



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称：電動ブレーキ装置

関連出願

[0001] 本出願は、2014年3月27日出願の特願2014-65266の優先権を主張するものであり、その全体を参照により本願の一部をなすものとして引用する。

技術分野

[0002] この発明は、摩擦パッドの摩耗の進行を随時検出して、摩擦パッドが摩耗限界を迎えることを回避し、適切な時期に保守作業等を実施することができる電動ブレーキ装置に関する。

背景技術

[0003] 従来、電動ブレーキの制御法として、以下の技術が提案されている。

(1) モータと直動機構を使用した電動ブレーキ装置（特許文献1）。

(2) ブレーキパッドに埋め込んだ接触端子によって、摩耗限界を検知する手法（特許文献2）。

(3) パッド摩耗限界と同位置に設けられた突起の振動で、前記パッド摩耗限界を検知する手法（特許文献3）。

(4) ブレーキ時のスライドピンとキャリパの相対位置から、パッド摩耗量を推定する手法（特許文献4）。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開平6-327190号公報

特許文献2：特開昭61-127931号公報

特許文献3：特開昭59-040028号公報

特許文献4：特公昭61-046689号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] モータと直動機構を使用した前記（１）の電動ブレーキ装置では、例えば、作業者等が摩擦パッドの摩耗状態を定期的に点検しない場合、摩擦パッドが不所望に摩耗し過ぎるおそれがある。

[0006] 接触端子によって摩耗限界を検知する前記（２）の手法や、突起の振動でパッド摩耗限界を検知する前記（３）の手法では、パッド摩耗の限界に達してから初めてパッド摩耗が判明する。このため、すぐに保守作業が行えない状況においては、パッド摩耗が限界を超えて進行する可能性がある。また、このようなブレーキロータに直接接触させる手法では、パッド摩耗限界を迎えた際にブレーキロータの消耗を促進してしまう可能性がある。

[0007] スライドピンとキャリパの相対位置からパッド摩耗量を推定する前記（４）の手法では、スライドピン部分を始め、ブレーキのシリンダ周辺は熱・振動に厳しい条件に晒される。このため、ブレーキのシリンダ周辺に、スライドピンとキャリパの相対位置を検知する専用のセンサを搭載する場合は、この専用のセンサの信頼性・耐久性の確立が困難である。また専用のセンサを搭載するコストが増加するうえ、前記専用のセンサを熱や振動から保護するケース等が必要となる分、スペース増に繋がる可能性がある。

[0008] この発明の目的は、パッド摩耗が限界を超えて進行することを未然に防止でき、またコストおよびスペースを増加することなく摩擦パッドの摩耗を推定することができる電動ブレーキ装置を提供することである。

課題を解決するための手段

[0009] 以下、この発明について、理解を容易にするために、便宜上実施形態の符号を参照して説明する。

[0010] この発明の電動ブレーキ装置は、電動モータ２と、ブレーキロータ５と、このブレーキロータ５と接触して制動力を発生させる摩擦パッド６と、前記電動モータ２の回転運動を前記摩擦パッド６が制動力を発生させる運動に変換する伝達機構４と、ブレーキ操作手段２９の操作量から目標とするブレーキ力の指令値を生成するブレーキ力指令手段２６aと、前記摩擦パッド６を前記ブレーキロータ５に押し付けるブレーキ力の推定値を求めるブレーキ力

推定手段 30 と、前記電動モータ 2 の回転角を検出するモータ回転角検出手段 28 と、前記ブレーキ力の指令値および推定値に応じて前記電動モータ 2 を制御する制御装置 7 とを備えた電動ブレーキ装置であって、

前記制御装置 2 に、前記摩擦パッド 6 の摩耗量を推定するパッド摩耗量推定手段 37 を設け、

前記パッド摩耗量推定手段 37 は、

前記モータ回転角検出手段 28 で検出されるモータ回転角と前記ブレーキ力推定手段 30 で求められるブレーキ力との相関を、前記摩擦パッド 6 が非摩耗時のモータ回転角とブレーキ力との定められた相関と比較して、現時点の前記摩擦パッド 6 の摩耗量を推定する。

前記モータ回転角と前記ブレーキ力との相関は、前記モータ回転角と前記ブレーキ力の直接の相関に限らず変化率等の間接的な相関であっても良い。また、前記定められた相関は、例えば、実験やシミュレーション等の結果により定められるテーブル等からなり、記録手段 34 に書換え可能に記録される。

[0011] この構成によると、制御装置 7 は、ブレーキ操作手段 29 の操作によりパッド摩耗量推定手段 37 に摩擦パッド 6 の摩耗量を推定させる。前記ブレーキ操作手段 29 の操作主体は制御装置 7 であっても運転者であっても良い。パッド摩耗量推定手段 37 は、モータ回転角検出手段 28 で検出されるモータ回転角とブレーキ力推定手段 30 で求められるブレーキ力との相関を、摩擦パッド 6 が非摩耗状態である時のモータ回転角とブレーキ力との定められた相関と比較する。パッド摩耗量推定手段 37 は、この比較結果より摩擦パッド 6 の摩耗量を推定する。

[0012] モータ回転角とブレーキ力との相関は、主に、ブレーキキャリパの剛性と、摩擦パッドの圧縮剛性と、ブレーキロータの圧縮剛性と、直動アクチュエータの剛性により支配される。これらのうち、前記ブレーキキャリパおよび前記直動アクチュエータの剛性は概ね線形であり、ブレーキ継続使用中も変化せずほぼ既知である。また一般には、摩擦パッドの摩耗量に対してブレ

ーキロータの摩耗量は少なく、またブレーキ全体の剛性に対してブレーキロータの圧縮変形量は極めて小さいため、ブレーキロータ摩耗によるブレーキ全体の剛性への影響はほぼ皆無である。

[0013] 一方で、摩擦パッドの圧縮剛性はブレーキロータ等と比べて非常に低く、ブレーキ全体の剛性への影響が大きいため、摩擦パッドの摩耗が進行し摩擦パッドの剛性が高くなるに従って、ブレーキ全体の剛性が高くなる。したがって、パッド摩耗量推定手段37は、非摩耗時のモータ回転角とブレーキ力との定められた相関と、現時点のモータ回転角とブレーキ力との相関の変化より、摩擦パッド6の摩耗量を推定可能である。例えば、一定のブレーキ力すなわちパッド押圧力Fを発揮するのに必要なモータ回転角 θ は、摩擦パッド6の摩耗が進行するに従ってモータ回転角 θ' に変化する。パッド摩耗量推定手段37は、このような変化量と摩耗量との関係を定めたテーブルやマップ等から、摩擦パッド6の摩耗量を精度良く推定することができる。

[0014] このため、摩擦パッド6の摩耗の進行が随時検出可能となることで、摩擦パッド6の摩耗が摩耗限界を超えて進行することを未然に防止でき、またコストおよびスペースを増加することなく摩擦パッドの摩耗を推定することができる。摩耗パッド6が摩耗限界を迎えるタイミングをある程度予測することで、前記摩耗限界を迎えるタイミング前の適切な時期にこの電動ブレーキ装置の保守作業を実施することができる。

[0015] また電動ブレーキ装置の電動モータ2に本来設けられているモータ回転角検出手段28を用いて、モータ回転角とブレーキ力との相関を監視して定められた相関と比較するだけで、摩擦パッド6の摩耗を推定することができる。このため、専用のセンサ等を追加する必要がなくなるため、スライドピンとキャリパの相対位置からパッド摩耗量を推定する前記(4)の手法よりもコスト低減を図れる。また前記専用のセンサを熱や振動から保護するケース等も不要となるため、前記(4)のものよりスペースの低減を図れる。

[0016] 前記ブレーキ力推定手段30は、前記伝達機構4の軸方向荷重を検出する荷重センサ13の検出値を用いるものとしても良い。この場合、制御装置7

は、伝達機構 4 の直動部 14 がブレーキロータ 5 から離反した位置からアウトボード側に前進させてこの荷重センサ 13 で検出可能な最小な検出値つまりブレーキ力を取得する。ブレーキ操作手段 29 をさらに踏込む操作量に従って、荷重センサ 13 で検出されるブレーキ力は次第に大きくなる。この荷重センサ 13 の検出値を用いることで、ブレーキ操作手段 29 のセンサ出力とモータ電流とから、ブレーキ力の推定値を求めるよりも、ブレーキ力を精度良く検出し得る。

