

(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2007-247723

(P2007-247723A)

(43) 公開日 平成19年9月27日(2007.9.27)

|                                 |                |             |
|---------------------------------|----------------|-------------|
| (51) Int. Cl.                   | F 1            | テーマコード (参考) |
| <b>F 1 6 F 15/134 (2006.01)</b> | F 1 6 F 15/134 | A           |
| <b>F 1 6 F 15/30 (2006.01)</b>  | F 1 6 F 15/30  | P           |
|                                 | F 1 6 F 15/30  | U           |

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 13 頁)

|           |                            |          |  |
|-----------|----------------------------|----------|--|
| (21) 出願番号 | 特願2006-69996 (P2006-69996) | (71) 出願人 | 000149033<br>株式会社エクセディ<br>大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号 |
| (22) 出願日  | 平成18年3月14日 (2006.3.14)     | (74) 代理人 | 100094145<br>弁理士 小野 由己男                      |
|           |                            | (74) 代理人 | 100111187<br>弁理士 加藤 秀忠                       |
|           |                            | (74) 代理人 | 100142871<br>弁理士 和田 哲昌                       |
|           |                            | (71) 出願人 | 000000011<br>アイシン精機株式会社<br>愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地   |
|           |                            | (74) 代理人 | 100094145<br>弁理士 小野 由己男                      |

最終頁に続く

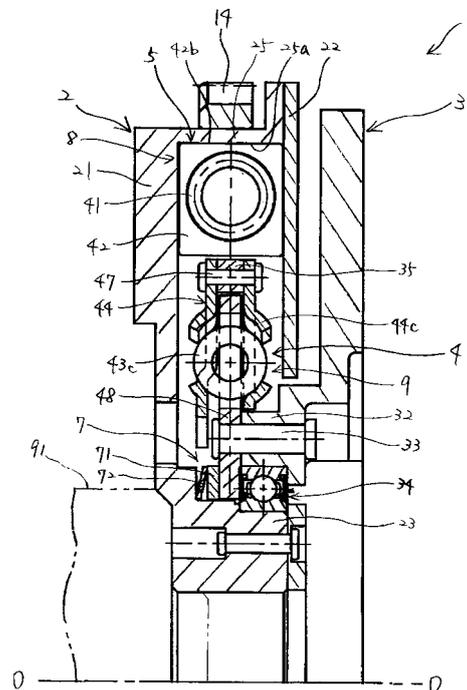
(54) 【発明の名称】 ダンパー機構

(57) 【要約】

【課題】 フライホイール組立体に搭載されたダンパー機構の高回転数領域における戻り不良の発生を抑制し、振動減衰性能の向上を図る。

【解決手段】 ダンパー機構4は、第1フライホイール2と、第1フライホイール2に対して相対回転可能に配置された中間回転体44と、中間回転体44に対して相対回転可能に配置された第2フライホイール3と、第1フライホイール2と中間回転体44を回転方向に弾性的に連結する複数の第1コイルスプリング41を有する第1ダンパー8と、中間回転体44と第2フライホイール3とを回転方向に弾性的に連結し第1ダンパー8の最小作動トルクよりも小さいトルクで作動を開始する第2ダンパー9とを備えている。第1コイルスプリング41は、回転方向に予め圧縮された状態で中間回転体44の支持部45同士の間収容されている。

【選択図】 図2



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

トルクを伝達するとともにトルク変動を吸収・減衰するためのダンパー機構であって、  
第 1 回転部材と、  
前記第 1 回転部材に対して相対回転可能に配置された第 2 回転部材と、  
前記第 2 回転部材に対して相対回転可能に配置された第 3 回転部材と、  
前記第 1 回転部材と前記第 2 回転部材とを回転方向に弾性的に連結する複数の第 1 弾性部材を有する第 1 ダンパーと、  
前記第 2 回転部材と前記第 3 回転部材とを回転方向に弾性的に連結し、前記第 1 ダンパーの最小作動トルクよりも小さいトルクで作動を開始する第 2 ダンパーと、を備え、  
前記第 1 弾性部材は、回転方向に予め圧縮された状態で前記第 1 回転部材および第 2 回転部材のいずれか一方に設けられている、  
ダンパー機構。

10

## 【請求項 2】

前記第 2 ダンパーは、前記第 1 弾性部材の内周側に配置され、前記第 2 回転部材と前記第 3 回転部材とを回転方向に弾性的に連結する複数の第 2 弾性部材を有している、  
請求項 1 に記載のダンパー機構。

## 【請求項 3】

前記第 1 ダンパーは、前記第 2 ダンパーの動作中に作動を開始する、  
請求項 1 または 2 に記載のダンパー機構。

20

## 【請求項 4】

前記第 1 回転部材および第 2 回転部材のいずれか一方は、前記第 1 弾性部材の端部を回転方向に支持する複数の支持部を有し、  
前記第 1 回転部材および第 2 回転部材の他方は、前記第 1 弾性部材の外周側に配置され、前記第 1 弾性部材の半径方向外側への移動を規制する摺動部を有し、  
前記第 1 弾性部材は、隣り合う前記支持部同士の回転方向間に圧縮された状態で円弧状に配置されている、  
請求項 1 から 3 のいずれかに記載のダンパー機構。

## 【請求項 5】

隣り合う前記支持部同士の回転方向間には、少なくとも 2 つ以上の前記第 1 弾性部材が  
収容されており、  
隣り合う前記第 1 弾性部材の端部同士の間には、前記第 1 弾性部材を保持するとともに前記摺動部と摺動するスプリングシートが配置されている、  
請求項 4 に記載のダンパー機構。

