(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3593435号
(P3593435)
(45)発行日　平成16年11月24日(2004.11.24)　(24)登録日　平成16年9月3日(2004.9.3)

(51)Int.Cl.[7]　F I
F16H 45/02　F16H 45/02　Y
F16F 15/134　F16F 15/134　B

請求項の数 2　(全 12 頁)

(21)出願番号　特願平9-41049
(22)出願日　平成9年2月25日(1997.2.25)
(65)公開番号　特開平10-238611
(43)公開日　平成10年9月8日(1998.9.8)
審査請求日　平成13年9月14日(2001.9.14)

(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　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　久保　竜一

最終頁に続く

(54)【発明の名称】トルクコンバータのロックアップダンパー

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
入力側回転体から出力側回転体に正回転方向へのトルクを機械的に伝達するトルクコンバータのロックアップ機構に含まれる、前記入力側回転体から前記出力側回転体に伝わる振動を減衰するトルクコンバータのロックアップダンパーであって、
前記入力側回転体からトルクが入力される入力側部材と、
前記出力側回転体にトルクを出力する出力側部材と、
前記入力側部材と前記出力側部材との間に配置される第１弾性部材と、
前記第１弾性部材よりも小さい弾性係数を有し、前記入力側部材あるいは前記出力側部材と前記第１弾性部材との間に配置される第２弾性部材と、
前記第１弾性部材と前記第２弾性部材との間に配置され前記第１及び第２弾性部材を円周方向に支持する支持部と、前記入力側部材が前記出力側部材に対して正回転方向に捩れるときに前記第２弾性部材の許容変形量以上の変形を抑えるように前記入力側部材あるいは前記出力側部材に対する所定の角度以上の回転を規制するための前記入力側部材あるいは前記出力側部材に係止し得る第１係止部とを有する中間部材とを備え、
前記入力側部材が前記出力側部材に対して負回転方向に捩れるときに、前記第１弾性部材の変形が停止する時に前記第２弾性部材は線間密着して変形を停止する、
トルクコンバータのロックアップダンパー。
【請求項２】
前記中間部材は、前記入力側部材が前記出力側部材に対して負回転方向に捩れるときに

前記第１弾性部材の変形を抑えるように前記入力側部材あるいは前記出力側部材に対する所定の角度以上の回転を規制するための前記入力側部材あるいは前記出力側部材に係止し得る第２係止部をさらに有する、請求項１に記載のトルクコンバータのロックアップダンパー。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、トルクコンバータのロックアップ機構に含まれる、入力側回転体から出力側回転体に伝わる振動を減衰するためのロックアップダンパーに関する。

【０００２】

【従来の技術】

一般にダンパー機構は、入力側回転体から出力側回転体にトルクを伝達しつつ、入力側回転体から出力側回転体に伝わる振動を減衰する。このダンパー機構の一例として、トルクコンバータ内部に配置されているロックアップ機構に含まれるダンパー（以下、ロックアップダンパーと称す）がある。

【０００３】

トルクコンバータは、３種の羽根車（インペラ，タービン，ステータ）を内部に有し、内部の作動油によりトルクを伝達する装置である。インペラはトルクが入力されるフロントカバーに固定されており、インペラからステータを介してタービンに流れる作動油によりインペラからタービンに伝達されるトルクがタービンに連結されるトランスミッションのメインドライブシャフトに伝えられる。

【０００４】

ロックアップ機構は、フロントカバー（入力側回転体）とタービン（出力側回転体）との間に配置されており、フロントカバーとタービンとを機械的に連結してトルクを作動油を介せず直接伝達するためのものである。

通常、このロックアップ機構は、フロントカバーに圧接可能なピストン部材と、ピストン部材に固定されるドライブ部材と、ドライブ部材に支持されるコイルスプリングと、コイルスプリングによって回転方向にピストン部材と弾性的に連結されるドリブン部材とを有している。ドリブン部材はタービンに固定されている。これらのロックアップ機構を構成する部材はまた、入力された振動を減衰するロックアップダンパーを構成する。

【０００５】

ロックアップ機構が作動すると、ピストン部材がフロントカバーと摺動あるいは圧接し、トルクはフロントカバーからピストン部材に伝達され、コイルスプリングを介してタービンに伝わる。このとき、ロックアップ機構は、トルクを伝達するとともにロックアップダンパーによって捩り振動を減衰する。ここでは、コイルスプリングがドライブ部材とドリブン部材との間で圧縮を繰り返すことによって、捩り振動が減衰される。

