

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2004 年 12 月 9 日 (09.12.2004)

PCT

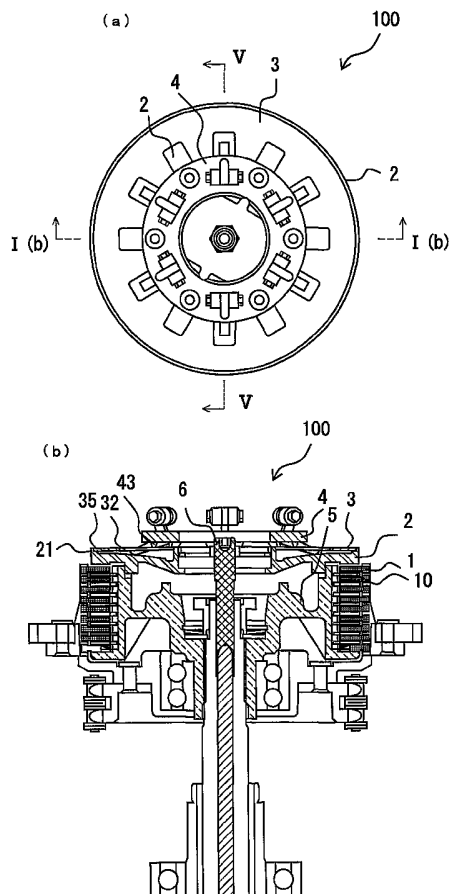
(10) 国際公開番号
WO 2004/106760 A2

- (51) 国際特許分類: F16D (72) 発明者: および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 重松 健 (SHIGEMATSU, Takeshi) [JP/JP]; 〒7912113 愛媛県伊予郡砥部町拾町3番地1 Ehime (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2004/007658
- (22) 国際出願日: 2004 年 5 月 27 日 (27.05.2004) (74) 代理人: 開口 宗昭 (KAIGUCHI, Muneaki); 〒1500002 東京都渋谷区渋谷2丁目17番3号渋谷アイビスビル Tokyo (JP).
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語 (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, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.
- (30) 優先権データ:
実願2003-003960 2003 年 5 月 28 日 (28.05.2003) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 重松商事有限公司 (SHIGEMATSU CO.) [JP/JP]; 〒7912113 愛媛県伊予郡砥部町拾町3番地1 Ehime (JP).

[続葉有]

(54) Title: CLUTCH MECHANISM BODY

(54) 発明の名称: クラッチ機構体



(57) Abstract: A clutch mechanism body has a rotational drive force output portion installed in a rotational drive force input system, a rotational drive force input portion installed in a rotational drive force output system, and a pressing mechanism portion for bringing the rotational drive force output portion and the rotational drive force input portion into contact with each other by pressing them. The pressing mechanism portion has constant load means and variable load means that produce pressing forces that bring the rotational drive force output portion and the rotational drive force input portion into contact with each other. A load value produced by the constant load means is set to a value less than a maximum slip limit value that is required to transmit a rotational drive force with the rotational drive force output portion and the rotational drive force input portion held in contact with each other.

(57) 要約: 回転駆動力入力系に取り付けられた回転駆動力出力部と、回転駆動力出力系に取り付けられた回転駆動力入力部と、前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を押圧して前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧機構部とを有し、前記押圧機構部が前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧力を発生する定荷重手段と可変荷重手段とを有してなり、定荷重手段によって発生される荷重値が回転駆動力出力部と回転駆動力入力部相互間が当接状態で保持されて回転駆動力が伝達されるために必要となる最大滑り限界値未満に設定されてなることを特徴とするクラッチ機構体。



(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, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書なし; 報告書を受け取り次第公開される。

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明細書

クラッチ機構体

技術分野

本発明は、自動二輪車や自動四輪車等の自動車に適用されるクラッチ機構体に関するものである。

背景技術

クラッチ機構は、回転駆動力入力系（以下、「入力系」と称する。）を介して入力される回転駆動力を回転駆動力出力系（以下、「出力系」と称する。）に伝達すると共にその伝達の解除を行う。このクラッチ機構は、入力系に連結された摩擦板と、出力系に連結され摩擦板と圧着するクラッチプレートとを有する。すなわち、入力系と出力系の連結および解除は、摩擦板とクラッチプレートとの圧着および解除によって行われる。

以上の摩擦板とクラッチプレートとの圧着は、摩擦板をクラッチプレートに押圧することによって行われ、その摩擦板の押圧はクラッチ押圧機構部によって行われる。このクラッチ押圧機構部は、摩擦板を直接押圧するプレッシャープレートと、プレッシャープレートに押し付け力を与える弾性部材と、弾性部材のスプリング部に荷重を加えるリテーナとを有してなる。

この弾性部材のスプリング荷重は、以下のように決定される。まず、自動車、例えば自動二輪車の最大トルク値から摩擦板とクラッチプレートとが滑りを起こさないために必要となる必要クラッチ荷重を求める。そして、プレッシャープレートが摩擦板を押圧する荷重が必要クラッチ荷重以上の値となるように弾性部材のスプリング荷重が決定される。

以上のように弾性部材のスプリング荷重は最大トルク値を基準として決定され、エンジン回転数には関係なく一定に設定される。これにより、全ての回転数領域で摩擦板とクラッチプレートの滑りを防止することができる。

しかし、その反面、最大トルク値を基準として弾性部材のスプリング荷重が決定されるため、エンジントルクの大きい自動車の場合には、必然的にスプリ

ング荷重は大きくなる。

ここで、特に自動二輪車の場合、クラッチ押圧機構部に備えられて摩擦板を直接押圧するプレッシャープレートはドライバーが操作するクラッチレバーによって操作される。すなわち、ドライバーがクラッチレバーを握ることによって、プレッシャープレートが弾性部材のスプリング荷重に抗して移動し、プレッシャープレートによる摩擦板に対する押圧が解除される。これによりクラッチプレートと摩擦板との圧着が解除されて、入力系を介して入力される回転駆動力の出力系への伝達の解除、すなわちいわゆる「クラッチの切断」が行われる。このように、ドライバーは、「クラッチの切断」を行うときには、弾性部材のスプリング荷重に打ち勝つ力でクラッチレバーを握り、クラッチ操作を行わなければならない。

したがって、エンジントルクが大きい自動二輪車を運転する場合、ドライバーはクラッチレバーの手動操作に大きな力を必要とする傾向にあり、ドライバーにとっては大きな負担となる。

実際、エンジントルクの大きい自動二輪車を長時間運転する場合や、ギアチェンジを繰り返さなければならない交通量の多い道路を運転する場合には、ドライバーの握力は低下し易くなる。このような場合に対応するためには、握力その他の体力が充実し、さらに円滑なギアチェンジが可能であるような高い運転技術が必要とされる。このような事情から、自動二輪車を楽しむことができる人は一部の人に限定されるということがあった。また、特に、女性の場合には、握力が弱いことが多いためクラッチレバー操作自体の困難性に起因して、楽しむことができる車種が限定されてしまうことがあった。

そこで、クラッチレバーの操作に要する力を低減させる方法として、プレッシャープレートの移動幅を従来よりも短くする方法がある。しかし、この方法では、プレッシャープレートによる摩擦板に対する押圧を解除し、摩擦板とクラッチプレートとの圧着が確実に解除された状態を確保するための精度の実現が容易ではなかった。

また、日本特開平 8-61389 号公報には、弾性部材であるダイヤフラムスプリングを有するクラッチ押圧組立体におけるクラッチペダルの荷重を軽減

させる構造として、クラッチ連結時には、レバー機構によって押圧部材の押圧力が倍力され、より大きな押圧力がプレッシャープレートに作用し、レバー機構のレバー部材のレバー比を調整することによって、ダイヤフラムスプリングの押圧力を小さく設定し、クラッチペダルの踏力を低減させる構造が開示されている。

しかし、このクラッチ押圧組立体では定荷重のダイヤフラムスプリングからなる弾性部材のみが用いられ、その定荷重のスプリング荷重を小さく設定すれば、プレッシャープレートが摩擦板を押圧する荷重はエンジンの全回転数域で減少する。従って、エンジン回転数が大きくなった場合等、エンジンの全回転数域で摩擦板とクラッチプレートとの圧着が確保されているということとはできない。

以上のように、クラッチレバーの操作に要する力を低減するという要請と、クラッチ押圧機構部が摩擦板を押圧する力を大きくするという要請とを同時に充足し、さらにはエンジンの全回転数域で摩擦板とクラッチプレートとの圧着を確保するということは必ずしも容易ではなかった。

そこで、本発明は、クラッチ押圧機構部が摩擦板を押圧する力を維持しエンジンの全回転数域で摩擦板とクラッチプレートとの圧着を確保した上で、体力の如何に拘わらず多くの人が自動車の運転を楽しむことを可能とするクラッチディスク押圧組立体を提供することを目的とする。

発明の開示

本発明に係るクラッチ機構体は、回転駆動力入力系に取り付けられた回転駆動力出力部と、回転駆動力出力系に取り付けられた回転駆動力入力部と、前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を押圧して前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧機構部と、前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧力を解除する解除手段とを有し、前記押圧機構部が前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧力を発生する定荷重手段と可変荷重手段とを有してなり、前記定荷重手段と前記可変荷重手段によって発生される押圧荷重値が前記回転駆動

力出力部と前記回転駆動力入力部相互間が当接状態で保持されて回転駆動力が伝達されるために必要となる滑り限界値以上に維持され、かつ前記定荷重手段によって発生される荷重値が前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互間が当接状態で保持されて回転駆動力が伝達されるために必要となる最大滑り限界値未満に設定されてなることを特徴とする。

ここで、滑り限界値とは、回転駆動力出力部と回転駆動力入力部相互間に滑りを生じさせないために必要となる前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互の押圧力の下限值として設定される荷重である。具体的には、エンジンのトルク値を基準としてエンジンやクラッチ等の特性に基づいて算出される荷重である。

また、最大滑り限界値とは、回転駆動力入力系から回転駆動力出力系に伝達される回転駆動力が最大時における滑り限界値である。

本発明によれば、定荷重手段によって発生される荷重値を最大すべり限界値未満に設定したので、ドライバーがクラッチレバーを操作するのに必要な力を低減させることができる。かつ定荷重手段および可変荷重手段によって発生される荷重値を滑り限界値以上に設定したので、エンジン出力に関係なく回転駆動力出力部と回転駆動力入力部との圧着力を確保することができる。

