

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2010-169248
(P2010-169248A)

(43) 公開日 平成22年8月5日(2010.8.5)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 D 65/18 (2006.01)	F 1 6 D 65/18 Z	3 J 0 2 7
F 1 6 D 55/224 (2006.01)	F 1 6 D 55/224 1 0 4 Z	3 J 0 5 8
F 1 6 D 65/54 (2006.01)	F 1 6 D 65/18 A	3 J 0 6 2
F 1 6 H 31/00 (2006.01)	F 1 6 D 65/18 C	
F 1 6 H 1/28 (2006.01)	F 1 6 D 65/18 E	

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 26 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2009-228611 (P2009-228611)
 (22) 出願日 平成21年9月30日 (2009.9.30)
 (31) 優先権主張番号 特願2008-333185 (P2008-333185)
 (32) 優先日 平成20年12月26日 (2008.12.26)
 (33) 優先権主張国 日本国 (JP)

(特許庁注：以下のものは登録商標)

1. ハーモニックドライブ
2. サイクロ

(71) 出願人 509186579
 日立オートモティブシステムズ株式会社
 茨城県ひたちなか市高場2520番地
 (74) 代理人 100068618
 弁理士 粁 経夫
 (72) 発明者 坂下 貴康
 神奈川県川崎市川崎区富士見一丁目6番3号
 日立オートモティブシステムズ株式会社
 社内
 (72) 発明者 渡辺 潤
 山梨県南アルプス市吉田1000番地 日
 立オートモティブシステムズ株式会社
 社内
 Fターム(参考) 3J027 GC13 GC22 GD04 GD08 GD12

最終頁に続く

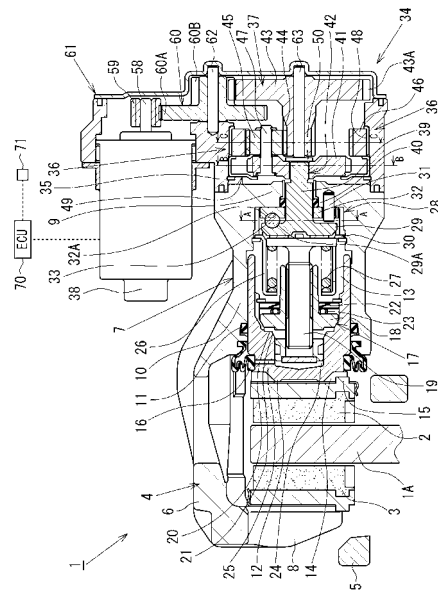
(54) 【発明の名称】 ディスクブレーキ

(57) 【要約】

【課題】 良好な応答性を確保することができるディスクブレーキを提供する。

【解決手段】 回転規制機構34Aがキャリア41（一方の出力部材）のピストン12の戻し方向の回転を規制し、インターナルギヤ46（他方の出力部材）が所定範囲回転して回転規制機構34Aに作用し、ピストン12を戻し方向に移動するようにモータ38がサンギヤ44（入力部材）を回転したとき、これに伴うインターナルギヤ46の回転によりキャリア41に対する回転規制機構34Aの回転規制を解除する。従来技術で推力の保持（自己保持）のため等に用いられるウォームギヤを用いずに駐車ブレーキを解除できる。このため、駐車ブレーキの解除を迅速に行え、駐車ブレーキ解除後の走行開始を迅速に行え、応答性が向上する。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ディスクを挟んでその両側に配置される一对のパッドと、
前記一对のパッドのうち少なくとも一方をディスクに押し付けるピストンと、
該ピストンが接触状態で移動可能に納められるシリンダを有して該シリンダへの液圧供給により前記ピストンを推進するキャリパ本体と、

前記キャリパ本体に設けられる電動モータと、

前記キャリパ本体に設けられ、前記電動モータの回転に基づいて前記ピストンを推進し、推進した該ピストンを駐車制動位置に保持させる駐車ブレーキ機構とを備えたディスクブレーキにおいて、

前記駐車ブレーキ機構は、

前記電動モータによる回転を増力する減速機構と、

該減速機構の回転を直動に変換する回転直動変換機構と、

前記減速機構の前記ピストンの戻し方向の回転を規制する回転規制機構と、を有し、

前記減速機構は、前記モータからの入力を受けて回転する入力部材と、

該入力部材の回転入力を増力した回転出力として互いに逆方向に回転する一对の出力部材と、を有し、該一对の出力部材および前記入力部材が同軸となった入出力同軸型減速機で構成され、

前記一对の出力部材のいずれか一方の出力部材が前記回転直動変換機構に回転を伝達し、

前記回転規制機構が前記一方の出力部材の前記ピストンの戻し方向の回転を規制し、

前記一对の出力部材のいずれか他方の出力部材が所定範囲回転して前記回転規制機構に作用し、前記ピストンを戻し方向に移動するように前記モータが前記入力部材を回転したとき、これに伴う他方の出力部材の回転により前記一方の出力部材に対する前記回転規制機構の回転規制を解除する、ことを特徴とするディスクブレーキ。

【請求項 2】

前記入力部材に対し、前記他方の出力部材が逆方向に回転し、前記一方の出力部材が同方向に回転することを特徴とする請求項 1 に記載のディスクブレーキ。

【請求項 3】

前記回転規制機構は、

前記一方の出力部材に設けられた爪部と、

前記キャリパ本体に支持され、前記爪部に係止・解除されるレバー部材と、を有することを特徴とする請求項 2 に記載のディスクブレーキ。

【請求項 4】

前記他方の出力部材は、一对の接触部を有し、一の接触部がレバー部材に接触してこれを係止位置とし、他の接触部がレバー部材に接触してこれを解除位置とすることを特徴とする請求項 3 に記載のディスクブレーキ。

【請求項 5】

前記レバー部材は、前記爪部からの解除方向に力付与部材により力が付与されていることを特徴とする請求項 3 に記載のディスクブレーキ。

【請求項 6】

前記レバー部材は、前記爪部への係止方向に力付与部材により力が付与されていることを特徴とする請求項 3 に記載のディスクブレーキ。

【請求項 7】

前記回転規制機構は、前記キャリパ本体に支持され、前記他方の出力部材の回転力によりその回転方向に応じて前記一方の出力部材に係止・解除される係止部材を有していることを特徴とする請求項 2 に記載のディスクブレーキ。

【請求項 8】

前記回転規制機構は、

前記一方の出力部材が前記ピストンの推進方向に回転するときに前記一方の出力部材の前

10

20

30

40

50

記ピストンの戻し方向の回転を規制する第 1 の位置と、

前記一方の出力部材が前記ピストンの戻り方向に回転するとき前記一方の出力部材の前記ピストンの戻し方向の回転を許容する第 2 の位置とに変化することを特徴とする請求項 1 に記載のディスクブレーキ。

【請求項 9】

前記電動モータは、駐車ブレーキ指示手段からの保持信号または解除信号に基づいて前記電動モータを駆動する制御手段により制御され、

該制御手段は、駐車ブレーキ指示手段からの保持信号に基づいて前記電動モータを駆動し始め、該電動モータが前記ピストンを駐車制動位置とする電流値になった後に、前記電動モータを停止することで、前記回転規制機構が前記一方の出力部材の回転を規制することを特徴とする請求項 1 に記載のディスクブレーキ。

10

【請求項 10】

前記回転規制機構は、前記減速機構に備えられた回転体に設けられた複数の凸部のいずれか 1 つに係止して前記ピストン戻し方向の回転を規制し、前記回転体が前記ピストンの推進方向に回転しているときに、前記回転体の複数の凸部に当接する方向に付勢され、前記減速機構の回転体は、前記ピストンの推進方向に回転しているときに前記凸部間への前記回転規制機構の進入を抑止するシャッタ部材を有していることを特徴とする請求項 1 から 9 のいずれかに記載のディスクブレーキ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

20

【0001】

本発明は、車両の制動に用いられるディスクブレーキに関する。

【背景技術】

【0002】

ディスクブレーキでは、駐車ブレーキ機能を達成するためのブレーキ力の自己保持をウォーム減速機に持たせるように構成される場合がある（特許文献 1 参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献 1】特開 2006 - 177532 号公報

30

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

上記従来技術では、ブレーキ力の自己保持をウォーム減速機が担っているため、応答性が劣るといった問題がある。

本発明は、良好な応答性を確保することができるディスクブレーキを提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0005】

請求項 1 に記載の発明は、ディスクを挟んでその両側に配置される一对のパッドと、前記一对のパッドのうち少なくとも一方をディスクに押し付けるピストンと、該ピストンが接触状態で移動可能に納められるシリンダを有して該シリンダへの液圧供給により前記ピストンを推進するキャリア本体と、前記キャリア本体に設けられる電動モータと、前記キャリア本体に設けられ、前記電動モータの回転に基づいて前記ピストンを推進し、推進した該ピストンを駐車制動位置に保持させる駐車ブレーキ機構とを備えたディスクブレーキにおいて、前記駐車ブレーキ機構は、前記電動モータによる回転を増力する減速機構と、該減速機構の回転を直動に変換する回転直動変換機構と、前記減速機構の前記ピストンの戻し方向の回転を規制する回転規制機構と、を有し、前記減速機構は、前記モータからの入力を受けて回転する入力部材と、該入力部材の回転入力を増力した回転出力として互いに逆方向に回転する一对の出力部材と、を有し、該一对の出力部材および前記入力部材が同

40

50

軸となった入出力同軸型減速機で構成され、前記一对の出力部材のいずれか一方の出力部材が前記回転直動変換機構に回転を伝達し、前記回転規制機構が前記一方の出力部材の前記ピストンの戻し方向の回転を規制し、前記一对の出力部材のいずれか他方の出力部材が所定範囲回転して前記回転規制機構に作用し、前記ピストンを戻し方向に移動するように前記モータが前記入力部材を回転したとき、これに伴う他方の出力部材の回転により前記一方の出力部材に対する前記回転規制機構の回転規制を解除することを特徴とする。

【発明の効果】

【0006】

請求項1記載の発明によれば、ディスクブレーキの駐車ブレーキ機能の応答性を向上させることができる。

10

【図面の簡単な説明】

【0007】

【図1】本発明の第1実施形態に係るディスクブレーキの断面図である。

【図2】図1のディスクブレーキの部分断面図であり、(ア)は、図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ)は、図1のA-A矢示に沿う断面図、(ウ)は、図1のC-C矢示に沿う断面図である。

【図3A】図1のディスクブレーキの作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ1)は、(ア1)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ2)は、(ア2)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア3)は、(ア1)、(ア2)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ3)は、(ア3)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図である。

20

【図3B】図3Aに関連して図1のディスクブレーキの作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ1)は、(ア1)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ2)は、(ア2)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア3)は、(ア1)、(ア2)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ3)は、(ア3)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図である。

30

【図3C】図3A、図3Bに関連して図1のディスクブレーキの作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ1)は、(ア1)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ2)は、(ア2)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア3)は、(ア1)、(ア2)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ3)は、(ア3)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図である。

【図4A】本発明の第2実施形態に係るディスクブレーキの作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態におけるディスクブレーキの参照される図1(以下、「参照される図1」に代えて単に「図1」という。)のB-B矢示に沿う断面図、(イ1)は、(ア1)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ2)は、(ア2)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア3)は、(ア1)、(ア2)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ3)は、(ア3)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図である。

40

【図4B】図4Aに関連して第2実施形態に係るディスクブレーキ(図4A。図1参照)の作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ1)は、(ア1)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ2)は、(ア2)に対応した図1のA-A矢示に沿う断

50

面図、(ア3)は、(ア1)、(ア2)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ3)は、(ア3)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図である。

【図5A】本発明の第3実施形態に係るディスクブレーキの作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態におけるディスクブレーキの参照される図1(以下、「参照される図1」に代えて単に「図1」という。)のB-B矢示に沿う断面図、(イ1)は、(ア1)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ2)は、(ア2)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア3)は、(ア1)、(ア2)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ3)は、(ア3)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図である。

10

【図5B】図5Aに関連して第3実施形態に係るディスクブレーキ(図5A。図1参照)の作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ1)は、(ア1)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ2)は、(ア2)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図、(ア3)は、(ア1)、(ア2)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図1のB-B矢示に沿う断面図、(イ3)は、(ア3)に対応した図1のA-A矢示に沿う断面図である。

