 2 】

換言すれば、ジャラ音やこもり音が発生する領域まで第2の回転部材を第1の回転部材に対して擦る必要があるため、弾性部材の弾性変形を大きくする必要があり、大型な弾性部材が必要になってしまうのである。

40

【 0 0 2 3 】

したがって、大型の弾性部材を設置するための設置スペースを第1の回転部材および第2の回転部材に確保しなければならず、振り振動減衰装置が大型化してしまうおそれがある。

【 0 0 2 4 】

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、弾性部材を小型化することができるとともに設置スペースを少なくして必要な領域の擦れ振動を減衰することができ、装置全体が大型化するのを防止することができる振り振動減衰装置を提供することを目的とする。

50

【課題を解決するための手段】

【0025】

本発明に係る振り振動減衰装置は、上記目的を達成するため、第1の回転部材と、前記第1の回転部材と同一軸線上に設けられた第2の回転部材と、前記第1の回転部材と前記第2の回転部材との間に設けられ、前記第1の回転部材および前記第2の回転部材とが相対回転したときに前記第1の回転部材および前記第2の回転部材との間で弾性変形される少なくとも1つ以上の弾性部材と、前記第1の回転部材および前記第2の回転部材のいずれか一方に設けられ、前記第1の回転部材および前記第2の回転部材のいずれか一方と一体回転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延在方向一端部に当接し、前記第1の回転部材と前記第2の回転部材とが相対回転したときに、前記一端部が前記カム面に沿って移動して前記弾性部材を弾性変形させることにより、前記第1の回転部材と前記第2の回転部材との間で回転トルクを伝達するトルク伝達部材とを備え、前記カム部材のカム面が、長手方向に延在する軸線上に設けられ、前記カム部材の回転中心軸を中心とした半径を有する第1の円の

10

【0026】

この振り振動減衰装置は、カム部材のカム面が、長手方向に延在する軸線上に設けられ、カム部材の回転中心軸を中心とした半径を有する第1の円の外周と、回転中心軸から軸線方向両外方に離隔する回転中心軸を中心とし、第1の円の半径よりも大きい半径を有する一対の第2の円の外周とを結んだ曲面を有するので、カム部材のカム面が、所謂、ピーナツ形状のカム面となる。

20

【0027】

このため、第1の回転部材と第2の回転部材が相対回転したときには、トルク伝達部材がカム面に沿って摺動し、カム面がトルク伝達部材を介して弾性部材を付勢し、弾性変形する弾性部材の反力によってトルク伝達部材がカム面を押圧することにより、第1の回転部材と第2の回転部材との間で回転トルクを伝達することができる。

【0028】

この振り振動減衰装置を車両の駆動源と変速歯車組を有する駆動系の変速機との間に介装して第1の回転部材に駆動源からの回転トルクを伝達し、第2の回転部材から変速機に回転トルクを伝達した場合に、第1の回転部材と第2の回転部材の擦れ角が小さいときには、トルク伝達部材の一端部が第1の円の外周のカム面から第2の円の外周のカム面に連続するカム面上に当接することで、第1の回転部材と第2の回転部材の擦れ剛性を小さくすることができる。

30

【0029】

したがって、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第1の回転部材から第2の回転部材に伝達される回転トルクが小さい領域（例えば、内燃機関の回転数が1000rpm付近）では、駆動源のトルク変動による回転変動を起振源とした振り振動を減衰して、無負荷状態にある変速機の歯車対からガラ音が発生するのを抑制することができる。

40

【0030】

また、第1の回転部材から第2の回転部材に伝達される回転トルク（内燃機関の回転数が1500rpm以上）が大きい領域では、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な振り振動や、駆動系に振り共振を減衰して、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振り共振によるこもりが発生する。

【0031】

このときには、ジャラ音やこもり音が発生する1500rpm以上の領域でトルク伝達部材の一端部を第1の円の外周よりも半径が大きい第2の円の外周のカム面に当接させることにより、第1の回転部材と第2の回転部材の擦れ剛性を小さくすることができ、ジャ

50

ラ音やこもり音を抑制することができる。

【 0 0 3 2 】

また、ガラ音が発生するアイドル領域とジャラ音やこもり音が発生する領域との間の領域は、弾性部材の剛性を低くする必要がない領域である。

【 0 0 3 3 】

カム部材のピーナッツ形状は、第 1 の円の外周のカム面から第 2 の円の外周のカム面に連続するカム面の曲率を第 2 の円の外周のカム面の曲率よりも小さくすることができるため、トルク伝達部材の一端部が第 1 の円の外周のカム面から第 2 の円の外周のカム面に当接したときに、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材の擦れ角の変化量に対して弾性部材の撓み量を急激に大きくして弾性部材の剛性を高くすることができる。