本発明に係るクラッチ機構体は、前記押圧機構部は前記回転駆動力出力部に対向して当接可能に配置された第一の押圧部材と、前記回転駆動力入力部に連結された第二の押圧部材とを有し、前記弾性荷重手段が前記第一の押圧部材と前記第二の押圧部材との間に圧縮して配置されることを特徴とする。

係る構成を備えることで、弾性荷重手段が第一の押圧部材を回転駆動力出力部側に付勢する。これによって、弾性荷重手段によって発生される荷重値が設定される。

本発明に係るクラッチ機構体は、前記遠心荷重手段は前記第二の押圧部材に環状位置に配列された複数の支持部と、前記各支持部に支持された遠心機構部とよりなり、前記遠心機構部は前記支持部にて支持されて揺動可能な揺動部材を有し、前記揺動部材は前記第一の押圧部材側の一端部に形成された作用部と、反対側の端部に備え付けられた質量体とを有することを特徴とする。

係る構成を備えることで、第二の押圧部材が回転することによって、質量体に遠心力が働き、揺動部材が支持部にて揺動する。そして、揺動部の一端に形成された作用部が第一の押圧部に当接する。これによって、遠心荷重手段によって発生される荷重値が設定される。

本発明に係るクラッチ機構体は、前記第一の押圧部材、前記第二の押圧部材は同心上に配置され、前記弾性荷重手段はダイヤフラムスプリングであり、そのダイヤフラムスプリングは環状部と、当該環状部から内側方向に延び先端が自由端とされた複数のレバー部とを有し、前記環状部の外周縁は前記第一の押圧部材の外周縁に設けられた突起部にて支持されると共に、前記複数のレバー部が前記第二の押圧部材に支持され、前記第二の押圧部材の前記各遠心機構部の各揺動部材の各作用部が隣合う各レバー部間のスリット部を挿通して前記第一の押圧部材を付勢可能にしてなることを特徴とする。

係る構成を備えることで、弾性荷重手段であるダイヤフラムスプリングは第一の押圧部材と第二の押圧部材との間で圧縮して配置される。また、第二の押圧部材に備え付けられた遠心機構部の作用によって遠心荷重を発生させることができる。

本発明に係るクラッチ機構体は、前記第一の押圧部材と前記ダイヤフラムスプリングとの間に遠心荷重伝達部材が配置され、前記第二の押圧部材の前記各遠心機構部の各作用部が前記遠心荷重伝達部材を介して前記第一の押圧部材を付勢可能にしてなることを特徴とする。

また、本発明に係るクラッチ機構体は、前記遠心荷重伝達部材は環状部と、当該環状部の外周縁から外側に向かって延びる複数のプレート部とを有し、前記プレート部が前記ダイヤフラムスプリングの前記各スリット部に対応する位置に配置されることを特徴とする。

係る構成を備えることで、遠心機構部の作用部がプレート部を介して第一の押圧部材を付勢することができる。したがって、作用部のみによって直接第一の押圧部材を付勢するよりも第一の押圧部材に当接する面積が大きくなり、遠心荷重手段が効率良く第一の押圧部材を付勢することが可能となる。

本発明に係るクラッチ機構体は、前記第二の押圧部材における前記ダイヤフラムスプリングに対抗する側面には隆起部が環状に形成され、前記隆起部が前記レバー部の前記自由端近傍に当接することによって前記ダイヤフラムスプリングが圧縮して配置されることを特徴とする。

係る構成を備えることで、弾性荷重手段は第一の押圧部材の外周縁に設けられた突起部とダイヤフラムスプリングに形成された隆起部とによって固定され圧縮された状態となる。これによって、ダイヤフラムスプリングが第一の押圧部材を回転駆動力出力部側に付勢し、ダイヤフラムスプリングによって発生される荷重値が設定される。

本発明に係るクラッチ機構体は、前記隆起部の内径は、前記弾性荷重手段によって発生される荷重値が前記最大滑り限界値未満となるように決定されてなることを特徴とする。

係る構成を備えることで、弾性荷重手段によって発生する荷重の低減は、隆起部の内径を小さくすることによって実現される。このように、極めて簡易な構造によって、ドライバーがクラッチレバーを操作するのに必要な力を低減できるクラッチ機構体を得ることができる。

以上の本発明は、回転駆動力出力部に対する押圧機構部の押圧力がそれほど必要のないエンジン回転数の低い状態では、その押圧力を低減させ、押圧力が必要になるエンジン回転数の高い状態にて、回転駆動力入力部の回転数の上昇に伴って押圧力が補われることを特徴とするものである。

すなわち、本発明は、回転駆動力出力部に対する押圧機構部の押圧力を必要な時にだけ必要な押圧力となるように可変としたものである。これによって、回転駆動力出力部に対する押圧機構部の押圧力を最大トルク発生時を基準として常に一定に設定した従来の自動二輪車と比較して、クラッチレバーを操作するのに必要な力を大幅に低減することが可能となる。

したがって、本発明に係るクラッチ機構体を自動二輪車に採用することによって、摩擦板に対するクラッチ押圧機構部の押圧力を確保した上で、体力の如何に拘わらず多くの人が自動二輪車の運転を楽しむことが可能となる。

図面の簡単な説明

第1図(a)は、本発明の実施の形態1のクラッチ機構体100の平面図であり、第1図(b)は、図1(a)のI(b)－I(b)断面図である。

第2図(a)は、本発明に係るクラッチ機構体100におけるプレッシャープレートの平面図であり、第2図(b)は、本発明に係るクラッチ機構体100におけるプレッシャープレートの背面図である。

第3図は、本発明に係るクラッチ機構体100におけるダイヤフラムスプリングの平面図である。

第4図(a)は、本発明に係るクラッチ機構体100におけるリテーナの平面図であり、第4図(b)は、本発明に係るクラッチ機構体100におけるリテーナの背面図であり、第4図(c)は、本発明に係るクラッチ機構体100におけるリテーナの側面図であり、第4図(d)は、本発明に係るクラッチ機構体100におけるリテーナにおいてL字型アームが揺動する状態を表す側面図である。

第5図は、図1(a)のV－V断面図である。

第6図(a)は、本発明の実施の形態2のクラッチ機構体200の断面図であり、第6図(b)は、本発明に係るクラッチ機構体200におけるベースプレートの平面図である。

第7図は、本発明の実施の形態3のクラッチ機構体300の断面図である。

第8図は、本発明の実施の形態2のクラッチ機構体200におけるデータと従来のクラッチ機構体におけるデータとを比較したグラフ図である。

第9図は、ダイヤフラムスプリングのレバー部押さえ付け位置を表す図である。

第10図は、ダイヤフラムスプリングとコイルスプリングの特性を表す模式図である。

発明を実施するための最良の形態

以下に、本発明の実施の形態について、図面を参照して詳細に説明する。

(実施の形態1)

図 1 (a) は、本発明の実施の形態 1 であるクラッチ機構体 100 の平面図であり、図 1 (b) は図 1 (a) の I(b) - I(b) 断面図である。

クラッチ機構体 100 は、入力系（図示せず）を介して入力される回転駆動力を出力系（図示せず）に伝達すると共にその伝達の解除を行う。ここで、入力系とは、エンジンおよびエンジンに駆動連結されてエンジンの回転駆動力をクラッチ機構体 100 に伝達する周知の一連の機構部分から構成される。また出力系とは、エンジンの駆動力をクラッチ機構体 100 を介して入力して駆動輪の駆動として出力する周知の一連の機構部分から構成される。

クラッチ機構体 100 は、入力系に連結された回転駆動力出力部としての複数の摩擦板 1 と、出力系に連結された回転駆動力入力部としての複数のクラッチプレート 10 と、摩擦板 1 とクラッチプレート 10 とを相互に当接させるクラッチ押圧機構部とを有する。

このクラッチ押圧機構部は、リテーナ 4、プレッシャープレート 2、およびダイヤフラムスプリング 3 をアジャスタースクリュー 6 を軸として同軸上に配置してなる。すなわちクラッチ押圧機構部は摩擦板 1 に対向し摩擦板 1 を直接押圧する第一の押圧部材としてのプレッシャープレート 2 と、クラッチプレート 10 に連結されたインナーハブ 5 に固定された第二の押圧部材としてのリテーナ 4 とを有する。また、プレッシャープレート 2 とリテーナ 4 との間に圧縮して配置され、プレッシャープレート 2 を摩擦板 1 側に付勢する定荷重手段であるところの弾性荷重手段としてのダイヤフラムスプリング 3 を有する。

摩擦板 1 に対向して配置されたプレッシャープレート 2 は解除手段としてのアジャスタースクリュー 6 に連結されている。このアジャスタースクリュー 6 は、ドライバーが手動にて操作するクラッチレバー（図示せず）によって駆動される。すなわちドライバーがクラッチレバーを操作することによって、アジャスタースクリュー 6 の軸と平行な方向（以下、「軸方向」と称する）にプレッシャープレート 2 は移動する。これによって、摩擦板 1 とクラッチプレート 10 相互を当接させる押圧力が解除される。

図 2 (a) はプレッシャープレート 2 の平面図であり、図 2 (b) はプレッシャープレート 2 の背面図である。

プレッシャープレート２は、環状の部材であり、インナーハブ５に形成された円筒部（図示せず）が挿通する複数の穴部２２と、中央に開口部２３とを有する。このプレッシャープレート２のダイヤフラムスプリング３に対抗する側面には、外周縁に沿って環状突起部２１が形成されている。また、摩擦板１に対抗する側面には、外周に摩擦板１を直接押圧する押圧部２４と、摩擦板１の押圧時にインナーハブ５に形成された溝（図示せず）と嵌合する複数の突起部２５とが形成されている。このプレッシャープレート２は開口部２３を介してアジャスタースクリー６に取り付けられる。

図３はダイヤフラムスプリング３の平面図である。

ダイヤフラムスプリング３は、環状部３１と環状部３１の内周から円中心方向へ先細に延びスプリング機能を有する複数のレバー部３２とを有する。レバー部３２は円周方向に等間隔に設けられ、先端は自由端３２ａとなっている。また、レバー部３２の先端自由端３２ａの内側方のダイヤフラムスプリング３中心部には開口部３３が形成される。さらにレバー部３２が円周方向に等間隔に設けられ結果、各レバー部３２間にはレバー部３２を介して等間隔にスリット部３４が開口部３３から外側に放射状に延びる態様で形成される。

