

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3943850号

(P3943850)

(45) 発行日 平成19年7月11日(2007.7.11)

(24) 登録日 平成19年4月13日(2007.4.13)

(51) Int. Cl.

F I

F 1 6 F 15/131 (2006.01)

F 1 6 F 15/131

F 1 6 D 13/64 (2006.01)

F 1 6 D 13/64

B

F 1 6 D 13/64

C

F 1 6 D 13/64

G

請求項の数 3 (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2001-67422 (P2001-67422)
 (22) 出願日 平成13年3月9日(2001.3.9)
 (65) 公開番号 特開2002-266941 (P2002-266941A)
 (43) 公開日 平成14年9月18日(2002.9.18)
 審査請求日 平成16年9月6日(2004.9.6)

(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 100094145
 弁理士 小野 由己男
 (74) 代理人 100094167
 弁理士 宮川 良夫
 (72) 発明者 橋本 恭行
 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 正木 道友
 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

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ダンパー機構

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1回転体と、

前記第1回転体と相対回転可能に配置された第2回転体と、

前記第1回転体と前記第2回転体とを回転方向に弾性的に連結するためのダンパー部と

、
 前記第1回転体と前記第2回転体が相対回転するときに摩擦を発生可能な摩擦機構と、
 所定角度範囲内で前記摩擦機構を作動させないための摩擦抑制機構と、
 前記所定角度の端で互いに当接する部材の衝撃を緩和するための弾性部材と、を備え、
 前記摩擦抑制機構は、孔が形成された板状の第1部材と、前記孔内に回転方向に移動可
 能に配置された第2部材とを有しており、

前記孔は、前記第2部材が配置される第1孔と、前記第1孔と回転方向に連通する第2
 孔と、を有しており、

前記弾性部材は、前記第2孔内に保持されており、

前記第2部材が前記第2孔側の前記第1孔の縁に当接した状態では、前記弾性部材は、
 軸方向からの平面視において前記第2部材および第2孔の縁に囲まれ、前記第2部材と前
 記第2孔の縁との回転方向間で圧縮されている、

ダンパー機構。

【請求項2】

前記第2孔は、前記第1孔よりも半径方向寸法が小さい、

10

20

請求項 1 に記載のダンパー機構。

【請求項 3】

前記第 2 部材の半径方向寸法は、前記第 2 孔の半径方向寸法よりも大きい、
請求項 1 または 2 に記載のダンパー機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ダンパー機構、特に、動力伝達系における捻じり振動を減衰するためのダンパー機構に関する。

【0002】

【従来の技術】

車輛に用いられるクラッチディスク組立体は、フライホイールに連結・切断されるクラッチ機能と、フライホイールからの捻じり振動を吸収・減衰するためのダンパー機能とを有している。一般に車両の振動には、アイドル時異音（ガラ音）、走行時異音（加速・減速ラトル、こもり音）及びティップイン・ティップアウト（低周波振動）がある。これらの異音や振動を取り除くことがクラッチディスク組立体のダンパーとしての機能である。

【0003】

アイドル時異音とは、信号待ち等でシフトをニュートラルに入れ、クラッチペダルを放したときにトランスミッションから発生する「ガラガラ」と聞こえる音である。この異音が生じる原因は、エンジンアイドリング回転付近ではエンジントルクが低く、エンジン爆発時のトルク変動が大きいことにある。このときにトランスミッションのインプットギアとカウンターギアとが歯打ち現象を起こしている。

【0004】

ティップイン・ティップアウト（低周波振動）とは、アクセルペダルを急に踏んだり放したりしたときに生じる車体の前後の大きな振れである。駆動伝達系の剛性が低いと、タイヤに伝達されたトルクが逆にタイヤ側から駆動側に伝わり、その揺り返しとしてタイヤに過大トルクが発生し、その結果車体を過渡的に前後に大きく振らす前後振動となる。

【0005】

アイドリング時異音に対しては、クラッチディスク組立体の捻じり特性においてゼロトルク付近が問題となり、そこでの捻じり剛性は低い方がよい。一方、ティップイン・ティップアウトの前後振動に対しては、クラッチディスク組立体の捻じり特性をできるだけソリッドにすることが必要である。

【0006】

以上の問題を解決するために、2種類のパネを用いることにより2段特性を実現したクラッチディスク組立体が提供されている。ここでは、捻じり特性における1段目（低捻じり角度領域）における捻じり剛性及びヒステリシストルクを低く抑えているために、アイドリング時の異音防止効果がある。また、捻じり特性における2段目（高捻じり角度領域）では捻じり剛性及びヒステリシストルクを高く設定しているため、ティップイン・ティップアウトの前後振動を十分に減衰できる。

【0007】

さらに、捻じり特性2段目において例えばエンジンの燃焼変動に起因する微小振動が入力されたときに、2段目の大摩擦機構を作動させないことで、低ヒステリシストルクによって微小振動を効果的に吸収するダンパー機構も知られている。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

捻じり特性2段目において所定角度範囲内で2段目の大摩擦機構を作動させないダンパー機構は、例えば、2つの部材の回転方向間に隙間を確保しており、その隙間範囲では2段目の大摩擦機構が作動しないようになっている。

【0009】

しかし、その隙間範囲内では摩擦抵抗が小さいため、エンジンの回転変動によって2つの

10

20

30

40

50

部材は常に衝突して衝撃を受けている。そのため、長期間の使用によって、2つの部材が摩耗して隙間が初期設定時より大きくなることがある。この場合は、2段目の大摩擦機構を作動させない隙間が大きくなることで、音・振動吸収機能が低下してしまう。

【0010】

本発明の課題は、所定角度範囲内で摩擦機構を作動させないダンパー機構において、所定角度の増加を抑制することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】

請求項1に記載のダンパー機構は、第1回転体と、第2回転体と、ダンパー部と、摩擦機構と、摩擦抑制機構と、弾性部材とを備えている。第2回転体は、第1回転体と相対回
10
転可能に配置されている。ダンパー部は、第1回転体と第2回転体とを回転方向に連結する
ための機構である。摩擦機構は第1回転体と第2回転体が相対回転するとき摩擦を発生
可能である。摩擦抑制機構は、所定角度範囲内で摩擦機構を作動させないための機構で
ある。弾性部材は、所定角度の端で互いに当接する部材の衝撃を緩和するための部材で
ある。摩擦抑制機構は、孔が形成された板状の第1部材と、孔内に回転方向に移動可能に配
置された第2部材とを有している。孔は、第2部材が配置される第1孔と、第1孔と回転
方向に連通する第2孔と、を有している。弾性部材は第2孔内に保持されている。第2部
材が第2孔側の第1孔の縁に当接した状態では、弾性部材が、軸方向からの平面視におい
て第2部材および第2孔の縁に囲まれ、第2部材と第2孔の縁との回転方向間で圧縮され
ている。
20

【0012】

このダンパー機構では、弾性部材によって、所定角度の範囲内では摩擦機構が作動しない
ため、所定角度範囲内の端ではエンジンの燃焼変動によって部材間の衝突が生じうる。し
かし、弾性部材を設けることで互いに当接する部材の衝撃を緩和しているため、部材の摩
耗が少なくなり、所定角度が大きくなることが抑えられる。

【0013】

請求項2に記載のダンパー機構では、請求項1において、第2孔が第1孔よりも半径方
向寸法が小さい。請求項3に記載のダンパー機構では、請求項1または2において、第2
部材の半径方向寸法が第2孔の半径方向寸法よりも大きい。

【0017】

【発明の実施の形態】

(1)構成

図1に本発明の一実施形態のクラッチディスク組立体1の断面図を示し、図2にその平面
図を示す。クラッチディスク組立体1は、車輛のクラッチ装置に用いられる動力伝達装置
であり、クラッチ機能とダンパー機能とを有している。クラッチ機能とはフライホイール
(図示せず)に連結及び離反することによってトルクの伝達及び遮断をする機能である。
ダンパー機能とは、バネ等によりフライホイール側から入力されるトルク変動等を吸収・
減衰する機能である。
30

【0018】

図1においてO-Oがクラッチディスク組立体1の回転軸すなわち回転中心線である。ま
た、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)が配置されている。さらに、図2のR1側がクラッチディ
スク組立体1の回転方向駆動側(正側)であり、R2側からその反対側(負側)である。
40

