

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3558462号

(P3558462)

(45) 発行日 平成16年8月25日(2004.8.25)

(24) 登録日 平成16年5月28日(2004.5.28)

(51) Int. Cl.⁷

F 1

F 1 6 F 15/139

F 1 6 F 15/139

Z

F 1 6 F 15/131

F 1 6 F 15/134

A

F 1 6 F 15/134

F 1 6 F 15/30

Z

F 1 6 F 15/30

F 1 6 F 15/30

P

請求項の数 5 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願平8-226742	(73) 特許権者	000149033
(22) 出願日	平成8年8月28日(1996.8.28)		株式会社エクセディ
(65) 公開番号	特開平10-68446		大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号
(43) 公開日	平成10年3月10日(1998.3.10)	(74) 代理人	100094145
審査請求日	平成13年3月19日(2001.3.19)		弁理士 小野 由己男
		(74) 代理人	100094167
			弁理士 宮川 良夫
		(72) 発明者	水上 裕司
			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	藤井 昇

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 フライホイール組立体

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

第1フライホイールと、

前記第1フライホイールと相対回転自在に配置された第2フライホイールと、

前記第1フライホイールと前記第2フライホイールとの間に相対回転自在に配置された回転プレートと、

前記回転プレートと前記第2フライホイールとを回転方向に弾性連結する弾性連結部材と、

前記弾性連結部材の半径方向外方に配置され、前記回転プレートと前記第1フライホイールとをトルク伝達可能に連結するとともに所定以上のトルクが作用すると滑り可能である摩擦連結機構と、

前記第1フライホイールと前記回転プレートの外周部に配置され、前記第1フライホイールと前記回転プレートが所定角度以上相対回転するのを規制するストッパー機構とを備え、

前記ストッパー機構は、前記第1フライホイールの外周部に円周方向に所定の間隔で形成された複数のストッパーと、前記回転プレートの外周縁から半径方向外方に突出し前記複数のストッパーの円周方向間に延びる突出部と、前記突出部に設けられた緩衝部材とを有し、

前記突出部側の前記緩衝部材は、前記回転プレートの半径方向外方から前記突出部に装着されている、

10

20

フライホイール組立体。

【請求項 2】

前記弾性連結部材と前記回転プレートはダンパーユニットを構成している、請求項 1 に記載のフライホイール組立体。

【請求項 3】

前記ダンパーユニットは、前記第 2 フライホイールに固定され第 1 窓孔を有するドリブンプレートと、

前記ドリブンプレートの側方に配置され前記第 1 窓孔に対応する第 2 窓孔を有する前記回転プレートと、

前記第 1 及び第 2 窓孔内に配置された前記弾性連結部材とを有している、請求項 2 に記載のフライホイール組立体。

10

【請求項 4】

前記摩擦連結機構は、前記第 1 フライホイールの外周端面近傍に配置されており、前記端面と前記回転プレートの前記外周部との間に配置された第 1 摩擦ワッシャと、

前記回転プレートの前記端面側と反対側に配置され前記第 1 フライホイールに相対回転不能にかつ軸方向に移動可能に連結されたプレッシャープレートと、

前記外周部と前記プレッシャープレートとの間に配置された第 2 摩擦ワッシャと、

前記プレッシャープレートを前記端面側に付勢する付勢部材とを含んでいる、請求項 1 ~ 3 のいずれかに記載のフライホイール組立体。

【請求項 5】

20

前記弾性連結部材は、回転方向に直列に配置された複数のスプリングを含んでいる、請求項 1 ~ 4 のいずれかに記載のフライホイール組立体。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、フライホイール組立体、特に、2 分割された各フライホイール間にダンパー機構を設けたフライホイール組立体に関する。

【0002】

【従来の技術】

フライホイールはエンジンのクランクシャフトの後端に取り付けられ、その慣性モーメントにより低速運転時の回転むらを防止する。また、フライホイールには、始動用リングギアやクラッチ等が取り付けられる。

