

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3675645号
(P3675645)

(45) 発行日 平成17年7月27日(2005.7.27)

(24) 登録日 平成17年5月13日(2005.5.13)

(51) Int.Cl.⁷

F I

F 1 6 D 13/64

F 1 6 D 13/64

A

F 1 6 F 15/123

F 1 6 D 13/64

H

F 1 6 F 15/129

F 1 6 F 15/123

A

F 1 6 F 15/129

C

請求項の数 5 (全 28 頁)

(21) 出願番号 特願平10-204063

(22) 出願日 平成10年7月17日(1998.7.17)

(65) 公開番号 特開2000-35054(P2000-35054A)

(43) 公開日 平成12年2月2日(2000.2.2)

審査請求日 平成14年7月15日(2002.7.15)

(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

審査官 平瀬 知明

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】

出力ハブ(3)と、

前記出力ハブの回りに相対回転可能に配置された1対の入力プレート(21, 22)と

、

前記出力ハブの外周側で前記1対の入力プレートの間に配置された第1中間部材(6)と、

前記出力ハブと前記第1中間部材を回転方向に弾性的に連結する第1弾性部材(7)と

、

前記第1中間部材と前記1対の入力プレートを回転方向に弾性的に連結し前記第1弾性部材より剛性が高い第2弾性部材(8)と、

前記出力ハブと前記1対の入力プレートとの間に配置され、前記1対の入力プレートに対して回転方向に摺動可能に摩擦係合する第2中間部材(11)とを備え、

前記第2弾性部材が回転方向に圧縮される捩り特性2段目は、前記1対の入力プレートが前記出力ハブに対して回転方向駆動側に捩れた正側と、前記1対の入力プレートが前記出力ハブに対して回転方向駆動側と反対側に捩れた負側とにそれぞれ存在し、

前記正側2段目において前記第2弾性部材が作動する際に前記第2弾性部材が前記第2中間部材に作用しない第1円周方向隙間(ACP)が確保され、前記負側2段目において前記第2弾性部材が作動する際に前記第2弾性部材が前記第2中間部材に作用しない第2円周方向隙間(ACN)が確保され、

前記第 1 円周方向隙間と前記第 2 円周方向隙間は互いに独立して設けられており、
前記第 2 中間部材は、前記第 1 中間部材の軸方向両側に配置された 1 対の部材 (1 1)
と、前記 1 対の部材同士を一体回転させるように連結する連結部材 (6 2) とから構成さ
れ、

前記第 1 中間部材には前記連結部材が貫通する孔 (6 9) が形成され、
前記第 1 及び第 2 円周方向隙間は前記連結部材と前記孔との円周方向隙間部分により形
成されている、ダンパー機構。

【請求項 2】

前記 1 対の入力プレートと前記出力ハブとの間には第 1 隙間角度を有する第 1 ストッパ
ー機構 (9) が形成され、前記 1 対の入力プレートと前記第 2 中間部材との間には第 2 隙
間角度を有する第 2 ストッパー機構 (1 2) が形成され、前記第 2 中間部材と前記第 1 中
間部材との間には第 3 隙間角度を有する第 3 ストッパー機構 (1 4) が形成され、
前記第 1 隙間角度から前記第 2 隙間角度を引いた差をさらに第 3 隙間角度から引いた差が
前記第 1 及び第 2 円周方向隙間の円周方向角度となる、請求項 1 に記載のダンパー機構。

【請求項 3】

前記第 1 円周方向隙間と前記第 2 円周方向隙間は円周方向角度が異なる、請求項 1 又は
2 に記載のダンパー機構。

【請求項 4】

前記第 2 円周方向隙間の円周方向角度は前記第 1 円周方向隙間の円周方向角度より小さ
い、請求項 3 に記載のダンパー機構。

【請求項 5】

前記第 2 円周方向隙間の円周方向角度は前記第 1 円周方向隙間の円周方向角度の約半分
である、請求項 4 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に伝達されたトルクが逆にタイヤ側からトルクに伝わ
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振動特性においてゼロトル
ク付近が問題となり、そこでの振動剛性は低い方がよい。一方、ティップイン・ティッ

10

20

30

40

50

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絞り特性をできるだけソリッドにすることが必要である。

以上の問題を解決するために、２種類のバ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。そこでは、絞り特性における１段目（低絞り角度領域）における絞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、絞り特性における２段目（高絞り角度領域）では絞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。

【０００６】

さらに、絞り特性２段目においてたと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。

【０００７】

【発明が解決しようとする課題】

絞り特性の２段目において大摩擦機構を作動させない角度領域はたとえば２°程度の微小角度であり、入力側回転体が出力側回転体に対して回転方向駆動側（正側）に絞られた正側２段目とその反対側（負側）に絞られた負側２段目の両方において発生可能である。従来は大摩擦機構を作動させないための構造が正側２段目と負側２段目で同一の機構によって実現されているため、絞り特性正側と負側とで微小振動に対して高ヒステリシストルクが発生しない円周方向角度の大きさが同一である。

【０００８】

しかし、正側低ヒステリシストルク発生角度は、通常走行時のエンジントルク変動に対しては高ヒステリシストルクを発生しない程度に十分に大きい必要がある。しかし、正側低ヒステリシストルク発生角度を大きくすると、負側低ヒステリシストルク角度は負側２段目においては大きくなり過ぎることがある。具体的には、負側の低ヒステリシストルク角度が大きくなると、減速時共振周波数において両側の高ヒステリシストルクを発生させることができず、振動のピークが大きくなってしまう。

【０００９】

本発明の目的は、ダンパー機構の正負両側２段目における微小絞り振動に対する低ヒステリシストルク発生角度の大きさが同一であることに起因する問題点を解決することにある。

【００１３】

【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、出力ハブと１対の入力プレートと第１中間部材と第１弾性部材と第２中間部材とを備えている。１対の入力プレートは出力ハブの回りに相対回転可能に配置されている。第１中間部材は出力ハブの外周側で１対の入力プレートの間に配置されている。第１弾性部材は出力ハブと第１中間部材を回転方向に弾性的に連結する。第２弾性部材は第１中間部材と１対の入力プレートを回転方向に弾性的に連結し第１弾性部材より剛性が高い。第２中間部材は、出力ハブと１対の入力プレートとの間に配置され、１対の入力プレートに対して回転方向に摺動可能に摩擦係合している。第２弾性部材が回転方向に圧縮される絞り特性２段目は、１対の入力プレートが出力ハブに対して回転方向駆動側に絞れた正側と、１対の入力プレートが出力ハブに対して回転方向駆動側と反対側に絞れた負側とにそれぞれ存在している。正側２段目において第２弾性部材が作動する際に第２弾性部材が第２中間部材に作用しない第１円周方向隙間が確保されている。負側２段目において第２弾性部材が作動する際に第２弾性部材が作用しない第２円周方向隙間が確保されている。第１円周方向隙間と第２円周方向隙間は互いに独立して設けられている。

【００１４】

請求項１に記載のダンパー機構では、１対の入力プレートにトルクが入力されると、ダンパー機構を介して出力ハブにトルクが伝達される。ダンパー機構では、第１弾性部材、

10

20

30

40

50

第1中間部材、第2弾性部材の順でトルクが伝達される。1対の入力プレートは出力ハブに対して回転方向駆動側（正側）と回転方向駆動側と反対側（負側）とに挟みれることができる。挟みり角度の小さな1段目角度領域では摩擦機構が摩擦を発生することはないためアイドリング時の異音に対して効果的である。

一方、正負両側の2段目間で1対の入力プレートと出力ハブとが繰り返し挟みれる低周波振動は、正負両側の2段目において第2弾性部材による高剛性及び摩擦機構による摩擦により十分に減衰される。さらに、2段目において所定トルク以下の挟みり振動が入力された場合には、正側2段目では第1円周方向隙間によって第2弾性部材が第2中間部材に作用せず、第2中間部材を1対の入力プレートに対して滑らせない。また、負側2段目では第2円周方向隙間によって第2弾性部材が第2中間部材に作用せず、第2中間部材を1対の入力プレートに対して滑らせない。

10

【0015】

ここでは、第1円周方向隙間と第2円周方向隙間とがそれぞれ独立して設けられているため、第1円周方向隙間の大きさと第2円周方向隙間の大きさを容易に異ならせることができる。この結果、第1円周方向隙間と第2円周方向隙間をそれぞれの2段目における適切な角度とすることができる。

このダンパー機構では、第2中間部材は、第1中間部材の軸方向両側に配置された1対の部材と、1対の部材同士を一体回転させるように連結する連結部材とから構成されている。第1中間部材には連結部材が貫通する孔が形成されている。第1及び第2円周方向隙間は連結部材と孔との円周方向隙間部分より形成されている。

20

【0016】

このダンパー機構では、第1及び第2円周方向隙間の精度を高くできる。

請求項2に記載のダンパー機構では、請求項1において、1対の入力プレートと出力ハブとの間には第1隙間角度を有する第1ストッパー機構が形成され、1対の入力プレートと第2中間部材との間には第2隙間角度を有する第2ストッパー機構が形成され、第2中間部材と第1中間部材との間には第3隙間角度を有する第3ストッパー機構が形成されている。第1隙間角度から第2隙間角度を引いた差をさらに第3隙間角度から引いた差が第1及び第2円周方向隙間の円周方向角度となる。

【0017】

請求項3に記載のダンパー機構では、請求項1又は2において、第1円周方向隙間と第2円周方向隙間は円周方向角度が異なる。

30

請求項4に記載のダンパー機構では、請求項3において、第2円周方向隙間の円周方向角度は第1円周方向隙間の円周方向角度より小さい。

請求項4に記載のダンパー機構では、第1円周方向隙間の角度の大きさを十分に確保しつつ、第2円周方向隙間の角度の大きさを小さくすることで減速時共振周波数における振動のピークを減らすことができる。

【0018】

請求項5に記載のダンパー機構では、請求項4において、第2円周方向隙間の円周方向角度は第1円周方向隙間の円周方向角度の約半分である。

【0019】

40

【発明の実施の形態】

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。

【0020】

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

50

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。

【００２１】

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，リテーニングプレート２２，クラッチディスク２３）と、出力回転体３（ハブ）と、入力回転体２と出力回転体３との間に配置されたダンパー機構とから構成されている。ダンパー機構は、第１パネ７，第２パネ８及び大摩擦機構１３などを含んでいる。

【００２２】

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。入力回転体２は、主に、クラッチプレート２１と、リテーニングプレート２２と、クラッチディスク２３とから構成されている。クラッチプレート２１とリテーニングプレート２２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空けて配置されている。クラッチプレート２１はエンジン側に配置され、リテーニングプレート２２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２１とリテーニングプレート２２は後述する板状連結部３１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。

