(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
2017 年 4 月 6 日(06.04.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/057080 A1

(51) 国際特許分類:
F02D 9/02 (2006.01) *F16F 1/06* (2006.01)
F02D 9/10 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2016/077606

(22) 国際出願日: 2016 年 9 月 19 日(19.09.2016)

(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 2015-193764 2015 年 9 月 30 日(30.09.2015) JP
特願 2016-163887 2016 年 8 月 24 日(24.08.2016) JP

(71) 出願人: 株式会社デンソー(DENSO CORPORATION) [JP/JP]; 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地 Aichi (JP).

(72) 発明者: 樋口 彰(HIGUCHI Akira); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP). 清水 泰(SHIMIZU Tohru); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP). 小宮山 正(KOMIYAMA Tadashi); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町１丁目１番地 株式会社デンソー内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 金 順姫(JIN Shunji); 〒4600003 愛知県名古屋市中区錦２丁目１３番１９号 瀧定ビル６階 Aichi (JP).

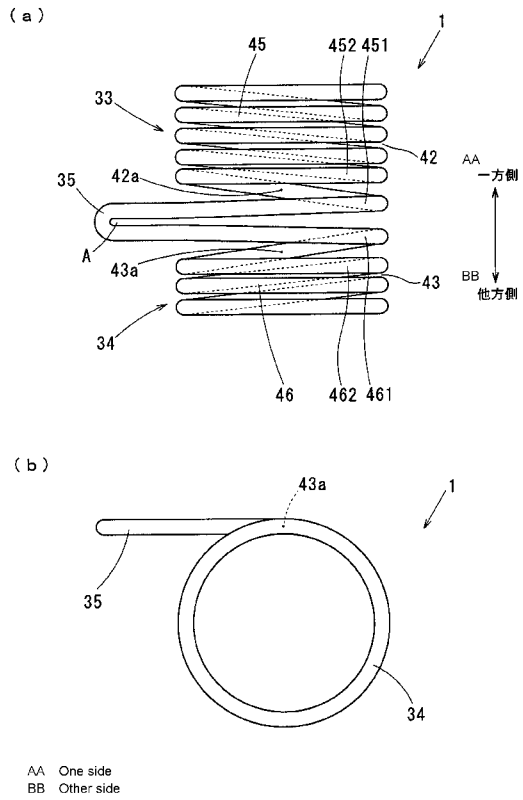
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, 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

[続葉有]

(54) **Title**: TORSION SPRING

(54) 発明の名称 : 捩りばね



(57) **Abstract**: This torsion spring (1), which is used in a throttle valve device (2) for increasing and decreasing the degree of opening of an air intake path or an exhaust path in an internal combustion engine, has two coil springs (33, 34) connected such that the torsional directions are opposite to each other, and a hook (35) between the two coil springs. Among the two coil springs, one coil spring (33) disposed on one side in the axial direction biases a valve body (5) toward the closed side, and the other coil spring (34) disposed on the other side in the axial direction biases the valve body toward the opened side. For at least one coil spring among the two coil springs, the size (fa, ga) of the space (42a, 43a) between coils thereof at the connection location of the hook and the one coil spring is greater than the average value (fav, gav) of the space between coils of the one coil spring.

(57) 要約: 内燃機関の吸気路または排気路の開度を増減する絞り弁装置（２）に用いられる捩りばね（１）は、捩り方向が互いに逆となるように接続された２つのコイルばね（３３、３４）と、２つのコイルばねの間にフック（３５）を有する。２つのコイルばねの内、軸方向一方側に配置される一方側ばね（３３）は、弁体（５）を閉側に付勢し、軸方向他方側に配置される他方側ばね（３４）は、弁体を開側に付勢する。２つのコイルばねの内の少なくとも一方のコイルばねでは、この一方のコイルばねとフックとの接続部位における線間隙間（４２ａ、４３ａ）の大きさ（ｆａ、ｇａ）が、前記一方のコイルばねの線間隙間の平均値（ｆａｖ、ｇａｖ）よりも大きい。

WO 2017/057080 A1

ラシア (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 ： 捩りばね

関連出願の相互参照

[0001] 本出願は、２０１５年９月３０日に出願された日本特許出願２０１５－１９３７６４号と２０１６年８月２４日に出願された日本特許出願２０１６－１６３８８７号に基づくもので、ここにそれらの記載内容を援用する。

技術分野

[0002] 本開示は、内燃機関の吸気路または排気路の開度を増減する絞り弁装置に用いられる捩りばねに関する。

背景技術

[0003] 特許文献１が開示する内燃機関の吸気路の開度を増減するスロットル装置では、内燃機関の運転が停止している間、吸気路を僅かに開いておく。つまり、吸気路の開度を微小な開度に保つ。以下、内燃機関の運転が停止している間に維持される微小な開度をデフォルト開度と呼ぶ。

[0004] 特許文献１のスロットル装置は、弁体、電動式のアクチュエータおよび捩り式のコイルばねを備える。弁体は、吸気路内に回転自在に収容されて吸気路の開度を増減する。アクチュエータは、電動モータと減速機とを有し、電動モータが発生するトルクを減速機により増幅して弁体に伝達し、弁体を、開、閉の両側に回転駆動することができる。コイルばねは、リターンスプリングおよびデフォルトスプリングを有する。リターンスプリングは、主に内燃機関の運転中に弁体を閉側に付勢し、デフォルトスプリングは、主に内燃機関の運転停止中に弁体を開側に付勢する。

[0005] デフォルト開度を有するスロットル装置では、部品点数削減等のため、リターンスプリングとデフォルトスプリングとを１つの捩りばねとして一体化した構成が公知である（特許文献２参照）。

[0006] 特許文献２の捩りばねによれば、リターンスプリング、デフォルトスプリングそれぞれの機能を有する捩り式の２つのコイルばねが、捩り方向が互い

に逆となるように接続している。また、２つのコイルばねの内、軸方向一方側に配置される一方側ばねと呼ぶコイルばねと、軸方向他方側に配置される他方側ばねと呼ぶコイルばねとの間には、Ｕ字状のフックである中間フックが設けられている。なお、軸方向とは、捩りばねの軸の方向である。

[0007] 一方側、他方側ばねをそれぞれリターンスプリング、デフォルトスプリングとして機能させる場合、一方側ばねの軸方向一端を、例えば、ハウジング等に設けた係止部に引っ掛けて固定し、他方側ばねの軸方向他端を、アクチュエータにより回転駆動される回転体に引っ掛けて回転可能とする。また、中間フックは、弁体の回転角がデフォルト開度に相当する回転角よりも開側にあるか閉側にあるかに応じて、回転可能となったり、固定されたりする。

[0008] 弁体の回転角がデフォルト開度相当の回転角よりも開側にある場合、中間フックは、回転体に設けた係合片により引っ掛けられて回転可能となる。弁体の回転角がデフォルト開度相当の回転角よりも閉側にある場合、中間フックは、ハウジング等に設けられた係止部に引っ掛かって固定される。

[0009] 特許文献２のコイルばねによれば、中間フックは、トルクが切り替わるトルク切替部として機能するが、中間フックの近傍の部分は、捩りばねをスロットル装置に組み付けるときに、姿勢が悪くなる可能性がある。このため、中間フックの近傍では線間隙間が狭くなってしまい、軸方向に隣り合うターン同士の接触である線間接触が発生する可能性が生じる。

先行技術文献

特許文献

[0010] 特許文献1：特開２０００－１１０５８９号公報

特許文献2：特開２０１１－０５８４０８号公報

発明の概要

[0011] 本開示の目的は、内燃機関の吸気路または排気路の開度を増減する絞り弁装置に用いられて、中間フック近傍における線間接触を抑制するように、弁体を閉側、開側にそれぞれ付勢する捩りばねを提供することにある。

[0012] 本願の一態様において、捩りばねは、捩り式の２つのコイルばねが、捩り

方向が互いに逆となるように接続したものであって、２つのコイルばねの間にフックを有し、内燃機関の吸気路または排気路の開度を増減する絞り弁装置に用いられる。絞り弁装置は、吸気路内または排気路内に回転自在に収容されて吸気路または排気路の開度を増減する弁体を備える。２つのコイルばねの内、軸方向一方側に配置される一方側ばねによって弁体を閉側に付勢するように、かつ、軸方向他方側に配置される他方側ばねによって弁体を開側に付勢するように、捩りばねは絞り弁装置に組み付けられる。

[0013] ２つのコイルばねの内の少なくとも一方のコイルばねでは、一方のコイルばねとフックとの接続部位における線間隙間の大きさが、一方のコイルばねの線間隙間の平均値よりも大きい。

[0014] これにより、一方側、他方側ばねのそれぞれで中間フックに最も近い線間隙間の内、少なくとも一方において、線間接触を抑制することができる。

[0015] このため、絞り弁装置に用いられて弁体を閉側、開側にそれぞれ付勢するように組み付けられる捩りばねにおいて、中間フック近傍における線間接触を抑制することができる。

図面の簡単な説明

[0016] [図1]絞り弁装置の内部を示す断面図である（実施例１）。

[図2]絞り弁装置の内部を、ギヤカバーを取り外して示す内部構成図である（実施例１）。

[図3]捩りばねの周辺を示す斜視図である（実施例１）。

[図4]（ａ）は捩りばねを示す説明図であり、（ｂ）は捩りばねの平面図である（実施例１）。

[図5]捩りばねを一方側、他方側ブッシュに組み付けた状態で示す説明図である（実施例１）。

[図6]（ａ）は一方側ばねの線間隙間の分布を示す特性図であり、（ｂ）は他方側ばねの線間隙間の分布を示す特性図である（実施例１）。

[図7]（ａ）は捩りばねを示す説明図であり、（ｂ）は捩りばねの平面図である（実施例２）。

[図8]捩りばねを一方側、他方側ブッシュに組み付けた状態で示す説明図である（実施例２）。

[図9]捩りばねを一方側、他方側ブッシュに組み付けた状態で示す説明図である（実施例３）。

[図10]（ａ）は捩りばねを示す説明図であり、（ｂ）は捩りばねの平面図である（実施例４）。

[図11]捩りばねを一方側、他方側ブッシュに組み付けた状態で示す説明図である（実施例４）。

[図12]（ａ）は捩りばねを一方側、他方側ブッシュに組み付けた状態で示す説明図であり、（ｂ）は捩りばねの平面図である（実施例５）。

[図13]（ａ）は捩りばねを一方側、他方側ブッシュに組み付けた状態で示す説明図であり、（ｂ）は捩りばねの平面図である（実施例６）。

[図14]捩りばねを一方側、他方側ブッシュに組み付けた状態で示す説明図である（変形例）。

[図15]（ａ）は捩りばねにおいて１つのターンが別のターンの内側に入り込む現象を示す説明図であり、（ｂ）は領域ＸＶＢの拡大図である（参考例）。

[図16]中間フックの部分拡大図である（変形例）。

発明を実施するための形態

[0017] 〔実施例１〕

実施例１の捩りばね１の構成を図１～図５に基づき説明する。

[0018] まず、捩りばね１が用いられる絞り弁装置２について説明する。

[0019] 絞り弁装置２は、例えば、車両のエンジンルームに搭載されて内燃機関（図示せず）の吸気路の開度を増減する。絞り弁装置２は、内燃機関の動作を制御する電子制御装置（図示せず：以下、ＥＣＵと呼ぶ）により動作制御される。ＥＣＵは、主に、車両のアクセル操作量に基づき吸気路の開度の指令値を求めるとともに、後記する回転角センサ３から得られる回転角の検出値が指令値相当の数値に一致するように、絞り弁装置２を動作制御する。

[0020] 絞り弁装置２は、捩りばね１以外に、以下に説明するボディ４、弁体５、電動式のアクチュエータ６等を備える。

[0021] ボディ４は円筒状のボア８を有しており、ボア８は吸気路の一部をなす。ボディ４は、内燃機関のインテークマニホールド（図示せず）にボルト等の締結具により締結される。

[0022] 弁体５は、円板状のバタフライ型であり、シャフト９に固定された状態でボア８内に回転自在に収容され、吸気路の開度を増減する。シャフト９は、ボア８を直径方向αに横切るように組み付けられており、いわゆる両持ち構造によって、ボディ４により回転可能に支持されている。すなわち、シャフト９は、直径方向αの一方側でドライベアリング１０により支持され、他方側でボールベアリング１１により支持されている。

