

(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2013-108570  
(P2013-108570A)

(43) 公開日 平成25年6月6日(2013.6.6)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
<b>F 1 6 F 15/139 (2006.01)</b>	F 1 6 F 15/139	C
<b>F 1 6 F 15/134 (2006.01)</b>	F 1 6 F 15/139	D
	F 1 6 F 15/134	A
	F 1 6 F 15/134	D
	F 1 6 F 15/134	Z

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2011-254506 (P2011-254506)  
(22) 出願日 平成23年11月22日 (2011.11.22)

(71) 出願人 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 松野 幸雄  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

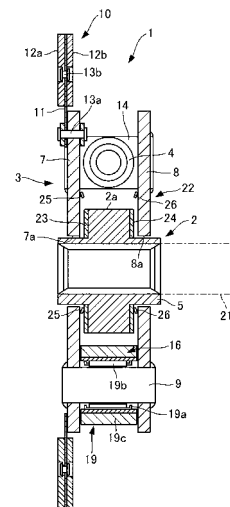
(54) 【発明の名称】 振り振動減衰装置

(57) 【要約】

【課題】 回転部材とカム部材との擦れ角に応じて最適なヒステリシストルクを設定することができる振り振動減衰装置を提供すること。

【解決手段】 振り振動減衰装置1の皿ばね25、26は、カム部材2の回転中心軸からカム部材2と皿ばね25、26とが摩擦プレート23、24を介して接触する接触点までの距離rが、カム部材2とディスクプレート7とカム部材2とが中立位置からディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角が大きくなるに従って大きくなるように、カム部材2の回転中心に対してディスクプレート7、8の半径方向に偏芯して設置されている。

【選択図】 図4



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

外周部にカム面を有し、前記カム面の曲率が円周方向に沿って変化するように構成された楕円形状のカム部材と、

前記カム部材と同一軸線上に設けられ、前記カム部材に対して相対回転自在な回転部材と、

前記カム部材と前記回転部材との間に設けられ、前記カム部材と前記回転部材とが相対回転したときに弾性変形する弾性部材と、

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に付勢され、前記カム部材と前記回転部材とが相対回転したときに、前記回転部材に設けられた回動支点部を中心に回動して前記弾性部材を弾性変形させることにより、前記カム部材と前記回転部材との間で回転トルクを伝達するアーム部材とを備えた振り振動減衰装置であって、

前記回転部材と前記カム部材との間に、前記回転部材と前記カム部材の軸線方向に位置するようにして設けられた皿ばねを備え、

前記皿ばねは、前記カム部材の回転中心軸から前記カム部材と前記皿ばねとが接触する接触点までの距離が、前記カム部材と前記回転部材が相対回転していない中立位置から前記カム部材と前記回転部材との捩れ角が大きくなるに従って大きくなるように、前記カム部材の回転中心に対して前記回転部材の半径方向に偏芯して設置されることを特徴とする振り振動減衰装置。

**【請求項 2】**

前記皿ばねが、円状に構成され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 3】**

前記カム部材のカム面の曲率が、前記中立位置から前記回転部材と前記カム部材との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 または請求項 2 に記載の振り振動減衰装置。

**【請求項 4】**

前記アーム部材の一端部に回転自在に設けられ、前記カム部材の前記カム面に接触する転動体を備えた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。

**【請求項 5】**

前記回転部材が、前記カム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、前記回動支点部を構成する回動軸を介して前記アーム部材を回動自在に支持する一対のディスクプレートと、前記ディスクプレートの一方と前記カム部材との間に介装された第 1 の摩擦プレートと、前記ディスクプレートの他方と前記カム部材との間に介装された第 2 の摩擦プレートとを備え、

前記皿ばねが、前記ディスクプレートの一方と前記第 1 の摩擦プレートとの間に介装され、前記一方の摩擦プレートを介して前記カム部材に接触する第 1 の皿ばねと、前記ディスクプレートの他方と前記第 2 の摩擦プレートとの間に介装され、前記第 2 の摩擦プレートを介して前記カム部材に接触する第 2 の皿ばねとを備えた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】**

前記カム部材に駆動伝達系の変速機の入力軸が連結され、前記回転部材に内燃機関の回転トルクが伝達されることを特徴とする請求項 1 ないし請求項 5 のいずれか 1 の請求項に記載の振り振動減衰装置。

**【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伝達系との間に介装

10

20

30

40

50

され、回転部材とカム部材との間で回転トルクが伝達されるように回転部材とカム部材とをアーム部材および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】

【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を変速機等を有する駆動伝達系を介して連結し、駆動源から駆動伝達系を介して車輪に動力を伝達している。ところが、駆動源に連結される駆動伝達系は、例えば、内燃機関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こもり音やジャラ音が発生する。

【0003】

ジャラ音とは、内燃機関のトルク変動による回転変動を起振源とした振り振動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のことである。また、こもり音は、内燃機関のトルク変動を起振力とする駆動伝達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のことであり、駆動伝達系の振り共振は、例えば、定常域に存在する。

【0004】

従来から内燃機関や電動モータ等の駆動源と車輪等とを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伝達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。

【0005】

この振り振動減衰装置としては、例えば、変速機の入力軸に連結されるハブと、駆動源側のフライホイールに締結および解放されるクラッチディスクを有するディスクプレートと、ハブおよびディスクプレートを弾性的に連結し、ハブおよびディスクプレートの円周方向に等間隔に設けられた弾性部材とから構成されたものがある（例えば、特許文献1参照）。

【0006】

ところがこの種の振り減衰減衰装置は、弾性部材がハブおよびディスクプレートの円周方向に等間隔に設けられた構成となっているため、ハブおよびディスクプレートの振り角を大きくすることができず、ジャラ音やこもり音を十分に減衰することができない。

【0007】

このような不具合を解消して互いに相対回転自在な回転部材の振り角を大きくすることができる振り減衰減衰装置としては、特許文献2に記載されたようなものが知られている。

【0008】

この振り振動減衰装置は、外周部にカム面を有し、カム面の曲率が円周方向に沿って変化するように構成されたカム部材と、カム部材と同一軸線上に設けられ、カム部材に対して相対回転自在なディスクプレートと、カム部材とディスクプレートとの間に設けられ、カム部材とディスクプレートとが相対回転したときに弾性変形する弾性部材とを備えている。