30

## 【請求項 6】

前記第 2 回転部材は、前記第 1 弾性部材の端部を回転方向に支持する複数の支持部を有し、  
前記第 1 回転部材は、前記支持部と回転方向に対応する位置に配置され前記第 1 弾性部材の端部と当接可能な複数の当接部と、前記第 1 弾性部材の外周側に配置され前記第 1 弾性部材を半径方向に支持する摺動部とを有し、  
前記当接部と前記第 1 弾性部材の端部との間には、回転方向の隙間が形成されている、  
請求項 1 から 3 のいずれかに記載のダンパー機構。

40

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、ダンパー機構、特に、クランクシャフトに対して弾性部材を介してトルク伝達可能に配置されたフライホイールを備えたフライホイール組立体に用いられるダンパー機構に関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

50

エンジンのクランクシャフトには、エンジンの燃焼変動に起因する振動を吸収するために、フライホイールが装着されている。さらに、フライホイールの軸方向トランスミッション側にはクラッチ装置が設けられている。クラッチ装置は、トランスミッションの入力シャフトに連結されたクラッチディスク組立体と、クラッチディスク組立体の摩擦連結部をフライホイールに付勢するクラッチカバー組立体とを備えている。クラッチディスク組立体は、振り振動を吸収・減衰するためのダンパー機構を有している。ダンパー機構は、回転方向に圧縮されるように配置されたコイルスプリング等の弾性部材を有している。

#### 【0003】

一方、ダンパー機構を、クラッチディスク組立体ではなく、フライホイールとクランクシャフトとの間に設けた構造も知られている。この場合は、フライホイールがコイルスプリングを境界とする振動系の出力側に位置することになり、出力側の慣性が従来に比べて大きくなっている。この結果、共振回転数をアイドル回転数以下に設定することができ、大きな減衰性能を実現できる。このように、フライホイールとダンパー機構とが組み合わさって構成される構造が、2マスフライホイール又はフライホイールダンパーである（例えば、特許文献1を参照。）。なお、エンジンのクランクシャフトに固定されたフライホイールを第1フライホイールといい、クランクシャフトに弾性部材を介して連結されクラッチ装置が装着されるフライホイールを第2フライホイールという。

10

【特許文献1】特開平4-231757号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

20

#### 【0004】

この種のフライホイール組立体のダンパー機構としては、特許文献1に記載のように外周側に弾性部材が配置されているものが知られている。このようなダンパー機構では、例えば弾性部材が直列に作用するように自由状態で配置されており、低剛性・広振り角度のダンパー特性により振り振動を吸収・減衰している。

#### 【0005】

しかし、高回転数領域においては外周側の弾性部材に遠心力が作用するため、外周側の弾性部材がその外周側に配置された部材に押し付けられ、大きなヒステリシストルクが発生する。このヒステリシストルクにより、弾性部材の動作が妨げられる。このように、高回転数領域においてはダンパー機構の振動減衰性能が低下する。

30

#### 【0006】

そこで、例えば外周側の弾性部材に加えて内周側にも弾性部材を自由状態で配置し、両弾性部材を直列に作用させているものが提案されている。このダンパー機構では、外周側の弾性部材により低剛性・広振り角度を実現しつつ、高回転数領域においてはヒステリシストルクが発生しにくい内周側の弾性部材を補助的に作動させて振動減衰性能の低下を防止している。

#### 【0007】

しかしながら、内周側の弾性部材では構造上、振り角度を広く確保することが困難である。このため、高回転数領域においてはダンパー機構の振り角度が狭くなり、従来のダンパー機構では高回転数領域において発生した大振り振動を効果的に吸収・減衰することができない。例えばクラッチ連結状態において、高回転数領域でドライバーがアクセルペダルを急に離すと、エンジンブレーキによりダンパー機構は逆駆動され、ダンパー機構には大振り振動が入力される。このとき、前述のように外周側の弾性部材が遠心力により動作しないため、いわゆるダンパー機構の戻り不良が発生する。特に、両フライホイールの相対回転角度が小さくなると、弾性部材が自由状態に近くなり、第1フライホイールと第2フライホイールとを初期状態に戻す方向に小さな荷重しか発生しない。このため、この荷重がヒステリシストルクに打ち勝つことができず、高回転数領域においてはダンパー機構の戻り不良が発生する。そして、戻り不良が発生した場合に、内周側の弾性部材ではこのような大きな振り振動を吸収・減衰することができないため、この結果として振動減衰性能が著しく低下してしまう。

40

50

## 【0008】

本発明の課題は、フライホイール組立体に搭載されたダンパー機構の高回転数領域における戻り不良の発生を抑制し、振動減衰性能の向上を図ることにある。

## 【課題を解決するための手段】

## 【0009】

第1の発明に係るダンパー機構は、トルクを伝達するとともにトルク変動を吸収・減衰するためのダンパー機構であって、第1回転部材と、第1回転部材に対して相対回転可能に配置された第2回転部材と、第2回転部材に対して相対回転可能に配置された第3回転部材と、第1回転部材と第2回転部材とを回転方向に弾性的に連結する複数の第1弾性部材を有する第1ダンパーと、第2回転部材と第3回転部材とを回転方向に弾性的に連結し第1ダンパーの最小作動トルクよりも小さいトルクで作動を開始する第2ダンパーとを備えている。第1弾性部材は、回転方向に予め圧縮された状態で第1回転部材および第2回転部材のいずれか一方に設けられている。

10

## 【0010】

このダンパー機構では、第1弾性部材が回転方向に予め圧縮されているため、例えば入力トルクが第1弾性部材の圧縮状態に応じた最小作動トルクを超えるまでは、第1弾性部材の圧縮は開始されず、第2ダンパーのみが作動し、振り振動を吸収・減衰する。