[0023] アクチュエータ６は、電動モータ１３と減速機１４とを有し、電動モータ１３が発生するトルクを減速機１４により増幅して弁体５に伝達し、弁体５を、主に開側に回転駆動する。

[0024] ボディ４には、ボア８の直径方向αの他方側（つまり、図１においてボア８の右側）に、主に、減速機１４を収容するギヤケース１５が設けられ、ギヤケース１５の開口は、ギヤカバー１６により閉じられている。ボディ４には、電動モータ１３を収容するモータ収納部１７が設けられ、モータ収納部１７は、収容した電動モータ１３の軸がシャフト９の軸と平行をなすように設けられ、ギヤケース１５に開口している。

[0025] 電動モータ１３は、通電方向を逆にすることで出力軸１９が正転、逆転のいずれの方向にも回転することができ、ＥＣＵにより動作制御される。

[0026] 減速機１４は、シャフト９に同軸に組み付けられたバルブギヤ２０、出力軸１９に組み付けられたピニオンギヤ２１、バルブギヤ２０およびピニオンギヤ２１の両方に噛み合う中間ギヤ２２とにより構成されている。ここで、中間ギヤ２２は、ギヤケース１５とギヤカバー１６との間に架設された支持軸２３により、回転可能に支持されている。また、中間ギヤ２２は、ピニオンギヤ２１に噛み合う大径ギヤ部２２ａ、および、大径ギヤ部２２ａと同軸

に設けられてバルブギヤ２０に噛み合う小径ギヤ部２２ｂを有する。また、バルブギヤ２０は、扇形ギヤからなり、自身の外周に小径ギヤ部２２ｂと噛み合うギヤ部を有する。

[0027] バルブギヤ２０には、シャフト９とともに回転する分割型の永久磁石２５が組み付けられている。永久磁石２５は、ギヤカバー１６に組み付けられたホール素子２６とともに、弁体５の回転角を検出する回転角センサ３を構成する。回転角センサ３が発生する信号はＥＣＵに出力され、ＥＣＵは、回転角センサ３から入力された信号に基づき、電動モータ１３を通電制御して絞り弁装置２を動作制御する。

[0028] バルブギヤ２０は、弁体５の全閉、全開それぞれの回転角を機械的に設定するための全閉時、全開時係止部２８、２９を有する。全閉時、全開時係止部２８、２９は、それぞれ、弁体５が全閉、全開の回転角まで回転したときに、全閉、全開ストッパ３０、３１に当接して係止される。なお、全閉、全開ストッパ３０、３１は、例えば、両方ともギヤケース１５に設けられる。全閉ストッパ３０は、例えば、ギヤケース１５の内壁に螺合したアジャストスクリューである。全開ストッパ３１は、例えば、ギヤケース１５の内壁に設けた段部である。

[0029] 捩りばね１は、捩り式の２つのコイルばね３３、３４が、捩り方向が互いに逆となるように接続したものであって２つのコイルばね３３、３４の間に中間フック３５を有する。そして、絞り弁装置２に捩りばね１を組み付けた状態で、２つのコイルばね３３、３４は次のように弁体５を付勢する。

[0030] コイルばね３３、３４の内、軸方向一方側に配置されるコイルばね３３（以下、一方側ばね３３と呼ぶ）は弁体５を閉側に付勢し、軸方向他方側に配置されるコイルばね３４（以下、他方側ばね３４と呼ぶ）は弁体５を開側に付勢する。

[0031] なお、図１、図３等において、捩りばね１に関する軸方向は、ボア８の直径方向αと一致しており、さらに、捩りばね１に関する軸方向一方側、他方側は、それぞれ直径方向αの一方側、他方側に一致していることから、捩り

ばね１に関する軸方向の図示を省略している。

[0032] 捩りばね１は、１本の素線からなり、中間フック３５は、素線をＵ字状に折り曲げることで設けられている。ここで、中間フック３５は、素線の屈曲により軸方向に隙間（以下、フック隙間Ａと呼ぶ）を形成する（図４および図５参照）。中間フック３５の軸方向一端は一方側ばね３３の軸方向他端に接続するとともに、中間フック３５の軸方向他端は他方側ばね３４の軸方向一端に接続している。

[0033] 一方側ばね３３の軸方向一端にもフック３３ａが設けられ、フック３３ａは、例えば、ギヤケース１５に設けた係止部３３ｂに引っ掛けられて固定される。さらに、他方側ばね３４の軸方向他端にもフック３４ａが設けられ、フック３４ａは、バルブギヤ２０に設けた係合片３６に引っ掛けられ、バルブギヤ２０とともに回転可能とされる。

[0034] また、中間フック３５は、弁体５の回転角がデフォルト開度に相当する回転角よりも開側にあるか閉側にあるかに応じて、回転可能となったり、固定されたりする。すなわち、弁体５の回転角がデフォルト開度相当の回転角よりも開側にある場合、中間フック３５は、係合片３６により引っ掛けられて回転可能となる。また、弁体５の回転角がデフォルト開度相当の回転角よりも閉側にある場合、中間フック３５は、ハウジング等に設けた係止部３７に引っ掛かって固定される。

[0035] なお、係合片３６には、中間フック３５の横ずれを防止するガイド３６ａが設けられている。また、係止部３７は、例えば、ギヤケース１５の壁部の所定位置に組み付けられた調整ねじ機能付きのアジャストスクリューからなる。また、中間フック３５は、一方側、他方側ばね３３、３４の外周側に折り曲げられた状態で絞り弁装置２に組み付けられている。

[0036] 以上により、一方側ばね３３は、主に内燃機関の運転中に弁体５を閉側に付勢するリターンスプリングとして機能し、アクチュエータ６は、一方側ばね３３の付勢力に抗して弁体５を開側に回転駆動する。また、他方側ばね３４は、主に内燃機関の運転停止中に弁体５を開側に付勢するデフォルトスプ

リングとして機能する。

[0037] また、一方側、他方側ばね３３、３４の内周には、それぞれ、一方側、他方側ばね３３、３４の内周の当接を自身の外周面で受ける一方側、他方側ブッシュ３９、４０が配置されている。

[0038] 一方側ブッシュ３９は、ボディ４の一部であって円筒形に設けられ、ギヤケース１５において軸方向他方側に隆起する。なお、一方側ブッシュ３９の内周は、ボールベアリング１１を収容する空間をなす。また、他方側ブッシュ４０は、バルブギヤ２０と一体、かつ、同軸であって円筒形状に設けられ、ギヤケース１５において軸方向一方側に隆起し、一方側ブッシュ３９との間に軸方向の隙間（以下、ブッシュ間隙間Ｂと呼ぶ）を形成する（図５参照）。

[0039] 実施例１の捩りばね１をさらに詳しく図４および図５に基づき説明する。なお、図４および図５の中間フック３５は、外周側に折り曲げられる前の状態で描かれている。

[0040] 一方側、他方側ばね３３、３４は、それぞれ、線間隙間４２、４３を形成する。そして、一方側ばね３３の線間隙間４２の中で、一方側ばね３３と中間フック３５との接続部位における線間隙間４２ａの大きさは、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付ける前後、どちらの状態でも、線間隙間４２の平均値よりも大きい。

[0041] ここで、一方側ばね３３と中間フック３５との接続部位とは、中間フック３５を外周側に折り曲げた状態（図３参照）では、中間フック３５の立ち上がりの根元である。

[0042] なお、中間フック３５を外周側に折り曲げる前の状態（図４参照）では、例えば、一方側ばね３３により形成される円から中間フック３５が接線方向に直線状に伸びている。そして、中間フック３５の立ち上がりの根元、つまり、一方側ばね３３と中間フック３５との接続部位は、中間フック３５を外周側に折り曲げる前の状態では、一方側ばね３３により形成される円と、中間フック３５により形成される直線との接点である。

[0043] また、線間隙間４２の大きさは、周方向に回転角θを定義すると、図６（ａ）に示すように、回転角θに関して連続分布となる。そして、線間隙間４２の大きさを、回転角θを変数としてｆ（θ）で表し、線間隙間４２の平均値をｆａｖで表すと、平均値ｆａｖは、中間フック３５の根元の回転角θ１、および、フック３３ａの根元の回転角θ２を用いると、下記の数式１により算出することができる。なお、以下の説明では、線間隙間４２ａの大きさをｆａで表す。

[0044] 〔数式１〕

[数1]

$$fav = \frac{1}{\theta 2 - \theta 1} \int_{\theta 1}^{\theta 2} f(\theta) d\theta$$

同様に、他方側ばね３４の線間隙間４３の中で、他方側ばね３４と中間フック３５との接続部位における線間隙間４３ａの大きさは、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付ける前後、どちらの状態でも、線間隙間４３の平均値よりも大きい。

[0045] ここで、他方側ばね３４と中間フック３５との接続部位は、一方側ばね３３と中間フック３５との接続部位と同様に説明することができる。

[0046] また、線間隙間４３の大きさは、周方向に回転角φを定義すると、図６（ｂ）に示すように、回転角φに関して連続分布となる。そして、線間隙間４３の大きさを、回転角φを変数としてｇ（φ）で表し、線間隙間４３の平均値をｇａｖで表すと、平均値ｇａｖは、中間フック３５の根元の回転角φ１、および、フック３４ａの根元の回転角φ２を用いると、下記の数式２により算出することができる。なお、以下の説明では、線間隙間４３ａの大きさをｇａで表す。

[0047] 〔数式２〕

[数2]

$$ｇａｖ＝\frac{1}{\phi 2-\phi 1}\int_{\phi 1}^{\phi 2} g(\phi)d\phi$$

これにより、一方側、他方側ばね３３、３４のそれぞれで中間フック３５に最も近い線間隙間４２ａ、４３ａにおいて、線間接触を抑制することができる。このため、捩りばね１において、中間フック３５近傍における線間接触を抑制することができる。

[0048] なお、ターン数は、一方側ばね３３の方が他方側ばね３４よりも多い。また、フック隙間Ａは一定である。つまり、中間フック３５に沿って、先端から一方側ばね３３の軸方向他端および他方側ばね３４の軸方向一端に移動しても、フック隙間Ａは一定である。

[0049] また、線間隙間４２ａの大きさｆａを平均値ｆａｖよりも大きくするには、様々な態様を採用することができる。

[0050] 例えば、図６（ａ）に示すように、中間フック３５の根元においてｆ（θ）が最大値となるように（つまり、ｆａがｆ（θ）の最大値となるように、）、ｆ（θ）を設定してもよい。また、一方側ばね３３を構成する複数のターン４５の内、最も軸方向他方側に位置する１周目のターン４５をターン４５１、２周目のターン４５をターン４５２とすると、一方側ばね３３においてターン４５１に沿ってターン４５２に向かい周回していく途中まで、ｆ（θ）を大きくし、以降は、ｆ（θ）を小さくしてもよい。

[0051] 同様に、線間隙間４３ａの大きさｇａを線間隙間４３の平均値ｇａｖよりも大きくするには、様々な態様を採用することができる。

[0052] 例えば、中間フック３５の根元においてｇ（φ）が最大値となるように（つまり、ｇａがｇ（φ）の最大値となるように、）、ｇ（φ）を設定してもよい。また、他方側ばね３４を構成する複数のターン４６の内、最も軸方向一方側に位置する１周目のターン４６をターン４６１、２周目のターン４６をターン４６２とすると、他方側ばね３４においてターン４６１に沿ってタ

ーン４６２に向かい周回していく途中まで、ｇ（φ）を大きくし、以降は、ｇ（φ）を小さくしてもよい。

[0053] また、実施例１の捩りばね１によれば、他方側ばね３４において、線間隙間４３ａの大きさｇａが線間隙間４３の平均値ｇａｖよりも大きくなっている。

[0054] 捩りばね１によれば、開側付勢の他方側ばね３４の方が、閉側付勢の一方側ばね３３よりも線間接触が発生しやすく、かつ、一般的な搭載制約から、開側付勢の他方側ばね３４のターン数は、閉側付勢の一方側ばね３３のターン数よりも少ない。したがって、開側付勢、かつ、ターン数が少ない他方側ばね３４において、線間隙間４３ａを平均値ｇａｖよりも大きくすることで、線間接触の抑制効果を顕著に得ることができる。