【0009】

また、この振り振動減衰装置は、一端部がカム部材のカム面に接触するとともに他端部が弾性部材に付勢され、カム部材とディスクプレートとが相対回転したときに、ディスクプレートに設けられた回動支点部を中心に回動して弾性部材を弾性変形させることにより、カム部材とディスクプレートとの間で回転トルクを伝達するアーム部材を備えている。

【0010】

この振り減衰減衰装置にあつては、カム部材の回転に伴ってアーム部材を揺動して弾性部材を弾性変形させることにより、カム部材とディスクプレートとの振り角の範囲を広角化することができ、シフトポジションがニュートラルに変更されて内燃機関がアイドル状態にあるとき等のように、回転部材とカム部材との振り角が小さい領域にあつては、振り剛性を小さくして微小な振り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

20

30

40

50

## 【0011】

また、回転部材とカム部材との擦れ角が大きい領域では、回転部材とカム部材と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剛性を得るようにしている。

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、駆動伝達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伝達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。

## 【0012】

ところで、擦れ剛性と同様に振り振動減衰装置にはヒステリシストルク発生機構が設けられている。このヒステリシストルク発生機構は、一方の回転部材と他方の回転部材とが相対回転する際に、摩擦力によってヒステリシストルクを発生するものである。

10

## 【0013】

特許文献2の振り振動減衰装置にヒステリシストルク発生部材を設ける場合には、例えば、回転部材とカム部材との間に皿ばねを介装し、皿ばねの弾性力を利用して回転部材とカム部材とが相対回転する際に回転部材と皿ばねとの間に摩擦力を発生させることが考えられる。

## 【先行技術文献】

## 【特許文献】

## 【0014】

【特許文献1】特開2006-144861号公報

【特許文献2】WO2011/067815号公報

20

## 【発明の概要】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0015】

しかしながら、特許文献2に示す振り振動減衰装置に皿ばねを設けた場合には、皿ばねの剛性が一定であるため、回転部材とカム部材との擦れ角に応じてヒステリシストルクが一定となってしまう。

## 【0016】

すなわち、回転部材とカム部材との擦れ角が小さい領域にあっては、弾性部材の擦れ剛性を小さくし、弾性部材の擦れ剛性に合わせてヒステリシストルクを小さくして微小な振り振動を減衰してガラ音の発生を抑制する必要がある。

30

## 【0017】

また、回転部材とカム部材との擦れ角が大きい領域にあっては、弾性部材の擦れ剛性を大きくし、弾性部材の擦れ剛性に合わせてヒステリシストルクを大きくすることにより、大きい振り振動を減衰してジャラ音やこもり音を抑制する必要がある。

## 【0018】

しかしながら、擦れ角に応じてヒステリシストルクが一定であると、弾性部材の剛性が小さい回転部材とカム部材との擦れ角が小さい領域と、弾性部材の剛性が大きい回転部材とカム部材との擦れ角が大きい領域とにおいてヒステリシストルクを最適に設定することができない。

## 【0019】

仮に、ガラ音を抑制するために、皿ばねの剛性を小さくして回転部材とカム部材との擦れ角が小さい領域にヒステリシストルクを小さくすることが考えられるが、皿ばねの剛性を小さくすると、回転部材とカム部材との擦れ角とが大きい領域においてヒステリシストルクが小さくなってしまい、ジャラ音やこもり音を十分に抑制できないおそれがある。

40

## 【0020】

逆に、ジャラ音やこもり音を抑制するために、皿ばねの剛性を大きくして回転部材とカム部材との擦れ角が大きい領域にヒステリシストルクを大きくすることが考えられるが、皿ばねの剛性を大きくすると、回転部材とカム部材との擦れ角が小さい領域においてヒステリシストルクが大きくなってしまい、ガラ音を十分に抑制できないおそれがある。

## 【0021】

50

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、回転部材とカム部材との擦れ角に応じて最適なヒステリシストルクを設定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。

【課題を解決するための手段】

【0022】

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、(1)外周部にカム面を有し、前記カム面の曲率が円周方向に沿って変化するように構成された楕円形状のカム部材と、前記カム部材と同一軸線上に設けられ、前記カム部材に対して相対回転自在な回転部材と、前記カム部材と前記回転部材との間に設けられ、前記カム部材と前記回転部材とが相対回転したときに弾性変形する弾性部材と、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に付勢され、前記カム部材と前記回転部材とが相対回転したときに、前記回転部材に設けられた回動支点部を中心に回動して前記弾性部材を弾性変形させることにより、前記カム部材と前記回転部材との間で回転トルクを伝達するアーム部材とを備えた振り振動減衰装置であって、前記回転部材と前記カム部材との間に、前記回転部材と前記カム部材の軸線方向に位置するようにして設けられた皿ばねを備え、前記皿ばねは、前記カム部材の回転中心軸から前記カム部材と前記皿ばねとが接触する接触点までの距離が、前記カム部材と前記回転部材が相対回転していない中立位置から前記カム部材と前記回転部材との擦れ角が大きくなるに従って大きくなるように、前記カム部材の回転中心に対して前記回転部材の半径方向に偏芯して設置されるものから構成されている。

10

20

【0023】

この振り振動減衰装置は、回転部材とカム部材との間に、一端部がカム部材のカム面に接触するとともに他端部が弾性部材に付勢され、回転部材とカム部材とが相対回転したときに、回転部材に設けられた回動支点部を中心に回動して弾性部材を弾性変形させることにより、回転部材とカム部材との間で回転トルクを伝達するアーム部材を介装している。

【0024】

このため、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して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、回転部材とカム部材との擦れ角の範囲を広角化して回転部材とカム部材との間で回転トルクを伝達することができる。

【0025】

このため、回転部材とカム部材との擦れ剛性を全体的に小さくすることができ、回転部材とカム部材との擦れ角が小さい領域では、弾性部材の擦れ剛性を小さくして微小な振り振動を減衰することができる。

