

(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
2018年5月11日(11.05.2018)



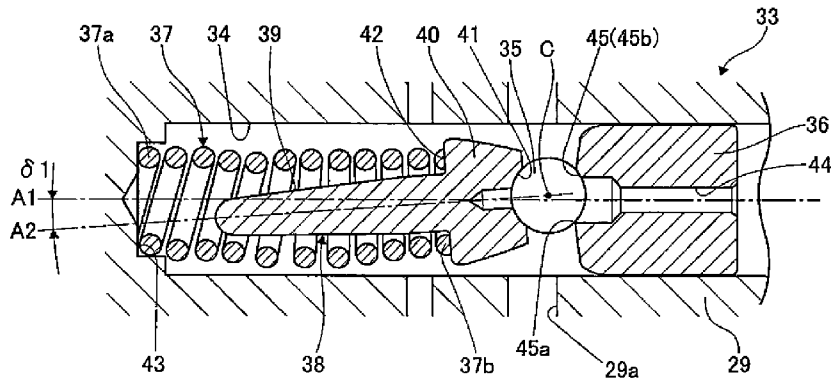
(10) 国際公開番号

WO 2018/083994 A1

- (51) 国際特許分類:
F16F 1/06 (2006.01) *F04C 14/22* (2006.01)
F04C 2/344 (2006.01) *F16K 17/04* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/037810
- (22) 国際出願日: 2017年10月19日(19.10.2017)
- (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 2016-213973 2016年11月1日(01.11.2016) JP
- (71) 出願人: 日立オートモティブシステムズ株式会社(HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) [JP/JP]; 〒3128503 茨城県ひたちなか市高場2520番地 Ibaraki (JP).
- (72) 発明者: 添田 淳(SOEDA, Jun); 〒2438510 神奈川県厚木市恩名4丁目7番1号 日立オートモティブシステムズ株式会社内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 小野 新次郎, 外(ONO, Shinjiro et al.); 〒1000004 東京都千代田区大手町二丁目2番1号 新大手町ビル206区 ユアサハラ法律特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, 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,

(54) Title: ON-BOARD VEHICLE DEVICE WITH BIASING STRUCTURE THAT USES COIL SPRING

(54) 発明の名称: コイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器



(57) Abstract: Provided is an on-board vehicle device with a biasing structure that uses a coil spring capable of limiting the lateral force of the coil spring acting on a member, which is being biased. When the number of active coils when a relief valve spring 37 is set in a compressed state in the valve hole 34 of a spool 29 is N1, the integer value of N1 is n1, the number of active coils at natural length is N0, and the integer value of N0 is n0, the relief valve spring 37 satisfies expression 1: $0 \leq N1 - n1 \leq 0.25$ and expression 3: $N1 - n1 < N0 - n0$.

(57) 要約: 被付勢部材に作用するコイルスプリングの横力を抑制できるコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器を提供する。 リリーフバルブスプリング37は、スプール29のバルブ孔34にリリーフバルブスプリング37を圧縮状態でセットしたときの有効巻数をN1、N1の整数の値をn1、自然長さのときの有効巻数をN0、N0の整数の値をn0としたとき、式1: $0 \leq N1 - n1 \leq 0.25$ および式3: $N1 - n1 < N0 - n0$ を満足する。

MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (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：

一 国際調査報告（条約第21条(3)）

明 細 書

発明の名称：

コイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器

技術分野

[0001] 本発明は、コイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器に関する。

背景技術

[0002] この種の関連技術としては、例えば、特許文献1に記載の可変容量型ベーンポンプが知られている。このベーンポンプは、過剰な圧力の上昇から油圧機器を保護するためのリリーフバルブを有する。リリーフバルブは、圧縮状態でバルブ孔内にセットされ、ボール（被付勢部材）をバルブシート部材側へ付勢するコイルスプリングを備える。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2012-82762号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかしながら、上記関連技術にあっては、弁体に作用するコイルスプリングの付勢力の横方向成分、すなわちコイルスプリングの横力が大きいと、安定した弁体の作動が得られないという問題があった。

本発明の目的の一つは、被付勢部材に作用するコイルスプリングの横力を抑制できるコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0005] 本発明の一実施形態におけるコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器は、収容部内に設けられ被付勢部材を付勢するコイルスプリン

グを備え、コイルスプリングは、収容部内に圧縮状態でセットされ、圧縮状態におけるコイルスプリングの有効巻数を $N1$ 、有効巻数の整数の値を $n1$ とし、コイルスプリングの長さが自然長さのときのコイルスプリングの有効巻数を $N0$ 、有効巻数の整数の値を $n0$ としたとき、

式 1 : $0 \leq N1 - n1 \leq 0.25$ または

式 2 : $0.75 \leq N1 - n1 < 1$

を満足するものであって、

前記圧縮状態における前記コイルスプリングの有効巻数 $N1$ が前記式 1 を満足するとき、

式 3 : $N1 - n1 < N0 - n0$

を満足し、

前記圧縮状態における前記コイルスプリングの有効巻数 $N1$ が前記式 2 を満足するとき、

式 4 : $N0 - n0 < N1 - n1$

を満足する。

[0006] よって、本発明一実施形態にあっては、被付勢部材に作用するコイルスプリングの横力を抑制できる。

図面の簡単な説明

[0007] [図1]実施形態 1 の可変容量型ベーンポンプ1を示す軸方向断面図である。

[図2]図 1 のS2-S2線矢視断面図である。

[図3]実施形態 1 のリリーフバルブ33の詳細を示す拡大図である。

[図4]円筒圧縮コイルスプリング（以下、コイルスプリング）50に負荷を加えたときの端部の状態を示す図である。

[図5]コイルスプリング50を軸線方向一方側から見た図である。

[図6]コイルスプリング50における両接点相対角[deg]と横力レベル[N]との関係を示す図である。

[図7]コイルスプリング50を圧縮したときの一方側の接点53の位置変化を示す図である。

[図8]コイルスプリング50を圧縮したときの他方側の接点55の位置変化を示す図である。

[図9]リリーフバルブスプリング37のセット状態での有効巻数N1に対する横力レベル[N]の検証データである。

[図10]実施形態2のラックピニオン式ステアリング装置60を示す要部断面図である。

[図11]実施形態3の電動ブレーキ80を示す要部断面図である。

発明を実施するための形態

[0008] 〔実施形態1〕

図1は実施形態1の可変容量型ベーンポンプ（車両搭載機器）1を示す軸方向断面図、図2は図1のS2-S2矢視断面図である。

可変容量型ベーンポンプ1は、ポンプボディ4およびポンプ要素5を有する。可変容量型ベーンポンプ1は、駆動軸6によりポンプ要素5を回転駆動することでポンプ作用を行う。ポンプボディ4は、フロントボディ2およびリアボディ3を突き合わせて形成されている。ポンプボディ4は、收容空間4a内にポンプ要素5を收容する。ポンプ要素5は、ロータ7、カムリング8、アダプタリング9およびプレッシャプレート10を有する。ロータ7は、駆動軸6と一体に回転する。カムリング8は、ロータ7の外周側に位置し、略円環状を有する。カムリング8は、ロータ7に対する偏心量が増加する方向に揺動可能である。アダプタリング9は、カムリング8の外周側に位置し、略円環状を有する。アダプタリング9は、收容空間4aの外周円筒面に固定されている。プレッシャプレート10は、收容空間4aのフロントボディ2の内底面2aに位置し、略円盤状を有する。

[0009] アダプタリング9およびプレッシャプレート10は、位置決めピン11によりポンプボディ4に対する相対回転が規制されている。位置決めピン11の図2中時計回り方向側（後述する第1流体圧室14a側）には、板部材12が設置されている。板部材12は、カムリング8の揺動支点機能と、カムリング8およびアダプタリング9間をシールするシール機能とを有する。アダプタリング9の内周面のうち径方向で板部材12と対向する位置には、アダプタリング9とカムリング

8との間をシールするシール部材13が配置されている。シール部材13および板部材12は、カムリング8およびアダプタリング9間に一对の流体圧室14a, 14bを形成する。つまり、カムリング8の径方向一方側には第1流体圧室14aが形成され、径方向他方側には第2流体圧室14bが形成されている。両流体圧室14a, 14b間の圧力差によりカムリング8が揺動することで、カムリング8のロータ7に対する偏心量が増減する。カムリング8は、リターンスプリング15によりロータ7との偏心量が最大となる方向に常時付勢されている。