【００２３】

クラッチディスク２３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２３は、クッシュニングプレート２４と、第１及び第２摩擦フェーシング２５とから主に構成されている。クッシュニングプレート２４は、環状部２４ａと、環状部２４ａ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２４ｂと、環状部２４ａから半径方向内側に延びる複数の連結部２４ｃとから構成されている。連結部２４ｃは４カ所に形成され、各々がリベット２７（後述）によりクラッチプレート２１に固定されている。クッシュニングプレート２４の各クッシュニング部２４ｂの両面には、摩擦フェーシング２５がリベット２６により固定されている。

【００２４】

クラッチプレート２１及びリテーニングプレート２２の外周部には、回転方向に等間隔で４つの窓孔３５がそれぞれ形成されている。各窓孔３５には、内周側と外周側にそれぞれ切り起こし部３５ａ，３５ｂが形成されている。この切り起こし部３５ａ，３５ｂ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３５には、第２パネ８の端部に当接又は近接する当接面３６が円周方向両端に形成されている。

【００２５】

クラッチプレート２１及びリテーニングプレート２２には、それぞれ中心孔３７（内周縁）が形成されている。この中心孔３７内には出力回転体３としてのスプラインハブが配置されている。出力回転体３は、軸方向に延びる筒状のボス５２と、ボス５２から半径方向に延びるフランジ５４とから構成されている。ボス５２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５３が形成されている。フランジ５４には回転方向に並んだ複数の外周歯５５及び後述の第１パネ７を収容するための切欠き５６等が形成されている。切欠き５６は半径方向に対向する２カ所に形成されている。

【００２６】

分離フランジ６は、出力回転体３の外周側で、かつ、クラッチプレート２１とリテーニングプレート２２との間に配置された円板状の部材である。分離フランジ６は、第１パネ７を介して出力回転体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７～９に詳細に示すように、分離フランジ６の内周縁には複数の内周歯５９が形成されている。

【００２７】

内周歯５９は前述の外周歯５５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５５と内周歯５９とは回転方向に互いに当接可能である。すなわち外周歯

10

20

30

40

50

55と内周歯59とにより出力回転体3と分離フランジ6との挟み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55とその円周方向両側の内周歯59との間にはそれぞれ第1隙間角度 θ_1 が確保されている。外周歯55から見てR2側の内周歯59との間の第1隙間角度 θ_{1p} は 8° であり、外周歯55から見てR1側の内周歯59との間の第1隙間角度 θ_{1n} は 2° である。このように第1隙間角度 θ_{1p} と θ_{1n} は角度の大きさが異なり、 θ_{1p} は θ_{1n} より大きい。

【0028】

さらに、分離フランジ6の内周縁には、フランジ54の切欠き56に対応して切欠き67が形成されている。切欠き56、67内には、それぞれ1つつ合計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7aを介して切欠き56、67の円周方向両端に係合している。以上の構造によって、出力回転体3と分離フランジ6とが相対回転する際には第1隙間角度 θ_1 の範囲内で第1バネ7が回転方向に圧縮される。

【0029】

分離フランジ6には回転方向に等間隔で4つの窓孔41が形成されている。窓孔41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41の縁は、円周方向両側の当接部44と、外周側の外周部45と、内周側の内周部46とから構成されている。外周部45は連続して形成されており窓孔41の外周側を閉じている。なお、窓孔41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。分離フランジ6において各窓孔41の円周方向間には切欠き42が形成されている。切欠き42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43が形成されている。

【0030】

各窓孔41が形成された部分の半径方向外側には、突起49が形成されている。すなわち突起49は分離フランジ6の外周縁48からさらに半径方向外側に延びる突起形状である。突起49は、回転方向に長く延びており、ストッパー面50が形成されている。突起49は、窓孔41に比べて円周方向の幅が短く、ほぼその円周方向中間位置に形成されている。すなわち、突起49のストッパー面50は、切欠き42の縁面43より窓孔41に対してさらに円周方向内側に配置されており、窓孔41の当接部44よりさらに円周方向内側に配置されている。なお、突起49は円周方向両端にストッパー面が形成されていればそれでよく、必ずしも円周方向中間部分を必要としない。すなわち、突起は両側ストッパー面を形成するために円周方向2カ所に設けられた形状であっても良い。

【0031】

前述した分離フランジ6の構造について他の表現を用いて再度説明する。分離フランジ6は内周側に環状部を有しており環状部から半径方向外方に突出する複数の突出部47を有している。各突出部47はこの実施形態では回転方向に等間隔で4つ形成されている。突出部47は回転方向に長く形成されており、その内部に前述の窓孔41が形成されている。窓孔41は突出部47においてその面積の70%以上を占めており、突出部47にわたって形成されている。

【0032】

さらに突出部47を他の表現で説明すると、突出部47は、半径方向に延びる2つの円周方向両側窓枠部91と、円周方向両側窓枠部91の半径方向外側端同士を連結する外周側窓枠部92とから構成されている。円周方向両端窓枠部91の円周方向内側は当接部44となり、円周方向外側は縁面43となっている。外周側窓枠部92の半径方向内側は外周部45となっており、半径方向外側は外周縁48となっている。外周縁48には前述の突起49が形成されている。なお、前述の切欠き42は回転方向に隣接する突出部47の円周方向両端窓枠部91間の空間である。

10

20

30

40

50

【0033】

第2パネ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パネである。各第2パネ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パネ8は各第1パネ7に比べて大型であり、パネ定数が大きい。第2パネ8は各窓孔41、35内に收容されている。第2パネ8は回転方向に長く延びており、窓孔41全体にわたって配置されている。すなわち第2パネ8の円周方向角度は後述の窓孔41の円周方向角度Bとほぼ等しい。第2パネ8の円周方向両端は、窓孔41の当接部44と当接面36とに当接又は近接している。プレート21、22のトルクは第2パネ8を介して分離フランジ6に伝達され得る。プレート21、22と分離フランジ6とが相対回転すると、第2パネ8は両者の間で圧縮される。具体的には、第2パネ8は当接面36とその円周方向反対側の当接部44との間で回転方向に圧縮される。このとき4つの第2パネ8は並列に作用している。

10

【0034】

リテーニングプレート22の外周縁には、回転方向に等間隔で4カ所に板状連結部31が形成されている。板状連結部31は、クラッチプレート21とリテーニングプレート22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のストッパーの一部を構成している。板状連結部31は、リテーニングプレート22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31は、各窓孔41の円周方向間すなわち切欠き42に対応して配置されている。板状連結部31は、リテーニングプレート22の外周縁から軸方向に延びるストッパー部32と、ストッパー部32の端部から半径方向内側に延びる固定部33とから構成されている。ストッパー部32はリテーニングプレート22の外周縁からクラッチプレート21側に延びている。固定部33は、ストッパー部32の端部から半径方向内側に折り曲げられている。以上に述べた板状連結部31はリテーニングプレート22と一体の部分であり、厚みはリテーニングプレート22とほぼ同じである。そのため、ストッパー部32は、主面が半径方向に向いており、半径方向にはリテーニングプレート22の板厚に相当する幅のみを有している。ストッパー部32は円周方向両側にストッパー面51を有している。固定部33の半径方向位置は窓孔41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41の間である。この結果、固定部33は分離フランジ6の切欠き42に対応して配置されている。切欠き42は固定部33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22をクラッチプレート21に対して軸方向に移動させたときには固定部33は切欠き42を通して移動可能である。固定部33はクッシュニングプレート24の連結部24c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33には孔33aが形成されており、孔33a内には前述のリベット27が挿入されている。リベット27は、固定部33とクラッチプレート21とクッシュニングプレート24とを一体に連結している。さらに、リテーニングプレート22において固定部33に対応する位置にはかしめ用孔34が形成されている。

20

30

【0035】

次に、板状連結部31のストッパー部32と突起49とからなる第2ストッパー10について説明する。第2ストッパー10は分離フランジ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、捩り角度が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は分離フランジ6と入力回転体2との間で圧縮される。

40

【0036】

板状連結部31は、平面視において、円周方向位置は窓孔41の円周方向間、切欠き42内、突起49の円周方向間にある。また、板状連結部31のストッパー面51の半径方向位置は、分離フランジ6の外周縁48よりさらに半径方向外側にある。すなわち、ストッパー部32と突起49とは半径方向位置がほぼ同じである。このため、ストッパー部32と突起49は分離フランジ6とプレート21、22との捩り角度が大きくなると互いに当接可能である。ストッパー部32のストッパー面51と突起49のストッパー面50とが

50

互いに当接した状態では、ストッパ部 32 は分離フランジ 6 の突出部 47 すなわち窓孔 41 の半径方向外側に位置している。すなわち、ストッパ部 32 が突出部 47 及び窓孔 41 よりさらに円周方向内側に入り込むことが可能になっている。

【0037】

以上に述べた第 2 ストッパ 10 の利点について説明する。ストッパ部 32 は板状であるため、従来のストッピンに比べて円周方向角度を短くできる。また、ストッパ部 32 は従来のストッピンに比べて半径方向長さが大幅に短くなっている。すなわちストッパ部 32 の半径方向長さはプレート 21, 22 の板の厚みと同じだけである。このことは、第 2 ストッパ 10 の実質的な半径方向長さはプレート 21, 22 の板厚に相当する短い部分に限定されていることを意味する。

10

【0038】

ストッパ部 32 はプレート 21, 22 の外周縁部分すなわち最外周位置に配置されており、ストッパ部 32 の半径方向位置は突出部 47 特に窓孔 41 の外周縁 48 の半径方向位置よりさらに半径方向外側である。このようにストッパ部 32 が窓孔 41 から半径方向に異なる位置にあるため、ストッパ部 32 と窓孔 41 とが回転方向に互いに干渉しない。この結果、第 2 パネ 8 によるダンパー機構の最大振り角度と第 2 パネ 8 の振り角度を共に大きくできる。ストッパ部が窓孔と同じ半径方向位置にある場合には、第 2 パネによるダンパー機構の振り角度と窓孔の円周方向角度とは互いに干渉し合い、ダンパー機構の広角化とパネの低剛性化を実現できない。

【0039】

20

特に、第 2 ストッパ 10 の半径方向長さが従来のストッピンに比べて大幅に短いため、第 2 ストッパ 10 を窓孔 41 の半径方向外側に設けても、プレート 21, 22 の外径は極端に大きくならない。また、窓孔 41 の半径方向長さが極端に短くなることはない。突起 49 から見て R2 側のストッパ部 32 との間の第 4 隙間角度 $4p$ は 26° であり、突起 49 から見て R1 側ストッパ部 32 との間の第 4 隙間角度 $4n$ は 23.5° である。このように $4p$ は $4n$ と大きさが異なり、 $4p$ は $4n$ より大きい。以上に述べた $4p$ と $4n$ の関係を実現するために、突起 49 はストッパ部 32 の円周方向間に中心位置から円周方向にずれて配置されている。より具体的には、突出部 47 の円周方向中心位置はストッパ部 32 の円周方向間中心位置の R1 側に位置している。