30

このフライホイールを第 1 フライホイールと第 2 フライホイールとに分割し、その間にダンパー機構を設けたフライホイール組立体が知られている。ダンパー機構は、両フライホイールが相対回転すると円周方向に圧縮されるように配置された弾性部材を含んでいる。また、ダンパー機構には、弾性部材と並列に作用するヒステリシストルク発生機構を備えたものがある。

【0003】

車輛の駆動伝達系から生じる音振問題としては、たとえば、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音がある。これら音振を低減するためには、加減速トルク域の捩じり剛性を極力下げることにより、駆動系捩じり共振周波数をエンジンの実用回転域より低く設定する必要がある。ダンパー機構において捩じり剛性を下げるためには、弾性部材の捩じり角度を広くしたり、複数の弾性部材を直列に作用するように配置することが考えられる。

40

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

一方、2 分割フライホイール組立体においては、エンジン始動及びエンジンを切ったときに低回転域（たとえば 500 rpm 以下）における共振点を通過する。このとき、過大トルク変動が生じ、ダンパー機構が破損したり音 / 振動が激しくなることがある。このような問題を解決するために、たとえば特公平 7 92114 号公報に示すように、弾性連結部材と直列にトルクを伝達する摩擦連結機構を設けたフライホイール組立体が知られてい

50

る。このフライホイール組立体では、低回転域（たとえば500rpm以下）における共振点通過時に過大トルク変動が生じると、摩擦連結機構の摩擦部材が滑り、大ヒステリシストルクを発生させて振動を減衰する。このため、共振時の音ノ振動が生じにくい。

【0005】

しかし、このフライホイール組立体では、摩擦連結機構が弾性連結部材より内周側に配置されているため、摩擦部材の半径が短く、大ヒステリシストルクを発生させるのが難しい。大ヒステリシストルクを発生させるためには付勢部材による押し付け荷重を大きくしなければならない。その結果、ヒステリシストルクの大きさが不安定になる。

【0006】

本発明の目的は、共振時の過大トルクを減衰するためのヒステリシストルク発生機構においてヒステリシストルクの大きさを安定させることにある。

10

【0007】

【課題を解決するための手段】

請求項1に記載のフライホイール組立体は、第1フライホイールと第2フライホイールと回転プレートと弾性連結機構と摩擦連結部材とを備えている。第2フライホイールは、第1フライホイールと相対回転自在に配置されている。回転プレートは、第1フライホイールと第2フライホイールとの間に相対回転自在に配置されている。弾性連結部材は、回転プレートと第2フライホイールとを回転方向に弾性連結する。摩擦連結機構は、弾性連結部材の半径方向外方に配置され、回転プレートと第1フライホイールとをトルク伝達可能に連結するとともに所定以上のトルクが作用すると滑り可能である。

20

【0008】

第1フライホイールが回転すると、摩擦連結機構、回転プレート及び弾性連結部を介して第2フライホイールにトルクが伝達される。低回転数域で共振点を通過するとき過大トルク変動が生じると、摩擦連結機構が滑り大ヒステリシストルクを発生する。これにより擦り振動は減衰され、弾性連結部材等の破損や共振時の音ノ振動が生じにくくなる。摩擦連結機構は弾性連結部材の半径方向外方に配置されているため、従来より半径が長くなる。そのため、摩擦部材への押し付け荷重を小さくでき、ヒステリシストルクの大きさが安定する。

【0009】

また、請求項1に記載のフライホイール組立体は、第1フライホイールと回転プレートの外周部に配置され、第1フライホイールと回転プレートが所定角度以上相対回転するのを規制するストッパー機構をさらに備えている。このようにストッパー機構が第1フライホイールと回転プレートの外周部に配置されているため、従来のようなピンを用いる必要がなくなり、構造が簡単になる。