【０００６】

【発明が解決しようとする課題】

最近、トルクコンバータの軸方向寸法の低減のために、弾性部材をスペースに比較的余裕のあるトルクコンバータの外周部に配置するロックアップダンパーが使われることが多くなっている。但し、弾性部材をトルクコンバータの外周部に配置すると、内周部あるいは中間部に配置する場合よりもロックアップダンパーの捩り可能な角度が小さくなってしまう。この欠点を解消する方法として、中間部材などを介して２つの弾性部材を直列に配置することが考えられる。これにより、直列に連結された弾性部材は圧縮可能量が大きくなり、所定の捩り角度を確保することができる。また、バネ定数の異なる２つの弾性部材を直列に組み合わせれば、ロックアップダンパーの捩り特性を２段階等の特性を持たせることにより向上させることができる。

【０００７】

上記のようなロックアップダンパーでは、ドライブ部材とドリブン部材との所定角度以上の相対回転を規制するためにストッパー機構を設ける必要がある。すなわち、ある程度以

上のトルクを伝達する時にはストッパー機構が働き、所定角度以上のドライブ部材とドリブン部材との相対回転が禁止されるようにしなければならない。このストッパー機構として、例えば弾性部材であるコイルスプリングを密着するまで使用して、密着したコイルスプリングをストッパー機構として兼用することが考えられる。

【０００８】

しかし、このようにコイルスプリングをストッパー機構として使用すると、伝達される最大のトルク負荷に対して十分な耐久強度を有するコイルスプリングを採用する必要があり、コイルスプリングの選択の幅が狭まる。これにより、ダンパー特性が制約されたり、コイルスプリングのコストが高くなる。特に最近では、ロックアップ機構の耐久性の向上が要望されており、コイルスプリングにかかる負荷を低減する必要がある。

【０００９】

一方、弾性部材（コイルスプリング）をストッパー機構として使わない場合には別個にストッパー機構を設ける必要があるが、別個にストッパー機構を設けると部品点数や作業工数が増加して製作コストが上昇する。

本発明の課題は、トルクコンバータのロックアップダンパーにおいて、製作コストの上昇を抑えつつ弾性部材にかかる負荷を低減するようなストッパー機構を設け、設計上の弾性部材の選択の幅を広げ、車両の必要に応じた捩り特性の設定を容易にすることにある。

【００１０】

【課題を解決するための手段】

請求項１に記載のトルクコンバータのロックアップダンパーは、入力側回転体から出力側回転体に正回転方向へのトルクを機械的に伝達するトルクコンバータのロックアップ機構に含まれる、入力側回転体から出力側回転体に伝わる振動を減衰するトルクコンバータのロックアップダンパーであって、入力側部材と、出力側部材と、第１弾性部材と、第２弾性部材と、中間部材とを備えている。入力側部材には入力側回転体からトルクが入力される。出力側部材は出力側回転体にトルクを出力する。第１弾性部材は入力側部材と出力側部材との間に配置される。第２弾性部材は、第１弾性部材よりも小さい弾性係数を有しており、入力側部材あるいは出力側部材と第１弾性部材との間に配置される。中間部材は、支持部と、係止部とを有している。中間部材の支持部は、第１弾性部材と第２弾性部材との間に配置され、第１及び第２弾性部材を円周方向に支持する。中間部材の係止部は、入力側部材が出力側部材に対して正回転方向に捩れるときに、第２弾性部材の許容変形量以上の変形を抑えるように入力側部材あるいは出力側部材に対する所定の角度以上の回転を規制するためのものであって、入力側部材あるいは出力側部材に係止し得る。

入力側部材が出力側部材に対して負回転方向に捩れるときに、第１弾性部材の変形が停止する時に第２弾性部材は線間密着して変形を停止する。

【００１１】

入力側回転体から入力側部材に伝達されたトルクは、中間部材の支持部を介して円周方向に連結されている第１及び第２弾性部材に伝わる。そして、トルクはこれらの弾性部材から出力側部材に伝達され、出力側回転体に出力される。トルクとともにロックアップダンパーに入力される捩り振動は、各弾性部材の圧縮の繰り返しや他の部材との摩擦摺動等により吸収・減衰される。

【００１２】

ここでは、中間部材を介して２つの弾性部材を直列に配置しており、ロックアップダンパーは広い捩り角特性を有することになる。これにより、特にトルクコンバータの軸方向寸法の低減のために弾性部材をトルクコンバータの外周部に配置するような場合、すなわち、弾性部材の圧縮可能量を大きくとる必要がある場合にも、所定の捩り角特性を確保できる。

【００１３】

また、本請求項のロックアップダンパーの中間部材には第１係止部が設けられており、この第１係止部が入力側部材あるいは出力側部材に係止し得る構造となっている。そして、第１係止部と入力側部材あるいは出力側部材との係止によって、入力側部材が出力側部材