10

【 0 0 3 4 】

すなわち、従来のようにガラ音が発生するアイドル領域からジャラ音やこもり音が発生する領域までの擦れ角の変形量に対する弾性部材の変形量が緩やかであったのに対して、本発明では、ガラ音が発生するアイドル領域からジャラ音やこもり音が発生する領域までの擦れ角の変化量に対する弾性部材の変形量を大きくして、ジャラ音やガラ音が発生する領域では、擦れ角の変化量に対する弾性部材の変形量（剛性）を少なくすることができ、弾性部材を低剛性にすることができる。

【 0 0 3 5 】

したがって、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材の擦れ角が小さい状態から大きい状態まで擦れ角の変形量に対応する弾性部材の弾性変形量を大きくすることで、弾性部材が大型化するのを防止することができる。換言すれば、従来のように第 1 の回転部材と第 2 の回転部材の擦れ角が小さい状態から大きい状態まで弾性部材を緩やかに変形させる必要がないため、この変形分を見込んで弾性部材を大きくする必要がない。

20

【 0 0 3 6 】

この結果、弾性部材を小型化して弾性部材の設置スペースを少なくして、必要な領域（ガラ音の発生領域とジャラ音やこもり音の発生領域）で弾性部材の低剛性を図ることで擦れ振動を減衰することができ、擦り振動減衰装置が大型化するのを防止することができる。

【 0 0 3 7 】

好ましくは、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との擦れ角が増大するのに伴って、トルク伝達部材の一端部が第 1 の円の外周のカム面から第 2 の円の外周のカム面に向かって移動するように構成されてもよい。

30

【 0 0 3 8 】

この擦り振動減衰装置は、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との擦れ角が増大するのに伴って、トルク伝達部材の一端部が第 1 の円上のカム面から第 2 の円上のカム面に向かって移動するので、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との擦れ角が小さい状態で、トルク伝達部材の一端部を第 1 の円上のカム面に当接し、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との擦れ角が大きくなるにつれてトルク伝達部材の一端部を第 1 の円上のカム面から第 2 の円上のカム面に当接させることができる。

【 0 0 3 9 】

40

本実施の形態のカム部材は、ピーナッツ形状であるため、第 1 の円上のカム面から第 2 の円上のカム面に連続するカム面の曲率を、第 2 の円上のカム面の曲面の曲率よりも小さくすることができるため、トルク伝達部材の一端部が第 1 の円上のカム面から第 2 の円上のカム面に当接したときに、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材の擦れ角の変化量に対して弾性部材の撓み量を急激に大きくして弾性部材の剛性を高くすることができる。

【 0 0 4 0 】

そして、第 2 の円の半径が一定であるため、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材の擦れ角が大きくなるにつれてトルク伝達部材の一端部が第 2 の円上に沿って移動したときに、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材の擦れ角の変化量に対して弾性部材の撓み量を小さくして弾性部材の剛性を低くすることができる。

50

【 0 0 4 1 】

好ましくは、前記第 1 の円の外周のカム面から第 2 の円の外周のカム面に連続するカム面の曲率が、前記第 2 の円の外周のカム面の曲率よりも小さいものから構成されてもよい。

【 0 0 4 2 】

この振り振動減衰装置は、第 1 の円の外周のカム面から第 2 の円の外周のカム面に連続するカム面の曲率が、第 2 の円の外周のカム面の曲率よりも小さいので、トルク伝達部材の一端部が第 1 の円上のカム面から第 2 の円上のカム面に当接したときに、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材の擦れ角の変化量に対して弾性部材の撓み量を急激に大きくして弾性部材の剛性を高くすることができる。

10

【 0 0 4 3 】

このため、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材の擦れ角が小さい状態から大きい状態まで弾性部材を緩やかに変形させる必要がないため、この変形分を見込んで弾性部材を大きくするのを不要にできる。

【 0 0 4 4 】

好ましくは、前記トルク伝達部材が、前記トルク伝達部材の一端部と他端部との間で前記第 1 の回転部材または前記第 2 の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ものから構成されてもよい。

【 0 0 4 5 】

この振り振動減衰装置は、第 1 の回転部材および第 2 の回転部材との間に弾性部材、トルク伝達部材およびカム部材を設けるだけの簡素な構成によって第 1 の回転部材および第 2 の回転部材との間でトルクを伝達することができるので、振り振動減衰装置の構成を簡素化することができる。

20

【 0 0 4 6 】

好ましくは、前記トルク伝達部材が、前記第 1 の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。

【 0 0 4 7 】

この振り振動減衰装置は、トルク伝達部材が第 1 の回転部材の中心軸に対して点対称に配置されるので、第 1 の回転部材の中心軸を挟んでトルク伝達部材がカム部材を挟持することになる。

30

【 0 0 4 8 】

このため、カム部材がトルク伝達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トルク伝達部材が第 1 の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、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との間で回転トルクをより確実に伝達することができ、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材を確実に一体回転させることができる。

【 0 0 4 9 】

好ましくは、前記第 2 の回転部材が、外周部に前記カム部材を有し、内周部に車両の駆動系に設けられた変速機の入力軸が連結されるボス部材を備え、前記第 1 の回転部材が、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ディスクプレートと、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、前記トルク伝達部材の他端部が前記保持部材のいずれか一方を介して前記弾性部材の円周方向一端部に当接するものから構成されてもよい。