## 【0011】

一方、入力トルクが最小作動トルクを超えると第1弾性部材の圧縮が開始され、第2ダンパーと直列に第1ダンパーが作動する。すなわち、最小作動トルク以上のトルクを入力しなければ、第1回転部材と第2回転部材とが相対回転することはない。言い換えると、第1回転部材と第2回転部材との相対回転が初期状態に戻る方向には、第1弾性部材により従来よりも大きな荷重が第1回転部材および第2回転部材に作用する。これにより、このダンパー機構では、高回転数領域における戻り不良の発生を抑制することができ、振動減衰性能を向上させることができる。

20

## 【0012】

第2の発明に係るダンパー機構は、第1の発明のダンパー機構において、第2ダンパーが第1弾性部材の内周側に配置され、第2回転部材と第3回転部材とを回転方向に弾性的に連結する複数の第2弾性部材を有している。

## 【0013】

第3の発明に係るダンパー機構は、第1または第2の発明のダンパー機構において、第1ダンパーは第2ダンパーの動作中に作動を開始する。

30

## 【0014】

このダンパー機構では、第1ダンパーの作動開始時には第2ダンパーが作動している。言い換えると、第2ダンパーのストッパ作動時には第1ダンパーが作動している。これにより、第2ダンパーのストッパ作動時の衝撃を緩和でき、ストッパの破損やたたき音の発生を低減することができる。

## 【0015】

第4の発明に係るダンパー機構は、第1から第3の発明のいずれかのダンパー機構において、第1回転部材および第2回転部材のいずれか一方が第1弾性部材の端部を回転方向に支持する複数の支持部を有している。第1回転部材および第2回転部材の他方は、第1弾性部材の外周側に配置され、第1弾性部材の半径方向外側への移動を規制する摺動部を有している。第1弾性部材は、隣り合う支持部同士の回転方向間に圧縮された状態で円弧状に配置されている。

40

## 【0016】

このダンパー機構では、支持部同士の間に第1弾性部材が圧縮された状態で円弧状に配置されているため、遠心力が作用していない状態でも第1弾性部材は外周側へ迫り出そうとし、摺動部と第1弾性部材との摺動によりヒステリシストルクが発生する。すなわち、遠心力がほとんど作用しない低回転数領域においても、摺動部と第1弾性部材との摺動によりヒステリシストルクを得ることができる。これにより、例えば低回転数領域において

50

クラッチを連結する際にエンジンの回転数が低下することで共振が発生し過大トルク変動による振り振動が発生しても、大振り振動を効果的に吸収・減衰することができる。

【0017】

第5の発明に係るダンパー機構は、第4の発明のダンパー機構において、隣り合う支持部同士の間には、少なくとも2つ以上の第1弾性部材が収容されている。隣り合う第1弾性部材の端部同士の間には、第1弾性部材を保持するとともに摺動部と摺動するスプリングシートが配置されている。

【0018】

第6の発明に係るダンパー機構は、第1から第3の発明のいずれかのダンパー機構において、第2回転部材が第1弾性部材の端部を回転方向に支持する複数の支持部を有している。第1回転部材は、支持部と回転方向に対応する位置に配置され第1弾性部材の端部と当接可能な複数の当接部と、第1弾性部材の外周側に配置され第1弾性部材を半径方向に支持する摺動部とを有している。当接部と第1弾性部材の端部との間には、回転方向の隙間が形成されている。

10

【発明の効果】

【0019】

本発明のフライホイール組立体およびダンパー機構では、第1弾性部材が予め圧縮された状態でセットされているため、第1および第2回転部材の相対回転を初期状態に戻す方向に大きな荷重を発生させることができる。これにより、高回転数領域における戻り不良の発生を抑制することができ、振動減衰性能の向上を図ることができる。

20

【発明を実施するための最良の形態】

【0020】

(1) 構成

1) 全体構造

図1～図5を用いて本発明に係る2マスフライホイールについて説明する。図1に本発明の一実施形態としての2マスフライホイール1の縦断面概略図、図2に図1の上側半分の部分拡大図、図3に図1の下側半分の部分拡大図、図4および図5に2マスフライホイール1の平面概略図を示す。なお、図1～図3のO-Oが2マスフライホイール1およびクラッチの回転軸線であり、図1～図3の左側にはエンジン(図示せず)が配置されており、右側にはトランスミッション(図示せず)が配置されている。以後、図1～図3において左側を軸方向エンジン側といい、右側を軸方向トランスミッション側という。また、図4および図5において矢印R1の向きが駆動側(回転方向正側)であり、矢印R2の向きが逆駆動側(回転方向負側)である。

30

【0021】

図1に示すように、2マスフライホイール1は、エンジン側のクランクシャフト91からのトルクを図示しないクラッチ装置を介してトランスミッション側の入力シャフトに伝達するための装置であり、振り振動を吸収・減衰するためのダンパー機能を有している。2マスフライホイール1は、主に、クランクシャフト91に固定された第1回転部材としての第1フライホイール2と、第1フライホイール2に相対回転可能に配置され図示しないクラッチ装置が装着される第3回転部材としての第2フライホイール3と、両フライホイール2,3を回転方向に弾性的に連結するダンパー機構4と、両フライホイール2,3の間に回転方向の抵抗を付与する第1摩擦発生機構5とおよび第2摩擦発生機構7とから構成されている。

40

【0022】

2) 第1フライホイール

第1フライホイール2は、クランクシャフト91側に大きな慣性モーメントを確保するための部材であり、図2に示すように、主要部を構成する第1フライホイール本体21と、第1フライホイール本体21の外周側に固定されたリングギヤ14と、第1フライホイール本体21のトランスミッション側に固定された環状のプレート22とから構成されている。第1フライホイール本体21の内周側には第1筒状部23が形成されており、第1

50

フライホイール本体 2 1 は第 1 筒状部 2 3 を介してボルト 9 2 によりクランクシャフト 9 1 の先端に固定されている。第 1 筒状部 2 3 の外周側には、第 2 フライホイール 3 を回転可能に支持する軸受 3 4 が装着されている。また、第 1 フライホイール本体 2 1 の外周側には後述する第 1 コイルスプリング 4 1 を内周側に収容する摺動部としての第 2 筒状部 2 5 が形成されている。

