

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3732042号

(P3732042)

(45) 発行日 平成18年1月5日(2006.1.5)

(24) 登録日 平成17年10月21日(2005.10.21)

(51) Int. Cl.

F I

**F 1 6 F 15/134 (2006.01)**

F 1 6 F 15/134 A

**F 1 6 D 13/64 (2006.01)**

F 1 6 D 13/64 B

**F 1 6 F 15/139 (2006.01)**

F 1 6 F 15/139 C

請求項の数 14 (全 26 頁)

(21) 出願番号	特願平11-166611	(73) 特許権者	000149033
(22) 出願日	平成11年6月14日(1999.6.14)		株式会社エクセディ
(65) 公開番号	特開2000-352441(P2000-352441A)		大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号
(43) 公開日	平成12年12月19日(2000.12.19)	(74) 代理人	100094145
審査請求日	平成15年2月17日(2003.2.17)		弁理士 小野 由己男
		(74) 代理人	100094167
			弁理士 宮川 良夫
		(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
		審査官	藤村 聖子
		(56) 参考文献	特開平05-240302(JP,A)
			特開平10-339355(JP,A)
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ダンパー機構及びダンパーディスク組立体

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

回転方向の捩じり振動を吸収・減衰するためのダンパー機構であって、

第1回転部材(110,203)と、

前記第1回転部材に相対回転可能に配置された第2回転部材(2,202)と、

前記第1回転部材と前記第2回転部材の間に配置された中間回転部材(12,212)と

、

前記第1回転部材と前記中間回転部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置された第1弾性部材(9,209)と、

前記中間回転部材と前記第2回転部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置され、初期状態で前記中間回転部材と前記第2回転部材との間で回転方向に圧縮された状態

で保持されイニシャル荷重を付与されている第2弾性部材(10,210)と、

前記第1回転部材の前記第2回転部材に対する捩じり角度が第1捩じり角度(d)に達すると前記第1回転部材と前記中間回転部材との相対回転を停止させる第1相対回転停止部

(17,217)と、

前記第1回転部材の前記第2回転部材に対する捩じり角度が前記第1捩じり角度より大きい第2捩じり角度(f)に達すると前記第1回転部材と前記第2回転部材との間で前記第1弾性部材の圧縮を開始する圧縮部(18)とを備え、

前記第2弾性部材は前記第1捩じり角度まで前記中間回転部材と前記第2回転部材との間で圧縮が進まないようにイニシャル荷重が設定されている、

10

20

ダンパー機構。

【請求項 2】

前記第 1 回転部材の前記第 2 回転部材に対する挟じり角度が前記第 2 挟じり角度より大きい第 3 挟じり角度 (h) に達すると前記第 1 回転部材と前記第 2 回転部材の相対回転を停止させる第 2 相対回転停止部 (19, 219) をさらに備えている、請求項 1 に記載のダンパー機構。

【請求項 3】

前記第 1 相対回転停止部は前記第 1 回転部材と前記中間回転部材とによってその間に形成され、

前記第 2 相対回転停止部は前記中間回転部材と前記第 2 回転部材とによってその間に形成されている、請求項 2 に記載のダンパー機構。 10

【請求項 4】

前記圧縮部は前記第 2 回転部材の一部からなり、前記圧縮部は前記第 2 弾性部材に対して回転方向に第 1 隙間 (3, B) を確保して配置されており、

前記第 2 相対回転停止部において前記中間回転部材と前記第 2 回転部材との回転方向に形成された第 2 隙間 (4, C) は前記第 1 隙間より円周方向角度が大きい、請求項 3 に記載のダンパー機構。

【請求項 5】

回転方向の挟じり振動を吸収・減衰するためのダンパーディスク組立体であって、出力回転ハブ (110, 203) と、 20

前記出力回転ハブの外周に相対回転可能に配置され、軸方向に間隔をあけた状態で互いに固定された 1 対の入力円板状部材 (2, 202) と、

前記出力回転ハブの外周かつ前記 1 対の入力円板状部材の軸方向間に相対回転可能に配置され、第 1 窓孔 (45) と第 2 窓孔 (46) が形成された中間円板状部材 (12, 212) と、

前記第 1 窓孔に収容され、前記出力回転ハブと前記中間円板状部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置された第 1 弾性部材 (9, 209) と、

前記第 2 窓孔に収容され、前記中間円板状部材と前記 1 対の入力円板状部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置され、初期状態で前記中間円板状部材と前記 1 対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮された状態で保持されイニシャル荷重を付与されている第 2 弾性部材 (10, 210) と、 30

前記出力回転ハブの前記 1 対の入力円板状部材に対する挟じり角度が第 1 挟じり角度 (d) に達すると前記出力回転ハブと前記中間円板状部材の相対回転を停止させる第 1 相対回転停止部 (17, 217) と、

前記出力回転ハブの前記 1 対の入力円板状部材に対する挟じり角度が前記第 1 挟じり角度より大きい第 2 挟じり角度 (f) に達すると前記出力回転ハブと前記 1 対の入力円板状部材との間で前記第 1 弾性部材の圧縮を開始する圧縮部 (18) とを備え、

前記第 2 弾性部材は前記第 1 挟じり角度まで前記中間円板状部材と前記 1 対の入力円板状部材との間で圧縮が進まないようなイニシャル荷重が設定されている、

ダンパーディスク組立体。 40

【請求項 6】

前記出力回転ハブの前記 1 対の入力円板状部材に対する挟じり角度が前記第 2 挟じり角度より大きい第 3 挟じり角度 (h) に達すると前記出力回転ハブと前記 1 対の入力円板状部材の相対回転を停止させる第 2 相対回転停止部 (19, 219) をさらに備えている、請求項 5 に記載のダンパーディスク組立体。

【請求項 7】

前記第 1 相対回転停止部は前記出力回転ハブと前記中間円板状部材とによってその間に形成され、

前記第 2 相対回転停止部は前記中間円板状部材と前記 1 対の入力円板状部材とによってその間に形成されている、請求項 6 に記載のダンパーディスク組立体。 50

**【請求項 8】**

前記第 2 相対回転停止部は、前記 1 対の入力円板状部材を互いに固定するように軸方向に延びる部分 ( 3 0 ) と、前記中間円板状部材において前記軸方向に延びる部分が挿入された切欠き ( 5 4 ) とにより構成されている、請求項 7 に記載のダンパーディスク組立体。

**【請求項 9】**

前記出力回転ハブは、ハブと、前記ハブから外周側に延び前記第 1 弾性部材に対して回転方向両端に当接する窓孔 ( 6 0 ) が形成されたサブプレート ( 1 3 ) とを有している、請求項 5 ~ 8 のいずれかに記載のダンパーディスク組立体。

**【請求項 1 0】**

前記出力回転ハブは、前記ハブと前記サブプレートとを回転方向に弾性的に連結するダンパー ( 9 4 ) をさらに有し、前記ダンパーの剛性は前記第 1 弾性部材の剛性より低い、請求項 9 に記載のダンパーディスク組立体。

10

**【請求項 1 1】**

前記第 1 弾性部材の円周方向両端に各々配置され、前記サブプレートの前記窓孔と前記中間円板状部材の前記第 1 窓孔に支持された 1 対のばねシートをさらに備え、  
前記圧縮部は、前記 1 対の入力円板状部材の一方に形成され、前記各ばねシート ( 6 6 ) の回転方向外側に第 1 隙間 ( 3 , B ) をあけて配置されている、請求項 9 又は 1 0 に記載のダンパーディスク組立体。

**【請求項 1 2】**

前記第 2 相対回転停止部において前記中間円板状部材と前記 1 対の入力円板状部材との回転方向間には第 2 隙間 ( 4 , C ) が形成され、前記第 2 隙間は前記第 1 隙間より円周方向角度が大きいの、請求項 1 1 に記載のダンパーディスク組立体。

20

**【請求項 1 3】**

前記第 1 弾性部材と前記第 2 弾性部材は回転方向に並んで配置されており、  
前記第 2 弾性部材は前記第 1 弾性部材より個数が多い、請求項 5 ~ 1 2 のいずれかに記載のダンパーディスク組立体。

**【請求項 1 4】**

前記第 1 弾性部材の剛性は前記第 2 弾性部材の剛性より低い、請求項 5 ~ 1 3 のいずれかに記載のダンパーディスク組立体。

**【発明の詳細な説明】**

30

**【0 0 0 1】****【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り振動を吸収・減衰するためのダンパー機構及びダンパーディスク組立体に関する。

**【0 0 0 2】****【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トルク変動を吸収・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。

40

**【0 0 0 3】**

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、クラッチペダルを離れた時にトランスミッションより発生する「ガラガラ」と聞こえる音である。この騒音が生じるのは、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ためである。

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急に離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。具体的には、駆動伝達系にステップ的にトルクが入力されることにより過度振動が生じる。この結果、タイヤに伝達さ

50

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する。以上の結果車体を過度的に前後に大きく振らす。

【0004】

アイドリング時の異音に対しては、クラッチディスク組立体の振り特性において0トルク付近が問題となるため、振り剛性は低い方が振動減衰に効果がある。そのため、低剛性のばねを用いることで非線形の振り特性（低剛性と高剛性の2段の特性）を実現したクラッチディスク組立体が提供されている。そのようなクラッチディスク組立体では、1段目の振り剛性及びヒステリシストルクを低く抑えているため、アイドリング時の異音防止効果がある。

【0005】

10

【発明が解決しようとする課題】

以上に述べたように1段目には低剛性の特性を確保しつつ2段目や3段目においては比較的剛性の高い特性を確保する必要がある。また、十分なストップトルクを実現するために振り角度の最も大きくなる領域には剛性の最も高い領域が必要となる。

【0006】

そのような機能を実現するために、1段目では2種類のばねを直列に作用させ振り角度が大きくなると2種類のばねを並列に作用させて高剛性の特性を得るクラッチディスクのダンパー機構が知られている。例えば、特開平5-240302号公報においては、振り角度の小さな領域では2種類のばねが直列に作用し、ある振り角度を超えると2種類のばねが並列に作用する構造になっている。

20

【0007】

そのダンパー機構では、入力側のクラッチプレート及びリテーニングプレートと、出力側のハブと、その間に配置された回転部材と、ハブと中間部材とを回転方向に弾性的に連結する第1弾性部材と、中間部材とクラッチプレート及びリテーニングプレートとを回転方向に弾性的に連結するための第2弾性部材とを備えている。クラッチプレート及びリテーニングプレートには、第1弾性部材の円周方向両端に対して所定の隙間を空けて配置された圧縮部が形成されている。また、クラッチ及びリテーニングプレートを互いに連結するストップピンとハブのフランジに形成された切欠きとの間には所定の隙間が確保されている。以上の構造により、例えばハブをクラッチ及びリテーニングプレートに対して一方向に捻っていくと、初めは第1弾性部材と第2弾性部材とが直列に作用し、これにより低剛性の特性が得られる。振り角度が大きくなり所定角度に達すると、中間部材とハブとが係合し、さらにクラッチ及びリテーニングプレートの圧縮部が第1弾性部材に当接する。これ以降は、第1弾性部材はハブと入力プレートとの間で圧縮され、第2弾性部材はハブと入力プレートとの間で圧縮される。すなわち第1弾性部材と第2弾性部材はハブと入力プレートとの間で並列に作用する。さらに振り角度が大きくなるとストップピンとハブのフランジの切欠き端面が当接し相対回転が終了する。

30

【0008】

以上に述べた構造では、振り角度0の時から第1弾性部材と第2弾性部材が共に圧縮を開始するため、ストップピンとハブのフランジの切欠きの円周方向隙間が大きくなり過ぎる可能性がある。具体的には、フランジの切欠きを円周方向に大きくする必要がある。そのような場合には、ハブのフランジにおいて弾性部材を収容するための窓孔の円周方向角度が小さくなったり、窓孔の個数が少なくなったりする。

40

【0009】

また、以上に述べた構造では、第1弾性部材と第2弾性部材が並列に圧縮されるときに両者の荷重の全てがハブと入力プレートに作用する。このためハブのフランジの強度を上げる必要がある。