に対して正回転方向に捩れるときに中間部材と入力側部材あるいは出力側部材との所定の角度以上の相対回転が規制され、第２弾性部材の許容変形量以上の変形が抑えられる。すなわち、ここでは、トルクコンバータのロックアップダンパーに作用するトルクのうち弾性部材の寿命に影響を与えるような大きなトルクは入力側部材が出力側部材に対して正回転方向に捩れるときに作用すること、及び第１弾性部材は弾性係数が大きく耐久強度に余裕がありストッパーとして兼用しても十分な寿命を確保できることが多いことを考慮して、ロックアップダンパーの一方の回転方向の捩りに対する第２弾性部材のみの保護を図っている。したがって、両回転方向に対して第２弾性部材を保護しようとする場合や第１弾性部材をも保護しようとする場合に必要となるストッパー構造に較べて、本請求項の構造は簡易なものである。これにより、製作コストの上昇を抑えたストッパー機構により耐久性の低い第２弾性部材の許容変形量以上の変形が抑えられ、設計上の第２弾性部材の選択の幅が広がり、車両の必要に応じた捩り特性の設定が容易となる。例えば、第２弾性部材の剛性をより低く設定し、微少捩り振動の吸収性を向上させることも可能となる。

【００１４】

請求項２に記載のトルクコンバータのロックアップダンパーでは、請求項１において、中間部材は、入力側部材が出力側部材に対して負回転方向に捩れるときに第１弾性部材の変形を抑えるように入力側部材あるいは出力側部材に対する所定の角度以上の回転を規制するための入力側部材あるいは出力側部材に係止し得る第２係止部をさらに有する。

【００１９】

【発明の実施の形態】

図１～図３に、本発明の一実施形態としてのロックアップダンパーを含むトルクコンバータのロックアップ機構１を示す。図２及び図３の左側にエンジン（図示せず）が配置され、図２及び図３の右側にトランスミッション（図示せず）が配置されている。図１は、後述するドリブンプレート５の環状部５ａを除いたロックアップ機構１をトランスミッション側から見た一部断面図である。また、図１に記載の回転方向において、回転方向（向き）Ｒ１がエンジン及びトルクコンバータの正回転方向であり、回転方向（向き）Ｒ２が負回転方向である。

【００２０】

トルクコンバータは一般的な構造であるため、ここでは詳細な説明を省略する。

図２において、トルクコンバータのフロントカバー５０（入力側回転体）とタービン５２（出力側回転体）が図示されている。フロントカバー５０はエンジンのクランクシャフトに連結される部材であり、図示していないインペラとともにトルクコンバータの作動油室を形成する。フロントカバー５０の外周側内壁面には、平坦な環状の摩擦面５１が形成されている。タービン５２は、図示しないインペラと軸方向に対向する羽根車であり、主に、タービンシェル５３と、タービンシェル５３に固定された複数のタービンブレード５４とから構成されている。タービンシェル５３の内周部は、タービンハブを介してトランスミッションのメインドライブシャフト（図示せず）に連結されている。

【００２１】

ロックアップ機構１は、フロントカバー５０からトルクを機械的にタービン５２に伝達しつつ、入力された捩じり振動を吸収・減衰するための機構である。すなわち、ロックアップ機構１は、クラッチ機能とダンパー機能（ロックアップダンパー）とを有している。ロックアップ機構１は、図２に示すように、フロントカバー５０とタービン５２との間の空間に配置されている。

【００２２】

このロックアップ機構１は、主にピストン２とドライブプレート３とからなる入力側部材と、主にドリブンプレート５からなる出力側部材と、入力側部材と出力側部材との間に配置される第１，第２コイルスプリング（第１，第２弾性部材）７，８及びインターミディエイトプレート（中間部材）４とから構成されている。