【0040】

30

中間プレート 11 は、出力回転体 3 の外周側において、クラッチプレート 21 と分離フランジ 6 との間、及び分離フランジ 6 とリテーニングプレート 22 との間に配置された 1 対のプレート部材である。中間プレート 11 は円板状または環状のプレート部材であり、入力回転体 2 と出力回転体 3 との間でダンパー機構の一部を構成している。中間プレート 11 の内周縁には複数の内周歯 66 が形成されている。内周歯 66 は分離フランジ 6 の内周歯 59 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 66 は内周歯 59 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 66 は、出力回転体 3 の外周歯 55 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出力回転体 3 と中間プレート 11 とは相対回転可能となっている。外周歯 55 と内周歯 59 とにより、出力回転体 3 と中間プレート 11 との相対回転角度を規制する第 3 ストッパ 12 が形成されている。より具体的には、図 7 に示すように、外周歯 55 と内周歯 66 との間には第 2 隙間角度 2 の隙間が確保されている。外周歯 55 から見て R2 側の内周歯 66 との間の第 2 隙間角度 $2p$ は 7.5° であり、外周歯 55 から見て R1 側の内周歯 66 との間の第 2 隙間角度 $2n$ は 1.5° である。このように $2p$ は $2n$ と大きさが異なり、大きい。第 2 隙間角度 $2p$ は第 1 隙間角度 $1p$ より小さく、第 2 隙間角度 $2n$ は第 1 隙間角度 $1n$ より小さい。

40

【0041】

1 対の中間プレート 11 のうちリテーニングプレート 22 側に配置された中間プレート 11 には、半径方向外側に延びる複数の突出部 61 が形成されている。各突出部 61 は分離フランジ 6 の窓孔 41 の間に配置されている。窓孔 41 の先端には、半円形状の位置合わ

50

せ切欠き 6 1 a が形成されている。この切欠き 6 1 a は、分離フランジ 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。

【 0 0 4 2 】

1 対の中間プレート 1 1 同士は、複数のピン 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。ピン 6 2 は、胴部と、胴部から軸方向両側に延びる頭部とから構成されている。1 対の中間プレート 1 1 同士はピン 6 2 の胴部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。中間プレート 1 1 の頭部は中間プレート 1 1 に形成された孔内に挿入され自らと胴部との間に中間プレート 1 1 を挟んでいる。各中間プレート 1 1 と分離フランジ 6 との間には、それぞれスペーサ 6 3 が配置されている。スペーサ 6 3 は各中間プレート 1 1 の内周部と分離フランジ 6 の内周側環状部分との間にそれぞれ配置された環状のプレート部材である。スペーサ 6 3 にはピン 6 2 の胴部が挿入される孔が形成されており、ピン 6 2 と孔の係合によってスペーサ 6 3 は中間プレート 1 1 と一体回転する。スペーサ 6 3 において分離フランジ 6 に対向し当接する側の面には摩擦係数を減らすためのコーティングが施されている。分離フランジ 6 にはピン 6 2 が貫通する複数の孔 6 9 が形成されている。ピン 6 2 は孔 6 9 に対して円周方向両側に所定角度だけ相対移動可能である。すなわちピン 6 2 の胴部と孔 6 9 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 ストップパー 1 4 が形成されている。ピン 6 2 から見て R 2 側の孔 6 9 端面との間には第 3 隙間角度 θ_{3p} が確保されている、ピン 6 2 から見て R 1 側の孔 6 9 端面との間には第 3 隙間角度 θ_{3n} が確保されている。第 3 隙間角度 θ_{3p} と θ_{3n} は大きさが異なり、 θ_{3p} は 0.90° であり、 θ_{3n} は 0.70° である。

【 0 0 4 3 】

以上に述べたピン 6 2 と孔 6 9 との相対的位置関係は、ピン 6 2 が図 7 に示す中立状態において孔 6 9 に対して R 2 側にずれていることを意味している。より具体的にはピン 6 2 の円周方向中心位置は孔 6 9 の円周方向中心位置より R 2 側に位置している。この位置関係は、ピン 6 2 の位置を移動させること、又は分離フランジ 6 の孔 6 9 の大きさを円周方向両側で変えることで実現される。

【 0 0 4 4 】

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 7 2 は、トランスミッション側の中間プレート 1 1 の内周部とリテーニングプレート 2 2 の内周部との間に配置されている。第 2 摩擦ワッシャー 7 2 は主に樹脂製の本体 7 4 から構成されている。本体 7 4 の摩擦面は、トランスミッション側の中間プレート 1 1 のトランスミッション側面に当接している。本体 7 4 の内周部からはトランスミッション側に係合部 7 6 が延びている。係合部 7 6 は、リテーニングプレート 2 2 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 7 4 の内周部トランスミッション側には複数の凹部 7 7 が形成されている。本体 7 4 とリテーニングプレート 2 2 との間には第 2 コーンスプリング 7 3 が配置されている。第 2 コーンスプリング 7 3 は、第 2 摩擦ワッシャー 7 2 の本体 7 4 とリテーニングプレート 2 2 との間に圧縮された状態で配置されている。これにより、第 2 摩擦ワッシャー 7 2 の摩擦面は第 1 中間プレート 1 1 に強く圧接されている。第 1 摩擦ワッシャー 7 9 はフランジ 5 4 とリテーニングプレート 2 2 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 7 9 は第 2 摩擦ワッシャー 7 2 の内周側でかつボス 5 2 の外周側に配置されている。第 1 摩擦ワッシャー 7 9 は樹脂製である。第 1 摩擦ワッシャー 7 9 は、主に環状の本体 8 1 から構成されており、環状の本体 8 1 からは複数の突起 8 2 が半径方向外側に延びている。本体 8 1 はフランジ 5 4 に当接しており、複数の突起 8 2 は第 2 摩擦ワッシャー 7 2 の凹部 7 7 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 7 9 は第 2 摩擦ワッシャー 7 2 を介してリテーニングプレート 2 2 と一体回転可能である。第 1 摩擦ワッシャー 7 9 とリテーニングプレート 2 2 の内周部との間には第 1 コーンスプリング 8 0 が配置されている。第 1 コーンスプリング 8 0 は第 1 摩擦ワッシャー 7 9 とリテーニングプレート 2 2 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。

【0045】

クラッチプレート21の内周部とフランジ54及び中間プレート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3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中間プレート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。

【0046】

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と中間プレート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。

【0047】

次に第2バネ8と第2ストッパー10における各構造の角度及びその関係について詳細に説明する。なお、以下に述べる「円周方向角度」とは、ある位置から他の位置までのクラッチディスク組立体1の回転軸O-Oを中心とした円周方向（クラッチディスク組立体1の回転方向）角度のことである。以下の説明で用いる角度の絶対値は図面に記載された本願発明の一例としてのクラッチディスク組立体1のものであり、本願発明はそれらの数値に限定されない。

AとCとの関係

各突起49の円周方向角度A（図6）は、回転方向に隣接する突起49の隣接する円周方向端部間（すなわち回転方向に向き合うストッパー面50間）の円周方向角度C（図5）より小さい。AとCは一方が大きくなれば他方が小さくなる関係にある。ここではAをCに対して大幅に小さくすることでCを従来より大きく確保している。このように各突起49間の円周方向角度Cが広くなることにより、分離フランジ6とプレート21、22との間の第4隙間角度 $4(4p + 4n)$ を広くすることが可能となっている。

【0048】

Cは、 40° 以上あれば従来にない十分に優れた効果が得られ、 $50 \sim 80^\circ$ の範囲にある場合はさらに優れた効果が得られ、 $60 \sim 80^\circ$ の範囲にある場合はさらに優れた効果が得られ $65 \sim 75^\circ$ の範囲にある場合は最も優れた効果が得られる。

【0049】

AはCの2分の1以下であれば十分に優れた効果が得られる。AはCの3分の1以下であればさらに優れた効果が得られる。

CとDとの関係

10

20

30

40

50

各板状連結部 31 (ストッパー部 32) の円周方向角度 D は、前述の角度 C より遙かに小さくなっている。C から D を引いたものが、分離フランジ 6 とプレート 21, 22 との間の最大隙間角度 4 ($4p + 4n$, ダンパー機構のストッパー角度) になっている。すなわち、このダンパー機構では最大隙間角度 4 が従来より広がっている。図から明らかなように、 4 を広くするためには、C を大きくし、D を小さくすることが必要であることがわかる。この実施形態においては D は 18° になっている。D は 20° 以下であるのが好ましく、 $10 \sim 20^\circ$ の範囲にあるのがさらに好ましい。

【0050】

D が C の 2 分の 1 以下であれば、D は十分に広く確保され、3 分の 1 であればさらに 4 は広くなり、4 分の 1 以下であれば 4 を最も広くできる。

10

この実施形態では 4 は 58.5° である。E は 20° 以上であるのが好ましい。E は 30° 以上であるのが好ましい。特に $40 \sim 60^\circ$ の範囲にあれば従来にない充分な広角化が達成されており、 $55 \sim 60^\circ$ の範囲にあればさらに好ましい。

【0051】

最大捩じり角度 4 が増大することにより以下の効果が得られる。広捩じり角が達成されると、ストッパートルクを低下させることなく、捩じり特性の 2 段目のバネ (第 2 バネ 8) の剛性を低くできる。この実施形態では従来に比べて第 2 バネ 8 の剛性を約 50 % 程度まで低くしている。この結果、2 段目から 2 段目に移行するときのショック (アクセル踏み込み時、最初の突き上げ感) が減少する。

【0052】

20

B と D との関係

分離フランジ 6 に形成された窓孔 41 は合計 4 つであり、各窓孔 41 の円周方向角度 B は 50° 以上ある。B は当接部 44 の半径方向中間部同士間で測定されている。図面における B は 59° である。この結果、回転方向に十分に長いつまり広角化したバネを用いることができる。B は $50 \sim 70^\circ$ の範囲にあるのが好ましく、 $55 \sim 65^\circ$ の範囲にあればさらに好ましい。

【0053】

各突起 49 の円周方向角度 D は各窓孔 41 の円周方向角度 B より小さい。これは 4 の B に対する比が十分に大きいことを意味している。すなわち広角化した窓孔 41 及び第 2 バネ 8 に対してダンパー機構の最大捩り角度を十分に広くすることによって、バネの機能を有効に利用し、さらに広捩り角度・低捩り剛性の特性を得られる。