40

【 0 0 5 0 】

この振り振動減衰装置は、一対のディスクプレート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、トルク伝達部材の他端部が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、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との擦れ角の範囲を

50

広角化して弾性部材の低剛性化を図ることができ、第1の回転部材から第2の回転部材に回転トルクを円滑に伝達することができる。

【0051】

好ましくは、前記トルク伝達部材の他端部に転動部材が設けられ、前記トルク伝達部材の他端部が前記転動部材を介して前記一对の保持部材の一方に当接するように構成されてもよい。

【0052】

この場合、カム部材の回転によってトルク伝達部材が揺動支点部を介して揺動したときに、トルク伝達部材の他端部が第1の回転部材の半径方向内方に移動してしまう場合に、トルク伝達部材の他端部を転動部材を介して保持部材の一方に当接させることにより、トルク伝達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第1の回転部材の円周方向に弾性変形させることができる。

【0053】

好ましくは、前記カム部材と前記一对のディスクプレートとの間に、前記カム部材と前記一对のディスクプレート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。

【0054】

この振り振動減衰装置は、カム部材と一对のディスクプレートとの間にヒステリシス機構が介装されるので、カム部材と一对のディスクプレートとの擦れ角が大きいときにカム部材と一对のディスクプレートとのヒステリシストルクを大きくすることができ、駆動系の振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】

【0055】

本発明によれば、弾性部材を小型化することができるとともに設置スペースを少なくして必要な領域の擦れ振動を減衰することができ、装置全体が大型化するのを防止することができる振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】

【0056】

【図1】本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、振り振動減衰装置の正面図である。

【図2】本発明に係る振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】本発明に係る振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】本発明に係る振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】本発明に係る振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】本発明に係る振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】本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、カム部材を構成要素を説明する図である。

【図8】本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、カム部材の正面図である。

【図9】本発明に係る振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10】本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスクプレートに対してボスが正側に擦れた状態を示す振り振動減衰装置の正面図である。

【図11】本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスクプレートに対してボスがさらに正側に擦れた状態を示す振り振動減衰装置の正面図である。

10

20

30

40

50

【図１２】本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、ディスクプレートに対してボスが負側に振れた状態を示す振り振動減衰装置の正面図である。

【図１３】本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、振り振動減衰装置の振れ角とトルクの関係を示す図である。

【図１４】本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図であり、内燃機関の回転数と変動トルクの関係を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【００５７】

以下、本発明に係る振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。

【００５８】

図１～図１５は、本発明に係る振り振動減衰装置の一実施の形態を示す図である。

【００５９】

まず、構成を説明する。

図１、図２において、振り振動減衰装置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第１の回転部材２と、第１の回転部材２と同一軸線上に設けられ、第１の回転部材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第２の回転部材３と、第１の回転部材２と第２の回転部材３との間に設けられ、第１の回転部材２と第２の回転部材３が相対回転したときに第１の回転部材２の円周方向に圧縮される弾性部材としての一对のコイルスプリング４とを備えている。

【００６０】

第２の回転部材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２の回転部材としてのボス部材としてのボス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。

【００６１】

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。

【００６２】

また、第１の回転部材２は、一对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によって接続されている。

【００６３】

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。

【００６４】

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。

【００６５】

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、クッシュニングプレート１１および摩擦材１２ａ、１２ｂを備えている。クッシュニングプレート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。

【００６６】

摩擦材１２ａ、１２ｂは、クッシュニングプレート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との間に位置している。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 7 】

そして、摩擦材 1 2 a、1 2 b 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。

【 0 0 6 8 】

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 1 2 a、1 2 b を押圧するのを解除し、摩擦材 1 2 a、1 2 b 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。

【 0 0 6 9 】

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 1 4、1 5 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 1 4、1 5 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。

10

【 0 0 7 0 】

また、収容孔 1 4、1 5 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。

【 0 0 7 1 】

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 1 4 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）1 4 c、1 5 c および収容孔 1 4 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）1 4 d、1 5 d を備えており、この外側支持片 1 4 c、1 5 c および内側支持片 1 4 d、1 5 d 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。

20

【 0 0 7 2 】

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 1 6、1 7 によって保持されており、このスプリングシート 1 6、1 7 の内周面には座巻が形成されている。

【 0 0 7 3 】

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 1 6、1 7 に装着することができるようになっている。

30

【 0 0 7 4 】

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 1 6、1 7 の円周方向端部が当接する当接部 1 4 a、1 4 b、1 5 a、1 5 b を構成しており、スプリングシート 1 6、1 7 が伸長した状態において、スプリングシート 1 6、1 7 の円周方向端部が当接部 1 4 a、1 4 b、1 5 a、1 5 b に当接するようになっている。