【００２３】

入力側部材は、ピストン２と、ドライブプレート３と、ストップピン９とから構成されて

いる。
ピストン２は、トルクコンバータ本体内の油圧を制御することでフロントカバー５０側に接近あるいはフロントカバー５０から離反するクラッチ部材である。ピストン２は、円板状の部材であって、内周突出部１１と外周突出部１２とを有している。内周突出部１１及び外周突出部１２はトランスミッション側に突出する筒状部分である。内周突出部１１はタービンハブ（図示せず）の外周面に相対回転自在にかつ軸方向に移動可能に支持されている。ピストン２のエンジン側の側面には、フロントカバー５０の摩擦面５１に対向する円板状の摩擦フェーシング２ａが固定されている。
【００２４】
ドライブプレート３は、ピストン２に固定され、第１，第２コイルスプリング７，８を回転方向に支持するための部材である。ドライブプレート３は、ピストン２のエンジン側外周部（外周突出部１２の内周側）において回転方向に等間隔で４か所に配置されている。図１及び図２に示すように、ドライブプレート３は、回転方向に延びる固定部１３と、固定部１３の外周部からトランスミッション側に延びる内周係合部１４と、内周係合部１４から半径方向外方に延びるとともにエンジン側に凹んだ凹部１５と、凹部１５からさらに半径方向外方に延びる外周係合部１６とから構成されている。内周係合部１４と凹部１５と外周係合部１６は、それぞれが第１，第２コイルスプリング７，８の端面に装着される後述する第１，第２スプリングシート３０，３１の内周側、半径方向中間部、外周側に当接可能な入力側係止部になっている。固定部１３にはリベット１０が貫通する孔が形成されている。ドライブプレート３は、図２に示すようにリベット１０によってピストン２に一体に固定され、入力側の部材として機能している。入力側係止部が第１，第２コイルスプリング７，８の端面の半径方向の位置が異なる複数箇所を支持しているため、第１，第２コイルスプリング７，８の端部の支持が安定する。外周係合部１６の外周面は、ピストン２の外周突出部１２の内周面に当接している。これにより、ドライブプレート３の位置決めが容易になるとともに、ドライブプレート３の半径方向外方への変形が抑えられる。
【００２５】
ストップピン９は、リベット１０と半径方向にほぼ同じ位置に、回転方向にはほぼ隣接するドライブプレート３の中間に配置されており、図３に示すようにピストン２に固定されている。
第１，第２コイルスプリング７，８は、インターミディエイトプレート４を介し連結されて１組となっており、回転方向に等間隔で４か所に設けられ、４組の第１，第２コイルスプリング７，８が並列に作用するようになっている。第１コイルスプリング７は、第２コイルスプリング８より剛性が高い。これにより、ロックアップダンパーに２段階の振り特性が得られている。各組の第１コイルスプリング７はインターミディエイトプレート４の中間支持部２１を間に挟み第２コイルスプリング８に対して正回転方向Ｒ１側に配置されている。第１コイルスプリング７の正回転方向Ｒ１側端には第１スプリングシート３０が設けられている。第１スプリングシート３０は円板状の支持部と、支持部からコイルスプリング内に延びる係合部とから構成されている。第１スプリングシート３０の支持部の背面は、ドライブプレート３の内周係合部１４、凹部１５及び外周係合部１６からなる入力側係止部に支持される。第２コイルスプリング８の負回転方向Ｒ２側端には第２スプリングシート３１が設けられている。第２スプリングシート３１は第１スプリングシート３０と同様の構造を有しており、同じくドライブプレート３に支持される。
【００２６】
インターミディエイトプレート４は、第１コイルスプリング７と第２コイルスプリング８との間で動作する中間部材であり、図４に示すように、リング２０と、中間支持部（支持部）２１と、リング２０の内周側に形成される第１爪部（係止部）２０ａ及び第２爪部２０ｂとから構成されている。
中間支持部２１は、第１コイルスプリング７の負回転方向Ｒ２側端と第２コイルスプリング８の正回転方向Ｒ１側端との間に配置され、第１，第２コイルスプリング７，８の間でトルク伝達を可能にする。この中間支持部２１は、半径方向内側に向かって回転方向幅が

狭くなる三角形状を有しており、回転方向両側面は傾斜した第１，第２支持面２１ａ，２１ｂとなっている。このように第１，第２支持面２１ａ，２１ｂが傾斜しているため、第１，第２支持面２１ａ，２１ｂと第１，第２コイルスプリング７，８との偏当たりが抑えられる。したがって、第１，第２コイルスプリング７，８やインターミディエイトプレート４の寿命が延びる。中間支持部２１の回転方向両側には回転方向に突出する第１，第２突出部２１ｃ，２１ｄが形成されている。第１，第２突出部２１ｃ，２１ｄは、それぞれ第１，第２支持面２１ａ，２１ｂから垂直に円周方向に延びており、第１コイルスプリング７の負回転方向Ｒ２側端の内部，第２コイルスプリング８の正回転方向Ｒ１側端の内部に挿入されている。また、第１，第２突出部２１ｃ，２１ｄは、図３に示すように、各第１，第２コイルスプリング７，８の内周面に当接している。４つの中間支持部２１は、連結部として機能するリング２０により互いに連結されている。これにより、各中間支持部２１の半径方向外側への移動が制限される。この結果、第１コイルスプリング７の負回転方向Ｒ２側端と第２コイルスプリング８の正回転方向Ｒ１側端の半径方向外方への移動が制限される。

【００２７】

第１爪部２０ａ及び第２爪部２０ｂは、リング２０の内周側に円周方向に等間隔に、それぞれ４か所に形成されている。第１爪部２０ａは、入力側部材が出力側部材に対して正回転方向Ｒ１に捩れるときに第２コイルスプリング８の強度的に許容される変形量以上の変形を抑えるように入力側部材のストッピン９に係止してインターミディエイトプレート４と入力側部材との所定角度以上の相対回転を規制するものである。この第１爪部２０ａは、ストッピン９の正回転方向Ｒ１前方に配置されており、ロックアップダンパー作動時にストッピン９に係止し得る。第２爪部２０ｂは、ストッピン９の正回転方向Ｒ１後方に配置されており、ロックアップダンパー作動時にストッピン９に係止し得る。

