

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016年10月6日(06.10.2016)



(10) 国際公開番号

WO 2016/159325 A1

- (51) 国際特許分類:
F16F 15/134 (2006.01) F16H 45/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/060842
- (22) 国際出願日: 2016年3月31日(31.03.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2015-071610 2015年3月31日(31.03.2015) JP
特願 2015-071793 2015年3月31日(31.03.2015) JP
特願 2015-115845 2015年6月8日(08.06.2015) JP
特願 2015-147598 2015年7月27日(27.07.2015) JP
特願 2015-233742 2015年11月30日(30.11.2015) JP
- (71) 出願人: アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
(AISIN AW CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根10番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 滝川 由浩(TAKIKAWA, Yoshihiro); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根10番地 ア

イシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).
長井 大樹(NAGAI, Hiroki); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 輪嶋 雅樹(WAJIMA, Masaki); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 坂本 貴生(SAKAMOTO, Takao); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP). 伊藤 和広(ITU, Kazuhiro); 〒4441192 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人アイテック国際特許事務所 (ITEC INTERNATIONAL PATENT FIRM); 〒1410031 東京都品川区西五反田2-19-3 五反田第一生命ビルディング Tokyo (JP).

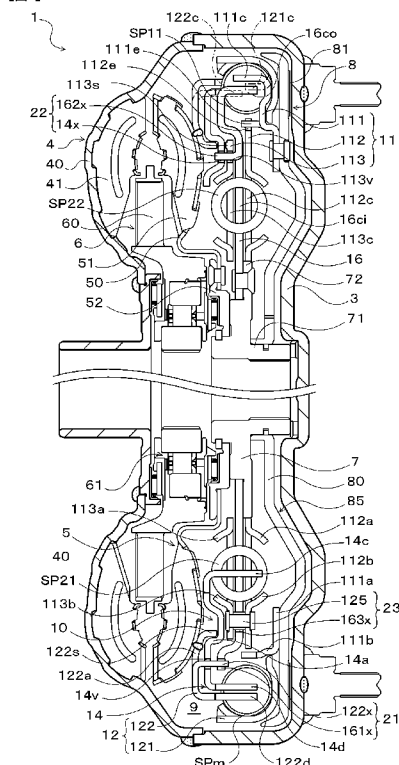
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES,

[続葉有]

(54) Title: DAMPER DEVICE

(54) 発明の名称: ダンパ装置

[図2]



(57) Abstract: A damper device (10) comprises first and second outer springs (SP11), (SP12), first and second inner springs (SP21), (SP22), and an intermediate spring (SPm). A drive member (11) in the damper device (10) comprises second and third plate members (112), (113), which are aligned and connected to each other in the axial direction of the damper device (10) and support the first and second inner springs (SP21), (SP22) so as to be aligned in the circumferential direction. A driven member (16) is disposed between the second and third plate members (112), (113) in the axial direction thereof, and a second intermediate member (14) is disposed on the opposite side of the driven member (16) with respect to the third plate member (113).

(57) 要約: ダンパ装置(10)は、第1および第2外側スプリング(SP11), (SP12)と、第1および第2内側スプリング(SP21), (SP22)と、中間スプリング(SPm)とを有し、ダンパ装置(10)のドライブ部材(11)は、当該ダンパ装置(10)の軸方向に並ぶと共に互いに連結されて第1および第2内側スプリング(SP21), (SP22)を周方向に沿って並ぶように支持する第2および第3プレート部材(112), (113)を含み、ドリブン部材(16)は、第2および第3プレート部材(112), (113)の軸方向における間に配置され、第2中間部材(14)は、第3プレート部材(113)に対してドリブン部材(16)とは反対側に配置される。

WO 2016/159325 A1



FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユー

ロシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称：ダンパ装置

技術分野

[0001] 本開示の発明は、エンジンからのトルクが伝達される入力要素と、出力要素とを有するダンパ装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、発進装置に適用可能なダンパ装置として、トルクコンバータに関連して使用されるダブルパスダンパが知られている（例えば、特許文献 1 参照）。このダンパ装置において、エンジンおよびロックアップクラッチ（32）から出力ハブ（37）までの振動経路は、2つの平行な振動経路 B および C に分割されており、2つの振動経路 B、C は、それぞれ一對のばねと、当該一對のばねの間に配置される別個の中間フランジ（36、38）を有する。また、トルクコンバータのタービン（34）は、2つの振動経路の固有振動数を異ならせるために振動経路 B の中間フランジ（36）に結合されており、振動経路 B の中間フランジ（36）の固有振動数は、振動経路 C の中間フランジ（38）の固有振動数よりも小さい。かかるダンパ装置では、ロックアップクラッチ（32）が繋がれている場合、エンジンからの振動がダンパ装置の 2つの振動経路 B、C に進入する。そして、ある周波数のエンジン振動がタービン（34）に結合された中間フランジ（36）を含む振動経路 B に到達すると、振動経路 B の中間フランジ（36）から出力ハブ（37）までの間における振動の位相が入力振動の位相に対して 180 度ずれる。この際、振動経路 C の中間フランジ（38）の固有振動数は振動経路 B の中間フランジ（36）の固有振動数よりも大きいことから、振動経路 C に進入した振動は、位相のシフト（ずれ）を生ずることなく出力ハブ（37）に伝達される。このように、振動経路 B から出力ハブ（37）に伝達される振動の位相と、振動経路 C から出力ハブ（37）に伝達される振動の位相とを 180 度ずらすことで、出力ハブ（37）での振動を減衰させることができる。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特表2012-506006号公報

発明の概要

[0004] 上記特許文献1に記載されたダブルパスダンパの振動減衰性能を向上させるためには、各中間フランジの両側の弾性体のばね定数や各中間フランジの重量を調整して、振動経路BおよびCの固有振動数を適正に設定する必要がある。しかしながら、弾性体のばね定数を調整して振動経路BおよびCの固有振動数を適正化しようとする、ダブルパスダンパ全体の剛性が大きく変動してしまう。また、中間フランジやそれに結合されるタービンの重量を調整して2つの固有振動数を適正化しようとする、フランジやタービンの重量、ひいてはトルクコンバータ全体の重量が増加してしまう。従って、上記ダブルパスダンパにおいて、振動減衰性能が向上するように振動経路BおよびCの固有振動数を適正に設定するのは容易ではなく、減衰されるべき振動の周波数によっては、特許文献1に記載されたダンパ装置によっても当該振動を良好に減衰し得なくなる。

[0005] そこで、本開示の発明は、固有振動数を容易かつ適正に設定可能であると共に、構造の複雑化を抑制しつつ振動減衰性能を向上させることができるダンパ装置の提供を主目的とする。

[0006] 本開示のダンパ装置は、エンジンからのトルクが伝達される入力要素と、出力要素とを有するダンパ装置において、第1中間要素と、第2中間要素と、前記入力要素と前記第1中間要素との間でトルクを伝達する第1弾性体と、前記第1中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第2弾性体と、前記入力要素と前記第2中間要素との間でトルクを伝達する第3弾性体と、前記第2中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第4弾性体と、前記第1中間要素と前記第2中間要素との間でトルクを伝達する第5弾性体とを備え、前記入力要素および前記出力要素の一方は、軸方向に並ぶと共に互いに連結されて前記第3および第4弾性体を周方向に沿って並ぶように

支持する2つのプレート部材を含み、前記入力要素および前記出力要素の他方は、前記2つのプレート部材の前記軸方向における間に配置され、前記第2中間要素は、前記2つのプレート部材の一方に対して前記入力要素および前記出力要素の他方とは前記軸方向における反対側に配置されるものである。

[0007] このダンパ装置では、第1から第5弾性体のすべての撓みが許容されている状態に対して、装置全体で2つの固有振動数を設定することができる。そして、本発明者らの研究・解析によれば、これらの第1から第5弾性体を含むダンパ装置の固有振動数は、第5弾性体の剛性が低下するにつれて小さくなることや、第5弾性体の剛性の変化に対するダンパ装置の等価剛性の変化は、第1から第4弾性体の剛性の変化に対する当該等価剛性の変化に比べて大幅に小さくなることが判明している。従って、第5弾性体の剛性を調整することで、ダンパ装置の等価剛性を適正に保つと共に第1および第2中間要素の重量（慣性モーメント）の増加を抑制しつつ、装置全体の2つの固有振動数を容易かつ適正に設定することが可能となる。また、このダンパ装置において、入力要素および出力要素の一方は、ダンパ装置の軸方向に並ぶと共に互いに連結されて第3および第4弾性体を当該ダンパ装置の周方向に沿って並ぶように支持する2つのプレート部材を含む。そして、入力要素および出力要素の他方は、2つのプレート部材の軸方向における間に配置され、第2中間要素は、2つのプレート部材の一方に対して入力要素および出力要素の他方とは軸方向における反対側に配置される。これにより、ダンパ装置の構造の複雑化を抑制しつつ、第1から第5弾性体を配置して振動減衰性能を向上させることが可能となる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]本開示のダンパ装置を含む発進装置を示す概略構成図である。

[図2]図1の発進装置を示す断面図である。

[図3]本開示のダンパ装置の構成要素を示す正面図である。

[図4]本開示のダンパ装置における第1から第4弾性体の平均取付半径を説明

するための模式図である。

[図5]本開示のダンパ装置の構成要素を示す斜視図である。

[図6]本開示のダンパ装置の構成要素を示す斜視図である。

[図7]本開示のダンパ装置におけるトルク伝達経路を示す模式図である。

[図8]エンジンの回転数と、ダンパ装置の出力要素における理論上のトルク変動との関係を例示する説明図である。

[図9]本開示のダンパ装置における第1弾性体の剛性と、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図10]本開示のダンパ装置における第2弾性体の剛性と、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図11]本開示のダンパ装置における第3弾性体の剛性と、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図12]本開示のダンパ装置における第4弾性体の剛性と、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図13]本開示のダンパ装置における第5弾性体の剛性と、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図14]本開示のダンパ装置における第1中間要素の慣性モーメントと、低回転側の固有振動数、反共振点の振動数およびダンパ装置の等価剛性との関係を例示する説明図である。

[図15]エンジンの回転数と、第2弾性体から出力要素に伝達される振動と第4弾性体から出力要素に伝達される振動との位相差 $\Delta\lambda$ との関係を例示する説明図である。

[図16]本開示のダンパ装置における弾性体のトルク分担比と振動減衰性能と

の関係を示す説明図である。

[図17]エンジンの回転数と、ヒステリシスを考慮した場合のダンパ装置の出力要素におけるトルク変動との関係を例示する説明図である。

発明を実施するための形態

[0009] 次に、図面を参照しながら、本開示の発明を実施するための形態について説明する。

[0010] 図1は、本開示のダンパ装置10を含む発進装置1を示す概略構成図であり、図2は、発進装置1を示す断面図である。これらの図面に示す発進装置1は、原動機としてのエンジン（本実施形態では、内燃機関）EGを備えた車両に搭載されるものであり、ダンパ装置10に加えて、エンジンEGのクランクシャフトに連結されるフロントカバー3や、フロントカバー3に固定されるポンプインペラ（入力側流体伝動要素）4、ポンプインペラ4と同軸に回転可能なタービンランナ（出力側流体伝動要素）5、ダンパ装置10に連結されると共に自動変速機（AT）、無段変速機（CVT）、デュアルクラッチトランスミッション（DCT）、ハイブリッドトランスミッション、あるいは減速機である変速機（動力伝達装置）TMの入力軸ISに固定される動力出力部材としてのダンパハブ7、ロックアップクラッチ8等を含む。

[0011] なお、以下の説明において、「軸方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置1やダンパ装置10の中心軸CA（軸心、図4参照）の延在方向を示す。また、「径方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置1やダンパ装置10、当該ダンパ装置10等の回転要素の径方向、すなわち発進装置1やダンパ装置10の中心軸CAから当該中心軸CAと直交する方向（半径方向）に延びる直線の延在方向を示す。更に、「周方向」は、特に明記するものを除いて、基本的に、発進装置1やダンパ装置10、当該ダンパ装置10等の回転要素の周方向、すなわち当該回転要素の回転方向に沿った方向を示す。

[0012] ポンプインペラ4は、図2に示すように、フロントカバー3に密に固定されるポンプシェル40と、ポンプシェル40の内面に配設された複数のポン

プブレード41とを有する。タービンランナ5は、図2に示すように、タービンシェル50と、タービンシェル50の内面に配設された複数のタービンブレード51とを有する。タービンシェル50の内周部は、複数のリベットを介してタービンハブ52に固定される。タービンハブ52は、ダンパハブ7により回転自在に支持され、当該タービンハブ52（タービンランナ5）の発進装置1の軸方向における移動は、ダンパハブ7と、当該ダンパハブ7に装着されるスナップリングにより規制される。

[0013] ポンプインペラ4とタービンランナ5とは、互いに対向し合い、両者の間には、タービンランナ5からポンプインペラ4への作動油（作動流体）の流れを整流するステータ6が同軸に配置される。ステータ6は、複数のステータブレード60を有し、ステータ6の回転方向は、ワンウェイクラッチ61により一方向のみに設定される。これらのポンプインペラ4、タービンランナ5およびステータ6は、作動油を循環させるトラス（環状流路）を形成し、トルク増幅機能をもったトルクコンバータ（流体伝動装置）として機能する。ただし、発進装置1において、ステータ6やワンウェイクラッチ61を省略し、ポンプインペラ4およびタービンランナ5を流体継手として機能させてもよい。

[0014] ロックアップクラッチ8は、ダンパ装置10を介してフロントカバー3とダンパハブ7とを連結するロックアップを実行すると共に当該ロックアップを解除するものである。本実施形態において、ロックアップクラッチ8は、単板油圧式クラッチとして構成されており、フロントカバー3の内部かつ当該フロントカバー3のエンジンEG側の内壁面近傍に配置されると共にダンパハブ7に対して軸方向に移動自在に嵌合されるロックアップピストン（動力入力部材）80を有する。また、ロックアップピストン80の外周側かつフロントカバー3側の面には、図2に示すように、摩擦材88が貼着される。更に、ロックアップピストン80とフロントカバー3との間には、作動油供給路や入力軸ISに形成された油路を介して図示しない油圧制御装置に接続されるロックアップ室（係合油室）85が画成される。

[0015] ロックアップ室 85 内には、入力軸 1S に形成された油路等を介してポンプインペラ 4 およびタービンランナ 5 の軸心側（ワンウェイクラッチ 61 の周辺）から径方向外側に向けてポンプインペラ 4 およびタービンランナ 5（トールス）へと供給される油圧制御装置からの作動油が流入可能である。従って、フロントカバー 3 とポンプインペラ 4 のポンプシェルとにより画成される流体伝動室 9 内とロックアップ室 85 内とが等圧に保たれれば、ロックアップピストン 80 は、フロントカバー 3 側に移動せず、ロックアップピストン 80 がフロントカバー 3 と摩擦係合することはない。これに対して、図示しない油圧制御装置により流体伝動室 9 内の油圧をロックアップ室 89 内の油圧よりも高くすれば、ロックアップピストン 80 は、圧力差によりフロントカバー 3 に向けて移動してフロントカバー 3 と摩擦係合する。これにより、フロントカバー 3（エンジン EG）は、ロックアップピストン 80 やダンパ装置 10 を介してダンパハブ 7 に連結される。なお、ロックアップクラッチ 8 として、少なくとも 1 枚の摩擦係合プレート（複数の摩擦材）を含む多板油圧式クラッチが採用されてもよい。この場合、当該多板油圧式クラッチのクラッチドラムまたはクラッチハブが動力入力部材として機能することになる。

[0016] ダンパ装置 10 は、エンジン EG と変速機 TM との間で振動を減衰するものであり、図 1 に示すように、同軸に相対回転する回転要素（回転部材すなわち回転質量体）として、ドライブ部材（入力要素）11、第 1 中間部材（第 1 中間要素）12、第 2 中間部材（第 2 中間要素）14 およびドリブン部材（出力要素）16 を含む。更に、ダンパ装置 10 は、トルク伝達要素（トルク伝達弾性体）として、ドライブ部材 11 と第 1 中間部材 12 との間に配置されて回転トルク（回転方向のトルク）を伝達する複数（本実施形態では、例えば 2 個）の第 1 外側スプリング（第 1 弾性体）SP11、第 1 中間部材 12 とドリブン部材 16 との間に配置されて回転トルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば 2 個）の第 2 外側スプリング（第 2 弾性体）SP12、ドライブ部材 11 と第 2 中間部材 14 との間に配置されて回転トルクを

伝達する複数（本実施形態では、例えば3個）の第1内側スプリング（第3弾性体）SP21、第2中間部材14とドリブン部材16との間に配置されて回転トルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば3個）の第2内側スプリング（第4弾性体）SP22、および第1中間部材12と第2中間部材14との間に配置されて回転トルクを伝達する複数（本実施形態では、例えば2個）の中間スプリング（第5弾性体）SPmを含む。

[0017] 本実施形態では、第1および第2外側スプリングSP11、SP12、第1および第2内側スプリングSP21、SP22並びに中間スプリングSPmとして、荷重が加えられていないときに真っ直ぐに延びる軸心を有するように螺旋状に巻かれた金属材からなる直線型コイルスプリングが採用される。これにより、アークコイルスプリングを用いた場合に比べて、スプリングSP11～SPmを軸心に沿ってより適正に伸縮させて、トルクを伝達するスプリングと回転要素との間で発生する摩擦力に起因したヒステリシス、すなわちドライブ部材11への入力トルクが増加していく際の出力トルクと、ドライブ部材11への入力トルクが減少していく際の出力トルクとの間の差を低減化することができる。ヒステリシスは、ドライブ部材11への入力トルクが増加する状態でダンパ装置10の振れ角が所定角度になったときにドリブン部材16から出力されるトルクと、ドライブ部材11への入力トルクが減少する状態でダンパ装置10の振れ角が上記所定角度になったときにドリブン部材16から出力されるトルクとの差分により定量化され得るものである。なお、スプリングSP11～SPmの少なくとも何れか1つは、アークコイルスプリングであってもよい。なお、“スプリングの軸心”は、直線型コイルスプリングやアークコイルスプリングにおける螺旋状に巻回された金属材等の巻回中心を意味する。

[0018] また、本実施形態において、第1外側スプリングSP11、第2外側スプリングSP12および中間スプリングSPmは、図3に示すように、例えば、SP11、SP12、SPm、SP11、SP12、SPmという順番でダンパ装置10（第1中間部材12）の周方向に沿って並ぶと共に発進装置

1の外周に近接するように流体伝動室9内の外周側領域に配設される。このように、中間スプリングSPmを外周側の第1および第2外側スプリングSP11, SP12と周方向に沿って並ぶように配置することで、第1および第2外側スプリングSP11, SP12と、中間スプリングSPmとの捩れ角（ストローク）を良好に確保することが可能となる。これに対して、第1および第2内側スプリングSP21, SP22は、図3に示すように、1個ずつ対をなす（直列に作用する）と共にダンパ装置10（第2中間部材14）の周方向に沿って交互に並ぶように第1および第2外側スプリングSP11, SP12並びに中間スプリングSPmの径方向内側に配設され、スプリングSP11, SP12, SPmにより包囲される。

[0019] これにより、ダンパ装置10では、第1および第2外側スプリングSP11, SP12の平均取付半径 r_o が、第1および第2内側スプリングSP21, SP22の平均取付半径 r_i よりも大きくなる。第1および第2外側スプリングSP11, SP12の平均取付半径 r_o は、図4に示すように、ダンパ装置10の中心軸CAから第1外側スプリング（第1弾性体）SP11の軸心までの距離である当該第1外側スプリングSP11の取付半径 r_{SP11} と、中心軸CAから第2外側スプリング（第2弾性体）SP12の軸心までの距離である当該第2外側スプリングSP12の取付半径 r_{SP12} との平均値（ $= (r_{SP11} + r_{SP12}) / 2$ ）である。第1および第2内側スプリングSP21, SP22の平均取付半径 r_i は、図4に示すように、中心軸CAから第1内側スプリング（第3弾性体）SP21の軸心までの距離である当該第1内側スプリングSP21の取付半径 r_{SP21} と、中心軸CAから第2内側スプリング（第4弾性体）SP22の軸心までの距離である当該第2内側スプリングSP22の取付半径 r_{SP22} との平均値（ $= (r_{SP21} + r_{SP22}) / 2$ ）である。なお、取付半径 r_{SP11} , r_{SP12} , r_{SP21} または r_{SP22} は、中心軸CAと、各スプリングSP11, SP12, SP21, SP22の軸心上の予め定められた点（例えば、軸方向における中央や端部）との距離であってもよい。

[0020] また、本実施形態において、第1および第2外側スプリングSP11, S

P 1 2（並びに中間スプリング S P m）は、取付半径 r_{SP11} と取付半径 r_{SP12} とが等しくなるように同一円周上に配列され、第 1 外側スプリング S P 1 1 の軸心と、第 2 外側スプリング S P 1 2 の軸心とは、中心軸 C A に直交する一平面に含まれる。更に、本実施形態において、第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 は、取付半径 r_{SP21} と取付半径 r_{SP22} とが等しくなるように同一円周上に配列され、第 1 内側スプリング S P 2 1 の軸心と、第 2 内側スプリング S P 2 2 の軸心とは、中心軸 C A に直交する一平面に含まれる。加えて、ダンパ装置 1 0 では、第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 が径方向からみて第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 と軸方向に重なり合うように当該第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の径方向内側に配置される。これにより、ダンパ装置 1 0 を径方向にコンパクト化すると共に、当該ダンパ装置 1 0 の軸長をより短縮化することが可能となる。