【 0 0 7 5 】

また、スプリングシート 1 6、1 7 の外周部は、外側支持片 1 4 c、1 5 c および内側支持片 1 4 d、1 5 d に対向しており、スプリングシート 1 6、1 7 は、外側支持片 1 4 c、1 5 c および内側支持片 1 4 d、1 5 d によって収容孔 1 4、1 5 から抜け出ることが防止される。

40

【 0 0 7 6 】

円周方向一方のスプリングシート 1 6 とカム部材 6 の間にはトルク伝達部材としてのアーム部材 1 9 が設けられており、このアーム部材 1 9 は、ディスクプレート 7、8 の間に位置し、ピン 1 8 に揺動自在に支持されている。

【 0 0 7 7 】

図 5、図 6 に示すように、ピン 1 8 とアーム部材 1 9 の間にはニードルベアリング 2 0 が介装されている。ニードルベアリング 2 0 は、アーム部材 1 9 に取付けられたアウターレース 2 0 a と、アウターレース 2 0 a とピン 1 8 の間に介装された針状ニードル 2 0 b とから構成されており、アウターレース 2 0 a が針状ニードル 2 0 b を介してピン 1 8 に

50

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。

【0078】

また、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。

【0079】

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、
10 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。

【0080】

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。

【0081】

また、カム部材 6 は、ピーナッツ型に形成されており、カム部材 6 のカム面は、ピーナッツ形状を有している。
20

【0082】

図 7 に示すように、カム部材 6 のカム面 6A は、カム部材 6 の回転中心軸 O1 を中心とした半径 r1 を有する第 1 の円 51 の外周 51a と、回転中心軸 O1 から軸線 L 方向両方に等距離に離隔する回転中心軸 O2 を中心とし、第 1 の円 51 の半径よりも大きい半径 r2 を有する一対の第 2 の円 52 の外周 52a とを結んだピーナッツ形状の曲面を有しており、一対の第 2 の円 52 の半径 r2 は、同一の大きさとなっている。

【0083】

そして、第 1 の円 51 の外周 51a のカム面 6a から第 2 の円 52 の外周 52a のカム面 6b に連続するカム面 6c、6d の曲率は、第 2 の円 52 の外周 52a のカム面 6b の曲率よりも小さくなっている。
30

【0084】

なお、本実施の形態では、第 1 の円 51 の外周 51a のカム面 6a は、第 1 の円 51 の外周 51a 上の一点であるのに対して、第 2 の円 52 の外周 52a のカム面 6b は、カム面 6c、6d の終端を結んだ第 2 の円 52 の外周 51a の円周方向に亘っている。

【0085】

また、アーム部材 19 は、ディスクプレート 7、8 の中心軸、すなわち、カム部材 6 の回転中心軸 O1 に対して点対称に配置されており、カム部材 6 の回転中心軸 O1 を挟んでカム面 6A に接触している。

【0086】

本実施の形態では、ディスクプレート 7、8 とボス 5 との擦れ角が 0° のときには、アーム部材 19 の先端部は、カム面 6a に当接しており、このときには、回転中心軸 O1 を挟んだアーム部材 19 の離隔距離は、最も短くなっている。
40

【0087】

この状態からディスクプレート 7、8 とボス 5 との擦れ角が増大するのに伴って、アーム部材 19 の一端部が第 1 の円 51 上のカム面 6a から第 2 の円 52 上のカム面 6b に向かって移動する。

【0088】

本実施の形態では、このようにカム部材 6 が回転してアーム部材 19 の一端部が当接するカム面 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
50

ト 1 6 が収容孔 1 4、1 5 の周縁に沿ってスプリングシート 1 7 に近接・離隔するように移動することになる。

【 0 0 8 9 】

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 2 7 が介装されており、このヒステリシス機構 2 7 は、環状の摩擦材 2 8、2 9、3 0、3 1 および皿ばね 3 2 から構成されている。

【 0 0 9 0 】

摩擦材 2 8、2 9 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 2 8、2 9 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 2 8、2 9 をカム部材 6 に取付けてもよい。

10

【 0 0 9 1 】

また、摩擦材 3 0 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 3 0 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。

【 0 0 9 2 】

図 9 に示すように、摩擦材 3 1 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 3 1 a が一体的に設けられている。このピン 3 1 a は、ディスクプレート 8 の内周面に形成されたピン穴 8 b に嵌合するようになっており、摩擦材 3 1 は、ディスクプレート 8 の内周面に取付けられる。

20

【 0 0 9 3 】

皿ばね 3 2 は、円錐形状に形成されており、摩擦材 3 1 とディスクプレート 8 との間に介装されている。

【 0 0 9 4 】

この皿ばね 3 2 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 3 1 と摩擦材 2 8 とを摩擦接触させるとともに、摩擦材 2 9 と摩擦材 3 0 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。

【 0 0 9 5 】

30

なお、ヒステリシス機構としては、摩擦材 2 8、2 9 を廃止して摩擦材 3 0、3 1 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。

