(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7384700号
(P7384700)

(45)発行日　令和5年11月21日(2023.11.21)

(24)登録日　令和5年11月13日(2023.11.13)

(51)国際特許分類
Ｆ１６Ｆ　15/134(2006.01)

ＦＩ
Ｆ１６Ｆ　15/134　Ｄ
Ｆ１６Ｆ　15/134　Ａ

請求項の数　6　（全14頁）

(21)出願番号　特願2020-26070(P2020-26070)
(22)出願日　令和2年2月19日(2020.2.19)
(65)公開番号　特開2021-131115(P2021-131115A)
(43)公開日　令和3年9月9日(2021.9.9)
審査請求日　令和5年1月11日(2023.1.11)

(73)特許権者　000149033
株式会社エクセディ
大阪府寝屋川市木田元宮１丁目１番１号
(74)代理人　110000202
弁理士法人新樹グローバル・アイピー
(72)発明者　冨田 雄亮
大阪府寝屋川市木田元宮１丁目１番１号
株式会社エクセディ内
(72)発明者　吉川 直孝
大阪府寝屋川市木田元宮１丁目１番１号
株式会社エクセディ内
(72)発明者　ケルヴィン ストリスノ
大阪府寝屋川市木田元宮１丁目１番１号
株式会社エクセディ内
審査官　正木 裕也

最終頁に続く

(54)【発明の名称】　ダンパ装置

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
トルクが入力される第１回転体と、
前記第１回転体と相対回転可能な第２回転体と、
前記第１回転体と前記第２回転体との間でトルクを伝達するとともに、並列で作動するように配置された２つの弾性ユニットを有し、回転変動を減衰するための弾性連結部と、を備え、
前記２つの弾性ユニットのそれぞれは、第１弾性部材と、第２弾性部材と、を有し、
前記第１弾性部材は、前記第１回転体と前記第２回転体とが相対回転していない中立時において、非圧縮又は予め圧縮された状態で装着されており、
前記第２弾性部材は、前記第１弾性部材と直列に作動するように配置され、前記中立時において前記第１弾性部材よりも大きい荷重で予め圧縮された状態で装着されており、
前記第１回転体は、前記第１弾性部材を保持する第１窓部と、前記第２弾性部材を保持する第２窓部と、を有し、
前記第１窓部は、前記中立時において、前記第１弾性部材の第１端面と当接する第１支持面と、前記第１弾性部材の第２端面と間隔をあけて対向する第２支持面と、を有し、
前記第２窓部は、前記中立時において、前記第２弾性部材の第１端面と間隔をあけて対向する第１支持面と、前記第２弾性部材の第２端面と当接する第２支持面と、を有する、
ダンパ装置。
【請求項２】

前記第１弾性部材は、非圧縮状態で装着されている、請求項１に記載のダンパ装置。
【請求項３】
前記弾性連結部において、
前記第１回転体と前記第２回転体との相対回転角度が第１角度範囲では前記第１弾性部材のみが作動し、
前記第１回転体と前記第２回転体との相対回転角度が前記第１角度範囲を超えた第２角度範囲では前記第１弾性部材及び前記第２弾性部材が作動する、
請求項１又は２に記載のダンパ装置。
【請求項４】
前記第１回転体及び前記第２回転体と軸方向に並べて配置され、前記第１回転体及び前記第２回転体と相対回転可能であり、前記２つの弾性ユニットの第１弾性部材と第２弾性部材とを直列に作動させる中間回転体をさらに備えた、請求項１から３のいずれかに記載のダンパ装置。
【請求項５】
前記第１弾性部材は、前記中間回転体と前記第２回転体との間で圧縮され、
前記第２弾性部材は、前記第１回転体と前記中間回転体との間で圧縮される、
請求項４に記載のダンパ装置。
【請求項６】
前記第２回転体は、前記第１弾性部材の第１端面が当接可能な支持面を有し、
前記中間回転体は、前記第１弾性部材の第２端面が当接可能な支持面と、前記第２弾性部材が圧縮されて装着された窓孔と、を有する、
請求項５に記載のダンパ装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、ダンパ装置、特に、原動機とトランスミッションとの間に配置されるダンパ装置に関する。
【背景技術】
【０００２】
車輌の低燃費化、軽量化の手段の１つとして、エンジンを３気筒化することが提案されている。しかし、エンジンを３気筒化すると、燃焼変動が大きくなるという弊害がある。
【０００３】
この燃焼変動による回転変動を減衰させるために、捩り特性を低剛性化したダンパ装置が提供されている（例えば、特許文献１）。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００４】
【文献】特開２０１７－１８７０６７号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【０００５】
ダンパ装置において、捩り特性を低剛性化するためには、捩り角度を広角化する必要がある。しかし、捩り角度を広角化すると、ヒステリシストルクを発生させるための摩擦部材の摺動距離が大きくなり、摩擦部材の摩耗が促進される。また、ダンパ装置全体の大型化を招くことになる。
【０００６】
一方で、特に小排気量、たとえば、３気筒で排気量が１０００ｃｃ程度の車両においては、エンジンが低トルクの範囲では捩り特性を高剛性にしてドラバビリティを向上させ、エンジンが高トルクであって、ハイギヤで走行している際には、逆に、ダンパ装置の機能を発揮させるのが望ましい場合がある。

