(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
2014 年 2 月 13 日(13.02.2014)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2014/025010 A1

(51) 国際特許分類:
F16D 65/18 (2006.01) *F16D 65/14* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2013/071640

(22) 国際出願日: 2013 年 8 月 9 日(09.08.2013)

(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 2012-177149 2012 年 8 月 9 日(09.08.2012) JP
特願 2012-265955 2012 年 12 月 5 日(05.12.2012) 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: 柿崎 英紀(KAKIZAKI Hideki); 〒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). 田島 顕之(TAJIMA Akiyuki); 〒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: 濱田 百合子, 外(HAMADA Yuriko et al.); 〒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 栄光特許事務所 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, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, 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, 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).

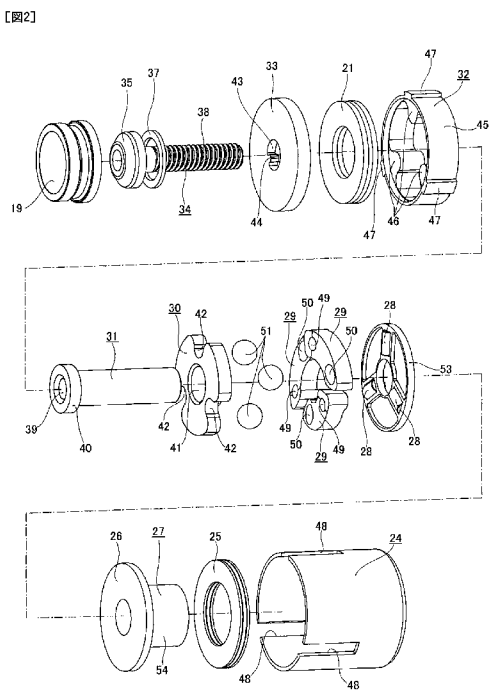
添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

(54) **Title**: ELECTRIC DISC BRAKE APPARATUS

(54) 発明の名称 : 電動式ディスクブレーキ装置

[図2]



(57) **Abstract**: This electric actuator is provided with an electric motor (8a), a pressing unit (20), a plate spring (21), a booster unit (22), and a booster ratio conversion unit (23). The booster unit (22) is configured to include a plurality of levers (29) that swing around roller (28), and is displaced in a direction in which a pressing plate (30) constituting the pressing unit (20) protrudes from a cylinder space (6a). The booster ratio conversion unit (23) displaces each roller (28) in the circumferential direction of each lever (29), thereby altering the booster ratio.

(57) 要約: 電動式アクチュエータは、電動モータ８ａと、押圧ユニット２０と、皿板ばね２１と、増力ユニット２２と、増力比変換ユニット２３とを備える。増力ユニット２２は、ころ２８を中心として揺動する複数のレバー２９を含んで構成され、押圧ユニット２０を構成する押圧板３０がシリンダ空間６ａから突出する方向に変位される。増力比変換ユニット２３は、各ころ２８を各レバー２９の周方向に変位させて、増力比を変化させる。

WO 2014/025010 A1

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] この発明は、電動式ディスクブレーキ装置の改良に関する。

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。この様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、一対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。この様な事情に鑑みて、歯車式等の減速機と増力装置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１～４に記載されるように、従来から各種提案されている。

[0003] 図８は、特許文献１～２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及びアウタパッド３が、このロータ１の軸方向の変位を可能に設置されている。この為に、このロータ１に隣接する状態でサポート（図示省略）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。前記インナパッド２及びアウタパッド３は、前記ロータ１を軸方向両側から挟む状態で、軸方向（アウタ側とは、車体への組み付け状態でこの車体の幅方向外側を言い、インナ側とは、同じく車体の幅方向中央側を言う。又、軸方向とは、特に断らない限り、ロータ１の回転軸方向を言う。何れも、本明細書及び請求の範囲全体の記載で同じ。）の変位が可能に、前記サポートに支持されている。

[0004] 又、このサポートには、キャリパ４が軸方向の変位を可能に組み付けられている。このキャリパ４は、アウタ側端部にキャリパ爪５が設けられ、イン

ナ側部分の内部にシリンダ空間６が設けられている。そして、このキャリパ爪５が、前記アウタパッド３のアウタ側面に対向すると共に、前記シリンダ空間６内に設けた推力発生装置７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、前記推力発生装置７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４がインナ側に変位され、前記キャリパ爪５が前記アウタパッド３を前記ロータ１のアウタ側面に押し付ける。この結果、このロータ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８を駆動源として、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為に、この電動モータ８の出力軸９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１０と、前記推力発生装置７と、ピストン１１とが設けられている。この減速機１０で減速されると共にトルクを増大された回転力は、送りねじ装置１２を介して、ボール・ランプ式の増力装置を構成する駆動側ロータ１３に伝達され、この駆動側ロータ１３が回転される。尚、この駆動側ロータ１３は、前記インナパッド２及びアウタパッド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、前記送りねじ装置１２の機能により、アウタ側に平行移動する。これに対して、前記隙間が解消し、この送りねじ装置１２の機能が停止した後は回転する。すると、この駆動側ロータ１３のアウタ側面に設けられた複数の駆動側ランプ溝１４、１４と、前記ピストン１１のインナ側面に添設した被駆動側ステータ１５のインナ側面に設けられた複数の被駆動側ランプ溝１６、１６と、これら両ランプ溝１４、１６同士の間に挟持された複数個のボール１７との係合（転がり接触）に基づいて、前記駆動側ロータ１３と前記被駆動側ステータ１５との間隔が、大きな力で拡げられる。この結果、前記ピストン１１のアウタ側面が、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] 上述の様な従来構造の電動式ディスクブレーキ装置は、必ずしも前記インナパッド２及びアウタパッド３が前記ロータ１の両側面に押し付けられる事に伴う制動力を十分に大きくできない。勿論、前記減速機１０の減速比を大きくしたり、前記送りねじ装置１２の減速比を大きく（ねじピッチを細かく）したり、前記各駆動側ランプ溝１４及び前記被駆動側ランプ溝１６の傾斜角度を緩くしたりする事で、前記制動力を大きくする事は可能である。但し、前記減速機１０や前記送りねじ装置１２の減速比を大きくすると、前記インナパッド２及びアウタパッド３が非制動状態位置から制動可能位置まで前進し、これらインナパッド２及びアウタパッド３のライニング１８、１８が前記ロータ１の両側面に押し付けられるまでに要する時間が長くなる。即ち、非制動状態では、このロータ１の両側面と前記両ライニング１８、１８の摩擦面との間に隙間（クリアランス）が存在するので、制動力が発揮される為には、このクリアランスが解消される必要がある。前記減速比を大きくすると、このクリアランスを解消する為に要する時間が長くなり、電動式ディスクブレーキ装置の応答性が悪化する。

[0007] 又、特許文献３、４には、ばねの弾力が利用され、梃子の如き増力機構によりこの弾力が増大されて、パッドのライニングがロータに押し付けられる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。このうちの特許文献３に記載された発明は、ばねの弾力が増大されて制動力が発生されると共に、ソレノイドへの通電に基づいて制動が解除される。この様な特許文献３に記載された発明の構造は、制動力の調節を行えない等、自動車用の制動装置としての利用は限られるものと考えられる。又、特許文献４に記載された発明の構造は、ボールカム機構と板ばねの弾力との釣り合いにより制動力が発生される。この様な構造は、大きな制動力を得る為には、前記ボールカム機構を大型化する必要がある等、自動車用の制動装置としての利用は限られるものと考えられる。

先行技術文献

特許文献

[0008] 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２０１０－２６５９７１号公報

特許文献3：日本国特許第２５１１９５７号公報

特許文献4：米国特許出願公開第２０１０／０２４３３８７号明細書

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0009] 本発明は、上述の様な事情に鑑みてなされたもので、その目的は、発生する制動力を大きくでき、且つ、自動車用制動装置として現実的な大きさにできる構造を備えた電動式ディスクブレーキ装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

[0010] 本発明の上記目的は、下記（１）～（８）の構成により達成される。

（１） 車輪と共に回転するロータと、

前記ロータに隣接する状態で車体に支持されるパッド支持部（フローティングキャリパ型ディスクブレーキ装置の場合にはサポートが、対向ピストン型ディスクブレーキ装置の場合にはキャリパが、それぞれ対応する。）と、

前記ロータを軸方向両側から挟む状態で、軸方向における変位が可能に前記パッド支持部に支持されたアウタ側とインナ側との一対のパッドと、

前記両パッドのうちの少なくとも一方のパッドに対向する部分に設けられたシリンダ空間に、前記ロータの軸方向における変位が可能に設けられた押圧駒と、

電動モータを駆動源として前記押圧駒が前記シリンダ空間から押し出される方向に変位する事により、前記両パッドが前記ロータの軸方向両側面に押し付けられる電動式アクチュエータと、を備えた電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記電動式アクチュエータは、前記電動モータと、前記シリンダ空間内に互いに同心に配置された押圧ユニットと、ばねと、増力ユニットと、増力比変換ユニットとを有し、

前記電動モータは、通電に基づいて出力軸が両方向に回転されるものであ

り、

前記押圧ユニットは、前記出力軸の回転に基づいて前記シリンダ空間から突出する方向に変位され、前記シリンダ空間の開口部が対向する前記一方のパッドが前記ロータの軸方向側面に押圧されるものであり、

前記ばねは、前記シリンダ空間の内面における固定部分に軸方向一端部が当接されると共に、軸方向他端部が、前記押圧ユニットの構成部材が前記シリンダ空間から突出する方向に変位される方向の力を付与する出力部とされたものであり、

前記増力ユニットは、周方向に間欠的に配置され、それぞれの周方向中間部が支点として揺動変位される複数のレバーと、前記各レバーの周方向中間部にそれぞれ当接する支点部材と、軸方向に関して前記各レバーと反対側において、前記各支点部材を支承する支持板部材とを有し、前記各レバーの周方向一端部が前記ばねの出力部により押圧される被押圧部材に揺動変位可能に係合され、同じく他端部が前記押圧ユニットの構成部材の一部に揺動変位可能に係合されることにより、前記ばねの弾力に基づく前記各レバーの揺動変位に伴って前記押圧ユニットが前記シリンダ空間から突出する方向に変位されるものであり、

前記増力比変換ユニットは、前記各支点部材が前記各レバーの周方向に変位することによって、前記各支点部材と前記各レバーの入力側となる周方向一端部との間隔と、前記各支点部材と前記各レバーの出力側となる周方向他端部との間隔との比によって定まるところの前記ばねの弾力と、前記ばねの弾力に基づいて前記押圧ユニットが前記シリンダ空間から突出する方向に変位する力の大きさとの比である増力比が変化するものである電動式ディスクブレーキ装置。

[0011] （２） 上記（１）の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記シリンダ空間の開口寄り端部内側には、前記シリンダ空間から抜け出る方向の変位を阻止された状態で係止板が支持されており、

前記シリンダ空間の軸方向中間部には、前記増力ユニットの被押圧部材で

あるアンカプレートが、前記シリンダ空間内での回転を阻止された状態で、且つ、軸方向の変位を可能に設けられており、

前記ばねである皿板ばねが、前記係止板と前記アンカプレートとの間に挟持されている電動式ディスクブレーキ装置。

[0012] （３） 上記（１）又は（２）の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記各支点部材が円柱状のころであり、前記各ころが保持器に放射方向に設けられた複数のポケット内に、転動可能に保持されており、

前記各レバーにおける前記各ころの周面が当接する部分が、平面状の支承面であり、

前記各ころが、前記支承面と前記増力比変換ユニットを構成する支持板部の軸方向片面との間に設けられており、

前記支持板部が、前記シリンダ空間の奥端部に、軸方向他面と前記シリンダ空間の奥端面との間に設けられたスラスト軸受により回転可能に支持されている電動式ディスクブレーキ装置。