【0019】

クラッチディスク組立体1は、主に、入力回転体2(クラッチプレート21, リティニー
ングプレート22, クラッチディスク23)と、出力回転体としてのスプラインハブ3と
、入力回転体2とスプラインハブ3との間に配置されたダンパー部4とから構成されてい
る。ダンパー部4は、第1バネ7, 第2バネ8及び大摩擦機構13などを含んでいる。

【0020】

入力回転体2はフライホイール(図示せず)からのトルクが入力される部材である。入力
50

回転体 2 は、主に、クラッチプレート 2 1 と、リテーニングプレート 2 2 と、クラッチディスク 2 3 とから構成されている。クラッチプレート 2 1 とリテーニングプレート 2 2 は共に板金製の円板状又は環状の部材であり、軸方向に所定の間隔をあけて配置されている。クラッチプレート 2 1 はエンジン側に配置され、リテーニングプレート 2 2 はトランスミッション側に配置されている。クラッチプレート 2 1 とリテーニングプレート 2 2 は後述する板状連結部 3 1 により互いに固定され、その結果軸方向の間隔が定めされるとともに一体回転するようになっている。

【 0 0 2 1 】

クラッチディスク 2 3 は、図示しないフライホイールに押し付けられる部分である。クラッチディスク 2 3 は、クッシュニングプレート 2 4 と、第 1 及び第 2 摩擦フェーシング 2 5 とから主に構成されている。クッシュニングプレート 2 4 は、環状部 2 4 a と、環状部 2 4 a の外周側に設けられ回転方向に並ぶ複数のクッシュニング部 2 4 b と、環状部 2 4 a から半径方向内側に延びる複数の連結部 2 4 c とから構成されている。連結部 2 4 c は 4 カ所に形成され、各々がリベット 2 7 (後述) によりクラッチプレート 2 1 に固定されている。クッシュニングプレート 2 4 の各クッシュニング部 2 4 b の両面には、摩擦フェーシング 2 5 がリベット 2 6 により固定されている。

10

【 0 0 2 2 】

クラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 の外周部には、回転方向に等間隔で 4 つの窓孔 3 5 がそれぞれ形成されている。各窓孔 3 5 には、内周側と外周側にそれぞれ切り起こし部 3 5 a , 3 5 b が形成されている。この切り起こし部 3 5 a , 3 5 b は後述の第 2 パネ 8 の軸方向及び半径方向への移動を規制するためのものである。また、窓孔 3 5 には、第 2 パネ 8 の端部に当接又は近接する当接面 3 6 が円周方向両端に形成されている。

20

【 0 0 2 3 】

クラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 には、それぞれ中心孔 3 7 (内周縁) が形成されている。この中心孔 3 7 内にはスプラインハブ 3 が配置されている。スプラインハブ 3 は、軸方向に延びる筒状のボス 5 2 と、ボス 5 2 から半径方向に延びるフランジ 5 4 とから構成されている。ボス 5 2 の内周部には、トランスミッション側から延びる図示しないシャフトに係合するスプライン孔 5 3 が形成されている。フランジ 5 4 には回転方向に並んだ複数の外周歯 5 5 及び後述の第 1 パネ 7 を収容するための切欠き 5 6 等

30

【 0 0 2 4 】

ハブフランジ 6 は、スプラインハブ 3 の外周側で、かつ、クラッチプレート 2 1 とリテーニングプレート 2 2 との間に配置された円板状の部材である。ハブフランジ 6 は、第 1 パネ 7 を介してスプラインハブ 3 と回転方向に弾性的に連結され、さらには第 2 パネ 8 を介して入力回転体 2 に弾性的に連結されている。図 7 に詳細に示すように、ハブフランジ 6 の内周縁には複数の内周歯 5 9 が形成されている。

【 0 0 2 5 】

内周歯 5 9 は前述の外周歯 5 5 の間に配置され、回転方向に所定の隙間をあけて配置されている。外周歯 5 5 と内周歯 5 9 とは回転方向に互いに当接可能である。すなわち外周歯 5 5 と内周歯 5 9 とによりスプラインハブ 3 とハブフランジ 6 との捩じり角度を規制するための第 1 ストッパー 9 が形成されている。ここでいうストッパーとは、所定角度までは両部材の相対回転を許容するが、所定角度になると互いに当接しそれ以上の相対回転を禁止する構造をいう。外周歯 5 5 とその円周方向両側の内周歯 5 9 との間にはそれぞれ第 1 隙間角度 $\theta_1 p$ が確保されている。外周歯 5 5 から見て R 2 側の内周歯 5 9 との間を第 1 隙間角度 $\theta_1 p$ とし、外周歯 5 5 から見て R 1 側の内周歯 5 9 との間を第 1 隙間角度 $\theta_1 n$ とする。第 1 隙間角度 $\theta_1 p$ と $\theta_1 n$ は角度の大きさが異なり、 $\theta_1 p$ は $\theta_1 n$ より大きい。

40

【 0 0 2 6 】

さらに、ハブフランジ 6 の内周縁には、フランジ 5 4 の切欠き 5 6 に対応して切欠き 6 7

50

が形成されている。切欠き 5 6, 6 7 内には、それぞれ 1 つずつ合計 2 つの第 1 バネ 7 が配置されている。第 1 バネ 7 は低剛性のコイルスプリングであり、2 つの第 1 バネ 7 は並列に作用する。第 1 バネ 7 は円周方向両端においてスプリングシート 7 a を介して切欠き 5 6, 6 7 の円周方向両端に係合している。以上の構造によって、スプラインハブ 3 とハブフランジ 6 とが相対回転する際には第 1 隙間角度 1 の範囲内で第 1 バネ 7 が回転方向に圧縮される。

【 0 0 2 7 】

ハブフランジ 6 には回転方向に等間隔で 4 つの窓孔 4 1 が形成されている。窓孔 4 1 は回転方向に長く延びる形状である。図 5 及び図 6 に示すように、窓孔 4 1 の縁は、円周方向両側の当接部 4 4 と、外周側の外周部 4 5 と、内周側の内周部 4 6 とから構成されている。外周部 4 5 は連続して形成されており窓孔 4 1 の外周側を閉じている。なお、窓孔 4 1 の外周側は一部が半径方向外方に開いた形状であってもよい。ハブフランジ 6 において各窓孔 4 1 の円周方向間には切欠き 4 2 が形成されている。切欠き 4 2 は半径方向内側から外側に向かって円周方向長さが長くなる扇形状であり、円周方向両側に縁面 4 3 が形成されている。

10

【 0 0 2 8 】

各窓孔 4 1 が形成された部分の半径方向外側には、突起 4 9 が形成されている。すなわち突起 4 9 はハブフランジ 6 の外周縁 4 8 からさらに半径方向外側に延びる突起形状である。突起 4 9 は、回転方向に長く延びており、ストッパ面 5 0 が形成されている。

【 0 0 2 9 】

第 2 バネ 8 はクラッチディスク組立体 1 のダンパー機構に用いられる弾性部材すなわちバネである。各第 2 バネ 8 は、同心に配置された 1 対のコイルスプリングから構成されている。各第 2 バネ 8 は各第 1 バネ 7 に比べて大型であり、バネ定数が大きい。第 2 バネ 8 は各窓孔 4 1, 3 5 内に收容されている。第 2 バネ 8 の円周方向両端は、窓孔 4 1 の当接部 4 4 と当接面 3 6 とに当接又は近接している。プレート 2 1, 2 2 のトルクは第 2 バネ 8 を介してハブフランジ 6 に伝達され得る。プレート 2 1, 2 2 とハブフランジ 6 とが相対回転すると、第 2 バネ 8 は両者の間で圧縮される。具体的には、第 2 バネ 8 は当接面 3 6 とその円周方向反対側の当接部 4 4 との間で回転方向に圧縮される。このとき 4 つの第 2 バネ 8 は並列に作用している。