【０００７】
ただし、低トルク範囲での捩り特性の剛性を高くしすぎると、発進時においてジャダーが発生するという問題が発生する。
【０００８】
本発明の課題は、ダンパ装置において、発進時の振動減衰性能を損なうことなく低トルク時におけるドライバビリティを向上させるとともに、比較的高トルクで走行している場合に回転変動を減衰でき、しかも装置の大型化を避けることにある。
【課題を解決するための手段】
【０００９】
（１）本発明に係るダンパ装置は、トルクが入力される第１回転体と、第２回転体と、弾性連結部と、を備えている。第２回転体は第１回転体と相対回転可能である。弾性連結部は、第１回転体と第２回転体との間でトルクを伝達するとともに、並列で作動するように配置された２つの弾性ユニットを有し、回転変動を減衰する。
【００１０】
２つの弾性ユニットのそれぞれは、第１弾性部材と、第２弾性部材と、を有する。第１弾性部材は、第１回転体と第２回転体とが相対回転していない中立時において、非圧縮又は予め圧縮された状態で装着されている。第２弾性部材は、第１弾性部材と直列に作動するように配置され、中立時において第１弾性部材よりも大きい荷重で予め圧縮された状態で装着されている。
【００１１】
ここでは、第１回転体と第２回転体とが相対回転すると、まず、２つの弾性ユニットの第１弾性部材が圧縮される。このため、２つの並列に作動する第１弾性部材の剛性によって設定される捩り特性が得られる。そして、第１回転体と第２回転体との相対回転（捩り角度）が大きくなり、第１弾性部材に作用する圧縮荷重（すなわちトルク）が、各弾性ユニットの第２弾性部材に予め設定されている荷重になると、第２弾性部材が圧縮を開始する。すなわち、第１弾性部材と第２弾性部材とが直列に作動する。
【００１２】
ここでは、第１弾性部材のみが作動しているときには、第１弾性部材による剛性が得られる。そして、第２弾性部材が圧縮され始めると、第１弾性部材と第２弾性部材とによる剛性が得られる。したがって、例えば、第１弾性部材と第２弾性部材とを同じ剛性で、かつ高い剛性に設定すると、このダンパ装置に入力されるトルクが小さく、第１回転体と第２回転体の捩り角度が小さい場合は、第１弾性部材による高剛性の捩り特性が得られる。そして、入力トルクが大きくなると、第１弾性部材及び第２弾性部材による低剛性（第１弾性部材のみによる剛性の１／２）の捩り特性が得られる。
【００１３】
このため、入力されるトルクが小さく、第１回転体と第２回転体との捩り角度が小さい範囲では、発進時のジャダー等の問題を抑えつつ、ドライバビリティが向上する捩り特性を得ることができる。また、捩り角度が大きくなる範囲では、捩り特性は低い剛性であるため、走行時における原動機の回転変動を効果的に減衰できる。さらに、捩り角度の広角化を抑えることができるので、ヒステリシストルク発生用の部材の摩耗を抑え、長期にわたって安定したヒステリシストルクをえることができる。しかも、装置全体の大型化を避けることができる。
【００１４】
（２）好ましくは、第１弾性部材は、非圧縮状態で装着されている。
【００１５】
（３）好ましくは、弾性連結部は、第１回転体と第２回転体との相対回転角度が第１角度範囲では、第１弾性部材のみが作動する。また、第１回転体と第２回転体との相対回転角度が第１角度範囲を超えた第２角度範囲では、第１弾性部材及び第２弾性部材が作動する。
【００１６】

（４）好ましくは、このダンパ装置は、第１回転体及び第２回転体と軸方向に並べて配置された中間回転体をさらに備えている。中間回転体は、第１回転体及び第２回転体と相対回転可能であり、２つの弾性ユニットの第１弾性部材と第２弾性部材とを直列に作動させる。

【００１７】

（５）好ましくは、第１弾性部材は中間回転体と第２回転体との間で圧縮される。また、第２弾性部材は第１回転体と中間回転体との間で圧縮される。

【００１８】

（６）好ましくは、第２回転体は、第１弾性部材の第１端面が当接可能な支持面を有している。この場合、中間回転体は、第１弾性部材の第２端面が当接可能な支持面と、第２弾性部材が圧縮されて装着された窓孔と、を有する。

【００１９】

（７）好ましくは、第１回転体は、第１弾性部材を保持する第１窓部と、第２弾性部材を保持する第２窓部と、を有している。そして、第１窓部は、中立時において、第１弾性部材の第１端面と当接する第１支持面と、第１弾性部材の第２端面と間隔をあけて対向する第２支持面と、を有している。また、第２窓部は、中立時において、第２弾性部材の第１端面と間隔をあけて対向する第１支持面と、第２弾性部材の第２端面と当接する第２支持面と、を有する。