【００２８】

なお、インターミディエイトプレート４は他の部材に直接支持されていないため、他の部材との摩擦抵抗が生じにくい。

出力側部材は、ドリブンプレート５とサポートリング６とから構成されている。ドリブンプレート５はタービン５２のタービンシェル５３に固定された部材であり、タービンシェル５３に溶接された環状部５ａと、環状部５ａからエンジン側に延び中間支持部２１を介して１組となる第１，第２コイルスプリング７，８と隣接する他の第１，第２コイルスプリング７，８の組との間に挿入される４つの係止部５ｂとを有している。係止部５ｂは、ドライブプレート３の凹部１５内に延び、回転方向両端が第１スプリングシート３０と第２スプリングシート３１とに当接している。すなわち、係止部５ｂは出力側係止部として機能する。

【００２９】

サポートリング６は、円環状の板金製プレート部材であり、筒状部２５と、筒状部２５のトランスミッション側端から内周側に延びる円板状部２６から主に構成されている。円板状部２６の内周縁には、回転方向に等間隔で４か所に切欠き係合部２７が形成されている。この切欠き係合部２７内にドリブンプレート５の係止部５ｂが挿入・係合している。これにより、サポートリング６はドリブンプレート５とともに一体回転する。なお、係止部５ｂと切欠き係合部２７との係合は軸方向には着脱自在であり、組立性が考慮されている。切欠き係合部２７が形成された部分においては、円板状部２６の一部がトランスミッション側に折り曲げられたスプリング当接部２８となっている。スプリング当接部２８は、第１スプリングシート３０と第２スプリングシート３１とに当接している。すなわち、スプリング当接部２８は、ドリブンプレート５の係止部５ｂとともに、出力側係止部を構成している。スプリング当接部２８と係止部５ｂが第１，第２コイルスプリング７，８に装着される第１，第２スプリングシート３０，３１の半径方向の異なる位置を支持しているため、入力側係止部と同様に、第１，第２コイルスプリング７，８の端部の支持が安定する。筒状部２５は、外周突出部１２の内周側で、第１，第２コイルスプリング７，８の外周を覆うように配置されている。筒状部２５はピストン２の外周突出部１２に接近してい

るが、両者の間には隙間が確保されている。筒状部２５は第１，第２コイルスプリング７，８の外周側を覆うことにより、これらの半径方向外側への飛び出し等を防止している。図１に示すように、自由状態においては筒状部２５と第１，第２コイルスプリング７，８の外周部との間に半径方向の隙間が確保されている。また、筒状部２５とインターミディエイトプレート４の中間支持部２１との間にも半径方向の隙間が確保されている。

【００３０】

なお、ドリブンプレート５とサポートリング６とが別体の部材で構成されているため、部品点数は増えるものの個々の部品の構成が簡単になる。そのため、１個の部材として構成するより全体の加工が容易となっている。

次に動作について説明する。

エンジン側のクランクシャフトのトルクは、図示しないフレキシブルプレートを介してフロントカバー５０に入力される。このトルクは、図示しないインペラに伝達される。インペラが回転すると作動油がタービン５２側に流れ、タービン５２を回転させる。タービン５２のトルクは、図示しないタービンハブを介してメインドライブシャフトに出力される。

【００３１】

トルクコンバータの速度比が上がりメインドライブシャフトが所定の回転速度になると、ピストン２とフロントカバー５０との間の作動油がメインドライブシャフトの内部を通ってドレンされる。この結果、油圧差によって、ピストン２がフロントカバー５０の摩擦面５１に圧接される。これにより、フロントカバー５０のトルクはロックアップ機構１を介してタービン５２に伝達される。つまり、フロントカバー５０とタービン５２とが機械的に連結され、フロントカバー５０のトルクがインペラを介さず直接にメインドライブシャフトに出力される。

【００３２】

ロックアップ連結状態では、ドライブプレート３の入力側係止部（内周係合部１４、凹部１５、外周係合部１６）がインターミディエイトプレート４により連結されている第１，第２コイルスプリング７，８を正回転方向Ｒ１に押し、第１コイルスプリング７がドリブンプレート５の出力側係止部（係止部５ｂ、スプリング当接部２８）を押す。これにより、ピストン２からドリブンプレート５にトルクが伝達される。

【００３３】

ロックアップ連結状態において、ロックアップ機構１は、トルクを伝達するとともに、フロントカバー５０から入力される捩じり振動を吸収・減衰する。具体的には、第１コイルスプリング７と第２コイルスプリング８がドライブプレート３とドリブンプレート５との間で伸縮することにより、捩じり振動を吸収・減衰する。