#### 【 0 0 2 3 】

##### 3) 第 2 フライホイール

第 2 フライホイール 3 は、環状かつ円板状の部材であり、第 1 フライホイール 2 の軸方向トランスミッション側に配置されている。第 2 フライホイール 3 の内周側には第 2 筒状部 3 2 が形成されており、第 2 フライホイール 3 は第 2 筒状部 3 2 を介して軸受 3 4 により第 1 フライホイール 2 に相対回転可能に支持されている。第 2 フライホイール 3 の軸方向トランスミッション側には、図示しないクラッチ装置が装着されている。

10

#### 【 0 0 2 4 】

##### 4) ダンパー機構

ダンパー機構 4 は、第 1 フライホイール 2 と第 2 フライホイール 3 とを回転方向に弾性的に連結するための機構であり、低剛性・広振り角度・高ヒステリシストルクのダンパー特性を有する第 1 ダンパー 8 と、低剛性・低ヒステリシストルクのダンパー特性を有し第 1 ダンパー 8 と直列に作用する第 2 ダンパー 9 とから構成されている。具体的には、図 2 ~ 図 4 に示すように、ダンパー機構 4 は、2 枚のプレートからなる第 2 回転部材としての環状の中間回転体 4 4 と、第 1 フライホイール 2 と中間回転体 4 4 とを回転方向に弾的に連結する第 1 弾性部材としての複数の第 1 コイルスプリング 4 1 と、2 枚のプレートの間に配置され第 2 フライホイール 3 に固定される第 3 回転部材としての環状の出力回転体 4 8 と、中間回転体 4 4 と出力回転体 4 8 とを回転方向に弾的に連結する第 2 弾性部材としての複数の第 2 コイルスプリング 4 3 a , 4 3 b , 4 3 c とから主に構成されている。

20

#### 【 0 0 2 5 】

なお、図 6 に第 1 コイルスプリング 4 1 のセット状態の説明図、図 7 ( a ) に第 2 ダンパー 9 の振り特性線図、図 7 ( b ) に第 1 ダンパー 8 の振り特性線図、図 7 ( c ) にダンパー機構 4 の振り特性線図を示す。

#### 【 0 0 2 6 】

##### 4 - 1) 第 1 ダンパー

図 3 および図 4 に示すように、中間回転体 4 4 は、外周側に突出する 2 つの支持部 4 5 と、第 2 コイルスプリング 4 3 a , 4 3 b , 4 3 c を保持する保持部 4 4 a , 4 4 b , 4 4 c とを有している。支持部 4 5 同士の回転方向間には、4 つの第 1 コイルスプリング 4 1 が予め圧縮された状態で直列に収容されている。具体的には、第 1 コイルスプリング 4 1 の端部には、支持部 4 5 と回転方向に当接可能な第 1 スプリングシート 4 6 と、第 1 コイルスプリング 4 1 の端部同士の間配置された第 2 スプリングシート 4 2 とが装着されており、4 つの第 1 コイルスプリング 4 1 が円弧状に直列に配置されている。そして図 6 に示すように、4 つの第 1 コイルスプリング 4 1 が自由状態 ( 図 6 ( a ) の状態 ) から角度 1 だけ圧縮された状態 ( 図 6 ( b ) の状態 ) で支持部 4 5 同士の回転方向間にセットされている。すなわち、図 4 に示すように、第 1 スプリングシート 4 6 から支持部 4 5 に対して常時予圧による荷重 F 1 が作用している。

30

40

#### 【 0 0 2 7 】

また図 4 に示すように、第 1 スプリングシート 4 6 および第 2 スプリングシート 4 2 は、第 1 コイルスプリング 4 1 の端部を覆う筒状部 4 6 a , 4 2 a を有している。筒状部 4 6 a , 4 2 a は半径方向外側に円弧状の当接面 4 6 b , 4 2 b を有しており、当接面 4 6 b , 4 2 b は第 1 フライホイール本体 2 1 の第 2 筒状部 2 5 の内周面 2 5 a と当接している。また、隣り合う第 1 および第 2 スプリングシート 4 6 , 4 2 の筒状部 4 6 a , 4 2 a の先端が回転方向に当接することで、第 1 ダンパー 8 の第 1 ストップ機構 5 5 を実現している。

50

## 【0028】

図3および図4に示すように、第1フライホイール本体21のトランスミッション側には、支持部45と軸方向に対向する2つの第1突起24が形成されており、プレート22のエンジン側には、支持部45に対向する2つの第2突起26が形成されている。第1突起24および第2突起26は、第1スプリングシート46と回転方向に当接可能である。

## 【0029】

以上の構成により、第1フライホイール2と中間回転体44とが相対回転すると、第1コイルスプリング41が回転方向に直列に圧縮される。このとき、第1コイルスプリング41が予め圧縮された状態でセットされているため、第1フライホイール2への入力トルクが最小作動トルク（第1コイルスプリング41の圧縮状態に応じた所定値）以下では、第1フライホイール2と中間回転体44とは一体回転し、入力トルクが最小作動トルクを超えると第1コイルスプリング41の圧縮が開始される。これにより、第1コイルスプリング41を含む第1ダンパー8において、低剛性・広振り角度のダンパー特性を実現することができる（図7（b）参照）。