[0017] 前記パッド摩耗量推定手段 37 は、前記ブレーキ力と前記モータ回転角のいずれか一方の値が、定められた値以上増え続けるまたは減り続ける条件で、前記ブレーキ力と前記モータ回転角それぞれの変化率の相関から、前記摩擦パッド 6 の摩耗量を推定するものとしても良い。前記の定められた値以上増え続けること、または、減り続けることを、それぞれ「単調増加」、「単調減少」という場合がある。これら単調増加と単調減少とを総称して、「単調変化」という場合がある。前記定められた値は、実験やシミュレーションの結果から定められうる。

[0018] 摩擦パッド 6 は、摩耗が進行していない状態では他の剛性要素と比較して、モータ回転角とパッド押圧力 F の相関につき非線形性が強いが、パッド摩耗の進行に従ってモータ回転角とパッド押圧力の相関が線形に近づいていく。そうすると、パッド押圧力とモータ回転角のいずれか一方の値が、定められた値以上増え続けるまたは減り続ける条件において、例えば、パッド押圧力が F_1 から F_2 に ΔF だけ変化したときの、モータ回転角の変化率（パッド摩擦前の $\Delta \theta$ 、パッド摩擦後の $\Delta \theta'$ ）を検出することにより、モータ回転角とパッド押圧力の相関が非線形を維持しているか線形に近づいているか判定し得、すなわちパッド摩耗の進行具合を判定し得る。

[0019] 前記パッド摩耗量推定手段 37 は、

前記ブレーキ力と前記モータ回転角のいずれか一方に対する他方の変化率の変化から、前記ブレーキ力と前記モータ回転角の相関の線形性の強さを判定する線形性判定部 41 と、

この線形性判定部 4 1 により判定される前記相関の線形性の強さが閾値以上となった前記ブレーキ力または前記モータ回転角から、前記摩擦パッド 6 の摩耗量を推定する摩耗量推定部 4 2 とを有するものとしても良い。

前記閾値は、例えば、実験やシミュレーション等の結果により定められる。

[0020] 線形性判定部 4 1 は、ブレーキ力とモータ回転角のいずれか一方に対する他方の変化率の変化を、例えば各パラメータを 2 回微分することにより求めて相関の線形性の強さを検出する。このときブレーキ力が極めて低い領域は、検出精度が安定しない可能性があるため、定められたブレーキ力以上またはモータ回転角以上の条件を別途設けても良い。摩耗量推定部 4 2 は、前記相関の線形性の強さが閾値以上となったブレーキ力またはモータ回転角から、摩擦パッド 6 の摩耗量を推定する。

[0021] 前記パッド摩耗量推定手段 3 7 で推定される摩擦パッド 6 の摩耗量が閾値以上のとき、前記制御装置 7 の上位制御手段 2 6 に警告信号を出力する警告信号出力手段 3 3 を前記制御装置 7 に設けても良い。前記閾値は、例えば、実験やシミュレーション等の結果により適宜に定められる。定められた時間における前記摩耗量の差分から前記摩擦パッド 6 が摩耗限界に達するまでの時間を予測し、この予測時間を前記制御装置 7 の上位制御手段 2 6 に出力する摩耗限界到達時間出力手段 4 3 を前記制御装置 7 に設けても良い。

[0022] これらの場合、車両の運転者は、上位制御手段 2 6 から出力される例えば、警告表示、警告音等により、摩擦パッド 6 の摩耗限界に近いことを認識することができる。よって、前記摩耗限界を迎えるタイミング前の適切な時期に、摩擦パッド 6 の摩耗限界に近い電動ブレーキ装置の保守作業を実施することができる。

[0023] 請求の範囲および／または明細書および／または図面に開示された少なくとも 2 つの構成のどのような組合せも、この発明に含まれる。特に、請求の範囲の各請求項の 2 つ以上のどのような組合せも、この発明に含まれる。

図面の簡単な説明

[0024] この発明は、添付の図面を参考にした以下の好適な実施形態の説明から、より明瞭に理解されるであろう。しかしながら、実施形態および図面は単なる図示および説明のためのものであり、この発明の範囲を定めるために利用されるべきものではない。この発明の範囲は添付の請求の範囲によって定まる。添付図面において、複数の図面における同一の符号は、同一または相当する部分を示す。

[0025] [図1]この発明の実施形態に係る電動ブレーキ装置の要部の断面図である。

[図2]同電動ブレーキ装置の制御系のブロック図である。

[図3]同電動ブレーキ装置における、パッド摩耗の程度に応じたモータ回転角とブレーキ力の相関の一例を示す図である。

[図4]同電動ブレーキ装置のブレーキ力とモータ回転角の相関によるパッド摩耗量の検出例を示す図である。

[図5]同電動ブレーキ装置において、ブレーキ力の変化時のモータ回転角の変化率よりパッド摩耗量を推定する例を示す図である。

[図6]同電動ブレーキ装置において、ブレーキ力とモータ回転角の相関の非線形性の強さによりパッド摩耗量を推定する例を示す図である。

[図7]図5を用いて説明した電動ブレーキ装置において、ブレーキ力とモータ回転角の変化率の相関を用いてパッド摩耗量を推定するフローチャートである。

[図8]図6を用いて説明した電動ブレーキ装置において、ブレーキ力とモータ回転角の相関が線形に近づく際のモータ回転角またはブレーキ力からパッド摩耗量を推定するフローチャートである。

発明を実施するための形態

[0026] この発明の実施形態に係る電動ブレーキ装置を図1ないし図8と共に説明する。図1に示すように、この電動ブレーキ装置は、ハウジング1と、電動モータ2（図2）と、この電動モータの回転を減速する減速機構3と、伝達機構である直動機構4と、ブレーキロータ5と、摩擦パッド6と、図示外のロック機構と、前記電動モータを制御する制御装置7とを有する。ハウジン

グ 1 に前記電動モータが支持される。ハウジング 1 内には、電動モータの出力によりブレーキロータ 5（この例ではディスクロータ）に対して制動力を負荷する直動機構 4 が組み込まれている。ハウジング 1 の開口端はカバー 8 によって覆われている。

[0027] 直動機構 4 について説明する。直動機構 4 は、減速機構 3 で出力される回転運動を直線運動に変換して、ブレーキロータ 5 に対して摩擦パッド 6 を当接および離隔させる機構である。この直動機構 4 は、電動モータにより回転駆動される回転軸 9 と、この回転軸 9 の回転運動を直線運動に変換する変換機構部 10 と、拘束部 11, 12 と、荷重計やフォースセンサとも呼ばれる荷重センサ 13 とを有する。変換機構部 10 は、直動部 14 と、軸受部材 15 と、環状のスラスト板 16 と、スラスト軸受 17 と、転がり軸受 18 と、キャリア 19 と、すべり軸受 20, 21 と、複数の遊星ローラ 22 とを有する。

[0028] ハウジング 1 の内周面に、円筒状の直動部 14 が、回り止めされ且つ軸方向に移動自在に支持されている。直動部 14 の内周面には、径方向内方に所定距離突出し螺旋状に形成された螺旋突起が設けられている。この螺旋突起に複数の遊星ローラ 22 が噛合している。

[0029] ハウジング 1 内における直動部 14 の軸方向一端側に、軸受部材 15 が設けられている。この軸受部材 15 は、径方向外方に延びるフランジ部と、ボス部とを有する。このボス部内に複数の転がり軸受 18 が嵌合され、これら転がり軸受 18 の内輪内径面に回転軸 9 が嵌合されている。回転軸 9 は、軸受部材 15 に複数の転がり軸受 18 を介して回転自在に支持される。

[0030] 直動部 14 の内周には、回転軸 9 を中心に回転可能なキャリア 19 が設けられている。キャリア 19 は、軸方向に互いに対向して配置されるディスクを有する。軸受部材 15 に近いディスクをインナ側ディスクといい、他方のディスクをアウト側ディスクという場合がある。アウト側ディスクのうち、インナ側ディスクに臨む側面には、この側面における外周縁部から軸方向に突出する間隔調整部材が設けられる。この間隔調整部材は、複数の遊星ロー

ラ 2 2 の間隔を調整するため、円周方向に等間隔を空けて複数配設されている。これら間隔調整部材により、両ディスクが一体に設けられる。

[0031] インナ側ディスクは、回転軸 9 との間に嵌合されたすべり軸受 2 0 により、回転自在に支持されている。アウト側ディスクには、中心部に軸挿入孔が形成され、この軸挿入孔にすべり軸受 2 1 が嵌合されている。アウト側ディスクは、すべり軸受 2 1 により回転軸 9 に回転自在に支持される。回転軸 9 の両端部には、スラスト荷重を受けて回転軸 9 の軸方向位置を拘束する拘束部 1 1, 1 2 が設けられる。各拘束部 1 1, 1 2 は、例えば、ワッシャ等からなるストッパ片を含む。回転軸 9 の両端部には、これら拘束部 1 1, 1 2 の抜け止め用の止め輪が設けられる。