ダイヤフラムスプリング３の外周縁３５は、プレッシャープレート２の環状突起部２１に支持されている。

ダイヤフラムスプリング３は、図１（ｂ）に示す断面図からわかるように、ダイヤフラムスプリング３の外周を円周とした場合の中心部を中心にプレッシャープレート２側に湾曲したお椀状の形状である。したがって、ダイヤフラムスプリング３に負荷がかかっていない状態では、ダイヤフラムスプリング３とプレッシャープレート２とはダイヤフラムスプリング３の外周縁３５とプレッシャープレート２の支持部２１のみが接触した状態となっている。

図４（ａ）はリテーナ４の平面図、図４（ｂ）はリテーナ４の背面図、図４（ｃ）はリテーナ４の側面図、図４（ｄ）はリテーナ４においてＬ字型アームが揺動する状態を表す側面図である。

リテーナ４は、環状部４１を有する環状の部材であり、環状部４１に環状に配列された複数の支持部４８と、各支持部４８に支持された遠心機構部４９と

を遠心荷重手段として有する。

リテーナ 4 のダイヤフラムスプリング 3 に対抗する側面 4 2 には複数の隆起部 4 3 が環状に配列する態様で形成される。このリテーナ 4 は、図 1 (b) に示すようにダイヤフラムスプリング 3 のレバー部 3 2 に隆起部 4 3 が当接するように配置される。

遠心機構部 4 9 は、図 4 (d) に示すように支持部 4 8 にて支持されて揺動する揺動部材としての L 字型アーム 4 4 を有する。L 字型アーム 4 4 は、プレッシャープレート 2 側の一端部に形成されてプレッシャープレート 2 に当接する作用部 4 5 を有する。また環状部 4 1 を介して作用部 4 5 と反対側の端部には円筒状のおもりである質量体 4 6 が備えられる。作用部 4 5 のプレッシャープレート 2 に当接する部分は平面状に形成されている。

この遠心機構部 4 9 の L 字型アーム 4 4 及び作用部 4 5 には例えばアルミ合金等の高剛性軽量材を適用するのが好ましい。一方質量体 4 6 には特に高い剛性は必要はなく、むしろ真鍮等の比重の大きな材料とするのが好ましい。

そのようにすることによって遠心機構部としての効率が向上し、エンジン回転数の増減に応じて的確に遠心力に起因する押圧荷重を発生させることができる。

以上の遠心機構部 4 9 は、環状部 4 1 の円周方向に等間隔に配置されて円周方向に均一な押圧荷重を発生させる。

なお、質量体 4 6 の形状および取り付け方は本実施の形態の態様に限定されるものではなく、質量体 4 6 が遠心力を受け L 字型アーム 4 4 が揺動する構造であればよい。

環状部 4 1 の各遠心機構部 4 9 間の領域には、ボルトが挿入されるボルト挿入穴 4 7 が形成されている。各ボルト挿入穴 4 7 は、インナーハブ 5 に備えられリテーナ 4 側に延びる複数の円筒部に対向するように配置され、リテーナ 4 はボルトによって各ボルト挿入穴 4 7 及び円筒部を介してインナーハブ 5 に固定される。

また、プレッシャープレート 2 はクラッチレバーの操作によって軸方向にスライド可能であるため、ダイヤフラムスプリング 3 は、プレッシャープレート

２とリテーナ４との間にて圧縮および圧縮解除される構造となっている。

なお、プレッシャープレート２に形成された複数の突起部２５は、プレッシャープレート２による摩擦板１の押圧時、つまり入力系の駆動力が出力系へ伝達されている状態では、出力系に連結されたインナーハブ５に形成された溝と嵌合する。つまり、プレッシャープレート２、ダイヤフラムスプリング３、およびリテーナ４は、出力系とともに一体となって回転し、出力系に対して相対回転不能となっている。

遠心機構部４９のＬ字型アーム４４およびボルト挿入穴４７はそれぞれダイヤフラムスプリング３のスリット部３４に対応するように交互に等間隔に配置されている。したがって、Ｌ字型アーム４４の作用部４５は、ダイヤフラムスプリング３のスリット部３４を挿通してプレッシャープレート２に当接可能な構造となっている。

リテーナ４がボルトによってインナーハブ５の円筒部に固定されることによって、ダイヤフラムスプリング３はリテーナ４とプレッシャープレート２の間に圧縮して配置される。つまり、ダイヤフラムスプリング３のレバー部３２は、弾性変形した状態となり、その様に弾性変形した状態でレバー部３２がリテーナ４の隆起部４３に支持される。その結果、ダイヤフラムスプリング３の外周縁３５を支持する環状突起部２１を介してプレッシャープレート２に弾性的な定荷重が加えられる。係る弾性的な定荷重によってプレッシャープレート２は摩擦板１に付勢する。したがって、この実施の形態では押圧機構部が回転駆動力出力部と回転駆動力入力部相互を当接させる押圧力を発生する定荷重手段はダイヤフラムスプリング３によって構成される。

本発明のクラッチ機構体においては、プレッシャープレート２が摩擦板１を押圧する定荷重は最大滑り限界値すなわち、回転駆動力入力系から回転駆動力出力系に伝達される回転駆動力が最大時における滑り限界値の６０％以上９８％以下とするのが好ましい。さらには最大滑り限界値の６５％以上９５％以下とするのが好ましく、もっとも好ましくは７０％以上９０％以下とするのが良い。

定荷重が最大滑り限界値の６０％未満である場合には可変荷重によって最大

滑り限界値以上の押圧荷重とするための依存範囲が過大となり可変荷重の設定が困難となる。また定荷重が最大滑り限界値の98%を超える場合にはクラッチレバー操作性の向上がほとんど見られない。

定荷重が最大滑り限界値の65%未満である場合には可変荷重によって最大滑り限界値以上の押圧荷重とするための依存範囲が大きく可変荷重の設定が簡易ではない。また定荷重が最大滑り限界値の95%を超える場合にはクラッチレバー操作性の向上が認められるとしても不十分である。

定荷重が最大滑り限界値の70%未満である場合には可変荷重によって最大滑り限界値以上の押圧荷重とするための依存範囲が小さく可変荷重の設定精度が厳しくなる。また定荷重が最大滑り限界値の90%を超える場合にはクラッチレバー操作性の向上が不十分ではないとしても十分に快適なクラッチレバー操作性を得ることができない。

また本発明のクラッチ機構体においては、プレッシャープレート2が摩擦板1を押圧する可変荷重は、次のように設定される。

すなわち回転駆動力入力系から回転駆動力出力系に伝達される回転駆動力が最大時におけるエンジン回転数の時の可変荷重値と定荷重値との加算値をWとしてWが下式Iを充足するように、可変荷重は設定される。

$$1. \quad 0.1 \leq W / \text{最大滑り限界値} \leq 1.1 \quad \text{I}$$

この場合に、 $W / \text{最大滑り限界値}$ が1.1未満になると、滑りを確実に防止するための安全率が必ずしも充分ではない。一方、 $W / \text{最大滑り限界値}$ が1.1を越える場合にはクラッチ操作の快適性が損なわれる。

また本発明のクラッチ機構体においては、プレッシャープレート2が摩擦板1を押圧する可変荷重は、エンジン回転数が1000rpm～5000rpmにおいて $0.0045 \leq \text{可変荷重} / \text{エンジン回転数 (lb/rpm)} \leq 0.025$ に設定される。

この場合に、可変荷重／エンジン回転数値が0.0045未満になると、滑りを確実に防止するための安全率が必ずしも充分ではない。一方、可変荷重／エンジン回転数値が0.025を越える場合にはクラッチ操作の快適性が損なわれる。

(作用)

図1 (b) および図5を参照して、実施の形態1におけるクラッチ機構体100の作用について説明する。

ドライバーがクラッチレバーを握るとクラッチレバーに連結されたアジャスタースクリュー6はリテーナ4側へ移動し、それによってプレッシャープレート2が摩擦板1から離れる方向へ移動する。これによって、プレッシャープレート2の摩擦板1に対する押圧力が解除されるため、摩擦板1とクラッチプレート10との圧着が解除され、「クラッチの切断」が行われる。

この時、プレッシャープレート2は、ダイヤフラムスプリング3によって摩擦板1側に付勢されているため、プレッシャープレート2を摩擦板1から離れる方向に移動させるためには、ドライバーはダイヤフラムスプリング3のスプリング荷重に抗する力でクラッチレバーを握らなければならない。つまり、「クラッチの切断」を行うには、ドライバーは弾性荷重手段の弾性荷重に抗する力でクラッチレバーを握らなければならない。

ここで、ダイヤフラムスプリング3は、図1 (b) に示すようにプレッシャープレート2とリテーナ4との間に配置される。ダイヤフラムスプリング3は、ダイヤフラムスプリング3の一侧であるプレッシャープレート2側では、ダイヤフラムスプリング3の外周縁35がプレッシャープレート2の外周縁に設けられた環状突起部21によって支持される。また、ダイヤフラムスプリング3は、他側であるリテーナ4側では、ダイヤフラムスプリング3のレバー部32がリテーナ4の隆起部43によって支持される。

したがって、「クラッチの切断」を行うには、リテーナ4の隆起部43によるダイヤフラムスプリング3のレバー部32の押さえ位置を支点、ダイヤフラムスプリング3の外周縁35を力点として、湾曲しているダイヤフラムスプリング3を平板状にするようにレバー部32をさらに圧縮弾性変形させなければならない。

このように、「クラッチの切断」を行うには、ダイヤフラムスプリング3のレバー部32の剛性に打ち勝つ力でプレッシャープレート2を移動させなければ

ならない。つまり、ドライバーはダイヤフラムスプリング 3 のレバー部 3 2 を弾性変形させる力でクラッチレバーを握らなければならない。

なお、これに対して、入力系を介して入力される回転駆動力の出力系への伝達、すなわちいわゆる「クラッチの接続」は、ドライバーが握ったクラッチレバーを開放することによって行われる。つまり、ドライバーがクラッチレバーを開放することによって、アジャスタースクリュー 6 からプレッシャープレート 2 への拘束が解除される。これによって、プレッシャープレート 2 とリテーナ 4 との間で圧縮弾性変形されていた弾性荷重手段がプレッシャープレート 2 を摩擦板 1 側へ付勢することによって「クラッチの接続」が行われる。

