

(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
2012 年 10 月 4 日(04.10.2012)



(10) 国際公開番号

WO 2012/133146 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 45/02 (2006.01) *F16F 15/123* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/057446
- (22) 国際出願日: 2012 年 3 月 23 日(23.03.2012)
- (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 2011-070505 2011 年 3 月 28 日(28.03.2011) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 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; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 滝川 由浩(TAKIKAWA, Yoshihiro) [JP/JP]; 〒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). 大井 陽一(OI,

Yoichi) [JP/JP]; 〒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). 丸山 数人(MARUYAMA, Kazuto) [JP/JP]; 〒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) [JP/JP]; 〒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).

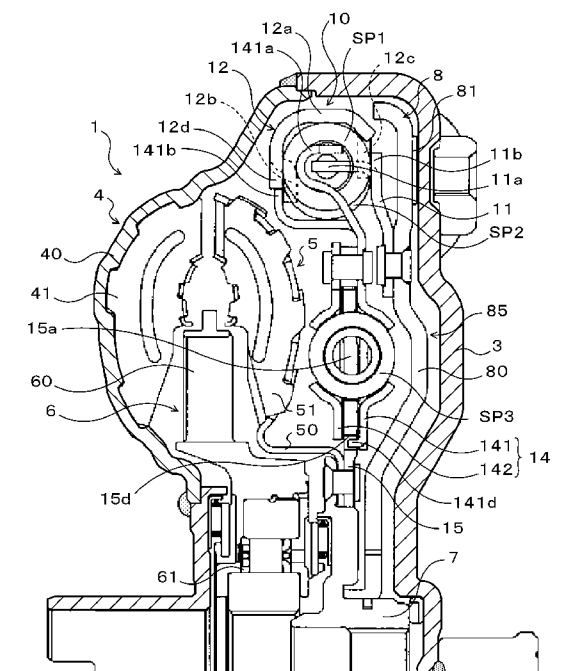
(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA,

[続葉有]

(54) Title: DAMPER DEVICE

(54) 発明の名称: ダンパ装置

[図1]



(57) Abstract: A damper device (10) containing a drive member (11), a first intermediate member (12) to which power is transmitted from the drive member (11) via a first spring (SP1), a second intermediate member (14) to which power is transmitted from the first intermediate member (12) via a second spring (SP2), and a driven member (15) to which power is transmitted from the second intermediate member (14) via a third spring (SP3), wherein the first intermediate member (12) has: an annular outer-periphery part (12a) for surrounding the first and second springs (SP1, SP2), which are positioned adjacent to one another on the same circumference of a circle, and farther toward the outer-periphery side than the third spring (SP3) is; and a pair of spring contact parts (12b, 12c) that are formed so as to face one another and project to the inner-periphery side from the peripheral edge sections on both sides of the outer periphery part (12a), and contact both the first and second springs from positions between the springs.

(57) 要約:

[続葉有]



RO, RS, RU, RW, 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.

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, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

- (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, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE,

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

ダンパ装置 10 は、ドライブ部材 11 と、第 1 スプリング SP1 を介してドライブ部材 11 から動力が伝達される第 1 中間部材 12 と、第 2 スプリング SP2 を介して第 1 中間部材 12 から動力が伝達される第 2 中間部材 14 と、第 3 スプリング SP3 を介して第 2 中間部材 14 から動力が伝達されるドリブン部材 15 とを含み、第 1 中間部材 12 は、第 3 スプリング SP3 よりも外周側かつ同一円周上に互いに隣り合わせに配置される第 1、第 2 スプリング SP1, SP2 を囲む環状の外周部 12a と、外周部 12a の両側の周縁部から内周側に突出して互いに対向するように形成されると共に第 1、第 2 スプリング SP1, SP2 間で両者と当接する一対のスプリング当接部 12b, 12c とを有する。

明 細 書

発明の名称：ダンパ装置

技術分野

[0001] 本発明は、原動機からの動力が伝達される入力要素と、第1弾性体を介して入力要素から動力が伝達される第1中間要素と、第2弾性体を介して第1中間要素から動力が伝達される第2中間要素と、第3弾性体を介して第2中間要素から動力が伝達される出力要素とを含むダンパ装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、車両に搭載される流体伝動装置として、フロントカバーとタービンとを機械的に連結するためのクラッチ機構と、第1ダンパ機構と、当該第1ダンパ機構と直列に作用する第2ダンパ機構とからなるダンパ装置とを備えたトルクコンバータが知られている（例えば、特許文献1参照）。このトルクコンバータのダンパ装置を構成する第1ダンパ機構は、複数の第1コイルスプリングと、クラッチ機構からトルクが伝達されると共に互いに隣り合う第1コイルスプリングの一方と当接する1対のリテーニングプレート（入力側部材）と、互いに隣り合う第1コイルスプリングの他方と当接する第1センタープレート（中間部材）と、第1センタープレートの内周側に相對回転可能に配置されると共に互いに隣り合う第1コイルスプリングの間で両者と当接する第2センタープレートとを含む。また、第2ダンパ機構は、第1ダンパ機構（第1コイルスプリング）の外周側に配置されると共にそれぞれ第1センタープレートとドリブンプレートと当接する複数の第2コイルスプリングを含む。これにより、このトルクコンバータでは、クラッチ機構が係合されると、フロントカバーからのトルクが1対のリテーニングプレート、第1コイルスプリングの一方、第2センタープレート、第1コイルスプリングの他方、第1センタープレート、外周側の第2コイルスプリング、ドリブンプレートという経路を介してタービンすなわち変速装置へと伝達されることになる。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2007-113661号公報

発明の概要

[0004] 上記従来のダンパ装置では、内周側の複数の第1コイルスプリングを直列に作用させると共に外周側の第2コイルスプリングを内周側の複数の第1コイルスプリングに直列に作用させることでダンパ装置の振り角度を大きくしようとしている。しかしながら、上記従来のダンパ装置では、内周側の第1コイルスプリングの振り角度を大きくすることに限界があり、その結果、ダンパ装置のロングストローク化すなわち低剛性化に限界を生じてしまう。また、上記従来のダンパ装置では、互いに隣り合う第1コイルスプリングの間に中間要素としての第2センタープレートが配置されることから、中間要素である第1センタープレートと第2センタープレートとが共振することがある。そして、クラッチ機構のピストンの回転数（エンジン回転数）が比較的低く、ダンパ装置全体の振動レベルが比較的高いときに第1および第2センタープレートの共振が発生すると、当該共振に起因してダンパ装置全体の振動レベルがより高まり、ダンパ装置の後段側に比較的大きな振動が伝達されてしまうおそれがある。しかしながら、上記特許文献1では、第1および第2センタープレートの共振について何ら考慮されていない。

[0005] そこで、本発明は、複数の中間要素を含むダンパ装置において、低剛性化を図りつつ、複数の中間要素の共振の影響を軽減することを主目的とする。

[0006] 本発明によるダンパ装置は、上記主目的を達成するために以下の手段を採用している。

[0007] 本発明によるダンパ装置は、

原動機からの動力が伝達される入力要素と、該入力要素から動力が伝達される第1弾性体と、該第1弾性体から動力が伝達される第1中間要素と、該第1中間要素から動力が伝達される第2弾性体と、該第2弾性体から動力が伝達される第2中間要素と、該第2中間要素から動力が伝達される第3弾性

体と、該第3弾性体から動力が伝達される出力要素とを含むダンパ装置において、

前記第1および第2弾性体は、前記第3弾性体よりも外周側かつ同一円周上に互いに隣り合わせに配置され、

前記第1中間要素は、前記第1および第2弾性体を囲む環状の外周部と、前記外周部の両側の周縁部から内周側に突出して互いに対向するように形成されると共に前記第1弾性体と前記第2弾性体との間で両者と当接する一对の当接部とを有することを特徴とする。

[0008] このダンパ装置は、原動機からの動力が伝達される入力要素と、第1弾性体を介して入力要素から動力が伝達される第1中間要素と、第2弾性体を介して第1中間要素から動力が伝達される第2中間要素と、第3弾性体を介して第2中間要素から動力が伝達される出力要素とを含むものである。そして、このダンパ装置では、第1および第2弾性体が第3弾性体よりも外周側かつ同一円周上に互いに隣り合わせに配置される。これにより、装置内周側に第1および第2弾性体が直列に配置される場合に比べて第1および第2弾性体の振り角度を大きくすることができるので、ダンパ装置をより低剛性化（ロングストローク化）することができる。また、このダンパ装置の第1中間要素は、第1および第2弾性体を囲む環状の外周部と、外周部の両側の周縁部から内周側に突出して互いに対向するように形成されると共に第1弾性体と第2弾性体との間で両者と当接する一对の当接部とを有するものであり、第1中間要素をこのように構成すれば、当該第1中間要素をより軽量化することができる。これにより、第1中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャを小さくして第1および第2中間要素の共振周波数を高め、入力要素の回転数が比較的高いとき、すなわち原動機の回転数が比較的高く、当該原動機からのトルク（加振力）が比較的低いときに第1中間要素と第2中間要素との共振を発生させることができる。更に、このダンパ装置では、第1弾性体や第2弾性体が収縮する際に第1中間要素が第1弾性体等の収縮方向に移動することから

、第1弾性体や第2弾性体に対する第1中間要素の移動量（相対移動量）を減らすことができる。これにより、第1および第2弾性体と第1中間要素とが摺接するのを抑制して、第1および第2弾性体のそれぞれによる振動減衰効果へのヒステリシス、すなわち減荷時に第1、第2弾性体に作用する摩擦力の影響をより一層低下させることができる。この結果、このダンパ装置では、低剛性化を図りつつ、複数の中間要素の共振の影響を軽減することが可能となる。

[0009] また、前記第1中間要素は、前記第2中間要素により回転自在に支持されてもよく、前記外周部の周縁部から内周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ前記第2中間要素と摺接する複数の被支持部を有するものであってもよい。これにより、第1中間要素の互いに隣り合う被支持部同士の間隔をできるだけ大きくすることで第1中間要素をより一層軽量化して、第1中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャをより一層小さくすることができる。そして、第1中間要素の被支持部の寸法を調整することにより、第1中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャを調整することも可能となる。

[0010] 更に、前記第2中間要素は、外周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ前記第1中間要素と摺接する複数の支持部を有するものであってもよい。これにより、第2中間要素の互いに隣り合う支持部同士の間隔をできるだけ大きくすることで第2中間要素をより一層軽量化して、第2中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャをより一層小さくすることができる。そして、第2中間要素の被支持部の寸法を調整することにより、第2中間要素のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第1および第2中間要素のイナーシャを調整することも可能となる。

[0011] また、前記入力要素は、前記第1弾性体の一端と当接する当接部を有してもよく、前記第1中間要素の前記当接部は、前記第1弾性体の他端と当接す

ると共に該第1弾性体と隣り合う前記第2弾性体の一端と当接してもよく、前記第2中間要素は、前記第2弾性体の他端と当接する当接部と前記第3弾性体の一端と当接する当接部とを有してもよく、前記出力要素は、前記第3弾性体の他端と当接する当接部を有してもよい。そして、前記第2中間要素は、前記複数の支持部と、前記第2弾性体と当接する当接部と、前記第3弾性体と当接する当接部とを有する単一の部材として構成されてもよい。これにより、第2中間要素をより一層軽量化して、第2中間要素のイナーシャをより一層小さくすることができる。

[0012] 更に、前記第1および第2弾性体は、コイルスプリングであってもよい。これにより、装置外周側に長尺の弾性体が配置される場合に比べて、第1および第2弾性体と他の部材とが摺接するのを抑制して、第1および第2弾性体による振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより低下させることができる。