[0032] キャリア 1 9 には、複数のローラ軸 2 3 が周方向に間隔を空けて設けられている。各ローラ軸 2 3 の両端部が、インナ側ディスク、アウト側ディスクにわたって支持されている。すなわち両ディスクには、それぞれ長孔から成る軸挿入孔が複数形成され、各軸挿入孔に各ローラ軸 2 3 の両端部が挿入されてこれらローラ軸 2 3 が各軸挿入孔の範囲で径方向に移動自在に支持される。複数のローラ軸 2 3 における軸方向両端部には、それぞれ、これらローラ軸 2 3 を径方向内方に付勢する弾性リング 2 4 が掛け渡されている。

[0033] 各ローラ軸 2 3 に、遊星ローラ 2 2 が回転自在に支持され、各遊星ローラ 2 2 は、回転軸 9 の外周面と、直動部 1 4 の内周面との間に介在される。複数のローラ軸 2 3 に渡って掛け渡された弾性リング 2 4 の付勢力により、各遊星ローラ 2 2 が回転軸 9 の外周面に押し付けられる。回転軸 9 が回転することで、この回転軸 9 の外周面に接触する各遊星ローラ 2 2 が接触摩擦により回転する。遊星ローラ 2 2 の外周面には、直動部 1 4 の螺旋突起に噛合する螺旋溝が形成されている。

[0034] 減速機構 3 は、電動モータ 2 (図 2 参照) の回転を、回転軸 9 に固定された出力ギヤ 2 5 に減速して伝える機構であり、複数のギヤ列 (図示せず) を含む。この例では、減速機構 3 は、電動モータ 2 の図示外のロータ軸に取り付けられた入力ギヤ (図示せず) の回転を前記ギヤ列により順次減速して、

出力ギヤ 25 に伝達可能としている。前記ロック機構は、直動機構 4 の制動力弛み動作を阻止するロック状態と、制動力弛み動作を許容するアンロック状態とにわたって切換え可能に構成されている。

[0035] 図 2 は、この電動ブレーキ装置の制御系のブロック図である。この電動ブレーキ装置の制御装置 7 は、E C U 26 に設けられるブレーキ力指令手段 26 a と、インバータ装置 27 とを有する。インバータ装置 27 の上位制御手段である E C U 26 として、例えば、車両全般を制御する電気制御ユニットが適用される。ブレーキ力指令手段 26 a は、ブレーキ操作手段 29 であるブレーキペダルの操作量に応じて変化するセンサ 29 a の出力に応じて、L U T (Look Up Table) やライブラリ (Library) の所定の変換関数等を用いて、目標とするブレーキ力の指令値を生成し出力する。なお、ブレーキ操作手段 29 は、操作者がブレーキを指示するための手段であれば、ペダル入力式に限られず、ボタン入力式、レバー入力式等であってもよい。

[0036] インバータ装置 27 は、摩擦パッド 6 (図 1) をブレーキロータ 5 (図 1) に押し付けるブレーキ力の推定値を求めるブレーキ力推定手段 30 と、各電動モータ 2 に対して設けられたパワー回路部 31 と、このパワー回路部 31 を制御するモータコントロール部 32 と、後述する警告信号出力手段 33 と、電流検出手段 34 とを有する。

[0037] ブレーキ力推定手段 30 は、ブレーキ操作手段 29 の操作量に応じて変化するセンサ 29 a の出力と、電流検出手段 34 で検出されるモータ電流とから、相応のブレーキ力の推定値を、L U T やライブラリの所定の変換関数等を用いた演算により求める。前記センサ 29 a の出力、モータ電流、およびブレーキ力の推定値の関係は、予め、実験やシミュレーション等の結果により定められ、記録手段 34 に書換え可能に記録されている。

[0038] ブレーキ力推定手段 30 は、この他に、直動機構 4 の軸方向荷重を検出する荷重センサ 13 を含むものとしても良い。この場合、制御装置 7 は、直動部 14 (図 1) がブレーキロータ 5 (図 1) から離反した位置からアウトボード側 (図 1) に前進させてこの荷重センサ 13 で検出可能な最小な検出値

つまりブレーキ力を取得する。ブレーキ操作手段 29 をさらに踏込む操作量に従って、荷重センサ 13 で検出されるブレーキ力は次第に大きくなる。この荷重センサ 13 の検出値を用いることで、ブレーキ力を精度良く検出し得る。その他、電流検出手段 34 で検出されるモータ電流からモータトルクを推定するトルク推定手段 38 を設け、このトルク推定手段 38 で推定されるトルクを用いてブレーキ力を推定しても良い。トルク推定手段 38 は、例えば LUT やライブラリの所定の変換関数等を用いて、モータトルクを算出して推定値として出力する。

[0039] モータコントロール部 32 は、プロセッサ (Processor) を有するコンピュータと前記プロセッサで実行されるプログラムを有する ROM (Read Only Memory)、および RAM (Random Access Memory) やコプロセッサ (Co-Processor) 等の電子回路により構成される。モータコントロール部 32 は、ブレーキ力指令手段 26a から与えられるブレーキ力の指令値およびブレーキ力推定手段 30 で推定されるブレーキ力の推定値に応じて、電圧値で表される電流指令に変換して、この電流指令をパワー回路部 31 に与える。モータコントロール部 32 は、電動モータ 2 に関する各検出値や制御値等の各情報を ECU 26 に出力する機能を有する。

[0040] パワー回路部 31 は、電源 35 の直流電力を電動モータ 2 の駆動に用いる 3 相の交流電力に変換するインバータ 31b と、このインバータ 31b を制御する PWM 制御部 31a とを有する。電動モータ 2 は 3 相の同期モータ等からなる。この電動モータ 2 には、ロータ (図示せず) の回転角を検出する、例えば回転角センサやロータリエンコーダ等であるモータ回転角検出手段 28 が設けられている。インバータ 31b は、複数の半導体スイッチング素子 (図示せず) で構成され、PWM 制御部 31a は、入力された電流指令をパルス幅変調し、前記各半導体スイッチング素子にオンオフ指令を与える。

[0041] モータコントロール部 32 は、その基本となる制御部としてモータ駆動制御部 36 を有する。このモータ駆動制御部 36 は、前述のブレーキ力の指令値および推定値に従い、電圧値で表される電流指令に変換して、パワー回路

部 3 1 の P W M 制御部 3 1 a に電流指令からなるモータ動作指令値を与える。モータ駆動制御部 3 6 は、ブレーキ力の指令値に対し、インバータ 3 1 b から電動モータ 2 に流すモータ電流を電流検出手段 3 4 から得て、電流フィードバック制御を行う。またモータ駆動制御部 3 6 は、電動モータ 2 のロータ（図示せず）の回転角すなわちモータ回転角をモータ回転角検出手段 2 8 から得て、モータ回転角に応じた効率的なモータ駆動が行えるように、P W M 制御部 3 1 a に電流指令を与える。

[0042] モータコントロール部 3 2 には、パッド摩耗量推定手段 3 7 および記録手段 3 4 等が設けられる。パッド摩耗量推定手段 3 7 は、モータ回転角検出手段 2 8 で検出されるモータ回転角と、ブレーキ力推定手段 3 0 で求められるブレーキ力との相関を、摩擦パッド 6（図 1）が非摩耗時のモータ回転角とブレーキ力との定められた相関と比較して、現時点の摩擦パッド 6（図 1）の摩耗量を推定する。パッド摩耗量推定手段 3 7 は、例えば L U T やライブラリの所定の比較関数や変換関数等を用いて、2 つの相関値の比較結果として、摩耗量の推定値を算出し出力する。

[0043] インバータ装置 2 7 には、警告信号出力手段 3 3 が設けられる。この警告信号出力手段 3 3 は、パッド摩耗量推定手段 3 7 で推定される摩擦パッド 6 の摩耗量が閾値以上のとき E C U 2 6 に警告信号を出力する。警告信号出力手段 3 3 は、例えばハードウェアやソフトウェアによるコンパレータで実現される。前記閾値は記録手段 3 4 に書換え可能に記録される。車両におけるコンソールパネル等に、例えば、ディスプレイ、警告灯、または音声出力装置等の警告表示等出力手段 4 0 が設けられる。E C U 2 6 は、警告信号出力手段 3 3 から警告信号が入力されると、警告表示等出力手段 4 0 に警告表示等を出させる。車両の運転者は、出力される警告表示等により、摩擦パッド 6 の摩耗限界が近いことを認識し得る。

[0044] 図 3 は、電動ブレーキ装置における、パッド摩耗の程度に応じたモータ回転角（横軸）とブレーキ力（縦軸）の相関の一例を示す図である。以後、図 1、図 2 も適宜参照しつつ説明する。モータ回転角とブレーキ力の相関は、