ここで、リテーナ 4 の隆起部 4 3 によるダイヤフラムスプリング 3 の押さえ付け位置（支点）がレバー部 3 2 の根元に近い位置（剛性が高い位置）、つまり隆起部 4 3 の内径が大きい場合、支点とダイヤフラムスプリング 3 の外周縁 3 5 である力点との距離が短くなる。したがって、この場合ダイヤフラムスプリング 3 のレバー部 3 2 を弾性変形させるための必要荷重は大きくなり、「クラッチの切断」を行うにはドライバーはクラッチレバーをより強い力で握らなければならない。

このことから、クラッチレバーを操作するのに必要な力を低減させるためには、ダイヤフラムスプリング 3 のレバー部 3 2 の弾性荷重を低減させることが必要となる。弾性荷重を低減させるには、支点と力点の距離を長くすることが有効であり、これはリテーナ 4 の隆起部 4 3 によるダイヤフラムスプリング 3 の押さえ付け位置をレバー部 3 2 の先端側に変更することによって可能となる。すなわち、リテーナ 4 の隆起部 4 3 の内径を小さくすることが有効となる。

リテーナ 4 の隆起部 4 3 の内径が小さくなれば、プレッシャープレート 2 を移動させダイヤフラムスプリング 3 のレバー部 3 2 を弾性変形させるための必要荷重は低減され、ドライバーがクラッチレバーを握る力も低減される。

このように、リテーナ 4 の隆起部 4 3 の内径を小さくすると、クラッチレバーを操作するのに必要な力を低減できるのに対して、摩擦板 1 とクラッチプレート 1 0 との圧着力は減少してしまう。これは、リテーナ 4 の隆起部 4 3 がダイヤフラムスプリング 3 のレバー部 3 2 の剛性が低い位置を押さえ付けること

になり、ダイヤフラムスプリング 3 のプレッシャープレート 2 を摩擦板 1 側に付勢する力、つまり弾性荷重が減少するためである。

そこで、弾性荷重が減少した分を補う構造として、図 5 に示すリテーナ 4 に取り付けられた遠心機構部 4 9 が機能する。

図 5 は、図 1 (a) の V-V 断面図であり、本発明の実施の形態 1 であるクラッチ機構体 1 0 0 においてプレッシャープレートに可変荷重が作用している状態を表す図である。

上述したように、入力系を介して入力される回転駆動力が出力系へ伝達された場合、すなわち「クラッチの接続」状態では、出力系の回転とともにリテーナ 4 も回転する。

このように、リテーナ 4 が回転することによって L 字型アーム 4 4 に取り付けられた質量体 4 6 には、リテーナ 4 の外側に向かう遠心力が作用する。この遠心力によって質量体 4 6 はリテーナ 4 の中心から離れる方向に移動し、L 字型アーム 4 4 は支持部 4 8 を介して揺動する。そして、L 字型アーム 4 4 の作用部 4 5 がダイヤフラムスプリング 3 のスリット部 3 4 を挿通してプレッシャープレート 2 に当接する。

したがって、出力系の回転数が上昇すれば、それに連結されたリテーナ 4 の回転数も上昇し、質量体 4 6 にはリテーナ 4 の外側に向かう遠心力が増大する。これにより、L 字型アーム 4 4 の作用部 4 5 がプレッシャープレート 2 を付勢する力が増大する。このプレッシャープレート 2 を付勢する力が可変に設定される遠心荷重である。

このように、出力系の回転数上昇に伴う質量体に加わる遠心力の増大を利用することによって、弾性荷重の低減を遠心力として補うことができ、摩擦板 1 とクラッチプレート 1 0 との滑りを防止する圧着力を確保することができる。

以上のように、クラッチ機構体 1 0 0 によれば、ダイヤフラムスプリングの弾性荷重の低減は、リテーナの隆起部の内径を小さくすることによって実現される。このように、極めて簡易な構造によって、ドライバーがクラッチレバーを操作するのに必要な力を低減できるクラッチ機構体を得ることができる。さらに、弾性荷重の低減を遠心荷重によって補うことができるため、エンジン回

転数が高い状態においても摩擦板 1 とクラッチプレート 10 との間の必要圧着力を確保することが可能となる。

また、本発明に係るクラッチ機構体を採用した自動二輪車を運転する場合において、ギアチェンジを行う際の「クラッチの切断」後にドライバーがクラッチレバーを握って維持する力はさほど大きいものとはならない。これについて、図 4 のリテーナ 4 の側面図を参照して説明する。

図 4 (d) は、「クラッチの接続」状態、つまりドライバーがクラッチレバーを握っていない時のリテーナ 4 の状態を表す側面図であり、図 4 (c) は、「クラッチの切断」状態、つまりドライバーがクラッチレバーを握っている時のリテーナ 4 の状態を表す側面図である。

まず、「クラッチの接続」状態では、図 4 (d) に示すように L 字型アーム 44 の質量体 46 には、リテーナ 4 の回転によってリテーナ 4 の外側に向かう遠心力が作用しているため、作用部 45 はプレッシャープレート 2 に当接した状態となっている。

次に、ドライバーがクラッチレバーを握った「クラッチの切断」状態、つまりプレッシャープレートがダイヤフラムスプリング側に移動し、ダイヤフラムスプリングがリテーナ 4 側に圧縮された状態では、リテーナ 4 に備え付けられた L 字型アーム 44 はダイヤフラムスプリングから逆に押される状態となる。このとき、L 字型アーム 44 は図 4 (c) に示すように、支持部 48 を介して質量体 46 がリテーナ 4 の中心に向かって移動するように揺動する。このように、「クラッチの切断」状態では、質量体 46 は図 4 (d) の「クラッチの接続」状態と比較して、リテーナ中心側に位置するため、質量体 46 に作用する遠心力は小さくなる。

以上のように、本発明のクラッチ機構体においては、エンジン回転数がある一定の領域より高くなると、遠心荷重の増加によってクラッチレバー操作必要荷重は大きくなる。しかし、一旦クラッチレバーを握ってしまえば、遠心荷重が小さくなるように作用するため、クラッチレバーを握った後に維持する力はそれほど大きいものとはならない。

また、自動二輪車が停止する過程では、出力系の回転数の低下に伴って、リ

テーナ 4 の回転数も低下し遠心荷重が低下する。そして、自動二輪車が完全に停止した状態では、遠心荷重は作用せず弾性荷重のみが作用した状態となる。

したがって、次の発進までにクラッチレバーを握って維持する力は、従来と比較して格段に低減される。

以上にて説明したように、本発明に係るクラッチ機構によれば、クラッチ押圧機構部が摩擦板を押圧する力を維持しつつ、つまり摩擦板とクラッチプレートとの圧着力を確保した上で、体力の如何に拘わらず多くの人が自動二輪車の運転を楽しむことが可能となる。

（実施の形態 2）

図 6（a）は、本発明の実施の形態 2 であるクラッチ機構体 200 の断面図であり、図 6（b）は、ベースプレート 7 の平面図である。

実施の形態 1 の構造は、リテーナ 4 の L 字型アーム 44 の作用部 45 が、プレッシャープレート 2 に対して直接当接して荷重を加えるものである。これに対して、クラッチ機構体 200 は、図 6（a）に示すように L 字型アーム 44 の作用部 45 とプレッシャープレート 2 との間に図 6（b）に示すような遠心荷重伝達部材としてのベースプレート 7 を装着させる構造のものである。その他の構造については実施の形態 1 と同様である。

ベースプレート 7 は、環状部 71 とその環状部 71 の外周縁から外側に向かって延びるプレート部 72 とを有する。

プレート部 72 はダイヤフラムスプリング 3 のスリット部 34 のうち L 字型アーム 44 に対応するスリット部 34 に配置され、かつスリット部 34 とほぼ同じ形状である。

このベースプレート 7 を設けることによって、L 字型アーム 44 の作用部 45 がプレート部 72 を介してプレッシャープレート 2 を付勢することができる。これによって、プレッシャープレート 2 が遠心荷重を受ける面積は、L 字型アーム 44 の作用部 45 のみでプレッシャープレート 2 を付勢するよりも大きくなる。

したがって、L 字型アーム 44 の揺動によって発生する遠心荷重が効率良く

プレッシャープレート 2 に伝わることとなる。

(実施の形態 3)

図 7 は、本発明の実施の形態 3 であるクラッチディスク押圧組立体 300 の断面図である。

上記で説明したように、実施の形態 1 におけるクラッチ機構体 100 および実施の形態 2 におけるクラッチ機構体 200 は、ともに弾性荷重手段としてダイヤフラムスプリングを使用する構造のものである。これに対して実施の形態 3 におけるクラッチ機構体 300 は、弾性荷重手段としてコイルスプリング 8 を使用するものである。その他の構成については、クラッチ機構体 100 と同様である。

リテーナ 4 は、ボルト 81 によってインナーハブ 5 に固定されており、コイルスプリング 8 は、そのボルト 81 を囲むように配置されている。リテーナ 4 の固定によってコイルスプリング 8 は、リテーナ 4 から荷重を受けている。そして、コイルスプリング 8 は、スプリングカップ 82 を介してプレッシャープレート 2 に対して押し付け力を与えている。つまり、コイルスプリング 8 は、リテーナ 4 とプレッシャープレート 2 との間で圧縮して配置される。

クラッチ機構体 300 における弾性荷重手段によって発生する荷重値は、コイルスプリング 8 が、プレッシャープレート 2 を摩擦板 1 側に付勢することによって設定される。

したがって、この実施の形態では押圧機構部が回転駆動力出力部と回転駆動力入力部相互を当接させる押圧力を発生する定荷重手段はコイルスプリング 8 によって構成される。

また、遠心荷重手段によって発生する荷重値は、出力系の回転によるリテーナ 4 の回転によって質量体 46 のリテーナ 4 の外側に向かう遠心力によって設定される。つまり、質量体 46 に作用する遠心力によって L 字型アーム 44 の作用部 45 がプレッシャープレート 2 を付勢することによって設定される。

