

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3902874号
(P3902874)

(45) 発行日 平成19年4月11日(2007.4.11)

(24) 登録日 平成19年1月12日(2007.1.12)

(51) Int. Cl.

F I

F 1 6 D 65/18 (2006.01)

F 1 6 D 65/18

B

F 1 6 D 66/00 (2006.01)

F 1 6 D 65/18

A

F 1 6 D 69/00 (2006.01)

F 1 6 D 66/00

Z

F 1 6 D 69/00

Z

請求項の数 13 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願平10-272403

(22) 出願日 平成10年9月28日(1998.9.28)

(65) 公開番号 特開平11-315865

(43) 公開日 平成11年11月16日(1999.11.16)

審査請求日 平成17年1月26日(2005.1.26)

(31) 優先権主張番号 198195648

(32) 優先日 平成10年4月30日(1998.4.30)

(33) 優先権主張国 ドイツ(DE)

(73) 特許権者 598136633

ドイチェス・ツェントルム・フュア・ルフ

ト・ウント・ラウムファールト・アインゲ

トラーゲナー・フェライン

ドイツ連邦共和国、5 1 1 4 7 ケルン

(番地なし)

(74) 代理人 100060069

弁理士 奥山 尚男

(74) 代理人 100072143

弁理士 秋山 暢利

(74) 代理人 100099623

弁理士 奥山 尚一

(74) 代理人 100096769

弁理士 有原 幸一

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 電気機械式ブレーキ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ブレーキ作動されるブレーキの回転可能な構成要素に対して摩擦力をもたらすために、作動力を発生させて少なくとも1つの摩擦要素に対してその摩擦要素を加圧するように作動力を付与する電気アクチュエータを有する電気機械式ブレーキにおいて、ブレーキ作動される前記構成要素と前記電気アクチュエータ間に前記電気アクチュエータによって生じた作動力を自己増力させる装置を配置し、前記電気アクチュエータによって自己増力装置に加えられる入力 (F_{in}) と、ブレーキ操作中に生じる支持力 (F_B) が前記ウェッジのそれぞれ異なる面に作用するように、自己増力装置は傾斜角 () のウェッジを少なくとも1つ有し、前記ウェッジは関連する当接物に滑動自在または転動自在に支持されていることを特徴とし、さらに摩擦力の設定値を摩擦力の実値と比較する装置を設け、前記の摩擦力を比較する装置は、前記実値が前記設定値から偏った場合に、それに応じて、発生する作動力を増減して前記設定値に前記実値を近似させるように、前記電動アクチュエータを駆動することを特徴とする電気機械式ブレーキ。

【請求項 2】

前記傾斜角 () は、前記電気アクチュエータによって前記自己増力装置に加えられる入力 (F_{in}) が、前記摩擦要素とブレーキ作動される前記構成要素間の摩擦係数 (μ) の変化とは無関係に、ブレーキ作動される前記構成要素の通常の回転方向に関して常に正であるように、選択されることを特徴とする請求項 1 に記載の電気機械式ブレーキ。

【請求項 3】

10

20

前記傾斜角()は、前記電気アクチュエータによって前記自己増力装置に加えられる入力(Fin)が、前記摩擦要素とブレーキ作動される前記構成要素間の摩擦係数(μ)の変化とは無関係に、ブレーキ作動される前記構成要素の通常の回転方向に関して常に負であるように、選択され、かつ前記電気アクチュエータと前記自己増力装置間の全駆動列に対してプレストレスが負の入力(Fin)の方向に与えられることを特徴とする請求項 1 に記載の電気機械式ブレーキ。

【請求項 4】

ブレーキ作動される前記構成要素はブレーキ・ディスク(12)であり、前記自己増力装置は前記ブレーキ・ディスク(12)と平行かつ同軸に配置されたキャリア・リング(14)を有し、前記キャリア・リング(14)には前記ブレーキ・ディスク(12)が面する側と反対側に一連のウェッジ(18)が設けられ、各ウェッジ(18)は傾斜角()を有する第 1 面(20)を備え、前記第 1 面(20)は回転可能に取り付けられた 1 つのボルト(30)上に支持されることを特徴とする請求項 1 ないし 3 のいずれか 1 つに記載のブレーキ。

10

【請求項 5】

前記ボルト(30)の全てはキャリア・リング(14)と同軸に配置された環状ボルト・キャリア(26)内に取り付けられ、前記ボルト(30)の全ての回転軸は前記ブレーキ・ディスク(12)の回転軸に対して直角であり、前記キャリア・リング(14)とボルト・キャリア(26)はブレーキ・ディスク(12)の回転軸の回りに互いに回転可能であることを特徴とする請求項 4 に記載の電気機械式ブレーキ。