[0021] ただし、図 4 に示すように、中心軸 C A から第 1 外側スプリング S P 1 1 の軸心までの取付半径 r_{SP11} と、当該中心軸 C A から第 2 外側スプリング S P 1 2 の軸心までの取付半径 r_{SP12} とは、異なってもよい。また、中心軸 C A から第 1 内側スプリング S P 2 1 の軸心までの取付半径 r_{SP21} と、当該中心軸 C A から第 2 内側スプリング S P 2 2 の軸心までの取付半径 r_{SP22} とは、異なってもよい。すなわち、第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の少なくとも何れか一方の取付半径 r_{SP11} , r_{SP12} は、第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 の少なくとも何れか一方の取付半径 r_{SP21} , r_{SP22} よりも大きくてもよい。更に、第 1 外側スプリング S P 1 1 の軸心と、第 2 外側スプリング S P 1 2 の軸心とは、中心軸 C A に直交する一平面に含まれていなくてもよい。また、第 1 内側スプリング S P 2 1 の軸心と、第 2 内側スプリング S P 2 2 の軸心とは、中心軸 C A に直交する一平面に含まれていなくてもよい。また、スプリング S P 1 1, S P 1 2, S P 2 1 および S P 2 2 の軸心が中心軸 C A に直交する一平面に含まれてもよく、スプリング S P 1 1, S P 1 2, S P 2 1 および S P 2 2 の少なくとも何れか 1 つの

軸心が当該一平面に含まれていなくてもよい。

[0022] そして、本実施形態では、第1外側スプリングSP11の剛性すなわちばね定数を“ k_{11} ”とし、第2外側スプリングSP12の剛性すなわちばね定数を“ k_{12} ”とし、第1内側スプリングSP21の剛性すなわちばね定数を“ k_{21} ”とし、第2内側スプリングSP22の剛性すなわちばね定数を“ k_{22} ”としたときに、ばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} および k_{22} が、 $k_{11} \neq k_{21}$ 、かつ $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ という関係を満たすように選択される。より詳細には、ばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、および k_{22} は、 $k_{11}/k_{21} < k_{12}/k_{22}$ 、および $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たす。すなわち、第1および第2外側スプリングSP11、SP12のばね定数 k_{11} 、 k_{12} の小さい方（ k_{11} ）は、第1および第2内側スプリングSP21、SP22のばね定数 k_{21} 、 k_{22} の小さい方（ k_{22} ）よりも小さくなる。更に、中間スプリングSPmの剛性すなわちばね定数を“ k_m ”としたときに、ばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} および k_m は、 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たす。

[0023] 図2に示すように、ダンパ装置10のドライブ部材11は、ロックアップクラッチ8のロックアップピストン80に固定される環状の第1プレート部材（第1入力部材）111と、ダンパハブ7により回転自在に支持（調心）されると共に第1プレート部材111に一体に回転するように連結される環状の第2プレート部材（第2入力部材）112と、第2プレート部材112よりもタービンランナ5に近接するように配置されると共に複数のリベット（連結具）125を介して第2プレート部材112に連結（固定）される環状の第3プレート部材（第3入力部材）113とを含む。これにより、ドライブ部材11、すなわち第1、第2および第3プレート部材111、112、113は、ロックアップピストン80と一体に回転し、ロックアップクラッチ8の係合によりフロントカバー3（エンジンEG）とダンパ装置10のドライブ部材11とが連結されることになる。

[0024] 第1プレート部材111は、図2および図5に示すように、複数のリベットを介してロックアップピストン80の外周側の内面（摩擦材88が貼着さ

れない面)に固定される環状の固定部111aと、固定部111aの外周部から軸方向に延出された短尺の筒状部111bと、筒状部111bの遊端部から周方向に間隔をおいて(等間隔に)径方向外側に延出されると共に固定部111aから離間するように軸方向に延びる複数(本実施形態では、例えば4個)のスプリング当接部(第1当接部)111cと、筒状部111bの遊端部から周方向に間隔をおいて軸方向に延出された複数(本実施形態では、例えば12個)の係合凸部111eとを有する。図2に示すように、第1プレート部材111が固定されるロックアップピストン80は、ダンパハブ7に形成された円筒状の第1支持部71により回転自在に支持される。

[0025] 第2プレート部材112は、板状の環状部材として構成されており、第3プレート部材113よりもロックアップピストン80に近接するように配置されると共に、ダンパハブ7に形成された円筒状の第2支持部72により回転自在に支持される。図2に示すように、ダンパハブ7の第2支持部72は、第1支持部71よりもタービンランナ5に近接するように当該第1支持部71からダンパ装置10の軸方向にずらして形成されている。また、第2支持部72は、第1支持部71よりも大きい外径を有し、当該第1支持部71の径方向外側に設けられる。

[0026] また、第2プレート部材112は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて(等間隔に)配設された複数(本実施形態では、例えば3個)のスプリング収容窓112w(図3および図5参照)と、それぞれ対応するスプリング収容窓112wの内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて(等間隔に)並ぶ複数(本実施形態では、例えば3個)のスプリング支持部112aと、それぞれ対応するスプリング収容窓112wの外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて(等間隔に)並んで対応するスプリング支持部112aと第2プレート部材112の径方向において対向する複数(本実施形態では、例えば3個)のスプリング支持部112bと、複数(本実施形態では、例えば3個)のスプリング当接部(第2当接部)112cとを有する。第2プレート部材112の複数のスプリング当接部112c

は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング收容窓 1 1 2 w（スプリング支持部 1 1 2 a， 1 1 2 b）の間に 1 個ずつ設けられる。更に、第 2 プレート部材 1 1 2 の外周部には、複数（本実施形態では、例えば 1 2 個）の係合凹部 1 1 2 e が周方向に間隔をおいて形成されており、各係合凹部 1 1 2 e には、第 1 プレート部材 1 1 1 の対応する係合凸部 1 1 1 e が径方向のガタをもって嵌合される。係合凸部 1 1 1 e を係合凹部 1 1 2 e に嵌合することで、第 1 および第 2 プレート部材 1 1 1， 1 1 2 は、径方向に相対移動可能となる。

[0027] 第 3 プレート部材 1 1 3 も、板状の環状部材として構成されている。第 3 プレート部材 1 1 3 は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング收容窓と、それぞれ対応するスプリング收容窓の内周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶ複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング支持部 1 1 3 a と、それぞれ対応するスプリング收容窓の外周縁に沿って延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）並んで対応するスプリング支持部 1 1 3 a と第 3 プレート部材 1 1 3 の径方向において対向する複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング支持部 1 1 3 b と、複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング当接部（第 3 当接部） 1 1 3 c とを有する。第 3 プレート部材 1 1 3 の複数のスプリング当接部 1 1 3 c は、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング支持部 1 1 3 a， 1 1 3 b（スプリング收容窓）の間に 1 個ずつ設けられる。

[0028] 第 1 中間部材 1 2 は、図 2 に示すように、弾性体支持部材 1 2 1 と、連結部材 1 2 2 とを含む。弾性体支持部材 1 2 1 は、第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1， S P 1 2 の外周部やロックアップピストン 8 0 側（エンジン E G 側）の側部（図 2 における右側の側部）、タービンランナ 5 側（変速機 T M 側）の側部の外周側を支持（ガイド）するように環状に形成されている。弾性体支持部材 1 2 1 は、ドライブ部材 1 1 の第 1 プレート部材 1 1 1 の筒状部 1 1 1 b によって回転自在となるように径方向に支持（調心）され、

流体伝動室 9 内の外周側領域に配置される。このように第 1 中間部材 1 2 を流体伝動室 9 内の外周側領域に配置することで、当該第 1 中間部材 1 2 の慣性モーメント（イナーシャ）をより大きくすることが可能となる。また、弾性体支持部材 1 2 1 は、周方向に間隔をおいて配設された複数（本実施形態では、例えば 180° 間隔で 2 個）のスプリング当接部 1 2 1 c を有する。各スプリング当接部 1 2 1 c は、弾性体支持部材 1 2 1 のロックアップピストン 8 0 側の側部からタービンランナ 5 側に軸方向に延出される。

[0029] 第 1 中間部材 1 2 を構成する連結部材 1 2 2 は、タービンランナ 5 のタービンシェル 5 0 に例えば溶接により固定される環状の固定部（環状部） 1 2 2 a と、当該固定部 1 2 2 a の外周部から周方向に間隔をおいて軸方向に延出された複数（本実施形態では、例えば 180° 間隔で 2 個）のスプリング当接部（第 1 スプリング当接部） 1 2 2 c と、固定部 1 2 2 a の外周部のスプリング当接部 1 2 2 c の間から軸方向に延出された複数（本実施形態では、例えば 4 個）の第 2 スプリング当接部 1 2 2 d と、固定部 1 2 2 a の内周部からスプリング当接部 1 2 2 c, 1 2 2 d と同じ側に軸方向に延出された短尺円筒状の支持部 1 2 2 s とを有する。連結部材 1 2 2 の複数の第 2 スプリング当接部 1 2 2 d は、2 個（一対）ずつ近接するように当該連結部材 1 2 2 の軸心に関して対称に形成され（図 3 参照）、互いに対をなす 2 個の第 2 スプリング当接部 1 2 2 d は、例えば中間スプリング S P m の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。

[0030] 第 2 中間部材 1 4 は、環状の被支持部（環状部） 1 4 a と、当該被支持部 1 4 a の内周部から周方向に間隔をおいて軸方向に延出された複数（本実施形態では、例えば 120° 間隔で 3 個）のスプリング当接部（第 1 スプリング当接部） 1 4 c と、被支持部 1 4 a の外周部からスプリング当接部 1 4 c と同じ側に軸方向に延出された複数（本実施形態では、例えば 4 個）の第 2 スプリング当接部 1 4 d とを有する。第 2 中間部材 1 4 の複数の第 2 スプリング当接部 1 4 d は、2 個（一対）ずつ近接するように当該第 2 中間部材 1 4 の軸心に関して対称に形成され（図 3 参照）、互いに対をなす 2 個の第 2

スプリング当接部 1 4 d は、例えば中間スプリング S P m の自然長に応じた間隔をおいて周方向に並ぶ。

[0031] 第 2 中間部材 1 4 は、図 2 に示すように、タービンランナ 5 に固定された第 1 中間部材 1 2 の連結部材 1 2 2 により回転自在に支持され、当該第 2 中間部材 1 4 の被支持部 1 4 a は、ドライブ部材 1 1 の第 3 プレート部材 1 1 3 とタービンランナ 5 との軸方向に間に位置する。本実施形態において、第 2 中間部材 1 4 の被支持部 1 4 a には、連結部材 1 2 2 の支持部 1 2 2 s が嵌合される凹部が形成されており、第 2 中間部材 1 4 は、当該支持部 1 2 2 s により回転自在に支持される。また、第 2 中間部材 1 4 の被支持部 1 4 a が支持部 1 2 2 s の先端に当接することで、第 2 中間部材 1 4 のタービンランナ 5 側への移動が規制される。更に、第 3 プレート部材 1 1 3 の外周部には、タービンランナ 5 側の表面から第 2 中間部材 1 4 側に突出する複数の移動規制突部 1 1 3 s が周方向に間隔をおいて形成されている。従って、第 2 中間部材 1 4 の被支持部 1 4 a が第 3 プレート部材 1 1 3 の移動規制突部 1 1 3 s に当接することで、第 2 中間部材 1 4 のタービンランナ 5 から離間する方向（ロックアップピストン 8 0 側）への移動が規制される。

[0032] ドリブン部材 1 6 は、板状の環状部材として構成されており、図 2 に示すように、ドライブ部材 1 1 の第 2 プレート部材 1 1 2 と第 3 プレート部材 1 1 3 との軸方向における間に配置されると共にダンパハブ 7（本実施形態では、第 2 支持部 7 2）にリベットを介して固定される。これにより、ドリブン部材 1 6 は、ダンパハブ 7 と一体に回転することになる。ドリブン部材 1 6 は、それぞれ円弧状に延びると共に周方向に間隔をおいて（等間隔に）配設された複数（本実施形態では、例えば 3 個）のスプリング収容窓と、当該ドリブン部材 1 6 の内周縁に近接するように周方向に間隔をおいて形成された複数（本実施形態では、例えば 3 個）の内側スプリング当接部（内側当接部） 1 6 c i と、複数の内側スプリング当接部 1 6 c i よりも径方向外側で周方向に間隔をおいて（等間隔に）並ぶと共にタービンランナ 5 側からロックアップピストン 8 0 側に軸方向に延びる複数（本実施形態では、例えば 4

個)の外側スプリング当接部(外側当接部)16c oとを有する。ドリブン部材16の複数の内側スプリング当接部16c iは、周方向に沿って互いに隣り合うスプリング収容窓の間に1個ずつ設けられる。

[0033] 図2に示すように、第1および第2外側スプリングSP11, SP12は、第1中間部材12の弾性体支持部材121により、1個ずつ対をなす(直列に作用する)と共に当該第1中間部材12の周方向に沿って交互に並ぶように支持される。また、ドライブ部材11の第1プレート部材111のスプリング当接部111cは、ダンパ装置10の取付状態において、対応する第1または第2外側スプリングSP11, SP12の周方向の端部(撓み方向の端部、以下同様)と当接する。更に、弾性体支持部材121の各スプリング当接部121cは、図3に示すように、互いに隣り合って対をなす(直列に作用する)第1および第2外側スプリングSP11, SP12の間で両者の周方向の端部と当接する。また、連結部材122の各スプリング当接部122cも、図3に示すように、互いに隣り合って対をなす第1および第2外側スプリングSP11, SP12の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0034] すなわち、ダンパ装置10の取付状態において、各第1外側スプリングSP11の一端部(図3における中間スプリングSPm側の端部)は、ドライブ部材11の対応するスプリング当接部111cと当接し、各第1外側スプリングSP11の他端部(図3における第2外側スプリングSP12側の端部)は、第1中間部材12の対応するスプリング当接部121cおよび122cと当接する。また、ダンパ装置10の取付状態において、各第2外側スプリングSP12の一端部(図3における第1外側スプリングSP11側の端部)は、第1中間部材12の対応するスプリング当接部121cおよび122cと当接し、各第2外側スプリングSP12の他端部(図3における中間スプリングSPm側の端部)は、ドライブ部材11の対応するスプリング当接部111cと当接する。

[0035] 更に、ドリブン部材16の各外側スプリング当接部16c oは、ドライブ部材11の各スプリング当接部111cと同様に、対をなさない(直列に作

用しない) 第1および第2外側スプリングSP11, SP12の間で両者の周方向の端部と当接する。すなわち、ダンパ装置10の取付状態において、第1外側スプリングSP11の一端部(中間スプリングSPm側の端部)と、当該第1外側スプリングSP11と対をなす第2外側スプリングSP12の他端部(中間スプリングSPm側の端部)とは、それぞれドリブン部材16の対応する外側スプリング当接部16coと当接する。この結果、ドリブン部材16は、複数の第1外側スプリングSP11と、第1中間部材12(弾性体支持部材121および連結部材122)と、複数の第2外側スプリングSP12とを介してドライブ部材11に連結されることになる。

[0036] また、第1中間部材12の連結部材122は、タービンランナ5に固定されることから、第1中間部材12とタービンランナ5とは、一体に回転するように連結されることになる。このように、タービンランナ5(およびタービンハブ52)を第1中間部材12に連結することで、当該第1中間部材12の実質的な慣性モーメント(弾性体支持部材121、連結部材122およびタービンランナ5等の慣性モーメントの合計値)をより一層大きくすることが可能となる。また、タービンランナ5と、第1および第2内側スプリングSP21, SP22の径方向外側すなわち流体伝動室9内の外周側領域に配置される第1中間部材12とを連結することで、連結部材122がドライブ部材11の第3プレート部材113や第1および第2内側スプリングSP21, SP22とタービンランナ5との軸方向における間を通過しないようにすることができる。これにより、ダンパ装置10ひいては発進装置1の軸長の増加をより良好に抑制することが可能となる。

[0037] 一方、第2プレート部材112の複数のスプリング支持部112aは、図2および図3に示すように、それぞれ対応する第1および第2内側スプリングSP21, SP22(各1個)のロックアップピストン80側の側部を内周側から支持(ガイド)する。また、複数のスプリング支持部112bは、それぞれ対応する第1および第2内側スプリングSP21, SP22のロックアップピストン80側の側部を外周側から支持(ガイド)する。更に、第

3 プレート部材 1 1 3 の複数のスプリング支持部 1 1 3 a は、図 2 に示すように、それぞれ対応する第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 (各 1 個) のタービンランナ 5 側の側部を内周側から支持 (ガイド) する。また、複数のスプリング支持部 1 1 3 b は、それぞれ対応する第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 のタービンランナ 5 側の側部を外周側から支持 (ガイド) する。すなわち、第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 は、1 個ずつ対をなす (直列に作用する) と共に周方向 (第 2 中間部材 1 4 の周方向) に交互に並ぶように、ドライブ部材 1 1 を構成する第 2 プレート部材 1 1 2 のスプリング支持部 1 1 2 a, 1 1 2 b と第 3 プレート部材 1 1 3 のスプリング支持部 1 1 3 a, 1 1 3 b とにより支持される。

[0038] 更に、第 2 プレート部材 1 1 2 の各スプリング当接部 1 1 2 c は、図 3 に示すように、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、互いに異なるスプリング収容窓 1 1 2 w (スプリング支持部 1 1 2 a, 1 1 2 b, 1 1 3 a, 1 1 3 b) により支持されて対をなさない (直列に作用しない) 第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。同様に、第 3 プレート部材 1 1 3 の各スプリング当接部 1 1 3 c も、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、互いに異なるスプリング支持部 1 1 2 a, 1 1 2 b, 1 1 3 a, 1 1 3 b (スプリング収容窓) により支持された (対をなさない) 第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。また、第 2 中間部材 1 4 の各スプリング当接部 1 4 c は、図 3 に示すように、互いに対をなす (直列に作用する) 第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 の間で両者の周方向の端部と当接する。

[0039] すなわち、ダンパ装置 1 0 の取付状態において、各第 1 内側スプリング S P 2 1 の一端部は、ドライブ部材 1 1 の対応するスプリング当接部 1 1 2 c, 1 1 3 c と当接し、各第 1 内側スプリング S P 2 1 の他端部は、第 2 中間部材 1 4 の対応するスプリング当接部 1 4 c と当接する。更に、ダンパ装置

10の取付状態において、各第2内側スプリングSP22の一端部は、第2中間部材14の対応するスプリング当接部14cと当接し、各第2内側スプリングSP22の他端部は、ドライブ部材11の対応するスプリング当接部112c, 113cと当接する。なお、スプリング当接部14cと第1内側スプリングSP21の他端部との間、およびスプリング当接部14cと第2内側スプリングSP22の一端部との間には、図3に示すように、スプリングシートSsが配置されてもよい。

[0040] また、ドリブン部材16の各内側スプリング当接部16ciは、ダンパ装置10の取付状態において、ドライブ部材11のスプリング当接部112c, 113cと同様に、対をなさない（直列に作用しない）第1および第2内側スプリングSP21, SP22の間で両者の周方向の端部と当接する。これにより、ダンパ装置10の取付状態において、各第1内側スプリングSP21の上記一端部は、ドリブン部材16の対応する内側スプリング当接部16ciとも当接し、各第2内側スプリングSP22の上記他端部は、ドリブン部材16の対応する内側スプリング当接部16ciとも当接する。この結果、ドリブン部材16は、複数の第1内側スプリングSP21と、第2中間部材14と、複数の第2内側スプリングSP22とを介してドライブ部材11に連結される。

[0041] そして、ダンパ装置10の取付状態において、各中間スプリングSPmは、第1中間部材12（連結部材122）の一对の第2スプリング当接部122dにより両側から支持されると共に、第2中間部材14の一对の第2スプリング当接部14dにより両側から支持される。これにより、第1中間部材12と第2中間部材14とは、複数の中間スプリングSPmを介して互いに連結されることになる。本実施形態において、中間スプリングSPmの端部と第2スプリング当接部14d, 122dとの間には、図1および図6に示すように、スプリングシートSsが配置される。

[0042] 更に、ダンパ装置10は、図1に示すように、第1中間部材12とドリブン部材16との相対回転および第2外側スプリングSP12の撓みを規制す

る第1ストッパ21と、第2中間部材14とドリブン部材16との相対回転および第2内側スプリングSP22の撓みを規制する第2ストッパ22と、ドライブ部材11とドリブン部材16との相対回転を規制する第3ストッパ23とを含む。第1および第2ストッパ21, 22は、エンジンEGからドライブ部材11に伝達される入力トルクがダンパ装置10の最大捩れ角 θ_{max} に対応したトルクT2（第2の閾値）よりも小さい予め定められたトルク（第1の閾値）T1に達した段階で概ね同時に対応する回転要素の相対回転およびスプリングの撓みを規制するように構成される。また、第3ストッパ23は、ドライブ部材11への入力トルクが最大捩れ角 θ_{max} に対応したトルクT2に達した段階でドライブ部材11とドリブン部材16との相対回転を規制するように構成される。これにより、ダンパ装置10は、2段階（2ステージ）の減衰特性を有することになる。