上記で説明したように、実施の形態 1 および 2 におけるクラッチ機構体は、弾性荷重手段としてダイヤフラムスプリングを使用したものであり、実施の形

態3におけるクラッチ機構体は弾性荷重手段としてコイルスプリングを使用したものである。ここで、図10の模式図を用いてダイヤフラムスプリングとコイルスプリングとの特性の違いについて説明する。図10に示す模式図の横軸はクラッチレバー移動量を示し、縦軸はクラッチレバー操作荷重を示す。

コイルスプリングを使用する場合には、クラッチレバーの移動量すなわちドライバーがクラッチレバーを握る量に比例してコイルスプリングは圧縮される。したがって、図10に示すように、ドライバーがクラッチレバーを深く握るほどクラッチレバーを握る力、すなわち「クラッチレバー操作荷重」は増加し、クラッチレバーを限界まで握った状態でそれを維持するには大きな力を必要とする。

これに対して、ダイヤフラムスプリングを使用する場合について説明する。クラッチレバーの握り始めの段階、すなわち湾曲したダイヤフラムスプリングが弾性変形している過程では、図10に示すようにドライバーがクラッチレバーを握る力はコイルスプリングを使用した場合とほぼ同じである。しかし、ドライバーが、クラッチレバーを限界まで握りダイヤフラムスプリングが平板状に弾性変形した状態では、クラッチレバーを握って維持するための力は、コイルスプリングを使用する場合と比較して格段に小さい。

このように、ダイヤフラムスプリングはコイルスプリングと比較して、クラッチレバーの操作性において優れた特性を有する。

以下に、本発明実施の形態2のクラッチ機構体の実施例を従来のクラッチ機構体と比較して示す。なお、本実施例における自動二輪車は、ハーレーダビッドソン（登録商標）2004年式FLSTF/1455ccである。

（実施例）

本発明実施例のデータを表1に示す。

本実施例に係るクラッチ機構体は、出力系の回転数に関係なく一定の荷重でプレッシャープレートを摩擦板側に付勢する弾性荷重手段と、出力系の回転数上昇に伴って増加する荷重でプレッシャープレートを摩擦板側に付勢する遠心荷重手段とを有する。したがって、最大トルクが発生するエンジン回転数30

00rpmにおいて、弾性荷重と遠心荷重との合計荷重が最大滑り限界値である246lb以上となるように、弾性荷重および遠心荷重をそれぞれ設定した。

具体的には弾性荷重を220lbに設定した。この220lbという数値は最大滑り限界値である246lbの、89%の荷重である。そして、その設定した弾性荷重である220lbとなるように、リテーナに形成された環状の隆起部の内径（以下、「リテーナリング直径」と称する。）を75mmに決定した。

また本実施例のクラッチ機構体においては、プレッシャープレート2が摩擦板1を付勢する可変荷重である遠心荷重が1000rpmで4.8lb、2000rpmで19.2lb、3000rpmで43.2lb、4000rpmで76.7lb、5000rpmで119.9lbとした。

これは最大滑り限界値が決定されるエンジン回転数が3000rpmであり、最大滑り限界値が246lbであることから、 $W/\text{最大滑り限界値} = (220 + 43.2) / 246 = 1.070$ に設定したものである。

また同時にエンジン回転数が1000rpm～5000rpmにおいて $0.0048 \leq \text{可変荷重} / \text{エンジン回転数} (\text{lb} / \text{rpm}) \leq 0.024$ の設定とした。

以上の定荷重及び可変荷重の設定によって滑りを確実に防止するための安全率が得られかつ快適なクラッチ操作が達成できる。

クラッチ機構体はその揺動部材をアルミ合金とし、質量体を真鍮により製作した。

表1 本発明に係るクラッチ機構体におけるデータ

A エンジン回転数 (rpm)	弾性荷重 (lb)	B 遠心荷重 (lb)	合計荷重 (lb)	クラッチレバー 操作必要荷重 (Kg)	B/A	従来比 (%)
1000	220	4.8	224.8	4.8	0.0048	60
2000	220	19.2	239.2	5.3	0.0096	65
3000	220	43.2	263.2	6.0	0.0144	75
4000	220	76.7	296.7	7.3	0.0192	90
5000	220	119.9	339.9	8.7	0.0240	108

(比較例)

表2に従来のクラッチ機構体におけるデータを示す。また、表1に示すデータと表2に示すデータとを比較したグラフを図8に示す。

ここに示す従来のクラッチ機構体は、プレッシャープレートと、ダイヤフラムスプリングと、リテーナとを備え、リテーナが遠心機構部を有さない構造のものである。したがって、従来のクラッチ機構体は、ダイヤフラムスプリングがエンジン回転数に関係なく一定の荷重でプレッシャープレートを押圧する弾性荷重のみを有するものである。

比較例のクラッチ機構体のリテーナリング直径は95mmである。この点を前述の実施例のクラッチ機構体と比較すると、実施例のクラッチ機構体ではリテーナの隆起部によるダイヤフラムスプリングのレバー部押し付け位置が比較例のクラッチ機構体と比較して20mm内側に変更されていることが分かる。

また比較例のクラッチ機構体における弾性荷重はエンジンの回転数に関係なく300lbで一定である。このときのドライバーが実際にクラッチレバーを操作するのに必要な荷重（以下、「クラッチレバー操作必要荷重」と称する。）は、8.0kg一定である。

弾性荷重が300lbに設定される根拠は、本自動二輪車は最大トルクが11.0kg-m/3000rpmであり、この値から摩擦板とプレッシャープレートとの間に滑りが起こらないための必要最低限の荷重、すなわち最大滑り限界値は246lbと算出される。この最大滑り限界値246lbに余裕をもたせ弾性荷重が300lbに設定される。

このように比較例の自動二輪車におけるクラッチ機構体においては、最大トルク値から弾性荷重を決定し、エンジン回転数に関係なく一定に設定されていたため、最大トルクが発生していない領域、特にエンジン回転数の低い領域では、必要以上の弾性荷重であった。このような事情から、エンジントルクの大きい比較例の自動二輪車では、クラッチレバー操作必要荷重が大きくなっていた。

表 2 従来のクラッチ機構体におけるデータ

エンジン回転数	弾性荷重	クラッチレバー 操作必要荷重
(rpm)	(lb)	(Kg)
1000	300	8.0
2000	300	8.0
3000	300	8.0
4000	300	8.0
5000	300	8.0

図 9 におけるレバー部 3 2 に示した実線部が本実施例におけるレバー部 3 2 の押し付け位置であり、点線部は比較例のレバー部の押し付け位置である。このように、レバー部 3 2 の押し付け位置を円内側に変更することによって、レバー部 3 2 はより弾性変形し易くなる。

ここで、表 1 および図 8 から、実施例のクラッチ機構体では、定荷重と可変荷重との合計荷重は、

- ① エンジン回転数の全回転数域で滑り限界値を超えている。
- ② 2000rpm 以下では最大滑り限界値未満であり、最大トルクが発生する 3000rpm 以降にて遠心荷重の増加によって最大すべり限界値以上になっている。

このように、本発明に係るクラッチ機構体は、エンジン回転数上昇に伴って増加する遠心荷重を発生される遠心機構部を有するため、弾性荷重と遠心荷重との合計荷重が最大トルク発生時のエンジン回転数にて滑り限界値に達するように可変とすることができる。これによって、弾性荷重を低減することが可能となるとともに、摩擦板とプレッシャープレートとの圧着力も両者に滑りが生じない荷重を確保することが可能となる。

弾性荷重を最大滑り限界値未満に低減することによって、すなわちリテーナリング直径を従来と比較して小さくすることによって、表 1 からわかるように、クラッチレバー操作必要荷重はエンジン回転数 4000rpm までは従来のものと比較して低減されている。

そして、図 8 からわかるように、エンジン回転数 4000rpm を越えたと

ころで本実施例における合計荷重と従来の弾性荷重とは一致し、5000rpmでは逆に本実施例における合計荷重が遠心荷重の増加によって、従来の弾性荷重を上回っている。そして、表1からわかるように、クラッチレバー操作必要荷重も従来の荷重よりも大きくなっている。

しかし、本発明が主な対象とする自動二輪車は、エンジントルクが大きいものであり、そのような自動二輪車の場合、通常の走行時にはエンジン回転数は高くても3000rpm程度である。

したがって、通常の走行時には、本発明に係るクラッチ機構体を採用することによって、従来のものと比較してクラッチレバー操作必要荷重が低減できることは明らかである。

産業上の利用可能性

以上のように、本発明は、自動二輪車、自動四輪車等の自動車のクラッチ機構体に適用することができる。

請求の範囲

1. 回転駆動力入力系に取り付けられた回転駆動力出力部と、回転駆動力出力系に取り付けられた回転駆動力入力部と、前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を押圧して前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧機構部と、前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧力を解除する解除手段とを有し、

前記押圧機構部が前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧力を発生する定荷重手段と可変荷重手段とを有してなり、前記定荷重手段と前記可変荷重手段によって発生される押圧荷重値が前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互間が当接状態で保持されて回転駆動力が伝達されるために必要となる滑り限界値以上に維持され、かつ前記定荷重手段によって発生される荷重値が前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互間が当接状態で保持されて回転駆動力が伝達されるために必要となる最大滑り限界値未満に設定されてなることを特徴とするクラッチ機構体。

2. 回転駆動力入力系に取り付けられた回転駆動力出力部と、回転駆動力出力系に取り付けられた回転駆動力入力部と、前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を押圧して前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧機構部と、前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧力を解除する解除手段とを有し、

前記押圧機構部が前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互を当接させる押圧力を発生する弾性荷重手段と遠心荷重手段とを有してなり、前記弾性荷重手段と前記遠心荷重手段によって発生される押圧荷重値が前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互間が当接状態で保持されて回転駆動力が伝達されるために必要となる滑り限界値以上に維持され、かつ前記弾性荷重手段によって発生される荷重値が前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互間が当接状態で保持されて回転駆動力が伝達されるために必要となる最大滑り限界値未満に設定されてなることを特徴とするクラッチ機構体。