[0055] 〔実施例２〕

実施例２の捩りばね１を、図７および図８に基づき説明する。なお、図７および図８の中間フック３５は、外周側に折り曲げられる前の状態で描かれている。

[0056] まず、実施例２の捩りばね１によれば、実施例１の捩りばね１と同様に、線間隙間４２ａ、４３ａは、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付ける前後、どちらの状態でも、それぞれ、線間隙間４２、４３の平均値ｆａｖ、ｇａｖよりも大きい。

[0057] 次に、実施例２の捩りばね１を説明するため、以下のばね間隙間Ｃを定義する。ばね間隙間Ｃとは、捩りばね１を一方側ブッシュ３９および他方側ブッシュ４０に組み付けた状態において、一方側ばね３３のターン４５１と、他方側ばね３４のターン４６１との間に形成される軸方向の隙間である。

[0058] ばね間隙間Ｃは、一方側ばね３３においてターン４５１に沿ってターン４５２に向かい周回していくと、回転角θが所定の大きさθｃに到達するまではブッシュ間隙間Ｂよりも小さく、θｃを越えるとブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなる（図８参照）。ここで、フック隙間Ａは、先端から一方側ばね３３の軸方向他端および他方側ばね３４の軸方向一端に近付いていくのに伴い

、徐々に増加していく。そして、一方側ばね３３の軸方向他端および他方側ばね３４の軸方向一端において、フック隙間Ａは、ばね間隙間Ｃの最小値に等しくなり、ばね間隙間Ｃは、ターン４５１に沿ってターン４５２に向かい周回していくのに伴い、徐々に増加していき、θｃを越えるとブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなる。

[0059] 実施例２の捩りばね１によれば、ばね間隙間Ｃは、一方側ばね３３においてターン４５１に沿ってターン４５２に向かい周回していく途中でブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなる。

[0060] これにより、ブッシュ間隙間Ｂにターン４５１、４６１が噛み込むのを防止することができる。

[0061] 〔実施例３〕

実施例３の捩りばね１を、図９に基づき説明する。なお、図９の中間フック３５は、外周側に折り曲げられる前の状態で描かれている。

[0062] 実施例３の捩りばね１によれば、実施例１の捩りばね１と同様に、線間隙間４２ａ、４３ａは、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付ける前後、どちらの状態でも、それぞれ、線間隙間４２、４３の平均値ｆａｖ、ｇａｖよりも大きい。また、ばね間隙間Ｃは、実施例２の捩りばね１と同様に、回転角θがθｃに到達するまではブッシュ間隙間Ｂよりも小さく、θｃを越えるとブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなる。

[0063] 実施例３の捩りばね１によれば、一方側ばね３３の径が他方側ばね３４の径よりも大きい。

[0064] これにより、線間接触が発生しやすい他方側ばね３４において、他方側ブッシュ４０との径方向のクリアランスを縮小することができる。このため、捩りばね１の組み付け時における姿勢の悪化を他方側ブッシュ４０により内周側から抑制することができるので、線間接触の抑制効果を更に高めることができる。

[0065] 〔実施例４〕

実施例４の捩りばね１の特徴を、図１０および図１１に基づき説明する。

なお、図１０および図１１の中間フック３５は、外周側に折り曲げられる前の状態で描かれている。

[0066] 実施例４の捩りばね１によれば、実施例１の捩りばね１と同様に、線間隙間４２ａ、４３ａは、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付ける前後、どちらの状態でも、それぞれ、線間隙間４２、４３の平均値ｆａｖ、ｇａｖよりも大きい。

[0067] また、実施例４の捩りばね１によれば、ばね間隙間Ｃは、実施例２と同様のθｃで階段状に拡大する（図１１参照。）。ここで、フック隙間Ａは、一定であり、先端から一方側ばね３３の軸方向他端までの間で変わらない。また、ばね間隙間Ｃは、θｃまで一定であってフック隙間Ａに等しく、ブッシュ間隙間Ｂよりも小さい。そして、ばね間隙間Ｃは、θｃにおいて段階状に拡大してブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなる。

[0068] これにより、捩りばね１を一方側、他方側ブッシュ３９、４０に組み付けるときに、ターン４５１、４６１の内周がそれぞれ一方側、他方側ブッシュ３９、４０のエッジに接触しないように位置取りするのが容易になる。

[0069] 〔実施例５〕

実施例５の捩りばね１を、図１２に基づき説明する。

[0070] まず、実施例５の捩りばね１によれば、実施例１の捩りばね１と同様に、線間隙間４２ａ、４３ａは、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付ける前後、どちらの状態でも、それぞれ、線間隙間４２、４３の平均値ｆａｖ、ｇａｖよりも大きい。

[0071] また、実施例５の捩りばね１によれば、ばね間隙間Ｃは、実施例２の捩りばね１と同様のθｃでブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなる。

[0072] 次に、実施例５の捩りばね１によれば、中間フック３５は、一方側、他方側ばね３３、３４の内周側に折り曲げられてブッシュ間隙間Ｂに突き出ている。

[0073] つまり、一方側ばね３３においてターン４５１に沿ってターン４５２に向かい周回していく途中でばね間隙間Ｃをブッシュ間隙間Ｂよりも大きくする

ことで、中間フック３５を内周側に折り曲げてブッシュ間隙間Ｂに配置することができる。このため、捩りばね１の径方向の体格を縮小することができる。

[0074] 〔実施例６〕

実施例６の捩りばね１を、図１３に基づき説明する。

[0075] まず、実施例６の捩りばね１によれば、実施例１の捩りばね１と同様に、線間隙間４２ａ、４３ａは、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付ける前後、どちらの状態でも、それぞれ、線間隙間４２、４３の平均値ｆａｖ、ｇａｖよりも大きい。

[0076] また、実施例６の捩りばね１によれば、実施例３の捩りばね１と同様に、ばね間隙間Ｃは階段状に拡大してブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなる。なお、ばね間隙間Ｃが階段状に拡大する位置は、中間フック３５と一方側、他方側ばね３３、３４との境界、つまり、一方側ばね３３の軸方向他端および他方側ばね３４の軸方向一端である。また、フック隙間Ａは全てブッシュ間隙間Ｂよりも小さく、ばね間隙間Ｃは全周でブッシュ間隙間Ｂよりも大きい。

[0077] 次に、実施例６の捩りばね１によれば、中間フック３５は、一方側、他方側ばね３３、３４の内周側に折り曲げられてブッシュ間隙間Ｂに突き出ている。

[0078] つまり、中間フック３５と一方側、他方側ばね３３、３４との接続部位で階段状にばね間隙間Ｃを拡大することで、中間フック３５を内周側に折り曲げてブッシュ間隙間Ｂに配置することができる。このため、捩りばね１の径方向の体格を縮小することができる。

[0079] 〔変形例〕

本開示は、その要旨を逸脱しない範囲で様々な変形例を加えて実施できる。

[0080] 例えば、実施例の捩りばね１によれば、線間隙間４２ａ、４３ａは、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付ける前後、どちらの状態でも、それぞれ、線間隙間４２、４３の平均値ｆａｖ、ｇａｖよりも大きいが、線間隙間４２、

４３はこのような態様に限定されない。例えば、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付けた後の状態では、線間隙間４２ａ、４３ａがそれぞれ線間隙間４２、４３の平均値ｆａｖ、ｇａｖと同等になるように設定してもよい。

[0081] また、実施例３の捩りばね１によれば、一方側ばね３３の径が他方側ばね３４の径よりも大きく、かつ、一方側ブッシュ３９の径が他方側ブッシュ４０の径よりも大きいが、他方側ばね３４の径を一方側ばね３３の径よりも大きしてもよい（図１４参照）。

[0082] この場合、線間接触が発生しやすい他方側ばね３４において、他方側ブッシュ４０との径方向のクリアランスを拡大することができる。このため、捩りばね１の姿勢が組み付け時に悪化しても、１つのターン４６が別のターン４６の内側に入り込む現象（図１５参照）を抑制することができる。このため、線間接触の抑制効果を更に高めることができる。なお、図１５において、線間接触が発生している箇所を符号Ｘで表記した。

[0083] また、実施例２～５の捩りばね１によれば、ばね間隙間Ｃは、θｃでブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなり、フック隙間Ａは、ブッシュ間隙間Ｂよりも小さいが、フック隙間Ａ、ブッシュ間隙間Ｂおよびばね間隙間Ｃは、このような態様に限定されない。

[0084] 例えば、フック隙間Ａを、中間フック３５の先端から一方側ばね３３の軸方向他端に近付いていく途中の所定の位置まではブッシュ間隙間Ｂよりも小さく、所定の位置を越えるとブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなるように、かつ、ばね間隙間Ｃをターン４５１の全周でブッシュ間隙間Ｂよりも大きくなるように設定してもよい。このとき、フック隙間Ａを所定の位置で階段状に拡大してもよい。

[0085] また、実施例の捩りばね１によれば、一方側、他方側ばね３３、３４のターン数は、一方側ばね３３の方が他方側ばね３４よりも多くなるように設定されていたが、ターン数の大小は、特に限定されず、他方側ばね３４の方が一方側ばね３３よりも多くなるように設定してもよい。

[0086] また、実施例の捩りばね１によれば、中間フック３５は、外周側または内

周側に折り曲げられた状態で絞り弁装置２に組み付けられていたが、中間フック３５を外周側または内周側に折り曲げずに、捩りばね１を絞り弁装置２に組み付けてもよい。

[0087] また、実施例１の捩りばね１によれば、フック隙間Ａは一定であり、実施例２の捩りばね１によれば、フック隙間Ａは、先端から一方側ばね３３の軸方向他端および他方側ばね３４の軸方向一端に近付いていくのに伴い、徐々に増加していたが、フック隙間Ａの態様は、これらの態様に限定されない。例えば、図１６に示すように、フック隙間Ａを、先端から一方側ばね３３の軸方向他端および他方側ばね３４の軸方向一端に近付いていくのに伴い、徐々に減少させてもよい。

[0088] また、実施例１の捩りばね１によれば、一方側ばね３３の線間隙間４２の中で線間隙間４２ａの大きさが線間隙間４２の平均値よりも大きく、かつ、他方側ばね３４の線間隙間４３の中で線間隙間４３ａの大きさが線間隙間４３の平均値よりも大きくなっていたが、捩りばね１の態様はこのような態様に限定されない。

[0089] 例えば、一方側ばね３３の複数の線間隙間４２の中で、最も軸方向他方側に存在する線間隙間４２を他の線間隙間４２よりも大きくしてもよく、他方側ばね３４の複数の線間隙間４３の中で、最も軸方向一方側に存在する線間隙間４３を、他の線間隙間４３よりも大きくしてもよい。また、一方側ばね３３の複数の線間隙間４２の中で、最も軸方向他方側に存在する線間隙間４２を他の線間隙間４２よりも大きくし、かつ、他方側ばね３４の複数の線間隙間４３の中で、最も軸方向一方側に存在する線間隙間４３を、他の線間隙間４３よりも大きくしてもよい。

[0090] さらに、実施例の捩りばね１は、内燃機関の吸気路の開度を増減する絞り弁装置２に用いられていたが、捩りばね１を、内燃機関の排気路の開度を増減する絞り弁装置２に用いてもよい。この場合、排気路の中には、排気ガスを吸気路に還流するための還流路も含まれている。

請求の範囲

[請求項1] 捩り式の２つのコイルばね（３３、３４）が、捩り方向が互いに逆となるように接続したものであって前記２つのコイルばねの間にフック（３５）を有し、内燃機関の吸気路または排気路の開度を増減する絞り弁装置（２）に用いられ、

この絞り弁装置は、前記吸気路内または前記排気路内に回転自在に収容されて前記吸気路または前記排気路の開度を増減する弁体（５）を備え、

前記２つのコイルばねの内、軸方向一方側に配置される一方側ばね（３３）によって前記弁体を閉側に付勢するように、かつ、軸方向他方側に配置される他方側ばね（３４）によって前記弁体を開側に付勢するように組み付けられる捩りばね（１）において、

