(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3839874号
(P3839874)
(45)発行日　平成18年11月1日(2006.11.1)　(24)登録日　平成18年8月11日(2006.8.11)

(51)Int.Cl.　F I
F16F 15/30 (2006.01)　F16F 15/30 P
F16F 15/131 (2006.01)　F16F 15/131

請求項の数 8　(全 9 頁)

(21)出願番号　特願平8-180942
(22)出願日　平成8年7月10日(1996.7.10)
(65)公開番号　特開平10-26186
(43)公開日　平成10年1月27日(1998.1.27)
審査請求日　平成13年2月19日(2001.2.19)
審判番号　不服2004-5982(P2004-5982/J1)
審判請求日　平成16年3月25日(2004.3.25)

(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
(72)発明者　梶谷　郊二
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　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

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フライホイールとを回転方向に連結する弾性連結部と、
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相対角度が所定角度以下では解除されているが所定角度以上になると前記両フライホイールを相対回転不能に連結するロック機構とを備え、
前記ロック機構は、レバー機構と、前記第１フライホイールと前記第２フライホイールとを相対回転不能に連結可能な摩擦クラッチと、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捩じり相対角度が所定角度以下では前記レバー機構から回転方向に離れているが、所定角度以上になると前記レバー機構を作動して前記摩擦クラッチを連結させる作動機構とを含んでいる、
フライホイール組立体。
【請求項２】
前記レバー機構は、支点が前記第１フライホイールに固定されたレバーを含み、
前記摩擦クラッチは、前記レバーに設けられ前記第２フライホイールに対向するクラッチ連結部を有しており、
前記レバーの一端には前記作動機構が当接可能な被作動部が設けられている、請求項１

に記載のフライホイール組立体。
【請求項３】
前記作動機構は、前記被作動部に当接可能な傾斜押し上げ面を有している、請求項２に記載のフライホイール組立体。
【請求項４】
前記作動機構は、前記第２フライホイールに固定され前記弾性連結部を収容する収容部を有するフランジ部材である、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】
前記レバー機構は、前記被作動部に設けられた回転体をさらに含んでいる、請求項２～４のいずれかに記載のフライホイール組立体。
【請求項６】
前記ロック機構は、前記レバーの他端に設けられ、遠心力により前記第１フライホイールと前記第２フライホイールとの連結を抑制する慣性質量体を含んでいる、請求項２～５のいずれかに記載のフライホイール組立体。
【請求項７】
前記第２フライホイールは、前記第１フライホイール側に突出し前記クラッチ連結部に対向する摩擦係合部を有している、請求項２～６のいずれかに記載のフライホイール組立体。
【請求項８】
前記摩擦係合部は、前記第２フライホイールの外周から前記第１フライホイール側に延びる円筒部の内周面であり、
前記クラッチ連結部は前記円筒部の前記内周面に沿った弧状面を有している、請求項７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。
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摩擦発生機構を備えたものがある。
【０００３】
車輌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。
【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５００ｒｐｍ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、たとえば特開平５－１８４４０号公報に示すように、低速回転域においては第１フライホイールと第２フライホイールとをロックし、高速回転域になる

と両者のロックを解除することでダンパー機構を作動可能状態にするロック機構がある。特開平５－１８４４０号に示すロック機構は、両フライホイールをロックするロック部材と、ロック部材をロック位置に付勢する弾性部材とを有している。低速回転域ではロック部材はばねに付勢されてロック位置に配置され、高速回転域になるとロック部材が遠心力により半径方向外方に移動し、弾性部材からの付勢力に打ち勝つことでロック解除位置に移動する。このフライホイール組立体では、ロック部材が嵌合するための嵌合部が両フライホイールに形成されている。これらの嵌合部を形成するために構造が複雑である。また、ロック部材は作用するトルクにより寿命が短く信頼性に欠ける。さらに、ロック部材はロック位置において両フライホイールに挟まれるため、ロック解除位置に移動不能になることも考えられる。

【０００５】

本発明の目的は、簡単な構造で低速回転域において第１フライホイールと第２フライホイールとを相対回転不能に連結することにある。

本発明の他の目的は、信頼性の高い構造で低速域において第１フライホイールと第２フライホイールとを相対回転不能に連結することにある。

【０００６】

【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フライホイールと弾性連結部とロック機構とを備えている。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。弾性連結部は、第１フライホイールと第２フライホイールとを回転方向に連結する。ロック機構は、第１フライホイールと第２フライホイールとの相対角度が所定角度以上になると両フライホイールを相対回転不能に連結する。またロック機構は、レバー機構と、第１フライホイールと第２フライホイールとを相対回転不能に連結可能な摩擦クラッチと、第１フライホイールと第２フライホイールとの捩じり相対角度が所定角度以下ではレバー機構から回転方向に離れているが、所定角度以上になるとレバー機構を作動して摩擦クラッチを連結させる作動機構とを含んでいる。