[0013] （４） 上記（１）～（３）の何れかの構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記押圧ユニットが、アジャストスクリューと、アジャストナットと、押圧板とを有しており、

前記アジャストスクリューは、先端部が前記押圧駒の基端側面に係合されると共に、中間部から基端部が雄ねじ部とされたものであり、回転が阻止された状態で軸方向の変位が可能に前記シリンダ空間内に設けられており、

前記アジャストナットは、中心部に前記雄ねじ部と螺合するねじ孔が設けられ、先端部外周面に外向フランジ状の鍔部が設けられており、

前記押圧板は、環状であり、軸方向両側面における前記シリンダ空間の奥端面側である軸方向片面の周方向複数箇所に、前記各レバーの周方向一端部が当接されると共に、軸方向他面の内周縁部が前記鍔部に係合されており、前記各レバーの揺動変位に伴って加えられる前記シリンダ空間から突出する

方向の力が、前記アジャストナットに伝達可能とされている電動式ディスクブレーキ装置。

[0014] （５） 上記（３）及び（４）の構成を備えた電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記電動モータの出力軸と前記支持板部及び前記アジャストナットとの間には、遊星歯車式変速機が設けられており、

前記遊星歯車式変速機の太陽歯車が前記出力軸により回転駆動され、同じくリング歯車により前記支持板部が回転駆動され、それぞれが前記太陽歯車と前記リング歯車とに噛合した複数個の遊星歯車を支持したキャリアにより前記アジャストナットが回転駆動される電動式ディスクブレーキ装置。

[0015] （６） 上記（５）の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記リング歯車が回転する事に対する抵抗力を付与する抵抗機構が設けられ、前記電動モータへの通電に基づいて前記両パッドにより前記ロータが挟持されて制動力が発生する過程において、

前記抵抗機構により前記リング歯車に付与される抵抗力に基づき、前記両パッドの押圧面と前記ロータの軸方向両側面との間の隙間が解消されるまでの間は、前記太陽歯車の回転に伴って前記リング歯車が回転されずに前記キャリアが回転され、

前記隙間が解消されて前記両パッドの押圧面が前記ロータの軸方向両側面に押し付けられた後には、前記リング歯車が回転される電動式ディスクブレーキ装置。

[0016] （７） 上記（２）及び（４）の構成を備えた電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記係止板と前記アジャストナットの鍔部との間に圧縮コイルばねや板ばね等の弾性部材が設けられており、

非制動時には、前記アジャストナットが前記シリンダ空間内でがたつくことが防止されている電動式ディスクブレーキ装置。

[0017] （８） 上記（７）の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記係止板と前記アジャストナットの鍔部とにおける一方の部材には、前記弾性部材の一端部が突き当てられており、

同じく他方の部材と前記弾性部材の他端部との間部分には、スラスト軸受が設けられている電動式ディスクブレーキ装置。

なお、この様なスラスト軸受として、例えば、摩擦係数の低い合成樹脂又は含有メタルの如き金属材料製の滑り軸受、或いはスラスト転がり軸受を使用する事ができる。又、前記間部分にグリース等の潤滑剤を介在させる事もできる。

[0018] 上記（１）の構成の電動式ディスクブレーキ装置において、制動力が発生されるように前記両パッドのライニングが前記ロータの両側面に押し付けられる力は、ばねの弾力が、それぞれが支点部材を中心として揺動変位される複数のレバーにより、押圧ユニットの構成部材に伝達される事により発生される。上記（１）の構成の電動式ディスクブレーキ装置は、次の様に作用して、一対のパッドのライニングがロータの両側面に押し付けられ、制動が行われる。

[0019] 制動力が発生するように、電動モータへの通電に基づいて前記押圧ユニットがシリンダ空間から突出する方向に変位される場合に、前記両パッドのライニングと前記ロータの両側面との間に隙間が存在する間は、増力ユニット及び増力比交換ユニットが機能する事なく、前記押圧ユニットが前記シリンダ空間から突出する方向に迅速に変位する。この為、前記隙間を素早く解消できて、応答性を確保できる。即ち、この隙間が解消されるまでの間は、前記各レバーを含む前記増力ユニットが作動する必要はなく、この増力ユニットの増力比に関係なく、前記押圧ユニットの移動速度を速くできる。

[0020] 前記隙間が解消された後は、増力比変換ユニットの働きにより、前記各支点部材が移動し、前記各レバーを含む前記増力ユニットの増力比を大きくできる。この為に前記押圧ユニットが、前記ばねの弾力よりも十分に大きな力で、前記シリンダ空間から突出する方向に押される。この結果、前記両パッドのライニングが前記ロータの両側面に、十分に大きな力で押し付けられて

、十分な制動力が得られる。

[0021] 又、電動式アクチュエータを構成する、前記押圧ユニットと、前記ばねと、前記増力ユニットと、前記増力比変換ユニットとは、それぞれが環状若しくは筒状に構成されて、同軸上に配置できる。従って、前記電動式アクチュエータを小型に構成できる。

この結果、上記（１）の構成によれば、制動力が発生するまでに要する時間を短くでき、しかも発生する制動力を大きくできて、且つ、自動車用制動装置として現実的な大きさの電動式ディスクブレーキ装置を実現できる。

[0022] 又、上記（７）の構成によれば、前記電動式ディスクブレーキ装置の非制動時に、前記押圧ユニットを構成するアジャストナットが、前記シリンダ空間内でがたつく事を防止できる。この為、非制動時に、前記アジャストナットのねじ孔と、アジャストスクリューの雄ねじ部との間で衝突音が発生したり、これら両部材に摩耗等の破損が生じたりするのを防止できる。

図面の簡単な説明

[0023] [図1]図１は本発明の実施の形態の第１例を示す断面図である。

[図2]図２は図１の内部機構を取り出して示す分解斜視図である。

[図3]図３は図２に示す増力ユニット及び増力比変換ユニットを組み立てた状態で示す斜視図である。

[図4]図４の（Ａ）及び（Ｂ）は支持板部材を省略し、増力比が小さい状態（Ａ）と大きい状態（Ｂ）とを示す図３のＸ方向矢視図である。

[図5]図５の（Ａ）及び（Ｂ）は支点部材であるローラの変位に伴う増力比の変化状況を示す模式図である。

[図6]図６は本発明の実施の形態の構造と従来構造とで、制御入力トルクＴと押付軸力Ｐとの関係を示す線図である。

[図7]図７は本発明の実施の形態の第２例を示す、図１のＹ部に相当する拡大断面図である。

[図8]図８は従来構造の１例を示す断面図である。

発明を実施するための形態

[0024] ［実施の形態の第１例］

図１～図５は、上記（１）～（６）の構成に対応する本発明の実施の形態の第１例を示している。尚、本第１例の電動式ディスクブレーキ装置の特徴は、電動式アクチュエータを構成する電動モータ８ａの出力軸９ａと、インナパッド２をロータ１（図８参照）に向けて押圧する押圧駒１９との間に、押圧ユニット２０と、ばねである皿板ばね２１と、増力ユニット２２と、増力比変換ユニット２３とを設けた点にある。本第１例の場合には、この様な特徴を有する構成を採用する事により、小型に構成できる構造で、制動開始時に、ロータ１の両側面とインナパッド２及びアウタパッド３のライニング１８、１８の摩擦面との間に存在する隙間を素早く詰め、その後、これら両ライニング１８、１８の摩擦面を前記ロータ１の両側面に強く押し付けて、大きな制動力を発生させることができる構造を実現する。その他の部分の構造及び作用に関しては、前述の図８に示した構造を含めて、従来から知られている構造と同様であるから、重複する説明は、省略若しくは簡略にし、以下、本第１例の特徴部分を中心に説明する。尚、以下の実施の形態の説明では、ロータ１寄りの端となる、図１～図３の左端側を先端とし、逆側の端である、図１～図３の右端を基端とする。

[0025] 本第１例の場合には、キャリパ４ａに設けたシリンダ空間６ａの内面が保持ケース２４により覆われる。そして、この保持ケース２４の内側には、このシリンダ空間６ａの奥側（基端側）から順番に、スラスト軸受であるスラストニードル軸受２５と、支持板部２６を備えた増力比変換用スリーブ２７と、それぞれが支点部材である複数個（図示の例では３個）のころ２８、２８と、これら各ころ２８、２８と同数のレバー２９、２９と、押圧板３０と、アジャストナット３１と、被押圧部材であるアンカプレート３２と、前記皿板ばね２１と、係止板３３と、アジャストスクリュー３４とが、組み付けられている。又、前記シリンダ空間６ａの開口部に前記押圧駒１９が、軸方向の変位を可能に設置されている。そして、前記電動モータ８ａの出力軸９ａの回転に基づき、この押圧駒１９が軸方向に変位されて、制動及びその解

除が可能とされている。この押圧駒１９は、一般的なディスクブレーキ装置のピストンに相当する部材である。但し、本第１例の場合、この押圧駒１９の外径が、前記シリンダ空間６ａの内径よりも十分に小さくされている。本第１例の場合には、次述するアジャストスクリュー３４を介して、前記押圧駒１９の回り止めが図られている。

[0026] 前記押圧ユニット２０は、前記アジャストスクリュー３４と、前記アジャストナット３１と、前記押圧板３０とにより構成されている。

このうちのアジャストスクリュー３４は、先端部に設けられた円すい台状の頭部３５が、前記押圧駒１９の基端側面に設けられた奥半部が部分円すい凹面状とされた凹部３６に係合（円すい凸面と円すい凹面とを密接）され、止め輪３７により、抜け止めが図られている。この状態で、前記アジャストスクリュー３４と前記押圧駒１９とは、互いに同心に、且つ、不用意に相対回転しない状態に組み合わされる。又、前記アジャストスクリュー３４の中間部から基端部が、雄ねじ部３８とされている。

[0027] 又、前記アジャストナット３１は、中心部に前記アジャストスクリュー３４の雄ねじ部３８と螺合するねじ孔３９が設けられ、先端部外周面に外向フランジ状の鍔部４０が設けられている。

更に、前記押圧板３０は、十分な強度及び剛性を有する金属板により、全体が略クローバー状（略スクリュープロペラ状）に形成されたものであり、中心部に円孔４１が設けられ、外周縁の周方向等間隔複数箇所にそれぞれが略Ｕ字形の切り欠き部４２、４２が設けられている。前記円孔４１の内径は、前記アジャストナット３１のうち、前記鍔部４０を除く部分の外径よりも僅かに大きく、この鍔部４０の外径よりも十分に小さい。

[0028] 前記押圧ユニット２０を構成する為に、前記アジャストスクリュー３４の雄ねじ部３８が前記アジャストナット３１のねじ孔３９に螺入されると共に、このアジャストナット３１に前記押圧板３０が外嵌され、この押圧板３０の先端側面と前記鍔部４０の基端側面とが当接される。この状態で、この押圧板３０の先端方向への変位が、前記アジャストナット３１と前記アジャス

トスクリュー３４とを介して前記押圧駒１９に伝達される前記押圧ユニット２０となる。尚、前記アジャストナット３１の基端部は、前記増力比変換用スリーブ２７の中心部に、回転、及び、軸方向に関する若干の変位が可能に保持されている。

そして、前記皿板ばね２１の弾力が、前記増力ユニット２２を介して前記押圧板３０に伝達され、この皿板ばね２１の弾力に基づいて前記押圧駒１９が、前記ロータ１に向け押圧される様にしている。

