

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016年9月29日(29.09.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/152973 A1

- (51) 国際特許分類:
F16D 65/18 (2006.01) *F16D 125/40* (2012.01)
B60T 13/74 (2006.01) *F16D 125/66* (2012.01)
F16D 121/24 (2012.01) *F16D 127/10* (2012.01)
F16D 125/36 (2012.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2016/059374
- (22) 国際出願日: 2016年3月24日(24.03.2016)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2015-061976 2015年3月25日(25.03.2015) JP
- (71) 出願人: 曙ブレーキ工業株式会社(AKEBONO BRAKE INDUSTRY CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町19番5号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 前原 利史(MAEHARA Toshifumi); 〒1038534 東京都中央区日本橋小網町19番5号 曙ブレーキ工業株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人栄光特許事務所(EIKOH PATENT FIRM, P.C.); 〒1050003 東京都港区西新橋一丁目7番13号 虎ノ門イーストビルディング10階 Tokyo (JP).

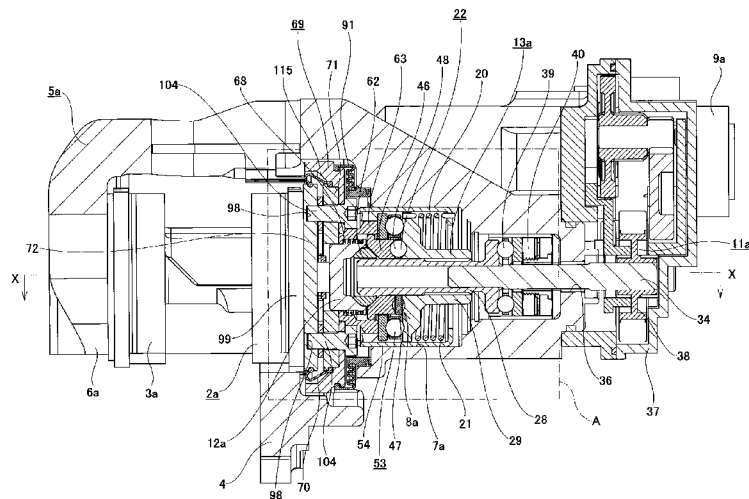
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (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))

(54) Title: ELECTRIC DISC BRAKE DEVICE

(54) 発明の名称: 電動式ディスクブレーキ装置



(57) Abstract: The present invention is provided with: a feed screw mechanism (13a) to push, on the basis of rotation of an electric motor (9a), a piston (12a) to the outer side until a gap between an inner pad (2a) and a rotor side face is eliminated; a ball ramp mechanism (22) to push, on the basis of the rotation of the electric motor (9a), the piston (12a) to the outer side after the gap is eliminated; and a self-servo mechanism (69) to generate, on the basis of a brake tangential force that acts on the inner pad (2a) by way of the inner pad (2a) pressing into the rotor by operation of the ball ramp mechanism (22), an axial force in the direction in which the inner pad (2a) is pressed into a rotor. In addition, a second thrust ball bearing (53) is provided to receive the reactive force of the axial force generated by the self-servo mechanism (69).

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2016/152973 A1



電動モータ（９ a）の回転に基づいて、インナパッド（２ a）とロータの側面との間の隙間を解消させるまで、ピストン（１ ２ a）をアウト側に押し出す送りねじ機構（１ ３ a）と、この隙間が解消した後、電動モータ（９ a）の回転に基づいて、ピストン（１ ２ a）をアウト側に押し出すボールランプ機構（２ ２）と、ボールランプ機構（２ ２）が作動してインナパッド（２ a）がロータに押し付けられる事によりこのインナパッド（２ a）に作用するブレーキ接線力に基づいて、インナパッド（２ a）をロータに押し付ける方向の軸力を発生する自己サーボ機構（６ ９）とを設ける。更に、自己サーボ機構（６ ９）が発生した軸力の反力を受ける為の第二のスラスト玉軸受（５ ３）を設ける。

明 細 書

発明の名称：電動式ディスクブレーキ装置

技術分野

[0001] 本発明は、電動式ディスクブレーキ装置に関する。

背景技術

[0002] 電動モータを駆動源とする電動式ディスクブレーキ装置は、従来から広く実施されている油圧式のディスクブレーキに比べて、配管が不要になり、製造の容易化、低コスト化を図れるだけでなく、用済のブレーキ液が生じず環境負荷が少ない、ブレーキ液の移動がない分だけ応答性の向上を図れる等、多くの利点がある為、研究が進められている。このような電動式ディスクブレーキ装置では、電動モータの回転運動を増力しつつ直線運動に変換し、一對のパッドをロータの両側面に強く押し付ける必要がある。このような事情に鑑みて、歯車式等の減速機とボール・ランプ式の増力機構とを組み合わせた電動式ディスクブレーキ装置が、特許文献 1 に記載されるように、従来から各種提案されている。

[0003] 図 20 は、特許文献 1 に記載された、従来構造の 1 例を示している。この電動式ディスクブレーキ装置は、一般的な油圧式のディスクブレーキと同様に、車輪と共に回転するロータ 1 を挟んでインナパッド 2 及びアウトパッド 3 が、前記ロータ 1 の軸方向の変位を可能に設置されている。この為に、前記ロータ 1 に隣接する状態でサポート 4（本発明の実施の形態の第 1 例を示す図 1 参照）が、車体に支持（懸架装置を構成するナックルに固定）されている。前記インナ、アウト両パッド 2、3 は、前記ロータ 1 を軸方向両側から挟む状態で、軸方向（アウト側とは、車体への組み付け状態で前記車体の幅方向外側を、インナ側とは、同じく中央側を、それぞれ言う。又、軸方向とは、特に断らない限り、ロータ 1 の軸方向を言う。何れも、本明細書及び請求の範囲全体で同じ。）の変位を可能に、前記サポート 4 に支持されている。

[0004] 又、前記サポート４にキャリパ５が、軸方向の変位を可能に組み付けられている。前記キャリパ５は、アウト側端部にキャリパ爪６を有し、インナ側部分の内部にシリンダ７を有している。そして、前記キャリパ爪６が、前記アウトパッド３のアウト側面に対向させられると共に、前記シリンダ７内に設けた推力発生機構８により、前記インナパッド２が前記ロータ１のインナ側面に向け押圧される様に構成されている。制動時には、前記推力発生機構８により前記インナパッド２が前記ロータ１のインナ側面に押し付けられると、前記キャリパ５がインナ側に変位し、前記キャリパ爪６が前記アウトパッド３を前記ロータ１のアウト側面に押し付ける。この結果、前記ロータ１が軸方向両側から強く挟持されて、制動が行われる。以上の構成及び作用は、広く実施されている油圧式のディスクブレーキ装置と同様である。

[0005] 電動式ディスクブレーキ装置の場合には、電動モータ９を駆動源として、前記インナパッド２を前記ロータ１のインナ側面に押し付ける為に、前記電動モータ９の出力軸１０と前記インナパッド２のインナ側面との間に、歯車式の減速機１１と、前記推力発生機構８と、ピストン１２とが設けられている。前記減速機１１で減速されると共にトルクを増大された回転力は、送りねじ機構１３を介して、ボールランプ式の増力機構１４に伝達され、前記増力機構１４を構成する駆動側ロータ１５を回転させる。尚、前記駆動側ロータ１５は、前記インナ、アウト両パッド２、３と前記ロータ１の側面との間の隙間が解消される迄の間は、前記送りねじ機構１３の機能により、アウト側に平行移動する。これに対して、前記隙間が解消し、前記送りねじ機構１３の機能が停止した後は回転する。すると、前記駆動側ロータ１５のアウト側面に、軸方向に関する高さが円周方向に関して互いに同方向に漸次変化した状態で設けられた複数の駆動側ランプ軌道１６、１６と、前記ピストン１２のインナ側面に添設した被駆動側ステータ１７のインナ側面に、軸方向に関する高さが円周方向に関して前記各駆動側ランプ軌道１６、１６と逆方向に漸次変化する状態で設けられた複数の被駆動側ランプ軌道１８、１８と、これら両ランプ軌道１６、１８同士の間挟持した複数個のボール１９との

係合（転がり接触）に基づいて、前記駆動側ロータ 15 と前記被駆動側ステータ 17 との間隔が、大きな力で広げられる。この結果、前記ピストン 12 のアウト側面が、前記インナパッド 2 のインナ側面に強く押し付けられる。

[0006] 上述の様な電動式ディスクブレーキ装置の場合、前記増力機構 14 が、前記駆動側ロータ 15 と、前記被駆動側ステータ 17 と、前記各ボール 19 とにより構成された、所謂 1 段階式の増力機構が採用されている。

一方、特許文献 2 には、第一増力機構（第一ランプ機構）と、第二増力機構（第二ランプ機構）とが、推力の伝達方向に関して互いに直列に設けられた、所謂 2 段階式の増力機構を採用した電動式ディスクブレーキ装置に関する発明が記載されている。この様な特許文献 2 に記載された発明によれば、前記 1 段階式の増力機構を採用した構造と比べて、増力機構全体としてのストロークを十分に確保しつつ、前記増力機構全体としての増力比を十分に確保して、インナパッドをロータのインナ側面に押し付ける力（総推力）を十分に大きくする事ができる。但し、特許文献 2 に記載された発明の場合、制動時に、電動モータの回転力に基づいて前記第一増力機構及び前記第二増力機構が順次作動させられる。この為、1 段階式の増力機構を採用した構造と比べて、第二増力機構を作動させる分だけ消費電力量が多くなる。

又、特許文献 2 に記載された構造の場合、本願発明の拡張機構の一部に相当する前記第二増力機構（第二ランプ機構）が作動して発生した軸力に基づく反力は、総て前記第二増力機構に加わる。この為、前記第二増力機構を構成する駆動側ロータと各ボールとの接触部、及び被駆動側ステータと各ボールとの接触部に大きな面圧が作用し、当該部分に発生するヘルツ応力が高くなってしまう可能性がある。

先行技術文献

特許文献

[0007] 特許文献 1：日本国特開 2004-169729 号公報

特許文献 2：日本国特開 2014-219041 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0008] 本発明は、上述の様な事情に鑑みて、パッドをロータの側面に押し付ける力（総推力）を十分に大きくできる構造を採用した場合にも、消費電力量を抑える事ができ、更に、拡張機構を構成する部材に生じるヘルツ応力を小さく抑えられる構造を実現すべく発明したものである。

課題を解決するための手段

[0009] 本発明に係る上記目的は、下記構成により達成される。

（１） 車輪と共に回転するロータを軸方向両側から挟む状態で配置されたアウト側とインナ側の一对のパッドと、

その一部が、これら両パッドのうちの一方のパッドの軸方向側面に対向する位置に設けられたシリンダ内に配置されており、前記パッドを前記ロータに近付く方向に変位させる為の拡張機構とを備えた電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記拡張機構は、駆動源の回転駆動力に基づいて、前記パッドと前記ロータの側面との間の隙間を解消させるまで、前記パッドを前記ロータに向けて軸方向に押し出す軸送り機構と、

前記隙間が解消し、前記軸送り機構の軸方向への移動が停止した後、前記駆動源の回転駆動力に基づいて作動する事により、前記パッドを前記ロータに向けて変位させる為の作用力を発生するパッド作用力伝達機構と、

前記パッド作用力伝達機構が作動する事により発生した作用力に基づいて、前記パッドが前記ロータに押し付けられる事により、前記パッドに作用するブレーキ接線力に基づいて、前記パッドを前記ロータに押し付ける方向の軸力を発生する自己サーボ機構とを有しており、

前記自己サーボ機構が作動する事により発生した軸力の反力が、スラスト軸受を介して前記軸送り機構に伝達される電動式ディスクブレーキ装置。

[0010] （２） 前記パッド作用力伝達機構と、前記自己サーボ機構とが、軸方向に関して直列に配置されている、上記（１）に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

(3) 前記軸送り機構（例えば、送りねじ機構）が、前記シリンダ内の最内径位置に配置された部材を含んで構成されている、上記（1）又は（2）に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

なお、具体的には、例えば、前記軸送り機構（例えば、送りねじ機構）が、前記シリンダの中心軸上に配置された軸部材（例えば、駆動源により回転駆動される回転軸）と、前記軸部材に対して一体に回転可能な状態に外嵌された雄ねじ部材と、前記雄ねじ部材に螺合された雌ねじ部材とにより構成される。

(4) 前記パッド作用力伝達機構が作動して発生する作用力が、前記自己サーボ機構を構成するサーボプレートを通じて、前記パッドに伝わる事により、前記パッドが前記ロータに押し付けられる、上記（1）～（3）のうちの何れか1に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

[0011] (5) 前記サーボプレートが、前記パッドに作用するブレーキ接線力に基づいて、前記パッドと共に、前記ブレーキ接線力の方向に変位可能な状態に設けられている、上記（4）に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

(6) 前記パッド作用力伝達機構が、可逆性の軸力変換機構であり、軸方向の押圧力を発生するものである、上記（1）～（5）のうちの何れか1に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

(7) 前記軸力変換機構が、ボールランプ機構である、上記（6）に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

[0012] (8) 前記パッド作用力伝達機構が、可逆性の接線力変換機構（偏心カム機構）で前記サーボプレートを前記ブレーキ接線力の方向に変位させる為の作用力を付与するものであり、

前記サーボプレートの変位に伴って発生した軸力により、前記パッドを前記ロータに押し付ける、上記（4）又は（5）に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

(9) 前記接線力変換機構が、偏心カム機構である、上記（8）に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

(10) 前記軸送り機構が、非可逆性を有している、上記(1)～(9)のうちの何れか1に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

発明の効果

[0013] 上述の様に構成の電動式ディスクブレーキ装置によれば、パッドをロータの側面に押し付ける力(総推力)を十分に大きくする事ができる構造を採用した場合にも、消費電力量を抑える事ができ、更に、サーボ機構が作動した際に拡張機構を構成する部材に加わる反力を小さく抑えられる。

即ち、上記構成の電動式ディスクブレーキ装置の場合、パッド作用力伝達機構が作動する事により発生した作用力に基づいて、前記パッドが前記ロータに押し付けられる事により前記パッドに作用するブレーキ接線力に基づいて、前記パッドを前記ロータに押し付ける方向の軸力を発生する自己サーボ機構を備えている。この様な自己サーボ機構は、前述した特許文献2に記載された第二増力機構(第二ランプ機構)の様に、駆動源(電動モータ)の回転力に基づいて作動するものではない。この為、自己サーボ機構により大きな推力を発生させる事ができ、しかも、消費電力量を抑える事ができる。

又、上記構成の電動式ディスクブレーキ装置の場合、自己サーボ機構が作動した際に発生する軸力の反力が拡張機構とは別に設けたスラスト軸受により支承される様に構成されている。この為、前記自己サーボ機構が作動する事により発生する軸力に基づいて、前記拡張機構を構成する部材に加わる反力の大きさを小さくする事ができる。

図面の簡単な説明

[0014] [図1]図1は、本発明の実施の形態の第1例の電動式ディスクブレーキ装置の構造を示す断面図。

[図2]図2は、図1のA部拡大図。

[図3]図3は、図1に示したシリンダ内に配置される部品、及び自己サーボ機構を取り出して、アウト側から見た状態で示す分解斜視図。

[図4]図4は、図1のX-X断面図。

[図5]図5は、一部を省略して示す、図4のB部拡大図。

[図6]図 6 は、図 4 の C 部拡大図。

[図7]図 7 は、図 2 の Y-Y 断面図。

[図8]図 8 は、図 1 に示したシリンダ内に配置される各部品、自己サーボ機構、及びインナパッドを組み立てた状態で示す平面図。

[図9]図 9 は、図 1 に示したシリンダ内に配置される各部品、自己サーボ機構、及びインナパッドを組み立てた状態で示す斜視図。

[図10]図 10 は、本発明の実施の形態の第 1 例の電動式ディスクブレーキ装置の斜視図。

[図11]図 11 は、図 10 の上方から見た平面図。

[図12]図 12 は、図 11 の左方から見た正面図。

[図13]図 13 は、図 11 の下方から見た側面図。

[図14]図 14 は本発明の実施の形態の第 2 例の電動式ディスクブレーキ装置の構造を示す断面図。

[図15]図 15 は、図 14 の要部拡大図。

[図16]図 16 は、図 14 に示したシリンダ内に配置される部品、及び自己サーボ機構を取り出して、アウト側から見た状態で示す分解斜視図。

[図17]図 17 は、図 14 の X-X 断面図。

[図18]図 18 は、一部を省略して示す、図 4 の要部拡大図。

[図19]図 19 は、図 15 の Y-Y 断面図。

[図20]図 20 は、従来構造の電動式ディスクブレーキ装置の構造の 1 例を示す断面図。

発明を実施するための形態

[0015] [実施の形態の第 1 例]

本発明の実施の形態の第 1 例に就いて、図 1 ～ 13 により説明する。本第 1 例の電動式ディスクブレーキ装置は、フローティングキャリパ型であり、車輪（図示せず）と共に回転するロータ 1（図 20 参照）の外径寄り部分を跨ぐ状態で設けたサポート 4 に、1 対のガイドピン 20 a、20 a により、キャリパ 5 a が、前記ロータ 1 の軸方向の変位を可能に支持されている。又

、インナパッド2 a 及びアウトパッド3 a は、前記サポート4 に対して軸方向の変位可能に設けられており、これらインナ、アウト両パッド2 a、3 a を跨ぐ状態で、前記キャリパ5 a が配設されている。又、前記キャリパ5 a のアウト側端部にはキャリパ爪6 a が設けられ、インナ側にはシリンダ7 a が設けられている。

[0016] 本第1 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記シリンダ7 a の内側に、電動式の推力発生機構8 a を備えている。

前記推力発生機構8 a は、ケース2 0 と、前記ケース2 0 の内側に設けられた、請求の範囲に記載した軸送り機構に相当する送りねじ機構1 3 a と、プリセットスプリング2 1 と、回転力を軸力に変換する軸力変換機構であるボールランプ機構2 2 とを有している。本第1 例の場合、前記送りねじ機構1 3 a と、前記ボールランプ機構2 2 と、後述する自己サーボ機構6 9 とが、請求の範囲に記載した拡張機構を構成している。又、前記ボールランプ機構2 2 が、請求の範囲に記載したパッド作用力伝達機構及び軸力変換機構に相当する。