30

また、回転部材とカム部材との擦れ角が大きい領域では、弾性部材の擦れ剛性を大きくして大きい振り振動を減衰することができる。

【0026】

また、振り振動減衰装置は、回転部材とカム部材との間に皿ばねを設け、この皿ばねは、カム部材の回転中心軸からカム部材と皿ばねとが接触する接触点までの距離が、回転部材とカム部材が相対回転していない中立位置からカム部材が回転部材との擦れ角が大きくなるに従って大きくなるようにカム部材の回転中心に対して回転部材の半径方向に偏芯して設置されている。

40

【0027】

このため、回転部材とカム部材との擦れ角が小さい領域では、カム部材の回転中心軸からカム部材と皿ばねとが接触する接触点までの距離を小さくして皿ばねからカム部材に加わるモーメントを小さくすることができる。

【0028】

すなわち、皿ばねの剛性を $F$ (一定)とし、カム部材の回転中心軸からカム部材と皿ばねとの接触点までの距離を $r$ とすると、皿ばねからカム部材に加わるモーメント $M$ は、 $F \times r$ となる。皿ばねは、回転部材とカム部材との間に介装されているため、皿ばねから小さいモーメント $M$ がカム部材に加わることにより、回転部材とカム部材との摩擦力が小さ

50

くなり、ヒステリシストルクが小さくなる。

【0029】

このため、回転部材とカム部材との擦れ角が小さい領域では、低剛性、低ヒステリシストルクの擦れ特性を得ることができる。

【0030】

一方、回転部材とカム部材との擦れ角が大きい領域では、カム部材の回転中心軸からカム部材と皿ばねとが接触する接触点までの距離を大きくして皿ばねからカム部材に加わるモーメントMを大きくすることができる。

このため、皿ばねから大きいモーメントMがカム部材に加わることにより、回転部材とカム部材との摩擦力が大きくなり、ヒステリシストルクが大きくなる。

【0031】

したがって、回転部材とカム部材との擦れ角が大きい領域では、高剛性、高ヒステリシストルクの擦れ特性を得ることができる。

【0032】

この結果、回転部材とカム部材との擦れ角に応じて最適なヒステリシストルクを設定することができる。

【0033】

上記(1)の振り振動減衰装置において、(2)前記皿ばねが、円状に構成されている。

【0034】

この振り振動減衰装置は、皿ばねが円状に構成されるので、皿ばねをカム部材の回転中心に対して回転部材の半径方向に偏芯させることで、カム部材の回転中心軸からカム部材と皿ばねとが接触する接触点までの距離を、中立位置から回転部材とカム部材との擦れ角が大きくなるに従って大きくすることができる。

【0035】

このため、回転部材とカム部材との擦れ角に応じて皿ばねからカム部材に加わるモーメントを大きくすることができ、回転部材とカム部材との擦れ角に応じて最適なヒステリシストルクを設定することができる。

【0036】

上記(1)または(2)の振り振動減衰装置において、(3)前記カム部材のカム面の曲率が、前記中立位置から前記回転部材と前記カム部材との擦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いる。

【0037】

この振り振動減衰装置は、カム部材のカム面の曲率が、中立位置から回転部材とカム部材との擦れ角が大きくなるに従って大きくなるので、回転部材とカム部材との擦れ角の範囲を広角化して擦れ剛性を全体的に小さくすることができる。

また、回転部材とカム部材との擦れ角が大きくなるに従って弾性部材の擦れ剛性を大きくすることができる。

【0038】

上記(1)～(3)の振り振動減衰装置において、(4)前記アーム部材の一端部に回転自在に設けられ、前記カム部材の前記カム面に接触する転動体を備えたものから構成されている。

【0039】

この振り振動減衰装置は、アーム部材の一端部に、カム部材のカム面に接触する転動体が設けられるので、アーム部材の一端部とカム部材のカム面との接触圧が高くなるのを防止することができ、アーム部材の一端部とカム部材との磨耗を抑制することができる。

【0040】

上記(1)～(4)の振り振動減衰装置において、(5)前記回転部材が、前記カム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、前記回動支点部を構成する回動軸を介して前記アーム部材を回動自在に支持する一対のデ

10

20

30

40

50

ィスクプレートと、前記ディスクプレートの一方と前記カム部材との間に介装された第1の摩擦プレートと、前記ディスクプレートの他方と前記カム部材との間に介装された第2の摩擦プレートとを備え、前記皿ばねが、前記ディスクプレートの一方と前記第1の摩擦プレートとの間に介装され、前記一方の摩擦プレートを介して前記カム部材に接触する第1の皿ばねと、前記ディスクプレートの他方と前記第2の摩擦プレートとの間に介装され、前記第2の摩擦プレートを介して前記カム部材に接触する第2の皿ばねとを備えたものから構成されている。

【0041】

この振り振動減衰装置は、皿ばねが、ディスクプレートの一方と第1の摩擦プレートとの間に介装され、第1の摩擦プレートを介してカム部材に接触する第1の皿ばねと、ディスクプレートの他方と第2の摩擦プレートとの間に介装され、第2の摩擦プレートを介してカム部材に接触する第2の皿ばねとを備えているので、第1の皿ばねおよび第2の皿ばねが一对のディスクプレートからカム部材を離隔させるようにカム部材を付勢し、摩擦プレートをカム部材に摩擦接触させることができる。

このため、摩擦プレートとカム部材とを摩擦接触させて、回転部材とカム部材との擦れ角に応じたヒステリシストルクを発生させることができる。

【0042】

上記(1)～(5)の振り振動減衰装置において、(6)前記カム部材に駆動伝達系の変速機の入力軸が連結され、前記回転部材に内燃機関の回転トルクが伝達されるものから構成されている。

【0043】

この振り振動減衰装置は、カム部材に駆動伝達系の変速機の入力軸が連結され、回転部材に内燃機関の回転トルクが伝達されるので、シフトポジションがニュートラルに変更されて内燃機関がアイドル状態にあるとき等のように、回転部材とカム部材との擦れ角が小さい領域にあっては、低剛性の弾性部材および低ヒステリシストルクの皿ばねによる擦れ特性によって微小な振り振動を減衰してガラ音の発生を抑制することができる。