[0013] また、前記第3弾性体は、アークスプリングであってもよい。このように、内周側の第3弾性体としてアークスプリングを採用することで、ダンパ装置をより一層低剛性化（ロングストローク化）することができる。そして、アークスプリングである第3弾性体を第1および第2弾性体よりも内周側に配置することで、第3弾性体に作用する遠心力を小さくして当該第3弾性体のヒステリシスを小さくし、それにより第3弾性体の振動減衰特性を良好に保つことができる。

[0014] 更に、前記第1弾性体の剛性は、前記第2弾性体の剛性よりも高くてもよい。これにより、第1中間要素と第2中間要素とを実質的に一体化させ易くすると共に、第1弾性体の剛性をより高くすることで第1中間要素および第2中間要素の共振周波数を高め、入力要素の回転数が比較的高いとき、すなわち原動機の回転数が比較的高く、当該原動機からのトルク（加振力）が比較的低いときに第1中間要素と第2中間要素との共振を発生させることができる。この結果、第1中間要素と第2中間要素との共振によるダンパ装置全体（出力要素）の振動レベルの高まりを抑え、それによりダンパ装置の後段

側に比較的大きな振動が伝達されてしまうのを抑制することができる。従って、このダンパ装置では、複数の中間要素の共振の影響を良好に軽減することが可能となる。

[0015] また、前記第3弾性体の剛性は、前記第2弾性体の剛性よりも低くてもよい。これにより、第1弾性体の剛性をより高くして第1中間要素および第2中間要素の共振周波数を高めると共にダンパ装置全体の共振周波数を低下させつつ、第3弾性体を低剛性化してダンパ装置全体の振動減衰特性を向上させることができる。

[0016] 更に、前記第3弾性体の剛性は、前記第1弾性体の剛性よりも低く、かつ前記第2弾性体の剛性以上であってもよい。これにより、第1中間要素および第2中間要素の共振周波数をより高めると共に、ダンパ装置全体の共振周波数をより低下させることができる。

[0017] そして、前記入力要素は、前記原動機に連結された入力部材にロックアップクラッチを介して接続されてもよく、前記出力要素は、変速装置の入力軸に連結されてもよい。すなわち、上記ダンパ装置を用いれば、原動機の回転数が極低いときに、入力部材から変速装置の入力軸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によるロックアップすなわち入力部材と変速装置の入力軸との連結を実行することが可能となる。

図面の簡単な説明

[0018] [図1]本発明の実施例に係るダンパ装置10を備えた流体伝動装置1を示す部分断面図である。

[図2]ダンパ装置10を示す構成図である。

[図3]ダンパ装置10の第1中間部材12および第2中間部材14を示す構成図である。

[図4]流体伝動装置1の概略構成図である。

[図5]原動機としてのエンジンの回転数とダンパ装置10の振動レベルとの関係を例示する説明図である。

[図6]原動機としてのエンジンの回転数とダンパ装置10の振動レベルとの関

係を例示する説明図である。

[図7]変形例に係る第1中間部材12Bおよび第2中間部材14Bを示す構成図である。

[図8]他の変形例に係る第1中間部材12Cおよび第2中間部材14Cを示す構成図である。

[図9]変形例に係るダンパ装置10Dを備えた流体伝動装置1Dを示す部分断面図である。

発明を実施するための形態

[0019] 次に、本発明を実施するための形態を実施例を用いて説明する。

[0020] 図1は、本発明の実施例に係るダンパ装置10を備えた流体伝動装置1を示す構成図である。同図に示す流体伝動装置1は、原動機としてのエンジン（内燃機関）を備えた車両に発進装置として搭載されるトルクコンバータであり、図示しないエンジンのクランクシャフトに連結されるフロントカバー（入力部材）3と、フロントカバー3に固定されたポンプインペラ（入力側流体伝動要素）4と、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と、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と、図示しない自動変速機（AT）あるいは無段変速機（CVT）である変速装置のインプットシャフトに固定されるダンパハブ（出力部材）7と、ロックアップピストン80を有する単板摩擦式のロックアップクラッチ機構8と、ダンパハブ7に接続されると共にロックアップピストン80に接続されたダンパ装置10とを含む。

[0021] ポンプインペラ4は、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、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は、ダンパハブ7に嵌合されると共にリベットを介して当該ダンパハブ7に固定される。ステータ6は、複数のステータブレード60を有し、ス

ステータ 6 の回転方向は、ワンウェイクラッチ 6 1 により一方向のみに設定される。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、これらポンプインペラ 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ーラス（環状流路）を形成する。

[0022] ダンパ装置 1 0 は、図 1 および図 2 に示すように、入力要素としてのドライブ部材 1 1 と、複数の第 1 スプリング（第 1 弾性体）S P 1 を介してドライブ部材 1 1 と係合する第 1 中間部材（第 1 中間要素）1 2 と、複数の第 2 スプリング（第 2 弾性体）S P 2 を介して第 1 中間部材 1 2 と係合する第 2 中間部材（第 2 中間要素）1 4 と、複数の第 3 スプリング（第 3 弾性体）S P 3 を介して第 2 中間部材 1 4 と係合するドリブン部材（出力要素）1 5 とを含む。実施例において、第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 は、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料からなるコイルスプリングであり、第 3 スプリング S P 3 は、荷重が加えられていないときに円弧状に延びる軸心を有するように巻かれた金属材料からなるアークスプリングである。

[0023] ドライブ部材 1 1 は、それぞれ対応する第 1 スプリング S P 1 の一端と当接する複数のスプリング当接部 1 1 a と、複数のスプリング支持部 1 1 b とを有する。そして、ドライブ部材 1 1 は、リベットを介してロックアップクラッチ機構 8 のロックアップピストン 8 0 に固定され、フロントカバー 3 やポンプインペラ 4 のポンプシェル 4 0 により画成されるハウジング内部の外周側領域に配置される。第 1 中間部材 1 2 は、ドライブ部材 1 1 の複数のスプリング支持部 1 1 b と共に第 1 および第 2 スプリング S P 1、S P 2 を同一円周上で互いに隣り合わせに（交互に）して摺動自在に支持可能な環状部材として構成されており、実施例では、第 2 中間部材 1 4 により流体伝動装置 1 の軸周りに回転自在に支持されてハウジング内部の外周側領域に配置される。

[0024] 図 1 から図 3 に示すように、第 1 中間部材 1 2 は、第 1 スプリング S P 1 および第 2 スプリング S P 2 を囲む環状の外周部 1 2 a と、外周部 1 2 a の

両側（図１における左右両側）の周縁部から内周側（径方向内側）に突出して互いに対向するように形成される一対のスプリング当接部１２ｂ、１２ｃとを有する。スプリング当接部１２ｂ、１２ｃは、第１中間部材１２に対して等間隔に複数（実施例では４個ずつ）形成され、図２からわかるように、それぞれ対応する第１スプリングＳＰ１の他端と当該第１スプリングＳＰ１と隣合う第２スプリングＳＰ２の一端との間に配置されて両者と当接する。更に、第１中間部材１２は、図１および図３に示すように、外周部１２ａの一方の周縁部（図１における左側すなわち変速装置側）から内周側（径方向内側）に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第２中間部材１４と摺接する複数の被支持部１２ｄを有する。

[0025] 第２中間部材１４は、環状の第１プレート１４１と、リベットを介して当該第１プレート１４１に固定される環状の第２プレート１４２とにより構成され、実施例では、ドリブン部材１５により流体伝動装置１の軸周りに回転自在に支持される。第２中間部材１４の第１プレート１４１は、それぞれ対応する第２スプリングＳＰ２の他端と当接する複数のスプリング当接部１４１ａと、第１中間部材１２を回転自在に支持するための複数の支持部１４１ｂとを外周側に有すると共に、第３スプリングＳＰ３を摺動自在に支持するための複数のスプリング支持部を内周側に有する。図１および図３に示すように、第２中間部材１４（第１プレート１４１）の複数の支持部１４１ｂは、それぞれ外周側（径方向外側）に突出して第１中間部材１２の対応する被支持部１２ｄと摺接するように周方向に間隔をおいて形成されている。

[0026] 実施例において、第１中間部材１２の各被支持部１２ｄおよび第２中間部材の各支持部１４１ｂの寸法（周長）は、図３に例示するようなドライブ時における第２中間部材１４に対する第１中間部材１２の回転角度（振り角度）とコースト時における第２中間部材１４に対する第１中間部材１２の回転角度とを考慮して、ダンパ装置１０の作動中に互いに対応する被支持部１２ｄと支持部１４１ｂとの十分な接触が確保される範囲内でできるだけ小さく（短く）定められる。すなわち、第１中間部材１２の互いに隣り合う被支持

部 1 2 d 同士の間隔と、第 2 中間部材 1 4 の互いに隣り合う支持部 1 4 1 b 同士の間隔とは、ダンパ装置 1 0 の円滑な作動を確保し得る範囲内で行われるだけ大きく定められる。また、第 2 中間部材 1 4 の第 2 プレート 1 4 2 は、それぞれ第 1 プレート 1 4 1 のスプリング支持部と対向して第 3 スプリング S P 3 を摺動自在に支持するスプリング支持部を有する。そして、第 1 および第 2 プレート 1 4 1 および 1 4 2 とには、それぞれ対応する第 3 スプリング S P 3 の一端と当接する複数のスプリング当接部 1 4 1 c (図 2 および図 3 参照) が形成されている。

[0027] これにより、各第 1 スプリング S P 1 をドライブ部材 1 1 のスプリング当接部 1 1 a と第 1 中間部材 1 2 の一対のスプリング当接部 1 2 b, 1 2 c との間に配置すると共に、各第 2 スプリング S P 2 を第 1 中間部材 1 2 の一対のスプリング当接部 1 2 b, 1 2 c と第 2 中間部材 1 4 すなわち第 1 プレート 1 4 1 のスプリング当接部 1 4 1 a との間に配置すれば、複数の第 1 スプリング S P 1 および複数の第 2 スプリング S P 2 がダンパ装置 1 0 の外周部の同心円上に配置されることになる。また、複数の第 3 スプリング S P 3 は、それぞれ第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 から流体伝動装置 1 の径方向に離間して配置され、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 よりも内周側に位置することになる。

[0028] ドリブン部材 1 5 は、第 2 中間部材 1 4 の第 1 プレート 1 4 1 と第 2 プレート 1 4 2 との間に配置されると共にダンパハブ 7 に固定される。また、ドリブン部材 1 5 は、それぞれ対応する第 3 スプリング S P 3 の他端と当接する複数のスプリング当接部 1 5 a を有する。更に、ドリブン部材 1 5 は、第 2 中間部材 1 4 の第 1 プレート 1 4 1 の内周部から流体伝動装置 1 の軸方向に延びるように延出された突部 1 4 1 d と係合する円弧状の複数のスリット 1 5 d を有している。第 1 プレート 1 4 1 の各突部 1 4 1 d がドリブン部材 1 5 の対応するスリット 1 5 d と係合 (遊嵌) することにより、第 2 中間部材 1 4 は、ドリブン部材 1 5 により支持されて流体伝動装置 1 の軸周りに配置されると共に、スリット 1 5 d の周長に応じた範囲内でドリブン部材 1 5