主に、ブレーキキャリパの剛性と、摩擦パッドの圧縮剛性と、ブレーキロータの圧縮剛性と、直動アクチュエータの剛性により支配される。これらのうち、前記ブレーキキャリパおよび前記直動アクチュエータの剛性は概ね線形であり、ブレーキ継続使用中も変化せずほぼ既知である。また一般には、摩擦パッドの摩耗量に対してブレーキロータの摩耗量は少なく、またブレーキ全体の剛性に対してブレーキロータの圧縮変形量は極めて小さいため、ブレーキロータ摩耗によるブレーキ全体の剛性への影響はほぼ皆無である。

[0045] 一方で、摩擦パッドの圧縮剛性はブレーキロータ等と比べて非常に低く、ブレーキ全体の剛性への影響が大きいため、摩擦パッドの摩耗が進行し摩擦パッドの剛性が高くなるに従って、ブレーキ全体の剛性が高くなる。したがって、パッド摩耗量推定手段37は、非摩耗時のモータ回転角とブレーキ力との定められた相関と、現時点のモータ回転角とブレーキ力との相関の変化より、摩擦パッド6の摩耗量を推定可能である。摩擦パッド6は、図3の実線で示すように、この摩擦パッドの非摩耗時では、モータ回転角とブレーキ力の相関につき非線形性が強く表れる。同図3の点線で示すように、パッド摩耗量が「中」の状態では、前記相関は非摩耗時よりも線形に近づく。同図3の一点鎖線で示すように、パッド摩耗量が多い摩耗限界に達した状態では、前記相関はパッド摩耗量が「中」の状態よりもさらに線形に近づく。

[0046] 図4は、この電動ブレーキ装置のブレーキ力とモータ回転角の相関によるパッド摩耗量の検出例を示す図である。一定のブレーキ力すなわちパッド押圧力 F を発揮するのに必要なモータ回転角 θ は、摩擦パッド6の摩耗後の状態ではモータ回転角 θ' に変化する。前記ブレーキ力 F はブレーキ力推定手段30で推定される。モータ回転角 θ (θ')はモータ回転角検出手段28で検出される。パッド摩耗量推定手段37は、モータ回転角の変化量とパッド摩耗量との関係を定めたテーブルやマップ等から、摩擦パッド6の摩耗量を精度良く推定し得る。

[0047] 図5は、この電動ブレーキ装置において、ブレーキ力の変化時のモータ回転角の変化率よりパッド摩耗量を推定する例を示す図である。前述のように

、パッド摩耗の進行に従って、モータ回転角とブレーキ力の相関は線形に近づいていく。そうすると、ブレーキ力とモータ回転角のいずれか一方の値が、定められた値以上増え続けるまたは減り続ける条件において、ブレーキ力が例えば F_1 から F_2 に変化したときの、図中のモータ回転角の変化率 $\Delta \theta$ ($\Delta \theta'$) を検出することにより、モータ回転角とブレーキ力の相関が非線形を維持しているか線形に近づいているか判定し得る。すなわち、パッド摩耗の進行具合を判定し得る。なおパッド摩耗量を推定する場合に、モータ回転角 θ とブレーキ力 F それぞれの変化率の相関を用いても良い。すなわち、ブレーキ力とモータ回転角のいずれか一方に対する他方の変化率を用いてよく、定められたモータ回転角 θ における $dF/d\theta$ の値、または定められたブレーキ力 F における $d\theta/dF$ の値を用いても良い。

[0048] 図6は、この電動ブレーキ装置において、ブレーキ力とモータ回転角の相関の非線形性の強さによりパッド摩耗量を推定する例を示す図である。この場合の電動ブレーキ装置におけるパッド摩耗量推定手段37は、図2に示すように、線形性判定部41と、摩耗量推定部42とを有する。線形性判定部41は、前記のブレーキ力とモータ回転角のいずれか一方に対する他方の変化率における変化から、ブレーキ力とモータ回転角の相関の線形性の強さを判定する。摩耗量推定部42は、線形性判定部41により判定される前記相関の線形性の強さが閾値以上となったブレーキ力またはモータ回転角から、摩擦パッド6（図1参照）の摩耗量を推定する。摩耗量推定部42は、ブレーキ力とパッド摩耗量の入力を受けて、LUTやライブラリの所定の変換関数等を用いて、パッド摩耗量を算出する。

[0049] 線形性判定部41は、前記ブレーキ力とモータ回転角のいずれか一方に対する他方の変化率の前記変化を、例えば、各パラメータを2回微分することにより求めて相関の線形性の強さを検出する。線形性判定部41は、LUTやライブラリの所定の関数等を用いて、この2回微分演算を行う。このときブレーキ力が極めて低い領域は、検出精度が安定しない可能性があるため、定められたブレーキ力以上または定められたモータ回転角以上の条件を別途

設けても良い。前記定められたブレーキ力、または、前記定められたモータ回転角は、それぞれ実験やシミュレーション等の結果から、検出精度が安定するブレーキ力の最小値、または検出精度が安定するモータ回転角の最小角を基準として定められる。

[0050] 図7は、この電動ブレーキ装置において、例えば図5を用いて説明した、ブレーキ力とモータ回転角の上記変化率の相関を用いてパッド摩耗量を推定するフローチャートである。例えば、この電動ブレーキ装置を搭載する車両が一時的にまたは継続的に駐車している条件で本処理を開始し、パッド摩耗量推定手段37は、後述するステップa7の前までに、ブレーキ力が単調増加または単調減少（これらを総称して単調変化）しているか否かを判定する。まず、パッド摩耗量推定手段37は、ブレーキ力推定手段30から現在の時間 t におけるブレーキ力 $F(t)$ を取得する（ステップa1）。

[0051] 次に、パッド摩耗量推定手段37は、前記ブレーキ力 $F(t)$ から、時間 t よりも前の時間 $(t-1)$ のブレーキ力 $F(t-1)$ を減じた値 $dF1$ を算出する（ステップa2）。次に、パッド摩耗量推定手段37は、ブレーキ力 $F(t-1)$ から、時間 $(t-1)$ よりも前の時間 $(t-2)$ のブレーキ力 $F(t-2)$ を減じた値 $dF2$ を算出する（ステップa3）。これら算出された値 $dF1$ 、 $dF2$ は、例えば、記録手段34に一時的に記録される。

[0052] 次に、パッド摩耗量推定手段37は、算出された値 $dF1$ と $dF2$ の正負が一致するかを判定する（ステップa4）。両値の正負が一致していない、つまりブレーキ力が単調変化していないとの判定で（ステップa4：no）、パッド摩耗量推定手段37は、カウンタをクリアしてカウンタ値を零にリセットする（ステップa5）。その後ステップa7に移行する。両値の正負が一致する、つまりブレーキ力が単調変化で推移しているとの判定で（ステップa4：yes）、パッド摩耗量推定手段37はカウンタを加算する（ステップa6）。

[0053] 次に、パッド摩耗量推定手段37は、カウンタ値が定められた Δt 以上か判定する（ステップa7）。例えば、実験やシミュレーション等から、パッ

ド摩耗量を推定可能なブレーキ力の変化があることを条件に前記 Δt が定められる。カウンタ値が定められた Δt 未満であるとの判定で（ステップa 7 : n o）本処理を終了し、カウンタ値が定められた Δt 以上であるとの判定で（ステップa 7 : y e s）ステップa 8に移行する。

[0054] 次に、パッド摩耗量推定手段37は、モータ回転角の変化率（ $\theta(t) - \theta(t - \Delta t)$ ）をブレーキ力の変化率（ $F(t) - F(t - \Delta t)$ ）で除した α を算出する（ステップa 8）。その後、パッド摩耗量推定手段37は、ブレーキ力 $F(t)$ 、前記 α 、および、ブレーキ力とモータ回転角のそれぞれの変化率とパッド摩耗量との関係を定めたLUTやマップより、摩擦パッド6の摩耗量を取得する（ステップa 9）。その後本処理を終了する。

[0055] 図8は、例えば図6を用いて説明した、電動ブレーキ装置において、ブレーキ力とモータ回転角の相関が線形に近づく際のモータ回転角またはブレーキ力からパッド摩耗量を推定するフローチャートである。例えば、図7と同様の条件で本処理を開始し、線形性判定部41は、モータ回転角の変化率（ $\theta(t) - \theta(t - \Delta t)$ ）をブレーキ力の変化率（ $F(t) - F(t - \Delta t)$ ）で除した $\alpha(F)$ を求める（ステップb 1）。