このうちのケース2 0 は、円筒状部材であり、インナ側端部に前記ケース2 0 の径方向内側に折り曲げられた内向鏢部2 3 が形成されている。前記内向鏢部2 3 の円周方向1 箇所位置には、前記内向鏢部2 3 を軸方向に貫通した貫通孔2 4 が形成されている。又、前記内向鏢部2 3 のうち、前記ケース2 0 の径方向に関して反対側となる2 箇所位置（図3 の左右2 箇所位置）には、一对のインナ側切欠き2 5、2 5 が形成されている。又、前記ケース2 0 のアウト側端部のうち、前記ケース2 0 の径方向に関して反対側となる2 箇所位置（図3 の上下2 箇所位置）には、一对のアウト側切欠き2 6、2 6 が形成されている。又、前記ケース2 0 のアウト側端部のうち、これらアウト側切欠き2 6、2 6 から前記ケース2 0 の円周方向に約9 0 度ずれた2 箇所位置（図3 の左右2 箇所位置）には、前記ケース2 0 の径方向に関して内側に折り曲げられた一对の内向係合片2 7、2 7 が形成されている。このようなケース2 0 は、前記シリンダ7 a の内周面に、前記シリンダ7 a に対する

軸方向の変位を可能な状態で内嵌されている。尚、前記ケース 20 は、後述するプラグ部材 63 との係合により、前記シリンダ 7a に対する回り止めを図られている。

[0017] 前記送りねじ機構 13a は、回転軸 34 と、アジャスタスクリュ 28 と、ランプロータ 29 とにより構成されている。

このうちの回転軸 34 は、軸方向中間部を前記シリンダ 7a の奥端面に形成された貫通孔 36 に挿通された状態で設けられており、軸方向中間部の外周面に雄スプライン部 35 が形成されている。前記回転軸 34 は、前記シリンダ 7a 内の最内径部分に配置されている。この様な回転軸 34 のうち、前記シリンダ 7a からインナ側に突出したインナ側端部は、ケーシング 37 内に収納された減速機 11a を構成する最終歯車 38 の内側に相対回転不能に係合されている。この様にして電動モータ 9a により、前記回転軸 34 及び前記アジャスタスクリュ 28 が回転駆動可能とされている。

[0018] 前記アジャスタスクリュ 28 は、筒状部材であり、インナ側端部外周面に、全周に亘り前記アジャスタスクリュ 28 の径方向に関して外側に突出したフランジ部 30 が形成されている。前記フランジ部 30 のインナ側面には、後述する第一のスラスト玉軸受 39 を構成するアウト側軌道面 31 が形成されている。又、前記アジャスタスクリュ 28 の軸方向中間部外周面には雄ねじ部 32 が形成されている。又、前記アジャスタスクリュ 28 の内周面の少なくとも一部（インナ側端部寄り部分からインナ側端部に掛けての部分）には、雌スプライン部 33 が形成されている。この様なアジャスタスクリュ 28 は、前記雌スプライン部 33 が、前記回転軸 34 の外周面のアウト側端部寄り部分に形成された雄スプライン部 35 に、スプライン係合された状態で設けられている。従って、前記アジャスタスクリュ 28 は、前記回転軸 34 と一体的に回転可能である。

尚、本第 1 例の場合、前記アジャスタスクリュ 28 のフランジ部 30 と、前記シリンダ 7a の奥端面との間には、アウト側から順に、第一のスラスト玉軸受 39、アキシャル荷重を測定する為の軸力センサユニット 40 が配置

されている。

[0019] 前記ランプロータ 29 は、筒状部材であり、アウト側端部外周面に、全周に亘り前記ランプロータ 29 の径方向に関して外側に突出したフランジ部 41 が形成されている。又、前記ランプロータ 29 の内周面には雌ねじ部 42 が形成されている。又、前記フランジ部 41 のアウト側面のうち、前記ランプロータ 29 の径方向に関する内端寄り部分には、前記ランプロータ 29 の円周方向に離隔した状態で 3 つの駆動側ランプ軌道 43、43 が形成されている。これら各駆動側ランプ軌道 43、43 の軸方向に関する高さは、円周方向に関して互いに同方向に漸次変化している。又、前記フランジ部 41 のアウト側面のうち、前記ランプロータ 29 の径方向外端寄り部分には、後述する第二のスラスト玉軸受 53 を構成するインナ側軌道 44 が形成されている。又、前記フランジ部 41 のうち、前記ランプロータ 29 の径方向外端部で、且つ、前記フランジ部 41 の円周方向に関する 1 箇所位置には、前記フランジ部 41 を軸方向に貫通した貫通孔 45 が形成されている。この様なランプロータ 29 は、前記雌ねじ部 42 を、前記アジャスタスクリュ 28 の雄ねじ部 32 に螺合させた状態で設けられている。

本第 1 例の場合、前記送りねじ機構 13a は、力の伝達に関して非可逆性を有している。従って、電動モータ 9a への通電を停止した状態では、制動時に発生する軸力の反力に基づいて、前記アジャスタスクリュ 28 と前記ランプロータ 29 とが、制動前の状態に戻る事はない。この様にして、前記電動モータ 9a への通電を停止した状態でも制動力を保持できる様にしている。

[0020] 以上の様に、本第 1 例の送りねじ機構 13a は、前記シリンダ 7a の中心軸上に配置された前記回転軸 34 に対して軸方向変位を可能な状態に外嵌された前記アジャスタスクリュ 28 と、前記アジャスタスクリュ 28 に組み合わせた前記ランプロータ 29 とにより構成されている。この為、前記送りねじ機構 13a を作動する為の慣性モーメントを小さくする事ができる。この結果、前記電動モータ 9a の負荷を減らして、消費電力量を減らす事が可能

となる。

[0021] 前記プリセットスプリング 21 は、捩じりコイルばねであり、インナ側端部が前記ケース 20 の貫通孔 24 に係止されると共に、アウト側端部が前記ランプロータ 29 の貫通孔 45 に係止された状態で設けられている。この状態で、前記プリセットスプリング 21 は、前記ランプロータ 29 に対し回転方向の弾性付勢力を付与している。前記弾性付勢力の方向は、前記アジャスタスクリュ 28 の雄ねじ部 32 と、前記ランプロータ 29 の雌ねじ部 42 との螺合に基づいて、前記ランプロータ 29 をインナ側に変位させる方向としている。

[0022] 前記ボールランプ機構 22 は、前記ランプロータ 29 と、ランプステータ 46 と、保持器 47 と、3つのボール 48、48 とにより構成されている。

このうちのランプステータ 46 は、筒状部材であり、アウト側端部外周面のうち、前記ランプステータ 46 の円周方向に関する 2箇所位置（図 3 の上下 2箇所位置）に、前記ランプステータ 46 の径方向に関して外側に突出した一对の係合凸部 49、49 が形成されている。又、前記ランプステータ 46 の内周面のアウト側半部には、アウト側に向かうほど内径寸法が大きくなる部分円錐凹面部 50 が形成されている。又、前記ランプステータ 46 のインナ側端面には、円周方向に離隔した状態で 3つの被駆動側ランプ軌道 51、51 が形成されている。これら各被駆動側ランプ軌道 51、51 は、軸方向に関する高さが円周方向に関して前記各駆動側ランプ軌道 43、43 と逆方向に漸次変化する状態で設けられている。この様なランプステータ 46 は、前記アジャスタスクリュ 28 の外周面のうちの、前記ランプロータ 29 よりもアウト側部分に、前記アジャスタスクリュ 28 に対する軸方向の変位を可能な状態で外嵌されている。

[0023] 前記保持器 47 は、円輪状部材であり、前記保持器 47 の円周方向に関する 3箇所位置にポケット 52、52 を有している。

前記各ボール 48、48 は、前記保持器 47 の各ポケット 52、52 に保持された状態で、前記ランプロータ 29 の駆動側ランプ軌道 43、43 と、

前記ランプステータ４６の被駆動側ランプ軌道５１、５１との間に挟持されている。尚、前記ランプロータ２９の駆動側ランプ軌道４３、４３及び前記ランプステータ４６の被駆動側ランプ軌道５１、５１の傾斜角度は、セルフロックしない範囲で適宜設定するものである。

又、本第１例の場合、前記ボールランプ機構２２は、可逆性を有するものとしている。従って、電動モータ９ａへの通電を停止した状態では、制動時に発生する軸力の反力に基づいて、前記ランプロータ２９と前記ランプステータ４６とが、制動前の状態に戻る方向に変位する事が可能である。この様にして、前記ボールランプ機構２２が制動解除の際にロックする事を防止している。

[0024] 又、本第１例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ケース２０の内側、且つ前記ボールランプ機構２２の径方向外側に第二のスラスト玉軸受５３を備えている。本第１例の場合、前記第二のスラスト玉軸受５３が、請求の範囲に記載したスラスト軸受に相当する部材である。本第１例の場合、前記第二のスラスト玉軸受５３を、前記送りねじ機構１３ａよりも前記ロータ１側、且つ、ボールランプ機構２２と前記シリンダ７ａの径方向に重畳した状態で設けている。

[0025] 前記第二のスラスト玉軸受５３は、前述したランプロータ２９と、アウト側軌道輪５４と、保持器５５と、複数個の玉５６、５６とにより構成されている。

このうちのアウタ側軌道輪５４は、円輪状部材であり、インナ側面にアウタ側軌道５７が形成されている。この様なアウタ側軌道輪５４は、前記ランプステータ４６の軸方向中間部外周面に、前記ランプステータ４６に対する軸方向変位を可能な状態で外嵌されている。

前記保持器５５は、円輪状部材であり、前記保持器５５の円周方向に関する複数箇所にポケット５８、５８を有している。

前記各玉５６、５６は、前記保持器５５の各ポケット５８、５８に保持された状態で、前記ランプロータ２９のインナ側軌道４４と、前記アウタ側軌

道輪 5 4 のアウト側軌道 5 7 との間に転動自在に設けられている。

[0026] 又、本第 1 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ランプステータ 4 6 のアウト側にピストン 1 2 a を備えている。

前記ピストン 1 2 a は、インナ側のみが開口した有底円筒状である。又、前記ピストン 1 2 a のインナ側端部外周面には、全周に亙り前記ピストン 1 2 a の径方向に関して外側に突出した外向鏝部 5 9 が形成されている。又、前記ピストン 1 2 a の内周面のインナ側半部は、インナ側に向かうほど内径が大きくなる部分円錐凹面部 6 0 と、前記部分円錐凹面部 6 0 のインナ側に設けられた円筒面部 6 1 とから成る。この様なピストン 1 2 a は、インナ側端面を、前記ランプステータ 4 6 のアウト側端面に近接対向させた状態で設けられている。

[0027] 又、本第 1 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ランプステータ 4 6 と前記ピストン 1 2 a との間に、鉄系合金製のイコライザ部材 6 2 を備えている。前記イコライザ部材 6 2 は、制動時に於ける、前記キャリパ 5 a の変形に基づく偏荷重が、前記ボールランプ機構 2 2 に入力される事を防止する為のものである。前記イコライザ部材 6 2 は、自身の中心軸を含む仮想平面に関する断面形状が、前記イコライザ部材 6 2 の径方向に関して外側に向かうほど軸方向寸法が小さくなる略台形状の筒状部材である。この様なイコライザ部材 6 2 は、前記アジャスタスクリュ 2 8 のアウト側端部外周面と、前記ランプステータ 4 6 の部分円錐凹面部 5 0 と、前記ピストン 1 2 a の部分円錐凹面部 6 0 及び円筒面部 6 1 とにより囲まれた空間に配置されている。この状態で、前記イコライザ部材 6 2 のインナ側端部外周面は、前記ランプステータ 4 6 の部分円錐凹面部 5 0 に当接している。一方、前記イコライザ部材 6 2 のアウト側端部外周面は、前記ピストン 1 2 a の部分円錐凹面部 6 0 に当接している。従って、前記ランプステータ 4 6 は、前記ピストン 1 2 a に対して、前記イコライザ部材 6 2 を介して軸力を伝達する事ができる。

[0028] 又、本第 1 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ケース 2 0 の内側、且つ前記ピストン 1 2 a のインナ側半部及び前記ランプステータ 4 6 のアウト

タ側端部の径方向外側にプラグ部材 6 3 を備えている。

前記プラグ部材 6 3 は、円輪状部材であり、外周面のうち、前記プラグ部材 6 3 の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置（図 3 の上下 2 箇所位置）に、軸方向から見た形状が円弧状に切り欠かれた一对の切欠き部 6 4、6 4 が形成されている。又、前記プラグ部材 6 3 の外周面のうち、これら両切欠き部 6 4、6 4 から前記プラグ部材 6 3 の円周方向に約 90 度ずれた 2 箇所位置（図 3 の左右 2 箇所位置）のアウト側半部は、平坦面状に切り欠かれており、当該位置のインナ側半部と前記平坦面状部分とは係合段部 6 5、6 5 により連続している。

[0029] 前記プラグ部材 6 3 のアウト側面のうち、前記プラグ部材 6 3 の径方向内端部には、全周に互リアウト側に突出した軸方向凸部 6 6 が形成されている。又、前記プラグ部材 6 3 の内周面のうち、軸方向に関して前記軸方向凸部 6 6 と整合する部分には、全周に互り前記プラグ部材 6 3 の径方向に関して内側に突出した内向鏝部 6 7 が形成されている。この様なプラグ部材 6 3 は、インナ側端面を、前記第二のスラスト玉軸受 5 3 を構成するアウト側軌道輪 5 4 のアウト側面に当接させた状態で、前記ピストン 1 2 a のインナ側半部及び前記ランプステータ 4 6 のアウト側端部の径方向に関して外側に設けられている。又、前記プラグ部材 6 3 は、前記両切欠き部 6 4、6 4 と後述するボルト 1 0 4、1 0 4 の頭部との係合により回り止めを図られている。

尚、上述の様な組み付け状態で、前記ケース 2 0 のアウト側端部に設けられた両内向係合片 2 7、2 7 は、インナ側面を前記プラグ部材 6 3 の係合段部 6 5、6 5 に対して、僅かな隙間を介して対向している。

[0030] 又、本第 1 例の場合、前記ピストン 1 2 a の外向鏝部 5 9 のアウト側面と前記プラグ部材 6 3 の内向鏝部 2 3 のインナ側面との間に、軸方向の弾性力を保持した状態でコイルばね 6 8 が設けられている。この様にして、前記ピストン 1 2 a を前記イコライザ部材 6 2 に対して押し付けている。

[0031] 又、本第 1 例の電動式ディスクブレーキ装置は、非電動式の推力発生機構である、自己サーボ機構 6 9 を備えている。本第 1 例の場合、前記自己サー

ボ機構 6 9 と、前記ボールランプ機構 2 2 とを、軸方向に関して直列に配置している。

この様な自己サーボ機構 6 9 は、サーボホルダ 7 0 と、ステータプレート 7 1 と、サーボプレート 7 2 と、保持器 7 3 と、4 個のローラ 7 4、7 4 とを備えている。

[0032] このうちのサーボホルダ 7 0 は、ホルダ基部 7 5 と、一对のフランジ部 7 6、7 6 とを備えている。

前記ホルダ基部 7 5 は、筒部 7 7 と、底板部 7 8 とから成る。

前記筒部 7 7 は、インナ側端部外周面に、全周に亙り第一ブーツ係止溝 7 9 が形成されている。又、前記筒部 7 7 の内周面は、インナ側端部に形成された小径円筒面部 8 0 と、前記小径円筒面部 8 0 のアウト側に設けられており、前記小径円筒面部 8 0 よりも内径寸法が大きい中径円筒面部 8 1 と、前記中径円筒面部 8 1 のアウト側に設けられており、アウト側に向かうほど内径寸法が大きくなる方向に傾斜した部分円錐凹面部 8 2 と、前記部分円錐凹面部 8 2 のアウト側に設けられており、前記中径円筒面部 8 1 よりも内径寸法が大きい大径円筒面部 8 3 とから成る。

[0033] 前記底板部 7 8 は、円輪状であり、前記筒部 7 7 のインナ側端部内周面に、前記筒部 7 7 の径方向に関して内側に突出した状態で一体に形成されている。前記底板部 7 8 の内径寸法は、前記プラグ部材 6 3 のアウト側端部外周面の外径寸法よりも僅かに大きい。この様な底板部 7 8 のうち、前記筒部 7 7 の径方向に関する中間部で、且つ前記筒部 7 7 の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置（図 3 の上下 2 箇所位置）には、前記底板部 7 8 を軸方向に貫通した一对の貫通孔 8 4、8 4 が形成されている。

[0034] 前記両フランジ部 7 6、7 6 は、前記筒部 7 7 の外周面のうち、前記筒部 7 7 の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置（図 3 の左右 2 箇所位置）に、前記筒部 7 7 の径方向に関して外側に突出した状態で形成されている。この様な両フランジ部 7 6、7 6 は、軸方向から見た形状が、略六角形状である。又、これら両フランジ部 7 6、7 6 のうち、前記ロータ 1 の周方向に関

して反対側の端部には、トルク伝達面 85（図 6 参照）が形成されている。前記トルク伝達面 85 は、制動時に前記サポート 4 のトルク受面 86 に当接する事により、前記ロータ 1 から前記インナパッド 2a に作用するブレーキ接線力を伝達する。尚、本第 1 例の場合、前記トルク伝達面 85 に金属板を所定形状に折り曲げ形成して成るパッドクリップ 87、87 が設けられている。一方、前記サポート 4 のトルク受面 86 にも、金属板を所定形状に折り曲げ形成して成るサポート側クリップ 88 が設けられている。又、前記両フランジ部 76、76 の径方向外端寄り部分にはそれぞれ、これら両フランジ部 76、76 を軸方向に貫通した一对の貫通孔 89、89 が形成されている。

[0035] この様なサーボホルダ 70 は、前記底板部 78 の内側に前記プラグ部材 63 の軸方向凸部 66 の外周面が挿入され、且つ、前記底板部 78 のインナ側面の径方向内端部が、前記プラグ部材 63 のアウト側端面に当接した状態で設けられている。従って、制動時（送りねじ機構の作動時）に於いて、前記プラグ部材 63 は、前記サーボホルダ 70 に軸力の伝達が可能である。

又、上述の様な組み付け状態で、前記シリンダ 7a のアウト側端部内周面に形成された第二ブーツ係止溝 90 と、前記サーボホルダ 70 の第一ブーツ係止溝 79 との間に、第一のブーツ 91 が設けられている。

[0036] 前記ステータプレート 71 は、円輪状部材であり、外周面のアウト側端部に全周に亘り、前記ステータプレート 71 の径方向に関する外側に突出した外向鏢部 92 が形成されている。又、前記ステータプレート 71 のうち、前記ステータプレート 71 の径方向に関する中間部で、且つ、前記ステータプレート 71 の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置（図 3 の上下 2 箇所位置）に、前記ステータプレート 71 を軸方向に貫通した一对の貫通孔 93、93 が形成されている。又、前記ステータプレート 71 のアウト側面の径方向中間部で、且つ、円周方向 4 箇所位置に、第一カム面 94、94 が形成されている。これら各第一カム面 94、94 は、制動時のブレーキ接線力の方角（図 3 の左右方向、図 7 の上下方向）に関して中央部が最も深く、前記ブ