【０００７】

第１フライホイールが回転すると、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過大トルク変動により第１フライホイールと第２フライホイールの捩じり角度が大きくなり、ロック機構が両フライホイールを相対回転不能に連結する。このため、両フライホイール間の捩じり振動が防止され、弾性連結部等の破損や共振時の音／振動が生じにくくなる。摩擦クラッチは構造が簡単であり、第１フライホイール及び第２フライホイールに特別に加工する必要がない。また、摩擦クラッチは寿命及び動作性における信頼性が高い。さらに、レバー機構のレバー比により大きな付勢力が得られ、第１フライホイールと第２フライホイールとの連結が確実になっている。

【０００８】

請求項２に記載のフライホイール組立体では、請求項１において、レバー機構は支点が第１フライホイールに固定されたレバーを含み、摩擦クラッチは、レバーに設けられ第２フライホイールに対向するクラッチ連結部を有しており、レバーの一端には作動機構が当接可能な被作動部が設けられている。

【０００９】

請求項３に記載のフライホイール組立体では、請求項２において、作動機構が被作動部に当接可能な傾斜押し上げ面を有している。

【００１０】

請求項４に記載のフライホイール組立体では、請求項１～３のいずれかにおいて、作動機構が第２フライホイールに固定され弾性連結部を収容する収容部を有するフランジ部材である。

【００１１】

請求項５に記載のフライホイール組立体では、請求項２～４のいずれかにおいて、レバ

ー機構が被作動部に設けられた回転体をさらに含んでいる。このため、作動機構が被作動部を作動させるときの動作がスムーズになる。請求項６に記載のフライホイール組立体では、請求項２～５のいずれかにおいて、ロック機構がレバーの他端に設けられ、遠心力により第１フライホイールと第２フライホイールとの連結を抑制する慣性質量体を含んでいる、請求項２～５のいずれかに記載のフライホイール組立体。

【００１２】

請求項７に記載のフライホイール組立体では、請求項２～６のいずれかにおいて、第２フライホイールは、第１フライホイール側に突出しクラッチ連結部に対向する摩擦係合部を有している。請求項８に記載のフライホイール組立体では、請求項７において、摩擦係合部は、第２フライホイールの外周から第１フライホイール側に延びる円筒部の内周面である。クラッチ連結部は円筒部の内周面に沿った弧状面を有している。

【００１６】

【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。

【００１７】

この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、ダンパー機構５及びレバー機構７から主に構成されている。

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。

【００１８】

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、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。

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。第２フライホイール３の外周部には、エンジン側（図２の左側）すなわち第１フライホイール２側に突出する円筒突出部３ｃが形成されている。円筒突出部３ｃの内周面は摩擦面３ｄになっている。

【００１９】

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との間の空間に配置されている。このダンパー機構５は、第１フライホイール２と第２フライホイール３とを所定角度範囲内で相対回転可能に連結している。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は、外周部が複数のリベット２７により第１フライホイール２に固定されている。このリベット２７により、第１ドライブプレート２１と第２ドライブプレート２２との軸方向の距離が維持されている。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、円周方向に延びる窓孔２１ａ，２２ａが形成されている。３つの窓孔２１ａ，２２ａの半径方向両側には切り起こし部２１ｂ，２２ｂが形成されている。

【００２０】
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ボルト孔が形成されたボス２３ａが形成されている。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ってボルト２９が、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に対応する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もできる。３つの支持部２３ｂ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。支持部２３ｂの外周縁のＲ２回転方向側に、Ｒ２側にいくにしたがって徐々に半径方向外方に高くなる押し上げ面２３ｄが形成されている。

【００２１】
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。

【００２２】
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４１，４２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くな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４１，４２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４１，４２にフロート体３０の半径方向内側端がリベット４３により揺動自在に固定されている。