【0044】

また、回転部材とカム部材との擦れ角が大きい領域では、回転部材とカム部材の擦れ角を大きくして高剛性の弾性部材および高ヒステリシストルクの皿ばねによる擦れ特性を得ることができる。

【0045】

したがって、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、駆動伝達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伝達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。

【発明の効果】

【0046】

本発明によれば、回転部材とカム部材との擦れ角に応じて最適なヒステリシストルクを設定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】

【0047】

【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斜視図である。

【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、ディスクプレートの一方を取り外した状態の振り振動減衰装置の斜視図である。

【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、振り振動減衰装置の正面図である。

【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3のA-A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。

10

20

30

40

50

【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 B - B 方向矢視断面図である。

【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、カム部材と皿ばねとの位置関係を示す図である。

【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、ディスクプレートとポストとの捩れ角が + 30° のときの振り振動減衰装置の正面図である。

【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、ディスクプレートとポストとの捩れ角が + 60° のときの振り振動減衰装置の正面図である。

【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、ディスクプレートとポストとの捩れ角が + 90° のときの振り振動減衰装置の正面図である。

10

【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、ディスクプレートとポストとの捩れ角が - 45° のときの振り振動減衰装置の正面図である。

【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、振り振動減衰装置の捩れ角とトルクの関係を示す図である。

【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、カム部材の回転位置に応じたヒステリシストルクと  $r_1 \sim r_4$  寸法との関係を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0048】

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。

図 1 ~ 図 13 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。

20

【0049】

まず、構成を説明する。

図 1 ~ 図 4 において、振り振動減衰装置 1 は、カム部材 2 とカム部材 2 と同一軸線上に設けられた回転部材 3 とを備えている。

【0050】

回転部材 3 に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ようになっており、カム部材 2 は、回転部材 3 の回転トルクを図示しない駆動伝達系の変速機に伝達するようになっている。

【0051】

カム部材 2 と回転部材 3 との間には弾性部材としての一对のコイルスプリング 4 が設けられており、コイルスプリング 4 は、カム部材 2 と回転部材 3 が相対回転したときに圧縮されるようになっている。

30

【0052】

カム部材 2 の内周部には、駆動伝達系の変速機の入力軸 6 (図 4 参照) の外周部にスプライン嵌合されるポスト 5 が取付けられており、カム部材 2 は、ポスト 5 を含んで構成されている。

【0053】

なお、ポスト 5 とカム部材 2 とは一体的に成形されてもよい。また、ポスト 5 とカム部材 2 とを別体に形成し、ポスト 5 の外周部およびカム部材 2 の内周部にスプライン部をそれぞれ形成し、ポスト 5 とカム部材 2 とをスプライン嵌合してもよい。

40

【0054】

また、回転部材 3 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、カム部材 2 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回動支点部としての回動軸 9 によって接続されている。

【0055】

回動軸 9 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、回動軸 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。

【0056】

50

また、ディスクプレート 7、8 の円状の中心孔 7 a、8 a 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。

【0057】

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 12 a、12 b 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、リベット 13 a によってディスクプレート 7 に固定されている。

【0058】

摩擦材 12 a、12 b は、クッシュニングプレート 11 の両面にリベット 13 b によって固定されており、この摩擦材 12 a、12 b 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

【0059】

そして、摩擦材 12 a、12 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。

【0060】

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 12 a、12 b を押圧するのを解除し、摩擦材 12 a、12 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。

20

【0061】

また、ディスクプレート 7 には支持部としての台座 14 が設けられており、この台座 14 は、ディスクプレート 7 から軸線方向に突出してディスクプレート 8 に取付けられている。

【0062】

図 3 に示すように、台座 14 には台座 14 から突出する突起部 14 a を備えており、この突起部 14 a にコイルスプリング 4 の延在方向他端部が嵌合されている。また、コイルスプリング 4 の延在方向一端部にはスプリングシート 15 が取付けられ、コイルスプリング 4 の他端部は、自由端となっている。

【0063】

また、コイルスプリング 4 とカム部材 2 との間にはアーム部材 16 が設けられており、このアーム部材 16 は、ディスクプレート 7、8 の間に位置し、回動軸 9 に揺動自在に支持されている。

30

【0064】

図 5、図 6 に示すように、回動軸 9 とアーム部材 16 の間にはニードルベアリング 17 が介装されている。ニードルベアリング 17 は、アーム部材 16 に取付けられたアウターレース 17 a と、アウターレース 17 a と回動軸 9 の間に介装された針状ニードル 17 b とから構成されている。

【0065】

このニードルベアリング 17 は、アウターレース 17 a が針状ニードル 17 b を介して回動軸 9 に対して回転自在となっているため、アーム部材 16 は、ニードルベアリング 17 を介して回動軸 9 に回転自在に取付けられている。

40

【0066】

アーム部材 16 の一端部は、二股形状の板状部としての突出片 16 A、16 B が形成されており、この突出片 16 A、16 B は、ピン 18 によって連結されている。

【0067】

このピン 18 には転動体としてのコロ部材 19 が回転自在に取付けられている。コロ部材 19 は、ピン 18 の外周部に設けられたアウターレース 19 a およびアウターレース 19 a とピン 18 の間に介装された針状ニードル 19 b 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 19 a の外周部でアウターレース 19 a に取付けられたコロ 1

50

9 c とから構成されており、コロ 19 c がニードルベアリングを介してピン 18 に対して回転自在となっている。

このコロ 19 c は、カム部材 2 のカム面 2 a に接触して回転するようになっており、アーム部材 16 の一端部は、コロ 19 c を介してカム部材 2 のカム面 2 a に当接する。

【0068】

アーム部材 16 の他端部は、二股形状の突出片 16 C、16 D が形成されており、この突出片 16 C、16 D は、ピン 20 によって連結されている。

【0069】

このピン 20 にはコロ部材 21 が回転自在に取付けられている。コロ部材 21 は、ピン 20 の外周部に設けられたアウターレース 21 a およびアウターレース 21 a とピン 20 の間に介装された針状ニードル 21 b からなるニードルベアリングと、アウターレース 21 a の外周部でアウターレース 21 a に取付けられたコロ 21 c とから構成されており、コロ 21 c がニードルベアリングを介してピン 20 に対して回転自在となっている。