[0029] 前記皿板ばね２１は、前記アンカプレート３２と前記係止板３３との間に、軸方向寸法が弾性的に圧縮され、後述する制動力を得る為に必要とされる反発力（弾力、スラスト力）を発生させる状態で設けられている。この為に、固定部分としての前記係止板３３は、前記保持ケース２４の開口寄り端部内側に、この保持ケース２４から抜け出る方向（先端側に向かう方向）の変位が阻止された状態で支持されている。尚、この保持ケース２４に対する前記係止板３３の支持強度は、前記皿板ばね２１の弾力の最大値よりも十分に大きくされて、この係止板３３が前記保持ケース２４から抜け出る事がない様に構成されている。この為に、この保持ケース２４内に収納すべき各部品が収められた状態で、この保持ケース２４に対して前記係止板３３が、溶接若しくはかしめ等、必要とする支持強度を確保できる手段により、結合固定される。又、図示の例では、前記アジャストスクリュー３４を挿通する為に設けた中心孔４３の内周面に突部４４が形成され、この突部４４と、このアジャストスクリュー３４の一部に軸方向に形成したガイド凹溝（図示せず）とが係合されて、このアジャストスクリュー３４の回り止めが図られている。以上の構成により、前記皿板ばね２１の弾力により、前記アンカプレート３２が基端側（前記保持ケース２４の奥側）に向け、弾性的に押圧されている。尚、この保持ケース２４は、前記各部品が収納された状態で前記シリンダ空間６ａ内に締り嵌めにより内嵌固定されている。又、必要に応じて、このシリンダ空間６ａの開口部内周面に形成した止め輪により、このシリンダ空間６ａからの抜け止めが図られる。

[0030] 又、前記増力ユニット２２は、前記アンカプレート３２と、前記各レバー２９、２９と、前記各ころ２８、２８と、前記増力比変換用スリーブ２７の支持板部２６とを含んで構成されている。そして、上述の様に前記アンカプレート３２に加えられた弾力が、少なくとも制動作業の終段で、増力されてから前記押圧板３０に伝達され、この押圧板３０が先端側（前記保持ケース２４から抜け出る方向）に押圧される。前記アンカプレート３２は、円筒状の保持筒部４５の内周面の周方向等間隔複数箇所（図示の例では３箇所）に、それぞれが略Ｕ字形のアンカ突部４６、４６が形成され、外周面の周方向等間隔複数箇所（図示の例では３箇所）に、それぞれが軸方向に長い係止突条４７、４７が形成されている。前記各アンカ突部４６、４６は、前記押圧板３０の切り欠き部４２、４２と、がたつきなく、且つ、この押圧板３０の軸方向の変位を許容可能に係合される。又、前記各係止突条４７、４７は、前記保持ケース２４の周方向等間隔複数箇所（図示の例では３箇所）に形成された、それぞれがスリット状である係止切り欠き４８、４８と係合されている。従って、前記アンカプレート３２は前記保持ケース２４内に、回転が阻止された状態で、前記皿板ばね２１の弾力に基づいて軸方向の変位が可能に、保持されている。

[0031] 又、前記各レバー２９、２９は、前記各アンカ突部４６、４６と同じ数（図示の例では３個）だけ設けられたもので、それぞれが、十分な強度及び剛性を確保できるだけの肉厚を有し、軸方向から見た形状が部分円弧状である。又、前記各レバー２９、２９の先端側面の周方向一端部に、それぞれが部分球状凸面であり、揺動支点となる突部４９、４９が形成されている。又、先端側面の周方向他端部に、それぞれが部分球状凹面である保持凹部５０、５０が形成されている。そして、前記各突部４９、４９が、前記アンカプレート３２のアンカ突部４６、４６の基端面に当接されている。又、前記各保持凹部５０、５０の内面にそれぞれの基端部が当接された各ボール５１、５１の先端部が、前記押圧板３０の基端側面に形成された受凹部５２に当接されている。

[0032] 更に、前記各レバー２９、２９の基端側面の周方向中間部には、それぞれ前記各ころ２８、２８の転動面の先端側端部が当接（転がり接触）している。これら各ころ２８、２８は、それぞれ保持器５３のポケット内に転動自在に保持された状態で、放射方向に配列されている。この状態で、前記各ころ２８、２８の転動面の基端側端部が、前記支持板部２６の先端側面に転がり接触されている。前記各レバー２９、２９は、前記各ころ２８、２８を支点として揺動変位し、前記皿板ばね２１から前記アンカプレート３２を介して入力される弾力（スラスト力）が、前記押圧板３０に伝達され、この押圧板３０が先端側に押圧される様に構成されている。この押圧板３０に加えられるスラスト力は、前記各ころ２８、２８が前記各レバー２９、２９に沿って周方向に転動され、これら各レバー２９、２９の揺動支点となる前記各ころ２８、２８の周方向位置が変えられる事により変化する。尚、これら各ころ２８、２８が何れの位置に存在する場合でも、これら各ころ２８、２８の転動面と、前記各レバー２９、２９の基端側面及び前記支持板部２６の先端側面との接触部分にエッジロードに基づく過大面圧が作用しない様にする為、前記各ころ２８、２８の転動面に適切なクラウニングが施される。或いは、これら各ころ２８、２８として球面ころを使用する事もできる。

[0033] 前記増力比変換ユニット２３は、前記各レバー２９、２９に対する前記各ころ２８、２８の周方向位置が同期して変化する為のものであり、前記各ころ２８、２８及び前記保持器５３に加えて、前記スラストニードル軸受２５及び前記増力比変換用スリーブ２７を備える。この増力比変換用スリーブ２７は、円輪状とした前記支持板部２６の内周縁に支持円筒部５４が、基端側に突出する状態で形成されている。そして、この支持板部２６が、前記保持ケース２４を構成する円輪状の奥端板５５に、前記スラストニードル軸受２５を介して突き当てられている。又、前記支持円筒部５４が、前記奥端板５５の内径側と、前記キャリパ４ａの奥端壁５６に形成した円形の通孔５７とに挿通されている。そして、前記支持円筒部５４の基端部が、前記キャリパ４ａの基端面から突出されている。

[0034] 前記増力比変換ユニット２３は、前記増力比変換用スリーブ２７が回転されると、前記各ころ２８、２８が、前記支持板部２６と、前記各レバー２９、２９の基端側面との間で転動される。例えば、図３及び図４の（Ａ）及び図５の（Ａ）に示す様に、前記各ころ２８、２８が、前記各レバー２９、２９の周方向一端部で前記各突部４９、４９に近い側に位置されると、これら各レバー２９、２９による増力比が小さく（１未満の値に）なる。これに対して、前記支持板部２６の回転に伴って前記各ころ２８、２８が、前記各レバー２９、２９の周方向他端部で前記各ボール５１、５１を設けた部分に近い側に位置されると、これら各レバー２９、２９による増力比が大きくなる。そして、この増力比が大きくなる事で、前記皿板ばね２１の弾力に基づく、前記押圧板３０による前記アジャストナット３１を押圧するスラスト力が大きくなる。

[0035] 本第１例の場合には、更に、前記電動モータ８ａの出力軸９ａにより、前述した押圧ユニット２０のアジャストナット３１と、上述した増力比変換ユニット２３の増力比変換用スリーブ２７とが回転駆動される為に、これら各部材９ａ、３１、２７同士の間に、遊星歯車式変速機５８が設けられている。この遊星歯車式変速機５８は、互いに同心に配置された太陽歯車５９及びリング歯車６０と、複数個の遊星歯車６１、６１とを備える。これら各遊星歯車６１、６１は、これら太陽歯車５９とリング歯車６０との間に、周方向に関して等間隔に配置された状態で、キャリア６２に回転可能に支持されており、それぞれが前記太陽歯車５９と前記リング歯車６０とに噛合している。

[0036] そして、前記太陽歯車５９が、前記電動モータ８ａの出力軸９ａにより、動力伝達機構６３を介して、回転駆動可能とされている。この動力伝達機構６３としては、一般的なベルト伝動機構、或いは歯車伝動機構を採用できる。又、前記リング歯車６０の先端側部分には、このリング歯車６０と同心に設けた結合筒部６４が前記支持円筒部５４の基端部外周面に、セレーション係合等により、トルク伝達可能に外嵌されている。そして、前記リング歯車

６０の回転に伴って、前記増力比変換用スリーブ２７が回転駆動可能とされている。

更に、前記キャリア６２の先端側中心部に突設された中心軸６５が、前記アジャストナット３１の基端部に設けられたセレーション孔６６にセレーション係合されている。そして、前記キャリア６２により、前記アジャストナット３１が回転駆動可能とされている。

[0037] 更に、前記リング歯車６０の外周面に対向させた状態で、抵抗機構６７が設けられている。この抵抗機構６７は、このリング歯車６０が回転する事に対する抵抗を付与するもので、例えばスプリング要素、摩擦パッド等の摩擦抵抗部材が使用可能である。前記抵抗機構６７により前記リング歯車６０に付与する抵抗の大きさは、前記キャリア６２により前記アジャストナット３１が回転駆動されるのに要するトルクが小さい間は前記リング歯車６０の回転を阻止するが、このトルクが大きくなった場合には、このリング歯車６０の回転を許容する程度の大きさとされている。

[0038] 具体的には、前記電動モータ８ａへの通電に基づき、前記インナパッド２及びアウタパッド３により前記ロータ１が挟持されて制動力が発生する過程で、前記アジャストナット３１が回転され、前記アジャストスクリュー３４がこのアジャストナット３１から押し出される事で、前記インナパッド２及びアウタパッド３のライニング１８、１８が前記ロータ１の両側面に押し付けられるまでの間は、前記リング歯車６０の回転が阻止される。これに対して、前記インナパッド２及びアウタパッド３のライニング１８、１８が前記ロータ１の両側面に押し付けられ、前記アジャストスクリュー３４を押し出すべく、前記アジャストナット３１が回転される為に要するトルクが大きくなった場合には、前記リング歯車６０の回転が許容される様に構成されている。

[0039] 上述の様に構成する本第１例の電動式ディスクブレーキ装置は、次の様に作用して、前記インナパッド２及びアウタパッド３のライニング１８、１８が前記ロータ１の両側面に押し付けられ、制動が行われる。

非制動時には、前記インナパッド２及びアウタパッド３のライニング１８、１８と前記ロータ１の軸方向両側面との間には、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８ａに通電し、前記動力伝達機構６３を介して、前記遊星歯車式変速機５８の太陽歯車５９が所定方向に回転される。この状態では、この遊星歯車式変速機５８を構成する前記リング歯車６０は、前記抵抗機構６７により付与された抵抗に基づいて回転しない。この結果、このリング歯車６０と前記太陽歯車５９とに噛合した、前記各遊星歯車６１、６１がこの太陽歯車５９の周囲を、自転しつつ公転する。そして、このうちの公転運動が、前記キャリア６２を介して前記アジャストナット３１に伝達され、このアジャストナット３１が所定方向に回転する。この回転に伴って、前記アジャストスクリュー３４が、前記雄ねじ部３８と前記ねじ孔３９との螺合に基づいて、前記シリンダ空間６ａから押し出される方向に変位する。この結果、前記インナパッド２が前記押圧駒１９により前記ロータ１のインナ側面に押し付けられると共に、前記キャリパ４ａがインナ側に変位して、前記キャリパ爪５により、前記アウタパッド３を前記ロータ１のアウタ側面に押し付ける。

