

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2008年6月5日 (05.06.2008)

PCT

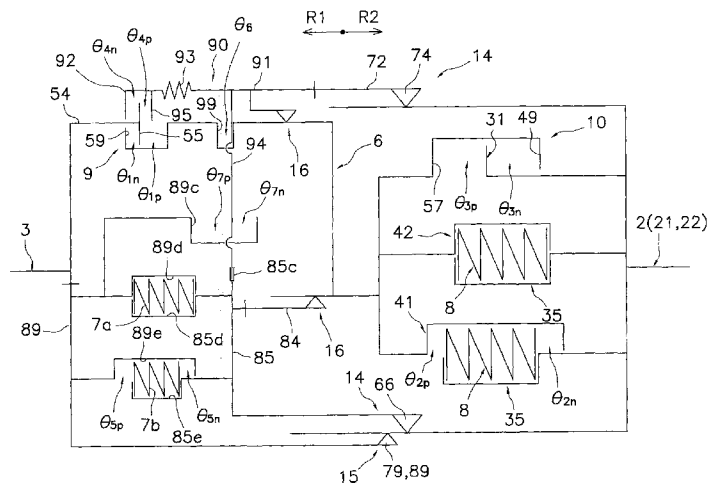
(10) 国際公開番号  
WO 2008/065833 A1

- (51) 国際特許分類:  
F16D 13/64 (2006.01) F16F 15/139 (2006.01)  
F16F 15/129 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2007/070689
- (22) 国際出願日: 2007年10月24日 (24.10.2007)
- (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 2006-319181  
2006年11月27日 (27.11.2006) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社エクセディ (EXEDY CORPORATION) [JP/JP];
- (72) 発明者; および
- (73) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 吉村 佳也 (YOSHIMURA, Yoshinari) [JP/JP]; 〒5728570 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号 株式会社エクセディ内 Osaka (JP). 上原 宏 (UEHARA, Hiroshi) [JP/JP]; 〒5728570 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号 株式会社エクセディ内 Osaka (JP).
- (74) 代理人: 新樹グローバル・アイピー特許業務法人 (SHINJYU GLOBAL IP); 〒5300054 大阪府大阪市北区南森町1丁目4番19号 サウスホレストビル Osaka (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, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH,

[続葉有]

(54) Title: DAMPER MECHANISM

(54) 発明の名称: ダンパー機構



(57) Abstract: A damper mechanism (4) has an input rotation body (2), a hub flange (6) placed rotatable relative to the input rotation body (2), a large coil ring (8) for elastically connecting in the rotational direction the input rotation body (2) and the hub flange (6), and a friction generation mechanism (5). The friction generation mechanism (5) has friction members (first bush (90) and second friction washer (72)) in frictional engagement with the input rotation body (2). With the input rotation body (2) twisted in one rotational direction relative to the hub flange (6), the friction member (90) is pressed in the rotational direction against the hub flange (6), with at least a part (connection section (93) of the first bush (90)) of the friction members elastically deformed in the rotational direction, in order that the friction members and the hub flange (6) function in the rotational direction as a united member. With the input rotation body (2) twisted in one rotational direction relative to the hub flange (6), the friction member (first bush (90)) can rotate within a gap angle  $\theta$  (6) in the rotational direction relative to the hub flange (6).

(57) 要約: ダンパー機構 (4) は、入力回転体 (2) と、入力回転体 (2) に相対回転可能に配置されたハブフランジ (6) と、入力回転体 (2) およびハブフランジ (6) を回転方向に弾性的に連結する大コイルスプリング (8) と、摩擦発生機構 (5) と、を備えている。摩擦発生機構 (5) は、入力回転体 (2) と摩擦係合する摩擦部材 (第1ブッシュ (90) および第2摩擦ワッシャ (72)) を有している。ハブフランジ (6) に対して入力回転体 (2) が回転方向一方側に振られている状態において、摩擦部材とハブフランジ (6) とが回転方

[続葉有]

WO 2008/065833 A1



BR, BW, BY, BZ, CA, CH, 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, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, 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, LS, MW, MZ, NA, 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 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

向に一体の部材として機能するように、摩擦部材の少なくとも一部（第1ブッシュ（90）の連結部（93））が回転方向に弾性変形した状態で摩擦部材（第1ブッシュ（90））がハブフランジ（6）に対して回転方向に押し付けられる。ハブフランジ（6）に対して入力回転体（2）が回転方向一方側に振られている状態において、摩擦部材（第1ブッシュ（90））がハブフランジ（6）に対して回転方向に隙間角度 $\theta$ （6）の範囲内で相対回転可能である。

## 明 細 書

### ダンパー機構

### 技術分野

[0001] 本発明は、ダンパー機構、特に、動力伝達系において振り振動を減衰するためのダンパー機構に関する。

### 背景技術

[0002] 車両に用いられるクラッチディスク組立体は、フライホイールに連結・切断されるクラッチ機能と、フライホイールからの振り振動を減衰および吸収するためのダンパー機能とを有している。一般に車両の振動には、アイドル時異音(ガラ音)、走行時異音(加速・減速ラトル、こもり音)及びティップイン・ティップアウト(低周波振動)がある。ダンパー機能により、これらの異音や振動は取り除かれる。

[0003] アイドル時異音とは、信号待ち等でシフトをニュートラルに入れ、クラッチペダルを放したときにトランスミッションから発生する「ガラガラ」と聞こえる音である。この異音が生じる原因は、エンジンアイドル回転付近ではエンジントルクが低く、エンジン爆発時のトルク変動が大きいことにある。このときにトランスミッションのインプットギアとカウンタギアとが歯打ち現象を起こしている。

[0004] ティップイン・ティップアウト(低周波振動)とは、アクセルペダルを急に踏んだり放したりしたときに生じる車体の前後の大きな振れである。駆動伝達系の剛性が低いと、タイヤに伝達されたトルクが逆にタイヤに伝達されたトルクが逆にタイヤ側からトルクに伝わり、その揺り返しとしてタイヤに過大トルクが発生し、その結果車体を過渡的に前後に大きく振らす前後振動となる。

[0005] アイドリング時異音に対しては、クラッチディスク組立体の振り特性においてゼロトルク付近が問題となり、そこでの振り剛性は低い方がよい。一方、ティップイン・ティップアウトの前後振動に対しては、クラッチディスク組立体の振り特性をできるだけソリッドにすることが必要である。

[0006] 以上の問題を解決するために、2種類のばね部材を用いることにより2段特性を実現したクラッチディスク組立体が提供されている。そこでは、振り特性における1段目(

低振り角度領域)における振り剛性及びヒステリシストルクを低く抑えているために、アイドリング時の異音防止効果がある。また、振り特性における2段目(高振り角度領域)では振り剛性及びヒステリシストルクを高く設定しているため、ティップイン・ティップアウトの前後振動を十分に減衰できる。

[0007] さらに、振り特性2段目においてたとえばエンジンの燃焼変動に起因する微小振り振動が入力されたときに、2段目の大摩擦機構を作動させないことで、微小振り振動を効果的に吸収するダンパー機構も知られている。

[0008] 振り特性2段目においてたとえばエンジンの燃焼変動に起因する微小振動が入力されたときに、2段目の大摩擦機構を作動させないためには、高振り剛性ばね部材が圧縮された状態で、高振り剛性ばね部材と大摩擦機構との間に所定角度の回転方向隙間が確保されている必要がある。

[0009] この回転方向隙間の角度は、例えば $0.2^{\circ} \sim 1.0^{\circ}$ 程度の微小角度であり、入力プレート(入力回転体)がスプラインハブ(出力回転体)に対して回転方向駆動側(正側)に振じれた正側2段目と、その反対側(負側)に振じれた負側2段目の両方において存在する。

[0010] 特に、従来は回転方向隙間を構成する構造が正側2段目と負側2段目で同一の機構によって実現されているため、この回転方向隙間が振り特性正側と負側の両方において必ず発生し、しかもその角度の大きさが同一である。

[0011] しかし、車両の特性に応じて、回転方向隙間の大きさを振り特性の正負両側で異ならせることが好ましい場合もあり、さらには振り特性の片側において前記回転方向隙間を設けないことが望ましい場合も考えられる。

[0012] 具体的には、振り特性の負側には、減速時共振回転速度において振動のピークを低減させるために前記回転方向隙間は必要である。しかし、FF車などでは、実用回転速度域に共振ピークが残ることが多く、振り特性の正側に前記回転方向隙間を確保していると、共振回転速度付近で音および振動性能が悪化する。

[0013] そこで、振り特性の負側にのみ微小振り振動に対する低ヒステリシストルク発生用の隙間を有するダンパー機構が提案されている(例えば、特許文献1を参照)。

特許文献1:特開2002-266943号公報

## 発明の開示

- [0014] しかし、振り特性の一方側のみ低ヒステリシストルク発生用の隙間を有する構造を実現するためには、非常に小さな多数のフリクションワッシャおよびコーンスプリングが必要とされる。このため、部品点数が多くなり、部品の組み付けに多大な労力が必要とされる。すなわち、従来のダンパー機構では、上記のような構造を実現するために製造コストが増大してしまう。
- [0015] 本発明の課題は、所望の振り振動に対する低ヒステリシストルク発生用の隙間を有するダンパー機構において、製造コストの低減を図ることにある。
- [0016] 第1の発明に係るダンパー機構は、第1回転体と、第2回転体と、弾性部材と、摩擦発生機構と、を備えている。第2回転体は第1回転体に対して第1角度の範囲内で回転可能に配置されている。弾性部材は第1および第2回転体を回転方向に弾性的に連結する。摩擦発生機構は、第1および第2回転体の間に配置され、第1回転体と摩擦係合する摩擦部材を有している。第2回転体に対して第1回転体が回転方向一方側に振られている状態において、摩擦部材と第2回転体とが回転方向に一体の部材として機能するように、摩擦部材の少なくとも一部が回転方向に弾性変形した状態で摩擦部材が第2回転体に対して回転方向に押し付けられる。第2回転体に対して第1回転体が回転方向一方側に振られている状態において、摩擦部材が第2回転体に対して回転方向に第1角度よりも小さい第2角度の範囲内で相対回転可能である。
- [0017] このダンパー機構では、例えば、第1回転体に対して回転方向一方側にトルクが入力されると、第1回転体が第2回転体に対して回転方向一方側に回転する。この結果、第1回転体と第2回転体との間で弾性部材が圧縮される。第1回転体と第2回転体との相対振り角度が第1角度に達すると、第1回転体と第2回転体とは回転方向一方側に一体回転する。このように、第1回転体に入力された振り振動が減衰および吸収され、第1回転体から第2回転体へトルクが伝達される。
- [0018] ここでは、第2回転体に対して第1回転体が回転方向一方側に振られている状態において、摩擦部材の少なくとも一部が回転方向に弾性変形した状態で摩擦部材が第2回転体に対して回転方向に押し付けられる。すなわち、摩擦部材の弾性力により摩擦部材と第2回転体とが回転方向に一体の部材として機能する。このため、この状態

で第1回転体に微小振り振動が入力されると、第1回転体と摩擦部材との間で摩擦抵抗が発生し、ヒステリシストルクが発生する。

[0019] 一方で、第2回転体に対して第1回転体が回転方向他方側に振られている状態において、摩擦部材は第2回転体に対して回転方向に第2角度の範囲内で相対回転可能である。このため、第1回転体と摩擦部材との間で摩擦抵抗は発生せず、ヒステリシストルクが発生しない。

[0020] このように、このダンパー機構では、摩擦部材の弾性力を利用して、振り特性の一方側においては全ての振り振動においてヒステリシストルクが発生し、振り特性の他方側においては一定の振り角度の範囲内でヒステリシストルクの発生を防止できる構成を実現できる。これにより、このダンパー機構では、構造を簡素化することができ、製造コストの低減を図ることができる。

[0021] 第2の発明に係るダンパー機構は、第1の発明に係るダンパー機構において、摩擦部材が、第2回転体に対して第1角度よりも小さい第2角度の範囲内で回転可能に配置された第1環状部と、第1環状部に対して回転可能に配置された第2環状部と、第1および第2環状部を円周方向に弾性的に連結する連結部と、を有している。第2回転体に対して第1回転体が回転方向一方側に振られている状態において、連結部が第1環状部と第2環状部との間で回転方向に弾性変形している。

[0022] 第3の発明に係るダンパー機構は、第2の発明に係るダンパー機構において、第2回転体に対して相対回転可能に配置された第3回転体をさらに備えている。第3回転体に対して第1回転体が回転方向一方側に振られている状態において、第1環状部が第2回転体により回転方向一方側に押されており、第2環状部が第3回転体により回転方向他方側に押されている。

[0023] 第4の発明に係るダンパー機構は、第3の発明に係るダンパー機構において、トルクが入力されていない中立状態において、第2回転体は、第3回転体に対して回転方向一方側へ第3角度の範囲内で回転可能である。第2環状部は、第2回転体に対する第1環状部の回転方向他方側への相対回転が制限されている状態で、第2回転体に対して回転方向一方側へ第3角度よりも小さい第4角度だけ回転可能である。

[0024] 第5の発明に係るダンパー機構は、第2回転体は、第2から第4のいずれかの発明

に係るダンパー機構において、第2から第4のいずれかの発明に係るダンパー機構において、軸方向に貫通する孔部を有している。第1環状部は、軸方向に突出し、孔部内に挿入される突出部を有している。第2角度は孔部と突出部との回転方向間に確保されている。

[0025] 第6の発明に係るダンパー機構は、第2から第5のいずれかの発明に係るダンパー機構において、第2回転体は、環状の第1本体部と、第1本体部から半径方向内側に延びる複数の第1内周歯と、を有している。第3回転体は、環状の第2本体部と、第2本体部から半径方向外側に延びる複数の外周歯と、を有している。第2環状部は半径方向内側に延びる複数の第2内周歯を有している。トルクが入力されていない中立状態において、第3角度は第1内周歯と外周歯との回転方向間に確保されている。第4角度は第2内周歯と外周歯との回転方向間に確保されている。

[0026] 第7の発明に係るダンパー機構は、第2から第6のいずれかの発明に係るダンパー機構において、第1環状部が第2環状部の外周側に配置されている。連結部は第1環状部の内周部から第2環状部の外周部へ延びる変形部を有している。

[0027] 第8の発明に係るダンパー機構は、第7の発明に係るダンパー機構において、変形部が波状に湾曲する湾曲部を有している。

[0028] 第9の発明に係るダンパー機構は、第2から第8のいずれかの発明に係るダンパー機構において、連結部が第1および第2環状部のうち少なくとも一方と一体成形されている。

[0029] 第10の発明に係るダンパー機構は、第2から第9のいずれかの発明に係るダンパー機構において、摩擦部材が、第1環状部に対して一体回転可能にかつ軸方向に相対移動可能に配置され第1回転体と摩擦係合する摩擦プレートをさらに有している。

#### 図面の簡単な説明

[0030] [図1]クラッチディスク組立体の縦断面概略図

[図2]クラッチディスク組立体の平面概略図

[図3]ダンパー機構の平面概略図

[図4]ハブフランジの平面概略図

[図5]入力回転体の平面概略図

[図6]ダンパー機構の部分断面図(図2のA断面)

[図7]ダンパー機構の部分断面図(図2のB断面)

[図8]ダンパー機構の部分平面図(図7のC断面)

[図9]ダンパー機構の部分平面図(図7のD断面)

[図10]第1ブッシュの概略斜視図

[図11]ダンパー機構の振り特性線図

[図12]ダンパー機構の機械回路図(中立状態)

[図13]ダンパー機構の機械回路図

[図14]ダンパー機構の機械回路図

[図15]ダンパー機構の機械回路図

[図16]ダンパー機構の機械回路図

[図17]ダンパー機構の機械回路図

[図18]ダンパー機構の機械回路図

[図19]ダンパー機構の振り特性線図

[図20]他の実施形態としての第1ブッシュの平面概略図

## 符号の説明

- [0031]
- 1 クラッチディスク組立体
  - 2 入力回転体(第1回転体)
  - 3 スプラインハブ(第3回転体)
  - 4 ダンパー機構
  - 5 摩擦発生機構
  - 6 ハブフランジ(第2回転体)
  - 7a 第1小コイルスプリング
  - 7b 第2小コイルスプリング
  - 8 大コイルスプリング(弾性部材)
  - 9 第1ストッパ
  - 10 第2ストッパ