【0070】

コロ 21 c は、スプリングシート 15 の外周面に当接するようになっており、アーム部材 16 の他端部は、コロ 21 c を介してスプリングシート 15 の外周面に当接する。

また、カム部材 2 は、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦れ角の変化に伴って曲率の変化するカム面 2 a を有している。

【0071】

本実施の形態では、カム部材 2 が、曲率が円周方向に沿って変化するように構成されたカム面 2 a を有している。このカム面 2 a の曲率は、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦れ角が最小（擦れ角が略 0°）、すなわち、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 とが擦れていない中立位置にあるときのカム部材 2 の初期位置からディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦れ角が大きくなるに従って大きくなっている。

【0072】

このため、カム部材 2 が回転してアーム部材 16 の一端部が当接するカム面 2 a の位置が可変されることにより、スプリングシート 15 がアーム部材 16 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 15 が台座 14 に近接および離隔するように移動することになる。

【0073】

また、アーム部材 16 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 16 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 2 a にアーム部材 16 の一端部を接触させることができるようになっており、

【0074】

一方、図 4 に示すように、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との間にはヒステリシストルク発生機構 22 が介装されており、このヒステリシストルク発生機構 22 は、摩擦プレート 23、24 および皿ばね 25、26 から構成されている。

【0075】

第 1 の摩擦プレートとしての摩擦プレート 23 は、表面が所定の摩擦係数を有する円板形状に形成されており、ディスクプレート 7 とカム部材 2 との間に介装されている。第 2 の摩擦プレートとしての摩擦プレート 24 は、表面が所定の摩擦係数を有する円板形状に形成されており、ディスクプレート 8 とカム部材 2 との間に介装されている。

【0076】

第 1 の皿ばねとしての皿ばね 25 は、円状に形成されており、皿ばね 25 は、ディスクプレート 7 とカム部材 2 との軸線方向においてディスクプレート 7 とカム部材 2 との間に圧縮して介装されている。

【0077】

第 2 の皿ばねとしての皿ばね 26 は、円状に形成されており、皿ばね 26 は、ディスクプレート 8 とカム部材 2 との軸線方向においてディスクプレート 8 とカム部材 2 との間に圧縮して介装されている。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 7 8 】

図 7 に示すように、この皿ばね 2 5、2 6 は、カム部材 2 の回転中心軸からカム部材 2 と皿ばね 2 5、2 6 とが摩擦プレート 2 3、2 4 を介して接触する接触点までの距離  $r$  が、カム部材 2 とディスクプレート 7 とカム部材 2 とが中立位置からディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦れ角が大きくなるに従って大きくなるように、カム部材 2 の回転中心に対してディスクプレート 7、8 の半径方向に偏芯して設置されている。

## 【 0 0 7 9 】

そして、皿ばね 2 5、2 6 は、カム部材 2 がディスクプレート 7、8 から離隔する方向にカム部材 2 を付勢することにより、カム部材 2 と摩擦プレート 2 5、2 6 との摩擦力を増大させることにより、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との摩擦力を増大させるようになっている。この結果、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との間にヒステリシストルクを発生させることができる。

10

## 【 0 0 8 0 】

なお、図 3 では、説明の便宜上、摩擦プレート 2 3、2 4 と皿ばね 2 5 の図示省略し、皿ばね 2 6 とカム部材 2 との位置関係が明確になるように皿ばね 2 6 のみを図示している。この皿ばね 2 6 は、カム部材 2 の軸線方向に対して皿ばね 2 5 と同一位置に設けられている。

## 【 0 0 8 1 】

次に、作用を説明する。

図 8 ~ 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 3 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、カム部材 2 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) に擦れるものとして説明を行う。

20

## 【 0 0 8 2 】

なお、図 8 ~ 図 1 1 ではディスクプレート 8 を取り除いた状態を示している。また、ディスクプレート 7、8 に対してカム部材 2 が正側に擦れるのは、車両の加速時である。

## 【 0 0 8 3 】

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。

30

## 【 0 0 8 4 】

本実施の形態の振り振動減衰装置 1 は、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 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 とカム部材 2 との擦れ角が  $0^\circ$  付近の小さい状態では、図 3 に示すように、カム部材 2 が初期位置に位置してボス 5 と一体回転する。

## 【 0 0 8 5 】

このとき、カム部材 2 の曲率が小さいカム面 2 a にアーム部材 1 6 のコロ 1 9 c が接触しており、カム部材 2 がアーム部材 1 6 をスプリングシート 1 5 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 2 によって付勢される。

## 【 0 0 8 6 】

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 1 6 が回動軸 9 を支点にして、テコの原理によってカム部材 2 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 1 6 を介してカム部材 2 に伝達される。このため、変速機の入力軸 2 1 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。

40

## 【 0 0 8 7 】

このため、ディスクプレート 7、8 からカム部材 2 に内燃機関の動力を伝達しつつ、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との振り振動を吸収して減衰する。

## 【 0 0 8 8 】

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

50

スクプレート 7、8 とカム部材 2 との間の変動トルクが小さく、カム部材 2 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）に相対回転する。

【0089】

このとき、図 3 に示す状態から図 8 に示す状態のように、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦れ角が大きくなるにつれてカム部材 2 が R 1 方向に回転すると、アーム部材 16 のコロ 19c がカム面 2a に沿って転動する。このため、アーム部材 16 の一端部がコロ 19c を介してカム面 2a 上を摺動する。なお、図 8 は、擦れ角が +30° を示している。

【0090】

カム面 2a の曲率は、カム部材 2 の初期位置にあるときからディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦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 16 の一端部がコロ 19c を介して徐々に曲率が大きくなるカム部材 2 のカム面 2a に押圧されると、アーム部材 16 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。

10

【0091】

そして、カム部材 2 が R 1 方向に回転するのに伴って、アーム部材 16 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 15 を台座 14 に近接させる。

【0092】

また、アーム部材 16 の他端部がコロ 21c を介してスプリングシート 15 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 15 が円周方向に移動するのを阻害させないようにできる。

20

【0093】

このようにアーム部材 16 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 16 が回動軸 9 を支点にして、テコの原理によってカム部材 2 を強い押圧力で押圧する。