30

【0054】

D が B の 2 分の 1 以下である場合は十分に優れた効果が得られ、3 分の 1 以下である場合はさらに優れた効果が得られる。

A と B との関係

突起 49 の円周方向角度 A は各窓孔 41 の円周方向角度 B より小さい。A の B に対する比が従来より小さいということは、C の B に対する比が従来より大きいことを示す。言い換えると、広角化した窓孔 41 に対して最大隙間角度 4 を広く確保する前提となる C の B に対する比が十分に大きい。各突起 49 の円周方向角度 A は窓孔 41 の円周方向角度 B の $2/3$ 以下であればよく、 $1/2$ 以下であればより好ましく、 $1/3$ 以下であればさらに好ましい。

40

【0055】

B と 4 との関係

4 と B は共に従来に比べて大きくなっており、これによりダンパー機構の最大捩り角度が大きくなると共に第 2 バネ 8 の捩り角度が広がっている。第 2 バネ 8 は大型化されることによって設計が容易になり、高性能 (広捩り角・低剛性) になっている。

【0056】

B と 4 を比較すると、両者はほとんど実質的な差がない。すなわち、B の 4 に対する比が十分に大きくなっている。これにより窓孔 41 すなわち第 2 バネ 8 の円周方向角度を広くした場合において、その広角度を十分に生かせる最大隙間角度 4 が確保されて

50

いる。

窓孔 4 1 の半径方向長さ

このダンパー機構では、窓孔 4 1 の半径方向長さが分離フランジ 6 の半径方向長さ（外径）に比べて充分に大きくなっている。この結果、窓孔 4 1 に収容する第 2 バネ 8 の大型化が可能となっている。窓孔 4 1 の半径方向長さは分離フランジ 6 の外径の 35 % 以上である。この割合が 35 ~ 55 % の範囲にある場合は充分に優れた効果を得ることができ、40 ~ 50 % の範囲にある場合はさらに優れた効果を得ることができる。

【 0 0 5 7 】

次に、図 1 0 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 1 0 はクラッチディスク組立体 1 のダンパー機構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。

【 0 0 5 8 】

図 1 0 から明らかなように、入力回転体 2 と出力回転体 3 との間にはダンパー機構を構成するための複数の部材が配置されている。分離フランジ 6 は入力回転体 2 と出力回転体 3 との回転方向間に配置されている。分離フランジ 6 は出力回転体 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、分離フランジ 6 と出力回転体 3 との間には第 1 ストッパー 9 が形成されている。第 1 ストッパー 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。分離フランジ 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、分離フランジ 6 と入力回転体 2 との間には第 2 ストッパー 1 0 が形成されている。第 2 ストッパー 1 0 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 と出力回転体 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、分離フランジ 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 ストッパー 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 ストッパー 1 0 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。また、以上に述べた構造を入力回転体 2 と出力回転体 3 とを回転方向に弾性的に連結するダンパー機構 4 として考えることができる。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。

【 0 0 5 9 】

中間プレート 1 1 は、入力回転体 2 と出力回転体 3 との回転方向間に配置されている。中間プレート 1 1 は、出力回転体 3 と分離フランジ 6 との間で相対回転するように配置されている。中間プレート 1 1 は、出力回転体 3 との間に第 3 ストッパー 1 2 を構成し、分離フランジ 6 との間に第 4 ストッパー 1 4 を構成している。さらに、中間プレート 1 1 は、大摩擦機構 1 3 を介して入力回転体 2 に回転方向に摩擦係合している。以上に述べた中間プレート 1 1 は、入力回転体 2、出力回転体 3 及び分離フランジ 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。

【 0 0 6 0 】

次に、図 1 0 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、出力回転体 3 から入力回転体 2 を R 2 側に見た各角度である。第 1 ストッパー 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 ストッパー 1 0 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 1 3 を作動させないための正側 2 段目隙間角度 ACp （第 1 摩擦抑制機構、第 1 円周方向隙間）となっている。正側 2 段目隙間角度 ACp の大きさ（第 1 角度範囲）はこ

10

20

30

40

50

の実施形態では 0.4° と従来に比べて大幅に小さくなっており、 $0.3 \sim 0.5^\circ$ の範囲にあることが好ましい。

【0061】

次に、図20におけるダンパー機構の各隙間角度 $1n \sim 4n$ の関係について説明する。ここで説明する隙間角度は、出力回転体3から入力回転体2をR1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 $1n$ は第1バネ7が円周方向に圧縮される角度範囲を示しており、第2ストッパ10における第4隙間角度 $4n$ は第2バネ8が回転方向に圧縮される角度範囲を示している。第1隙間角度 $1n$ と第4隙間角度 $4n$ 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負側最大振り角度である。第1隙間角度 $1n$ から第2隙間角度 $2n$ を引いた差をさらに第3隙間角度 $3n$ から引いたものが、振り特性の負側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負側2段目隙間角度 ACn (第2摩擦抑制機構、第2円周方向隙間) となっている。負側2段目隙間角度 ACn の大きさ(第2角度範囲)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おり、 $0.15 \sim 0.25^\circ$ の範囲にあることが好ましい。

10

【0062】

正側2段目隙間角度 ACp と負側2段目隙間角度 ACn についてさらに詳細に説明する。 ACp は、図8に示すように、ピン62のR2側部と孔69のR2側部との間に形成されている。 ACn は、図9に示すように、ピン62のR1側部と孔69のR1側部との間に形成されている。このように ACp と ACn は独立で、別個に設けられた構造である。すなわち従来のように単一の隙間を正側2段目と負側2段目で共通に使う構造ではない。このため、 ACp と ACn とを異ならせることが可能となる。したがって ACp と ACn を各々適切な大きさに設定できる。

20

【0063】

ここでは、 ACn は、 ACp に比べて小さく、具体的には ACp の約 $1/2$ になっている。このため、 ACp は通常走行時にエンジンの燃焼変動に起因する微小振動を減衰するための低ヒステリシストルク領域を十分に確保できる。また、 ACn は ACp に合わせて大きくする必要がないため、減速時共振周波数において十分に両側の高ヒステリシストルクを発生させることができる。この結果、減速時共振周波数において振動のピークを減らすことができる。

30

【0064】

ACn を極端に小さく、ほとんどゼロ又は完全にゼロにすることもできる。その場合は減速時共振周波数の振動レベルを極端に小さくできる。

逆に ACn を ACp より大きくしてもよい場合がある。これは負側作動時においてはエンジントルク変動を減衰するために ACn を大きくし、正側作動時には加速時共振周波数での両側で発生する高ヒステリシストルクを発生しやすくするために ACp を小さくしたいという要望があるときに採用される。

【0065】

次に ACn と ACp を形成する具体的な構造について説明する。すでに説明したように、 $ACp = 3p - (1p - 2p)$ であり、 $ACn = 3n - (1n - 2n)$ である。 $1p - 2p = 1n - 2n$ なので、 ACp と ACn の差は、 $3p$ と $3n$ との差により実現されていることが分かる。さらに、 $3p$ と $3n$ との差は、具体的には、孔69に対してピン62がR2側に中心位置がずれていることにより生じている。ピン62と孔69との関係の調整によって ACp と ACn の差は簡単に変更できる。

40

【0066】

また、 ACp と ACn は軸方向に伸びる連結部材としてのピン62と分離フランジ6の孔69との間に形成されるため、精度を高く保つことができる。この結果、 1° 未満の微小角度を実現できる。なお、孔69は一部が開いた切り欠き形状であってもよい。

また、 ACp と ACn が中間プレート11と第2バネ8との間に設けられている構造

50

にも、本発明を採用できる。

【0067】

正負両側の第2隙間角度 $2p$ 、 $2n$ の合計が、捩り特性の正負2段目において微小捩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1段目隙間角度 AC になる。この実施形態では2段目隙間角度 AC の大きさは 9° になる。2段目隙間角度 AC は正側2段目隙間角度 ACp や負側2段目隙間角度 ACn より大きいことが好ましく、2倍以上あるのが好ましい。また、10倍以上、さらには20倍以上あっても良い。

【0068】

また、図10に示すように、入力回転体2と出力回転体3と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と出力回転体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2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良い。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。

【0069】

次に、複数の機械回路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。図10～19は、出力回転体3が入力回転体2に対してR2側に捩じられている状態での各部材の動作や関係を説明するための図である。図20～31は出力回転体が入力回転体2に対してR1側に捩じられている状態での各部材の動作や関係を説明するための図である。

【0070】

なお、図10及び図20はクラッチディスク組立体1が中立状態にあるときを表している。図7には、中立状態における実際の出力回転体3、中間プレート11及び分離フランジ6の隙間角度 $1 \sim 3$ が表されている。

図10の中立状態から出力回転体3を入力回転体2に対してR2側に捩っていく。このとき入力回転体2は出力回転体3に対してR1側すなわち回転方向駆動側に捩れていくことになる。図10の状態から出力回転体3がR2側に 3° 捩れると図11の状態に移行する。この動作時に、第1バネ7が出力回転体3と分離フランジ6との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構15で滑りが生じる。この結果、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12とでそれぞれ隙間角度が 3° 小さくなる。図11の状態からさらに出力回転体3が 4.5° 捩れると図12の状態に移行する。この動作時にも第1バネ7が出力回転体3と分離フランジ6との間で回転方向に圧縮され、小摩擦機構15で滑りが生じる。図12では、第3ストッパー12において出力回転体3と中間プレート11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12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12の状態から出力回転体3がR2側に 0.5° 捩れると、図13の状態に移行する。この動作時には、大摩擦機構13において滑りが生じ、高ヒステリシストルクが発生している（小摩擦機構15でも滑りが生じている）。そのため、低剛性・高ヒステリシストルクの領域が低剛性・低ヒステリシストルクの端に形成されている。図13では、第1ストッパー9において出力回転体3と分離フランジ6とが互いに当接し、第4ストッパー14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 (0.4°)が形成されている。図13では第1ストッパー9が当接しているため、これ以上は第1バネ7が圧縮されない。図13の状態からさらに出力回転体3がR2側に捩れると、図14の状態に移行する。この動作中に分離フランジ6が第2バネ8を入力回転体2との間で圧縮していく。この時、中間プレート11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13で摩擦が発生する（小摩擦機構15でも滑りが生じている）。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、この捩り角度2段目において中間プレート11と分離フランジ6との間には正側2段目隙間角度 ACp が確保されている。すなわち図14に示す状態で微小捩り振動が入力された場合には、第2バネ8が圧縮さ

10

20

30

40

50

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 13 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 は振り特性正側 2 段目において微小振り振動（所定トルク以下であり、その結果振り角の小さな振動）に対して大摩擦機構 13 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。なお、図 8 は機械回路図における図 13, 14 に対応している。