[0040] この様にして前記両ライニング１８、１８と前記ロータ１の軸方向両側面との間の隙間が解消される間は、前記増力ユニット２２と前記増力比変換ユニット２３とは特に機能しない。即ち、前記隙間が解消される過程では、前記各ころ２８、２８が、図４の（Ａ）及び図５の（Ａ）に示す様に、前記各レバー２９、２９の周方向一端部で前記各突部４９、４９の近傍部分に存在した状態のままとなる。この為、これら各レバー２９、２９が、前記皿板ばね２１の弾力を増大して、前記押圧板３０に伝達する事はない。前記隙間を解消する速度は、前記動力伝達機構６３及び前記遊星歯車式変速機５８の減速比と、前記雄ねじ部３８及び前記ねじ孔３９のリード角とにより定まる。そして、前記隙間を解消する為に要する力は小さくて済むので、前記減速比を特に大きくしたり、前記リード角を特に小さくしたりする必要はない。この結果、前記隙間を素早く解消できて、応答性の向上を図れる。

[0041] 前記隙間が解消されると、前記アジャストスクリュー３４が前記シリンダ空間６ａから押し出されるように、前記アジャストナット３１が回転する為に要するトルクが増大する。そして、このトルク増大に伴って、前記キャリア６２の回転速度が次第に低下し、最終的にはこのキャリア６２が回転しなくなる。すると、前記太陽歯車５９の回転が、前記各遊星歯車６１、６１を介して前記リング歯車６０に伝わり、このリング歯車６０が、前記抵抗機構６７による抵抗に抗して回転し始める。そして、このリング歯車６０により、前記増力比変換用スリーブ２７が、所定方向（図４の（Ａ），（Ｂ）の反時計方向）に回転される。

[0042] この増力比変換用スリーブ２７の回転に伴って、前記各ころ２８、２８が、この増力比変換用スリーブ２７の支持板部２６の先端側面と、前記各レバー２９、２９の基端側面との間で転動する。そして、前記図４の（Ａ）及び図５の（Ａ）に示した状態から、図４の（Ｂ）及び図５の（Ｂ）に示した状態を経て、前記各レバー２９、２９の周方向他端部で前記各ボール５１、５１が当接した部分に向けて移動する。これら各レバー２９、２９が、前記皿板ばね２１の弾力を前記押圧板３０に伝達する際に、この弾力が増大される程度は、前記各ころ２８、２８の転動面と前記各レバー２９、２９の基端側面との当接部と、これら各レバー２９、２９の入力側となる前記各突部４９、４９との間隔である入力側スパンが長くなる程、大きくなる又、前記各ころ２８、２８の転動面と前記各レバー２９、２９の基端側面との当接部と、これら各レバー２９、２９の出力側となる前記各保持凹部５０、５０と前記各ボール５１、５１との当接部の中心との間隔である出力側スパンが短くなる程、大きくなる。

[0043] 上述の様に、増力比変換用スリーブ２７の回転に伴って前記各ころ２８、２８が、前記各レバー２９、２９の周方向他端部に向けて移動するのに伴って、前記入力側スパンが長く、前記出力側スパンが短くなる。前記皿板ばね２１の弾力は、前記各ころ２８、２８が支点とされる前記各レバー２９、２９の揺動変位に伴って、前記押圧板３０に伝達される。そして、この押圧板

３０が、前記アジャストナット３１、前記アジャストスクリュー３４、前記押圧駒１９を介して、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。この状態での前記増力ユニット２２の増力比は、前記各ころ２８、２８の転動に伴って大きくなっている。この為、前記押圧駒１９が前記インナパッド２を前記ロータ１の軸方向内側面に押し付ける力を十分に大きくできて、十分な制動力を得られる。

[0044] 制動解除時には、前記電動モータ８ａへの通電に基づいて前記太陽歯車５９が、前記所定方向とは逆方向に回転される。そして、各部が上述した制動時とは逆方向に変位して、前記押圧駒１９が前記ロータ１から退避される。この結果、前記インナパッド２及びアウタパッド３のライニング１８、１８とこのロータ１の軸方向両側面との間に、それぞれ隙間が存在する状態となる。

[0045] 前述の様に構成し、上述の様に作用する、本第１例の電動式アクチュエータの場合には、前記押圧ユニット２０と、前記皿板ばね２１と、前記増力ユニット２２と、前記増力比変換ユニット２３とは、それぞれを環状若しくは筒状に構成されて、同軸上に配置できる。そして、これら各部品が、前記保持ケース２４内に組み付けられた状態（サブアッセンブリ状態）としたものが、前記キャリア４ａのシリンダ空間６ａ内に組み込まれる。従って、前記電動式アクチュエータを小型に構成でき、しかも容易に組み立てられる。

[0046] 又、制動開始時に、前記インナパッド２及びアウタパッド３のライニング１８、１８と前記ロータ１の軸方向両側面との間の隙間が解消されるまでの間は、前記増力ユニット２２及び前記増力比変換ユニット２３が作動されず、大きな制動力が発生する最終段階でのみ、これら増力ユニット２２及び前記増力比変換ユニット２３が作動される。この為、制動力が発生するまでに要する時間を短くできる。又、電動モータ８ａの出力を特に大きくしなくても、十分に大きな制動力を得られる。例えば、単純なアクチュエータを使用した電動式ディスクブレーキ装置の場合には、図６に破線αで示す様に、大きな制動力を得るべく、大きな押付軸力（Ｐ）を得る為には、電動モータの

出力トルク（制御入力トルク（Ｔ））を大きくする必要があった。これに対して、本第１例の構造によれば、図６に実線βで示す様に、比較的小さな制御入力トルク（Ｔ）でも、大きな押付軸力（Ｐ）を得られる。即ち、前記抵抗機構６７が設けられる分、制御入力トルク（Ｔ）が或る程度大きくなってから押付軸力が増大し始めるが、増大し始めると、急激に増大するので、必要とする押付軸力（Ｐ）を得る為に要する制御入力トルク（Ｔ）を低く抑えられる。

[0047] ［実施の形態の第２例］

図７は、上記構成（１）～（８）の構成に対応する本発明の実施の形態の第２例を示している。本第２例の場合、電動式ディスクブレーキ装置の非制動時に、アジャストナット３１がシリンダ空間６ａ（図１参照）内でがたつくのを防止する為、このアジャストナット３１の鍔部４０と係止板３３ａとの間に、弾性部材である圧縮コイルばね６８が設けられている。この為に、前記係止板３３ａの内径寄り部分に段差部６９が設けられ、この段差部６９に前記圧縮コイルばね６８の一端部（図７の左端部）が突き当てられている。又、この圧縮コイルばね６８の他端部（図７の右端部）と、前記鍔部４０との間には、円環状のスラスト軸受７０が設けられている。この様なスラスト軸受７０として、ポリアミド樹脂、ポリ四弗化エチレン樹脂等の、摩擦係数の低い合成樹脂材料、或いは含有メタル、銅系合金等の、摩擦係数の低い金属材料により造った滑り軸受を使用する事ができる。或いは、前記スラスト軸受７０として、スラストニードル軸受等のスラスト転がり軸受を使用する事もできる。

[0048] 本第２例の場合、前記圧縮コイルばね６８が、前記アジャストナット３１を基端側に向けて弾性的に押圧する為、非制動時に、このアジャストナット３１が前記シリンダ空間６ａ内でがたつく事を防止できる。この結果、このアジャストナット３１のねじ孔３９と、アジャストスクリュー３４の雄ねじ部３８との間で衝突音が発生したり、これら両部材３１、３４に摩耗等の破損が生じたりするのを防止できる。尚、前記圧縮コイルばね６８による押圧

力は、非制動時に、前記アジャストナット３１のがたつきを防止できる限り、小さくする。

又、本第２例の構造の場合には、前記圧縮コイルばね６８の他端部と、前記アジャストナット３１の鍔部４０との間に、これら両部材６８、３１同士の間の摩擦係数を低く抑える為のスラスト軸受７０が設けられている。この為、制動時に（前記アジャストナット３１を回転させる際に）、前記両部材６８、３１同士の間の摩擦抵抗に基づいて、大きな動力損失が発生する事はない。この結果、制動力を発生させるまでに要する時間が長くなったり、電動モータ８ａ（図１参照）の消費電力が増大したりする事を防止できる。尚、前記スラスト軸受７０を設ける代わりに、前記圧縮コイルばね６８の他端部と、前記アジャストナット３１の鍔部４０との間にグリース等の潤滑剤を介在させる事もできる。

その他の部分の構成及び作用は、上述した実施の形態の第１例と同様であるから、重複する図示並びに説明は省略する。

[0049] 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と、

前記ロータ１に隣接する状態で車体に支持されるパッド支持部（サポート）と、

前記ロータ１を軸方向両側から挟む状態で、軸方向における変位が可能に前記パッド支持部（サポート）に支持されたアウタ側とインナ側との一対のパッド（インナパッド及びアウタパッド）２，３と、

前記両パッド（インナパッド及びアウタパッド）２，３のうちの少なくとも一方のパッド（インナパッド）２に対向する部分に設けられたシリンダ空間６ａに、前記ロータ１の軸方向における変位が可能に設けられた押圧駒１９と、

電動モータ８ａを駆動源として前記押圧駒１９が前記シリンダ空間６ａから押し出される方向に変位する事により、前記両パッド（インナパッド及び

アウタパッド）２，３が前記ロータ１の軸方向両側面に押し付けられる電動式アクチュエータと、を備えた電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記電動式アクチュエータは、前記電動モータ８ａと、前記シリンダ空間６ａ内に互いに同心に配置された押圧ユニット２０と、ばね（皿板ばね）２１と、増力ユニット２２と、増力比変換ユニット２３とを有し、

前記電動モータ８ａは、通電に基づいて出力軸９ａが両方向に回転されるものであり、

前記押圧ユニット２０は、前記出力軸９ａの回転に基づいて前記シリンダ空間６ａから突出する方向に変位され、前記シリンダ空間６ａの開口部が対向する前記一方のパッド（インナパッド）２が前記ロータ１の軸方向側面に押圧されるものであり、

前記ばね（皿板ばね）２１は、前記シリンダ空間６ａの内面における固定部分（係止板）３３に軸方向一端部が当接されると共に、軸方向他端部が、前記押圧ユニット２０の構成部材が前記シリンダ空間６ａから突出する方向に変位される方向の力を付与する出力部とされたものであり、

前記増力ユニット２２は、円周方向に間欠的に配置され、それぞれの周方向中間部が支点として揺動変位される複数のレバー２９と、前記各レバー２９の周方向中間部にそれぞれ当接する支点部材（ころ）２８と、軸方向に関して前記各レバー２９と反対側において前記各支点部材（ころ）２８を支承する支持板部材（保持器）５３とを有し、前記各レバー２９の周方向一端部が前記ばね（皿板ばね）２１の出力部により押圧される被押圧部材（アンカプレート）３２に揺動変位可能に係合され、同じく他端部が前記押圧ユニット２０の構成部材の一部（ボール）５１に揺動変位可能に係合されることにより、前記ばね（皿板ばね）２１の弾力に基づく前記各レバー２９の揺動変位に伴って前記押圧ユニット２０が前記シリンダ空間６ａから突出する方向に変位されるものであり、

前記増力比変換ユニット２３は、前記各支点部材（ころ）２８が前記各レバー２９の周方向に変位することによって、前記各支点部材（ころ）２８と

前記各レバー２９の入力側となる周方向一端部との間隔と、前記各支点部材（ころ）２８と前記各レバー２９の出力側となる周方向他端部との間隔との比によって定まるところの前記ばね（皿板ばね）２１の弾力と、前記ばね（皿板ばね）２１の弾力に基づいて前記押圧ユニット２０が前記シリンダ空間６ａから突出する方向に変位する力の大きさとの比である増力比が変化するものである電動式ディスクブレーキ装置。

［２］　上記［１］の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記シリンダ空間６ａの開口寄り端部内側には、前記シリンダ空間６ａから抜け出る方向の変位を阻止された状態で係止板３３が支持されており、

前記シリンダ空間６ａの軸方向中間部には、前記増力ユニット２２の被押圧部材であるアンカプレート３２が、前記シリンダ空間６ａ内での回転を阻止された状態で、且つ、軸方向の変位を可能に設けられており、

