

(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
2020年6月4日(04.06.2020)



(10) 国際公開番号

WO 2020/110952 A1

(51) 国際特許分類:
F16D 43/18 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2019/045831

(22) 国際出願日: 2019年11月22日(22.11.2019)

(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 2018-224432 2018年11月30日(30.11.2018) JP
特願 2019-002718 2019年1月10日(10.01.2019) JP

(71) 出願人: 株式会社椿本チエイン(TSUBAKIMO-
TO CHAIN CO.) [JP/JP]; 〒5300005 大阪府大
阪市北区中之島3丁目3番3号 Osaka (JP).

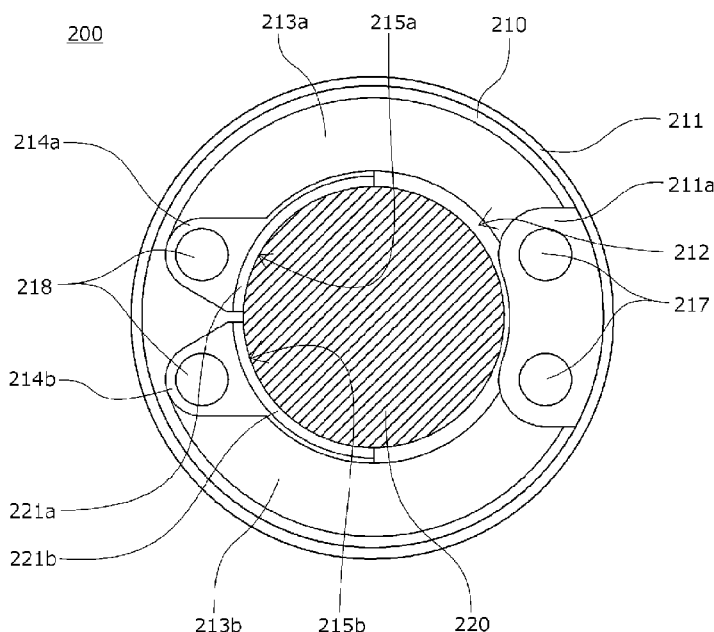
(72) 発明者: 嶋中 祐仁 (SHIMANAKA Yoshihito);
〒5300005 大阪府大阪市北区中之島3丁目3
番3号 株式会社椿本チエイン内 Osaka (JP).
國田 晃功 (KUNITA Akinori); 〒5300005 大阪
府大阪市北区中之島3丁目3番3号 株式
会社椿本チエイン内 Osaka (JP).

(74) 代理人: 藤本 信男, 外 (FUJIMOTO Nobuo et
al.); 〒1050013 東京都港区浜松町1-2-11
浜松町鈴木ビルディング4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, DJ, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,

(54) Title: CENTRIFUGAL CLUTCH

(54) 発明の名称: 遠心クラッチ



(57) Abstract: The present invention provides a centrifugal clutch that, with a simple configuration, makes it possible to place a clutch shoe in contact with a second shaft member, suppress a decrease in transmission torque, reduce the overall size, and suppress an increase in manufacturing costs. A centrifugal clutch (200) is provided with a first shaft member (210), a second shaft member (220), and a clutch lever (213) that has a friction surface (215) capable of coming into contact with the second shaft member (220). Said elements are disposed such that $\mu > \tan \theta$ in a state in which the friction

HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, JP, 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, 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))

surface (215) and the second shaft member (220) are in contact, where θ is the angle formed by a line connecting the center of a connection pin (217) and a force point (216) of the friction surface (215) and a line connecting the center of the second shaft member (220) and the force point (216), and μ is the static friction coefficient when the friction surface (215) and the second shaft member (220) are in contact. The clutch lever (213) is connected to a pivot pin (218), and a clutch shoe (214) is pivotably connected to the pivot pin (218).

(57) 要約: 簡単な構成で、クラッチシューを第2軸部材に当接でき、伝達トルクが低下することを抑制でき、小型化が可能且つ製造コストの増加を抑制可能な遠心クラッチを提供すること。第1軸部材(210)と、第2軸部材(220)と、第2軸部材(220)に当接可能な摩擦面(215)を有するクラッチレバー(213)とが設けられた遠心クラッチ(200)であって、摩擦面(215)と第2軸部材(220)とが当接した状態で、接続ピン(217)の中心から摩擦面(215)の力点(216)までを結んだ線と、第2軸部材(220)の中心から力点(216)までを結んだ線とがなす角度を θ とし、摩擦面(215)と第2軸部材(220)とが当接した際の静止摩擦係数を μ としたとき、 $\mu > \tan \theta$ であるように配置され、クラッチレバー(213)には揺動ピン(218)が接続され、クラッチシュー(214)は揺動可能に揺動ピン(218)と接続されていること。

明 細 書

発明の名称：遠心クラッチ

技術分野

[0001] 本発明は、入力軸の回転を出力軸側に伝達するクラッチに関し、特に、遠心力によって入力軸から出力軸への動力の伝達および切断を切り替える遠心クラッチに関する。

背景技術

[0002] 従来、入力軸から出力軸側に動力伝達するクラッチは、小型バイク、チェーンソー、エンジン式ラジコンヘリ等の小型の駆動機器等の駆動力の伝達経路上に配されており、様々なものが公知である。

[0003] 例えば、特許文献１に記載の遠心クラッチは、第１軸部材（入力側回転部１）と第２軸部材（出力側ドラム５）とを有し、第１軸部材（入力側回転部１）には、接続ピン（支軸３）を介して一对のクラッチレバー（摩擦シュー２）および遠心ウェイト７が接続されており、一对のクラッチレバー（摩擦シュー２）は、第２軸部材（出力側ドラム５）に向かって摩擦面を付勢するように、互いの一端がクラッチスプリング４で接続されている。

一对の遠心ウェイト７は、第２軸部材（出力側ドラム５）を抱合する方向に、ウェイトスプリング８により、互いの側面を付勢されている。

また、遠心ウェイト７は、互いの自由端側に形成されたカム面９が第１軸部材（入力側回転部１）に接続されたディテントスプリング１０に係合しているものである。

[0004] この特許文献１に記載の遠心クラッチは、クラッチスプリング４によってクラッチレバー（摩擦シュー２）の摩擦面が第２軸部材（出力側ドラム５）に密着しているため、第１軸部材（入力側回転部１）を回転させると、第２軸部材（出力側ドラム５）に動力伝達されるが、徐々に第１軸部材（入力側回転部１）の回転数が上がり遠心力が大きくなるにしたがって、クラッチスプリング４の付勢力との差が縮まり、クラッチレバー（摩擦シュー２）の摩

擦面が第2軸部材（出力側ドラム5）から離脱する方向に力がかかるようになる。

[0005] また、遠心ウェイト7も遠心力によって徐々にディテントスプリング10およびウェイトスプリング8を押し返しながら拡開し、さらに、ディテントスプリング10とカム面9との係合が解除されると、遠心ウェイト7の所定の位置に設けられた係合ピン11がクラッチレバー（摩擦シュー2）に接触し、クラッチレバー（摩擦シュー2）を第2軸部材（出力側ドラム5）から離脱させ、第1軸部材（入力側回転部1）から第2軸部材（出力側ドラム5）への動力伝達を解除するものである。

なお、クラッチスプリング4、ウェイトスプリング8、ディテントスプリング10の調整で、クラッチレバー（摩擦シュー2）の離脱タイミングを変化させることができるものである。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：実開昭59-186533号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] ところが、上記特許文献等で公知の遠心クラッチは、未だ改善の余地があった。

[0008] 発明者は、鋭意検討の結果、遠心クラッチが回転した際の、クラッチレバーと第2軸部材との当接時の力の伝達関係について、以下に説明する知見を得た。

[0009] 遠心クラッチの第1軸部材が回転すると、図4に示すように、クラッチシューCSの摩擦面が第2軸部材Mと当接して発生する摩擦力は、摩擦面内の力点Pに集約して示すことができる。

このとき、摩擦面内の力点Pにおいて、クラッチレバーCSは駆動力F1で第2軸部材Mを回転させようとするが、その際、駆動力F1は力点Pから

接続ピンSの方向へ引く力Fの分力として発生しているため、クラッチレバーCSは力点Pにおいて第2軸部材Mを接続ピンSの方向に力Fで押していることになる。

すなわち、第2軸部材Mは力点Pにおいて、回転方向に駆動力 F_1 を受けるとともに、第2軸部材Mの中心軸MS方向にFの分力 F_2 で押されていることになり、同時にシューCSには接点Pにおいて F_2 と同じ大きさで反対向きにかかる垂直抗力（図示しない）が発生している。

[0010] また、クラッチレバーCSと第2軸部材Mとが力点Pで接触しているため、クラッチレバーCSと第2軸部材Mとの間の静止摩擦係数を μ とすると、最大静止摩擦力は μF_2 である。

よって、

$$\mu F_2 > F_1$$

であれば、クラッチレバーCSをスプリングなどで押圧しなくても、クラッチレバーCSは滑ることなく第2軸部材Mに動力伝達できる。

[0011] ただし、遠心クラッチは回転しているため、遠心力に起因して力点Pから垂直抗力と同じ方向に F_r （図示しない）が発生しており、遠心クラッチの回転速度が上昇するにしたがって F_r （図示しない）も大きくなるため、実際には、

$$\mu (F_2 - F_r) > F_1$$

を維持している間、シューCSは滑ることなく第2軸部材Mに動力伝達できる。

[0012] さらに、力点Pと接続ピンSを結んだ線L1と、力点Pと第2軸部材Mの中心軸MSとを結んだ線L2とがなす角を角度 θ とすると、

$$F_1 = F \sin \theta$$

$$F_2 = F \cos \theta$$

であるから、

$$F_2 = F_1 / \tan \theta$$

となり、 θ が小さいほど F_1 に対して F_2 が大きくなる。

すなわち、より回転速度が速くなっても

$$\mu (F_2 - F_r) > F_1$$

を維持することができ、高速回転中でも滑ることなく動力伝達できる。

[0013] また、回転開始時には、

$$\mu F_2 > F_1$$

より、

$$\mu > \tan \theta$$

であれば、力点Pにおける摩擦係数 μ に合わせて適切な角度 θ をなすようにクラッチレバーCSを配置する、もしくは、角度 θ に合わせて力点Pに適切な摩擦係数 μ を有するようにクラッチレバーCSの摩擦面や第2軸部材Mの表面を形成することで、クラッチレバーCSが滑ることなく第2軸部材Mに動力伝達できる。

[0014] ここで、特許文献1で公知の遠心クラッチは、摩擦シューと出力側ドラムとの接触面が出力側ドラムの円周方向に広範囲に分布しており、力点Pの位置が接続ピンS側に近づき、角度 θ が大きくなってしまうため、 F_1 と F_2 との差が小さくなり、回転速度が上昇すると、すぐに、

$$\mu (F_2 - F_r) \leq F_1$$

となり、摩擦シューと出力側ドラムとの当接が解除されてしまう。

[0015] 摩擦シューや出力側ドラムの材質を変更して静止摩擦係数 μ を上昇させることで、摩擦シューと出力側ドラムとの当接を維持することも考えられるが、摩擦面は既に一定以上の静止摩擦係数が発生するような仕様であるため、静止摩擦係数を上昇させる余地は少ない。

したがって、摩擦シューを出力側ドラム側へ強く押圧するための付勢部材が事実上必須要素となっており、付勢部材を格納するための空間を遠心クラッチ内に確保する必要があった。

[0016] すなわち、特許文献1で公知の遠心クラッチは、クラッチスプリングによって摩擦シューを出力側ドラムへ押し付け、さらに、ディテントスプリング、ウェイトスプリングによって遠心ウェイトの離脱タイミングを調整するこ

とで摩擦シューの離脱タイミングを変化させているが、クラッチスプリング、ディテントスプリング、ウェイトスプリングを設けるための空間が遠心クラッチ内に必要となり、遠心クラッチが複雑化し大型化してしまう虞があった。

また、入力側回転部の回転数が上昇して遠心力が大きくなり、クラッチスプリングの付勢力との差が縮まると、摩擦シューと出力側ドラムとの接触状態が、静止摩擦状態から動摩擦状態へ移行してしまい、摩擦シューが出力側ドラム上で滑り始め、伝達トルクが低下してしまう虞があった。

また、入力側回転部の回転数が上昇しても摩擦シューと出力側ドラムとの接触状態を静止摩擦状態のままにするには、より強力なクラッチスプリングを設ける必要があり、強力なクラッチスプリングの引張力に耐えられる特別強固な材料を使用することになるため、製造コストが増大してしまう虞があった。

さらに、所定の回転数以下で再び摩擦面が接触するため、回転数が低い状態でトルクの伝達のコントロールが難しいという問題があった。

課題を解決するための手段

[0017] 本発明は、これらの問題点を解決するものであり、簡単な構成で、クラッチシューを第2軸部材に当接でき、伝達トルクが低下することを抑制でき、小型化が可能且つ製造コストの増加を抑制可能な遠心クラッチを提供することを目的とするものである。