【発明の効果】

【００２０】

以上のような本発明では、ダンパ装置において、発進時の振動減衰性能を損なうことなくドライバビリティを向上でき、比較的高トルクで走行している場合には回転変動を効果的に減衰できる。また、本件発明では、装置の大型化を避けることができるとともに、ヒステリシストルクを発生させるための摩擦部材の摺動量を低減させ、長期にわたって安定したヒステリシストルクを得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【００２１】

【図１】本発明の一実施形態によるダンパ装置を有するクラッチディスク組立体の断面図。
【図２】図１のクラッチディスク組立体の正面図。
【図３】出力回転体の正面図。
【図４】出力回転体の側面部分図。
【図５】中間回転体の正面図。
【図６】中間回転体の側面部分図。
【図７】中間回転体と出力回転体の外観斜視部分図。
【図８】ダンパ部の中立時の各部材の位置関係を示す図。
【図９】ダンパ部の捩り特性線図。
【図１０】本発明の他の実施形態の捩り特性線図。

【発明を実施するための形態】

【００２２】

［構成］

図１は、本発明の一実施形態としてのダンパ装置を有するクラッチディスク組立体１の断面図である。また、図２は、その正面図である。クラッチディスク組立体１は、車両のエンジンとトランスミッションとの間に配置される。図１において、Ｏ－Ｏ線がクラッチディスク組立体１の回転軸心である。図１の左側にエンジン及びフライホイール（図示せず）が配置され、図１の右側にトランスミッション（図示せず）が配置される。なお、図２を含み、各部材の正面図は、トランスミッション側から視た図である。

【００２３】

クラッチディスク組立体１は、クラッチ部２と、ダンパ部３（ダンパ装置の一例）と、を備えている。ダンパ部３は、入力回転体４（第１回転体の一例）と、出力回転体５（第２回転体の一例）と、中間回転体６と、弾性連結部７と、ヒス発生機構８と、を備えてい

る。
【００２４】
＜クラッチ部２＞
クラッチ部２は、クッショニングプレート１１と、１対の摩擦フェーシング１２と、を有している。クッショニングプレート１１は、外周部に軸方向に段差を有する複数のクッション部を有している。１対の摩擦フェーシング１２は、環状であり、クッション部の軸方向両側にリベットによって固定されている。
【００２５】
＜入力回転体４＞
入力回転体４は、クラッチプレート１５とリティニングプレート１６とを有している。以下、クラッチプレート１５及びリティニングプレート１６を併せて「入力回転体４」と記載する場合がある。クラッチプレート１５及びリティニングプレート１６は、ともに板金製の円板状かつ環状の部材であり、軸方向に所定の間隔を開けて配置されている。クラッチプレート１５はエンジン側に配置され、リティニングプレート１６はトランスミッション側に配置されている。そして、両プレート１５，１６は、４つのストップピン１７によって互いに相対回転不能及び軸方向移動不能に固定されている。これにより、クラッチプレート１５とリティニングプレート１６とは一体回転する。
【００２６】
クラッチプレート１５及びリティニングプレート１６には、それぞれ中心孔が形成されている。また、クラッチプレート１５及びリティニングプレート１６には、それぞれ１対の第１窓部２１及び１対の第２窓部２２が形成されている。なお、ここでは、２つのプレート１５，１６の各窓部について同じ符号を付けている。これらの窓部２１，２２は円周方向に並べて、かつ同じ半径方向位置に形成されている。各窓部２１，２２は概ね円周方向に長く延びている。各窓部２１，２２は、軸方向に貫通する孔を有しており、図２に示すように、円周方向Ｒ１側の第１支持面２１１，２２１と、円周方向Ｒ２側の第２支持面２１２，２２２と、を有している。
【００２７】
なお、円周方向Ｒ１は、エンジンの回転方向であり、図２において（トランスミッション側から視て）反時計回りの方向である。
【００２８】
＜出力回転体５＞
出力回転体５は、入力回転体４から弾性連結部７を介してトルクが入力され、さらに図示しないトランスミッションの入力シャフトにトルクを出力するための部材である。出力回転体５は、入力回転体４に対して、所定の角度範囲内で相対回転可能である。出力回転体５は、ボス２４とフランジ２５とを有している。
【００２９】
ボス２４は、筒状に形成されており、クラッチプレート１５及びリティニングプレート１６の中心孔内を貫通している。ボス２４の内周面には、スプライン孔２４ａが形成されており、このスプライン孔２４ａにトランスミッションの入力シャフト（図示せず）がスプライン係合可能である。
【００３０】
フランジ２５は、クラッチプレート１５とリティニングプレート１６との軸方向間に配置されている。フランジ２５は、図３に示すように、ボス２４の外周面から径方向外方に延びて形成された円板部５１と、１対の支持部５２と、１対の規制部５３と、を有している。なお、図３は図２における出力回転体５を取り出して示した図である。
【００３１】
１対の支持部５２は、円板部５１の外周面からさらに径方向外方に延びており、回転中心に対して対向する位置に形成されている。また、１対の支持部５２は、図１の一部である図４に示すように、円板部５１に対して、クラッチプレート１５側にオフセットされて形成されている。１対の支持部５２は円周方向に所定の幅を有しており、支持部５２の円