- 14 大摩擦発生機構
- 15 第1小摩擦発生機構
- 16 第2小摩擦発生機構
- 54 フランジ
- 55 外周歯
- 59 内周歯(第1内周歯)
- 72 第2摩擦ワッシャ(摩擦部材)
- 79 第1摩擦ワッシャ
- 84 第3摩擦ワッシャ(摩擦部材)
- 85 第4摩擦ワッシャ
- 91 第1環状部
- 92 第2環状部
- 93 連結部
- 94 突出部
- 95 内周歯(第2内周歯)
- 96 変形部
- 97 切欠部
- 98 スリット
- 99 孔部

#### 発明を実施するための最良の形態

[0032] 以下、図面に基づいて、本発明に係るダンパー機構の実施形態について説明する。ここでは、ダンパー機構が搭載されたクラッチディスク組立体を例に説明する。

[0033] [1. クラッチディスク組立体の全体構成]

図1または図2を用いて、本発明に係るダンパー機構4が搭載されたクラッチディスク組立体1について説明する。図1にクラッチディスク組立体1の縦断面概略図、図2にクラッチディスク組立体1の平面概略図を示す。図1の〇－〇線は、クラッチディスク組立体1の回転軸線である。また、図1の左側にエンジンおよびフライホイール(図示せず)が配置されており、図1の右側にトランスミッション(図示せず)が配置されてい

る。さらに、図2のR1側がクラッチディスク組立体1の回転方向駆動側(正側)であり、R2側がその反対側(負側)である。

[0034] クラッチディスク組立体1は、車両の動力伝達系を構成するクラッチ装置に用いられる機構であり、クラッチ機能とダンパー機能とを有している。クラッチ機能とは、フライホイール(図示せず)に対してプレッシャプレート(図示せず)によりクラッチディスク組立体1が押圧および押圧解除されることによってトルクの伝達および遮断をする機能である。ダンパー機能とは、コイルスプリング等によりフライホイール側から入力される振り振動を減衰および吸収する機能である。

[0035] 図1および図2に示すように、クラッチディスク組立体1は主に、摩擦係合によりフライホイールからトルクが入力されるクラッチディスク23と、クラッチディスク23から入力される振り振動を減衰および吸収するダンパー機構4と、から構成されている。

[0036] クラッチディスク23は、フライホイール(図示せず)に押し付けられる部分であり、主に、環状の1対の摩擦フェーシング25と、摩擦フェーシング25が固定されるクッションングプレート24と、から構成されている。クッションングプレート24は、環状部24aと、環状部24aの外周側に設けられ回転方向に並ぶ8つのクッションング部24bと、環状部24aから半径方向内側に延びる4つの固定部24cと、から構成されている。各クッションング部24bの両面には、摩擦フェーシング25がリベット26により固定されている。固定部24cはダンパー機構4の外周部に固定されている。

[0037] [2. ダンパー機構]

<2. 1:ダンパー機構の概要> ダンパー機構4は、エンジンから伝達される振り振動を効果的に減衰および吸収するために、図11に示す振り特性を有している。具体的には、ダンパー機構4の振り特性は、正側においては4段特性、負側においては3段特性である。振り特性の正側では、1段目および2段目領域(振り角度 $0 \sim \theta_{1p}$ )が低振り剛性および低ヒステリシストルクの領域であり、3段目および4段目領域(振り角度 $\theta_{1p} \sim \theta_{1p} + \theta_{3p}$ )が高振り剛性および高ヒステリシストルクの領域である。また、振り特性の負側では、1段目領域(振り角度 $0 \sim \theta_{1n}$ )が低振り剛性および低ヒステリシストルクの領域であり、2段目および3段目領域(振り角度 $\theta_{1n} \sim \theta_{1n} + \theta_{3n}$ )が高振り剛性および高ヒステリシストルクの領域である。これらの振り特性により、この

ダンパー機構4はアイドル時異音、ティップインおよびティップアウト(低周波振動)などの振り振動を効果的に減衰および吸収させることができる。

[0038] また、このダンパー機構4では、微小振り振動を減衰および吸収するために、振り特性の負側にのみ高ヒステリシストルクの発生を防止するための回転方向隙間(隙間角度 $\theta_6$ )が設けられている。振り特性の正側に回転方向隙間が設けられていないのは、振り特性の正側における共振ピークの発生を防止するためである。

[0039] <2. 2:ダンパー機構の構成>

以上の振り特性を実現するために、このダンパー機構4は以下のような構成を備えている。ここで、図1～図12を用いてダンパー機構4を構成する各部材について詳細に説明する。図3にダンパー機構4の平面概略図、図4にハブフランジ6の平面図、図5に入力回転体2の平面図、図6および図7にダンパー機構4の部分断面図、図8および図9にダンパー機構4の部分平面図、図10に第1ブッシュ90の概略斜視図を示す。図6は図2のA断面における概略断面図であり、図7は図2のB断面における概略断面図である。図8は図7のC断面における概略平面図であり、図9は図7のD断面における概略平面図である。図12にダンパー機構4の機械回路図を示す。図12に示す機械回路図は、ダンパー機構における各部材の回転方向の関係が模式的に描かれた図である。したがって一体回転する部材は同一の部材として取り扱っている。図12の左右方向が回転方向に対応している。

[0040] 図1に示すように、ダンパー機構4は主に、クラッチディスク23が固定される第1回転体としての入力回転体2と、入力回転体2に対して回転可能に配置された第2回転体としてのハブフランジ6と、ハブフランジ6に対して回転可能に配置された第3回転体としてのスプラインハブ3と、ハブフランジ6とスプラインハブ3とを回転方向に弾性的に連結する第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bと、入力回転体2とハブフランジ6とを回転方向に弾性的に連結する弾性部材としての大コイルスプリング8と、から構成されている。スプラインハブ3はトランスミッション(図示せず)の入力シャフトの端部にスプライン係合している。

[0041] 図12に示すように、各第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bは並列に配置されており、各大コイルスプリング8は並列に配置されている。第1小コイ

ルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bと大コイルスプリング8とは、ハブフランジ6およびその周辺の部材を介して直列に配置されている。第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bは、大コイルスプリング8よりも剛性が低い。

[0042] (2. 2. 1:入力回転体)

図1および図5～図7に示すように、入力回転体2はクラッチプレート21およびリテーニングプレート22から構成されている。クラッチプレート21およびリテーニングプレート22は、板金製の円板状または環状の部材であり、軸方向に所定の間隔をあけて配置されている。クラッチプレート21はエンジン側に配置され、リテーニングプレート22はトランスミッション側に配置されている。クラッチプレート21とリテーニングプレート22は後述する連結部31により互いに固定されている。このため、クラッチプレート21およびリテーニングプレート22は、軸方向に所定の間隔を保った状態で一体回転可能となっている。また、クラッチプレート21の外周部には、クラッチディスク23の固定部24cがリベット27により固定されている。

[0043] クラッチプレート21およびリテーニングプレート22は、大コイルスプリング8を保持する機能を有している。具体的には、クラッチプレート21およびリテーニングプレート22は、環状の1対の第1本体部28と、第1本体部28の外周部に回転方向に並んで配置された4つの保持部35と、保持部35の回転方向間に配置された4つの連結部31と、から構成されている。

[0044] 保持部35は、内周側および外周側に切り起こし部35a、35bを有している。切り起こし部35a、35bは大コイルスプリング8の軸方向および半径方向への移動を規制している。また、保持部35の回転方向長さは、大コイルスプリング8の自由長とほぼ一致している。保持部35の円周方向両端には、大コイルスプリング8の端部と当接または近接する当接面36が形成されている。

[0045] 連結部31は、1対の第1本体部28の外周側に配置されており、1対の第1本体部28を連結している。具体的には、連結部31は、一方の第1本体部28(本実施形態では、リテーニングプレート22の第1本体部28)の外周縁から他方の第1本体部28(本実施形態では、クラッチプレート21の第1本体部28)へ軸方向に延びる当接部32と、当接部32の端部から半径方向内側へ延びる固定部33と、から構成されている(図

7参照)。固定部33は、クラッチディスク23の固定部24cとともに、リベット27によりクラッチプレート21の第1本体部28に固定されている。

[0046] クラッチプレート21およびリテーニングプレート22の中心孔37, 38内には、スプラインハブ3が配置されている。スプラインハブ3は、軸方向に延びる筒状のボス52と、ボス52から半径方向外側に延びるフランジ54と、から構成されている。ボス52の内周部には、トランスミッションの入力シャフト(図示せず)に係合するスプライン孔53が形成されている。

[0047] (2. 2. 2: ハブフランジ)

図12に示すように、ハブフランジ6は入力回転体2に対して回転方向に弾性的に連結されている。具体的には図1～図7に示すように、ハブフランジ6はクラッチプレート21およびリテーニングプレート22の軸方向間に相対回転可能に配置されており、大コイルスプリング8によりクラッチプレート21およびリテーニングプレート22と回転方向に弾性的に連結されている。ハブフランジ6は、環状の第2本体部29と、第2本体部29の外周部に形成された1対の第1窓孔41および1対の第2窓孔42と、第2本体部29の外周部に形成された4つの切欠き43と、から構成されている。1対の第1窓孔41および1対の第2窓孔42は、4つの保持部35に対応する位置に配置されている。1対の第1窓孔41は半径方向に対向して配置されており、1対の第2窓孔42は半径方向に対向して配置されている。

[0048] 図3および図12に示すように、第1窓孔41および第2窓孔42には、大コイルスプリング8が収容されている。第1窓孔41の回転方向長さは大コイルスプリング8の自由長(保持部35の回転方向長さ)よりも長く設定されており、第2窓孔42の回転方向長さは大コイルスプリング8の自由長(保持部35の回転方向長さ)とほぼ同じ長さに設定されている。第1窓孔41および第2窓孔42には、大コイルスプリング8の端部と当接可能な第1当接面44および第2当接面47が円周方向両端に形成されている。中立状態において、大コイルスプリング8のR1側の端部と第1当接面44との間には隙間角度  $\theta_{2p}$  が確保されている。大コイルスプリング8のR2側の端部と第1当接面44との間には隙間角度  $\theta_{2n}$  が確保されている。これらの構成により、2つの大コイルスプリング8が並列に圧縮される領域(正側の3段目領域、負側の2段目領域)と4つの

大コイルスプリング8が並列に圧縮される領域(正側の4段目領域、負側の3段目領域)とが実現される(図11)。また、トルクが入力されていない中立状態では、第2窓孔42に収容される2つの大コイルスプリング8により入力回転体2とハブフランジ6との回転方向の相対位置が決まる。

[0049] (2. 2. 3:スプラインハブ)

図12に示すように、スプラインハブ3はハブフランジ6に対して回転方向に弾性的に連結されている。具体的には図1～図7に示すように、スプラインハブ3のフランジ54の外周部には複数の外周歯55が形成されている。ハブフランジ6の内周部には第1内周歯としての複数の内周歯59が形成されている。外周歯55と内周歯59とは所定の隙間を介して噛み合っている。トルクが入力されていない中立状態では、外周歯55と内周歯59との回転方向間に隙間が形成されている。内周歯59のR1側に形成される隙間に対応する振り角度は、隙間角度  $\theta 1p$  である。内周歯59のR2側に形成される隙間に対応する振り角度は、隙間角度  $\theta 1n$  である。

[0050] (2. 2. 4:コイルスプリング)

図1および図6に示すように、大コイルスプリング8は、同心上に配置され径が異なる1対のコイルスプリングから構成されている。大コイルスプリング8は第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bに比べて径が大きく長さが長い。大コイルスプリング8のバネ定数は第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bのバネ定数に比べてはるかに大きい値に設定されている。すなわち、大コイルスプリング8は第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bよりもはるかに剛性が高い。このため、入力回転体2にトルクが入力されると、ハブフランジ6とスプラインハブ3との間で第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bが圧縮を開始し、ハブフランジ6およびスプラインハブ3が一体回転すると、入力回転体2およびハブフランジ6との間で大コイルスプリング8が圧縮を開始する。

[0051] (2. 2. 5:ストッパ機構)

図12に示すように、ダンパー機構4には、入力回転体2に入力されたトルクを直接伝達するために、第1ストッパ9および第2ストッパ10が設けられている。

[0052] 図9に示すように、第1ストッパ9は、ハブフランジ6とスプラインハブ3との相対回転

を一定の範囲内で制限するための機構であり、スプラインハブ3の外周歯55と、ハブフランジ6の内周歯59と、から構成されている。第1ストッパ9は、隙間角度  $\theta_{1p}$  および  $\theta_{1n}$  の範囲内において、ハブフランジ6とスプラインハブ3との相対回転を許容している。図11に示すように、隙間角度  $\theta_{1p}$  および  $\theta_{1n}$  により低振り剛性の範囲が決まる。

[0053] 図3に示すように、第2ストッパ10は、入力回転体2とハブフランジ6との相対回転を一定の範囲内で制限するための機構であり、入力回転体2の連結部31と、ハブフランジ6の第1突出部49および第2突出部57と、から構成されている。

[0054] 具体的には、第2本体部29の外周縁には、半径方向外側へ延びる1対の第1突出部49および1対の第2突出部57が形成されている。第1突出部49および第2突出部57は、第1窓孔41および第2窓孔42の外周側に配置されており、回転方向両端にはストッパ面50, 51が形成されている。ストッパ面50, 51は連結部31のストッパ面39と当接可能である。

[0055] また、図3に示す中立状態において、連結部31と第1突出部49および第2突出部57との回転方向間には、隙間が確保されている。この隙間に対応する振り角度(第1角度)は、隙間角度  $\theta_{3p}$  および  $\theta_{3n}$  である。連結部31のR1側に形成された隙間は隙間角度  $\theta_{3p}$  に対応しており、連結部31のR2側に形成された隙間は隙間角度  $\theta_{3n}$  に対応している。これにより、第2ストッパ10は、隙間角度  $\theta_{3p}$  および  $\theta_{3n}$  の範囲内において、入力回転体2とスプラインハブ3との相対回転を許容している。図11に示すように、隙間角度  $\theta_{3p}$  および  $\theta_{3n}$  により高振り剛性の範囲が決まる。

[0056] (2. 2. 6: 摩擦発生機構)

ダンパー機構4は、摩擦発生機構5の構成に主な特徴を有している。ダンパー機構4には、振り振動をより効果的に減衰および吸収させるために、摩擦抵抗を利用してヒステリシストルクを発生させる摩擦発生機構5が設けられている。具体的には図6および7に示すように、摩擦発生機構5は主に、第1摩擦ワッシャ79と、第2摩擦ワッシャ72と、第3摩擦ワッシャ84と、第4摩擦ワッシャ85と、第1ブッシュ90と、第2ブッシュ89と、から構成されている。第2摩擦ワッシャ72および第1ブッシュ90により前述の摩擦部材が構成されている。

- [0057] 摩擦発生機構5により図11に示すヒステリシストルク特性が実現される。具体的には、図11に示す第1低ヒステリシストルクTh1は第1摩擦ワッシャ79および第2ブッシュ89により発生する。高ヒステリシストルクTh2は、第1摩擦ワッシャ79、第2ブッシュ89、第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85により発生する。第2低ヒステリシストルクTh3は、第3摩擦ワッシャ84および第1ブッシュ90により発生する。
- [0058] 第1低ヒステリシストルクTh1は振り特性の全領域において発生する。高ヒステリシストルクTh2は、振り特性の正側では3段目領域および4段目領域において発生し、振り特性の負側では2段目領域および3段目領域において発生する。高ヒステリシストルクTh2には第1低ヒステリシストルクTh1が含まれている。第2低ヒステリシストルクTh3は回転方向隙間により高ヒステリシストルクの発生が防止されている場合にのみ発生する。第2低ヒステリシストルクTh3には第1低ヒステリシストルクTh1が含まれている。
- [0059] これらのヒステリシストルク特性を実現するために、摩擦発生機構5の各部材は以下のような構成を有している。具体的には図6および図7に示すように、第1摩擦ワッシャ79および第2摩擦ワッシャ72はハブフランジ6とリテーニングプレート22との軸方向間に配置されている。第3摩擦ワッシャ84、第4摩擦ワッシャ85および第2ブッシュ89はハブフランジ6とクラッチプレート21との軸方向間に配置されている。第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85は、第1ブッシュ90により一体回転可能に連結されている。第4摩擦ワッシャ85および第2ブッシュ89は第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bにより回転方向に弾性的に連結されている。第2ブッシュ89はスプラインハブ3に一体回転可能に連結されている。このため、第2摩擦ワッシャ72、第1ブッシュ90および第4摩擦ワッシャ85は、第2ブッシュ89、第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bを介して回転方向に弾性的に連結されている。
- [0060] 第1摩擦ワッシャ79は、スプラインハブ3のフランジ54とリテーニングプレート22の内周部との軸方向間に配置されており、ボス52の外周側に配置されている。第1摩擦ワッシャ79は例えば樹脂製である。第1摩擦ワッシャ79とフランジ54との間には第1コーンスプリング80が配置されている。第1コーンスプリング80は第1摩擦ワッシャ7