本発明の課題は、振り振動の小さな領域では低剛性を実現しつつ振り角度の大きな領域では高剛性の特性を実現するダンパー機構において、相対回転停止部の円周方向隙間を小さく抑えることにある。

【0010】

50

本発明の他の課題は、振り振動の小さな領域では低剛性を実現しつつ振り角度の大きな領域では高剛性の特性を実現するダンパー機構において、ハブのフランジの強度を高くする必要を減らすことにある。

【 0 0 1 1 】

【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回転方向の振り振動を吸収・減衰するためのものである。ダンパー機構は第 1 回転部材と第 2 回転部材と中間回転部材と第 1 弾性部材と第 2 弾性部材と第 1 相対回転停止部と圧縮部とを備えている。第 2 回転部材は第 1 回転部材に相対回転可能に配置されている。中間回転部材は第 1 回転部材と第 2 回転部材との間に配置されている。第 1 弾性部材は第 1 回転部材と中間回転部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置されている。第 2 弾性部材は、中間部材と第 2 回転部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置され、初期状態では中間回転部材と第 2 回転部材との間で回転方向に圧縮された状態で保持されイニシャル荷重を付与されている。第 1 相対回転停止部は、第 1 回転部材の第 2 回転部材に対する振り角度が第 1 振り角度に達すると、第 1 回転部材と中間回転部材との相対回転を停止させる。圧縮部は、第 1 回転部材の第 2 回転部材に対する振り角度が第 1 振り角度より大きい第 2 振り角度に達すると第 1 回転部材と第 2 回転部材との間で第 1 弾性部材の圧縮を開始する。第 2 弾性部材は第 1 振り角度まで中間回転部材と第 2 回転部材との間で圧縮が進まないようにイニシャル荷重が設定されている。

10

【 0 0 1 2 】

20

請求項 1 に記載のダンパー機構では、第 1 回転部材を第 2 回転部材に対して振っていくと、振り角度の小さな領域では第 1 弾性部材のみが圧縮され第 2 弾性部材は圧縮されない。このため、第 1 弾性部材のみによる振り特性が得られる。続いて振り角度が第 1 振り角度に達すると、第 1 相対回転停止部によって第 1 回転部材と中間回転部材との相対回転が停止させられる。このため、第 1 弾性部材は第 1 回転部材と中間回転部材との間で圧縮された状態をそのまま維持される。また、第 2 弾性部材は中間回転部材と第 2 回転部材との間で圧縮される。これにより第 2 弾性部材のみによる振り特性が得られる。さらに振り角度が第 2 振り角度に達すると、それ以降は圧縮部によって第 1 弾性部材が第 1 回転部材と第 2 回転部材との間で圧縮される。すなわち第 1 弾性部材は第 1 回転部材と第 2 回転部材との間で圧縮され、第 2 弾性部材は中間回転部材と第 2 回転部材との間で圧縮される。このように第 1 弾性部材と第 2 弾性部材とが並列に圧縮される。

30

【 0 0 1 3 】

以上に述べた特性においては、第 1 弾性部材による 1 段目特性、第 2 弾性部材による 2 段目特性、及び第 1 弾性部材と第 2 弾性部材が並列に作用する 3 段目特性が得られる。請求項 1 に記載のダンパー機構では、第 1 弾性部材と第 2 弾性部材が並列に圧縮される並列作動時に、第 1 弾性部材は第 1 回転部材により作動し、第 2 弾性部材は第 1 回転部材と嵌合した中間回転部材により作動するため、中間回転部材に作用する負荷トルクが小さい。この結果、中間回転部材の強度を従来に比べて下げることが可能になる。

【 0 0 1 4 】

請求項 2 に記載のダンパー機構は、請求項 1 において、第 1 回転部材の第 2 回転部材に対する振り角度が第 2 振り角度より大きい第 3 振り角度に達すると第 1 回転部材と第 2 回転部材の相対回転を停止させる第 2 相対回転停止部をさらに備えている。ここでは、振り特性において第 1 弾性部材と第 2 弾性部材とが直列に作用しないため、第 2 相対回転停止部の円周方向の大きさを小さく抑えることができる。

40

【 0 0 1 5 】

請求項 3 に記載のダンパー機構では、請求項 2 において、第 1 相対回転停止部は第 1 回転部材と中間回転部材とによってその間に形成され、第 2 相対回転停止部は中間回転部材と第 2 回転部材とによってその間に形成されている。ここでは、中間回転部材と第 2 回転部材とによって形成された第 2 相対回転停止部の円周方向角度を小さくすることができる。

【 0 0 1 6 】

50

請求項 4 に記載のダンパー機構では、請求項 3 において、圧縮部は第 2 回転部材の一部からなり、第 2 弾性部材に対して回転方向に第 1 隙間を確保して配置されている。第 2 相対回転停止部において中間回転部材と第 2 回転部材との回転方向に形成された第 2 隙間は第 1 隙間より円周方向角度が大きい。振り角度が第 2 振り角度を超えてさらに第 1 隙間だけ進むと、第 2 回転部材の一部である圧縮部が第 2 弾性部材に当接する。

【 0 0 1 7 】

請求項 5 に記載のダンパーディスク組立体は回転方向の振り振動を吸収・減衰するためのものである。ダンパーディスク組立体は出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材と中間円板状部材と第 1 弾性部材と第 2 弾性部材と第 1 相対回転停止部と圧縮部とを備えている。1 対の入力円板状部材は、出力回転ハブの外周に相対回転可能に配置され、軸方向に間隔を開けた状態で互いに固定されている。中間円板状部材は、出力回転ハブの外周かつ 1 対の入力円板状部材の軸方向間に相対回転可能に配置され、第 1 窓孔と第 2 窓孔が形成されている。第 1 弾性部材は、第 1 窓孔に収容され、出力回転ハブと中間円板状部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置されている。第 2 弾性部材は、第 2 窓孔に収容され、中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間に両者が相対回転すると圧縮されるように配置されている。第 2 弾性部材は、初期状態で中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮された状態で保持され、イニシャル荷重を付与されている。第 1 相対回転停止部は、出力回転ハブの 1 対の入力円板状部材に対する振り角度が第 1 振り角度に達すると、出力回転ハブと中間円板状部材の相対回転を停止させる。圧縮部は、出力回転ハブの 1 対の入力円板状部材に対する振り角度が第 1 振り角度より大きい第 2 振り角度に達すると、出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材との間で第 1 弾性部材の圧縮を開始する。第 2 弾性部材は第 1 振り角度まで中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で圧縮が進まないようなイニシャル荷重が設定されている。

【 0 0 1 8 】

請求項 5 に記載のダンパーディスクでは、出力回転ハブを 1 対の入力円板状部材に対して回転方向に振っていくと、振り角度の小さな領域では第 1 弾性部材が出力回転ハブと中間円板状部材との間で圧縮されていく。これにより第 1 弾性部材のみにより振り特性が得られる。振り角度が大きくなり第 1 振り角度に達すると、第 1 相対回転停止部によって出力回転ハブと中間円板状部材の相対回転が停止させられる。これにより第 1 弾性部材は出力回転ハブと中間円板状部材との間で回転方向に圧縮された状態を維持する。さらに、第 2 弾性部材は中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮されていく。これにより第 2 弾性部材によって振り特性が得られる。振り角度が第 2 振り角度に達すると圧縮部が第 1 弾性部材の圧縮を開始する。これにより、第 1 弾性部材は出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材との間で圧縮され、第 2 弾性部材は中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮される。すなわち第 1 弾性部材と第 2 弾性部材は出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材との間で並列に作用する。

【 0 0 1 9 】

以上の結果、このダンパー機構の振り特性では、第 1 弾性部材のみが作用する 1 段目特性、第 2 弾性部材のみが作用する 2 段目特性、第 1 弾性部材と第 2 弾性部材が並列に作用する 3 段目特性が実現されている。

請求項 5 に記載のダンパーディスク組立体では、第 1 弾性部材と第 2 弾性部材が並列に圧縮される並列作動時に、第 1 弾性部材は出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材との間で圧縮され、第 2 弾性部材は中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との間で回転方向に圧縮されるため、中間円板状部材に作用する負荷トルクが小さい。この結果、中間円板状部材の強度を従来に比べて下げることが可能になる。

【 0 0 2 0 】

請求項 6 に記載のダンパーディスク組立体は第 2 相対回転停止部をさらに備えている。第 2 相対回転停止部は、出力回転ハブの 1 対の入力円板状部材に対する振り角度が第 2 振り角度より大きい第 3 振り角度に達すると出力回転ハブと 1 対の入力円板状部材の相対回転を停止させる。

10

20

30

40

50

請求項 6 に記載のダンパーディスク組立体では、1 段目と 2 段目とにおいて第 1 弾性部材と第 2 弾性部材とが直列に作用しないため、第 2 相対回転停止部の円周方向角度を十分に小さくできる。

【0021】

請求項 7 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 6 において、第 1 相対回転停止部は出力回転ハブと中間円板状部材とによってその間に形成され、第 2 相対回転停止部は中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材とによってその間に形成されている。

請求項 7 に記載のダンパーディスク組立体では、中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材とにより形成された第 2 相対回転停止部の円周方向角度を十分に小さくできる。

【0022】

10

請求項 8 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 7 において、第 2 相対回転停止部は、1 対の入力円板状部材を互いに固定するように軸方向に延びる部分と、中間円板状部材において軸方向に延びる部分が挿入された切欠きとにより構成されている。第 2 相対回転停止部の円周方向角度を十分に小さくできるため、例えば中間円板状部材の切欠きを円周方向に小さくできる。これにより、中間円板状部材に形成された第 1 窓孔や第 2 窓孔の円周方向長さを大きくできたり、または第 1 窓孔及び第 2 窓孔の個数を増やすことが可能である。

【0023】

請求項 9 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 5 ~ 8 のいずれかにおいて、出力回転ハブは、ハブと、ハブから外周側に延び第 1 弾性部材に対して回転方向両端に当接する窓孔が形成されたサブプレートとを有している。

20

請求項 10 に記載のダンパーディスク組立体は、請求項 9 において、出力回転ハブは、ハブとサブプレートとを回転方向に弾性的に連結するダンパーをさらに有している。ダンパーの剛性は第 1 弾性部材の剛性より低い。このダンパーディスク組立体では、第 1 弾性部材が作動するさらにその前にダンパーが作用し、低剛性の特性を実現する。

【0024】

請求項 11 に記載のダンパーディスク組立体は、請求項 9 又は 10 において、1 対のばねシートをさらに備えている。1 対のばねシートは第 1 弾性部材の円周方向両端に各々配置され、サブプレートの窓孔と中間円板状部材の第 1 窓孔に支持されている。圧縮部は 1 対の入力円板状部材の一方に形成され各ばねシートの回転方向外側に第 1 隙間を空けて配置されている。

30

【0025】

請求項 12 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 11 において、第 2 相対回転停止部において中間円板状部材と 1 対の入力円板状部材との回転方向には第 2 隙間が形成され、第 2 隙間は第 1 隙間より円周方向角度が大きい。

請求項 13 に記載のダンパーディスク組立体では、第 1 弾性部材と第 2 弾性部材は回転方向に並んで配置されており、第 2 弾性部材は第 1 弾性部材より個数が多い。

【0026】

請求項 14 に記載のダンパーディスク組立体では、請求項 5 ~ 13 のいずれかにおいて、第 1 弾性部材の剛性は第 2 弾性部材の剛性より低い。

40

【0027】

【発明の実施の形態】

図 1 に本発明の一実施形態として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）に連結及び連結解除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。ダンパー機能とはばね等を利用してフライホイールから入力されるトルク変動を吸収・減衰する機能である。

【0028】

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

50

た、図 1 の左方にエンジン及びフライホイール（図示せず）が配置され、図 2 の右方にトランスミッション（図示せず）が配置されている。図 2 において矢印 R 1 側がクラッチディスク組立体 1 の回転方向（正側）であり、R 2 側がその反対方向（負側）である。