【0071】

次に、図 20 に示す中立状態から出力回転体 3 が入力回転体 2 に対して R 1 側に振れていくときの動作を説明する。このときに入力回転体 2 は出力回転体 3 に対して R 2 側にすなわち回転方向駆動側と反対側に振れていくことになる。図 20 に示す状態から出力回転体 3 が入力回転体 2 に対して R 1 側に 1° 振れると、図 21 の状態に移行する。この動作時に出力回転体 3 と分離フランジ 6 との間で第 1 パネ 7 が圧縮され、小摩擦機構 15 において滑りが発生する。この結果、低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。図 21 では、第 1 ストッパー 9 と第 3 ストッパー 12 においてそれぞれ隙間角度が 1° 小さくなる。図 21 の状態から出力回転体 3 がさらに入力回転体 2 に対して R 1 側に 1° 振れると、図 22 の状態に移行する。この動作時にも出力回転体 3 と分離フランジ 6 との間で第 1 パネ 7 が圧縮され、小摩擦機構 15 において滑りが発生する。図 22 では、第 3 ストッパー 12 において出力回転体 3 と中間プレート 11 とが互いに当接する。図 22 の状態から出力回転体 3 が入力回転体 2 に対して R 1 側に 0.5° 振れると、図 23 の状態に移行する。この動作時には、大摩擦機構 13 において滑りが生じ、高ヒステリシストルクが発生している（小摩擦機構 15 でも滑りが生じている）。そのため、低剛性・高ヒステリシストルクの領域が低剛性・低ヒステリシストルクの端に形成されている。図 23 では、第 1 ストッパー 9 において出力回転体 3 と分離フランジ 6 とが互いに当接している。このため、これ以上は第 1 パネ 7 が圧縮されない。図 23 に示す状態では、第 4 ストッパー 14 において第 1 隙間角度 $1n$ から $2n$ を引いたものをさらに第 3 隙間角度 $3n$ から引いた負側 2 段目隙間角度 ACn (0.2°) が形成されている。図 23 の状態からさらに出力回転体 3 が入力回転体 2 に対して R 1 側に振れると、図 24 の状態に移行する。この動作時に、第 2 パネ 8 が回転方向に圧縮され、同時に大摩擦機構 13 で滑りが生じる（小摩擦機構 15 でも滑りが生じている）。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。図 24 の状態においても第 4 ストッパー 14 において負側 2 段目隙間角度 ACn が確保されている。図 24 の状態から微小振り振動が入力されると、第 2 パネ 8 は圧縮された状態から伸縮を繰り返す。このとき ACn の範囲内では大摩擦機構 13 で滑りが生じない。すなわち負側 2 段目隙間角度 ACn は、振り特性負側 2 段目において微小振り振動に対して大摩擦機構 13 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。

【0072】

なお、図 9 は機械回路図における図 23, 24 に対応している。

次に、機械回路図と図 32 ~ 図 33 に示す振り特性線図を用いてクラッチディスク組立体の動作について説明する。図 32 は、振り角度を正側最大角度まで振じった状態から負側最大角度まで振り、再び正側最大角度まで振じったときの剛性及びヒステリシストルクの変化を示している。

【0073】

初めに、出力回転体 3 が入力回転体 2 に対して R 2 側すなわち負側に振れることで第 2 パネ 8 が圧縮された状態（図 14）から、出力回転体 3 が元に戻っていくときの動作を説明する。図 14 の状態から第 2 パネ 8 が伸び、分離フランジ 6 及び出力回転体 3 を R 1 側に押していき、図 15 の状態に移行する。この動作時に、第 4 ストッパー 14 において分離フランジ 6 が中間プレート 11 に当接するまでの正側 2 段目隙間角度 ACp 内では大摩擦機構 13 は滑らず高ヒステリシストルクは発生しない。このことから、図 14 の状態と図 15 の状態との間で出力回転体 3 が入力回転体 2 に対して振じれるときには、第 2 パネ 8 が作用し、小摩擦機構 15 で滑りが生じるが、大摩擦機構 13 では滑りが生じないことが分かる。すなわち、図 33 に示すように、正側 2 段目隙間角度 ACp 内では、高剛性

10

20

30

40

50

・低ヒステリシストルクの特性が得られる。この高剛性は２段目に比べれば剛性は高いが、従来の２段目の剛性に比べれば大幅に低くなっている。また、微小振動に対するヒステリシストルク HAC は２段目通常絞り動作によって発生するヒステリシストルク $H2$ よりはるかに低い。以上の特性により所定トルク以下でありその結果絞り角度（振幅）の小さい微小絞り振動を効果的に吸収・減衰できる。

【 0074 】

また、正側２段目隙間角度 ACp は、加速時共振周波数において両側のヒステリシストルク $H2$ が確実に発生するほど十分に小さく設定されている。

図１５から第２バネ８はさらに 1.2° 伸び、図１６の状態に移行する。このとき大摩擦機構１３で滑りが生じ、高ヒステリシストルクが発生する。図１６では、第２バネ８は自由長となっており、これ以上伸びることはない。第３ストッパー１２では 0.4° の隙間が形成されている。図１６の状態からは第１バネ７が伸びし、出力回転体３を $R1$ 側に 3° 押し、図１７の状態に移行する。このとき、第１ストッパー９と第３ストッパー１２において隙間角度が大きくなっていく。第１バネがさらに伸びると、図１７から図１８の状態に移行する。図１８では第１バネ７が最大まで伸び第１ストッパー９の隙間角度が 8° になった状態を示している。すなわち絞り特性線図における 0° の状態である。図１８と図１０を比較すると、中間プレート１１は第１隙間角度 $3p(0.9^\circ)$ だけ $R2$ 側に挟れており、その結果第３ストッパー１２では $2p + 3p(8.4^\circ)$ の隙間角度が確保され、第４ストッパー１４では中間プレート１１と分離フランジ６とが当接している。

【 0075 】

図１８の状態は図２５の状態に対応している。すなわち図２５では、中間プレート１１は図２０に比較して $R2$ 側に第１隙間角度 $3p(0.9^\circ)$ 挟れている。図２５から出力回転体３が $R1$ 側に 0.6° 挟れると、図２６の状態に移行する。この動作時に、第１バネ７が出力回転体３と分離フランジ６との間で圧縮され、小摩擦機構１５で滑りが生じる。この結果、低剛性・低ヒステリシストルクの特性が得られる。図２６では第３ストッパー１２において出力回転体３と中間プレート１１とが当接している。図２６から出力回転体３がさらに $R1$ 側に挟れていくと、図２７の状態に移行する。この動作時には、大摩擦機構１３において滑りが生じ、高ヒステリシストルクが発生している（小摩擦機構１５でも滑りが生じている）。そのため、低剛性・高ヒステリシストルクの領域が低剛性・低ヒステリシストルクの端に形成されている。図２７では、第１ストッパー９において出力回転体３と分離フランジ６とが互いに当接する。このため、これ以上は第１バネ７が圧縮されない。この低剛性・高ヒステリシストルクの領域は、前述した中間プレート１１の変位により、中立状態から挟じっていったときより $3p(0.9^\circ)$ 早く開始される。図２７に示す状態では、第４ストッパー１４において負側２段目隙間角度 $ACn(0.2^\circ)$ が形成されている。図２７の状態からさらに出力回転体３が入力回転体２に対して $R1$ 側に挟れると、図２８の状態に移行する。この動作時に、第２バネ８が回転方向に圧縮され、同時に大摩擦機構１３で滑りが生じる（小摩擦機構１５でも滑りが生じている）。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。図２８の状態においても第４ストッパー１４において負側２段目隙間角度 ACn が確保されている。

【 0076 】

次に、出力回転体３が入力回転体２に対して $R1$ 側すなわち正側に挟れることで第２バネ８が圧縮された状態（図２８）から、出力回転体３が元に戻っていくときの動作を説明する。図２８の状態から第２バネ８が伸び、分離フランジ６及び出力回転体３を $R2$ 側に押していき、図２９の状態に移行する。このとき、第４ストッパー１４において分離フランジ６が中間プレート１１に当接するまでの ACp 内では大摩擦機構１３は滑らず高ヒステリシストルクは発生しない。このことから、図２８の状態と図２９の状態との間で出力回転体３が入力回転体２に対して挟じれるときには、第２バネ８が作用し、大摩擦機構１３で滑りが生じるが、小摩擦機構１５では滑りが生じないことが分かる。すなわち、図３４に示すように、負側２段目隙間角度 ACp 内では、高剛性・低ヒステリシストルクの

特性が得られる。この高剛性は２段目に比べれば剛性は高いが、従来の２段目の剛性に比べれば大幅に低くなっている。以上の特性により所定トルク以下でありその結果振じり角度（振幅）の小さい微小振じり振動を効果的に吸収・減衰できる。

【００７７】

負側２段目隙間角度 AC_n が正側２段目隙間角度 AC_p より小さくなっているため、正側２段目隙間角度 AC_p の大きさを十分に確保しつつ、負側２段目隙間角度 AC_n の大きさを小さくすることで減速時共振周波数における振動のピークを減らすことができる。また、微小振動に対するヒステリシストルク HAC は２段目通常振じり動作によって発生するヒステリシストルク H_2 よりはるかに低い。以上の特性により所定トルク以下でありその結果振じり角度（振幅）の小さい微小振じり振動を効果的に吸収・減衰できる。

10

【００７８】

図２９の状態からさらに第２バネ８が伸び、図３０の状態に移行する。図３０では第２バネ８は自由長になっており、それ以上伸びることはない。図３０の状態から第１バネ７が伸び、図３１の状態に移行する。この動作時に第１バネ７は出力回転体３をＲ２側に押していく。図３１では第１バネ７は自由長になっており、振り特性線図における 0° の状態を示している。図３１を図２０に比較すると、中間プレート１１は他の部材に対して第３隙間角度 $3_n (0.7^\circ)$ だけＲ１側に振れている。その結果第３ストッパ１２では $2_n + 3_n (2.2^\circ)$ の隙間角度が確保され、第４ストッパ１４では中間プレート１１と分離フランジ６とが当接している。

【００７９】

20

図３１の状態（振り特性線図の 0° において中間プレート１１がＲ１側に第３隙間角度 $3_n (0.7^\circ)$ 振れた状態）が図１９に対応している。このため、図１９から出力回転体３が入力回転体２に対してＲ１側に振じれていくとき、低剛性・高ヒステリシストルクの領域が中立状態から振じれていくときよりも 3_n 早く始まる。

【００８０】

次に、具体的にクラッチディスク組立体１に各種振り振動が入力された時の振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振り振動が発生すると、振り特性は正負の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。