[0043] 本実施形態において、第1ストッパ21は、図2に示すように、第1中間部材12を構成する連結部材122から周方向に間隔をおいてロックアップピストン80に向けて軸方向に延出された複数のストッパ部122xと、ドリブン部材16の外周部に周方向に間隔をおいて形成されて円弧状に延びる複数の切欠部161xとにより構成される。ダンパ装置10の取付状態において、第1中間部材12（連結部材122）の各ストッパ部122xは、第2中間部材14の被支持部14aの外周部に周方向に間隔をおいて形成された複数の円弧状のスリット14vの何れかに挿通されると共に、ドリブン部材16の対応する切欠部161x内に当該切欠部161xの両側の端部を画成するドリブン部材16の壁面と当接しないように配置される。これにより、第1中間部材12とドリブン部材16とが相対回転するのに伴って連結部材122の各ストッパ部122xと切欠部161xの両側の端部を画成する壁面の一方とが当接すると、第1中間部材12とドリブン部材16との相対回転および第2外側スプリングSP12の撓みが規制されることになる。なお、本実施形態において、第3ストッパ23によりドライブ部材11とドリブン部材16との相対回転が規制されるまでの間に、第1中間部材12の各

ストッパ部 1 2 2 x と、スリット 1 4 v の両側の端部を画成する第 2 中間部材 1 4 の壁面とが当接することはない。

[0044] また、本実施形態において、第 2 ストッパ 2 2 は、図 2 に示すように、第 2 中間部材 1 4 の被支持部 1 4 a の内周部に周方向に間隔をおいて形成されて円弧状に延びる複数のスリット 1 4 x と、ドリブン部材 1 6 から周方向に間隔をおいてタービンランナ 5 に向けて軸方向に延出された複数のストッパ部 1 6 2 x とにより構成される。ダンパ装置 1 0 の取付状態において、ドリブン部材 1 6 の各ストッパ部 1 6 2 x は、ドライブ部材 1 1 の第 3 プレート部材 1 1 3 の外周部に周方向に間隔をおいて形成された複数の円弧状のスリット 1 1 3 v の何れかに挿通されると共に、第 2 中間部材 1 4 の対応するスリット 1 4 x 内に当該スリット 1 4 x の両側の端部を画成する第 2 中間部材 1 4 の壁面と当接しないように配置される。これにより、第 2 中間部材 1 4 とドリブン部材 1 6 とが相対回転するのに伴ってドリブン部材 1 6 のストッパ部 1 6 2 x と第 2 中間部材 1 4 のスリット 1 4 x の両側の端部を画成する壁面の一方とが当接すると、第 2 中間部材 1 4 とドリブン部材 1 6 との相対回転および第 2 内側スプリング S P 2 2 の撓みが規制されることになる。なお、本実施形態において、第 3 ストッパ 2 3 によりドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 6 との相対回転が規制されるまでの間に、ドリブン部材 1 6 の各ストッパ部 1 6 2 x と、スリット 1 1 3 v の両側の端部を画成する第 3 プレート部材 1 1 3 の壁面とが当接することはない。

[0045] 更に、本実施形態において、第 3 ストッパ 2 3 は、図 2 に示すように、ドライブ部材 1 1 を構成する第 2 および第 3 プレート部材 1 1 2, 1 1 3 を連結する複数のリベットに装着されたカラーと、ドリブン部材 1 6 に周方向に間隔をおいて形成された円弧状に延びる複数の切欠部 1 6 3 x とにより構成される。ダンパ装置 1 0 の取付状態において、複数のリベット 1 2 5 およびカラーは、ドリブン部材 1 6 の対応する切欠部 1 6 3 x 内に当該切欠部 1 6 3 x の両側の端部を画成するドリブン部材 1 6 の壁面と当接しないように配置される。これにより、ドライブ部材 1 1 とドリブン部材 1 6 とが相対回転

するのに伴って上述の各カラーと切欠部 163x の両側の端部を画成する壁面の一方とが当接すると、ドライブ部材 11 とドリブン部材 16 との相対回転が規制されることになる。

[0046] 上述のように、ダンパ装置 10 では、第 1 中間部材 12 に対応した第 1 および第 2 外側スプリング SP11, SP12 の平均取付半径 r_o が、第 1 および第 2 内側スプリング SP21, SP22 の平均取付半径 r_i よりも大きく定められている。すなわち、第 1 および第 2 内側スプリング SP21, SP22 よりも小さいばね定数（剛性）を有する第 1 および第 2 外側スプリング SP11, SP12 の軸心は、第 1 および第 2 内側スプリング SP21, SP22 の軸心よりもダンパ装置 10 の径方向における外側に位置する。また、ダンパ装置 10 において、第 1 および第 2 外側スプリング SP11, SP12 は、それぞれの全体が第 1 および第 2 内側スプリング SP21, SP22 よりも径方向外側に位置するように配置される。

[0047] これにより、第 1 中間部材 12 の慣性モーメントをより大きくすると共に、第 1 および第 2 外側スプリング SP11, SP12 をより低剛性化することが可能となる。また、第 1 および第 2 外側スプリング SP11, SP12 の平均取付半径 r_o を第 1 および第 2 内側スプリング SP21, SP22 の平均取付半径 r_i よりも大きくした場合、剛性が低く、比較的軽い第 1 および第 2 外側スプリング SP11, SP12 がダンパ装置 10 の外周側に配置されると共に、剛性が高く、比較的重い第 1 および第 2 内側スプリング SP21, SP22 がダンパ装置 10 の中心軸 CA 側に配置されることになる。これにより、遠心力に起因してスプリング SP11, SP12, SP21 および SP22 と対応する回転要素との間で発生する摩擦力を小さくして、ダンパ装置 10 全体のヒステリシスをより小さくすることが可能となる。

[0048] また、弾性体支持部材 121（第 1 中間部材 12）に第 1 および第 2 外側スプリング SP11, SP12 を支持させることで、ドライブ部材 11 やドリブン部材 16 に対する弾性体支持部材 121 の捩れ角に応じて撓む第 1 および第 2 外側スプリング SP11, SP12 と、当該弾性体支持部材 121

との相対速度を小さくすることが可能となる。従って、弾性体支持部材 1 2 1 と第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 との間で発生する摩擦力を小さくすることができるので、ダンパ装置 1 0 全体のヒステリシスを低下させることが可能となる。

[0049] 更に、ダンパ装置 1 0 において、第 1 中間部材 1 2 は、ドライブ部材 1 1 の第 1 プレート部材 1 1 1 により回転自在に支持されて第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 を周方向に沿って交互に並ぶように支持する弾性体支持部材 1 2 1 と、タービンランナ 5 に一体回転するように連結される連結部材 1 2 2 とを含む。弾性体支持部材 1 2 1 は、互いに隣り合う第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の間で両者の端部に当接するスプリング当接部 1 2 1 c を有し、連結部材 1 2 2 は、互いに隣り合う第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の間で両者の端部に当接する第 1 スプリング当接部 1 2 2 c を有する。これにより、ダンパ装置 1 0 の軸長の増加を抑制して装置全体のコンパクト化を図りつつ、径方向外側に配置される第 1 外側スプリング S P 1 1 と第 2 外側スプリング S P 1 2 との双方に第 1 中間部材 1 2 を連結すると共に当該第 1 中間部材 1 2 をタービンランナ 5 に連結することが可能となる。

[0050] そして、タービンランナ 5 (およびタービンハブ) を第 1 中間部材 1 2 に連結することで、当該第 1 中間部材 1 2 の実質的な慣性モーメント (弾性体支持部材 1 2 1、連結部材 1 2 2 およびタービンランナ 5 等の慣性モーメントの合計値) をより一層大きくすることができる。また、弾性体支持部材 1 2 1 のスプリング当接部 1 2 1 c と連結部材 1 2 2 のスプリング当接部 1 2 2 c との双方を第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の端部に当接させることで、当該第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 をスムーズに伸縮させることが可能となる。

[0051] また、ダンパ装置 1 0 において、ドライブ部材 1 1 は、第 1 外側スプリング S P 1 1 の端部に当接するスプリング当接部 1 1 1 c を有する第 1 プレート部材 1 1 1 と、スプリング当接部 1 1 1 c よりも径方向内側で、第 2 トル

ク伝達経路P 2に含まれる第1内側スプリングSP 2 1の端部に当接するスプリング当接部1 1 2 cを有する第2プレート部材1 1 2とを含む。そして、第1プレート部材1 1 1は、ダンパハブ7の第1支持部7 1により回転自在に支持され、第2プレート部材1 1 2は、第1支持部(7 1)から少なくともダンパ装置1 0の軸方向にずらして設けられたダンパハブ7の第2支持部7 2により回転自在に支持される。

[0052] これにより、第1外側スプリングSP 1 1および第1内側スプリングSP 2 1の双方に当接するドライブ部材1 1からダンパハブ7に加えられる荷重を第1および第2支持部7 1, 7 2に分散させることができる。従って、軸長等の増加を抑制しつつダンパハブ7の強度や耐久性を確保することが可能となる。この結果、少なくとも第1および第2トルク伝達経路P 1, P 2を有するダンパ装置1 0において、装置全体の大型化を抑制しつつドライブ部材1 1を支持するダンパハブ7の耐久性を向上させることができる。ただし、ドライブ部材1 1の第1プレート部材1 1 1を支持する第1支持部と、第2プレート部材1 1 2を支持する第2支持部とは、例えば第1または第2中間部材1 2, 1 4といった、ダンパハブ7と同軸に配置される当該ダンパハブ7以外の部材に設けられてもよい。

[0053] 更に、第1プレート部材1 1 1をロックアップピストン8 0に固定すると共に第2プレート部材1 1 2に径方向のガタをもって(径方向に相対移動可能となるように)嵌合することで、第1および第2プレート部材1 1 1, 1 1 2の双方を個別に回転自在に支持(調心)しつつ、ロックアップピストン8 0からのトルクにより両者を一体に回転させることが可能となる。加えて、ロックアップピストン8 0および第1プレート部材1 1 1を支持する第1支持部7 1を第2支持部7 2よりも径方向内側に設けることで、ダンパ装置1 0の組立性を良好に維持すると共に、ロックアップピストン8 0の受圧面積(ロックアップ室8 5の容積)を十分に確保することが可能となる。

[0054] また、ダンパ装置1 0において、ドライブ部材1 1は、第1内側スプリングSP 2 1の端部に当接するスプリング当接部1 1 3 cを有すると共に第2

プレート部材 112 にダンパ装置 10 の軸方向に並ぶように連結される第 3 プレート部材 113 を含む。更に、第 2 および第 3 プレート部材 112, 113 は、第 1 および第 2 内側スプリング SP21, SP22 をダンパ装置 10 の周方向に沿って交互に並ぶように支持する。また、ドリブン部材 16 は、第 2 および第 3 プレート部材 112, 113 の軸方向における間に配置されると共に、第 2 外側スプリング SP12 の端部に当接する外側スプリング当接部 16c と、第 2 内側スプリング SP22 の端部に当接する内側スプリング当接部 16i とを有する。そして、第 2 中間部材 14 は、第 3 プレート部材 113 に対してドリブン部材 16 とはダンパ装置 10 の軸方向における反対側に配置されると共に、軸方向に延在して互いに隣り合う第 1 および第 2 内側スプリング SP21, SP22 の間で両者の端部に当接する第 1 スプリング当接部 14c を有する。これにより、ダンパ装置 10 では、構造の複雑化を抑制しつつ、スプリング SP11, SP12, SP11, SP12, SP21, SP22 および SPm を配置することが可能となる。

[0055] 更に、ダンパ装置 10 では、第 2 および第 3 プレート部材 112, 113 の間にドリブン部材 16 が配置されると共に、第 2 中間部材 14 が第 2 および第 3 プレート部材 112, 113 と軸方向に並ぶように配置されることになる。これにより、第 2 および第 3 プレート部材 112, 113 間の距離の増加を抑制して、ドライブ部材 11 等の回転時に遠心力を受ける第 1 および第 2 内側スプリング SP21, SP22 からスプリング支持部 112b, 113b を介して第 2 および第 3 プレート部材 112, 113 に加えられる両者を変形させようとする力（両者を引き離す方向の力）を小さくすることができる。従って、第 2 および第 3 プレート部材 112, 113 の連結部（リベット周辺）ひいてはダンパ装置 10 全体の大型化を抑制しつつ、当該連結部の強度や耐久性等を良好に確保することが可能となる。この結果、装置全体の大型化を抑制しつつ互いに連結される第 2 および第 3 プレート部材 112, 113 ひいてはダンパ装置 10 全体の耐久性を向上させることができる。加えて、第 2 中間部材 14 の第 1 スプリング当接部 14c をダンパ装置 1

0の軸方向に延在させることで、第2および第3プレート部材112, 113と軸方向に並ぶように配置される第2中間部材14を第1および第2内側スプリングSP21, SP22の双方に連結することが可能となる。

[0056] また、ダンパ装置10において、第1中間部材12を構成する連結部材122は、第2中間部材14を回転自在に支持すると共に、当該第2中間部材14のタービンランナ5側（軸方向における一側）への移動を規制する。更に、ドライブ部材11の第3プレート部材113は、第2中間部材14のタービンランナ5から離間する方向への移動を規制する移動規制突部113sを有する。これにより、ドライブ部材11の第2および第3プレート部材112, 113と軸方向に並ぶように配置される第2中間部材14を連結部材122（第1中間部材12）によって適正に支持することが可能となる。

[0057] 次に、ダンパ装置10の動作について説明する。発進装置1において、ロックアップクラッチ8によるロックアップが解除されている際には、例えば、エンジンEGからフロントカバー3に伝達された回転トルク（動力）が、ポンプインペラ4、タービンランナ5、第1中間部材12、第2外側スプリングSP12、ドリブン部材16、ダンパハブ7という経路や、ポンプインペラ4、タービンランナ5、第1中間部材12、中間スプリングSPm、第2中間部材14、第2内側スプリングSP22、ドリブン部材16、ダンパハブ7という経路を介して変速機TMの入力軸ISへと伝達される。これに対して、発進装置1のロックアップクラッチ8によりロックアップが実行されると、エンジンEGからフロントカバー3およびロックアップクラッチ8（ロックアップピストン80）を介してドライブ部材11に伝達された回転トルク（入力トルク）は、ドライブ部材11への入力トルクが上記トルクT1に達するまで、つまり、第1および第2外側スプリングSP11, SP12、第1および第2内側スプリングSP21, SP22並びに中間スプリングSPmのすべての撓みが許容されている間、スプリングSP11～SPmのすべてを介してドリブン部材16およびダンパハブ7に伝達される。

[0058] すなわち、ロックアップの実行中に入力トルクがトルクT1に達するまで

の間、第1外側スプリング（第1弾性体）SP11は、ドライブ部材11から第1中間部材12に回転トルクを伝達し、第2外側スプリング（第2弾性体）SP12は、第1中間部材12からドリブン部材16に回転トルクを伝達する。また、第1内側スプリング（第3弾性体）SP21は、ドライブ部材11から第2中間部材14に回転トルクを伝達し、第2内側スプリング（第4弾性体）SP22は、第2中間部材14からドリブン部材16に回転トルクを伝達する。従って、ダンパ装置10は、ドライブ部材11とドリブン部材16との間のトルク伝達経路として、図7に示すように、第1外側スプリングSP11、第1中間部材12および第2外側スプリングSP12を含む第1トルク伝達経路P1と、第1内側スプリングSP21、第2中間部材14および第2内側スプリングSP22を含む第2トルク伝達経路P2とを有することになる。

[0059] また、ダンパ装置10では、上述のように、第1および第2外側スプリングSP11、SP12並びに第1および第2内側スプリングSP21、SP22のばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} および k_{22} が、 $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たす。このため、ロックアップの実行中に入力トルクがトルクT1に達するまでの間にドライブ部材11にトルクが伝達されると、図7に示すように、第2中間部材14が第1中間部材12に対して回転方向（車両が前進する際の回転方向）における進行方向側（下流側）に（若干）振れる。これにより、中間スプリングSPmは、第2中間部材14の互いに対をなす第2スプリング当接部14dの上記回転方向における進行方向側とは反対側の一方により、第1中間部材12の互いに対をなす第2スプリング当接部122dの回転方向における進行方向側の一方に向けて押圧される。すなわち、ロックアップの実行中に入力トルクがトルクT1に達するまでの間、中間スプリングSPmは、ドライブ部材11から第1内側スプリングSP21を介して第2中間部材14に伝達されたトルクの一部（平均トルクの一部）を第1中間部材12に伝達する。従って、ダンパ装置10は、第1内側スプリングSP21、第2中間部材14、中間スプリングSPm、第1中間部材12およ

び第2外側スプリングSP12を含む第3トルク伝達経路P3を有することになる。

[0060] この結果、ロックアップの実行中にドライブ部材11への入力トルクが上記トルクT1に達するまでの間には、第1、第2および第3トルク伝達経路P1、P2、P3を介してドライブ部材11からドリブン部材16にトルクが伝達される。より詳細には、第1および第2外側スプリングSP11、SP12、第1および第2内側スプリングSP21、SP22並びに中間スプリングSPmのすべての撓みが許容されている間、第2外側スプリングSP12には、第1外側スプリングSP11からの回転トルクと、第1内側スプリングSP21、第2中間部材14および中間スプリングSPmからの回転トルクとが伝達される。また、第2内側スプリングSP22には、第1内側スプリングSP21からの回転トルクが伝達される。そして、第1および第2外側スプリングSP11、SP12、第1および第2内側スプリングSP21、SP22並びに中間スプリングSPmのすべての撓みが許容されている間には、スプリングSP11～SPmによってドライブ部材11に伝達されるトルクの変動が減衰（吸収）される。これにより、ドライブ部材11に伝達される入力トルクが比較的小さく、当該ドライブ部材11の回転数が低いときのダンパ装置10の振動減衰性能を良好に向上させることが可能となる。

[0061] また、ドライブ部材11への入力トルクが上記トルクT1に達して第1および第2ストッパ21、22が作動すると、第1ストッパ21により第1中間部材12とドリブン部材16との相対回転および第2外側スプリングSP12の撓みが規制され、第2ストッパ22により第2中間部材14とドリブン部材16との相対回転および第2内側スプリングSP22の撓みが規制される。これにより、ドリブン部材16に対する第1および第2中間部材12、14の相対回転が規制されることで、中間スプリングSPmの撓みも規制される。従って、ドライブ部材11への入力トルクが上記トルクT1に達してから、当該入力トルクが上記トルクT2に達して第3ストッパ23が作動

するまで、第1外側スプリングSP11と第1内側スプリングSP21とが並列に作用してドライブ部材11に伝達されるトルクの変動を減衰（吸収）する。

[0062] 引き続き、ダンパ装置10の設計手順について説明する。

[0063] 上述のように、ダンパ装置10では、第1および第2外側スプリングSP11, SP12、第1および第2内側スプリングSP21, SP22並びに中間スプリングSPmのすべての撓みが許容されている際に、ドライブ部材11とドリブン部材16との間でスプリングSP11～SPmのすべてを介してトルク（平均トルク）が伝達される。本発明者らは、このように直列でも並列でもない複雑なトルクの伝達経路を有するダンパ装置10について鋭意研究・解析を行い、その結果、かかるダンパ装置10は、スプリングSP11～SPmのすべての撓みが許容されている際に、装置全体で2つの固有振動数を有することを見出した。また、本発明者らの研究・解析によれば、ダンパ装置10においても、ドライブ部材11に伝達される振動の周波数に応じて2つの固有振動数の小さい方（低回転側（低周波側）の固有振動数）での共振（本実施形態では、第1および第2中間部材12, 14が同位相で振動するときの第1中間部材12の共振）が発生すると、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動の位相と、第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の位相とがずれていく。このため、2つの固有振動数の小さい方での共振が発生した後にドライブ部材11の回転数が高まるのに伴って、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動および第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の一方が他方の少なくとも一部を打ち消すようになる。

[0064] かかる知見のもと、本発明者らは、ロックアップの実行によりエンジン（内燃機関）EGからドライブ部材11にトルクが伝達された状態にあるダンパ装置10を含む振動系について、次式（1）のような運動方程式を構築した。ただし、式（1）において、“ J_1 ”は、ドライブ部材11の慣性モーメ

ントであり、“ J_{21} ”は、第1中間部材12の慣性モーメントであり、“ J_{22} ”は、第2中間部材14の慣性モーメントであり、“ J_3 ”は、ドリブン部材16の慣性モーメントである。また、“ θ_1 ”は、ドライブ部材11の振れ角であり、“ θ_{21} ”は、第1中間部材12の振れ角であり、“ θ_{22} ”は、第2中間部材14の振れ角であり、“ θ_3 ”は、ドリブン部材16の振れ角である。更に、“ k_1 ”は、ドライブ部材11と第1中間部材12との間で並列に作用する複数の第1外側スプリングSP11の合成ばね定数であり、“ k_2 ”は、第1中間部材12とドリブン部材16との間で並列に作用する複数の第2外側スプリングSP12の合成ばね定数であり、“ k_3 ”は、ドライブ部材11と第2中間部材14との間で並列に作用する複数の第1内側スプリングSP21の合成ばね定数であり、“ k_4 ”は、第2中間部材14とドリブン部材16との間で並列に作用する複数の第2内側スプリングSP22の合成ばね定数であり、“ k_5 ”は、第1中間部材12と第2中間部材14との間で並列に作用する複数の中間スプリングSPmの合成ばね定数（剛性）であり、“ k_R ”は、ドリブン部材16から車両の車輪までの間に配置される変速機TMやドライブシャフト等における剛性すなわちばね定数であり、“ T ”は、エンジンEGからドライブ部材11に伝達される入力トルクである。

[0065] [数1]

$$\begin{pmatrix} J_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{21} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_3 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_{21} \\ \ddot{\theta}_{22} \\ \ddot{\theta}_3 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 & -k_2 \\ -k_3 & -k_5 & k_3 + k_4 + k_5 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & k_2 + k_4 + k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots (1)$$