【0094】

したがって、ディスクプレート 7、8 からカム部材 2 に内燃機関の動力を伝達しつつ、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦り振動を吸収して減衰する。

【0095】

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 からカム部材 2 に伝達される変動トルクが大きく、カム部材 2 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。

30

【0096】

図 8 に示す状態からディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦れ角がさらに大きくなると、図 9 に示すように、アーム部材 16 のコロ 19c がカム面 2a に沿って転動し、アーム部材 16 の一端部がコロ 19c を介してカム面 2a 上を摺動する。

【0097】

カム面 2a の曲率は、カム部材 2 の初期位置にあるときからディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦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 16 の一端部がコロ 19c を介して曲率が大きくなるカム部材 2 のカム面 2a に押圧されると、アーム部材 16 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。

40

【0098】

そして、カム部材 2 が R 1 方向に回転するのに伴って、アーム部材 16 の他端部がディスクプレート 7、8 の半径方向内方にさらに移動することにより、スプリングシート 15 を台座 14 にさらに近接させる。なお、図 9 は、擦れ角が +60° を示している。

【0099】

そして、図 10 に示すように、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、カム面 2a の曲率が最大の頂部 2b を乗り越えてディスクプレート 7

50

、 8 をカム部材 2 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 2 をトルクリミッタとして機能させることができる。本実施の形態では、アーム部材 16 の一端部がカム面 2 a の頂部 2 b に乗り上げたときには、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦れ角が最大の +90° になる。

【0100】

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、エンジブレーキが発生するため、変速機の入力軸 6 からカム部材 2 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、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との間の変動トルクが小さいため、カム部材 2 がディスクプレート 7、8 に対して相対的に負側（R2 方向）に擦れることになる。

10

【0101】

このとき、図 3 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 とカム部材 2 とが相対回転したときに、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦れ角が大きくなるにつれてカム部材 2 が回転することにより、アーム部材 16 のコロ 19 c がカム面 2 a に沿って転動する。このため、アーム部材 16 の一端部がコロ 19 c を介してカム面 2 a 上を摺動する。

【0102】

カム面 2 a の曲率は、カム部材 2 の初期位置にあるときからディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦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 16 の一端部がコロ 19 c を介して徐々に曲率が大きくなるカム部材 2 のカム面 2 a に押圧されると、アーム部材 16 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。

20

【0103】

そして、カム部材 2 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 16 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 15 を台座 14 に近接させる。

【0104】

また、アーム部材 16 の他端部がコロ 21 c を介してスプリングシート 15 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 15 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。

30

【0105】

このようにアーム部材 16 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 16 が回動軸 9 を支点にして、テコの原理によってカム部材 2 を強い押圧力で押圧する。

【0106】

したがって、カム部材 2 からディスクプレート 7、8 に駆動伝達系の動力を伝達しつつ、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦り振動を吸収して減衰する。

【0107】

このように、本実施の形態の擦り振動減衰装置 1 は、カム部材 2 と、カム部材 2 の外周部に設けられてカム部材 2 と一体回転する楕円形状のカム面 2 a を有するカム部材 2 と、カム部材 2 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 2 a 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 15 に当接し、ディスクプレート 7、8 に橋架された回動軸 9 を中心に揺動するアーム部材 16 とを含んで構成されている。

40

このため、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との擦れ角の範囲を広角化して擦り振動減衰装置 1 の擦れ剛性を全体的に小さくすることができる。

【0108】

図 12 は、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 の擦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 とカム部材 2 との擦れ角と、カム部材 2 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。

【0109】

50

横軸は、ディスクプレート 7、8 に対するカム部材 2 の相対的な捩れ角であり、縦軸がカム部材 2 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 に対するカム部材 2 の反力に対応する。

【0110】

図 12 に示すように、本実施の形態では、ディスクプレート 7、8 に対するカム部材 2 の捩れ角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 16 によるカム部材 2 への押圧力が大きくなる。

【0111】

そして、アーム部材 16 によるカム部材 2 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。図 12 から明らかなように、コイルスプリング 4 の剛性は、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との捩れ角が小さい領域では、低剛性となり、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との捩れ角が大きい領域では、高剛性となる。

10

【0112】

実施の形態の振り振動減衰装置 1 の皿ばね 25、26 は、カム部材 2 の回転中心軸からカム部材 2 と皿ばね 25、26 とが摩擦プレート 23、24 を介して接触する接触点までの距離  $r$  が、カム部材 2 とディスクプレート 7 とカム部材 2 とが中立位置からディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との捩れ角が大きくなるに従って大きくなるように、カム部材 2 の回転中心に対してディスクプレート 7、8 の半径方向に偏芯して設置されている。

【0113】

図 3 に示すようにディスクプレート 7、8 とカム部材 2 とが中立位置にある場合には、カム部材 2 の回転中心軸からカム部材 2 と皿ばね 25、26 とが摩擦プレート 23、24 を介して接触する接触点までの距離  $r_1$  は、最も小さくなっている（図 13 の A 参照）。

20

【0114】

また、図 8 に示すように、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との捩れ角が小さい領域では、カム部材 2 の回転中心軸からカム部材 2 と皿ばね 25、26 とが摩擦プレート 23、24 を介して接触する接触点までの距離  $r_2$  は、距離  $r_1$  よりも大きくなる（図 13 の B 参照）。

【0115】

図 9 に示すように、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との捩れ角がさらに大きい領域では、カム部材 2 の回転中心軸からカム部材 2 と皿ばね 25、26 とが摩擦プレート 23、24 を介して接触する接触点までの距離  $r_3$  は、距離  $r_2$  よりも大きくなる（図 13 の C 参照）。

30

また、図 10 に示すように、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との捩れ角がさらに大きい領域では、カム部材 2 の回転中心軸からカム部材 2 と皿ばね 25、26 とが摩擦プレート 23、24 を介して接触する接触点までの距離  $r_4$  は、距離  $r_3$  よりも大きくなる（図 13 の D 参照）。