[0018] 本発明の遠心クラッチは、第1軸部材および前記第1軸部材と同一の回転軸で独立して回転可能に構成された第2軸部材とを有し、前記第1軸部材には、接続ピンを介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に接続されたクラッチレバーが設けられ、前記クラッチレバーには、前記第2軸部材に外周側から当接可能に構成された摩擦面を有したクラッチシューが設けられた遠心クラッチであって、前記摩擦面と前記第2軸部材とが当接した状態における、前記接続ピンの中心から前記摩擦面の力点までを結んだ線と、前記第2軸部材の中心から前記摩擦面の力点までを結んだ線とがなす角度を θ

とし、前記摩擦面と前記第2軸部材とが当接した際の静止摩擦係数を μ としたとき、

$$\mu > \tan \theta$$

であるように配置されていることにより、前記課題を解決するものである。

発明の効果

[0019] 請求項1にかかる発明の遠心クラッチは、第1軸部材には、接続ピンを介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に接続されたクラッチレバーが設けられ、クラッチレバーには、第2軸部材に外周側から当接可能に構成された摩擦面を有したクラッチシューが設けられた遠心クラッチであって、摩擦面と第2軸部材とが当接した状態における、接続ピンの中心から摩擦面の力点までを結んだ線と、第2軸部材の中心から摩擦面の力点までを結んだ線とがなす角度を θ とし、摩擦面と第2軸部材とが当接した際の静止摩擦係数を μ としたとき、

$$\mu > \tan \theta$$

であるように配置されているため、クラッチシューの摩擦面が第2軸部材に当接した状態で第1軸部材を回転させると、クラッチレバーは滑ることなく確実に第2軸部材に動力を伝達できる。

また、スプリングの押し付けによる摩擦力ではなく、くさび効果による噛み込みを利用した摩擦力による動力伝達であるため、伝達トルクを大きくできる。

さらに、遠心クラッチの回転数が上昇すると遠心力を起因とした F_r が大きくなり、

$$\mu (F_2 - F_r) \leq F_1$$

を満たすと、瞬時にクラッチレバーは第2軸部材から離脱するため、クラッチレバーと第2軸部材とが滑りながら当接する時間が短くなり、クラッチシューや第2軸部材の摩耗が少なく、メンテナンス頻度を少なくできる。

また、スプリングの押し付けによる摩擦力を必要としないため、遠心クラッチ内に摩擦力発生用のスプリングを設置する空間を設ける必要がなく、遠

心クラッチを小型化できる。

さらに、再接続をコントロールするために弱いスプリングを設けるだけでよく、回転数が低い状態でトルクの伝達のコントロールがきわめて容易となる。

また、クラッチレバーには、クラッチレバーの回転軸と平行な揺動軸を有する揺動ピンが接続され、クラッチシューは、揺動軸を中心に揺動可能に揺動ピンと接続されているため、クラッチレバーにクラッチシューが固定的に設けられている場合に比べて、力点の位置を安定的にクラッチレバーの揺動ピン付近に留めることができる。

さらに、クラッチシューが揺動して第2軸部材に向きを合わせて当接できるため、力点位置を変えることなく摩擦面を広く設けることができ、摩擦面にかかる面圧を分散でき、これによって、クラッチシューの構成材料の強度を上げることなく耐摩耗性を向上でき、高寿命化できる。

[0020] 請求項2に記載の構成によれば、クラッチシューおよびクラッチレバーの少なくともいずれか一方は、揺動ピンと揺動軸方向に複数箇所接続されているため、揺動ピンのせん断面積が増え、揺動ピンのせん断応力が小さくなり、これによって、揺動ピンやクラッチシュー、クラッチレバーの材質を変えることなく、伝達可能なトルクを増大させることができる。

請求項3に記載の構成によれば、クラッチシューは、揺動軸方向に複数設けられているため、クラッチシューの数を変えることで、揺動ピンのせん断面積を簡単に増やすことができ、せん断応力を小さくでき、より一層伝達可能なトルクを増大させることができる。

また、クラッチシューの数を変えることで、摩擦面の面積を簡単に増減でき、摩擦面にかかる面圧を調整できる。

[0021] 請求項4に記載の構成によれば、クラッチレバーは、揺動軸方向に複数設けられているため、クラッチレバーの数を変えることで、揺動ピンのせん断面積を簡単に調整できることから、せん断応力を小さくでき、これによって、より一層伝達可能なトルクを増大させることができる。

請求項 5 に記載の構成によれば、クラッチレバーは、第 2 軸部材を挟んで逆向きに少なくとも 1 つずつ配置されているため、第 1 軸部材の回転方向が正逆どちらであっても、それぞれに対応したクラッチレバーが第 2 軸部材に当接し、動力を伝達することができる。

[0022] 請求項 6 に記載の構成によれば、クラッチレバーは、付勢部材によって第 2 軸部材側に付勢されているため、第 1 軸部材が回転を始める際に確実にクラッチレバーを第 2 軸部材に当接させておくことができる。

請求項 7 に記載の構成によれば、付勢部材は、第 2 軸部材を挟んで逆向きに少なくとも 1 つずつ配置されているクラッチレバーに挟持されているため、付勢部材の設置数を削減できるとともに、遠心クラッチを小型化できる。

[0023] 請求項 8 に記載の構成によれば、第 1 軸部材には、内部に円筒状の收容空間を有した外輪が設けられ、接続ピンは、收容空間内に配置されているため、遠心クラッチの回転数が上昇してクラッチシューが第 2 軸部材から離脱しても、クラッチレバーは收容空間内の最外部へぶつかるため、クラッチレバーが收容空間外へ大きく振り回されることがなくなり、遠心クラッチの周囲に大きな空間を設ける必要がない。

請求項 9 に記載の構成によれば、接続部材は、回転軸方向に沿った一方の端部が第 1 軸部材の端部に固定され、端部から離れた位置で補強部材を介して第 1 軸部材の端部に固定されているため、接続部材にかかる応力を分散することができ、接続部材の一方の端部のみ第 1 軸部材に固定している場合と比べて、第 1 軸部材や接続部材のたわみを低減することができる。

これによって、第 1 軸部材とクラッチレバーとの位置関係がずれることがなく、安定したトルク伝達が可能となる。

[0024] 請求項 10 に記載の構成によれば、クラッチレバーが移動可能な範囲の所定の位置にあるとき、第 1 軸部材側を構成する全ての部材の合成重心が、第 1 軸部材の回転軸上に位置するため、遠心クラッチの回転動作による第 1 軸部材の振動を抑制し、第 1 軸部材の回転軸と第 2 軸部材の回転軸とのズレを防止できる。

請求項 1 1 に記載の構成によれば、正回転側クラッチレバーと逆回転側クラッチレバーとは、互いに接続ピンを回転中心として逆方向に連動回転するため、例えば、一方のクラッチレバーの摩擦面が第 2 軸部材から離脱すると、他方のクラッチレバーの摩擦面も連動してほぼ同時に第 2 軸部材から離脱する動作をするため、摩擦面の摩耗を抑制でき、トルク伝達の切り替えを迅速に実施できる。

また、重力によるクラッチレバーの自重がクラッチレバーに対してどの方向にかかっても、互いに連動回転する正回転側クラッチレバーと逆回転側クラッチレバーとの間でクラッチレバーの自重を相殺できるため、遠心クラッチの回転方向の向きに関わらず、正回転側クラッチレバーと逆回転側クラッチレバーの動作をさらに安定化できる。

図面の簡単な説明

[0025] [図1]本発明の参考例である遠心クラッチ 1 0 0 の正面断面図。

[図2]本発明の参考例である遠心クラッチ 1 0 0 のクラッチレバー 1 1 3 が第 2 軸部材 1 2 0 に当接した状態を示す概略正面図。

[図3]本発明の参考例である遠心クラッチ 1 0 0 のクラッチレバー 1 1 3 が第 2 軸部材 1 2 0 から離脱した状態を示す概略正面図。

[図4]クラッチレバー C S と第 2 軸部材 M との動力伝達の間係を説明するための概略図。

[図5]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ 2 0 0 の接続ピン 2 1 7 側斜視図。

[図6]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ 2 0 0 の揺動ピン 2 1 8 側斜視図。

[図7]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ 2 0 0 の上面図。

[図8]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ 2 0 0 の正面図。

[図9]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ 2 0 0 のクラッチレバー 2 1 3 が第 2 軸部材 2 2 0 に当接した状態を示す概略正面図。

[図10]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ 2 0 0 のクラッチレバー 2 1

3が第2軸部材220から離脱した状態を示す概略正面図。

[図11]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ300のクラッチレバー313と外輪接続部311aとの接続関係を示す概略図。

[図12]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ400のクラッチレバー413とクラッチシュー414との接続関係を示す概略図。

[図13]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ500の斜視図。

[図14]本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ600の概略正面図。

発明を実施するための形態

[0026] 以下に本発明の参考例である遠心クラッチ100について、図面に基づいて説明する。

なお、説明のため、図2以降はクラッチレバー113を一つのみ設けた、時計回りの回転でのみ遠心クラッチ100が機能する構成の概略図を使用する。

[0027] 本発明の参考例である遠心クラッチ100は、図1に示すように、第1軸部材110および第1軸部材110と同一の回転軸で独立して回転可能に構成された第2軸部材120とが設けられ、第1軸部材110には、内部に円筒状の収容空間112を有した外輪111と、収容空間内112に配置された接続ピン117と、接続ピン117を介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に第1軸部材110に接続されたクラッチレバー113とが設けられている。

クラッチレバー113は、第2軸部材120を挟んで逆向きに1つずつ配置され、クラッチレバー113には、外輪111側に開放された収容穴118と、収容穴118に挿入され、クラッチレバー113を第2軸部材120側に僅かな力で付勢する付勢部材119と、第2軸部材120に当接可能に構成された摩擦面115を有したクラッチシュー114とが設けられている。

[0028] なお、クラッチレバー113の摩擦面115と第2軸部材120との当接面での動力の伝達関係は、摩擦面115上の力点116に集約することで、

力点 1 1 6 での動力の伝達関係に置き換えることができる。

また、クラッチレバー 1 1 3 は、力点 1 1 6 と接続ピン 1 1 7 の中心とを結んだ線 L 1 と、力点 1 1 6 と第 2 軸部材 1 2 0 の中心とを結んだ線 L 2 とが、角度 θ の傾きを有するように配置されている。

また、クラッチレバー 1 1 3 の摩擦面 1 1 5 と第 2 軸部材 1 2 0 との当接面における静止摩擦係数 (μ とする) は、

$$\mu > \tan \theta$$

を満たすものである。

[0029] 次に、本発明の参考例である遠心クラッチ 1 0 0 の、第 1 軸部材 1 1 0 を回転させた際の動作について、図 2 乃至図 4 を用いて説明する。

[0030] まず、第 1 軸部材 1 1 0 の回転開始時における遠心クラッチ 1 0 0 の動力伝達について説明する。

第 1 軸部材 1 1 0 が時計回りに回転を始めると、図 2 に示すように、外輪 1 1 1 およびクラッチレバー 1 1 3 は時計回りに回転する方向へ力を受ける。

このとき、付勢部材 1 1 9 によって、クラッチレバー 1 1 3 は第 2 軸部材 1 2 0 側に僅かな力で付勢されているため、第 1 軸部材 1 1 0 の回転開始時において、クラッチシュー 1 1 4 の摩擦面 1 1 5 は第 2 軸部材 1 2 0 に当接しており、クラッチレバー 1 1 3 は力点 1 1 6 を基準として、第 2 軸部材 1 2 0 に対して時計回りへ回転する方向へ動力を伝達することができる。

すなわち、クラッチレバー 1 1 3 は、力点 1 1 6 で第 2 軸部材 1 2 0 を時計回りへ回転する方向へ駆動力 (F_1 とする) を伝達している。

[0031] また、駆動力 F_1 は、力点 1 1 6 から接続ピン 1 1 7 の中心軸に向かって引く力 (F とする) の分力として発生しているため、クラッチレバー 1 1 3 は力点 1 1 6 において第 2 軸部材 1 2 0 を接続ピン 1 1 7 の中心軸の方向に力 F で押していることになる。

すなわち、第 2 軸部材 1 2 0 は、力点 1 1 6 において回転方向に駆動力 F_1 ($= F \sin \theta$) を受けるとともに、第 2 軸部材 1 2 0 の中心軸の方向に

分力 $F_2 (= F \cos \theta)$ で押されていることになり、同時にクラッチレバー 113 には力点 116 において分力 F_2 と同じ大きさで反対向きにかかる垂直抗力（図示しない）が発生しているため、力点 116 における最大静止摩擦力は μF_2 である。

[0032] ここで、

$$\mu > \tan \theta$$

であるから、

$$\mu \cos \theta > \sin \theta$$

$$\mu F \cos \theta > F \sin \theta$$

$$\mu F_2 > F_1$$

となることから、回転開始時において、確実にクラッチレバー 113 は滑ることなく第 2 軸部材 120 に動力伝達が可能である。

また、くさび効果により、クラッチレバー 113 は第 2 軸部材 120 側に分力 F_2 で引きつけられた状態を維持する。

[0033] 次に、第 1 軸部材 110 の回転速度が上昇した状態における遠心クラッチ 100 の動力伝達について説明する。

第 1 軸部材 110 が回転すると、遠心力に起因して力点 116 から垂直抗力（図示しない）の方向に F_r （図示しない）が発生し、遠心クラッチ 100 の回転速度が上昇するに従って F_r （図示しない）も大きくなる。