[0066] 更に、本発明者らは、入力トルクTが次式（2）に示すように周期的に振動していると仮定すると共に、ドライブ部材11の振れ角 θ_1 、第1中間部材12の振れ角 θ_{21} 、第2中間部材14の振れ角 θ_{22} 、およびドリブン部材16の振れ角 θ_3 が次式（3）に示すように周期的に応答（振動）すると仮定した。ただし、式（2）および（3）における“ ω ”は、入力トルクTの周期的な変動（振動）における角振動数であり、式（3）において、“ Θ_1 ”は、エンジンEGからのトルクの伝達に伴って生じるドライブ部材11の振動の振

幅（振動振幅、すなわち最大振れ角）であり、“ Θ_{21} ”は、ドライブ部材 1 1 にエンジン E G からのトルクが伝達されるのに伴って生じる第 1 中間部材 1 2 の振動の振幅（振動振幅）であり、“ Θ_{22} ”は、ドライブ部材 1 1 にエンジン E G からのトルクが伝達されるのに伴って生じる第 2 中間部材 1 4 の振動の振幅（振動振幅）であり、“ Θ_3 ”は、ドライブ部材 1 1 にエンジン E G からのトルクが伝達されるのに伴って生じるドリブン部材 1 6 の振動の振幅（振動振幅）である。かかる仮定のもと、式（2）および（3）を式（1）に代入して両辺から“ $\sin \omega t$ ”を払うことで、次式（4）の恒等式を得ることができる。

[0067] [数2]

$$T = T_0 \sin \omega t \quad \dots (2)$$

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \sin \omega t \quad \dots (3)$$

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 J_1 + k_1 + k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & -\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 & -k_2 \\ -k_3 & -k_5 & -\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 + k_5 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & -\omega^2 J_3 + k_2 + k_4 + k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \dots (4)$$

[0068] そして、本発明者らは、式（4）におけるドリブン部材 1 6 の振動振幅 Θ_3 がゼロになれば、ダンパ装置 1 0 によりエンジン E G からの振動が減衰されることでドリブン部材 1 6 よりも後段側の変速機 T M やドライブシャフト等には理論上振動が伝達されなくなることに着目した。そこで、本発明者らは、かかる観点から、式（4）の恒等式を振動振幅 Θ_3 について解くと共に、 $\Theta_3 = 0$ とすることで、次式（5）に示す条件式を得た。式（5）の関係が成立する場合、ドライブ部材 1 1 から第 1、第 2 および第 3 トルク伝達経路 P 1, P 2, P 3 を介してドリブン部材 1 6 に伝達されるエンジン E G からの振動が互いに打ち消し合い、ドリブン部材 1 6 の振動振幅 Θ_3 が理論上ゼロになる。

[0069]

[数3]

$$\omega^2 = \frac{k_5 \cdot (k_1 + k_3) \cdot (k_2 + k_4) + k_1 k_2 k_3 + k_1 k_2 k_4 + k_1 k_3 k_4 + k_2 k_3 k_4}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2} \quad \dots (5)$$

[0070] かかる解析結果より、上述のような構成を有するダンパ装置10では、2つの固有振動数の小さい方での共振の発生により、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動の位相と第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の位相とが180度ずれて（反転して）両振動が互いに打ち消し合うようになることで、図8に示すように、ドリブン部材16の振動振幅 Θ_3 （トルク変動）が理論上ゼロになる反共振点Aを設定し得ることが理解されよう。また、反共振点Aの振動数を“ f_a ”として、上記式（5）に“ $\omega = 2\pi f_a$ ”を代入すれば、反共振点Aの振動数 f_a は、次式（6）のように表される。なお、図8は、エンジンEGの回転数と、本開示のダンパ装置および中間スプリングSPmが省略されたダンパ装置（特許文献1に記載されたダンパ装置、以下、「比較例のダンパ装置」という）のドリブン部材における理論上（ヒステリシスが存在しないと仮定した場合）の振動振幅（トルク変動）との関係を例示するものである。

[0071] [数4]

$$f_a = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_5 \cdot (k_1 + k_3) \cdot (k_2 + k_4) + k_1 k_2 k_3 + k_1 k_2 k_4 + k_1 k_3 k_4 + k_2 k_3 k_4}{J_{21} k_3 k_4 + J_{22} k_1 k_2}} \quad \dots (6)$$

[0072] 一方、ドライブ部材11の振れ角 θ_1 とドリブン部材16の振れ角 θ_2 とがゼロであってドライブ部材11およびドリブン部材16の変位が共にゼロであると仮定すれば、式（1）を次式（7）のように変形することができる。更に、第1および第2中間部材12，14が次式（8）に示すように調和振動すると仮定し、式（8）を式（7）に代入して両辺から“ $\sin \omega t$ ”を払うことで、次式（9）の恒等式を得ることができる。

[0073]

[数5]

$$\begin{pmatrix} J_{21} & 0 \\ 0 & J_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\theta}_{21} \\ \ddot{\theta}_{22} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 \\ -k_5 & k_3 + k_4 + k_5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta_{21} \\ \theta_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \cdots (7)$$

$$\begin{pmatrix} \theta_{21} \\ \theta_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \end{pmatrix} \sin \omega t \quad \cdots (8)$$

$$\begin{pmatrix} -\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 \\ -k_5 & -\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 + k_5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \cdots (9)$$

[0074] 第1および第2中間部材12, 14が調和振動する場合に、振幅 Θ_{21} および Θ_{22} は共にゼロにならないことから、式(9)の左辺の正方行列の行列式はゼロとなり、次式(10)の条件式が成立しなければならない。かかる式(10)は、ダンパ装置10の2つの固有角振動数の二乗値 ω^2 についての2次方程式である。従って、ダンパ装置10の2つの固有角振動数 ω_1 , ω_2 は、次式(11)および(12)に示すように表され、 $\omega_1 < \omega_2$ が成立する。この結果、共振点Aを生じさせる共振(共振点R1)の周波数、すなわち第1中間部材12の固有振動数を“ f_{21} ”とし、反共振点Aよりも高回転側で発生する共振(共振点R2)の周波数、すなわち第2中間部材14の固有振動数を“ f_{22} ”とすれば、低回転側(低周波側)の固有振動数 f_{21} は、次式(13)のように表され、高回転側(高周波側)の固有振動数 f_{22} ($f_{22} > f_{21}$)は、次式(14)のように表される。

[0075]

[数6]

$$(-\omega^2 J_{21} + k_1 + k_2 + k_5)(-\omega^2 J_{22} + k_3 + k_4 + k_5) - k_5^2 = 0 \quad \cdots (10)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} - \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} \right)^2 + \frac{4k_5^2}{J_{21}J_{22}}} \right\}} \quad \cdots (11)$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{1}{2} \left\{ \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} + \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{J_{21}} \right)^2 + \frac{4k_5^2}{J_{21}J_{22}}} \right\}} \quad \cdots (12)$$

$$f_{21} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} - \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} \right)^2 + \frac{k_5^2}{J_{21}J_{22}}}} \quad \cdots (13)$$

$$f_{22} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} + \frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} + \sqrt{\left(\frac{k_3 + k_4 + k_5}{2J_{22}} - \frac{k_1 + k_2 + k_5}{2J_{21}} \right)^2 + \frac{k_5^2}{J_{21}J_{22}}}} \quad \cdots (14)$$

[0076] また、第1および第2外側スプリングSP11、SP12、第1および第2内側スプリングSP21、SP22並びに中間スプリングSPmのすべての撓みが許容されている際のダンパ装置10の等価剛性 k_{eq} は、次のようにして求めることができる。すなわち、ドライブ部材11に $T = T_0$ という一定の入力トルク（静的な外力）が伝達されていると仮定すると共に、次式（15）に示すような釣り合いの関係が成立していると仮定すれば、 $T = T_0$ および式（15）を式（1）に代入することで、次式（16）の恒等式を得ることができる。

[0077] [数7]

$$\begin{bmatrix} \theta_1 \\ \theta_{21} \\ \theta_{22} \\ \theta_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{bmatrix} \quad \cdots (15)$$

$$\begin{pmatrix} k_1 + k_3 & -k_1 & -k_3 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 + k_5 & -k_5 & -k_2 \\ -k_3 & -k_5 & k_3 + k_4 + k_5 & -k_4 \\ 0 & -k_2 & -k_4 & k_2 + k_4 + k_R \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Theta_1 \\ \Theta_{21} \\ \Theta_{22} \\ \Theta_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \cdots (16)$$

[0078] 更に、トルク T_0 と、ダンパ装置10の等価剛性 k_{eq} と、ドライブ部材11の振動振幅（捩れ角） Θ_1 と、ドリブン部材16の振動振幅（捩れ角） Θ_3 との間

では、 $T_0 = k_{eq} \cdot (\Theta_1 - \Theta_3)$ という関係が成立する。更に、式 (16) の恒等式を振動振幅（振れ角） Θ_1 および Θ_3 について解けば、“ $\Theta_1 - \Theta_3$ ” は、次式 (17) のように表される。従って、 $T_0 = k_{eq} \cdot (\Theta_1 - \Theta_3)$ および式 (17) より、ダンパ装置 10 の等価剛性 k_{eq} は、次式 (18) のように表されることになる。

[0079] [数8]

$$\Theta_1 - \Theta_3 = \frac{\{k_5 \cdot (k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + (k_1 + k_2)(k_3 + k_4)\}T_0}{k_5(k_1 + k_3)(k_2 + k_4) + (k_1k_2k_3 + k_1k_2k_4 + k_1k_3k_4 + k_2k_3k_4)} \quad \dots(17)$$

$$K_{eq} = \frac{k_5(k_1 + k_3)(k_2 + k_4) + (k_1k_2k_3 + k_1k_3k_4 + k_1k_2k_4 + k_2k_3k_4)}{k_5(k_1 + k_2 + k_3 + k_4) + (k_1 + k_2)(k_3 + k_4)} \quad \dots(18)$$

[0080] 上述のようにして得られるダンパ装置 10 の低回転側の固有振動数 f_{21} 、反共振点 A の振動数 f_a および等価剛性 k_{eq} に対する本発明者らの解析結果を図 9 から図 14 に示す。図 9 から図 14 は、合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 や第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の慣性モーメント J_{21} , J_{22} のうちの何れか 1 つ以外をそれぞれ一定値（固定値）としたまま、当該何れか 1 つのパラメータのみを変化させたときの固有振動数 f_{21} 、反共振点 A の振動数 f_a および等価剛性 k_{eq} の変化態様をそれぞれ示すものである。

[0081] ダンパ装置 10 における合成ばね定数 k_2 , k_3 , k_4 , k_5 および慣性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第 1 外側スプリング（第 1 弾性体）SP11 の合成ばね定数（剛性） k_1 のみを変化させた場合、固有振動数 f_{21} および反共振点 A の振動数 f_a は、図 9 に示すように、合成ばね定数 k_1 が大きいほど大きくなり、合成ばね定数 k_1 が小さくなるにつれて徐々に小さくなる。これに対して、等価剛性 k_{eq} は、図 9 に示すように、合成ばね定数 k_1 を予め適合された値から僅かに増加させると急増し、当該適合値から僅かに減少させると急減する。すなわち、第 1 外側スプリング SP11 の合成ばね定数 k_1 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化（変化勾配）は非常に大きい。

[0082] また、ダンパ装置 10 における合成ばね定数 k_1 , k_3 , k_4 , k_5 および慣性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第 2 外側スプリング（第

2弾性体) S P 1 2 の合成ばね定数(剛性) k_2 のみを変化させた場合も、固有振動数 f_{21} および反共振点 A の振動数 f_a は、図 1 0 に示すように、合成ばね定数 k_2 が大きいほど大きくなり、合成ばね定数 k_2 が小さくなるにつれて徐々に小さくなる。更に、等価剛性 k_{eq} は、図 1 0 に示すように、合成ばね定数 k_2 を予め適合された値から僅かに増加させると急増し、当該適合値から僅かに減少させると急減する。すなわち、第 2 外側スプリング S P 1 2 の合成ばね定数 k_2 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化(変化勾配)も非常に大きい。

[0083] 一方、ダンパ装置 1 0 における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_4 , k_5 および慣性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第 1 内側スプリング(第 3 弾性体) S P 2 1 の合成ばね定数(剛性) k_3 のみを変化させた場合、図 1 1 に示すように、固有振動数 f_{21} は、合成ばね定数 k_3 が大きくなるにつれて僅かに大きくなり(概ね一定に保たれ)、反共振点 A の振動数 f_a は、合成ばね定数 k_3 が小さいほど大きくなり、合成ばね定数 k_3 が大きくなるにつれて徐々に小さくなる。また、等価剛性 k_{eq} は、図 1 1 に示すように、合成ばね定数 k_3 を予め適合された値から僅かに減少させると急減し、当該適合値から僅かに増加させると急増する。すなわち、第 1 内側スプリング S P 2 1 の合成ばね定数 k_3 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化(変化勾配)も非常に大きい。

[0084] 更に、ダンパ装置 1 0 における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_5 および慣性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第 2 内側スプリング(第 4 弾性体) S P 2 2 の合成ばね定数(剛性) k_4 のみを変化させた場合も、図 1 2 に示すように、固有振動数 f_{21} は、合成ばね定数 k_4 が大きくなるにつれて僅かに大きくなり(概ね一定に保たれ)、反共振点 A の振動数 f_a は、合成ばね定数 k_4 が小さいほど大きくなり、合成ばね定数 k_4 が大きくなるにつれて徐々に小さくなる。また、等価剛性 k_{eq} は、図 1 2 に示すように、合成ばね定数 k_4 を予め適合された値から僅かに減少させると急減し、当該適合値から僅かに増加させると急増する。すなわち、第 2 内側スプリング S P 2 2 の合成ばね定数 k_4 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化(変化勾配)も非常に大きい。

[0085] そして、ダンパ装置 1 0 における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 および慣

性モーメント J_{21} , J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、中間スプリング（第5弾性体）S P mの合成ばね定数（剛性） k_5 のみを変化させた場合、固有振動数 f_{21} および反共振点Aの振動数 f_a は、図13に示すように、合成ばね定数 k_5 が大きいほど大きくなり、合成ばね定数 k_5 が小さくなるにつれて徐々に小さくなる。また、ある合成ばね定数 k_5 に対応した固有振動数 f_{21} と反共振点Aの振動数 f_a との差（ $f_a - f_{21}$ ）は、図13に示すように、合成ばね定数 k_5 が大きくなるにつれて徐々に大きくなる。更に、中間スプリングS P mの合成ばね定数 k_5 のみを変化させた場合、等価剛性 k_{eq} は、図13に示すように、合成ばね定数 k_5 が大きいほど大きくなり、合成ばね定数 k_5 が小さくなるにつれて徐々に小さくなる。すなわち、中間スプリングS P mの合成ばね定数（剛性） k_5 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化（変化勾配）は、合成ばね定数（剛性） k_1 , k_2 , k_3 , k_4 の変化に対する等価剛性 k_{eq} の変化（変化勾配）に比べて大幅に小さくなる。

[0086] また、ダンパ装置10における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 および第2中間部材14の慣性モーメント J_{22} をそれぞれ一定値としたまま、第1中間部材12の慣性モーメント J_{21} のみを変化させた場合、固有振動数 f_{21} および反共振点Aの振動数 f_a は、図14に示すように、慣性モーメント J_{21} が小さいほど大きくなり、慣性モーメント J_{21} が大きくなるにつれて徐々に小さくなる。更に、第1中間部材12の慣性モーメント J_{21} のみを変化させても、図14に示すように、等価剛性 k_{eq} は概ね一定に保たれる。なお、図示を省略するが、ダンパ装置10における合成ばね定数 k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 および第1中間部材12の慣性モーメント J_{21} をそれぞれ一定値としたまま、第2中間部材14の慣性モーメント J_{22} のみを変化させた場合も、第1中間部材12の慣性モーメント J_{21} のみを変化させた場合と同様の結果が得られた。

[0087] 上述のような解析結果からわかるように、中間スプリングS P mの剛性を低下させる（ばね定数 k_m および合成ばね定数 K_5 を小さくする）ことで、低回転側の固有振動数 f_{21} （式（13）参照）や反共振点Aの振動数 f_a （式（6）参照）をより小さくすることが可能となる。逆に、中間スプリングS P m

の剛性を高める（ばね定数 k_m および合成ばね定数 K_5 を大きくする）ことで、低回転側の固有振動数 f_{21} と反共振点 A の振動数 f_a との差（ $f_a - f_{21}$ ）をより大きくすることもできる。更に、中間スプリング S P m の剛性を低下させても（ばね定数 k_m および合成ばね定数 K_5 を小さくしても）、等価剛性 k_{eq} が大幅に低下することはない。従って、ダンパ装置 10 では、中間スプリング S P m の剛性（ばね定数 k_m および合成ばね定数 K_5 ）を調整することで、ドライブ部材 11 への最大入力トルクに応じて等価剛性 k_{eq} を適正に保つと共に第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の重量すなわち慣性モーメント J_{21} , J_{22} の増加を抑制しつつ、低回転側の固有振動数 f_{21} および反共振点 A の振動数 f_a を適正に設定することが可能となる。また、第 1 および第 2 外側スプリング S P 11, S P 12 の剛性を低下させる（ばね定数 k_{11} , k_{12} および合成ばね定数 K_1 , K_2 を小さくする）ことで、低回転側の固有振動数 f_{21} や反共振点 A の振動数 f_a をより小さくすることが可能となる。更に、第 1 および第 2 内側スプリング S P 21, S P 22 の剛性を高める（ばね定数 k_{21} , k_{22} および合成ばね定数 K_3 , K_4 を大きくする）ことで、反共振点 A の振動数 f_a をより小さくすることができる。

[0088] さて、走行用動力の発生源としてのエンジン（内燃機関）E G を搭載する車両では、ロックアップ回転数 N_{lup} をより低下させて早期にエンジン E G からのトルクを変速機 T M に機械的に伝達することで、エンジン E G と変速機 T M との間の動力伝達効率を向上させ、それによりエンジン E G の燃費をより向上させることができる。ただし、ロックアップ回転数 N_{lup} の設定範囲となり得る 500 rpm ~ 1500 rpm 程度の低回転数域では、エンジン E G からロックアップクラッチを介してドライブ部材 11 に伝達される振動が大きくなり、特に 3 気筒あるいは 4 気筒エンジンといった省気筒エンジンを搭載した車両において振動レベルの増加が顕著となる。従って、ロックアップの実行時や実行直後に大きな振動が変速機 T M 等に伝達されないようにするためには、ロックアップが実行された状態でエンジン E G からのトルク（振動）を変速機 T M へと伝達するダンパ装置 10 全体（ドリブン部

材 1 6) のロックアップ回転数 N_{lup} 付近の回転数域における振動レベルをより低下させる必要がある。

[0089] これを踏まえて、本発明者らは、ロックアップクラッチ 8 に対して定められたロックアップ回転数 N_{lup} に基づいて、エンジン E G の回転数が 500 rpm から 1500 rpm の範囲（ロックアップ回転数 N_{lup} の想定設定範囲）内にある際に上述の反共振点 A が形成されるようにダンパ装置 10 を構成することとした。反共振点 A の振動数 f_a に対応したエンジン E G の回転数 N_{ea} は、“n” をエンジン（内燃機関）E G の気筒数とすれば、 $N_{ea} = (120/n) \cdot f_a$ と表される。従って、ダンパ装置 10 では、次式 (19) を満たすように、複数の第 1 外側スプリング S P 1 1 の合成ばね定数 k_1 、複数の第 2 外側スプリング S P 1 2 の合成ばね定数 k_2 、複数の第 1 内側スプリング S P 2 1 の合成ばね定数 k_3 、複数の第 2 内側スプリング S P 2 2 の合成ばね定数 k_4 、複数の中間スプリング S P m の合成ばね定数 k_5 、第 1 中間部材 1 2 の慣性モーメント J_{21} （一体回転するように連結されるタービンランナ 5 等の慣性モーメントを考慮（合算）したもの、以下同様）、および第 2 中間部材 1 4 の慣性モーメント J_{22} が選択・設定される。すなわち、ダンパ装置 10 では、反共振点 A の振動数 f_a （およびロックアップ回転数 N_{lup} ）に基づいて、スプリング S P 1 1 ～S P m のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} , k_m と、第 1 および第 2 中間部材 1 2, 1 4 の慣性モーメント J_{21} , J_{22} とが選択・設定される。

[0090] [数9]

$$500rpm \leq \frac{120}{n} f_a \leq 1500rpm \quad \cdots (19)$$

[0091] このように、ドリブン部材 1 6 の振動振幅 Θ_3 を理論上ゼロにし得る（振動をより低下させ得る）反共振点 A を 500 rpm から 1500 rpm までの低回転数域（ロックアップ回転数 N_{lup} の想定設定範囲）内に設定することで、図 8 に示すように、反共振点 A を生じさせる共振（反共振点 A を形成するために生じさせざるを得ない共振、本実施形態では、第 1 中間部材 1 2

の共振、図8における共振点R1参照）をロックアップクラッチ8の非ロックアップ領域（図8における二点鎖線参照）に含まれるように、より低回転側（低周波側）にシフトさせることができる。すなわち、本実施形態において、第1中間部材12の共振（2つの固有振動数の小さい方での共振）は、ダンパ装置10が使用される回転数域において発生しない仮想的なものとなる。また、図8に示すように、ダンパ装置10の2つの固有振動数の小さい方（第1中間部材12の固有振動数）に対応した回転数は、ロックアップクラッチ8のロックアップ回転数 N_{up} よりも低くなり、ダンパ装置10の2つの固有振動数の大きい方（第2中間部材14の固有振動数）に対応した回転数は、ロックアップ回転数 N_{up} よりも高くなる。これにより、ロックアップクラッチ8によりロックアップが実行された時点から、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動および第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の一方により他方の少なくとも一部を打ち消すことが可能となる。