9とリテーニングプレート22との間で軸方向に圧縮されている。このため、第1摩擦ワッシャ79の摩擦面は第1コーンスプリング80によりリテーニングプレート22に圧接されている。

[0061] 第2摩擦ワッシャ72は、ハブフランジ6の内周部とリテーニングプレート22の内周部との間に配置されており、第1摩擦ワッシャ79の外周側に配置されている。具体的には、第2摩擦ワッシャ72は主に、環状のワッシャ本体72aと、ワッシャ本体72aの外周縁から軸方向に延びる4つの係合部72bと、ワッシャ本体72aに固定された摩擦部材74と、から構成されている。第2摩擦ワッシャ72と第1ブッシュ90との間には第2コーンスプリング81が軸方向に圧縮された状態で配置されている。このため、第2摩擦ワッシャ72の摩擦部材74の摩擦面は第2コーンスプリング81によりリテーニングプレート22に圧接されている。第2摩擦ワッシャ72は係合部72bにより第1ブッシュ90と回転方向に係合している。これにより、第2摩擦ワッシャ72と第1ブッシュ90とは一体回転可能である。

[0062] 図10に示すように、第1ブッシュ90は、第2摩擦ワッシャ72とハブフランジ6との間（より詳細には第2コーンスプリング81とハブフランジ6との間）に配置されている。第1ブッシュ90は主に、第1環状部91と、第2環状部92と、第1環状部91および第2環状部92を回転方向に弾性的に連結する4つの連結部93と、から構成されている。第1ブッシュ90は、例えば一体成形された樹脂製の部材である。第1環状部91および第2環状部92は環状の板状部材であり、第1環状部91は第2環状部92の外周側に配置されている。図6および図7に示すように、第1環状部91は第2コーンスプリング81によりエンジン側へ付勢されている。

[0063] 第1環状部91は、環状の本体部91aと、本体部91aから半径方向内側に延びる4つの延長部91bと、延長部91bから軸方向に延びる突出部94と、本体部91aの外周側に形成された凹部91cと、を有している。隣り合う延長部91bの間には連結部93が配置されている。凹部91cは連結部93の外周側に配置されている。凹部91cは半径方向に凹んでいる。凹部91cにはワッシャ本体72aが軸方向に挿入されている。これにより、第1環状部91と第2摩擦ワッシャ72とは一体回転可能かつ軸方向に相対移動可能である。



部92の間に発生する。

[0068] 突出部94は延長部91bの円周方向の中央付近に配置されている。突出部94は延長部91bからクラッチプレート21側に軸方向へ延びている。突出部94の断面形状は概ね扇形である。具体的には、半径方向外側および内側の面は円弧状であり、回転方向R1側およびR2側の当接面94aは平らである。当接面94aは、半径方向に沿って形成されており、回転方向に対して概ね直交している。突出部94はハブフランジ6に形成された孔部99内に挿入されている。突出部94の当接面94aと孔部99の当接面99aとの間には、隙間が確保されている。この隙間に対応する振り角度(第2角度)は、隙間角度  $\theta 6$  である。このため、第1環状部91は、ハブフランジ6に対して回転方向に隙間角度  $\theta 6$  の範囲内で相対回転可能である。この隙間角度  $\theta 6$  は前述の回転方向隙間(高ヒステリシストルクの発生を防止するための隙間)に相当する。

[0069] 内周歯95は外周歯55と隙間を介して噛み合っている。中立状態において、突出部94が孔部99に回転方向R1側へ当接している状態では、内周歯95と外周歯55との回転方向間には隙間が確保されている。内周歯95のR1側の隙間に対応する振り角度は、隙間角度  $\theta 4p$  である。内周歯95のR2側の隙間に対応する振り角度は、隙間角度  $\theta 4n$  である。隙間角度  $\theta 4n$  は隙間角度  $\theta 1n$  とほぼ同じ大きさであるが、隙間角度  $\theta 4p$  は隙間角度  $\theta 1p$  よりも小さい。このため、ハブフランジ6および第1ブッシュ90がスプラインハブ3に対してR1側に相対回転すると、まず外周歯55は内周歯95に当接し、さらに相対回転が進行すると、内周歯95と当接した状態で外周歯55は内周歯59に当接する。このとき、第2環状部92は外周歯55に押されるため、第2環状部92はハブフランジ6に対してR2側に相対回転する。一方、第1環状部91は突出部94によりハブフランジ6に対するR2側の相対回転が規制されている。このため、外周歯55が内周歯95および内周歯59に当接している状態では、第1環状部91と第2環状部92との間で連結部93が弾性変形する。連結部93の弾性力により第1環状部91の突出部94が孔部99のR2側の当接面99aに押し付けられる。この状態では、第1環状部91とハブフランジ6とは一体の部材として機能する。

[0070] 第4摩擦ワッシャ85は、ハブフランジ6とクラッチプレート21との間に配置された環状の部材である。具体的には図6および図7に示すように、第4摩擦ワッシャ85は主

に、本体部85aと、外周部85bと、本体部85aに固定された摩擦部材66と、から構成されている。本体部85aには4つの凹部85cが形成されている。凹部85cは、軸方向に凹んだ部分であり、突出部94の断面とほぼ同形状である。凹部85cには第1ブッシュ90の突出部94が回転方向および半径方向にほとんど隙間がない状態で嵌合している。このため、第1ブッシュ90と第4摩擦ワッシャ85とは一体回転する。また、突出部94の端面94bは凹部85cの底面(軸方向を向く面)に軸方向に当接している。このため、第4摩擦ワッシャ85は第1ブッシュ90を介して第2コーンスプリング81によりクラッチプレート21に圧接されている。

[0071] 本体部85aの外周側にはハブフランジ6側に突出した環状の外周部85bが形成されている。本体部85aとハブフランジ6との間には第3摩擦ワッシャ84が配置されている。第3摩擦ワッシャ84と外周部85bとの間には第3コーンスプリング82が軸方向に圧縮された状態で配置されている。このため、第3摩擦ワッシャ84は第3コーンスプリング82によりハブフランジ6に圧接されている。

[0072] 第2ブッシュ89は、第4摩擦ワッシャ85とハブフランジ6との間に配置された環状の部材である。具体的には、第2ブッシュ89は、摺動部89aと、摺動部の外周側に配置された係合部89bと、から構成されている。摺動部89aは、クラッチプレート21の内周縁とフランジ54との間に配置された環状の部分であり、クラッチプレート21の内周部と摺動可能である。係合部89bの内周部には、半径方向内側へ延びる複数の内周歯89fが形成されている。内周歯89fはほとんど隙間がない状態で外周歯55と噛み合っている。これにより、スプラインハブ3と第2ブッシュ89とは一体回転する。

[0073] 係合部89bの外周部には、4つの第1切欠部89cと、2つの第2切欠部89dと、2つの第3切欠部89eと、が形成されている。第1切欠部89cは突出部94に対応する位置に配置されている。第1切欠部89cの回転方向長さは突出部94の回転方向長さよりも大きい。中立状態において、突出部94と第1切欠部89cの間には隙間が形成されている。突出部94のR1側の隙間に対応する振り角度は、隙間角度  $\theta 7p$  である。突出部94のR2側の隙間に対応する振り角度は、隙間角度  $\theta 7n$  である。第2切欠部89dは回転軸Oを挟んで半径方向に対向する位置に配置されている。第3切欠部89eは回転軸Oを挟んで半径方向に対向する位置に配置されている。第2切欠部89d

と第3切欠部89eとの回転方向間には、第1切欠部89cが配置されている。

[0074] 第4摩擦ワッシャ85には2つの第1収容部85dおよび2つの第2収容部85eが形成されている。第1収容部85dおよび第2収容部85eは軸方向に凹んでいる。第1収容部85dおよび第2収容部85eは凹部85cと半径方向位置が概ね一致している。第1収容部85dは第2ブッシュ89の第2切欠部89dに対応する位置に形成されており、第2収容部85eは第3切欠部89eに対応する位置に形成されている。

第1収容部85dおよび第2切欠部89dには前述の第1小コイルスプリング7aが収容されている。第2収容部85eおよび第3切欠部89eには前述の第2小コイルスプリング7bが収容されている。第1収容部85dおよび第2切欠部89dの回転方向の長さは第1小コイルスプリング7aの自然長とほぼ同じである。第2収容部85eの回転方向の長さは第2小コイルスプリング7bの自然長とほぼ同じである。一方、第3切欠部89eの回転方向の長さは第2小コイルスプリング7bよりも長い。第2小コイルスプリング7bの端部と第3切欠部89eの回転方向の縁との間には、隙間が確保されている。第2小コイルスプリング7bのR1側の隙間に対応する振り角度は、隙間角度  $\theta 5p$  であり、第2小コイルスプリング7bのR2側の隙間に対応する振り角度は、隙間角度  $\theta 5n$  である。

[0075] 以上の構成により、2つの第1小コイルスプリング7aが並列に圧縮される領域(正側の1段目領域、負側の1段目領域)と2つの第1小コイルスプリング7aおよび2つの第2小コイルスプリング7bが並列に圧縮される領域(正側の2段目領域)とが実現される(図11)。また、トルクが入力されていない中立状態では、第1収容部85dおよび第2切欠部89dに収容される第2小コイルスプリング7bにより第4摩擦ワッシャ85と第2ブッシュ89との回転方向の相対位置が決まる。

[0076] なお、第3コーンスプリング82により発生する付勢力は、第1コーンスプリング80および第3コーンスプリング82により発生する付勢力よりも小さい。また、第1摩擦ワッシャ79とリテーニングプレート22との間の摩擦係数は第2摩擦ワッシャ72の摩擦部材74とリテーニングプレート22との間の摩擦係数に比べて低い。このため、第1摩擦ワッシャ79により発生するヒステリシストルクは第2摩擦ワッシャ72により発生するヒステリシストルクより大幅に小さくなっている。また、第3摩擦ワッシャ84とハブフランジ6との間の摩擦係数および第2ブッシュ89とクラッチプレート21との間の摩擦係数は、第4

摩擦ワッシャ85とクラッチプレート21との間の摩擦係数に比べて低い。このため、第3摩擦ワッシャ84および第2ブッシュ89により発生するヒステリシストルクは第4摩擦ワッシャ85により発生する摩擦係数よりも大幅に小さくなっている。

[0077] 以上のように、第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85により大摩擦発生機構14が構成されており、第1摩擦ワッシャ79および第2ブッシュ89により第1小摩擦発生機構15が構成されており、第1ブッシュ90および第3摩擦ワッシャ84により第2小摩擦発生機構16が構成されている。入力回転体2、ハブフランジ6およびスプラインハブ3が相対回転すると、大摩擦発生機構14、第1小摩擦発生機構15および第2小摩擦発生機構16によりヒステリシストルクが発生し、ダンパー機構4による振り振動をより効果的に減衰および吸収することができる。

[0078] なお、以上に述べた構造は、第1小コイルスプリング7a、第2小コイルスプリング7bおよび第1ストッパ9からなる第1ダンパーと、大コイルスプリング8および第2ストッパ10からなる第2ダンパーとが、直列に配置された構造と考えることもできる。

[0079] [4. 動作]

次に、図12～図19を用いてクラッチディスク組立体1のダンパー機構の動作および振り特性について説明する。図12は中立状態（トルクが入力されていない状態）の機械回路図である。図13～図16は振り特性正側における動作中の機械回路図であり、図17～図19は振り特性負側における動作中の機械回路図である。

[0080] < 4. 1: 振り特性正側 >

(4. 1. 1: 1段目および2段目領域)

振り特性の正側では、図12の中立状態からスプラインハブ3に対して入力回転体2がR1側（駆動側）に振られる。このとき、大コイルスプリング8の剛性よりも第1小コイルスプリング7aの剛性の方が大幅に小さいため、大コイルスプリング8はほとんど圧縮されず、入力回転体2およびハブフランジ6は一体回転する。このとき、ハブフランジ6の孔部99の縁により第1ブッシュ90の突出部94がR1側に押される。このため、入力回転体2およびハブフランジ6とともに第1ブッシュ90、第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85も一体回転する。この結果、ハブフランジ6とスプラインハブ3との間（より詳細には第4摩擦ワッシャ85と第2ブッシュ89との間）で第1小コイルスプリング7a

が圧縮される。

- [0081] スプラインハブ3に対して入力回転体2がR1側に振り角度  $\theta 4p$  だけ相対回転すると、第1ブッシュ90の内周歯95とスプラインハブ3の外周歯55とが当接する(図13)。スプラインハブ3に対する入力回転体2の相対回転が進行すると、外周歯55により内周歯95が押されて、連結部93が回転方向に弾性変形する。また、第1小コイルスプリング7aに加えて、第4摩擦ワッシャ85と第2ブッシュ89との間で第2小コイルスプリング7bの圧縮が開始される。
- [0082] スプラインハブ3に対する入力回転体2の振り角度が角度  $\theta 1p$  になると、外周歯55が内周歯59に当接し、第1ストッパ9が作動する。この結果、ハブフランジ6とスプラインハブ3との相対回転が停止する。このため、第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bの圧縮が停止する(図14)。
- [0083] また、スプラインハブ3に対して入力回転体2が回転すると、第1小摩擦発生機構15において第1低ヒステリシストルク $Th1$ が発生する。
- [0084] 以上の動作により、低振り剛性および低ヒステリシストルクの1段目および2段目領域の振り特性が実現される(図11)。
- [0085] また、外周歯55が内周歯59に当接すると、連結部93の弾性変形が停止する(図14)。この状態では、連結部93により第1環状部91と第2環状部92との間には回転方向の付勢力が作用する。このため、突出部94が孔部99の縁にR2側へ押し付けられるとともに、内周歯95が外周歯55にR1側へ押し付けられる。これにより、第1ブッシュ90をハブフランジ6およびスプラインハブ3と一体の部材として機能させることができる。
- [0086] (4. 1. 2:3段目および4段目領域)
- 図14の状態からさらに入力回転体2がR1側に回転すると、ハブフランジ6に対して入力回転体2が相対回転し、入力回転体2とハブフランジ6との間で第2窓孔42に収容される2つの大コイルスプリング8の圧縮が開始される。振り角度が角度  $\theta 1p + \theta 2p$  までは、2つの大コイルスプリング8が並列に圧縮される。
- [0087] スプラインハブ3に対する入力回転体2の相対回転が進行すると、4つの大コイルスプリング8の圧縮が開始される(図16)。振り角度が角度  $\theta 1p + \theta 3p$  に達すると、第

2ストップ10が作動し、入力回転体2とスプラインハブ3との相対回転が停止する。

[0088] また、入力回転体2とハブフランジ6とが相対回転すると、小摩擦発生機構15に加えて、大摩擦発生機構14(第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85)において高ヒステリシストルクが発生する。

[0089] 以上の動作により、高振り剛性および高ヒステリシストルクの3段目および4段目領域の振り特性が実現される(図11)。

[0090] <4. 2: 振り特性負側>

(4. 2. 1: 1段目領域)

振り特性の負側では、図12の中立状態からスプラインハブ3に対して入力回転体2がR2側(逆駆動側)に振られる。このとき、大コイルスプリング8の剛性よりも第1小コイルスプリング7aの剛性の方が大幅に小さいため、大コイルスプリング8はほとんど圧縮されず、入力回転体2およびハブフランジ6は一体回転する。第2摩擦ワッシャ72とリテーニングプレート22との間の摩擦係数および第4摩擦ワッシャ85とクラッチプレート21との間の摩擦係数が大きい。この結果、大摩擦発生機構14において発生するヒステリシストルクは、第1小コイルスプリング7aを圧縮するために必要なトルクに比べて、大幅に大きい。したがって、第1ブッシュ90、第4摩擦ワッシャ85は入力回転体2と一体回転し、第4摩擦ワッシャ85と第2ブッシュ89と間で第1小コイルスプリング7aが圧縮される。振り角度が角度 $\theta_{1n}$ に達すると、内周歯59が外周歯55に当接し、第1ストップ9が作動する(図17)。この状態で、第2小コイルスプリング7bと第3切欠部89eとの間には隙間角度 $\theta_{5n} - \theta_{1n} (> 0)$ が確保されている。このため、負側では第2小コイルスプリング7bは圧縮されない。

[0091] また、振り角度が角度 $\theta_{1n}$ になるまでの間、小摩擦発生機構15において第1低ヒステリシストルク $Th1$ が発生する。

[0092] 以上の動作により、低振り剛性および低ヒステリシストルクの1段目領域の振り特性が実現される(図11)。

[0093] (4. 2. 2: 2段目および3段目領域)