30

【0010】

また、請求項1に記載のフライホイール組立体では、ストッパー機構は、第1フライホイールの外周部に円周方向に所定の間隔で形成された複数のストッパーと、回転プレートの外周縁から半径方向外方に突出し複数のストッパーの円周方向間に延びる突出部とからなる。共振時の過大トルク変動により摩擦連結機構に滑りが生じると、第1フライホイールと回転プレートが相対回転する。両者の擦り角度が大きくなると、回転プレートの突出部が第1フライホイールのストッパーに当接し、両者の相対回転が無くなる。ここでは、ストッパー機構を構成する突出部がプレート部材の一部により形成されているため、構造が簡単になっている。また、緩衝部材が突出部に設けられているため、ストッパー機構が作用するときに衝突音が発生しにくい。さらに、緩衝部材が回転プレートの半径方向外方から突出部に装着されているため、半径方向から容易に着脱が可能である。

40

【0011】

請求項2に記載のフライホイール組立体では、弾性連結部材と回転プレートはダンパーユニットを構成している。そのため、弾性連結部材と回転プレートとを、フライホイール全体の組み立て前にサブアッセンブリーとして組立てておくことができ、運搬・管理が容易である。

50

【0012】

請求項3に記載のフライホイール組立体では、ダンパーユニットは、第2フライホイールに固定され第1窓孔を有するドリブンプレートと、ドリブンプレートの側方に配置され第1窓孔に対応する第2窓孔を有する前記回転プレートと、第1及び第2窓孔内に配置された弾性連結部材とを有している。請求項4に記載のフライホイール組立体では、摩擦連結機構は第1フライホイールの外周端面近傍に配置されている。摩擦連結機構は、端面と回転プレートの外周部との間に配置された第1摩擦ワッシャと、回転プレートの端面側と反対側に配置され第1フライホイールに相対回転不能にかつ軸方向に移動可能に連結されたプレッシャープレートと、外周部と前記プレッシャープレートとの間に配置された第2摩擦ワッシャと、プレッシャープレートを端面側に付勢する付勢部材とを含んでいる。

10

【0013】

請求項5に記載のフライホイール組立体では、弾性連結部材は、回転方向に直列に配置された複数のスプリングを含んでいる。そのため、低剛性・広掠り角度の掠り特性が得られ、走行時の異音が生じにくくなる。

【0014】

【発明の実施の形態】

図1及び図2に、本発明の一実施形態としてのフライホイール組立体1を示す。このフライホイール組立体1は、エンジンのクランクシャフト(図示せず)の後端に取り付けられ、図示しないクラッチ装置を介してトランスミッション側にトルクを伝達する装置である。

20

【0015】

フライホイール組立体1は、第1フライホイール2、第2フライホイール3、摩擦連結機構7及びダンパー機構5から主に構成されている。摩擦連結機構7とダンパー機構5は、第1フライホイール2と第2フライホイール3との間に直列にトルク伝達するように配置されている。

第1フライホイール2は円板状の部材であり、中心部にはトランスミッション側(図2右側)に延びる筒状の中央ボス2aが形成されている。この中央ボス2aには、クランクボルト11が挿通される孔2bが形成されている。また、中央ボス2aの内周側には軸受15が固定されている。この軸受15は、トランスミッション側から延びる図示しないメインドライブシャフトの先端を相対回転自在に支持する。中央ボス2aの外周には軸受4が設けられている。この軸受4を固定するために、中央ボス2aの先端には円板状の固定プレート12がボルト13により固定されている。第1フライホイール2の外周には、リングギア14が固定されている。第1フライホイール2の外周部トランスミッション側面には、軸方向に突出する複数のストッパー2dが形成されている。ストッパー2dは円周方向に等間隔で6か所に形成されており、その端面にはボルト螺合孔が形成されている。ストッパー2dの内周側には、平坦な環状摩擦面2eが形成されている。

30

【0016】

第2フライホイール3は、第1フライホイール2より内径が大きい円板形状の部材である。第2フライホイール3の内周部は後述するドリブンプレート23とともに、軸受4を介して第1フライホイール2の中央ボス2aに相対回転自在に支持されている。