[0092] 上記式(19)を満たすようにダンパ装置10を構成するに際しては、反共振点Aを生じさせる共振（図8における共振点R1参照）の振動数が当該反共振点Aの振動数 f_a よりも小さく、かつできるだけ小さい値になるように、ばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} , k_m 、慣性モーメント J_{21} および J_{22} を選択・設定すると好ましい。このため、本実施形態のダンパ装置10では、上述の $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たすように、ばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} および k_m の値が定められる。

[0093] すなわち、ダンパ装置10では、低回転側の固有振動数 f_{21} と反共振点Aの振動数 f_a とがより小さくなるように、中間スプリングSPmのばね定数 k_m や第1および第2外側スプリングSP11, SP12のばね定数 k_{11} , k_{12} が小さく定められる。更に、低回転側の固有振動数 f_{21} がより小さくなるように、第1および第2内側スプリングSP21, 22のばね定数 k_{21} , k_{22} が大きく定められる。これにより、低回転側の固有振動数 f_{21} と反共振点Aの振動数 f_a とをより小さくし、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16

に伝達される振動および第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の一方が他方の少なくとも一部を打ち消す回転数帯（周波数帯）の始点をより低回転側（低周波側）に設定することが可能となる。更に、当該回転数帯の始点を低回転側に設定することで、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動の位相と第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の位相とが180度ずれる回転数（周波数）をも低回転側に設定することができる。この結果、より一層低い回転数でのロックアップを許容すると共に、低回転数域における振動減衰性能をより一層向上させることが可能となる。

[0094] また、ダンパ装置10では、図8に示すように、反共振点A付近でドリブン部材16の振動の減衰ピークが発生してからエンジンEGの回転数がより高まると、2つの固有振動数の大きい方での共振（本実施形態では、第2中間部材14の共振、図8における共振点R2参照）が発生し、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動と第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動とが同位相になる。すなわち、本実施形態のダンパ装置10では、上記2つの固有振動数の小さい方での共振（第1中間部材12の共振）が発生してから当該2つの固有振動数の大きい方での共振（第2中間部材14の共振）が発生するまでの間、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動および第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の一方により他方の少なくとも一部が打ち消される。従って、反共振点Aよりも高回転側（高周波側）で発生する共振の周波数がより大きくなるように、ばね定数（合成ばね定数） k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 、慣性モーメント J_{21} および J_{22} を選択・設定すると好ましい。これにより、当該共振（共振点R2）を振動が顕在化され難くなる高回転数域側で発生させることが可能となり、低回転数域におけるダンパ装置10の振動減衰性能をより一層向上させることができる。

[0095] 更に、ダンパ装置10においてロックアップ回転数 N_{lu} 付近での振動

減衰性能をより向上させるためには、当該ロックアップ回転数 N_{lup} と共振点 R_2 に対応したエンジン EG の回転数とをできるだけ離間させる必要がある。従って、式 (19) を満たすようにダンパ装置 10 を構成するに際しては、 $N_{lup} \leq (120/n) \cdot f_a (=N_{ea})$ を満たすように、ばね定数 k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 、慣性モーメント J_{21} および J_{22} を選択・設定すると好ましい。これにより、変速機 TM の入力軸 IS への振動の伝達を良好に抑制しながらロックアップクラッチ 8 によるロックアップを実行すると共に、ロックアップの実行直後に、エンジン EG からの振動をダンパ装置 10 により極めて良好に減衰することが可能となる。

[0096] 上述のように、反共振点 A の振動数 f_a に基づいてダンパ装置 10 を設計することにより、ダンパ装置 10 の振動減衰性能を極めて良好に向上させることが可能となる。そして、本発明者らの研究・解析によれば、ロックアップ回転数 N_{lup} が例えば 1000 rpm 前後の値に定められる場合、例えば $900 \text{ rpm} \leq (120/n) \cdot f_a \leq 1200 \text{ rpm}$ を満たすようにダンパ装置 10 を構成することで、実用上極めて良好な結果が得られることが確認されている。

[0097] また、式 (13) および (14) からわかるように、ダンパ装置 10 の 2 つ固有振動数 f_{21}, f_{22} は、第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の双方の慣性モーメント J_{21}, J_{22} の影響を受ける。すなわち、ダンパ装置 10 では、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 とが中間スプリング SP_m を介して互いに連結されるので、第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の双方に中間スプリング SP_m からの力 (図 7 における白抜矢印参照) が作用することで、第 1 中間部材 12 の振動と第 2 中間部材 14 の振動とが連成する (両者の振動が相互に影響し合う)。このように第 1 中間部材 12 の振動と第 2 中間部材 14 の振動とが連成することで、固有振動数 f_{21}, f_{22} は、第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の双方の慣性モーメント J_{21}, J_{22} の影響を受けることになる。従って、ダンパ装置 10 では、第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の重量すなわち慣性モーメント J_{21}, J_{22} の増加を抑制しつつ、2 つの固有振動数 $f_{21},$

f_{22} の小さい方での共振を容易に低回転側すなわち非ロックアップ領域にシフトさせ、ドライブ部材 11 の回転数がより低い状態でドリブン部材 16 での振動の打ち消し合いがより良好に生じるように固有振動数 f_{21} 、 f_{22} と反共振点 A の振動数 f_a とを容易かつ適正に設定することが可能となる。

[0098] 更に、ダンパ装置 10 では、2つの固有振動数 f_{21} 、 f_{22} が第1および第2中間部材 12、14の双方の慣性モーメント J_{21} 、 J_{22} の影響を受けることから、第1および第2中間部材 12、14の慣性モーメント J_{21} 、 J_{22} を調整することで、図8に示すように、反共振点 A の振動数 f_a を比較例のダンパ装置の反共振点の振動数 $f_{a'}$ と同程度の値としつつ、低回転側の固有振動数 f_{21} （共振点 R1）を上記比較例のダンパ装置に比べて非ロックアップ領域のより低回転側に容易にシフトさせることができる。これにより、ダンパ装置 10 では、比較例のダンパ装置（図8における破線参照）に比べて、反共振点 A 付近での振動レベルをより低下させることが可能となる。このように、低回転側の固有振動数 f_{21} をより小さくして反共振点 A 付近での振動レベルをより低下させることで、気筒休止機能を有するエンジン E G の減筒運転の実行に伴って当該エンジン E G からの振動の次数が低下する場合であっても、ロックアップ回転数 N_{lu} をより低く保つことが可能となる。

[0099] また、本発明者らの解析によれば、第1および第2中間部材 12、14を中間スプリング S P mにより互いに連結して両者の振動を連成させることで、上記第1、第2および第3トルク伝達経路 P1、P2、P3からドリブン部材 16に伝達される振動が互いに打ち消し合いやすくなり、反共振点 A 付近でのドリブン部材 16の実際の振動振幅をより小さくし得ることや、第2外側スプリング S P 12と第2内側スプリング S P 22との間のトルク振幅（トルク変動）の差を減らし得る（両者のトルク振幅をより近づけられる）ことが判明している。従って、ダンパ装置 10では、より低い回転数でのロックアップ（エンジン E Gとドライブ部材 11との連結）を許容すると共に、エンジン E Gからの振動が大きくなりがちな低回転数域における振動減衰性能をより向上させることが可能となる。

[0100] ここで、上記式（１３）において $k_5=0$ とすれば、中間スプリングSPmが省略された比較例のダンパ装置における第１中間部材の固有振動数 f_{21}' が次式（２０）のように表され、上記式（１４）において $k_5=0$ とすれば、比較例のダンパ装置における第２中間部材の固有振動数 f_{22}' が次式（２１）のように表される。式（２０）および（２１）からわかるように、比較例のダンパ装置では、第１中間部材の固有振動数 f_{21}' は第２中間部材の慣性モーメント J_{22} の影響を受けることはなく、第２中間部材の固有振動数 f_{22}' は第１中間部材の慣性モーメント J_{21} の影響を受けることはない。この点から、ダンパ装置１０では、比較例のダンパ装置に比べて、第１および第２中間部材１２，１４の固有振動数 f_{21} ， f_{22} の設定の自由度を向上させ得ることが理解されよう。

[0101] [数10]

$$f_{21}' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1+k_2}{J_{21}}} \quad \dots(20)$$

$$f_{22}' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3+k_4}{J_{22}}} \quad \dots(21)$$

[0102] また、上記式（６）において $k_5=0$ とすれば、比較例のダンパ装置における反共振点の振動数 $f_{a'}$ が次式（２２）のように表される。式（６）と式（２２）とを比較すれば、ばね定数 k_1 ， k_2 ， k_3 ， k_4 、慣性モーメント J_{21} および J_{22} が同一である場合、比較例のダンパ装置における反共振点の振動数 $f_{a'}$ は、ダンパ装置１０における反共振点Aの振動数 f_a よりも小さくなる。ただし、ダンパ装置１０では、主に第１および第２中間部材１２，１４の慣性モーメント J_{21} ， J_{22} を適宜選択することで、比較例のダンパ装置（図８における破線参照）の反共振点の振動数 $f_{a'}$ と同程度の値に容易に設定することができる。

[0103] [数11]

$$f_{a'} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1k_2k_3+k_1k_2k_4+k_1k_3k_4+k_2k_3k_4}{J_{21}k_3k_4+J_{22}k_1k_2}} \quad \dots(22)$$

[0104] そして、上述のダンパ装置１０において、第１および第２内側スプリング

SP21, SP22よりも小さいばね定数（剛性）を有する第1および第2外側スプリングSP11, SP12は、第1および第2内側スプリングSP21, SP22のダンパ装置10の径方向における外側に配置される。これにより、第1中間部材12の慣性モーメント J_{21} をより大きくすると共に、第1および第2外側スプリングSP11, SP12をより低剛性化して、当該第1中間部材12の固有振動数（ f_{21} ）より小さくすることが可能となる。また、ダンパ装置10では、剛性が低く、比較的軽い第1および第2外側スプリングSP11, SP12がダンパ装置10の外周側に配置されると共に、剛性が高く、比較的重い第1および第2内側スプリングSP21, SP22がダンパ装置10の中心軸CA側に配置されることになる。これにより、低剛性に伴う外周側の第1および第2外側スプリングSP11, SP12の軽量化によって両者のヒステリシスを低減化すると共に、内周側の第1および第2内側スプリングSP21, SP22に作用する遠心力を低下させて両者のヒステリシスを低減化することができる。従って、ダンパ装置10では、遠心力に起因してスプリングSP11, SP12, SP21およびSP22と対応する回転要素との間で発生する摩擦力を小さくして、装置全体のヒステリシスをより小さくすることが可能となる。この結果、ダンパ装置10では、上記反共振点Aの減衰すべき振動（共振）の周波数により近づけることで、振動減衰性能を極めて良好に向上させることができる。

[0105] 更に、本実施形態のダンパ装置10において、第1中間部材12は、慣性モーメント J_{21} が第2中間部材14の慣性モーメント J_{22} よりも大きくなるように構成され、更にタービンランナ5に一体回転するように連結される。これにより、低周波側の固有振動数 f_{21} をより一層小さくして、反共振点A付近における振動レベルをより低下させることが可能となる。また、第1中間部材12をタービンランナ5に一体回転するように連結すれば、当該第1中間部材12の実質的な慣性モーメント J_{21} （第1中間部材12やタービンランナ5等の慣性モーメントの合計値）をより大きくすることができる。これにより、低周波側の固有振動数 f_{21} をより一層小さくして、当該第1中間部材12

の共振点をより低回転側（低周波側）に設定することが可能となる。

[0106] ここまで、ヒステリシスが存在しないと仮定したダンパ装置 10 の基本的な設計手順について説明したが、複数のスプリング $SP11$, $SP12$, $SP21$, $SP22$, SPm を含むダンパ装置 10 においてヒステリシスを無くすることは実際のところ極めて困難である。また、第 1 および第 2 トルク伝達経路 $P1$, $P2$ を含むダンパ装置 10 においても、第 2 外側スプリング $SP12$ からドリブン部材 16 に伝達される振動の位相が第 2 内側スプリング $SP22$ からドリブン部材 16 に伝達される振動の位相に対して 180 度ずれる周波数は、ヒステリシスに起因して理論値から高周波側（高回転側）にずれてしまうであろう。そして、このような位相反転の高周波側へのずれが生じると、第 2 外側スプリング $SP12$ からの振動と第 2 内側スプリング $SP22$ からの振動との打ち消し合いによりドリブン部材 16 の振動振幅が最小になる周波数も高周波側（高回転側）にずれてしまう。これを踏まえて、本発明者らは、ダンパ装置 10 や比較例のダンパ装置における低周波側の固有振動数での共振による振動の位相反転に対するヒステリシスの影響について精査した。

[0107] 本発明者らは、まず、理論上の反共振点の振動数 $f_{a'}$ （上記式（18）参照）をダンパ装置全体と車両のドライブシャフトとの振動による共振（ドライブ部材とドライブシャフトとの間で発生する振動による共振）の周波数 f_{tag} に概ね一致させた比較例のダンパ装置のモデルについてシミュレーションを行い、低周波側の固有振動数 $f_{21'}$ での共振による振動の位相変化を検証した。図 15 に、比較例のダンパ装置についてのシミュレーション結果を破線で示す。図 15 に示すように、比較例のダンパ装置において、2 つのトルク伝達経路における振動の位相が 180 度ずれる周波数 $f_{r'}$ は、図中破線で示すように、減衰されるべき振動の周波数 f_{tag} （それに対応したエンジン回転数）よりも高周波側（高回転側）にずれてしまうことが判明した。従って、比較例のダンパ装置は、当該ダンパ装置全体と車両のドライブシャフトの振動による共振を良好に減衰し得ないと考えられる。

[0108] 更に、本発明者らは、理論上の反共振点Aの振動数 f_a （上記式（6）参照）をダンパ装置10全体と車両のドライブシャフトとの振動による共振の周波数 f_{tag} （比較例の場合と同一の値）に概ね一致させたダンパ装置10のモデルについてシミュレーションを行い、ダンパ装置10における低周波側の固有振動数 f_{21} での共振による振動の位相変化を検証した。図15に、ダンパ装置10についてのシミュレーション結果を実線で示す。図15のシミュレーション結果からわかるように、上述のように構成されるダンパ装置10では、低周波側の固有振動数 f_{21} での共振による振動の位相反転に対するヒステリシスの影響を比較例のダンパ装置に比べて良好に低減化することが可能となる。

[0109] すなわち、中間スプリングSP_mを含むダンパ装置10では、上述のように、第1および第2中間部材12, 14の慣性モーメント J_{21} , J_{22} を調整することで、低周波側の固有振動数 f_{21} での共振、すなわち第1中間部材12の共振を容易に低周波側にシフトさせることができる。また、ダンパ装置10において、第1および第2外側スプリングSP₁₁, SP₁₂並びに第1および第2内側スプリングSP₂₁, SP₂₂のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} , および k_{22} は、 $k_{11} < k_{21}$ 、かつ $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ という関係を満たす。これにより、中間スプリングSP_mを含む第3トルク伝達経路P₃を介して第2中間部材14から第1中間部材12へとトルク（平均トルクの一部）を伝達することが可能となり、第1外側スプリングSP₁₁のトルク分担を減らしてばね定数 k_{11} を小さく（低剛性化）し、低剛性に伴う第1外側スプリングSP₁₁の軽量化により当該第1外側スプリングSP₁₁と回転要素との間で発生する摩擦力を低下させることができる。従って、第1外側スプリングSP₁₁のヒステリシスを低下させ、図15において細い実線で示すように、固有振動数 f_{21} での共振、すなわち第1中間部材12の共振による第2外側スプリングSP₁₂からドリブン部材16に伝達される振動（第1トルク伝達経路P₁の振動）の位相反転を速やかに完了させること（位相変化の勾配を急峻にすること）が可能となる。この結果、ダンパ装置10では、位相反転に

対するヒステリシスの影響を低減化し、図 15 において実線で示すように、第 2 外側スプリング SP 12 からドリブン部材 16 に伝達される振動の位相が第 2 内側スプリング SP 22 からドリブン部材 16 に伝達される振動の位相に対して 180 度ずれる周波数 f_r を減衰されるべき振動の周波数 f_{tag} よりも低周波側（低回転側）にシフトさせることができる。

[0110] 更に、ダンパ装置 10 において、第 1 および第 2 外側スプリング SP 11, SP 12 並びに第 1 および第 2 内側スプリング SP 21, SP 22 のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} , および k_{22} は、 $k_{11}/k_{21} < k_{12}/k_{22}$, および $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係を満たす。このような関係が成立する場合、中間スプリング SP m を含む第 3 トルク伝達経路 P 3 を介して第 2 中間部材 14 から第 1 中間部材 12 へとトルク（平均トルクの一部）が伝達され、第 1 中間部材 12 とドリブン部材 16 との間の第 2 外側スプリング SP 12 により伝達されるトルクが増加する。また、理論上、ドライブ部材 11 への入力トルク T（第 1 外側スプリング SP 11 の伝達トルクと第 1 内側スプリング SP 21 の伝達トルクとの和）と、第 2 外側スプリング SP 12 の伝達トルクと第 2 内側スプリング SP 22 の伝達トルクとの和とは等しくなる。従って、 $k_{11}/k_{21} < k_{12}/k_{22}$, および $k_{11} < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係が満たされる場合には、第 1 外側スプリング SP 11 のトルク分担をより小さくして第 1 外側スプリング SP 11 のばね定数 k_{11} をより小さく（低剛性化）すると共に、更に第 2 外側スプリング SP 12 のばね定数 k_{12} をも小さく（低剛性化）することができる。従って、ダンパ装置 10 では、低剛性に伴う第 1 および第 2 外側スプリング SP 11, SP 12 の軽量化により両者と回転要素との間で発生する摩擦力すなわちヒステリシスをより小さくすると共に、固有振動数 f_{21} での共振、すなわち第 1 中間部材 12 の共振をより低周波側にシフトさせることが可能となる。この結果、図 15 において太い実線で示すように、上記周波数 f_r のヒステリシスに起因した高周波側へのずれをより良好に低減化することができる。

[0111] 図 16 は、それぞれドライブ部材 11 からトルクが伝達される第 1 外側ス

プリングSP11および第1内側スプリングSP21のトルク分担比 γ_1 と、それぞれドリブン部材16にトルクを伝達する第2外側スプリングSP12および第2内側スプリングSP22のトルク分担比 γ_2 と、ダンパ装置10の振動減衰性能との関係を示す説明図である。本発明者らは、トルク分担比 γ_1 、 γ_2 と、ドライブ部材11への入力トルクTが上記トルクT1未満の所定値であるとき（スプリングSP11、SP12、SP21、SP22、SPmのすべての撓みが許容されているとき）のダンパ装置10の振動減衰性能との関係についても解析を行った。トルク分担比 γ_1 は、第1外側スプリングSP11がドライブ部材11から第1中間部材12へと伝達するトルクを“ T_{11} ”とし、第1内側スプリングSP21がドライブ部材11から第2中間部材14へと伝達するトルクを“ T_{21} ”としたときに、 $\gamma_1 = T_{11} / (T_{11} + T_{21})$ として表されるものである。トルク分担比 γ_2 は、第2外側スプリングSP12が第1中間部材12からドリブン部材16へと伝達するトルクを“ T_{12} ”とし、第2内側スプリングSP22が第2中間部材14からドリブン部材16へと伝達するトルクを“ T_{22} ”としたときに、 $\gamma_2 = T_{12} / (T_{12} + T_{22})$ として表されるものである。また、上述のように、入力トルクTと、トルク T_{11} 、 T_{21} 、 T_{12} 、 T_{22} の間では、理論上、 $T = T_{11} + T_{21} = T_{12} + T_{22}$ という関係が成立する。なお、この解析においても、ダンパ装置10の振動減衰性能は、図8等と同様に、ドリブン部材16の振動振幅（トルク変動）に基づいて評価した。

[0112] ダンパ装置10のように、中間スプリングSPmを含む第3トルク伝達経路P3を介して第2中間部材14から第1中間部材12へとトルク（平均トルクの一部）が伝達される場合、トルク分担比 γ_1 、 γ_2 は、図16において $\gamma_1 = \gamma_2$ を示す線分の図中上側に位置する領域X内（ $\gamma_1 = \gamma_2$ を示す線分上を除く）に含まれる。かかる領域Xは、 $\gamma_1 < \gamma_2$ 、すなわち、 $T_{11} / (T_{11} + T_{21}) < T_{12} / (T_{12} + T_{22})$ という関係が成立する領域である。本発明者らは、スプリングSP11、SP12、SP21、SP22、SPmのコイル径や軸長の増加、すなわちダンパ装置10の大型化を抑制しつつ、振動減衰性能を良好

に確保し得る領域X内の範囲を解析により求めた。

[0113] そして、解析の結果、トルク分担比 γ_1 , γ_2 が図16に示す領域Y内に含まれる場合に、ダンパ装置10の大型化を抑制しつつ、振動減衰性能を良好に確保し得ることが判明した。領域Yは、 $\gamma_1 < \gamma_2$ 、 $0.07 \leq \gamma_1 = T_{11} / (T_{11} + T_{21}) \leq 0.28$ 、および $0.12 \leq \gamma_2 = T_{12} / (T_{12} + T_{22}) \leq 0.42$ を満たす領域である。更に、本発明者らの解析によれば、トルク分担比 γ_1 , γ_2 が図16に示す領域Y内の領域Z内に含まれる場合、ダンパ装置10の振動減衰性能をより一層向上させ得ることが判明している。領域Zは、 $\gamma_1 < \gamma_2$ 、 $0.1 \leq \gamma_1 = T_{11} / (T_{11} + T_{21}) \leq 0.25$ 、および $0.13 \leq \gamma_2 = T_{12} / (T_{12} + T_{22}) \leq 0.39$ を概ね満たす領域である。従って、ダンパ装置10は、 $\gamma_1 < \gamma_2$ 、 $0.07 \leq \gamma_1 = T_{11} / (T_{11} + T_{21}) \leq 0.28$ 、および $0.12 \leq \gamma_2 = T_{12} / (T_{12} + T_{22}) \leq 0.42$ 、より好ましくは、 $\gamma_1 < \gamma_2$ 、 $0.1 \leq \gamma_1 = T_{11} / (T_{11} + T_{21}) \leq 0.25$ 、および $0.13 \leq \gamma_2 = T_{12} / (T_{12} + T_{22}) \leq 0.39$ を満たすように構成されるとよい。