30

【００８１】

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振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、出力回転体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。すなわち振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振り振動を効果的に吸収できる。

【００８２】

次に、アイドル時振動等の微小振り振動がクラッチディスク組立体１に入力された場合の動作について説明する。図３５に示すように、２段目隙間角度 $AC (2_p + 2_n)$ 内でダンパー機構が作動する。この時、第１バネ７が作動し、大摩擦機構１３では滑りが生じない。このように２段目範囲で低剛性・低ヒステリシストルクを実現することで定常歯打ち音レベルが向上している。２段目範囲で低剛性・低ヒステリシストルクを実現すると、ジャンピング現象が生じることが考えられるものの、このクラッチディスク組立体１では、２段目範囲の両側に低剛性・高ヒステリシストルクの領域を設けることでジャンピング現象を抑制している。ここで言うジャンピング現象とは、２段目の壁に正負とも跳ね返され、２段目全体に渡る振動に発展する現象であり、定常の歯打ち音よりレベルの高い音が発生する現象をいう。

40

【００８３】

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

50

、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。

【００８４】

【発明の効果】

本発明に係るダンパー機構では、第１円周方向隙間と第２円周方向隙間とがそれぞれ独立して設けられているため、第１円周方向隙間の大きさと第２円周方向隙間の大きさを容易に異ならせることができる。この結果、第１円周方向隙間と第２円周方向隙間をそれぞれの２段目における適切な角度とすることができる。

【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。

10

【図３】図１の部分拡大図。

【図４】図１の部分拡大図。

【図５】各部分の振り角度を説明するための平面図。

【図６】各部分の振り角度を説明するための平面図。

【図７】各部分の振り角度を説明するための平面図。

【図８】各部分の振り角度を説明するための平面図。

【図９】各部分の振り角度を説明するための平面図。

【図１０】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１１】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１２】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

20

【図１３】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１４】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１５】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１６】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１７】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１８】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１９】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２０】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２１】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２２】クラッチディスク組立体のダンパー機構の機械回路図。

30

【図２３】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２４】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２５】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２６】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２７】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２８】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２９】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３０】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３１】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３２】ダンパー機構の振り特性線図。

40

【図３３】図３２の部分拡大図。

【図３４】図３２の部分拡大図。

【図３５】ダンパー機構の振り特性線図。

【符号の説明】

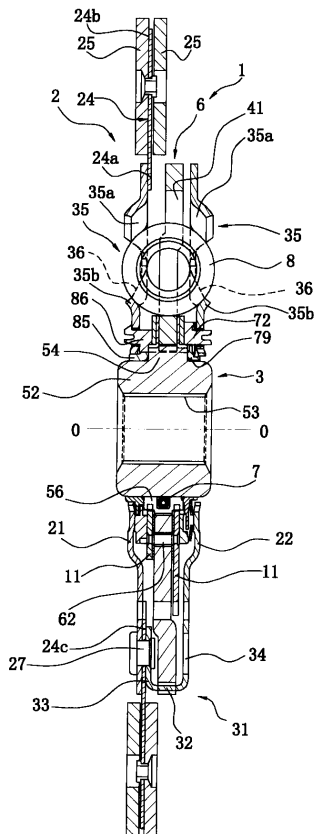
- １ クラッチディスク組立体
- ２ 入力回転体（第２回転体）
- ３ 出力回転体（第１回転体）
- ４ ダンパー機構
- ５ 摩擦連結機構
- ６ 分離フランジ（第１中間体、第１中間部材）

50

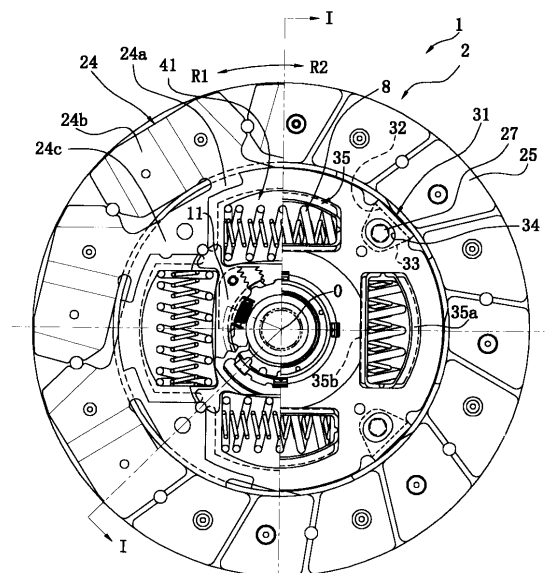
- 7 第1バネ（第1弾性部材）
- 8 第2バネ（第2弾性部材）
- 9 第1ストッパー（第1ストッパー機構）
- 10 第2ストッパー
- 11 中間プレート（第2中間体、第2中間部材）
- 12 第3ストッパー（第2ストッパー機構）
- 13 大摩擦機構（摩擦機構）
- 14 第4ストッパー（第3ストッパー機構）
- 21 クラッチプレート（入力プレート）
- 22 リテーニングプレート（入力プレート）
- 62 ピン（連結部材）
- 69 孔
- A C p 正側2段目隙間角度（第1円周方向隙間、第1摩擦抑制機構）
- A C n 負側2段目隙間角度（第2円周方向隙間、第2摩擦抑制機構）