また、 F_r （図示しない）はクラッチレバー 113 を第 2 軸部材 120 から離脱させる方向へ作用するため、クラッチレバー 113 は、

$$\mu (F_2 - F_r) > F_1$$

を維持している間、滑ることなく第 2 軸部材 120 に動力伝達が可能である。

このとき、第 1 軸部材 110 の回転速度が上昇し、より大きな F_r （図示しない）が発生した場合においても、クラッチレバー 113 が滑ることなく第 2 軸部材 120 に動力を伝達するには、 F_2 がより大きく、且つ、 F_1 がより小さくなるように各部材を配置する必要がある。

ここで、

$$F_1 = F \sin \theta$$

$$F_2 = F \cos \theta$$

であるから、

$$F_2 = F_1 / \tan \theta$$

となり、 θ が小さいほど F_1 に対して F_2 が大きくなる。

すなわち、 θ がより小さくなるように力点116の位置を調整することで、第1軸部材110が速く回転してもクラッチレバー113が滑りにくくなり、第2軸部材120への動力伝達の効率を向上できる。

[0034] 第1軸部材110が高速回転し、 F_r （図示しない）が大きくなり F_2 に近づくと、

$$\mu (F_2 - F_r) \leq F_1$$

となり、クラッチレバー113は第2軸部材120上を僅かな時間滑り、さらに第1軸部材110の回転数が上昇すると、 F_r （図示しない）は F_2 よりも大きくなることで、図3に示すように、クラッチレバー113は第2軸部材120から離脱し、第1軸部材110から第2軸部材120への動力の伝達を終了する。

このとき、 θ を十分に小さくし、 F_1 に対して F_2 を十分に大きくすることで、クラッチレバー113が第2軸部材120上を滑る時間を大幅に短縮することができ、クラッチシュー114の摩擦面115や第2軸部材120の摩耗を抑制できる。

[0035] また、第2軸部材120から離脱したクラッチレバー113は、遠心クラッチ100の外方に向けて振り回される力を受けるが、クラッチレバー113は外輪111に囲まれた収容空間112内に配置されており、クラッチレバー113は外輪111に当接する位置までしか移動できないため、遠心クラッチ100の周囲にクラッチレバー113が飛び出すことはなく、遠心クラッチ100の周囲に大きな空間を確保する必要がない。

さらに、遠心クラッチ100内には、僅かにクラッチレバー113を第2

軸部材 120 側に付勢する付勢部材 119 以外の付勢部材がないため、収容空間 112 内の部品点数を削減できるとともに、遠心クラッチ 100 内に大きな空間を確保する必要がなくなり、遠心クラッチ 100 を小型化できる。

[0036] また、第 2 軸部材 120 から離脱したクラッチレバー 113 は、第 1 軸部材 110 が回転している間は遠心力によって外輪 111 側へ付勢されるため、第 2 軸部材 120 に当接することがない。

さらに、再接続をコントロールするために弱い付勢部材を設けるだけでよく、回転数が低い状態でトルクの伝達のコントロールがきわめて容易となる。

なお、摩擦面 115 と第 2 軸部材 120 との当接面の静止摩擦係数 μ を大きくすることで、より一層クラッチレバー 113 が滑ることなく第 1 軸部材 110 から第 2 軸部材 120 に動力を伝達することができる。

[0037] 次に、本発明の一実施形態である遠心クラッチ 200 について、図 5 乃至図 10 を用いて説明する。

なお、説明のため、図 5 乃至図 7 は第 1 軸部材 210 および外輪 211 を図示しておらず、図 9 および図 10 はクラッチレバー 213b を図示していない。

また、本発明の参考例である遠心クラッチ 100 と共通する部分については、一部説明を省略する。

[0038] 本発明の一実施形態である遠心クラッチ 200 は、図 5 乃至図 8 に示すように、第 1 軸部材 210 および第 1 軸部材 210 と同一の回転軸で独立して回転可能に構成された第 2 軸部材 220 とが設けられ、第 1 軸部材 210 には、内部に収容空間 212 を有した外輪 211 と、収容空間 212 に配置された外輪接続部 211a に両端を支持された接続ピン 217 と、接続ピン 217 を介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に第 1 軸部材 210 に接続されたクラッチレバー 213a、213b とが設けられている。

[0039] クラッチレバー 213a、213b は、第 2 軸部材 220 を挟んで逆向きに 2 つずつ、クラッチレバー 213a、213b の回転軸方向に設けられ、

クラッチレバー 213 a、213 b には、クラッチレバー 213 a、213 b の回転軸と平行な揺動軸を有する揺動ピン 218 が接続されるとともに、揺動ピン 218 には、クラッチシュー 214 a、214 b が揺動軸を中心に揺動可能に接続されている。

[0040] クラッチシュー 214 a、214 b には、第 2 軸部材 220 との当接部に摩擦面 215 a、215 b を有したライニング 221 a、221 b が設けられ、第 2 軸部材 220 の外周面に沿うような弧状に形成されている。

また、クラッチレバー 213 a、213 b は、それぞれ付勢部材（図示しない）によって第 2 軸部材 220 側へ僅かな力で付勢されている。

[0041] なお、図 9 に示すように、摩擦面 215 a と第 2 軸部材 220 との当接面での動力の伝達関係は、摩擦面 215 a の力点 216 に集約することで、力点 216 での動力の伝達関係に置き換えることができる。

このとき、摩擦面 215 a は、揺動ピン 218 によって第 2 軸部材 220 の外周面に対して傾きを調整されることで広範囲にわたって安定的に面接触している。

また、力点 216 と接続ピン 217 の中心とを結んだ線を L1 とし、力点 216 と第 2 軸部材 220 の中心とを結んだ線を L2 とすると、クラッチレバー 213 a は、L1 と L2 とが角度 θ の傾きを有するように配置されている。

[0042] また、ライニング 221 a の摩擦面 215 a と第 2 軸部材 220 との当接面における静止摩擦係数（ μ とする）は、

$$\mu > \tan \theta$$

を満たすものである。

[0043] 次に、本発明の遠心クラッチ 200 の、第 1 軸部材 210 を回転させた際の動作について、図 9 および図 10 を用いて説明する。

なお、クラッチレバー 213 a 側の動作のみ説明する。

[0044] まず、第 1 軸部材 210 の回転開始時における遠心クラッチ 200 の動力伝達について説明する。

第1軸部材210が時計回りに回転を始めると、図9に示すように、外輪211、外輪接続部211a、クラッチレバー213aは時計回りに回転する方向へ力を受ける。

[0045] このとき、付勢部材（図示しない）によって、クラッチレバー213aは第2軸部材220側に僅かな力で付勢されているため、第1軸部材210の回転開始時において、ライニング221aの摩擦面215aは第2軸部材220に当接しており、クラッチレバー213aは力点216を基準として、第2軸部材220に対して時計回りへ回転する方向へ動力を伝達することができる。

すなわち、クラッチレバー213aは、力点216で第2軸部材220を時計回りへ回転する方向へ駆動力（F1とする）を伝達している。

[0046] さらに、クラッチシュー214aは揺動ピン218の中心軸を揺動軸として揺動可能に構成されているため、クラッチシュー214aがクラッチレバー213aに直接固定的に設けられている場合に比べて、ライニング221aが第2軸部材220の外周面に合わせて向きを変えて当接することが可能となり、力点216の位置が安定的に維持される。

また、摩擦面215aの第2軸部材220との当接面を大きくとることができる、摩擦面215aにかかる面圧を低減することができる。

[0047] また、駆動力F1は、力点216から接続ピン217の中心に向かって引く力（Fとする）の分力として発生しているため、クラッチレバー213aは力点216において、第2軸部材220を力点216から接続ピン217の中心軸へ向かう方向に力Fで押していることになる。

すなわち、第2軸部材220は、力点216において回転方向に駆動力 $F_1 (= F \sin \theta)$ を受けるとともに、第2軸部材220の中心軸の方向に分力 $F_2 (= F \cos \theta)$ で押されていることになり、同時にクラッチシュー214aには力点216において分力 F_2 と同じ大きさで反対向きにかかる垂直抗力（図示しない）が発生しているため、力点216における最大静止摩擦力は μF_2 である。

[0048] よって、本発明の一実施形態の遠心クラッチ 200 においても、

$$\mu F_2 > F_1$$

となり、回転開始時において、確実にクラッチレバー 213a は摩擦面 215a と第 2 軸部材 220 とを滑らせることなく、第 2 軸部材 220 に動力伝達が可能である。

また、くさび効果により、クラッチシュー 214a は第 2 軸部材 220 に分力 F_2 で引きつけられた状態を維持する。

[0049] 次に、第 1 軸部材 220 の回転速度が上昇した状態における遠心クラッチ 200 の動力伝達について説明する。

第 1 軸部材 210 が回転すると、遠心力に起因して力点 216 から垂直抗力（図示しない）の方向に F_r （図示しない）が発生し、遠心クラッチ 200 の回転速度が上昇するに従って F_r （図示しない）も大きくなる。

また、 F_r （図示しない）はクラッチシュー 214a をクラッチレバー 213a ごと第 2 軸部材 220 から離脱させる方向へ作用するため、クラッチシュー 214a は、

$$\mu (F_2 - F_r) > F_1$$

を維持している間、滑ることなく第 2 軸部材 220 に動力伝達が可能である。

[0050] このとき、第 1 軸部材 210 の回転速度が上昇し、より大きな F_r （図示しない）が発生した場合においても、クラッチレバー 213a が滑ることなく第 2 軸部材 220 に動力を伝達するには、 F_2 がより大きく、且つ、 F_1 がより小さくなるように各部材を配置する必要があり、

$$F_2 = F_1 / \tan \theta$$

の関係から、 θ が小さいほど F_1 に対して F_2 が大きくなる。

すなわち、 θ がより小さくなるように力点 216 の位置を調整することで、第 1 軸部材 210 が速く回転してもクラッチシュー 214a が滑りにくくなり、第 2 軸部材 220 への動力伝達の効率を向上できる。

[0051] 第 1 軸部材 210 が高速回転し、 F_r （図示しない）が大きくなり F_2 に

近づくと、

$$\mu (F_2 - F_r) \leq F_1$$

となり、クラッチシュー214aは第2軸部材220上を僅かな時間滑り、さらに第1軸部材210の回転数が上昇すると、 F_r （図示しない）は F_2 よりも大きくなることで、図10に示すように、クラッチシュー214aはクラッチレバー213aごと第2軸部材220から離脱し、第1軸部材210から第2軸部材220への動力の伝達を終了する。

- [0052] 本発明の一実施形態である遠心クラッチ200は、クラッチレバー213aが、接続ピン217を介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に外輪接続部211aに2つ並べて接続されているため、クラッチレバー213aを1つだけ外輪接続部211aに接続する場合に比べて、クラッチレバー213aが安定的に接続ピン217の中心軸を回転軸として回転できるとともに、接続ピン217のせん断面積が増え、接続ピン217のせん断応力が小さくなる。

これによって、接続ピン217やクラッチレバー213a、外輪接続部211aの材質を変えるなどして強度を上げることなく、伝達可能なトルクを増大させることができる。

- [0053] また、2つのクラッチレバー213aには、クラッチレバー213aの回転軸と平行な揺動軸を有する揺動ピン218が接続されるとともに、揺動ピン218には、クラッチシュー214aが揺動軸を中心に揺動可能に接続されているため、クラッチレバー213aを1つだけクラッチシュー214aに接続する場合に比べて、クラッチシュー214aが安定的に揺動ピン218の中心軸を揺動軸として揺動できるとともに、揺動ピン218のせん断面積が増え、揺動ピン218のせん断応力が小さくなる。

これによって、揺動ピン218やクラッチレバー213a、クラッチシュー214aの材質を変えるなどして強度を上げることなく、伝達可能なトルクをさらに増大させることができる。

- [0054] また、ライニング221aの、第2軸部材220との当接範囲を大きくし

ても、クラッチシュー 214a をクラッチレバー 213a によって複数箇所
で安定的に支持することができる。

また、接続ピン 217 は、外輪接続部 211a に両端を支持されているた
め、接続ピン 217 のせん断面積が増えせん断応力が小さくなるとともに、
クラッチ 200 の動作中にクラッチレバー 213a や外輪接続部 211a か
ら接続ピン 217 の曲げ方向に力がかかっても変形しにくく、クラッチレバ
ー 213a を確実に正常な位置で支持できる。

[0055] なお、本発明の一実施形態である遠心クラッチ 200 は、第 1 軸部材 210
側を構成する全ての部材の合成重心を、可能な限り第 1 軸部材 210 の回
転軸上に位置させることが望ましい。

これによって、遠心クラッチ 200 の動作中に第 1 軸部材 210 の振動を
抑制することができ、第 1 軸部材 210 の回転軸と第 2 軸部材 220 の回転
軸とのズレを防止できる。

[0056] このとき、クラッチレバー 213a、213b は、遠心クラッチ 200 の
動作中に接続ピン 217 を回転中心として移動して第 2 軸部材 220 に当接
または離脱しているため、クラッチレバー 213a、213b の位置によっ
て第 1 軸部材 210 側を構成する全ての部材の合成重心の位置がわずかに変
化する。