[0114] また、第1および第2中間部材12, 14の間で中間スプリングSPmが伝達するトルクを“ T_m ”とすれば、 $\gamma_2 - \gamma_1 = T_m / (T_{11} + T_{21}) = T_m / (T_{12} + T_{22})$ となる。かかる値($\gamma_2 - \gamma_1$)は、入力トルクT(ドリブン部材16から出力されるトルク)に対する中間スプリングSPmの伝達トルクの割合を示し、本発明者らの解析によれば、 $0 < \gamma_2 - \gamma_1 \leq 0.35$ を満たすことで、ダンパ装置10の大型化を抑制しつつ、振動減衰性能を良好に確保し得ることが判明している。なお、損失等により $T_{11} + T_{21} = T_{12} + T_{22}$ という関係が厳密には成立しないともいえることから、ダンパ装置10は、 $0 < \gamma_2 - \gamma_1 \leq 0.35$ 、および $0 < T_m / (T_{12} + T_{22}) \leq 0.35$ の何れか一方を満たすように構成されてもよい。

[0115] 図17は、エンジンEGの回転数と、ヒステリシスを考慮した場合のダンパ装置10および中間スプリングSPmが省略された比較例のダンパ装置のドリブン部材における振動振幅(トルク変動)との関係を例示する説明図である。図17において、実線は、ダンパ装置10のドリブン部材における振

動振幅（トルク変動）のヒステリシスを考慮したシミュレーション結果を示し、破線は、比較例のダンパ装置のドリブン部材における振動振幅（トルク変動）のヒステリシスを考慮したシミュレーション結果を示す。かかるシミュレーションに用いられたダンパ装置 10 のモデルは、 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ という関係と、 $\gamma_1 < \gamma_2$ 、 $0.07 \leq \gamma_1 = T_{11} / (T_{11} + T_{21}) \leq 0.28$ 、および $0.12 \leq \gamma_2 = T_{12} / (T_{12} + T_{22}) \leq 0.42$ という関係とを満たすと共に、理論上の反共振点 A の振動数 f_a が上述のダンパ装置 10 全体と車両のドライブシャフトとの振動による共振の周波数 f_{tag} に概ね一致するように各種諸元を定めることにより構築されたものである。また、シミュレーションに用いられた比較例のダンパ装置のモデルは、理論上の反共振点の振動数 f_a' が当該ダンパ装置全体と車両のドライブシャフトとの振動による共振の周波数 f_{tag} （ダンパ装置 10 の場合と同一の値）に概ね一致するように各種諸元を定めることにより構築されたものである。

[0116] 図 17 に示すように、ダンパ装置 10 では、比較例のダンパ装置に比べて、反共振点 A を生じさせる低周波側の固有振動数 f_{21} での共振、すなわち第 1 中間部材 12 の共振をより低周波側にシフトさせて当該反共振点 A から離間させることができる。従って、ダンパ装置 10 では、反共振点 A の振動数 f_a を減衰されるべき振動（共振）の周波数 f_{tag} により近づけることで、比較例のダンパ装置に比べて振動減衰性能を極めて良好に向上させ得ることが理解されよう。この結果、ダンパ装置 10 を含む発進装置 1 では、比較例のダンパ装置に比べて、ロックアップクラッチ 8 のロックアップ回転数 N_{lup} をより低回転側（例えば、周波数 f_{tag} に対応したエンジン EG の回転数よりも低い回転数）に設定することが可能となる。すなわち、ばね定数 k_{11} 、 k_{12} 、 k_{21} 、 k_{22} および k_m を、 $k_{11} < k_m < k_{12} < k_{22} < k_{21}$ を満たすように選択することで、中間スプリング SPm を介して第 2 中間部材 14 から第 1 中間部材 12 にトルクを適正に伝達して、ダンパ装置 10 の振動減衰性能を極めて良好に向上させることが可能となる。

[0117] なお、上記ダンパ装置 10 において、第 1 および第 2 外側スプリング SP

1 1, S P 1 2 の径方向内側に配置される第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 に対応した第 2 中間部材 1 4 の固有振動数を第 1 中間部材 1 2 の固有振動数よりも小さくしてもよい。すなわち、第 2 中間部材 1 4 の固有振動数を上記式 (1 3) から定めると共に、第 1 中間部材 1 2 の固有振動数を上記式 (1 4) から定めてもよい。更に、この場合には、第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 のばね定数 k_{21} , k_{22} の小さい方を、第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 のばね定数 k_{11} , k_{12} の小さい方よりも小さくするとよい。すなわち、この場合には、ばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} は、 $k_{21} \neq k_{11}$ 、かつ $k_{21}/k_{11} \neq k_{22}/k_{12}$ という関係を満たすように選択されるとよく、より詳細には、ばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} , k_{22} および k_m は、 $k_{21}/k_{11} < k_{22}/k_{12}$ 、および $k_{21} < k_m < k_{22} < k_{12} < k_{11}$ という関係を満たすように選択されるとよい。

[0118] このように構成されるダンパ装置 1 0 では、第 1 中間部材 1 2 よりも固有振動数が小さい第 2 中間部材 1 4 に対応した第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 が第 1 中間部材 1 2 に対応した第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の径方向内側に配置される。これにより、剛性が高い第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 の振れ角（ストローク）をより大きくすることが可能となり、ドライブ部材 1 1 に対する大きなトルクの伝達を許容しつつ、第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 を低剛性化することができる。この結果、ダンパ装置 1 0 の等価剛性 k_{eq} をより小さくすると共に、ダンパ装置 1 0 を含む振動系全体の共振、すなわちダンパ装置 1 0 全体と車両のドライブシャフトとの振動による共振（ドライブ部材とドライブシャフトとの間で発生する振動による共振）をより低回転側（低周波側）にシフトさせることが可能となる。従って、ダンパ装置 1 0 では、上記反共振点 A の振動数を当該振動系全体の共振の周波数により近づけることで、振動減衰性能を極めて良好に向上させることができる。

[0119] また、上記ダンパ装置 1 0 において、第 1 内側スプリング S P 2 1 のばね定数 K_{21} は、第 2 内側スプリング S P 2 2 のばね定数 K_{22} も大きい（ $k_{22} < k_{21}$ ）。

21)、これに限られるものではない。すなわち、ダンパ装置10の設計を容易にするために、第1内側スプリングSP21のばね定数 K_{21} やコイル径、軸長といった諸元と、第2内側スプリングSP22のばね定数 K_{22} やコイル径、軸長といった諸元とを同一($k_{22}=k_{21}$)にしてもよい。

[0120] 更に、ダンパ装置10において、中間スプリングSPmのばね定数 k_m は、第1および第2外側スプリングSP11, SP12並びに第1および第2内側スプリングSP21, SP22のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} よりも小さく定められてもよい。すなわち、低回転側(低周波側)の固有振動数 f_{21} や反共振点Aの振動数 f_a は、上述のように、中間スプリングSPmの合成ばね定数 k_5 が小さくなるにつれて小さくなる(図13参照)。従って、中間スプリングSPmのばね定数(剛性) k_m をばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} よりも小さくすれば、固有振動数 f_{21} と振動数 f_a とをより一層小さくすることができる。そして、かかる構成を採用しても、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動および第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の一方が他方の少なくとも一部を打ち消す回転数帯の始点をより低回転側に設定することが可能となる。加えて、当該回転数帯の始点を低回転側に設定することで、第2外側スプリングSP12からドリブン部材16に伝達される振動の位相と第2内側スプリングSP22からドリブン部材16に伝達される振動の位相とが180度ずれる回転数(周波数)をも低回転側(低周波側)に設定することができる。この場合、第1および第2外側スプリングSP11, SP12並びに第1および第2内側スプリングSP21, SP22のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} は、少なくとも、 $k_{11} \neq k_{21}$ 、かつ $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ という関係を満たすとよい。

[0121] また、ダンパ装置10において、中間スプリングSPmのばね定数 k_m は、第1および第2外側スプリングSP11, SP12並びに第1および第2内側スプリングSP21, SP22のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} よりも大きく定められてもよい。すなわち、低回転側(低周波側)の固有振動数 f_{21}

と反共振点 A の振動数 f_a との差 ($f_a - f_{21}$) は、上述のように、中間スプリング S P m の合成ばね定数 k_5 が大きくなるにつれて大きくなる (図 13 参照)。従って、中間スプリング S P m のばね定数 (剛性) k_m をばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} よりも大きくすれば、固有振動数 f_{21} と振動数 f_a との差 ($f_a - f_{21}$) との差を大きくして、第 2 外側スプリング S P 1 2 からドリブン部材 1 6 に伝達される振動および第 2 内側スプリング S P 2 2 からドリブン部材 1 6 に伝達される振動の一方が他方の少なくとも一部を打ち消す回転数帯、すなわちドリブン部材 1 6 の振動レベルを良好に低下させ得る範囲をより広げることが可能となる。

[0122] この場合には、固有振動数 f_{21} と反共振点 A の振動数 f_a とがより小さくなり、かつ両者の差 ($f_a - f_{21}$) がより大きくなるように、第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 並びに第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} を調整するとよい。かかる構成は、固有振動数 f_{21} と反共振点 A の振動数 f_a とをより小さくするためのばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} の数値設定の容易性からみて、ドライブ部材 1 1 への最大入力トルクが比較的小さく、要求される等価剛性 k_{eq} が比較的低いダンパ装置に適用されると有利である。この場合も、第 1 および第 2 外側スプリング S P 1 1, S P 1 2 並びに第 1 および第 2 内側スプリング S P 2 1, S P 2 2 のばね定数 k_{11} , k_{12} , k_{21} および k_{22} は、少なくとも、 $k_{11} \neq k_{21}$ 、かつ $k_{11}/k_{21} \neq k_{12}/k_{22}$ という関係を満たすとよい。

[0123] 更に、ダンパ装置 1 0 は、第 1、第 2 および第 3 トルク伝達経路 P 1, P 2, P 3 に加えて、例えば第 1 および第 2 トルク伝達経路 P 1, P 2 と並列に設けられる少なくとも 1 つのトルク伝達経路を更に含んでもよい。更に、ダンパ装置 1 0 の例えば第 1 および第 2 トルク伝達経路 P 1, P 2 の少なくとも何れか一方には、それぞれ少なくとも 1 組の中間部材およびスプリング (弾性体) が追設されてもよい。

[0124] また、発進装置 1 において、エンジン E G と変速機 T M の入力軸 (ドライブ部材 1 1) との実スリップ速度 (実回転速度差) を目標スリップ速度に一

致させるスリップ制御が実行される場合には、上記反共振点 A の振動数 f_a をスリップ制御が実行される際に発生するシャダーの周波数 f_s に一致させたり、当該シャダーの周波数 f_s の近傍の値に設定したりしてもよい。これにより、スリップ制御が実行される際に発生するシャダーをより低減化することが可能となる。なお、シャダーの周波数 f_s は、一体に回転するロックアップピストン 80 およびドライブ部材 11 の慣性モーメントを “ J_{pd} ” とすれば、当該慣性モーメント J_{pd} およびダンパ装置 10 の等価剛性 k_{eq} を用いて、 $f_s = 1 / 2\pi \cdot \sqrt{(k_{eq} / J_{pd})}$ と表すことができる。

[0125] 更に、上記ダンパ装置 10 において、ドリブン部材 16 が 2 枚のプレート部材を含んでもよく、この場合、ドリブン部材 16 を構成する 2 枚のプレート部材の間に、ドライブ部材 11 を構成するプレート部材が配置されてもよい。

[0126] 以上説明したように、本開示のダンパ装置は、エンジン (EG) からのトルクが伝達される入力要素 (11) と、出力要素 (16) とを有するダンパ装置 (10) において、第 1 中間要素 (12) と、第 2 中間要素 (14) と、前記入力要素 (11) と前記第 1 中間要素 (12) との間でトルクを伝達する第 1 弾性体 (SP11) と、前記第 1 中間要素 (12) と前記出力要素 (16) との間でトルクを伝達する第 2 弾性体 (SP12) と、前記入力要素 (11) と前記第 2 中間要素 (14) との間でトルクを伝達する第 3 弾性体 (SP21) と、前記第 2 中間要素 (14) と前記出力要素 (16) との間でトルクを伝達する第 4 弾性体 (SP22) と、前記第 1 中間要素 (12) と前記第 2 中間要素 (14) との間でトルクを伝達する第 5 弾性体 (SPm) とを備え、前記入力要素および前記出力要素の一方 (11) は、軸方向に並ぶと共に互いに連結されて前記第 3 および第 4 弾性体 (SP21, SP22) を周方向に沿って並ぶように支持する 2 つのプレート部材 (112, 113) を含み、前記入力要素および前記出力要素の他方 (16) は、前記 2 つのプレート部材 (112, 113) の前記軸方向における間に配置され、前記中間要素 (14) は、前記 2 つのプレート部材の一方 (113) に対

して前記入力要素および前記出力要素の他方（１６）とは前記軸方向における反対側に配置されるものである。

[0127] 本開示のダンパ装置では、第１から第５弾性体のすべての撓みが許容されている状態に対して、装置全体で２つの固有振動数を設定することができる。そして、本発明者らの研究・解析によれば、これらの第１から第５弾性体を含むダンパ装置の固有振動数は、第５弾性体の剛性が低下するにつれて小さくなることや、第５弾性体の剛性の変化に対するダンパ装置の等価剛性の変化は、第１から第４弾性体の剛性の変化に対する当該等価剛性の変化に比べて大幅に小さくなることが判明している。従って、第５弾性体の剛性を調整することで、ダンパ装置の等価剛性を適正に保つと共に第１および第２中間要素の重量（慣性モーメント）の増加を抑制しつつ、装置全体の２つの固有振動数を容易かつ適正に設定することが可能となる。また、本開示のダンパ装置において、入力要素および出力要素の一方は、ダンパ装置の軸方向に並ぶと共に互いに連結されて第３および第４弾性体を当該ダンパ装置の周方向に沿って並ぶように支持する２つのプレート部材を含む。そして、入力要素および出力要素の他方は、２つのプレート部材の軸方向における間に配置され、第２中間要素は、２つのプレート部材の一方に対して入力要素および出力要素の他方とは軸方向における反対側に配置される。これにより、ダンパ装置の構造の複雑化を抑制しつつ、第１から第５弾性体を配置して振動減衰性能を向上させることが可能となる。

[0128] また、前記第２中間要素（１４）は、前記軸方向に延在する当接部（１４ｃ）を有し、該当接部（１４ｃ）は、互いに隣り合う前記第３および第４弾性体（ＳＰ２１，ＳＰ２２）の間で両者の周方向の端部に当接してもよい。

[0129] 更に、前記第１中間部材（１２，１２２）は、前記第２中間部材（１４）を回転自在に支持するものであってもよい。

[0130] 加えて、前記第１中間部材（１２，１２２）は、前記第２中間部材（１４）の前記軸方向における一側への移動を規制するものであってもよい。これにより、２つのプレート部材と軸方向に並ぶように配置される第２中間部材

を第1中間部材によって適正に支持することが可能となる。

[0131] また、前記第3および第4弾性体（SP11，SP12）は、前記第1および第2弾性体（SP11，SP12）よりも径方向内側で前記周方向に沿って交互に並ぶように前記2つのプレート部材（112，113）により支持されてもよく、前記第5弾性体（SPm）は、前記2つのプレート部材（112，113）を連結する連結具（125）よりも径方向外側に配置されてもよい。

[0132] 更に、前記第1中間部材（12）は、流体伝動装置のタービンランナ（5）に一体回転するように連結されてもよい。これにより、第1中間部材の実質的な慣性モーメント（慣性モーメントの合計値）をより大きくすることができるので、第1中間要素の固有振動数（ダンパ装置の2つの固有振動数の小さい方）をより一層小さくすることが可能となる。

[0133] また、前記第5弾性体（SPm）は、前記第1および第2弾性体（SP11，SP12）と前記周方向に沿って並ぶように配置されてもよい。これにより、ダンパ装置の軸長をより短縮化することが可能となる。また、第5弾性体を径方向外側に配置される第1および第4弾性体と周方向に沿って並ぶように配置することで、第1、第2および第5弾性体のストロークを良好に確保することができる。

[0134] 更に、前記第1中間部材（12）は、前記第5弾性体（SPm）の一端部に当接する当接部（122d）および該第5弾性体の他端部に当接する当接部（122d）を有してもよく、前記第2中間部材（14）は、前記第5弾性体（SPm）の前記一端部に当接する当接部（14d）および該第5弾性体（SPm）の前記他端部に当接する当接部（14d）を有してもよい。これにより、第1および第2中間部材により第5弾性体を支持しつつ、第5弾性体を介して第1中間部材と第2中間部材とを連結することが可能となる。

[0135] また、前記第1から第5弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第1中間要素（12）の固有振動数は、第1から第5弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にト

ルクが伝達される際の前記第2中間要素（14）の固有振動数よりも小さくてもよい。

[0136] 更に、前記第1弾性体（SP11）の剛性と前記第2弾性体（SP12）の剛性との小さい方は、前記第3弾性体の剛性（SP21）と前記第4弾性体の（SP22）剛性との小さい方よりも小さくてもよい。

[0137] また、前記第1から第5弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第2中間要素（14）の固有振動数は、第1から第5弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第1中間要素（12）の固有振動数よりも小さくてもよい。

[0138] 更に、前記第3弾性体（SP21）の剛性と前記第4弾性体（SP22）の剛性との小さい方は、前記第1弾性体（SP11）の剛性と前記第2弾性体（SP12）の剛性との小さい方よりも小さくてもよい。

[0139] また、前記ダンパ装置（10）は、前記入力要素（11）に伝達されるトルク（T）が予め定められた閾値（T1）以上になるまで、前記第1から第5弾性体（SP11, SP12, SP21, SP22, SPm）の撓みが規制されないように構成されてもよい。これにより、入力要素に伝達されるトルクが比較的小さく、当該入力要素の回転数が低いときのダンパ装置の振動減衰性能を良好に向上させることが可能となる。

[0140] 更に、前記出力要素（16）は、変速機（TM）の入力軸（IS）に作用的（直接的または間接的に）連結されてもよい。

[0141] そして、本開示の発明は上記実施形態に何ら限定されるものではなく、本開示の外延の範囲内において様々な変更をなし得ることはいうまでもない。更に、上記実施形態は、あくまで発明の概要の欄に記載された発明の具体的な一形態に過ぎず、発明の概要の欄に記載された発明の要素を限定するものではない。

産業上の利用可能性

[0142] 本開示の発明は、ダンパ装置の製造分野等において利用可能である。

請求の範囲

- [請求項1] エンジンからのトルクが伝達される入力要素と、出力要素とを有するダンパ装置において、
- 第1中間要素と、
- 第2中間要素と、
- 前記入力要素と前記第1中間要素との間でトルクを伝達する第1弾性体と、
- 前記第1中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第2弾性体と、
- 前記入力要素と前記第2中間要素との間でトルクを伝達する第3弾性体と、
- 前記第2中間要素と前記出力要素との間でトルクを伝達する第4弾性体と、
- 前記第1中間要素と前記第2中間要素との間でトルクを伝達する第5弾性体とを備え、
- 前記入力要素および前記出力要素の一方は、軸方向に並ぶと共に互いに連結されて前記第3および第4弾性体を周方向に沿って並ぶように支持する2つのプレート部材を含み、
- 前記入力要素および前記出力要素の他方は、前記2つのプレート部材の前記軸方向における間に配置され、
- 前記第2中間要素は、前記2つのプレート部材の一方に対して前記入力要素および前記出力要素の他方とは前記軸方向における反対側に配置されるダンパ装置。
- [請求項2] 請求項1に記載のダンパ装置において、
- 前記第2中間要素は、前記軸方向に延在する当接部を有し、該当接部は、互いに隣り合う前記第3および第4弾性体の間で両者の周方向の端部に当接するダンパ装置。
- [請求項3] 請求項1または2に記載のダンパ装置において、前記第1中間部材

は、前記第2中間部材を回転自在に支持するダンパ装置。

[請求項4] 請求項1から3の何れか一項に記載のダンパ装置において、
前記第1中間部材は、前記第2中間部材の前記軸方向における一側への移動を規制することを特徴とするダンパ装置。

[請求項5] 請求項1から4の何れか一項に記載のダンパ装置において、
前記第3および第4弾性体は、前記第1および第2弾性体よりも径方向内側で前記周方向に沿って交互に並ぶように前記2つのプレート部材により支持され、

前記第5弾性体は、前記2つのプレート部材を連結する連結具よりも径方向外側に配置されるダンパ装置。

[請求項6] 請求項1から5の何れか一項に記載のダンパ装置において、
前記第1中間部材は、流体伝動装置のタービンランナに一体回転するように連結されるダンパ装置。

[請求項7] 請求項6に記載のダンパ装置において、
前記第1中間部材は、前記入力要素により回転自在に支持されて前記第1および第2弾性体を前記周方向に沿って交互に並ぶように支持すると共に、互いに隣り合う前記第1および第2弾性体の間で両者の端部に当接する当接部を有する弾性体支持部材と、前記タービンランナに一体回転するように連結されると共に、互いに隣り合う前記第1および第2弾性体の間で両者の端部に当接する当接部を有する連結部材とを含むダンパ装置。