【 0 0 2 9 】

クラッチディスク組立体 1 は、主に、入力回転体 2 と、出力回転体としてのハブ 3 と、入力回転体 2 とハブ 3 との間に配置されたダンパー機構 4 とから構成されている。ダンパー機構 4 は、直列に配置された第 3 ばね 8、第 1 ばね 9 及び第 2 ばね 10 等からなる弾性部材と、第 1 摩擦機構 107 及び第 2 摩擦機構 108 からなる摩擦機構とを含んでいる。

【 0 0 3 0 】

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、摩擦ディスク 20 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 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、後述するストップピン 30 によって互いに固定され、その結果軸方向の間隔が定められると一体回転するようになっている。

【 0 0 3 1 】

摩擦ディスク 20 は、図示しないフライホイールに押し付けられ摩擦係合する部分である。摩擦ディスク 20 は、摩擦フェーシング 23 とクッシュニングプレート 24 とから主に構成されている。クッシュニングプレート 24 は円周方向に並んで配置された複数の板状部材からなり、その半径方向内側部分はリベット 26 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 の両面には摩擦フェーシング 23 が複数のリベット 25 によって固定されている。

【 0 0 3 2 】

クラッチプレート 21 には、回転方向に並んだ複数の第 1 窓部 28 及び第 2 窓部 29 が形成されている。リテーニングプレート 22 も同様である。この実施形態では、第 1 窓部 28 は 2 個であり第 2 窓部 29 は 4 個である。2 個の第 1 窓部 28 は半径方向に互いに対向して配置されている。

図 9 を用いて第 1 窓部 28 について詳細に説明する。第 1 窓部 28 は例えばプレート 21、22 の本体部分から軸方向外側に突出するように絞り加工により形成された部分である。第 1 窓部 28 は円周方向に長く延びている。第 1 窓部 28 は軸方向覆い部 31 を有している。軸方向覆い部 31 は半径方向に連続して形成されたトンネル形状部分である。軸方向覆い部 31 は外周部 32 と内周部 33 とから構成されている。外周部 32 は円周方向に長く延びている。内周部 33 は外周部 32 より円周方向幅が狭く、外周部 32 の円周方向中心に形成されている。外周部 32 は円周方向両側の第 3 縁 40 と内周側の第 2 縁 39 を有している。内周部 33 は円周方向両側に第 1 縁 38 を有している。各第 1 窓部 28 において第 1 縁 38 は第 3 縁 41 より円周方向内側に位置している。

【 0 0 3 3 】

各第 1 窓部 28 の円周方向両端には円周方向支持部 34 が形成されている。円周方向支持部 34 はプレート断面により形成されている。円周方向支持部 34 は直線部 35 とその半径方向内側の半円形状部 36 とから構成されている。直線部 35 はストレートに延びる直線形状であり、半円形状部 36 は直線部 35 から軸方向外側に凹むように滑らかに湾曲した形状である。以上に述べた構造により、軸方向覆い部 31 と円周方向支持部 34 との間には第 1 孔 41 が形成され、内周部 33 と円周方向支持部 34 との間には第 1 孔 41 に連続した第 2 孔 37 が形成されている。より具体的には、第 1 孔 41 は外周部 32 の第 3 縁 40 と円周方向支持部 34 の直線部 35 との間に形成されている。第 2 孔 37 は、外周部 32 の第 2 縁 39 と、内周部 33 の第 1 縁 38 と、円周方向支持部 34 と、内周縁 42 とから形成されている。

【 0 0 3 4 】



図 8 に示すように、第 2 窓部 2 9 はクラッチプレート 2 1 , リテーニングプレート 2 2 から絞り加工により軸方向に突出するように形成された部分である。各第 2 窓部 2 9 は半径方向に連続しており円周方向両端が切断された状態になっている。第 2 窓部 2 9 を主に構成する軸方向覆い部 2 9 a には孔 2 9 b が形成されている。孔 2 9 b は軸方向覆い部 2 9 a の円周方向及び半径方向の中心に形成されている。孔 2 9 b は内周側の辺が外周側の辺より長い台形形状である。軸方向覆い部 2 9 a の円周方向両側でかつ半径方向外側には切り欠き 2 9 d が形成されている。さらに、軸方向覆い部 2 9 a の円周方向両側かつ半径方向内側にはクラッチプレート 2 1 , リテーニングプレート 2 2 にわたる孔 2 9 e が形成されている。さらに、第 2 窓部 2 9 の円周方向両側には円周方向支持部 2 9 c が形成されている。円周方向支持部 2 9 c はプレート断面によって形成されている。円周方向支持部 2 9 c はクラッチプレート 2 1 , リテーニングプレート 2 2 から軸方向内側に突出するように絞り加工で形成されている。円周方向支持部 2 9 c は第 2 窓部 2 9 に対してその半径方向中間に形成されている。

10

#### 【 0 0 3 5 】

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が形成されている。この中心孔内には出力回転体としてのハブ 3 が配置されている。ハブ 3 は、軸方向に延びる筒状のボス 8 1 と、ボス 8 1 から半径方向外側に延びる外周歯 8 3 とから構成されている。ボス 8 1 の内周部には、図示しないトランスミッションから延びるシャフトに係合するスプライン孔 8 2 が形成されている。外周歯 8 3 は、半径方向内側から外側に向かって回転方向の幅が短くなる形状であり、所定の軸方向長さを有している。

20

#### 【 0 0 3 6 】

ハブフランジ 1 2 は、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 との軸方向間に配置された円板状の部材である。図 1 1 に示すように、ハブフランジ 1 2 には中心孔 4 7 が形成されている。これによりハブフランジ 1 2 は環状になっている。ハブフランジ 1 2 の内周縁には複数の内周歯 5 1 が形成されている。内周歯 5 1 は内周側にいくにしたがって円周方向幅が短くなる形状である。図 1 3 に示すように、内周歯 5 1 と外周歯 8 3 との間には円周方向に隙間が確保されている。この隙間により第 1 ストッパー 1 7 が形成されている。より具体的には、外周歯 8 3 とその R 2 側の内周歯 5 1 との間には正側隙間（円周方向角度  $2p$ ）が確保され、外周歯 8 3 とその R 1 側の内周歯 5 1 との間には負側隙間（円周方向角度  $2n$ ）が形成されている。 $2p$  と  $2n$  の合計が第 1 ストッパー 1 7 における作動可能な角度  $2$  である。具体的な数値としては、 $2p$  は  $11.5^\circ$  ,  $2n$  は  $8.5^\circ$  ,  $2$  は  $20^\circ$  になっている。ただし、これら数字は一実施例であり、本発明を限定するものではない。

30

#### 【 0 0 3 7 】

ハブフランジ 1 2 には軸方向に貫通した複数の第 1 窓孔 4 5 と第 2 窓孔 4 6 とが形成されている。第 1 窓孔 4 5 は 2 個であり、第 2 窓孔 4 6 は 4 個である。第 1 窓孔 4 5 は第 1 窓部 2 8 に対応して、第 2 窓孔 4 6 は第 2 窓部 2 9 に対応して形成されている。2 個の第 1 窓孔 4 5 は半径方向に対向する位置に配置されている。第 1 窓孔 4 5 はその円周方向両端に円周方向支持部 5 0 が形成されている。円周方向支持部 5 0 は直線部 4 8 とその半径方向内側の半円部 4 9 からなる。直線部 4 8 はストレートに延びる直線部である。半円部 4 9 は直線部 4 8 からさらに円周方向外側に凹むように湾曲した形状である。第 2 窓孔 4 6 にはその円周方向両端に円周方向支持部 4 6 a が形成されている。ハブフランジ 1 2 の外周縁には円周方向に並んで複数の切り欠き 5 4 が形成されている。切り欠き 5 4 は第 1 窓孔 4 5 の円周方向両側に位置している。切り欠き 5 4 は外周縁から半径方向内側に延びその最も内周側に位置する部分は第 1 窓孔 4 5 , 第 2 窓孔 4 6 の外周縁より半径方向内側に位置している。切り欠き 5 4 は円周方向に延びる第 1 縁 5 2 とその両側の第 2 縁 5 3 とから構成されている。第 1 縁 5 2 は円周方向に所定の幅を有している。第 2 縁 5 3 は半径方向に延び第 1 縁 5 2 の両端から円周方向に広がっている。

40

#### 【 0 0 3 8 】

切り欠き 5 4 と第 1 窓孔 4 5 及び第 2 窓孔 4 6 は半径方向に重なった部分を有しているた

50

め、例えば、切り欠き 5 4 の円周方向角度を大きくすると、窓孔 4 5 , 4 6 の数や各々の円周方向角度が小さくなることを意味する。ここでは各切り欠き 5 4 の円周方向角度が 1 5 ~ 2 0 度程度に抑えられているため、窓孔の個数又は円周方向角度を大きくできる。これによって、ダンパーの機能として広げり角度化・低剛性化が達成される。

#### 【 0 0 3 9 】

サブプレート 1 3 はハブフランジ 1 2 の側方すなわち軸方向両側に配置された 1 対のプレート部材である。各サブプレート 1 3 はハブフランジ 1 2 に対して近接して配置されている。図 1 2 に示すようにサブプレート 1 3 は環状部 5 6 と係合部 5 7 とから構成されている。環状部 5 6 は、円板形状であり、中心孔 5 8 が形成されることで環状になっている。環状部 5 6 の内周縁には複数の内周歯 5 9 が形成されている。内周歯 5 9 は半径方向内側にいくにしたがって円周方向幅が狭くなる様な形状になっている。図 1 3 に示すように、各内周歯 5 9 は各内周歯 5 1 に対応して形成され、内周歯 5 1 より円周方向幅が大きい。すなわち内周歯 5 9 はその円周方向両縁が内周歯 5 1 の円周方向両縁より円周方向外側にはみ出している。内周歯 5 9 は外周歯 8 3 に対して円周方向に所定の隙間を空けて配置されている。この内周歯 5 9 と外周歯 8 3 により第 3 ストッパー 1 6 が構成されている。外周歯 8 3 とその R 2 側の内周歯 5 9 との間には正側隙間（円周方向角度 1 p）が形成されている。外周歯 8 3 とその R 1 側の内周歯 5 9 との間には負側隙間（円周方向角度 1 n）が確保されている。1 p と 1 n の合計である 1 が第 3 ストッパー 1 6 における全体作動角度である。1 p は 2 p より小さく、1 n は 2 n より小さい。具体的な数値としては、1 p は 5 . 5 ° , 1 n は 3 . 0 ° である。但しこれら数字は一実施例であり、本発明を限定するものではない。

#### 【 0 0 4 0 】

係合部 5 7 は環状部 5 6 から半径方向外側に突出した部分である。係合部 5 7 は半径方向に対向する 2 カ所に設けられている。各係合部 5 7 には窓孔 6 0 が形成されている。窓孔 6 0 は第 1 窓孔 4 5 及び第 1 窓部 2 8 に対応している。窓孔 6 0 の円周方向両端には円周方向支持部 6 1 が形成されている。円周方向支持部 6 1 は直線部 6 2 とその半径方向内側の半円部 6 3 とからなる。直線部 6 2 は直線形状である。半円部 6 3 は直線部 6 2 からさらに円周方向外側に凹むように滑らかに湾曲している。各サブプレート 1 3 において環状部 5 6 にはスペーサ 8 5 が固定されている。スペーサ 8 5 はハブフランジ 1 2 の環状部に対して当接している。ここでは、スペーサ 8 5 は低摩擦係数の部材からなる。