20

【 0 0 3 0 】

リテーニングプレート 2 2 の外周縁には、回転方向に等間隔で 4 カ所に板状連結部 3 1 が形成されている。板状連結部 3 1 は、クラッチプレート 2 1 とリテーニングプレート 2 2 とを互いに連結するものであり、さらに後述するようにクラッチディスク組立体 1 のストッパの一部を構成している。板状連結部 3 1 は、リテーニングプレート 2 2 から一体に形成された板状部材であり、回転方向に所定の幅を有している。板状連結部 3 1 は、各窓孔 4 1 の円周方向間すなわち切欠き 4 2 に対応して配置されている。板状連結部 3 1 は、リテーニングプレート 2 2 の外周縁から軸方向に延びるストッパ部 3 2 と、ストッパ部 3 2 の端部から半径方向内側に延びる固定部 3 3 とから構成されている。ストッパ部 3 2 はリテーニングプレート 2 2 の外周縁からクラッチプレート 2 1 側に延びている。固定部 3 3 は、ストッパ部 3 2 の端部から半径方向内側に折り曲げられている。ストッパ部 3 2 は円周方向両側にストッパ面 5 1 を有している。固定部 3 3 の半径方向位置は窓孔 4 1 の外周側部分に対応しており、円周方向位置は回転方向に隣接する窓孔 4 1 の間である。この結果、固定部 3 3 はハブフランジ 6 の切欠き 4 2 に対応して配置されている。切欠き 4 2 は固定部 3 3 より大きく形成されており、このため組立時にリテーニングプレート 2 2 をクラッチプレート 2 1 に対して軸方向に移動させたときには固定部 3 3 は切欠き 4 2 を通って移動可能である。固定部 3 3 はクッションプレート 2 4 の連結部 2 4 c に平行にかつトランスミッション側から当接している。固定部 3 3 には孔 3 3 a が形成されており、孔 3 3 a 内には前述のリベット 2 7 が挿入されている。リベット 2 7 は、固定部 3 3 とクラッチプレート 2 1 とクッションプレート 2 4 とを一体に連結している。さらに、リテーニングプレート 2 2 において固定部 3 3 に対応する位

30

40

50

置にはかしめ用孔 3 4 が形成されている。

【 0 0 3 1 】

次に、板状連結部 3 1 のストッパ部 3 2 と突起 4 9 とからなる第 2 ストッパ 1 0 について説明する。第 2 ストッパ 1 0 はハブフランジ 6 と入力回転体 2 との間で隙間角度 4 までの領域で両部材の相対回転を許容し、擦り角度が 4 になると両部材の相対回転を規制するための機構である。なお、この隙間角度 4 の間で第 2 パネ 8 はハブフランジ 6 と入力回転体 2 との間で圧縮される。具体的には、突起 4 9 から見て R 2 側のストッパ部 3 2 との間を第 4 隙間角度 4 p とし、突起 4 9 から見て R 1 側ストッパ部 3 2 との間を第 4 隙間角度 4 n とする。4 p は 4 n と大きさが異なり、4 p は 4 n より大きい。

10

【 0 0 3 2 】

フリクションプレート 1 1 は、スプラインハブ 3 の外周側において、クラッチプレート 2 1 とハブフランジ 6 との間、及びハブフランジ 6 とリテーニングプレート 2 2 との間に配置された 1 対のプレート部材である。フリクションプレート 1 1 は円板状かつ環状のプレート部材であり、入力回転体 2 とスプラインハブ 3 との間でダンパー部 4 の一部を構成している。フリクションプレート 1 1 の内周縁には複数の内周歯 6 6 が形成されている。内周歯 6 6 はハブフランジ 6 の内周歯 5 9 と軸方向に重なるように配置されている。図 5 ~ 7 に詳細に示すように、内周歯 6 6 は内周歯 5 9 に比べて円周方向幅が広く、その円周方向両側に両端がはみでている。内周歯 6 6 は、スプラインハブ 3 の外周歯 5 5 と回転方向に所定の隙間をあけて配置されている。すなわちこの隙間の範囲内でスプラインハブ 3 とフリクションプレート 1 1 とは相対回転可能となっている。外周歯 5 5 と内周歯 6 6 とにより、スプラインハブ 3 とフリクションプレート 1 1 との相対回転角度を規制する第 3 ストッパ 1 2 が形成されている。第 3 ストッパ 1 2 は、図 7 に示すように、外周歯 5 5 と内周歯 6 6 との間に第 2 隙間角度 2 の隙間を確保している。具体的には、外周歯 5 5 から見て R 2 側の内周歯 6 6 との間にある第 2 隙間角度 2 p は 7 . 5 ° であり、外周歯 5 5 から見て R 1 側の内周歯 6 6 との間にある第 2 隙間角度 2 n は 1 . 5 ° である。このように 2 p は 2 n と大きさが異なり、大きい。第 2 隙間角度 2 p は第 1 隙間角度 1 p より小さく、第 2 隙間角度 2 n は第 1 隙間角度 1 n より小さい。

20

【 0 0 3 3 】

1 対のフリクションプレート 1 1 のうちリテーニングプレート 2 2 側に配置されたフリクションプレート 1 1 には、半径方向外側に延びる複数の突出部 6 1 が形成されている。各突出部 6 1 はハブフランジ 6 の窓孔 4 1 の間に配置されている。窓孔 4 1 の先端には、半円形状の位置合わせ切欠き 6 1 a が形成されている。この切欠き 6 1 a は、ハブフランジ 6 に形成された位置合わせ用の切欠き 9 8 やプレート 2 1 , 2 2 に形成された位置合わせ用の孔に対応している。

30

【 0 0 3 4 】

図 4 及び図 9 に示すように、1 対のフリクションプレート 1 1 同士は、複数のスタッドピン 6 2 により相対回転不能かつ軸方向の位置決めがされている。スタッドピン 6 2 は、胴部 6 2 a と、胴部 6 2 a から軸方向両側に延びる頭部 6 2 b とから構成されている。胴部 6 2 a は軸方向に延びる円柱形状である。1 対のフリクションプレート 1 1 同士はスタッドピン 6 2 の胴部 6 2 a 端面に軸方向から当接することによって互いに対して軸方向に接近することが制限されている。スタッドピン 6 2 の頭部 6 2 b はフリクションプレート 1 1 に形成された孔内に挿入され自らと胴部 6 2 a との間にフリクションプレート 1 1 を挟んでいる。したがって、1 対のフリクションプレート 1 1 は互いから軸方向に離れることができない。以上のように、スタッドピン 6 2 は 1 対のフリクションプレート 1 1 同士を連結するための部材であり、フリクションプレート 1 1 と一体回転する。また、スタッドピン 6 2 によって 1 対のフリクションプレート 1 1 は互い間の軸方向距離が定められている。なお、1 対のフリクションプレート 1 1 同士を連結する部材としては、スタッドピンに限定されず、他の部材やフリクションプレート 1 1 の一部を利用した構造でもよい。

40

【 0 0 3 5 】

50

図9に示すように、ハブフランジ6の板厚は1対のフリクションプレート11同士の軸方向隙間より小さく、ハブフランジ6の軸方向内側面と各フリクションプレート11の間には僅かながらも隙間が確保されるように配置されている。

【0036】

図7及び図8に示すように、ハブフランジ6には、スタッドピンに対応した位置に孔69が形成されている。孔69は、回転方向に並んで一体に形成された2つの孔101, 102とからなる。第1孔101はR1側に配置され、第2孔102はR2側に配置されている。両孔101, 102は概ね円形形状であるが、回転方向両端が互いに重なり合っている。第1孔101の径は第2孔102の径より大きい。孔69は全体としては回転方向に長くのびるひょうたん形状である。

10

【0037】

スタッドピン62の胴部62aは第1孔101内に配置されている。スタッドピン62の胴部62aの径は第1孔101の径より小さいため、スタッドピン62は第1孔101内を回転方向に移動可能である。ただし、スタッドピン62の胴部62aの径は突出部103部分の隙間より大きいため、スタッドピン62は、図8の点線で示すように突出部103部分すなわち第1孔101のR2側壁に当接すると、それ以上の移動が停止される。

【0038】

スタッドピン62の胴部と第1孔101の円周方向両側端面との円周方向間に第3隙間角度 θ_3 の隙間が確保されている。これにより第4ストッパー14が形成されている。具体的には、スタッドピン62から見てR2側の第1孔101端面との間を第3隙間角度 θ_3p とし、スタッドピン62から見てR1側の第1孔101端面との間を第3隙間角度 θ_3n とする。