[0056] 次に、線形性判定部41は、2回微分に相当する、求められた $\alpha(F)$ から $\alpha(F - \Delta F)$ を減じた絶対値が、所定値以下か否かを判定する（ステップb 2）。つまり線形性判定部41が、ブレーキ力とモータ回転角の相関の線形性の強さである前記絶対値の大きさを判定する。前記絶対値が所定値以下のとき前記相関の線形性の強さが閾値以上となり、その後のステップb 3においてパッド摩耗量を取得し得る。図7、図8において、ブレーキ力すなわちパッド押圧力を基準に検出する例を示しているが、パッド押圧力、モータ回転角のいずれの基準のパラメータとしても良い。

[0057] 前記絶対値が所定値より大きいとの判定で（ステップb 2 : n o）、本処理を終了する。前記絶対値が所定値以下との判定で（ステップb 2 : y e s）、摩耗量推定部42は、前述の様に、ブレーキ力とパッド摩耗量の相関よりパッド摩耗量を取得する（ステップb 3）。その後本処理を終了する。

[0058] 以上説明した電動ブレーキ装置によると、摩擦パッド6の摩耗の進行が随時検出可能となることで、摩擦パッド6の摩耗が摩耗限界を超えて進行することを未然に防止できる。摩擦パッド6が摩耗限界を迎えるタイミングをある程度予測することで、前記摩耗限界を迎えるタイミング前の適切な時期にこの電動ブレーキ装置の保守作業を実施することができる。

[0059] また電動ブレーキ装置の電動モータ2に本来設けられているモータ回転角検出手段28を用いて、モータ回転角とブレーキ力との相関を監視して定められた相関と比較するだけで、摩擦パッド6の摩耗を推定することができる。このため、専用のセンサ等を追加する必要がなくなるため、スライドピンとキャリパの相対位置からパッド摩耗量を推定する前記(4)の手法よりもコスト低減を図れる。また前記専用のセンサを熱や振動から保護するケース等も不要となるため、前記(4)のものよりスペースの低減を図れる。

[0060] 図2に示すように、パッド摩耗量推定手段37に摩耗限界到達時間出力手段43を設けても良い。この摩耗限界到達時間出力手段43は、LUTやライブラリの所定の演算関数等を用いて、定められた時間内における前記摩耗量の差分から、摩擦パッド6が摩耗限界に達するまでの時間を予測し、警告信号出力手段33を介してECU26にこの予測時間を出力する。ECU26は、警告信号出力手段33から予測時間が入力されると、警告表示等出力手段40に当該予測時間および／または警告表示等を出力させる。車両の運転者は、出力される警告表示等により、摩擦パッド6の摩耗限界が近いことを認識し得る。

[0061] 以上のとおり、図面を参照しながら好適な実施形態を説明したが、当業者であれば、本件明細書を見て、自明な範囲内で種々の変更および修正を容易に想定するであろう。したがって、そのような変更および修正は、請求の範囲から定まる発明の範囲内のものと解釈される。

符号の説明

[0062] 1…ハウジング

2…電動モータ

4 …直動機構（伝達機構）

5 …ブレーキロータ

6 …摩擦パッド

7 …制御装置

9 …回転軸

13 …荷重センサ

26 a …ブレーキ力指令手段

28 …モータ回転角検出手段

29 …ブレーキ操作手段

30 …ブレーキ力推定手段

33 …警告信号出力手段

37 …パッド摩耗量推定手段

41 …線形性判定部

42 …摩耗量推定部

43 …摩耗限界到達時間出力手段

請求の範囲

- [請求項1] 電動モータと、ブレーキロータと、このブレーキロータと接触して制動力を発生させる摩擦パッドと、前記電動モータの回転運動を前記摩擦パッドが制動力を発生させる運動に変換する伝達機構と、ブレーキ操作手段の操作量から目標とするブレーキ力の指令値を生成するブレーキ力指令手段と、前記摩擦パッドを前記ブレーキロータに押し付けるブレーキ力の推定値を求めるブレーキ力推定手段と、前記電動モータの回転角を検出するモータ回転角検出手段と、前記ブレーキ力の指令値および推定値に応じて前記電動モータを制御する制御装置とを備えた電動ブレーキ装置であって、
- 前記制御装置に、前記摩擦パッドの摩耗量を推定するパッド摩耗量推定手段を設け、
- 前記パッド摩耗量推定手段は、
- 前記モータ回転角検出手段で検出されるモータ回転角と前記ブレーキ力推定手段で求められるブレーキ力との相関を、前記摩擦パッドが非摩耗時のモータ回転角とブレーキ力との定められた相関と比較して、現時点の前記摩擦パッドの摩耗量を推定する電動ブレーキ装置。
- [請求項2] 請求項1に記載の電動ブレーキ装置において、前記ブレーキ力推定手段は、前記伝達機構の軸方向荷重を検出する荷重センサの検出値を用いる電動ブレーキ装置。
- [請求項3] 請求項1または請求項2に記載の電動ブレーキ装置において、前記パッド摩耗量推定手段は、前記ブレーキ力と前記モータ回転角のいずれか一方の値が、定められた値以上増え続けるまたは減り続ける条件で、前記ブレーキ力と前記モータ回転角それぞれの変化率の相関から、前記摩擦パッドの摩耗量を推定する電動ブレーキ装置。
- [請求項4] 請求項1または請求項2に記載の電動ブレーキ装置において、
- 前記パッド摩耗量推定手段は、
- 前記ブレーキ力と前記モータ回転角のいずれか一方に対する他方の

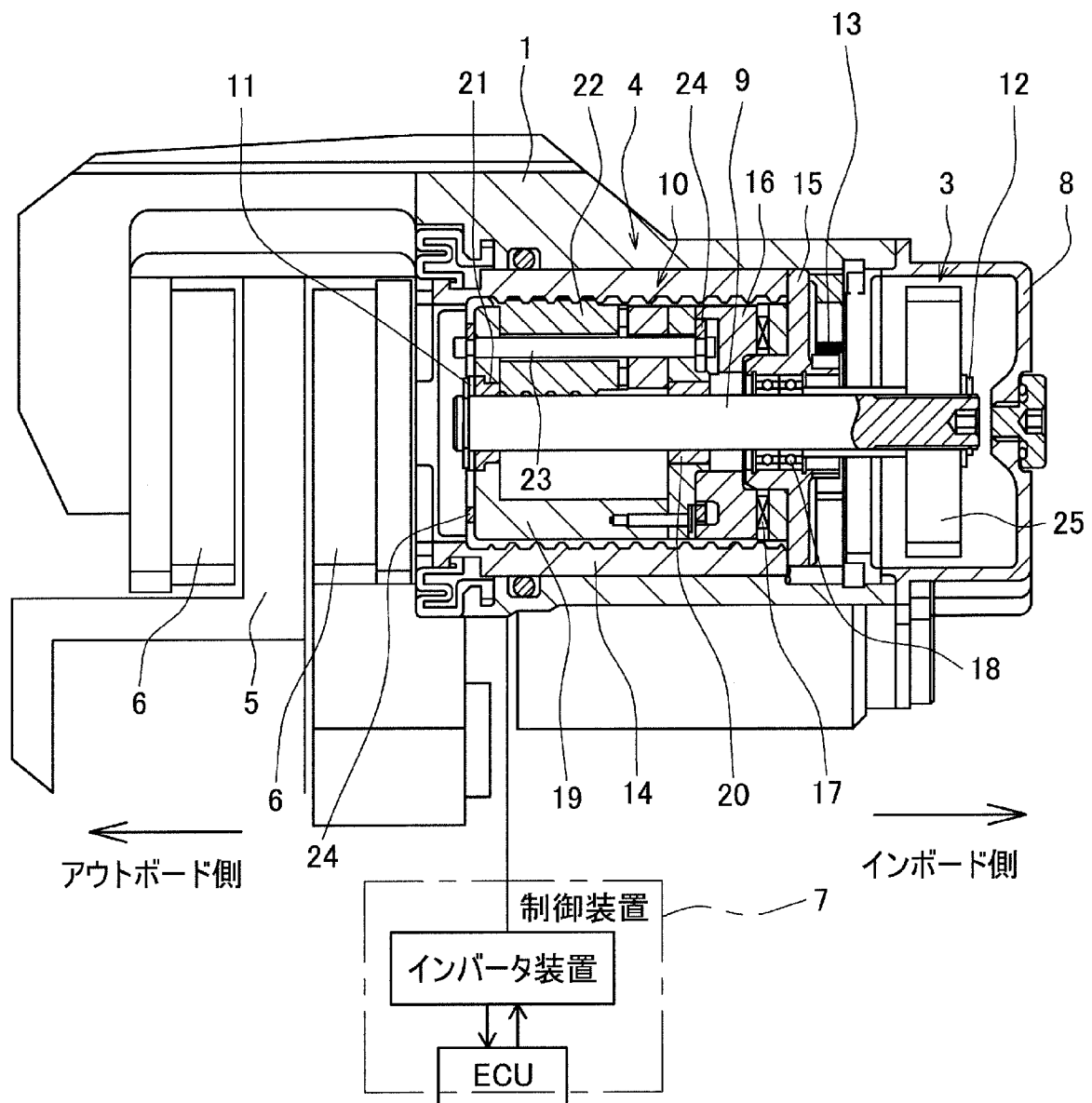
変化率の変化から、前記ブレーキ力と前記モータ回転角の相関の線形性の強さを判定する線形性判定部と、