に対して回転可能となる。

[0029] ロックアップクラッチ機構 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ことができるものである。実施例において、ロックアップクラッチ機構 8 のロックアップピストン 80 は、図 1 に示すように、フロントカバー 3 の内部かつ当該フロントカバー 3 のエンジン側（図中右側）の内壁面近傍に配置され、ダンパハブ 7 に対して軸方向に摺動自在かつ回転自在に嵌合される。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、摩擦材 81 が貼着されている。そして、ロックアップピストン 80 の背面（図中右側の面）とフロントカバー 3 との間には、図示しない作動油供給孔やインプットシャフトに形成された油路を介して図示しない油圧制御ユニットに接続されるロックアップ室 85 が画成される。

[0030] ロックアップクラッチ機構 8 によるロックアップを実行することなくポンプインペラ 4 とタービンランナ 5 との間で動力を伝達する際には、ポンプインペラ 4 およびタービンランナ 5 に供給される作動油がロックアップ室 85 内に流入し、ロックアップ室 85 内は作動油で満たされる。従って、この際、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。そして、このようにロックアップクラッチ機構 8 によるロックアップが実行されないロックアップ解除時には、図 4 からわかるように、原動機としてのエンジンからの動力がフロントカバー 3、ポンプインペラ 4、タービンランナ 5、ダンパハブ 7 という経路を介して変速装置のインプットシャフトへと伝達されることになる。

[0031] また、図示しない油圧制御ユニットによりロックアップ室 85 内を減圧すれば、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 がダンパ装置 10 を介してダンパハブ 7 に連結される。このようにロックアップクラッチ機構 8 によりフロントカバー 3 とダンパハブ 7 とが連結され

るロックアップ時には、図4からわかるように、原動機としてのエンジンからの動力が、フロントカバー3、ロックアップクラッチ機構8、ドライブ部材11、第1スプリングSP1、第1中間部材12、第2スプリングSP2、第2中間部材14、第3スプリングSP3、ドリブン部材15、ダンパハブ7という経路を介して変速装置のインプットシャフトへと伝達される。この際、フロントカバー3に入力されるトルクの変動（振動）は、ダンパ装置10の第1および第2スプリングSP1、SP2並びに第3スプリングSP3により吸収される。

[0032] そして、実施例の流体伝動装置1では、フロントカバー3に連結されるエンジンの回転数が例えば1000rpm程度と極低いロックアップ回転数N_{lup}に達した段階でロックアップクラッチ機構8によりロックアップが実行される。これにより、エンジンと変速装置との間の動力伝達効率を向上させ、それによりエンジンの燃費をより向上させることができる。なお、ロックアップ室85内の減圧を停止すれば、ロックアップ室85内への作動油の流入に伴う圧力差の減少によりロックアップピストン80がフロントカバー3から離間し、それによりロックアップが解除されることになる。

[0033] このように、エンジンの回転数が例えば1000rpm程度と極低いロックアップ回転数N_{lup}に達した段階でロックアップを実行するためには、エンジンの回転数が上述のロックアップ回転数N_{lup}付近の低回転数域に含まれるときに、エンジンと変速装置との間でダンパ装置10により振動を良好に減衰する必要がある。このため、実施例のダンパ装置10では、振動減衰特性を向上させるべく、上述のように第1および第2スプリングSP1、SP2を第3スプリングSP3よりも外周側かつ概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置することで、装置内周側に第1および第2スプリングが直列に配置される場合に比べてより低剛性化（ロングストローク化）を図っている。更に、実施例のダンパ装置10では、直列に配列される第1～第3スプリングSP1～SP3のうち、装置内周側に配置される第3スプリングSP3をアークスプリングとすることで更なる低剛性化を図ると共に、第3ス

プリングSP3に作用する遠心力を小さくして当該第3スプリングSP3のヒステリシス、すなわち減荷時に第3スプリングSP3に作用する摩擦力を小さくし、それにより第3スプリングSP3の振動減衰特性を良好に確保している。

[0034] また、実施例のダンパ装置10では、装置外周側に第1および第2スプリングSP1、SP2が直列に配置されると共に、第1中間部材12が第1および第2スプリングSP1、SP2を覆うように配置されることから、第1および第2スプリングSP1、SP2それぞれのヒステリシス、すなわち減荷時に第1、第2スプリングSP1、SP2に作用する摩擦力が小さくなる。従って、第1および第2スプリングSP1、SP2が直列に作用する際の両者（トータル）のヒステリシスを例えば装置外周側に第1および第2スプリングSP1、SP2の全周長（両者の周長の和）と同程度の周長をもった長尺のスプリングが配置された場合に比べて小さくすることができる。更に、実施例のダンパ装置10は、第1中間部材12が第1および第2スプリングSP1、SP2を囲むように構成されると共に、複数対のスプリング当接部12b、12cを有し、各対は第1スプリングSP1と第2スプリングSP2との間で両者と当接する。これにより、ダンパ装置10等の作動に伴って第1スプリングSP1や第2スプリングSP2が収縮する際に第1中間部材12が第1スプリングSP1や第2スプリングSP2の収縮方向に移動することから、第1スプリングSP1や第2スプリングSP2に対する第1中間部材12の移動量（相対移動量）を減らすことができる。

[0035] すなわち、図4からわかるように、第1スプリングSP1や第2スプリングSP2が収縮する際に第1中間部材12が第1スプリングSP1や第2スプリングSP2の収縮方向に移動することで、一对のスプリング当接部12b、12c付近では第1および第2スプリングSP1、SP2と第1中間部材12とが実質的に（殆ど）摺接せず、第1および第2スプリングSP1、SP2と第1中間部材12との摺接は、主に、第1および第2スプリングSP1、SP2のスプリング当接部12b、12c側の端部とは反対側の端部

(図4における丸印参照)で生じることになる。この結果、第1および第2スプリングSP1、SP2と第1中間部材12とが摺接するのを抑制して、第1および第2スプリングSP1、SP2のそれぞれによる振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより一層低下させることができる。また、実施例のダンパ装置10では、第1および第2スプリングSP1、SP2として、コイルスプリングが採用されることから、装置外周側に長尺のコイルスプリングあるいはアークスプリングが配置される場合に比べて、第1および第2スプリングSP1、SP2の外周部と他の部材(上記実施例では、第1中間部材12)とが摺接するのを抑制して、第1および第2スプリングSP1、SP2による振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより低下させることができる。

[0036] 一方、実施例の流体伝動装置1では、ダンパ装置10の第1スプリングSP1と第3スプリングSP3との間に中間要素としての第1および第2中間部材12、14が配置されることから、第1中間部材12と第2中間部材14とが共振することがある。そして、エンジンの回転数が例えば上述のロックアップ回転数 N_{up} 付近の低回転数域に含まれ、ダンパ装置10全体(出力要素としてのドリブン部材15)の振動レベルが比較的高いときに第1中間部材12と第2中間部材14との共振が発生すると、当該第1中間部材12と第2中間部材14との共振に起因してダンパ装置10全体の振動レベルがより高まり、ダンパ装置10の後段側すなわち変速装置のインプットシャフトに比較的大きな振動が伝達されてしまうおそれがある。従って、エンジンの回転数が極低いロックアップ回転数 N_{up} に達した段階でロックアップクラッチ機構8によるロックアップをスムーズに実行するためには、ロックアップ完了後のエンジンの回転数が比較的高くエンジンからのトルクすなわち加振力が比較的低いときに第1中間部材12と第2中間部材14との共振を発生させるとよく、このためには、第1および第2中間部材12、14の共振周波数 f_i をより高めるとよい。

[0037] また、上述のように例えば1000rpm程度と極低いロックアップ回転

数 N_{up} に達した段階でロックアップを実行するためには、ロックアップが実行されると共にエンジンの回転数が上述のロックアップ回転数 N_{up} 付近の低回転数域に含まれるときや、その後に更にエンジンの回転数が高まったときにダンパ装置 10 全体の共振が発生しないようにする必要がある。このため、エンジンの回転数がロックアップ回転数 N_{up} よりも更に低い段階からロックアップが実行されると仮定したときにできるだけエンジンの回転数が低い段階、すなわち実際にはロックアップが実行されない回転数域でダンパ装置 10 全体の共振が発生するように、ダンパ装置 10 全体の共振周波数 f_t をより低くするとよい。

[0038] ここで、第 1 および第 2 中間部材 12, 14 が実質的に一体となって共振する状態は、単一のマスとしての第 1 および第 2 中間部材 12, 14 ならびに第 2 スプリング S P 2 に第 1 スプリング S P 1 と第 3 スプリング S P 3 とが並列に接続された状態に相当する。この場合には、第 1 スプリング S P 1 のバネ定数を “ k_1 ” とし、第 3 スプリング S P 3 のバネ定数を “ k_3 ” とすれば、系の合成バネ定数 k_{13} が “ $k_1 + k_3$ ” となることから、実質的に一体となって共振する第 1 および第 2 中間部材 12, 14 ならびに第 2 スプリング S P 2 の共振周波数（固有振動数） f_i は、 $f_i = 1 / 2\pi \cdot \sqrt{\{ (k_1 + k_3) / I \}}$ と表される。ただし、“ I ” は、単一のマスとしての第 1 中間部材 12、第 2 中間部材 14 および第 2 スプリング S P 2 のイナーシャであり、イナーシャ I の単位は、“ $kg \cdot m^2$ ” である。すなわち、実質的に一体となって共振する際の第 1 および第 2 中間部材 12, 14 のイナーシャ I は、第 2 スプリング S P 2 のイナーシャを半分ずつ第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 とに振り分けることにより求めることが可能であり、第 1 中間部材 12 のイナーシャと第 2 中間部材 14 のイナーシャと両者の間に配置された第 2 スプリング S P 2 のイナーシャとの和として取り扱うことができる。また、ダンパ装置 10 の全体が一体に共振するときには、ドライブ部材 11 と第 1 スプリング S P 1 と第 1 中間部材 12 と第 2 スプリング S P 2 と第 2 中間部材 14 と第 3 スプリング S P 3 とドリブン部材 15 とが直列に連な

ることから、系の合成バネ定数 k_{123} は、第2スプリング $SP2$ のバネ定数を “ k_2 ” とすれば、 $1/k_{123} = 1/k_1 + 1/k_2 + 1/k_3$ と表され、ダンパ装置10全体の共振周波数 f_t は、 $f_t = 1/2\pi \cdot \sqrt{k_{123}/I_t}$ と表される（ただし、“ I_t ” は、ダンパ全体のイナーシャである）。

[0039] 従って、ロックアップ完了後のエンジンの回転数が比較的高いときに第1中間部材12と第2中間部材14との共振を発生させるためには、第1および第2中間部材12、14の共振周波数 f_i をより高めるべく、第1スプリング $SP1$ のバネ定数 k_1 と第3スプリング $SP3$ のバネ定数 k_3 との和をできるだけ大きくしたり、第1および第2中間部材12、14のイナーシャ I をできるだけ小さくしたりすればよい。また、ダンパ装置10全体の共振周波数 f_t をより低くするためには、系の合成バネ定数 k_{123} をできるだけ小さくすればよい。なお、本明細書において、“剛性”と“バネ定数”とは、何れも“力（トルク）／ねじれ角（単位は、“ Nm/rad ”または“ Nm/deg ”である）”を示し、同義である。また、スプリングの剛性（バネ定数）は、スプリングの線径を小さくしたり、単位長さあたりの巻き数を減らしたりすることで低く（小さく）なり、スプリングの線径を大きくしたり、単位長さあたりの巻き数を増やしたりすることで高く（大きく）なる。