3. 前記最大滑り限界値は、前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互間に滑りを生じさせない押圧力であって、前記回転駆動力入力系から前記回転駆動力出力系に伝達される回転駆動力が最大時の前記回転駆動力出力部と前記回転駆動力入力部相互間の押圧力の下限値として設定される請求項 1 または請求項 2 に記載のクラッチ機構体。

4. 前記押圧機構部は前記回転駆動力出力部に対向して当接可能に配置された第一の押圧部材と、前記回転駆動力入力部に連結された第二の押圧部材とを有し、

前記弾性荷重手段が前記第一の押圧部材と前記第二の押圧部材との間に圧縮して配置されることを特徴とする請求項 2 に記載のクラッチ機構体。

5. 前記遠心荷重手段は前記第二の押圧部材に環状位置に配列された複数の支持部と、前記各支持部に支持された遠心機構部とよりなり、

前記遠心機構部は前記支持部にて支持されて揺動可能な揺動部材を有し、前記揺動部材は前記第一の押圧部材側の一端部に形成された作用部と、反対側の端部に備え付けられた質量体とを有することを特徴とする請求項 4 に記載のクラッチ機構体。

6. 前記第一の押圧部材、前記第二の押圧部材は同心上に配置され、前記弾性荷重手段はダイヤフラムスプリングであり、そのダイヤフラムスプリングは環状部と、当該環状部から内側方向に延び先端が自由端とされた複数のレバー部とを有し、前記環状部の外周縁は前記第一の押圧部材の外周縁に設けられた突起部にて支持されると共に、前記複数のレバー部が前記第二の押圧部材に支持され、

前記第二の押圧部材の前記各遠心機構部の各揺動部材の各作用部が隣合う各レバー部間のスリット部を挿通して前記第一の押圧部材を付勢可能にしてなることを特徴とする請求項 5 に記載のクラッチ機構体。

7. 前記第一の押圧部材と前記ダイヤフラムスプリングとの間に遠心荷重伝達部材が配置され、前記第二の押圧部材の前記各遠心機構部の各作用部が前記遠心荷重伝達部材を介して前記第一の押圧部材を付勢可能にしてなることを特徴とする請求項6に記載のクラッチ機構体。

8. 前記遠心荷重伝達部材は環状部と、当該環状部の外周縁から外側に向かって延びる複数のプレート部とを有し、

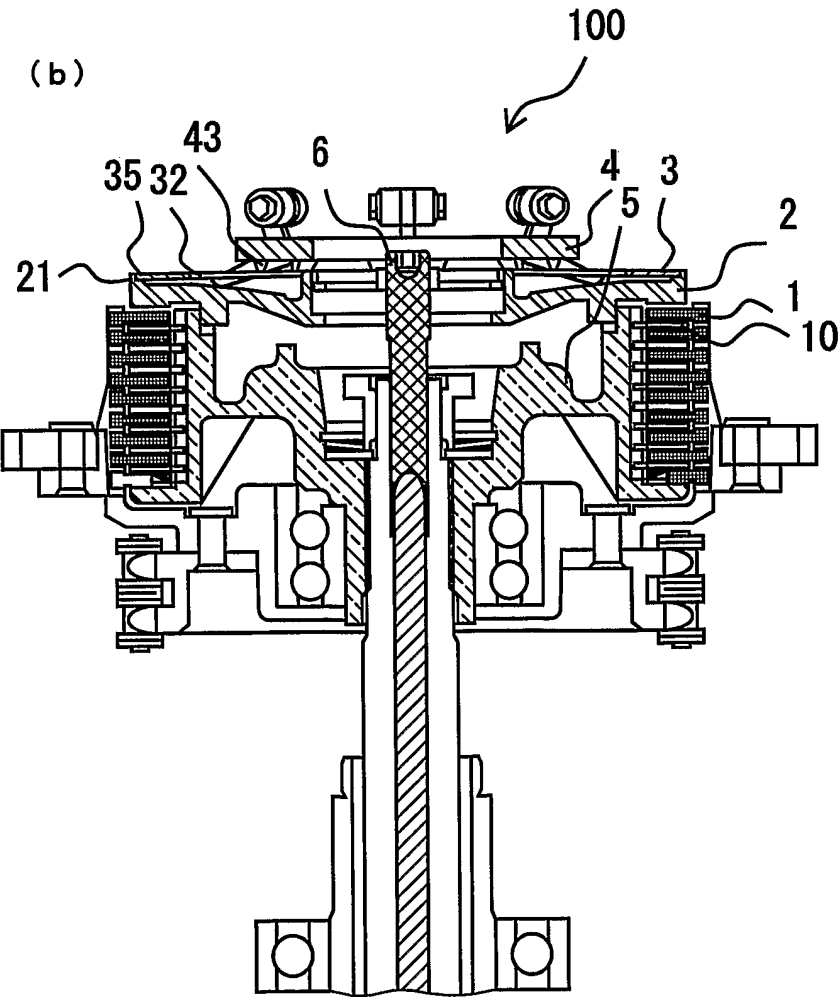
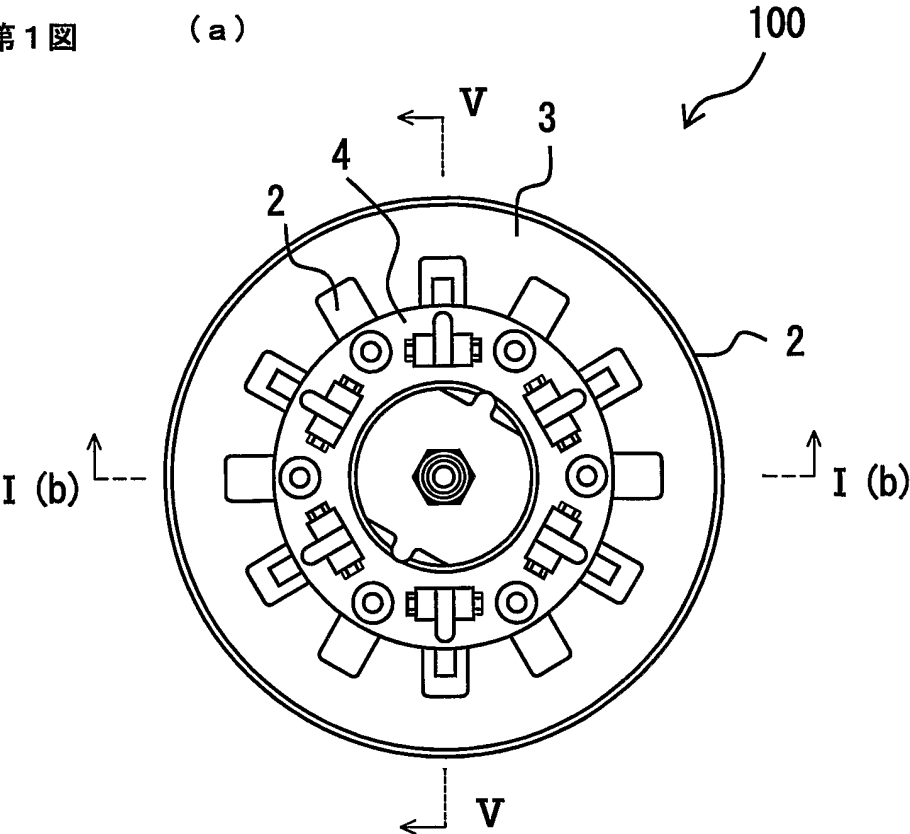
前記プレート部が前記ダイヤフラムスプリングの前記各スリット部に対応する位置に配置されることを特徴とする請求項7に記載のクラッチ機構体。

9. 前記第二の押圧部材における前記ダイヤフラムスプリングに対抗する側面には隆起部が環状に形成され、

前記隆起部が前記レバー部の前記自由端近傍に当接することによって前記ダイヤフラムスプリングが圧縮して配置されることを特徴とする請求項6乃至請求項8のいずれか一に記載のクラッチ機構体。

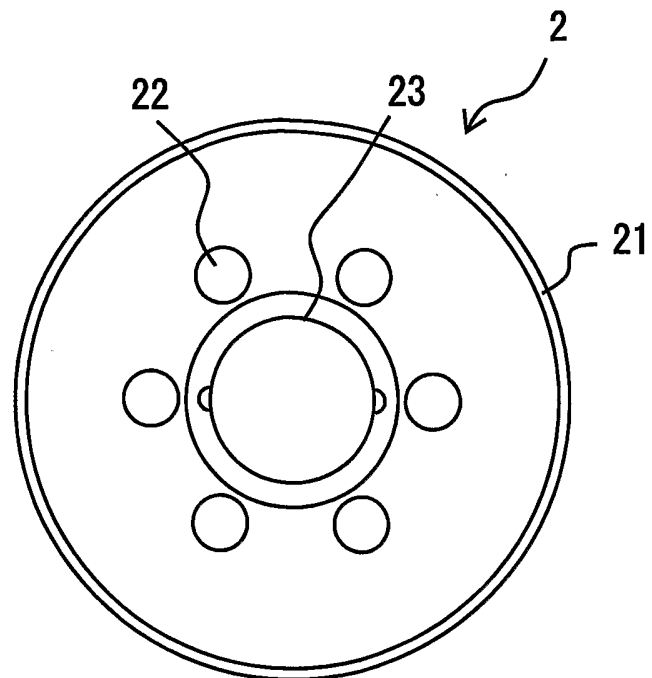
10. 前記隆起部の内径は、前記弾性荷重手段によって発生される荷重値が前記最大滑り限界値未満となるように決定されてなることを特徴とする請求項9に記載のクラッチ機構体。

第1図 (a)