この線形性判定部により判定される前記相関の線形性の強さが閾値以上となった前記ブレーキ力または前記モータ回転角から、前記摩擦パッドの摩耗量を推定する摩耗量推定部と、
を有する電動ブレーキ装置。

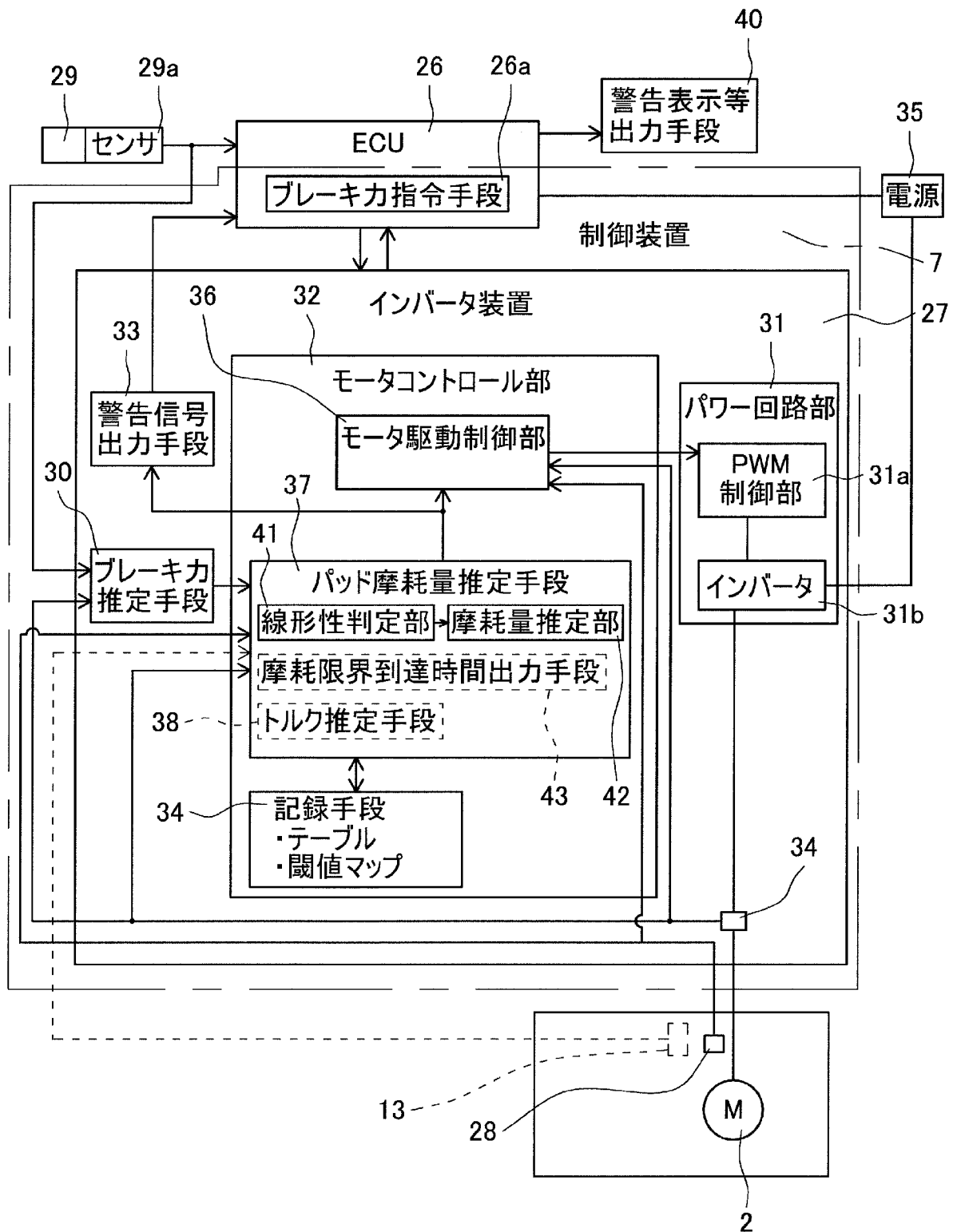
[請求項5] 請求項1ないし請求項4のいずれか1項に記載の電動ブレーキ装置において、前記パッド摩耗量推定手段で推定される摩擦パッドの摩耗量が閾値以上のとき、前記制御装置の上位制御手段に警告信号を出力する警告信号出力手段を前記制御装置に設けた電動ブレーキ装置。

[請求項6] 請求項1ないし請求項5のいずれか1項に記載の電動ブレーキ装置において、定められた時間における前記摩耗量の差分から前記摩擦パッドが摩耗限界に達するまでの時間を予測し、この予測時間を前記制御装置の上位制御手段に出力する摩耗限界到達時間出力手段を前記制御装置に設けた電動ブレーキ装置。

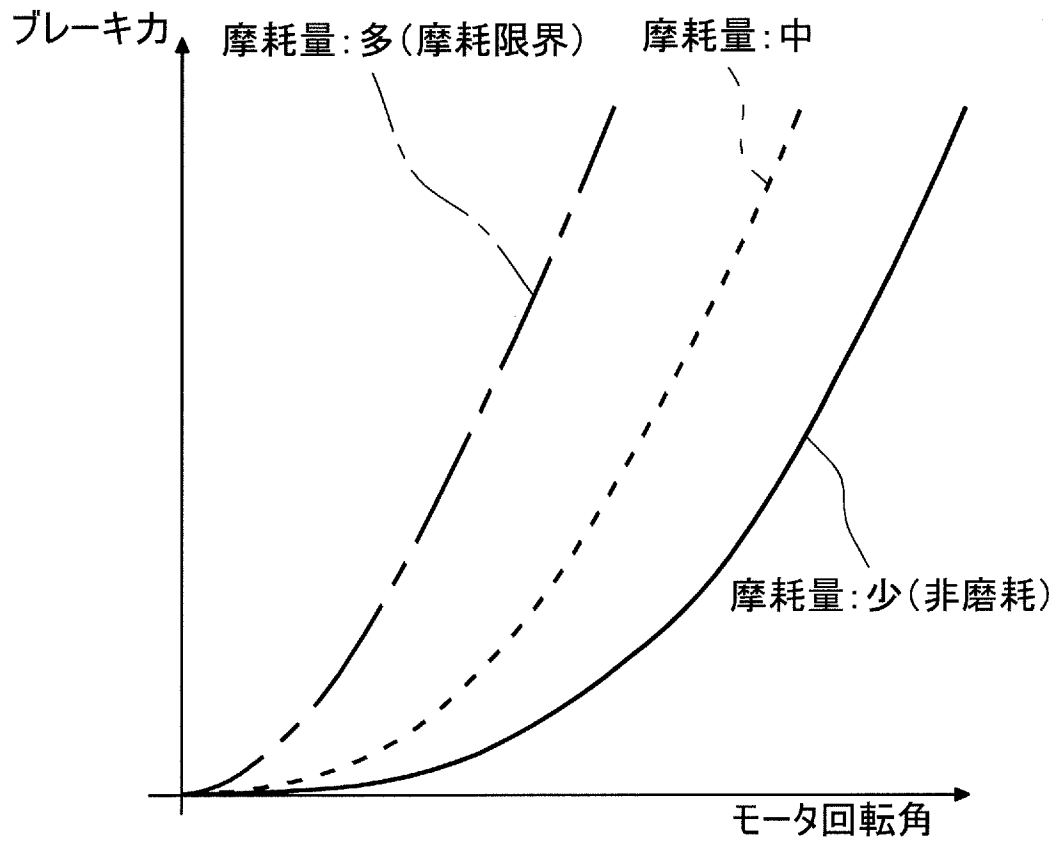
[図1]