20

【図6】本発明の第4実施形態に係るディスクブレーキの断面図である。

【図7】図6のディスクブレーキの作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態における図6のB-B矢示に沿う断面図、(イ1)は、(ア1)に対応した図6のA-A矢示に沿う断面図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図6のB-B矢示に沿う断面図、(イ2)は、(ア2)に対応した図6のA-A矢示に沿う断面図である。

【図8】本発明の第5実施形態に係るディスクブレーキの断面図である。

【図9】図8のシャッタを示す斜視図である。

【図10】図8のディスクブレーキが用いる部材を示す図であり、(ア)は図8のB-B線部分について、模式的に示す図であり、(エ)は図8のシャッタを示す平面図である。

【図11A】図8のディスクブレーキの作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態におけるディスクブレーキの図8のB-B線部分について、模式的に示す図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図8のB-B線部分について、模式的に示す図、(ア3)は、(ア1)、(ア2)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図8のB-B線部分について、模式的に示す図、(ア4)は、(ア1)、(ア2)、(ア3)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図8のB-B線部分について、模式的に示す図、(ア5)は、(ア1)~(ア4)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図8のB-B線部分について、模式的に示す図、(ア6)は、(ア1)~(ア5)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図8のB-B線部分について、模式的に示す図である。

30

【図11B】図8のディスクブレーキの作動を説明するための図であり、(ア7)は、(ア1)~(ア6)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図8のB-B線部分について、模式的に示す図、(ア8)は、(ア1)~(ア7)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図8のB-B線部分について、模式的に示す図、(ア9)は、(ア1)~(ア8)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図8のB-B線部分について、模式的に示す図である。

40

【図12】本発明の第6実施形態に係るディスクブレーキの部分断面図である。

【図13】図12のシャッタを示す斜視図である。

【図14】第6実施形態(図12)の作動を説明するための図であり、(ア1)は、ある作動状態におけるディスクブレーキ(第6実施形態)の図12のB-B線部分について、模式的に示す図、(ア2)は、(ア1)とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの

50

図 1 2 の B - B 線部分について、模式的に示す図である。

【図 1 5】本発明の第 7 実施形態に係るディスクブレーキの部分断面図である。

【図 1 6】第 7 実施形態（図 1 5）の作動を説明するための図であり、（ア 1）は、ある作動状態におけるディスクブレーキ（第 7 実施形態）の図 1 5 の B - B 線部分について、模式的に示す図、（ア 2）は、（ア 1）とは異なる作動状態におけるディスクブレーキの図 1 5 の B - B 線部分について、模式的に示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0008】

以下、第 1 の実施形態に係るディスクブレーキを図 1、図 2 及び図 3 A ~ 図 3 C に基づいて説明する。

図 1 及び図 2 に本実施形態に係るディスクブレーキ 1 を示す。図 1、図 2 において、2、3 は車両の回転部に取付けられたディスクロータ 1 A を挟んで両側に配置された一対のブレーキパッド、4 はキャリパである。本ディスクブレーキ 1 は、キャリパ浮動型として構成されている。前記一対のブレーキパッド 2、3 およびキャリパ 4 は、車両のナックル等の非回転部に固定されたキャリア 5 に、ディスクロータ 1 A の軸方向へ移動可能に支持されている。

【0009】

キャリパ 4 の主体であるキャリパ本体 6 は、車両内側のブレーキパッドであるインナパッド 2 に対向する基端側にシリンダ部 7 が、車両外側のブレーキパッドであるアウトパッド 3 に対向する先端側に爪部 8 がそれぞれ形成されている。シリンダ部 7 には、インナパッド 2 側を開口部となし、他端が底壁 9 により閉じられた有底のシリンダ 10 が形成されている。このシリンダ 10 内には、ピストンシール 11 を介して接触状態で移動可能にピストン 12 が内装されている。

ピストン 12 は、カップ形状をなし、その底部がインナパッド 2 に対向するようにシリンダ 10 内に収められている。このピストン 12 とキャリパ本体 6 の底壁 9 との間は液圧室 13 として画成されている。この液圧室 13 には、シリンダ部 7 に設けた図示しないポートを通じて、マスタシリンダなどの図示しない液圧源から液圧が供給されるようになっている。なお、本実施形態では、液圧源としてマスタシリンダを例にして説明する。ピストン 12 は、その底面に設けた凹部 14 にインナパッド 2 の背面に設けた凸部 15 を係合させることにより回り止めされている。また、ピストン 12 の底部とキャリパ本体 6 との間には、シリンダ 10 内への異物の進入を防ぐダストブーツ 16 が介装されている。

【0010】

キャリパ本体 6 の液圧室 13 の底部側には、駐車ブレーキ機構 34 のハウジング 35 が取付けられている。ハウジング 35 には、電動モータの一例であるモータ 38 が設けられている。また、ハウジング 35 には、モータ 38 による回転を増力する平歯多段減速機構 37 及び遊星歯車減速機構 36 と、回転規制機構 34 A とが設けられている。

【0011】

キャリパ本体 6 には、ボール-ランプ機構 28 とパッド摩耗調整機構 17 とが設けられている。ボール-ランプ機構 28 は、遊星歯車減速機構 36 を介してモータ 38 から受ける回転運動を直線方向の運動（以下、適宜、直線動又は直動という。）に変換してピストン 12 に付与し、ピストン 12 を移動させるようになっている。パッド摩耗調整機構 17 は、ブレーキパッド 2、3 の摩耗に応じてピストン 12 の位置を調整するようになっている。本実施形態では、平歯多段減速機構 37 及び遊星歯車減速機構 36 が減速機構を構成している。また、ボール-ランプ機構 28 が回転直動変換機構を構成している。パッド摩耗調整機構 17 は、調整ナット 18 及びプッシュロッド 19 を備えている。調整ナット 18 は、ピストン 12 内に回転可能に嵌合され、ピストン 12 側に形成されたテーパ状の摩擦面 20 に摩擦係合する摩擦面 21 を有している、また調整ナット 18 は、皿ばね 22 及びスラストベアリング 23 によって、摩擦面 21 がピストン 12 の摩擦面 20 に押し付けられている。なお、調整ナット 18 の先端部は、ピストン 12 の底部に形成された室 24 に接触状態で移動可能でかつ気密的に嵌合されており、室 24 は、通路 25 及びダストブ

10

20

30

40

50

ーツ16を介して大気開放されている。

【0012】

プッシュロッド19は、一端部が調整ナット18に螺合し、他端部がリテーナ26によってシリンダ10の軸方向に移動可能に案内されて、その軸回りの回転が規制されている。プッシュロッド19は、コイルばね27のばね力がシリンダ10の底部側へ付与されることにより、回転直動変換機構としてのボール-ランプ機構28の回転直動プレート29側へ、スラストワッシャ30を介して押し付けられている。

調整ナット18とプッシュロッド19は多条ねじによって互いに螺合しており、回転及び直線運動(便宜上、適宜、直動という。)の変換が相互に可能となっている。多条ねじである調整ナット18とプッシュロッド19の間には、所定のビルトインクリアランスが設けられている。このため、調整ナット18とプッシュロッド19とは、相対回転することなく、ビルトインクリアランスの分だけ相互に直線移動できるようになっている。なお、コイルばね27のばね力は、皿ばね22のばね力よりも大きくなっている。

10

【0013】

ボール-ランプ機構28は、軸方向に移動可能で、かつ、軸回りに回転可能に支持された回転直動プレート29と、シリンダ10の底壁9によって軸方向に支持され、かつ、ピン31によって回り止めされた固定プレート32とを備えている。回転直動プレート29および固定プレート32の互いの対向面には、複数の円弧状の傾斜されたボール溝29A、32Aが形成されている。ボール溝29A、32A間に、それぞれ鋼球からなるボール33が装入されている。そして、回転直動プレート29を回転させると、ボール溝29A、32A間をボール33が転動することにより、回転直動プレート29が軸方向及び回転方向に移動するようになっている。なお、ボール溝29A、32Aは、傾斜を途中で変化させて構成しても良い。

20

【0014】

ボール-ランプ機構28の回転直動プレート29に連結された駆動軸39は、液圧室13の底部をシール40によって気密的に貫通して、ハウジング35内へ延ばされている。駆動軸39の先端部には、遊星歯車減速機構36のキャリア41がスプライン42によって軸方向に接触状態で移動可能かつ回転不能に取り付けられている。本実施形態では、キャリア41が減速機構の回転体に相当する。

【0015】

遊星歯車減速機構36は、サンギヤ44、プラネタリギヤ45、インターナルギヤ46、およびキャリア41から構成される。サンギヤ44は、平歯多段減速機構37の第2減速ギヤ43の先端部に形成されて本実施形態における入力部材として構成されている。プラネタリギヤ45は、サンギヤ44と噛み合い、サンギヤ44の周囲に複数配置されている。インターナルギヤ46は、複数のプラネタリギヤ45それぞれと噛み合い、複数のプラネタリギヤ45の外周側に配置されて本実施形態における他方の出力部材として構成されている。前述のキャリア41は、本実施形態における一方の出力部材として構成されている。プラネタリギヤ45は、キャリア41に固定されたピン47によって、回転可能に支持されている。インターナルギヤ46は、カラー48、リテーナ49により、ハウジング35に対して回転可能かつ軸方向接触状態で移動不可に支持されている。キャリア41は、サンギヤ44および駆動軸39の間に介在されたワッシャ50およびリテーナ49によって軸方向の移動を規制される。

30

40

【0016】

次に回転規制機構34Aについて説明する。

インターナルギヤ46には、第1凸部51、第2凸部52が形成され、それぞれキャリア41と軸方向に同じ位置まで突出している。ハウジング35には、キャリア41の外周側に固定ピン53が配置され、この固定ピン53に対し、係止部材の一例であるレバー54が回転可能に支持されている。レバー54には、ツメ部55が形成されている。図2(A)に示される非駐車ブレーキ状態から、インターナルギヤ46が時計回りに回転して第1凸部51に接触すると、ツメ部55は反時計回りに回転し、キャリア41に接触する。

50

一方、インターナルギヤ４６が反時計回りに回転して、第２凸部５２がツメ部５５に接触すると、ツメ部５５は時計回りに回転し、ハウジング３５に接触する。

【００１７】

第１凸部５１と第２凸部５２は、ツメ部５５に対して所定のガタ区間を持って形成されており、ガタ区間において第１凸部５１と第２凸部５２はどちらもツメ部５５には接触しないようになっている。レバー５４は、第１凸部５１、第２凸部５２の両方とも接触していない状態では、レバー５４とハウジング３５の間にあるコイルばね５６によってハウジング３５に接触するよう、セット荷重が付与されている。

キャリア４１の外周部には、ツメ部５５と係合する複数のラチェット歯５７が形成されており、ツメ部５５がキャリア４１に接触する位置にある場合、ツメ部５５とラチェット歯５７が噛み合うようになっている。また、ツメ部５５とラチェット歯５７の噛み合い部は、キャリア４１の図２（ア）の時計方向への回転は規制するが、反時計方向へはラチェット歯５７でツメ部５５を押し上げ、回転できるように形成されている。

10

【００１８】

平歯多段減速機構３７は、ピニオンギヤ５９、第１減速ギヤ６０、及び第２減速ギヤ４３から構成されている。ピニオンギヤ５９は、モータ３８のシャフト５８に圧入されている。第１減速ギヤ６０は、ピニオンギヤ５９に噛み合う大歯車６０Ａと大歯車６０Ａから軸方向にずれた小歯車６０Ｂとが一体に形成されている。第２減速ギヤ４３は、第１減速ギヤ６０の小歯車６０Ｂに噛み合う大歯車４３Ａと遊星歯車減速機構３６のサンギヤ４４が一体に形成されている。第１減速ギヤ６０は、ハウジング３５およびカバー６１に固定された第１シャフト６２によって回転可能に支持されている。また、第２減速ギヤ４３はカバー６１に固定された第２シャフト６３によって回転可能に支持されている。

20

【００１９】

前記モータ３８には、該モータ３８を駆動制御する制御手段である電子制御装置からなるＥＣＵ７０が接続されている。また、ＥＣＵ７０には、駐車ブレーキの作動・解除を指示するべく操作されるパーキングスイッチ７１が接続されている。