【００３４】

ここでは、第１コイルスプリング７と第２コイルスプリング８とは直列に連結され作用するために、入力側部材と出力側部材との相対回転可能な角度が大きくなり、第１，第２コイルスプリング７，８をトルクコンバータ及びロックアップ機構１の外周部に配置しているにもかかわらず広い捩じり角特性が確保されている。また、第１コイルスプリング７の剛性（ばね定数）と第２コイルスプリング８の剛性とが異なっており図９に示すような２段階の捩り特性を有しているため、入力される捩じり振動の振幅や周波数に応じて効率良く振動を減衰できる。

【００３５】

次に、ロックアップ機構１の捩じり動作について、図５から図９の模式図を用いてさらに詳細に説明する。なお、ここでは、入力側部材であるドライブプレート３とストップピン９が固定されているとし、これらに対して出力側部材であるドリブンプレート５が捩じれていく動作として説明する。

まず、ドリブンプレート５が図５に示す中立状態から負回転方向Ｒ２側に捩じれる場合を考える。この場合は、ドリブンプレート５が第１コイルスプリング７を負回転方向Ｒ２側に押していく。この力は第１コイルスプリング７のばね反力として中間支持部２１を介し

て第２コイルスプリング８に伝えられる。捩じり角度の小さな範囲では、剛性の低い第２コイルスプリング８が主に圧縮され、第１コイルスプリング７は僅かしか圧縮されない。捩じり角度が大きくなると、図６に示すようにインターミディエイトプレート４の第１爪部２０ａがストップピン９に当接し、インターミディエイトプレート４とドライブプレート３との相対回転が停止する。中立状態では第１コイルスプリング７が寸法ｍ１、第２コイルスプリング８が寸法ｎ１であったものが、このときには第１コイルスプリング７がより短い寸法ｍ２、第２コイルスプリング８がより短い寸法ｎ２となる。そして、インターミディエイトプレート４の中間支持部２１とドライブプレート３との間で圧縮されていた第２コイルスプリング８は、インターミディエイトプレート４とドライブプレート３とが相対回転しなくなるため、これ以上圧縮されなくなる。すなわち、剛性が低く大きな力が作用すると部材の寿命へ大きく影響する第２コイルスプリング８は寸法ｎ２以下には圧縮されない。したがって、寸法ｎ２を第２コイルスプリング８の強度的に許容できる寸法に設定することで第２コイルスプリング８の寿命を確保できる。このときの状態を図９に示す捩り特性図に対応させると、捩り角度θ１に相当する。さらに捩じれていくと、インターミディエイトプレート４の中間支持部２１とドリブンプレート５との間にある第１コイルスプリング７が圧縮されていく（図７参照）。このときの状態を図９に示す捩り特性図に対応させると、捩り角度θ２に相当する。捩り角度がθ２よりも大きくなっていくと最終的には第１コイルスプリング７がストッパーとして働くことになるが、通常のトルクコンバータの使用では捩り角度θ２以上に捩れることがないように第１コイルスプリング７の剛性が設定されるので、ここでは第１コイルスプリング７は強度的に問題のない寸法ｍ３までしか圧縮しない。