20

【0039】

第2孔102内には、弾性部材104が配置されている。弾性部材104はスタッドピン62が第1孔101に対してR2側に移動する際の衝撃を緩和するための部材である。弾性部材104は、例えば、ゴムや弾性樹脂材料からなり、具体的には熱可塑性ポリエステルエラストマーからなることが好ましい。弾性部材104の形状は概ね円柱形状である。図9に示すように、弾性部材104の軸方向長さは、ハブフランジ6の板厚と概ね同じであり、1対のフリクションプレート11同士の軸方向隙間より小さくなっている。したがって、弾性部材104の軸方向内側面と各フリクションプレート11の間には僅かながらも隙間が確保されるようになっている。また、弾性部材104は、第2孔102とほぼ同一の形状を有しており、第2孔102の壁面に対して僅かな隙間を確保するようになっている。したがって、弾性部材104はハブフランジ6に対して軸方向に移動可能となっている。

30

【0040】

なお、弾性部材104が最も第1孔101から離れてR2側に移動した状態でも、弾性部材104の一部、具体的には当接部104bは第1孔101と第2孔102が互いに重なり合った領域に位置している。したがって、スタッドピン62が第1孔101内でR2側に移動した際に弾性部材104に当接可能である。

【0041】

次に、摩擦発生機構を構成する各部材について説明する。第2摩擦ワッシャー72は、トランスミッション側のフリクションプレート11の内周部とリテーニングプレート22の内周部との間に配置されている。第2摩擦ワッシャー72は主に樹脂製の本体74から構成されている。本体74の摩擦面は、トランスミッション側のフリクションプレート11のトランスミッション側面に当接している。本体74の内周部からはトランスミッション側に係合部76が延びている。係合部76は、リテーニングプレート22に対して相対回転不能に係合されるとともに軸方向に係止されている。本体74の内周部トランスミッション側には複数の凹部77が形成されている。本体74とリテーニングプレート22の間には第2コーンスプリング73が配置されている。第2コーンスプリング73は、第2摩擦ワッシャー72の本体74とリテーニングプレート22との間で圧縮された

40

50

状態で配置されている。これにより、第2摩擦ワッシャー72の摩擦面はフリクションプレート11に強く圧接されている。第1摩擦ワッシャー79はフランジ54とリテーニングプレート22の内周部との間に配置されている。すなわち、第1摩擦ワッシャー79は第2摩擦ワッシャー72の内周側でかつボス52の外周側に配置されている。第1摩擦ワッシャー79は樹脂製である。第1摩擦ワッシャー79は、主に環状の本体81から構成されており、環状の本体81からは複数の突起82が半径方向外側に延びている。本体81はフランジ54に当接しており、複数の突起82は第2摩擦ワッシャー72の凹部77に相対回転不能に係合している。これにより、第1摩擦ワッシャー79は第2摩擦ワッシャー72を介してリテーニングプレート22と一体回転可能である。第1摩擦ワッシャー79とリテーニングプレート22の内周部との間には第1コーンスプリング80が配置されている。第1コーンスプリング80は第1摩擦ワッシャー79とリテーニングプレート22の内周部との間で軸方向に圧縮された状態で配置されている。なお、第1コーンスプリング80の付勢力は第2コーンスプリング73の付勢力より小さくなるように設計されている。また、第1摩擦ワッシャー79は第2摩擦ワッシャー72に比べて摩擦係数が低い材料から構成されている。このため、第1摩擦ワッシャー79によって発生する摩擦（ヒステリシストルク）は第2摩擦ワッシャー72で発生する摩擦より大幅に小さくなっている。

【0042】

クラッチプレート21の内周部とフランジ54及びフリクションプレート11の内周部との間には第3摩擦ワッシャー85と第4摩擦ワッシャー86が配置されている。第3摩擦ワッシャー85及び第4摩擦ワッシャー86は樹脂製の環状部材である。第3摩擦ワッシャー85はクラッチプレート21の内周縁に相対回転不能に係合し、その内周面はボス52の外周面に摺動可能に当接している。すなわち、クラッチプレート21は第3摩擦ワッシャー85を介してボス52に半径方向の位置決めをされている。第3摩擦ワッシャー85はフランジ54に対して軸方向エンジン側から当接している。第4摩擦ワッシャー86は第3摩擦ワッシャー85の外周側に配置されている。第4摩擦ワッシャー86は環状の本体87と、環状の本体87から軸方向エンジン側に延びる複数の係合部88を有している。本体87は軸方向エンジン側のフリクションプレート11に当接する摩擦面を有している。係合部88はクラッチプレート21に形成された孔内に相対回転不能に係合している。また、係合部88はクラッチプレート21の軸方向エンジン側面に当接する爪部を有している。第3摩擦ワッシャー85と第4摩擦ワッシャー86は互いに相対回転不能に係合している。なお、第3摩擦ワッシャー85と第4摩擦ワッシャー86は別体の部材であり、第4摩擦ワッシャー86は第3摩擦ワッシャー85に対して摩擦係数が高い材料から構成されている。

【0043】

以上に述べた摩擦機構において、第2摩擦ワッシャー72及び第4摩擦ワッシャー86とフリクションプレート11との間に比較的高いヒステリシストルクを発生させる大摩擦機構13（摩擦機構）が形成されていることになる。さらに、第1摩擦ワッシャー79及び第3摩擦ワッシャー85と、フランジ54との間に低ヒステリシストルクを発生する小摩擦機構15を形成している。

【0044】

次に、図10を用いてクラッチディスク組立体1の構成についてさらに説明する。図10はクラッチディスク組立体1のダンパー機構としての機械回路図である。この機械回路図は、ダンパー機構における各部材の回転方向の関係を模式的に描いたものである。したがって一体回転する部材は同一の部材として取り扱っている。

【0045】

図10から明らかかなように、入力回転体2とスプラインハブ3との間にはダンパー部4を構成するための複数の部材が配置されている。ハブフランジ6は入力回転体2とスプラインハブ3との回転方向間に配置されている。ハブフランジ6はスプラインハブ3に第1バネ7を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、ハブフランジ6とスプラインハ

10

20

30

40

50

ブ3との間には第1ストッパ9が形成されている。第1ストッパ9における第1隙間角度 $1p$ の間で第1バネ7は圧縮可能である。ハブフランジ6は入力回転体2に対して第2バネ8を介して回転方向に弾性的に連結されている。また、ハブフランジ6と入力回転体2との間には第2ストッパ10が形成されている。第2ストッパ10における第4隙間角度 $4p$ の間で第2バネ8は圧縮可能となっている。以上に述べたように、入力回転体2とスプラインハブ3と直列に配置された第1バネ7と第2バネ8とにより回転方向に弾性的に連結されている。ここでは、ハブフランジ6は2種類のバネの間に配置された中間部材として機能している。また、以上に述べた構造は、並列に配置された第1バネ7及び第1ストッパ9からなる第1ダンパーと、並列に配置された第2バネ8と第2ストッパ10からなる第2ダンパーとが、直列に配置された構造として見ることもできる。第1バネ7全体の剛性は第2バネ8全体の剛性よりはるかに小さく設定されている。そのため、第1隙間角度 1 までの振り角度の範囲で第2バネ8はほとんど回転方向に圧縮されない。

10

【0046】

フリクションプレート11は、入力回転体2とスプラインハブ3との回転方向間に配置されている。フリクションプレート11は、スプラインハブ3とハブフランジ6との間で相対回転するように配置されている。フリクションプレート11は、スプラインハブ3との間に第3ストッパ12を構成し、ハブフランジ6との間に第4ストッパ14を構成している。さらに、フリクションプレート11は、大摩擦機構13を介して入力回転体2に回転方向に摩擦係合している。以上に述べたフリクションプレート11は、入力回転体2、スプラインハブ3及びハブフランジ6の間に配置されることで摩擦連結機構5を構成している。