ブレーキ接線力の方向に関して両端側に進むほど浅くなる（アウト側に向かう方向に傾斜した）状態に形成されている。この様なステータプレート 71 は、インナ側面のうち、前記ステータプレート 71 の径方向内端部を前記プラグ部材 63 の軸方向凸部 66 のアウト側端面に当接させると共に、前記インナ側面のうち、前記ステータプレート 71 の径方向内端寄り部分から径方向外端部に掛けての部分を、前記サーボホルダ 70 の底板部 78 のアウト側面に当接させた状態で、前記ピストン 12a のアウト側端部外周面に、前記ピストン 12a に対する軸方向の変位を可能な状態で外嵌されている。又、この様に組み付けられた状態で、前記ステータプレート 71 のインナ側端部外周面は、前記サーボホルダ 70 の小径円筒面部 80 に内嵌されている。

[0037] 前記サーボプレート 72 は、円板状部材であり、外周面の軸方向中間部に、全周に亘り係止凹溝 95 が形成されている。又、前記サーボプレート 72 のアウト側面のうち、前記サーボプレート 72 の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置（図 3 の左右方向）には、軸方向から見た形状が円形の 1 対の係合凹部 96、96 が形成されている。又、前記サーボプレート 72 のインナ側面のうち、前記サーボプレート 72 の径方向に関する中間部で、且つ、円周方向 4 箇所位置には、第二カム面 97、97（図 7 参照）が形成されている。これら各第二カム面 97、97 は、制動時のブレーキ接線力の方向（図 7 の上下方向）に関して中央部が最も深く、前記ブレーキ接線力の方向に関して両端側に進むほど浅くなる（インナ側に向かう方向に傾斜した）状態に形成されている。即ち、前記各第二カム面 97、97 は、軸方向に関して、前記各第一カム面 94、94 と対称に形成されている。更に、前記サーボプレート 72 のインナ側面のうち、前記サーボプレート 72 の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置には、制動時のブレーキ接線力の方向（図 1、2 の表裏方向）に長い一対の凹部 98、98 が形成されている。この様なサーボプレート 72 は、前記ステータプレート 71 のアウト側に、前記各第二カム面 97、97 と前記各第一カム面 94、94 とが、軸方向に対向した状態で設けられている。この状態で、前記サーボプレート 72 のアウト側面に形

成された前記両係合凹部 96、96 に、前記インナパッド 2a を構成する裏板 99（図 4、5 参照）のインナ側面に形成された一对の係合凸部 100、100 が隙間なく係合されている。尚、前記サーボプレート 72 は、前記ステータプレート 71 に対して軸方向に変位可能である。又、前記サーボプレート 72 は、制動時に、前記ロータ 1 と前記インナパッド 2a との摩擦により、前記インナパッド 2a がブレーキ接線力の方向に変位した場合には、前記インナパッド 2a と共にブレーキ接線力の方向に変位可能である。

[0038] 前記保持器 73 は、軸方向から見た形状が略矩形状の板状部材である。前記保持器 73 の長手方向（図 3 の上下方向）両端寄り部分で、短手方向（図 3 の左右方向）中央部には、軸方向から見た形状が、制動時のブレーキ接線力の方向（保持器 73 の短手方向であって、図 3 の左右方向）に長い矩形状の一对の貫通孔 101、101 が形成されている。又、前記保持器 73 の中央部には、軸方向から見た形状が、略十字状の中央貫通孔 102 が形成されている。更に、前記保持器 73 の四隅寄り部分には、軸方向から見た形状が、前記保持器 73 の長手方向に長い矩形状であり、その内側に後述する各ローラ 74、74 を保持する為の 4 個のポケット 103、103 が形成されている。この様な保持器 73 は、前記保持器 73 の短手方向が、制動時のブレーキ接線力の方向に一致した状態で、前記ステータプレート 71 と前記サーボプレート 72 との間に配置されている。

[0039] 前記各ローラ 74、74 は、円筒状であり、前記保持器 73 の各ポケット 103、103 に保持された状態で、前記ステータプレート 71 の各第一カム面 94、94 と前記サーボプレート 72 の各第二カム面 97、97 との間で挟持されている。尚、前記ステータプレート 71（各第一カム面 94、94）と、前記サーボプレート 72（第二カム面 97、97）とが、ブレーキ接線力の方向に相対変位していない状態では、前記各ローラ 74、74 は、前記各第一カム面 94、94 及び前記各第二カム面 97、97 のブレーキ接線力の方向に関して中央部（最も深い位置）に位置している。

[0040] 以上の様な構成を有する前記サーボホルダ 70 と、前記ステータプレート

71と、前記サーボプレート72と、前記保持器73とは、一对のボルト104、104により連結されている。具体的には、これら各部材70、71、72、73は、前記サーボホルダ70の両貫通孔84、84、前記ステータプレート71の両貫通孔93、93、及び前記保持器73の両貫通孔101、101に挿通された一对のボルト104、104の先端部（アウト側端部）が、前記サーボプレート72の両凹部98、98の内側に挿入された状態で連結されている。尚、前記サーボホルダ70の両貫通孔84、84及び前記ステータプレート71の両貫通孔93、93の内径寸法は、前記ボルト104、104をがたつく事なく挿入可能な大きさである。この状態で、前記サーボプレート72は、前記ステータプレート71に対して、前記両凹部98、98のブレーキ接線力の方向に関する長さ寸法と、前記両ボルト104、104の先端部の外径寸法との差の分だけ、ブレーキ接線力の方向に変位可能である。又、前記保持器73も、前記保持器73の両貫通孔101、101のブレーキ接線力の方向に関する長さ寸法と、前記両ボルト104、104の軸方向中間部の外径寸法との差の分だけ、当該方向に変位可能である。

[0041] 又、本第1例の場合、前記インナパッド2aを構成する裏板99は、一对の支持機構105、105により、前記サーボホルダ70に対する位置決めを図られると共に、前記サーボホルダ70に対してブレーキ接線力の方向に変位可能な状態で支持されている。具体的には、前記両支持機構105、105はそれぞれ、ピン106と、カップ107と、圧縮コイルばね108とにより構成されている。

[0042] このうちのピン106は、頭部109と、軸部110と、先端部111とから成る。

この様なピン106は、前記軸部110が、前記裏板99の周方向両端部に形成された一对の貫通孔112、112と、前記サーボホルダ70を構成する両フランジ部76、76に形成された両貫通孔89、89とに、前記頭部109がアウト側に配置され、インナ側への抜け止めが図られた状態で挿通されている。

[0043] 前記カップ１０７は、底部１１３の径方向に関する中央部に貫通孔１１４が形成された皿状部材である。この様なカップ１０７は、前記底部１１３がアウト側に配置された状態で、前記貫通孔１１４が、前記ピン１０６の軸部１１０の先端寄り部分に外嵌されている。尚、前記カップ１０７のインナ側への抜け止めは、前記底部１１３のインナ側面と、前記ピン１０６の先端部１１１との係合により図られている。

[0044] 前記圧縮コイルばね１０８は、前記カップ１０７のアウト側面と、前記サーボホルダ７０のインナ側面との間に弾性力を保持した状態で設けられている。尚、前記ピン１０６の軸部１１０の外径寸法は、前記サーボホルダ７０の両貫通孔８９、８９及び前記裏板９９の両貫通孔１１２、１１２の内径寸法よりも小さく、前記サーボホルダ７０の両貫通孔８９、８９の内径寸法は、前記裏板９９の両貫通孔１１２、１１２の内径寸法よりも大きい。この構成により、前記インナパッド２ａに対して、ブレーキ接線力の方向（ロータの周方向）の力が作用した場合に、前記ピン１０６が前記サーボホルダ７０の両貫通孔８９、８９の内側で傾斜して、前記サーボホルダ７０に対する前記インナパッド２ａのブレーキ接線力の方向への変位を許容する。又、前記インナパッド２ａに対して、ブレーキ接線力の方向の力が作用しなくなった場合には、前記圧縮コイルばね１０８の弾性力により、前記ピン１０６が、前記サーボホルダ７０の両貫通孔８９、８９に対して元の状態（図６に示す状態）に戻る。この結果、前記インナパッド２ａは、前記サーボホルダ７０に対してブレーキ接線力の方向に変位する前の状態に戻る。

[0045] 又、本第１例の場合、前記ステータプレート７１のアウト側面と、前記サーボプレート７２のインナ側面との間に存在する空間のうち、前記ステータプレート７１の径方向に関して外側の開口部を塞ぐ為に、筒状の第二のブーツ１１５が設けられている。具体的には、前記第二のブーツ１１５のインナ側端部は、前記ステータプレート７１の軸方向中間部外周面に外嵌固定されている。この状態で、前記第二のブーツ１１５のインナ側端部と前記ステータプレート７１の外向鏝部９２のインナ側面とが軸方向に係合している。一

方、前記第二のブーツ 115 のアウト側端部は、前記サーボプレート 72 の係止凹溝 95 に係止されている。

[0046] 又、本第 1 例の場合、前記ピストン 12a の底部 116 のアウト側面（先端面）と、前記サーボプレート 72 のインナ側面の中央部との間に、スラストころ軸受 117 が設けられている。この様なスラストころ軸受 117 は、保持器 118 と、3 本の円筒ころ 119、119 とから成る。このうちの保持器 118 は、ブレーキ接線力の方向に隣り合う状態で 3 個のポケット 120、120 が形成されている。又、前記各円筒ころ 119、119 は、自身の中心軸を、ブレーキ接線力の方向及び前記ピストン 12a の軸方向に直交する方向に一致させた状態で、前記各ポケット 120、120 に保持されている。この状態で、前記各円筒ころ 119、119 の外周面は、前記ピストン 12a の底部 116 のアウト側面と、前記サーボプレート 72 のインナ側面の中央部とに当接している。

[0047] 以上の様な構成を有する本第 1 例の電動式ディスクブレーキ装置は、次の様に作動して、前記両パッド 2a、3a を前記ロータ 1 の両側面に押し付け、制動を行わせる。

非制動時には、前記インナ、アウト両パッド 2a、3a と前記ロータ 1 の両側面との間には隙間が存在する。この状態から、制動を行う為に、前記電動モータ 9a に通電し、前記減速機 11a を介して、前記回転軸 34 及び前記送りねじ機構 13a を構成するアジャスタスクリュー 28 を回転駆動する。この状態では、前記アジャスタスクリュー 28 の雄ねじ部 32 と前記ランプロータ 29 の雌ねじ部 42 との螺合部で発生する抵抗が、前記プリセットスプリング 21 により、前記ランプロータ 29 に付与される抵抗（弾性付勢力）よりも小さい。この為、前記ランプロータ 29 は、回転せずに、前記ロータ 1 に向けてアウト側に変位（平行移動）する。そして、前記ランプロータ 29 の変位に伴い、前記ランプロータ 29 よりも前記ロータ 1 側（アウト側）に配置された各部材が、一体的に前記ロータ 1 に向けて変位する。この際、前記プラグ部材 63 のアウト側への変位に伴い、前記ケース 20 もアウト側

へ変位する。この様な各部材のアウト側への変位に伴い、前記インナパッド 2 a が、前記サーボホルダ 7 0 及び前記サーボプレート 7 2 により前記ロータ 1 のインナ側面に押し付けられる。この際、前記キャリパ 5 a がインナ側に変位して、前記キャリパ爪 6 a により、前記アウトパッド 3 a を前記ロータ 1 のアウト側面に押し付ける。この様に、前記両パッド 2 a、3 a と前記ロータ 1 の両側面との間の隙間を解消する間は、前記ボールランプ機構 2 2 は特に機能しない。

[0048] そして、前記両パッド 2 a、3 a と前記ロータ 1 の両側面との間の隙間が解消されると、軸力の発生により、前記ボールランプ機構 2 2 が作動する。具体的には、前記アジャスタスクリュ 2 8 の雄ねじ部 3 2 と前記ランプロータ 2 9 の雌ねじ部 4 2 との螺合部で発生する抵抗が増大し、前記送りねじ機構 1 3 a の機能が停止する（ランプロータ 2 9 がアジャスタスクリュ 2 8 に対して相対回転しなくなる）と、前記ランプロータ 2 9 が、前記プリセットスプリング 2 1 の弾性付勢力（抵抗）に抗して回転する。これにより、前記各ボール 4 8、4 8 が、前記各駆動側ランプ軌道 4 3、4 3 及び前記各被駆動側ランプ軌道 5 1、5 1 のうち、方向に関する高さの高い側に向けてそれぞれ回転する。この際、前記保持器 4 7 は、前記各ボール 4 8、4 8 の公転運動に伴って連れ回される。そして、前記各駆動側ランプ軌道 4 3、4 3 及び前記各被駆動側ランプ軌道 5 1、5 1 と、前記各ボール 4 8、4 8 との係合（転がり接触）に基づいて、前記ランプロータ 2 9 と前記ランプステータ 4 6 との間隔を大きな力で広げる。本第 1 例の場合、前記ボールランプ機構 2 2 が作動して、前記ランプロータ 2 9 と前記ランプステータ 4 6 との間隔が広がる事により発生する軸力が、請求の範囲に記載した作用力に相当する。

[0049] 以上の様なボールランプ機構 2 2 の作動により発生した軸力（作用力）に基づいて、前記ピストン 1 2 a 及び前記スラストころ軸受 1 1 7 がアウト側に変位して、前記サーボプレート 7 2 のアウト側面が、前記インナパッド 2 a の裏板 9 9 に強く押し付けられる。これにより、前記インナ、アウト両パ

ッド2 a、3 aが前記ロータ1の軸方向両側面に強く押し付けられて、制動力が発生する。

[0050] 又、本第1例の場合、上述の様に前記ボールランプ機構22の作動により発生した軸力（作用力）に基づいて、前記インナパッド2 aが前記ロータ1に強く押し付けられると、前記インナパッド2 aと前記ロータ1との摩擦に基づいて、前記インナパッド2 aにブレーキ接線力の方向の力が作用する。そして、前記インナパッド2 a及び前記サーボプレート72が、ブレーキ接線力の方向に変位する。すると、前記サーボプレート72の変位に伴い、前記各ローラ74、74が、前記ステータプレート71との関係では、前記各第一カム面94、94の最も深い位置から、ブレーキ接線力の方向（第一カム面94、94の深さが浅い位置）に転動しながら変位する。一方、前記各ローラ74、74は、前記サーボプレート72との関係では、前記各第二カム面97、97の最も深い位置から、ブレーキ接線力の方向と反対方向に転動しながら変位する。この結果、前記サーボプレート72と前記ステータプレート71との軸方向に関する間隔が広がり（サーボプレート72がアウト側に変位して）、前記インナパッド2 aが、前記ロータ1に対して更に強い力で押し付けられる。

以上の様に、前記インナパッド2 aと前記ロータ1との摩擦に基づいて、前記インナパッド2 aがブレーキ接線力の方向に変位して、前記サーボプレート72がアウト側（ロータ1側）に変位する動作が、請求の範囲に記載した自己サーボ機構による動作である。

[0051] 尚、本第1例の場合、前記インナパッド2 aに加わるブレーキ接線力は、前記サーボホルダ70を介して前記サポート4に伝達される。

又、自己サーボ機構69が作動した際に発生する軸力の反力は、前記サーボプレート72から前記各ローラ74、74を介して前記ステータプレート71に伝わり、更に、前記サーボホルダ70及び前記プラグ部材63を介して、前記第二のスラスト玉軸受53に伝達される。そして、この様に伝達された前記反力は、前記第二のスラスト玉軸受53から、前記ランプロータ2

９及びアジャスタスクリュ２８を介して、第一のスラスト玉軸受３９に伝達される。

[0052] 制動解除時には、前記電動モータ９ａへの通電に基づいて、前記電動モータ９ａの出力軸が、制動時とは逆方向に回転する。そして、各部材が制動時とは逆方向に変位して、前記ピストン１２ａをインナ側へと退避させる。この結果、前記両パッド２ａ、３ａと前記ロータ１の両側面との間に、それぞれ隙間が存在する状態となる。この際、前記インナパッド２ａは、前述した前記両支持機構１０５、１０５の作用により、前記サーボホルダ７０に対してブレーキ接線力の方向に変位する前の状態に戻る。又、本第１例の場合、前記両パッド２ａ、３ａが前記ロータ１の両側面から離隔した後、前記電動モータ９ａを所定角度だけ逆方向に回転させて、前記両パッド２ａ、３ａと前記ロータ１の両側面との間に適正厚さの隙間を確保する。前記適正隙間の確保は、前記アジャスタスクリュ２８を前記ランプロータ２９に対して、インナ側に一定量変位させる事により行う。この様にして、前記両パッド２ａ、３ａの摩耗に拘らず、前記隙間を常に適正厚さに保てる様にしている。

[0053] 以上の様な構成を有する本第１例の電動式ディスクブレーキ装置によれば、前記インナパッド２ａを前記ロータ１のインナ側面に押し付ける力（総推力）を十分に大きくする事ができる構造を採用した場合にも、消費電力量を抑える事ができる。

即ち、本第１例の電動式ディスクブレーキ装置の場合、前記ボールランプ機構２２が作動して発生する軸力（作用力）に基づいて、前記インナパッド２ａが前記ロータ１に押し付けられる。そして、前記押し付けにより前記インナパッド２ａに作用するブレーキ接線力に基づいて、前記インナパッド２ａを前記ロータ１に押し付ける方向の軸力を発生する自己サーボ機構６９が設けられている。この様な自己サーボ機構６９は、前述した特許文献２に記載された第二増力機構（第二ランプ機構）の様に、駆動源（電動モータ）の回転力に基づいて作動するものではない。この為、前記ボールランプ機構２２と、前記自己サーボ機構６９とにより十分に大きな推力を発生させる事が

でき、しかも、消費電力量を抑える事ができる。尚、この様な本第1例の電動式ディスクブレーキ装置の場合、発生する軸方向の推力を大きく確保できる為、前輪用のブレーキ装置として使用する事も可能となる。

[0054] 又、本第1例の電動式ディスクブレーキ装置の場合、前記自己サーボ機構69が作動した際に発生する軸力の反力が前記第二のスラスト玉軸受53により支承される様に構成している。この為、前記自己サーボ機構69が作動した際、前記ボールランプ機構22を構成するランプロータ29の各駆動側ランプ軌道43、43と前記各ボール48、48との接触部、及び、前記ランプステータ46の各被駆動側ランプ軌道51、51と前記各ボール48、48との接触部に生じるヘルツ応力を小さくする事ができる。この結果、前記ボールランプ機構22がロックしてしまう事を防止して、制動解除の際の前記ボールランプ機構22の作動を滑らかにする事ができる。尚、本第1例の場合、前記自己サーボ機構69が作動している際、前記ボールランプ機構22は、作動時に発生した軸力の反力のみを支承している。

又、前記ヘルツ応力が小さくなる為、前記ボールランプ機構22の小型化を図る事も可能となる。尚、前記反力を支承する部分を前記第二のスラスト玉軸受53としている為、トルク損失を小さくする事ができる。