【００３６】

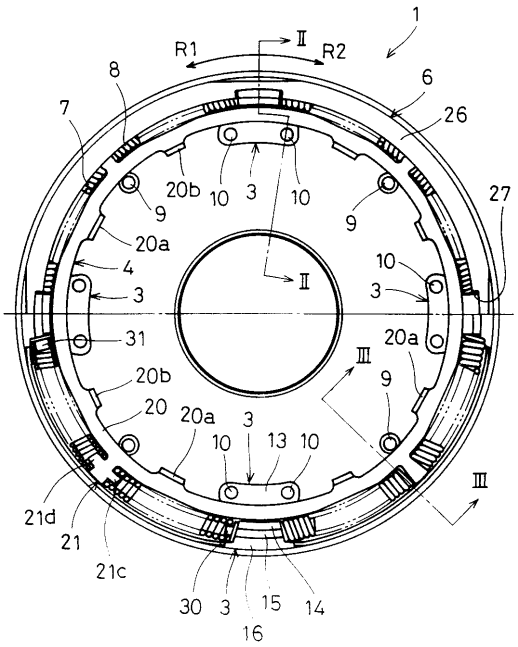
次に、ドリブンプレート５が図５に示す中立状態から正回転方向Ｒ１側に捩じれる場合を考える。この場合は、ドリブンプレート５が第２コイルスプリング８を正回転方向Ｒ１側に押していく。この力は第２コイルスプリング８のばね反力として中間支持部２１を介して第１コイルスプリング７に伝えられる。捩じり角度の小さな範囲では、剛性の低い第２コイルスプリング８が主に圧縮され、第１コイルスプリング７は僅かしか圧縮されない。捩じり角度が大きくなると、図８に示すようにインターミディエイトプレート４の第２爪部２０ｂがストップピン９に当接し、インターミディエイトプレート４とドライブプレート３との相対回転が停止する。このときの状態を図９に示す捩り特性図に対応させると、捩り角度θ３に相当する。自由状態におけるストップピン９と第２爪部２０ｂとの距離は、このときに第２コイルスプリング８が圧縮により密着状態になるように設定されている。したがって、ドリブンプレート５とインターミディエイトプレート４とは密着状態の第２コイルスプリング８によって、インターミディエイトプレート４とドライブプレート３とは第２爪部２０ｂとストップピン９との当接によって、それぞれ相対回転不能となり、ドリブンプレート５とドライブプレート３との相対回転が不能となる。すなわち、これ以上捩られるようなトルクが作用すると、第２コイルスプリング８がスットパーとして働くことになり、第２コイルスプリング８の寿命を低下させることになる。しかし、通常のトルクコンバータの使用においてはこのようにドリブンプレート５がドライブプレート３に対して正回転方向Ｒ１側に角度θ３以上捩れることはなく、この場合に別個のストッパー機構を設けて第２コイルスプリング８を保護する必要は少ない。このため、本実施形態では、コスト低下や部品点数削減の観点からストップピン９と第１及び第２爪部２０ａ，２０ｂのみを設けてそれ以外のストッパー機構は設けていない。なお、第２爪部２０ｂは、通常の使用態様では捩り角度θ３以上に捩られることはないため、一応のストッパーとして設けられているものではあるがこれを省略した構造とすることもできる。このときには、捩り角度θ３以上に捩られると、第１コイルスプリング７がさらに圧縮され最終的には第１コイルスプリング７もストッパーとして働くことになる。

【００３７】

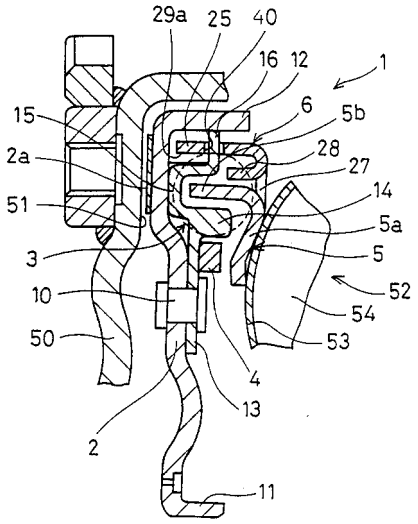
なお、図９における捩り特性Ｋ１は第１コイルスプリング７と第２コイルスプリング８とのばね特性が合成されて生じる捩り特性であり、捩り特性Ｋ２は第１コイルスプリング７

の寸法ｍ２から寸法ｍ３までのばね特性から生じる捩り特性である。
［他の実施形態］
上記実施形態ではストッピン９を入力側部材としているが、第１コイルスプリング７と第２コイルスプリング８との配置を入れ替えて、ストッピン９に相当する係止部材（出力側係止部）を出力側に設けることもできる。このような構造としても、入力側部材が出力側部材に対して正回転方向Ｒ１に大きく捩れるときに第２爪部（係止部）２０ｂがストッパーとして働くため、第２コイルスプリング８は保護される。
【００３８】
【発明の効果】
本発明では、トルクコンバータのロックアップダンパーに作用するトルクのうち弾性部材の寿命に影響を与えるような大きなトルクは入力側部材が出力側部材に対して正回転方向に捩れるときに作用すること、及び第１弾性部材は弾性係数が大きく耐久強度に余裕がありストッパーとして兼用しても十分な寿命を確保できることが多いことを考慮して、ロックアップダンパーの一方の回転方向の捩りに対する第２弾性部材のみの保護を図っている。したがって、両回転方向に対して第２弾性部材を保護しようとする場合や第１弾性部材をも保護しようとする場合に必要となるストッパー構造に較べて、本発明の構造は簡易なものとすることができる。これにより、製作コストの上昇を抑えたストッパー機構により耐久強度が劣る第２弾性部材の許容変形量以上の変形が抑えられ、設計上の第２弾性部材の選択の幅が広がり、車両の必要に応じた捩り特性の設定が容易となる。
【図面の簡単な説明】
【図１】本発明の一実施形態としてのトルクコンバータのロックアップ機構の一部断面図。
【図２】図１のＩＩ－ＩＩ断面図。
【図３】図１のＩＩＩ　－ＩＩＩ　断面図。
【図４】インターミディエイトプレートの平面図。
【図５】ロックアップダンパーの模式図。
【図６】ロックアップダンパーの模式図。
【図７】ロックアップダンパーの模式図。
【図８】ロックアップダンパーの模式図。
【図９】ロックアップダンパーの捩り角特性図。
【符号の説明】
１　　ロックアップ機構
３　　ドライブプレート（入力側部材）
４　　インターミディエイトプレート（中間部材）
５　　ドリブンプレート（出力側部材）
７　　第１コイルスプリング（第１弾性部材）
８　　第２コイルスプリング（第２弾性部材）
９　　ストッピン（入力側係止部）
２０ａ　第１爪部（係止部）
２１　　中間支持部（支持部）
５０　　フロントカバー（入力側回転体）
５２　　タービン（出力側回転体）