図17の状態からさらに入力回転体2がR2側に回転すると、ハブフランジ6に対して入力回転体2が相対回転し、入力回転体2とハブフランジ6との間で第2窓孔42に収

容される2つの大コイルスプリング8の圧縮が開始される。振り角度が角度  $\theta_{1n} + \theta_{2n}$  までは、2つの大コイルスプリング8が並列に圧縮される。

[0094] スプラインハブ3に対する入力回転体2の相対回転が進行すると、4つの大コイルスプリング8の圧縮が開始される(図19)。振り角度が角度  $\theta_{1n} + \theta_{3n}$  に達すると、第2ストッパ10が作動し、入力回転体2とスプラインハブ3との相対回転が停止する。

[0095] また、入力回転体2とハブフランジ6とが相対回転すると、小摩擦発生機構15に加えて、大摩擦発生機構14(第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85)において高ヒステリシストルクが発生する。

[0096] 以上の動作により、高振り剛性および高ヒステリシストルクの2段目および3段目領域の振り特性が実現される(図11)。

[0097] <4. 3: 微少振り振動に対する動作>

(4. 3. 1: 振り特性正側の3段目および4段目)

車両の加速時(振り特性正側)においては、ダンパー機構4は第1ストッパ9および第2ストッパ10が作動している状態(振り角度が角度  $\theta_{1p} + \theta_{3p}$  である図16の状態)でトルクを伝達している。この状態で、エンジンの燃焼変動に起因する微少振り振動が入力回転体2に入力されると、入力回転体2とハブフランジ6との間で剛性の高い大コイルスプリング8が伸縮を繰り返す。

[0098] 一方、図16の状態では、前述のように第1ブッシュ90の連結部93が回転方向に圧縮されており、その付勢力によりハブフランジ6およびスプラインハブ3に対して第1ブッシュ90は一体の部材として機能する。このため、第1ブッシュ90、第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85が入力回転体2と微少振り角度の範囲内で相対回転を繰り返す。この結果、図11に示すように、微少振り振動に対して大摩擦発生機構14および小摩擦発生機構15により高ヒステリシストルク  $Th2$  が発生する。

[0099] このように、加速時において微少振り振動が入力されても、常に高ヒステリシストルクが発生する。すなわち、このダンパー機構4では振り特性の正側において高ヒステリシストルクの発生を防止する回転方向隙間が確保されていない。これにより、加速時における共振ピークの発生が抑制される。

[0100] (4. 3. 2: 振り特性負側の2段目および3段目)

車両の減速時(振り特性負側)においては、ダンパー機構4は第1ストッパ9および第2ストッパ10が作動している状態(振り角度が角度  $\theta_{1n} + \theta_{3n}$  である図19の状態)でトルクを伝達している。この状態で、微少振り振動が入力回転体2に入力されると、加速時と同様に入力回転体2とハブフランジ6との間で大コイルスプリング8が伸縮を繰り返す。

[0101] 一方、図19の状態では、第1ブッシュ90の連結部93が回転方向に圧縮されていない。このため、加速時とは異なり、第1ブッシュ90、第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85は、ハブフランジ6およびスプラインハブ3に対して相対回転可能である。この状態で入力回転体2に微少振り振動が入力されると、高ヒステリシストルクを発生する大摩擦発生機構14においては滑りが生じない。すなわち、入力回転体2、第1ブッシュ90、第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85は一体の部材として機能する。

[0102] この結果、図11に示すように、孔部99と突出部94との間に形成された隙間角度  $\theta_6$  の範囲内では、第1ブッシュ90、第2摩擦ワッシャ72および第4摩擦ワッシャ85が相対回転し、第2小摩擦発生機構16(第1ブッシュ90および第3摩擦ワッシャ84)により第2低ヒステリシストルク  $Th_3$  が発生する。このとき、隙間角度  $\theta_6$  の範囲内では高ヒステリシストルク  $Th_2$  は発生しない。

[0103] このように、加速時において微少振り振動が入力されても、隙間角度  $\theta_6$  の範囲内においては高ヒステリシストルクの発生が抑制される。これにより、減速時における振動減衰性能を向上させることができる。〔5. 作用効果〕

このように、このダンパー機構4では、第1ブッシュ90の連結部93の弾性力を利用して、振り特性の一方側(正側)においては全ての振り振動において高ヒステリシストルク  $Th_2$  が発生し、振り特性の他方側(負側)においては一定の振り角度(隙間角度  $\theta_6$ )の範囲内で高ヒステリシストルク  $Th_2$  の発生を防止できる構成を実現できる。これにより、このダンパー機構4では、構造を簡素化することができ、製造コストの低減を図ることができる。

[0104] また、第1ブッシュ90の各部を一体成形することで、製造コストのさらなる低減が可能となる。特に、連結部93の各変形部96は、円板状部材に対してスリット98を打ち

抜きなどにより形成することで得られるため、成形が容易となる。

[0105] さらに、このダンパー機構4では、低振り剛性を実現するための第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bがハブフランジ6とクラッチプレート21との軸方向間であってスプラインハブ3の外周側に配置されている。このため、第1小コイルスプリング7aおよび第2小コイルスプリング7bの設計の自由度が従来の構造(ハブフランジとスプラインハブとの間にコイルスプリングが設けられている構造)よりも向上し、振動減衰性能をより向上させることができる。

[0106] [6. その他の実施形態]

本発明の具体的な構成は、前述の実施形態に限られるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲で種々の変更および修正が可能である。

[0107] 前述の実施形態では、ダンパー機構4が搭載されたクラッチディスク組立体1を例に説明しているが、これに限定されない。例えば、このダンパー機構は2マスフライホイールや流体式トルク伝達装置のロックアップ装置などの他の動力伝達装置にも適用可能である。

[0108] また、第1ブッシュ90の形状は前述のものに限定されない。例えば、図20に示すような第1ブッシュ190も適用可能である。この第1ブッシュ190では、連結部193の変形部196が半径方向に延びており、前述の変形部96のように湾曲していない。また、スリット198が例えば楕円形である。この場合でも、第1環状部191および第2環状部192を回転方向に弾性的に連結することができ、同様の効果を得ることができる。

#### 産業上の利用可能性

[0109] 本発明に係るダンパー機構では、振り振動に対して高ヒステリシストルクを発生させない構造を実現しつつ、製造コストの低減を図ることができるため、動力伝達装置の分野において有用である。

## 請求の範囲

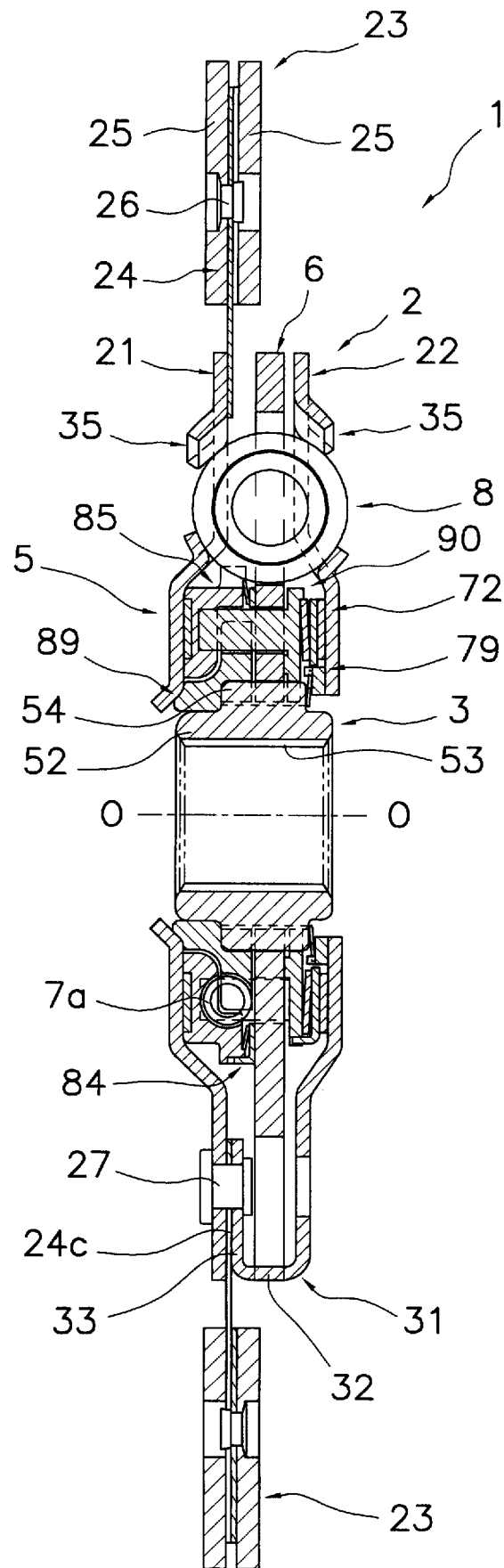
- [1] 第1回転体と、  
前記第1回転体に対して第1角度の範囲内で回転可能に配置された第2回転体と、  
、  
前記第1および第2回転体を回転方向に弾性的に連結する弾性部材と、  
前記第1および第2回転体の間に配置され、前記第1回転体と摩擦係合する摩擦部材を有する摩擦発生機構と、を備え、  
前記第2回転体に対して前記第1回転体が回転方向一方側に振られている状態において、前記摩擦部材と前記第2回転体とが回転方向に一体の部材として機能するように、前記摩擦部材の少なくとも一部が回転方向に弾性変形した状態で前記摩擦部材が前記第2回転体に対して回転方向に押し付けられ、  
前記第2回転体に対して前記第1回転体が回転方向一方側に振られている状態において、前記摩擦部材が前記第2回転体に対して回転方向に前記第1角度よりも小さい第2角度の範囲内で相対回転可能である、  
ダンパー機構。
- [2] 前記摩擦部材は、前記第2回転体に対して前記第1角度よりも小さい第2角度の範囲内で回転可能に配置された第1環状部と、前記第1環状部に対して回転可能に配置された第2環状部と、前記第1および第2環状部を円周方向に弾性的に連結する連結部と、を有し、  
前記第2回転体に対して前記第1回転体が回転方向一方側に振られている状態において、前記連結部が前記第1環状部と前記第2環状部との間で回転方向に弾性変形している、  
請求項1に記載のダンパー機構。
- [3] 前記第2回転体に対して相対回転可能に配置された第3回転体をさらに備え、  
前記第3回転体に対して前記第1回転体が回転方向一方側に振られている状態において、前記第1環状部が前記第2回転体により前記回転方向一方側に押されており、前記第2環状部が前記第3回転体により前記回転方向他方側に押されている、  
請求項2に記載のダンパー機構。

- [4]       トルクが入力されていない中立状態において、前記第2回転体は、前記第3回転体に対して前記回転方向一方側へ第3角度の範囲内で回転可能であり、  
前記第2環状部は、前記第2回転体に対する前記第1環状部の前記回転方向他方側への相対回転が制限されている状態で、前記第2回転体に対して前記回転方向一方側へ前記第3角度よりも小さい第4角度だけ回転可能である、  
請求項3に記載のダンパー機構。
- [5]       前記第2回転体は、軸方向に貫通する孔部を有しており、  
前記第1環状部は、軸方向に突出し、前記孔部内に挿入される突出部を有しており、  
前記第2角度は、前記孔部と前記突出部との回転方向間に確保されている、  
請求項2から4のいずれかに記載のダンパー機構。
- [6]       前記第2回転体は、環状の第1本体部と、前記第1本体部から半径方向内側に延びる複数の第1内周歯と、を有しており、  
前記第3回転体は、環状の第2本体部と、前記第2本体部から半径方向外側に延びる複数の外周歯と、を有しており、  
前記第2環状部は、半径方向内側に延びる複数の第2内周歯を有している、  
トルクが入力されていない中立状態において、前記第3角度は、前記第1内周歯と前記外周歯との回転方向間に確保されており、  
前記第4角度は、前記第2内周歯と前記外周歯との回転方向間に確保されている、  
請求項2から5のいずれかに記載のダンパー機構。
- [7]       前記第1環状部は、前記第2環状部の外周側に配置されており、  
前記連結部は、前記第1環状部の内周部から前記第2環状部の外周部へ延びる変形部を有している、  
請求項2から6のいずれかに記載のダンパー機構。
- [8]       前記変形部は、波状に湾曲する湾曲部を有している、  
請求項7に記載のダンパー機構。
- [9]       前記連結部は、前記第1および第2環状部のうち少なくとも一方と一体成形されている、

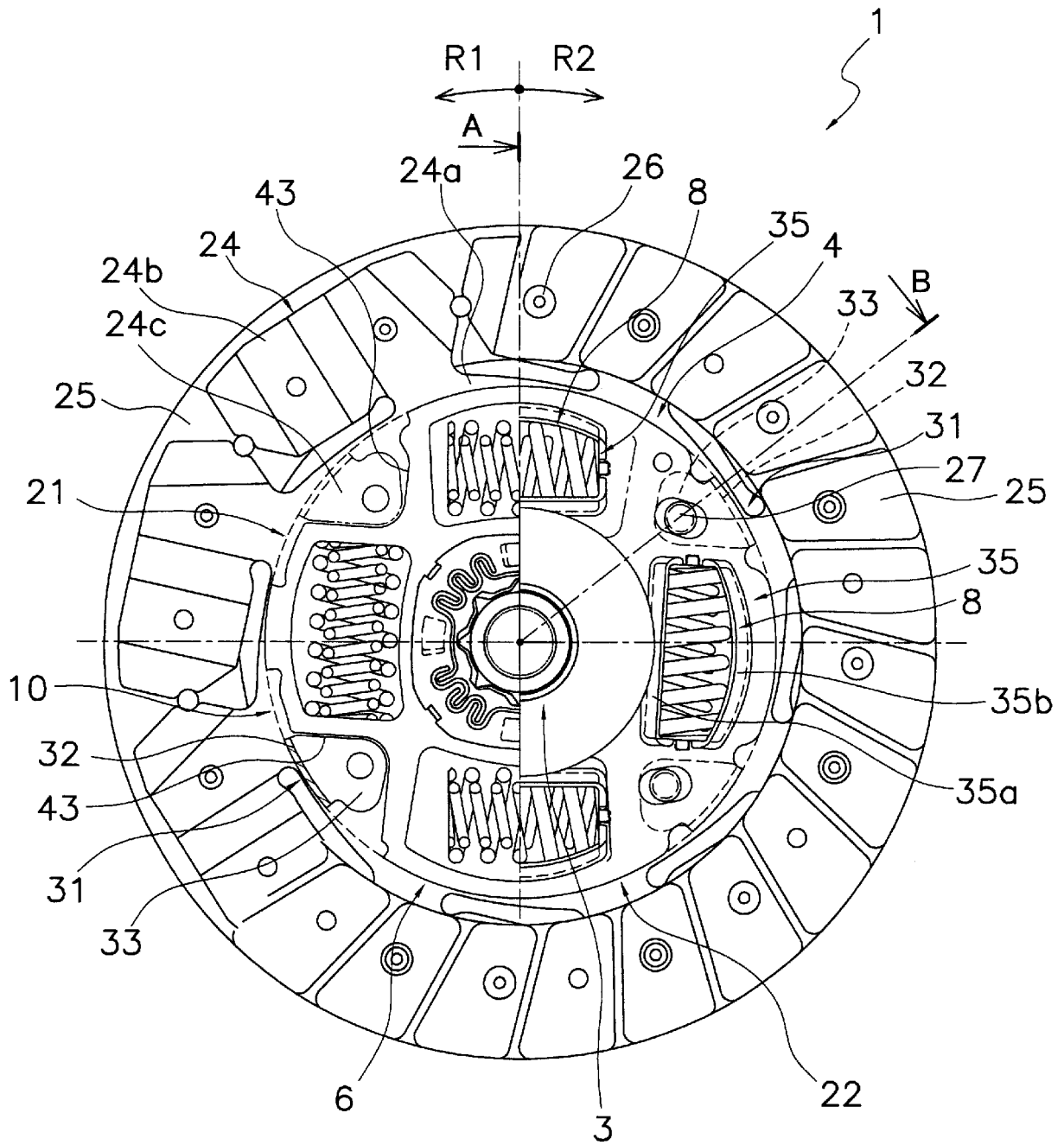
請求項2から8のいずれかに記載のダンパー機構。

- [10] 前記摩擦部材は、前記第1環状部に対して一体回転可能にかつ軸方向に相対移動可能に配置され前記第1回転体と摩擦係合する摩擦プレートをさらに有している、請求項2から9のいずれかに記載のダンパー機構。