周方向Ｒ１側にストップ面５２ｓを有し、円周方向Ｒ２側に支持面５２ｎを有している。
【００３２】
規制部５３は、各支持部５２の外周端部から円周方向Ｒ２側に延びて形成されている。各規制部５３は、径方向に所定の幅を有しており、先端に規制面５３ｓを有している。
【００３３】
＜中間回転体６＞
中間回転体６は、クラッチプレート１５と、出力回転体５のフランジ２５（以下、単に「フランジ２５」と記載する場合がある）と、の軸方向間に配置されている。中間回転体６は、入力回転体４及び出力回転体５と相対回転可能である。この中間回転体６は、後述するように、弾性連結部７の非圧縮スプリング７ｎ（第１弾性部材の一例）と圧縮スプリング７ｐ（第２弾性部材の一例）とを直列に作動させるための部材である。
【００３４】
中間回転体６は、図５に示すように、中心部に出力回転体５のボス２４が貫通する孔が形成された円板部６１と、１対の支持部６２と、１対の規制部６３と、を有している。なお、図５は図２における中間回転体６を取り出して示した図である。
【００３５】
１対の支持部６２は、円板部６１の径方向外方に延びており、回転中心を挟んで対向した位置に形成されている。また、図１の一部である図６に示すように、１対の支持部６２は、円板部６１に対して、リティニングプレート１６側にオフセットされて形成されている。このため、フランジ２５の支持部５２及び規制部５３と、中間回転体６の支持部６２及び規制部６３とは、軸方向において同じ位置に配置されている。
【００３６】
各支持部６２は、円周方向の所定の幅を有している。支持部６２の円周方向Ｒ１側に、フランジ２５の支持面５２ｎと円周方向に所定の間隔をあけて対向する非圧縮スプリング用の支持面６２ｎ（以下、単に「支持面６２ｎ」と記載する）を有している。後述する図８に示すように、この中間回転体６の支持面６２ｎと、フランジ２５の支持面５２ｎと、によって形成される空間は、入力回転体４の第１窓部２１に対応した位置に形成されている。また、図７に示すように、支持部６２の円周方向Ｒ２側の端面に、フランジ２５のストップ面５２ｓと当接可能なストップ面６２ｓが形成されている。
【００３７】
支持部６２の円周方向Ｒ２側の端部には、窓孔６４が形成されている。窓孔６４は、入力回転体４の第２窓部２２と対応する位置に形成されている。窓孔６４は、円周方向Ｒ１側に圧縮スプリング用の第１支持面６４ｐ１（以下、単に「第１支持面６４ｐ１」と記載する）を有し、円周方向Ｒ２側に圧縮スプリング用の第２支持面６４ｐ２（以下、単に「第２支持面６４ｐ２」と記載する）を有している。
【００３８】
また、支持部６２にはストッパ用切欠６５が形成されている。ストッパ用切欠６５は、窓孔６４と支持面６２ｎとの円周方向間に形成され、円周方向に所定の長さを有している。このストッパ用切欠６５をストップピン１７が貫通している。したがって、入力回転体４と中間回転体６とは、ストップピン１７がストッパ用切欠６５内で移動可能な範囲において、相対回転可能である。言い換えれば、ストップピン１７がストッパ用切欠６５の端面に当接することによって、入力回転体４と中間回転体６との相対回転が禁止される。
【００３９】
規制部６３は、支持部６２の円周方向Ｒ１側の端部に形成されている。規制部６３は、支持面６２ｎの外周部を円周方向Ｒ１側に延ばして形成されている。規制部６３は、径方向に所定の幅を有しており、先端に規制面６３ｓを有している。この規制面６３ｓは、フランジ２５の規制部５３の規制面５３ｓと円周方向に所定の間隔をあけて対向している。より詳細には、フランジ２５と中間回転体６の規制面５３ｓ，６３ｓは、フランジ２５及び中間回転体６が相対回転していない状態では、円周方向に所定の間隔をあけて対向して配置されている。そして、中間回転体６とフランジ２５とが所定角度相対回転すると、両