[0010] ロータ7はその外周部に、径方向に沿って切り欠かれた複数のスロット7aを有する。各スロット7aは、周方向に等ピッチで並ぶ。各スロット7aには、略平板状のベーン16がロータ7の径方向で出没自在に收容されている。各ベーン16がカムリング8およびロータ7間の環状空間を周方向で仕切ることにより、複数のポンプ室17が形成されている。ロータ7を駆動軸6により図2中反時計回り方向に回転駆動することで、各ポンプ室17がその容積を増減させながら周回移動してポンプ作動が行われる。各ベーン16は、各スロット7aの内周側に形成された背圧室7bに導入される作動油の圧力により、カムリング8の内周面に押し付けられる。

リアボディ3のうち收容空間4aに臨む内側面3aには、ロータ7の回転に伴い各ポンプ室17の容積が漸次拡大する吸入領域に該当する部分には、周方向に沿う正面視略三日月状の第1吸入ポート18が形成されている。第1吸入ポート18は、リアボディ3に形成された吸入通路19aと連通する。これにより、図示外のリザーバタンクに接続される吸入パイプ20を介して吸入通路19a内に導入された作動油が、上記吸入領域におけるポンプ吸入作用によって各ポンプ室17に吸入される。

[0011] プレッシュプレート10のうちロータ7と対向する面には、第1吸入ポート18と対向する位置に、その第1吸入ポート18と略同形状の第2吸入ポート21が形成されている。第2吸入ポート21は、フロントボディ2に形成された還流通路22と連通する。還流通路22は、フロントボディ2のうち駆動軸6との間をシールするシール部材が收容された凹部と連通する。上記シール部材の余剰油

が、上記吸入領域におけるポンプ吸入作用により各ポンプ室17へ供給されることで、上記余剰油の外部への漏出が防止される。

プレッシャプレート10のうちロータ7と対向する面には、ロータ7の回転に伴って各ポンプ室17の容積が漸次縮小する吐出領域に該当する部分に、周方向に沿う正面視略三日月状の第1吐出ポート23が形成されている。第1吐出ポート23は、フロントボディ2のうちプレッシャプレート10に対向する内底面2aに凹設された圧力室24を介して吐出通路19bと連通する。これにより、上記吐出領域におけるポンプ吐出作用により各ポンプ室17から吐出された作動油が、圧力室24および吐出通路19bを通じてポンプボディ4外へ吐出され、図示外のパワーステアリング装置の油圧パワーシリンダに送られる。プレッシャプレート10は、圧力室24内の圧力によりロータ7側へ押圧されている。

リアボディ3の内側面3aのうち第1吐出ポート23と対向する位置に、その第1吐出ポート23と略同形状の第2吐出ポート25が形成されている。両吸入ポート18, 21および両吐出ポート23, 25を、それぞれ各ポンプ室17を挟んで軸方向対称に配置することにより、上記各ポンプ室17の軸方向両側の圧力バランスが保たれている。

[0012] フロントボディ2のうち上端側の内部には、ポンプ吐出圧を制御するコントロールバルブ26が、駆動軸6と直交する方向（図2の左右方向）に設けられている。コントロールバルブ26は、フロントボディ2に図2中左側から右側に向けて形成されている。コントロールバルブ26は、弁孔28、スプール（ハウジング部材）29およびコントロールバルブスプリング30を有する。弁孔28の図2中左側の開口部はプラグ（規制部）27により閉塞されている。スプール29は、弁孔28内に軸方向摺動自在に収容されている。スプール29は略有底円筒状を有するスプール弁体である。コントロールバルブスプリング30は、スプール29をプラグ27側に向けて付勢する。コントロールバルブスプリング30は、円筒圧縮コイルスプリングである。

弁孔28内には、高圧室（第2の作動液通路）28a、中圧室28bおよび低圧室（第1の作動液通路）28cがスプール29により隔成されている。高圧室28aに

は、吐出通路19bに形成された図示外のメータリングオリフィスの上流側の油圧、つまり圧力室24の油圧が導入される。中圧室28bは、コントロールバルブスプリング30を収容し、上記メータリングオリフィスの下流側の油圧が導入される。低圧室28cは、スプール29の外周側に形成され、低圧通路31を介して吸入通路19aからポンプ吸入圧が導入される。

[0013] スプール29は、中圧室28bおよび高圧室28a間の圧力差に応じて軸方向に移動する。具体的には、中圧室28bおよび高圧室28a間の圧力差が比較的小さく、スプール29がプラグ27と当接した状態（第1の状態）にあるときには、第1流体圧室14aおよび弁孔28間を連通する連通路（第1の作動液通路、第2の作動液通路）32が低圧室28cに開口し、低圧室28cの比較的低い油圧が第1流体圧室14aに導入される。一方、中圧室28bおよび高圧室28a間の圧力差が増大し、スプール29がコントロールバルブスプリング30の付勢力に抗して軸方向に移動（第2の状態）すると、低圧室28cおよび第1流体圧室14a間の連通が漸次遮断され、高圧室28aが連通路32を介して第1流体圧室14aに連通する。これにより、高圧室28aの比較的高い油圧が第1流体圧室14aに導入される。つまり、第1流体圧室14aには、低圧室28cまたは高圧室28aの油圧が選択的に導入される。

[0014] 第2流体圧室14bにはポンプ吸入圧が常時導入される。第1流体圧室14aに低圧室28cの油圧が導入されているときには、リターンスプリング15の付勢力によりロータ7との偏心量が最大となる位置（図2中左側の位置）にカムリング8が位置する。このとき、ポンプ吐出量は最大となる。一方、第1流体圧室14aに高圧室28aの油圧が導入されると、その第1流体圧室14aの圧力により、カムリング8がリターンスプリング15の付勢力に抗して第2流体圧室14bの容積を狭めるように揺動し、当該カムリング8とロータ7との偏心量が減少する。偏心量の減少によりポンプ吐出量は減少する。

スプール29の内部にはリリーフバルブ33が形成されている。リリーフバルブ33は、中圧室28bの圧力が所定未満の場合は閉弁状態（第1の状態）を維持する。リリーフバルブ33は、中圧室28bの圧力が所定以上になったとき、つま

リパワーステアリング装置側（負荷側）の圧力が所定以上になったときに開弁状態（第2の状態）となってリリーフ動作し、低圧室28cおよび低圧通路31を介して吸入通路19aに作動油を還流させる。換言すれば、リリーフバルブ33は、吐出通路19bおよび吸入通路19a間の油通路を開閉する。

[0015] 図3は、実施形態1のリリーフバルブ33の詳細を示す拡大図である。リリーフバルブ33は、バルブ孔（収容部）34、リリーフ孔（作動液通路）29a、ボール（被付勢部材）35、バルブシート部材（規制部）36、リリーフバルブスプリング37およびリテーナ38を有する。バルブ孔34は、スプール29の内周側に形成され、略円筒形状を有する。リリーフ孔29aは、バルブ孔34および低圧室28c間を連通するようにスプール29に形成されている。ボール35は、バルブ孔34内に配置された球状の弁体である。バルブシート部材36は、ボール35が当接する弁座であって、バルブ孔34のうちボール35を挟んで軸方向一方側に固定されている。リリーフバルブスプリング37は、バルブ孔34のうちボール35を挟んで他方側に圧縮変形した状態で配置されている。リリーフバルブスプリング37は、変形特性が非線形となるコイルスプリングであって、実施形態1では、樽型ばねとする。リテーナ38は、ボール35およびリリーフバルブスプリング37間に介装されている。リテーナ38は、リリーフバルブスプリング37の圧縮変形に基づく復元力によりボール35をバルブシート部材36側へ向けて付勢する。リテーナ38は、軸部39およびボール保持部40を有する。軸部39は、リリーフバルブスプリング37の内周側に挿入されている。ボール保持部40は、軸部39のうちバルブシート部材36側の端部に拡径状に形成され、リリーフバルブスプリング37のうちバルブシート部材36側の第2座巻部37bに着座する。

[0016] 軸部39は、ボール保持部40側に向かって漸次拡径するテーパ状に形成されている。軸部39のうちボール保持部40に対する根元部の外周面とリリーフバルブスプリング37の第2座巻部37bとの当接により、第2座巻部37bとリテーナ38との径方向における相対変位が規制されている。