前記ばねである皿板ばね２１が、前記係止板３３と前記アンカプレート３２との間に挟持されている電動式ディスクブレーキ装置。

［３］　上記［１］又は［２］の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記各支点部材が円柱状のころ２８であり、前記各ころ２８が保持器５３に放射方向に設けられた複数のポケット内に、転動可能に保持されており、

前記各レバー２９における前記各ころ２８の周面が当接する部分が、平面状の支承面であり、

前記各ころ２８が、前記支承面と前記増力比変換ユニット２３を構成する支持板部２６の軸方向片面との間に設けられており、

前記支持板部２６が、前記シリンダ空間６ａの奥端部に、軸方向他面と前記シリンダ空間６ａの奥端面との間に設けられたスラスト軸受（スラストニードル軸受）２５により回転可能に支持されている電動式ディスクブレーキ装置。

［４］　上記［１］の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記押圧ユニット２０が、アジャストスクリュー３４と、アジャストナッ

ト３１と、押圧板３０とを有しており、

前記アジャストスクリュー３４は、先端部（頭部）３５が前記押圧駒１９の基端側面に係合されると共に、中間部から基端部が雄ねじ部３８とされたものであり、回転が阻止された状態で軸方向の変位が可能に前記シリンダ空間６ａ内に設けられており、

前記アジャストナット３１は、中心部に前記雄ねじ部３８と螺合するねじ孔３９が設けられ、先端部外周面に外向フランジ状の鍔部４０が設けられており、

前記押圧板３０は、環状であり、軸方向両側面における前記シリンダ空間６ａの奥端面側である軸方向片面の周方向複数箇所に、前記各レバー２９の周方向一端部が当接されると共に、軸方向他面の内周縁部が前記鍔部４０に係合されており、前記各レバー２９の揺動変位に伴って加えられる前記シリンダ空間６ａから突出する方向の力が、前記アジャストナット３１に伝達可能とされている電動式ディスクブレーキ装置。

［５］　上記［２］の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記押圧ユニット２０が、アジャストスクリュー３４と、アジャストナット３１と、押圧板３０とを有しており、

前記アジャストスクリュー３４は、先端部（頭部）３５が前記押圧駒１９の基端側面に係合されると共に、中間部から基端部が雄ねじ部３８とされたものであり、回転が阻止された状態で軸方向の変位が可能に前記シリンダ空間６ａ内に設けられており、

前記アジャストナット３１は、中心部に前記雄ねじ部３８と螺合するねじ孔３９が設けられ、先端部外周面に外向フランジ状の鍔部４０が設けられており、

前記押圧板３０は、環状であり、軸方向両側面における前記シリンダ空間６ａの奥端面側である軸方向片面の周方向複数箇所に、前記各レバー２９の周方向一端部が当接されると共に、軸方向他面の内周縁部が前記鍔部４０に係合されており、前記各レバー２９の揺動変位に伴って加えられる前記シリ

ンダ空間６ａから突出する方向の力が、前記アジャストナット３１に伝達可能とされている電動式ディスクブレーキ装置。

［６］　上記［３］の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記押圧ユニット２０が、アジャストスクリュー３４と、アジャストナット３１と、押圧板３０とを有しており、

前記アジャストスクリュー３４は、先端部（頭部）３５が前記押圧駒１９の基端側面に係合されると共に、中間部から基端部が雄ねじ部３８とされたものであり、回転が阻止された状態で軸方向の変位が可能に前記シリンダ空間６ａ内に設けられており、

前記アジャストナット３１は、中心部に前記雄ねじ部３８と螺合するねじ孔３９が設けられ、先端部外周面に外向フランジ状の鍔部４０が設けられており、

前記押圧板３０は、環状であり、軸方向両側面における前記シリンダ空間６ａの奥端面側である軸方向片面の周方向複数箇所に、前記各レバー２９の周方向一端部が当接されると共に、軸方向他面の内周縁部が前記鍔部４０に係合されており、前記各レバー２９の揺動変位に伴って加えられる前記シリンダ空間６ａから突出する方向の力が、前記アジャストナット３１に伝達可能とされている電動式ディスクブレーキ装置。

［７］　上記［６］の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記電動モータ８ａの出力軸９ａと前記支持板部２６及び前記アジャストナット３１との間には、遊星歯車式変速機５８が設けられており、

前記遊星歯車式変速機５８の太陽歯車５９が前記出力軸９ａにより回転駆動され、同じくリング歯車６０により前記支持板部２６が回転駆動され、それぞれが前記太陽歯車５９と前記リング歯車６０とに噛合した複数個の遊星歯車６１を支持したキャリア６２により前記アジャストナット３１が回転駆動される電動式ディスクブレーキ装置。

［８］　上記［７］の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記リング歯車６０が回転する事に対する抵抗力を付与する抵抗機構６７

が設けられ、前記電動モータ８ａへの通電に基づいて前記両パッド（インナパッド及びアウタパッド）２，３により前記ロータ１が挟持されて制動力が発生する過程において、

前記抵抗機構６７により前記リング歯車６０に付与される抵抗力に基づき、前記両パッド（インナパッド及びアウタパッド）２，３の押圧面と前記ロータ１の軸方向両側面との間の隙間が解消されるまでの間は、前記太陽歯車５９の回転に伴って前記リング歯車６０が回転されずに前記キャリア６２が回転され、

前記隙間が解消されて前記両パッド（インナパッド及びアウタパッド）２，３の押圧面が前記ロータ１の軸方向両側面に押し付けられた後には、前記リング歯車６０が回転される電動式ディスクブレーキ装置。

［９］　上記［５］の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記係止板３３ａと前記アジャストナット３１の鍔部４０との間に弾性部材（圧縮コイルばね）６８が設けられており、

非制動時には、前記アジャストナット３１が前記シリンダ空間６ａに対してがたつくことが防止されている電動式ディスクブレーキ装置。

［１０］　上記［９］の構成の電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記係止板３３ａと前記アジャストナット３１の鍔部４０とにおける一方の部材（係止板）３３ａには、前記弾性部材（圧縮コイルばね）６８の一端部が突き当てられており、

同じく他方の部材（鍔部）４０と前記弾性部材（圧縮コイルばね）６８の他端部との間部分には、スラスト軸受７０が設けられている電動式ディスクブレーキ装置。

[0050]　なお、本発明の電動式ディスクブレーキ装置は、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、２０１２年８月９日出願の日本特許出願（特願２０１２

－１７７１４９）及び２０１２年１２月５日出願の日本特許出願（特願２０１２－２６５９５５）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

[0051] 本発明の構造は、電動モータは複数の押圧駒同士の間で共用化は可能であるにしても、増力ユニットや増力比変換ユニット等は押圧駒毎に必要になる等、油圧式のディスクブレーキ装置に比べてこの押圧駒を駆動する装置部分の容積が嵩む。従って、押圧駒の数が少なくて済み、しかも押圧駒設置部分の空間を確保し易い、フローティングキャリパ型ディスクブレーキで実施する事が好ましい。但し、大型自動車用等、設置空間の確保が可能であれば、対向ピストン型ディスクブレーキで実施する事も可能である。

符号の説明

[0052] １　ロータ

２　インナパッド（パッド）

３　アウタパッド（パッド）

４、４ａ　キャリパ

５　キャリパ爪

６、６ａ　シリンダ空間

７　推力発生装置

８、８ａ　電動モータ

９、９ａ　出力軸

１０　減速機

１１　ピストン

１２　送りねじ装置

１３　駆動側ロータ

１４　駆動側ランプ溝

１５　被駆動側ステータ

１６　被駆動側ランプ溝

１７　ボール

１８　ライニング

１９　押圧駒

２０　押圧ユニット

２１　皿板ばね（ばね）

２２　増力ユニット

２３　増力比変換ユニット

２４　保持ケース

２５　スラストニードル軸受（スラスト軸受）

２６　支持板部

２７　増力比変換用スリーブ

２８　ころ（支点部材）

２９　レバー

３０　押圧板

３１　アジャストナット

３２　アンカプレート（被押圧部材）

３３、３３ａ　係止板（固定部分）

３４　アジャストスクリュー

３５　頭部

３６　凹部

３７　止め輪

３８　雄ねじ部

３９　ねじ孔

４０　鍔部

４１　円孔

４２　切り欠き部

４３　中心孔

４４　突部

４５　保持筒部

４６　アンカ突部

４７　係止突条

４８　係止切り欠き

４９　突部

５０　保持凹部

５１　ボール

５２　受凹部

５３　保持器（支持板部材）

５４　支持円筒部

５５　奥端板

５６　奥端壁

５７　通孔

５８　遊星歯車式変速機

５９　太陽歯車

６０　リング歯車

６１　遊星歯車

６２　キャリア

６３　動力伝達機構

６４　結合筒部

６５　中心軸

６６　セレーション孔

６７　抵抗機構

６８　圧縮コイルばね（弾性部材）

６９　段差部

７０　スラスト軸受

請求の範囲

［請求項1］ 車輪と共に回転するロータと、

前記ロータに隣接する状態で車体に支持されるパッド支持部と、

前記ロータを軸方向両側から挟む状態で、軸方向における変位が可能に前記パッド支持部に支持されたアウタ側とインナ側との一対のパッドと、

前記両パッドのうちの少なくとも一方のパッドに対向する部分に設けられたシリンダ空間に、前記ロータの軸方向における変位が可能に設けられた押圧駒と、

電動モータを駆動源として前記押圧駒が前記シリンダ空間から押し出される方向に変位する事により、前記両パッドが前記ロータの軸方向両側面に押し付けられる電動式アクチュエータと、を備えた電動式ディスクブレーキ装置であって、

前記電動式アクチュエータは、前記電動モータと、前記シリンダ空間内に互いに同心に配置された押圧ユニットと、ばねと、増力ユニットと、増力比変換ユニットとを有し、

前記電動モータは、通電に基づいて出力軸が両方向に回転されるものであり、

前記押圧ユニットは、前記出力軸の回転に基づいて前記シリンダ空間から突出する方向に変位され、前記シリンダ空間の開口部が対向する前記一方のパッドが前記ロータの軸方向側面に押圧されるものであり、

前記ばねは、前記シリンダ空間の内面における固定部分に軸方向一端部が当接されると共に、軸方向他端部が、前記押圧ユニットの構成部材が前記シリンダ空間から突出する方向に変位される方向の力を付与する出力部とされたものであり、

前記増力ユニットは、円周方向に間欠的に配置され、それぞれの周方向中間部が支点として揺動変位される複数のレバーと、前記各レバ

ーの周方向中間部にそれぞれ当接する支点部材と、軸方向に関して前記各レバーと反対側において前記各支点部材を支承する支持板部材とを有し、前記各レバーの周方向一端部が前記ばねの出力部により押圧される被押圧部材に揺動変位可能に係合され、同じく他端部が前記押圧ユニットの構成部材の一部に揺動変位可能に係合されることにより、前記ばねの弾力に基づく前記各レバーの揺動変位に伴って前記押圧ユニットが前記シリンダ空間から突出する方向に変位されるものであり、

前記増力比変換ユニットは、前記各支点部材が前記各レバーの周方向に変位することによって、前記各支点部材と前記各レバーの入力側となる周方向一端部との間隔と、前記各支点部材と前記各レバーの出力側となる周方向他端部との間隔との比によって定まるところの前記ばねの弾力と、前記ばねの弾力に基づいて前記押圧ユニットが前記シリンダ空間から突出する方向に変位する力の大きさとの比である増力比が変化するものである電動式ディスクブレーキ装置。