【００２３】
リング状プレート４２と第２ドライブプレート２２の内周縁は、ドリブンプレート２３のボス２３ａ外周面に当接している。
レバー機構７は、低速回転領域における過大トルク変動により第１フライホイールと第２フライホイールとの捩じり角度が大きくなると、両者を連結する（両部材間の相対回転をなくす）ための機構である。レバー機構７は、第１フライホイール２と第２フライホール３との軸方向間において円周方向に等間隔で３か所に配置されている。以後は、１つのレバー機構７についてのみ説明する。

【００２４】
レバー機構７は、円弧状に延びるレバー３２、レバー３２に固定された摩擦クラッチ３４、レバー３２の一端に設けられた慣性質量体３６及びレバー３２の他端に設けられたローラー３８とから構成されている。レバー３２の円周方向中間部は、支点ボルト３３により第１フライホイール２に固定された支点となっている。この支点ボルト３３を中心に、レバー３２は揺動可能となっている。摩擦クラッチ３４はレバー３２の支点ボルト３３よりＲ２回転方向側に配置されており、第２フライホイール３の円筒突出部３ｃ内周面に形成された摩擦面３ｄに対向している。さらに、摩擦クラッチ３４の摩擦面３ｄに対向する側

の面には摩擦材３５が固定されている。摩擦クラッチ３４及び摩擦材３５は、円筒突出部３ｃの内周面に沿う円弧形状面を有している。慣性質量体３６は、レバー３２のＲ１回転方向端に設けられている。また、ローラー３８はレバー３２のＲ２回転方向端に設けられている。

【００２５】

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。低回転数領域（たとえば回転数０～５００ｒｐｍ）での共振点通過時にフライホイール組立体１で過大トルク変動が生じると、第１フライホイール２と第２フライホイール３との捩じり角度が大きくなる。このときダンパー機構５においては、コイルスプリング２４が圧縮され、ドライブプレート２１，２２とドリブンプレート２３との捩じり角度が大きくなる。すると、ドリブンプレート２３の支持部２３ｂがレバー機構７を作動させ、第１フライホイール２と第２フライホイール３を相対回転不能に連結する。その結果、ダンパー機構５等の破損や音／振動が生じにくい。

【００２６】

レバー機構７の連結状態について詳細に説明する。図４に示す状態では、トルク変動はあったとしても小さく、慣性質量体３６（図１）が遠心力により半径方向外方に移動することで摩擦クラッチ３４が円筒突出部３ｃの摩擦面３ｄ側に移動するのが抑えられている。ドライブプレート２１，２２とドリブンプレート２３との捩じり角度が大きくなると、たとえば図５に示すように、ドリブンプレート２３の支持部２３ｂがレバー機構７に対してＲ１回転方向に移動し、支持部２３ｂの押し上げ面２３ｄがローラー３８を半径方向外方に移動させる。ローラー３８が回転することでレバー機構７はスムーズに動作する。その結果、レバー３２を介して摩擦クラッチ３４の摩擦部材３５が円筒突出部３ｃの摩擦面３ｄに押し付けられる。このとき、摩擦クラッチ３４が円筒突出部３ｃに付勢される力は、支持部２３ｂがローラー３８を付勢する力をレバー比倍したものである。このように、レバー機構７により大きな付勢力が得られ、第１フライホイール２と第２フライホイール３との連結が確実にされる。

【００２７】

エンジンの回転数が高くなると（たとえば５００ｒｐｍ以上）、第１フライホイール２のトルクはダンパー機構５を介して第２フライホイール３に伝達される。ダンパー機構５には１対の直列コイルスプリング２４が３組設けられているため、捩じり剛性が低くなるとともに捩じり角度が広くなっている。そのため、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。

【００２８】

【発明の効果】

本発明に係るフライホイール組立体では、低回転数域で共振点を通過すると過大トルク変動により第１フライホイールと第２フライホイールの捩じり角度が大きくなり、ロック機構が両フライホイールを相対回転不能に連結するため、両フライホイール間の捩じり振動が防止され、弾性連結部等の破損や共振時の音／振動が生じにくくなる。