[0040] これらを踏まえて、実施例のダンパ装置10では、第1スプリング $SP1$ の剛性が第2および第3スプリング $SP2$ 、 $SP3$ の剛性よりも高く設定される。すなわち、実施例では、第1スプリング $SP1$ のバネ定数 k_1 が第2および第3スプリング $SP2$ 、 $SP3$ のバネ定数 k_2 、 k_3 に比べて大幅に大きく（例えば数倍程度）設定される。このように第1スプリング $SP1$ の剛性を第2スプリング $SP2$ の剛性よりも高く設定すれば、第1中間部材12と第2中間部材14とを実質的に一体化させ易くすると共に、第1スプリング $SP1$ の剛性をより高くすることで第1および第2中間部材12、14の共振周波数 f_i を高め、エンジンの回転数が比較的高く、当該エンジンからのトルク（加振力）が比較的低いときに第1中間部材12と第2中間部材14との共振を発生させることができる。

[0041] また、実施例のダンパ装置 10 の第 1 中間部材 12 は、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 を囲む環状の外周部 12 a と、外周部 12 a の両側の周縁部から内周側（径方向内側）に突出して互いに対向するように形成されると共に第 1 スプリング S P 1 と第 2 スプリング S P 2 との間で両者と当接する一对のスプリング当接部 12 b, 12 c とを有するものであり、第 1 中間部材 12 をこのように構成すれば、当該第 1 中間部材 12 をより軽量化することができる。これにより、第 1 中間部材 12 のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第 1 および第 2 中間部材 12, 14 のイナーシャ I を小さくして第 1 および第 2 中間部材 12, 14 の共振周波数 f_i をより高めることができる。

[0042] 更に、第 1 中間部材 12 は、外周部 12 a の周縁部から内周側（径方向内側）に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第 2 中間部材 14 と摺接する複数の被支持部 12 d を有するものであり、第 1 中間部材 12 を回転自在に支持する第 2 中間部材 14 は、外周側（径方向外側）に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第 1 中間部材 12 の被支持部 12 d と摺接する複数の支持部 14 1 b を有するものである。これにより、図 3 に示すように第 1 中間部材 12 の互いに隣り合う被支持部 12 d 同士の間隔をできるだけ大きくすると共に第 2 中間部材 12 の互いに隣り合う支持部 14 1 b 同士の間隔をできるだけ大きくすることで第 1 および第 2 中間部材 12, 14 をより一層軽量化して、実質的に一体となって共振する際の第 1 および第 2 中間部材 12, 14 のイナーシャ I をより一層小さくすることができる。

[0043] また、実施例のダンパ装置 10 では、第 1 スプリング S P 1 の剛性が第 3 スプリング S P 3 の剛性よりも高く設定されているので、第 3 スプリング S P 3 であるアークスプリングの特性を生かしてダンパ装置 10 の低剛性化（ロングストローク化）を図りつつ振動減衰特性を向上させると共に、第 3 スプリング S P 3 により第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 との共振を良好に減衰することが可能となる。そして、実施例のダンパ装置 10 では、コイ

ルスプリングに比べて剛性を下げやすいというアークスプリングの特性を生かすと共に、ヒステリシスを低減させるべく第1および第2スプリングSP1, SP2よりも内周側に配置されるアークスプリングである第3スプリングSP3の振動減衰特性をより良好に保つために、第3スプリングSP3のバネ定数 k_3 が第2スプリングSP2のバネ定数 k_2 よりも小さく設定される。すなわち、第1～第3スプリングSP1～SP3のバネ定数を $k_1 > k_2 > k_3$ ($k_1 \gg k_2 > k_3$) とすることにより、第1および第2中間部材12, 14の共振周波数 f_i を高めると共にダンパ装置10全体の共振周波数 f_t を低下させつつ、第3スプリングSP3を低剛性化してダンパ装置10全体の振動減衰特性を向上させることができる。

[0044] 図5は、ロックアップが実行されている状態でのエンジンの回転数と上述のダンパ装置10の振動レベルとの関係を例示する説明図である。同図は、第1および第2スプリングSP1, SP2を第3スプリングSP3よりも外周側かつ概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置することの有用性を確認すべく行われたねじり振動系のシミュレーション結果を示すものであり、当該シミュレーションにより得られた実施例のダンパ装置10を含む複数のダンパ装置におけるエンジン（フロントカバー3）の回転数とダンパ装置の出力要素であるドリブン部材15（ダンパハブ7）における振動レベルとの関係を例示する。かかるシミュレーションにおいて、原動機としてのエンジンの諸元、ポンプインペラ4やタービンランナ5ならびにロックアップクラッチ機構8の諸元等は、基本的に同一とされ、ダンパ装置の構造や第1～第3スプリングSP1～SP3の種類や剛性の大小が複数のダンパ装置間で変更された。

[0045] 図5における実線は、上記実施例のダンパ装置10の振動レベルを示す。また、図5における破線は、実施例のダンパ装置10において、第3スプリングSP3としてアークスプリングの代わりにコイルスプリングを採用した変形例のダンパ装置の振動レベルを示す（第1～第3スプリングSP1～SP3のバネ定数は、実施例と同様に $k_1 > k_2 > k_3$ ($k_1 \gg k_2 > k_3$))

である)。更に、図5における一点鎖線は、上述の特許文献1に記載されたものと同様の構造を有するダンパ装置のモデル（以下、「比較例1」という）の振動レベルを示し、図5における二点鎖線は、上述の特許文献1に記載された構造を応用して装置外周側に2種類のスプリングを直列に配置した構造を有するダンパ装置のモデル（以下、「比較例2」という）の振動レベルを示す。

[0046] 比較例1のダンパ装置は、入力部材から動力が伝達される内周側の第1スプリングと、第1スプリングから動力が伝達される第1中間部材と、第1スプリングと概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置されると共に第1中間部材から動力が伝達される第2スプリングと、第2スプリングから動力が伝達される第2中間部材と、第1および第2スプリングよりも外周側に配置されると共に第2中間部材から動力が伝達される第3スプリングと、第3スプリングから動力が伝達される出力部材とを含むものである。比較例1のダンパ装置において、第1～第3スプリングは何れもコイルスプリングであり、第1および第2中間部材の共振周波数を高めると共にダンパ装置全体の共振周波数を低下させるべく、第1～第3スプリングのバネ定数は、構造上可能な範囲内で実施例と同様に $k_1 > k_2 > k_3$ とされた。

[0047] また、比較例2のダンパ装置は、入力部材から動力が伝達される内周側の第1スプリングと、第1スプリングから動力が伝達される第1中間部材と、第1スプリングよりも外周側に配置されると共に第1中間部材から動力が伝達される第2スプリングと、第2スプリングから動力が伝達される第2中間部材と、第2スプリングと概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置されると共に第2中間部材から動力が伝達される第3スプリングと、第3スプリングから動力が伝達される出力部材とを含むものである。比較例2のダンパ装置においても、第1～第3スプリングは何れもコイルスプリングであり、第1および第2中間部材の共振周波数を高めると共にダンパ装置全体の共振周波数を低下させるべく、第1～第3スプリングのバネ定数は、構造上可能な範囲内で実施例と同様に $k_1 > k_2 > k_3$ とされた。また、比較例2のダン

パ装置は、第2中間要素が第2スプリングと第3スプリングとの間で両者と当接する当接部を有すると共に、出力部材が第2および第3スプリングを囲むように構成された部分（特許文献1における「保持部78c」）を有する。

[0048] 図5に示すように、比較例1のダンパ装置では、第1～第3スプリングのバネ定数を調整しても、装置内周側の第1および第2スプリングの振り角度を大きくとれないことから、ダンパ装置全体の共振周波数を十分に低下させることができず、そのため、ロックアップ回転数 N_{Lup} 付近における振動レベルが比較的高くなってしまふ。また、比較例1のダンパ装置では、第1および第2スプリングの振り角度を大きくとれず、ダンパ装置の低剛性化を十分に図ることができないので、第1中間部材および第2中間部材の共振レベルが高くなってしまふ。一方、比較例2のダンパ装置では、装置外周側の第2および第3スプリングの振り角度を大きくして低剛性化をはかることができるので、振動レベルを全体に低下させることができる。しかしながら、比較例2のダンパ装置では、出力部材の保持部内で第2および第3スプリングが収縮することから、少なくとも第2スプリングの両端部と保持部の内周面とが摺接すると共に第3スプリングの両端部と保持部の内周面とが摺接することから、第2および第3スプリングそれぞれのヒステリシスが大きくなってしまひ、その結果、ロックアップ回転数 N_{Lup} 付近における振動レベルが比較的高くなってしまふ。

[0049] これに対して、実施例のダンパ装置10や変形例のダンパ装置では、上述のように、ダンパ装置10全体の共振周波数 f_t をより低くすることができると共に、第1および第2スプリングSP1, SP2による振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより低下させることができるので、図5に示すように、ロックアップ回転数 N_{Lup} 付近における振動レベルを良好に低下させることができる。従って、実施例のダンパ装置10や変形例のダンパ装置では、エンジンの回転数が極低いロックアップ回転数 N_{Lup} に達した段階でロックアップクラッチ機構8によるロックアップを極めてスムーズに実行することが可能となる。また、実施例と変形例との対比からわかるように、実

施例のダンパ装置 10 のように、低剛性化（ロングストローク化）を図るために第 3 スプリング S P 3 として用いられるアークスプリングを用いると共に、ヒステリシスを低減させるべく第 3 スプリング S P 3 を第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 の内周側に配置することで、エンジンの回転数がより高まった段階で発生する第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 との共振をより良好に減衰することができる。

[0050] 更に、図 6 に、上述のようにして第 1 中間部材 12 や第 2 中間部材 14 を軽量化することの有効性を確認すべく行われたねじり振動系のシミュレーション結果を示す。図 6 において、実線は、上記実施例のダンパ装置 10 の振動レベルを示す。また、図 6 における破線は、上記ダンパ装置 10 の第 1 中間部材 12 および第 2 中間部材 14 の構成を一部変更したものに相当する比較例 3 のダンパ装置の振動レベルを示す。比較例 3 のダンパ装置の第 1 中間部材は、上述の外周部 12 a の周縁部の一方から内周側（径方向内側）に延出された延出部を更に内方に折り曲げられることにより形成されたスプリング当接部を有する。また、比較例 3 のダンパ装置では、第 1 中間部材の被支持部が外周部の周縁部のほぼ全周にわたって形成されると共に、第 2 中間部材の複数の支持部同士の間隔ができるだけ小さく定められる。図 6 に示すように、上述のような第 1 中間部材 12 や第 2 中間部材 14 の軽量化が図られた実施例のダンパ装置 10 では、比較例 3 のダンパ装置に比べて、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 との共振がエンジンの回転数がより高まった段階で発生し、更に共振の振動レベルも低下している。従って、上述のような第 1 中間部材 12 や第 2 中間部材 14 の軽量化は、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 との共振をエンジンの回転数がより高まった段階で発生させると共に当該共振の振動レベルを低下させるのに極めて有効であることが理解されよう。

[0051] 以上説明したように、実施例の流体伝動装置 1 に含まれるダンパ装置 10 は、原動機としてのエンジンからの動力が伝達されるドライブ部材 11 と、第 1 スプリング S P 1 を介してドライブ部材 11 から動力が伝達される第 1

中間部材 1 2 と、第 2 スプリング S P 2 を介して第 1 中間部材 1 2 から動力が伝達される第 2 中間部材 1 4 と、第 3 スプリング S P 3 を介して第 2 中間部材 1 4 から動力が伝達されるドリブン部材 1 5 とを含むものである。そして、ダンパ装置 1 0 では、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 が第 3 スプリング S P 3 よりも外周側かつ概ね同一円周上に互いに隣り合わせに配置される。これにより、装置内周側に第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 が直列に配置される場合に比べてダンパ装置 1 0 をより低剛性化（ロングストローク化）することができる。