[請求項2] 前記シリンダ空間の開口寄り端部内側には、前記シリンダ空間から抜け出る方向の変位を阻止された状態で係止板が支持されており、

前記シリンダ空間の軸方向中間部には、前記増力ユニットの被押圧部材であるアンカプレートが、前記シリンダ空間内での回転を阻止された状態で、且つ、軸方向の変位を可能に設けられており、

前記ばねである皿板ばねが、前記係止板と前記アンカプレートとの間に挟持されている、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] 前記各支点部材が円柱状のころであり、前記各ころが保持器に放射方向に設けられた複数のポケット内に、転動可能に保持されており、

前記各レバーにおける前記各ころの周面が当接する部分が、平面状の支承面であり、

前記各ころが、前記支承面と前記増力比変換ユニットを構成する支

持板部の軸方向片面との間に設けられており、

前記支持板部が、前記シリンダ空間の奥端部に、軸方向他面と前記シリンダ空間の奥端面との間に設けられたスラスト軸受により回転可能に支持されている、請求項１又は請求項２に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

［請求項4］ 前記押圧ユニットが、アジャストスクリューと、アジャストナットと、押圧板とを有しており、

前記アジャストスクリューは、先端部が前記押圧駒の基端側面に係合されると共に、中間部から基端部が雄ねじ部とされたものであり、回転が阻止された状態で軸方向の変位が可能に前記シリンダ空間内に設けられており、

前記アジャストナットは、中心部に前記雄ねじ部と螺合するねじ孔が設けられ、先端部外周面に外向フランジ状の鍔部が設けられており、

前記押圧板は、環状であり、軸方向両側面における前記シリンダ空間の奥端面側である軸方向片面の周方向複数箇所に、前記各レバーの周方向一端部が当接されると共に、軸方向他面の内周縁部が前記鍔部に係合されており、前記各レバーの揺動変位に伴って加えられる前記シリンダ空間から突出する方向の力が、前記アジャストナットに伝達可能とされている、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5］ 前記押圧ユニットが、アジャストスクリューと、アジャストナットと、押圧板とを有しており、

前記アジャストスクリューは、先端部が前記押圧駒の基端側面に係合されると共に、中間部から基端部が雄ねじ部とされたものであり、回転が阻止された状態で軸方向の変位が可能に前記シリンダ空間内に設けられており、

前記アジャストナットは、中心部に前記雄ねじ部と螺合するねじ孔

が設けられ、先端部外周面に外向フランジ状の鍔部が設けられており、

前記押圧板は、環状であり、軸方向両側面における前記シリンダ空間の奥端面側である軸方向片面の周方向複数箇所に、前記各レバーの周方向一端部が当接されると共に、軸方向他面の内周縁部が前記鍔部に係合されており、前記各レバーの揺動変位に伴って加えられる前記シリンダ空間から突出する方向の力が、前記アジャストナットに伝達可能とされている、請求項２に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

［請求項6］ 前記押圧ユニットが、アジャストスクリューと、アジャストナットと、押圧板とを有しており、

前記アジャストスクリューは、先端部が前記押圧駒の基端側面に係合されると共に、中間部から基端部が雄ねじ部とされたものであり、回転が阻止された状態で軸方向の変位が可能に前記シリンダ空間内に設けられており、

前記アジャストナットは、中心部に前記雄ねじ部と螺合するねじ孔が設けられ、先端部外周面に外向フランジ状の鍔部が設けられており、

前記押圧板は、環状であり、軸方向両側面における前記シリンダ空間の奥端面側である軸方向片面の周方向複数箇所に、前記各レバーの周方向一端部が当接されると共に、軸方向他面の内周縁部が前記鍔部に係合されており、前記各レバーの揺動変位に伴って加えられる前記シリンダ空間から突出する方向の力が、前記アジャストナットに伝達可能とされている、請求項３に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

［請求項7］ 前記電動モータの出力軸と前記支持板部及び前記アジャストナットとの間には、遊星歯車式変速機が設けられており、

前記遊星歯車式変速機の太陽歯車が前記出力軸により回転駆動され

、同じくリング歯車により前記支持板部が回転駆動され、それぞれが前記太陽歯車と前記リング歯車とに噛合した複数個の遊星歯車を支持したキャリアにより前記アジャストナットが回転駆動される、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] 前記リング歯車が回転する事に対する抵抗力を付与する抵抗機構が設けられ、前記電動モータへの通電に基づいて前記両パッドにより前記ロータが挟持されて制動力が発生する過程において、

前記抵抗機構により前記リング歯車に付与される抵抗力に基づき、前記両パッドの押圧面と前記ロータの軸方向両側面との間の隙間が解消されるまでの間は、前記太陽歯車の回転に伴って前記リング歯車が回転されずに前記キャリアが回転され、

前記隙間が解消されて前記両パッドの押圧面が前記ロータの軸方向両側面に押し付けられた後には、前記リング歯車が回転される、請求項７に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

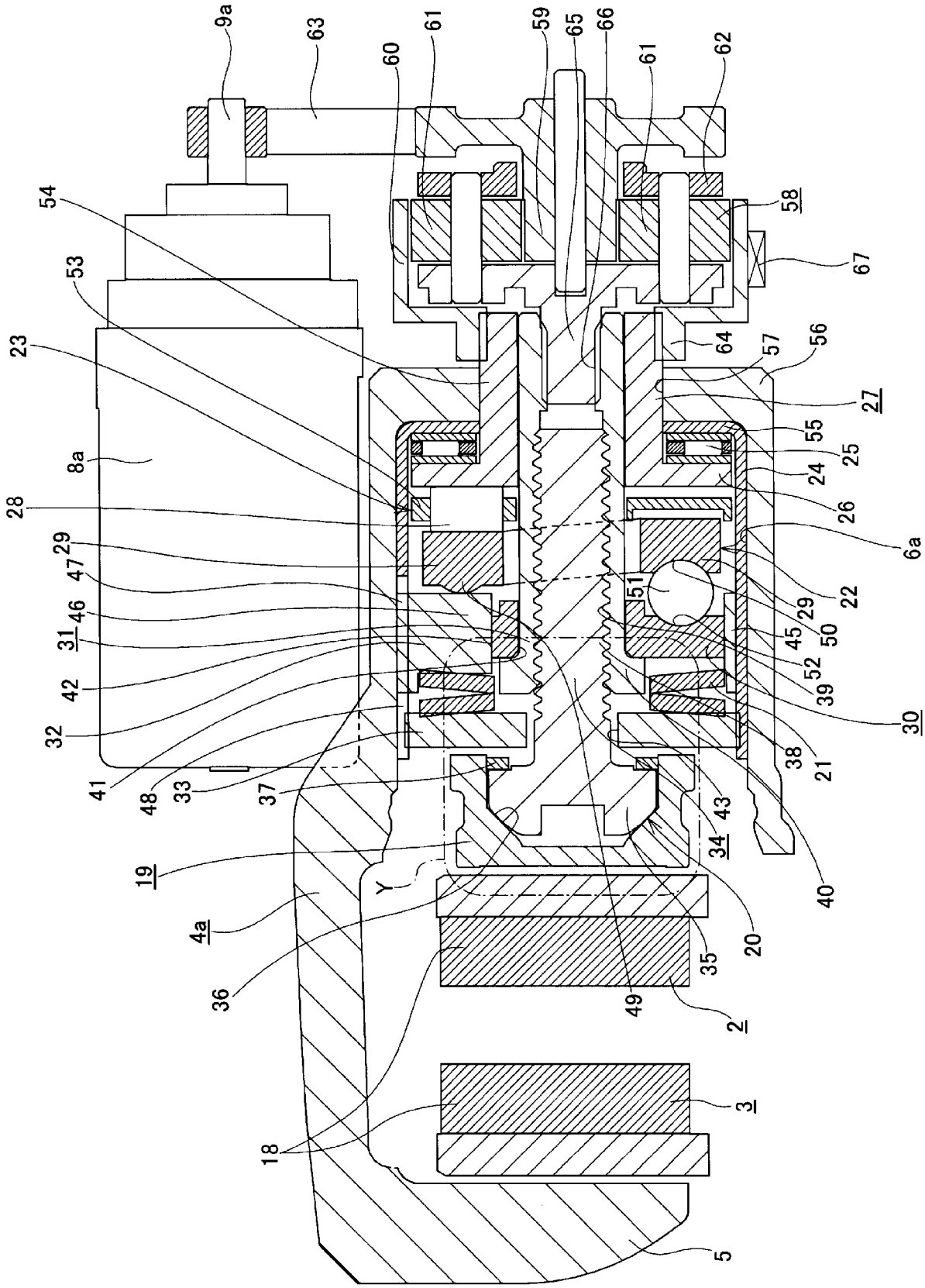
[請求項9] 前記係止板と前記アジャストナットの鍔部との間に弾性部材が設けられており、

非制動時には、前記アジャストナットが前記シリンダ空間に対してがたつく事が防止されている、請求項５に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

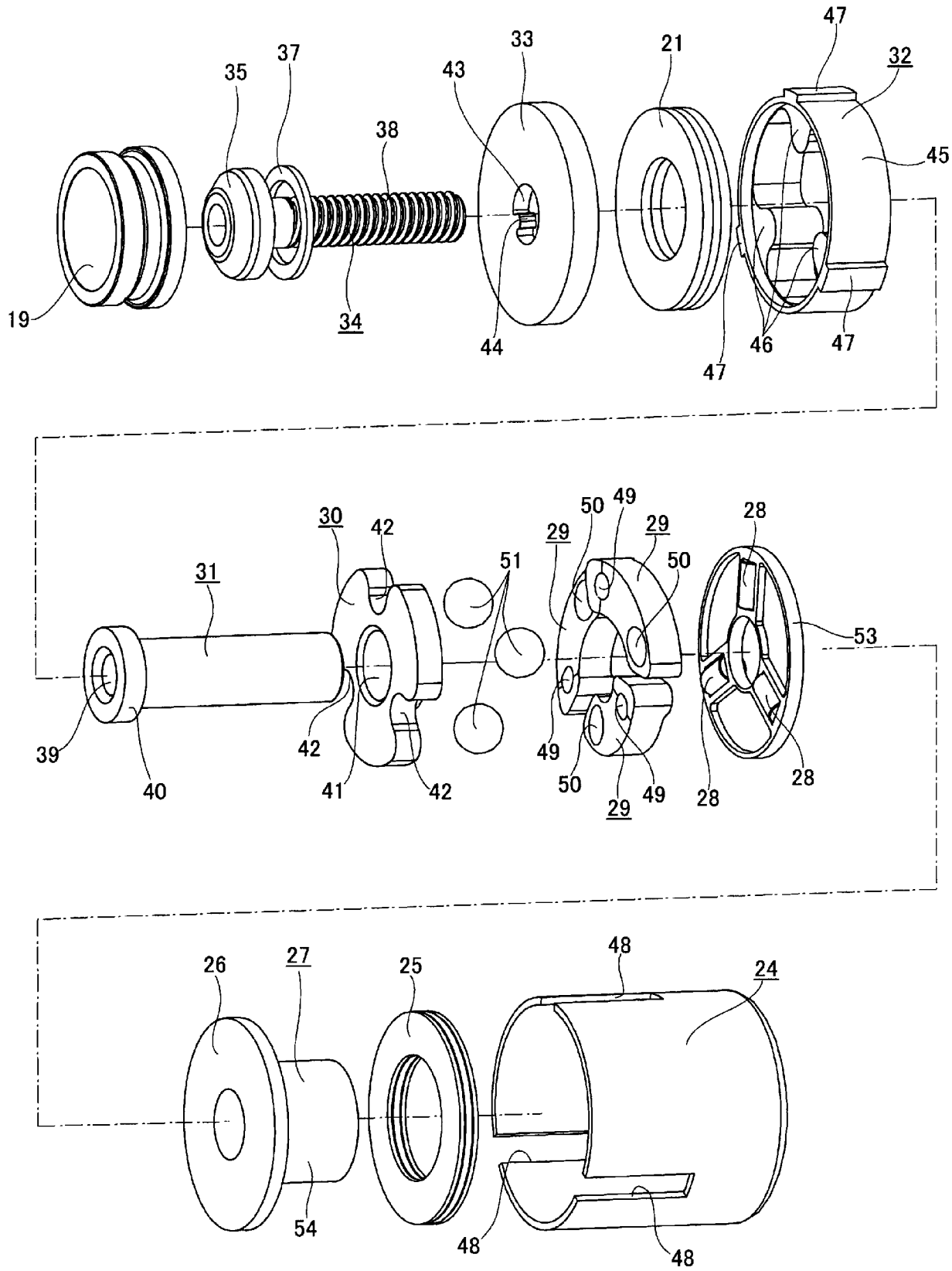
[請求項10] 前記係止板と前記アジャストナットの鍔部とにおける一方の部材には、前記弾性部材の一端部が突き当てられており、