そのため、最も第 1 軸部材 210 の振動を抑制したい状態でのクラッチレ
バー 213a、213b の移動位置を考慮して、第 1 軸部材 210 側を構成
する全ての部材の合成重心が第 1 軸部材 210 の回転軸に合うように設定す
ることが望ましい。

[0057] 次に、本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ 500 について、図 13 を
用いて説明する。

なお、本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ 100 および遠心クラッチ
200 と共通する部分については、一部説明を省略する。

[0058] 本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ 500 は、図 13 に示すように、
第 1 軸部材 510 および第 1 軸部材 510 と同一の回転軸で独立して回転可

能に構成された第2軸部材520とが設けられている。

第1軸部材510には、第1軸部材510と別体に形成された接続部材511aの一方の端部が直接接続され、クラッチレバー513a、513bは、接続部材511aに両端を支持された接続ピン（図示しない）を介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に第1軸部材510に接続されている。

[0059] 接続部材511aの端部のうち、第1軸部材510に直接接続されていない側の端部は、補強部材530を介して第1軸部材510に固定されている。

すなわち、接続部材511aは、両端を第1軸部材510に固定していることとなる。

なお、補強部材530は、接続部材511aの端部に直接接続している補強リング532と、第1軸部材510と補強リング532とを接続する補強柱531とで構成されている。

[0060] これによって、遠心クラッチ500作動時の接続部材511aにかかる応力を接続部材511aの両端から第1軸部材510へ分散でき、第1軸部材510や接続部材511aのたわみを低減できるため、第1軸部材510とクラッチレバー513a、513bとの位置関係がずれることを防止でき、安定したトルク伝達が可能となる。

また、補強部材530は、第1軸部材510の外縁に沿って配置した複数の補強柱532で補強リング531と第1軸部材510とを接続しているため、接続部材511aにかかる応力を、第1軸部材510全体に分散させることができ、第1軸部材510とクラッチレバー513a、513bとの位置関係のズレをより一層防止でき、さらに安定したトルク伝達が可能となる。

[0061] 次に、本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ600について、図14を用いて説明する。

なお、説明のため、図14は第1軸部材、接続部材を図示していない。

また、本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ１００、２００、および５００と共通する部分については、一部説明を省略する。

[0062] 本発明の一実施形態に係る遠心クラッチ６００は、図１４に示すように、第１軸部材（図示しない）および第１軸部材（図示しない）と同一の回転軸で独立して回転可能に構成された第２軸部材６２０とが設けられている。

第１軸部材（図示しない）には、接続部材（図示しない）の端部が接続され、正回転側クラッチレバー６１３ａおよび逆回転側クラッチレバー６１３ｂは、接続部材（図示しない）に両端を支持された接続ピンを介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に第１軸部材（図示しない）に接続されている。

[0063] また、正回転側クラッチレバー６１３ａの接続ピン６１７に支持される側の端部にはギア凸部６３１が設けられ、逆回転側クラッチレバー６１３ｂの接続ピン６１７に支持される側の端部に設けられたギア凹部６３２と噛み合せて連動ギア６３０を形成している。

この連動ギア６３０によって、正回転側クラッチレバー６１３ａと逆回転側クラッチレバー６１３ｂとは、互いに接続ピン６１７を回転中心として逆方向に連動回転するため、例えば、正回転側クラッチレバー６１３ａの摩擦面６１５ａが第２軸部材６２０から離脱すると、逆回転側クラッチレバー６１３ｂの摩擦面６１５ｂも連動してほぼ同時に第２軸部材６２０から離脱するため、摩擦面６１５ａ、６１５ｂの摩耗を抑制でき、トルク伝達の切り替えを迅速に実施できる。

[0064] なお、正回転側クラッチレバーと逆回転側クラッチレバーとは、重力の作用する方向へそれぞれの自重が常にかかっている。

これによって、例えば、正回転側クラッチレバーが第２軸部材に接触する方向へ重力が作用しているとき、逆回転側クラッチレバーには、第２軸部材から遠ざかる方向へ重力が作用することとなり、正回転側クラッチレバーと逆回転側クラッチレバーの第２軸部材への接触および離脱タイミングが不安定になる虞があった。

しかし、本発明の一実施形態である遠心クラッチ600の正回転側クラッチレバー613aと逆回転側クラッチレバー613bとは、連動ギア630で互いに連動回転可能に構成されているため、ギア凸部631とギア凹部632とを介して正回転側クラッチレバー613aと逆回転側クラッチレバー613bとにかかる自重を互いに打ち消すことができ、正回転側クラッチレバー613aおよび逆回転側クラッチレバー613bの第2軸部材620への接触および離脱タイミングは乱れることがない。

[0065] 以上、本発明の実施形態を詳述したが、本発明は上記実施形態に限定されるものではなく、請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく種々の設計変更を行うことが可能である。

[0066] なお、上述した実施形態では、クラッチレバーは、第2軸部材を挟んで逆向きに1つずつ配置されているものとして説明したが、クラッチレバーの数や配置方向はこれに限定されず、例えば、クラッチレバーが1つのみ、第2軸部材の正回転方向に配置されていてもよく、クラッチレバーが第2軸部材を挟んで逆向きに2つずつ配置されていてもよい。

また、上述した実施形態では、クラッチレバーには、外輪側に開放された收容穴と、收容穴に挿入され、クラッチレバーを第2軸部材側に僅かな力で付勢する付勢部材とが設けられているものとして説明したが、クラッチレバーの態様はこれに限定されず、例えば、收容穴や付勢部材がなくてもよく、付勢部材が、外輪に設けられた收容穴から、クラッチレバーを付勢するように配置されていてもよい。

[0067] また、上述した実施形態では、第1軸部材と第2軸部材とは、同一の回転軸を中心軸として互いに独立して回転可能に対向配置されているものとして説明したが、第1軸部材と第2軸部材の配置はこれに限定されず、例えば、中空筒状の第1軸部材に、第2軸部材が挿通されるように配置されていてもよい。

また、上述した実施形態では、クラッチレバーが、接続ピンを介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に外輪接続部に2つ並べて接続され

ているものとして説明したが、クラッチレバーの数はこれに限定されず、例えば、接続ピンを介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に外輪接続部に3つ並べて接続されていてもよい。

[0068] また、上述した実施形態では、クラッチレバーが、接続ピンを介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に外輪接続部に2つ並べて接続されているものとして説明したが、クラッチレバーや外輪接続部の接続状態はこれに限定されず、例えば、図11に示す遠心クラッチ300のように、クラッチレバー313a、313bの接続ピン317との接続部が、櫛状に形成されていてもよく、櫛状に形成されたクラッチレバーの、接続ピンとの接続部に合わせて、外輪接続部側も櫛状に形成されていてもよい。

また、上述した実施形態では、クラッチレバーには、クラッチレバーの回転軸と平行な揺動軸を有する揺動ピンが接続されるとともに、揺動ピンには、クラッチシューが揺動軸を中心に揺動可能に接続されているものとして説明したが、クラッチレバーやクラッチシューの接続状態はこれに限定されず、例えば、図12に示す遠心クラッチ400のように、クラッチレバー413a、413bがそれぞれ1つの大きなクラッチレバーとして設けられているとともに、クラッチレバー413a、413bの揺動ピン418との接続部が、櫛状に形成されていてもよく、櫛状に形成されたクラッチレバーの、揺動ピンとの接続部に合わせて、クラッチシュー側も櫛状に形成されていてもよい。

[0069] また、上述した実施形態では、クラッチシューは、第2軸部材との当接部に摩擦面を有したライニングが設けられ、第2軸部材の外周面に沿うような弧状に形成されているものとして説明したが、クラッチシューの構成はこれに限定されず、例えば、ライニングがなくてもよく、クラッチシューを平板状に形成して、一定量の変形が可能なライニングを所定の厚みをもたせてクラッチシューに貼り付け、第2軸部材の外周面との当接時にライニングが変形して摩擦面を広く形成するようにしてもよい。

また、上述した実施形態では、第1軸部材には、内部に収容空間を有した

外輪と、収容空間に配置された外輪接続部に両端を支持された接続ピンと、接続ピンを介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に第1軸部材に接続されたクラッチレバーとが設けられているものとして説明したが、第1軸部材に設けられている各部材の構成はこれに限定されず、例えば、外輪や外輪接続部を設けずに、接続ピンが第1軸部材に直接両端を支持されるように設けられていてもよい。

[0070] また、上述した実施形態では、補強部材は、リング状の補強リングと補強柱とで構成されているものとして説明したが、補強部材の構成はこれに限定されず、例えば、2つの補強柱が接続部材を挟むように第1軸部材から回転軸に沿った方向へ伸び、接続部材の端部と補強柱の端部とを補強リングの代わりに棒状の連結部材で接続して第1軸部材に固定してもよく、補強部材が、回転軸方向から接続部材と第1軸部材とを挟みこむように接続部材の端部および第1軸部材の端部に固定されていてもよい。

また、上述した実施形態では、接続部材は、接続部材の端部の一方を第1軸部材と直接接続され、端部の他方を補強部材を介して第1軸部材と接続されているものとして説明したが、接続部材と第1軸部材との接続形態はこれに限定されず、例えば、接続部材の一方の端部を第1軸部材と直接接続するとともに、接続部材の端部以外の位置で補強部材を介して第1軸部材と接続されていてもよく、接続部材と、第1軸部材と、補強部材の一部または全部が一体形成されていてもよい。

[0071] また、上述した実施形態では、第1軸部材には、第1軸部材と別体に形成された接続部材の一方の端部が直接接続され、クラッチレバーは、接続部材に両端を支持された接続ピンを介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に第1軸部材に接続されているものとして説明したが、第1軸部材と接続部材との接続方法はこれに限定されず、例えば、接続ピンの第1軸部材側の端部を接続部材を貫通するように設けて、接続ピンを第1軸部材に接続することで、接続部材を第1軸部材に位置決め接続するように構成してもよい。

また、上述した実施形態では、正回転側クラッチレバーの接続ピンに支持される側の端部にはギア凸部が設けられ、逆回転側クラッチレバーの接続ピンに支持される側の端部に設けられたギア凹部と噛み合って連動ギアを形成して互いに連動回転するように構成しているものとして説明したが、正回転側クラッチレバーと逆回転側クラッチレバーとの関係はこれに限定されず、例えば、連動ギアを設けずに、正回転側クラッチレバーと逆回転側クラッチレバーとが連動回転しなくてもよく、正回転側クラッチレバーおよび逆回転側クラッチレバーの接続ピンに支持される側の端部の表面にゴム材を被覆して互いを当接させることで、正回転側クラッチレバーと逆回転側クラッチレバーとが連動回転するように構成してもよい。

符号の説明

- [0072] 100、200、300、400、500、600 . . . 遠心クラッチ
- 110、210、510 . . . 第1軸部材
- 111、211 . . . 外輪
- 211a、311a . . . 外輪接続部
- 511a . . . 接続部材
- 112、212 . . . 収容空間
- 113、213a、213b、313a、313b、413a、413b
- 、
- 513a、513b、CS . . . クラッチレバー
- 114、214a、214b、314a、314b、414a、414b
- 、
- 514a、514b、614a、614b . . . クラッチシュー
- 115、215a、215b、615a、615b . . . 摩擦面
- 116、216、P . . . 力点
- 117、217、317、617、S . . . 接続ピン
- 118 . . . 収容穴

1 1 9	・・・	付勢部材
1 2 0、2 2 0、3 2 0、4 2 0、5 2 0、6 2 0、M	・・・	第 2 軸 部材
2 1 8、3 1 8、4 1 8、5 1 8、6 1 8	・・・	揺動ピン
2 2 1 a、2 2 1 b、3 1 5 a、3 1 5 b、 6 2 1 a、6 2 1 b	・・・	ライニング
5 3 0	・・・	補強部材
5 3 1	・・・	補強リング
5 3 2	・・・	補強柱
6 3 0	・・・	連動ギア
6 3 1	・・・	ギア凸部
6 3 2	・・・	ギア凹部
MS	・・・	第 2 軸部材の中心
μ	・・・	力点での静止摩擦係数
F	・・・	力点から接続ピンの中心方向へか かる力
F 1	・・・	力点から第 2 軸部材の接線方向へ かかる力
F 2	・・・	力点から第 2 軸部材の中心方向へ かかる力
$\mu F 2$	・・・	力点での最大静止摩擦力
L 1	・・・	力点から接続ピンの中心まで伸ば した直線
L 2	・・・	力点から第 2 軸部材の中心方向へ 伸ばした直線