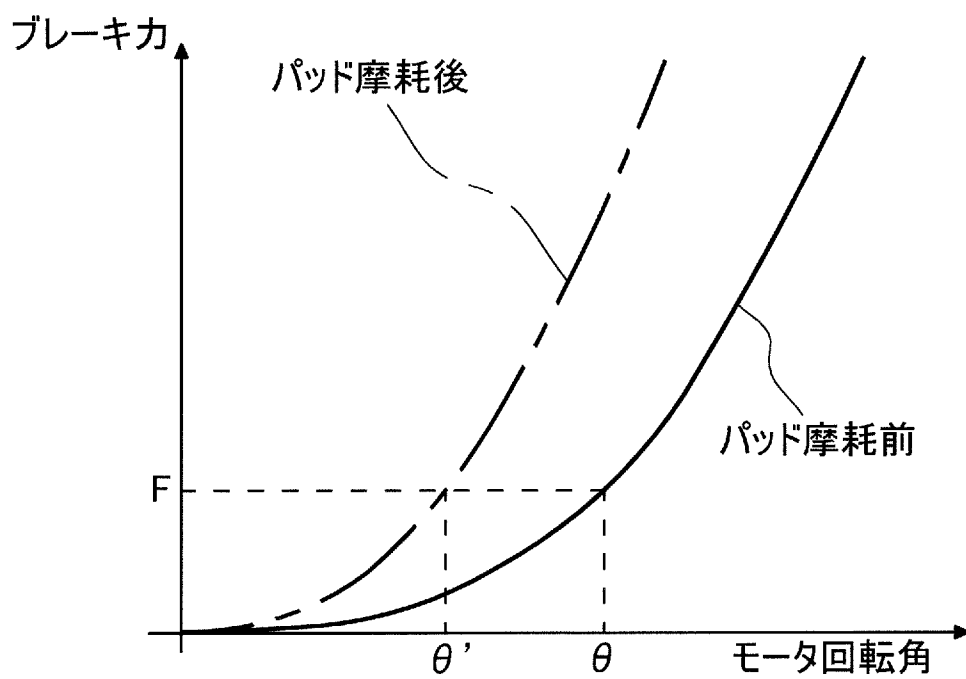
[図2]



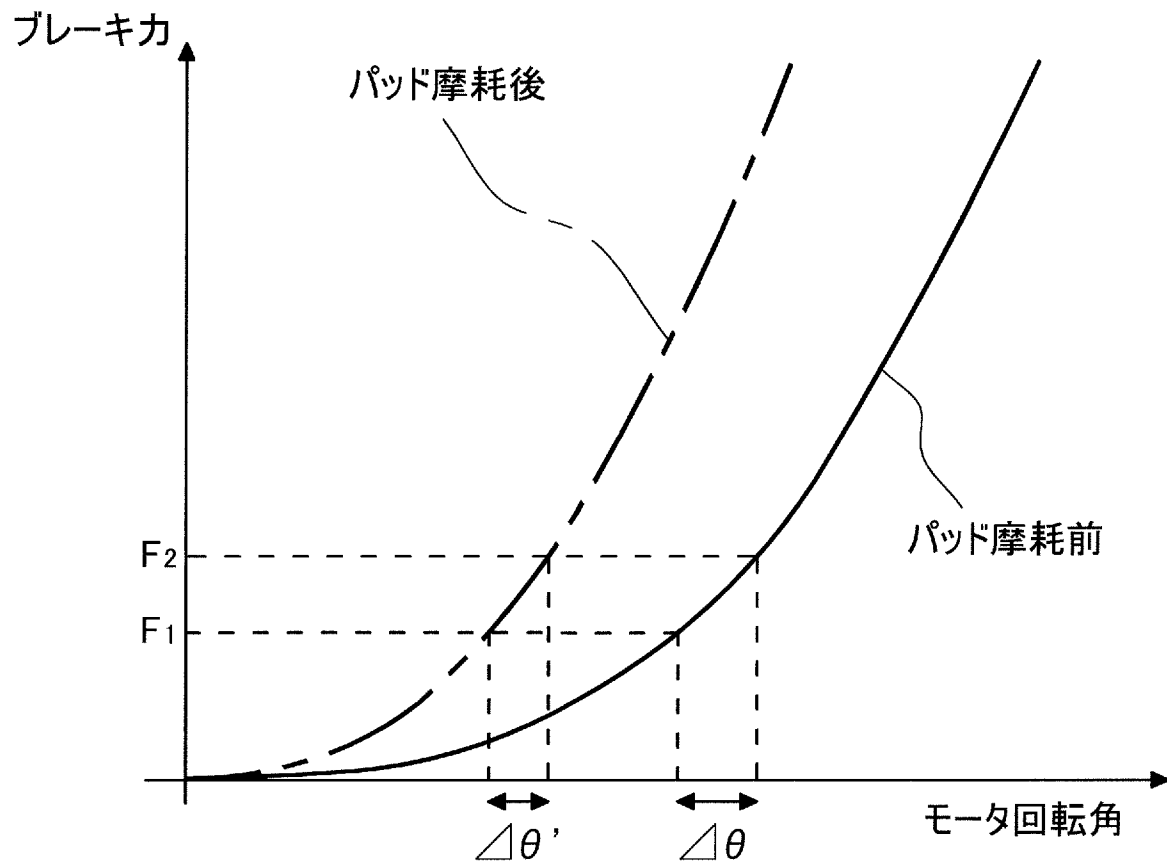
[図3]



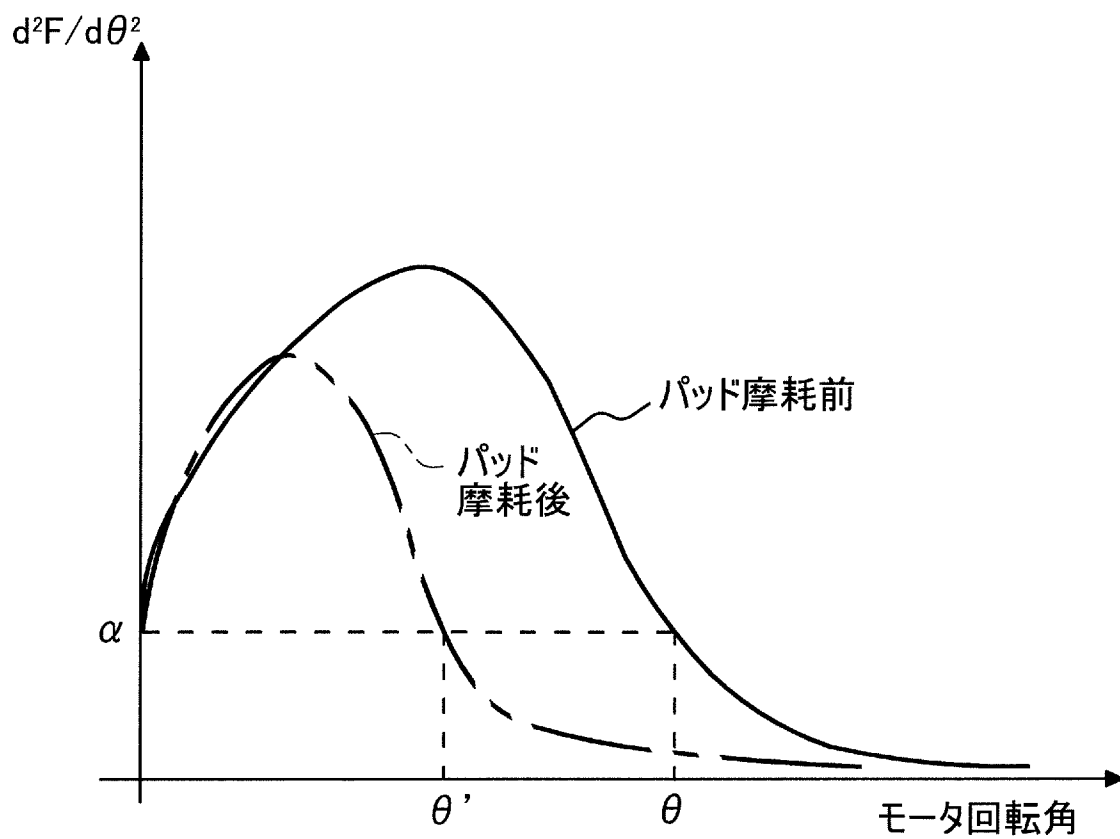
[図4]