ボール保持部40は、ボール保持部40のうち軸部39側の端面に凹設されたボ

ール保持凹部41にボール35を保持する。ボール保持部40は、ボール保持部40および軸部39間の段状部42がリリーフバルブスプリング37の第2座巻部37bに着座する。ボール保持凹部41は、リテーナ38の軸心A2を中心として回転対称な略偏平すり鉢状に形成されている。ボール保持凹部41にボール35が着座することにより、そのボール35とリテーナ38との径方向における相対変位が規制され、ボール35の中心Cがリテーナ38の軸心A2上に位置する。

[0017] 一方、バルブ孔34の底部には円形状に凹んだスプリング着座部43が形成されている。スプリング着座部43は、その軸心がバルブ孔34の軸心A1と一致する。スプリング着座部43にリリーフバルブスプリング37のうちバルブシート部材36側の第1座巻部37aが着座することで、第1座巻部37aの軸心とバルブ孔34の軸心A1とが一致する。

バルブシート部材36は、貫通孔44およびシート面（弁座部）45を有する。貫通孔44は、バルブ孔34の軸心A1に沿って形成され、中圧室28bを介して吐出通路19bに連通する。貫通孔44は、バルブ孔34の略円形の断面のほぼ中心に位置する。シート面45は、環状であって、貫通孔44のうちボール35側であって拡径された開口部44aの端部に形成されている。リリーフバルブ33は、シート面45にボール35が着座することで閉弁する。

シート面45は、リリーフバルブ33の閉弁時、すなわちシート面45にボール35が着座したとき、ボール35の中心Cが、第1座巻部37aおよび貫通孔44と共通したバルブ孔34の軸心A1に対して径方向で所定のオフセット量だけオフセットするように形成されている。その結果、リテーナ38のボール保持部40はバルブ孔34の軸心A1に対して径方向でオフセットし、リテーナ38の軸心A2はバルブ孔34の軸心A1に対して角度 $\delta 1$ だけ傾斜する。

また、シート面45は、シート面45よりも内側の領域においてボール35が受ける貫通孔44内の油圧のうち軸線A1に対する径方向成分をF1、軸線A1に対するボール35の傾きによってF1を減少させる軸線A1に対する径方向の力をF2、リリーフバルブスプリング37の付勢力のうちF1を減少させる軸線A1に対する径方向の力（横力）をF3としたとき、 $F1 > F2 + F3$ を満足するように形成されて

いる。ボール35が受ける作動液の径方向成分F1を減少させる力の成分の合計F2+F3がF1よりも大きくなると、ボール35が不安定となり、リリーフバルブ33から異音が発生する原因となるため、 $F1 > F2 + F3$ を満足するようにシート面45を形成することにより、リリーフバルブ33の開弁時におけるボール35の安定化を図り、リリーフバルブ33からの異音の発生を抑制できる。

[0018] 実施形態1の可変容量型ベーンポンプ1では、リリーフバルブ33の開弁時、ボール35の中心Cがバルブ孔34の軸心A1に対して径方向にオフセットし、リテーナ38の軸心A2が軸心A1に対して傾斜する。これにより、リリーフバルブ33の開弁時には、ボール35が軸心A1の径方向一方側に向かって開きやすくなる。このため、ボール35の一部分では開弁時にもシート面45との当接状態を維持し、ボール35がリテーナ38とシート面45との間で挟まれた、安定した開弁状態が保たれる。この結果、リリーフバルブ33の開弁時におけるボール35の振動を抑制でき、リリーフバルブ33からの異音の発生を抑制できる。

ここで、リリーフバルブ33の開弁時、ボール35に作用するリリーフバルブスプリング37の横力が、ボール35をシート面45から離間させる方向に発生する場合、当該横力が大きいほど、ボール35が不安定となり、上述した異音抑制効果の低下を招く。そこで、実施形態1では、リリーフバルブスプリング37の横力の抑制を狙いとし、下記の式1および式3の条件を満足するようにリリーフバルブスプリング37を設計した。

$$\text{式1} : 0 \leq N1 - n1 \leq 0.25$$

$$\text{式3} : N1 - n1 < N0 - n0$$

ここで、N1はスプール29のバルブ孔34にリリーフバルブスプリング37を圧縮状態でセットしたときの有効巻数、n1はN1の整数の値、N0は自然長さのときの有効巻数、n0はN0の整数の値である。

[0019] 以下、式1および式3の条件を満たすリリーフバルブスプリング37が横力を抑制できる理由について説明する。

図4は、一般的な円筒圧縮コイルスプリング（以下、コイルスプリング）50に負荷を加えたときの端部の状態を示す図である。コイルスプリング50は、

ばね部51と座巻部52とを有する。ばね部51は、ばねとして作用する部分である。座巻部52は、ばね部51の両端に形成された平坦部分であって、ばねとして作用しない部分である。コイルスプリング50の一方側において、コイルスプリング50に負荷（圧縮荷重）を加えると、ばね部51と座巻部52との接点53には、ばね部51の弾性力 F が作用する。弾性力 F は、コイルスプリング50の軸線方向に対してピッチ角 β だけ角度を持つ。よって、接点53に作用する弾性力 F の軸線方向成分 F_y および軸線直交方向成分 F_{x1} は、 $F_y = F \cos \beta$ および $F_{x1} = F \sin \beta$ となる。軸線直交方向成分 F_{x1} の方向は、図5に示すように、コイルスプリング50を軸線方向一方側から見たとき、接点53を通りコイルスプリング50の中心軸線0上に中心を持つ円の接線方向のうち、座巻部52からばね部51へ向かう方向となる。コイルスプリング50の他方側の座巻部54および接点55についても同様である。よって、コイルスプリング50の横力 F_x は、接点53に作用する弾性力 F の軸線直交方向成分 F_{x1} と、他方側の接点55に作用する弾性力 F の軸線直交方向成分 F_{x2} との合成力となる。

[0020] 上記のように、理論上、両接点53, 55の軸線直交方向成分 F_{x1} , F_{x2} は同じ大きさとなるが、その向きは軸線方向から見たときの両接点53, 55の位置関係によって変化する。つまり、コイルスプリング50の横力 F_x は、両接点53, 55間の相対角 θ によって大きさや向きが変化する。両接点相対角 θ は、中心軸線0および接点53を通過する直線と、中心軸線0および接点55を通過する直線とがなす角度である。

図6は、コイルスプリング50における両接点相対角 θ [deg]と横力レベル（横力 F_x の絶対値）[N]との関係を示す図である。図6に示すように、横力レベルは、両接点相対角 θ に対して略正弦波状の特性を持つ。両接点相対角 θ が 0° のとき、両軸線直交方向成分 F_{x1} , F_{x2} は互いに反対方向を向くため、横力レベルは最小となる。一方、両接点相対角 θ が 180° のとき、両軸線直交方向成分 F_{x1} , F_{x2} は同一方向を向くため、横力レベルは最大となる。また、両接点相対角 θ が 90° および 270° のとき両軸線直交方向成分 F_{x1} , F_{x2} は互いに直行する向きとなるため、横力レベルは中間値をとる。

したがって、コイルスプリング50の横力を小さくするためには、両接点相対角 θ を $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ または $270^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$ の範囲内に設定すればよい。このためには、コイルスプリング50の有効巻数 N の小数点以下の値を $0 \sim 0.25$ または $0.75 \sim 1$ の範囲内とする必要がある。

[0021] 一方、コイルスプリング50の有効巻数 N は、コイルスプリング50の圧縮時に小さくなる。つまり、コイルスプリング50の両接点53, 55は圧縮状態に応じて変化する。図7に示すように、コイルスプリング50を軸線方向一方側から見たとき、コイルスプリング50を圧縮すると、一方側の接点53は、図7の○の位置から△の位置へと変化する。また、図8に示すように、コイルスプリング50を軸線方向一方側から見たとき、コイルスプリング50を圧縮すると、他方側の接点55は、図8の○の位置から△の位置へと変化する。したがって、コイルスプリング50を収容部内に圧縮状態でセットし、被付勢部材を付勢する付勢構造に用いる場合には、セット前の自然長さ状態における有効巻数よりもセット状態における有効巻数をより整数に近づけ、かつ、セット状態における有効巻数の小数点以下の値が $0 \sim 0.25$ または $0.75 \sim 1$ の範囲内とする必要がある。そして、上記の条件を満足するには、コイルスプリング50のセット状態での有効巻数を $N1$ 、 $N1$ の整数の値を $n1$ 、自然長さの状態での有効巻数を $N0$ 、 $N0$ の整数の値を $n0$ としたとき、下記の式1および式3の条件を満足するか、下記の式2および式4の条件を満足するようにコイルスプリング50を設計すればよい。

$$\text{式1 : } 0 \leq N1 - n1 \leq 0.25$$

$$\text{式2 : } 0.75 \leq N1 - n1 < 1$$

$$\text{式3 : } N1 - n1 < N0 - n0$$

$$\text{式4 : } N0 - n0 < N1 - n1$$

これにより、コイルスプリング50のセット状態での有効巻数 $N1$ を、セット前の自然長さの状態での有効巻数 $N0$ よりも整数に近づけ、かつ整数近傍にできる。よって、コイルスプリング50の横力が小さく抑えられるため、被付勢部材をより真っ直ぐ付勢でき、被付勢部材の作動性を向上できる。