[請求項8] 請求項7に記載のダンパ装置において、
前記連結部材は、前記第2中間部材を回転自在に支持すると共に、該第2中間部材の前記タービンランナ側への移動を規制するダンパ装置。

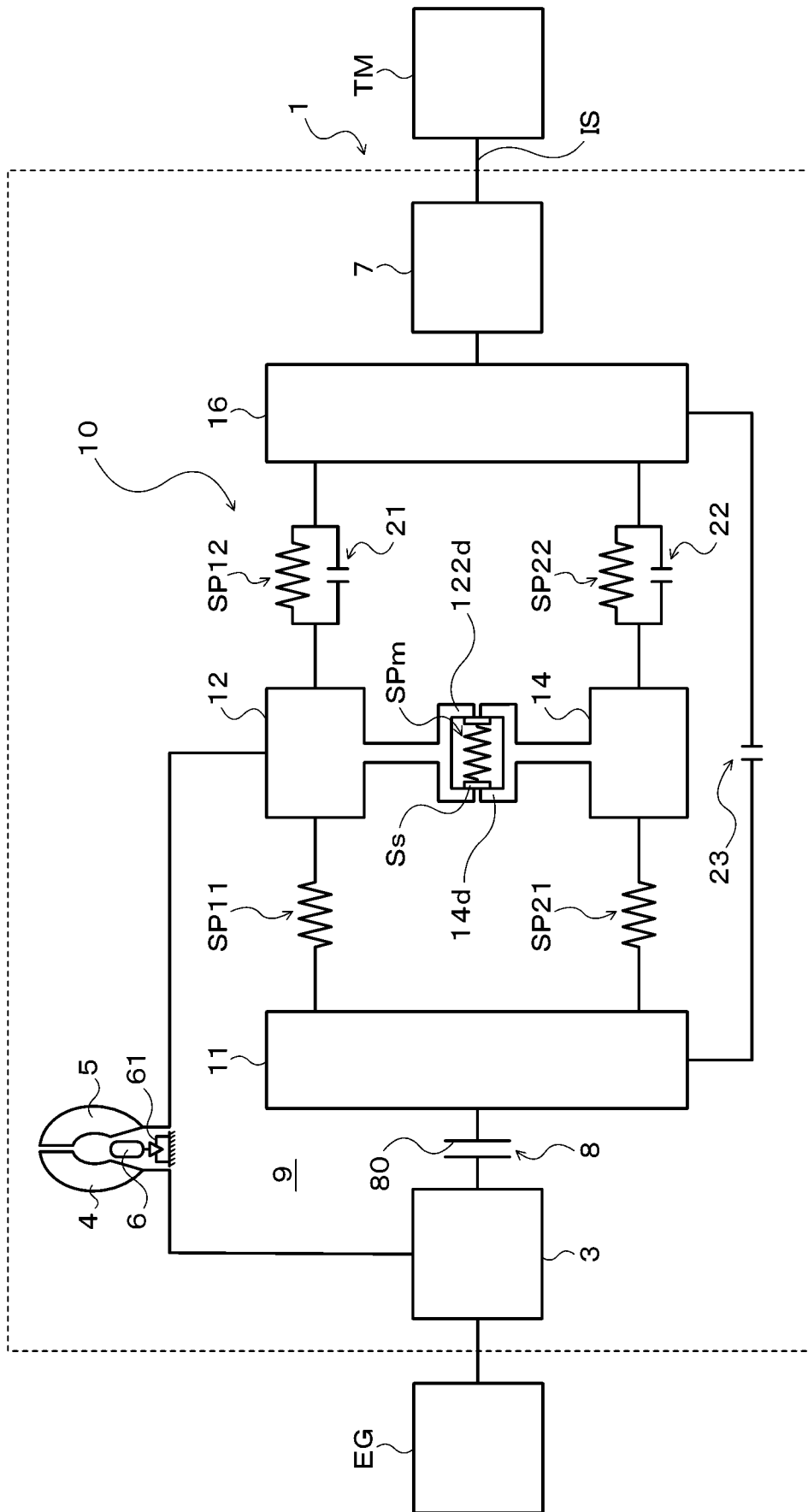
[請求項9] 請求項8に記載のダンパ装置において、
前記第5弾性体は、前記第1および第2弾性体と前記周方向に沿って並ぶように配置されるダンパ装置。

- [請求項10] 請求項 1 から 9 の何れか一項に記載のダンパ装置において、
前記第 1 中間部材は、前記第 5 弾性体の一端部に当接する当接部および該第 5 弾性体の他端部に当接する当接部を有し、
前記第 2 中間部材は、前記第 5 弾性体の前記一端部に当接する当接部および該第 5 弾性体の前記他端部に当接する当接部を有するダンパ装置。
- [請求項11] 請求項 1 から 10 の何れか一項に記載のダンパ装置において、
前記第 1 から第 5 弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第 1 中間要素の固有振動数は、第 1 から第 5 弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第 2 中間要素の固有振動数よりも小さいダンパ装置。
- [請求項12] 請求項 10 に記載のダンパ装置において、
前記第 1 弾性体の剛性と前記第 2 弾性体の剛性との小さい方は、前記第 3 弾性体の剛性と前記第 4 弾性体の剛性との小さい方よりも小さいダンパ装置。
- [請求項13] 請求項 1 から 10 の何れか一項に記載のダンパ装置において、
前記第 1 から第 5 弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第 2 中間要素の固有振動数は、第 1 から第 5 弾性体のすべてを介して前記入力要素から前記出力要素にトルクが伝達される際の前記第 1 中間要素の固有振動数よりも小さいダンパ装置。
- [請求項14] 請求項 13 に記載のダンパ装置において、
前記第 3 弾性体の剛性と前記第 4 弾性体の剛性との小さい方は、前記第 1 弾性体の剛性と前記第 2 弾性体の剛性との小さい方よりも小さいダンパ装置。
- [請求項15] 請求項 1 から 14 の何れか一項に記載のダンパ装置において、
前記入力要素に伝達されるトルクが予め定められた閾値以上になる

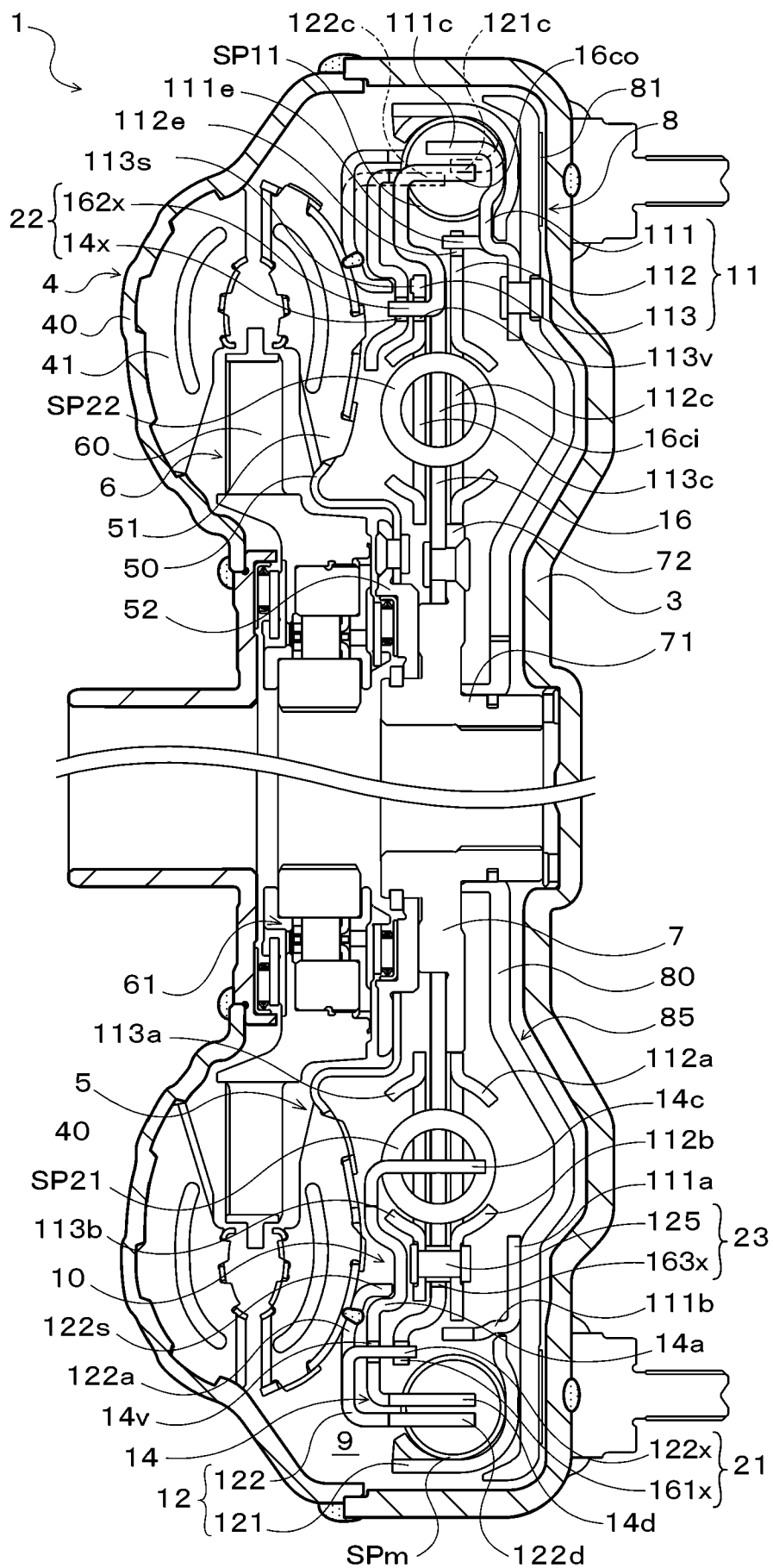
まで、前記第 1 から第 5 弾性体の撓みが許容されるダンパ装置。

[請求項16] 請求項 1 から 15 の何れか一項に記載のダンパ装置において、前記出力要素は、変速機の入力軸に作用的に連結されるダンパ装置。

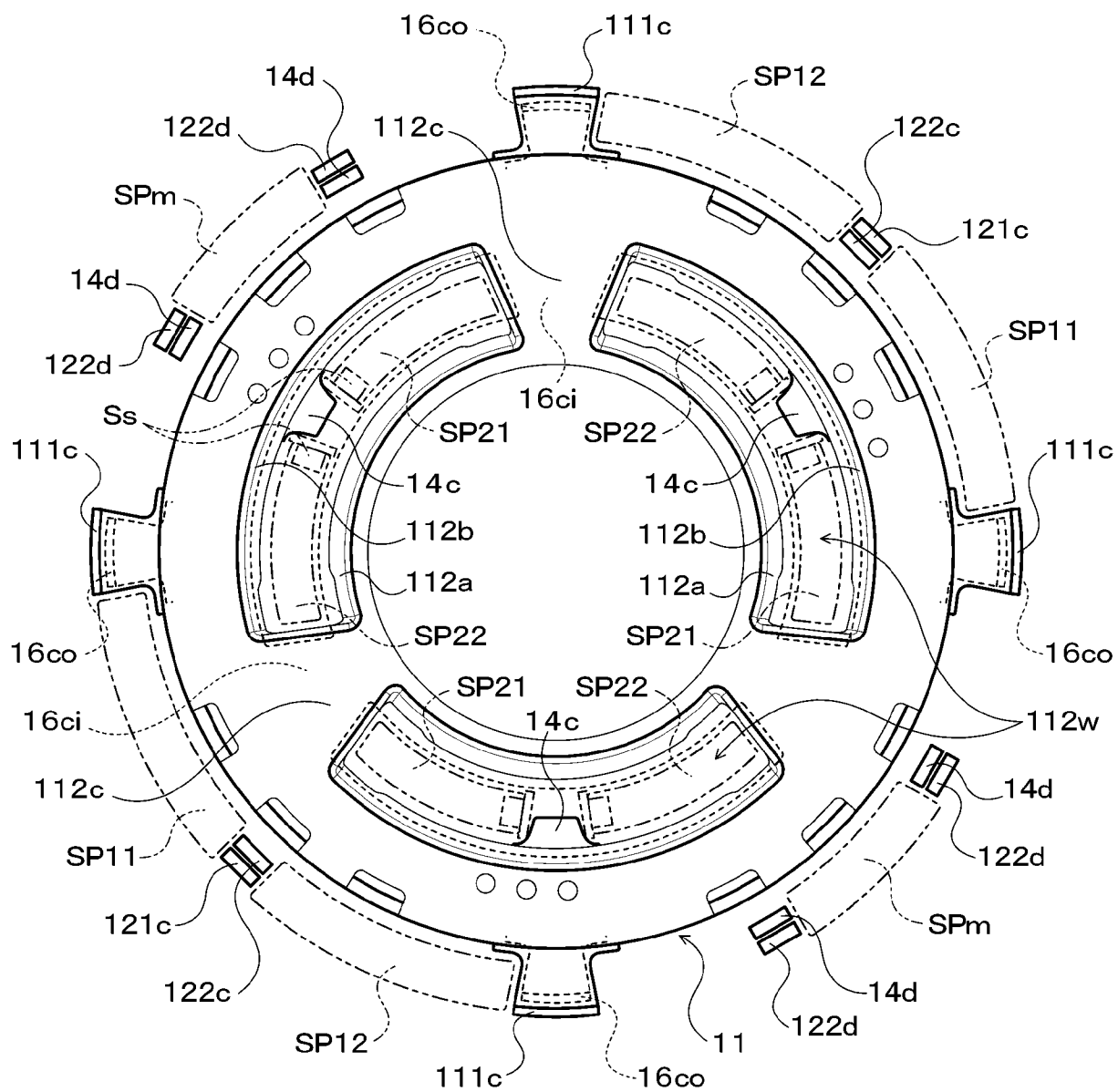
[図1]



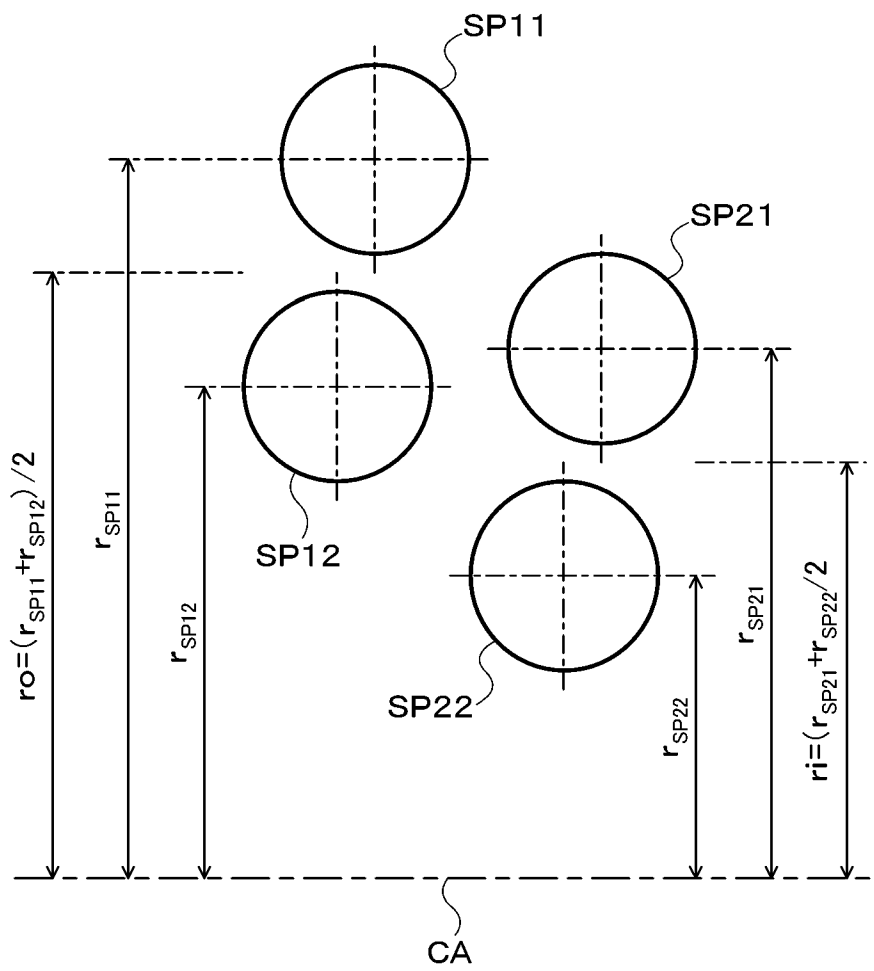
[図2]



[図3]

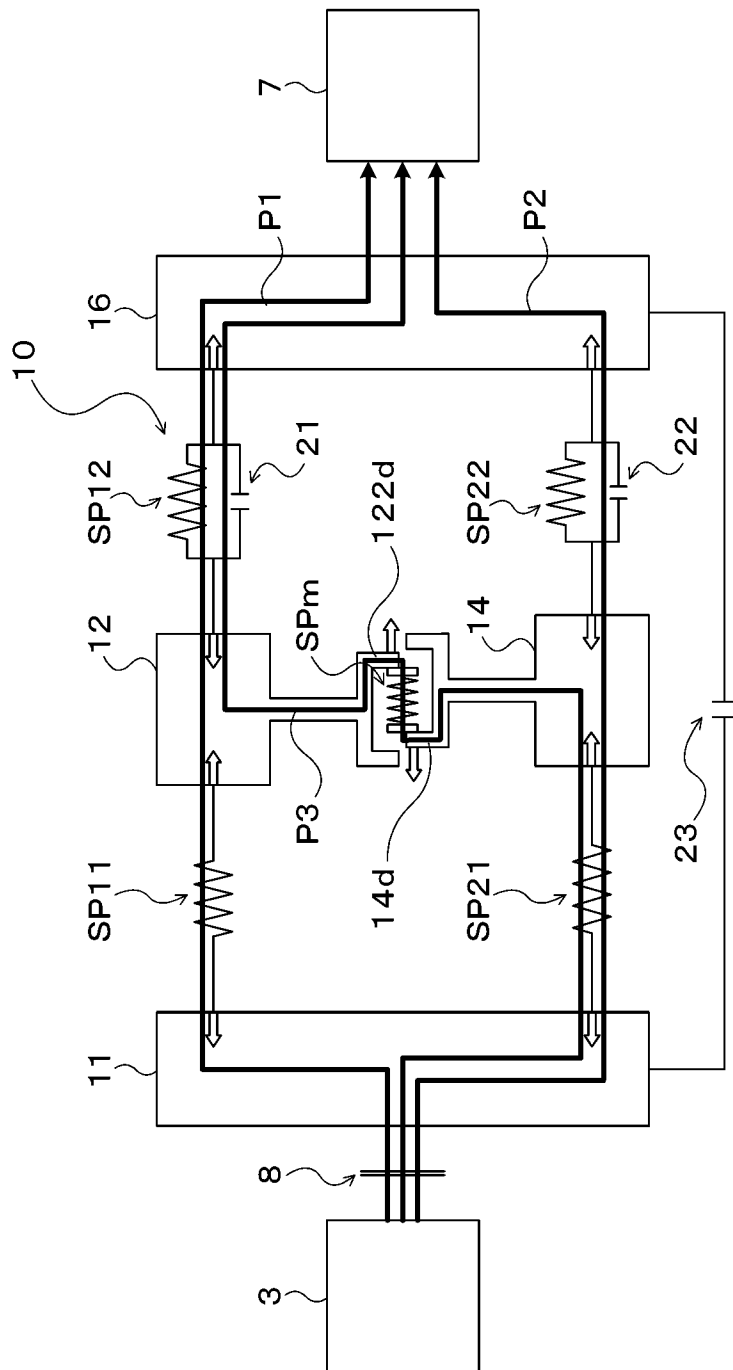


[図4]

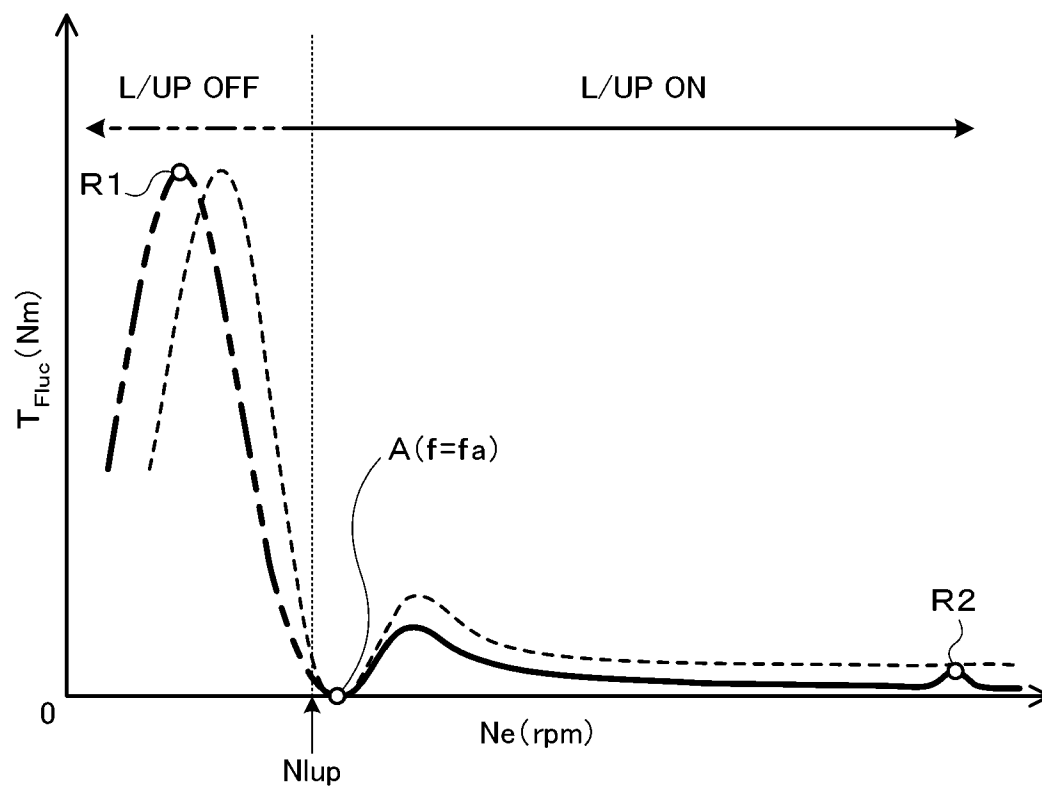


This exploded perspective view shows the assembly 10, which includes a circular base 70, a central hub 72, a ring 80, and a cover 110. The base 70 features a central hub 72 with a flange 72a and a central opening 72b. A ring 80 is positioned around the base, with a flange 80a and a central opening 80b. The cover 110 is shown in an exploded position, revealing its internal structure, including a central hub 110a, a flange 110b, and a central opening 110c. The cover 110 is designed to fit over the base 70 and the ring 80, with the flange 110b aligning with the flange 80a and the central opening 110c aligning with the central opening 80b.