[0052] また、実施例のダンパ装置の第 1 中間部材 1 2 は、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 を囲む環状の外周部 1 2 a と、当該外周部 1 2 a の両側の周縁部から内周側に突出して互いに対向するように形成されると共に第 1 スプリング S P 1 と第 2 スプリング S P 2 との間で両者と当接する一対のスプリング当接部 1 2 b, 1 2 c とを有するものであり、第 1 中間部材 1 2 をこのように構成すれば、当該第 1 中間部材 1 2 をより軽量化することができる。これにより、第 1 中間部材 1 2 のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第 1 および第 2 中間部材 1 2, 1 4 のイナーシャ I を小さくして第 1 および第 2 中間部材 1 2, 1 4 の共振周波数 f_i を高め、ドライブ部材 1 1 の回転数が比較的高いとき、すなわちエンジンの回転数が比較的高く、当該エンジンからのトルク（加振力）が比較的低いときに第 1 中間部材 1 2 と第 2 中間部材 1 4 との共振を発生させることができる。更に、実施例のダンパ装置 1 0 では、第 1 スプリング S P 1 や第 2 スプリング S P 2 が収縮する際に第 1 中間部材 1 2 が第 1 スプリング S P 1 等の収縮方向に移動することから、第 1 スプリング S P 1 や第 2 スプリング S P 2 に対する第 1 中間部材 1 2 の移動量（相対移動量）を減らすことができる。これにより、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 と第 1 中間部材 1 2 とが摺接するのを抑制して、第 1 および第 2 スプリング S P 1, S P 2 のそれぞれによる振動減衰効果へのヒステリシス、すなわち減荷時に第 1、第 2 スプリング S P 1, S P 2 に作用する摩擦力の影響をより一層低下させることができる。

。この結果、実施例のダンパ装置 10 では、低剛性化を図りつつ、第 1 中間部材 12 と第 2 中間部材 14 との共振の影響を軽減することが可能となる。

[0053] 更に、ダンパ装置 10 の第 1 中間部材 12 は、第 2 中間部材 14 により回転自在に支持され、外周部 12a の周縁部から内周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第 2 中間部材 14 と摺接する複数の被支持部 12d を有する。また、第 2 中間部材 14 は、外周側（径方向外側）に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ第 1 中間部材 12 の対応する被支持部 12d と摺接する複数の支持部 141b を有する。これにより、第 1 中間部材 12 の互いに隣り合う被支持部 12d 同士の間隔と、第 2 中間部材 14 の互いに隣り合う支持部 141b 同士の間隔とを上述のようにダンパ装置 10 の円滑な作動を確保し得る範囲内でできるだけ大きく定めることで、第 1 中間部材 12 や第 2 中間部材 14 をより一層軽量化して、第 1 中間部材 12 や第 2 中間部材 14 のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第 1 および第 2 中間部材 12, 14 のイナーシャ I をより一層小さくすることができる。

[0054] そして、第 1 中間部材 12 の被支持部 12d の寸法（被支持部 12d 同士の間隔）や第 2 中間部材 14 の支持部 141b の寸法（支持部 141b 同士の間隔）を調整することにより、第 1 中間部材 12 や第 2 中間部材 14 のイナーシャ、ひいては実質的に一体となって共振する際の第 1 および第 2 中間部材 12, 14 のイナーシャ I をダンパ装置 10 が搭載される車両や連結されるエンジンの特性等に合わせて調整することが可能となる。従って、ダンパ装置 10 が搭載される車両や連結されるエンジンによっては、図 7 に示すように、各被支持部 12d の寸法（周長）をできるだけ小さくした第 1 中間部材 12B と、各支持部 141b の寸法（周長）をできるだけ大きくした第 2 中間部材 14B とを組み合わせてもよく、図 8 に示すように、各被支持部 12d の寸法（周長）をできるだけ大きくした第 1 中間部材 12C と、各支持部 141b の寸法（周長）をできるだけ小さくした第 2 中間部材 14C とを組み合わせてもよい。

[0055] また、上記実施例のように、第1および第2スプリングSP1, SP2としてコイルスプリングを採用すれば、装置外周側に長尺のコイルスプリングあるいはアークスプリングが配置される場合に比べて、第1および第2スプリングSP1, SP2と他の部材（第1中間部材12）とが摺接するのを抑制して、第1および第2スプリングSP1, SP2による振動減衰効果へのヒステリシスの影響をより低下させることができる。更に、内周側の第3スプリングSP3としてアークスプリングを採用することで、ダンパ装置10をより一層低剛性化（ロングストローク化）することができる。そして、アークスプリングである第3スプリングSP3を第1および第2スプリングSP1, SP2よりも内周側に配置することで、第3スプリングSP3に作用する遠心力を小さくして当該第3スプリングSP3のヒステリシスを小さくし、それにより第3スプリングSP3の振動減衰特性を良好に保つことができる。

[0056] 更に、上記実施例のように、第1スプリングSP1の剛性を第2スプリングSP2の剛性よりも高くすれば、第1および第2中間部材12, 14の共振周波数 f_i を高め、エンジン（フロントカバー3）の回転数が比較的高く、当該エンジンからのトルク（加振力）が比較的低いときに第1中間部材12と第2中間部材14との共振を発生させることができる。この結果、第1中間部材12と第2中間部材14との共振によるダンパ装置10全体（出力要素としてのドリブン部材15）の振動レベルの高まりを抑え、それによりダンパ装置10の後段側に比較的大きな振動が伝達されてしまうのを抑制することができる。従って、実施例のダンパ装置10では、第1中間部材12と第2中間部材14との共振の影響を良好に軽減することが可能となる。

[0057] また、上記実施例のように、第3スプリングSP3の剛性を第2スプリングSP2の剛性よりも低くすれば、第1スプリングSP1の剛性をより高くして第1中間部材12および第2中間部材14の共振周波数 f_i を高めると共にダンパ装置10全体の共振周波数 f_t を低下させつつ、第3スプリングSP3を低剛性化してダンパ装置10全体の振動減衰特性を向上させること

ができる。ただし、第3スプリングSP3の剛性を第1スプリングSP1の剛性よりも低く、かつ第2スプリングSP2の剛性以上としてもよい。すなわち、第3スプリングSP3のバネ定数 k_3 を第2スプリングSP2のバネ定数 k_2 以上にすれば、第1スプリングSP1のバネ定数 k_1 と第3スプリングSP3のバネ定数 k_3 との和をより大きくして第1および第2中間部材12, 14の共振周波数 f_i をより高くすると共に、ダンパ装置10全体の共振周波数 f_t をより低くすることができる。なお、ダンパ装置の接続対象であるエンジン等の特性によっては、第1～第3スプリングSP1～SP3のすべてをコイルスプリングとすると共に、第1～第3スプリングSP1～SP3のバネ定数を $k_1 > k_2 > k_3$ ($k_1 \gg k_2 > k_3$) としたり、 $k_1 > k_3 \geq k_2$ ($k_1 \gg k_3 \geq k_2$) としたりしても、実用上良好な結果が得られる。

[0058] そして、実施例のダンパ装置10を構成するドライブ部材11は、エンジンに連結された入力部材としてのフロントカバー3にロックアップクラッチ機構8を介して接続されるものであり、ドリブン部材15は、変速装置のインプットシャフトに連結される。すなわち、上述のダンパ装置10を用いれば、エンジンの回転数が極低いときに、フロントカバー3から変速装置のインプットシャフト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機構8によるロックアップすなわちフロントカバー3と変速装置のインプットシャフトとの連結を実行することが可能となる。

[0059] 図9は、変形例に係るダンパ装置10Dを備えた流体伝動装置1Dを示す部分断面図である。同図に示すダンパ装置10Dは、第1スプリングSP1の一端と当接するスプリング当接部11aを有する入力要素としてのドライブ部材11と、第1スプリングSP1と第2スプリングSP2の間で両者と当接する一対のスプリング当接部12b, 12cおよび第2中間部材14Dと摺接する複数の被支持部12dを有する第1中間部材12と、第2スプリングSP2の他端と当接するスプリング当接部140a、第1中間部材12の対応する被支持部12dとそれぞれ摺接する複数の支持部140b、およ

び第3スプリングSP3の一端と当接するスプリング当接部140cを有する第2中間部材14Dと、第3スプリングSP3の他端と当接するスプリング当接部（図示省略）を有する出力要素としてのドリブン部材15Dとを含むものである。

[0060] 図9に示すように、変形例のダンパ装置10Dでは、出力要素であるドリブン部材15Dがダンパハブ7に固定される環状の第1プレート151と、リベットを介して当該第1プレート151に固定される環状の第2プレート152とにより構成され、第3スプリングSP3が第1プレート151と第2プレート152とにより摺動自在に支持される。そして、変形例のダンパ装置10Dにおいて、第2中間部材14Dは、第2スプリングSP2と当接するスプリング当接部140aと、複数の支持部140bと、第3スプリングSP3と当接するスプリング当接部140cとを有すると共に、ドリブン部材15Dの第1プレート151と第2プレート152との間に配置される単一の部材として構成されている。このように、第2中間部材14Dを単一の部材として構成することにより、当該第2中間部材14Dをより一層軽量化して、第2中間部材14Dのイナーシャをより一層小さくすることができる。

[0061] なお、上述の流体伝動装置1，1Dは、ポンプインペラ4、タービンランナ5およびステータ6を備えたトルクコンバータとして構成されるが、本発明によるダンパ装置を含む流体伝動装置は、ステータを有さない流体継手として構成されてもよい。また、上述の流体伝動装置1，1Dは、単板摩擦式のロックアップクラッチ機構8の代わりに、多板摩擦式のロックアップクラッチ機構を備えるものであってもよい。

[0062] ここで、上記実施例等の主要な要素と発明の概要の欄に記載した発明の主要な要素との対応関係について説明する。すなわち、上記実施例等では、原動機としてのエンジンからの動力が伝達されるドライブ部材11が「入力要素」に相当し、ドライブ部材11から動力が伝達されるコイルスプリングである第1スプリングSPが「第1弾性体」に相当し、第1スプリングSP1

から動力が伝達される第 1 中間部材 1 2 が「第 1 中間要素」に相当し、第 1 中間部材 1 2 から動力が伝達されるコイルスプリングである第 2 スプリング S P 2 が「第 2 弾性体」に相当し、第 2 スプリング S P 2 から動力が伝達される第 2 中間部材 1 4 が「第 2 中間要素」に相当し、第 2 中間部材 1 4 から動力が伝達されるアークスプリングである第 3 スプリング S P 3 が「第 3 弾性体」に相当し、第 3 スプリング S P 3 から動力が伝達されるドリブン部材 1 5 が「出力要素」に相当する。ただし、実施例の主要な要素と発明の概要の欄に記載された発明の主要な要素との対応関係は、実施例が発明の概要の欄に記載された発明を実施するための形態を具体的に説明するための一例であることから、発明の概要の欄に記載した発明の要素を限定するものではない。すなわち、実施例はあくまで課題を解決するための手段の欄に記載された発明の具体的な一例に過ぎず、発明の概要の欄に記載された発明の解釈は、その欄の記載に基づいて行なわれるべきものである。

[0063] 以上、実施例を用いて本発明による実施の形態について説明したが、本発明は上記実施例に何ら限定されるものではなく、本発明による要旨を逸脱しない範囲内において、様々な変更をなし得ることはいうまでもない。