10

## 【0030】

また、図4に示すように、予め圧縮された4つの第1コイルスプリング41が円弧状に配置されているため、第1および第2スプリングシート46、42には半径方向外側への合成荷重F2が作用する。このため、第1および第2スプリングシート46、42の筒状部46a、42aは第1フライホイール2の第2筒状部25に押し付けられ、筒状部46a、42aと第2筒状部25との間に比較的大きな摩擦抵抗を発生させることができる。このように、第1および第2スプリングシート46、42と、第2筒状部25とにより第1フライホイール2と中間回転体44との間に摩擦抵抗を発生させる第1摩擦発生機構5が形成されている。これにより、第1ダンパー8において比較的高ヒステリシストルクのダンパー特性を実現することができる（図7（b）参照）。特に、この構成では遠心力が作用していない状態であっても、一定のヒステリシストルクを発生させることができる。このため、低回転数領域においても所望のヒステリシストルクを得ることができる。

20

## 【0031】

## 4-2) 第2ダンパー

図2～図5に示すように、第1コイルスプリング41の内周側には、3種類の第2コイルスプリング43a、43b、43cが2つずつ回転軸を挟んで対向するように配置されている。第2コイルスプリング43a、43b、43cは、出力回転体48に形成された窓部48a、48b、48cに収容されており、中間回転体44の保持部44a、44b、44cにより軸方向および回転方向に保持されている。第2ダンパーが3段階で作動するように、第2コイルスプリング43a、43b、43cと窓部48a、48b、48cとの回転方向間には異なる長さの隙間が確保されている。また、出力回転体48の外周側には複数の突起48dが形成されており、突起48dの回転方向間には中間回転体44に固定されたストッパ35が収容されている。中間回転体44と出力回転体48とが一定角度の相対回転を行うと、突起48dとストッパ35とが回転方向に当接する。すなわち、突起48dおよびストッパ35により第2ダンパーの作動範囲を制限する第2ストッパ機構56が構成されている。

30

40

## 【0032】

以上の構成により、中間回転体44と出力回転体48とが相対回転すると、第2コイルスプリング43a、43b、43cが順次回転方向に圧縮され、相対回転角度が所定の角度に達すると第2ストッパ機構56により中間回転体44と出力回転体48とが一体回転する。これにより、第2ダンパー9において振り剛性が3段階に変化する低剛性のダンパー特性を実現することができる（図7（a）参照）。この場合、3段目に作動を開始する第2コイルスプリング43cが作動するタイミングと、第1ダンパー8が作動するタイミングとがほぼ一致するように、第2コイルスプリング43cと窓部48cとの隙間などが調整されている。すなわち、図7（c）に示すように、第2コイルスプリング43cの圧縮が開始されるのとほぼ同時に第1コイルスプリング41の圧縮が開始され、第1コイル

50

スプリング 4 1 と第 2 コイルスプリング 4 3 c とは中間回転体 4 4 が中間部材として機能することで直列に作用する。

【 0 0 3 3 】

また、図 2 および図 3 に示すように、出力回転体 4 8 の内周部と第 1 フライホイール本体 2 1 との軸方向間には、摩擦ワッシャ 5 1 およびコーンスプリング 5 2 が挟み込まれており、出力回転体 4 8 と第 1 フライホイール 2 との間には摩擦ワッシャ 5 1 により比較的小さな摩擦抵抗が発生する。このように、摩擦ワッシャ 7 1 と、コーンスプリング 7 2 とにより第 1 フライホイール 2 と出力回転体 4 8 との間に摩擦抵抗を発生させる第 2 摩擦発生機構 7 が形成されている。これにより、第 2 ダンパー 9 において比較的 low ヒステリシストルクのダンパー特性を実現することができる。

10

【 0 0 3 4 】

さらに、図 4 に示すように、第 1 突起 2 4 および第 2 突起 2 6 と第 1 スプリングシート 4 6 との回転方向間には、初期状態で角度  $\theta_2$  が確保されている。このため、第 1 フライホイール 2 と中間回転体 4 4 との相対回転が角度  $\theta_2$  以内であれば、第 1 コイルスプリング 4 1 は圧縮されず（図 7 (b) 参照）、それに加えて、4 つの第 1 コイルスプリング 4 1 が第 1 フライホイール 2 に対して相対回転する。すなわち、初期状態から角度  $\theta_2$  までの範囲においては、第 1 コイルスプリング 4 1 が圧縮されず第 2 筒状部 2 5 と第 1 スプリングシート 4 6 および第 2 スプリングシート 4 2 との間で摩擦抵抗が発生する。これにより、図 7 (c) に示すように、第 2 摩擦発生機構 7 により発生するヒステリシストルクに加えて、振り角度  $0^\circ$  付近において第 1 摩擦発生機構 5 により比較的大きなヒステリシストルクを得ることができる。

20

【 0 0 3 5 】

以上の説明や図 7 (c) の振り特性から明らかなように、このダンパー機構 4 では、従来補助的にしか用いられていない内周側に配置された第 2 ダンパー 9 がメインのダンパーとして機能し、外周側に配置された第 1 ダンパー 8 が過大トルク変動を吸収・減衰するためのダンパーとして機能する。

【 0 0 3 6 】

( 2 ) 動作および効果

1 ) トルク伝達

この 2 マスフライホイール 1 では、エンジンのクランクシャフト 9 1 からのトルクは、第 1 フライホイール 2 の第 1 フライホイール本体 2 1 に入力され、ダンパー機構 4 を介して第 2 フライホイール 3 へ伝達される。具体的には、ダンパー機構 4 では、第 1 コイルスプリング 4 1 が予め圧縮された状態で収容されているため、最小作動トルクまでは第 1 フライホイール 2 と中間回転体 4 4 とは一体回転し、中間回転体 4 4 と出力回転体 4 8 および第 2 フライホイール 3 とが相対回転する。この結果、中間回転体 4 4 に伝達されたトルクにより第 1 コイルスプリング 4 1 ではなく内周側の第 2 コイルスプリング 4 3 a , 4 3 b が中間回転体 4 4 と出力回転体 4 8 との間で順次圧縮される。第 2 コイルスプリング 4 3 c の圧縮が開始されるとほぼ同時に、第 1 コイルスプリング 4 1 が第 1 フライホイール 2 と中間回転体 4 4 との間で圧縮される。すなわち、第 1 コイルスプリング 4 1 と第 2 コイルスプリング 4 3 c とが中間回転体 4 4 により直列に圧縮される。さらに第 1 フライホイール 2 と第 2 フライホイール 3 との相対回転が進むと、やがて第 1 ストップ機構 5 5 と第 2 ストップ機構 5 6 とが作動し、第 1 フライホイール 2 と第 2 フライホイール 3 との相対回転は停止する。