20

【0047】

次に、図10におけるダンパー機構の各隙間角度 $1p \sim 4p$ の関係について説明する。ここで説明する隙間角度は、スプラインハブ3から入力回転体2をR2側に見た各角度である。第1ストッパ9における第1隙間角度 $1p$ は第1バネ7が円周方向に圧縮される角度範囲となっており、第2ストッパ10における第4隙間角度 $4p$ は第2バネ8が回転方向に圧縮される角度範囲となっている。第1隙間角度 $1p$ と第4隙間角度 $4p$ との合計がクラッチディスク組立体1全体としてのダンパー機構の正側最大振り角度である。第1隙間角度 $1p$ から第2隙間角度 $2p$ を引いた差をさらに第3隙間角度 $3p$ から引いたものが、振り特性の正側2段目において微小振り振動が入力された時に大摩擦機構13を作動させないための正側2段目隙間角度 ACp となっている(図14, 図16を参照すること)。さらに具体的に説明すると、正側2段目隙間角度 ACp は、スタッドピン62のR2側部と第1孔101のR2側部との間に形成される。正側2段目隙間角度 ACp の大きさはこの実施形態では 0.2° と従来に比べて大幅に小さくなっているが、それより大きくてもよい。

30

【0048】

また、図10に示すように、入力回転体2とスプラインハブ3の間には小摩擦機構15が設けられている。小摩擦機構15は入力回転体2とスプラインハブ3が相対回転する際には常に滑りが生じるようになっている。この実施形態では、小摩擦機構15は主に第1摩擦ワッシャー79及び第3摩擦ワッシャー85によって構成されているが、他の部材によって構成されていてもよい。また、小摩擦機構15で発生するヒステリシストルクは場合によっては最大限低いことが望ましい。

40

(2) 振り特性

次に、複数の機械回路図及び振り特性線図を用いてクラッチディスク組立体1におけるダンパー機構の動作を詳細に説明する。なお、以下の説明は、図10の中立状態からスプラインハブ3を入力回転体2に対してR2側に振っていく正側振り特性を説明しており、負側振り特性については同様であるので説明を省略する。

【0049】

図10の中立状態からスプラインハブ3を入力回転体2に対してR2側に振っていく。こ

50

のとき入力回転体 2 はスプラインハブ 3 に対して R 1 側すなわち回転方向駆動側に擦れていくことになる。図 1 0 の状態からスプラインハブ 3 が R 2 側に例えば 3° 擦れると図 1 1 の状態に移行する。この動作時に、第 1 パネ 7 がスプラインハブ 3 とハブフランジ 6 との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構 1 5 で滑りが生じる。この結果、図 1 8 の擦り特性線図に示すように、低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。そして、第 1 ストッパー 9 と第 3 ストッパー 1 2 とでそれぞれ隙間角度が 3° 小さくなる。図 1 0 の状態から $2p$ 分だけスプラインハブ 3 が擦れると、図 1 2 の状態に移行する。この動作時にも第 1 パネ 7 がスプラインハブ 3 とハブフランジ 6 との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構 1 5 で滑りが生じる。図 1 2 では、第 3 ストッパー 1 2 においてスプラインハブ 3 とフリクションプレート 1 1 とが当接し、第 1 ストッパー 9 において第 1 ストッパー 9 の第 1 隙間角度 $1p$ から第 3 ストッパー 1 2 の第 2 隙間角度 $2p$ を引いた隙間角度が確保されている。さらに図 1 2 の状態からスプラインハブ 3 が R 2 側に擦れると、ハブフランジ 6 に対してフリクションプレート 1 1 が回転方向に変位し、大摩擦機構 1 3 で滑りが生じるとともに、スタッドピン 6 2 が孔 6 9 に対して R 2 側に変位する。図 1 2 の状態からスプラインハブ 3 が R 2 側に $1p - 2p$ 分擦れると、図 1 3 の状態に示すように、第 1 ストッパー 9 においてスプラインハブ 3 の外周歯 5 5 がハブフランジ 6 の内周歯 5 9 に当接する。また、第 4 ストッパー 1 4 において第 1 隙間角度 $1p$ から第 2 隙間角度 $2p$ を引いた差をさらに第 3 隙間角度 $3p$ から引いた差である正側 2 段目隙間角度 ACp が形成されている。このとき、図 1 5 及び図 1 6 に示すように、スタッドピン 6 2 は弾性部材 1 0 4 に当接して弾性部材 1 0 4 を孔 6 9 との間で圧縮している。

10

20

【 0 0 5 0 】

図 1 3 の状態からさらにスプラインハブ 3 が R 2 側に擦れると、図 1 4 の状態に移行する。この動作中に、第 1 ストッパー 9 が当接しているため第 1 パネ 7 は圧縮されず、ハブフランジ 6 が第 2 パネ 8 を入力回転体 2 との間で圧縮していく。この時、フリクションプレート 1 1 と入力回転体 2 との間で滑りが生じることで大摩擦機構 1 3 において摩擦が発生する。この結果、高剛性・高ヒステリシストルクの特性が得られる。なお、この擦り角度 2 段目においては、ハブフランジ 6 とフリクションプレート 1 1 はともにスプラインハブ 3 と一体回転するため、フリクションプレート 1 1 とハブフランジ 6 との間には正側 2 段目隙間角度 ACp が維持されている。

【 0 0 5 1 】

図 1 4 に示す状態でエンジンの燃焼変動に起因する微小擦り振動が入力された場合には、第 2 パネ 8 が圧縮された状態から伸縮する際に正側 2 段目隙間角度 ACp 内では大摩擦機構 1 3 において滑りが生じない。すなわち正側 2 段目隙間角度 ACp は擦り特性正側 2 段目において微小擦り振動（所定トルク以下であり、その結果擦り角の小さな振動）に対して大摩擦機構 1 3 で滑りを生じさせない摩擦抑制機構として機能している。したがって、図 1 9 に示すように、擦り角度 ACp の範囲では、2 段目のヒステリシストルク H_2 より小さなヒステリシストルク H_{AC} が得られる。ヒステリシストルク H_{AC} はヒステリシストルク H_2 の $1/10$ 程度であるのが好ましい。

30

【 0 0 5 2 】

2 段目の微小擦り振動動作時は、ダンパー機構は図 1 4 の状態と図 1 7 の状態間で交互に互いの状態に移行する。つまり、図 1 7 に示す正側 AC 角範囲の正側端では第 4 ストッパー 1 4 においてスタッドピン 6 2 と孔 6 9 が衝突し、図 1 4 に示す正側 AC 角範囲の負側端では第 3 ストッパー 1 2 においてスプラインハブ 3 の外周歯 5 5 とフリクションプレート 1 1 の内周歯 6 6 が衝突している。より詳細には、図 1 7 ではスタッドピン 6 2 が第 1 孔 1 0 1 の R 2 側に衝突し、図 1 4 では内周歯 6 6 がその R 1 側の外周歯 5 5 に衝突する。このとき、スタッドピン 6 2 の衝突部分には弾性部材 1 0 4 が配置されているため、衝撃が緩和されている。そのため、スタッドピン 6 2 や孔 6 9 に摩耗が生じにくい。この結果、正側 2 段目の摩擦抑制機構の所定擦り角度としての ACp が大きくなることが抑えられる。

40

【 0 0 5 3 】

50

なお、この実施形態では、図15の状態スタッドピン62が弾性部材104に当接しており、その結果捻じり角度 AC_p の範囲全てにおいて弾性部材104が回転方向に圧縮される。そのため、図18に示すように、捻じり角度 AC_p の範囲全てにおいて弾性部材104の剛性が現れる。しかし、図15及び図16の状態スタッドピン62と弾性部材104との間に隙間を確保して、捻じり角度 AC_p の範囲の一部でのみ弾性部材104が圧縮されるようにしてよい。また、図15及び図16の状態スタッドピン62と弾性部材104との隙間を大きく確保して、捻じり角度 AC_p の端でのみ弾性部材104が圧縮されるようにしてもよい。いずれの場合も、捻じり角度 AC_p においてスタッドピン62と孔69との間における衝撃が緩和される。

【0054】

なお、前記実施形態では、スタッドピン62は第1孔101に当接するとしたが、当接前に弾性部材104が大摩擦機構13の摩擦抵抗より大きな荷重を発生するように設定してもよい。その場合には、スタッドピン62がハブフランジ6の孔69の縁に当接することはない。したがって、捻じり角度 AC_p とは、図8の中立位置からスタッドピン62が実際にハブフランジ6に対してR2側に移動できる範囲をいうことになる。