請求の範囲

- [請求項1] 第1軸部材および前記第1軸部材と同一の回転軸で独立して回転可能に構成された第2軸部材とを有し、
- 前記第1軸部材には、接続ピンを介して回転軸と直交する面内で相対的に軸回転可能に接続されたクラッチレバーが設けられ、
- 前記クラッチレバーには、前記第2軸部材に外周側から当接可能に構成された摩擦面を有したクラッチシューが設けられた遠心クラッチであって、
- 前記摩擦面と前記第2軸部材とが当接した状態における、前記接続ピンの中心から前記摩擦面の力点までを結んだ線と、前記第2軸部材の中心から前記摩擦面の力点までを結んだ線とがなす角度を θ とし、前記摩擦面と前記第2軸部材とが当接した際の静止摩擦係数を μ としたとき、
- $$\mu > \tan \theta$$
- であるように配置され、
- 前記クラッチレバーには、前記クラッチレバーの回転軸と平行な揺動軸を有する揺動ピンが接続され、
- 前記クラッチシューは、前記揺動軸を中心に揺動可能に前記揺動ピンと接続されていることを特徴とする遠心クラッチ。
- [請求項2] 前記クラッチシューおよび前記クラッチレバーの少なくともいずれか一方は、前記揺動ピンと揺動軸方向に複数箇所て接続されていることを特徴とする請求項1に記載の遠心クラッチ。
- [請求項3] 前記クラッチシューは、前記揺動軸方向に複数設けられていることを特徴とする請求項1または請求項2に記載の遠心クラッチ。
- [請求項4] 前記クラッチレバーは、前記揺動軸方向に複数設けられていることを特徴とする請求項1乃至請求項3のいずれかに記載の遠心クラッチ。
- [請求項5] 前記クラッチレバーは、前記第2軸部材を挟んで逆向きに少なくとも

も１つずつ配置されていることを特徴とする請求項１乃至請求項４のいずれかに記載の遠心クラッチ。

[請求項６] 前記クラッチレバーは、付勢部材によって前記第２軸部材側に付勢されていることを特徴とする請求項１乃至請求項５のいずれかに記載の遠心クラッチ。

[請求項７] 前記付勢部材は、前記第２軸部材を挟んで逆向きに少なくとも１つずつ配置されている前記クラッチレバーに挟持されていることを特徴とする請求項６に記載の遠心クラッチ。

[請求項８] 前記第１軸部材には、内部に円筒状の收容空間を有した外輪が設けられ、

前記接続ピンは、前記收容空間内に配置されていることを特徴とする請求項１乃至請求項７のいずれかに記載の遠心クラッチ。

[請求項９] 前記接続ピンは、接続部材に支持され、

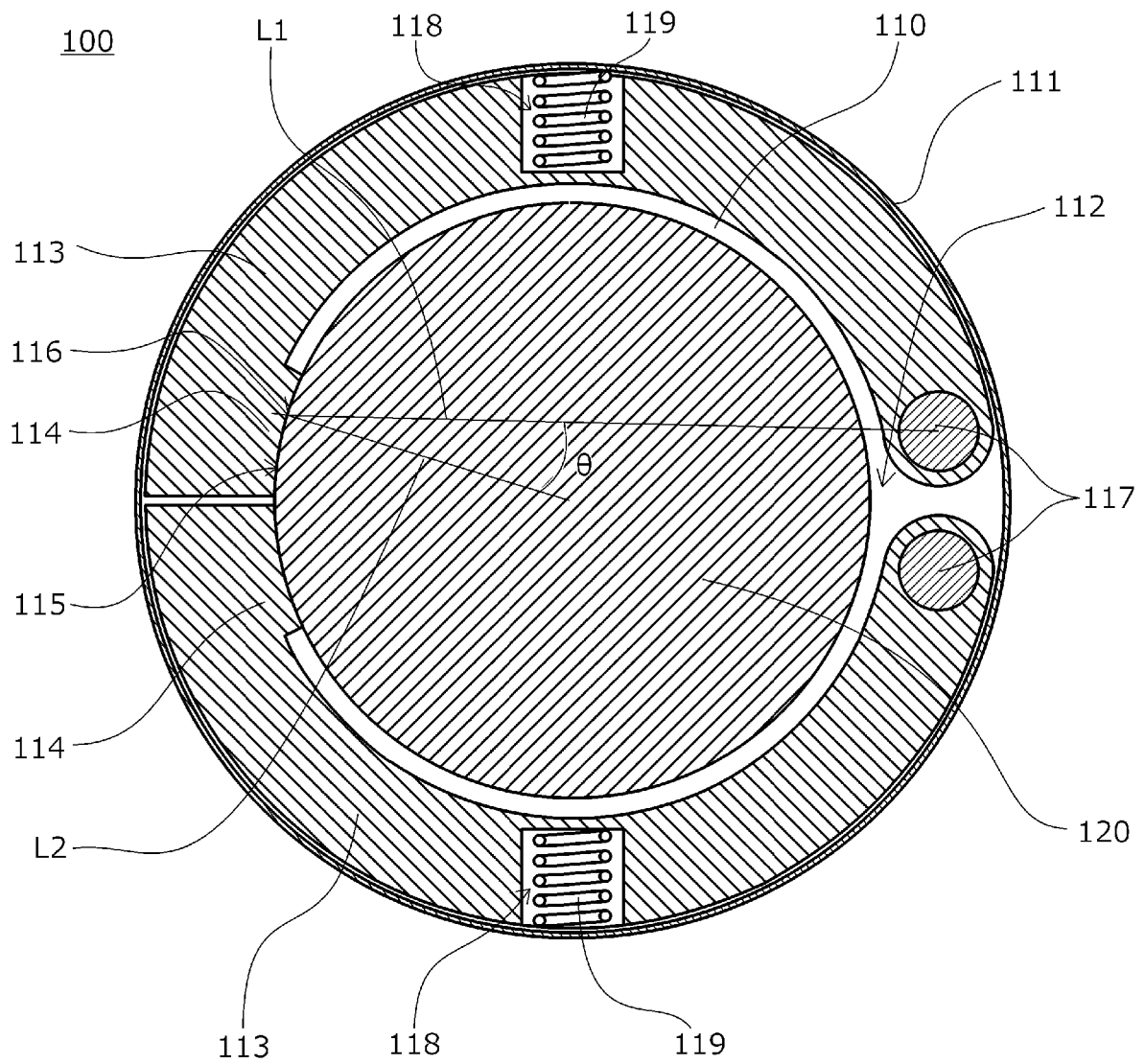
前記接続部材は、回転軸方向に沿った一方の端部が前記第１軸部材の端部に固定され、前記端部から離れた位置で補強部材を介して前記第１軸部材の端部に固定されていることを特徴とする請求項１乃至請求項８のいずれかに記載の遠心クラッチ。

[請求項１０] 前記クラッチレバーが移動可能な範囲内の所定の位置にあるとき、前記第１軸部材側を構成する全ての部材の合成重心が、前記第１軸部材の回転軸上に位置することを特徴とする請求項１乃至請求項９のいずれかに記載の遠心クラッチ。

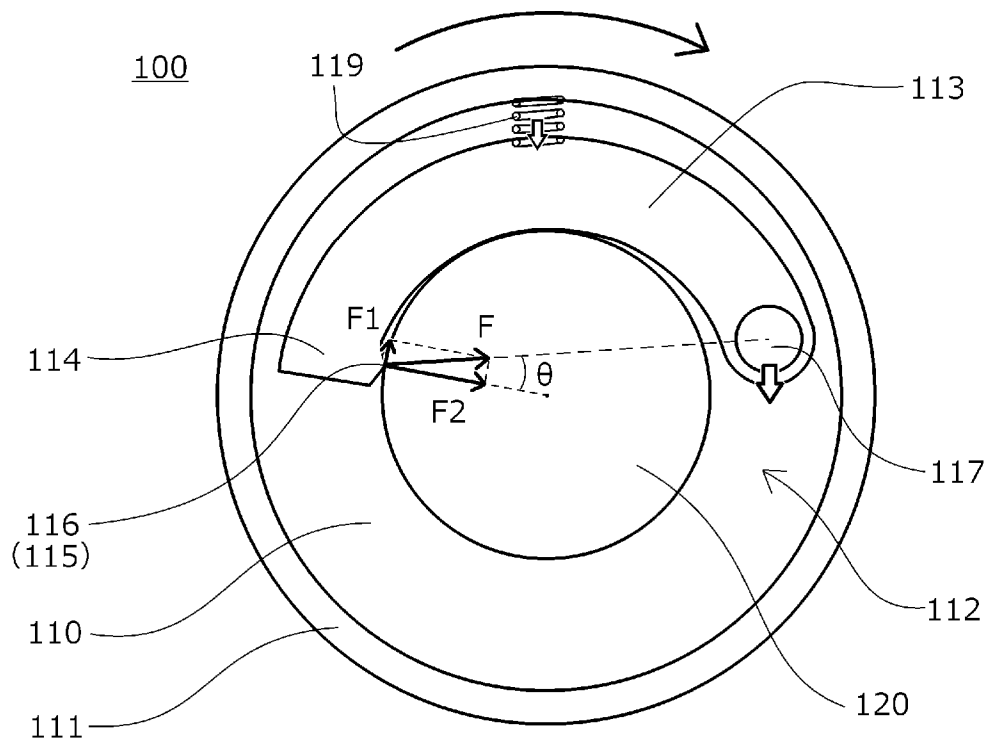
[請求項１１] 前記クラッチレバーは、正回転側クラッチレバーと、前記第２軸部材を挟んで前記正回転側クラッチレバーと逆向きに配置された逆回転側クラッチレバーとを有し、

前記正回転側クラッチレバーと前記逆回転側クラッチレバーとは、互いに前記接続ピンを回転中心として逆方向に連動回転するように構成されていることを特徴とする請求項１乃至請求項１０のいずれかに記載の遠心クラッチ。

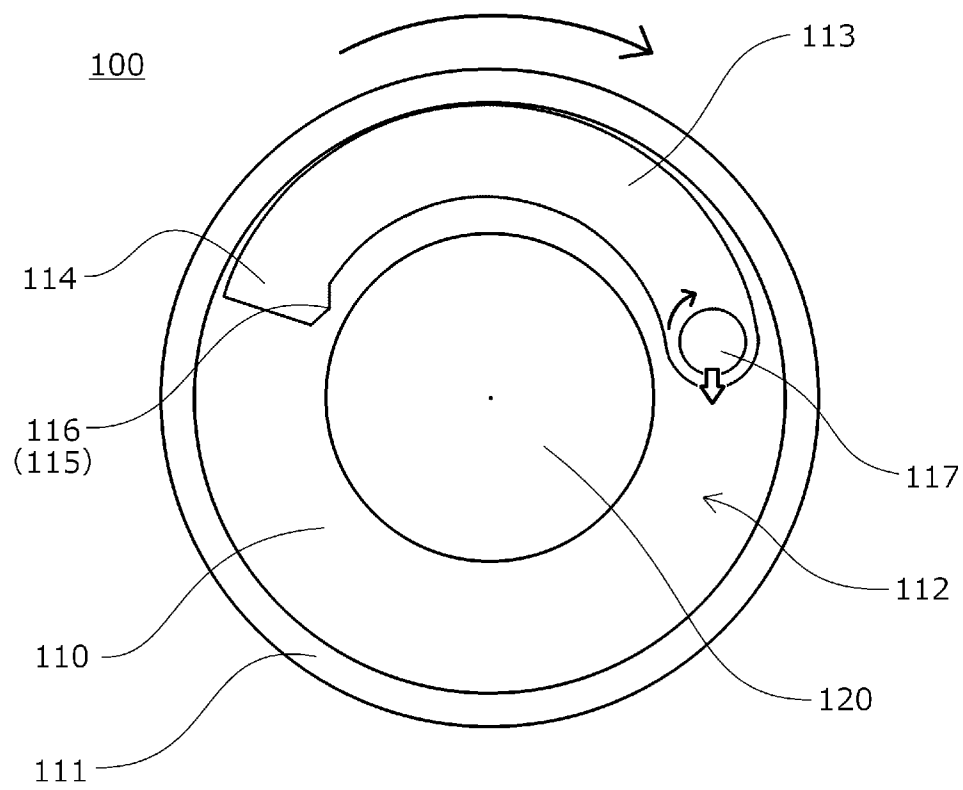
[図1]



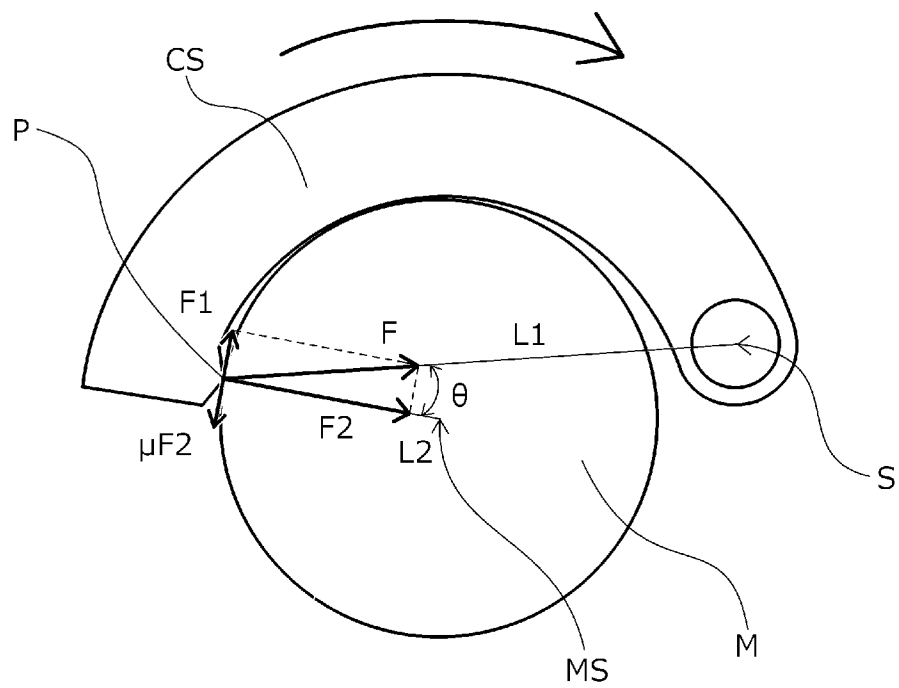
[図2]