10

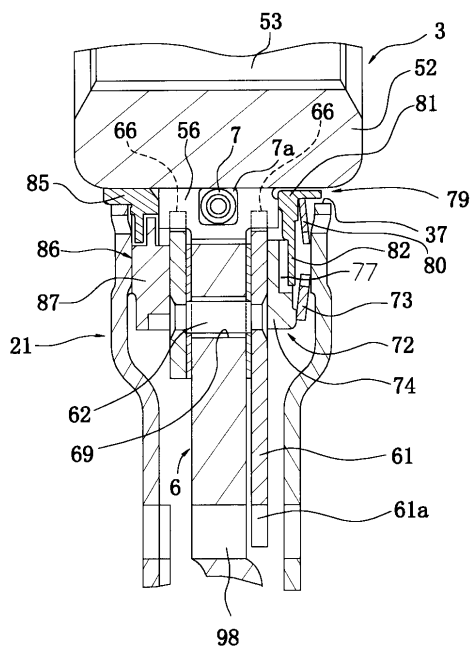
【図1】



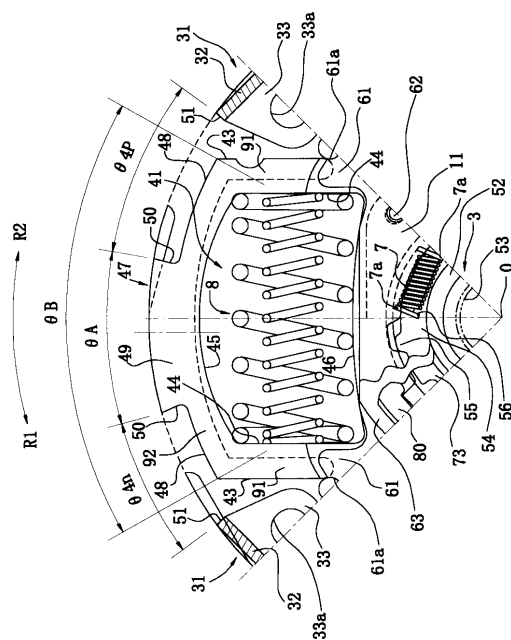
【図2】



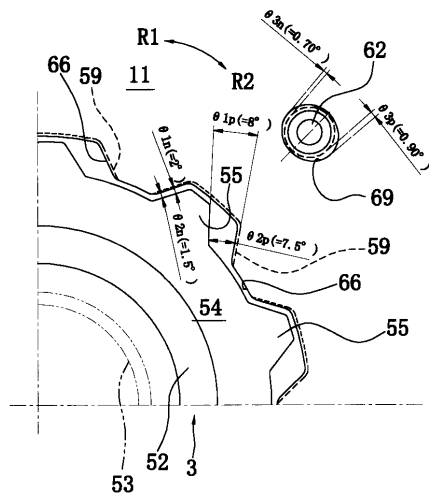
【圖 4】



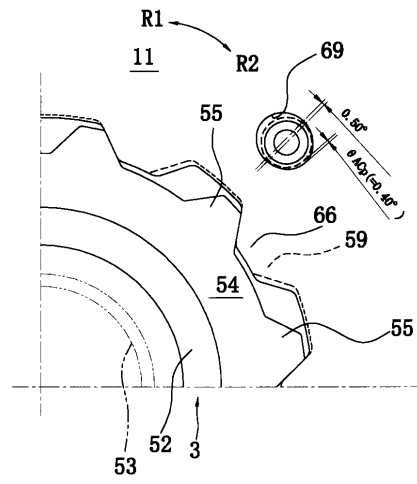
【 図 6 】



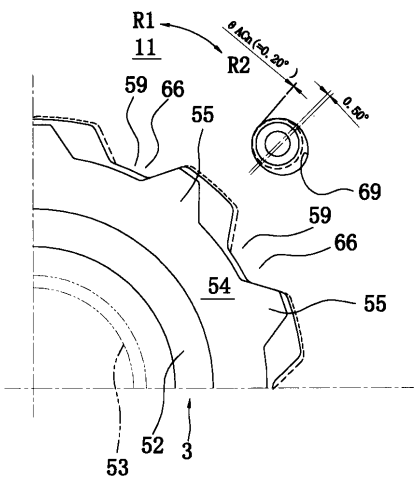
【図 7】



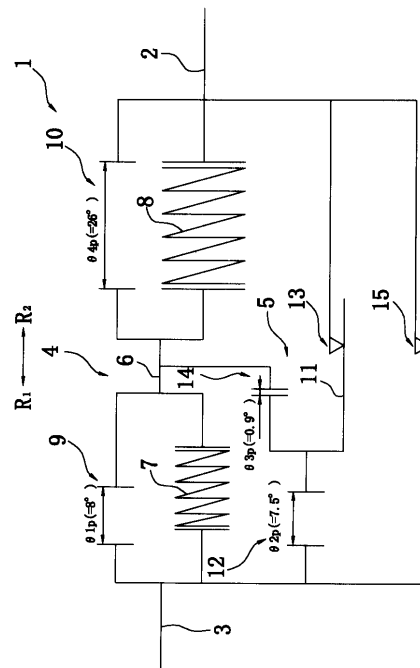
【図 8】



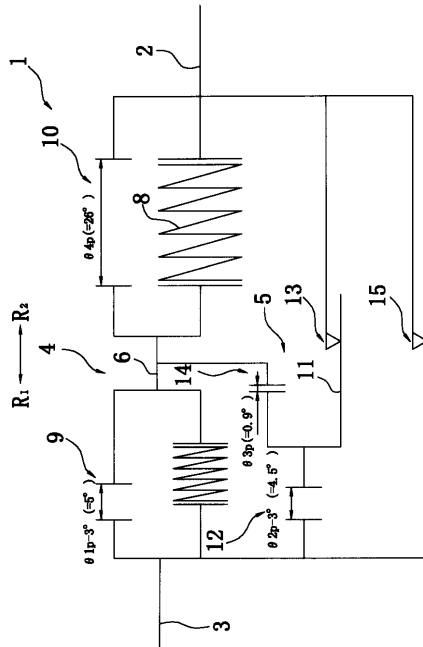
【図 9】



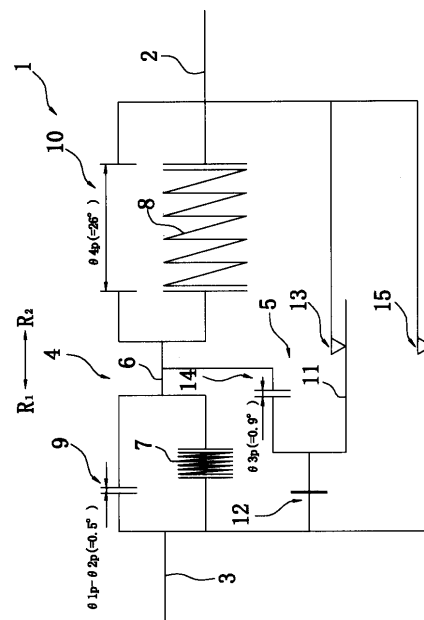
【図 10】



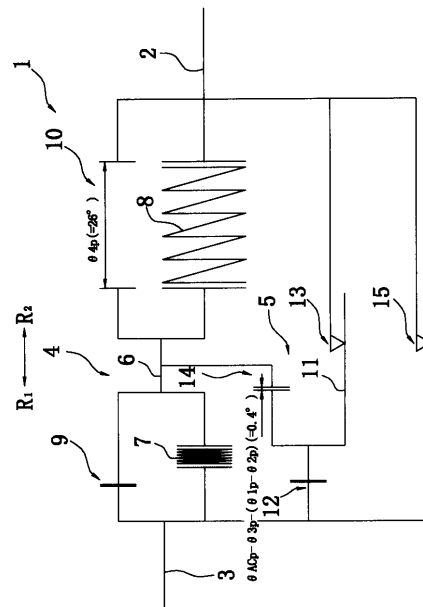
【図 1 1】



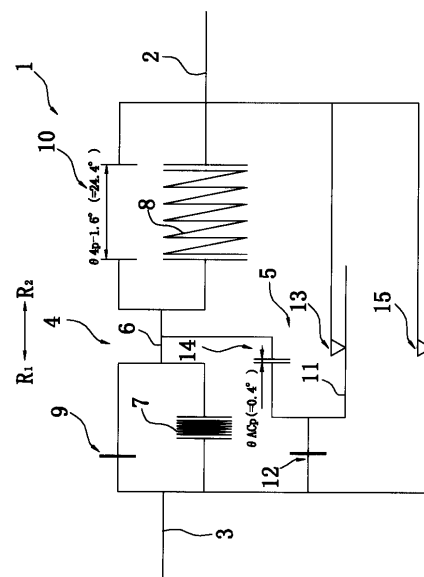
【図 1 2】



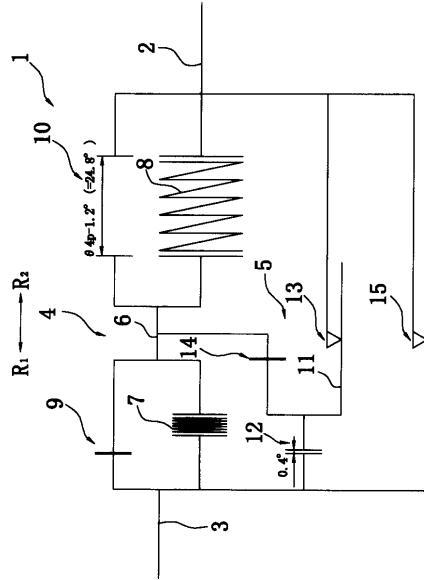
【図 1 3】



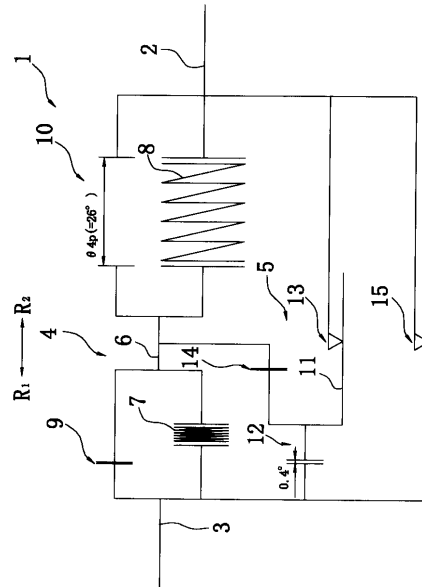
【図 1 4】



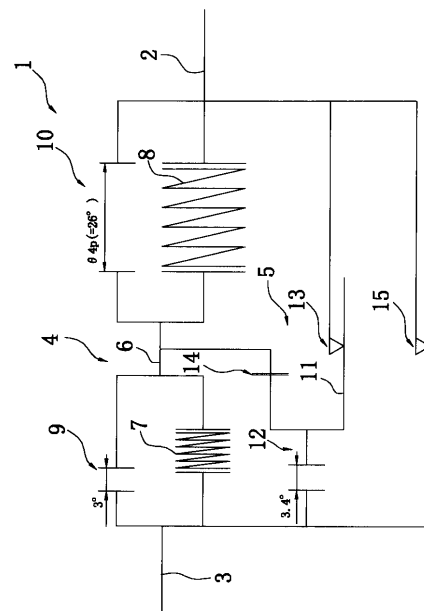
【 図 1 5 】



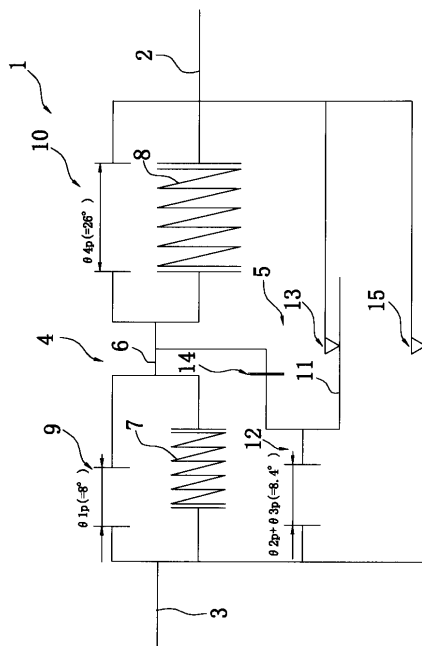
【 図 1 6 】



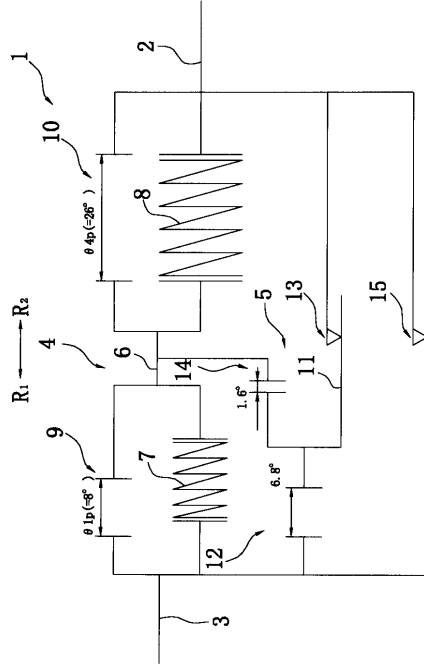
【 図 1 7 】



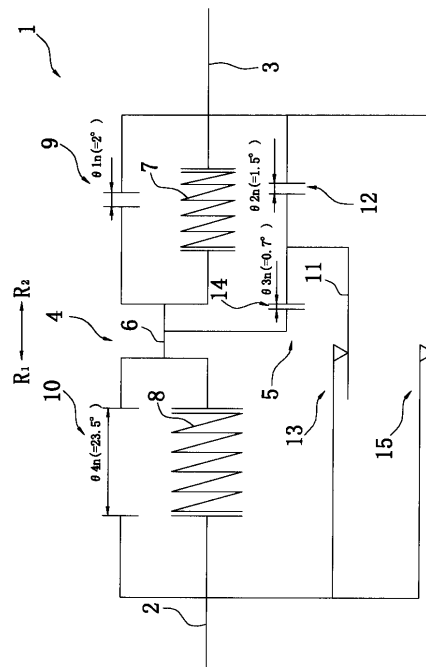
【 図 1 8 】



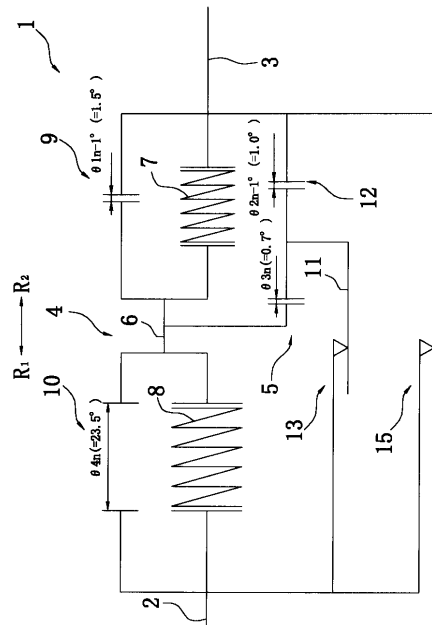
【図 19】



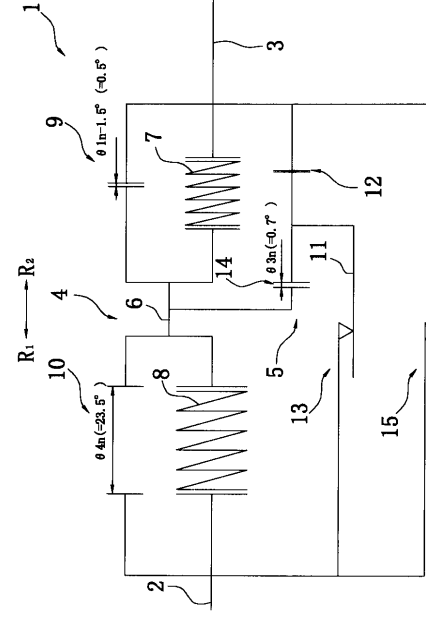