【0116】

ここで、皿ばね 25、26 の剛性を  $F$ （一定）とし、カム部材 2 の回転中心軸からカム部材 2 と皿ばね 25、26 とが摩擦プレート 23、24 を介して接触する接触点までの距離を  $r$  とすると、皿ばね 25、26 からカム部材 2 に加わるモーメント  $M$  は、 $F \times r$  となる。

40

【0117】

皿ばね 25、26 は、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との間に介装されているため、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との捩れ角が大きい領域では、皿ばね 25、26 から小さいモーメント  $M$  が摩擦プレート 23、24 に加わることにより、カム部材 2 と摩擦プレート 23、24 の摩擦力が小さくなり、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 とのヒステリシストルクが小さくなる。

【0118】

このため、ディスクプレート 7、8 とカム部材 2 との捩れ角が小さい領域では、低剛性、低ヒステリシストルクの捩れ特性を得ることができる。

50

## 【0119】

一方、ディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角が大きい領域では、カム部材2の回転中心軸からカム部材2と皿ばね25、26とが摩擦プレート23、24を介して接触する接触点までの距離 $r$ を大きくして皿ばね25、26から摩擦プレート23、24を介してカム部材2に加わるモーメント $M$ を大きくすることができる。

## 【0120】

このため、皿ばね25、26から大きいモーメント $M$ がカム部材2に加わることにより、ディスクプレート7、8とカム部材2との摩擦力が大きくなり、ヒステリシストルクが大きくなる。

## 【0121】

したがって、ディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角が大きい領域では、高剛性、高ヒステリシストルクの擦れ特性を得ることができる。

この結果、ディスクプレート7、8とカム部材との擦れ角に応じて最適なヒステリシストルクを設定することができる。

## 【0122】

このように本実施の形態では、ディスクプレート7、8とカム部材との擦れ角に応じて最適なヒステリシストルクを設定することができるとともに、コイルスプリング4の擦れ剛性を全体的に小さくすることができるため、ディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角が小さい領域にあっては、低剛性のコイルスプリング4および低ヒステリシストルクの皿ばね25、26による擦れ特性によって微小な振り振動を減衰してガラ音の発生を抑制することができる。

## 【0123】

また、ディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角が大きい領域では、ディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角を大きくして高剛性のコイルスプリング4および高ヒステリシストルクの皿ばね25、26による擦れ特性を得ることができる。

## 【0124】

したがって、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、駆動伝達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伝達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。

## 【0125】

また、本実施の形態の振り振動減衰装置1は、皿ばね25、26が円状に構成されているので、皿ばね25、26をカム部材2の回転中心に対してディスクプレート7、8の半径方向に偏芯させることで、カム部材2の回転中心軸からカム部材2と皿ばね25、26とが接触する接触点までの距離 $r_1 \sim r_4$ を、中立位置からディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角が大きくなるに従って大きくすることができる。

## 【0126】

このため、ディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角に応じて皿ばね25、26から摩擦プレートは23、24を介してカム部材2に加わるモーメント $M$ を大きくすることができ、ディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角に応じて最適なヒステリシストルクを設定することができる。

## 【0127】

また、本実施の形態の振り振動減衰装置1は、カム部材2のカム面2aの曲率を、中立位置からディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角が大きくなるに従って大きくしているので、ディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角の範囲を広角化して擦れ剛性を全体的に小さくすることができる。

また、ディスクプレート7、8とカム部材2との擦れ角が大きくなるに従ってコイルスプリング4の擦れ剛性を大きくすることができる。

## 【0128】

また、本実施の形態の振り振動減衰装置1は、アーム部材16の一端部に、カム部材2のカム面2aに接触するコ口部材19を回転自在に設けたので、アーム部材16の一端部

10

20

30

40

50

とカム部材 2 のカム面 2 a との接触圧が高くなるのを防止することができ、アーム部材 16 の一端部とカム部材 2 との磨耗を抑制することができる。

【0129】

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

【0130】

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振り振動減衰装置に適用してもよい。

10

【0131】

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振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振り振動減衰装置を設けてもよい。

【0132】

以上のように、本発明に係る振り振動減衰装置は、回転部材とカム部材との擦れ角に応じて最適なヒステリシストルクを設定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伝達系との間に介装され、回転部材とカム部材との間で回転トルクが伝達されるように回転部材とカム部材とをアーム部材および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等として有用である。

20

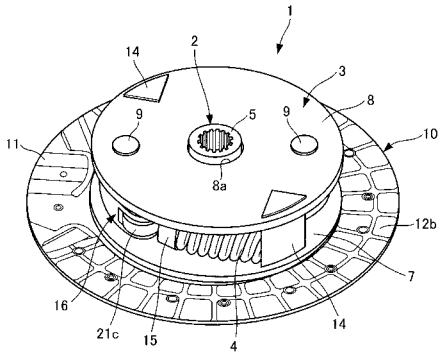
【符号の説明】

【0133】

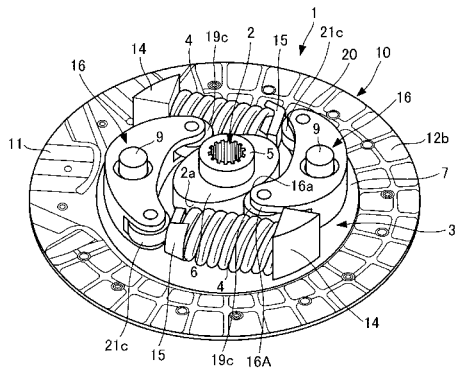
- 1 振り振動減衰装置
- 2 カム部材
- 2 a カム面
- 3 回転部材
- 4 コイルスプリング（弾性部材）
- 6 入力軸
- 7、8 ディスクプレート（回転部材）
- 9 回動軸（回動支点部）
- 14 台座
- 16 アーム部材
- 19 コロ部材（転動体）
- 23 摩擦プレート（第 1 の摩擦プレート）
- 24 摩擦プレート（第 2 の摩擦プレート）
- 25 皿ばね（第 1 の皿ばね）
- 26 皿ばね（第 2 の皿ばね）