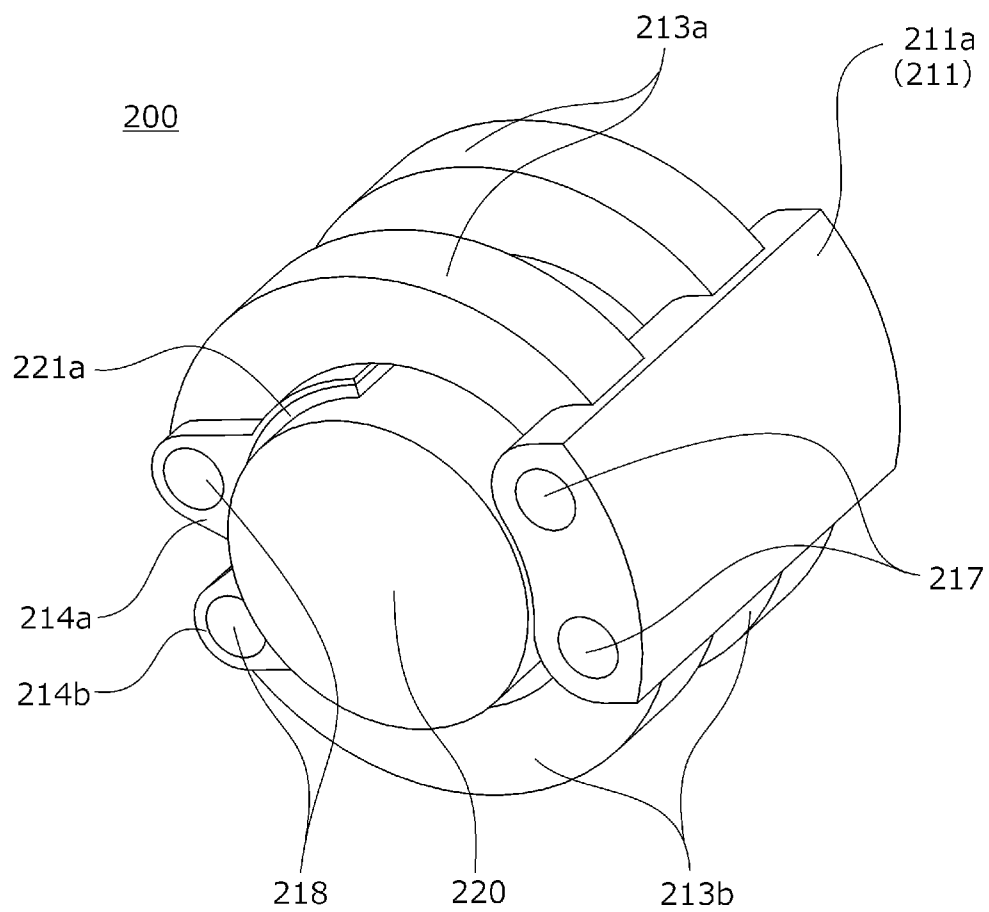
[図3]



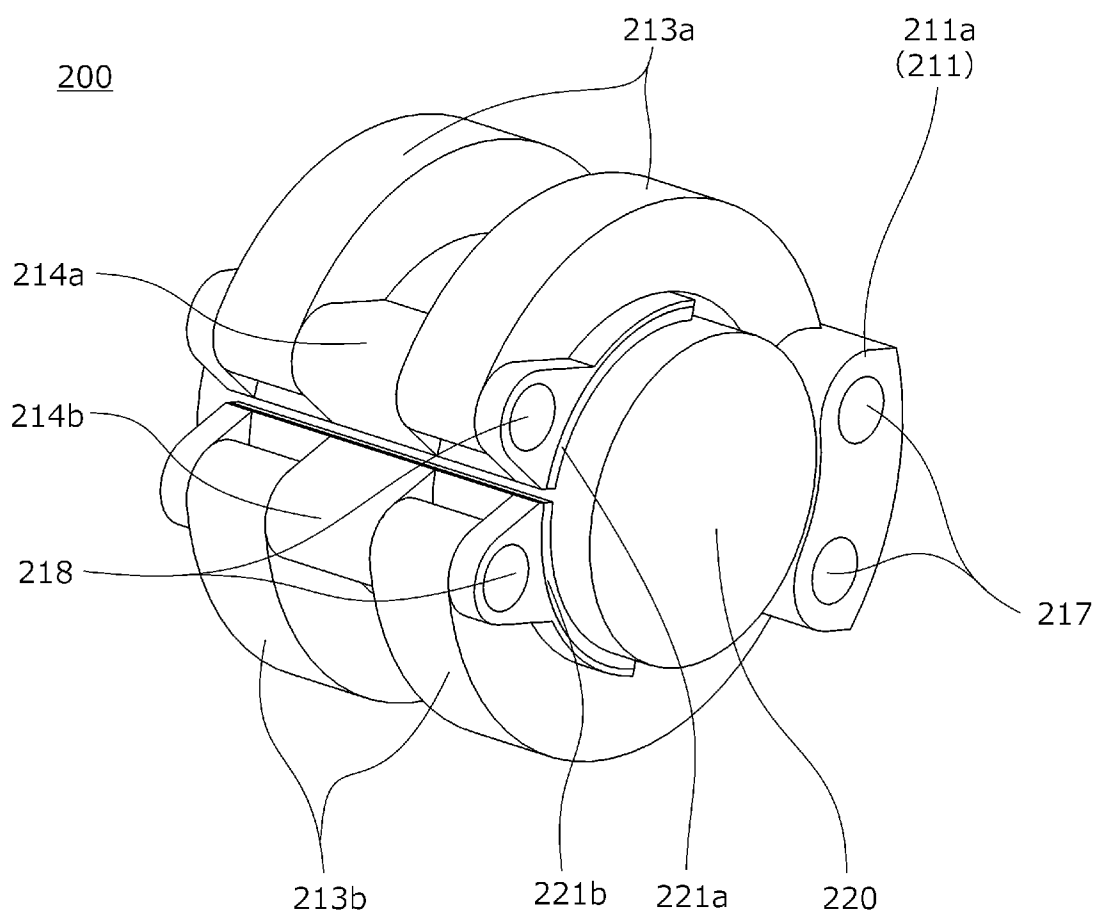
[図4]



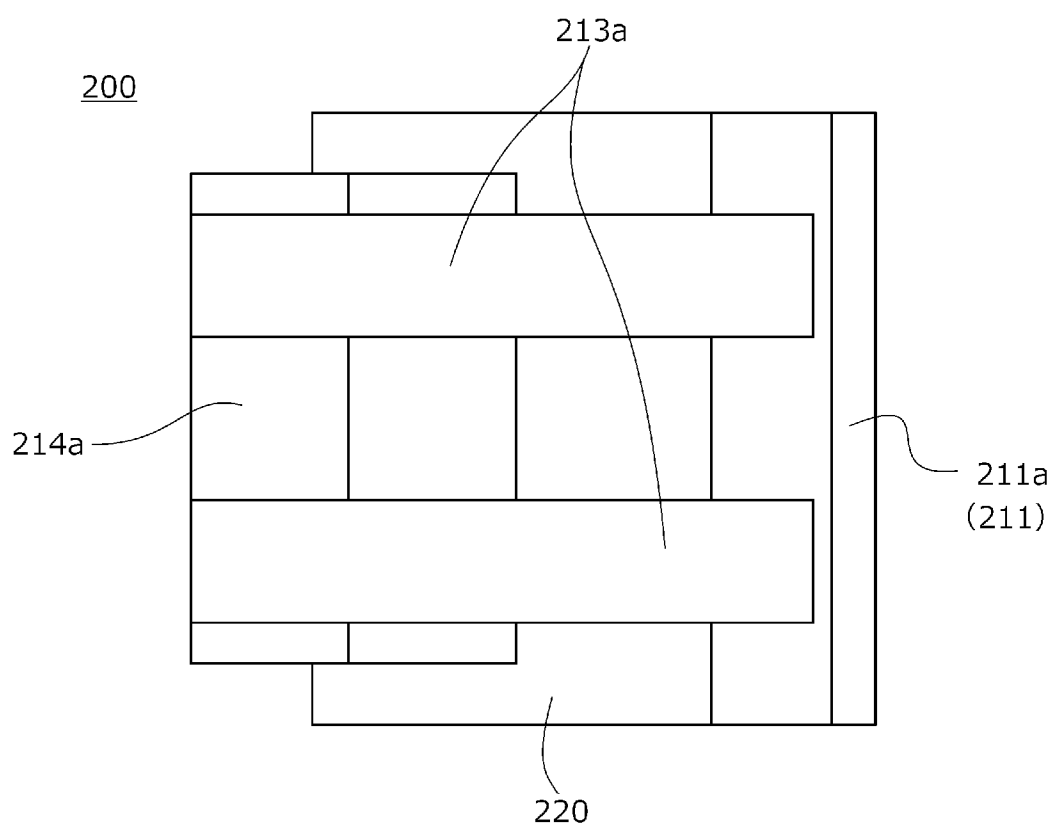
[図5]



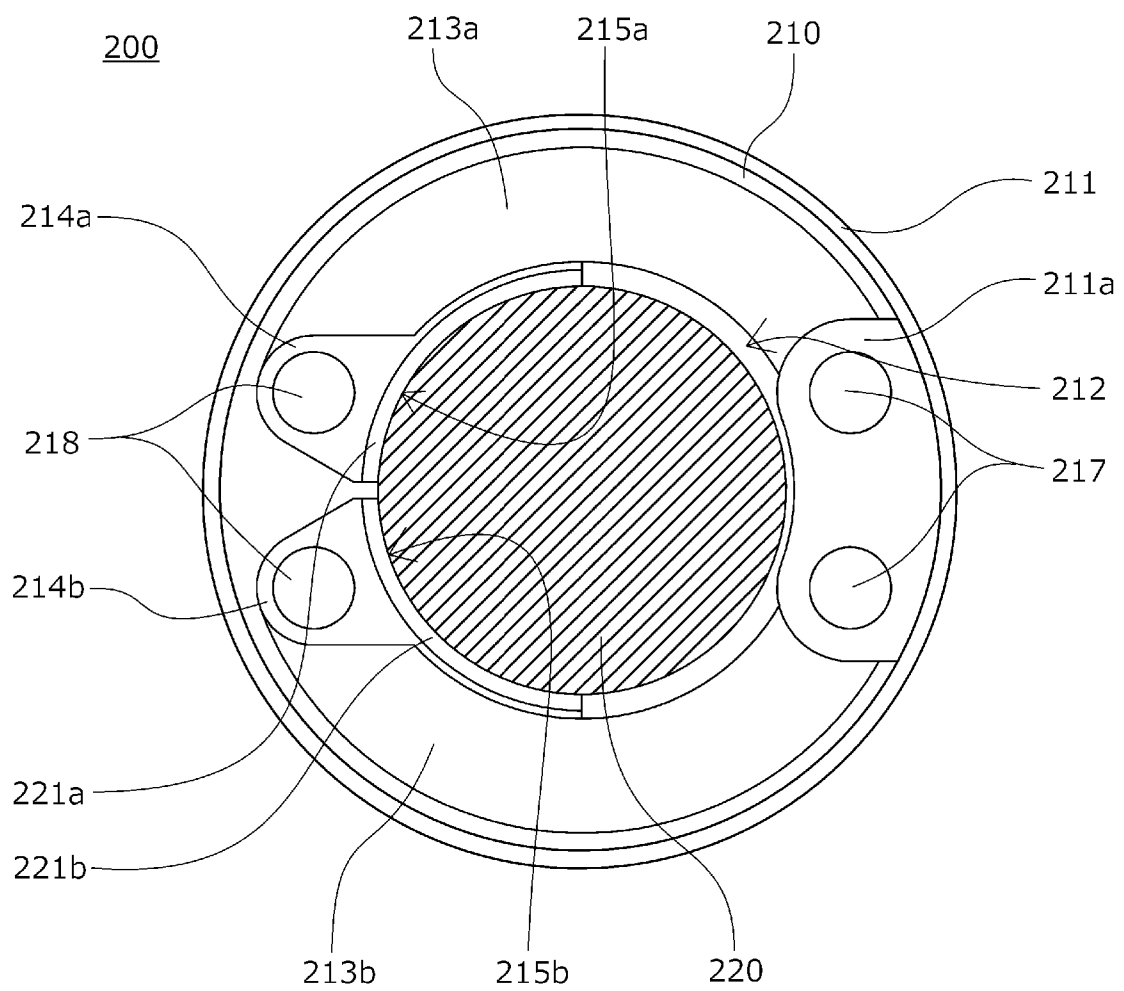
[図6]