産業上の利用可能性

[0064] 本発明は、ダンパ装置の製造産業等において利用可能である。

請求の範囲

[請求項1]

原動機からの動力が伝達される入力要素と、該入力要素から動力が伝達される第1弾性体と、該第1弾性体から動力が伝達される第1中間要素と、該第1中間要素から動力が伝達される第2弾性体と、該第2弾性体から動力が伝達される第2中間要素と、該第2中間要素から動力が伝達される第3弾性体と、該第3弾性体から動力が伝達される出力要素とを含むダンパ装置において、

前記第1および第2弾性体は、前記第3弾性体よりも外周側かつ同一円周上に互いに隣り合わせに配置され、

前記第1中間要素は、前記第1および第2弾性体を囲む環状の外周部と、前記外周部の両側の周縁部から内周側に突出して互に対向するように形成されると共に前記第1弾性体と前記第2弾性体との間で両者と当接する一对の当接部とを有することを特徴とするダンパ装置。

[請求項2]

請求項1に記載のダンパ装置において、

前記第1中間要素は、前記第2中間要素により回転自在に支持され、前記外周部の周縁部から内周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ前記第2中間要素と摺接する複数の被支持部を有することを特徴とするダンパ装置。

[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2中間要素は、外周側に突出するように周方向に間隔をおいて形成されると共にそれぞれ前記第1中間要素と摺接する複数の支持部を有することを特徴とするダンパ装置。

[請求項4]

請求項3に記載のダンパ装置において、

前記入力要素は、前記第1弾性体の一端と当接する当接部を有し、

前記第1中間要素の前記当接部は、前記第1弾性体の他端と当接すると共に該第1弾性体と隣り合う前記第2弾性体の一端と当接し、

前記第 2 中間要素は、前記第 2 弾性体の他端と当接する当接部と前記第 3 弾性体の一端と当接する当接部とを有し、

前記出力要素は、前記第 3 弾性体の他端と当接する当接部を有することを特徴とするダンパ装置。

[請求項 5] 請求項 4 に記載のダンパ装置において、

前記第 2 中間要素は、前記複数の支持部と、前記第 2 弾性体と当接する当接部と、前記第 3 弾性体と当接する当接部とを有する単一の部材として構成されていることを特徴とするダンパ装置。

[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 および第 2 弾性体は、コイルスプリングであることを特徴とするダンパ装置。

[請求項 7] 請求項 6 に記載のダンパ装置において、

前記第 3 弾性体は、アークスプリングであることを特徴とするダンパ装置。

[請求項 8] 請求項 1 から 7 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記第 1 弾性体の剛性は、前記第 2 弾性体の剛性よりも高いことを特徴とするダンパ装置。

[請求項 9] 請求項 8 に記載のダンパ装置において、

前記第 3 弾性体の剛性は、前記第 2 弾性体の剛性よりも低いことを特徴とするダンパ装置。

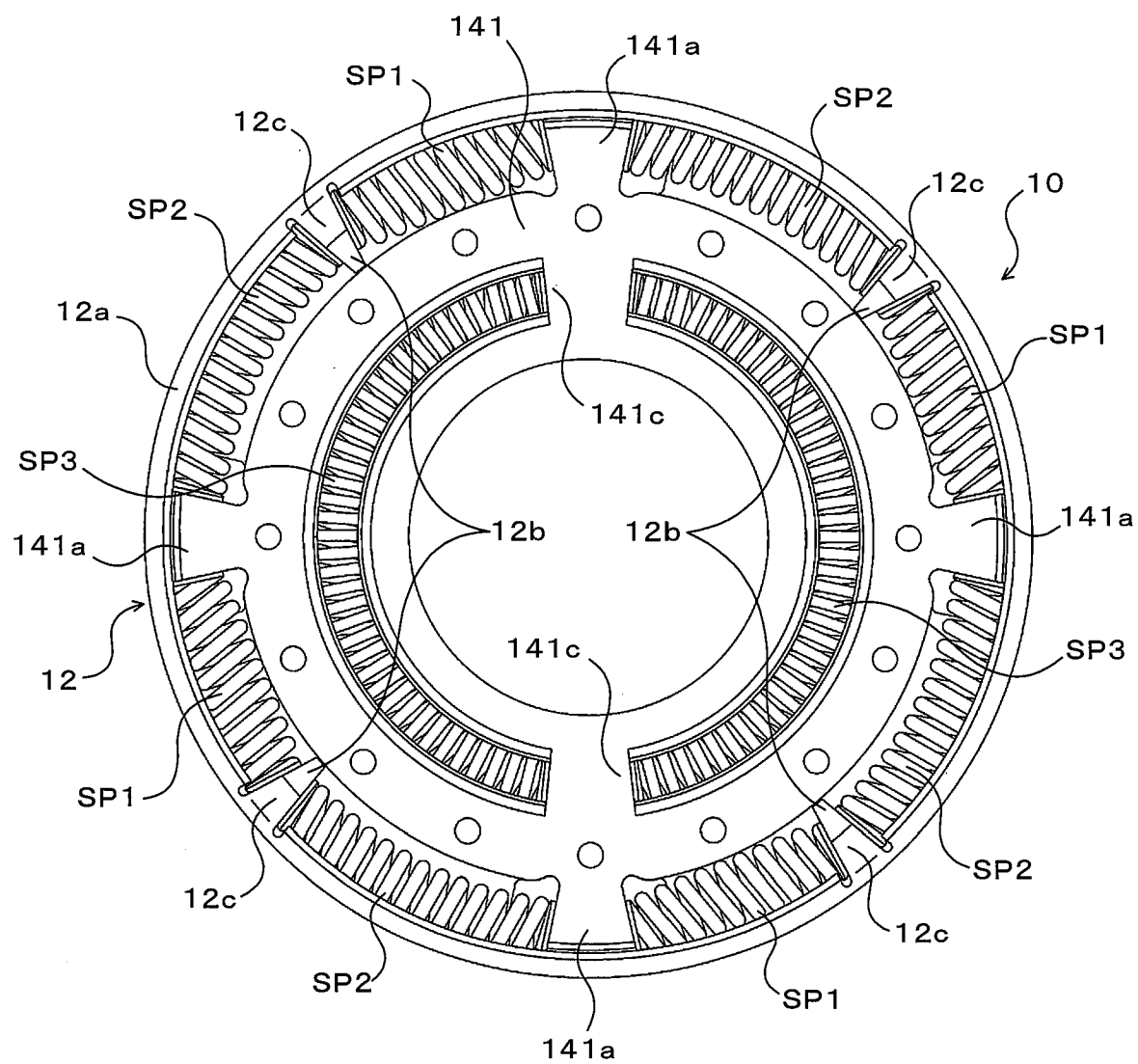
[請求項 10] 請求項 8 に記載のダンパ装置において、

前記第 3 弾性体の剛性は、前記第 1 弾性体の剛性よりも低く、かつ前記第 2 弾性体の剛性以上であることを特徴とするダンパ装置。

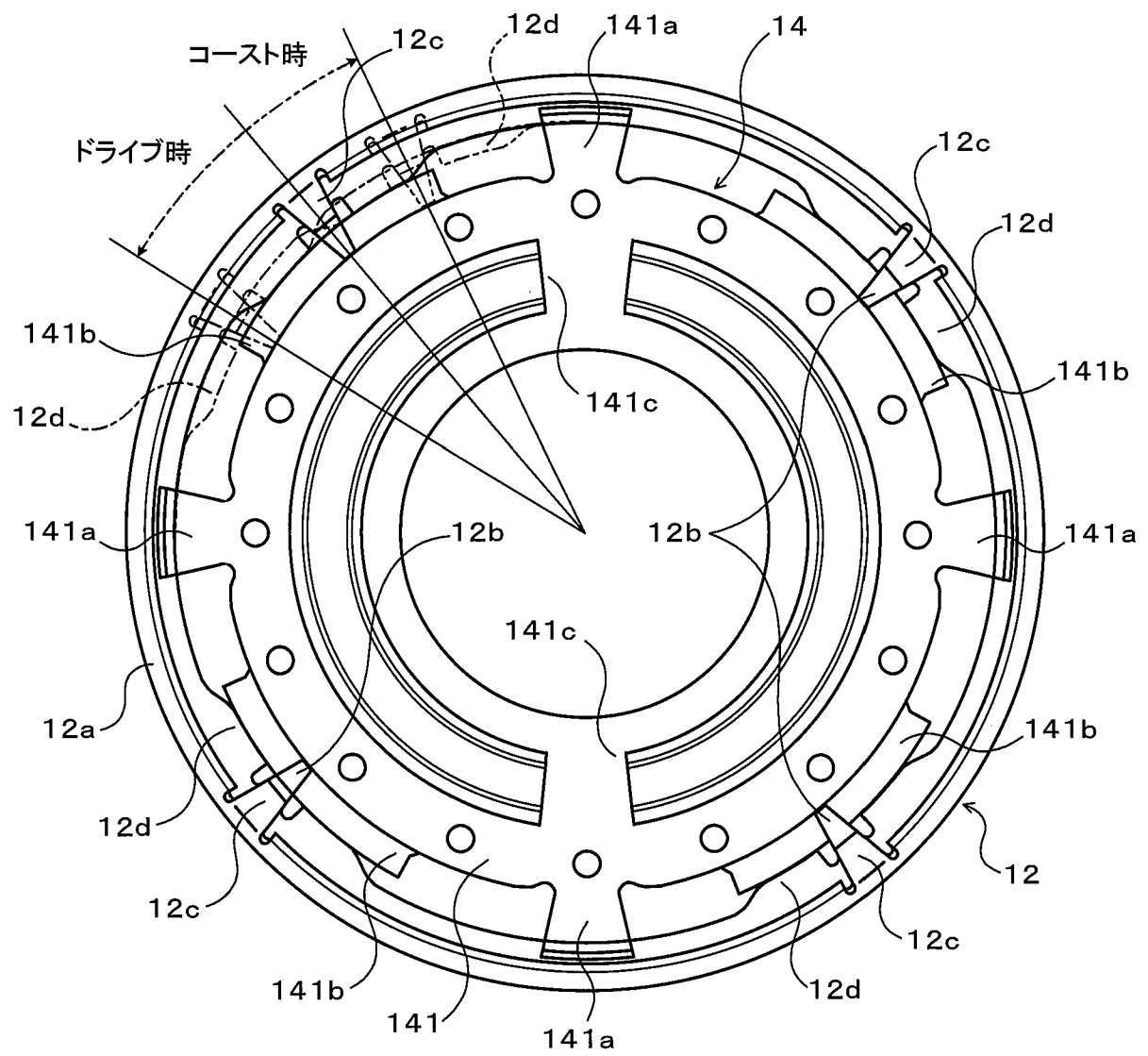
[請求項 11] 請求項 1 から 10 の何れか一項に記載のダンパ装置において、