同じく他方の部材と前記弾性部材の他端部との間部分には、スラスト軸受が設けられている、請求項９に記載した電動式ディスクブレーキ装置。

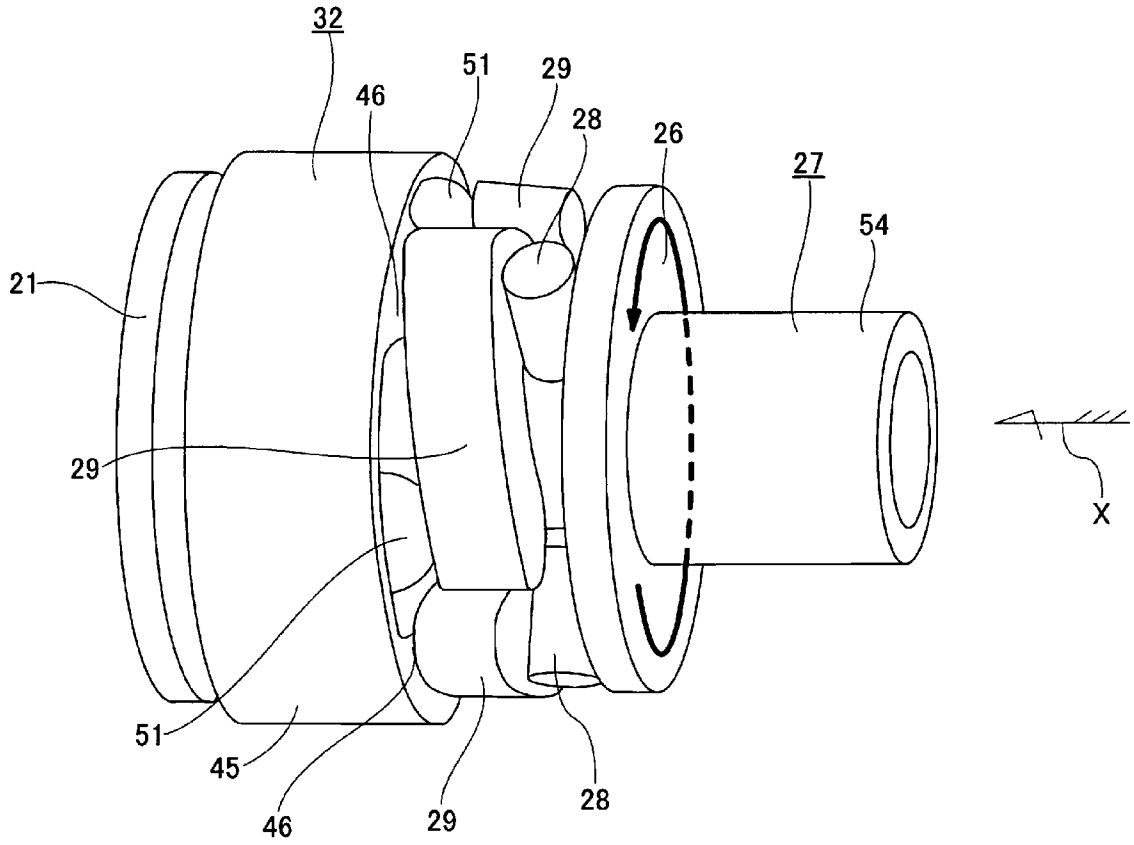
[図1]


9a
63
60
61
59
65
66
61
62
58
67
54
53
23
64
57
56
27
8a
55
25
24
28
26
6a
29
47
51
22
46
29
45
50
31
52
42
39
30
32
38
21
41
48
33
37
43
34
19
Y
40
4a
20
35
36
49
2
3
18
5

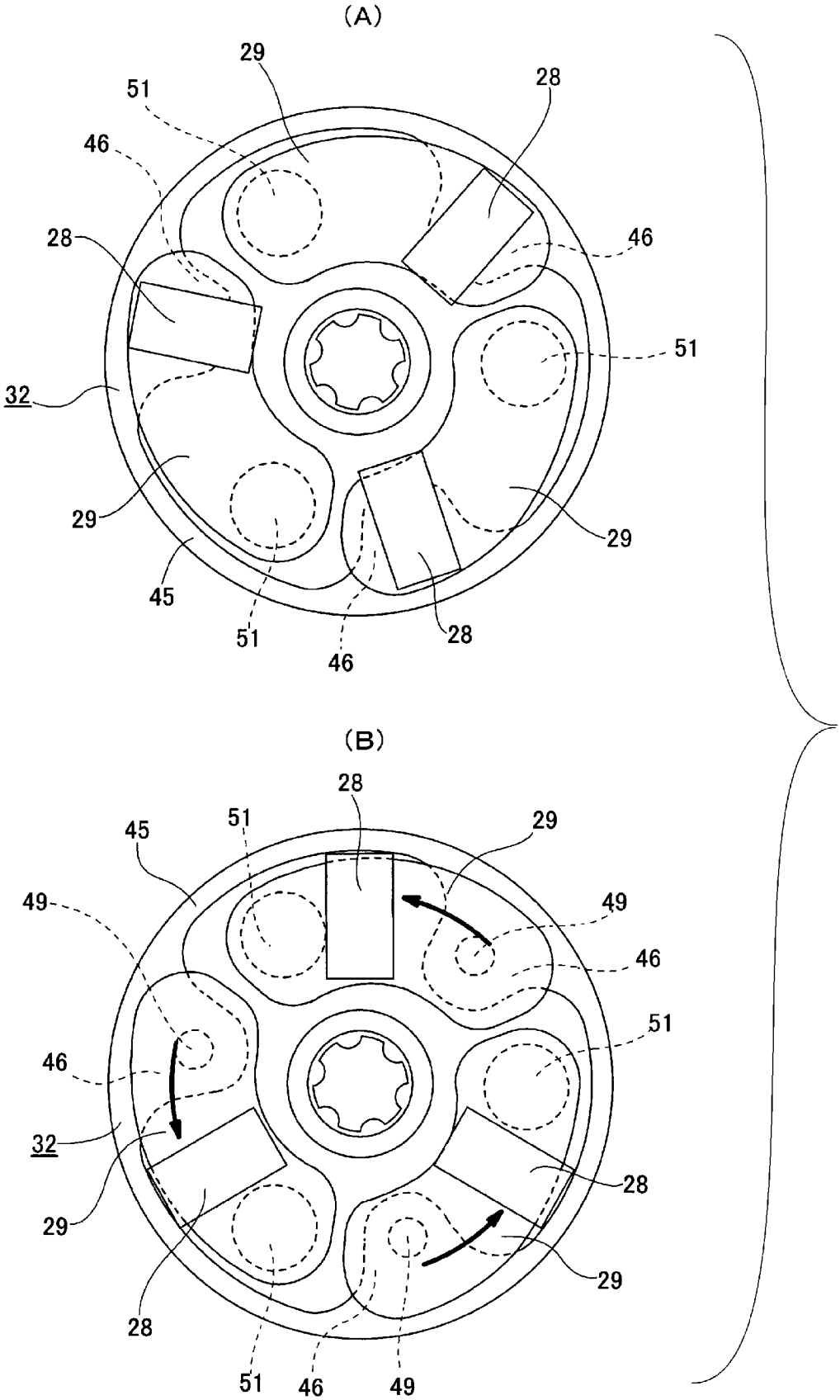
[図2]


19
35
37
38
34
43
33
44
21
47
32
45
46
47
47
30
42
31
39
40
42
41
42
51
29
50
49
29
50
49
50
29
49
28
28
28
53
26
27
25
54
48
24
48
48

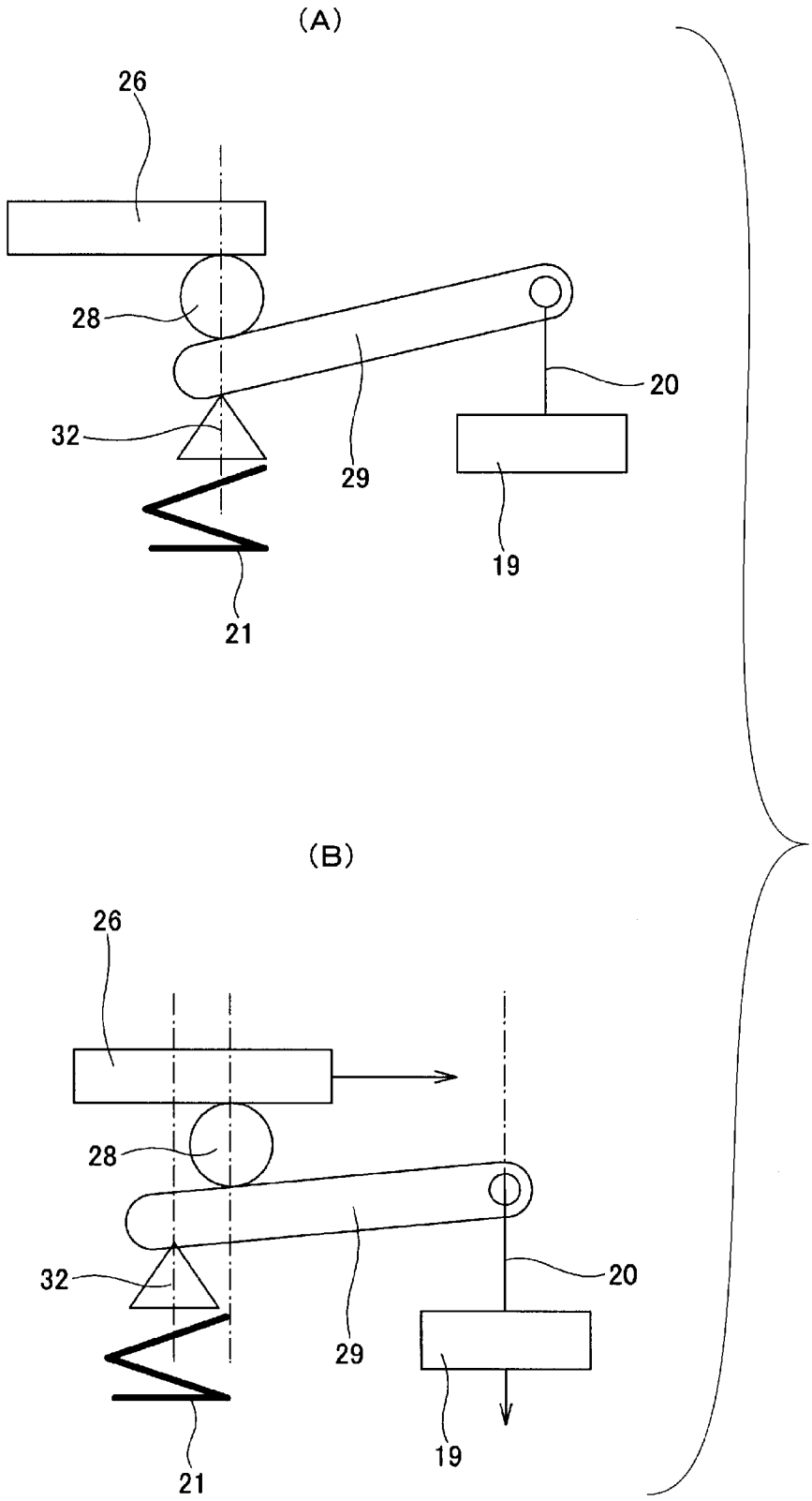
[図3]