【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１のIII －III 断面図。

【図４】レバー機構における連結解除状態を示す一部断面平面図。

【図５】レバー機構における連結状態を示す一部断面。

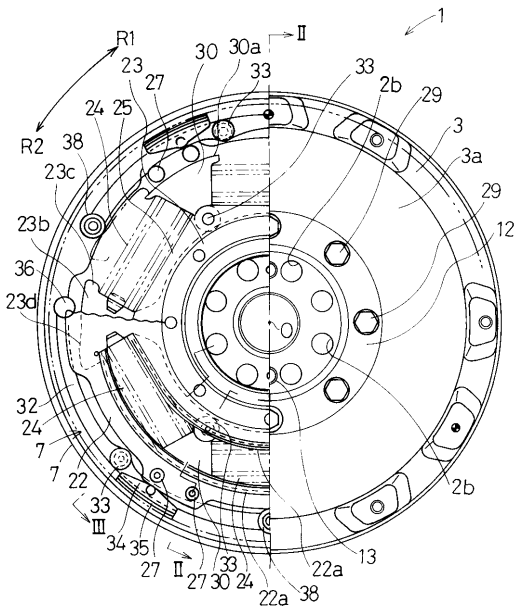
【符号の説明】

１　フライホイール組立体

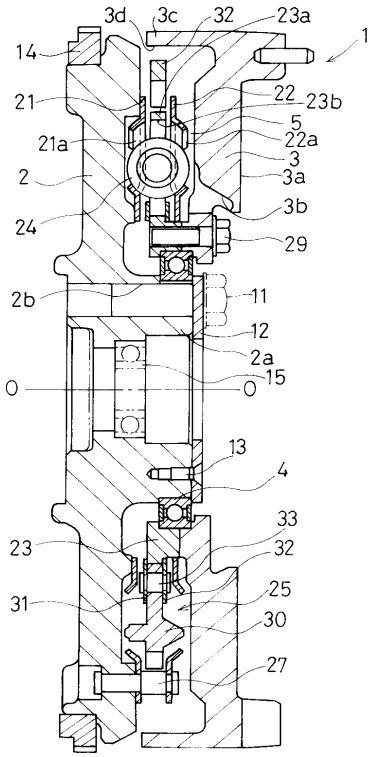
２　第１フライホイール

3　第２フライホイール
5　ダンパー機構
7　レバー機構
３２　レバー
３３　支点ボルト
３４　摩擦クラッチ
３５　摩擦材
３６　慣性質量体
３８　ローラー

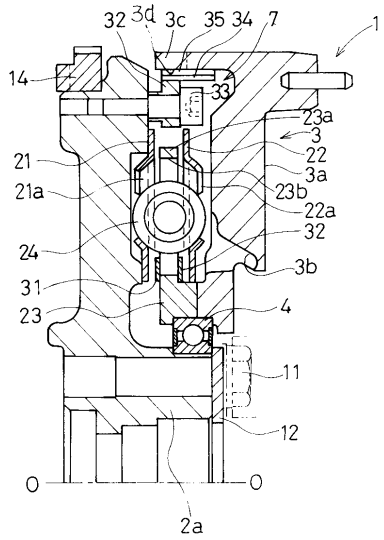
【図１】



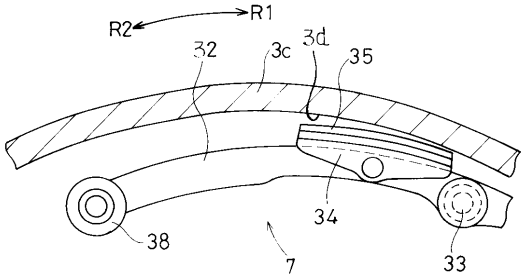
【図２】



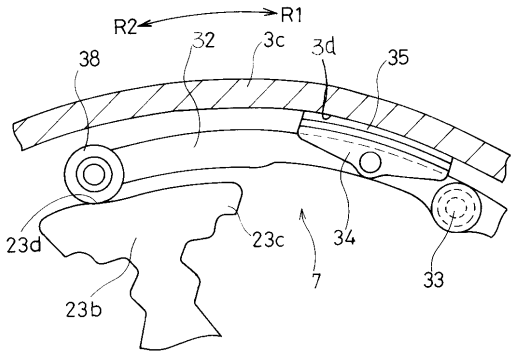
【図３】


32
3d
3c
35
34
7
1
14
33
23a
3
21
22
21a
3a
23b
22a
24
32
3b
31
23
4
11
12
O
O
2a

【図４】


R2
R1
32
3c
3d
35
38
34
7
33

【図５】


R2
R1
38
32
3c
3d
35
23d
23c
34
7
33
23b

フロントページの続き

合議体
審判長　村本　佳史
審判官　山岸　利治
審判官　藤村　泰智

(56)参考文献　英国特許出願公開第２２１０６７５号明細書
特開平５－１８４４０（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F16F15/30
F16F15/131