[0022] 以上の理由から、実施形態1の可変容量型ベーンポンプ1では、リリーフバルブ33のリリーフバルブスプリング37を、式1および式3を満足するように設計した。これにより、リリーフバルブ33の開弁時におけるコイルスプリング50の横力を小さくできる。図9は、リリーフバルブスプリング37のセット状態での有効巻数 N_1 に対する横力レベル[N]の検証データである。図9から明らかのように、横力レベルは有効巻数 N_1 が整数(10)近傍のとき最も小さく抑えられている。なお、この検証データは有効巻数 N_1 が9.3~10.5の範囲のものであるが、他の範囲の場合も同様の結果が得られた。

リリーフバルブ33のボール35は、バルブ孔34内においてバルブ孔34に対し所定のクリアランスをもって移動可能に設けられている。このため、ボール35は、リリーフバルブスプリング37の横力によりその作動状態が大きく影響を受ける。よって、リリーフバルブスプリング37の横力を抑制することにより、ボール35の作動性を向上できる。また、一方向弁であるリリーフバルブ33は、作動液の圧力によって開弁するとき、リリーフバルブスプリング37の横力の影響により傾き、姿勢が安定しないと、異音が発生するおそれがある。よって、リリーフバルブスプリング37の横力を抑制することにより、安定したボール35の作動が得られる。また、開弁時におけるボール35の振動が抑えられ、リリーフバルブ33からの異音の発生を抑制できる。

[0023] さらに、ボール35の作動に伴いリリーフバルブスプリング37がセット状態からさらに圧縮されると、その圧縮状態におけるリリーフバルブスプリング37の有効巻数はより整数に近づく（小数点以下の値が小さくなる）ため、リリーフバルブスプリング37が式2および式4の条件を満足する場合と比べて、リリーフバルブスプリング37の横力をより抑制できる。

実施形態1では、リリーフバルブスプリング37の変形特性を非線形とした。非線形のコイルスプリングは、変形特性が線形のコイルスプリングと比べて倒れにくいため、横力をさらに抑制できる。さらに、リリーフバルブスプリング37を樽型ばねとした。樽型ばねは、両端部が中央部よりも小径であるから、両端部は中央部よりも剛性が高い。よって、負荷に対する中央部の圧

縮率は両端部の圧縮率よりも高いため、リリーフバルブスプリング37がセット状態からさらに圧縮されたとき、有効巻数が整数近傍の値から離れて横力が増大するのを抑制できる。また、リリーフバルブスプリング37のセット前後での有効巻数の変化量は不確定要素でもあるため、できるだけ小さい方が好ましい。そこで、リリーフバルブスプリング37として樽型ばねを用いることにより、座巻部付近では巻きピッチを小さく、ばね部では巻きピッチを大きくし、セット前後では主に有効巻数の領域で圧縮するようにする。巻きピッチが大きい（ピッチ角 β が大きい）領域では、圧縮に伴う有効巻数の変化も小さいため、セット前後での有効巻数の変化を小さくできる。この結果、横力の増大を抑制できる。

[0024] 〔実施形態2〕

図10は、実施形態2のラックピニオン式ステアリング装置（車両搭載機器）60を示す要部断面図である。

ピニオン軸61は、図外のステアリングホイールと接続する。ピニオン軸61の先端には、ピニオンギア61aが形成されている。ラックバー62は、車幅方向に延び、その両端が前輪と接続する。ラックバー62には、ピニオンギア61aと噛み合うラックギア62aが形成されている。ステアリングホイールへの回転入力は、ピニオン軸61およびラックバー62からなるラックアンドピニオン機構63によりラックバー62の軸方向移動に変換され、前輪が転舵される。

ハウジング（ハウジング部材）64は、ラックアンドピニオン機構63を収容する。ピニオン軸61の下端は、ハウジング64内に設置されたベアリング65に支持されている。ハウジング64のラックバー62を挟んでピニオン軸61と反対側には、ラックリテーナ収容部66が形成されている。ラックリテーナ収容部66は、車両前後方向（図10中左右方向）に延びる。ラックリテーナ収容部（収容部）66は、ラックリテーナ（被付勢部材）67、アジャストスクリュー68およびコイルスプリング69を収容する。ラックリテーナ67は、ラックバー62と当接し、ラックリテーナ収容部66内を車両前後方向に摺動可能である。アジャストスクリュー68は、ラックリテーナ収容部66の開口端を塞ぐ。コイル

スプリング69は、円筒圧縮コイルスプリングであり、ラックリテーナ収容部66内のラックリテーナ67およびアジャストスクリュー68間に圧縮状態でセットされている。コイルスプリング69は、ラックリテーナ67を介してラックバー62をピニオン軸61側へ付勢する。アジャストスクリュー68を車両前後方向に進退移動させることによりコイルスプリング69のセット荷重を調整できる。アジャストスクリュー68は、ロックナット70によりハウジング64に対し車両前後方向への移動が規制されている。ラックリテーナ67およびアジャストスクリュー68間には、ゴムリング71が介装されている。ゴムリング71は、コイルスプリング69と共にラックリテーナ67を介してラックバー62をピニオン軸61側へ付勢する。

実施形態2のコイルスプリング69は、実施形態1に示した式1および式3の条件を満足するように設計されている。これにより、コイルスプリング69のセット状態での有効巻数 $N1$ を、セット前の自然長さの状態での有効巻数 $N0$ よりも整数に近づけ、かつ整数近傍にできる。よって、コイルスプリング69の横力が小さく抑えられるため、ラックリテーナ67の傾きを抑制でき、ラックリテーナ67の作動性を向上できる。

[0025] [実施形態3]

図11は、実施形態3の電動ブレーキ（車両搭載機器）80を示す要部断面図である。

同軸モータ81は、ハウジング（ハウジング部材）82に固定されたステータおよびステータに対しエアギャップをもって配置されたナット（ロータ）83を有する。ナット83はベアリング84を介してハウジング82に支持されている。ボールねじ機構85は、同軸モータ81のナット回転力を軸方向の推力に変換して軸（被付勢部材）86に伝達する。ハウジング82内（収容部）において、ハウジング82の内壁82aおよび軸86間には、コイルスプリング88が圧縮状態でセットされている。コイルスプリング88は、円錐型ばねであり、軸86を後退方向（図11中右方向）に付勢する。電動ブレーキ80は、同軸モータ81を回転駆動させると、軸86と一体のロッド87が前進方向（図11中左方向）に移

動し、ブレーキキャリパのブレーキパッドをディスクロータに押し付けることで車輪に制動力を付与される。同軸モータ81の駆動を停止すると、ロッド87はコイルスプリング88の付勢力によって後退し、ブレーキパッドおよびディスクロータ間に所定のクリアランスが確保される。

実施形態3のコイルスプリング88は、実施形態1に示した式1および式3の条件を満足するように設計されている。これにより、コイルスプリング88のセット状態での有効巻数 $N1$ を、セット前の自然長さの状態での有効巻数 $N0$ よりも整数に近づけ、かつ整数近傍にできる。よって、コイルスプリング88の横力が小さく抑えられるため、ナット83の傾きを抑制でき、ボールねじ機構85の作動性を向上できる。

[0026] 〔実施形態4〕

実施形態4は、実施形態1のコントロールバルブスプリング30を、実施形態1に示した式1および式3の条件を満足するように設計した点で実施形態1と相違する。これにより、コントロールバルブスプリング30のセット状態での有効巻数 $N1$ を、セット前の自然長さの状態で有効巻数 $N0$ よりも整数に近づけ、かつ整数近傍にできる。よって、コントロールバルブスプリング30の横力が小さく抑えられる。スプール（被付勢部材）29は、フロントボディ（ハウジング部材）2に形成された弁孔（収容部）28内で移動するために径方向クリアランスが必要であり、コントロールバルブスプリング30の横力が大きいと、その傾き量が大きくなるおそれがある。コントロールバルブスプリング30の横力を抑制することにより、安定したスプール29の作動が得られる。