前記２つのコイルばねの内の少なくとも一方のコイルばねでは、この一方のコイルばねと前記フックとの接続部位における線間隙間（４２ａ、４３ａ）の大きさ（ｆａ、ｇａ）が、前記一方のコイルばねの線間隙間の平均値（ｆａｖ、ｇａｖ）よりも大きい捩りばね。

[請求項2] 請求項１に記載の捩りばねにおいて、

前記一方のコイルばねは、他方のコイルばねよりも巻き数が少ない捩りばね。

[請求項3] 請求項１または請求項２に記載の捩りばねにおいて、

前記一方のコイルばねは、他方のコイルばねよりも内径が小さい捩りばね。

[請求項4] 請求項１または請求項２に記載の捩りばねにおいて、

前記一方のコイルばねは、他方のコイルばねよりも内径が大きい捩りばね。

[請求項5] 請求項１ないし請求項４の内のいずれか１つに記載の捩りばねにおいて、

前記２つのコイルばねは、両方とも、各々のコイルばねと前記フッ

クとの接続部位における線間隙間の大きさが、各々のコイルばねの線間隙間の平均値よりも大きい捩りばね。

[請求項6] 請求項１ないし請求項５の内のいずれか１つに記載の捩りばねにおいて、

前記絞り弁装置は、

前記一方側ばねの内周に配置されて前記一方側ばねの内周の当接を外周面で受ける一方側ブッシュ（３９）と、

前記他方側ばねの内周に配置されて前記他方側ばねの内周の当接を外周面で受け、前記一方側ブッシュとの間に軸方向の隙間を形成する他方側ブッシュ（４０）とを備え、

前記捩りばねを前記一方側ブッシュおよび前記他方側ブッシュに組み付けた状態において、前記一方側ばねを構成する複数のターン（４５）の内、最も軸方向他方側に位置する１周目のターン（４５１）と、前記他方側ばねを構成する複数のターン（４６）の内、最も軸方向一方側に位置する１周目のターン（４６１）との間に形成される軸方向の隙間をばね間隙間（Ｃ）と定義し、

さらに、前記一方側ブッシュと前記他方側ブッシュとの間に形成される軸方向の隙間をブッシュ間隙間（Ｂ）と定義すると、

前記ばね間隙間は、前記一方側ばねにおいて１周目のターンに沿って２周目のターン（４５２）に向かい周回していくと、所定の周回位置（θｃ）までは前記ブッシュ間隙間よりも小さく、前記所定の周回位置を越えると前記ブッシュ間隙間よりも大きくなる捩りばね。

[請求項7] 請求項６に記載の捩りばねにおいて、

前記ばね間隙間は、前記所定の周回位置で階段状に拡大する捩りばね。

[請求項8] 請求項６または請求項７に記載の捩りばねにおいて、前記フックは、内周側に突き出ている捩りばね。

[請求項9] 請求項１ないし請求項５の内のいずれか１つに記載の捩りばねにお

いて、

前記フックは、素線の屈曲により軸方向にフック隙間（Ａ）を形成し、前記フックの軸方向一端は前記一方側ばねの軸方向他端に接続するとともに、前記フックの軸方向他端は前記他方側ばねの軸方向一端に接続し、

前記絞り弁装置は、

前記一方側ばねの内周に配置されて前記一方側ばねの内周の当接を外周面で受ける一方側ブッシュと、

前記他方側ばねの内周に配置されて前記他方側ばねの内周の当接を外周面で受け、前記一方側ブッシュとの間に軸方向の隙間を形成する他方側ブッシュとを備え、

前記捩りばねを前記一方側ブッシュおよび前記他方側ブッシュに組み付けた状態において、前記一方側ばねを構成する複数のターンの内、最も軸方向他方側に位置する１周目のターンと、前記他方側ばねを構成する複数のターンの内、最も軸方向一方側に位置する１周目のターンとの間に形成される軸方向の隙間をばね間隙間（Ｃ）と定義し、

前記一方側ブッシュと前記他方側ブッシュとの間に形成される軸方向の隙間をブッシュ間隙間（Ｂ）と定義すると、

前記フック隙間は、先端から前記一方側ばねの軸方向他端に近付いていくと、所定の位置までは前記ブッシュ間隙間よりも小さく、前記所定の位置を越えると前記ブッシュ間隙間よりも大きくなり、

前記ばね間隙間は前記ブッシュ間隙間よりも大きい捩りばね。

[請求項10] 請求項９に記載の捩りばねにおいて、

前記フック隙間は、前記所定の位置で階段状に拡大する捩りばね。

[請求項11] 捩り方向が互いに逆となるように接続された捩り式の２つのコイルばね（３３、３４）と、

前記２つのコイルばねの間に設けられたフック（３５）を備え、内燃機関の吸気路内に回転自在に収容されて前記吸気路の開度を増減す

る弁体（５）を有する絞り弁装置（２）に用いられる捩りばねであって、

前記２つのコイルばねの内、軸方向一方側に配置される一方側ばね（３３）が前記弁体を閉側に付勢し、かつ、軸方向他方側に配置される他方側ばね（３４）が前記弁体を開側に付勢し、

前記一方側ばねは、複数の線間隙間（４２）を有し、

前記他方側ばねは、複数の線間隙間（４３）を有し、

前記一方側ばねの複数の線間隙間の中で、最も軸方向他方側に存在する線間隙間（４２ａ）は、他の線間隙間よりも大きい捩りばね。

[請求項12] 捩り方向が互いに逆となるように接続された捩り式の２つのコイルばね（３３、３４）と、

前記２つのコイルばねの間に設けられたフック（３５）を備え、内燃機関の吸気路内に回転自在に収容されて前記吸気路の開度を増減する弁体（５）を有する絞り弁装置（２）に用いられる捩りばねであって、

前記２つのコイルばねの内、軸方向一方側に配置される一方側ばね（３３）が前記弁体を閉側に付勢し、かつ、軸方向他方側に配置される他方側ばね（３４）によって前記弁体を開側に付勢し、