【００２０】

以上のように構成した本実施形態の作用について次に説明する。

まずディスクブレーキ１の液圧ブレーキとしての作動について説明する。

前記マスタシリンダ（図示せず）から液圧室１３へ液圧を供給すると、ピストン１２がピストンシール１１を撓ませながら前進して、一方のブレーキパッド２をディスクロータ１Ａに押し付け、その反力によってキャリア４を移動させ、爪部８を介して他方のブレーキパッド３をディスクロータ１Ａに押し付ける。これにより、ブレーキパッド２、３によってディスクロータ１Ａを挟みつけて制動力を発生させる。前記マスタシリンダからの液圧を解除すると、ピストンシール１１の弾性によってピストン１２が原位置まで後退して、制動が解除される。ブレーキパッド２、３が摩耗してピストン１２の移動量が大きくなると、ピストン１２とピストンシール１１との間に滑りが生じることによって、ピストン１２の原位置を移動させて、パッドクリアランスを一定に調整する。

30

【００２１】

次に、駐車ブレーキ機構３４の作動を図１、図２及び図３Ａ～図３Ｃに基づいて説明する。

40

図３Ａ（ア１）、（イ１）は、駐車ブレーキ解除状態となる駐車ブレーキのリリース状態を示している図である。この状態からパーキングスイッチ７１が操作されて駐車ブレーキ作動時となる駐車ブレーキをアプライする時には、ＥＣＵ７０によりモータ３８が駆動されて平歯多段減速機構３７、遊星歯車減速機構３６が回転する。これにより、キャリア４１が反時計方向へ回動するようトルクが付与される。ここで、ボール・ランプ機構２８はコイルばね２７によって軸力が付与されているため、所定のトルクが付与されるまでは、回転直動プレート２９は回動しないようになっている。このため、回転直動プレート２９に駆動軸３９を介して接続されているキャリア４１は回動せず、キャリア４１の反力を受けるインターナルギヤ４６がサンギヤ４４の回転により時計方向に回転することになる

50

。

【0022】

さらにサンギヤ44の回転が進むと、図3A(ア2)、(イ2)に示すように、インターナルギヤ46の第1凸部51がレバー54のツメ部55に接触する。ここで、駐車ブレーキにおいて必要とする制動力Fを発生するより前に、ツメ部55とラチェット歯57が噛み合う位置〔図3A(ア3)、(イ3)〕になるようレバー54を回転させる。このことを達成するために、本実施形態では、レバー54に作用する固定ピン53回りのモーメント等に基づいて設定される以下の条件式(2)を満たすよう、各部品形状およびコイルばね56のセット荷重を定めている。なお、式(2)は基本式である式(1)を変形したものである。

10

【0023】

$$F_1 c - F_2 a \dots \quad (1)$$

$$\{aL/(2b)\} \{i_0/(1+i_0)\} F - F_1 c = 0 \dots \quad (2)$$

ここで、条件式中の各符号は以下の内容を示している。

F_1 : コイルばね56の力

F_2 : 第1凸部51からツメ部55に加わる力

a : F_2 に垂直で、第1凸部51接触部から固定ピン53中心までの距離

b : F_2 に垂直で、キャリア41中心から第1凸部51接触部までの距離

c : F_1 に垂直で、コイルばね56の中心から固定ピン53中心までの距離

L : ボール-ランプ機構28のリード

η : ボールランプ機構28の機械効率

i_0 : 遊星歯車減速機構36における、歯車の噛み合い効率

i_0 : サンギヤ44とインターナルギヤ46の歯数比 (>0)

20

【0024】

上述したレバー54の回転により、キャリア41とツメ部55が接触後、さらにモータ38を駆動してサンギヤ44を回転させると、図3A(ア3)、(イ3)に示すようにラチェット歯57がツメ部55に接触する。ここで、ラチェット歯57がレバー54を押し上げ、図3B(ア1)、(イ1)に示すように反時計方向へ回転していくように設定している。このことを達成するために、本実施形態では、レバー54に作用する固定ピン53回りのモーメント等に基づいて設定される以下の条件式(4)を満たすようにしている。なお、式(4)は基本式である式(3)を変形したものである。

30

【0025】

$$F_1 m + F_3 h + F_4 g - F_2 f \dots \quad (3)$$

$$F_1 m + \{L/(2b)\} \{[(h + \mu g)/(j \cdot \sin k) - \{f/(d \cdot \cos e)\}] \{i_0/(1+i_0)\}\} F = 0 \dots \quad (4)$$

【0026】

ここで、条件式中の各符号は以下の内容を示している。

F_3 : ラチェット歯57からツメ部55に加わる力

F_4 : ラチェット歯57とツメ部55の接触部における摩擦力

d : 第1凸部51接触部とキャリア41中心までの距離

40

e : 第1凸部51接触部 - キャリア41中心間の線分に対して垂直な線と F_2 のベクトル方向とのなす角

f : F_2 に垂直で、第1凸部51接触部から固定ピン53中心までの距離

g : F_4 に垂直で、ラチェット歯57接触部から固定ピン53中心までの距離

h : F_3 に垂直で、ラチェット歯57接触部から固定ピン53中心までの距離

j : ラチェット歯57とツメ部55との接触部からキャリア41中心までの距離

k : ラチェット歯57接触部 - キャリア41中心間の線分に対して垂直な線と F_4

のベクトル方向との

なす角

m : F_1 に垂直で、コイルばね56の中心から固定ピン53中心までの距離

50

μ : ラチェット歯 57 とツメ部 55 の接触部における摩擦係数

【0027】

上記レバー 54 の回転により必要な制動力 F に達した後、モータ 38 への通電を減少させていくと、制動力による反力により、ボール-ランプ機構 28 は逆回転しようとする。このため駆動軸 39 を通じ、キャリア 41 は減力方向（時計方向）にトルクがかかって回転する。しかし、まだレバー 54 がキャリア 41 に接触しているため、ツメ部 55 とラチェット歯 57 が接触してキャリア 41 が停止して制動力を保持する〔図 3B（ア2）、（イ2）〕。ここで、モータ 38 への通電停止後も、ツメ部 55 とラチェット歯 57 が噛み合いを保持するには、次の条件式（6）を満たせばよい。なお、式（6）は基本式である式（5）を変形したものである。

【0028】

$$F_5 q + F_6 r - F_1 m \dots \quad (5)$$

$$\{L/(2n \cdot \cos p)\} (q + \mu r) F - F_1 m = 0 \dots \quad (6)$$

【0029】

ここで、条件式中の各符号は以下の内容を示している。

F_5 : ラチェット歯 57 とツメ部 55 の接触部に加わる力

F_6 : ラチェット歯 57 とツメ部 55 の接触部における摩擦力

n : ラチェット歯 57 とツメ部 55 の接触部からキャリア 41 中心までの距離

p : ラチェット歯 57 接触部 - キャリア 41 中心間の線分に対して垂直な線と F_5 のベクトル方向とのなす角

q : F_5 に垂直で、ラチェット歯 57 接触部から固定ピン 53 中心までの距離

r : F_6 に垂直で、ラチェット歯 57 接触部から固定ピン 53 中心までの距離

μ : ラチェット歯 57 とツメ部 55 の接触部における摩擦係数

【0030】

なお、必要な推力に達したかどうかの判定は、モータ 38 への電流モニタ値（モータ 38 に実際に流れている電流）により ECU 70 が判断する。例えば、必要推力に対する電流しきい値を超えたかどうかで判定している。なお、上記判断は、ラチェット歯 57 乗り越え時の電流変化をカウントし、必要推力を発生する位置に対応するカウント値まで到達したかどうかで判定するようにしても良い。

【0031】

次に、駐車ブレーキ作動状態からパーキングスイッチ 71 が操作されて駐車ブレーキ解除、すなわち駐車ブレーキをリリースさせるときは、ECU 70 は、モータ 38 をアプライ時と反対方向へ回転させるようにモータ 38 へ通電する。このとき、キャリア 41 には時計方向へトルクが加わるが、レバー 54 で係止されているため回転しない。一方、インターナルギヤ 46 は、キャリア 41 のレバー 54 による係止トルクを反力として反時計方向に回転し、図 3B（ア3）、（イ3）に示すように第 2 凸部 52 がツメ部 55 に接触する。ここで図 3C（ア1）、（イ1）に示すように、第 2 凸部 52 がツメ部 55 を押し上げ、ラチェット歯 57 との係合を外す。このことを達成するために、本実施形態では、レバー 54 に作用する固定ピン 53 回りのモーメント等に基づいて設定される以下の条件式（8）、（9）を満たすようにしている。

まずレバー 54 の固定ピン 53 まわりのモーメントについて、条件式（8）を満たすようにしている。なお、式（8）は基本式である式（7）を変形したものである。

【0032】

$$F_1 m + F_7 u - F_5 g + F_6 r \dots \quad (7)$$

$$(2m/L) F_1 + \{u/(s \cdot \cos t)\} \{i_0/(1+i_0)\} F' - \{(q + \mu r)/(n \cdot \cos p)\} \{F' + F\} = 0 \dots \quad (8)$$

【0033】

さらに、モータ 38 および駐車ブレーキ機構 34 で発生できる最大の制動力を F_{max} とし、条件式（9）を満たすようにしている。

【0034】

10

20

30

40

50

$$F_{max} = F' \cdot \dots \quad (9)$$

【0035】

ここで、条件式中の各符号は以下の内容を示している。

F_7 : 第2凸部52とツメ部55の接触部に加わる力

s : 第2凸部52とツメ部55の接触部からキャリア41中心までの距離

t : 第2凸部52接触部 - キャリア41中心間の線分に対して垂直な線と F_7 のベクトル方向とのなす角

u : F_7 に垂直で、第2凸部52接触部から固定ピン53中心までの距離

F' : モータ38にて、レバー54の係合を解除するため出したトルクの絶対値を、推力として換算した等価推力

F : リリース前に発生していた推力

10

【0036】

レバー54の係合が解除されると、インターナルギヤ46は回転方向にフリーとなり、遊星歯車減速機構38は減速機として機能せず、第1凸部51とツメ部55が接触するまで、インターナルギヤ46とキャリア41はどちらも時計方向へ回転する〔図3C(ア2)、(イ2)〕。例えば、モータ38の回転によるサンギヤ44の回転速度、制動反力によるボール-ランブ機構28からの回転速度が同じであれば、インターナルギヤ46も同じ回転速度となり、減速比は1/1となる。このように、インターナルギヤ46を回転方向にフリーにし、あたかも減速比を落としたかのように作動させることで、モータ38の回転速度を上げることなく、リリース時の作動時間を短縮させることができる。そして、第1凸部51とツメ部55が接触した後は、遊星歯車減速機構36は所定の減速比で作動し〔図3C(ア3)、(イ3)〕、ボール-ランブ機構28が初期位置〔図3A(ア1)、(イ1)〕まで戻り、リリース動作が完了する。

20

【0037】

本実施形態では、回転規制機構34Aがキャリア41(一方の出力部材)のピストン12の戻し方向の回転を規制し、インターナルギヤ46(他方の出力部材)が所定範囲回転して回転規制機構34Aに作用し、ピストン12を戻し方向に移動するようにモータ38がサンギヤ44(入力部材)を回転したとき、これに伴うインターナルギヤ46の回転によりキャリア41に対する回転規制機構34Aの回転規制を解除する。従来技術で推力の保持(自己保持)のため等に用いられるような機械効率が悪く、減速比が大きいままで一定であるウォームギヤを用いることなく、駐車ブレーキを解除することができる。このため、駐車ブレーキの解除を迅速に行え、運転者の操作に対する応答性が向上する。したがって、駐車ブレーキ解除後の走行開始を迅速に行うことができる。

30

【0038】

モータ38への通電停止は、モータ38への電流モニタ値により判断する。このモータ38への通電停止の判断に対し、次の(i)~(iii)項に記載の方策を講じることが考えられる。

(i) ボール-ランブ機構28の初期位置における電流しきい値を用いて判定する。

(ii) 第2凸部52とツメ部55接触までのガタ区間において、電流変化値があるしきい値以下(変化しない)になったかどうかで判定する。

40

(iii) 第2凸部52とツメ部55の接触により、電流変化値があるしきい値以上になったかどうかで判定する。

【0039】

本実施形態では、回転規制機構34Aに遊星歯車減速機構36を組み合わせて用いているが、遊星歯車減速機構36に代えて、サイクロ減速機、ボール減速機、ハーモニックドライブなど、他の公知の減速機構(同軸上に3つの入出力軸があり)を用いてもよい。