【0055】

弾性部材104は、第2孔102に対して固定されていないため、軸方向に移動可能である。したがって、弾性部材104が軸方向両側のフリクションプレート11の一方に摺動しにくい。この結果、弾性部材104がヒステリシストルクを発生したり又は摩擦したりする等の不具合は生じにくい。

【0056】

次に、具体的にクラッチディスク組立体1に各種捻り振動が入力された時の捻り特性の変化について説明する。

車両の前後振動のように振幅の大きな捻り振動が発生すると、捻り特性は正負の2段目間で変動を繰り返す。この時2段目の高ヒステリシストルクによって車両の前後振動は速やかに減衰される。

【0057】

次に、例えば通常走行時においてエンジンの燃焼変動に起因する微小捻り振動がクラッチディスク組立体1に入力されたとする。この時、スプラインハブ3と入力回転体2とは正側2段目隙間角度 AC_p の範囲内で大摩擦機構13を作用させず相対回転可能である。すなわち捻り特性線図において隙間角度 AC_p 範囲内では第2バネ8が作動するが、大摩擦機構13では滑りが生じない。この結果、走行時ラトル、こもり音の原因となる微小捻り振動を効果的に吸収できる。

(3) 他の実施形態

図20及び図21に示すように、弾性部材104をスタッドピン62の回転方向両側に設けてもよい。この場合は、孔69は、第1孔101と、その回転方向両側に一体に形成された1対の第2孔102とから形成されている。各第2孔102には弾性部材104が配置されている。弾性部材104の形状や弾性部材104と第2孔102との関係は前記実施形態と同様である。この実施形態では、捻じり特性負側の微小捻り振動に対する摩擦抑制機構においても衝突部分の衝撃を緩和できる。

【0058】

図22に示すように、スタッドピン62の周囲に弾性部材106を巻く構造にしてもよい。この場合は孔111の形状は単純な長円又は楕円形状になる。この場合も前記実施形態と同様の効果が得られる。さらに、弾性部材をピンの回転方向片側にのみ設けてもよい。

【0059】

図23に示すように、弾性部材107を第2孔102にモールド成形してもよい。弾性部材を第2孔に対して単に挿入しただけの構造では、部品が小さいため組み付けが困難であり、寸法公差で各部材間の隙間等の設定がばらついて好ましくない部分に隙間が発生したり、さらには弾性部材の剛性がばらつく等の問題が考えられる。弾性部材を第2孔102に直接モールドすると上記問題が解決される。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 0 】

図 2 4 に示すように、スプラインハブ 3 の外周歯 5 5 とフリクションプレート 1 1 の内周歯 6 6 との間に弾性部材 1 0 8 を設けてもよい。図 2 6 においては、弾性部材 1 0 8 は内周歯 6 6 の R 1 側面の切欠き 6 6 a にモールド成形されている。このため、外周歯 5 5 がその R 2 側の内周歯 6 6 に当接する際の衝撃が緩和される。

【 0 0 6 1 】

弾性部材は、外周歯 5 5 側に設けられていてもよいし、外周歯 5 5 とその R 1 側の内周歯 6 6 との間に設けられていてもよい。

スプラインハブ 3 の外周歯 5 5 とフリクションプレート 1 1 の内周歯 6 6 との間に弾性部材を設ける実施形態は、ピンとハブフランジの孔との間に弾性部材を設ける実施形態と組みあわせてもよいし、本実施形態単独であってもよい。

10

【 0 0 6 2 】

以上に述べた各実施形態は、単独で用いることも可能であり、必要に応じて適宜組みあわせて用いることも可能である。

さらに、ピン、第 1 孔、第 2 孔及び弾性部材の形状は、前記実施形態に限定されない。

【 0 0 6 3 】

本発明に係るダンパー機構は、クラッチディスク組立体以外にも採用可能である。例えば、2 つのフライホイールを回転方向に弾性的に連結するダンパー機構等である。

【 0 0 6 4 】

【 発明の効果 】

本発明に係るダンパー機構では、所定角度の範囲内では摩擦機構が作動しないため、所定角度範囲内の端ではエンジンの燃焼変動によって部材間の衝突が生じうる。しかし、弾性部材を設けることで互いに当接する部材の衝撃を緩和しているため、部材の摩耗が少なくなり、所定角度が大きくなることが抑えられる。

20

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 クラッチディスク組立体の縦断面概略図。

【 図 2 】 クラッチディスク組立体の平面図。

【 図 3 】 図 1 の部分拡大図。

【 図 4 】 図 1 の部分拡大図。

【 図 5 】 各部分の掠り角度を説明するための平面図。

30

【 図 6 】 各部分の掠り角度を説明するための平面図。

【 図 7 】 各部分の掠り角度を説明するための平面図。

【 図 8 】 ピンとハブフランジの孔の関係を示す平面図。

【 図 9 】 図 8 の IX-IX 断面図。

【 図 1 0 】 クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【 図 1 1 】 クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【 図 1 2 】 クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【 図 1 3 】 クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【 図 1 4 】 クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【 図 1 5 】 図 1 4 の状態における各部品の位置を説明するための平面図。

40

【 図 1 6 】 図 1 5 の部分拡大図であり、図 8 に対応する図。

【 図 1 7 】 クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

【 図 1 8 】 ダンパー機構の掠り特性線図。

【 図 1 9 】 図 1 8 の部分拡大図。

【 図 2 0 】 他の実施形態において、ピンとハブフランジの孔の関係を示す平面図。

【 図 2 1 】 図 2 2 の XXIII-XXIII 断面図。

【 図 2 2 】 他の実施形態において、ピンとハブフランジの孔の関係を示す平面図。

【 図 2 3 】 他の実施形態において、ピンとハブフランジの孔の関係を示す平面図。

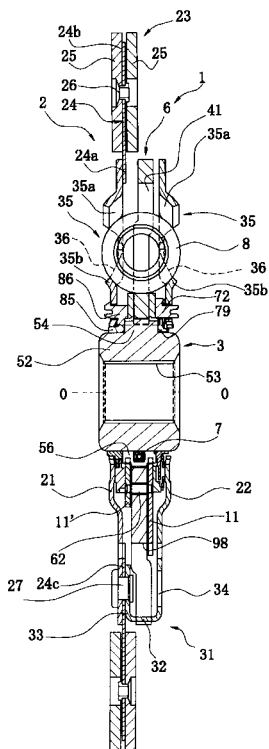
【 図 2 4 】 他の実施形態において、スプラインハブとフリクションプレートの関係を示す平面図。

50

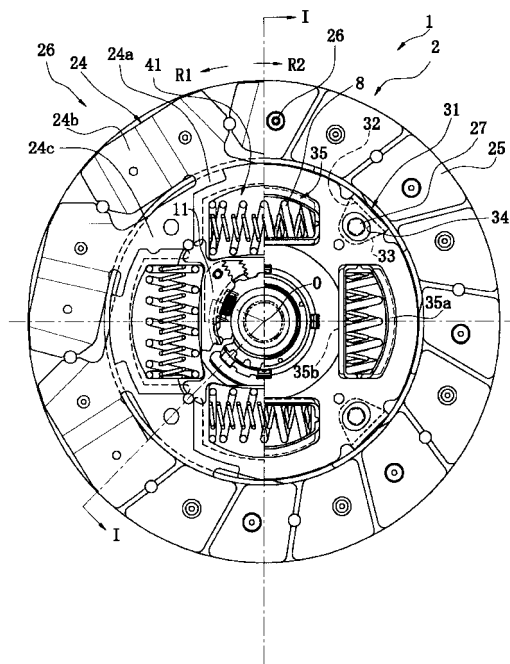
【符号の説明】

- 1 クラッチディスク組立体
- 2 入力回転体
- 3 スプラインハブ（第4部材）
- 4 ダンパー部
- 5 摩擦連結機構
- 6 ハブフランジ（第1部材）
- 8 第2バネ（ばね部材）
- 11 フリクションプレート（第3部材）
- 13 大摩擦機構（摩擦機構）
- 62 ピン（第2部材）
- 69 孔
- 101 第1孔
- 102 第2孔
- 104 弾性部材
- ACp 正側2段目隙間角度（摩擦抑制機構）