#### 【 0 0 4 1 】

第 1 ばね 9 は第 1 窓孔 4 5 と窓孔 6 0 と第 1 窓部 2 8 からなる空間に收容されている。第 1 ばね 9 はコイルばねであり、より詳細には大コイルばねとその内側に配置された小コイルばねとから構成されている。各第 1 ばね 9 の円周方向両端にはばねシート 6 6 が配置されている。ばねシート 6 6 は樹脂製である。ばねシート 6 6 は、図 1 4 ~ 1 7 に示すように、半円柱部 6 7 とシート部 6 8 とから主に構成されている。半円柱部 6 7 は軸方向に長く延びており、断面が半円形状である。すなわち半円柱部 6 7 は湾曲面 7 1 と平坦面 7 2 とを有している。シート部 6 8 は半円柱部 6 7 から突出して形成されている。シート部 6 8 は平坦面 7 2 から連続する平坦面 7 4 を有している。平坦面 7 4 の反対側は背面 7 3 となっている。平坦面 7 2 と平坦面 7 4 とからなるシート面には円形状の突出部 6 9 が形成されている。突出部 6 9 には円形状の先端面 7 6 が設けられている。ばねシート 6 6 の背面 7 3 はハブフランジ 1 2 の円周方向支持部 5 0 とサブプレート 1 3 の円周方向支持部 6 1 とに当接しクラッチディスク組立体回転方向に支持されている。より具体的には、湾曲面 7 1 の軸方向中間部分が円周方向支持部 5 0 の半円部 4 9 に当接し、背面 7 3 の軸方向中間部分が直線部 4 8 に当接している。さらに、湾曲面 7 1 は円周方向支持部 6 1 の半円部 6 3 に当接し、背面 7 3 は円周方向支持部 6 1 の直線部 6 2 に当接している。第 1 ばね 9 の大コイルばねの円周方向両端は突出部 6 9 の周囲において平坦面 7 2 , 7 4 に当接している。また、第 1 ばね 9 の大コイルばねの座巻は突出部 6 9 の外周面に係合している。第 1 ばね 9 の小コイルばねは円周方向両端面が突出部 6 9 の先端面 7 6 に当接している。ばねシート 6 6 には 1 対の係合部 7 8 が設けられている。係合部 7 8 は半円柱部 6 7 から

軸方向に突出している。すなわち係合部 78 は平坦面 72, 74 からなるシート部分よりさらに軸方向に延びている。係合部 78 は第 1 窓部 28 の第 2 孔 37 内に延びている。より正確には、係合部 78 はクラッチプレート 21 及びリテーニングプレート 22 のプレート部分からさらに軸方向に突出し、その先端は第 1 窓部 28 の軸方向覆い部 31 と同じ位置まで延びている。係合部 78 は第 2 孔 37 内において回転方向外側に配置されており、これにより係合部 78 は第 2 孔 37 内をさらに円周方向内側に移動することが可能となっている。

#### 【0042】

ばねシート 66 の背面側とクラッチプレート 21 及びリテーニングプレート 22 の円周方向支持部 34 は円周方向に対向しているが、その間には所定の隙間が確保されている。ばねシート 66 とクラッチプレート 21 及びリテーニングプレート 22 との間の隙間の円周方向角度は R2 側のばねシート 66 においては  $3p$  であり、R1 側のばねシート 66 では  $3n$  となっている。具体的な数値としては、 $3p$ ,  $3n$  は  $3.3^\circ$  である。ただしこの数値は一実施例であり本発明を限定するものではない。以上に述べた構造によって、円周方向支持部 34 は、ばねシート 66 に対して R1 方向に  $3p$  又は R2 方向に  $3n$  回転してばねシート 66 に当接すると、それ以降は第 1 ばね 9 を圧縮する圧縮部 18 になっている。

#### 【0043】

第 2 ばね 10 は第 2 窓孔 46 と第 2 窓部 29 とで構成される空間内に收容されている。第 2 ばね 10 はコイルばねであり、より詳細には大コイルばねとその内側に配置された小コイルばねとからなる。第 2 ばね 10 の円周方向両端は円周方向支持部 46a と円周方向支持部 50 とに当接している。なお、この初期状態で第 2 ばね 10 は回転方向に圧縮され、所定のイニシャル荷重を発生している。

#### 【0044】

ストップピン 30 はクラッチプレート 21 の外周部とリテーニングプレート 22 の外周部を互いに固定している。図 10 に示すように、ストップピン 30 はハブフランジ 12 の切り欠き 54 内を延びている。ストップピン 30 と第 2 縁 53 との間にはそれぞれ隙間が形成されている。この隙間により第 2 ストッパー 19 が構成されている。ストップピン 30 とその R2 側の第 2 縁 53 との間には正側隙間（円周方向角度  $4p$ ）が形成され、ストップピン 30 とその R1 側の第 2 縁 53 との間には負側隙間（円周方向角度  $4n$ ）が確保されている。 $4p$  は  $3p$  より大きく、 $4n$  は  $3n$  より大きい。具体的な数値としては  $4p$  は  $4.6^\circ$  であり、 $4n$  は  $4^\circ$  である。この数字は一実施例であり、本発明はこれらに限定されない。

#### 【0045】

さらに、クラッチディスク組立体 1 は 1 段目ダンパー 94 を備えている。1 段目ダンパー 94 はサブプレート 13 がハブ 3 と係合するまでの捩り角度範囲で低剛性の特性を発揮するための機構である。1 段目ダンパー 94 はボス 81 の外周側でかつリテーニングプレート 22 の軸方向外側に配置されている。

1 段目ダンパー 94 は、ハブ 3 のボス 81 に相対回転不能に係合する 1 対の出力プレート 96 と、1 段目ダンパー 94 の入力側部材としての入力プレート 95 と、入力プレート 95 と出力プレート 96 とを回転方向に弾性的に連結する第 3 ばね 8 とから構成されている。

#### 【0046】

1 対の出力プレート 96 は円板状かつ環状のプレート部材であり、軸方向に間隔を空けて配置されている。出力プレート 96 同士はピン 105 により互いに固定されている。各出力プレート 96 の内周縁には係合歯 104 が形成されている。係合歯 104 はボス 81 の外周面に形成された係合歯 106 に係合している。これにより出力プレート 96 はハブ 3 と一体回転する。また、軸方向外側の出力プレート 96 の内周部の軸方向外側にはスナップリング 111 が当接している。スナップリング 111 は一部が切断された有端の環状部材である。スナップリング 111 はボス 81 の表面に形成された環状の溝内に嵌められて

10

20

30

40

50

いる。

【 0 0 4 7 】

入力プレート 9 5 は 1 対の出力プレート 9 6 間に配置された環状かつ円板状のプレート部材である。入力プレート 9 5 は環状部 9 7 と係合爪 9 8 とから構成されている。環状部 9 7 は主に出力プレート 9 6 の軸方向間に配置されている。環状部 9 7 には、ピン 1 0 5 が貫通するスリット 1 0 0 が形成されている。係合爪 9 8 は入力プレート 9 5 から半径方向外側に延びる突起である。係合爪 9 8 は各第 1 ばね 9 に対応して 1 対ずつ合計 2 対形成されている。係合爪 9 8 の各対は 1 つの第 1 ばね 9 の円周方向両側に配置された 1 対のばねシート 6 6 のそれぞれに対して円周方向外側から当接している。言い換えると、ハブフランジ 1 2 からのトルクは第 1 ばね 9 を介して 1 段目ダンパー 9 4 に伝達されるようになっている。より詳細には、係合爪 9 8 は半円柱部 6 7 の湾曲面 7 1 に沿った形状の当接面 9 9 を有しており、当接面 9 9 は湾曲面 7 1 に当接している。このように、係合爪 9 8 はばねシート 6 6 に対して軸方向に移動することが可能であり、着脱が容易である。また、ばねシート 6 6 は、当接面 9 9 と湾曲面 7 1 との係合によって、係合爪 9 8 に対して軸方向回りに回動可能になっている。

10

【 0 0 4 8 】

環状部 9 7 には切り欠き 1 1 2 が形成されている。出力プレート 9 6 には切り欠き 1 1 2 に対応して切り起こし窓部 1 1 3 が形成されている。切り欠き 1 1 2 及び切り起こし窓部 1 1 3 に第 3 ばね 8 が収納されている。第 3 ばね 8 は切り起こし窓部 1 1 3 により軸方向及び半径方向への移動が制限されている。

20

クラッチプレート 2 1 の内周縁にはブッシュ 5 5 が設けられている。ブッシュ 5 5 はボス 8 1 の軸方向エンジン側外周面に相対回転可能に当接している。これにより、クラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 がハブ 3 に対して半径方向に位置決めされている。また、ブッシュ 5 5 はボス 8 1 に形成された軸方向端面 8 1 b に軸方向エンジン側から当接している。

【 0 0 4 9 】

以上に述べた 1 段目ダンパー 9 4 は、スナップリング 1 1 1 をボス 8 1 から外すことで 1 つのサブアッシーとして、クラッチディスク組立体 1 の他の部分から取り外すことができる。そのような状態を図 3 6 に示す。また、1 段目ダンパー 9 4 を取り外しても残りの部分はクラッチディスク組立体として機能する。このことは、他の部材は同じ物をそのまま使用したままで、1 段目ダンパーの取付の有無や 1 段目ダンパーの種類を変えるだけで、異なる振特性を有するクラッチディスク組立体を得られることを意味する。

30

【 0 0 5 0 】

クラッチディスク組立体 1 は第 1 摩擦機構 1 0 7 と第 2 摩擦機構 1 0 8 をさらに備えている。第 1 摩擦機構 1 0 7 はプレート 2 1 , 2 2 2 2 とサブプレート 1 3 とが相対回転する時に摩擦を発生するための機構である。第 1 摩擦機構 1 0 7 は摩擦部材 8 6 とプレート 8 7 と第 1 コーンばね 8 8 と摩擦部材 8 4 とからなる。摩擦部材 8 6 とプレート 8 7 と第 1 コーンばね 8 8 は軸方向トランスミッション側のサブプレート 1 3 の環状部 5 6 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。摩擦部材 8 6 はサブプレート 1 3 の環状部 5 6 に当接して配置されている。プレート 8 7 は摩擦部材 8 6 の軸方向エンジン側に当接している。プレート 8 7 には軸方向トランスミッション側に延びる複数の係合爪が形成されている。係合爪はリテーニングプレート 2 2 に形成された孔に対して相対回転不能にかつ軸方向に移動可能に係合している。プレート 8 7 とリテーニングプレート 2 2 との間には第 1 コーンばね 8 8 が設けられている。第 1 コーンばね 8 8 は両者間で軸方向間に圧縮された状態で配置されている。これにより、第 1 コーンばね 8 8 はプレート 8 7 とリテーニングプレート 2 2 に対して軸方向に離れる方向に付勢力を与えている。より具体的には、第 1 コーンばね 8 8 は外周端がプレート 8 7 に当接し、内周端がリテーニングプレート 2 2 に当接している。第 1 コーンばね 8 8 の外周縁には、係合部に係合する爪が設けられている。これにより、第 1 コーンばね 8 8 はリテーニングプレート 2 2 と一体回転する。摩擦部材 8 4 は軸方向エンジン側のサブプレート 1 3 の環状部 5 6 とクラッチブ

40

50

レート 2 1 の内周部との間に配置されている。

#### 【 0 0 5 1 】

第 2 摩擦機構 1 0 8 はクラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 とハブ 3 とが相対回転する時に常に摩擦を発生するための機構である。第 2 摩擦機構 1 0 8 は第 1 摩擦機構 1 0 7 より小さな摩擦を発生するようになっている。第 2 摩擦機構 1 0 8 はワッシャ 9 0 とプレート 9 1 と第 2 コーンばね 9 2 とから構成されている。ワッシャ 9 0 は外周歯 8 3 の軸方向トランスミッション側面に当接している。プレート 9 1 はワッシャ 9 0 の軸方向トランスミッション側面に当接している。プレート 9 1 は内周縁から軸方向エンジン側に突出する複数の爪を有している。この爪はリテーニングプレート 2 2 の内周縁に形成された切欠きに係合している。この結果、プレート 9 1 はリテーニングプレート 2 2 に対して相対回転不能にかつ軸方向に移動可能となっている。第 2 コーンばね 9 2 はプレート 9 1 とリテーニングプレート 2 2 との間において軸方向に圧縮された状態で配置されている。これにより、第 2 コーンばね 9 2 はプレート 9 1 とリテーニングプレート 2 2 に対して軸方向に離れるように付勢力を与えている。なお、第 2 コーンばね 9 2 の内周縁にはプレート 9 1 の係合部に係合する爪が形成されている。これにより、第 2 コーンばね 9 2 はプレート 9 1 と共にリテーニングプレート 2 2 と一体回転する。