40

第2フライホイール3のトランスミッション側には平坦な摩擦面3aが形成されている。さらに、摩擦面3aより内周側には、円周方向に延びる複数の空気孔3bが形成されている。空気孔3bは第2フライホイール3を軸方向に貫通している。

【0017】

ダンパー機構5(ダンパーユニット)は、第1フライホイール2と第2フライホイール3との間の空間に配置されている。ダンパー機構5は、主に、第1ドライブプレート21、第2ドライブプレート22、ドリブンプレート23、複数のコイルスプリング24及びフロート体機構25から構成されており、全体で1つのユニットとなっている。そのため、このダンパー機構5はフライホイール組立体1全体の組立前にサブアッシーとして組立て可能である。そのため、ダンパー機構5は運搬・管理が容易である。

50

【0018】

第1ドライブプレート21と第2ドライブプレート22はそれぞれ板金製円板形状の部材であり、軸方向に所定距離だけ離れて配置されている。第1ドライブプレート21と第2ドライブプレート22との径方向中間部には、円周方向に長く延びる窓孔21a, 22aが形成されている。第1ドライブプレート21と第2ドライブプレート22は環状の外周部21b, 22bが互いに当接し、複数のリベット47により互いに固定されている。また、これらのリベット47により、後述する摩擦連結機構7における第1摩擦ワッシャ42や第2摩擦ワッシャ43が外周部21b, 22bに固定されている。外周部21b, 22bからは、さらに6本の突出部21c, 22cが円周方向に等間隔で半径方向外方に延びている。各突出部21c, 22cは、第1フライホイール2のストッパー2d円周方向間に配置されている。各突出部21c, 22cの周囲には、ゴム52(緩衝部材)が嵌められている。以上に述べたように、突出部21c, 22cとストッパー2dとにより、第1フライホイール2と第1及び第2ドライブプレート22との相対角度を制限するストッパー機構が構成されている。ストッパー機構が第1フライホイール2と第1及び第2ドライブプレート21, 22の外周部に配置されているため、従来のようにピンを用いる必要がなくなり、構造が簡単になる。また、緩衝部材としてのゴム52も取り付けやすい。この実施形態では、ゴム52は突出部21c, 22cに対して半径方向から容易に着脱可能である。

10

【0019】

ドリブンプレート23は、第1ドライブプレート21と第2ドライブプレート22との間に配置された円板形状の部材である。ドリブンプレート23の内周部には、トランスミッション側にわずかに突出したボス23aが形成されている。ボス23a部分には軸方向に延びるボルト孔が形成されている。ボルト29がトランスミッション側から第2フライホイール3の内周部に形成された孔を通して、ボス23aのボルト孔に螺合している。すなわち、ボルト29によりドリブンプレート23は第2フライホイール3に固定されている。ドリブンプレート23の内周面は、軸受4のアウターレースに固定されている。ドリブンプレート23には、第1及び第2ドライブプレート21, 22の窓孔21a, 22a(第2窓孔)に対応する窓孔(第1窓孔)が形成されている。この窓孔は外周縁がなく、半径方向外側に開いている。この窓孔の形状は、ドリブンプレート23に半径方向外側に延びる3つの支持部23bが形成されていると見ることできる。すなわち、3つの支持部23aの円周方向間が前述の窓孔となっている。支持部23bは、半径方向外方にいくにしたがって円周方向に両側に広がる扇形になっている。また、支持部23bの半径方向外側にはさらに円周方向両側に延びる飛び出し制限部23cが形成されている。

20

30

【0020】

第1及び第2ドライブプレート21, 22の窓孔21a, 22aとドリブンプレート23の各窓孔内には、それぞれ1対のコイルスプリング24が配置されている。1対のコイルスプリング24はダンパー機構円周の接線方向に直線状に延びている。個々のコイルスプリング24は、大小2つのコイルスプリングが同心に配置されて構成されている。