【図 20】



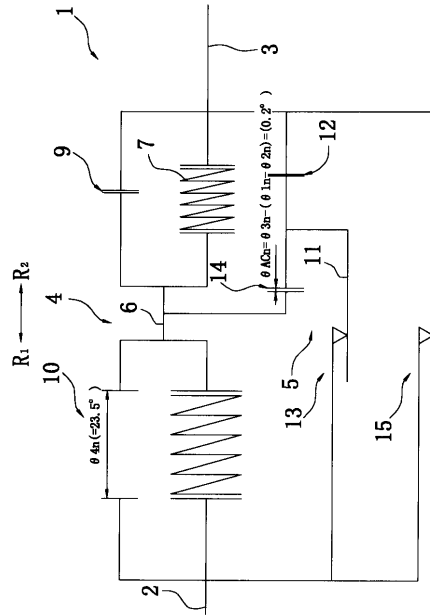
【図 21】



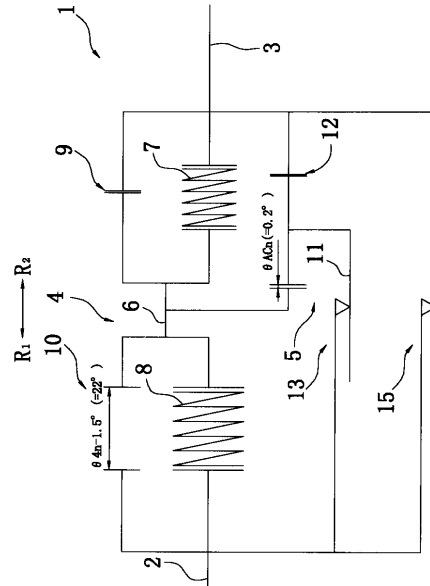
【図 22】



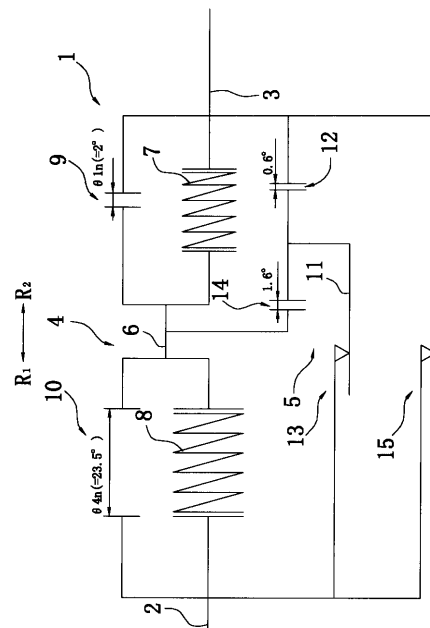
【 図 2 3 】



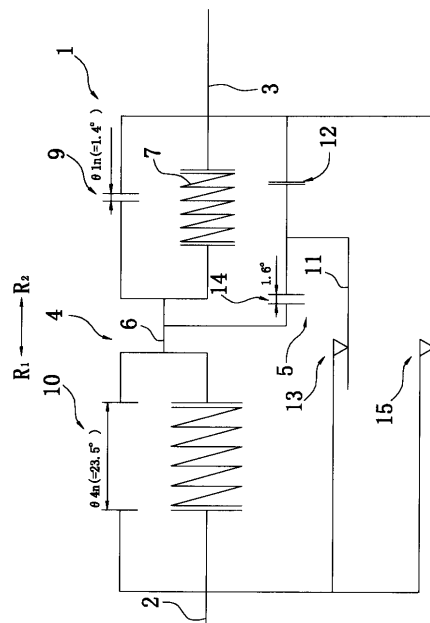
【 図 2 4 】



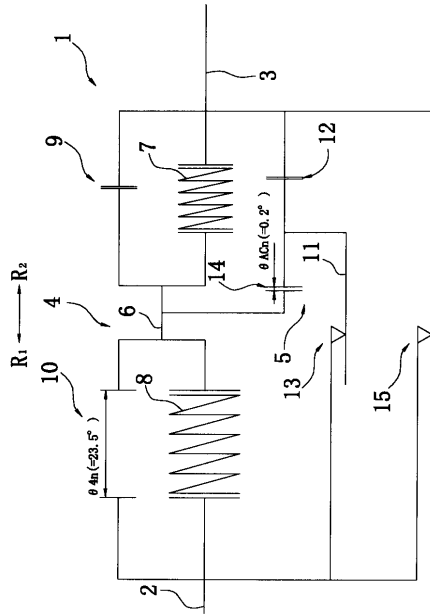
【 図 2 5 】



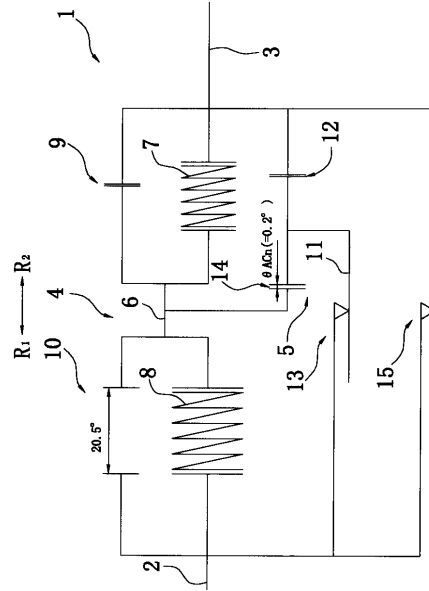
【 図 2 6 】



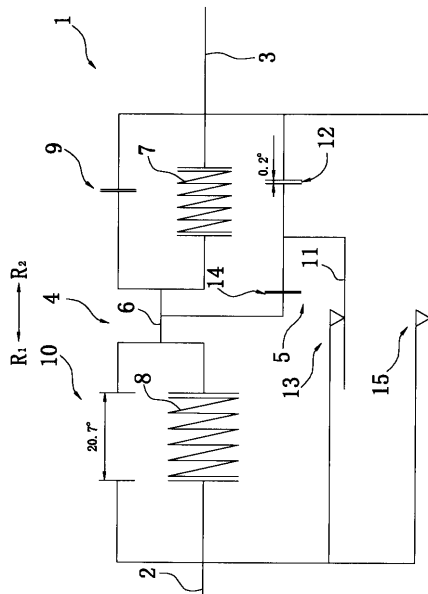
【 図 2 7 】



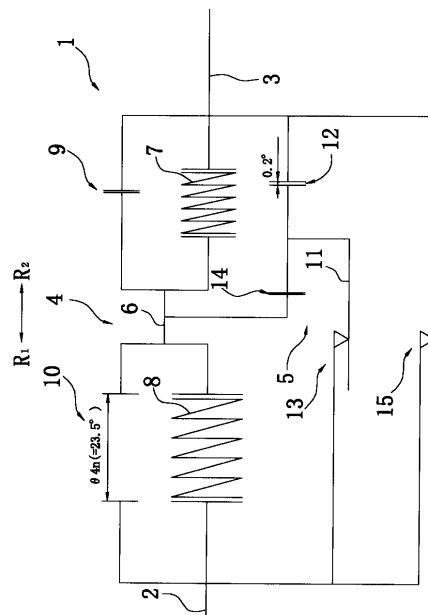
【 図 2 8 】



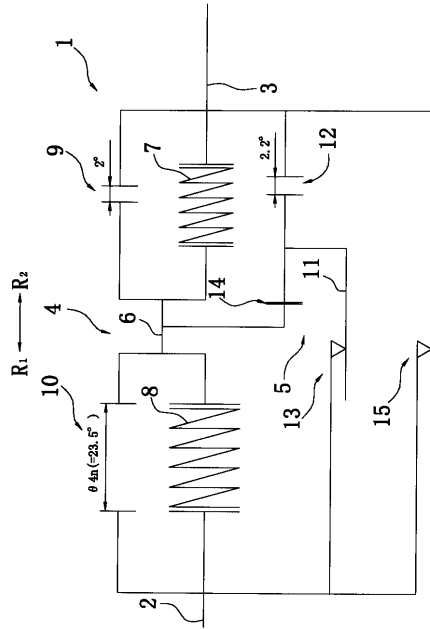
【 図 2 9 】



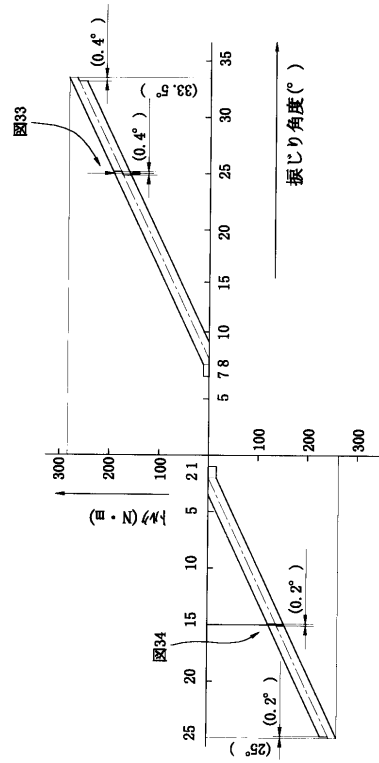
【 図 3 0 】



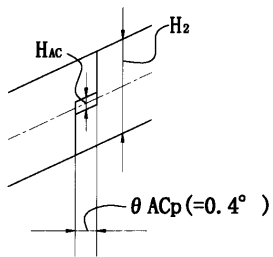
【図 3 1】



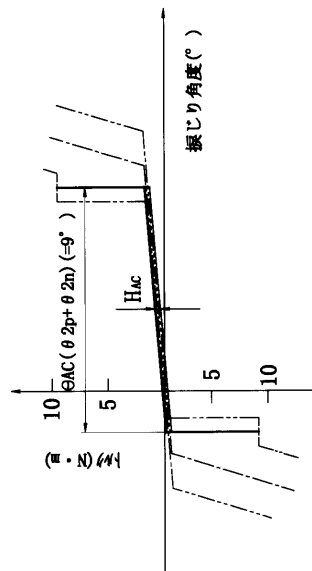
【図 3 2】



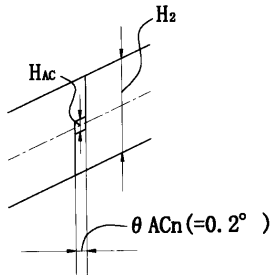
【図 3 3】



【図 3 5】



【図 3 4】



フロントページの続き

- (56)参考文献 実開平02-146230(JP,U)
特開昭63-149420(JP,A)
特開昭61-201933(JP,A)
特開昭61-017721(JP,A)
米国特許第5238096(US,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F16D 13/64
F16F 15/123
F16F 15/129