10

#### 【 0 0 5 2 】

図 1 8 にクラッチディスク組立体 1 のダンパー機構 4 の機械回路図を示すこの機械回路図は、ダンパー機構 4 の各部品を模式的に表現している。また、この機械回路図は入力回転体 2 に対してハブ 3 を R 2 側に捻った状態で各部品の関係や動作を説明するための図である。すなわち、捻り特性正側範囲（ハブ 3 が入力回転体 2 に対して初期中立位置から R 2 側に捻れ、入力回転体 2 がハブ 3 に対して初期中立位置から R 1 側に捻れている範囲）での動作を説明するために用いられる。ハブ 3 と入力回転体 2 との間にはハブ 3 側から第 3 ばね 8 , 第 1 ばね 9 , 第 2 ばね 1 0 が直列に配置されている。また、第 3 ばね 8 と第 1 ばね 9 との間にはサブプレート 1 3 が配置され、第 1 ばね 9 と第 2 ばね 1 0 との間にはハブフランジ 1 2 が配置されている。ハブ 3 とサブプレート 1 3 との間には第 3 ストッパー 1 6 が設けられている。これにより、第 3 ばね 8 の圧縮はハブ 3 とサブプレート 1 3 が相対回転可能な範囲（第 3 ストッパー 1 6 による作動角度  $3 p$  ,  $3 n$  ）に限定されている。ハブ 3 とハブフランジ 1 2 との間には第 1 ストッパー 1 7 が設けられている。これにより、第 1 ばね 9 の圧縮はハブ 3 とハブフランジ 1 2 が相対回転可能な範囲（第 1 ストッパー 1 7 における作動角度範囲内（  $2 p - 1 p$  ,  $2 n - 1 n$  ））に限定されている。ハブフランジ 1 2 と入力回転体 2 との間には第 2 ストッパー 1 9 が設けられている。これにより、第 2 ばね 1 0 の圧縮はハブフランジ 1 2 と入力回転体 2 が相対回転可能な範囲（第 2 ストッパー 1 9 における作動角度範囲（  $4 p$  ,  $4 n$  ））に限定されている。

20

30

#### 【 0 0 5 3 】

このダンパー機構 4 において、第 3 ばね 8 は第 1 ばね 9 や第 2 ばね 1 0 に比べて剛性が極端に低い。このため、捻り角度の初期段階では第 3 ばね 8 のみが圧縮され第 1 ばね 9 や第 2 ばね 1 0 はほとんど圧縮されない。また、第 2 ばね 1 0 は第 1 ばね 9 に比べて個数が多く全体として発生する荷重が大きくなっている。また、第 2 ばね 1 0 は初期状態で入力回転体 2 とハブフランジ 1 2 との間で圧縮された状態となっている。すなわち第 2 ばね 1 0 はイニシャル荷重を発生しており、このため第 1 ばね 9 の圧縮時に第 1 ばね 9 での発生トルクが第 2 ばね 1 0 のイニシャルトルクに打ち勝つまでは第 1 ばね 9 のみが圧縮されることになる。

40

#### 【 0 0 5 4 】

次に、図 1 8 ~ 図 2 2 までの機械回路図、図 2 3 ~ 図 2 8 の概略動作図、及び図 2 9 の捻り特性線図を用いてクラッチディスク組立体 1 のダンパー機構 4 の動作を説明する。ここでの動作は、図 2 9 の捻り特性線図においてハブ 3 を入力回転体 2 に対して R 2 側に捻った時の動作として説明する。すなわち、図 2 9 において初期中立状態の捻り角度  $a$  から最大捻り角度である捻り角度  $h$  まで捻っていく動作である。図 2 9 左側の負側範囲でも同様の動作をするため、負側領域の説明は省略する。なお、図 2 9 に記載された各数値は

50

本発明の一実施例を示すものであり、これらの数値に本発明は限定されない。

# 【 0 0 5 5 】

また、本発明の特性は実践で表し、従来の特性を一点鎖線で表している。従来の特性では 2 段目及び 3 段目の剛性が高く捻じり角度を十分に広げることができないことが分かる。それに対して本願発明の捻じり特性では 2 段目及び 3 段目の剛性を低くすることで全体の捻じり角度を広くしている。

## ( 1 ) 捻じり角度 $a \sim b$

・トルク伝達経路は、入力回転体 2、第 2 ばね 10、ハブフランジ 12、第 1 ばね 9、1 段目ダンパー 94、ハブ 3 の順番である。すなわち、1 段目ダンパー 94 には、ハブフランジ 12 から第 1 ばね 9 及びばねシート 66 からトルクが入力される。

10

・第 3 ばね 8 のみが回転方向に圧縮される。その理由は第 1 ばね 9 は第 3 ばね 8 と直列に配置されているが、第 1 ばね 9 の剛性は第 3 ばね 8 の剛性より大幅に高いからである。

・第 2 摩擦発生機構 108 のみで滑りが生じる。

・具体的な動作を説明する。捻じり角度  $a$  に対応する図 18 の状態から入力回転体 2 に対してハブ 3 を R 2 側に捻っていく。捻り角度  $b$  に達するまでは、1 段目ダンパー 94 のみが機能し低剛性の特性が得られる。このとき、第 2 摩擦機構 108 において低ヒステリシストルクが発生する。捻り角度  $b$  に達すると、第 3 ストッパー 16 において外周歯 83 が内周歯 59 に当接する。このため、捻じり角度  $b$  以降は 1 段目ダンパー 94 の第 3 ばね 8 はそれ以上圧縮されない。図 19 及び図 23 が捻じり角度  $b$  における各部材の関係を示している。このとき、第 1 ストッパー 17 においては外周歯 83 とその R 2 側の内周歯 51 との間には  $2p - 1p$  の大きさの円周方向角度隙間が形成されている。図 19 に示すように、これ以降の動作においてハブ 3、サブプレート 13、第 3 ばね 8 等は一体の部材として動作する。したがってハブ 3、第 3 ばね 8、サブプレート 13 を一体の部材として以降の説明では出力回転ハブ 110 とする。

20

## ( 2 ) 捻じり角度 $b \sim d$

・トルク伝達経路は、入力回転体 2、第 2 ばね 10、ハブフランジ 12、第 1 ばね 9、サブプレート 13、ハブ 3 の順番である。

・第 1 ばね 9 のみが圧縮される。第 2 ばね 10 が圧縮されないのは、第 2 ばね 10 はインシャル荷重を付与されているためである。

・第 1 摩擦機構 107、第 2 摩擦機構 108 で滑りが生じる。

30

・以下具体的に説明する。捻じり角度  $b$  を超えると、サブプレート 13 とハブフランジ 12 との間で第 1 ばね 9 が圧縮される。このため、捻じり角度  $c$  では 2 個の第 1 ばね 9 による捻り剛性  $K_1$  が得られる。このときの状態を図 24 に示す。このとき、入力プレート 95 の R 2 側の係合爪 98 は R 2 側のばねシート 66 から R 2 側に離れていき、R 1 側の係合爪 98 は R 1 側のばねシート 66 に R 2 側に追従していく。ここで R 1 側のばねシート 66 は半径方向外側の移動量の方が半径方向内側の移動量より大きいため、係合部 78 と係合爪 98 の係合部分において回転する。なお、このとき圧縮部 18 とばねシート 66 との間における隙間の円周方向角度  $3p$  の大きさは変化していない。捻じり角度  $d$  に達すると第 1 ストッパー 17 において外周歯 83 が内周歯 51 に当接する。このときの状態を図 20 及び図 25 に示す。これ以降はハブフランジ 12 は出力回転ハブ 110 と一体回転するため、第 1 ばね 9 の圧縮は進まない。すなわち捻じり角度  $d$  以降は第 1 ばね 9 はハブフランジ 12 とサブプレート 13 との間で圧縮された状態を維持する。圧縮状態で第 1 ばね 9 が発生している捻りトルクの大きさを  $T_1$  とする。

40

# 【 0 0 5 6 】

以上の結果、サブプレート 13 はハブフランジ 12 に対して R 2 側に  $2p - 1p$  だけねじれ、以後はその状態でハブフランジ 12 とともに回転する。サブプレート 13 の位置は図 10 において 2 点鎖線で表現している。サブプレート 13 の円周方向縁 64 はハブフランジ 12 の第 2 縁 53 と重なり、第 2 縁 53 がストッピン 30 に当接する際に同時にストッピン 30 に当接するようになっている。また、サブプレート 13 の円周方向縁 64 は第 2 窓孔 46 や第 2 ばね 10 に干渉しないようになっている。

50

## 【 0 0 5 7 】

以上に述べたように、第 1 ばね 9 はその発生荷重が第 2 ばね 1 0 のイニシャル荷重に打ち勝つまでに、第 1 ストッパー 1 7 によって圧縮進行を停止される。この結果捻じり角度  $b \sim d$  までの領域では第 2 ばね 1 0 の圧縮が開始されない。

( 3 ) 捻じり角度  $d \sim f$

・トルク伝達経路は、入力回転体 2、第 2 ばね 1 0、ハブフランジ 1 2、ハブ 3 の順番である。

・第 2 ばね 1 0 のみが圧縮される。

・第 1 摩擦機構 1 0 7、第 2 摩擦機構 1 0 8 で滑りが生じる。

・具体的な動作について説明する。捻り角度  $d$  を超えると第 2 ばね 1 0 はハブフランジ 1 2 とクラッチプレート 2 1 及びリテーニングプレート 2 2 との間で圧縮される。具体的には、R 1 側の円周方向支持部 4 6 a と R 2 側の円周方向支持部 5 0 との間で圧縮されていく。これにより、捻じり角度  $e$  では 4 個の第 2 ばね 1 0 による捻り剛性  $K_2$  が得られる。剛性  $K_2$  は剛性  $K_1$  より高い。このときの状態を図 2 7 に示す。捻り角度  $f$  に達すると圧縮部 1 8 がばねシート 6 6 に当接する。言い換えると入力回転体 2 が第 1 ばね 9 に係合する。具体的には、R 2 側のばねシート 6 6 が R 1 側の円周方向支持部 3 4 に当接する。この瞬間に、第 1 ばね 9 の捻りトルク  $T_1$  がサブプレート 1 3 と入力回転体 2 に作用する。このため、捻り角度  $f$  においてトルクが  $T_1$  分急激に大きくなる。図 2 1 及び図 2 7 が捻り角度  $f$  に対応している。このとき、図 2 1 に示すように、第 2 ストッパー 1 9 においては R 1 側の第 2 縁 5 3 とストップピン 3 0 との間に  $4 p - 3 p$  の大きさの円周方向角度隙間が形成されている。

( 4 ) 捻じり角度  $f \sim h$

・トルク伝達経路は、入力回転体 2 とハブ 3 との間で、第 2 ばね 1 0 及びハブフランジ 1 2 の第 1 経路と、第 1 ばね 9 及びサブプレート 1 3 の第 2 経路とからなる。ここでは、捻じりトルクがハブフランジ 1 2 とサブプレート 1 3 に分担されるため、ハブフランジ 1 2 の強度をあまり高くする必要がない。具体的には、ハブフランジ 1 2 はハブ 3 と係合する内周部に特別な軸方向肉厚部を設ける必要がなく、全体的に平坦な形状になっている。これによって、重量軽減やダンパー機構の内周部の軸方向短縮化が実現される。