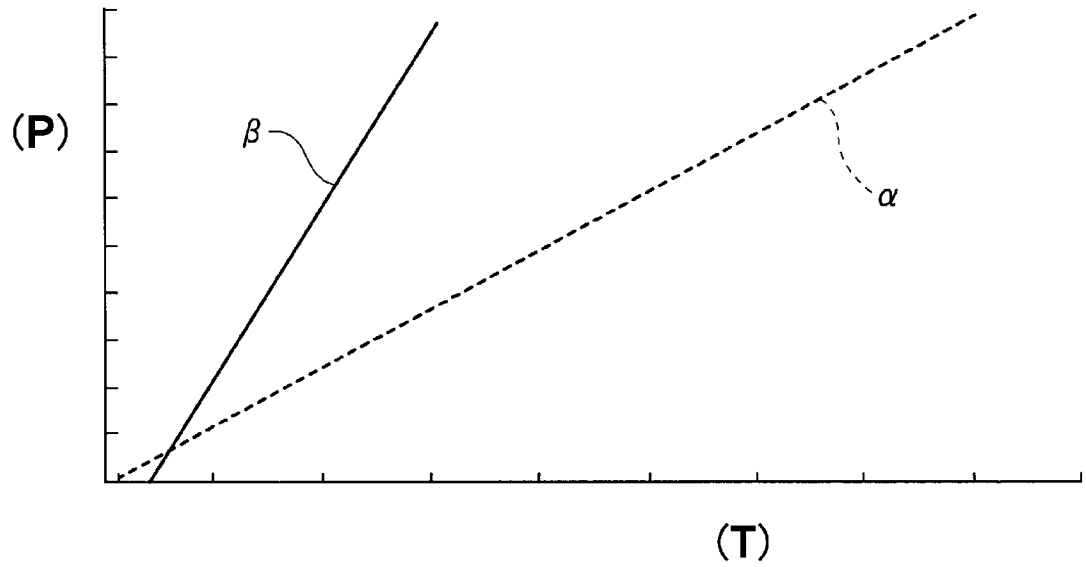
[図4]


(A)
29
51
28
46
28
46
51
32
29
29
45
51
46
28
(B)
28
45
51
29
49
49
46
51
46
32
28
29
28
29
51
46
49

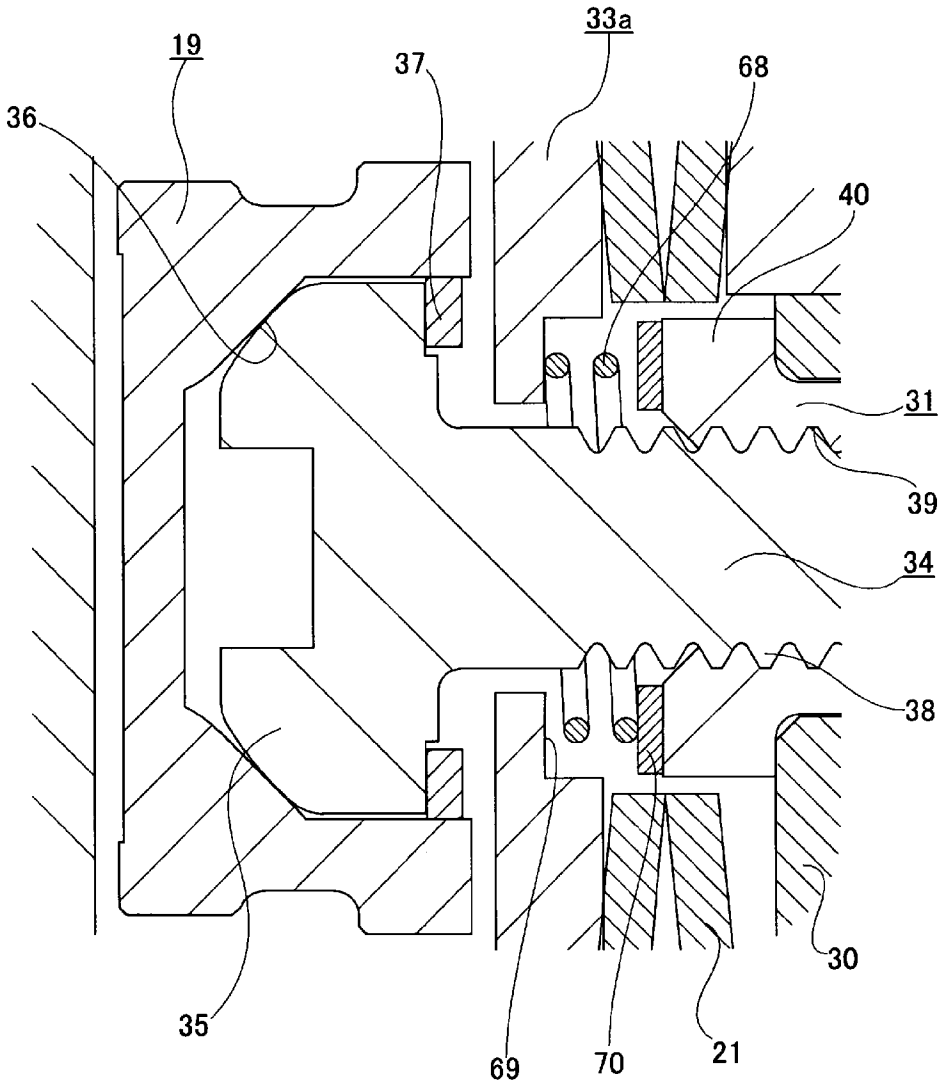
[図5]



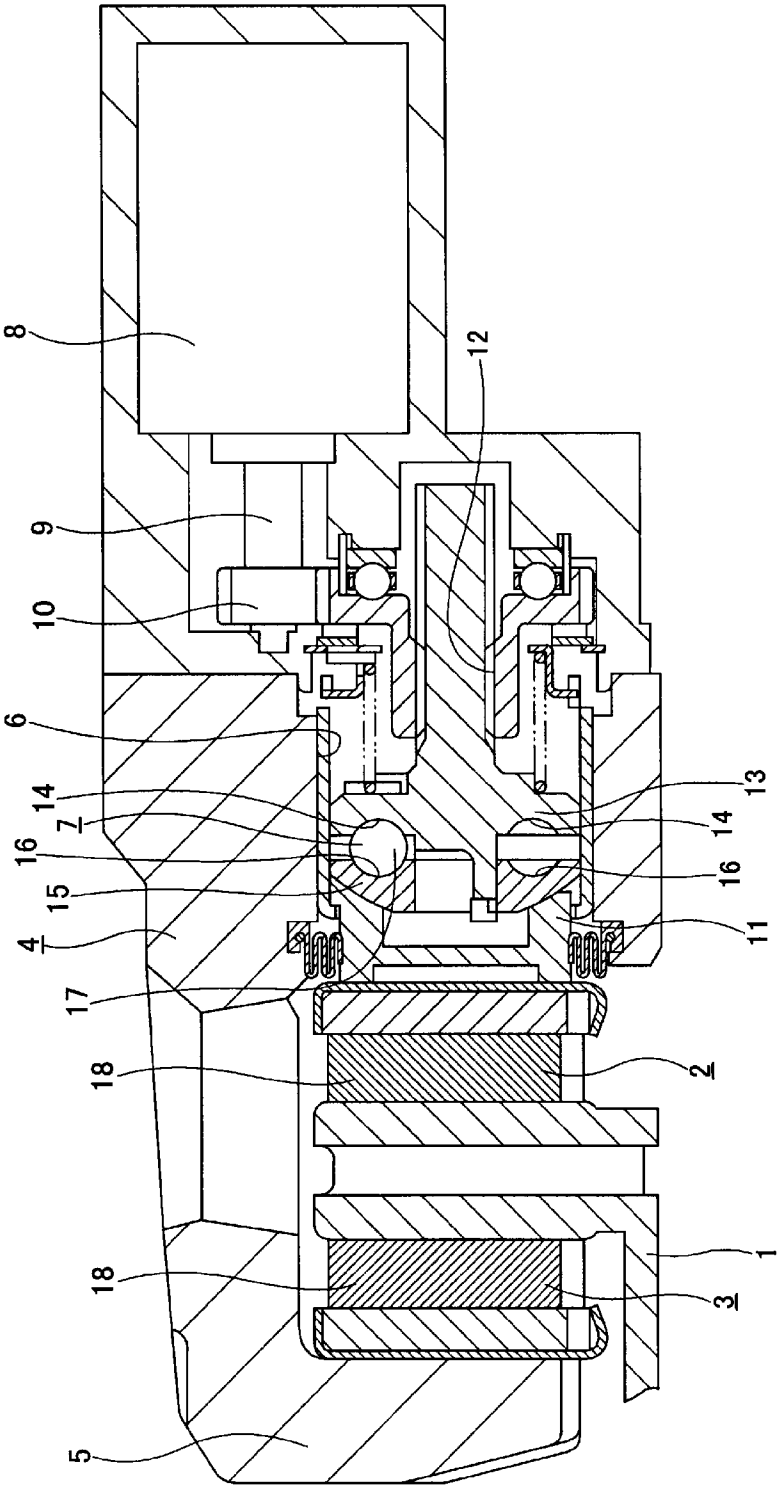
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/071640

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16D65/18(2006.01)i, *F16D65/14*(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)
F16D65/18, F16D65/14

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 1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2013 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2013

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	WO 2010/087101 A1 (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 05 August 2010 (05.08.2010), entire text; all drawings & JP 2010-174955 A	1-10
A	DE 1475492 A1 (Alfred Teves GmbH), 04 September 1969 (04.09.1969), entire text; all drawings & FR 1428249 A	1-10
A	JP 2000-145845 A (INA Waelzlager Schaeffler oHG), 26 May 2000 (26.05.2000), entire text; all drawings & US 6264011 B1 & DE 19850923 A1	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	Date of mailing of the international search report
30 October, 2013 (30.10.13)	12 November, 2013 (12.11.13)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/071640

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 2010-190348 A (Akebono Brake Industry Co., Ltd.), 02 September 2010 (02.09.2010), entire text; all drawings (Family: none)	1-10

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１３／０７１６４０

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, F16D65/14(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.　F16D65/18, F16D65/14

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	１９７１－２０１３年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１３年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１３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	WO 2010/087101 A1 (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2010.08.05, 全文、全図 & JP 2010-174955 A	１－１０
A	DE 1475492 A1 (Alfred Teves GmbH) 1969.09.04, 全文、全図 & FR 1428249 A	１－１０
A	JP 2000-145845 A (イナ・ヴェルツラーガー・シェッフラー・オッフェネ・ハンデルスゲゼルシャフト) 2000.05.26, 全文、全図 & US 6264011 B1 & DE 19850923 A1	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
「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
３０．１０．２０１３	１２．１１．２０１３

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）　３Ｗ　２９２０
森本　康正
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３６８

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 2010-190348 A（曙ブレーキ工業株式会社）2010.09.02, 全文、全図（ファミリーなし）	１－１０