[0055] [実施の形態の第2例]

図14～19は、本発明の実施の形態の第2例を示している。本第2例の電動式ディスクブレーキ装置は、前述した実施の形態の第1例の電動式ディスクブレーキ装置と同様に、フローティングキャリパ型である。

本第2例の電動式ディスクブレーキ装置は、シリンダ7aの内側に、前述した実施の形態の第1例と同様の構造を有するケース20を備えている。

[0056] 又、本第2例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ケース20の内側に、請求の範囲に記載した軸送り機構に相当する送りねじ機構13bを備えている。

前記送りねじ機構13bは、回転軸34と、アジャスタスクリュー28と、アジャスタスリーブ121とにより構成されている。

このうちの回転軸 3 4 及びアジャスタスクリュー 2 8 は、前述した実施の形態の第 1 例の構造と同様である。

前記アジャスタスリーブ 1 2 1 は、筒状部材であり、外周面の軸方向中間部に、全周に亙り前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の径方向に関して外側に突出したフランジ部 1 2 2 が形成されている。又、前記フランジ部 1 2 2 の外周面のうち、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置（図 1 6 の上下 2 箇所位置）には、互いに平行な平坦面状に切り欠かれた二面幅 1 2 3 a、1 2 3 b が形成されている。又、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の内周面には、雌ねじ部 1 2 4 が形成されている。

本第 2 例の場合も、前記送りねじ機構 1 3 b は、力の伝達に関して非可逆性を有している。

[0057] 又、本第 2 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ケース 2 0 の内側で、且つ、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 のアウト側にピストン 1 2 b を備えている。この様なピストン 1 2 b は、円筒部 1 2 5 と、前記円筒部 1 2 5 のアウト側端部に形成された底部 1 1 6 a とを有する有底円筒状である。このうちの円筒部 1 2 5 のインナ側端部外周面には、全周に亙り前記ピストン 1 2 b の径方向に関して外側に突出した外向鏢部 1 2 6 が形成されている。又、前記外向鏢部 1 2 6 の外周面のうち、前記ピストン 1 2 b の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置（図 1 6 の上下 2 箇所位置）には、互いに平行な平坦面状に切り欠かれた二面幅 1 2 7 a、1 2 7 b が形成されている。又、前記底部 1 1 6 a には、その中心軸が、前記ピストン 1 2 b の中心軸に対して偏心しており、前記底部 1 1 6 a を軸方向に貫通した偏心雌ねじ孔 1 2 8 が形成されている。この様なピストン 1 2 b は、前記外向鏢部 1 2 6 のインナ側面が前記アジャスタスリーブ 1 2 1 のフランジ部 1 2 2 のアウト側面に当接すると共に、前記ピストン 1 2 b のインナ側端部が、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の外周面のうち、前記フランジ部 1 2 2 よりもアウト側部分に隙間なく外嵌された状態で設けられている。

[0058] 又、本第 2 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ケース 2 0 の内側で

、且つ、前記ピストン 1 2 b の円筒部 1 2 5 の外側に、第二のスラスト玉軸受 5 3 a を備えている。本第 2 例の場合、前記第二のスラスト玉軸受 5 3 a が、請求の範囲に記載したスラスト軸受に相当する部材である。

この様な第二のスラスト玉軸受 5 3 a は、インナ側軌道輪 1 2 9 と、アウト側軌道輪 5 4 a と、保持器 5 5 a と、複数個の玉 5 6 a、5 6 a とにより構成されている。

[0059] このうちのインナ側軌道輪 1 2 9 は、円輪部 1 3 0 と、一对の係合凸部 1 3 1、1 3 1 と、環状凸部 1 3 2 とを有している。

前記円輪部 1 3 0 の外周面は、インナ側に向かうほど前記インナ側軌道輪 1 2 9 の径方向に関して内側に傾斜した部分円錐凸面状である。又、前記円輪部 1 3 0 のアウト側面のうち、前記インナ側軌道輪 1 2 9 の径方向に関する中間部には、全周に互りインナ側軌道 1 3 3 が形成されている。

[0060] 前記両係合凸部 1 3 1、1 3 1（図 1 5、1 6 参照）は、前記円輪部 1 3 0 のインナ側端面のうち、前記インナ側軌道輪 1 2 9 の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置（図 1 6 の上下 2 箇所位置）に、インナ側に突出した状態で形成されている。前記両係合凸部 1 3 1、1 3 1 の外周面は、前記円輪部 1 3 0 の外周面と滑らかに連続しており、インナ側に向かうほど前記インナ側軌道輪 1 2 9 の径方向に関して内側に傾斜した状態に形成されている。又、前記両係合凸部 1 3 1、1 3 1 の内周面は、それぞれ部分円筒面状に形成されており、前記円輪部 1 3 0 の内周面の内径寸法よりも大きい内径寸法を有している。この様な両係合凸部 1 3 1、1 3 1 の内周面のアウト側端部と、前記円輪部 1 3 0 の内周面のインナ側端部とは、段部 1 3 4 により連続している。

[0061] 前記環状凸部 1 3 2 は、前記インナ側軌道輪 1 2 9 のアウト側面のうち、前記インナ側軌道輪 1 2 9 の径方向に関する内端部に、全周に互りアウト側に突出した状態で形成されている。この様なインナ側軌道輪 1 2 9 は、前記円輪部 1 3 0 の内周面が、前記ピストン 1 2 b の円筒部 1 2 5 の外周面のインナ側端部から軸方向中間部に掛けての部分に隙間なく外嵌された状態で設

けられている。この状態で、前記インナ側軌道輪 1 2 9 の両係合凸部 1 3 1、1 3 1 のうち的一方（図 1 4、1 5 の上方）の係合凸部 1 3 1 の内周面は、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の両二面幅 1 2 3 a、1 2 3 b のうちの方の二面幅 1 2 3 a、及び、前記ピストン 1 2 b の両二面幅 1 2 7 a、1 2 7 b のうちの方の二面幅 1 2 7 a に隙間なく当接している。一方、前記インナ側軌道輪 1 2 9 の両係合凸部 1 3 1、1 3 1 のうちの方（図 1 4、1 5 の下方）の係合凸部 1 3 1 の内周面は、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の両二面幅 1 2 3 a、1 2 3 b のうちの方の二面幅 1 2 3 b、及び、前記ピストン 1 2 b の両二面幅 1 2 7 a、1 2 7 b のうちの方の二面幅 1 2 7 b に隙間なく当接している。又、前記インナ側軌道輪 1 2 9 の段部 1 3 4 は、前記ピストン 1 2 b の外向鏝部 1 2 6 のアウト側面と当接している。この様に組み付けられた状態で、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 と、前記ピストン 1 2 b と、前記インナ側軌道輪 1 2 9 とは、一体的に回転可能である。

[0062] 前記アウト側軌道輪 5 4 a は、円輪状部材であり、インナ側面にアウト側軌道 5 7 a が形成されている。このようなアウト側軌道輪 5 4 a は、前記ピストン 1 2 b の円筒部 1 2 5 の軸方向中間部外周面に、前記アウト側軌道輪 5 4 a の径方向に関する隙間を介した状態で外嵌されている。

[0063] 前記保持器 5 5 a は、円輪状部材であり、前記保持器 5 5 a の円周方向に関する複数箇所にポケット 5 8 a、5 8 a を有している。

前記各玉 5 6 a、5 6 a は、前記保持器 5 5 a の各ポケット 5 8 a、5 8 a に保持された状態で、前記インナ側軌道輪 1 2 9 のインナ側軌道 1 3 3 と、前記アウト側軌道輪 5 4 a のアウト側軌道 5 7 a との間に、転動自在に設けられている。

[0064] 又、本第 2 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ケース 2 0 の内側で、且つ、前記第二のスラスト玉軸受 5 3 a を構成するインナ側軌道輪 1 2 9 の外側に、スプリングシート 1 3 5 を備えている。前記スプリングシート 1 3 5 は、円錐筒部 1 3 6 と、外向鏝部 1 3 7 と、半円筒部 1 3 8 と、第一の内係止片 1 3 9（図 1 5 参照）とを有している。

[0065] このうちの円錐筒部 136 は、インナ側に向かうほど、内径寸法及び外径寸法が小さくなる方向に傾斜した円錐筒状である。

前記外向鏝部 137 は、前記円錐筒部 136 のアウト側端部外周面から、全周に亘り前記スプリングシート 135 の径方向に関して外側に突出した状態で形成されている。この様な外向鏝部 137 のうち、前記スプリングシート 135 の円周方向に関する 1 箇所位置（図 15、16 の上側 1 箇所位置）には、前記外向鏝部 137 を軸方向に貫通した貫通孔 140 が形成されている。

[0066] 前記半円筒部 138 は、前記円錐筒部 136 のインナ側端面の半円周部分（図 16 の下側半円周部分）に、インナ側に延出した状態で設けられている。この様な半円筒部 138 のうち、前記スプリングシート 135 の円周方向に関する中央寄り部分（図 16 の下側部分）には、それぞれがインナ側端部に開口すると共に、前記円周方向に離隔した状態で、一对の切欠部 141 が形成されている。又、これら両切欠部 141 に挟まれた部分の軸方向中間部が、前記スプリングシート 135 の径方向に関して内側に折り曲げられる事により第二の内向係止片 142 が形成されている。

前記第一の内向係止片 139 は、前記円錐筒部 136 のインナ側端部のうち、前記スプリングシート 135 の径方向に関して前記第二の内向係止片 142 と反対となる位置に、前記スプリングシート 135 の径方向に関して内側に折り曲げられた状態で形成されている。尚、前記第一の内向係止片 139 は、軸方向に関して、前記第二の内向係止片 142 よりもアウト側に位置している。

[0067] この様なスプリングシート 135 は、前記円錐筒部 136 の内周面が、前記第二のスラスト玉軸受 53a を構成するインナ側軌道輪 129 の外周面に隙間なく外嵌された状態で設けられている。この状態で、前記スプリングシート 135 の第一の内向係止片 139 の内端縁は、前記アジャスタスリーブ 121 の両二面幅 123a、123b のうち的一方（図 16 の上方）の二面幅 123a に係合している。又、前記第一の内向係止片 139 のアウト側面

は、前記インナ側軌道輪 1 2 9 の両係合凸部 1 3 1、1 3 1 のうちの一方の係合凸部 1 3 1 のインナ側端面に当接している。この様にして、前記スプリングシート 1 3 5 は、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 に対する相対回転を阻止されている。

一方、前記第二の内向係止片 1 4 2 のアウト側面のうち、前記スプリングシート 1 3 5 の径方向に関する内端部は、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 のフランジ部 1 2 2 のインナ側面に当接している。

[0068] 又、本第 2 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ケース 2 0 の内側に、前記ケース 2 0 と、前記スプリングシート 1 3 5 とに掛け渡された状態で、捩じりコイルばねであるプリセットスプリング 2 1 a を備えている。具体的には、前記プリセットスプリング 2 1 a のインナ側端部が前記ケース 2 0 の貫通孔 2 4 に係止されると共に、アウト側端部が前記スプリングシート 1 3 5 の貫通孔 1 4 0 に係止された状態で設けられている。この状態で、前記プリセットスプリング 2 1 a は、前記スプリングシート 1 3 5 を介して前記アジャスタスリーブ 1 2 1 に対し回転方向の弾性付勢力を付与している。前記弾性付勢力の方向は、前記アジャスタスクリュー 2 8 の雄ねじ部 3 2 と、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の雌ねじ部 1 2 4 との螺合に基づいて、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 をインナ側に変位させる方向としている。

[0069] 又、本第 2 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ケース 2 0 の内側で、前記ピストン 1 2 b の円筒部 1 2 5 のアウト側端部の外側に、前述した実施の形態の第 1 例と同様の構造を有するプラグ部材 6 3 を備えている。

又、本第 2 例の場合、前記プラグ部材 6 3 の内周面と、前記ピストン 1 2 b のアウト側端部外周面との間に、ラジアルころ軸受 1 4 3 が設けられている。

[0070] 又、本第 2 例の電動式ディスクブレーキ装置は、前記ピストン 1 2 b の底部 1 1 6 a と、後述する自己サーボ機構 6 9 a を構成するサーボプレート 7 2 a との間に、偏心カム 1 4 4 を備えている。本第 2 例の場合、前記偏心カム 1 4 4 と、前記サーボプレート 7 2 a とにより、請求の範囲に記載したパ

ッド作用力伝達機構を構成している。

前記偏心カム 144 は、円柱状のカム本体 145 と、外向鏢部 146 と、支持軸部 147 とを有している。

このうちのカム本体 145 は、アウト側端面の中央部に六角孔が形成されている。

又、前記外向鏢部 146 は、前記カム本体 145 のアウト側端面外周面に、全周に亘り前記偏心カム 144 の径方向に関して外側に突出した状態で形成されている。

前記支持軸部 147 は、外径寸法が前記カム本体 145 の外径寸法よりも小さく、前記カム本体 145 のインナ側端面から、インナ側に突出した状態で、前記カム本体 145 と同心に形成されている。又、前記支持軸部 147 の外周面には雄ねじ部が形成されている。この様な偏心カム 144 は、前記支持軸部 147 の雄ねじ部が、前記ピストン 12b の偏心雌ねじ孔 128 に螺合された状態で、前記ピストン 12b に支持されている。従って、この状態で、前記偏心カム 144 の中心軸と、前記ピストン 12b の中心軸とは偏心している。

[0071] 又、本第 2 例の電動式ディスクブレーキ装置は、非電動式の推力発生機構である、自己サーボ機構 69a を備えている。

この様な自己サーボ機構 69a は、サーボホルダ 70 と、ステータプレート 71 と、サーボプレート 72a と、保持器 73 と、4 個のローラ 74、74 とを備えている。

前記サーボホルダ 70、前記ステータプレート 71、前記保持器 73、及び前記各ローラ 74、74 の構造は、前述した実施の形態の第 1 例の場合と同様である。

[0072] 前記サーボプレート 72a は、円板状部材であり、外周面の軸方向中間部に、全周に亘り係止凹溝 95a が形成されている。又、前記サーボプレート 72a のアウト側面のうち、前記サーボプレート 72a の径方向に関して反対側となる 2 箇所位置（図 16 の左右 2 箇所位置）には、軸方向から見た形

状が円形の１対の係合凹部 96 a、96 a が形成されている。又、前記サーボプレート 72 a のインナ側面のうち、前記サーボプレート 72 a の径方向に関する中間部、且つ、円周方向 4 箇所位置には、第二カム面 97 a、97 a（図 19 参照）が形成されている。

[0073] これら各第二カム面 97 a、97 a は、制動時のブレーキ接線力の方向（図 19 の上下方向）に関する中央部が最も深く、前記ブレーキ接線力の方向に関して両端側に進むほど浅くなる（インナ側に向かう方向に傾斜した）状態に形成されている。即ち、前記各第二カム面 97 a、97 a は、前述した実施の形態の第 1 例と同様に、軸方向に関して、前記ステータプレート 71 のアウト側面に形成された各第一カム面 94、94 と対称に形成されている。

[0074] 更に、本第 2 例の場合、前記サーボプレート 72 a のインナ側面の中央寄り部分に、インナ側に突出した筒状の環状凸部 148（図 15、18 参照）が形成されており、前記環状凸部 148 の内側に前記環状凸部 148 により囲まれた橢円形凹部 149 が形成されている。前記橢円形凹部 149 の軸方向から見た形状は、前記ブレーキ接線力の方向に短軸が設けられ、前記ブレーキ接線力の方向に対し垂直な方向に長軸が設けられた橢円形状である。

[0075] この様なサーボプレート 72 a は、前述した実施の形態の第 1 例と同様に、前記ステータプレート 71 のアウト側に、前記各第二カム面 97 a、97 a と前記各第一カム面 94、94 とが、軸方向に対向した状態で設けられている。この状態で、前記サーボプレート 72 a のアウト側面に形成された前記両係合凹部 96 a、96 a に、前記インナパッド 2 a を構成する裏板 99 のインナ側面に形成された一对の係合凸部 100、100（図 18 参照）が挿入されている。又、前記橢円形凹部 149 の内側に、前記偏心カム 144 が、ラジアルころ軸受 150 を介して配置されている。尚、前記橢円形凹部 149 の内周面の短軸の長さ寸法と、前記ラジアルころ軸受 150 を構成する外輪 151 の外径寸法とは、前記橢円形凹部 149 の内周面に、前記ラジアルころ軸受 150 を組み付け可能な程度の関係である。その他の、自己サ

一ボ機構 6 9 a の構造は、前述した実施の形態の第 1 例の構造と同様である。

又、その他の電動式ディスクブレーキ装置の構造に関しても、前述した実施の形態の第 1 例の構造と同様である。

[0076] 以上の様な構成を有する本第 2 例の電動式ディスクブレーキ装置は、次の様に作動して、前記両パッド 2 a、3 a を前記ロータ 1 の両側面に押し付け、制動を行わせる。

非制動時には、前記インナ、アウト両パッド 2 a、3 a と前記ロータ 1 の両側面との間には隙間が存在する。この状態から、制動を行う為に電動モータ 9 a に通電し、減速機 1 1 a を介して、前記回転軸 3 4 及び前記送りねじ機構 1 3 b を構成するアジャスタスクリュー 2 8 を回転駆動する。この状態では、前記アジャスタスクリュー 2 8 の雄ねじ部 3 2 と前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の雌ねじ部 1 2 4 との螺合部で発生する抵抗が、前記プリセットスプリング 2 1 a により、前記スプリングシート 1 3 5 を介して前記アジャスタスリーブ 1 2 1 に付与される抵抗（弾性付勢力）よりも小さい。この為、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 は、回転せずに、前記ロータ 1 に向けてアウト側に変位（平行移動）する。そして、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の変位に伴い、前記アジャスタスリーブ 1 2 1 よりも前記ロータ 1 側（アウト側）に配置された各部材が、一体的に前記ロータ 1 に向けて変位する。この際、前記プラグ部材 6 3 のアウト側への変位に伴い、前記ケース 2 0 もアウト側へ変位する。この様な各部材のアウト側への変位に伴い、前記インナパッド 2 a が、前記サーボホルダ 7 0 及び前記サーボプレート 7 2 a により前記ロータ 1 のインナ側面に押し付けられる。この際、前記キャリパ 5 a がインナ側に変位して、前記キャリパ爪 6 a により、前記アウトパッド 3 a を前記ロータ 1 のアウト側面に押し付ける。

[0077] 上述の様にして前記両パッド 2 a、3 a と前記ロータ 1 の両側面との間の隙間が解消されると、軸力の発生により、前記アジャスタスクリュー 2 8 の雄ねじ部 3 2 と前記アジャスタスリーブ 1 2 1 の雌ねじ部 1 2 4 との螺合部で