者の規制面５３ｓ，６３ｓが当接し、両者の相対回転が禁止される。
【００４０】
＜弾性連結部７＞
弾性連結部７は、中間回転体６を介して、入力回転体４と出力回転体５との間でトルクを伝達するとともに、回転変動を減衰する。より詳細には、弾性連結部７は、第１弾性ユニット７１及び第２弾性ユニット７２を有し、中間回転体６を介して入力回転体４と出力回転体５とを回転方向に弾性的に連結している。
【００４１】
第１弾性ユニット７１及び第２弾性ユニット７２は、同様の構成であり、並列に作動する。各弾性ユニット７１，７２は、それぞれ非圧縮スプリング７ｎと圧縮スプリング７ｐとを有している。
【００４２】
図８は、入力回転体４と出力回転体５とが相対回転していない状態（以下、この状態を「中立時」又は「中立状態」と記載する）における各部材の位置関係を示している。なお、図８では、入力回転体４の各窓部２１，２２の一部を、二点鎖線で示している。この中立時においては、非圧縮スプリング７ｎは、中間回転体６の支持面６２ｎとフランジ２５の支持面５２ｎとの間に、圧縮されていない状態で配置されている。すなわち、非圧縮スプリング７ｎは、エンジンからトランスミッション側に伝達される正側トルクが作用した際には、中間回転体６とフランジ２５（出力回転体５）との間で圧縮される。このとき、非圧縮スプリング７ｎの円周方向Ｒ１側の第１端面７ｎ１は、入力回転体４の第１窓部２１の第１支持面２１１と当接している。また、非圧縮スプリング７ｎの円周方向Ｒ２側の第２端面７ｎ２は、入力回転体４の第１窓部２１の第２支持面２１２とは間隔をあけて対向している。
【００４３】
また、中立時において、圧縮スプリング７ｐは、中間回転体６の窓孔６４に圧縮された状態で、すなわち、プリロードを作用させた状態で装着されている。このとき、圧縮スプリング７ｐの円周方向Ｒ１側の第１端面７ｐ１は、入力回転体４の第２窓部２２の第１支持面２２１とは間隔をあけて対向している。一方、圧縮スプリング７ｐの円周方向のＲ２側の第２端面７ｐ２は、入力回転体４の第２窓部２２の第２支持面２２２と当接している。すなわち、正側トルクの作用時には、圧縮スプリング７ｐは、入力回転体４と中間回転体６との間で圧縮される。
【００４４】
なお、この実施形態では、一例として、非圧縮スプリング７ｎと圧縮スプリング７ｐの剛性は同じである。また、圧縮スプリング７ｐのプリロードは、非圧縮スプリング７ｎが所定量圧縮された場合の荷重に設定されている。
【００４５】
このような構成では、入力回転体４と出力回転体５とが相対回転すると、第１弾性ユニット７１及び第２弾性ユニット７２の非圧縮スプリング７ｎ及び圧縮スプリング７ｐは、それぞれ並列で作動し、各弾性ユニット７１，７２の非圧縮スプリング７ｎと圧縮スプリング７ｐとは、中間回転体６によって直列に作動する。
【００４６】
なお、図８に示す中立時においては、中間回転体６のストップ面６２ｓとフランジ２５のストップ面５２ｓとは当接している。したがって、中立時において、中間回転体６は、フランジ２５（出力回転体５）に対してＲ１方向には回転可能である。しかし、中間回転体６が中立時からＲ２方向に回転する場合は、中間回転体６とフランジ２５（出力回転体５）とはともに回転する（すなわち、相対回転しない）。
【００４７】
＜ヒス発生機構８＞
ヒス発生機構８は、入力回転体４、中間回転体６、及び出力回転体５が相対回転する際に、円周方向の摩擦抵抗であるヒステリシストルクを発生する。ヒス発生機構８は、第１

ブッシュ８１と、第２ブッシュ８２と、第３ブッシュ８３と、コーンスプリング８４と、を有している。

【００４８】

第１ブッシュ８１は、クラッチプレート１５の内周部と中間回転体６との軸方向間に配置されている。第２ブッシュ８２は、中間回転体６とフランジ２５との軸方向間に配置されている。第３ブッシュ８３は、フランジ２５とリティニングプレート１６の内周部との軸方向間に配置されている。コーンスプリング８４は、第３ブッシュ８３とリティニングプレート１６との軸方向間に、圧縮された状態で配置されている。このコーンスプリング８４によって、各ブッシュ８１，８２，８３が対応する部材に圧接され、各部材が相対回転すると、ヒステリシストルクが発生する。

【００４９】

［動作］

この実施形態では、エンジンの回転方向（すなわち、入力回転体４の回転方向）は、図２等に示すＲ１方向である。以下、図８を参照して動作について説明する。

【００５０】

まず、図８に示すように、入力回転体４と出力回転体５とが相対回転していない捩り角度「０」の中立状態では、非圧縮スプリング７ｎは圧縮されていない。そして、非圧縮スプリング７ｎの第１端面７ｎ１は、フランジ２５の支持面５２ｎ及び入力回転体４の第１窓部２１の第１支持面２１１に当接している。また、非圧縮スプリング７ｎの第２端面７ｎ２は、中間回転体６の支持面６２ｎに当接している。

【００５１】

一方、中立状態において、圧縮スプリング７ｐはすでに圧縮されており、プリロードが作用している。圧縮スプリング７ｐの第２端面７ｐ２は、入力回転体４の第２窓部２２の第２支持面２２２に当接している。