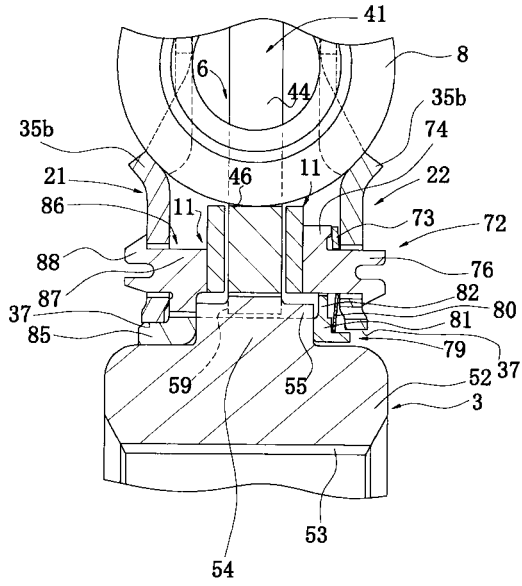
【図1】



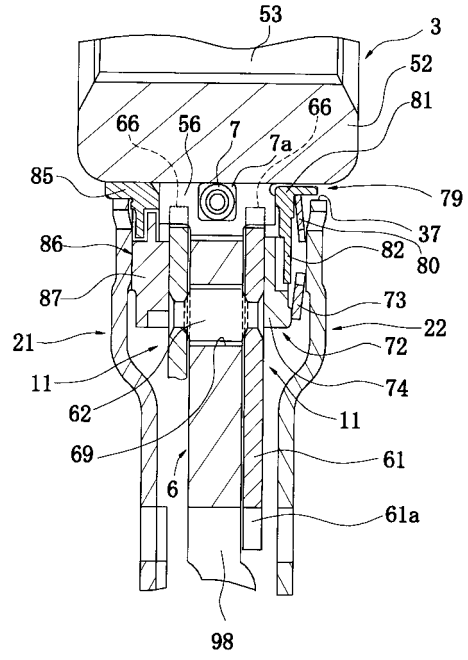
【図2】



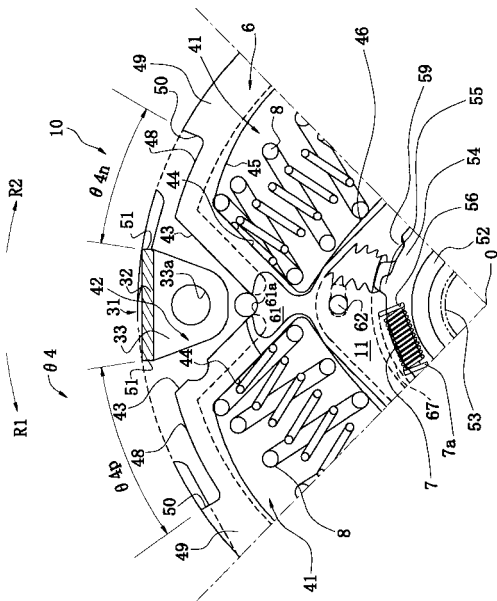
【 図 3 】



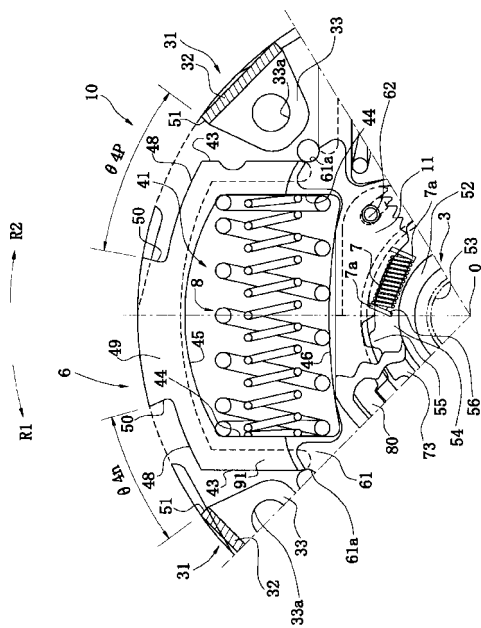
【 図 4 】



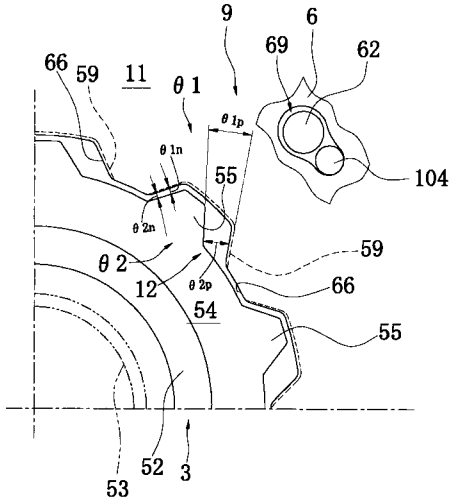
【 図 5 】



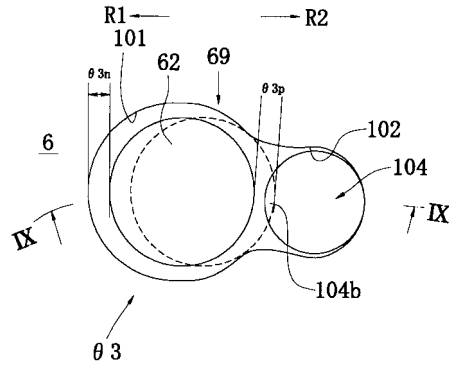
【 図 6 】



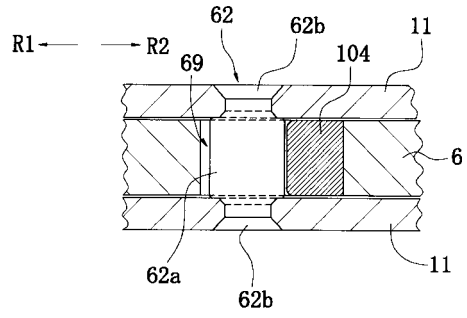
【 図 7 】



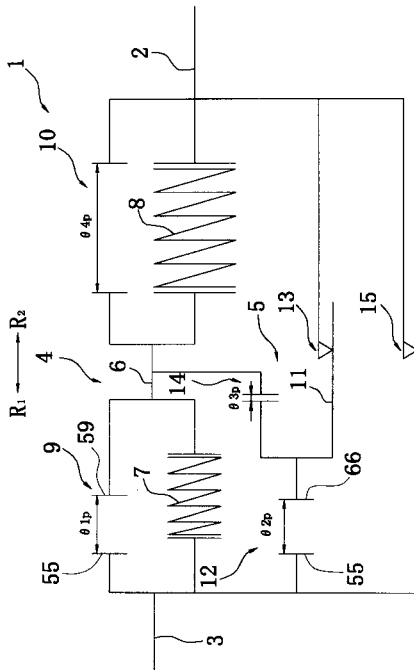
【 図 8 】



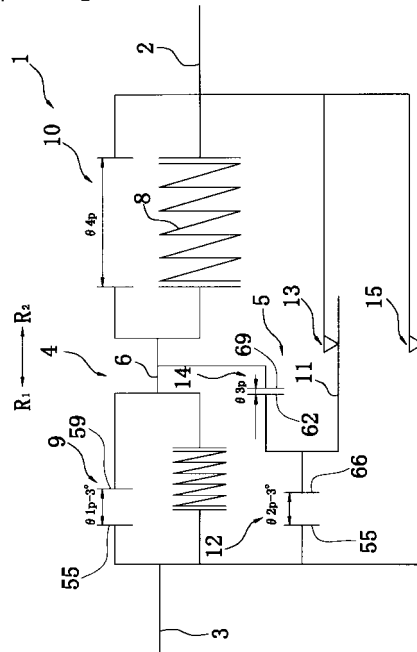
【 図 9 】



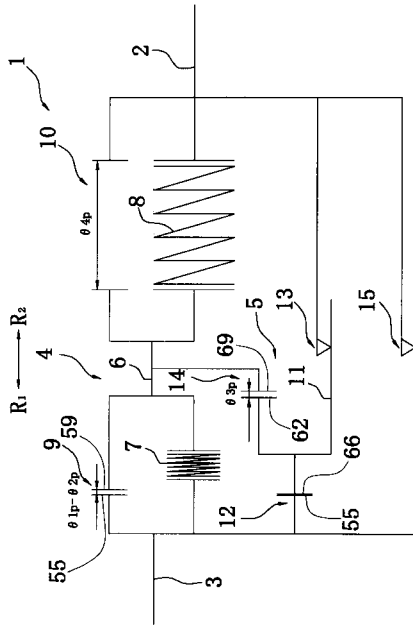
【 図 10 】



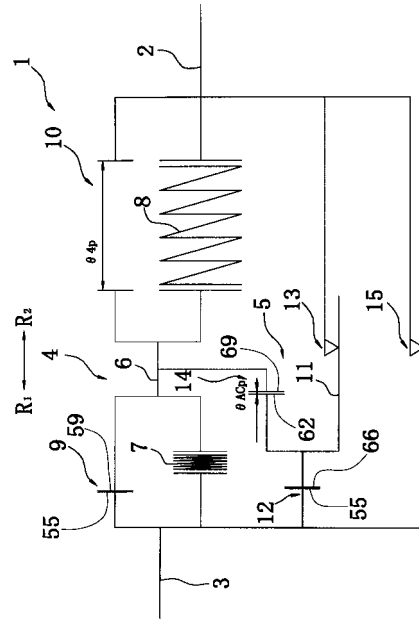
【 図 11 】



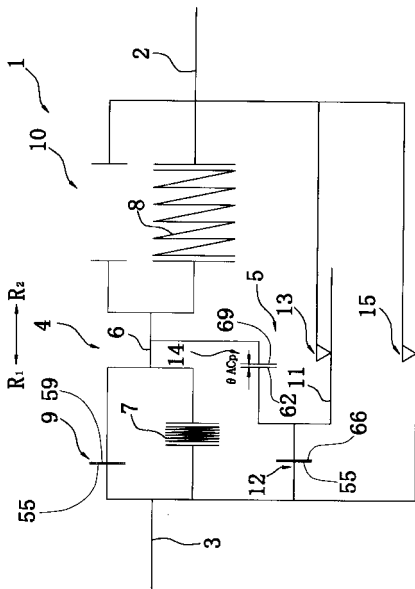
【 図 1 2 】



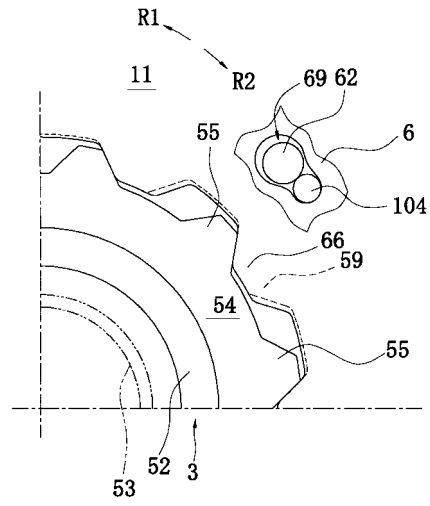
【 図 1 3 】



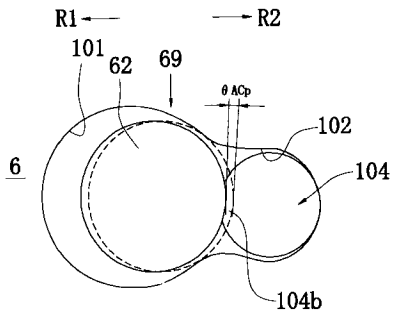