[0027] 以上説明した実施形態から把握し得る技術的思想について、以下に記載する。

コイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器は、その一つの態様において、内部に収容部を有するハウジング部材と、前記収容部内に移動可能に設けられた被付勢部材と、前記収容部内に設けられ前記被付勢部材を付勢するコイルスプリングであって、前記収容部内に圧縮状態でセットされ、前記圧縮状態における前記コイルスプリングの有効巻数を $N1$ 、有効巻数

の整数の値を n_1 とし、前記コイルスプリングの長さが自然長さのときの前記コイルスプリングの有効巻数を N_0 、有効巻数の整数の値を n_0 としたとき、式 1 : $0 \leq N_1 - n_1 \leq 0.25$ または式 2 : $0.75 \leq N_1 - n_1 < 1$ を満足するものであって、前記圧縮状態における前記コイルスプリングの有効巻数 N_1 が前記式 1 を満足するとき、式 3 : $N_1 - n_1 < N_0 - n_0$ を満足し、前記圧縮状態における前記コイルスプリングの有効巻数 N_1 が前記式 2 を満足するとき、式 4 : $N_0 - n_0 < N_1 - n_1$ を満足するコイルスプリングと、を有する。

より好ましい態様では、上記態様において、前記コイルスプリングは、変形特性が非線形である。

別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記コイルスプリングは、樽形状を有する。

[0028] さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記ハウジング部材は、内部に作動液が流通する作動液通路と、前記被付勢部材の移動方向の一方側において前記被付勢部材の移動を規制する規制部と、を有し、前記コイルスプリングは、前記被付勢部材の移動方向の他方側に設けられ、前記被付勢部材は、弁体であり、前記被付勢部材は、前記規制部側に向かって前記コイルスプリングによって付勢され、前記規制部に当接した第 1 の状態から前記コイルスプリングの付勢力に抗して前記規制部から離間した第 2 の状態に移動することで前記作動液連通路の連通状態を切り替える。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記規制部は、前記被付勢部材が当接する弁座であり、前記被付勢部材は、前記第 1 の状態において前記作動液通路を遮断し、前記第 2 の状態において前記作動液通路を連通させる一方向弁である。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記被付勢部材の移動方向に延びる軸線との前記収容部の直交断面における前記収容部の中心を通りかつ前記軸線と平行な仮想線を中心軸線としたとき、前記規制部である前記弁座は、前記軸線の方に貫通するように前記規制部に設けられた軸方向孔であって、前記規制部の前記軸線の方との直交断面における

形成位置が、前記収容部の断面のほぼ中心に位置するように設けられた貫通孔と、前記弁座の前記移動方向の他方側に設けられ、前記貫通孔を包囲するように環状に形成され、前記軸線方向との直交断面における中心が前記中心軸線に対しオフセットするように配置された弁座部と、を有し、前記被付勢部材である前記弁体は、前記貫通孔の開閉を行う球状を有する。

[0029] さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記弁体が前記弁座部に当接した状態において、前記環状の弁座部よりも内側の領域において前記弁体が受ける前記貫通孔内の作動液の圧力のうち前記中心軸線に対する径方向成分を $F1$ 、前記中心軸線に対する前記弁体の傾きによって前記 $F1$ を減少させる前記中心軸線に対する径方向の力を $F2$ 、前記コイルスプリングの付勢力のうち前記 $F1$ を減少させる前記中心軸線に対する径方向の力を $F3$ としたとき、前記弁座部は、式 $5 : F1 > F2 + F3$ を満足するように形成されている。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記作動液通路は、第1の作動液通路と第2の作動液通路を有し、前記被付勢部材は、前記第1の状態のとき前記第1の作動液通路を連通状態とし、前記第2の状態の前記第2の作動液通路を連通状態とするように切り替えるスプール弁体である。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記コイルスプリングは、前記式1を満足するものである。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記コイルスプリングは、前記被付勢部材の移動方向における両端部の巻きピッチが中央部の巻きピッチよりも小さく形成されている。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記被付勢部材は、ボールねじのナットである。

さらに別の好ましい態様では、上記態様のいずれかにおいて、前記被付勢部材は、ラックアンドピニオンのラックを付勢するラックリテーナである。

[0030] 尚、本発明は上記した実施例に限定されるものではなく、様々な変形例が

含まれる。例えば、上記した実施例は本発明を分かりやすく説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。また、ある実施例の構成の一部を他の実施例の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施例の構成に他の実施例の構成を加えることも可能である。また、各実施例の構成の一部について、他の構成の追加・削除・置換をすることが可能である。

[0031] 本願は、2016年11月1日付願の日本国特許出願第2016-213973号に基づく優先権を主張する。2016年11月1日付願の日本国特許出願第2016-213973号の明細書、特許請求の範囲、図面、及び要約書を含む全開示内容は、参照により本願に全体として組み込まれる。

符号の説明

[0032] 1 可変容量型ペーンポンプ（車両搭載機器）2 フロントボディ（ハウジング部材）29 スプール（ハウジング部材）30 コントロールバルブスプリング（コイルスプリング）34 バルブ孔（収容部）35 ボール（被付勢部材）37 リリーフバルブスプリング（コイルスプリング）60 ラックピニオン式ステアリング装置（車両搭載機器）64 ハウジング（ハウジング部材）66 ラックリテーナ収容部（収容部）67 ラックリテーナ（被付勢部材）69 コイルスプリング80 電動ブレーキ（車両搭載機器）82 ハウジング（ハウジング部材）86 軸（被付勢部材）88 コイルスプリング

請求の範囲

- [請求項1] コイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器であって、
- 、
- 内部に収容部を有するハウジング部材と、
- 前記収容部内に移動可能に設けられた被付勢部材と、
- 前記収容部内に設けられ前記被付勢部材を付勢するコイルスプリングであって、前記収容部内に圧縮状態でセットされ、
- 前記圧縮状態における前記コイルスプリングの有効巻数を $N1$ 、有効巻数の整数の値を $n1$ とし、前記コイルスプリングの長さが自然長さのときの前記コイルスプリングの有効巻数を $N0$ 、有効巻数の整数の値を $n0$ としたとき、
- 式1： $0 \leq N1 - n1 \leq 0.25$ または
- 式2： $0.75 \leq N1 - n1 < 1$ を満足するものであって、
- 前記圧縮状態における前記コイルスプリングの有効巻数 $N1$ が前記式1を満足するとき、
- 式3： $N1 - n1 < N0 - n0$ を満足し、
- 前記圧縮状態における前記コイルスプリングの有効巻数 $N1$ が前記式2を満足するとき、
- 式4： $N0 - n0 < N1 - n1$ を満足するコイルスプリングと、
- を有する、
- 車両搭載機器。
- [請求項2] 請求項1に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器において、
- 前記コイルスプリングは、変形特性が非線形である、車両搭載機器。
- 。
- [請求項3] 請求項2に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器において、
- 前記コイルスプリングは、樽形状を有する、車両搭載機器。

[請求項4] 請求項1に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器において、

前記ハウジング部材は、内部に作動液が流通する作動液通路と、前記被付勢部材の移動方向の一方側において前記被付勢部材の移動を規制する規制部と、を有し、

前記コイルスプリングは、前記被付勢部材の移動方向の他方側に設けられ、

前記被付勢部材は、弁体であり、前記被付勢部材は、前記規制部側に向かって前記コイルスプリングによって付勢され、前記規制部に当接した第1の状態から前記コイルスプリングの付勢力に抗して前記規制部から離間した第2の状態に移動することで前記作動液連通路の連通状態を切り替える、

車両搭載機器。

[請求項5] 請求項4に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器において、

前記規制部は、前記被付勢部材が当接する弁座であり、

前記被付勢部材は、前記第1の状態において前記作動液通路を遮断し、前記第2の状態において前記作動液通路を連通させる一方向弁である、

車両搭載機器。

[請求項6] 請求項5に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器において、

前記被付勢部材の移動方向に延びる軸線との前記収容部の直交断面における前記収容部の中心を通りかつ前記軸線と平行な仮想線を中心軸線としたとき、

前記規制部である前記弁座は、

前記軸線の方に貫通するように前記規制部に設けられた軸方向孔であって、前記規制部の前記軸線の方との直交断面における形成位

置が、前記収容部の断面のほぼ中心に位置するように設けられた貫通孔と、

前記弁座の前記移動方向の他方側に設けられ、前記貫通孔を包囲するように環状に形成され、前記軸線の方法との直交断面における中心が前記中心軸線に対しオフセットするように配置された弁座部と、