・第 2 ばね 1 0 と第 1 ばね 9 が並列に圧縮される。

・第 1 摩擦機構 1 0 7、第 2 摩擦機構 1 0 8 で滑りが生じる。

・具体的な動作について説明する。捻り角度  $f$  を超えると、第 1 ばね 9 はサブプレート 1 3 と入力回転体 2 との間で圧縮され、第 2 ばね 1 0 はハブフランジ 1 2 と入力回転体 2 との間で圧縮される。すなわち第 1 ばね 9 と第 2 ばね 1 0 は入力回転体 2 とハブ 3 との間で並列に圧縮される。このため、捻り角度  $g$  では  $K_1 + K_2$  の捻り剛性が得られる。このときの状態を図 2 8 に示す。捻り角度  $h$  に達すると、第 2 縁 5 3 がストップピン 3 0 に当接し、ハブフランジ 1 2 と入力回転体 2 が相対回転を停止する。このときの状態を図 2 2 に示す。

## 【 0 0 5 8 】

なお、本実施形態では、ハブフランジ 1 2 の第 2 縁 5 3 とともにサブプレート 1 3 の円周方向縁 6 4 もストップピン 3 0 に当接する。すなわち、ストップトルクはハブフランジ 1 2 とサブプレート 1 3 の両方によって分担される。このことも、ハブフランジ 1 2 の強度をあまり高くする必要がないことを意味する。

第 1 ばね 9 の圧縮動作について詳細に説明する。第 1 ばね 9 は、R 1 側の円周方向支持部 6 1 と R 2 側の円周方向支持部 3 4 との間で圧縮されていく。R 1 側のばねシート 6 6 はプレート 2 1、2 2 に対して R 2 側に移動する。このとき、図 9 の 2 点鎖線で示すように、ばねシート 6 6 の係合部 7 8 は第 2 孔 3 7 を R 2 側に移動していく。このとき、入力プレート 9 5 の R 2 側の係合爪 9 8 は R 2 側のばねシート 6 6 から R 2 側にさらに離れていき、R 1 側の係合爪 9 8 は R 1 側のばねシート 6 6 に R 2 側に追従していく。ここで R 1 側のばねシート 6 6 は半径方向外側の移動量の方が半径方向内側の移動量より大きいいため、係合部 7 8 と係合爪 9 8 の係合部分において回転する。

10

20

30

40

50

〔第２ストッパ－１９の有利な点〕

この実施形態では、第２ばね１０を第１ばね９が作動する領域で作動させないようにしたため、第２ストッパ－１９においてストッピン３９と切り欠き５４の第２縁５３との間の隙間（円周方向角度  $4p$  ,  $4n$ ）は小さくなっているのにも関わらず、剛性  $K1$  からなる低剛性領域を十分に広く確保できる。この結果、ハブフランジ１２において切り欠き５４の円周方向角度が広くならず、窓孔４５，４６を広角化できる。

〔ばねシート６６の機能〕

（１）ばねシート６６は第１ばね９の円周方向両端を支持するための部材である。

（２）ばねシート６６はクラッチプレート２１及びリテーニングプレート２２の円周方向支持部３４との間に所定の隙間を確保し、捩りトルクが大きくなった段階（捩り角度  $f$  を超えた領域）で一方のばねシート６６はクラッチプレート２１及びリテーニングプレート２２の円周方向支持部３４に支持される。

（３）ばねシート６６はハブフランジ１２やサブプレート１３から１段目ダンパー９４に対してトルクを入力する部材として機能している。特に、ばねシート６６はリテーニングプレートの軸方向外側において１段目ダンパー９４と係合する係合部７８を有しているため、１段目ダンパー９４をリテーニングプレート２２の軸方向外側に配置することが可能となっている。このため、リテーニングプレート２２の内周側の構造が簡単になっている。また、ばねシート６６と１段目ダンパー９４の係合は、係合部７８に対して入力プレート９５の爪部９８を軸方向片側からはめるだけでよい簡単な構造になっている。

【００５９】

なお、１段目ダンパー９４へのトルク入力には第１ばね９及びばねシート６６を介して行われるが、第１ばね９は第３ばね８より剛性が十分に高いため、１段目作動時に第１ばね９が作動する不具合は生じない。さらに、係合部７８との干渉を避けるため、軸方向覆い部３１には第２孔３７が設けられている。言い換えると、第２孔３７は円周方向に所定角度まで延びて形成され、係合部７８の円周方向移動を許容している。

〔第２ばね１０の円周方向圧縮による効果〕

第２ばね１０がセット状態で回転方向に圧縮されているため、第２ばね１０を収容するための第２窓孔４６，第２窓部２９の円周方向角度を小さく設定できる。このことは、他の窓孔や窓部をの広角度化や窓孔等の個数の増加等ができ、広捩り化・低剛性化の実現につながる。

第２実施形態

図３０の機械回路図に示すクラッチディスク組立体２０１のダンパー機構２０４は、前記第１実施形態におけるクラッチディスク組立体１において、１段目ダンパー９４を設けていない構造に相当する。そのような構造は、前記実施形態において例えばサブプレートをハブに対して円周方向に隙間無く係合させることでサブプレートをハブの一部として機能させることで実現できる。

【００６０】

ダンパー機構２０４においては、入力回転体２０２と出力回転ハブ２０３との間に第１ばね２０９と第２ばね２１０が直列に配置されている。第１ばね２０９と第２ばね２１０との間にはハブフランジ２１２が配置されている。出力回転ハブ２０３とハブフランジ２１２との間には第１ストッパ－２１７が設けられている。ハブフランジ２１２と入力回転体２０２との間には第２ストッパ－２１９が設けられている。また、入力回転体２０２には圧縮部２１８が設けられている。

【００６１】

次に、図３０～図３３までの機械回路図と図３４の捩り特性線図を用いてこのダンパー機構２０４の動作について説明する。図３４は、出力回転ハブ２０３を入力回転体２０２に対して  $R2$  側（回転方向と反対側）に捩ったとき特性すなわち捩り特性の正側領域特性を示している。捩り角度の小さな領域では第１ばね２０９のみが圧縮され、剛性  $K1$  が得られる。このときに第２ばね２１０が圧縮されないのは、第２ばね２１０が初期セット状態で予め圧縮されており、イニシャル荷重を発生しているからである。捩り角度  $d$  に達する



と、第1ストッパー217において当接が生じる。このときの状態を図31に示す。これ以降は出力回転ハブ203とハブフランジ212は一体回転する。すなわち第1ばね209は出力回転ハブ203とハブフランジ212との間で挟まれて両者に荷重を与えた状態を保ちつつ両者と一体回転する。このとき、第1ばね209が発生しているトルクを振りトルク $T_1$ とする。

#### 【0062】

振り角度 $d$ を超えると、第2ばね210がハブフランジ212と入力回転体202との間で圧縮され、剛性 $K_2$ が得られる。やがて振り角度 $f$ に達すると、入力回転体202のR2側の圧縮部218がR2側のばねシート266に当接する。それ以降は、第1ばね209は出力回転ハブ203と入力回転体202との間で圧縮され、第2ばね210はハブフランジ212と入力回転体202との間で圧縮される。すなわち、第1ばね209と第2ばね210が出力回転ハブ203と入力回転体202との間で並列に圧縮され、剛性 $K_1 + K_2$ が得られる。なお、振り角度 $f$ では、圧縮状態の第1ばね209が発生していた振りトルク $T_1$ 分だけ振りトルクが急激に大きくなる。

#### 【0063】

振り角度 $h$ に達すると第2ストッパー219において当接が生じ、出力回転ハブ203と入力回転体202との相対回転が停止する。この状態を図33に示す。

以上の特性では、第2ばね210は、イニシャル荷重付与により、第1ばね209と直列配置に関わらず、振り角度の小さな領域では作用しない。このため、第2ストッパー219の作動角の大きさを小さくできる。具体的には、ストッパーピンとハブフランジの切欠きとの間の角度を小さくできる。このことはハブフランジ212においてばねスペースを広く確保でき、窓孔の数や回転方向長さを増やすことが可能なことを意味する。

#### 〔第2ばねにイニシャル荷重を付与していない場合の特性〕

次に、本発明とは異なる構造として、図35の振り特性線図を用いて第1ばねにイニシャル荷重を付与していない場合の特性を説明する。ここでは、本発明と同様の構造によって前記振り特性と同等の特性を得るようにしている。第1ばねにイニシャル荷重を付与していない場合は、振り角度0の時から第1ばねと第2ばねは共に直列に圧縮される。このため、第2ばねの剛性 $K_1$ は図34の第1ばね209の剛性 $K_1$ より大きく設定されている。振り角度の小さな領域では剛性 $1/K_1 + 1/K_2$ が得られる。振り角度が大きくなり、第1ストッパーにおいて当接が生じると、それ以降は図34と同様に剛性 $K_2$ 、剛性 $K_1 + K_2$ が得られる。

#### 【0064】

図35において第1ストッパーの作動角度を図34のそれと同じに設定するためには、図34の特性に比べて、第1ストッパーの作動角を小さくし、第2ストッパーの作動角を大きくする必要がある。具体的には、図34及び図35に示すように、 $A_{p'}$ が $A_p$ より小さくなり、 $C_{p'}$ が $C_p$ より大きくなる。なぜなら、図35において $A_{p'}$ 及び $C_p$ が $A_p$ 及び $C_p$ とそれぞれ同じであると、実際に第1ストッパーにおいて当接が生じる振り角度が大きくなってしまう。つまり、剛性 $K_1$ 領域が広くなり剛性 $K_2$ 領域が狭くなる。

#### 【0065】

図34の本発明の構成では、図35の例に比べて、第2ストッパーの作動角度は大きくできるものの、第1ストッパーの作動角度は小さくなる。しかし、第1ストッパーはハブとハブフランジ内周部との複数の歯によって形成されているため、ばねの収容等に悪影響を及ぼしにくく、また加工も容易である。

#### 〔他の実施形態〕

本発明に係るダンパー機構及びダンパーディスク組立体はクラッチディスク組立体以外にも適用可能である。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や、トルクコンバータのロックアップダンパー等に本発明を適用できる。

#### 【0066】

#### 【発明の効果】

本発明に係るダンパー機構又はダンパーディスク組立体では、振り特性において第1弾性部材と第2弾性部材とが直列に作用しないため、第2相対回転停止部の円周方向の大きさを小さく抑えることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態におけるクラッチディスク組立体の縦断面概略図。

【図2】一部を取り去った状態での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】クラッチディスク組立体の部分縦断面概略図。

【図6】図5の部分拡大図。

10

【図7】図4の部分拡大図。

【図8】図2の部分拡大図。

【図9】窓孔とばねシートとの関係を示すための部分平面図。

【図10】図2の部分拡大図。

【図11】ハブフランジの平面図。

【図12】サブプレートの平面図。

【図13】ハブとサブプレート及びハブフランジとの関係を示す部分平面図。

【図14】ばねシートの平面図。

【図15】ばねシートの平面図。

【図16】ばねシートの背面図。

20

【図17】ばねシートの平面図。

【図18】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図19】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図20】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図21】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図22】第1実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図23】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図24】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図25】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図26】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

30

【図27】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図28】ダンパー機構の動作を模式的に表すための図。

【図29】第1実施形態のクラッチディスク組立体の振り特性線図。

【図30】第2実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図31】第2実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図32】第2実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図33】第2実施形態におけるダンパー機構の機械回路図。

【図34】第2実施形態におけるダンパー機構の振り特性線図。

【図35】本発明と同様の構造でイニシャル荷重を付与せずに同様の特性を得るための構造による振り特性線図。

40

【図36】1段目ダンパーをクラッチディスク組立体本体から取り外した図。

【符号の説明】

- 1 クラッチディスク組立体（ダンパーディスク組立体）
- 2 入力回転体（第2回転部材，1対の入力円板状部材）
- 3 ハブ（第1回転部材）
- 4 ダンパー機構
- 8 第3ばね
- 9 第1ばね（第1弾性部材）
- 10 第2ばね（第2弾性部材）
- 12 ハブフランジ（中間回転部材，中間円板状部材）