30

40

【 0 0 3 7 】

このようにして、入力されたトルクは、第 1 コイルスプリング 4 1 (第 1 ストップ機構 5 5)、中間回転体 4 4、第 2 コイルスプリング 4 3 a , 4 3 b , 4 3 c (第 2 ストップ機構 5 6)、出力回転体 4 8、第 2 フライホイール 3 を介して図示しないクラッチディスク組立体およびトランスミッションの入力シャフトに出力される。

【 0 0 3 8 】

2 ) 振り振動の吸収・減衰

50

クラッチ連結状態において2マスマフライホイール1にエンジンからの燃焼変動が入力されると、入力トルクが第1ダンパー8の最小作動トルク以下の比較的小さい振り振動の場合は、ダンパー機構4において中間回転体44と出力回転体48とが相対回転し、それらの中で第2コイルスプリング43a, 43bが2段階で並列に圧縮される。このとき、第2摩擦発生機構7により低ヒステリシストルクが発生する。

【0039】

また、入力トルクが最小作動トルクよりも大きい大振り振動の場合は、ダンパー機構4において、第1ダンパー8の第1コイルスプリング41と第2ダンパー9の第2コイルスプリング43cとが直列に作用する。このとき、第2摩擦発生機構7に加えて第1摩擦発生機構5により比較的大きなヒステリシストルクが発生する。

10

【0040】

以上の作用により、ダンパー機構4において振り振動が吸収・減衰される。

【0041】

3) 戻り不良の改善

クラッチ連結状態において、高回転数領域でドライバーがアクセルペダルを急に離すと、エンジンブレーキによりダンパー機構は逆駆動され、ダンパー機構には大振り振動が入力される。このとき、前述のように従来のダンパー機構では外周側の弾性部材が遠心力により動作せず、内周側の弾性部材ではこのような大きな振り振動を吸収・減衰することができないため、いわゆるダンパー機構の戻り不良が発生する。

【0042】

しかし、このダンパー機構4では、第1コイルスプリング41が予め圧縮された状態で収容されているため、高回転数領域において第1摩擦発生機構5で発生するヒステリシストルクが遠心力の作用により大きくなっても、第1フライホイール2と第2フライホイール3との間には両フライホイール2, 3を初期状態に戻す方向に第1コイルスプリング41からの大きな荷重F1が作用する。このため、この荷重F1が第1摩擦発生機構5で発生するヒステリシストルクに打ち勝つことができ、高回転数領域においてダンパー機構4の戻り不良の発生を抑制することができる。

20

【0043】

4) 過大トルク変動の吸収・減衰

共振などにより過大トルク変動が生じ、大振り振動が発生した場合には、第2ダンパー9の作動に加えて、第1ダンパー8が作動する。具体的には、入力トルクが第1ダンパー8の最小作動トルクを超えると、第1ダンパー8の第1コイルスプリング41が直列に圧縮される。それに加えて、遠心力がほとんど作用しない低回転数領域においても、第1摩擦発生機構5により比較的大きなヒステリシスを得ることができる。すなわち、このダンパー機構4では、特に低回転数領域において低剛性・広振り角度・高ヒステリシストルクのダンパー特性を実現することができ、過大トルク変動を効果的に吸収・減衰することができる。

30

【0044】

また、第2ダンパー9のみが作動する振り角度0°付近においても、第2摩擦発生機構7により発生するヒステリシストルクに加えて、第1摩擦発生機構5により比較的大きなヒステリシストルクが発生する(図7(c)参照)。これにより、過大トルク変動をより効果的に吸収・減衰することができ、ダンパー機構4の振動減衰性能をより向上させることができる。

40

【0045】

5) ストッパ機構の破損・たたき音の発生低減

第1フライホイール2と第2フライホイール3との相対回転が所定の角度を超えると、第2ダンパー9の第2ストッパ機構56が作動し、第2ダンパー9の作動が停止する。このとき、第1ダンパー8が作動中であるため、第1ダンパー8による発生するトルクにより、突起48dとストッパ35とが衝突する際の衝撃が緩和され、ストッパ機構の破損やたたき音の発生を低減することができる。

50

## 【 0 0 4 6 】

## ( 4 ) 他の実施形態

以上、本発明に係るダンパー機構の実施形態について説明したが、本発明はかかる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乃至修正が可能である。

## 【 0 0 4 7 】

例えば、本発明に係るダンパー機構の実施形態は、前述の 2 マスフライホイール 1 に限定されるものではなく、トルク変動や振り振動を吸収・減衰する必要がある他の装置にも適用可能である。

## 【 図面の簡単な説明 】

10

## 【 0 0 4 8 】

【 図 1 】 本発明の一実施形態としての 2 マスフライホイールの縦断面概略図。

【 図 2 】 図 1 の上側部分の部分拡大図。

【 図 3 】 図 1 の下側部分の部分拡大図。

【 図 4 】 2 マスフライホイールの部分平面図。

【 図 5 】 2 マスフライホイールの部分平面図。

【 図 6 】 第 1 コイルスプリングのセット状態を示す図。

【 図 7 】 ダンパー機構の振り特性線図。

## 【 符号の説明 】

## 【 0 0 4 9 】

20

1 2 マスフライホイール

2 第 1 フライホイール ( 第 1 回転部材 )