【0021】

フロート体機構25は、各窓孔内に配置された1対のコイルスプリング24間に配置され、両コイルスプリング24間のトルク伝達を行うための中間連結機構である。フロート体機構25は、3個のフロート体30と、1対のリング状プレート31, 32とから構成されている。各フロート体30は、各窓孔内において2個のコイルスプリング24間に配置されている。フロート体30は、半径方向外側にいくにしたがって円周方向幅が広がる扇形になっている。さらに、フロート体30の半径方向外側には、円周方向両側に延び両コイルスプリング24の半径方向外側への飛び出しを制限する飛び出し制限部30aが形成されている。図2に示すように、フロート体30はコイルスプリング24の端面に確実に当接するために、軸方向両側に延びる突出部を有している。2枚のリング状プレート31, 32は、第1及び第2ドライブプレート21, 22の内周部軸方向間に配置されている。このリング状プレート31, 32に対してフロート体30の半径方向内側端がリベッ

40

50

ト 3 3 により揺動自在に固定されている。

【 0 0 2 2 】

ダンパー機構 5 には 1 対の直列コイルスプリング 2 4 が 3 組設けられているため、捻じり剛性が低くなるとともに捻じり角度が広がっている。そのため、コイルスプリング 2 4 と並列に作用する摩擦抵抗発生機構を設ける必要がなく、各部材間に生じるわずかな摺動抵抗でねじり振動を減衰できる。以上の結果、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音が低減される。

【 0 0 2 3 】

摩擦連結機構 7 は、第 1 フライホイール 2 とダンパー機構 5 との間でトルク伝達をおこなうとともに、共振時の過大トルク変動が生じると摩擦部材を滑らすことで大ヒステリシストルクを発生させて過大トルク変動を減衰するための機構である。図 3 に拡大して示すように、摩擦連結機構 7 は複数の環状部材、すなわち、第 1 摩擦ワッシャ 4 2、第 2 摩擦ワッシャ 4 3、プレッシャープレート 4 6、コーンスプリング 4 9 などから構成されている。摩擦連結機構 7 は、ダンパー機構 5 の半径方向外側に配置されている。

10

【 0 0 2 4 】

第 1 摩擦ワッシャ 4 2 と鉄板からなる第 1 環状プレート 4 4 は一体に形成されており、リベット 4 7 により、外周部 2 1 b に固定されている。第 1 摩擦ワッシャ 4 2 は、第 1 フライホイール 2 の摩擦面 2 e に摺動可能に当接している。第 1 摩擦ワッシャ 4 2 には、リベット 4 7 の頭部が配置された丸孔 4 2 a が形成されている。

【 0 0 2 5 】

第 2 摩擦ワッシャ 4 3 と鉄板からなる第 2 環状プレート 4 5 は一体に形成されており、リベット 4 7 により、外周部 2 2 b に固定されている。第 2 摩擦ワッシャ 4 3 は、プレッシャープレート 4 6 に摺動可能に当接している。第 2 摩擦ワッシャ 4 3 には、リベット 4 7 の頭部が配置された丸孔 4 3 a が形成されている。プレッシャープレート 4 6 は、第 2 摩擦ワッシャ 4 3 のトランスミッション側面に当接している。また、プレッシャープレート 4 6 の外周部には、第 1 フライホイール 2 のストッパー 2 d に相対回転不能にかつ軸方向に移動自在に係合する係合部が形成されている。プレッシャープレート 4 6 のトランスミッション側面には、複数の弧状突起 4 6 a が形成されている。コーンスプリング 4 9 (付勢部材) は、プレッシャープレート 4 6 のトランスミッション側に配置されている。コーンスプリング 4 9 の外周部は、ボルト 5 1 によりストッパー 2 d に固定された環状プレート 5 0 にエンジン側から当接している。また、コーンスプリング 4 9 の内周部は、プレッシャープレート 4 6 の弧状突起 4 6 a に当接している。コーンスプリング 4 9 はプレッシャープレート 4 6 と環状プレート 5 0 との間で軸方向に圧縮されており、プレッシャープレート 4 6 を他の摩擦ワッシャ側に付勢している。この摩擦連結機構 7 のトルク容量はエンジンが生じる最大の定格トルクより著しく大きく設定されており、またこのトルク容量の 2 倍が共振時の過大トルク変動を減衰するためのヒステリシストルクになる。