【0040】

本実施形態では、回転規制機構34Aをラチェット機構で構成しており、推力保持するため、推力を発生する機構には効率の良い機構を使える、即ち、省エネを図ることができる。このため、従来品と同等のモータを用いるとすると、従来品に比べ減速比は小さくす

50

ることができる。ここで、同等の応答速度で作動すると、モータの回転速度は低くて良いため、従来品に比べギヤの作動音を小さくできる。減速比を従来品と同じく大きいままとするなら、従来品に比べモータを小形化することが可能である。

【0041】

また、本実施形態では、回転規制機構34Aをラチェット機構で構成しているが、これに代えて、1wayクラッチで用いるようなスプラグ等のコマないし円筒の機構で回転規制機構を構成してもよい。

【0042】

次に、本発明の第2実施形態を図4A、図4Bに基づき、図1、図2、図3A～図3Cを参照して説明する。

第2実施形態は、第1実施形態に比して、第1実施形態が用いた回転規制機構34Aと異なる構成の回転規制機構34Bを採用したことが主に異なっている。

図4A、図4Bにおいて、第2実施形態の回転規制機構34Bが有するレバー101は、ハウジング104に固定されたピン102に回転可能に支持されており、かつトーションばね103により、ツメ部105をキャリア41へ押し付けるような力が付与されている。インターナルギヤ46に形成された第1凸部51は、インターナルギヤ46が時計回りに回転すると、ハウジングの凸部104Aと接触する。一方、第2凸部52は、インターナルギヤ46が反時計回りに回転するとツメ部105に接触し、ツメ部105がハウジング104の凸部104Aに接触するまで回転を許容する。なお、ツメ部105と、キャリア41に形成されたラチェット歯57の噛み合いは、第1実施形態の場合と同様に、キャリア41の時計方向への回転は規制するが、反時計方向へはラチェット歯57でツメ部105を押し上げ、回転できるよう形成されている。

【0043】

次に、回転規制機構34Bの作動を説明する。

図4A(ア1)、(イ1)は、駐車ブレーキ解除状態となるリリース状態を示した図である。駐車ブレーキ作動時であるアプライ時は、モータ38によって平歯多段減速機構37、遊星歯車減速機構36が回転し、キャリア41が反時計方向へ回転しようトルクが付与される。ここで、ボール-ランプ機構28はコイルばね27によって軸力が付与されているため、所定のトルクが付与されるまでは、回転直動プレート29は回転しないようになっている。このため、回転直動プレート29に駆動軸39を介して接続されているキャリア41は回転せず、キャリア41の反力を受けるインターナルギヤ46がサンギヤ44の回転により時計方向に回転することになる。その後、第1凸部51がハウジング104の凸部104Aに接触し、これを反力として、今度はキャリア41が反時計方向へ回転する。

【0044】

さらにサンギヤ44の回転が進むと、図4A(ア2)、(イ2)に示すようにラチェット歯57がツメ部105に接触する。ここで、ラチェット歯57がレバー101を押し上げるために必要な力は、基本的にトーションばね103をたわませる力のみであるため、第1実施形態の場合と同様に、インターナルギヤ46のトルク、発生推力に関係することなく、常に一定である。よって、アプライ時のモータ38からの伝達効率をさらに向上させることができる。

【0045】

必要な制動力に達した後、モータ38への通電を停止させると、制動力による反力により、ボール-ランプ機構28は逆回転しようとする。このため駆動軸39を通じ、キャリア41は減力方向(図中時計方向)へ回転するが、図4A(ア3)、(イ3)に示すようにツメ部105とラチェット歯57がかみ合い、制動力を保持する。ここで駐車ブレーキのアプライが完了して駐車ブレーキ作動状態となる。

【0046】

駐車ブレーキを解除する駐車ブレーキのリリース時は、第1実施形態の場合と同様に、モータ38をアプライ時と反対方向へ回転させると、図4B(ア1)、(イ1)に示すよ

10

20

30

40

50

うに、第2凸部52がツメ部105を押し上げ、ラチェット歯57との係合を外す。

なお、ツメ部105がラチェット歯57から外れるための条件は基本的に第1実施形態の場合と同様である。

【0047】

次にレバー101の係合が解除されると、第1実施形態の場合と同様に、キャリア41と共にインターナルギヤ46は時計方向へ回転するため、再び第2凸部52がツメ部105と離間し、レバー101がキャリア41に接触する。もしここでラチェット歯57があれば、再度ツメ部105とラチェット歯57がかみ合う。このツメ部係合ないし解除の動作を、ラチェット歯57の形成されてない位置まで繰り返しながら、ボール・ランプ機構28を初期位置まで戻す〔図4B(ア2)、(イ2)~(6)〕。なお、モータ38に十分な出力があれば、常時第2凸部52を接触させ、レバー101を押し上げておくこともできる。

10

この第2実施形態も、前記第1実施形態と同様に、駐車ブレーキの解除を迅速に行え、運転者の操作に対する応答性が向上して、駐車ブレーキ解除後の走行開始を迅速に行うことができる。

【0048】

次に、本発明の第3実施形態を図5A、図5Bに基づき、図1、図2、図3A~図3C、図4A、図4Bを参照して説明する。

第3実施形態は、第1実施形態に比して、第1実施形態が用いた回転規制機構34Aと異なる構成の回転規制機構34Cを採用したことが異なっている。

20

図5A、図5Bにおいて、インターナルギヤ201には、第1凸部202、第2凸部203が形成され、それぞれキャリア41と軸方向に同じ位置まで突出している。第1凸部には、ハウジング204の凸部204Aと接触して回転を規制されるストッパ部202A、およびトーシオンばね205の一端と接触する押付部202Bが一体に形成されている。トーシオンばね205の巻線部はハウジング204に圧入固定されたピン206に支持され、もう一端はレバー207と接触している。

【0049】

なお、駐車ブレーキのリリース時〔図5A(ア1)、(イ1)〕においては、押付部202B側にあるトーシオンばね205の腕部がハウジング凸部204Aに接触しているため、一端は押付部202Bとは離間している。よって、トーシオンばね205は、あるセットトルクをもってハウジング凸部204Aとレバー207の間に配置され、かつレバー207をキャリア41側へ回転させるよう力を付与している。レバー207はハウジング204に固定されたピン208に回転可能に支持されており、かつコイルばね209により、ツメ部207Aをハウジング204へ押し付けるようセット荷重が与えられている。レバー207に加わるピン208回りのモーメントは、リリース時において、コイルばね209によるモーメントの方がトーシオンばね205によるモーメントより大きく、レバー207はハウジングへ接触した状態にいる。

30

しかし、インターナルギヤ201が時計方向へ回転し、ストッパ部202Aがハウジング凸部204Aと接触する位置まで進むと、トーシオンばね205によるモーメントの方がコイルばね209によるモーメントより大きくなり、レバー207をキャリア41側へ接触させる。

40

【0050】

次に、作動を説明する。

図5A(ア1)、(イ1)は駐車ブレーキ解除状態である駐車ブレーキのリリース状態を示した図である。この状態からパーキングスイッチ71が操作されて駐車ブレーキ作動時となる駐車ブレーキをアプライする時には、ECU70によりモータ38が駆動されて平歯多段減速機構37、遊星歯車減速機構36が回転する。これにより、キャリア41が反時計方向へ回動するようトルクが付与される。ここで、ボール・ランプ機構28はコイルばね27によって軸力が付与されているため、所定のトルクが付与されるまでは、回転直動プレート29は回動しないようになっている。このため、回転直動プレート29に駆

50

動軸 39 を介して接続されているキャリア 41 は回転せず、キャリア 41 の反力を受けるインターナルギヤ 46 がサンギヤ 44 の回転により時計方向に回転することになる。

その後、第 1 凸部 202 のストッパ部 202A がハウジング 204 の凸部 204A に接触し、これを反力として、今度はキャリア 41 が反時計方向へ回転する。ここで、レバー 207 はキャリア 41 側へ回転、接触する。

【0051】

さらに回転させると、図 5A (ア2)、(イ2) に示すようにラチェット歯 57 がツメ部 207A に接触する。ここで、ラチェット歯 57 がレバー 207 を押し上げるために必要な力は、基本的にトーションばね 205 をたわませる力のみであるため、第 1 実施形態の場合と同様に、インターナルギヤ 46 のトルク、発生推力に関係することなく、常に一定である。よって、第 2 実施形態の場合と同様に、アプライ時の効率をさらに向上させることができる。

10

【0052】

必要な制動力に達した後、モータ 38 への通電を停止させると、制動力による反力により、ボール-ランプ機構 28 は逆回転しようとする。このため駆動軸 39 を通じ、キャリア 41 は減力方向(時計方向)へ回転するが、図 5A (ア3)、(イ3) に示すようにツメ部 207A とラチェット歯 57 がかみ合い、制動力を保持する。ここで駐車ブレーキのアプライが完了する。

【0053】

駐車ブレーキの解除で駐車ブレーキをリリースさせるときは、第 1、第 2 実施形態の場合と同様に、モータ 38 をアプライ時と反対方向へ回転させ、第 2 凸部 203 によりツメ部 207A を押し上げ、ラチェット歯 57 との係合を外す〔図 5B (ア1)、(イ1)〕。なお、ツメ部 207A がラチェット歯 57 から外れるための条件は第 1 実施形態と同等である。

20

【0054】

レバー 207 の係合が解除されると、インターナルギヤ 201 は回転方向にフリーとなり、遊星歯車減速機構 38 は減速機として機能せず、第 1 実施形態の場合と同様に、第 1 凸部 202 のストッパ部 202A とハウジング 204 の凸部 204A が接触するまで、インターナルギヤ 201 とキャリア 41 はどちらも時計方向へ回転する〔図 5B (ア2)、(イ2)〕。このように、可撓部材であるトーションばね 205 を追加することで、変形例 1 に示したアプライ時の高効率化と、第 1 実施形態において示した駐車ブレーキのリリース時すなわち駐車ブレーキ解除時の応答性向上を、同時に達成することができる。

30

【0055】

次に、本発明の第 4 実施形態を図 6、図 7 に基づいて説明する。

第 4 実施形態は、第 1 実施形態に比して、第 1 実施形態が用いたボール-ランプ機構(回転直動変換機構)に代えてボールねじ機構 301 を設けたこと、回転規制機構 34A に組み合わせる減速機構として差動歯車減速機構 302、モータ 38 から差動歯車減速機構 302 へトルクを伝達・増幅する機構としてベルト減速機構 303 を用いたことが主に異なっている。第 4 実施形態では、第 1 実施形態の回転規制機構 34A と異なる回転規制機構を用いているが、便宜上、同等の符号 34A を用いて説明する。

40

図 6、図 7 において、ボールねじ機構 301 は、ピストン 12 に対し回転不能に収納されたナット 304 と、シリンダ 10 に対し回転可能なロッド 305 と、これらの互いの対向面に形成されたボール溝 304A、305A 間に装入された、転動体である複数のボール 306 とを備えている。ナットはピストン 12 に対し、図 6 の差動歯車減速機構 302 側(図中右方向)へは接触状態で移動可能だが、ディスクロータ 1A 側(図中左方向)へは肩部 304B が接触するようになっている。ロッド 305 はニードルスラスト軸受 307、ワッシャ 308 を介し、シリンダ 10 へピストン 12 からの推力を受けるようになっている。またロッド 305 は、ボールスラスト軸受 309、カップ 310 および止め輪 311 を介しシリンダ 10 に回転可能に取り付けられる。

【0056】

50

差動歯車減速機構 302 は、偏心軸 312 と、偏心軸 312 の偏心部 313 に回転可能に嵌合されて 2 つの外歯 314 A、314 B を有するリング状の平歯車 314 と、平歯車 314 の一方の外歯 314 A に噛合う内歯 315 A を有する回転ディスク 315 と、平歯車 314 の他方の外歯 314 B に噛合う内歯 316 A を有する回転ディスク 316 とを備えている。回転ディスク 315 と回転ディスク 316 は、それぞれ偏心軸 312 の回転軸に対し、回転可能に支持されている。なお偏心軸 312 の一端は、ベルト減速機構 303 側へ延ばされて、その先端部にキー 317 を介し、大プーリ 318 が回転不能に挿入されている。なお、回転ディスク 315 および偏心軸 312 は、軸受 319、320 を介し、シリンダ 10 と一体に形成されたハウジング 324 に回転可能に支持されている。回転ディスク 315 は、中心部においてロッド 305 の駆動軸 321 とスプライン等により回転不能に結合されている。