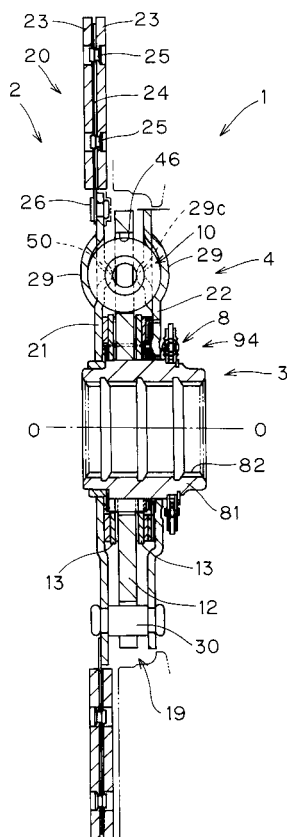
50

- 1 3 サブプレート
- 1 6 第3ストッパー
- 1 7 第1ストッパー（第1相対回転停止部）
- 1 8 圧縮部
- 1 9 第2ストッパー（第2相対回転停止部）
- 4 5 第1窓孔
- 4 6 第2窓孔
- 6 6 ばねシート
- 9 4 1段目ダンパー（ダンパー）
- 9 5 入力プレート
- 9 6 出力プレート
- 1 1 0 出力回転ハブ
- 2 0 2 入力回転体（第2回転部材，1対の入力円板状部材）
- 2 0 3 出力回転ハブ（第1回転部材）
- 2 0 4 ダンパー機構
- 2 0 9 第1ばね（第1弾性部材）
- 2 1 0 第2ばね（第2弾性部材）
- 2 1 2 ハブフランジ（中間回転部材，中間円板状部材）
- 2 1 7 第1ストッパー（第1相対回転停止部）
- 2 1 8 圧縮部
- 2 1 9 第2ストッパー（第2相対回転停止部）

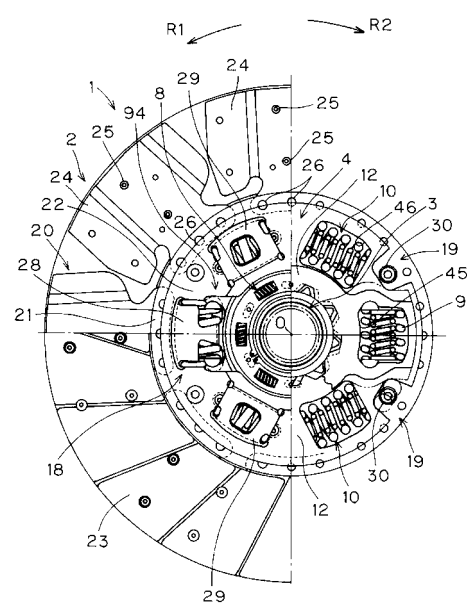
10

20

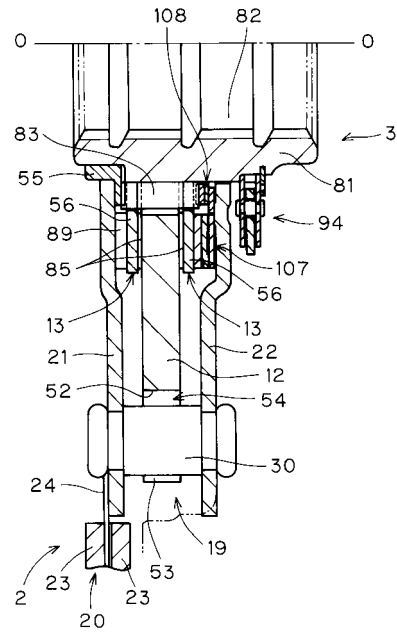
【図1】



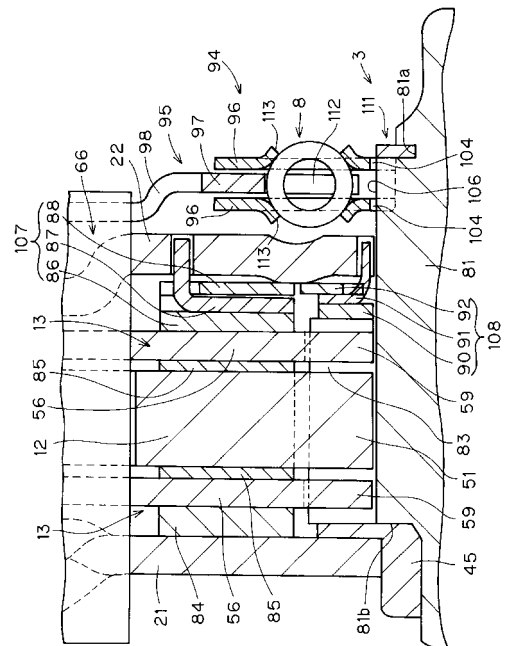
【図2】



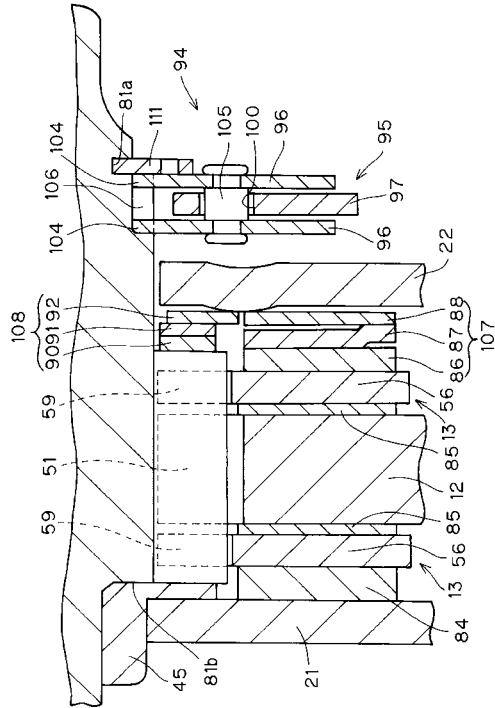
【 図 4 】



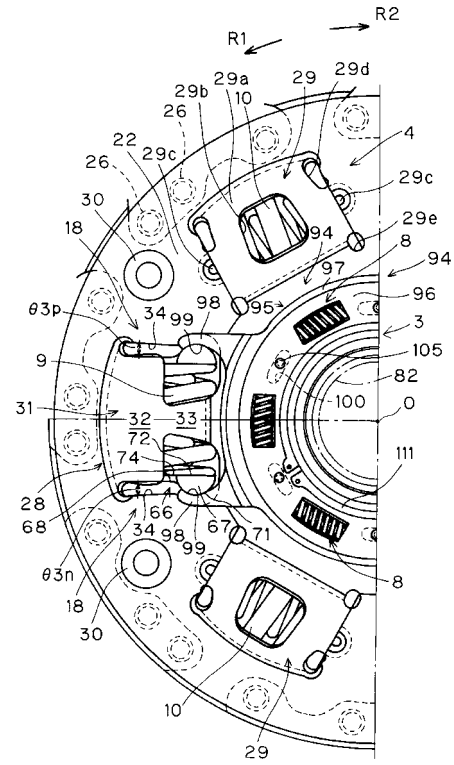
【 図 6 】



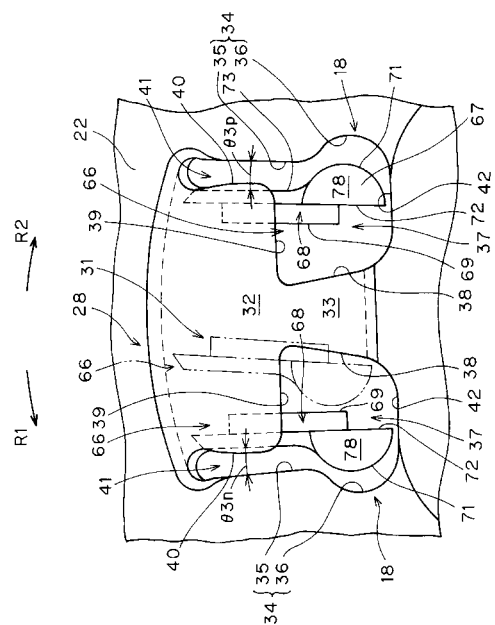
【図 7】



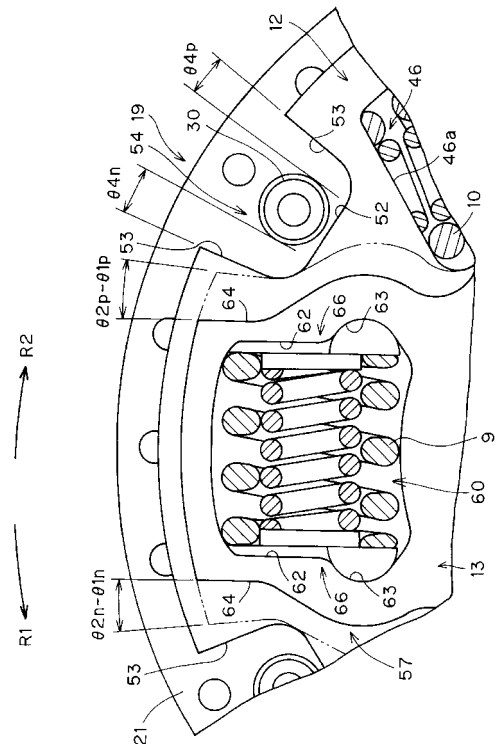
【図 8】



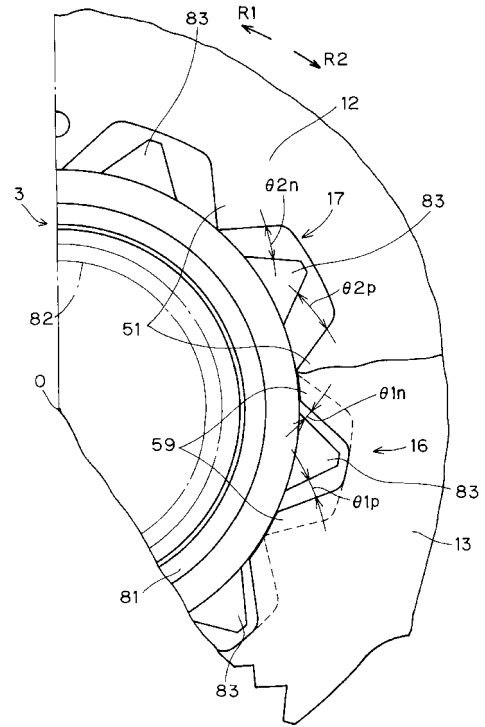
【図 9】



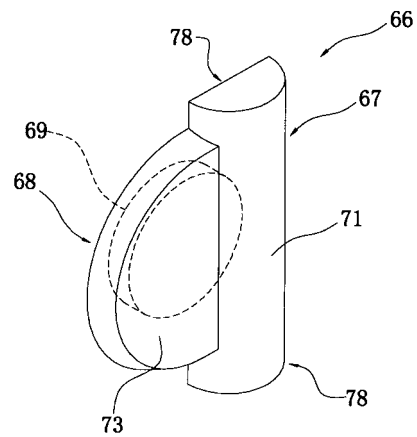
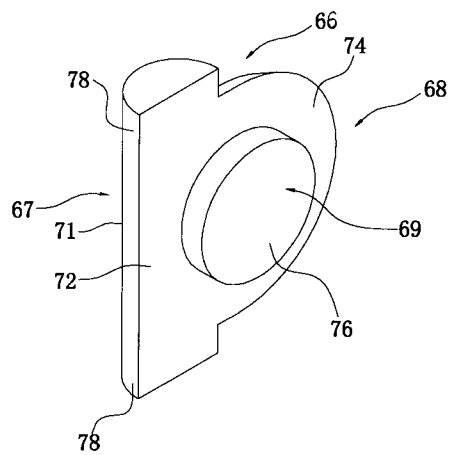
【図 10】