発生する抵抗が増大し、前記送りねじ機構 13 b の機能（軸送り機構の機能）が停止する（アジャスタスリーブ 121 がアジャスタスクリュー 28 に対して相対回転しなくなる）と、パッド作用力伝達機構が作動する。具体的には、前記送りねじ機構 13 b の機能が停止すると、前記アジャスタスリーブ 121 が、前記プリセットスプリング 21 a の弾性付勢力（抵抗）に抗して回転する。又、前記アジャスタスリーブ 121 と共に、前記第二のスラスト玉軸受 53 a のインナ側軌道輪 129 及び前記ピストン 12 b が回転する。更に、前記ピストン 12 b に連れ回される様にして、前記偏心カム 144 が、前記ピストン 12 b の中心軸を中心として公転的に回転する。この様に偏心カム 144 が回転すると、前記ラジアルころ軸受 150 の外輪 151 の外周面と、前記楕円形凹部 149 の内周面との当接により、前記外輪 151 から、前記サーボプレート 72 a に対して、ブレーキ接線力の方向の力が作用する。本第 2 例の場合、前記偏心カム 144 が回転する事により、前記サーボプレート 72 a に対して付与されるブレーキ接線力の方向の力が、請求の範囲に記載した作用力に相当する。以上の様に、前記偏心カム 144 が回転して、前記サーボプレート 72 a にブレーキ接線力の方向の力（作用力）を付与するまでが、請求の範囲に記載したパッド作用力伝達機構の作動である。又、本第 2 例の場合、前記偏心カム 144 と、前記サーボプレート 72 a とが、請求の範囲に記載した偏心カム機構を構成している。

[0078] そして、上述の様な力（作用力）に基づいて、前記サーボプレート 72 a が、前記ステータプレート 71 に対して、ブレーキ接線力の方向に変位する。すると、前記サーボプレート 72 a の変位に伴い、前記ステータプレート 71 との関係で、前記各ローラ 74、74 が、前記各第一カム面 94、94 の最も深い位置から、ブレーキ接線力の方向（第一カム面 94、94 の深さが浅い位置）に転動しながら変位する。一方、前記サーボプレート 72 a との関係で、前記各ローラ 74、74 は、前記各第二カム面 97 a、97 a の最も深い位置から、ブレーキ接線力の方向と反対方向に転動しながら変位する。この様な前記各ローラ 74、74 の、前記ステータプレート 71 及び前

記サーボプレート 7 2 a に対する変位を第一段階変位とする。前記第一段階変位の結果、前記サーボプレート 7 2 a と前記ステータプレート 7 1 との軸方向に関する間隔が拡がり（サーボプレート 7 2 a がアウト側に変位して）、前記インナパッド 2 a が、前記ロータ 1 に対して押し付けられる。

尚、前記第一段階変位が終わった状態では、前記各ローラ 7 4、7 4 は、前記ステータプレート 7 1 との関係では、前記第一カム面 9 4、9 4 のブレーキ接線力の方向の端部にまでは変位していない。一方、前記サーボプレート 7 2 a との関係では、前記各ローラ 7 4、7 4 は、前記各第二カム面 9 7 a、9 7 a のブレーキ接線力の方向と反対方向の端部にまでは変位していない。

[0079] 上述の様に前記インナパッド 2 a が前記ロータ 1 に強く押し付けられると、前記インナパッド 2 a と前記ロータ 1 との摩擦に基づいて、前記インナパッド 2 a にブレーキ接線力の方向の力が作用する。そして、前記インナパッド 2 a が、ブレーキ接線力の方向に変位する。又、前記インナパッド 2 a のブレーキ接線力の方向への変位に伴い、前記サーボプレート 7 2 a も前記ブレーキ接線力の方向に変位する。すると、前記サーボプレート 7 2 a の変位に伴い、前記ステータプレート 7 1 との関係で、前記各ローラ 7 4、7 4 が、前記各第一カム面 9 4、9 4 に対して、前記第一段階変位後の状態から更にブレーキ接線力の方向に転動しながら変位する。一方、前記サーボプレート 7 2 a との関係で、前記各ローラ 7 4、7 4 は、前記各第二カム面 9 7 a、9 7 a に対して、前記第一段階変位後の状態から更にブレーキ接線力の方向と反対方向に転動しながら変位する。この結果、前記サーボプレート 7 2 a と前記ステータプレート 7 1 との軸方向に関する間隔が、上述の状態よりも更に拡がり（サーボプレート 7 2 a がアウト側に変位して）、前記インナパッド 2 a が、前記ロータ 1 に対して更に強い力で押し付けられる。尚、前記第一段階変位後の上述の様な前記各ローラ 7 4、7 4 の、前記ステータプレート 7 1 及び前記サーボプレート 7 2 a に対する変位を第二段階変位とする。

[0080] 尚、本第2例の場合も、前記インナパッド2 aに加わるブレーキ接線力は、前記サーボホルダ7 0を介して前記サポート4に伝達される。又、前記自己サーボ機構6 9 aが作動した際に発生する軸力の反力は、前記サーボプレート7 2 aから前記各ローラ7 4、7 4を介して前記ステータプレート7 1に伝わり、更に、前記サーボホルダ7 0及び前記プラグ部材6 3を介して、前記第二のスラスト玉軸受5 3 aに伝達される。そして、この様に伝達された前記反力は、前記第二のスラスト玉軸受5 3 aから、前記アジャスタスリーブ1 2 1及びアジャスタスクリュー2 8を介して、第一のスラスト玉軸受3 9に伝達される。この為、前記拡張機構を構成する自己サーボ機構6 9 a及びパッド作用力伝達機構に加わる前記反力を小さくすることができる。その他の構造、及び作用・効果は、前述した実施の形態の第1例と同様である。

[0081] ここで、上述した本発明に係る電動式ディスクブレーキ装置の実施の形態の特徴をそれぞれ以下に簡潔に纏めて列記する。

[1] 車輪と共に回転するロータ(1)を軸方向両側から挟む状態で配置されたアウト側とインナ側の一对のパッド(アウトパッド3 a, インナパッド2 a)と、

その一部が、これら両パッドのうちの一方のパッド(インナパッド2 a)の軸方向側面に対向する位置に設けられたシリンダ(7 a)内に配置されており、前記パッドを前記ロータに近付く方向に変位させる為の拡張機構(送りねじ機構1 3 a、ボールランプ機構2 2、及び自己サーボ機構6 9)とを備えた電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記拡張機構は、駆動源(電動モータ)の回転駆動力に基づいて、前記パッドと前記ロータの側面との間の隙間を解消させるまで、前記パッドを前記ロータに向けて軸方向に押し出す軸送り機構(送りねじ機構1 3 a)と、

前記隙間が解消し、前記軸送り機構の軸方向への移動が停止した後、前記駆動源の回転駆動力に基づいて作動する事により、前記パッドを前記ロータに向けて変位させる為の作用力(軸力)を発生するパッド作用力伝達機構(ボールランプ機構2 2)と、

前記パッド作用力伝達機構が作動する事により発生した作用力に基づいて、前記パッドが前記ロータに押し付けられる事により、前記パッドに作用するブレーキ接線力に基づいて、前記パッドを前記ロータに押し付ける方向の軸力を発生する自己サーボ機構（６９）とを有しており、

前記自己サーボ機構が作動する事により発生した軸力の反力が、スラスト軸受（第二のスラスト玉軸受５３）を介して前記軸送り機構に伝達される電動式ディスクブレーキ装置。

〔２〕 前記パッド作用力伝達機構と、前記自己サーボ機構とが、軸方向に関して直列に配置されている、上記〔１〕に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

〔３〕 前記軸送り機構が、前記シリンダ内の最内径位置に配置された部材（回転軸３４）を含んで構成されている、上記〔１〕又は〔２〕に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

〔４〕 前記パッド作用力伝達機構が作動して発生する作用力が、前記自己サーボ機構を構成するサーボプレート（７２）を介して、前記パッドに伝わる事により、前記パッドが前記ロータに押し付けられる、上記〔１〕～〔３〕のうちの何れか１つに記載した電動式ディスクブレーキ装置。

〔５〕 前記サーボプレートが、前記パッドに作用するブレーキ接線力に基づいて、前記パッドと共に、前記ブレーキ接線力の方向に変位可能な状態に設けられている、上記〔４〕に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

〔６〕 前記パッド作用力伝達機構が、可逆性の軸力変換機構（ボールランプ機構２２）であり、軸方向の押圧力を発生するものである、上記〔１〕～〔５〕のうちの何れか１つに記載した電動式ディスクブレーキ装置。

〔７〕 前記軸力変換機構が、ボールランプ機構（２２）である、上記〔６〕に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

〔８〕 前記パッド作用力伝達機構が、可逆性の接線力変換機構（偏心カム機構）で前記サーボプレートを前記ブレーキ接線力の方向に変位させる為の作用力を付与するものであり、

前記サーボプレートの変位に伴って発生した軸力により、前記パッドを前記ロータに押し付ける上記〔４〕又は〔５〕に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

〔９〕 前記接線力変換機構が、偏心カム機構（偏心カム１４４及びサーボプレート７２ａ）である、上記〔８〕に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

〔１０〕 前記軸送り機構が、非可逆性を有している、上記〔１〕～〔９〕のうちの何れか１つに記載した電動式ディスクブレーキ装置。

[0082] なお、本発明は、上述した実施形態に限定されるものではなく、適宜、変形、改良、等が可能である。その他、上述した実施形態における各構成要素の材質、形状、寸法、数、配置箇所、等は本発明を達成できるものであれば任意であり、限定されない。

また、本出願は、２０１５年３月２５日出願の日本特許出願（特願２０１５－０６１９７６）に基づくものであり、その内容はここに参照として取り込まれる。

産業上の利用可能性

[0083] 本発明を実施する場合に、軸送り機構、パッド作用力伝達機構、自己サーボ機構の構造は前述した実施の形態の各例の構造に限定されるものではない。

具体的には、例えば、軸送り機構に関しては、送りねじ式のものだけでなく、ボールねじ式のものを採用する事もできる。

又、本発明を実施する場合に、スラスト軸受としては、例えば、スラスト玉軸受、スラスト円筒ころ軸受等の転がり軸受、滑り軸受、その他の各種スラスト軸受を採用する事ができる。

その他の構造に関しても、各種構造を適宜採用する事ができる。

符号の説明

[0084] 1 ロータ
2、2a インナパッド（パッド）

- 3、3 a アウトパッド（パッド）
- 4 サポート
- 5、5 a キャリパ
- 6、6 a キャリパ爪
- 7、7 a シリンダ
- 8、8 a、8 b 推力発生機構
- 9、9 a、9 b 電動モータ
- 10 出力軸
- 11、11 a 減速機
- 12、12 a、12 b ピストン
- 13、13 a、13 b 送りねじ機構（軸送り機構）
- 14 増力機構
- 15 駆動側ロータ
- 16 駆動側ランプ軌道
- 17 被駆動側ステータ
- 18 被駆動側ランプ軌道
- 19 ボール
- 20 ケース
- 21、21 a プリセットスプリング
- 22 ボールランプ機構（パッド作用力伝達機構、軸力変換機構）
- 23 内向鰐部
- 24 貫通孔
- 25 インナ側切欠き
- 26 アウト側切欠き
- 27 内向係合片
- 28 アジャスタスクリュー
- 29 ランプロータ
- 30 フランジ部

- 3 1 アウタ側軌道面
- 3 2 雄ねじ部
- 3 3 雌スプライン部
- 3 4 回転軸（シリンダ内の最内径位置に配置された部材）
- 3 5 雄スプライン部
- 3 6 貫通孔
- 3 7 ケーシング
- 3 8 最終歯車
- 3 9 第一のスラスト玉軸受
- 4 0 軸力センサユニット
- 4 1 フランジ部
- 4 2 雌ねじ部
- 4 3 駆動側ランプ軌道
- 4 4 インナ側軌道
- 4 5 貫通孔
- 4 6 ランプステータ
- 4 7 保持器
- 4 8 ボール
- 4 9 係合凸部
- 5 0 部分円錐凹面部
- 5 1 被駆動側ランプ軌道
- 5 2 ポケット
- 5 3、5 3 a 第二のスラスト玉軸受（スラスト軸受）
- 5 4、5 4 a アウタ側軌道輪
- 5 5、5 5 a 保持器
- 5 6、5 6 a 玉
- 5 7、5 7 a アウタ側軌道
- 5 8、5 8 a ポケット

- 5 9 外向鰐部
- 6 0 部分円錐凹面部
- 6 1 円筒面部
- 6 2 イコライザ部材
- 6 3 プラグ部材
- 6 4 切欠き部
- 6 5 係合段部
- 6 6 軸方向凸部
- 6 7 内向鰐部
- 6 8 コイルばね
- 6 9、6 9 a 自己サーボ機構
- 7 0 サーボホルダ
- 7 1 ステータプレート
- 7 2、7 2 a サーボプレート（接線力変換機構）
- 7 3 保持器
- 7 4 ローラ
- 7 5 ホルダ基部
- 7 6 フランジ部
- 7 7 筒部
- 7 8 底板部
- 7 9 第一ブーツ係止溝
- 8 0 小径円筒面部
- 8 1 中径円筒面部
- 8 2 部分円錐凹面部
- 8 3 大径円筒面部
- 8 4 貫通孔
- 8 5 トルク伝達面
- 8 6 トルク受面

- ８７ パッドクリップ
- ８８ サポート側クリップ
- ８９ 貫通孔
- ９０ 第二ブーツ係止溝
- ９１ 第一のブーツ
- ９２ 外向鍔部
- ９３ 貫通孔
- ９４ 第一カム面
- ９５、９５ａ 係止凹溝
- ９６、９６ａ 係合凹部
- ９７、９７ａ 第二カム面
- ９８ 凹部
- ９９ 裏板
- １００ 係合凸部
- １０１ 貫通孔
- １０２ 中央貫通孔
- １０３ ポケット
- １０４ ボルト
- １０５ 支持機構
- １０６ ピン
- １０７ カップ
- １０８ 圧縮コイルばね
- １０９ 頭部
- １１０ 軸部
- １１１ 先端部
- １１２ 貫通孔
- １１３ 底部
- １１４ 貫通孔

- 1 1 5 第二のブーツ
- 1 1 6、1 1 6 a 底部
- 1 1 7 スラストころ軸受
- 1 1 8 保持器
- 1 1 9 円筒ころ
- 1 2 0 ポケット
- 1 2 1 アジャスタスリーブ
- 1 2 2 フランジ部
- 1 2 3 a、1 2 3 b 二面幅
- 1 2 4 雌ねじ部
- 1 2 5 円筒部
- 1 2 6 外向鏝部
- 1 2 7 a、1 2 7 b 二面幅
- 1 2 8 偏心雌ねじ孔
- 1 2 9 インナ側軌道輪
- 1 3 0 円輪部
- 1 3 1 係合凸部
- 1 3 2 環状凸部
- 1 3 3 インナ側軌道
- 1 3 4 段部
- 1 3 5 スプリングシート
- 1 3 6 円錐筒部
- 1 3 7 外向鏝部
- 1 3 8 半円筒部
- 1 3 9 第一の内向係止片
- 1 4 0 貫通孔
- 1 4 1 切欠部
- 1 4 2 第二の内向係止片

- 1 4 3 ラジアルころ軸受
- 1 4 4 偏心カム（接線力変換機構）
- 1 4 5 カム本体
- 1 4 6 外向鏝部
- 1 4 7 支持軸部
- 1 4 8 環状凸部
- 1 4 9 楕円形凹部
- 1 5 0 ラジアルころ軸受
- 1 5 1 外輪

請求の範囲

- [請求項1] 車輪と共に回転するロータを軸方向両側から挟む状態で配置されたアウト側とインナ側の一对のパッドと、
- その一部が、これら両パッドのうちの一方のパッドの軸方向側面に対向する位置に設けられたシリンダ内に配置されており、前記パッドを前記ロータに近付く方向に変位させる為の拡張機構とを備えた電動式ディスクブレーキ装置であって、
- 前記拡張機構は、駆動源の回転駆動力に基づいて、前記パッドと前記ロータの側面との間の隙間を解消させるまで、前記パッドを前記ロータに向けて軸方向に押し出す軸送り機構と、
- 前記隙間が解消し、前記軸送り機構の軸方向への移動が停止した後、前記駆動源の回転駆動力に基づいて作動する事により、前記パッドを前記ロータに向けて変位させる為の作用力を発生するパッド作用力伝達機構と、
- 前記パッド作用力伝達機構が作動する事により発生した作用力に基づいて、前記パッドが前記ロータに押し付けられる事により、前記パッドに作用するブレーキ接線力に基づいて、前記パッドを前記ロータに押し付ける方向の軸力を発生する自己サーボ機構とを有しており、
- 前記自己サーボ機構が作動する事により発生した軸力の反力が、スラスト軸受を介して前記軸送り機構に伝達される電動式ディスクブレーキ装置。
- [請求項2] 前記パッド作用力伝達機構と、前記自己サーボ機構とが、軸方向に関して直列に配置されている、請求項1に記載した電動式ディスクブレーキ装置。
- [請求項3] 前記軸送り機構が、前記シリンダ内の最内径位置に配置された部材を含んで構成されている、請求項1又は2に記載した電動式ディスクブレーキ装置。
- [請求項4] 前記パッド作用力伝達機構が作動して発生する作用力が、前記自己

サーボ機構を構成するサーボプレートを紹介して、前記パッドに伝わる事により、前記パッドが前記ロータに押し付けられる、請求項 1 ～ 3 のうちの何れか 1 項に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

[請求項5] 前記サーボプレートが、前記パッドに作用するブレーキ接線力に基づいて、前記パッドと共に、前記ブレーキ接線力の方向に変位可能な状態に設けられている、請求項 4 に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

[請求項6] 前記パッド作用力伝達機構が、可逆性の軸力変換機構であり、軸方向の押圧力を発生するものである、請求項 1 ～ 5 のうちの何れか 1 項に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

[請求項7] 前記軸力変換機構が、ボールランプ機構である、請求項 6 に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