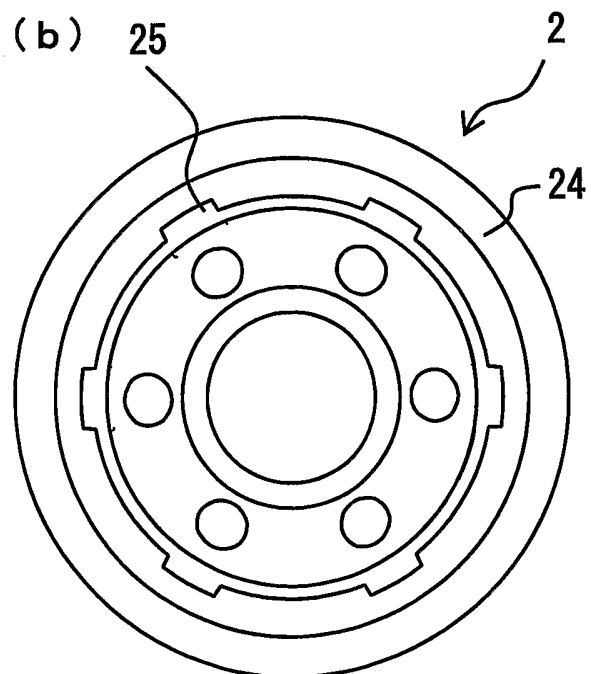


第2図

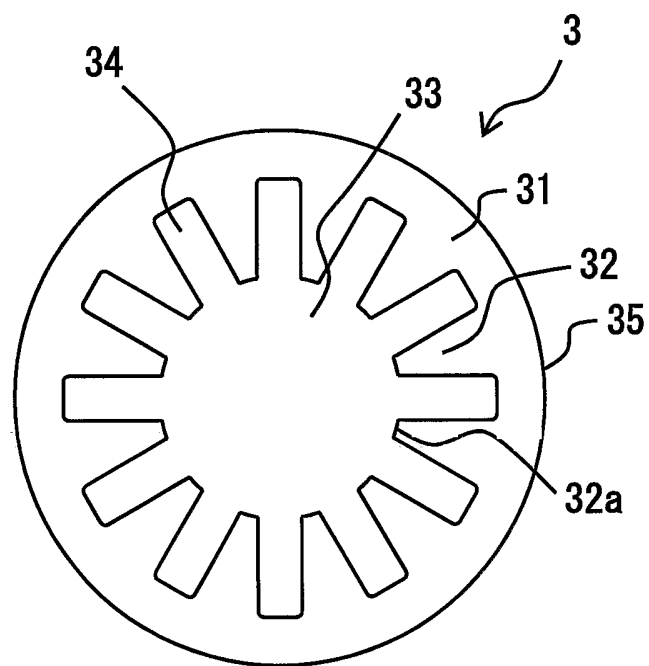
(a)



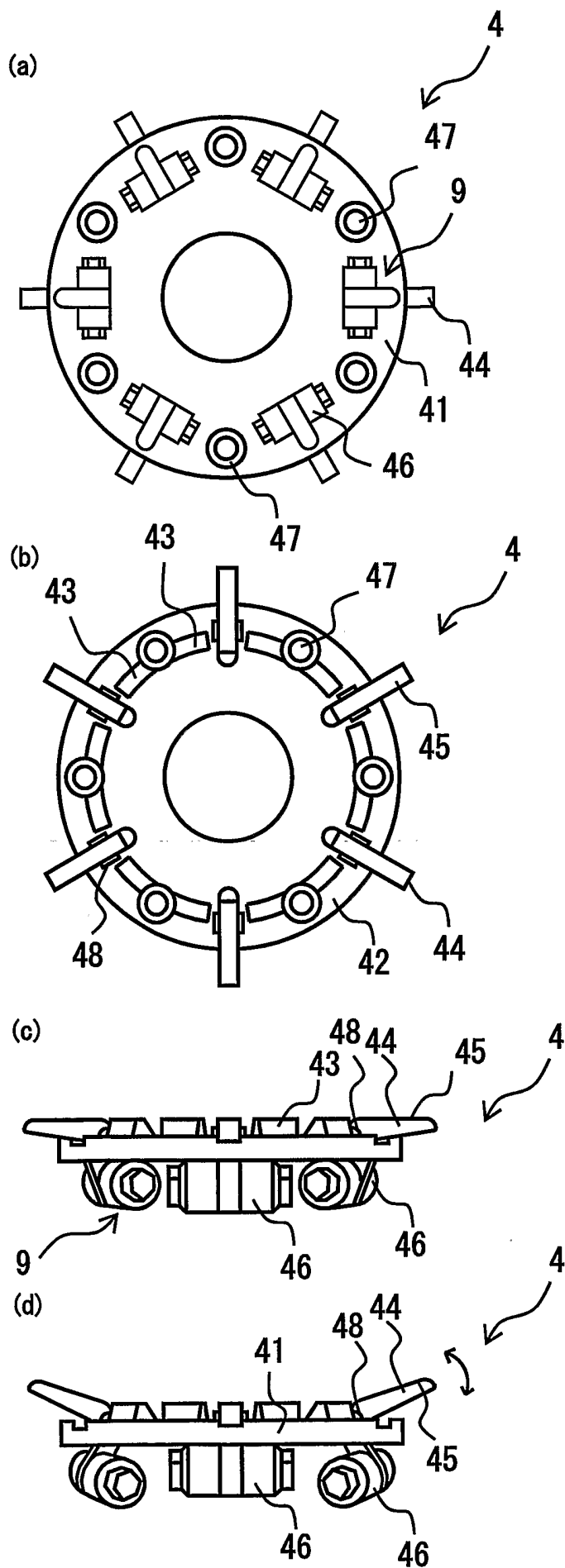
(b)