3 第 2 フライホイール ( 第 3 回転部材 )

4 ダンパー機構

5 第 1 摩擦発生機構

7 第 2 摩擦発生機構

8 第 1 ダンパー

9 第 2 ダンパー

2 5 第 2 筒状部 ( 摺動部 )

4 1 第 1 コイルスプリング ( 第 1 弾性部材 )

30

4 3 a , 4 3 b , 4 3 c 第 2 コイルスプリング ( 第 2 弾性部材 )

4 2 第 2 スプリングシート

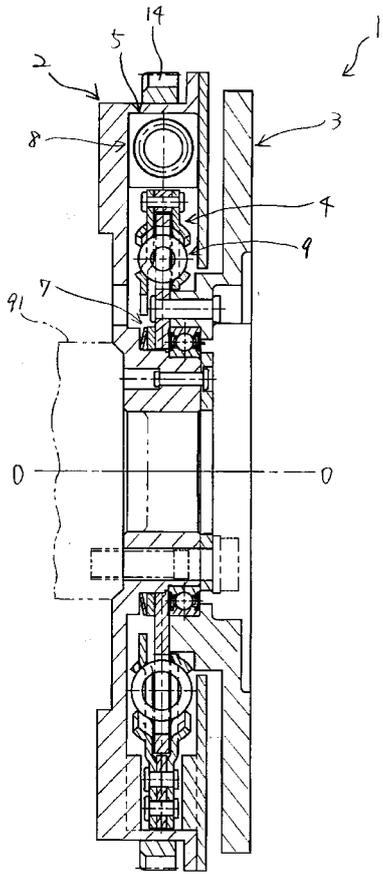
4 4 中間回転体 ( 第 2 回転部材 )

4 5 支持部

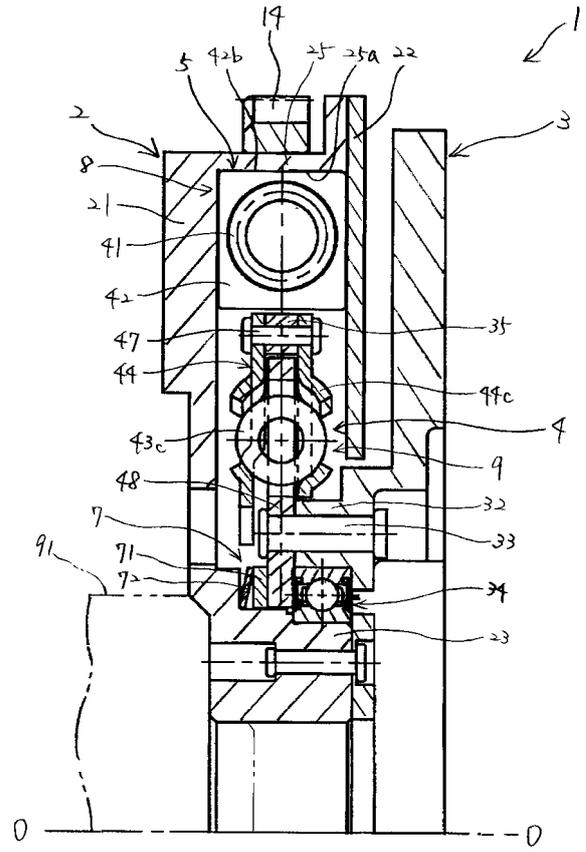
4 6 第 1 スプリングシート

4 8 出力回転体 ( 第 3 回転部材 )