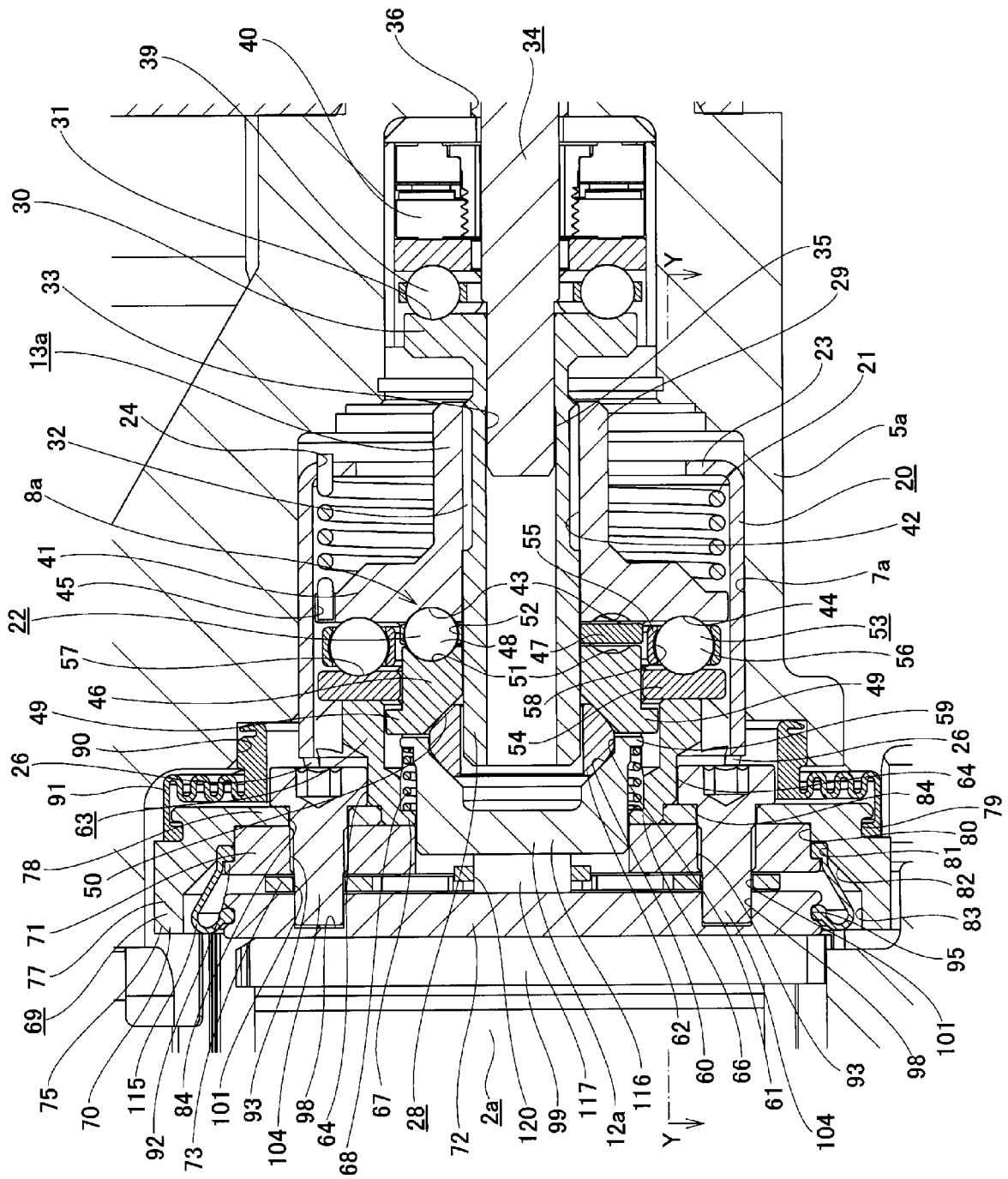
[請求項8] 前記パッド作用力伝達機構が、可逆性の接線力変換機構で前記サーボプレートを前記ブレーキ接線力の方向に変位させる為の作用力を付与するものであり、

前記サーボプレートの変位に伴って発生した軸力により、前記パッドを前記ロータに押し付ける請求項 4 ～ 5 のうちの何れか 1 項に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

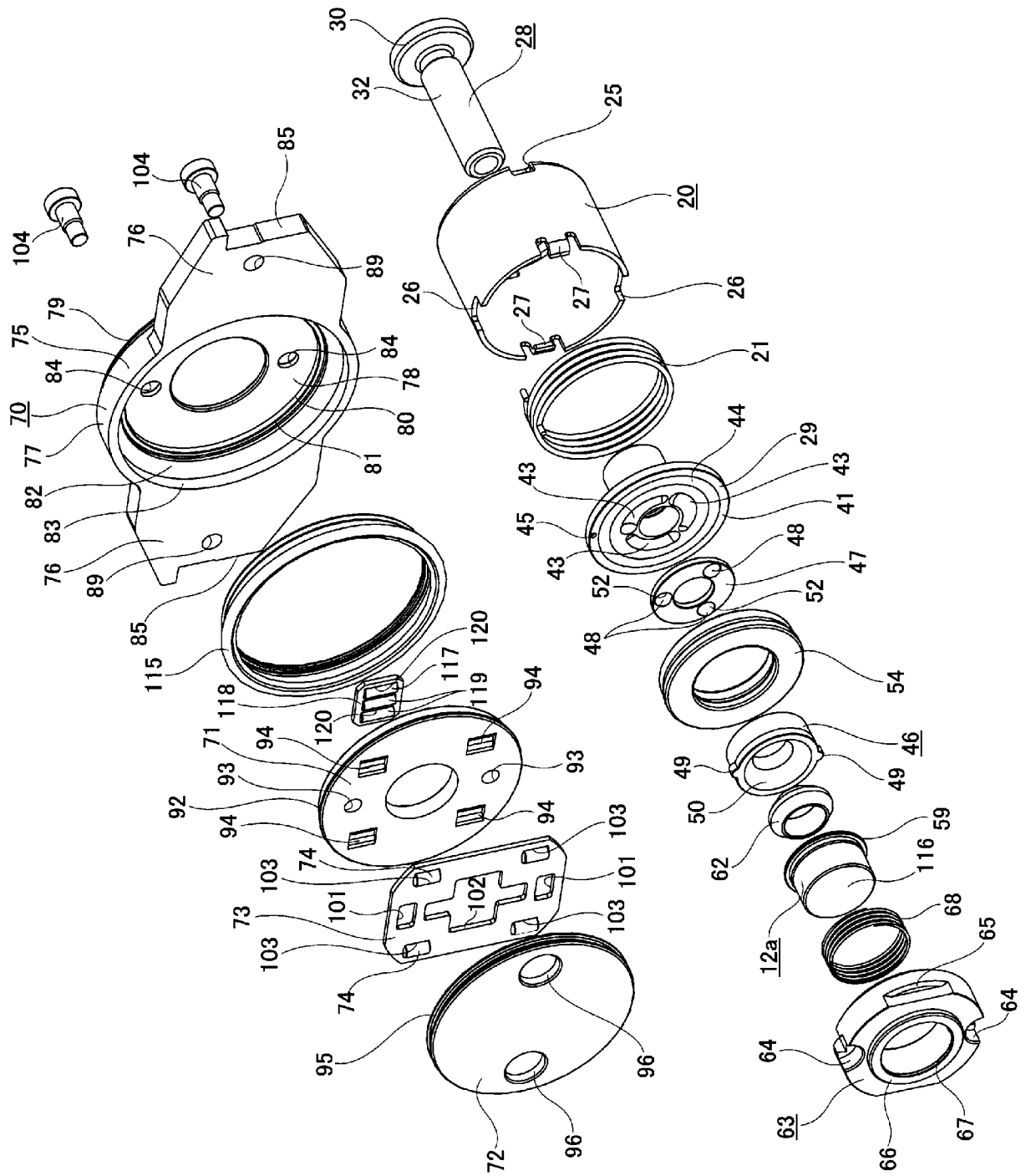
[請求項9] 前記接線力変換機構が、偏心カム機構である、請求項 8 に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

[請求項10] 前記軸送り機構が、非可逆性を有している、請求項 1 ～ 9 のうちの何れか 1 項に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

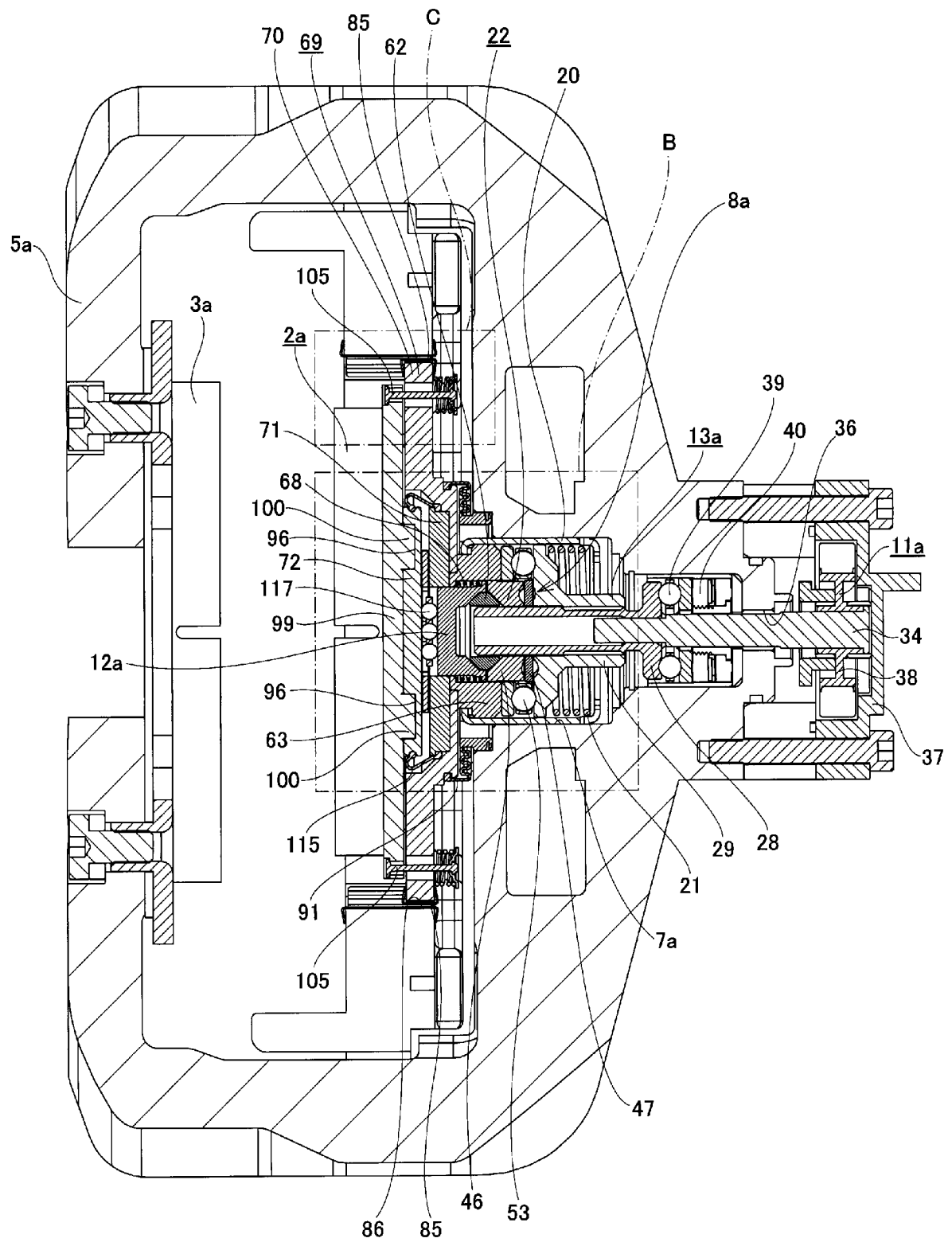
[図2]



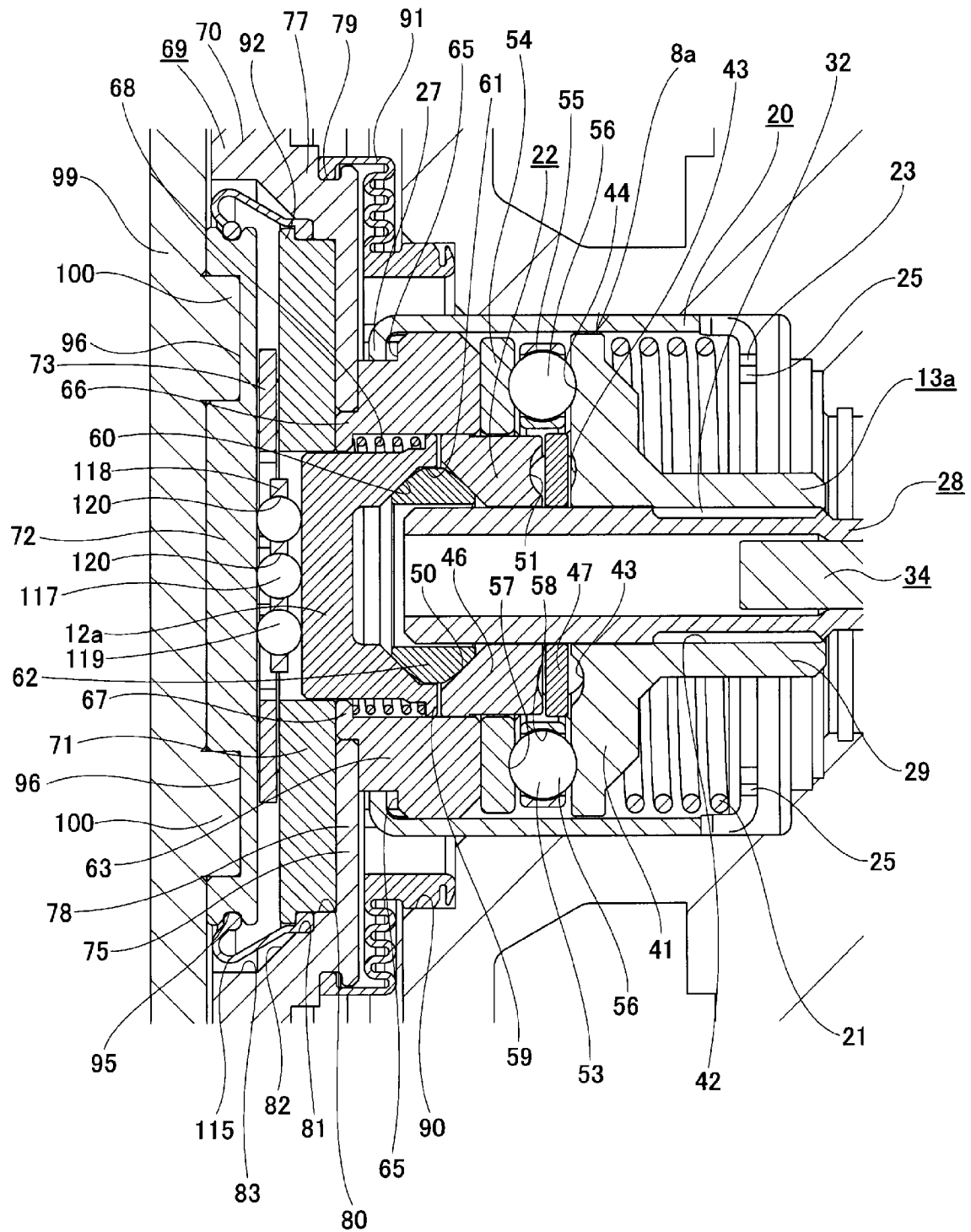
[図3]



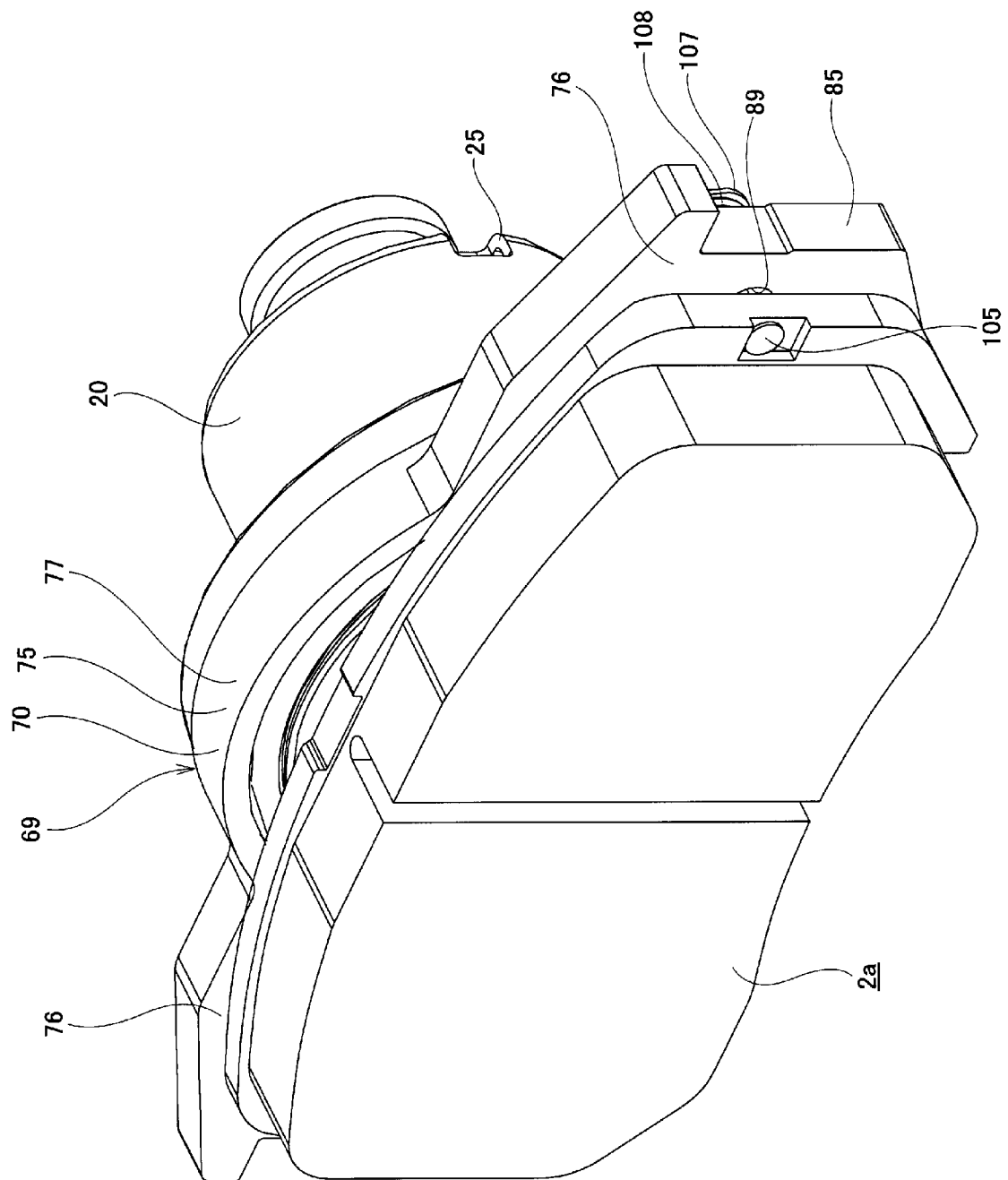
[図4]