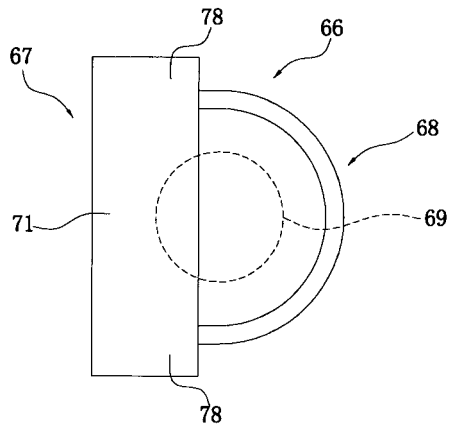
【 図 1 3 】



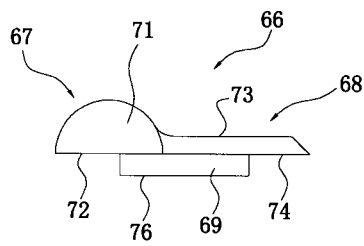
【 図 1 5 】



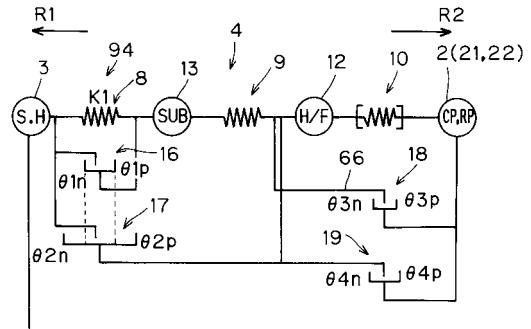
【図 16】



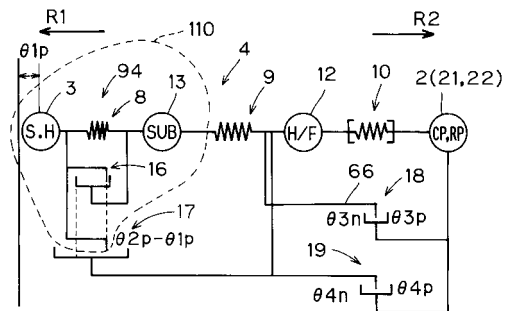
【図 17】



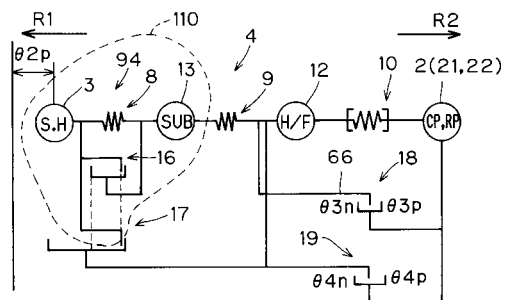
【図 18】



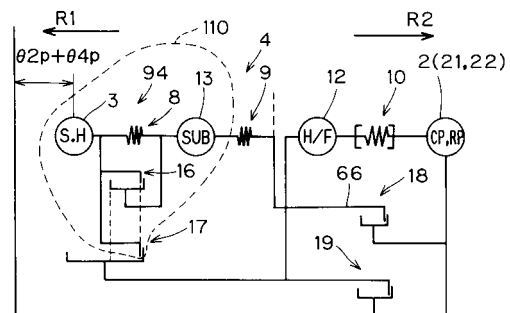
【図 19】



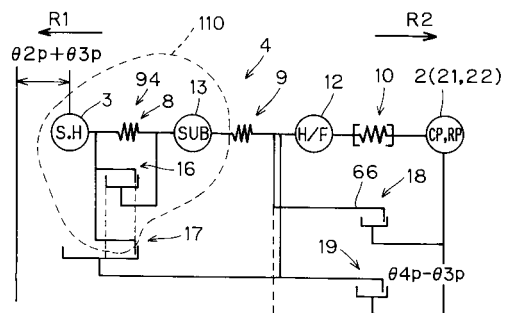
【図 20】



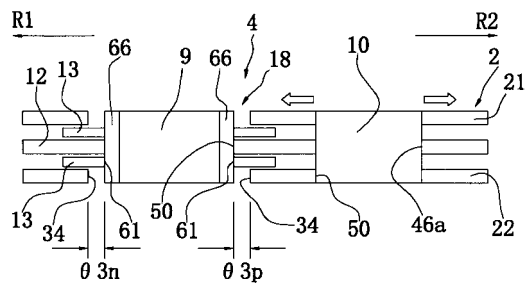
【図 22】



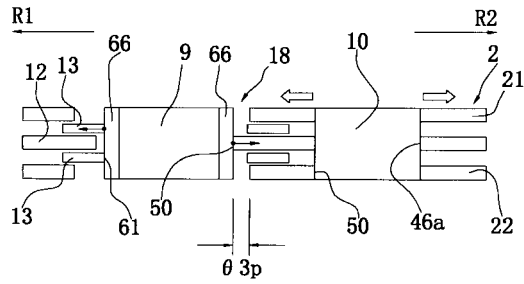
【図 21】



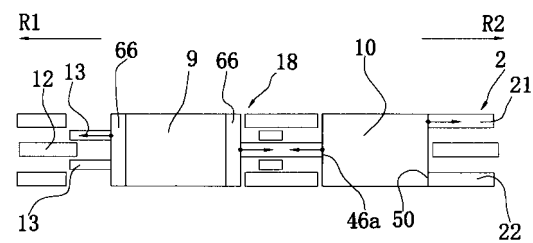
【図 23】



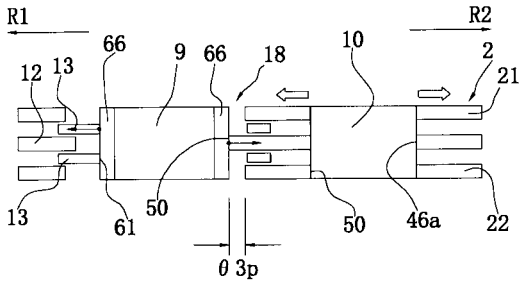
【図 24】



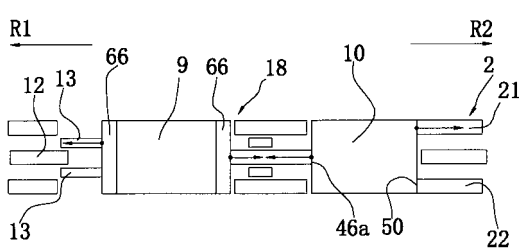
【図 26】



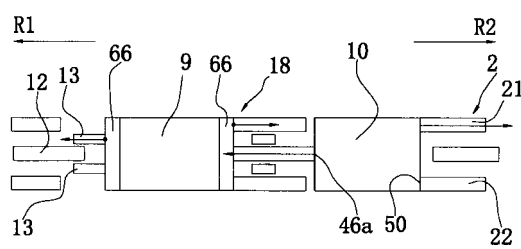
【図 25】



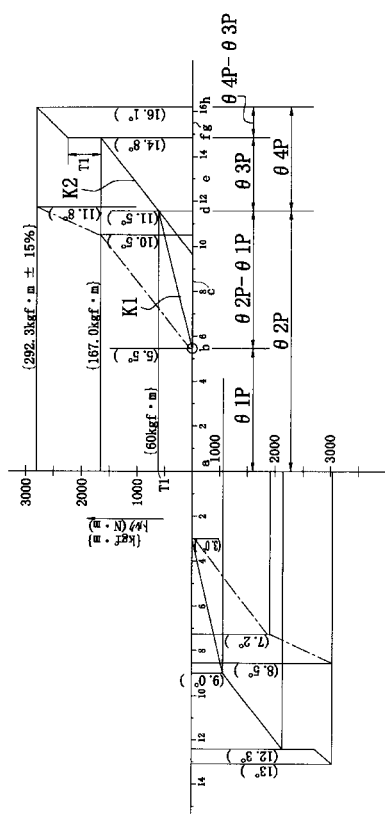
【図 27】



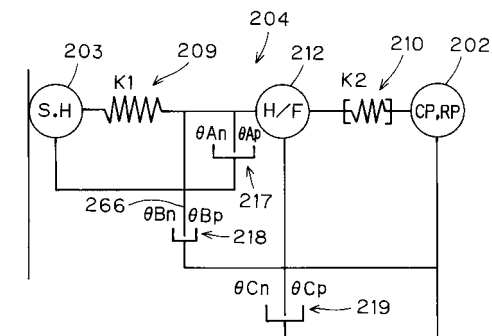
【図 28】



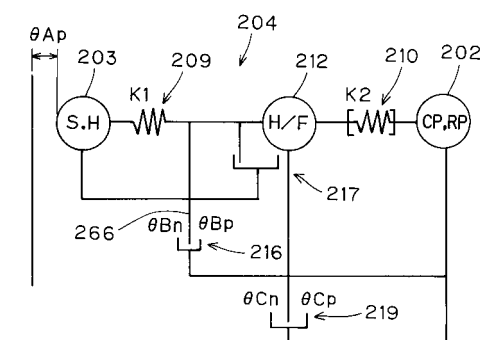
【図 29】



【図 30】

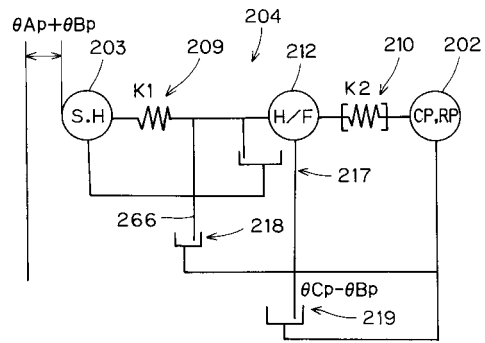


【図 31】

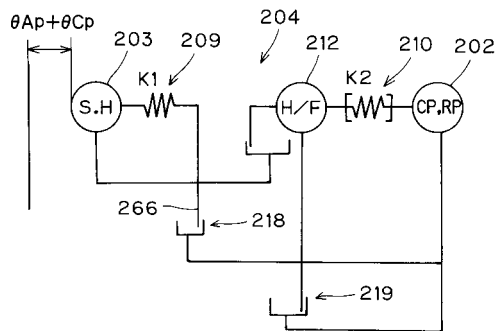




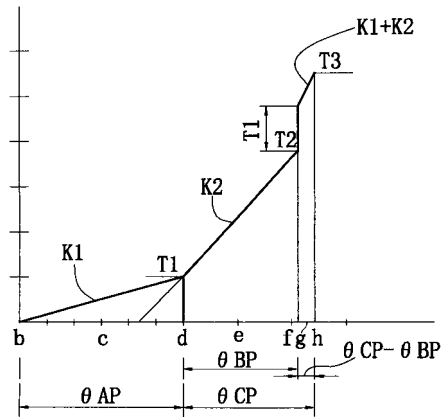
【図 3 2】



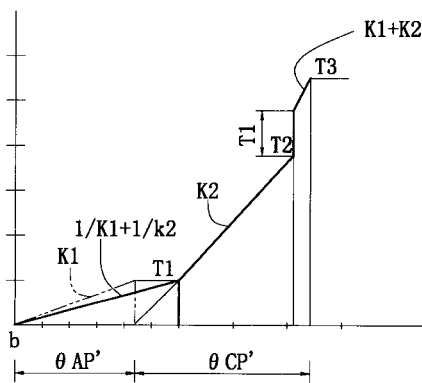
【図 3 3】



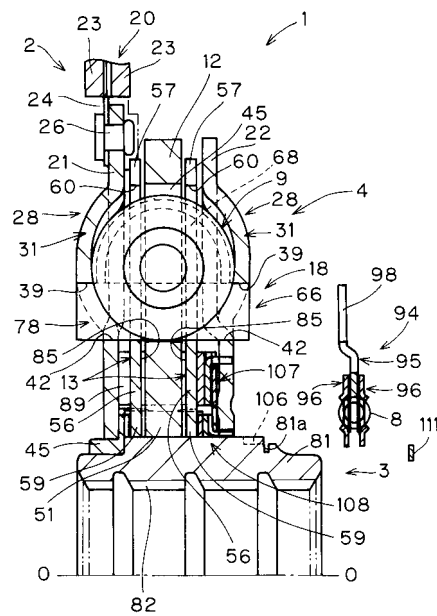
【図 3 4】



【図 3 5】



【図 3 6】



---

フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B名)

F16F 15/00-15/36

F16D 13/64