10

【0057】

本構成による動作は一般的な遊星減速機構と同一であり、偏心軸 312 を回転させると、回転ディスク 315 と回転ディスク 316 は互いに異なる方向へ、所定の減速比にて回転する。この構成によれば、第 1 実施形態に示す遊星歯車減速機構より大きな減速比を得られつつも、部品点数が少なくよいため、低コスト化に有利である。

【0058】

ベルト減速機構 303 は、モータ 38 のシャフト 58 に圧入された小プーリ 322、大プーリ 318 と小プーリ 322 の間に掛けられたベルト 323 から構成される。なおベルト 323 は、V ベルト、歯付きベルトなど、公知のベルトなら何でも可である。これより、モータ 38 の作動により小プーリ 322 が回転すると、所定の減速比（小プーリ 322 と大プーリ 318 の直径の比）で大プーリ 318 が回転する。

20

【0059】

回転規制機構 34 A は、図 7 (ア 1) [図 6 の B - B 矢示に沿う断面]、(イ 1) [図 6 の A - A 矢示に沿う断面]、(ア 2) [図 6 の B - B 矢示に沿う断面]、(イ 2) [図 6 の A - A 矢示に沿う断面] において、ハウジング 324 に固定されたピン 325 に対し回転可能に支持されたレバー 326 と、レバー 326 のツメ部 326 A をハウジング 324 側へ力を付与するコイルばね 327 とを備えている。回転ディスク 315 (第 1 ディスク) の外周にはラチェット部 315 B が形成され、ツメ部 326 A が回転ディスク 315 側へ移動した際は、ツメ部 326 A とかみ合う形状となっている。なお、このかみ合いは、回転ディスク 315 が反時計方向へ回転するのを規制するが、時計方向へはツメ部 326 A を押し上げ、回転できるようになっている。レバー 326 には解除ピン 326 B および係合ピン 326 C が形成され、回転ディスク 316 (第 2 ディスク) の外周側まで伸ばされている。回転ディスク 316 の外周には、ピン接触部 316 B が形成されている。

30

【0060】

ここで、回転ディスク 316 が時計方向へ回転すると、ピン接触部 316 B の斜面で解除ピン 326 B を押し、ツメ部 326 A とラチェット部 315 B の係合を解除し、ハウジング 324 側へ回転させるようになっている [図 7 (ア 1)、(イ 1)]。一方、回転ディスク 316 を反時計方向へ回転させると、今度はピン接触部 316 B で係合ピン 326 C を押し、ツメ部 326 A をラチェット部 315 B とかみ合う位置へ回転させる [図 7 (ア 2)、(イ 2)]。

40

【0061】

第 4 実施形態では、回転ディスク 315 およびラチェット部 315 B が、第 1 実施形態のキャリア 41 およびラチェット部 57 に相当している。また、第 4 実施形態では、回転ディスク 316 のピン接触部 316 B と、レバー 326 の解除ピン 326 B との接触が、第 1 実施形態におけるインターナルギヤ 46 の第 2 凸部 52 と、レバー 54 のツメ部 55 との接触に相当している。さらに、第 4 実施形態では、回転ディスク 316 のピン接触部 316 B と、レバー 326 の係合ピン 326 C との接触が、第 1 実施形態におけるインターナルギヤ 46 の第 1 凸部 51 と、レバー 54 のツメ部 55 との接触に相当している。

【0062】

50

第4実施形態によれば、回転直動変換機構をボールねじ機構301のみとしたため、第1実施形態で用いられるようなパッド摩擦追従機構が不要となり、部品点数が少なく製造が容易になる。また、特に軸方向において、コンパクトに構成することができ、ディスクブレーキの小型化を図ることができる。なお、第4実施形態ではボールねじを用いたが、精密ローラねじ等、他の公知の高効率連続ねじを用いても良い。

【0063】

次に、本発明の第5実施形態に係るディスクブレーキを図8、図9、図10、図11A、図11Bに基づき、第1実施形態(図1)を参照して、説明する。なお、第5実施形態に係るディスクブレーキにおける第1実施形態に係るディスクブレーキと同等部分についての説明は、適宜、省略する。

10

【0064】

第5実施形態では、図8に示すように、キャリア41の隣に、接触しないがごく近接してシャッタ80が配置されている。シャッタ80は、シリンダ部7の底壁9に固定されたスリーブ81によって回転可能に支持されている。シャッタ80とシリンダ部7の底壁9の間には皿ばね82が介在されており、シャッタ80をスリーブ81のフランジ部81Aへ付勢している。このため、シャッタ80の回転に対して、ある一定の抵抗(適宜、回転抵抗とも言う。)が付与されている。

【0065】

シャッタ80は、図9及び図10(エ)に示すように、中央部に孔(符号省略)が形成された段差を持った円板状のシャッタ本体80Hと、シャッタ本体80Hの外周に形成された複数の凸部80Aと、から大略構成されている。凸部80Aは、シャッタ本体80Hの径方向外方に延びて形成されている。

20

本実施形態では、凸部80Aが、あるラチェット歯57と隣り合うラチェット歯57の間にできる谷部57Aに位置するとき、谷部57Aが軸方向に隠れるようになっている。換言すれば凸部80Aが谷部57Aに対して軸方向〔図10(ア)紙面表裏方向〕に重なるようになっている。

【0066】

また、シャッタ80のシャッタ本体80Hには、複数の長穴80Bが形成されている。この長穴80Bには、キャリア41に固定されたピン47の頭部47Aが、所謂ガタ分が形成された状態で入るようになっている。これより、シャッタ80はキャリア41に対し、長穴80Bとピン47の頭部47Aのガタ分だけ、相対的に回転できるようになっている。ここで、図10(ア)において、キャリア41に対しシャッタ80が時計回りに回転すると、凸部80Aは谷部57Aと重なり(換言すれば谷部57Aに臨み)、谷部57Aが隠れる位置となる。反対に、キャリア41に対しシャッタ80が反時計回りに回転すると、凸部80Aはラチェット歯57と重なり、谷部57Aが現れるようになっている。

30

【0067】

なお、前記頭部47Aと共に、ピン47を構成する軸部を以下、便宜上、適宜、ピン軸部47Bという。

前記図10(ア)は、図8のB-B線部分を図8右から左方向に見たときの模式図である。そして、図10(ア)において、ピン47の頭部47Aは紙面向こう側に配置され、これに対してキャリア41は、紙面手前側に配置されている。

40

なお、レバー54のツメ部55は、キャリア41のラチェット歯57、およびシャッタ80の凸部80Aの両方に当接するよう、軸方向の幅が決められている。

【0068】

以上のように構成した本第5実施形態の作用について次に説明する。

第5実施形態では、ディスクブレーキ1の液圧ブレーキとしての作動は、前記第1実施形態と同等に行われる。

【0069】

第5実施形態における駐車ブレーキ機構34の作動を図11A及び図11Bに基づいて説明する。

50

図 1 1 A (ア 1) は、駐車ブレーキ解除状態となる駐車ブレーキのリリース状態を示している図である。この状態からパーキングスイッチ 7 1 が操作されて駐車ブレーキ作動時となる駐車ブレーキをアプライする時には、ECU 7 0 によりモータ 3 8 が駆動されて平歯多段減速機構 3 7、遊星歯車減速機構 3 6 が回転する。これにより、キャリア 4 1 が反時計方向へ回転しようとするトルクが付与される。ここで、ボール-ランプ機構 2 8 はコイルばね 2 7 によって軸力が付与されているため、所定のトルクが付与されるまでは、回転直動プレート 2 9 は回転しないようになっている。このため、回転直動プレート 2 9 に駆動軸 3 9 を介して接続されているキャリア 4 1 は回転せず、キャリア 4 1 の反力を受けるインターナルギヤ 4 6 がサンギヤ 4 4 の回転により時計方向に回転することになる。

【 0 0 7 0 】

さらにサンギヤ 4 4 の回転が進むと、図 1 1 A (ア 2) に示すように、インターナルギヤ 4 6 の第 1 凸部 5 1 がレバー 5 4 のツメ部 5 5 に接触する。ここで、レバー 5 4 を回転させるトルクより、ボール-ランプ機構 2 8 を回転させるトルクの方が小さくなるようセットしてあるので、今度はインターナルギヤ 4 6 が停止し、キャリア 4 1 が反時計方向に回転する。このとき、シャッタ 8 0 は皿ばね 8 2 によって回転抵抗を与えられているため、図 1 1 A (ア 3) のように、シャッタ 8 0 は回転しない。そして、シャッタ 8 0 の長穴 8 0 B のガタ分だけキャリア 4 1 が回転し、ピン 4 7 の頭部 4 7 A が長穴 8 0 B の側面に当接すると、シャッタ 8 0 はキャリア 4 1 と一体となって回転する。このとき図 1 1 A (ア 4) のように、シャッタ 8 0 の凸部 8 0 A は、ラチェット歯 5 7 間の谷部 5 7 A と重なるため、谷部 5 7 A が隠れる。

【 0 0 7 1 】

さらにモータ 3 8 を回転させ、ボール-ランプ機構 2 8 の作用により制動力が発生すると、レバー 5 4 を回転させるトルクより、ボール-ランプ機構 2 8 を回転させるトルクの方が大きくなるため、図 1 1 A (ア 5) に示すように、レバー 5 4 が回転し、ツメ部 5 5 がキャリア 4 1 に当接する。このとき、ラチェット歯 5 7 間の谷部 5 7 A はシャッタ 8 0 の凸部 8 0 A が重なっているため、ツメ部 5 5 は、凸部 8 0 A に当接することとなり、谷部 5 7 A には当接しない(入り込まない)。したがって、駐車ブレーキのアプライ時におけるラチェット機構特有の当接音を抑止することができる。よって、ディスクブレーキの静粛性を向上させることができる。

【 0 0 7 2 】

また、前記第 1 実施形態では、ツメ部 5 5 が谷部 5 7 A にある状態からラチェット歯 5 7 を乗り越える際、インターナルギヤ 4 6 からのトルクに抗しキャリア 4 1 を回転させるための追加トルクが必要である。これに対し、本実施第 5 形態においては、上述したようにツメ部 5 5 が谷部 5 7 A に入ることがないため、アプライ時のトルク変動を抑制でき、さらなる低トルク化(高効率化)、およびギヤ音の低減が可能である。この点においても、ディスクブレーキの静粛性を向上させることができる。

【 0 0 7 3 】

必要な制動力に達した後〔図 1 1 A (ア 6)〕、モータ 3 8 への通電を減少させていくと、制動力による反力により、ボール-ランプ機構 2 8 は逆回転する。このため、図 1 1 B (ア 7) のように、キャリア 4 1 は時計方向に回転する。一方、シャッタ 8 0 は、皿ばね 8 2 による回転抵抗があるため回転しない。そして長穴 8 0 B のガタ分だけキャリア 4 1 が回転すると〔図 1 1 B (ア 8)〕、キャリア 4 1 とシャッタ 8 0 は一体となって時計方向へ回転する。このとき、ラチェット歯 5 7 とシャッタ 8 0 の凸部 8 0 A が重なり、谷部 5 7 A が現れる。ここで、インターナルギヤ 4 6 にも時計方向への回転トルクがかかっているため、ツメ部 5 5 が谷部 5 7 A に入り込む位置までキャリア 4 1 が回転すると、レバー 5 4 が回転し、ツメ部 5 5 とラチェット歯 5 7 が噛み合う。これより、キャリア 4 1 が停止し、制動力を保持する〔図 1 1 B (ア 9)〕。

【 0 0 7 4 】

なお、リリース動作、および各状態を成立させるための条件式は、前記第 1 実施形態と同等である。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 5 】

本実施形態においては、シャッタ 8 0 の凸部 8 0 A により、谷部 5 7 A は完全に隠れるようにした。しかし、ラッチ動作の信頼性向上のため、キャリア 4 1 が時計方向へ回転する際は、必ずツメ部 5 5 が谷部 5 7 A に入り込んでシャッタ 8 0 とキャリア 4 1 を相対回転させるよう、凸部 8 0 A の周方向幅を短くしても良い。