を有し、

前記被付勢部材である前記弁体は、前記貫通孔の開閉を行う球状を有する、

コイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器。

[請求項7]

請求項6に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器において、

前記弁体が前記弁座部に当接した状態において、前記環状の弁座部よりも内側の領域において前記弁体が受ける前記貫通孔内の作動液の圧力のうち前記中心軸線に対する径方向成分をF1、前記中心軸線に対する前記弁体の傾きによって前記F1を減少させる前記中心軸線に対する径方向の力をF2、前記コイルスプリングの付勢力のうち前記F1を減少させる前記中心軸線に対する径方向の力をF3としたとき、前記弁座部は、

式5： $F1 > F2 + F3$ を満足するように形成されている、

車両搭載機器。

[請求項8]

請求項4に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両搭載機器において、

前記作動液通路は、第1の作動液通路と第2の作動液通路を有し、

前記被付勢部材は、前記第1の状態のとき前記第1の作動液通路を連通状態とし、前記第2の状態で前記第2の作動液通路を連通状態とするように切り替えるスプール弁体である、

車両搭載機器。

[請求項9]

請求項1に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両

搭載機器において、

前記コイルスプリングは、前記式 1 を満足するものである、
車両搭載機器。

[請求項10] 請求項 1 に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両
搭載機器において、

前記コイルスプリングは、前記被付勢部材の移動方向における両端
部の巻きピッチが中央部の巻きピッチよりも小さく形成されている、
車両搭載機器。

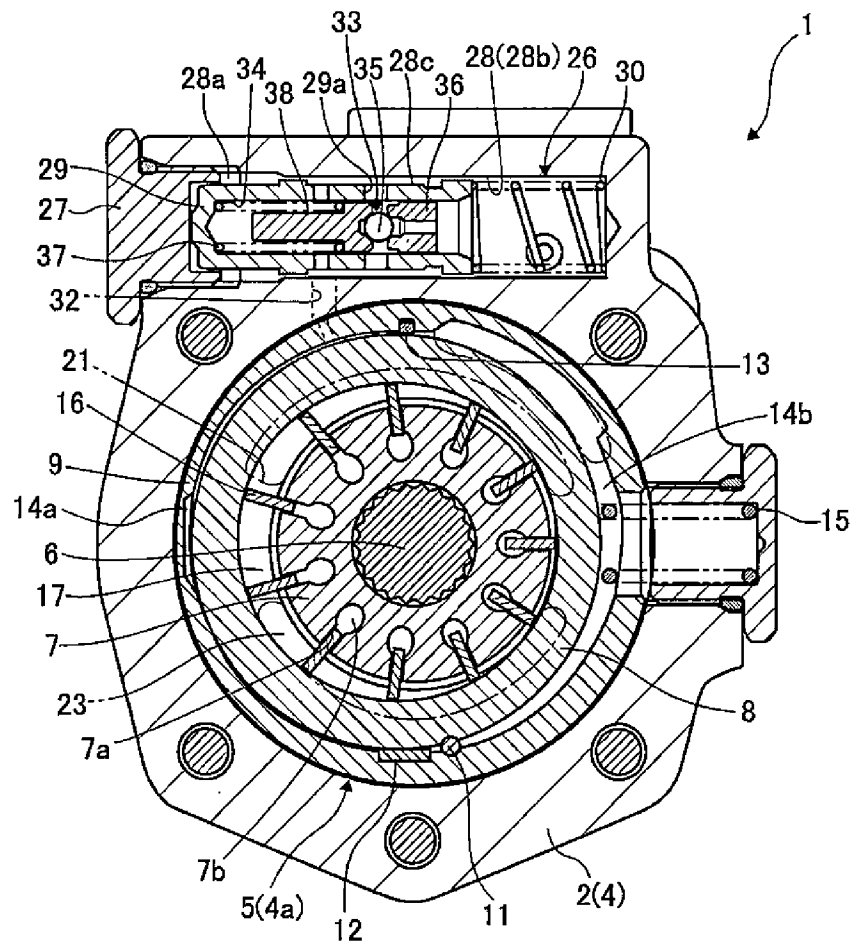
[請求項11] 請求項 1 に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両
搭載機器において、

前記被付勢部材は、ボールねじのナットである、
車両搭載機器。

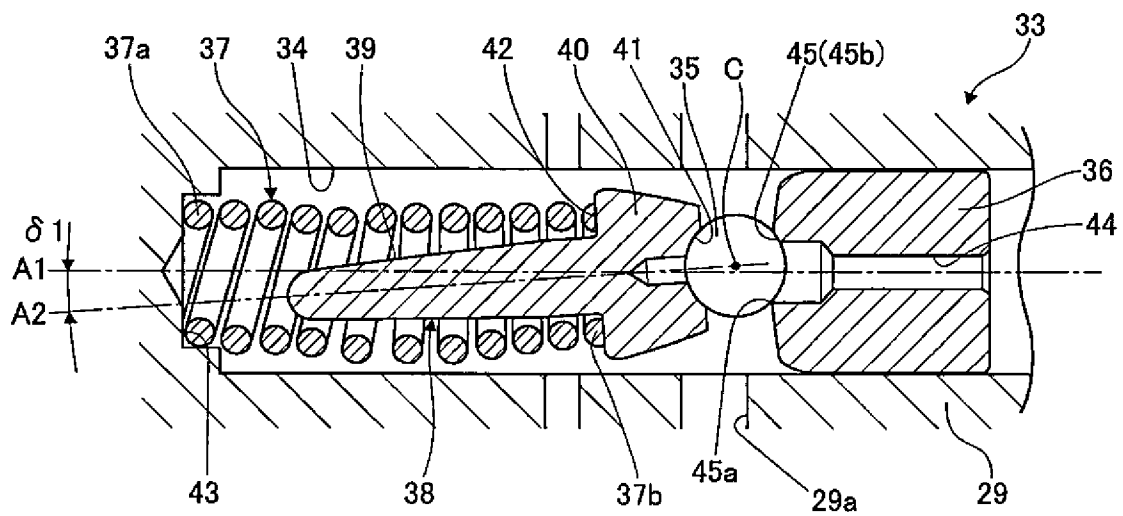
[請求項12] 請求項 1 に記載のコイルスプリングを用いた付勢構造を有する車両
搭載機器において、

前記被付勢部材は、ラックアンドピニオンのラックを付勢するラッ
クリテーナである、
車両搭載機器。

[図2]