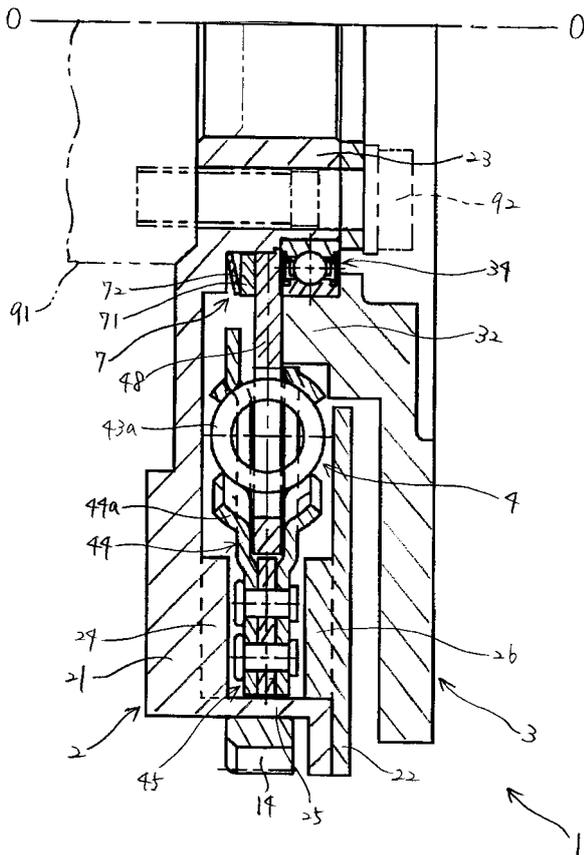
【図 1】



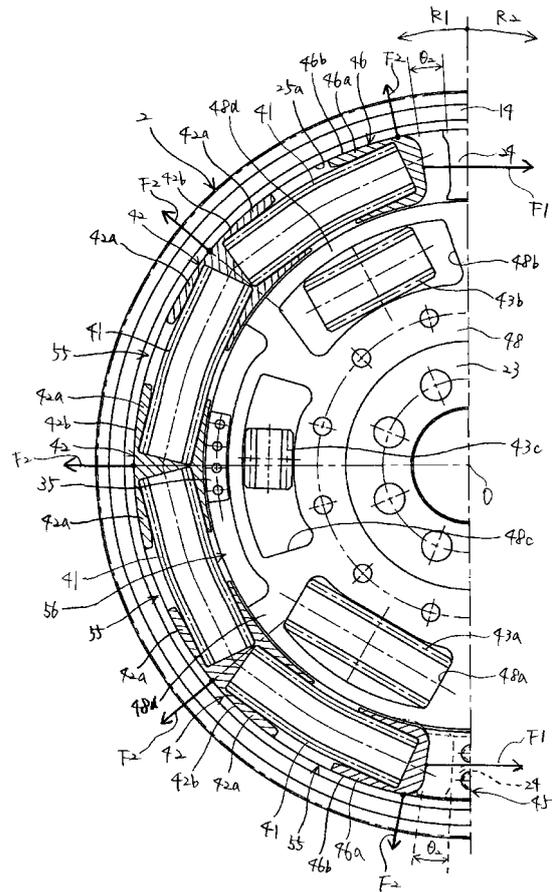
【図 2】



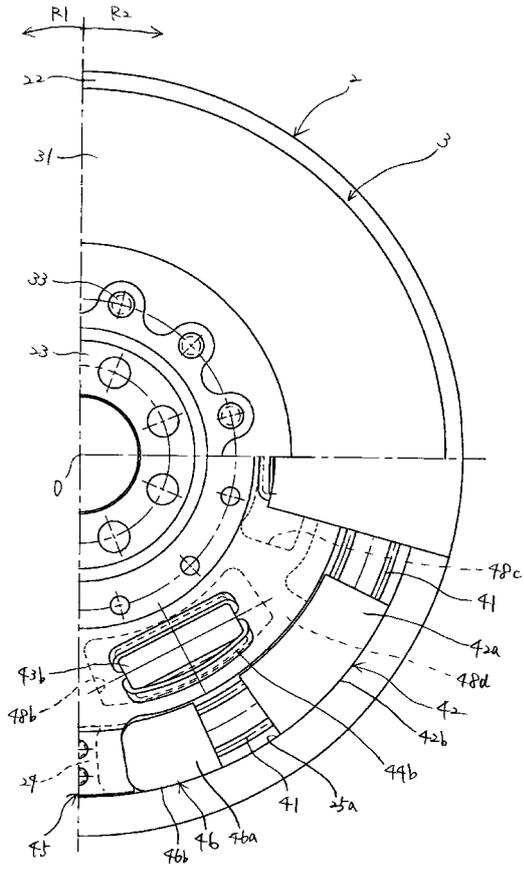
【図 3】



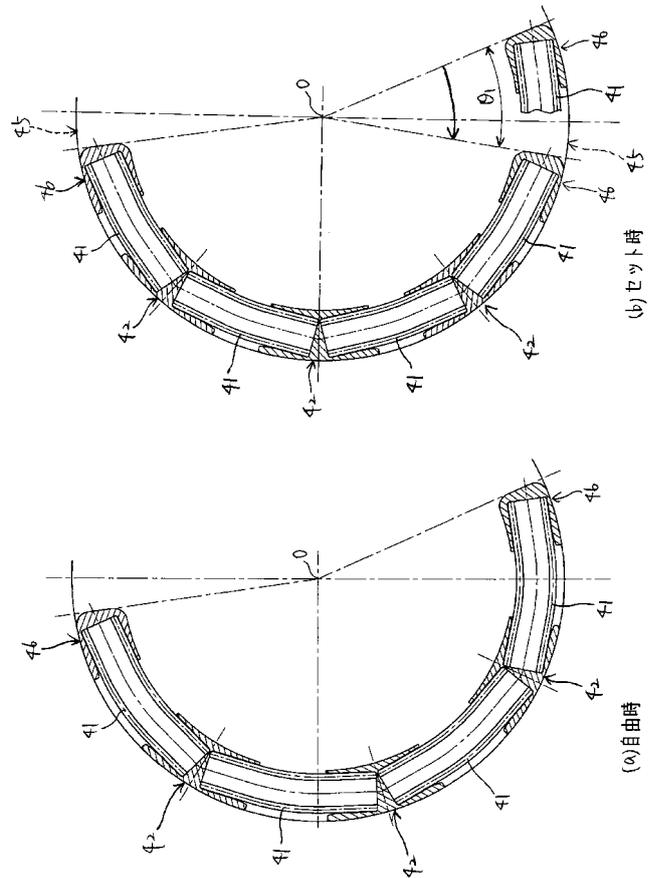
【図 4】



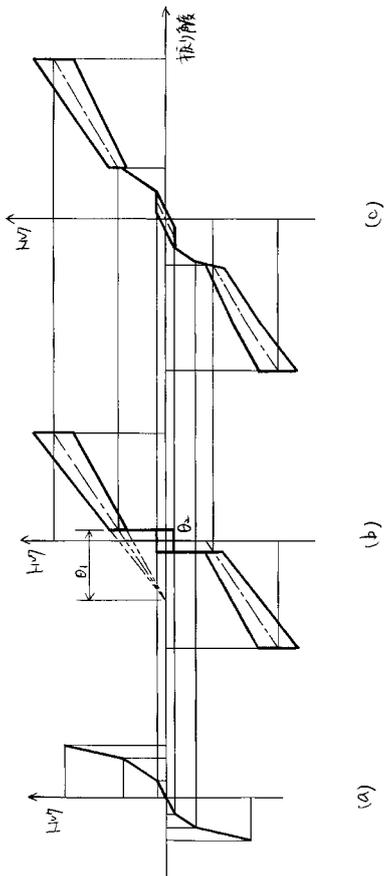
【 図 5 】



【 図 6 】



【 図 7 】



---

フロントページの続き

- (72)発明者 上原 宏  
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 鶴田 浩吉  
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 福島 寛隆  
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 神谷 昌和  
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内
- (72)発明者 江端 勝  
愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 アイシン精機株式会社内