また、本実施形態ではシャッタ 8 0 に回転抵抗を与える要素として皿ばね 8 2 を用いたが、ウェーブワッシャ等、他の公知な同様のばねを用いても良い。もしくは、部品を追加せず、シャッタ 8 0 とキャリア 4 1 (回転体) との間に介在させたグリースによって抵抗(粘性抵抗)を与えても良い。

【 0 0 7 6 】

次に、本発明の第 6 実施形態に係るディスクブレーキを図 1 2 ~ 1 4 に基づいて説明する。なお、本実施形態の基本的な構成および動作は第 5 実施形態と同じであるため、異なる箇所のみ説明する。

【 0 0 7 7 】

第 6 実施形態では、図 1 2 ~ 1 4 に示すように、第 5 実施形態のシャッタ 8 0 に代えてシャッタ 1 8 0 を設けている。シャッタ 1 8 0 は、第 5 実施形態のシャッタ 8 0 と同様に、キャリア 4 1 に近接して配置されている。シャッタ 1 8 0 は、第 5 実施形態のシャッタ本体 8 0 H と同等に構成されたシャッタ本体 1 8 0 H と、第 5 実施形態の凸部 8 0 A に代えて、シャッタ本体 8 0 H の外周に形成された複数のツバ部 1 8 1 と、から大略構成されている。なお、シャッタ本体 1 8 0 H に形成される長穴については、便宜上、長穴 1 8 2 という。長穴 1 8 2 には、キャリア 4 1 に固定されたピン 4 7 の頭部 4 7 A が、所謂ガタ分が形成された状態に入るようになっている。これより、シャッタ 1 8 0 とキャリア 4 1 は、長穴 1 8 2 とピン 4 7 の頭部 4 7 A のガタ分だけ、相対的に回転できるようになっている。

【 0 0 7 8 】

ツバ部 1 8 1 は、シャッタ本体 1 8 0 H と直交する方向に延びて形成されており、谷部 5 7 A に対し、径方向に重なるようになっている。なお、第 5 実施形態の凸部 4 7 A は、谷部 5 7 A に対し、上述したように軸方向に重なる(図 1 0 参照)になっており、この点、ツバ部 1 8 1 は、凸部 4 7 A に比して、谷部 5 7 A に対する重なり方向が異なっている。

この第 6 実施形態によれば、アプライ時にレバー 5 4 のツメ部 5 5 と当接する面積を広くとることができ、第 5 実施形態に対し耐久性(耐摩耗性)を改善することができる。

【 0 0 7 9 】

次に、本発明の第 7 実施形態に係るディスクブレーキを図 1 5 及び図 1 6 に基づき、を参照して説明する。なお、本実施形態の基本的な構成および動作は第 5 実施形態と同じであるため、異なる箇所のみ説明する。

【 0 0 8 0 】

本第 7 実施形態では、第 5 実施形態のキャリア 4 1 及びピン 4 7 に代えて、キャリア 2 4 1 及びピン 2 4 7 を設けている。ピン 2 4 7 は、ピン 4 7 と同様にプラネタリギヤ 4 5 を回転支持する。ピン 2 4 7 は、ピン 4 7 が備える頭部 4 7 A に相当する頭部を有しておらず、キャリア 2 4 1 に対し圧入固定されている。キャリア 2 4 1 の外周にはラチェット歯 2 5 7 が形成され、第 5 実施形態同様、レバー 5 4 のツメ部 5 5 と当接するようになっている。キャリア 2 4 1 の中心部にはフランジ部 2 4 1 A が形成され、隣り合うラチェット歯 2 5 7 の間の谷部 2 5 7 A と同じ数の切り欠き部 2 4 1 B が形成されている。

【 0 0 8 1 】

フランジ部 2 4 1 A は、1 つの円弧状部材 4 1 0 と、複数個(本実施形態では 4 個)のく字形部材 4 2 0 とから大略構成されている。

円弧状部材 4 1 0 は、後述するスリーブ 2 9 2 に沿う円弧状の円弧状部材本体 4 1 1 と、円弧状部材本体 4 1 1 から円弧状部材本体 4 1 1 の径方向外方に屈曲して(略く字形をなすようにして)延びる円弧状部材ツバ部 4 1 2 とからなっている。

10

20

30

40

50

【0082】

く字形部材420は、後述するスリーブ292に沿う円弧状のく字形部材本体421と、く字形部材本体421からく字形部材本体421の径方向外方に屈曲して（略く字形をなすようにして）延びるく字形部材ツバ部422とからなっている。

円弧状部材410の円弧状部材本体411、4個のく字形部材420のく字形部材本体421が筒状をなすように、く字形部材420及び4個のく字形部材420が組みつけられ、各部材間に前記切り欠き部241Bが形成されている。

【0083】

各切り欠き部241Bには、それぞれ板ばね290の一端が介在され、板ばね290の他端には、シャッタ部材291がかしめられている。これらの板ばね290は、フランジ部241Aの内径側に圧入固定されるスリーブ292によって固定されている。本実施形態では、板ばね290の一端は、円弧状部材本体411又はく字形部材本体421とスリーブ292とに挟み付けられている。キャリア241が動作していない状態では、図16（ア1）のように、フランジ部241A（円弧状部材410及びく字形部材420）のツバ部241C（円弧状部材ツバ部412及びく字形部材ツバ部422）の先端241Dにシャッタ部材291が当接するよう、板ばね290が付勢している。なお、レバー54のツメ部55の幅は、ラチェット歯257とシャッタ部材291の両方に当接するよう決められている。

【0084】

次に動作について説明する。第5実施形態同様、アプライ要求によりモータ38を回転させることで、遊星歯車減速機構36が作動し、キャリア241が回転する。このとき、シャッタ部材291にはキャリア241の外周方向へ向かう遠心力Fが作用するため、シャッタ部材291は板ばね290の付勢力に抗し、板ばね290とツバ部241Cが当接するまで移動する〔図16（ア2）〕。このとき、隣り合うラチェット歯257間の谷部257Aは、シャッタ部材291によって軸方向に隠されるため、第5実施形態の例と同様に、ツメ部55は谷部257Aに入り込まず、当接音が発生しない。本第7実施形態においては、所望の制動力に達した位置でモータ38を停止または減速させることで、谷部257Aを現すことができるので、第5実施形態で必要とされるようにシャッタ80の長穴80Bのガタ分戻したり、又は第6実施形態で必要とされるようにシャッタ180の長穴182のガタ分戻したりする必要がない。したがって、モータ38で発生させる制動力を小さくすることができ、消費電力、耐久性で有利となる。

【0085】

上述した各実施形態においては、ディスクを挟んでその両側に配置される一对のパッドと、前記一对のパッドのうち少なくとも一方をディスクに押し付けるピストンと、該ピストンが接触状態で移動可能に納められるシリンダを有して該シリンダへの液圧供給により前記ピストンを推進するキャリパ本体と、前記キャリパ本体に設けられる電動モータと、前記キャリパ本体に設けられ、前記電動モータの回転に基づいて前記ピストンを推進し、推進した該ピストンを駐車制動位置に保持させる駐車ブレーキ機構とを備えたディスクブレーキにおいて、前記駐車ブレーキ機構は、前記電動モータによる回転を増力する減速機構と、該減速機構の回転を直動に変換する回転直動変換機構と、前記減速機構の前記ピストンの戻し方向の回転を規制する回転規制機構と、を有し、前記減速機構は、前記モータからの入力を受けて回転する入力部材と、該入力部材の回転入力を増力した回転出力として互いに逆方向に回転する一对の出力部材と、を有し、該一对の出力部材および前記入力部材が同軸となった入出力同軸型減速機で構成され、前記一对の出力部材のいずれか一方の出力部材が前記回転直動変換機構に回転を伝達し、前記回転規制機構が前記一方の出力部材の前記ピストンの戻し方向の回転を規制し、前記一对の出力部材のいずれか他方の出力部材が所定範囲回転して前記回転規制機構に作用し、前記ピストンを戻し方向に移動するように前記モータが前記入力部材を回転したとき、これに伴う他方の出力部材の回転により前記一方の出力部材に対する前記回転規制機構の回転規制を解除するようになっている。このような構成により、ディスクブレーキの駐車ブレーキ機能の応答性を向上させる

10

20

30

40

50

ことができる。

【0086】

上述した各実施形態においては、前記入力部材に対し、前記他方の出力部材が逆方向に回転し、前記一方の出力部材が同方向に回転している。

【0087】

上述した各実施形態においては、前記回転規制機構は、前記一方の出力部材に設けられた爪部と、前記キャリパ本体に支持され、前記爪部に係止・解除されるレバー部材と、を有している。

【0088】

上述した各実施形態においては、前記他方の出力部材は、一对の接触部を有し、一の接触部がレバー部材に接触してこれを係止位置とし、他の接触部がレバー部材に接触してこれを解除位置とするようになっている。

【0089】

上述した各実施形態においては、前記レバー部材は、前記爪部からの解除方向に力付与部材により力が付与されている。

【0090】

上述した各実施形態においては、前記回転規制機構は、前記キャリパ本体に支持され、前記他方の出力部材の回転力によりその回転方向に応じて前記一方の出力部材に係止・解除される係止部材を有している。

【0091】

上述した各実施形態においては、前記回転規制機構は、前記一方の出力部材が前記ピストンの推進方向に回転するときに前記一方の出力部材の前記ピストンの戻し方向の回転を規制する第1の位置と、前記一方の出力部材が前記ピストンの戻り方向に回転するときに前記一方の出力部材の前記ピストンの戻し方向の回転を許容する第2の位置とに変化するようになっている。

【0092】

上述した第1, 2, 3, 5, 6, 7実施形態においては、前記減速機構は、遊星歯車減速機であることを特徴とする請求項1に記載のディスクブレーキ。

【0093】

上述した第1, 2, 3, 5, 6, 7実施形態においては、前記遊星歯車減速機は、前記電動モータからの入力を受けて回転する入力ギヤと、該入力ギヤに噛み合って該入力ギヤの回転に伴って公転する公転ギヤと、該公転ギヤの公転により回転する出力部材と、前記公転ギヤに噛み合って該公転ギヤの自転を抑制して該公転ギヤを公転させるとともに公転ギヤからの回転力により回転するガイド部材と、を備え、前記出力部材および前記ガイド部材のいずれか一方の部材が前記回転直動変換機構に回転を伝達し、前記出力部材および前記ガイド部材のいずれか他方の部材が所定範囲回転して前記回転規制機構に作用するように構成され、前記回転規制機構は、前記一方の部材に形成された爪部と、前記キャリパ本体に支持され前記他方の部材の回転力によって爪部に係止・解除されるレバー部材とから構成されている。

【0094】

上述した各実施形態においては、前記回転直動変換機構は、ボール・ランプ機構となっている。

【0095】

上述した各実施形態においては、前記ボール・ランプ機構と前記ピストンとの間には、前記パッドの摩耗量に応じてピストンの位置を前進位置に保持する摩耗補償機構を有している。

【0096】

上述した第4実施形態においては、前記回転直動変換機構は、ねじ機構となっている。

【0097】

上述した各実施形態においては、前記電動モータは、駐車ブレーキ指示手段からの保持

10

20

30

40

50

信号または解除信号に基づいて前記電動モータを駆動する制御手段により制御され、該制御手段は、駐車ブレーキ指示手段からの保持信号に基づいて前記電動モータを駆動し始め、該電動モータが前記ピストンを駐車制動位置とする電流値になった後に、前記電動モータを停止することで、前記回転規制機構が前記一方の出力部材の回転を規制するようになっている。

【0098】

上述した各実施形態においては、前記制御手段は、駐車ブレーキ指示手段からの解除信号に基づいて前記ピストンが後退する方向に前記電動モータを駆動し始め、該電動モータの電流値に応じて前記電動モータを停止するようになっている。