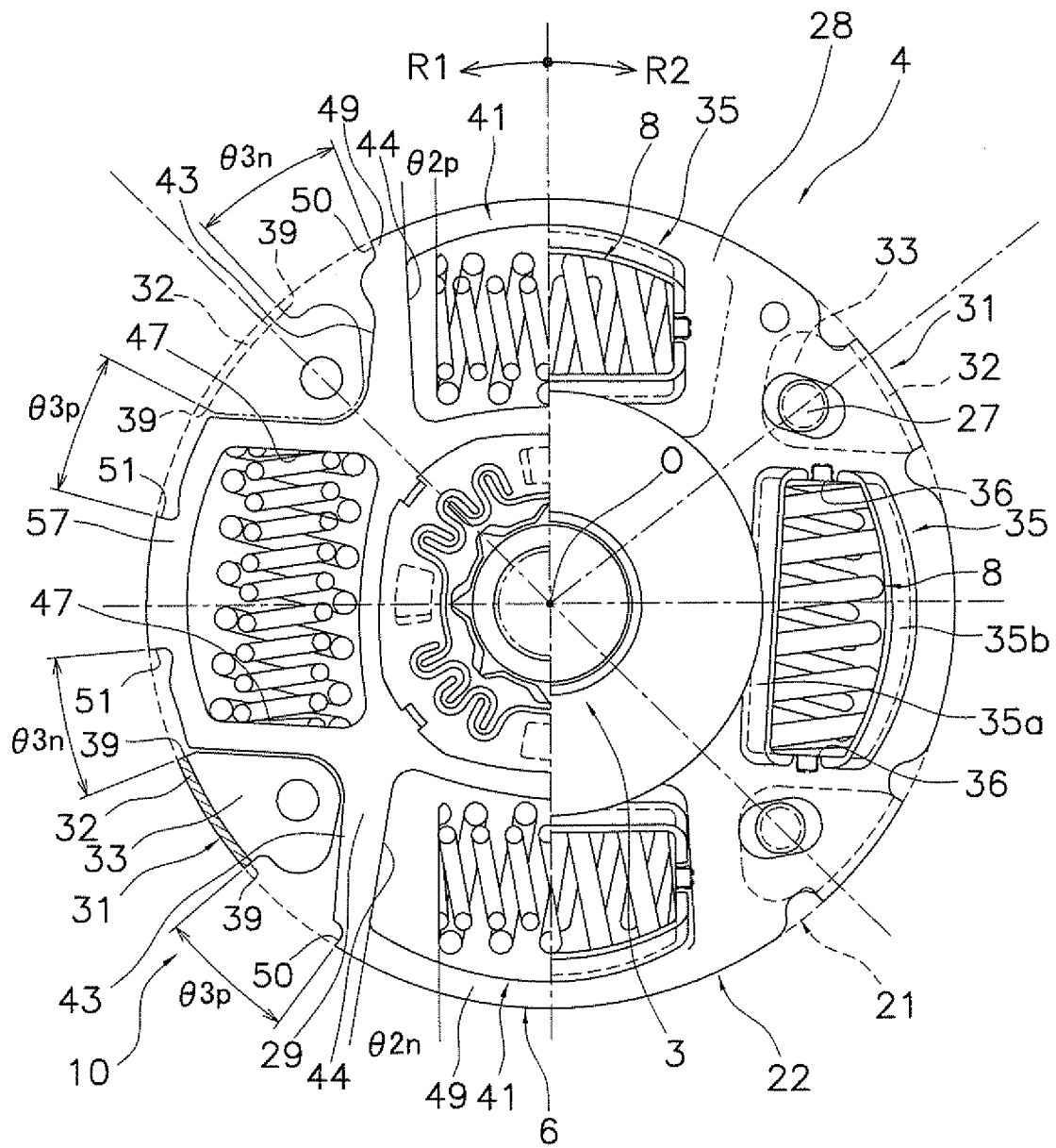
[図1]



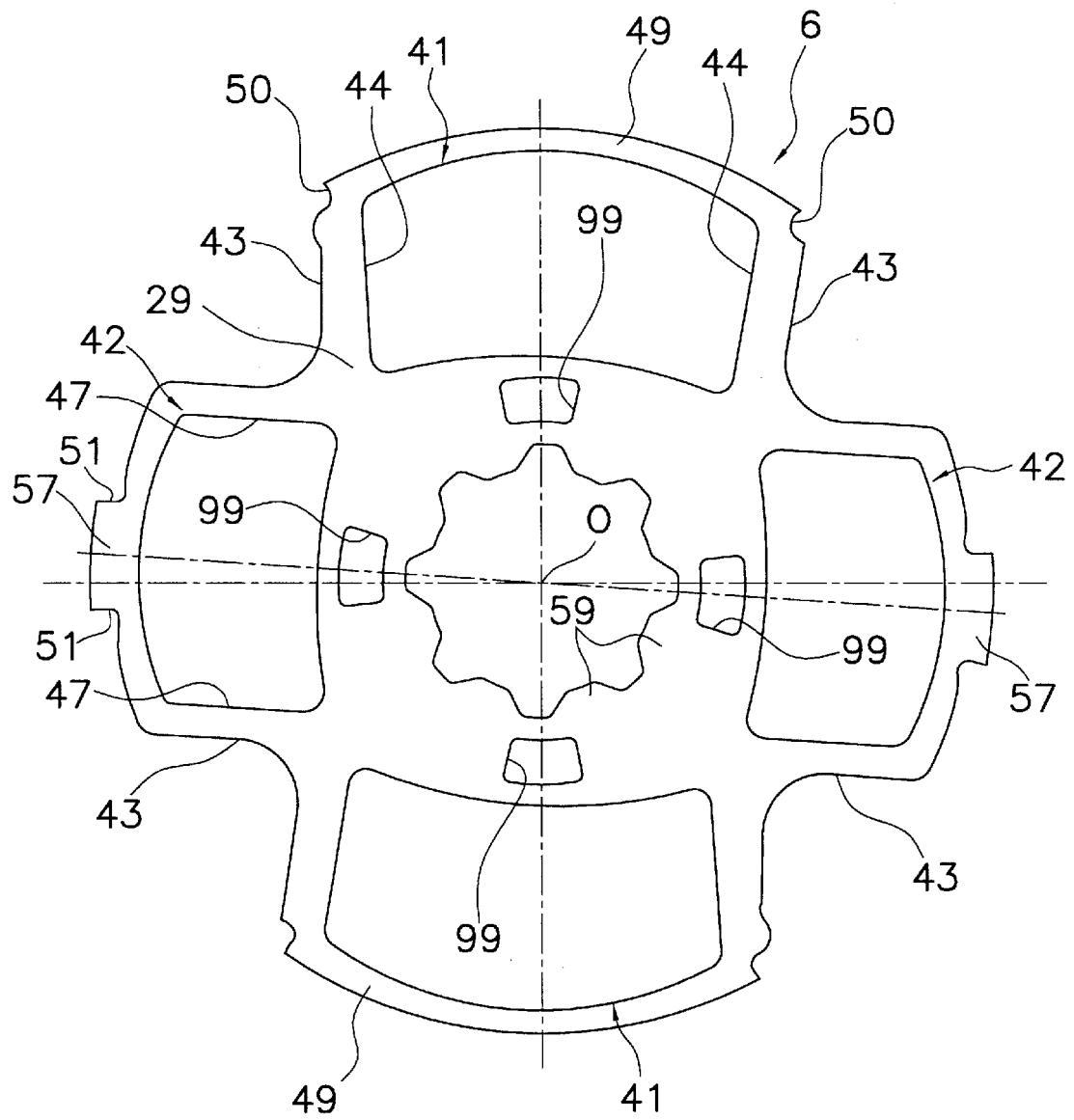
[図2]



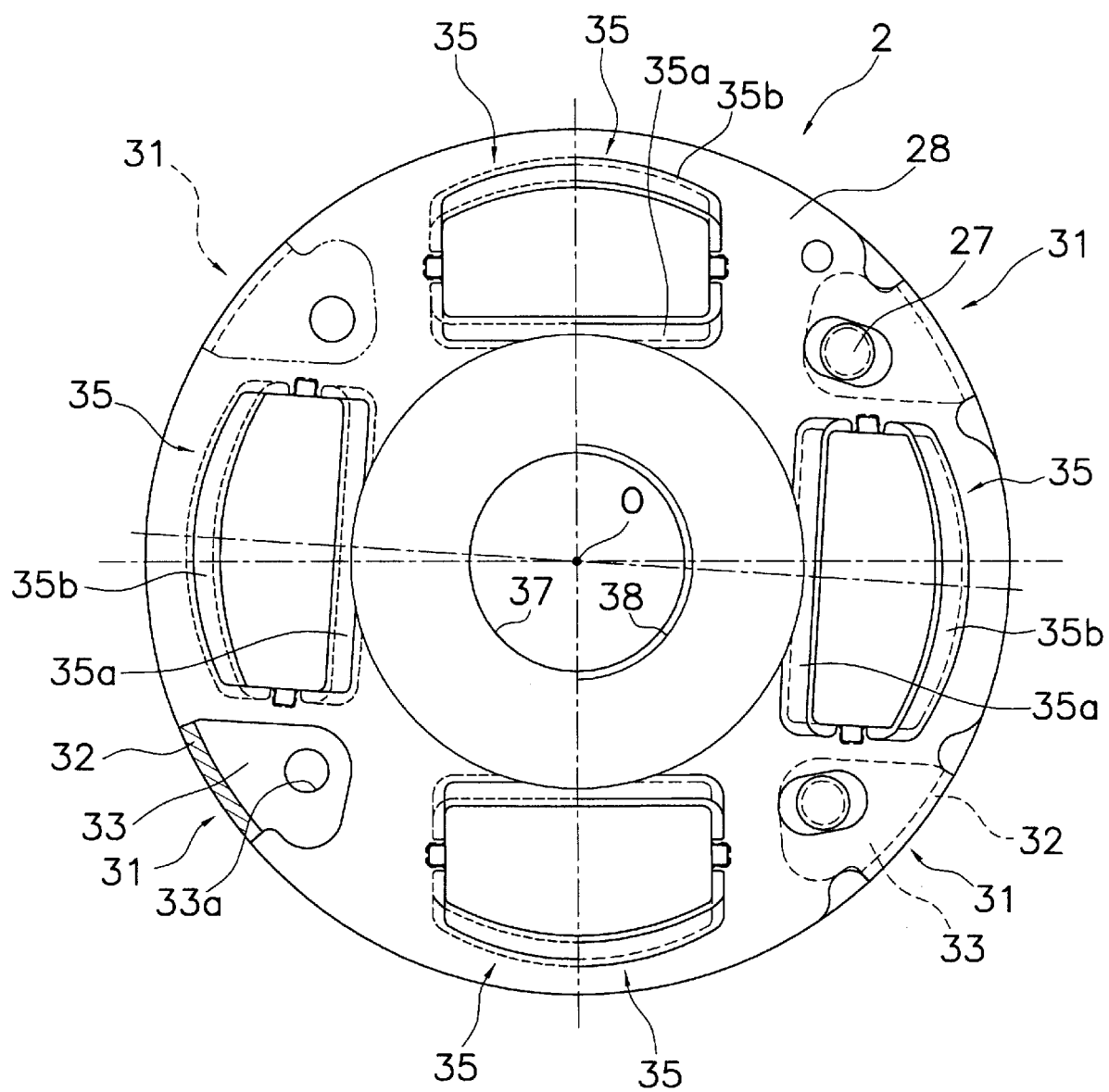
[図3]



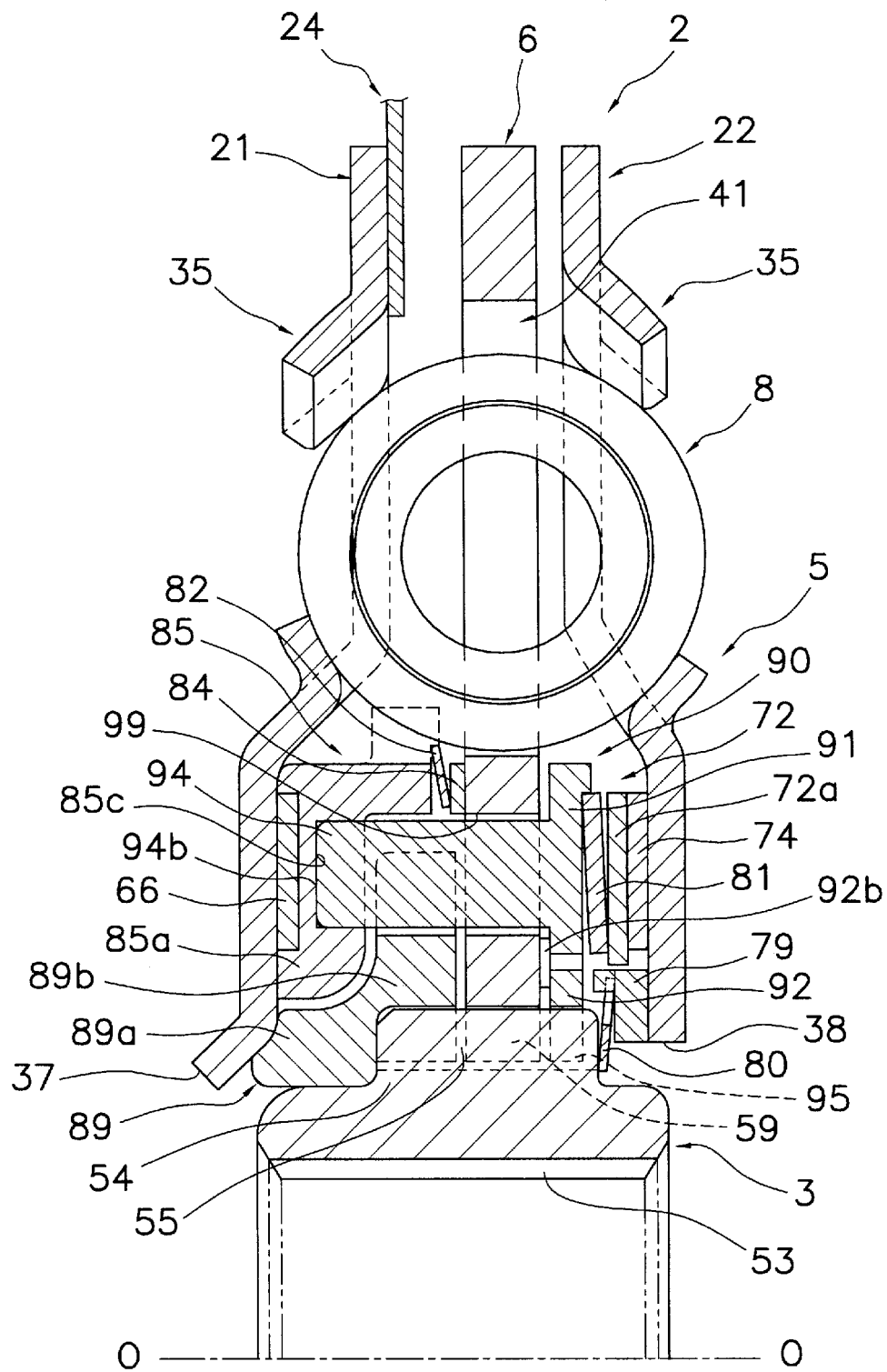
[図4]