前記一方側ばねは、複数の線間隙間（４２）を有し、

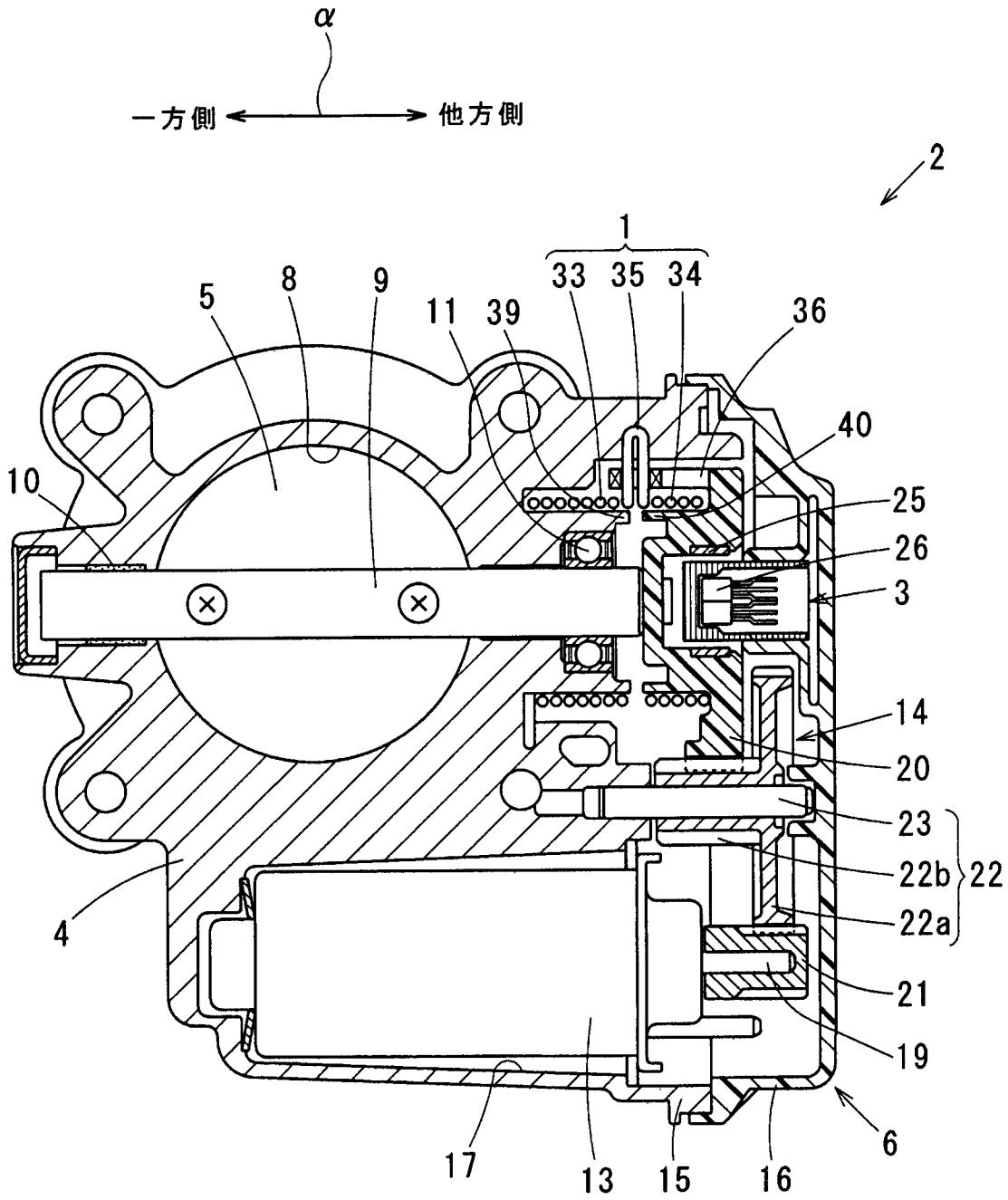
前記他方側ばねは、複数の線間隙間（４３）を有し、

前記他方側ばねの複数の線間隙間の中で、最も軸方向一方側に存在する線間隙間（４３ａ）は、他の線間隙間よりも大きい捩りばね。

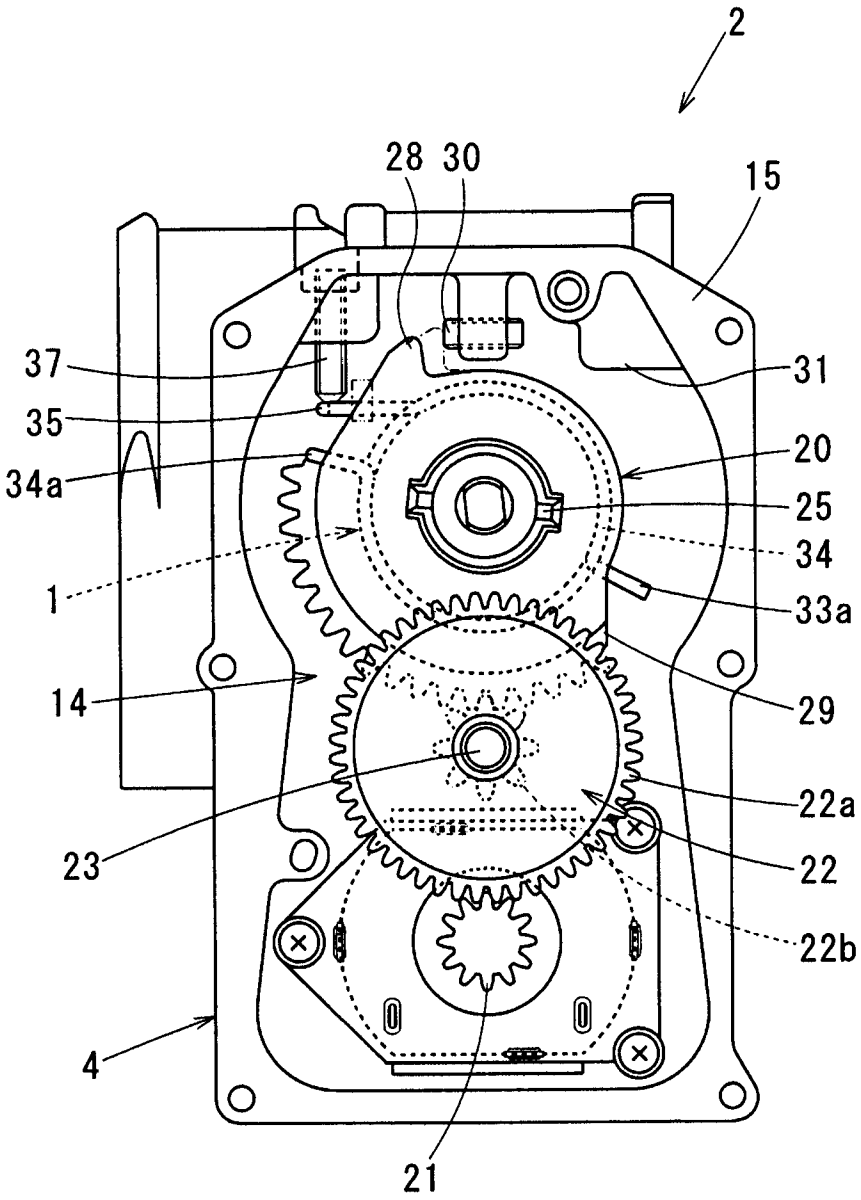
[請求項13] 請求項１１に記載の捩りばねにおいて、

前記他方側ばねの複数の線間隙間の中で、最も軸方向一方側に存在する線間隙間（４３ａ）は、他の線間隙間よりも大きい捩りばね。

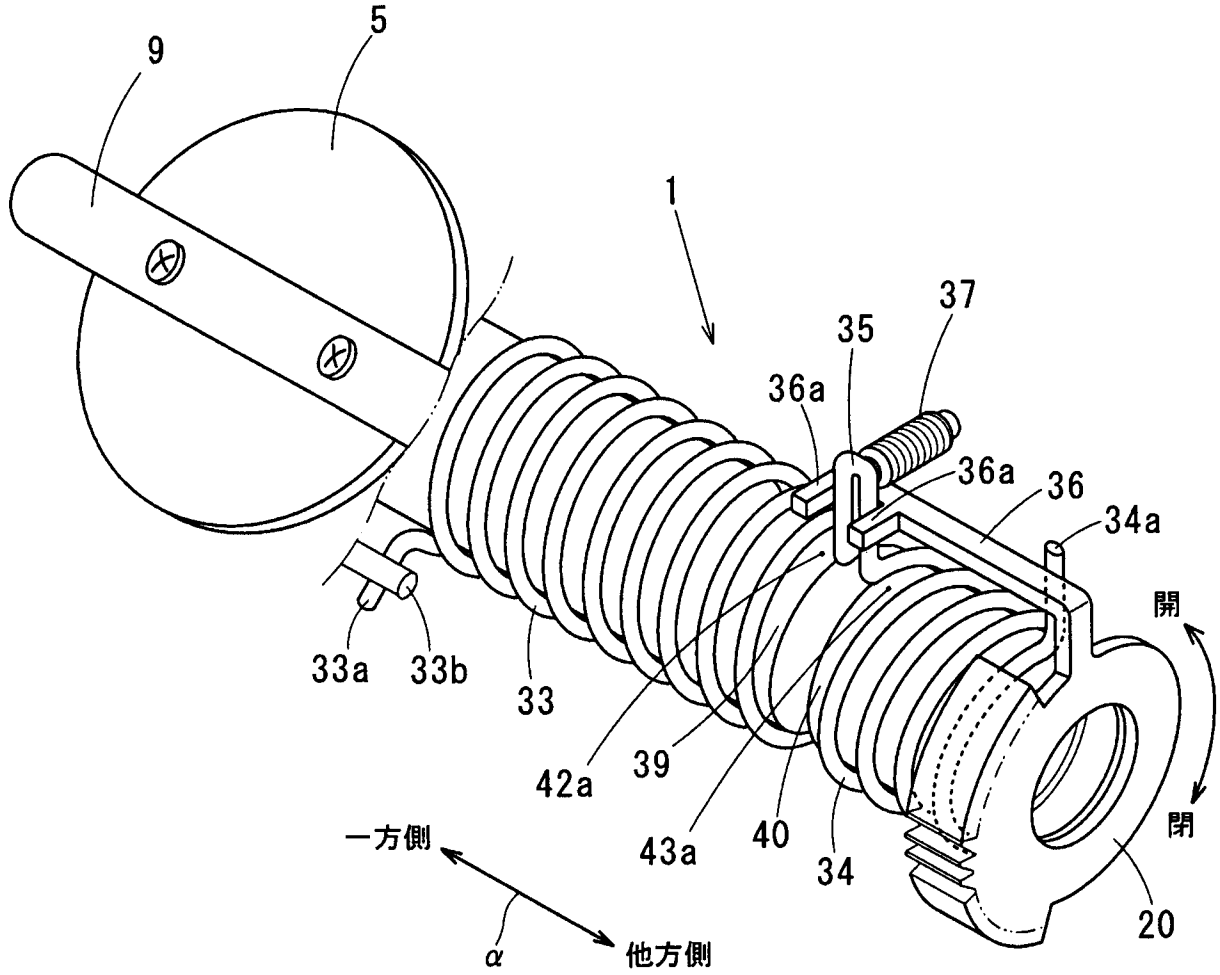
[図1]


α
一方側
他方側
2
1
33
35
34
36
40
5
8
9
11
39
10
25
26
3
14
20
23
22b
22
22a
4
21
19
6
17
13
15
16

[図2]

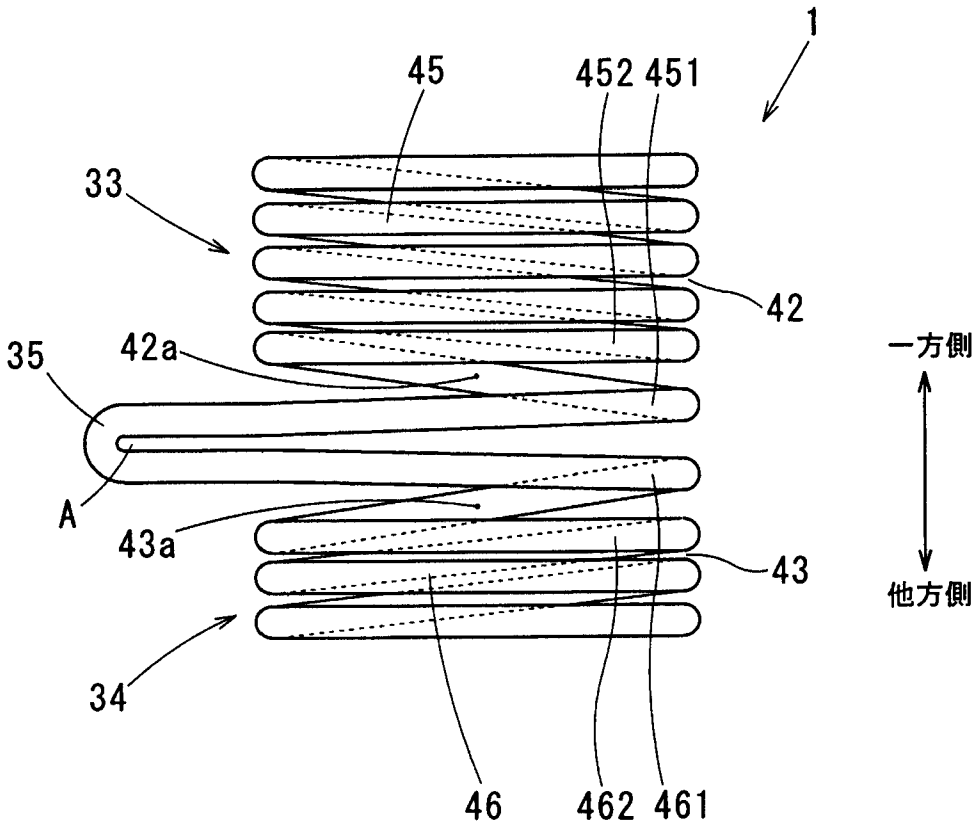


[図3]

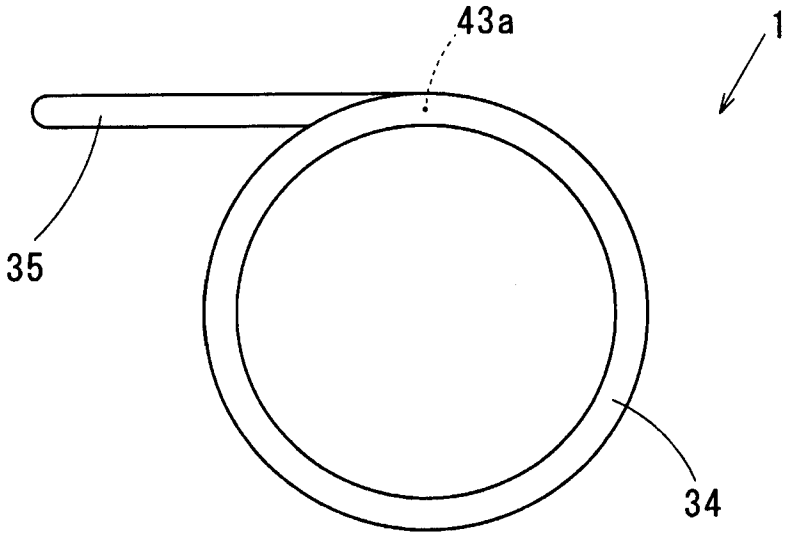


[図4]

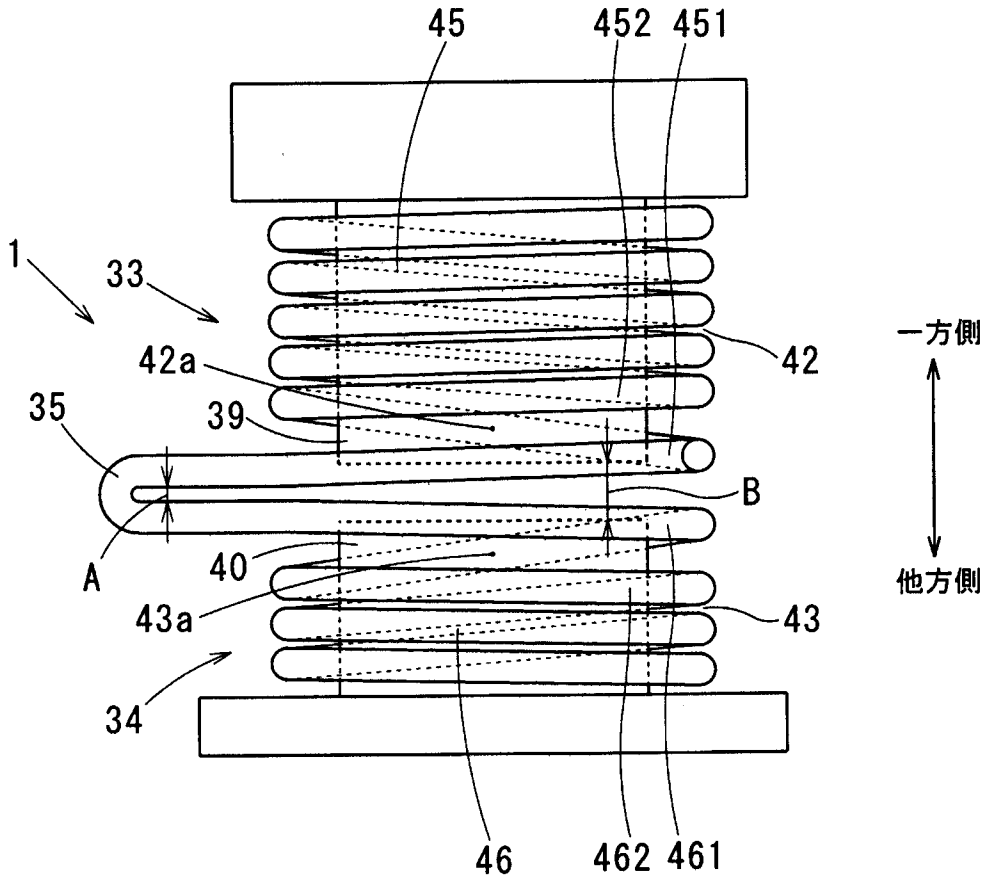
（ａ）



（ｂ）

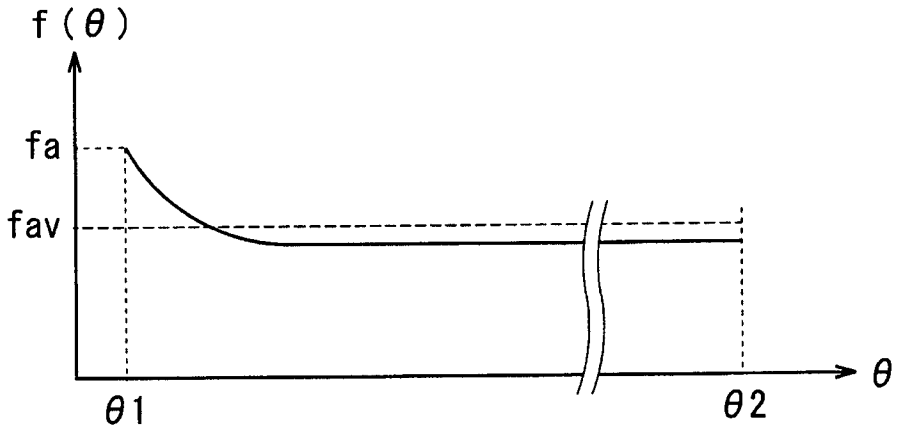


[図5]