【0099】

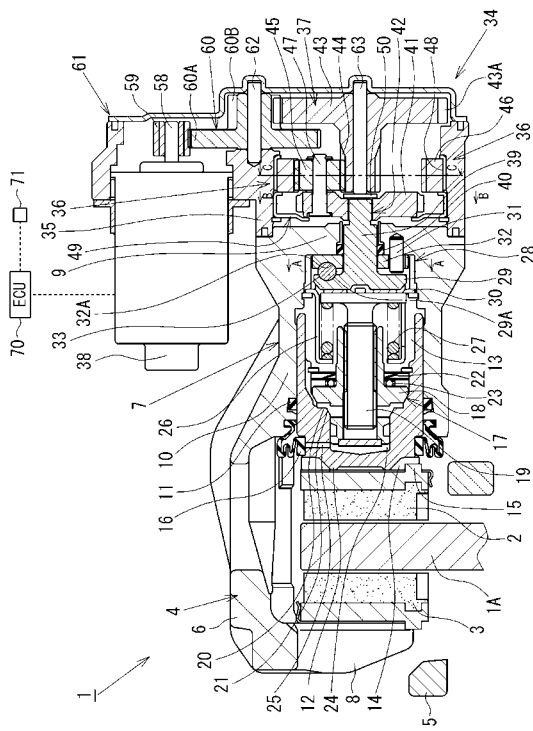
上述した第5, 6, 7実施形態においては、前記回転規制機構は、前記減速機構に備えられた回転体に設けられた複数の凸部のいずれか1つに係止して前記ピストン戻し方向の回転を規制し、前記回転体が前記ピストンの推進方向に回転しているときに、前記回転体の複数の凸部に当接する方向に付勢され、前記減速機構の回転体は、前記ピストンの推進方向に回転しているときに前記凸部間への前記回転規制機構の進入を抑止するシャッタ部材を有している。このような構成により、駐車ブレーキ作動のアプライ時にラチェット機構の当接音を抑制することができ、ディスクブレーキの静粛性が向上する。

【符号の説明】

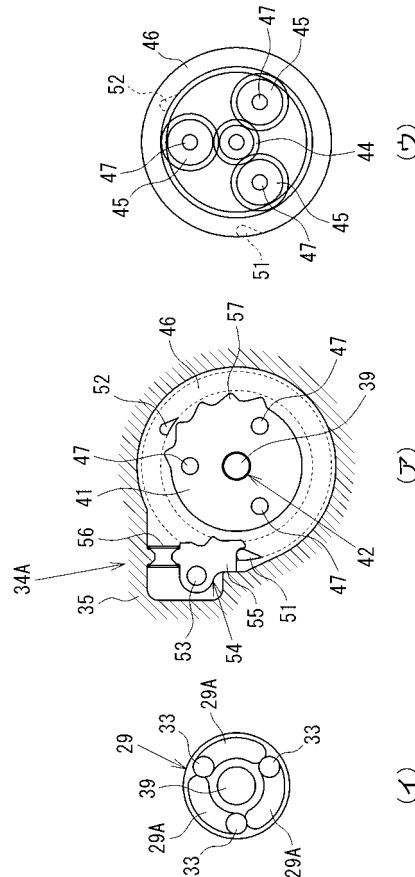
【0100】

1A...ディスク(ディスクロータ)、2、3...ブレーキパッド、12...ピストン、10...シリンダ、6...キャリア本体、38...モータ(電動モータ)、34...駐車ブレーキ機構、36...遊星歯車減速機構(減速機構、入出力同軸型減速機)、37...平歯多段減速機構(減速機構)、34A...回転規制機構、44...サンギヤ(入力部材)、41...キャリア(一方の出力部材)、46...インターナルギヤ(他方の出力部材)。