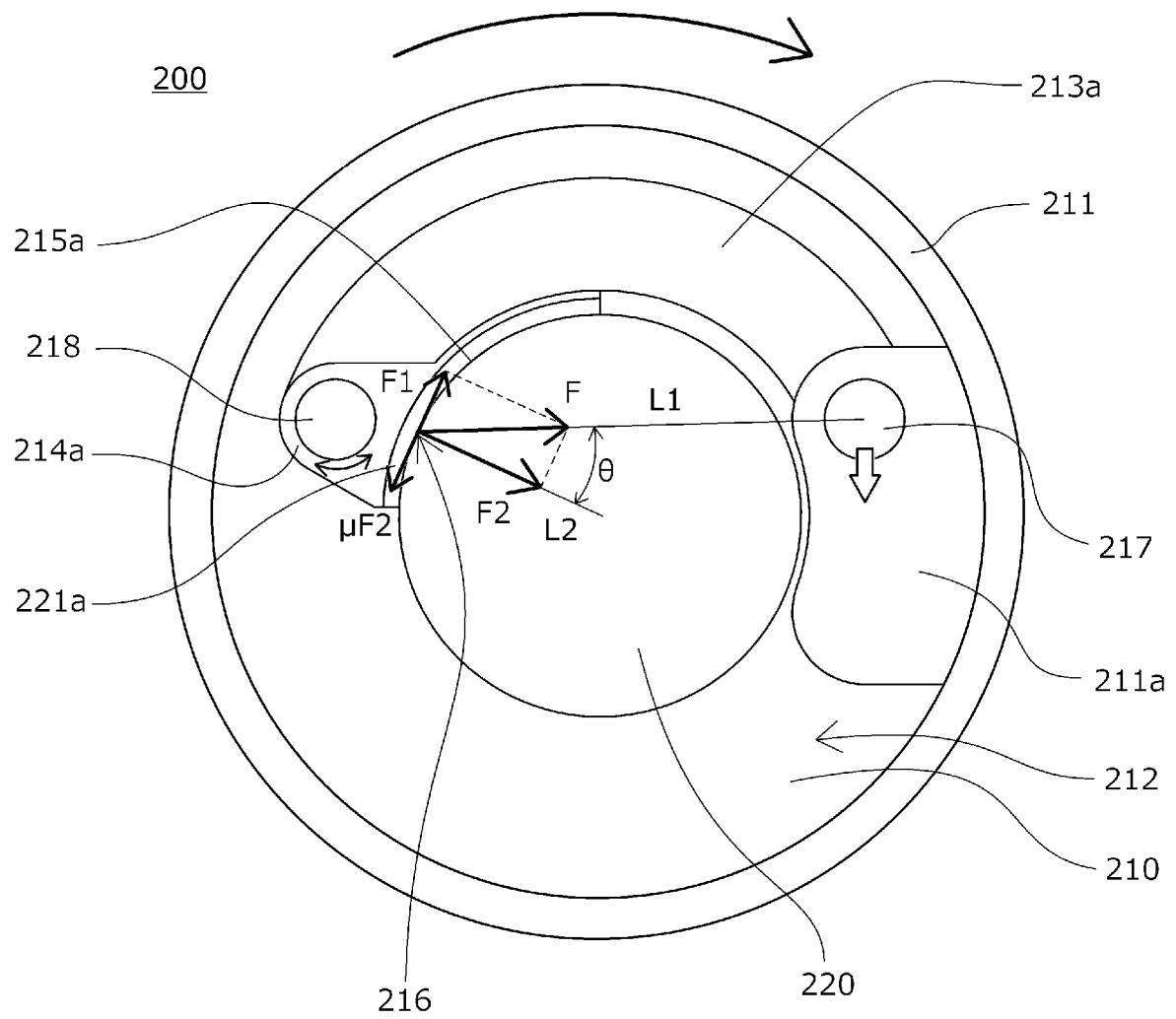
[図7]



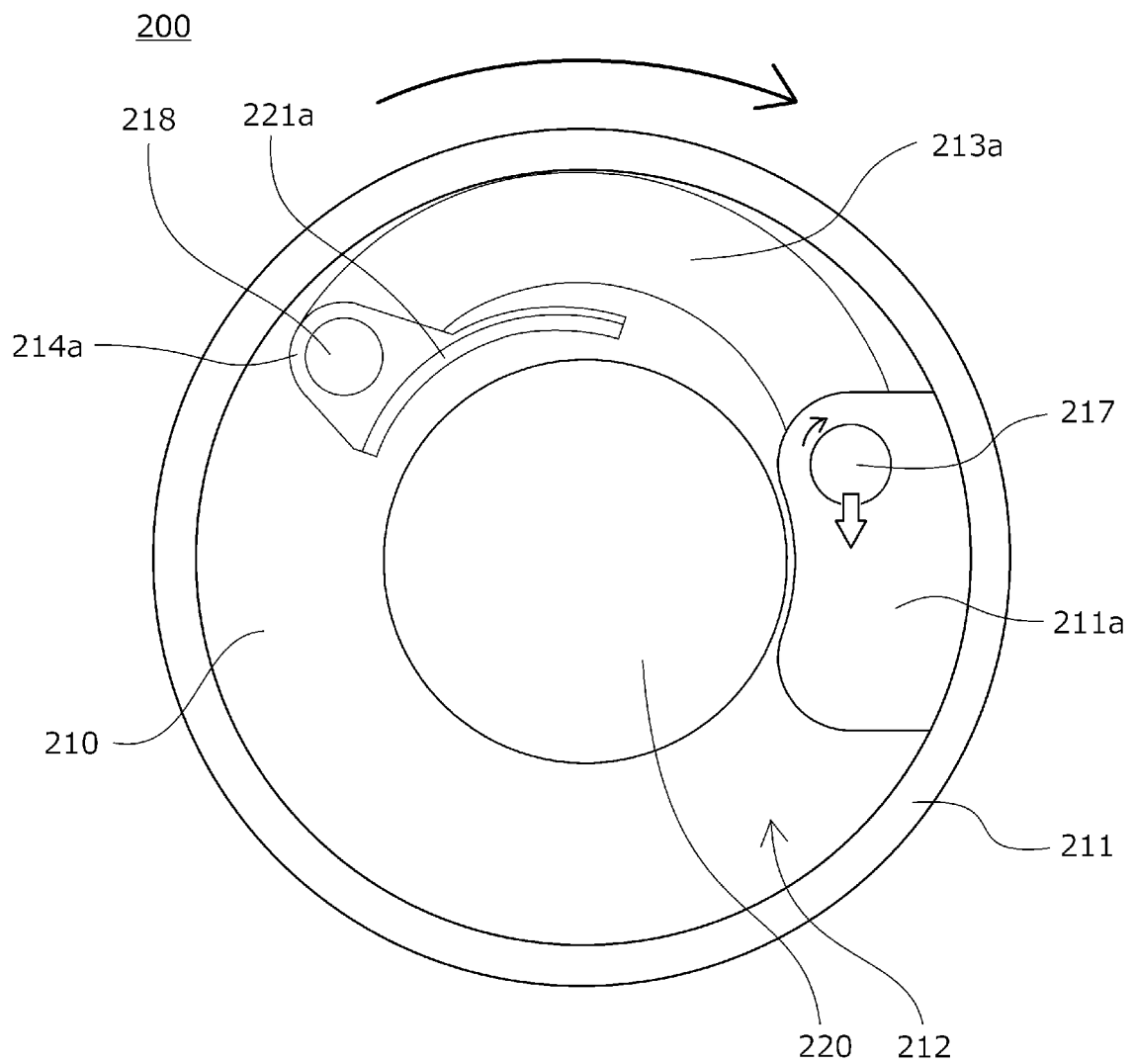
[図8]



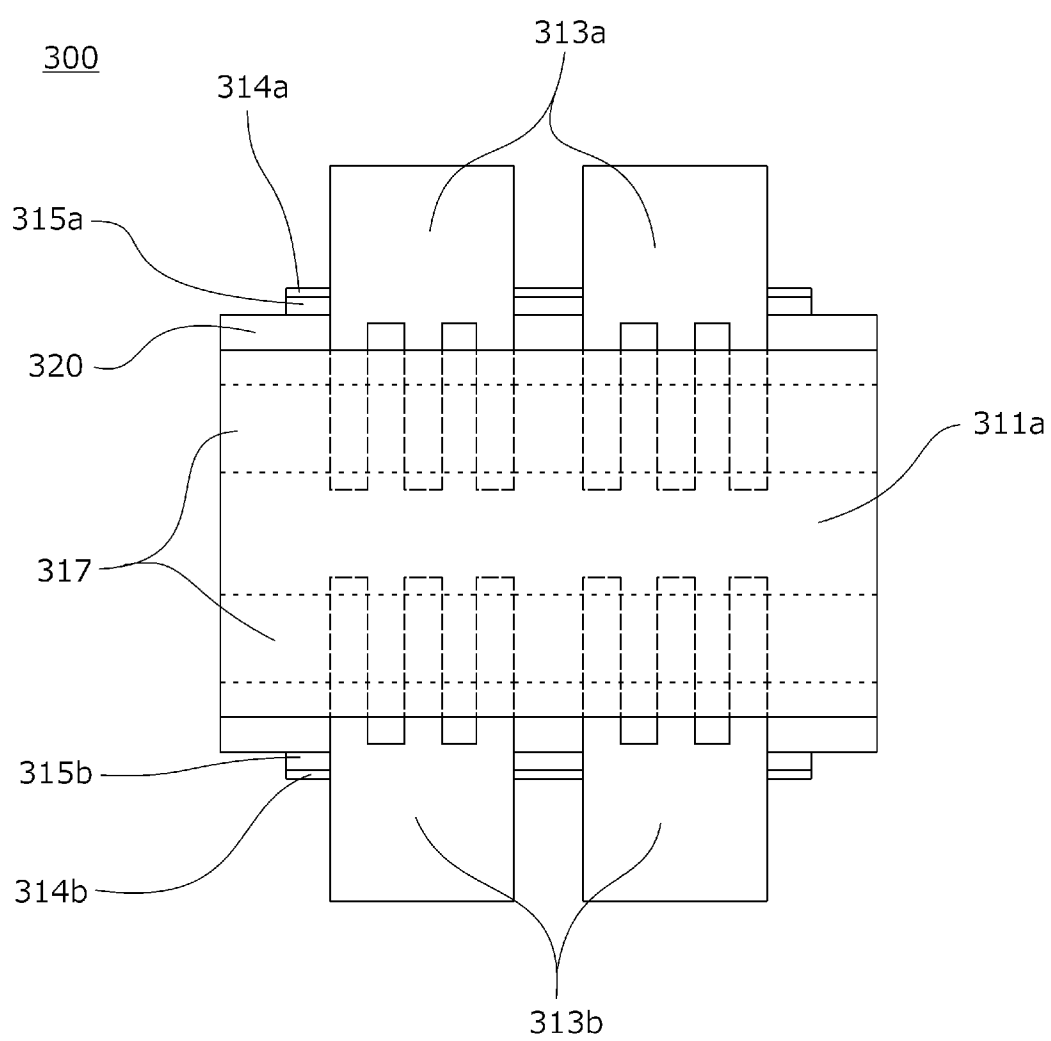
[図9]



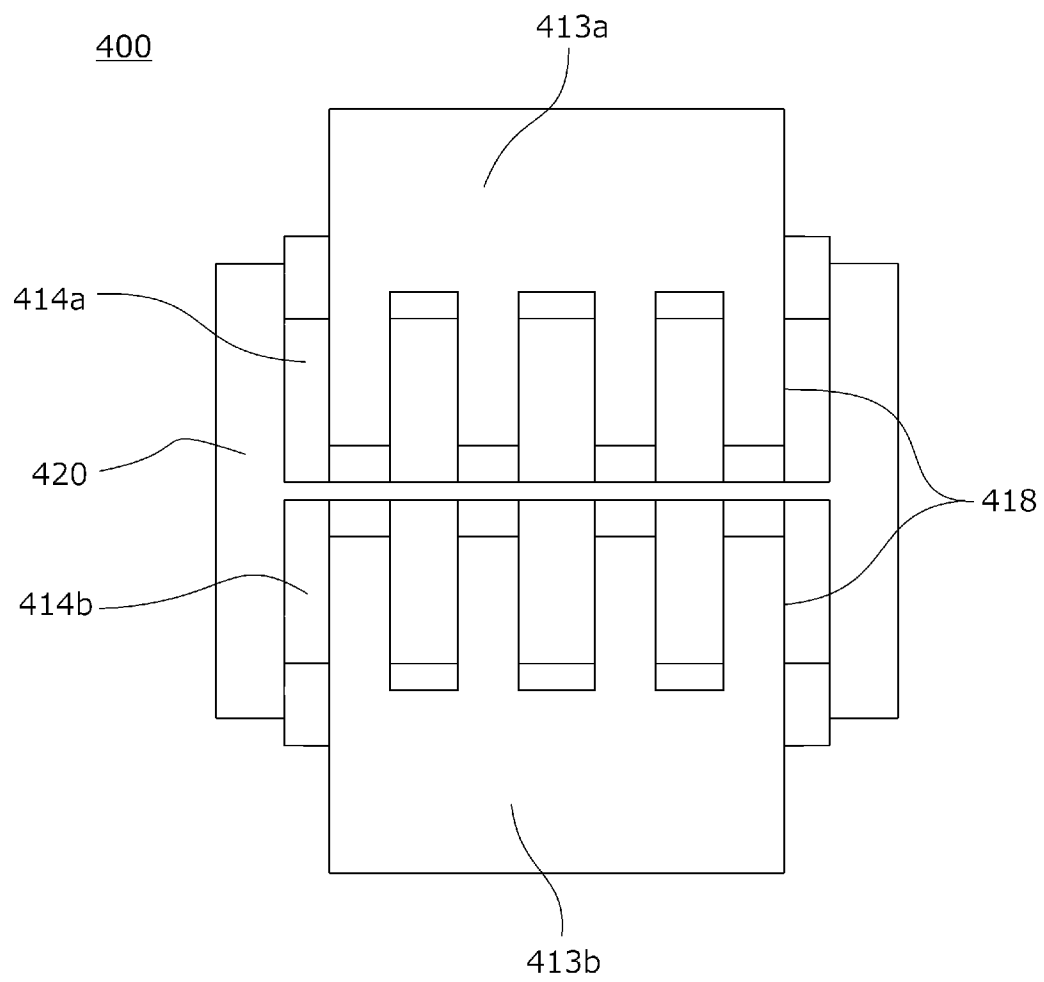
[図10]