【 0 0 9 6 】

次に、作用を説明する。

図 1 0、図 1 1 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（R 2 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（R 1 方向）に捩れるものとして説明を行う。

【 0 0 9 7 】

なお、ボス 5 がディスクプレート 7、8 に対して正側に捩れるのは、車両の加速時である。

40

摩擦材 1 2 a、1 2 b 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。

【 0 0 9 8 】

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 ° 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。

【 0 0 9 9 】

50

このとき、アーム部材 19 の一端部がカム面 6 a (図 8 参照) に接触しており、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。

【0100】

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。

【0101】

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。

【0102】

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。

【0103】

このとき、図 1 に示す状態から図 10 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 の一端部は、カム面 6 b よりも曲率が小さいカム面 6 d に沿って移動する。

【0104】

このとき、アーム部材 19 の一端部がカム面 6 d に押圧され、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。

【0105】

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。

【0106】

また、アーム部材 19 の他端部がコロ 26 c 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。

【0107】

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 14 b、15 b 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。

【0108】

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。

【0109】

このとき、アーム部材 19 の一端部は、短手方向の距離が短いカム部材 6 のカム面 6 d に当接しているため、コイルスプリング 4 の圧縮量が小さくなり、コイルスプリング 19 の剛性が小さくなる。

【0110】

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小さい領域では、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、剛性の低いコイルスプリング 4 によってディスクプレート 7、8 とボス 5 との捩り振動を吸収して減衰することができる。

【0111】

10

20

30

40

50

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（R 1 方向）にさらに相対回転する。

【0112】

図 10 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 との擦れ角がさらに大きくなると、アーム部材 19 の一端部がカム部材 6 のカム面 6 d からカム面 6 b に当接する。

【0113】

ここで、カム面 6 d の曲率がカム面 6 b の曲率よりも大きくなっているため、アーム部材 19 の一端部がカム面 6 d からカム面 6 b に移動したときに、アーム部材 19 がピン 18 を介して時計回転方向に大きく回転する。

10

【0114】

このとき、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 が大きく圧縮される。

【0115】

すなわち、アーム部材 19 の一端部がカム面 6 d からカム面 6 b に移動したときには、アーム部材 19 の一端部が短手方向の距離が短く、曲率の小さいカム部材 6 のカム面 6 d から短手方向の距離が長く曲率の大きいカム面 6 b に当接するため、ディスクプレート 7、8 およびボス 5 の擦れ角に対するコイルスプリング 4 の圧縮量が大きくなり、コイルスプリング 19 の剛性が大きくなる。

20

【0116】

このとき、アーム部材 19 およびカム部材 6 によって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。

【0117】

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（R 1 方向）にさらに相対回転する。

【0118】

このとき、アーム部材 19 の一端部が回転するカム部材 6 のカム面 6 b に沿って移動する。このカム面 6 b は、第 2 の円 52 の外周 52 a と同一の円状に形成されているため、ディスクプレート 7、8 およびボス 5 の擦れ角に対するコイルスプリング 4 の圧縮量は、緩やかに大きくなり、コイルスプリング 4 が低剛性となる。

30

【0119】

このため、ディスクプレート 7、8 およびボス 5 の擦れ角が大きい領域では、コイルスプリング 4 を低剛性にしてボス 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 との擦り振動を吸収して減衰することができる。

【0120】

この場合にも、アーム部材 19 の他端部がコロ 26 c 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。

40

【0121】

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 の一端部がカム面 6 b 上を滑ることにより、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。このため、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。

【0122】

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。

【0123】

50

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。

【0124】

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。

【0125】

10

このとき、図 1 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 の一端部がカム面 6c からカム面 6b に沿って移動する。

【0126】

カム面 6c の曲率がカム面 6b の曲率よりも大きくなっているため、アーム部材 19 の一端部がカム面 6d からカム面 6b に移動したときに、アーム部材 19 がピン 18 を介して反時計回転方向に大きく回動する。

【0127】

このとき、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 が大きく圧縮される。

20

【0128】

すなわち、アーム部材 19 の一端部がカム面 6c からカム面 6b に移動したときには、アーム部材 19 の一端部が短手方向の距離が短く、曲率の小さいカム部材 6 のカム面 6c から短手方向の距離が長く曲率の大きいカム面 6b に当接するため、ディスクプレート 7、8 およびボス 5 の捩れ角に対するコイルスプリング 4 の圧縮量が大きくなり、コイルスプリング 19 の剛性が大きくなる。

【0129】

次に、加速時の捩れ振動減衰装置 1 の捩れ特性を図 13 に基づいて説明する。なお、減速時の捩れ特性は、加速時と同様であるため、説明を省略する。

30

【0130】

ディスクプレート 7、8 とボス 5 との捩れ角が小さい領域では、アーム部材 19 の一端部がカム面 6b よりも曲率が小さいカム面 6d に沿って移動しているため、矢印 A で示す線の領域 a1 で示すように、コイルスプリング 4 の剛性は、低剛性となる。