30

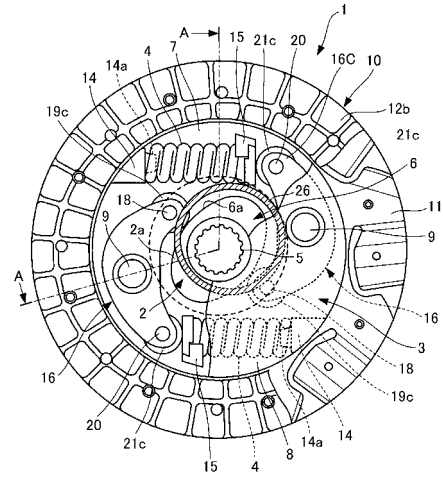
【 図 1 】



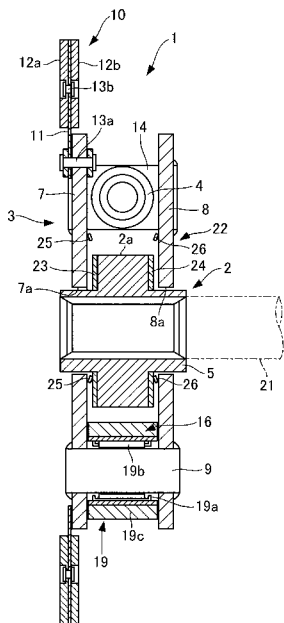
【 図 2 】



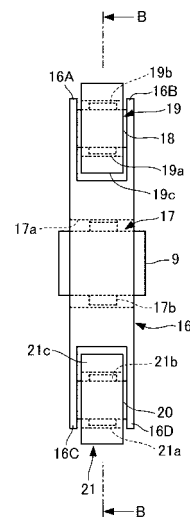
【 図 3 】



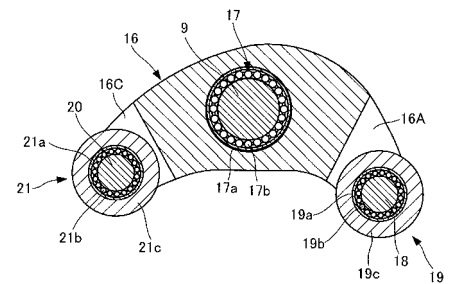
【 図 4 】



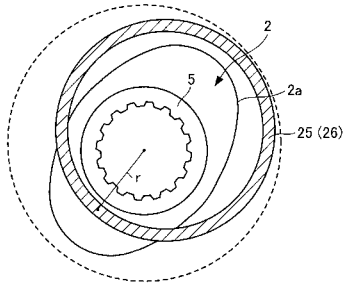
【 図 5 】



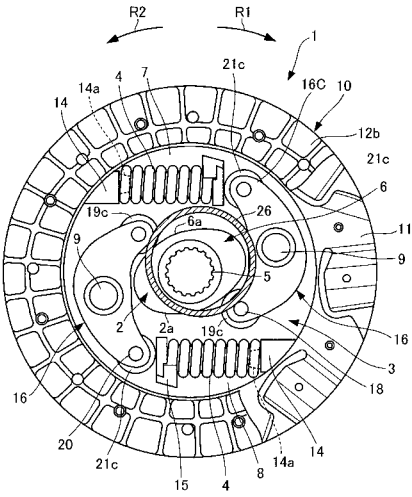
【 図 6 】



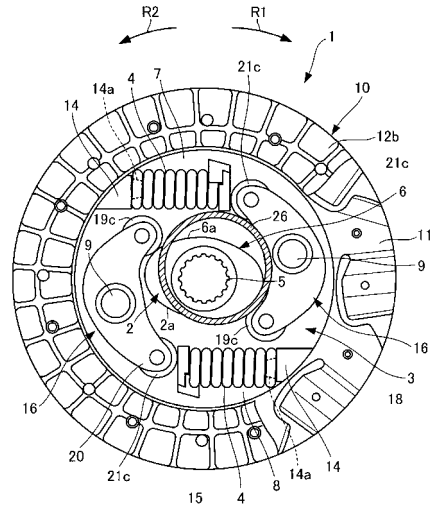
【 図 7 】



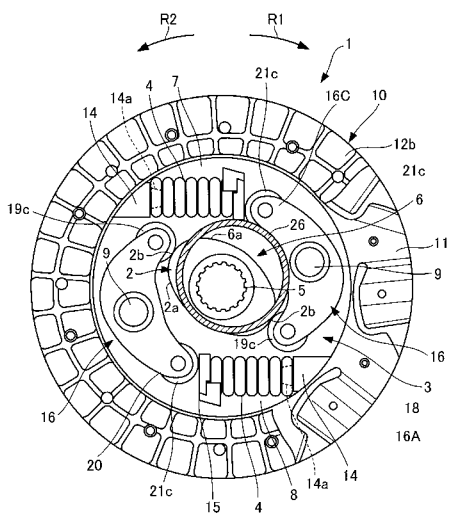
【 図 8 】



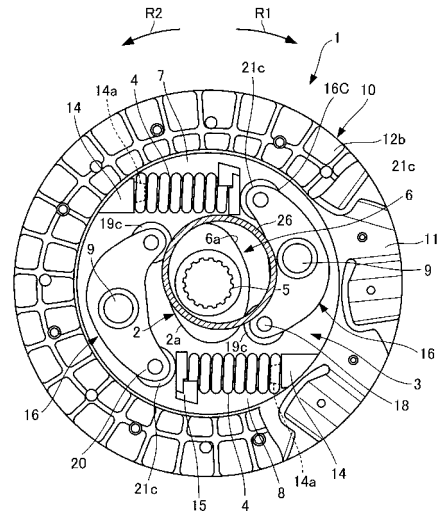
【 図 9 】



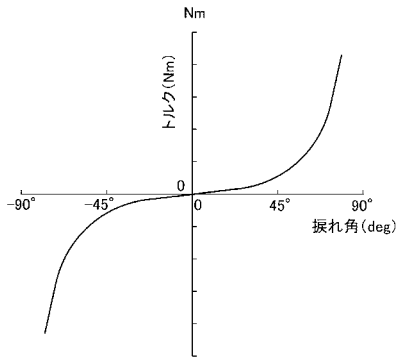
【 図 10 】



【 図 11 】



【 図 1 2 】



【 図 1 3 】