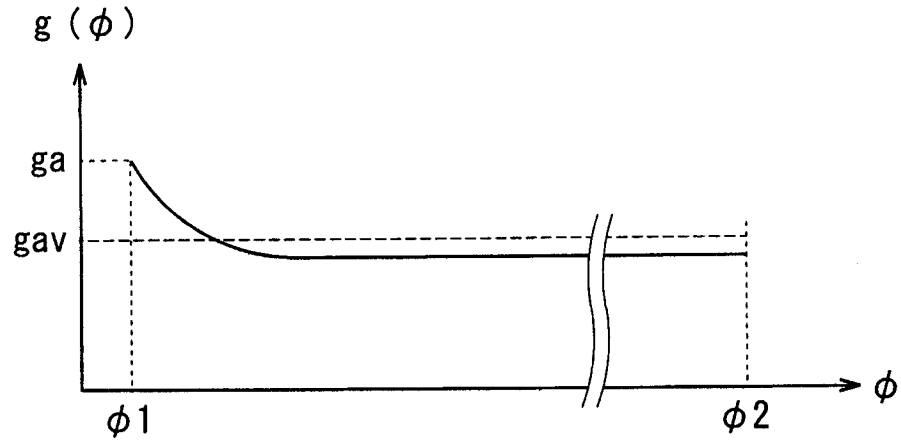


[図6]

（ａ）

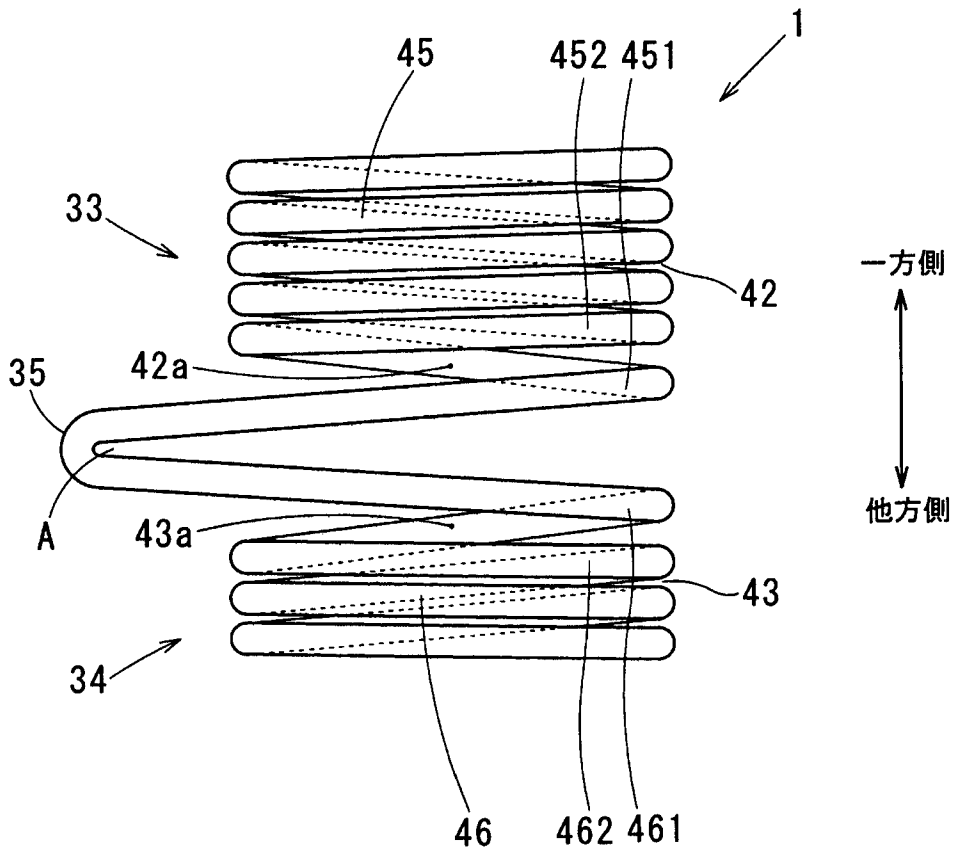


（ｂ）

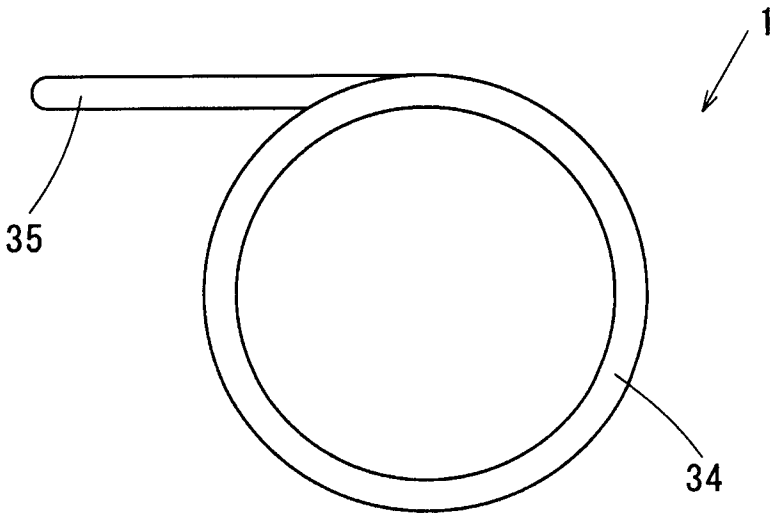


[図7]

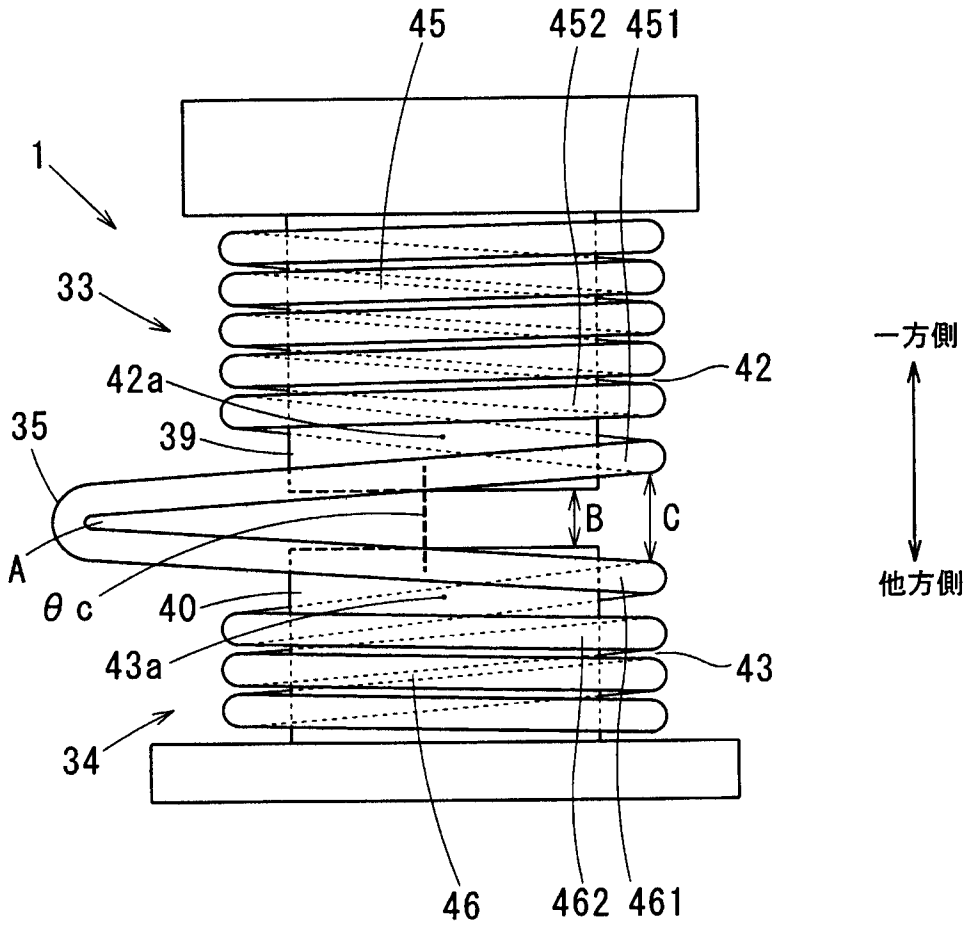
（ａ）



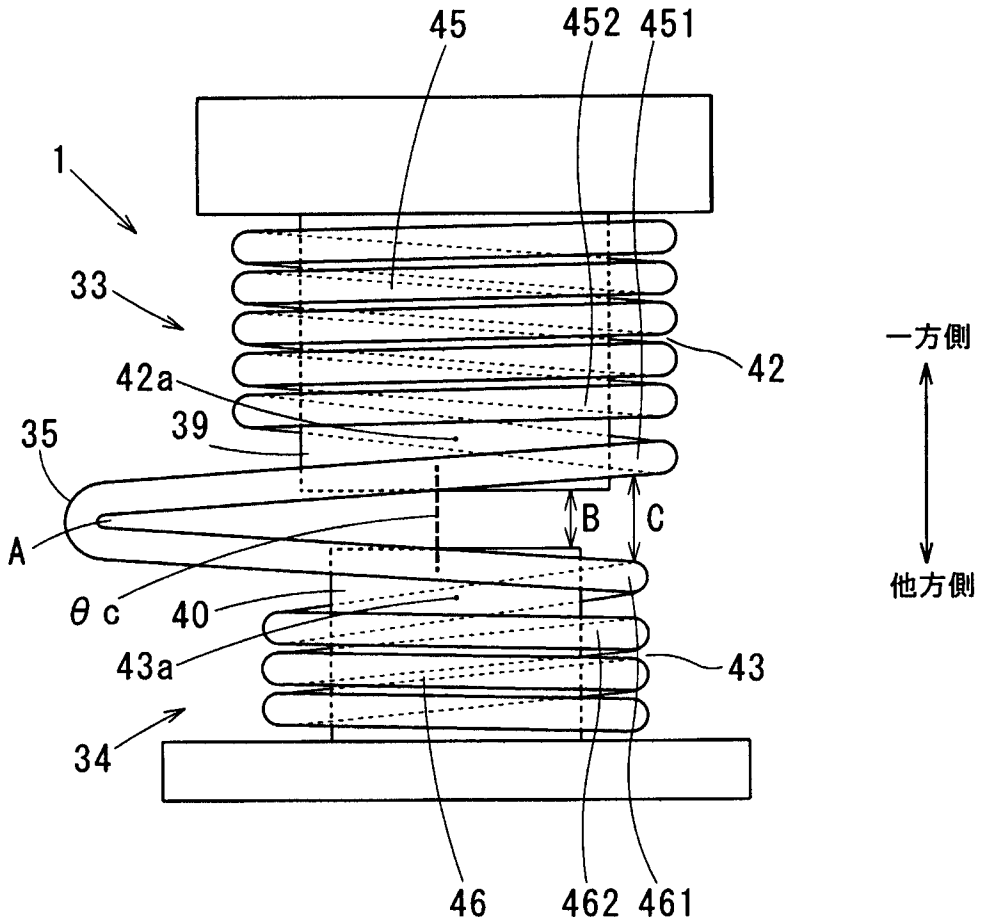
（ｂ）



[図8]