【0131】

また、ディスクプレート 7、8 とボス 5 との捩れ角がさらに大きくなり、アーム部材 19 の一端部がカム面 6d からカム面 6b に移動したときには、アーム部材 19 の一端部が短手方向の距離が短く、曲率の小さいカム部材 6 のカム面 6d から短手方向の距離が長く曲率の大きいカム面 6b に当接するため、ディスクプレート 7、8 およびボス 5 の捩れ角に対するコイルスプリング 4 の圧縮量が大きくなり、領域 a2 に示すように、コイルスプリング 19 の剛性が大きくなる。

40

【0132】

そして、ディスクプレート 7、8 とボス 5 との捩れ角がさらに大きくなると、アーム部材 19 の一端部が回動するカム部材 6 のカム面 6b に沿って移動するが、このカム面 6b は、第 2 の円 52 の外周 52a と同一の円状に形成されているため、ディスクプレート 7、8 およびボス 5 の捩れ角に対するコイルスプリング 4 の圧縮量は、緩やかに大きくなり、領域 a3 で示すように、コイルスプリング 4 が低剛性となる。

【0133】

これに対して、特許文献 1 に示す捩り振動減衰装置は、矢印 B で示すように、ディスクプレートとボスとの捩れ角が増大するのに伴ってコイルスプリングの剛性が大きくなり、

50

ディスクプレートとボスとの擦れ角を広角化することができない。

【 0 1 3 4 】

また、特許文献 2 に示す振り振動減衰装置は、ディスクプレート（第 1 の回転部材）とボス（第 2 の回転部材）の擦れ角を広角化することができるが、被接触面の曲率が一定であるため、ボスがディスクプレートに対して擦れたときに、コイルスプリングの撓み量（剛性）が緩やかに大きくなる擦れ特性となってしまう。

【 0 1 3 5 】

図 1 4 は、内燃機関の回転数と内燃機関のトルク変動の関係を示す特性図であり、この特性では、内燃機関の回転数が 1 5 0 0 r p m 以上の定常回転領域でトルクが大きくなり、2 0 0 0 r p m 付近で駆動系の振り共振が発生することを想定する。

10

【 0 1 3 6 】

このような特性の場合には、2 0 0 0 r p m 付近で振り振動減衰装置 1 の擦れ剛性（コイルスプリング 4 の剛性）を小さくするように振り振動減衰装置 1 の擦れ特性を設定することが好ましい。

【 0 1 3 7 】

本実施の形態では、カム部材 6 の形状をピーナツ形状に形成し、2 0 0 0 r p m の回転領域でアーム部材 1 9 の一端部をカム部材 6 のカム面 6 b に沿って移動させるようにカム部材 6 の第 1 の円 5 1 および第 2 の円 5 2 の半径 r_1 、 r_2 の大きさを設定することにより、コイルスプリング 4 の剛性を低剛性（図 1 3 の領域 a 3 ）にすることができ、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振り振動や、駆動系に振り共振を減衰して、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振り共振によるこもり音を低減することができる。

20

【 0 1 3 8 】

また、アイドル状態でニュートラルに変速したとき等のような 1 0 0 0 r p m の低回転領域（図 1 3 の領域 a 1 ）では、アーム部材 1 9 の一端部をカム面 6 b よりも曲率が小さいカム面 6 d に沿って移動させることにより、コイルスプリング 4 の剛性を低剛化することができ、駆動源のトルク変動による回転変動を起振源とした振り振動を減衰して、無負荷状態にある変速機の歯車対からガラ音が発生するのを抑制することができる。

【 0 1 3 9 】

また、図 1 3 の領域 a 2 で示すように、ガラ音が発生するアイドル領域とジャラ音やこもり音が発生する領域との間の領域では、ジャラ音やこもり音のような大きな振り振動が発生しないため、コイルスプリング 4 の剛性を低くする必要がない領域となる。

30

【 0 1 4 0 】

このため、本実施の形態では、カム部材 6 をピーナツ形状にして、アーム部材 1 9 の一端部をカム部材 6 のカム面 6 d からカム面 6 b に当接させることにより、ディスクプレート 7、8 とボス 5 の擦れ角の変化量に対してコイルスプリング 4 の撓み量を急激に大きくしてコイルスプリング 4 の剛性を高くする領域を設けている。

【 0 1 4 1 】

このようにすれば、図 1 3 の矢印 C で示すものに比べ、ディスクプレート 7、8 とボス 5 との擦れ角が小さい状態から大きい状態までコイルスプリング 4 を緩やかに変形させる必要がないため、この変形分を見込んでコイルスプリング 4 を大きくせずに、内燃機関の定常回転領域でジャラ音やこもり音を効果的に抑制することができるのである。