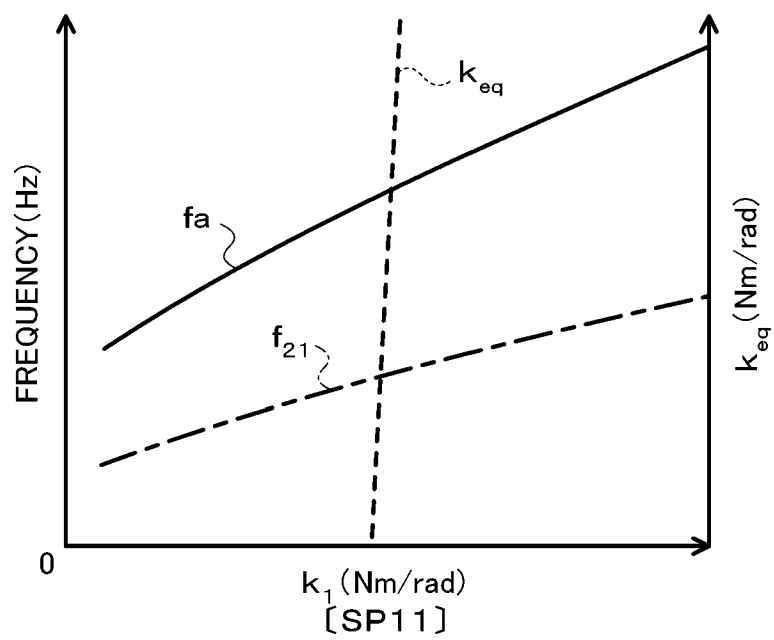
[図7]



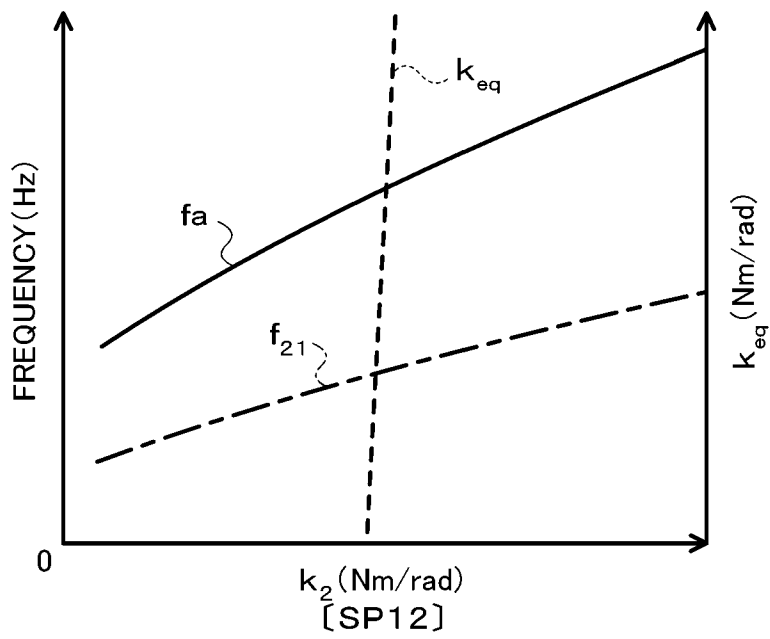
[図8]



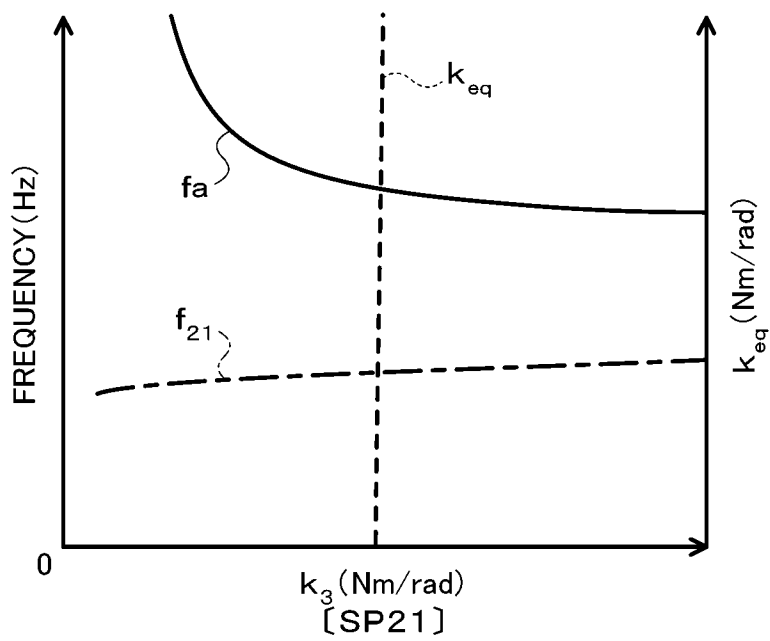
[図9]



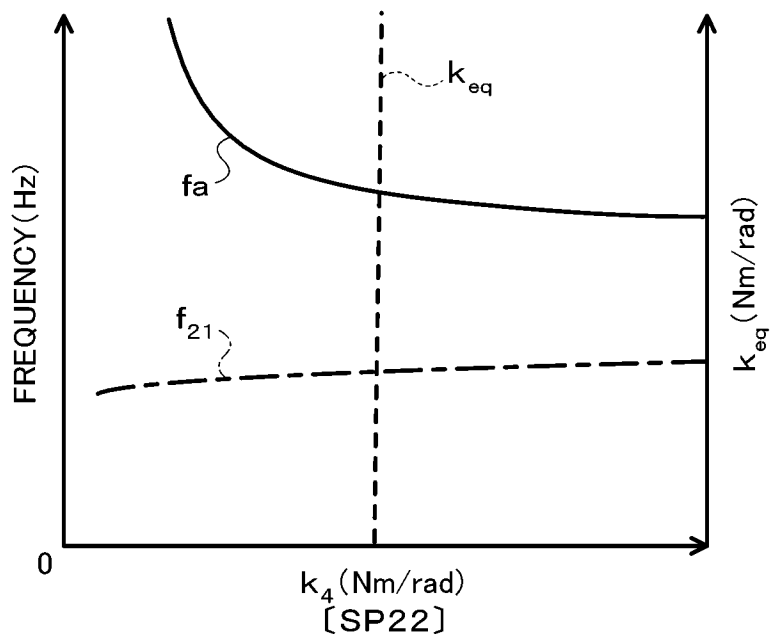
[図10]



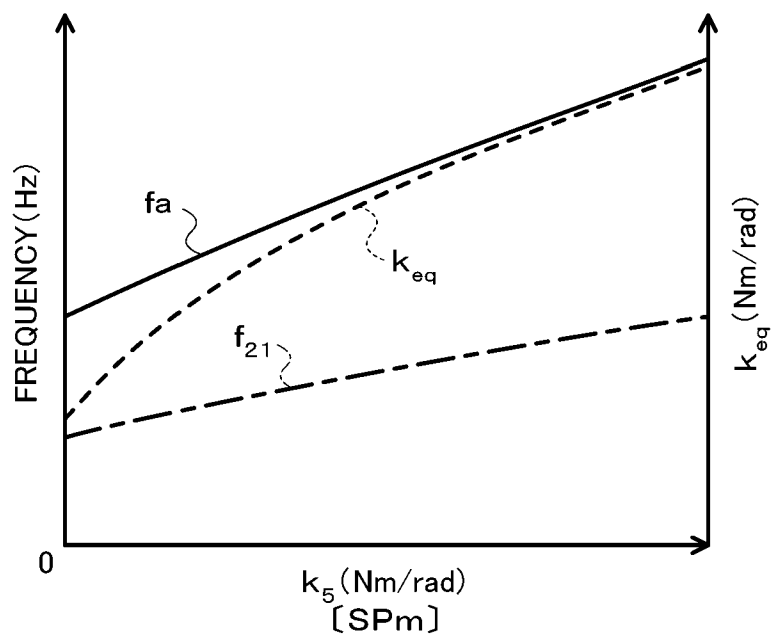
[図11]



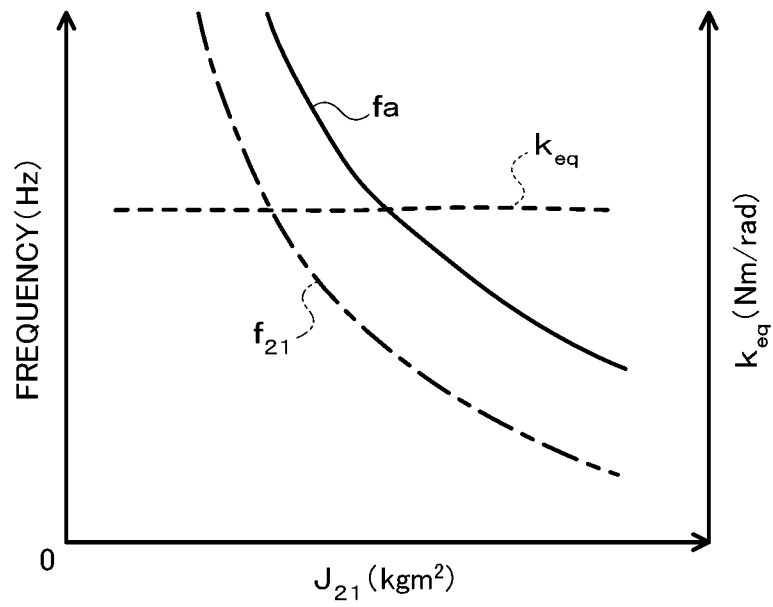
[図12]



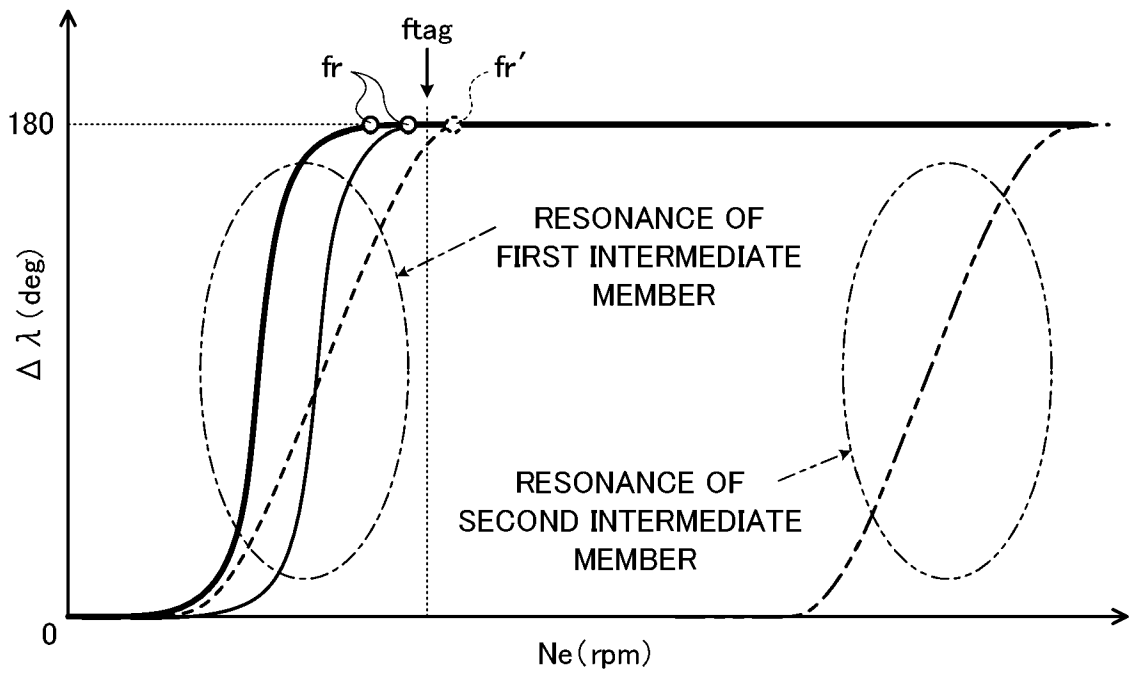
[図13]



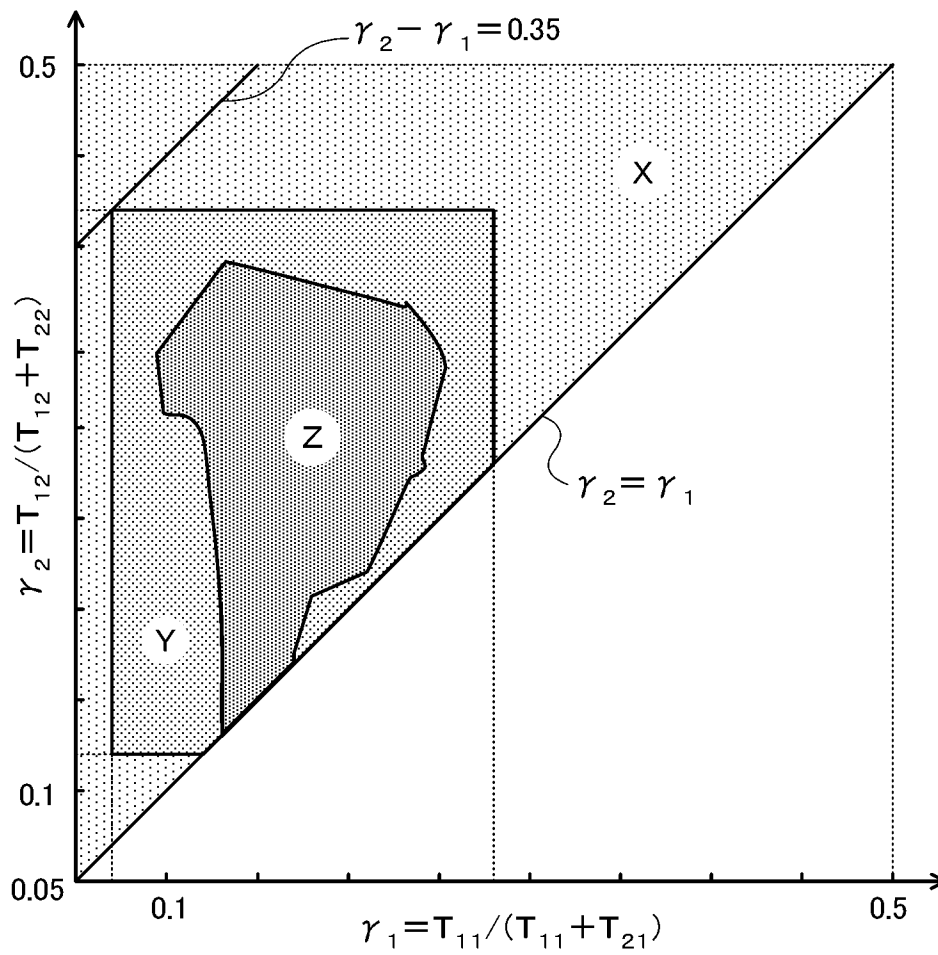
[図14]



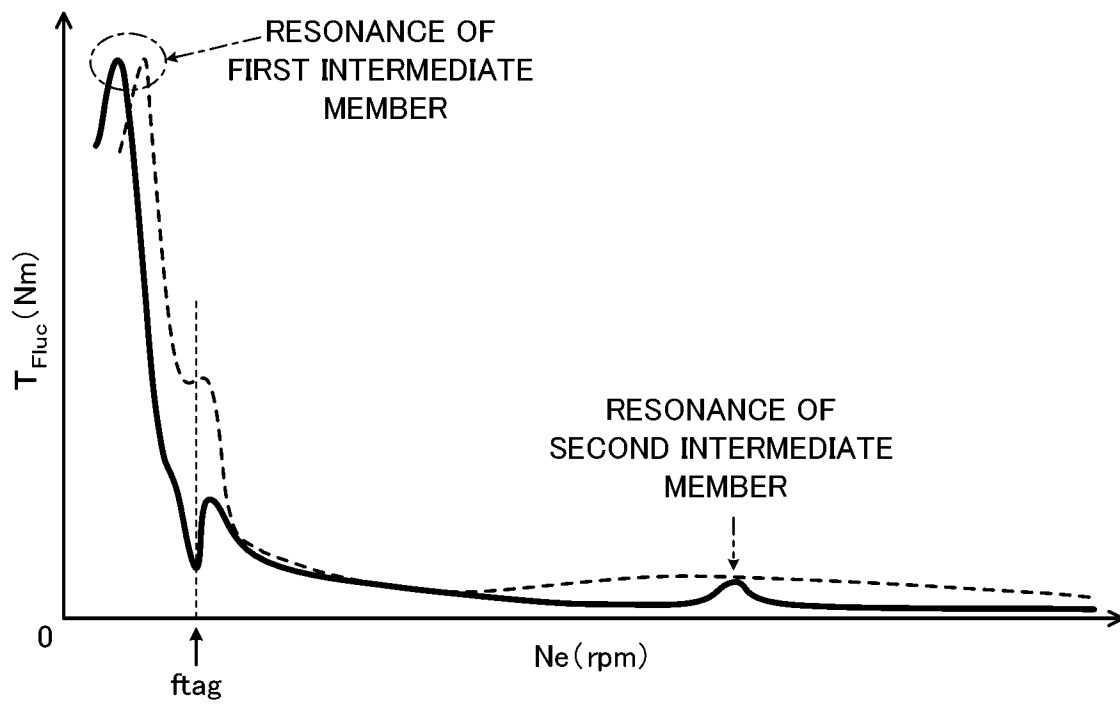
[図15]



[図16]



[図17]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/060842

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16F15/134(2006.01)i, F16H45/02(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16F15/134, F16H45/02

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P, X	WO 2016/039483 A1 (Aisin AW Co., Ltd.), 17 March 2016 (17.03.2016), paragraphs [0009] to [0140]; fig. 1 to 16 (Family: none)	1-16
A	JP 2012-506006 A (Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG), 08 March 2012 (08.03.2012), paragraphs [0017] to [0025]; fig. 3 to 5A & US 2010/0096788 A1 paragraphs [0027] to [0035]; fig. 3 to 5A & WO 2010/043301 A1	1-16
A	DE 102009013965 A1 (DAIMLER AG), 23 September 2010 (23.09.2010), fig. 1 to 2 (Family: none)	1-16

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
02 May 2016 (02.05.16)

Date of mailing of the international search report
31 May 2016 (31.05.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/060842

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-230155 A (Aisin AW Industries Co., Ltd.), 14 October 2010 (14.10.2010), paragraphs [0027] to [0035]; fig. 1 to 2, 4 (Family: none)	1-16
A	WO 2013/161493 A1 (Aisin AW Co., Ltd.), 31 October 2013 (31.10.2013), paragraph [0029]; fig. 2 & US 2015/0023781 A1 paragraph [0035]; fig. 2	1-16

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16F15/134(2006.01)i, F16H45/02(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16F15/134, F16H45/02

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
P, X	WO 2016/039483 A1 (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2016.03.17, [0009] - [0140], [図1] - [図16] (ファミリーなし)	1-16
A	JP 2012-506006 A (シェフラー テクノロジーズ ゲゼルシャフト ミット ベシュレンクテル ハフツング ウント コンパニー コ マンディートゲゼルシャフト) 2012.03.08, [0017] - [0025], [図 3] - [図5A] & US 2010/0096788 A1 [0027]-[0035], Fig.3-Fig.5A & WO 2010/043301 A1	1-16

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

02.05.2016

国際調査報告の発送日

31.05.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

保田 亨介

3W

3862

電話番号 03-3581-1101 内線 3367

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	DE 102009013965 A1 (DAIMLER AG) 2010.09.23, Fig.1-Fig.2 (ファミリーなし)	1-16
A	JP 2010-230155 A (アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社) 2010.10.14, [0027] - [0035], [図1] - [図2], [図4] (ファミリーなし)	1-16
A	WO 2013/161493 A1 (アイシン・エイ・ダブリュ株式会社) 2013.10.31, [0029], [図2] & US 2015/0023781 A1 [0035], FIG. 2	1-16