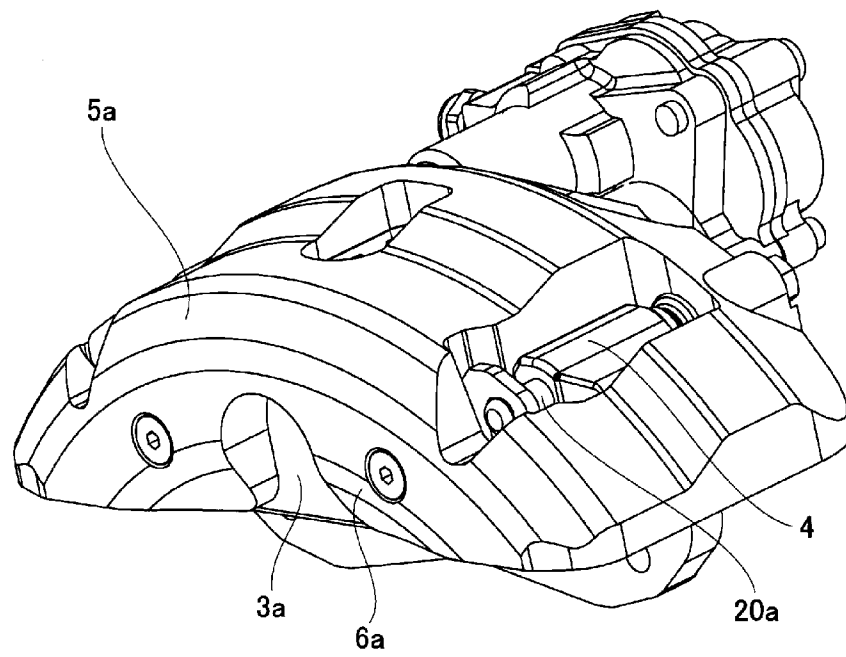
[図5]



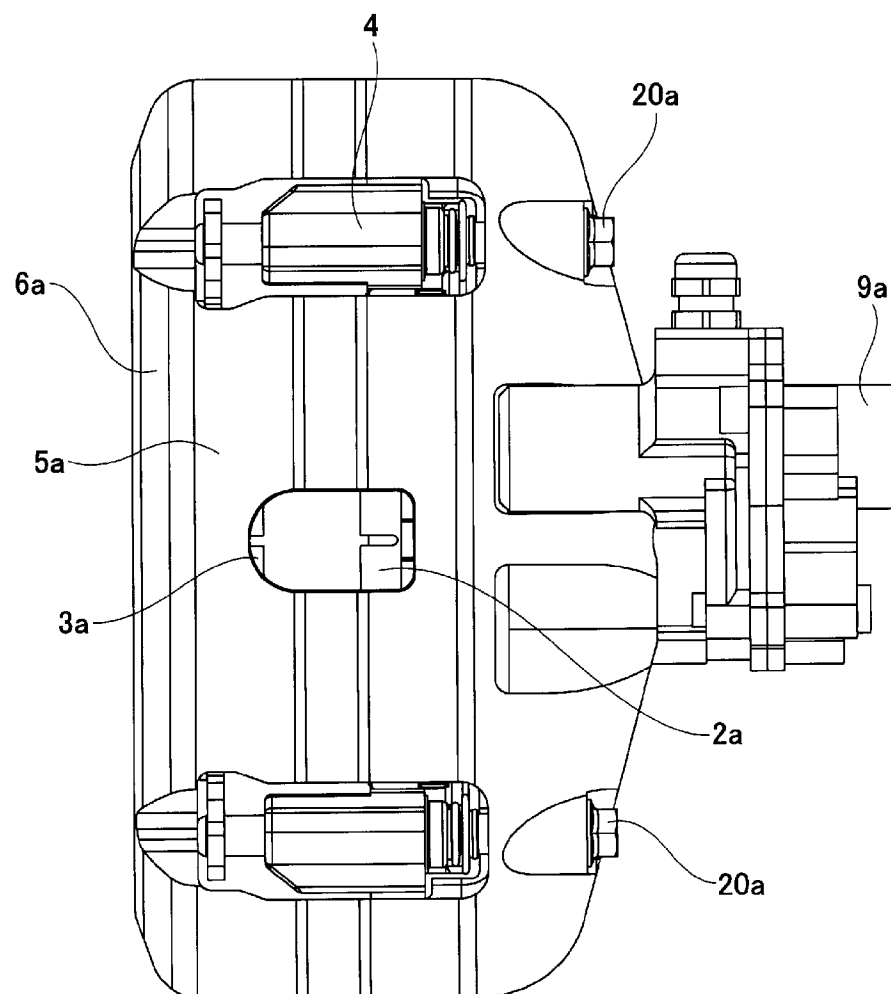
[図9]



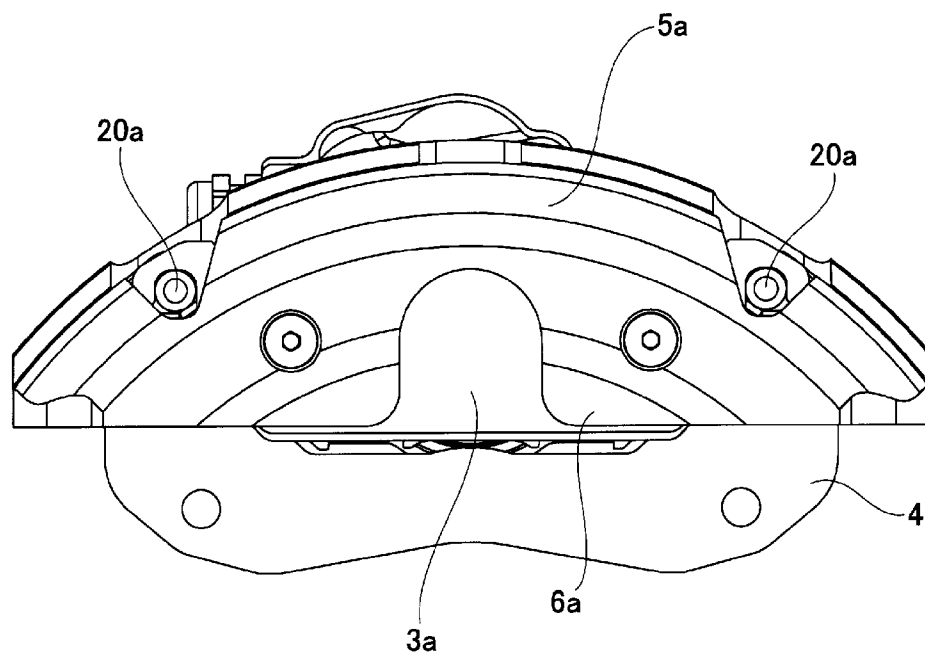
[図10]



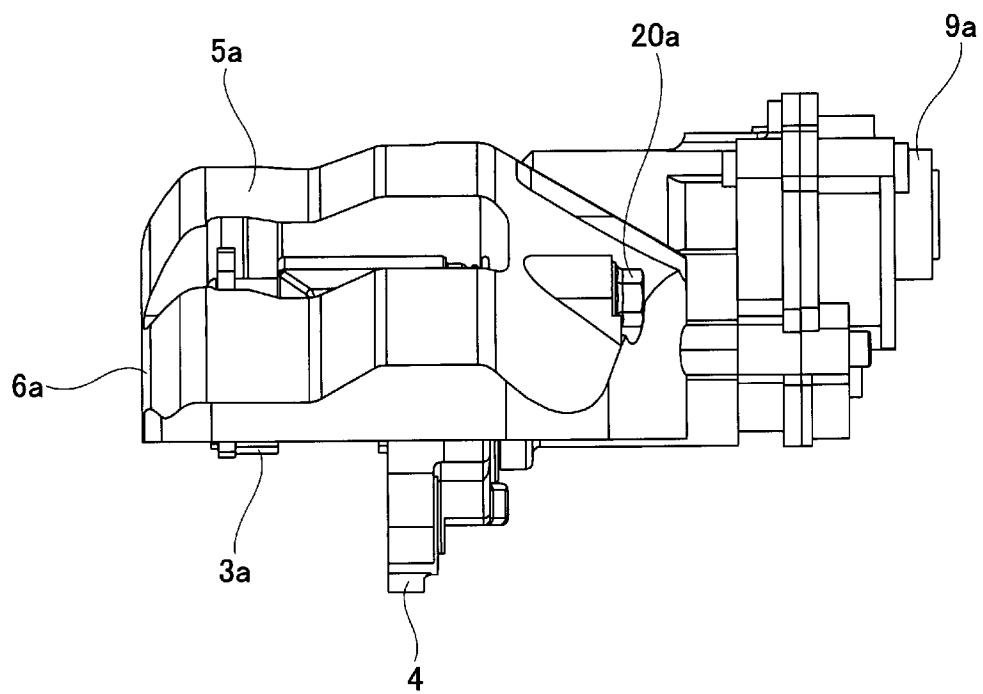
[図11]



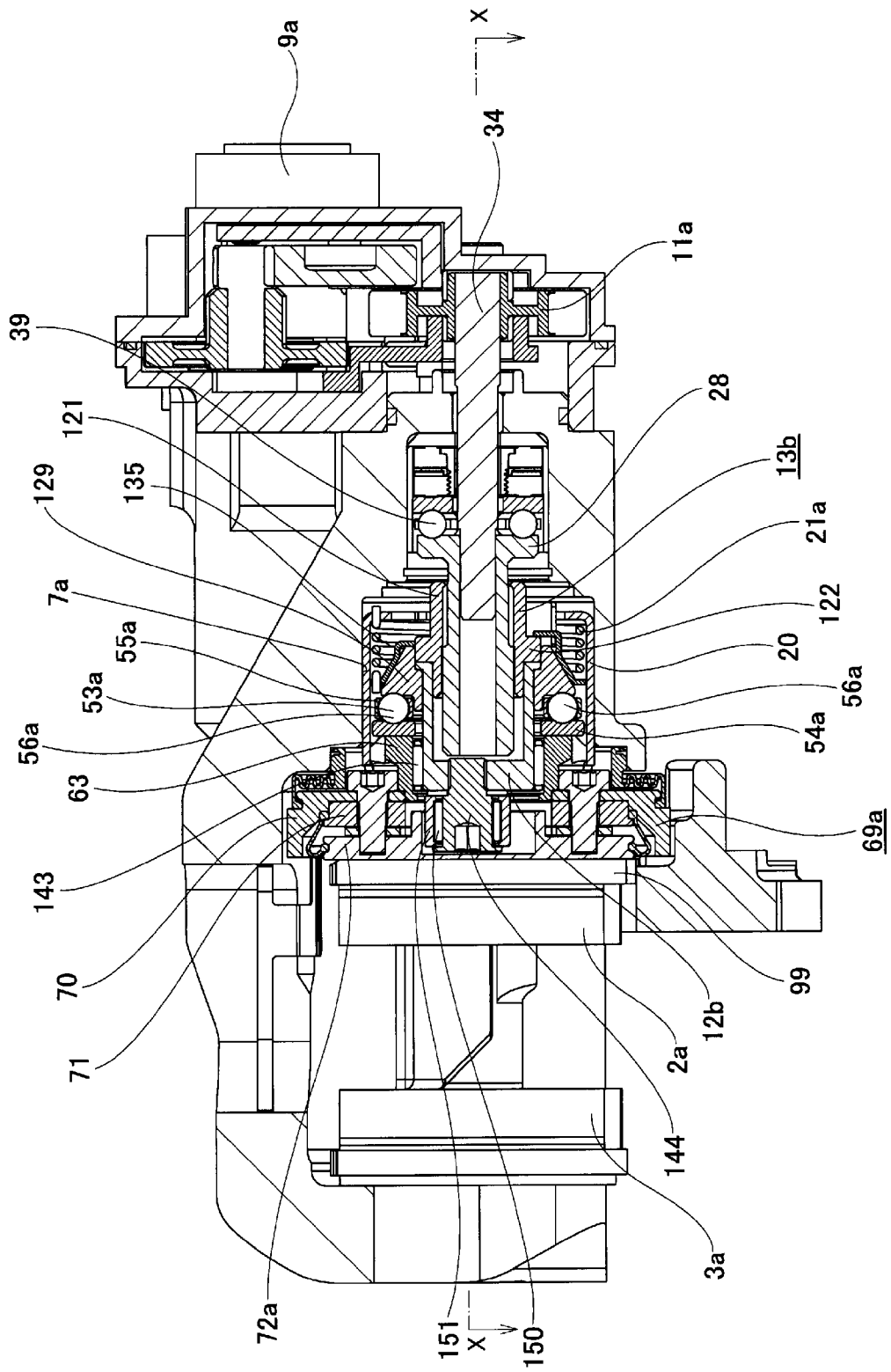
[図12]



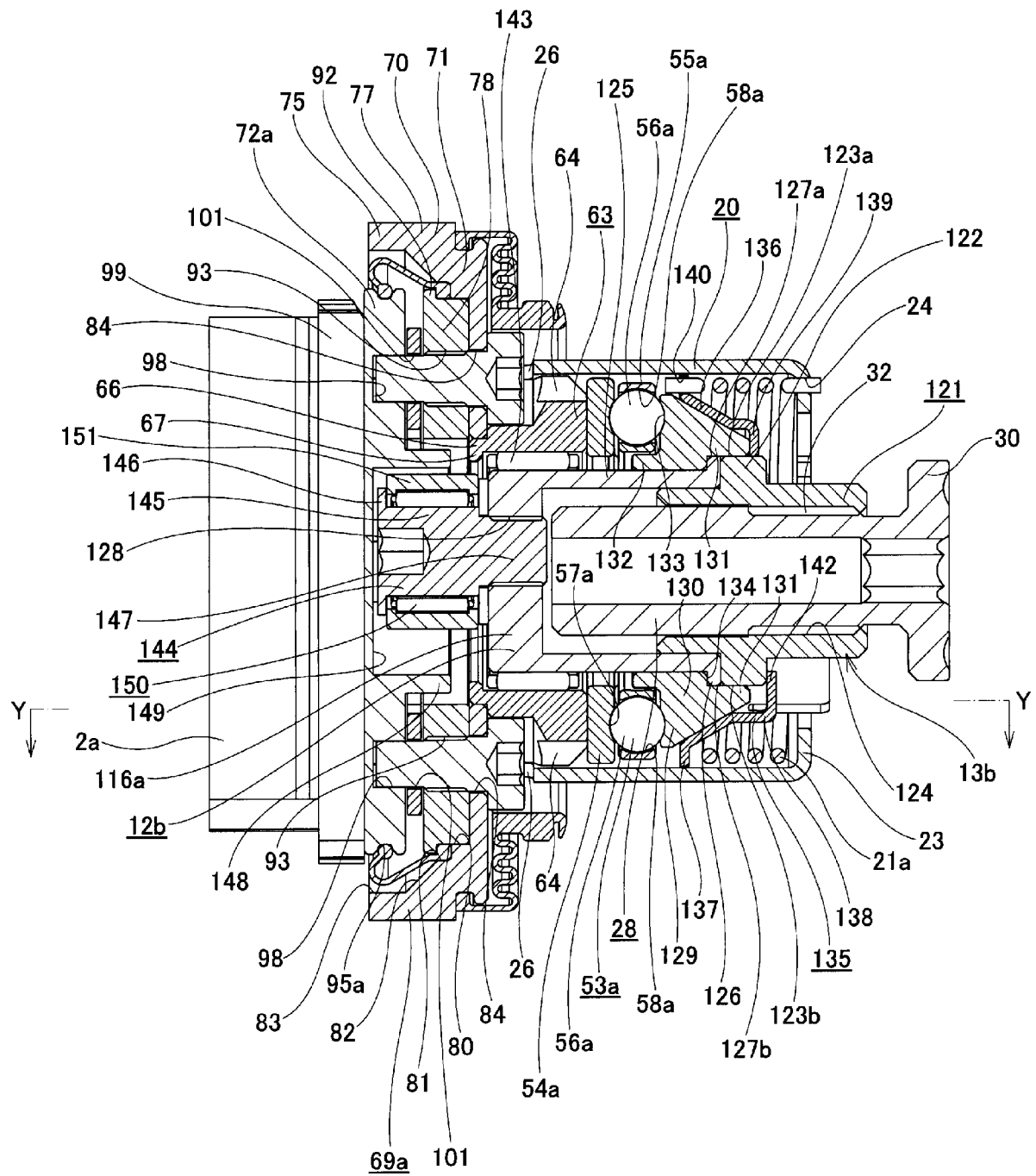
[図13]



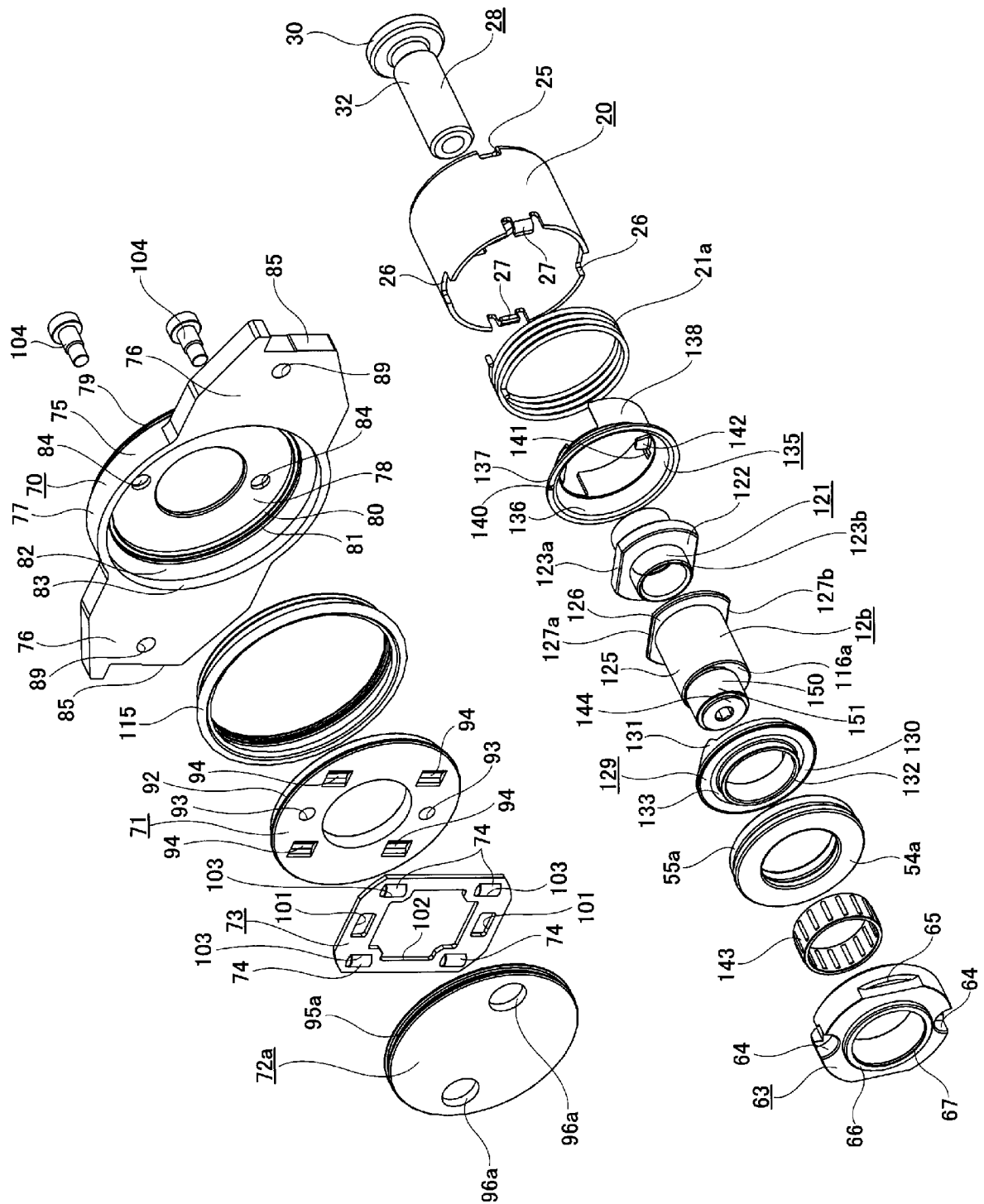
[図14]