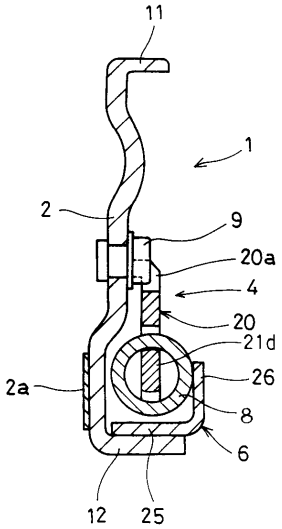
【図１】


1
R1
Ⅱ
R2
8
7
6
26
27
20b
10
3
10
9
9
20a
4
3
10
3
Ⅱ
31
Ⅲ
20a
20b
9
20
20a
3
10
13
10
Ⅲ
21d
21
21c
30
3
15
14
16

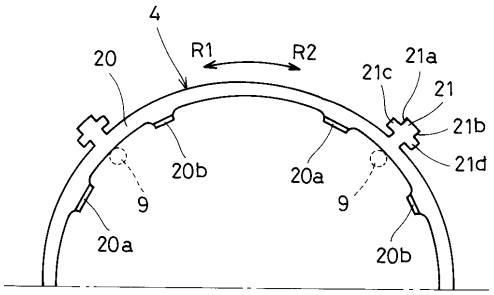
【図２】


29a
25
40
16
12
1
15
6
5b
2a
28
27
51
14
5a
3
5
52
10
54
50
53
4
13
2
11

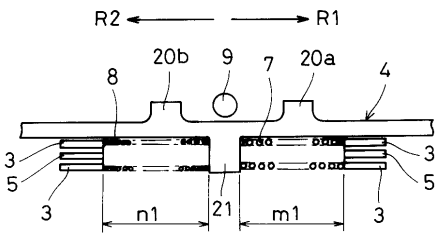
【図３】


11
1
2
9
20a
4
20
21d
2a
26
8
6
12
25

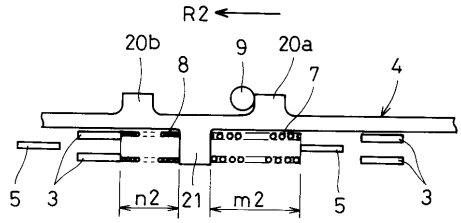
【図４】


4
20
R1
R2
21a
21c
21
21b
21d
20b
20a
9
9
20a
20b

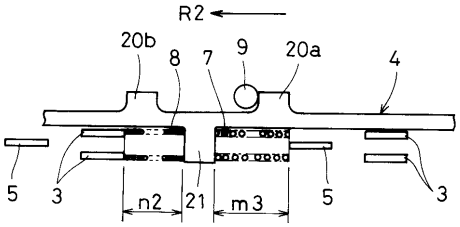
【図５】


R2
R1
20b
9
7
20a
8
4
3
3
5
5
3
n1
21
m1
3

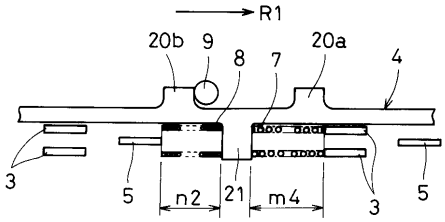
【図６】


R2
20b
8
9
20a
7
4
5
3
n2
21
m2
5
3

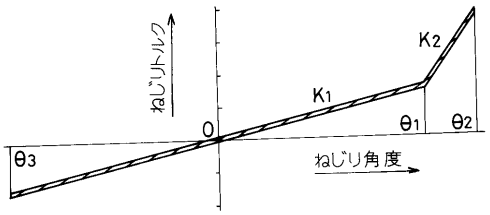
【図７】


R2
20b
8
7
9
20a
4
5
3
n2
21
m3
5
3

【図８】


R1
20b
9
8
7
20a
4
3
5
n2
21
m4
3
5

【図９】


ねじりトルク
K2
K1
0
θ1
θ2
θ3
ねじり角度

フロントページの続き

(56)参考文献 特開昭５４－１５２９（ＪＰ，Ａ）
特開平３－１９４２４７（ＪＰ，Ａ）
特開昭６１－１６０６４１（ＪＰ，Ａ）
特開昭６１－２５２９５８（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.[7]，ＤＢ名)
F16H 45/02
F16D 13/64
F16F 15/134