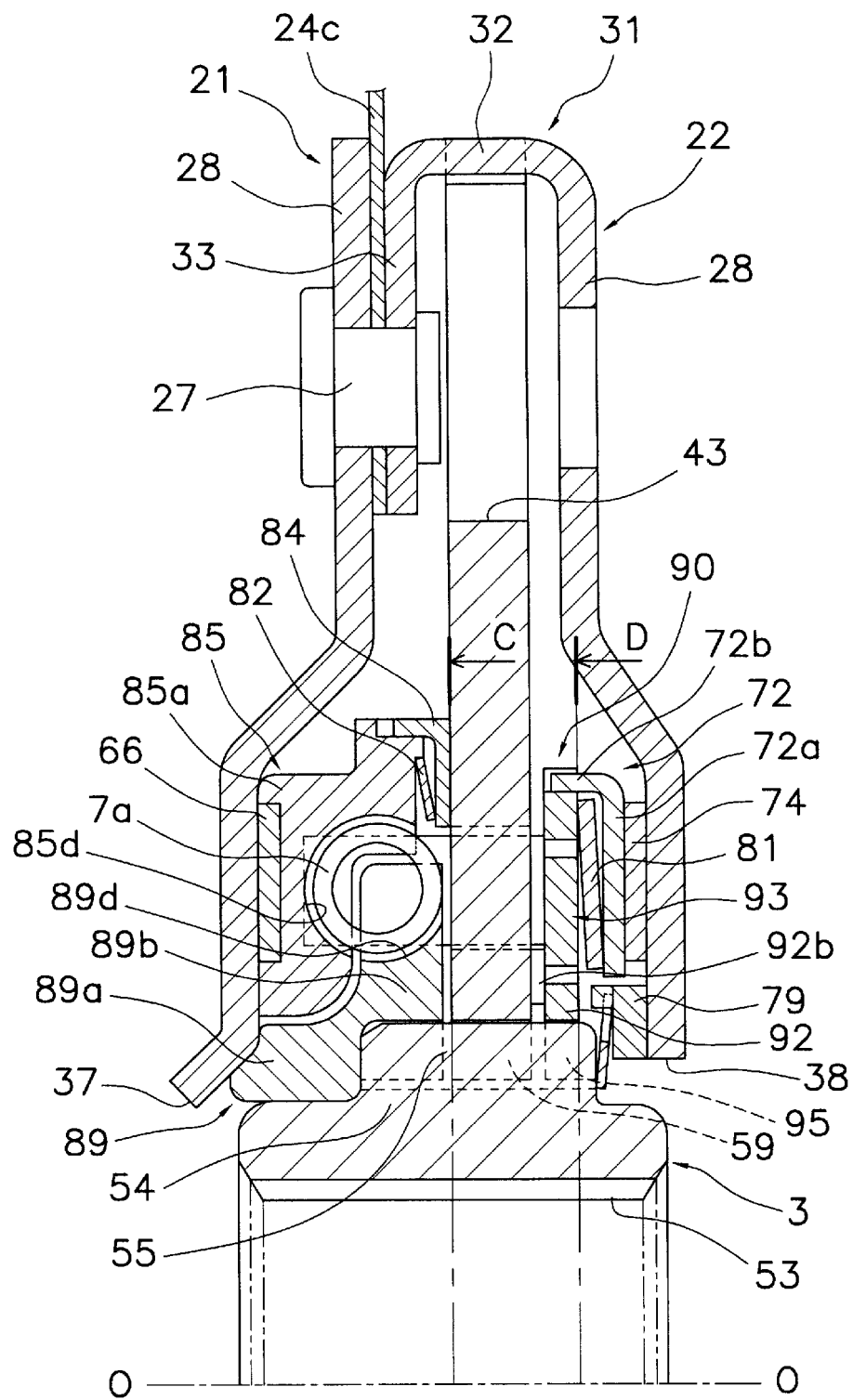
[図5]



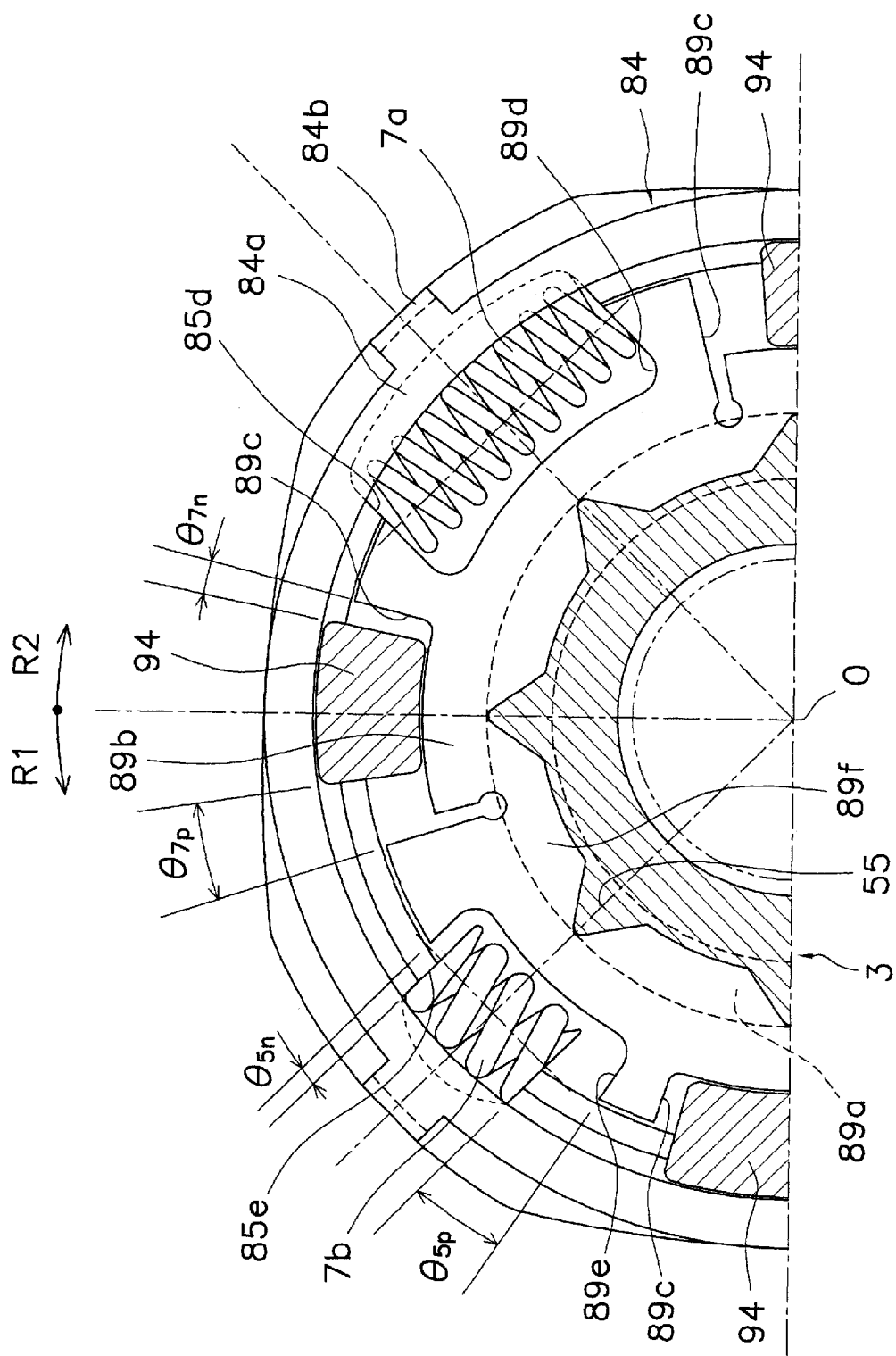
[図6]



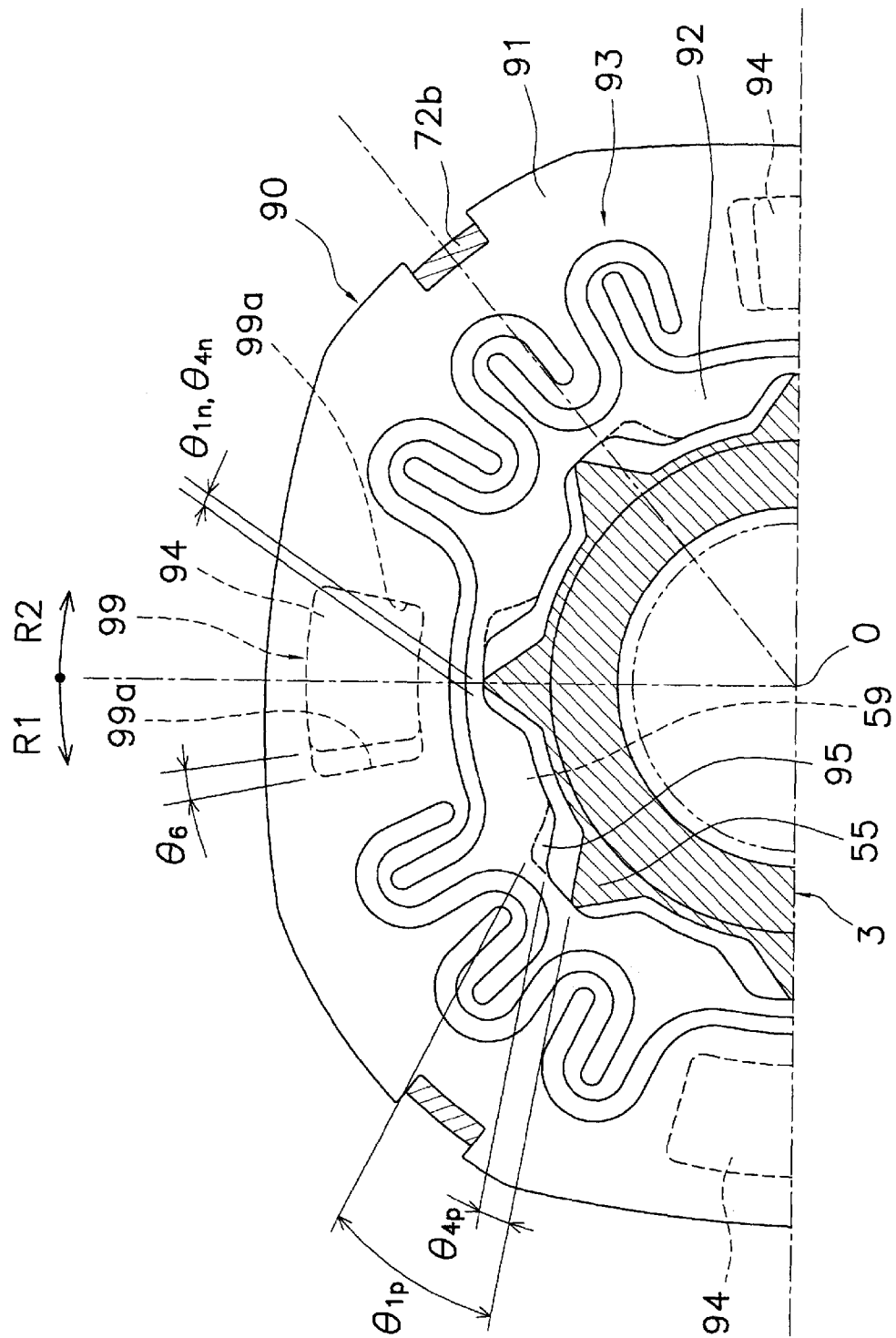
[図7]



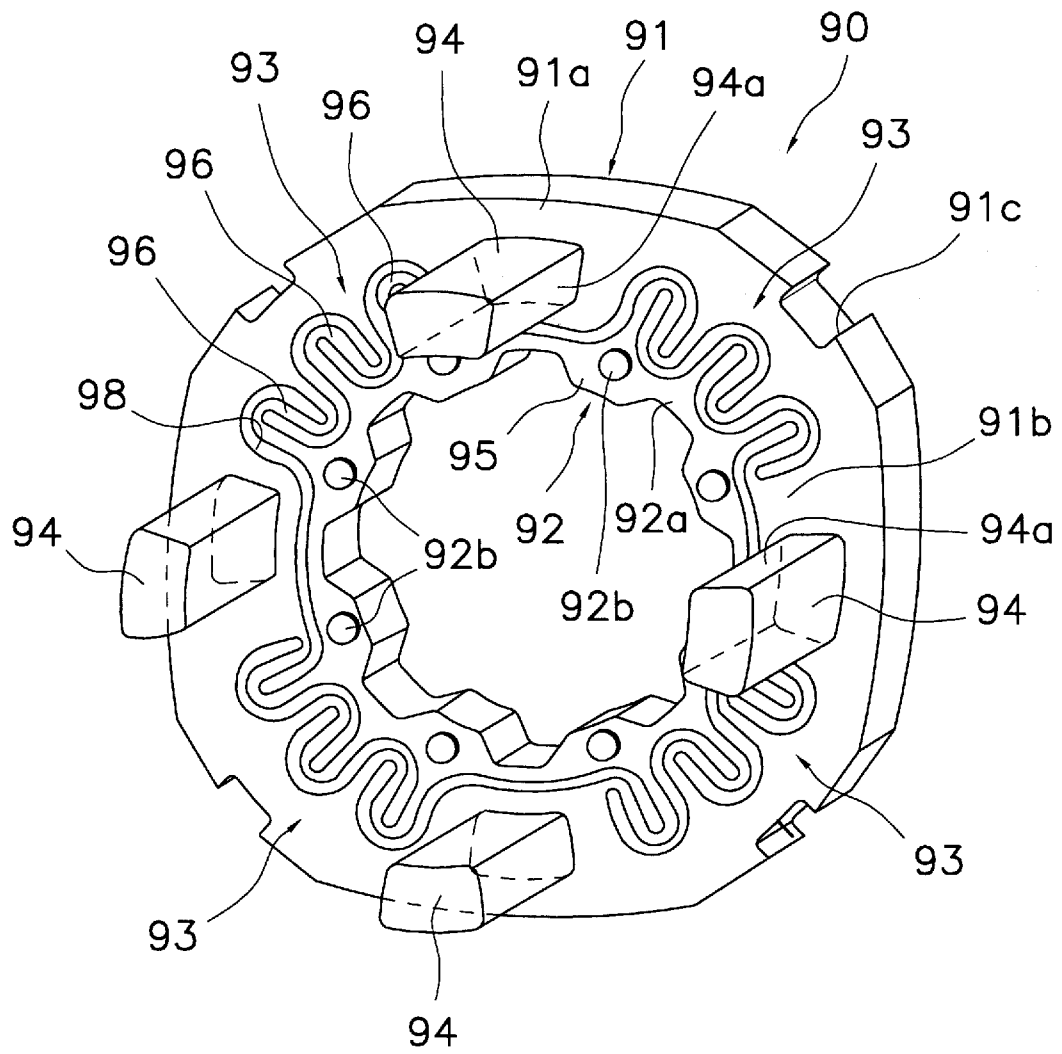
[図8]



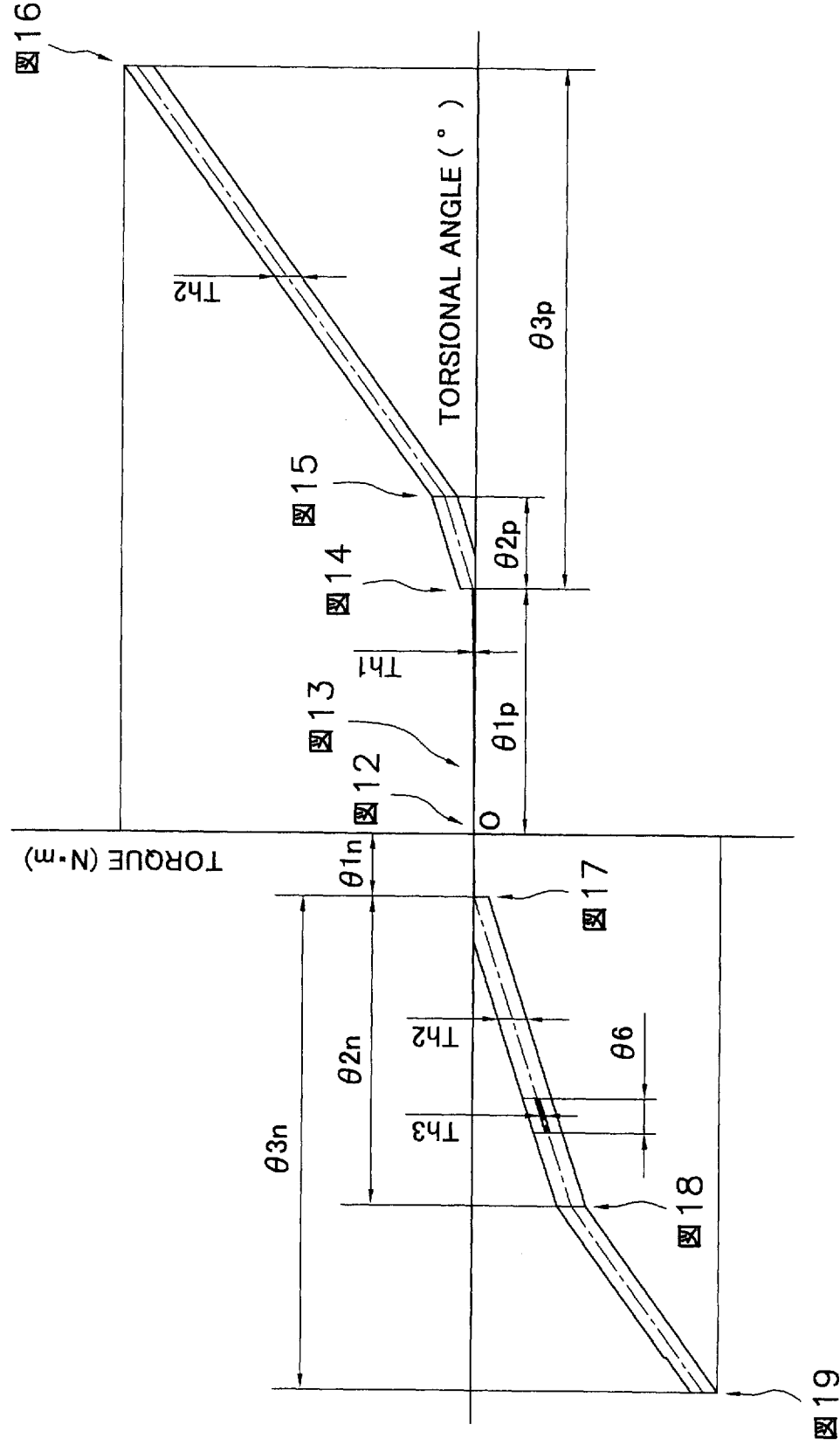
[図9]