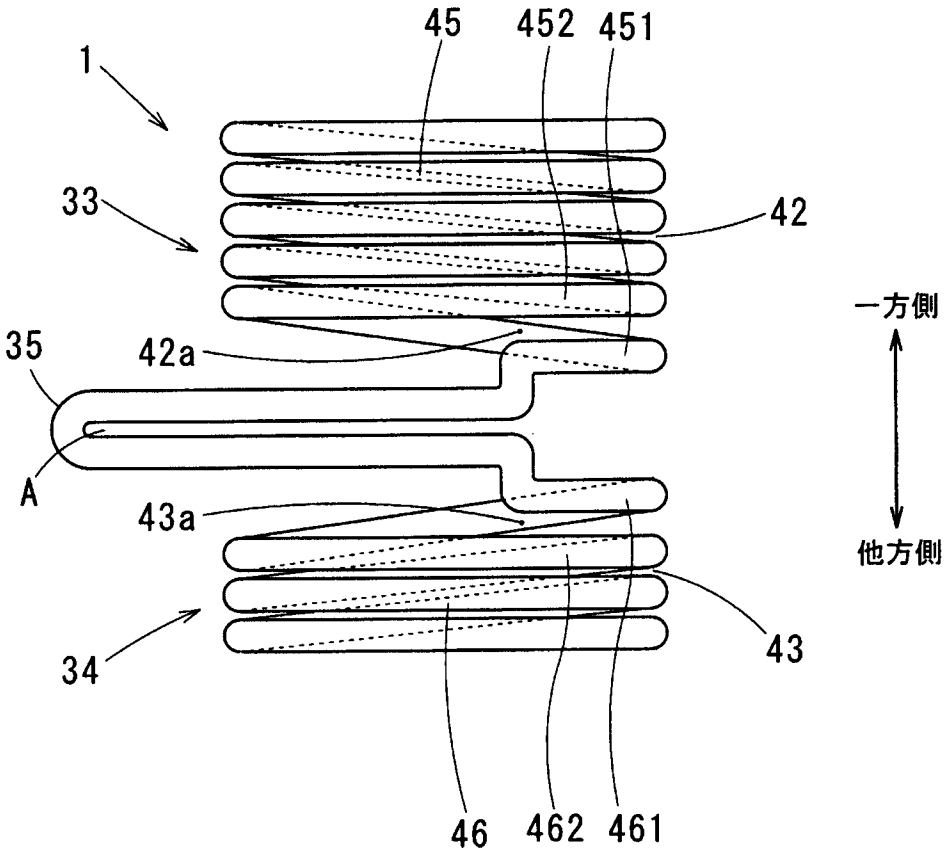


[図9]

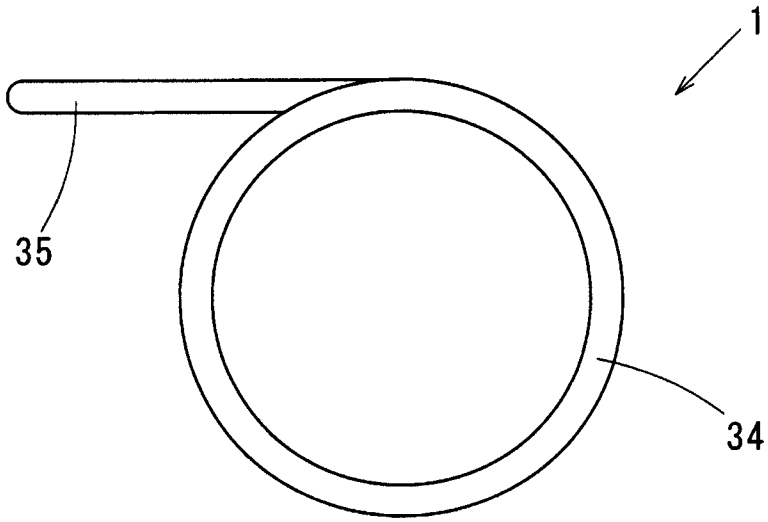


[図10]

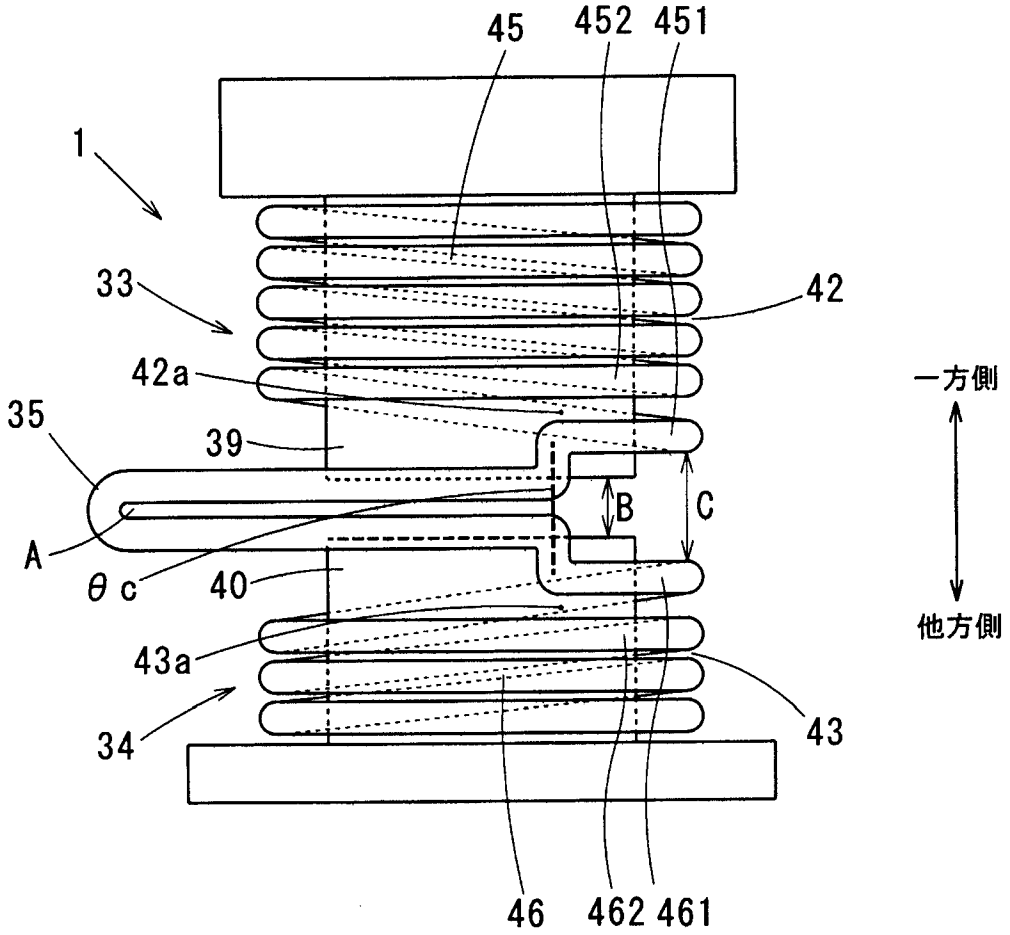
（ａ）



（ｂ）

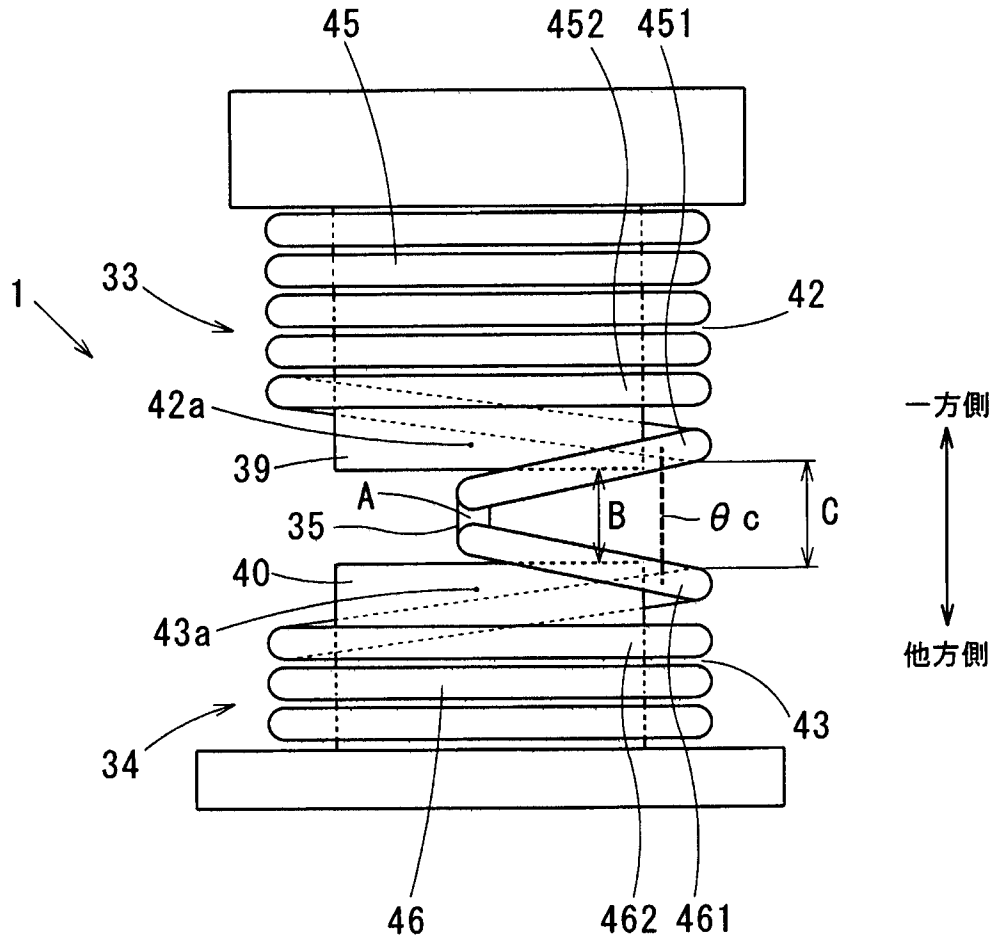


[図11]

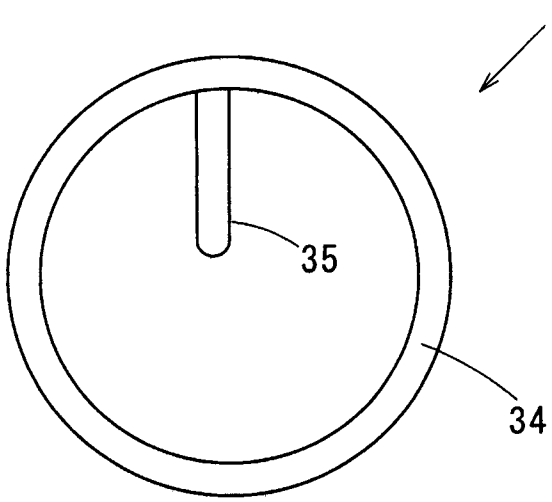


[図12]