【図1】



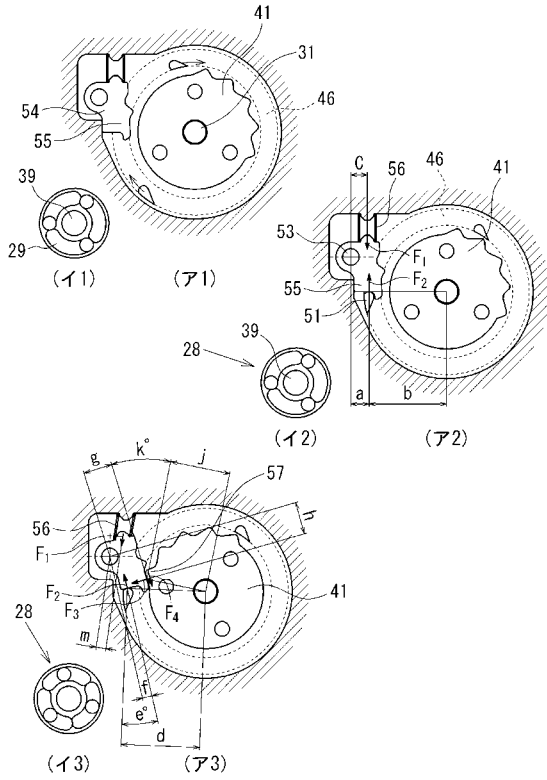
【図2】



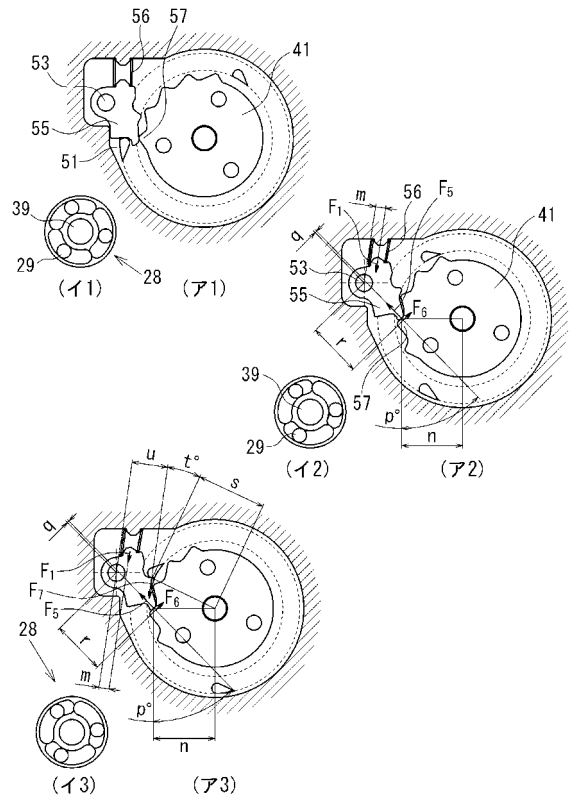
10

20

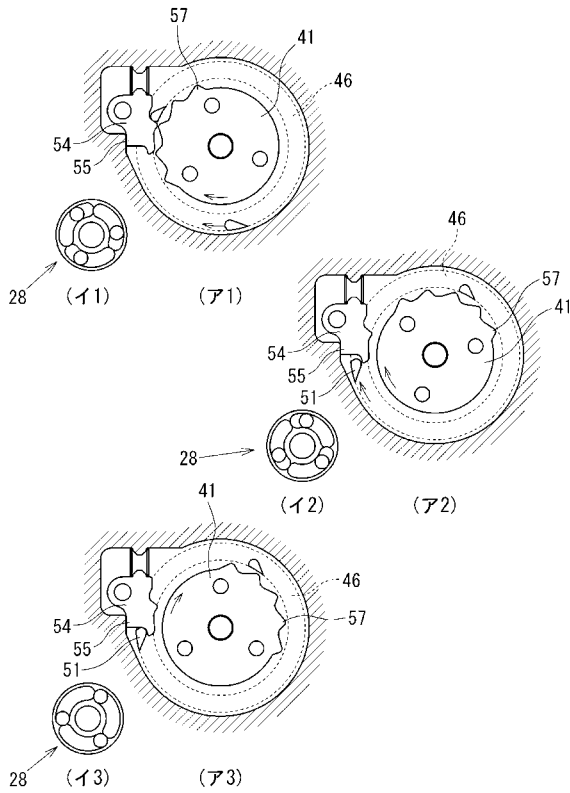
【図 3 A】



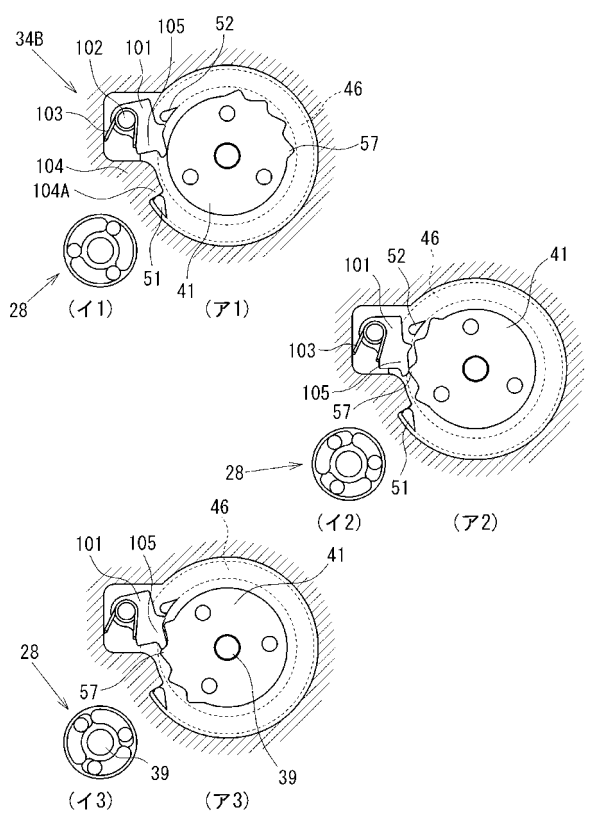
【図 3 B】



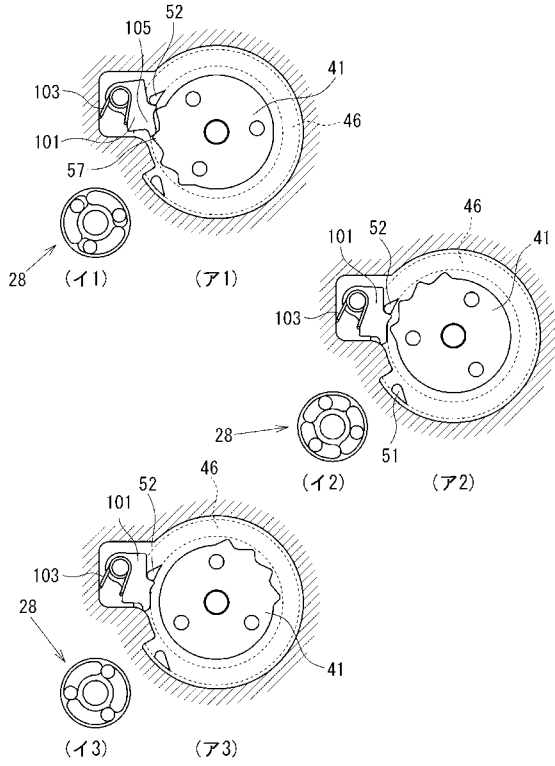
【図 3 C】



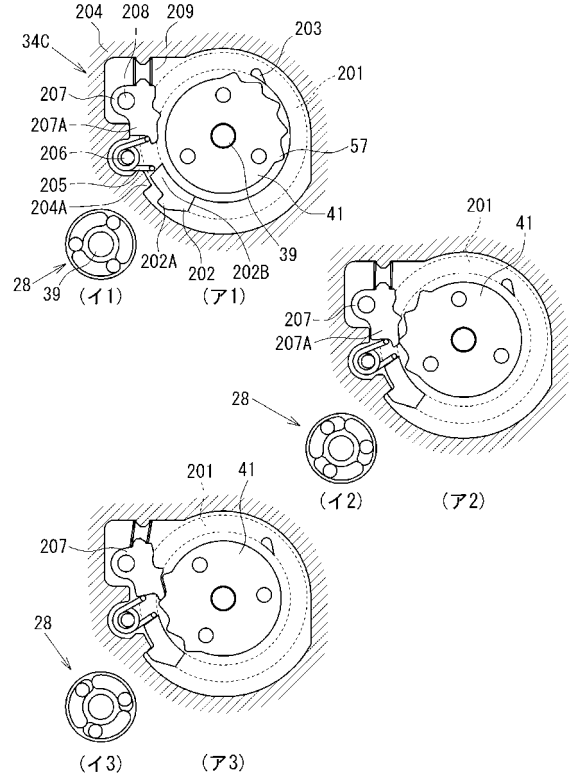
【図 4 A】



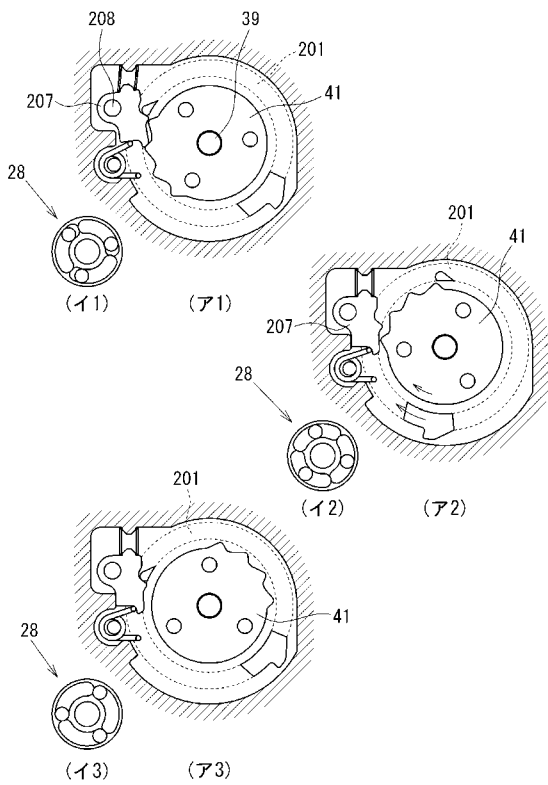
【図4B】



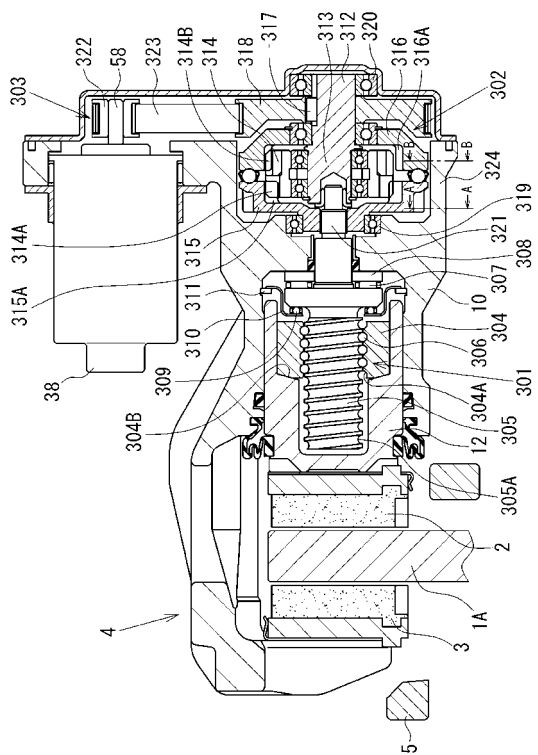
【図5A】



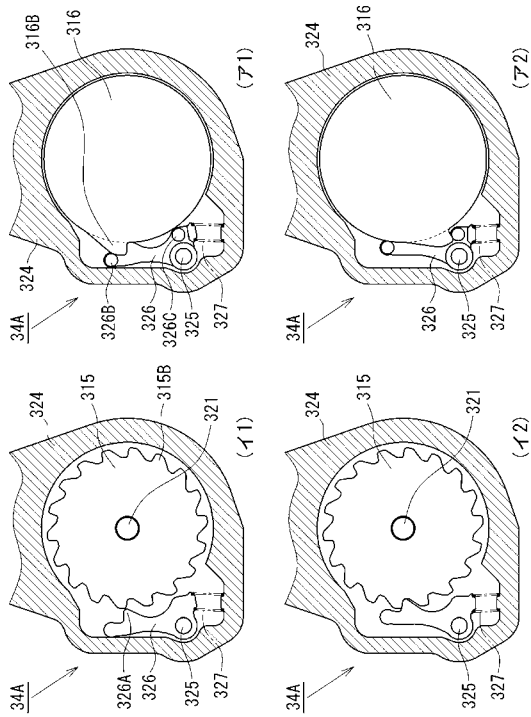
【図5B】



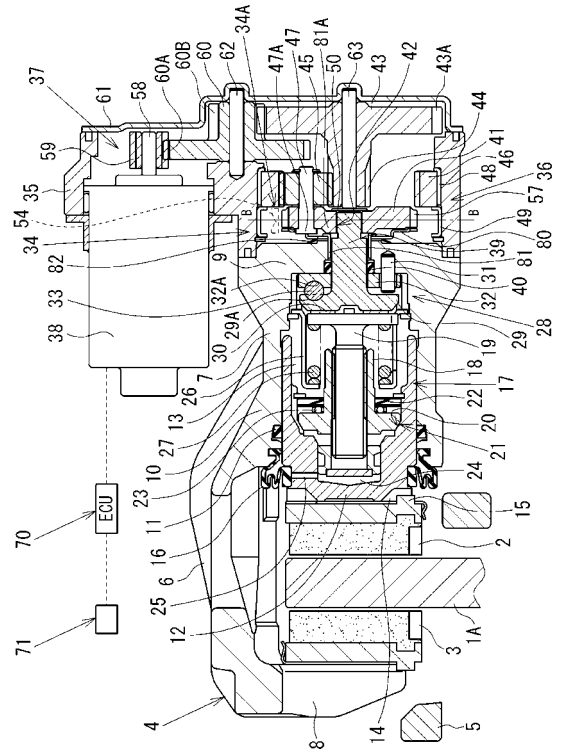
【図6】



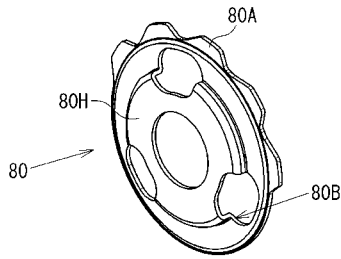
【 図 7 】



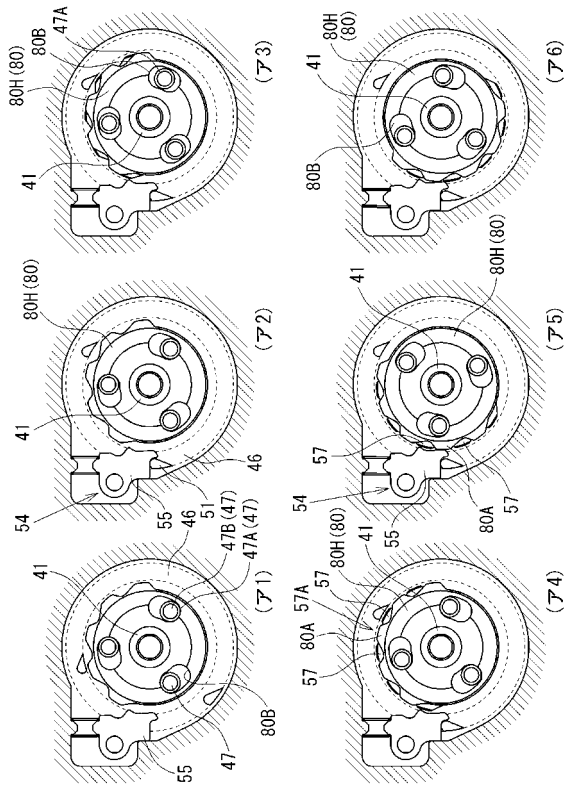
【 図 8 】



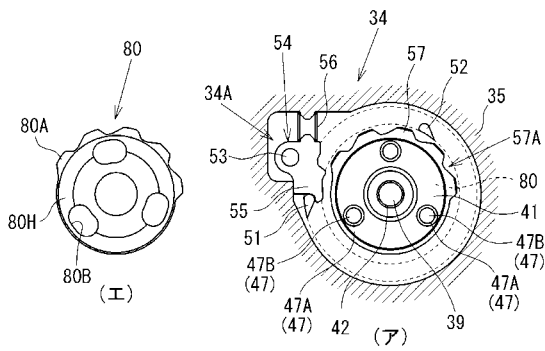
【 図 9 】



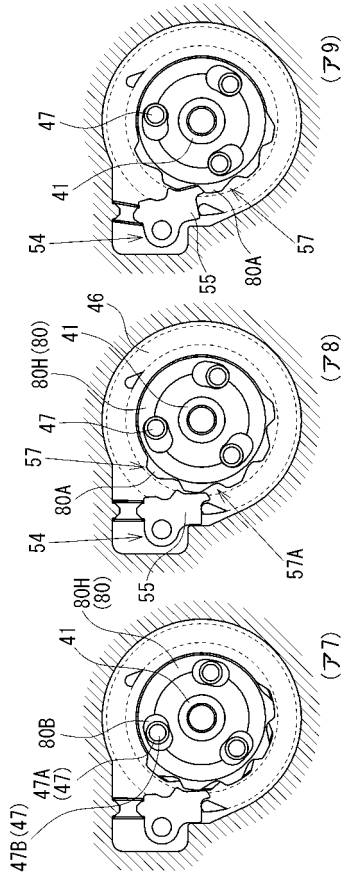
【 図 1 1 A 】



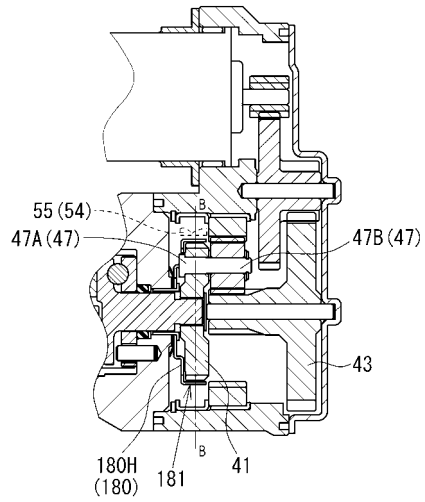
【 図 1 0 】



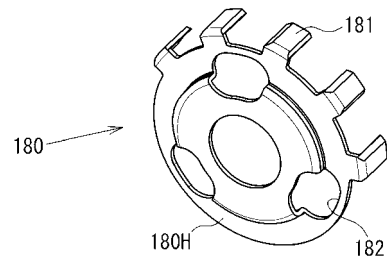
【図 1 1 B】



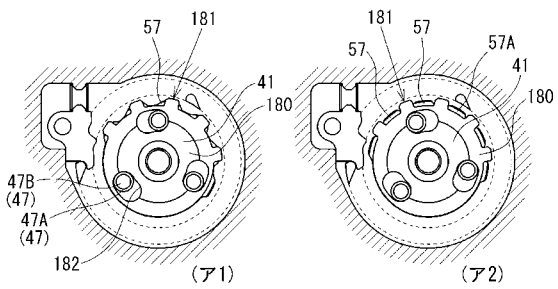
【図 1 2】



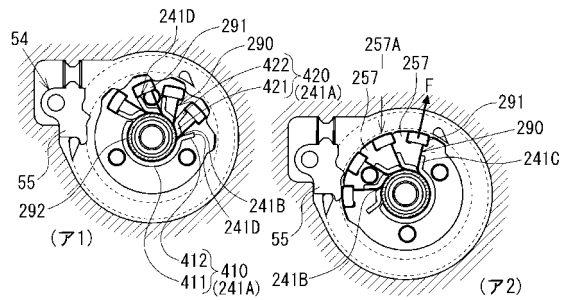
【図 1 3】



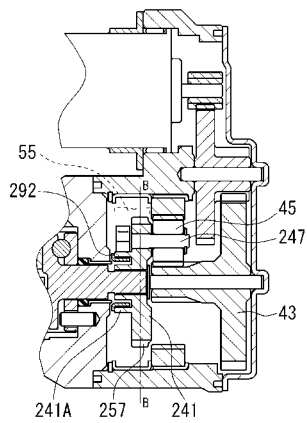
【図 1 4】



【図 1 6】



【図 1 5】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.	F I	テーマコード(参考)
<i>F 1 6 H 25/12 (2006.01)</i>	F 1 6 D 65/54	A
<i>F 1 6 H 35/00 (2006.01)</i>	F 1 6 H 31/00	A
	F 1 6 H 1/28	
	F 1 6 H 25/12	D
	F 1 6 H 35/00	H

Fターム(参考) 3J058 AA43 AA48 AA53 AA63 AA69 AA73 AA77 AA78 AA83 AA87
BA02 CC03 CC15 CC19 CC56 CC62 DA04 DA17 FA02
3J062 AA02 AB06 AB31 AB36 CC16