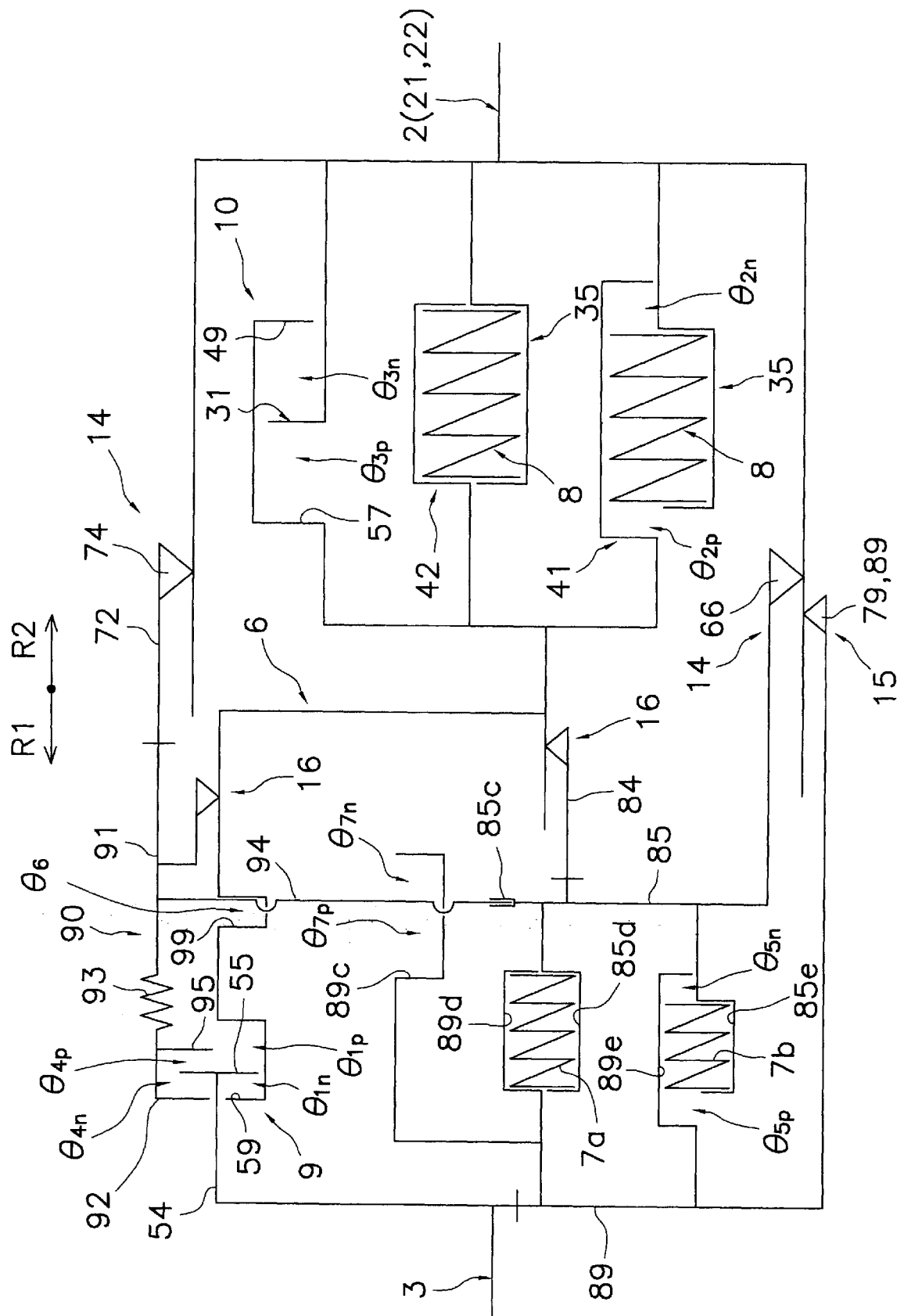
[図10]



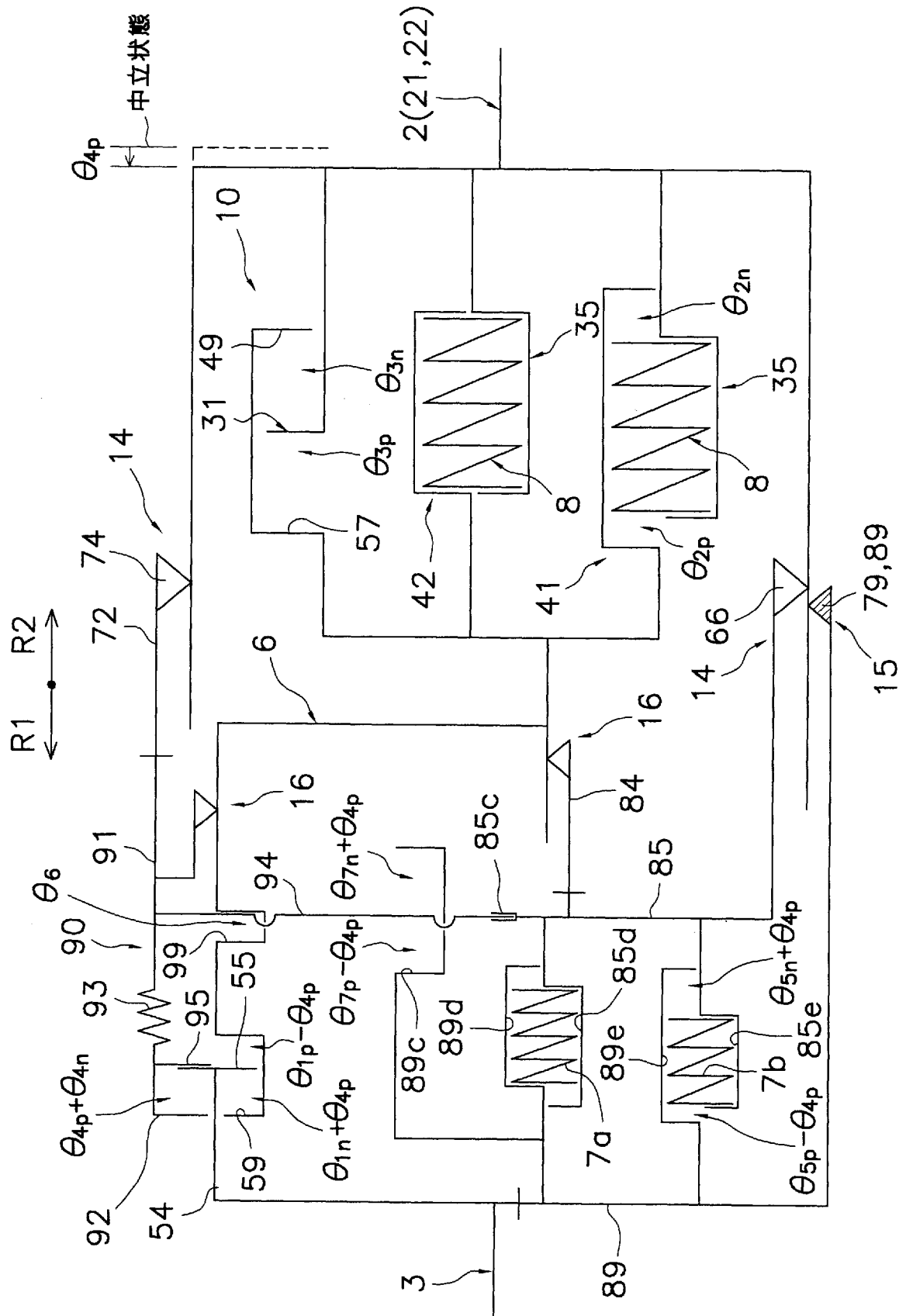
[図11]



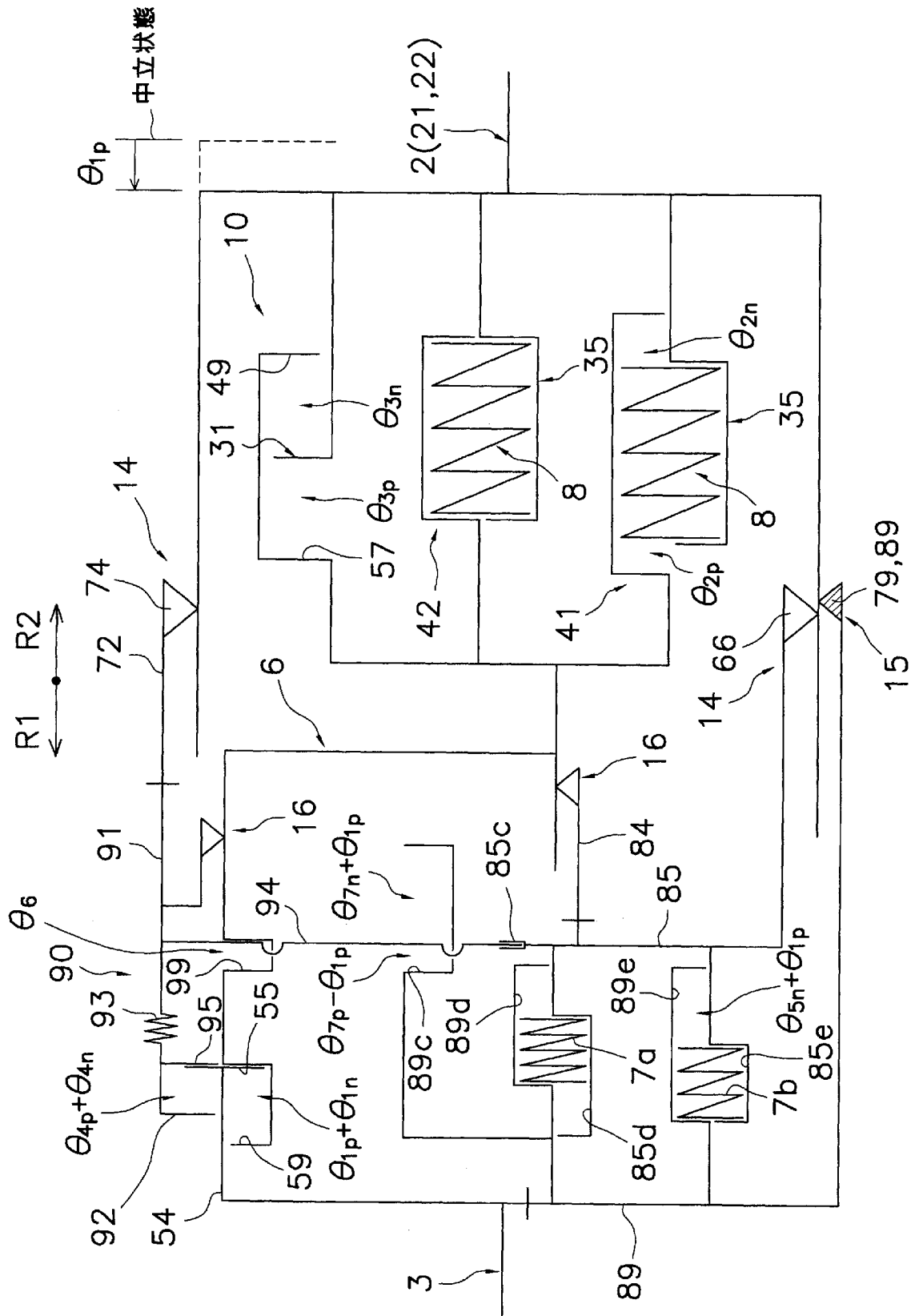
[図12]



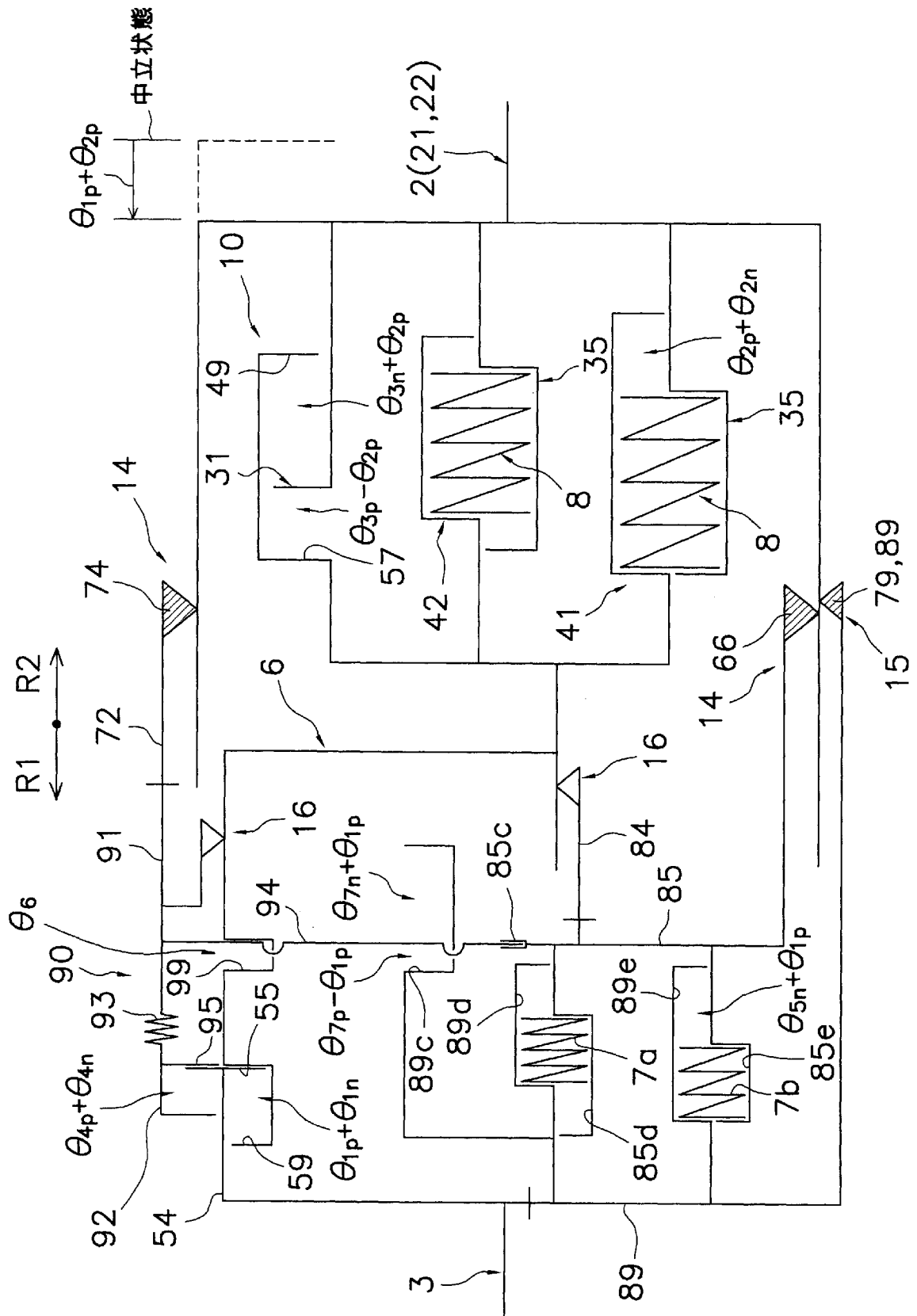
[図13]