【００５２】

＜正側捩り特性＞

入力回転体４に正側のトルクが入力されると、入力回転体４はＲ１方向に回転する。すると、入力回転体４の第２窓部２２の第２支持面２２２が圧縮スプリング７ｐをＲ１方向に押圧する。圧縮スプリング７ｐにはプリロードが作用しているので、入力トルクによる荷重がこのプリロードに到達するまでは、圧縮スプリング７ｐは中立時の状態から圧縮されない。したがって、圧縮スプリング７ｐ及び中間回転体６は一体となってＲ１方向に回転する。

【００５３】

中間回転体６がＲ１方向に回転すると、中間回転体６の支持面６２ｎとフランジ２５の支持面５２ｎの間に装着されている非圧縮スプリング７ｎが圧縮される。そして、この非圧縮スプリング７ｎを介して、入力回転体４及び中間回転体６の回転がフランジ２５（出力回転体５）に伝達される。

【００５４】

以上のように、入力されるトルクが、圧縮スプリング７ｐのプリロードに到達するまでは、第１弾性ユニット７１及び第２弾性ユニット７２の２つの非圧縮スプリング７ｎのみが並列で作動する。このように、エンジンから入力されるトルクが小さい場合、具体的には、図９に示すように、０（Ｎ・ｍ）からイニシャルトルクＴｉ（圧縮スプリングのプリロードに対応：捩り角度θ１））までの低トルク範囲では、捩り特性は比較的高い剛性の特性ＣＬとなる。

【００５５】

次に、入力されるトルクがイニシャルトルクＴｉを超え、非圧縮スプリング７ｎの圧縮荷重が圧縮スプリング７ｐのプリロードに到達すると、圧縮スプリング７ｐは、入力回転体４の第２窓部２２の第２支持面２２２と、中間回転体６の窓孔６４の第１支持面６４ｐ１との間で圧縮され始める。なお、トルクの伝達経路は、先の説明と同様である。

【００５６】

以上のように、入力されるトルクによって非圧縮スプリング７ｎに作用する圧縮荷重が、圧縮スプリング７ｐのプリロードに到達した以降の高トルク範囲では、非圧縮スプリング７ｎと圧縮スプリング７ｐとが直列で作動することになる。ここで、この実施形態では、非圧縮スプリング７ｎと圧縮スプリング７ｐの剛性は同じである。したがって、この高トルク範囲では、ダンパ部３の剛性は、低トルク範囲の捩り特性の１／２になり、捩り特性は、図９の特性ＣＨとなる。

【００５７】

そして、入力回転体４と出力回転体５との相対回転が所定角度になると、入力回転体４に固定されたストッピン１７が中間回転体６のストッパ用切欠６５の端面に当接し、入力回転体４と、中間回転体６及び出力回転体５と、の相対回転が禁止される。このため、圧縮スプリング７ｐの圧縮が禁止される。また、中間回転体６及びフランジ２５の規制面６３ｓ，５３ｓ同士が当接することによって、中間回転体６とフランジ２５（出力回転体５）の相対回転が禁止される。このため、非圧縮スプリング７ｎの圧縮が禁止される。

【００５８】

以上のような捩り特性によって、イニシャルトルクＴｉまでの低トルク範囲での走行時には、高剛性である捩り特性ＣＬによって、ドライバビリティが向上する。ただし、この低トルク範囲においても、非圧縮スプリング７ｎの作動による剛性が得られるので、発進時のジャダーを抑えることができる。

【００５９】

一方、イニシャルトルクＴｉを超えた捩り角度領域での走行時には、低剛性の捩り特性ＣＨによって、効果的にエンジンの回転変動を減衰することができる。

【００６０】

＜負側捩り特性＞

前記とは逆のトルクが入力された場合、すなわち、出力側からトルクが入力された場合、図８において、フランジ２５（出力回転体５）からＲ１方向の回転が入力されることになる。

【００６１】

フランジ２５がＲ１方向に回転すると、フランジ２５のストップ面５２ｓと中間回転体６のストップ面６２ｓとが当接しているので、フランジ２５と中間回転体６とは一体となって回転する。そして、中間回転体６の支持面６２ｎと、入力回転体４の第１窓部２１の第１支持面２１１と、の間に装着されている非圧縮スプリング７ｎが圧縮される。

【００６２】

なお、圧縮スプリング７ｐの第２端面７ｐ２は中間回転体６の窓孔６４の第２支持面６４ｐ２に当接しているが、入力回転体４の第２窓部２２の第１支持面２２１とは間隔をあけて対向している。このため、圧縮スプリング７ｐは圧縮されない。

【００６３】

したがって、負側捩り特性は、第１弾性ユニット７１及び第２弾性ユニット７２の２つの非圧縮スプリング７ｎが並列で作動する特性となり、図９の特性ＣＮとなる。

【００６４】

［他の実施形態］

本発明は以上のような実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲を逸脱することなく種々の変形又は修正が可能である。