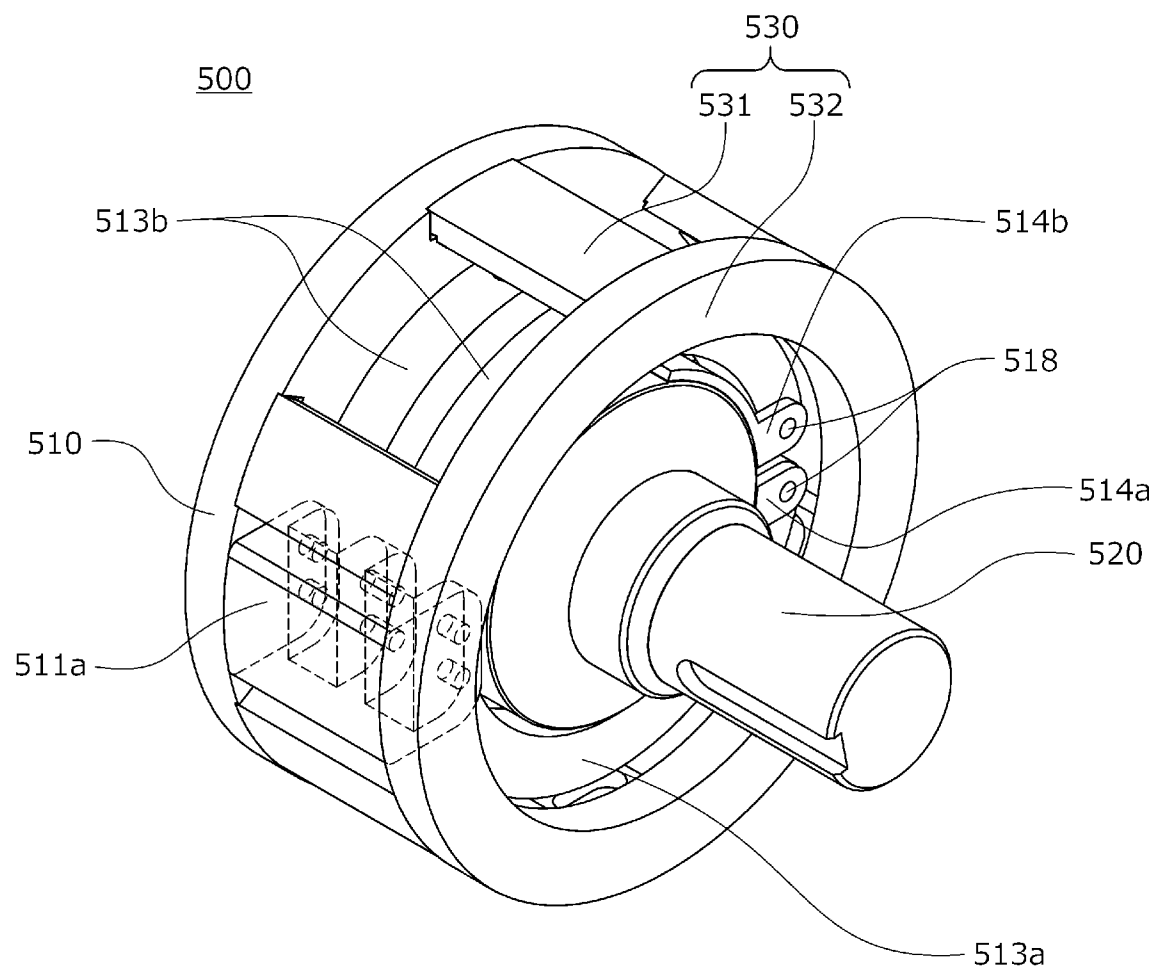
[図11]



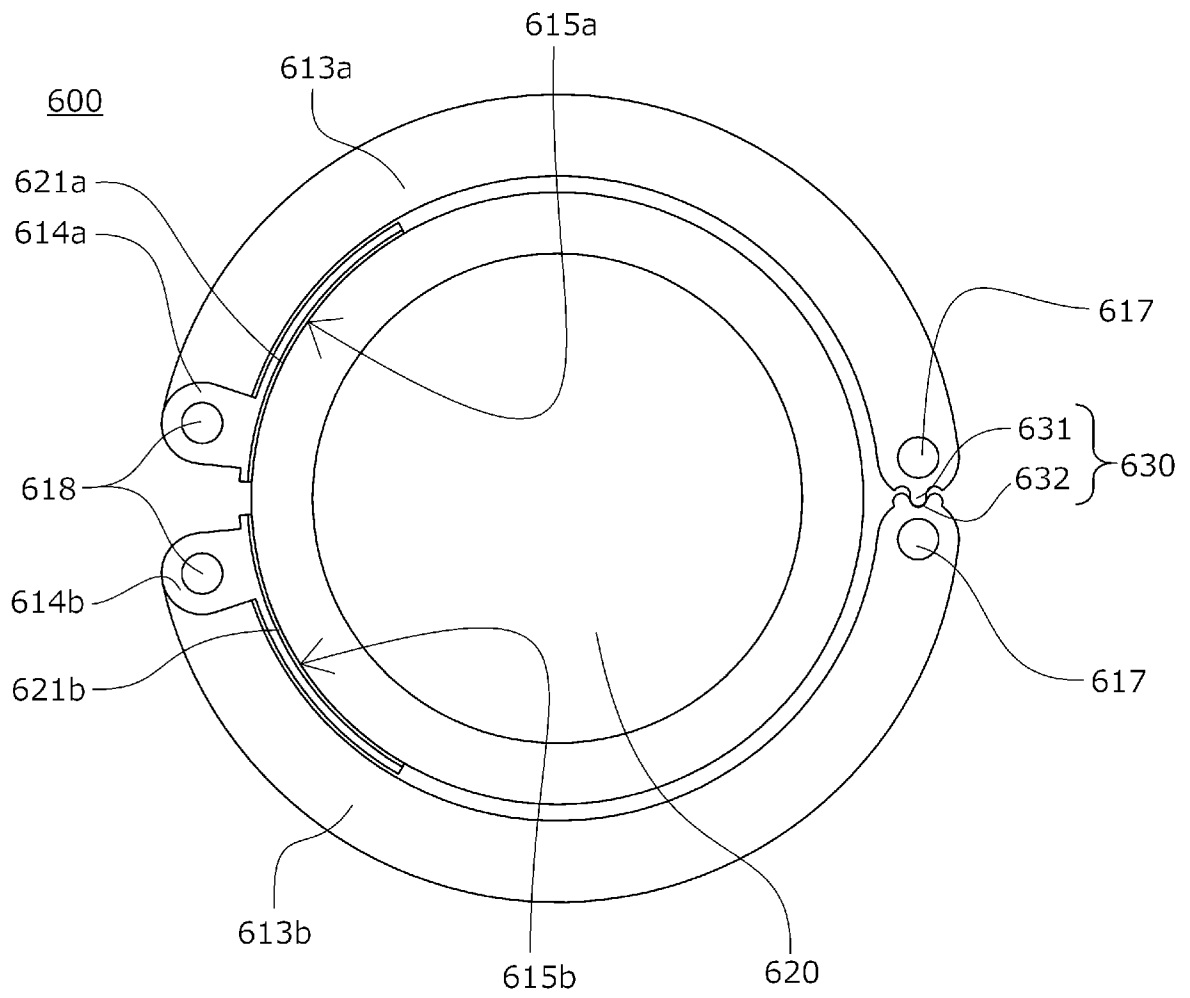
[図12]



[図13]



[図14]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/045831

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F16D43/18 (2006.01) i

FI: F16D43/18

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. F16D43/18

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 1971-2020

Registered utility model specifications of Japan 1996-2020

Published registered utility model applications of Japan 1994-2020

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 2015/182544 A1 (TSUBAKI E&M CO.) 03.12.2015 (2015-12-03), paragraphs [0042]-[0135], fig. 1-18	1-11
A	JP 59-80531 A (HONDA MOTOR CO., LTD.) 10.05.1984 (1984-05-10), page 2, lower right column, line 17 to page 8, lower right column, line 5, fig. 1-14	1-11
A	JP 47-26768 Y1 (FICHTEL & SACHS AG) 17.08.1972 (1972-08-17) column 1, line 32 to column 5, line 26, fig. 1-6	1-11
A	JP 48-32532 B1 (OLYMPIA WELKE AKTIENGESELLSCHAFT) 06.10.1973 (1973-10-06), column 4, line 5 to column 3, line 21, fig. 1-4	1-11



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

20.01.2020

Date of mailing of the international search report

04.02.2020

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
Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2019/045831

WO 2015/182544 A1	03.12.2015	(Family: none)
JP 59-80531 A	10.05.1984	US 4687085 A column 3, lines 47 to column 13, line 49, fig. 1-12
JP 47-26768 Y1	17.08.1972	(Family: none)
JP 48-32532 B1	06.10.1973	(Family: none)

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） F16D 43/18(2006.01)i FI: F16D43/18														
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）） F16D43/18 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 <table border="0"> <tr> <td>日本国実用新案公報</td> <td>1922 - 1996年</td> </tr> <tr> <td>日本国公開実用新案公報</td> <td>1971 - 2020年</td> </tr> <tr> <td>日本国実用新案登録公報</td> <td>1996 - 2020年</td> </tr> <tr> <td>日本国登録実用新案公報</td> <td>1994 - 2020年</td> </tr> </table> 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）			日本国実用新案公報	1922 - 1996年	日本国公開実用新案公報	1971 - 2020年	日本国実用新案登録公報	1996 - 2020年	日本国登録実用新案公報	1994 - 2020年				
日本国実用新案公報	1922 - 1996年													
日本国公開実用新案公報	1971 - 2020年													
日本国実用新案登録公報	1996 - 2020年													
日本国登録実用新案公報	1994 - 2020年													
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 2015/182544 A1（株式会社ツバキ E & M）03.12.2015（2015 - 12 - 03） 段落 [0042] - [0135]、図1 - 18	1-11												
A	JP 59-80531 A（本田技研工業株式会社）10.05.1984（1984 - 05 - 10） 第2ページ右下欄第17行 - 第8ページ右下欄第5行、第1 - 14図	1-11												
A	JP 47-26768 Y1（フイヒテル・ウント・ザツクス・アクチエンゲゼルシヤフト） 17.08.1972（1972 - 08 - 17） 第1欄第32行 - 第5欄第26行、第1 - 6図	1-11												
A	JP 48-32532 B1（オリムピア・ウエルケ・アクチエンゲゼルシヤフト）06.10.1973 （1973 - 10 - 06） 第4欄第5行 - 第3欄第21行、第1 - 4図	1-11												
☐ 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。														
<table border="0"> <tr> <td>* 引用文献のカテゴリー</td> <td>“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抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの</td> </tr> <tr> <td>“A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの</td> <td>“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</td> </tr> <tr> <td>“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</td> <td>“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</td> </tr> <tr> <td>“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）</td> <td>“&” 同一パテントファミリー文献</td> </tr> <tr> <td>“O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献</td> <td></td> </tr> <tr> <td>“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</td> <td></td> </tr> </table>			* 引用文献のカテゴリー	“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抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの	“A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの	“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	“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	“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	“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）	“&” 同一パテントファミリー文献	“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	
* 引用文献のカテゴリー	“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抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの													
“A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの	“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													
“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	“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													
“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）	“&” 同一パテントファミリー文献													
“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														
国際調査を完了した日 20.01.2020	国際調査報告の発送日 04.02.2020													
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	権限のある職員（特許庁審査官） 中島 亮 3J 8373 電話番号 03-3581-1101 内線 3328													

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2019/045831

引用文献			公表日	パテントファミリー文献	公表日
WO	2015/182544	A1	03.12.2015	(ファミリーなし)	
JP	59-80531	A	10.05.1984	US 4687085 A	
				column 3, lines 47 to	
				column 13, lines 49,	
				figures 1 to 12	
JP	47-26768	Y1	17.08.1972	(ファミリーなし)	
JP	48-32532	B1	06.10.1973	(ファミリーなし)	