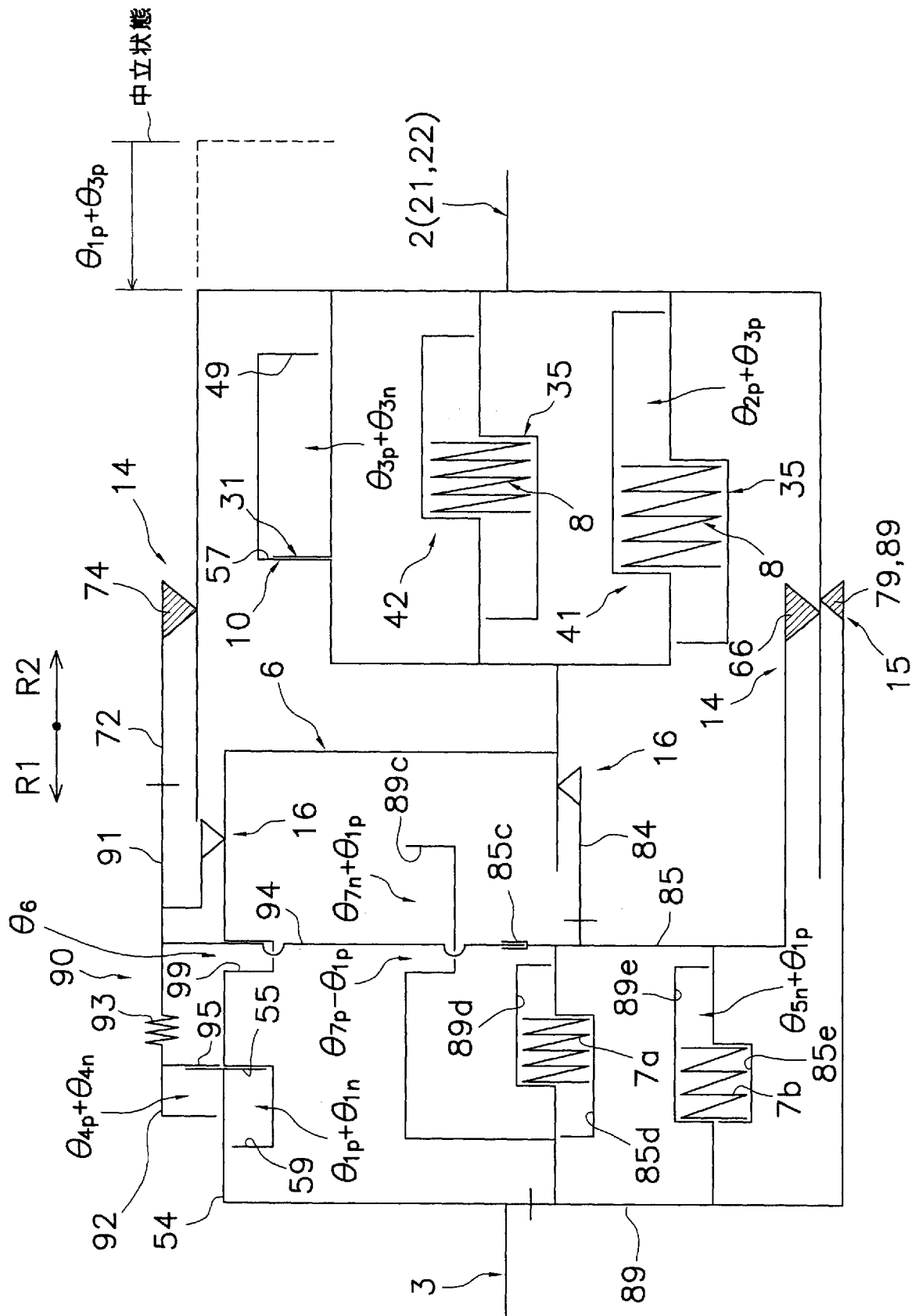
[図14]



[図15]

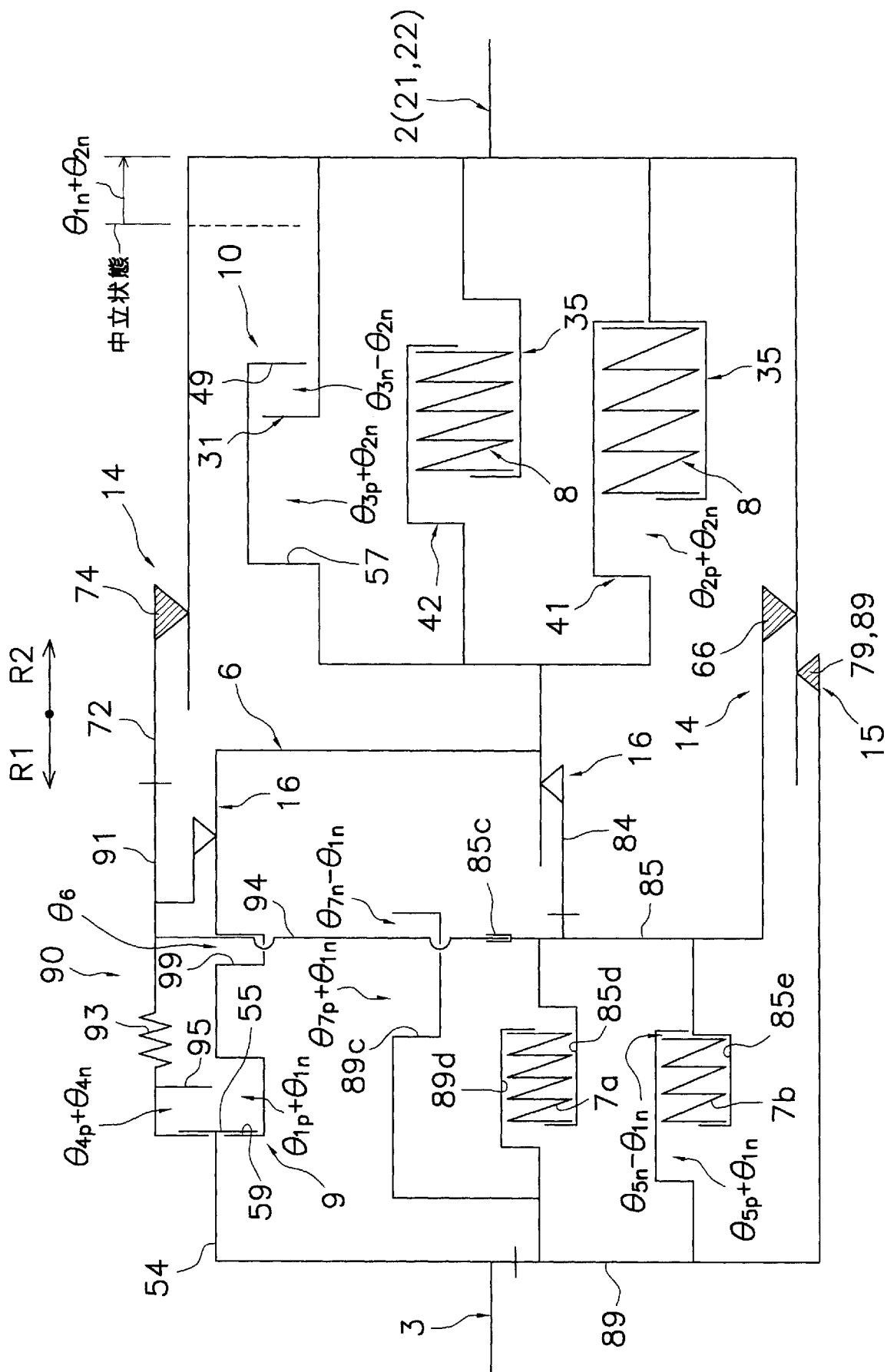


[図16]

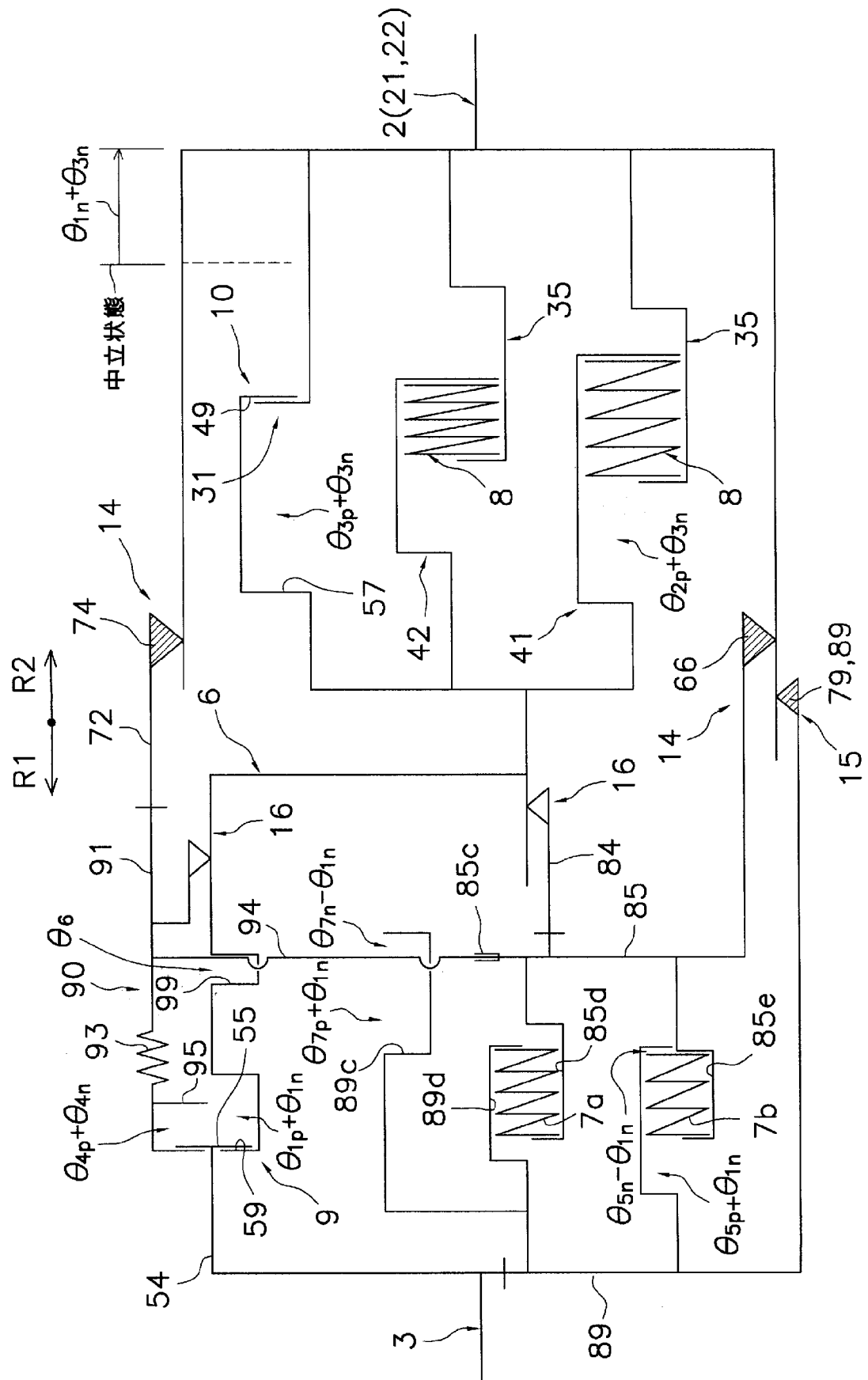




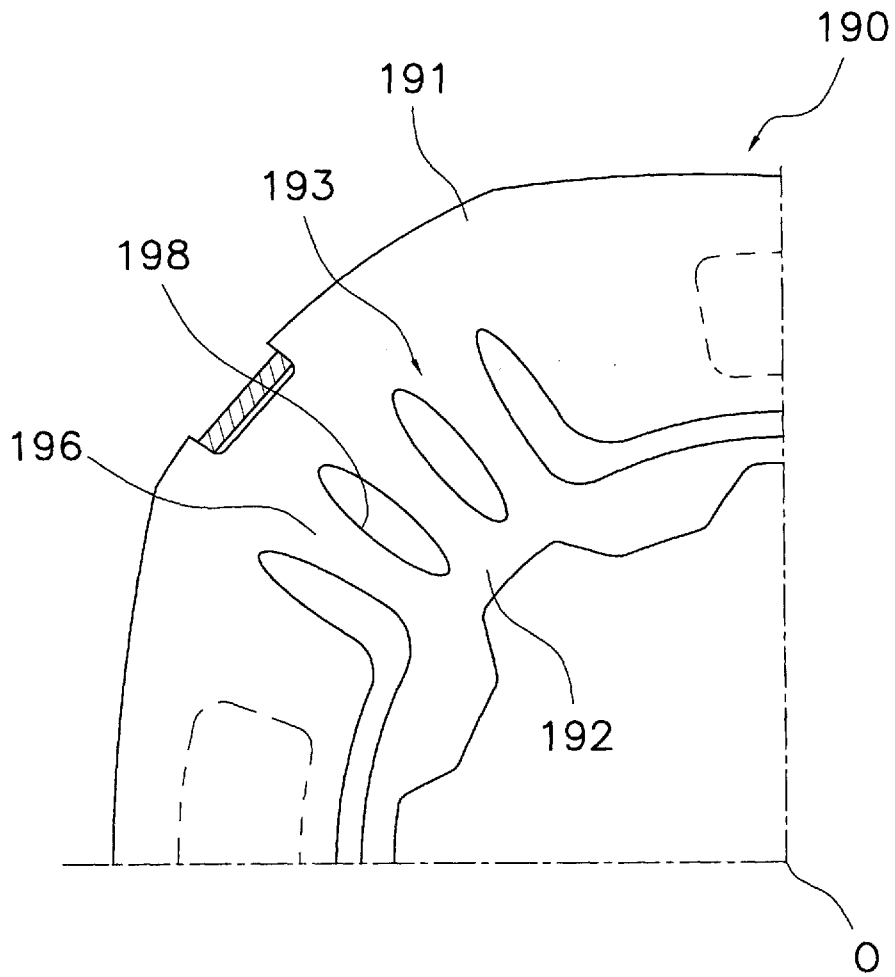
[図18]



[図19]



[図20]



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/070689

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D13/64(2006.01)i, F16F15/129(2006.01)i, F16F15/139(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)

F16D13/64, F16F15/129, F16F15/139

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 | 1996-2008 |
| Kokai Jitsuyo Shinan Koho | 1971-2008 | Toroku Jitsuyo Shinan Koho | 1994-2008 |

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. |
|-----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|
| Y         | JP 2002-372101 A (Exedy Corp.),<br>26 December, 2002 (26.12.02),<br>Full text; all drawings<br>(Family: none)                                       | 1-10                  |
| Y         | JP 57-107436 A (Valeo),<br>03 July, 1982 (03.07.82),<br>Full text; all drawings<br>& US 4496036 A & GB 2087043 A<br>& DE 3143163 A1 & FR 2493445 A1 | 1-10                  |
| Y         | US 3387505 A (Rollin Douglas RUMSEY),<br>11 June, 1968 (11.06.68),<br>Full text; all drawings<br>(Family: none)                                     | 1-10                  |

☐ 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  
21 January, 2008 (21.01.08)

Date of mailing of the international search report  
05 February, 2008 (05.02.08)

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. F16D13/64(2006.01)i, F16F15/129(2006.01)i, F16F15/139(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. F16D13/64, F16F15/129, F16F15/139

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 0 8 年 |
| 日本国実用新案登録公報 | 1 9 9 6 - 2 0 0 8 年 |
| 日本国登録実用新案公報 | 1 9 9 4 - 2 0 0 8 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<br>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<br>請求の範囲の番号 |
|-----------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|
| Y               | J P 2 0 0 2 - 3 7 2 1 0 1 A (株式会社エクセディ)<br>2 0 0 2 . 1 2 . 2 6 , 全文, 全図 (ファミリーなし)                                                                                | 1 - 1 0          |
| Y               | J P 5 7 - 1 0 7 4 3 6 A (ヴァレオ) 1 9 8 2 . 0 7 . 0 3 ,<br>全文, 全図 & U S 4 4 9 6 0 3 6 A<br>& G B 2 0 8 7 0 4 3 A & D E 3 1 4 3 1 6 3 A 1<br>& F R 2 4 9 3 4 4 5 A 1 | 1 - 1 0          |

☒ 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

2 1 . 0 1 . 2 0 0 8

国際調査報告の発送日

0 5 . 0 2 . 2 0 0 8

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)

増岡 亘

3 J

9 1 4 3

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

| C (続き) . 関連すると認められる文献 |                                                                           |                  |
|-----------------------|---------------------------------------------------------------------------|------------------|
| 引用文献の<br>カテゴリ*        | 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<br>請求の範囲の番号 |
| Y                     | US 3387505 A<br>(Rollin Douglas RUMSEY)<br>1968. 06. 11, 全文, 全図 (ファミリーなし) | 1-10             |