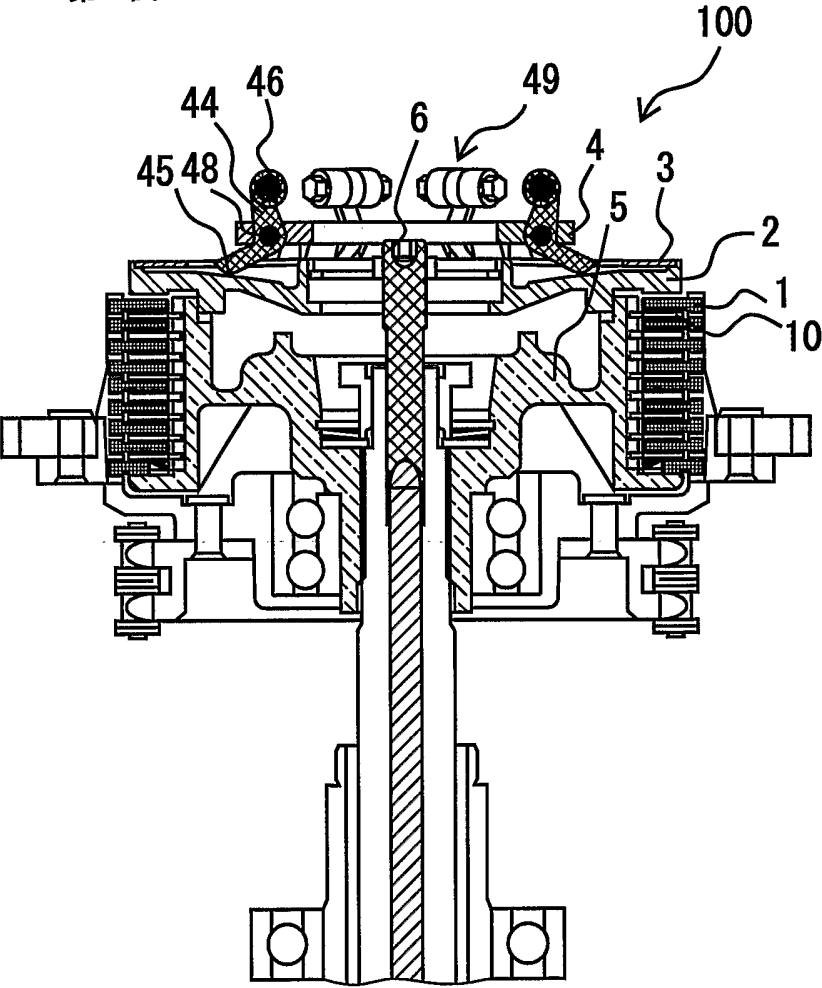
第3図



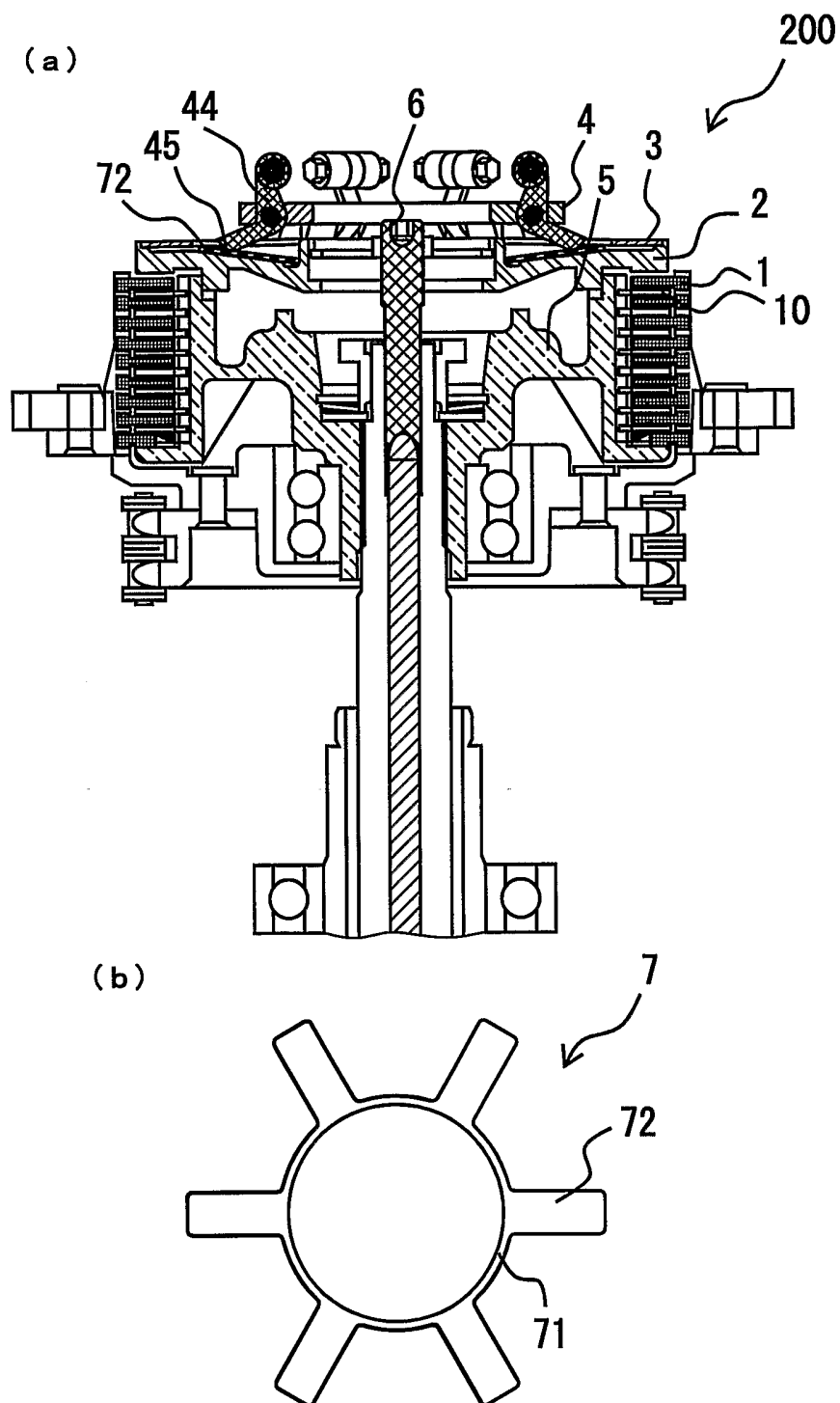
第 4 図



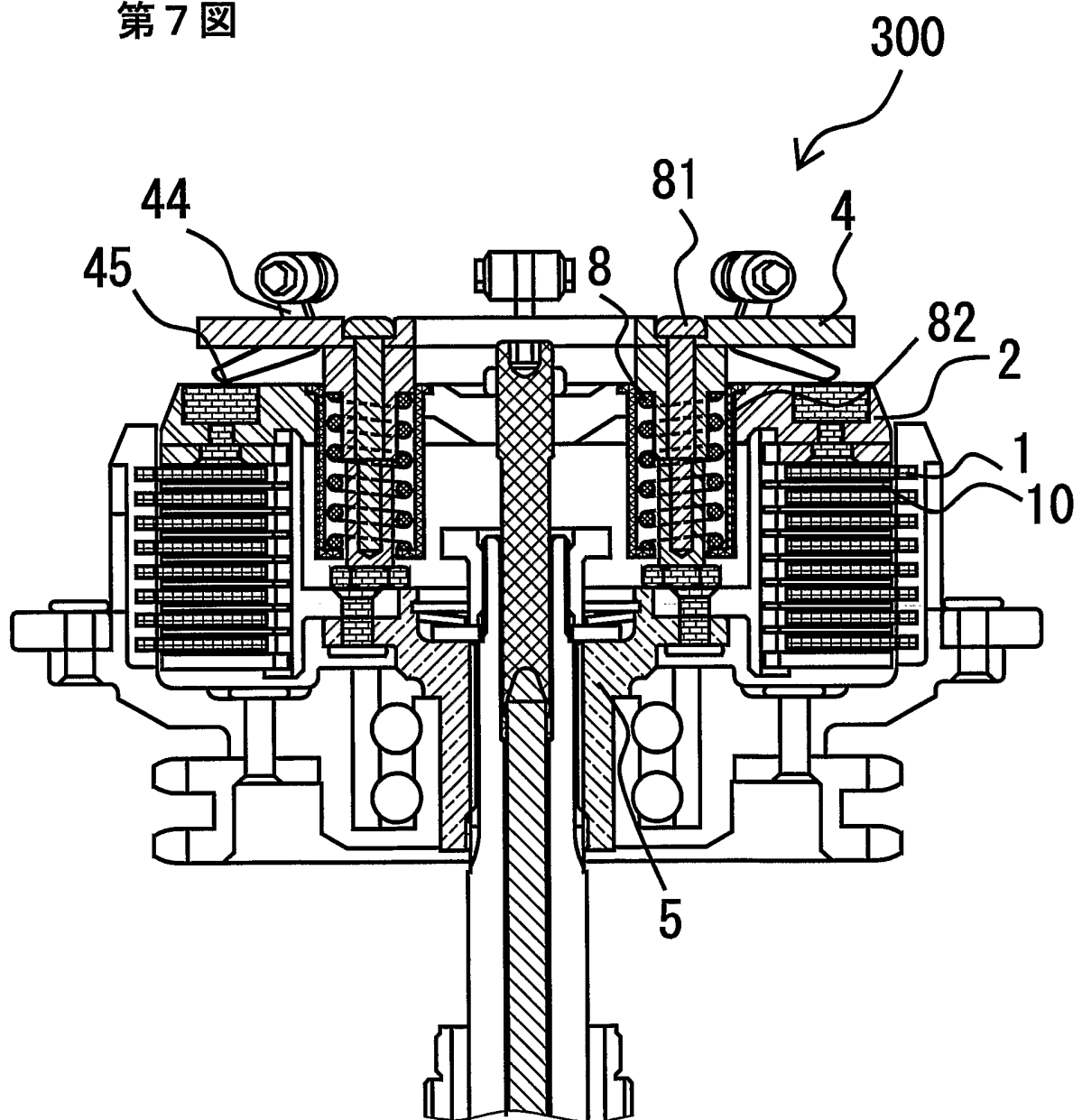
第 5 図



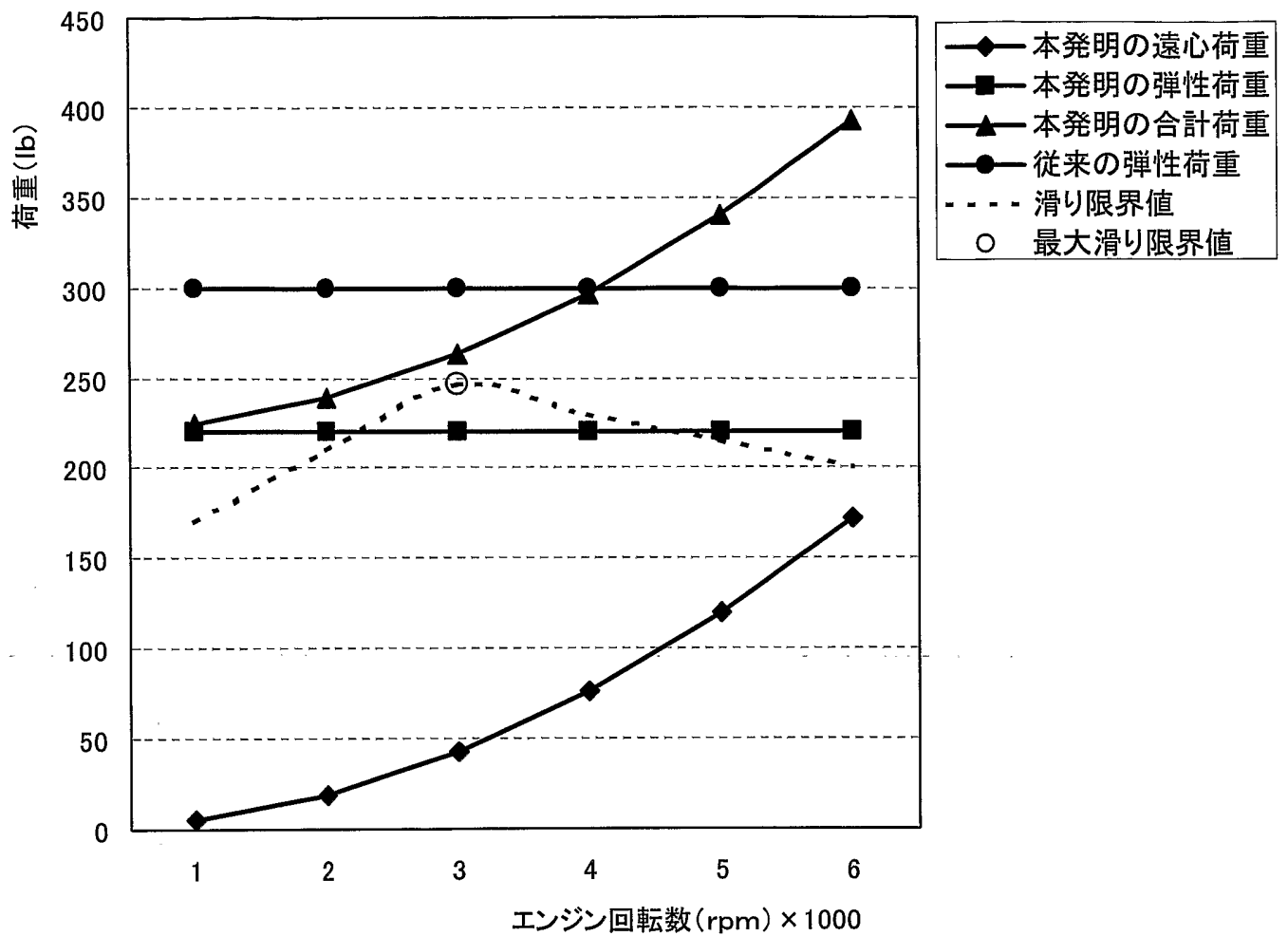
第6図



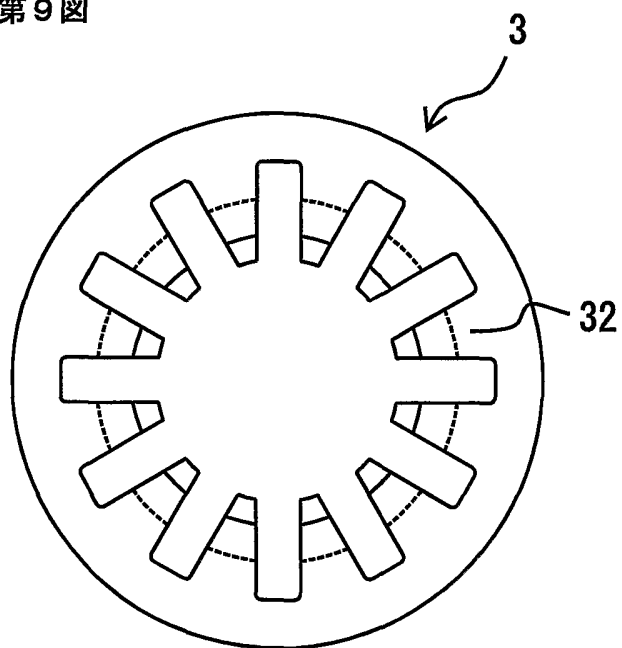
第 7 図



第8図



第9図



第10図