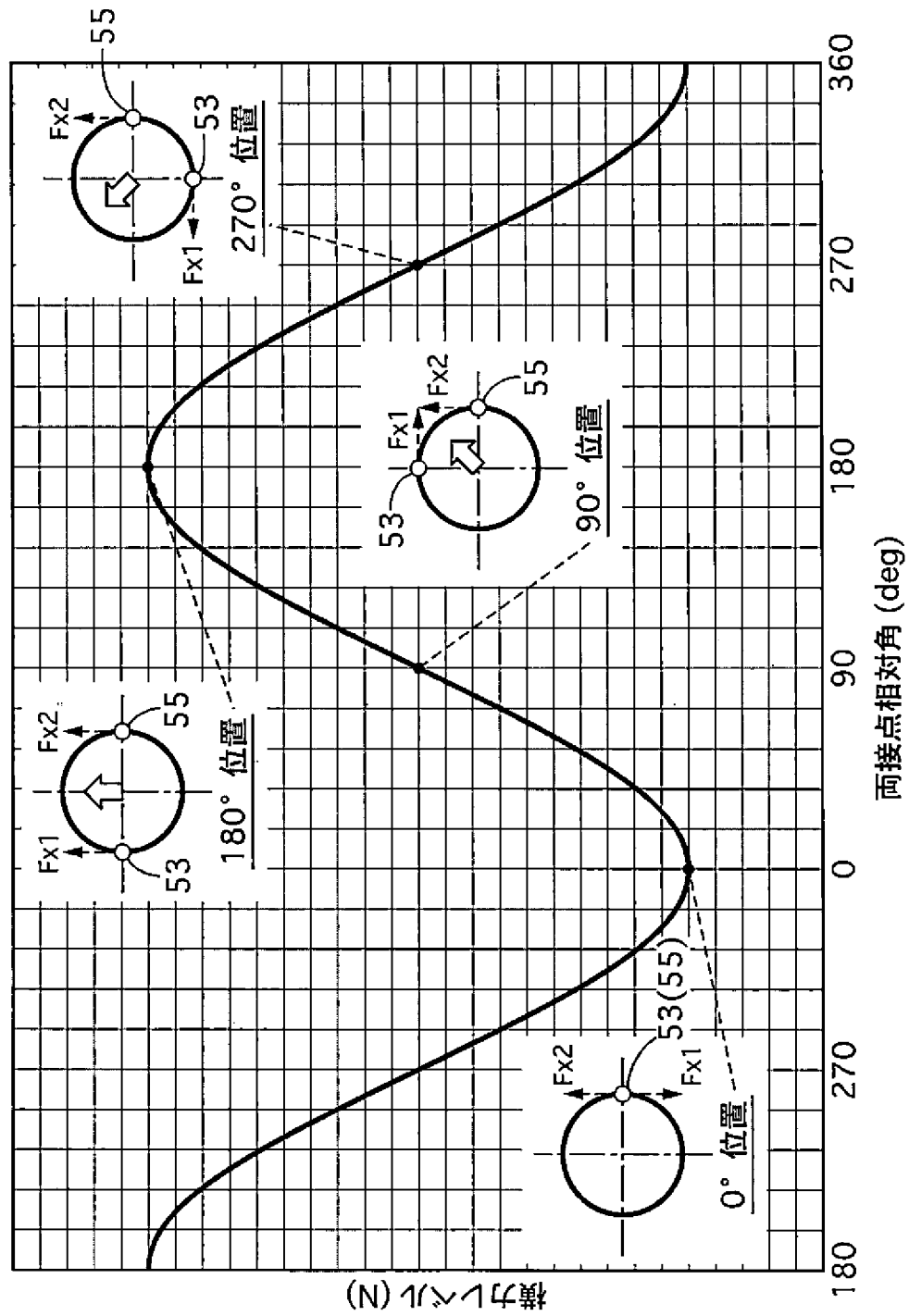


[図3]

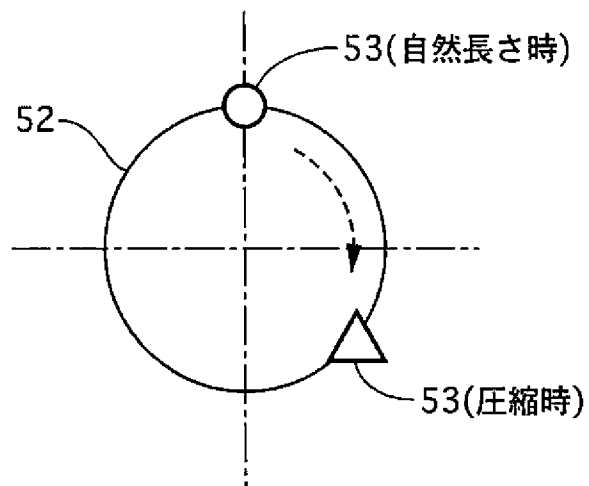


A diagram of a circular structure with two concentric circles. The center is labeled O . A point 53 is located on the inner circle. A dashed line connects O to 53 . A force vector F_x originates from O and points towards the outer circle. A point 55 is located on the outer circle, and a dashed line connects O to 55 . A force vector F_{x2} originates from O and points towards 55 . A horizontal dashed line passes through O and 55 . A point 54 is located on the outer circle, and a dashed line connects O to 54 . A force vector F_{x1} originates from 53 and points towards 54 . An angle θ is indicated between the dashed line $O53$ and the dashed line $O55$. The outer circle is labeled 50 .

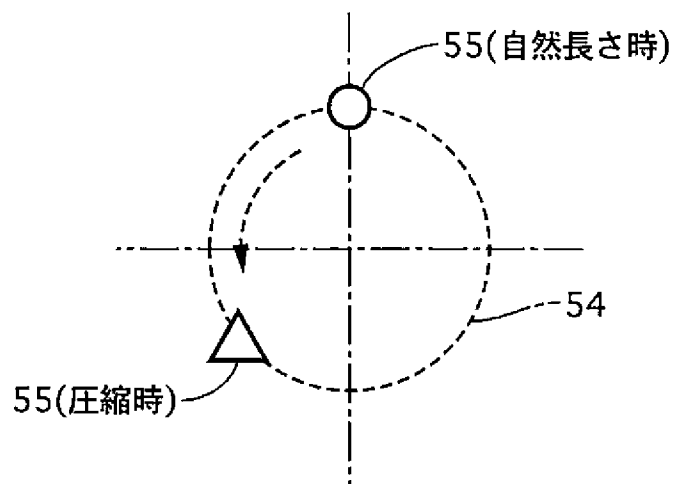
[図6]



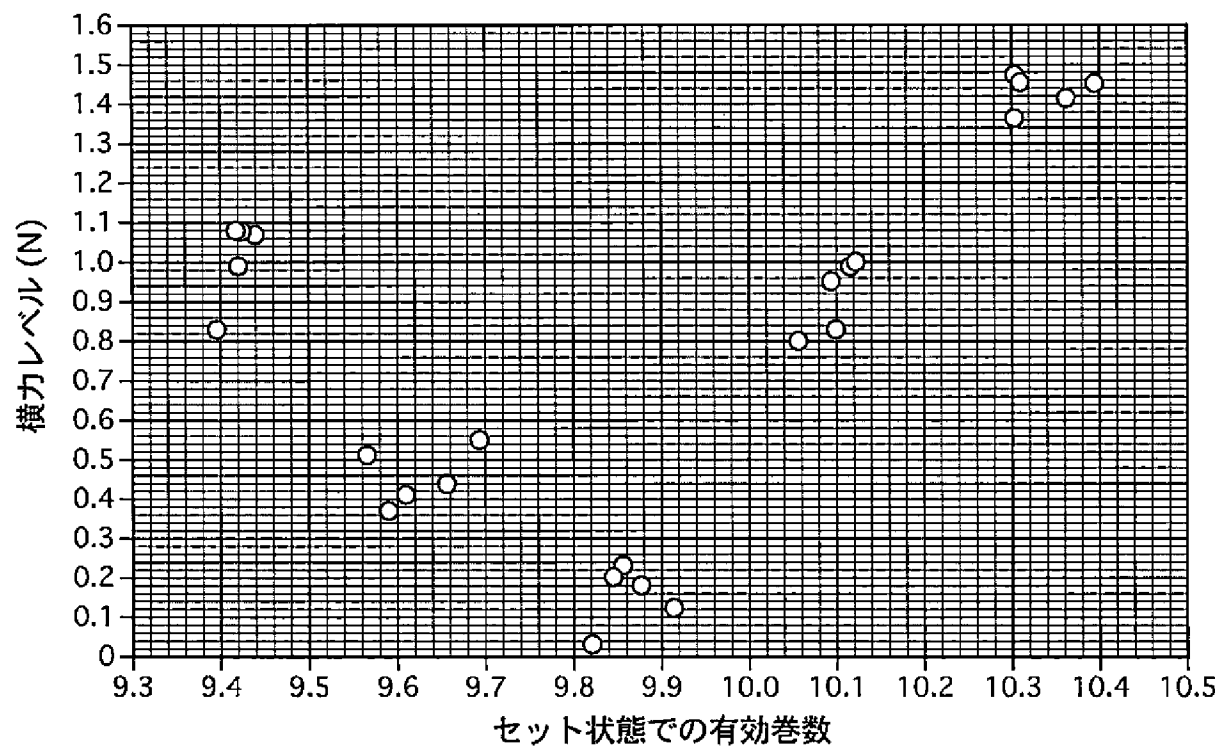
[図7]