前記入力要素は、前記原動機に連結された入力部材にロックアップクラッチを介して接続され、前記出力要素は、変速装置の入力軸に連結されることを特徴とするダンパ装置。

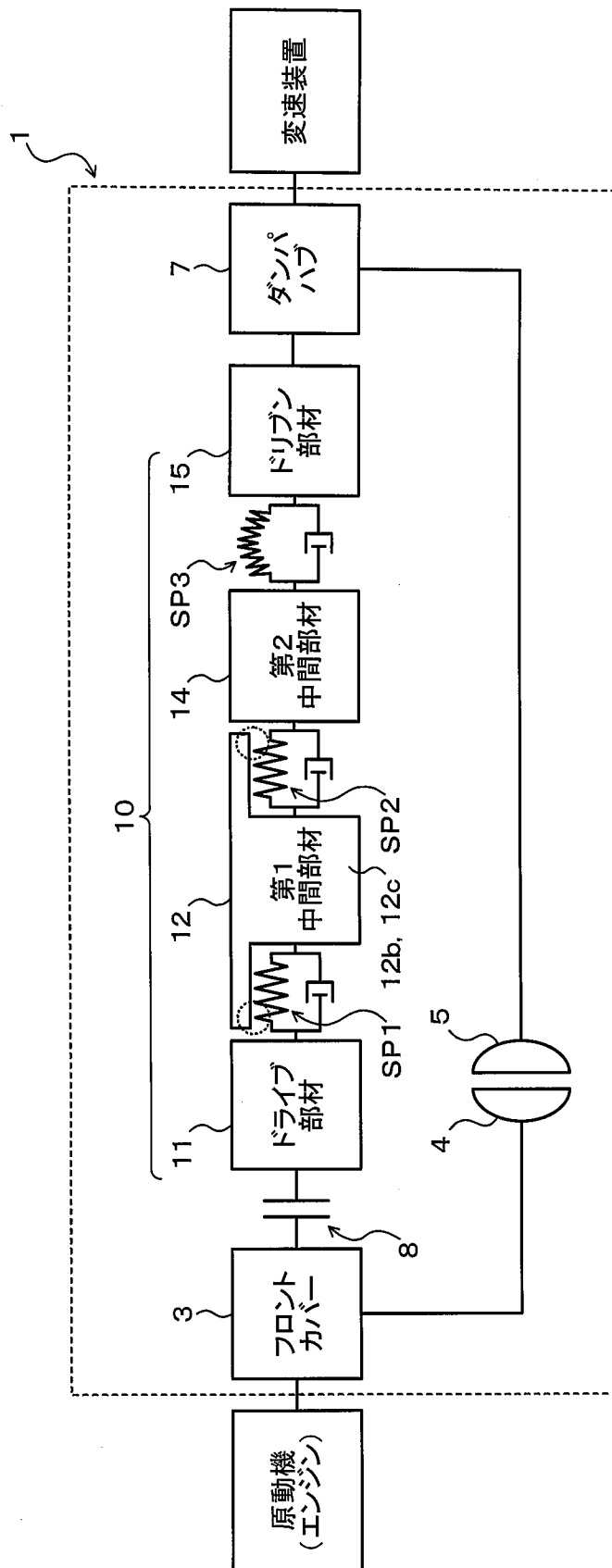
[図2]



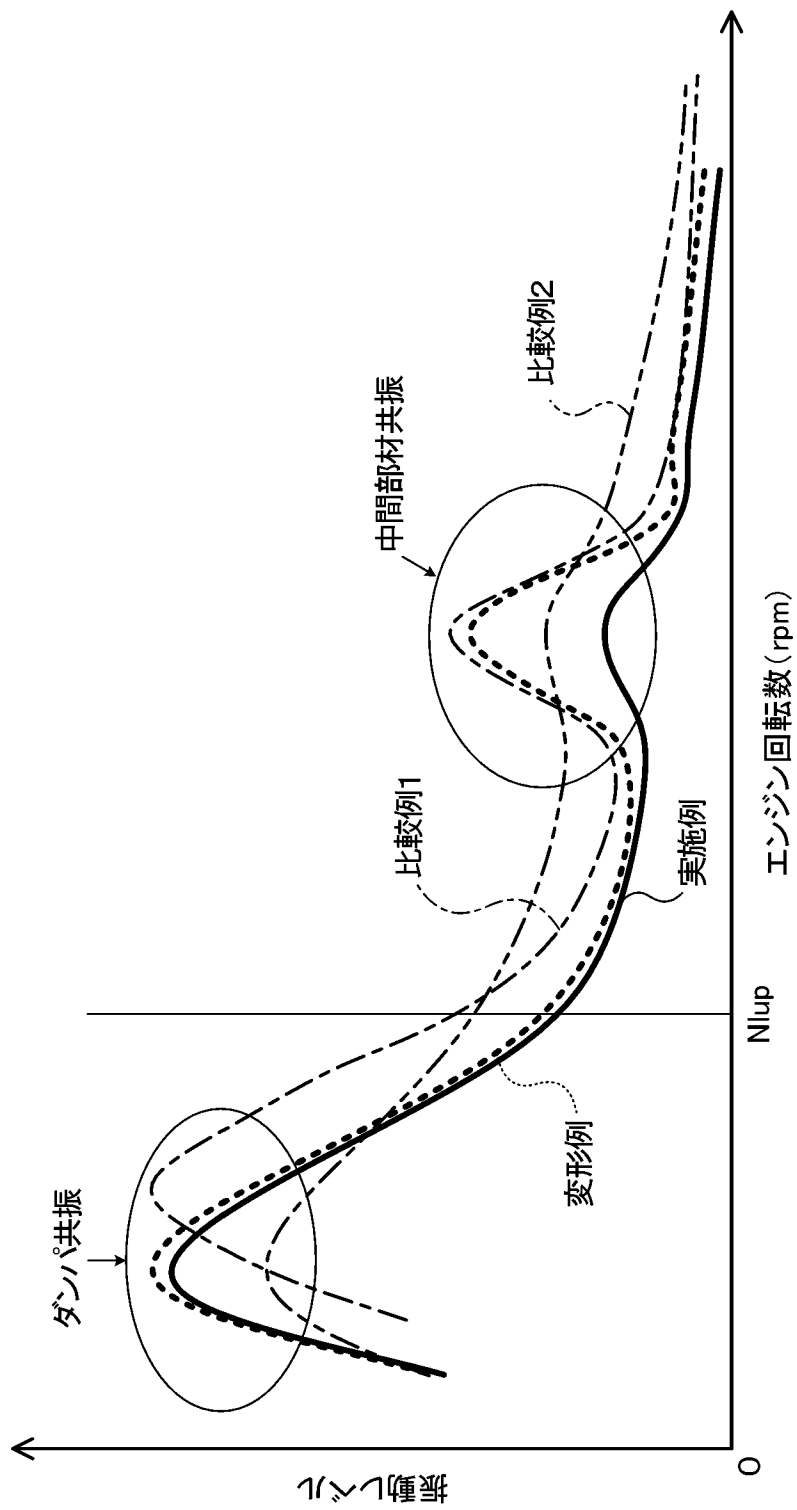
[図3]



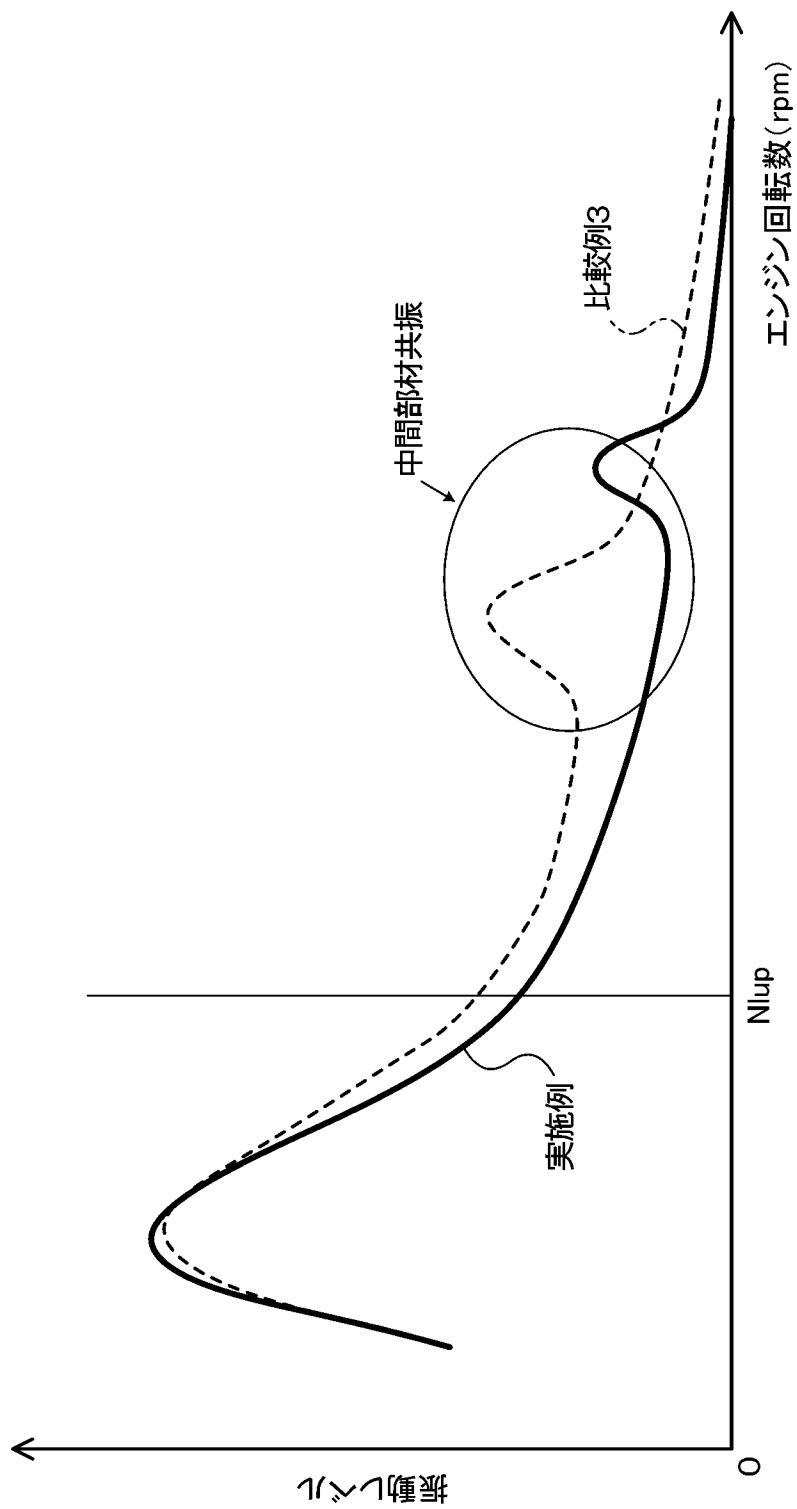
[図4]