20

【 0 0 2 6 】

次にフライホイール組立体 1 の動作について説明する。

図示しないエンジンが始動すると、クランクシャフトから第 1 フライホイール 2 にトルクが伝達される。トルクは、第 1 フライホイール 2 から摩擦連結機構 7 及びダンパー機構 5 を介して第 2 フライホイール 3 に伝達される。

40

低回転数領域(たとえば回転数 0 ~ 5 0 0 r p m)での共振点通過時にフライホイール組立体 1 に過大トルク変動が生じると、第 1 フライホイール 2 とダンパー機構 5 との間で相対回転が生じ、摩擦連結機構 7 で滑りが生じる。具体的には、第 1 摩擦ワッシャ 4 2 が第 1 フライホイール 2 と第 1 外周部 2 1 c との間で滑り、第 2 摩擦ワッシャ 4 3 が第 2 外周部 2 2 c とプレッシャープレート 4 6 との間で滑る。このとき発生する大きなヒステリシストルクにより、捻じり振動が減衰される。その結果、ダンパー機構 5 を構成するコイルスプリング 2 4 等の破損や音/振動が生じにくくなる。摩擦連結機構 7 は、コイルスプリング 2 4 の半径方向外方に配置されているため、各ワッシャの半径が従来より長くなる。そのため、コーンスプリング 4 9 による各ワッシャへの押し付け荷重を小さく設定でき、

50

その結果各部材の面圧が低下するとともにヒステリシストルクが安定する。

【0027】

第1フライホイール2と第1及び第2ドライブプレート21, 22との間の掠り角度が大きくなると、突出部21c, 22がストッパ2dに当たる。このとき、突出部21c, 22cに設けられたゴム52によって衝突のショックが吸収される。その結果、従来のピンによるストッパ機構において生じた騒音が生じにくい。ここでは、ストッパ機構を構成する突出部21c, 22cがダンパ機構5を構成する第1及び第2ドライブプレート21, 22の一部として形成されているため、部品点数が少なくなり構造が簡単になっている。ゴム52は、プレートからなる突出部21c, 22cに取り付けられるため、取り付けが容易である。

10

【0028】

通常走行時にエンジンのトルク変動に起因する微小掠り振動がフライホイール組立体1に入力されると、摩擦連結機構7では滑りが生じず、ダンパ機構5のみが作動する。具体的には、第1及び第2ドライブプレート21, 22とドリブプレート23とが相対回転し、コイルスプリング24が圧縮される。コイルスプリング24は各窓孔内に直列に設けられているため、全体の掠り剛性が低くなるとともに掠り角度が広がっている。そのため、コイルスプリング24と並列に作用する摩擦抵抗発生機構を設ける必要がなく、各部材間に生じるわずかな摺動抵抗でねじり振動を減衰できる。以上の結果、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音が低減されている。

【0029】

20

【発明の効果】

本発明に係るフライホイール組立体では、摩擦連結機構は弾性連結部材の半径方向外方に配置されているため、従来より半径が長くなる。そのため、摩擦部材への押し付け荷重を小さくでき、ヒステリシストルクの大きさが安定する。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態としてのフライホイール組立体の平面図。