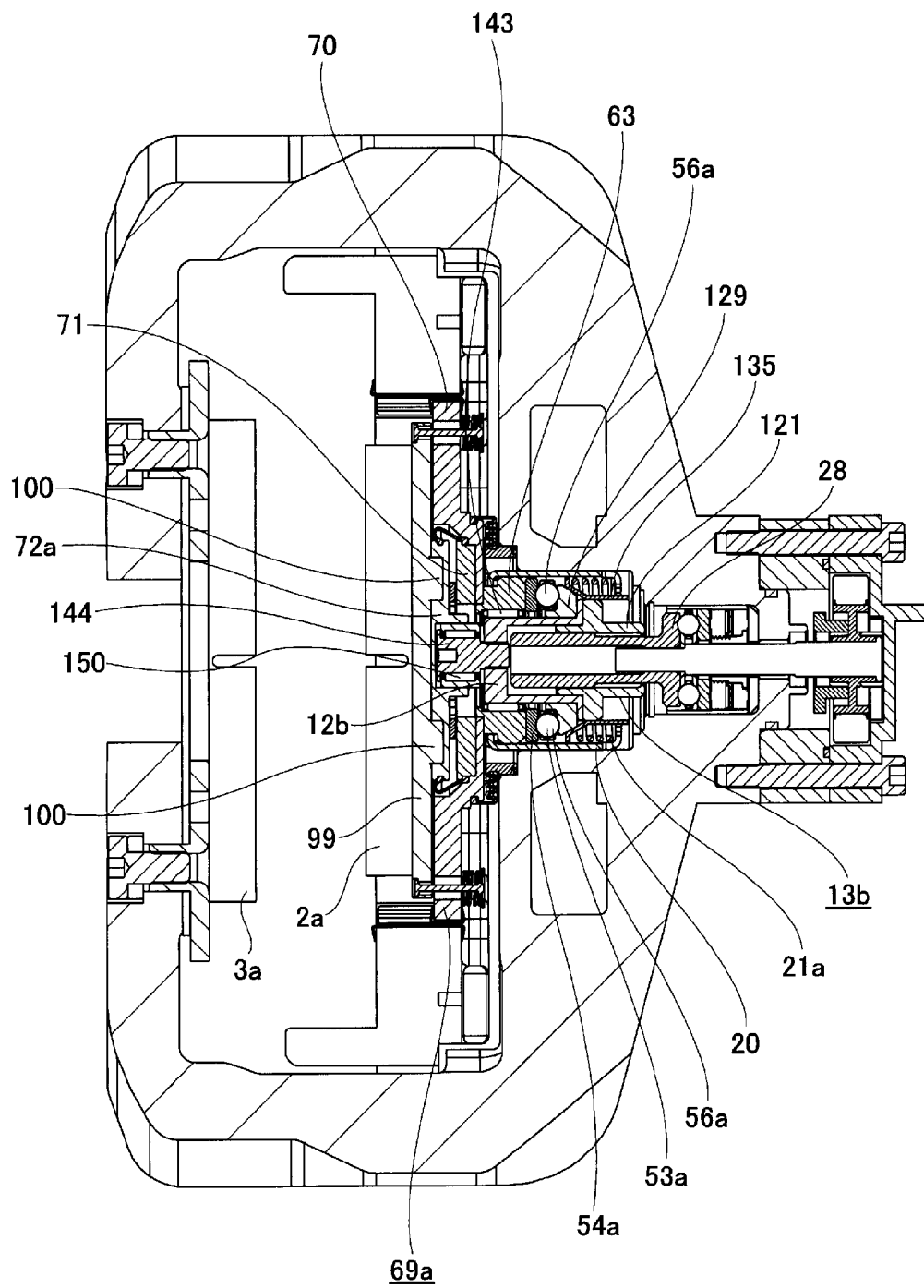
[図15]



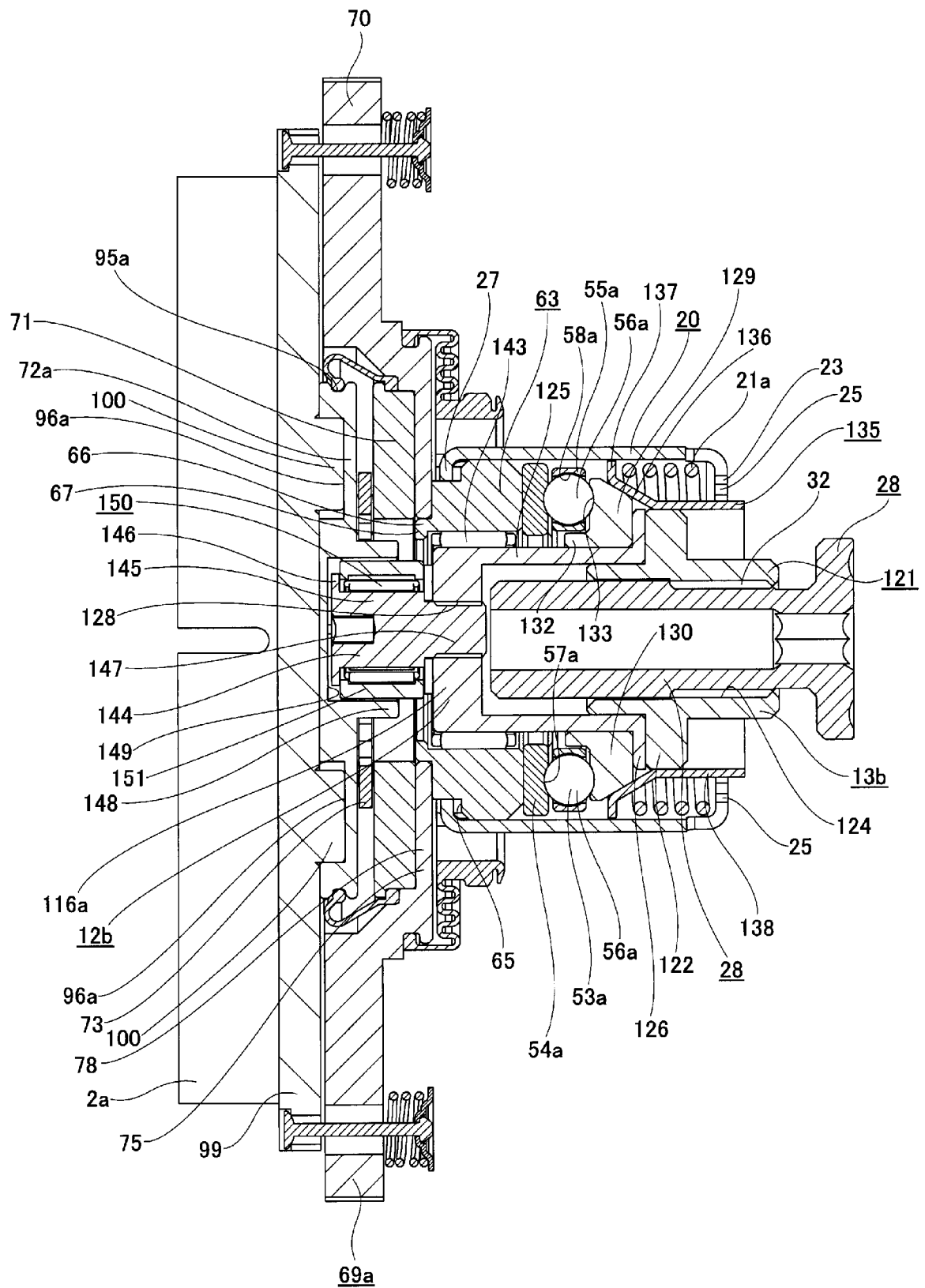
[図16]



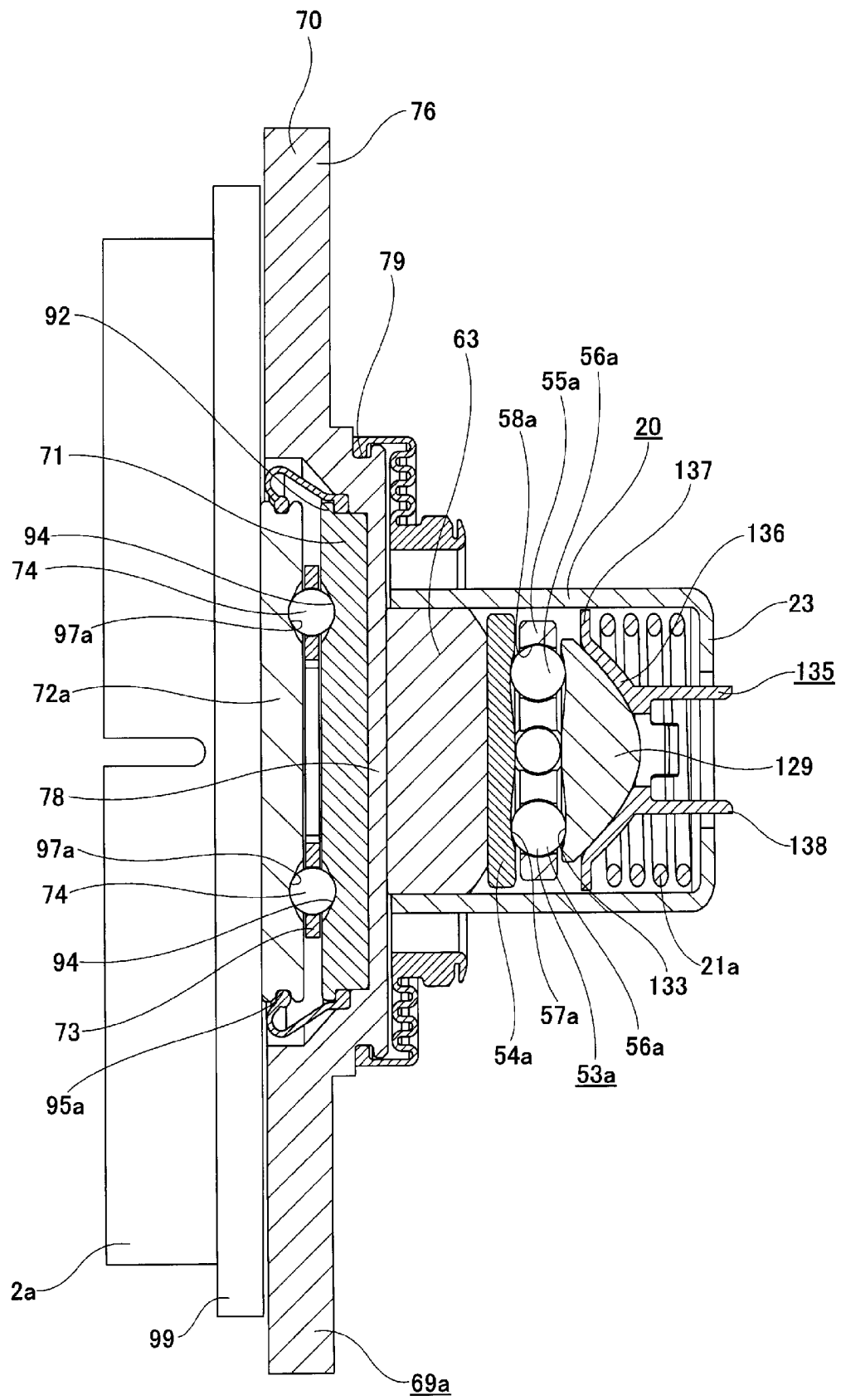
[図17]



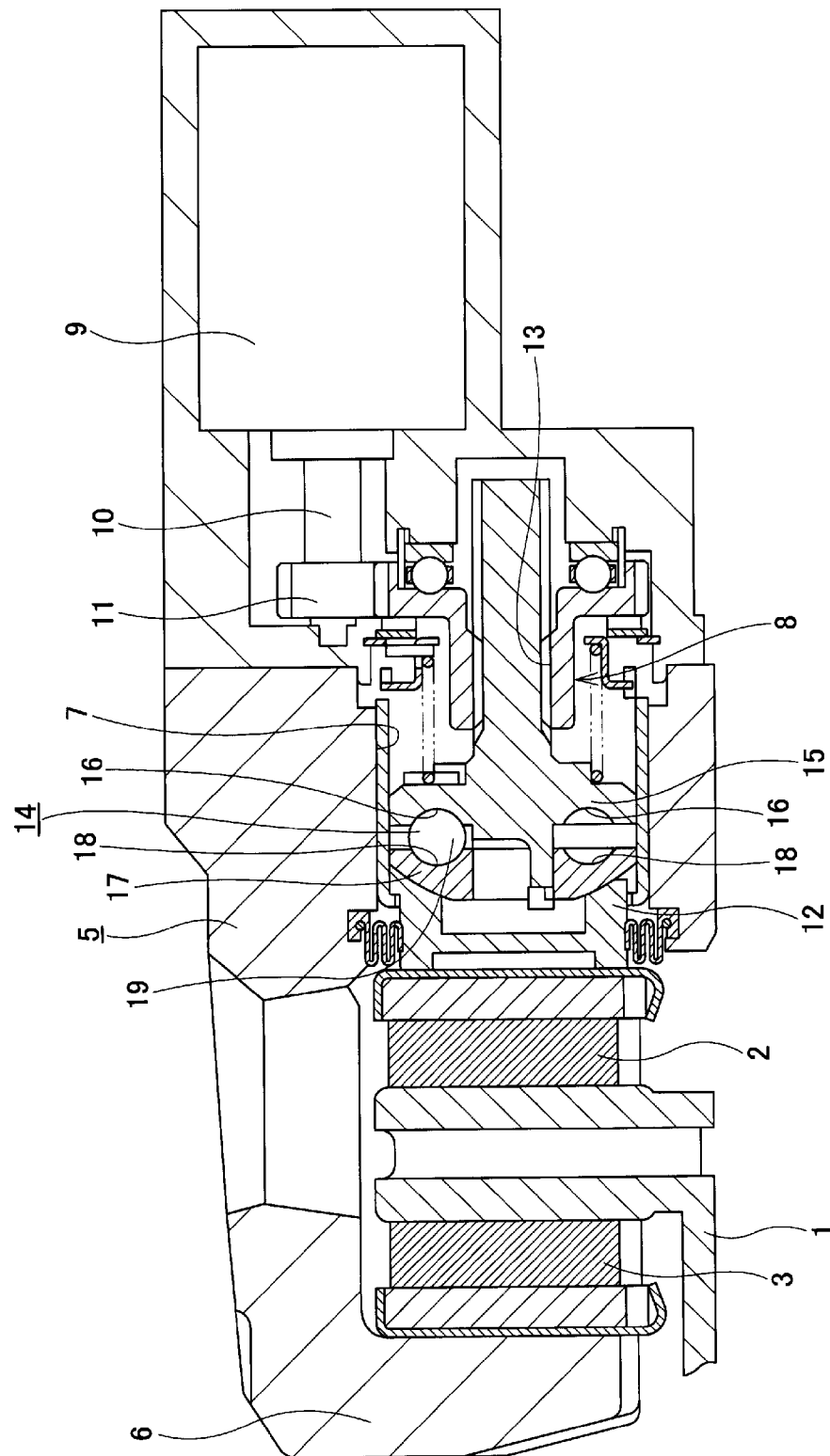
[図18]



[図19]



[図20]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/059374

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D65/18(2006.01)i, B60T13/74(2006.01)i, F16D121/24(2012.01)n,
F16D125/36(2012.01)n, F16D125/40(2012.01)n, F16D125/66(2012.01)n,
F16D127/10(2012.01)n

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)

F16D65/18, B60T13/74, F16D121/24, F16D125/36, F16D125/40, F16D125/66,
F16D127/10

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.
Y	JP 2011-158058 A (Akebono Brake Industry Co., Ltd.), 18 August 2011 (18.08.2011), paragraphs [0021], [0028] to [0029]; fig. 1 & US 2012/0292141 A1 & WO 2011/096449 A1 & EP 2532915 A1	1-10
Y	JP 2011-122649 A (Akebono Brake Industry Co., Ltd.), 23 June 2011 (23.06.2011), claim 4; paragraphs [0016] to [0017], [0025]; fig. 1 & US 2011/0139555 A1 & DE 102010062775 A	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
18 May 2016 (18.05.16)

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

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

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2016/059374

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 2006-321478 A (Robert Bosch GmbH), 30 November 2006 (30.11.2006), paragraph [0020]; fig. 1 & DE 102005022660 A & FR 2885976 A1	1-10

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16D65/18(2006.01)i, B60T13/74(2006.01)i, F16D121/24(2012.01)n, F16D125/36(2012.01)n, F16D125/40(2012.01)n, F16D125/66(2012.01)n, F16D127/10(2012.01)n

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. F16D65/18, B60T13/74, F16D121/24, F16D125/36, F16D125/40, F16D125/66, F16D127/10

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
Y	JP 2011-158058 A (曙ブレーキ工業株式会社) 2011.08.18, 段落[0021], [0028]-[0029], [図1] & US 2012/0292141 A1 & WO 2011/096449 A1 & EP 2532915 A1	1-10
Y	JP 2011-122649 A (曙ブレーキ工業株式会社) 2011.06.23, [請求項4], 段落[0016]-[0017], [0025], [図1] & US 2011/0139555 A1 & DE 102010062775 A	1-10

☒ 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 | 「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 |
| 「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 | 「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 |
| 「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) | 「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 |
| 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 | 「&」 同一パテントファミリー文献 |
| 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願 | |

国際調査を完了した日

18.05.2016

国際調査報告の発送日

31.05.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

中尾 麗

3W

4026

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 2006-321478 A (ロベルト・ボッシュ・ゲゼルシャフト・ミト・ベシュレンクテル・ハフツング) 2006. 11. 30, 段落[0020], [図 1] & DE 102005022660 A & FR 2885976 A1	1-10