【００６５】

（ａ）前記実施形態では、低トルク範囲において、捩り特性が比較的高い剛性の特性ＣＬのみを有する例を示したが、本件発明はこれに限定されない。

【００６６】

たとえば、低トルク範囲において、エンジンがアイドリング状態では、すなわち、ドライバビリティに影響のない非常に小さいトルク範囲では、特性ＣＨよりもさらに低い剛性の捩り特性Ｃｉを有するようにしてもよい。この場合の捩り特性を、図１０に示している。

【００６７】

このような特性を実現するためには、内周側に、エンジンがアイドリング状態等の場合であって、トルクが非常に小さい範囲に作動するダンパ部を設ければよい。このような内周側のダンパ部は、出力回転体が、ハブとフランジの２つの部材で構成される。そして、それらの間にスプリングが配置されている。

【００６８】

（ｂ）前記実施形態では、第１弾性部材の一例として、中立時において圧縮されていない状態で配置された非圧縮スプリングを挙げたが、第１弾性部材は、第２弾性部材（前記実施形態では圧縮スプリング７ｐ）よりも小さい荷重で圧縮された状態で配置されていてもよい。

【００６９】

（ｃ）前記実施形態では、各弾性ユニットを２種類のスプリングによって構成したが、スプリングの個数はこの例に限定されない。

【００７０】

（ｄ）前記実施形態では、本発明をクラッチディスク組立体に適用したが、別の動力伝達装置のダンパ装置としても本発明を同様に適用することができる。

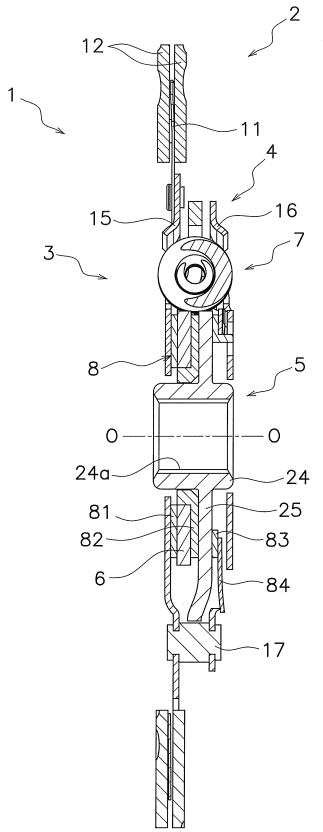
【符号の説明】

【００７１】

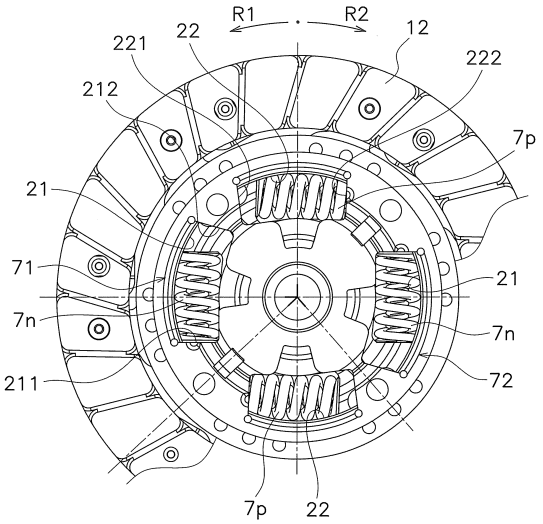
３　ダンパ部（ダンパ装置）
４　入力回転体（第１回転体）
５　出力回転体（第２回転体）
５２ｎ　フランジの支持面
６　中間回転体
６２ｎ　中間回転体の支持面
７　弾性連結部
７１　第１弾性ユニット
７２　第２弾性ユニット
７ｎ　非圧縮スプリング（第１弾性部材）
７ｐ　圧縮スプリング（第２弾性部材）
２１　第１窓部
２１１　第１窓部の第１支持面
２１２　第１窓部の第２支持面
２２　第２窓部
２１１　第２窓部の第１端面
２１２　第２窓部の第２端面