【図2】図1のII-II断面図。

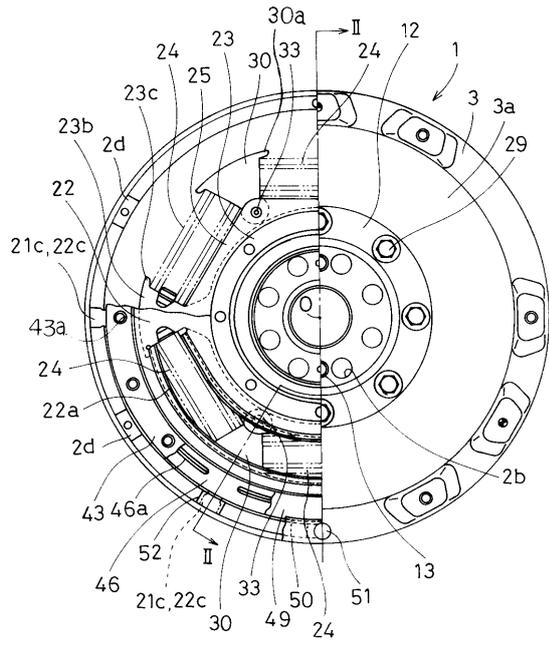
【図3】図2の部分拡大図。

【符号の説明】

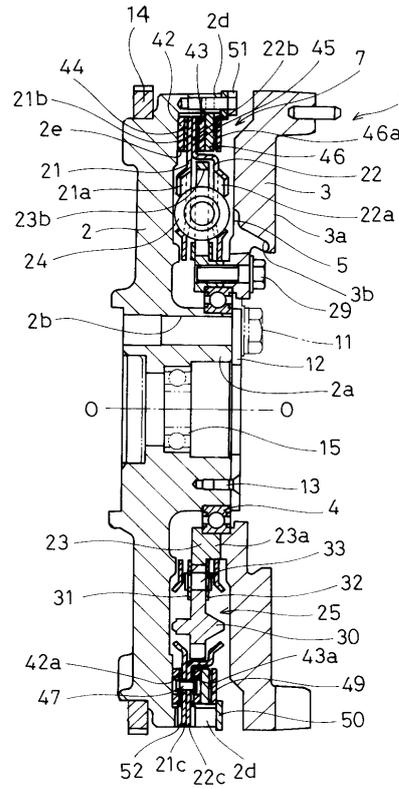
- 1 フライホイール組立体
- 2 第1フライホイール
- 2d ストッパ
- 3 第2フライホイール
- 5 ダンパ機構
- 7 摩擦連結機構
- 21c, 22c 突出部

30

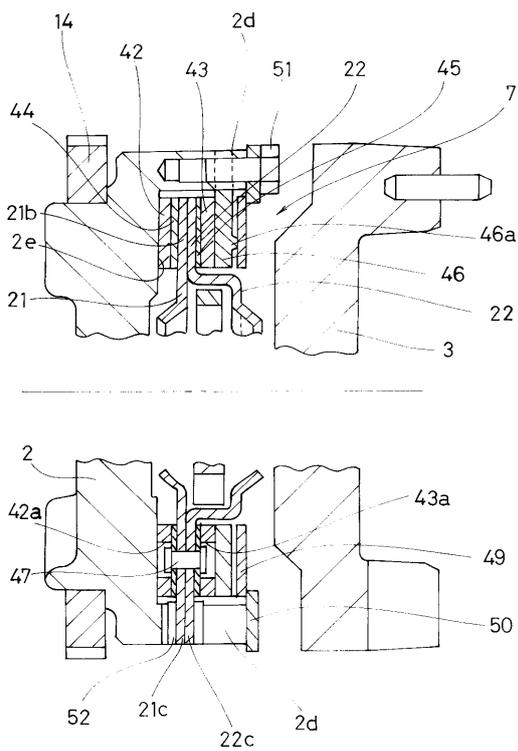
【 図 1 】



【 図 2 】



【 図 3 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開昭62-002038(JP,A)
特開昭60-136622(JP,A)
特開昭55-020964(JP,A)
特開昭60-098239(JP,A)
特開昭61-282640(JP,A)
特開昭62-035136(JP,A)
特開昭62-159825(JP,A)
特開平07-054924(JP,A)
特開平10-238591(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

- F16F 15/121
F16F 15/123
F16F 15/129
F16F 15/139
F16F 15/131
F16F 15/134
F16F 15/30