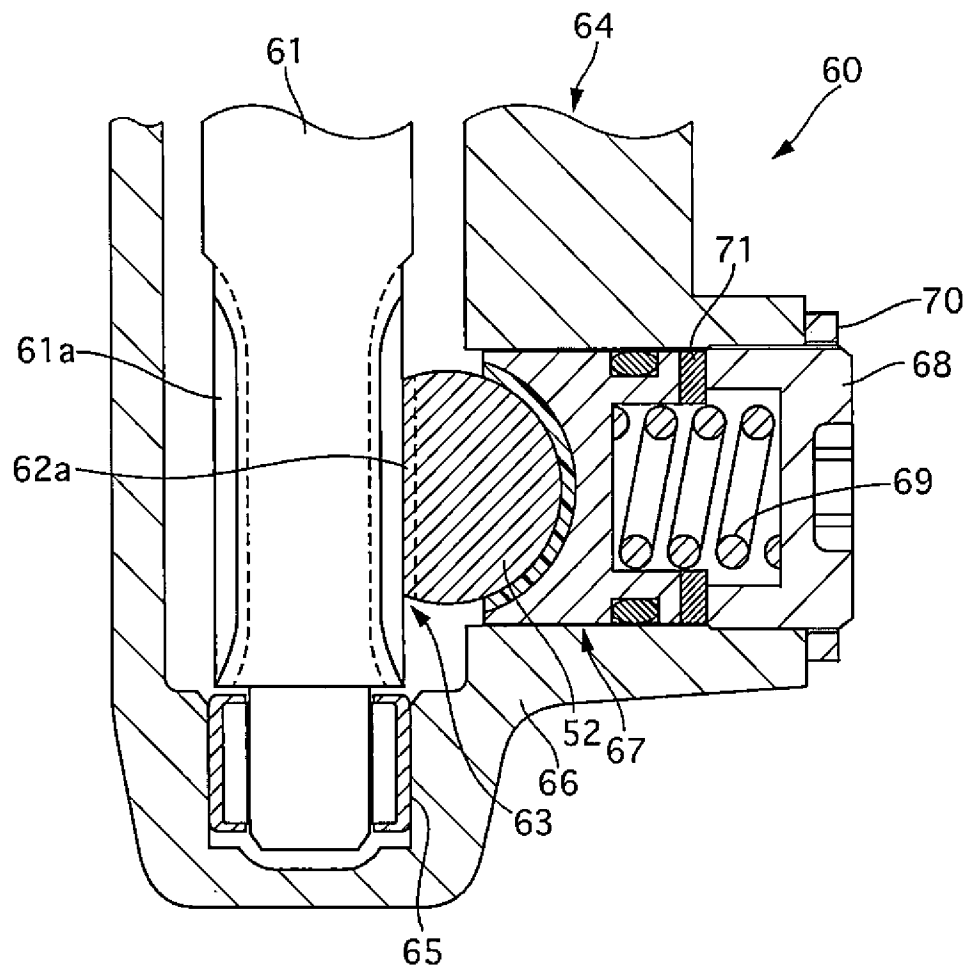
[図8]



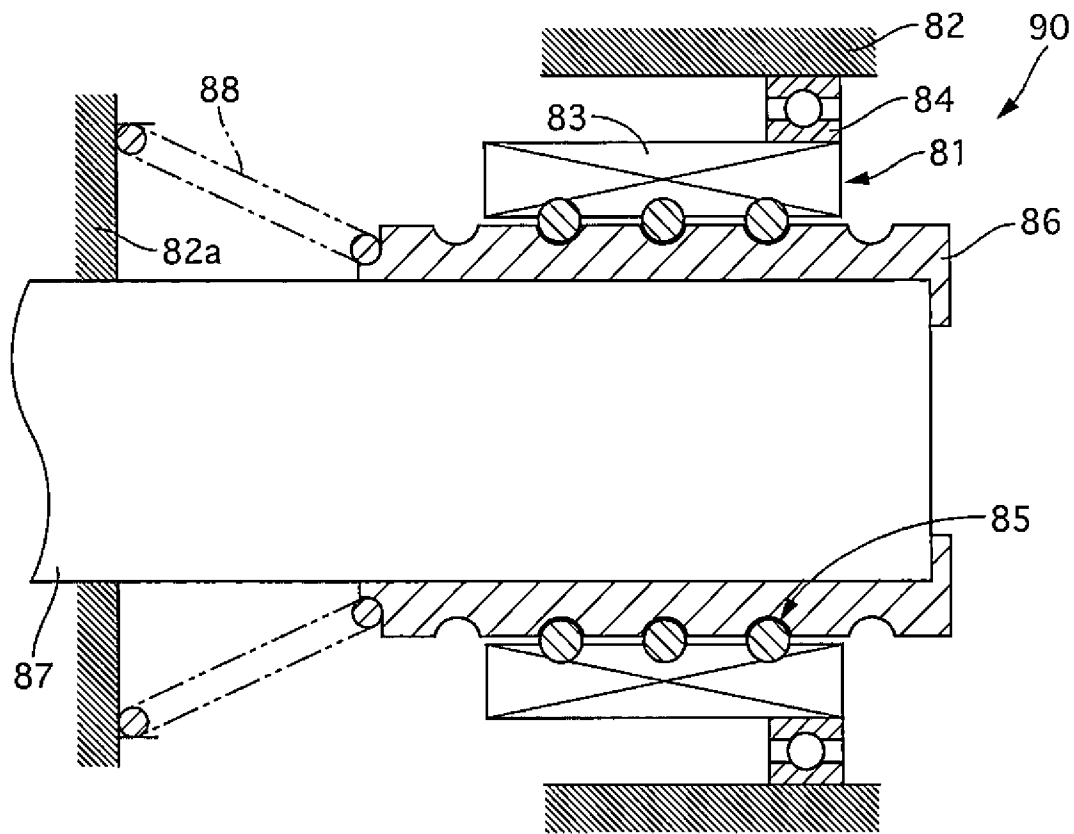
[図9]



[図10]



[図11]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/037810

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F16F1/06(2006.01)i, F04C2/344(2006.01)i, F04C14/22(2006.01)i, F16K17/04(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)

Int.Cl. F16F1/06, F04C2/344, F04C14/22, F16K17/04

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

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2017
Registered utility model specifications of Japan	1996-2017
Published registered utility model applications of Japan	1994-2017

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 08-326807 A (CHUO SPRING CO., LTD.) 10 December 1996, claim 1, paragraphs [0002]-[0014], fig. 1-3 (Family: none)	1-12
A	JP 2000-205320 A (SUNCALL CORP.) 25 July 2000, claims 1-2, paragraphs [0012]-[0051], fig. 1-8 (Family: none)	1-12



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
18 December 2017

Date of mailing of the international search report
09 January 2018

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

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/037810

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-071371 A (SHOWA CORPORATION) 02 April 2010, claims 1-2, paragraphs [0011]-[0030], fig. 1-5 (Family: none)	1-12
A	JP 2008-020061 A (KYOSAN DENKI CO., LTD.) 31 January 2008, paragraphs [0020]-[0054], fig. 1-15 & US 2008/0042092 A1, paragraphs [0045]-[0078], fig. 1-15 & EP 1867901 A2 & KR 10-2007-0118975 A & AU 2007202722 A & CN 101089383 A & RU 2007121539 A	1-12
A	JP 2000-170809 A (CANON INC.) 23 June 2000, paragraphs [0009]-[0026], fig. 1-9 (Family: none)	1-12
A	JP 2012-082762 A (UNISIA JKC STEERING SYSTEM CO., LTD.) 26 April 2012, paragraphs [0013]-[0063], fig. 1-16 & US 2011/0142703 A1, paragraphs [0106]-[0166], fig. 1-16 & DE 102010054268 A & CN 102444578 A	1-12

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））

Int.Cl. F16F1/06(2006.01)i, F04C2/344(2006.01)i, F04C14/22(2006.01)i, F16K17/04(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. F16F1/06, F04C2/344, F04C14/22, F16K17/04

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017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 08-326807 A（中央発條株式会社）1996.12.10, 請求項1、【0002】－【0014】、図1－図3。 （ファミリーなし）	1－12
A	JP 2000-205320 A（サンコール株式会社）2000.07.25, 請求項1－2、【0012】－【0051】、図1－図8。 （ファミリーなし）	1－12

☒ 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

18.12.2017

国際調査報告の発送日

09.01.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

杉山 豊博

3W

9038

電話番号 03-3581-1101 内線 3367

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2010-071371 A (株式会社ショーワ) 2010.04.02, 請求項1-2、 【0011】-【0030】、図1-図5。 (ファミリーなし)	1-12
A	JP 2008-020061 A (京三電機株式会社) 2008.01.31, 【0020】 -【0054】、図1-図15。 & US 2008/0042092 A1, [0045]-[0078], FIG. 1-FIG. 15 & EP 1867901 A2 & KR 10-2007-0118975 A & AU 2007202722 A & CN 101089383 A & RU 2007121539 A	1-12
A	JP 2000-170809 A (キヤノン株式会社) 2000.06.23, 【0009】 -【0026】、図1-図9。 (ファミリーなし)	1-12
A	JP 2012-082762 A (ユニシア ジェーケーシー ステアリングシス テム株式会社) 2012.04.26, 【0013】-【0063】、図1-図 16。 & US 2011/0142703 A1, [0106]-[0166], FIG. 1-FIG. 16 & DE 102010054268 A & CN 102444578 A	1-12