【 図 1 4 】



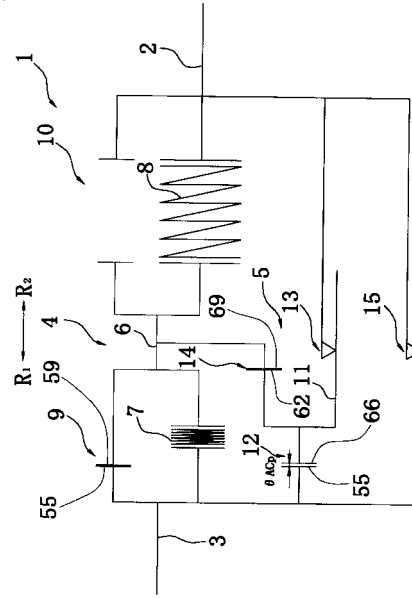
【 図 1 5 】



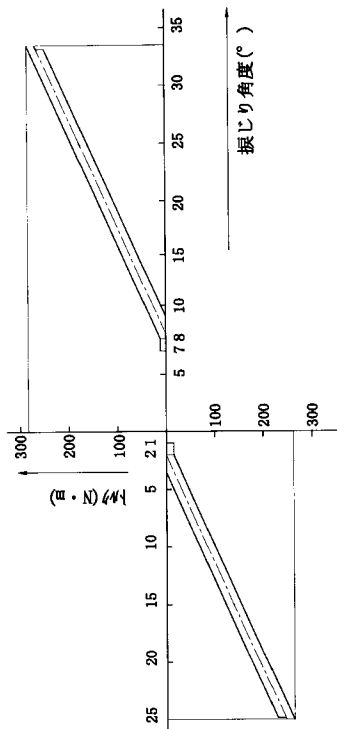
【 図 1 6 】



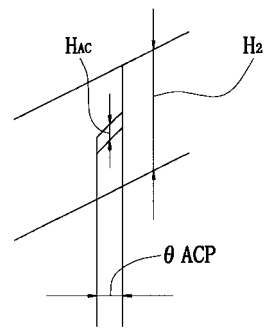
【 図 1 7 】



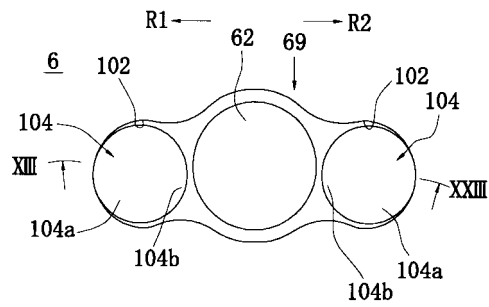
【 図 1 8 】



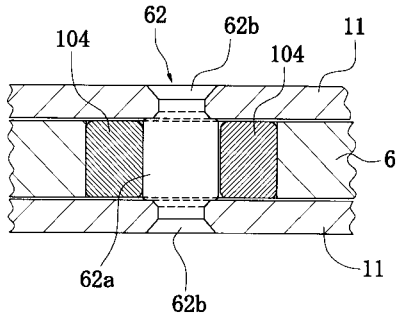
【 図 1 9 】



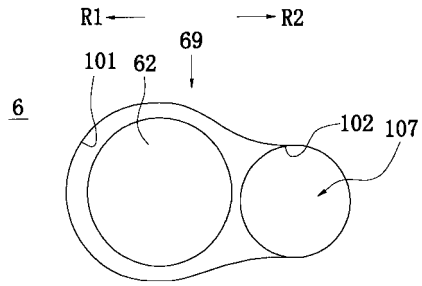
【 図 2 0 】



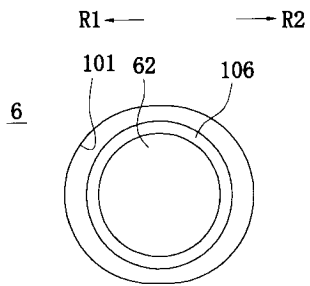
【 図 2 1 】



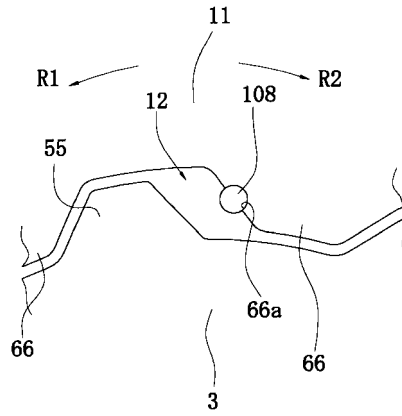
【 図 2 3 】



【 図 2 2 】



【 図 2 4 】



フロントページの続き

(72)発明者 青木 辰之
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 柏原 郁昭

(56)参考文献 実開昭63-078727(JP,U)
特開2000-035053(JP,A)
特開平07-098041(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16F 15/131

F16F 15/129

F16D 13/64