40

【 0 1 4 2 】

このように本実施の形態では、カム部材 6 のカム面 6 A を、カム部材 6 の回転中心軸 O 1 を中心とした半径 r_1 を有する第 1 の円 5 1 の外周 5 1 a と、回転中心軸 O 1 から軸線 L 方向両外方に等距離に離隔する回転中心軸 O 2 を中心とし、第 1 の円 5 1 の半径よりも大きい半径 r_2 を有する一対の第 2 の円 5 2 の外周 5 2 a とを結んだピーナツ形状の曲面に形成し、第 1 の円 5 1 の外周 5 1 a のカム面 6 a から第 2 の円 5 2 の外周 5 2 a のカム面 6 b に連続するカム面 6 c、6 d の曲率を、第 2 の円 5 2 の外周 5 2 a のカム面 6 b の曲率よりも小さくすることにより、コイルスプリング 4 を小型化してコイルスプリング

50

4の設置スペースを少なくして、必要な領域（ガラ音の発生領域とジャラ音やこもり音の発生領域）でコイルスプリング4の低剛性を図ることで振れ振動を減衰することができ、振れ振動減衰装置1が大型化するのを防止することができるのである。

【0143】

本実施の形態では、特許文献2に示す振れ振動減衰装置の半分程度にディスクプレート7、8とボス5との振れ角の広角化を図ることができ、コイルスプリング4を小型化した場合であっても、必要な領域（ガラ音の発生領域とジャラ音やこもり音の発生領域）で振れ振動を効率よく減衰することができるものとなる。

【0144】

また、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。

10

【0145】

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振れ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。

【0146】

したがって、駆動系の振れ共振による振れ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。

20

【0147】

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の一端部がカム面6A上を滑ることにより、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。このため、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。

【0148】

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。

【0149】

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。

30

【0150】

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の振れ角を広角化することができ、振れ振動減衰装置1の構成を簡素化することができる。

【0151】

40

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。

【0152】

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。

【0153】

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振れ特性および振れ角

50

の大きさは、カム部材 6 のカム面 6 A の形状（円 5 1、5 2 の半径 r_1 、 r_2 、円 5 1、5 2 の回転中心軸 O 1、O 2 の離隔距離等）コイルスプリング 4 のバネ定数、アーム部材 1 9 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。

【0154】

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。

【0155】

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。

【0156】

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。

【0157】

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。

【0158】

以上のように、本発明に係る捩り振動減衰装置は、弾性部材を小型化することができるとともに設置スペースを少なくして必要な領域の捩れ振動を減衰することができ、装置全体が大型化するのを防止することができるという効果を有し、車両の内燃機関と駆動系との間に介装され、第 1 の回転部材と第 2 の回転部材との間で回転トルクが伝達されるように第 1 の回転部材と第 2 の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】