【図面】

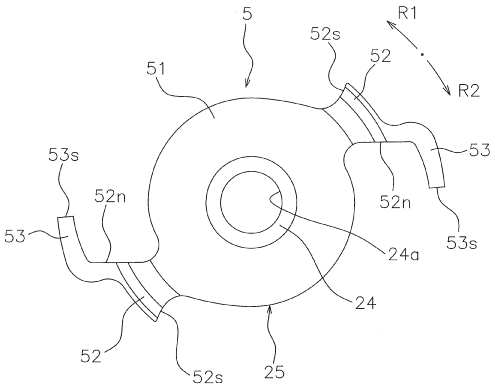
【図１】


2
12
1
11
4
15
16
3
7
8
5
O
O
24a
24
81
25
82
83
6
84
17

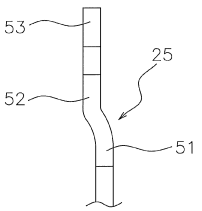
【図２】


R1
R2
221
22
12
222
212
7p
21
71
21
7n
7n
211
72
7p
22

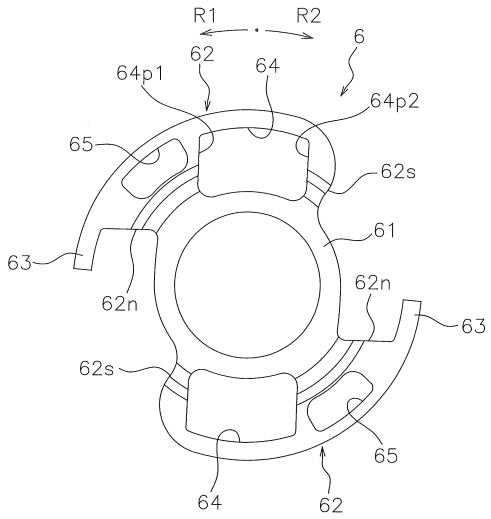
【図３】


5
R1
52s
52
51
R2
53s
53
52n
52n
53
53s
24a
24
52
52s
25

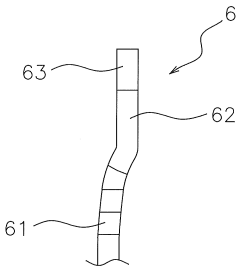
【図４】


53
25
52
51

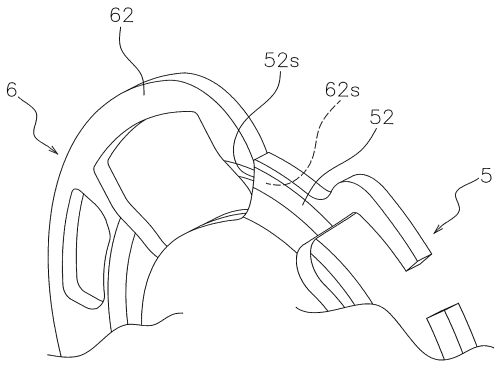
【図５】


R1
R2
6
62
64
64p1
64p2
65
62s
61
63
62n
62n
63
62s
65
64
62

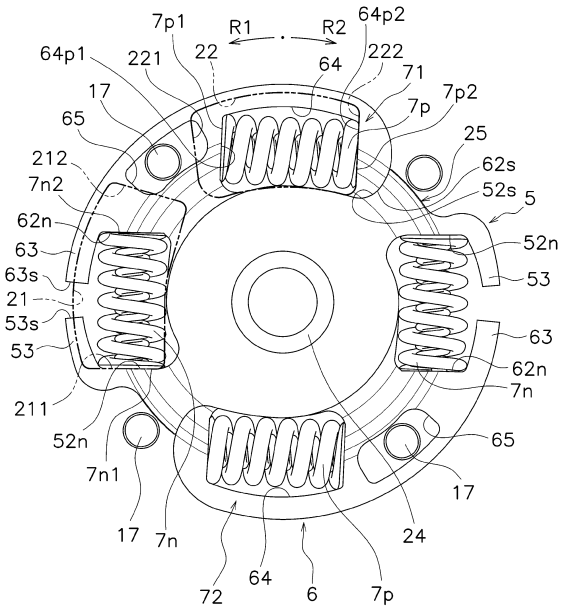
【図６】


6
63
62
61

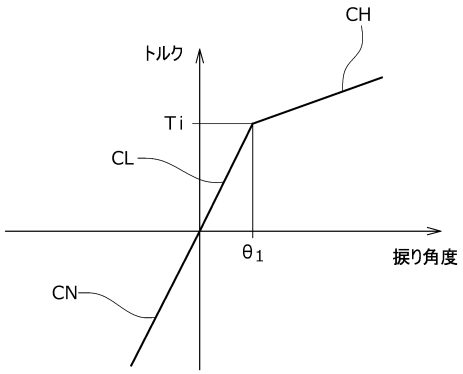
【図７】


62
6
52s
62s
52
5

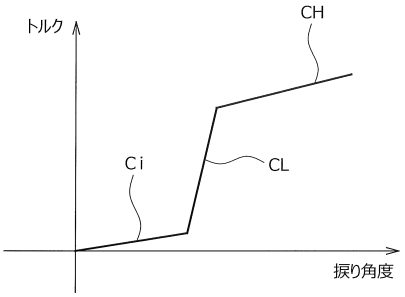
【図８】


7p1
R1
R2
64p2
64p1
221
22
222
64
71
17
7p2
7p
65
25
212
62s
7n2
52s
5
62n
52n
63
53
63s
21
53s
63
53
62n
7n
211
52n
65
7n1
17
17
7n
24
64
72
6
7p

【図９】



【図１０】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開２００７－２４７７２３（ＪＰ，Ａ）
特開昭６１－２８６６１６（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野 (Int.Cl.，ＤＢ名)
Ｆ１６Ｆ １５／１３４