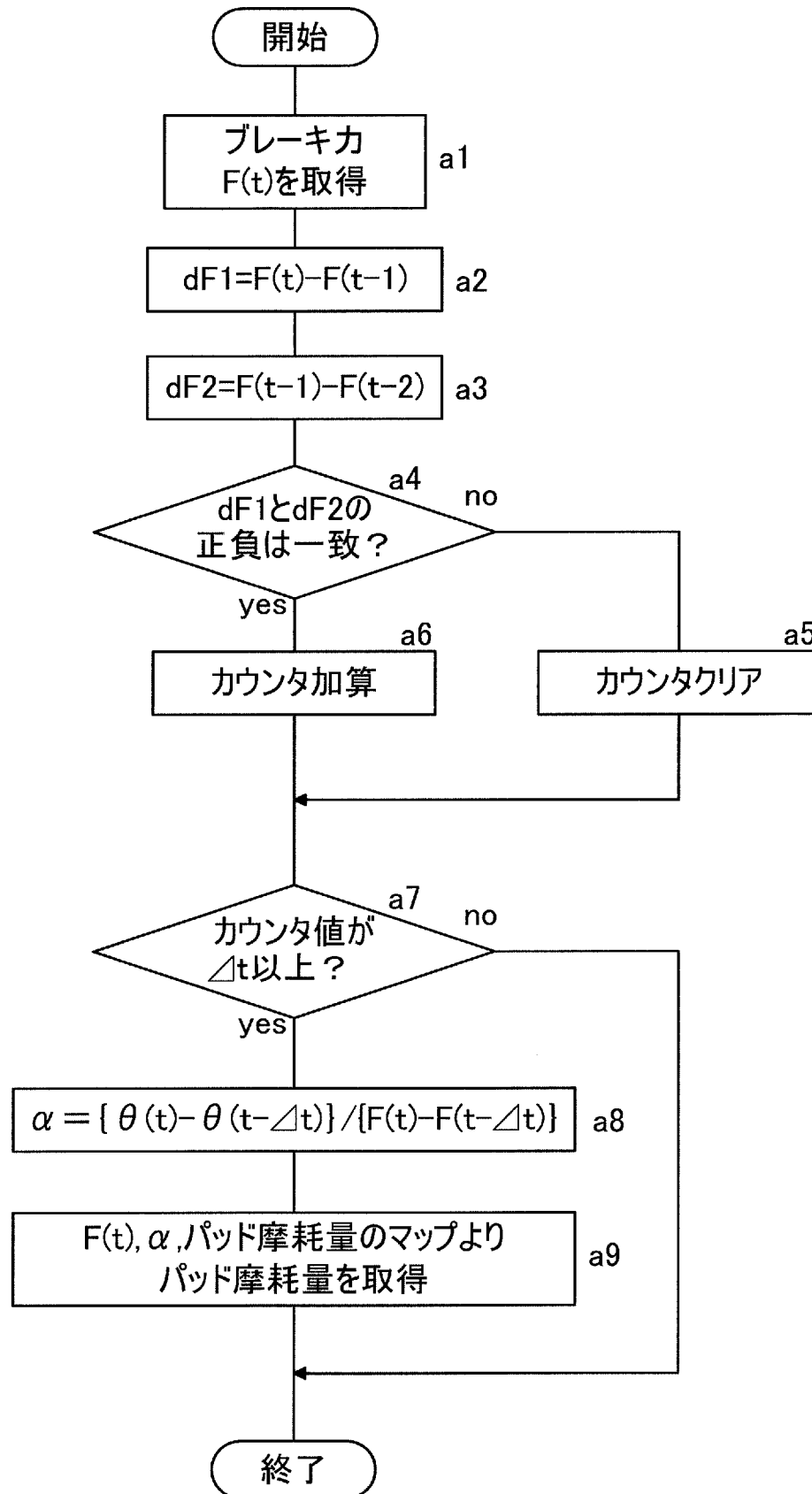
[図5]



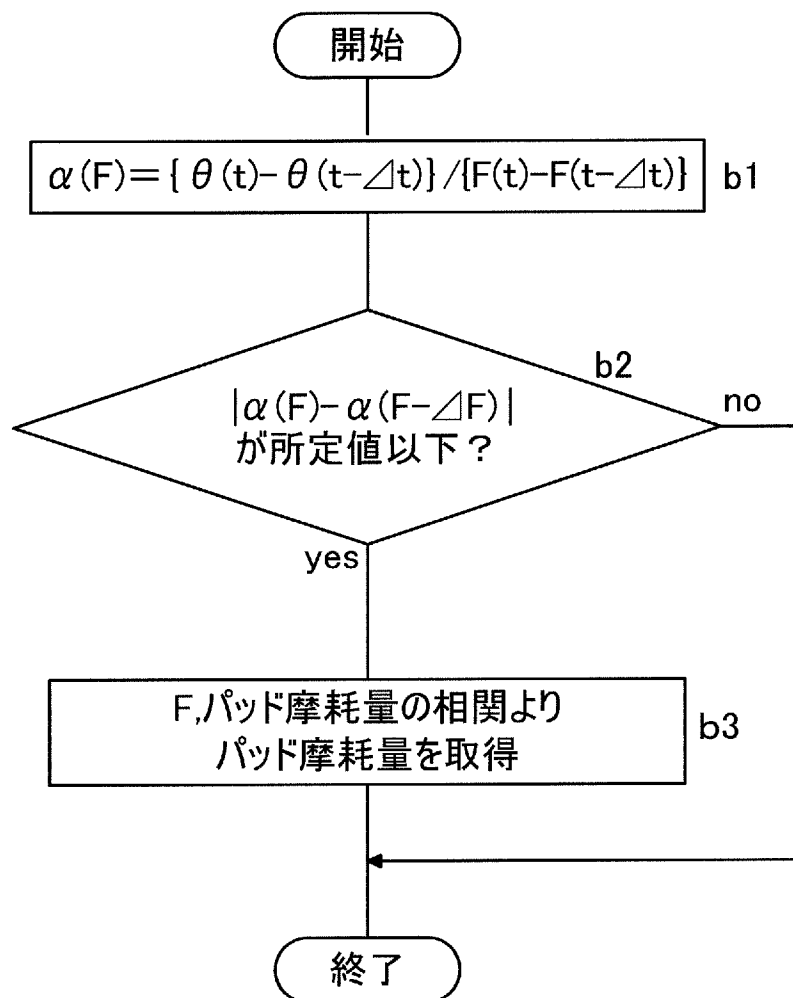
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/058219

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D66/02(2006.01)i, B60T13/74(2006.01)i, F16D65/18(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16D66/02, B60T13/74, F16D65/18

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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.
X	JP 2012-159134 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 23 August 2012 (23.08.2012), paragraphs [0008] to [0075] & US 2012/0193177 A1 & DE 102012201323 A1 & CN 102619910 A	1-2
A	JP 2002-213507 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 31 July 2002 (31.07.2002), paragraphs [0020] to [0053] (Family: none)	1-6
A	JP 2002-205634 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 23 July 2002 (23.07.2002), paragraphs [0024] to [0053] (Family: none)	1-6



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
11 June 2015 (11.06.15)

Date of mailing of the international search report
23 June 2015 (23.06.15)

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

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/058219

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2010-6165 A (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 14 January 2010 (14.01.2010), paragraphs [0010] to [0035] (Family: none)	1-6
A	JP 4756230 B2 (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 24 August 2011 (24.08.2011), paragraphs [0006] to [0025] (Family: none)	1-6
A	JP 4463812 B2 (Hitachi Automotive Systems, Ltd.), 19 May 2010 (19.05.2010), paragraphs [0016] to [0039] (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F16D66/02(2006.01)i, B60T13/74(2006.01)i, F16D65/18(2006.01)i			
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C）） Int.Cl. F16D66/02, B60T13/74, F16D65/18			
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 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2015年 日本国実用新案登録公報 1996-2015年 日本国登録実用新案公報 1994-2015年			
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）			
C. 関連すると認められる文献			
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号	
X	JP 2012-159134 A（日立オートモティブシステムズ株式会社） 2012.08.23, 【0008】-【0075】 & US 2012/0193177 A1 & DE 102012201323 A1 & CN 102619910 A	1-2	
A	JP 2002-213507 A（日産自動車株式会社）2002.07.31, 【0020】 - 【0053】（ファミリーなし）	1-6	
A	JP 2002-205634 A（日産自動車株式会社）2002.07.23, 【0024】 - 【0053】（ファミリーなし）	1-6	
☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。			
* 引用文献のカテゴリー 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す） 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの 「&」 同一パテントファミリー文献			
国際調査を完了した日 11.06.2015		国際調査報告の発送日 23.06.2015	
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（I S A / J P） 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		特許庁審査官（権限のある職員） 杉山 悟史 電話番号 03-3581-1101 内線 3367	3W 3322

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリ*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2010-6165 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2010.01.14, 【0010】－【0035】 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 4756230 B2 (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2011.08.24, 【0006】－【0025】 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 4463812 B2 (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2010.05.19, 【0016】－【0039】 (ファミリーなし)	1-6