【0159】

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

10

20

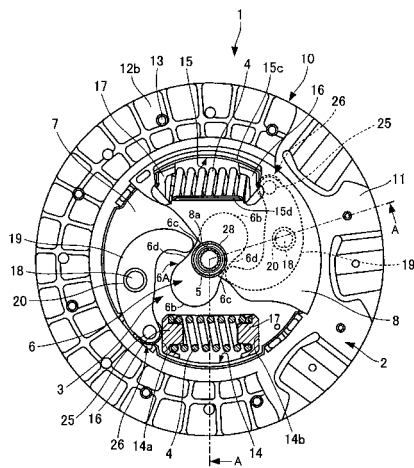
30

40

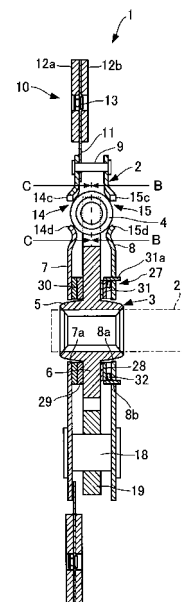
50

- 5 2 第 2 の円
 r_1 第 1 の円の半径
 r_2 第 2 の円の半径
 O_1 、 O_2 回転中心軸

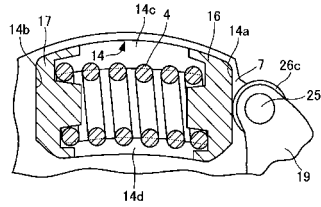
【図 1】



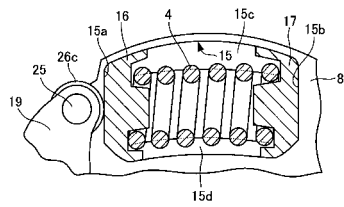
【図 2】



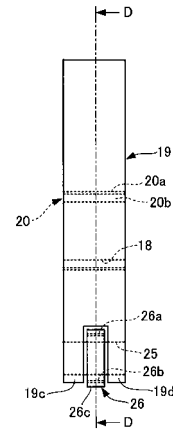
【図 3】



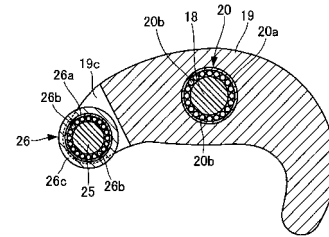
【図 4】



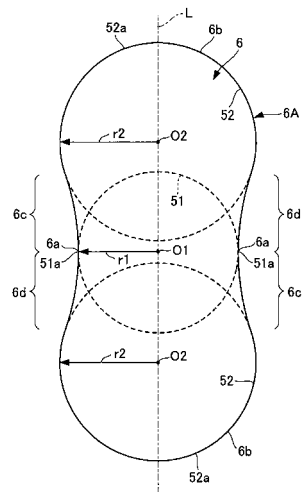
【図 5】



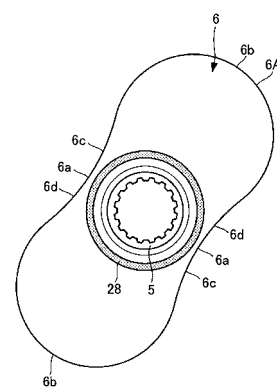
【図 6】



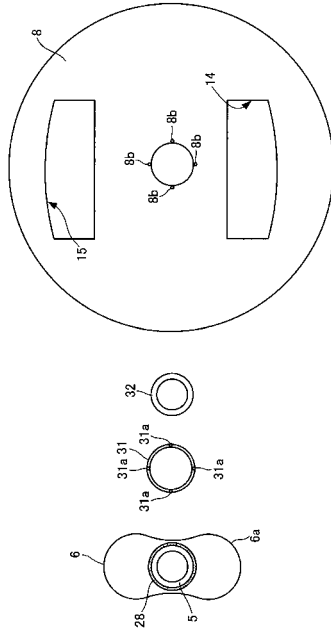
【図 7】



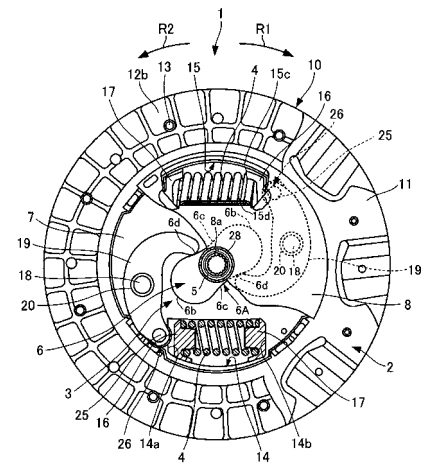
【図 8】



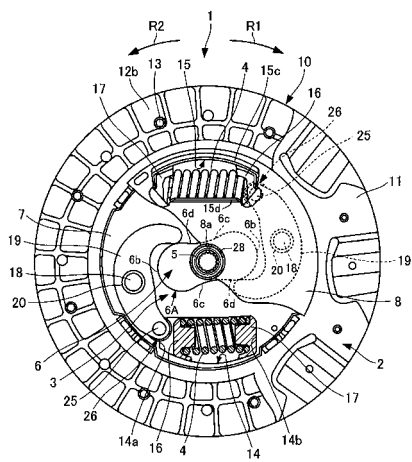
【図 9】



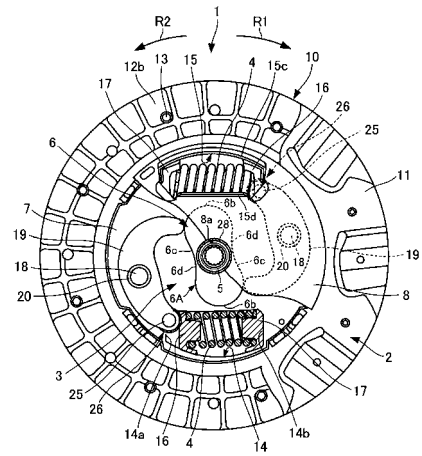
【図 10】



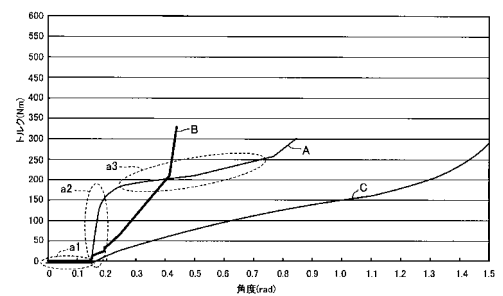
【図 11】



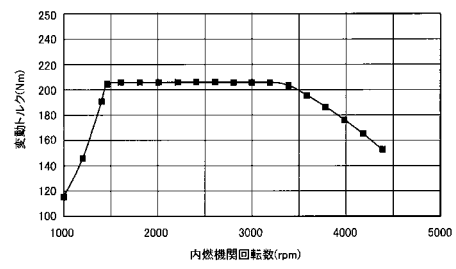
【図 12】



【図 13】



【図 14】



フロントページの続き

- (72)発明者 岡野 信彦
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 萩野 保幸
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
- (72)発明者 渡會 眞一郎
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 竹村 秀康

- (56)参考文献 特開昭57-173620(JP,A)
特開2008-304008(JP,A)
実開平04-058642(JP,U)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16F 15/133
F16D 13/64