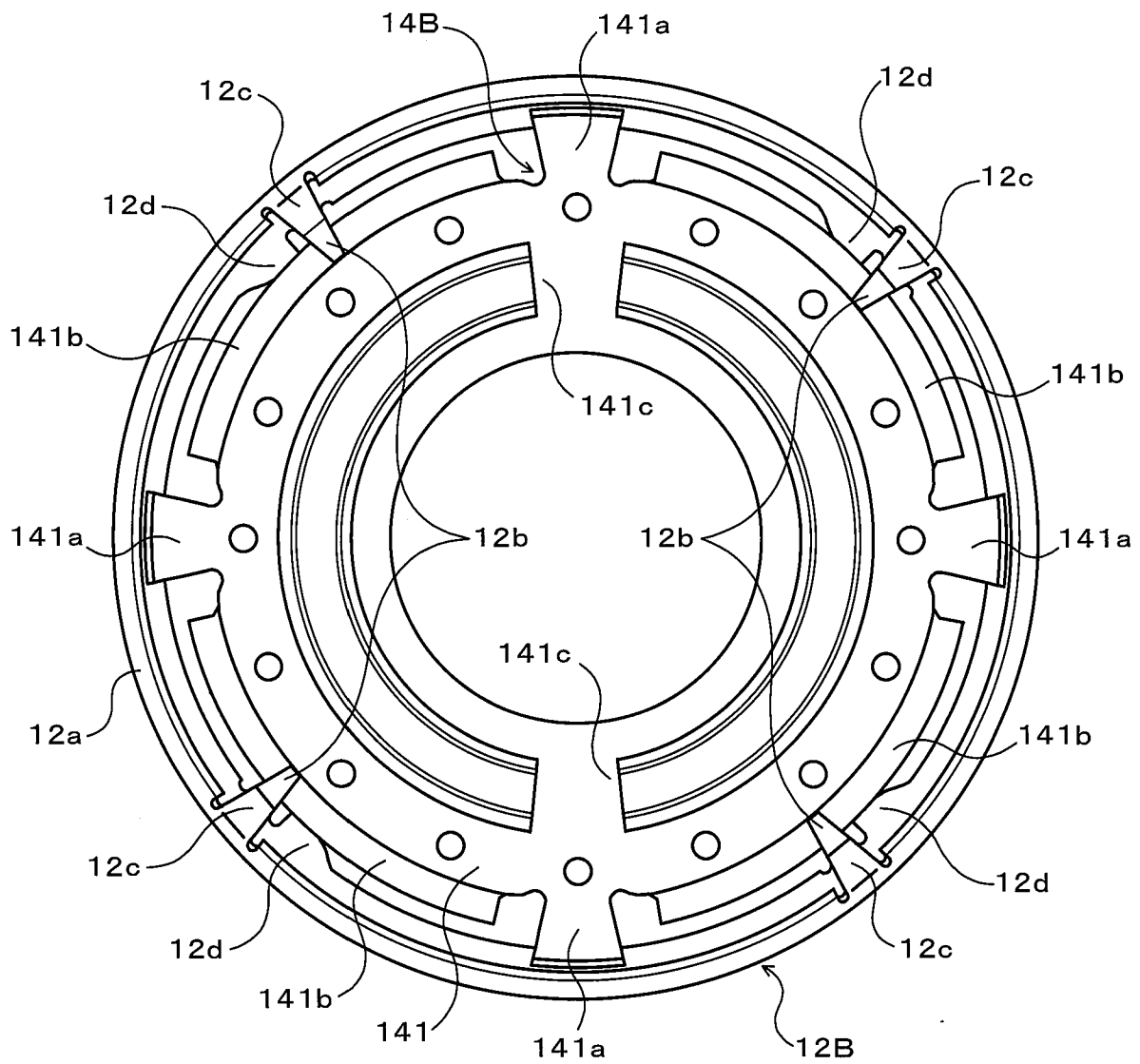
[図5]



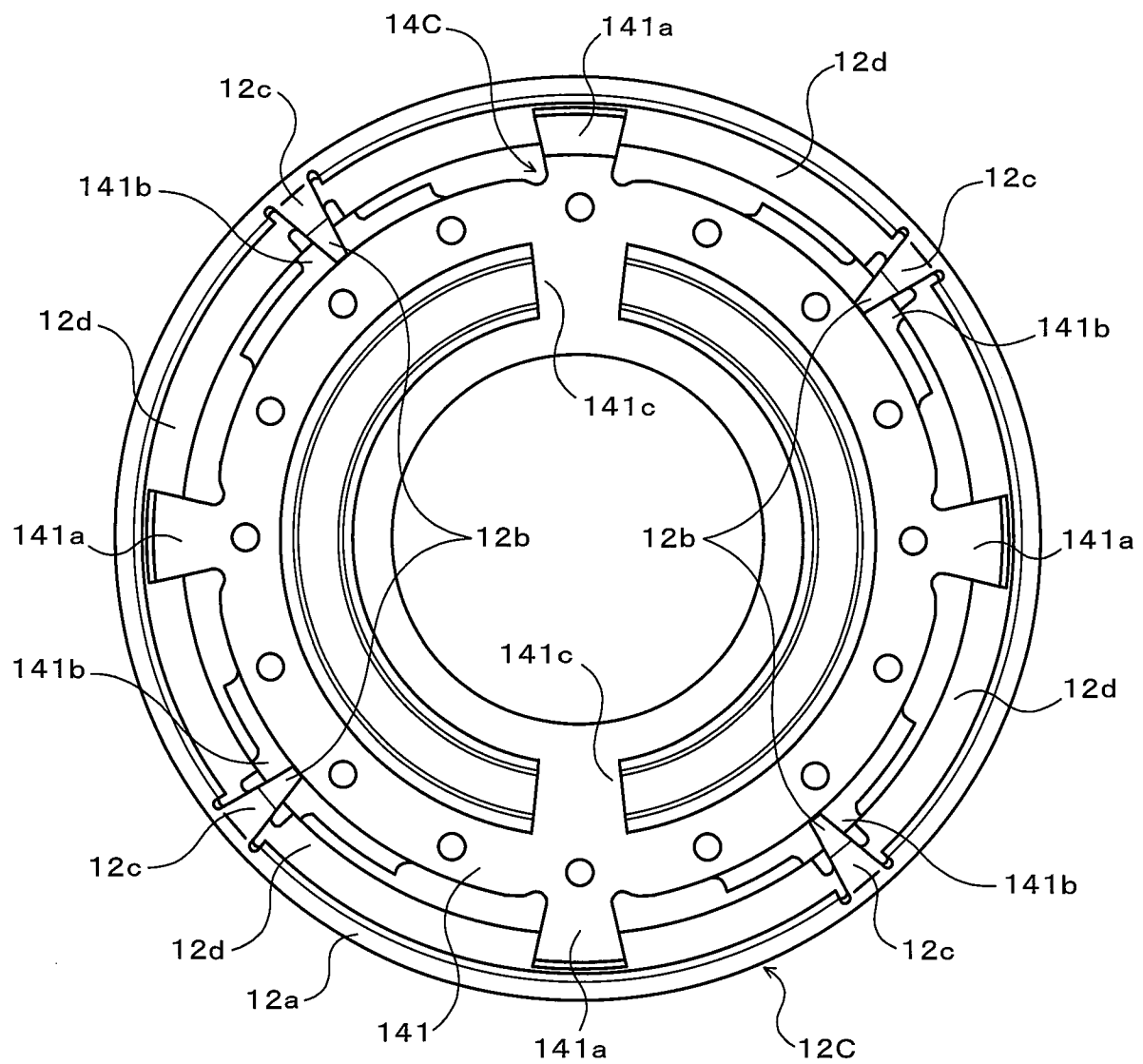
[図6]



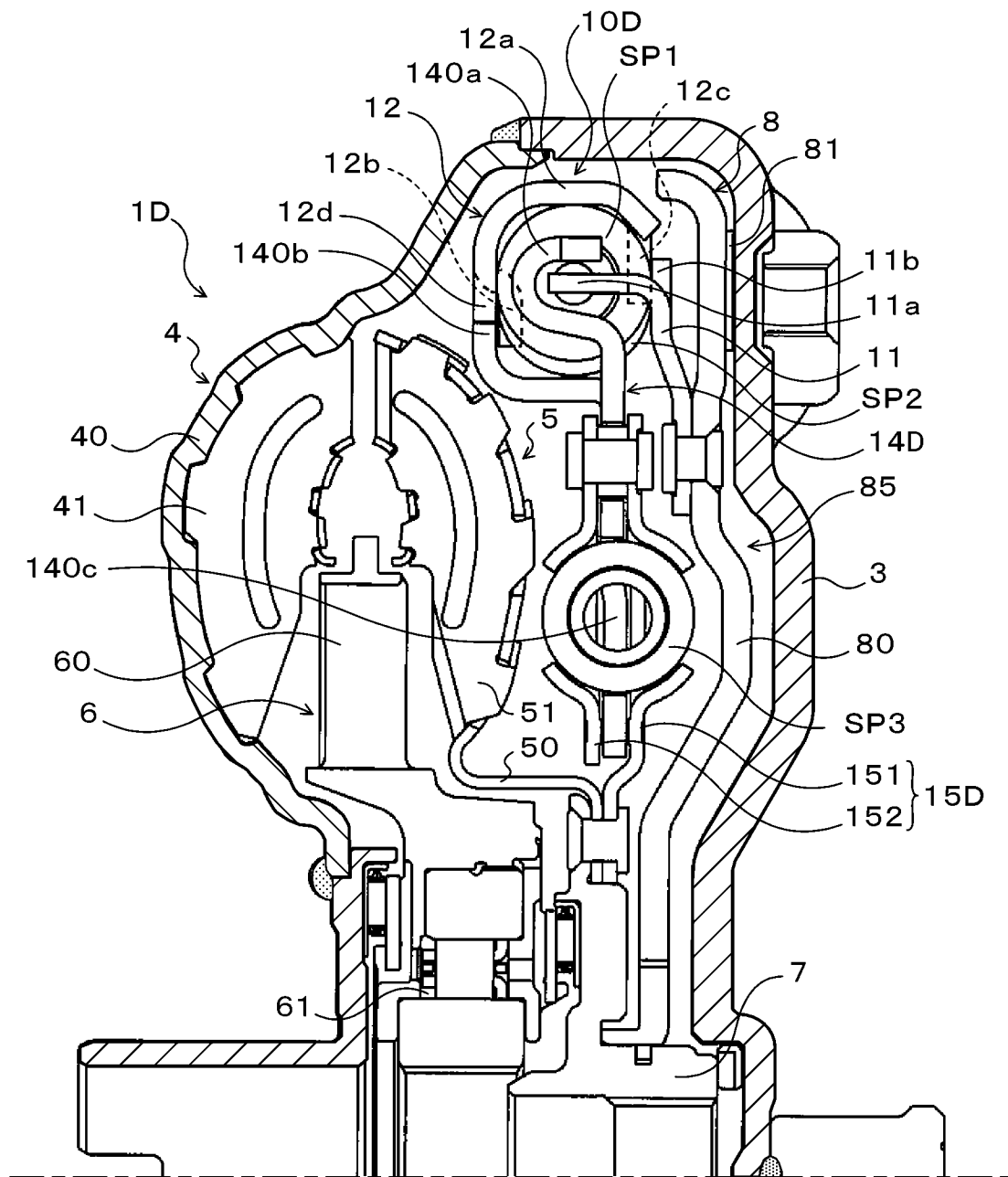
[図7]



[図8]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/057446

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H45/02 (2006.01) i, F16F15/123 (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)

F16H45/02, F16F15/123

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 1996-2012

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2012 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2012

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.
A	JP 2008-208855 A (Aisin AW Industries Co., Ltd.), 11 September 2008 (11.09.2008), (Family: none)	1-11
A	JP 2001-82577 A (Exedy Corp.), 27 March 2001 (27.03.2001), (Family: none)	1-11
A	JP 2001-116111 A (Exedy Corp.), 27 April 2001 (27.04.2001), (Family: none)	1-11

☐ 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

11 April, 2012 (11.04.12)

Date of mailing of the international search report

24 April, 2012 (24.04.12)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H45/02(2006.01)i, F16F15/123(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（I P C））

Int.Cl. F16H45/02, F16F15/123

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 2 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 2 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 2 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
A	JP 2008-208855 A（アイシン・エイ・ダブリュ工業株式会社） 2008.09.11,（ファミリーなし）	1-11
A	JP 2001-82577 A（株式会社エクセディ）2001.03.27,（ファミリー なし）	1-11
A	JP 2001-116111 A（株式会社エクセディ）2001.04.27,（ファミリー なし）	1-11

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

1 1 . 0 4 . 2 0 1 2

国際調査報告の発送日

2 4 . 0 4 . 2 0 1 2

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5
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）

関口 勇

3 J

9 2 3 8

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8