（ａ）

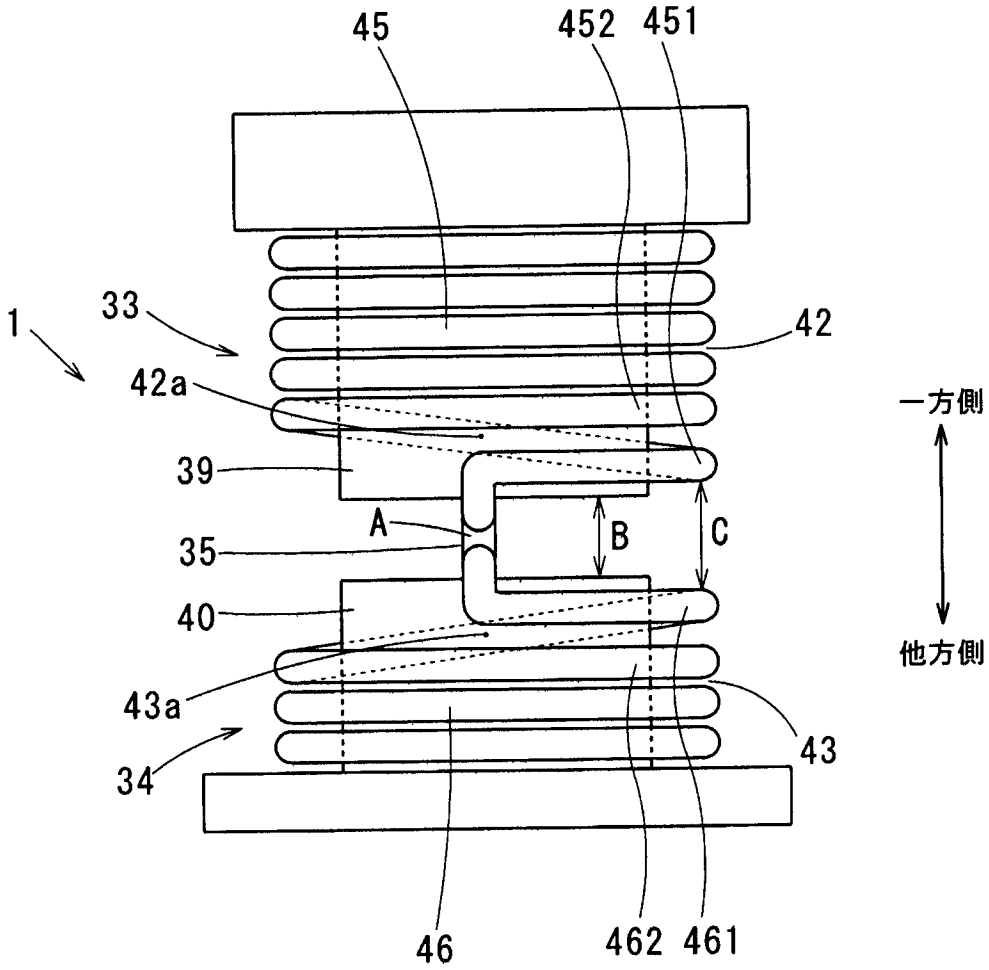

45
452
451
1
33
42
42a
39
A
35
B
θc
C
40
43a
43
34
46
462
461
一方側
他方側

（ｂ）

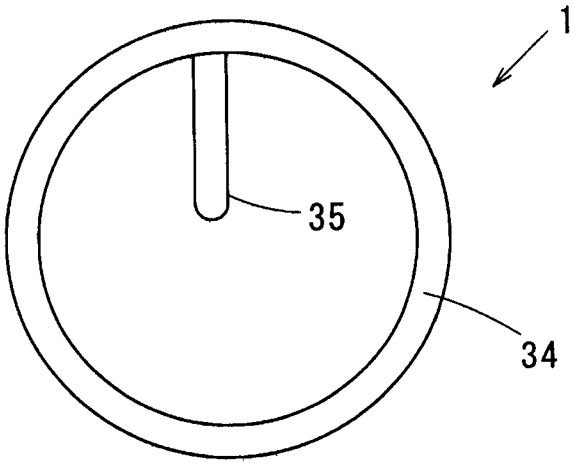

1
35
34

[図13]

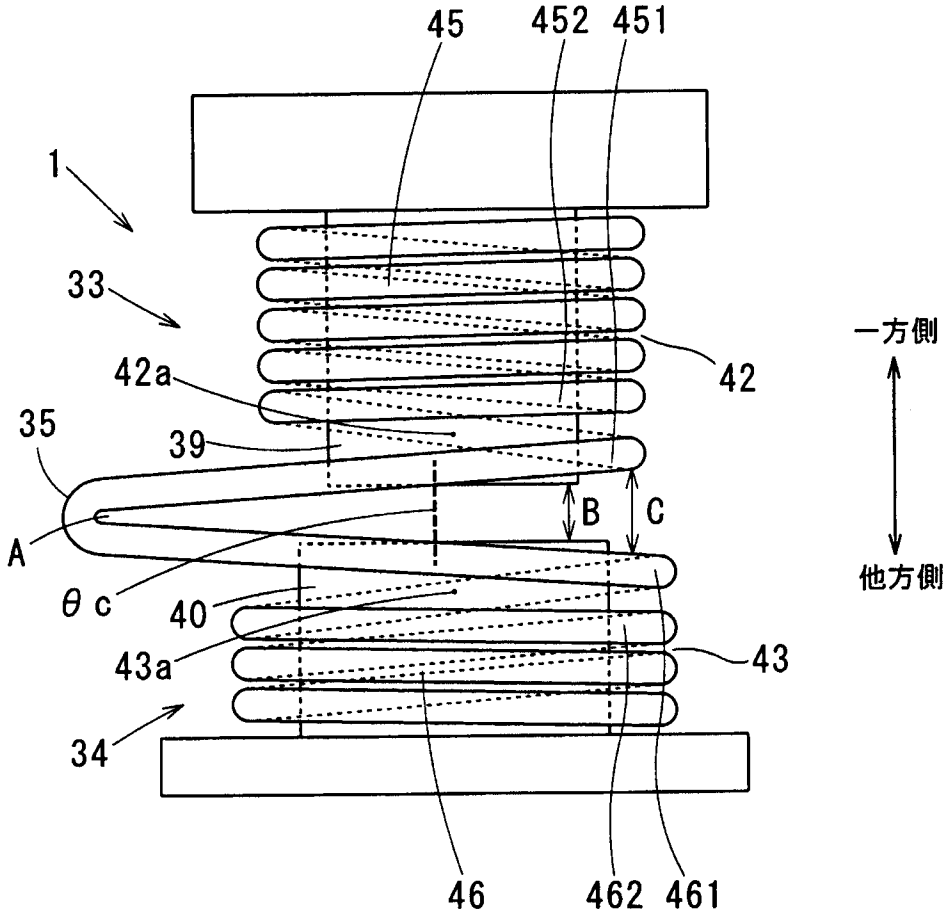
（ａ）


45
452
451
1
33
42
42a
一方側
39
A
B
C
35
40
他方側
43a
43
34
46
462
461

（ｂ）

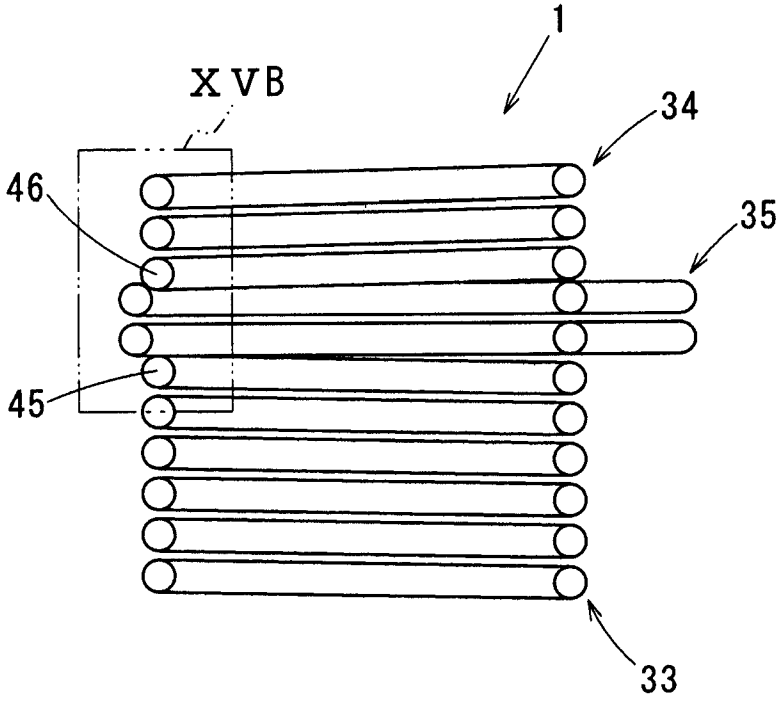

1
35
34

[図14]

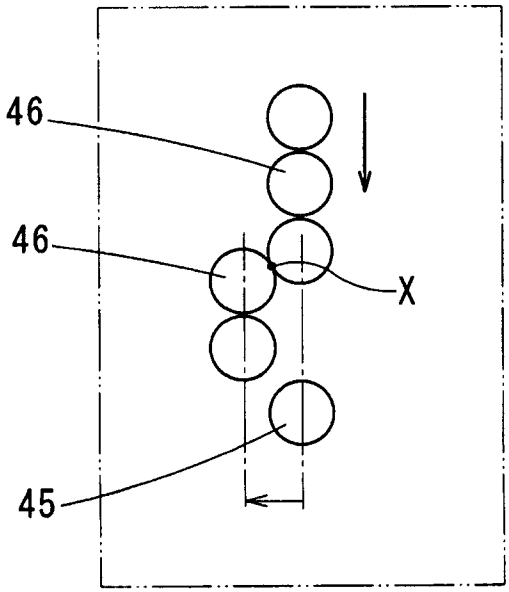


[図15]

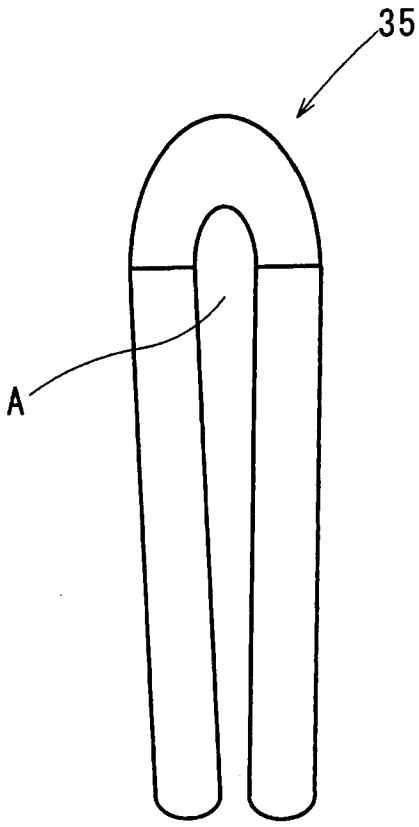
（ａ）



（ｂ）



[図16]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/077606

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F02D9/02(2006.01)i, *F02D9/10*(2006.01)i, *F16F1/06*(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)
F02D9/02, F02D9/10, F16F1/06

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.
X	JP 2010-156347 A (Mitsubishi Electric Corp.), 15 July 2010 (15.07.2010), paragraphs [0009] to [0022]; fig. 1 to 10 (Family: none)	1-13
A	JP 2011-58408 A (Aisan Industry Co., Ltd. et al.), 24 March 2011 (24.03.2011), paragraphs [0001] to [0038]; fig. 1 to 10 & US 2011/0056461 A1 paragraphs [0001] to [0062]; fig. 1 to 10 & DE 102010044690 A1	1-13

☐ 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	Date of mailing of the international search report
02 December 2016 (02.12.16)	13 December 2016 (13.12.16)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１６／０７７６０６

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F02D9/02(2006.01)i, F02D9/10(2006.01)i, F16F1/06(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.　F02D9/02, F02D9/10, F16F1/06

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
X	JP 2010-156347 A (三菱電機株式会社) 2010.07.15, 段落 0009-0022, 図 1-10 (ファミリーなし)	１－１３
A	JP 2011-58408 A (愛三工業株式会社　ほか１名) 2011.03.24, 段落 0001-0038, 図 1-10 & US 2011/0056461 A1, 段落 0001-0062, 図 1-10 & DE 102010044690 A1	１－１３

☐　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	国際調査報告の発送日
０２．１２．２０１６	１３．１２．２０１６

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
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）　３Ｚ　９３２９
戸田　耕太郎
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３９５