20

【請求項 6】

前記キャリア・リング(14)は、歯部(36)によって内周が構成される内歯として設計されていることを特徴とする請求項 4 または 5 に記載の電気機械式ブレーキ。

【請求項 7】

前記電気アクチュエータによって駆動される駆動ピニオン(34)が前記歯部(36)と係合していることを特徴とする請求項 6 に記載の電気機械式ブレーキ。

【請求項 8】

前記キャリア・リング(14)は、前記電気アクチュエータによって、前記ブレーキ・ディスク(12)の回転軸の回りを前記環状ボルト・キャリア(26)に対して相対的に回転可能であることを特徴とする請求項 6 または 7 に記載の電気機械式ブレーキ。

30

【請求項 9】

複数の摩擦要素(16)が前記キャリア・リング(14)の前記ブレーキ・ディスク(12)と面する側に配置されることを特徴とする請求項 4 ないし 8 のいずれか 1 つに記載のブレーキ。

【請求項 10】

前記キャリア・リング(14)と直交する各ウェッジ(18)の高さは、前記ブレーキ・ディスク(12)を含むディスク・ブレーキ(10)の所定の調整移動量に少なくとも相当することを特徴とする請求項 4 ないし 9 のいずれか 1 つに記載の電気機械式ブレーキ。

【請求項 11】

各ウェッジ(18)は、前記キャリア・リング(14)の周方向において、すぐ前のウェッジ(18)と直接繋がっていることを特徴とする請求項 4 ないし 10 のいずれか 1 つに記載の電気機械式ブレーキ。

40

【請求項 12】

各ウェッジ(18)は前記の回転可能に取り付けられたボルト(30)の 1 つに支持される第 2 面(22)を有し、前記第 2 面(22)は前記第 1 面(20)と逆方向に傾斜し、前記第 2 面(22)の傾斜角()は前記傾斜角()よりも大きいことを特徴とする請求項 4 ないし 11 のいずれか 1 つに記載の電気機械式ブレーキ。

【請求項 13】

前記電気アクチュエータは電動モータ(32)であることを特徴とする請求項 1 ないし

50

1 2 のいずれか 1 つに記載の電気機械式ブレーキ。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、ブレーキ作動されるブレーキの回転可能な構成要素に対して摩擦力をもたらすために、作動力を発生させて少なくとも 1 つの摩擦要素に対してその摩擦要素を加圧するように作動力を付与する電気アクチュエータを有する特に車両用の電気機械式ブレーキに関する。

【0002】

【従来の技術】

電気機械式ブレーキはそれ自体がよく知られている。DE 195 43 098 C2 (独国特許明細書) は、ディスク・ブレーキとして設計された、電氣的に作動可能な車両用ブレーキを記載している。この車両用ブレーキのブレーキ・ライニングは電動モータによってブレーキ・ディスクに加圧される。電動モータは、その作動力を、いわゆる遊星こりがり接触式螺子付きスピンドルを介して、ブレーキ・ライニングと相互作用をする軸方向に変位可能に取り付けられたピストンに伝達する。

【0003】

WO 96/03301 (国際公開番号) はさらに別の、ディスク・ブレーキとして設計された、電氣的に作動可能な車両用ブレーキを記載している。この車両用ブレーキのブレーキ・ライニングは、アクチュエータとして機能する電動モータによってブレーキ・ディスクに加圧される。この電動モータは、スピンドルギヤ機構を備え、異なった設計が可能なスピンドル要素によって、ブレーキ・ライニングの変位方向において、ブレーキ・ライニングに作用する軸方向に変位可能なピストンに接続される。なお、この特許文献においては、トルクと回転速度を変換するためのギヤ機構が随意に設けられている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

従来の電気アクチュエータ付きブレーキの主たる問題点は、十分なブレーキ効果を達成するために、アクチュエータが高い作動力を加えねばならないことにある。この高い作動力を加えるために、アクチュエータは大きなパワーが必要であり、非常に大きな駆動ユニット、通常は大きなトルクを有して重量の嵩張る高価な電動モータを駆動源として用いる必要がある。その結果として、電気機械式ブレーキは、今日まで、例えば、車両用ブレーキとして広範に用いられてこなかった。

【0005】

本発明は、同一形式の従来式ブレーキにおける作動力よりもかなり小さい作動力を加えればよい電気アクチュエータを有する、例えば、動力車または軌道車両に好適な電気機械式ブレーキを提供することを目的とする。本発明はさらに、非常に良好な制御応答、高い動的性能が特に重要とされる電気機械式ブレーキを提供することを目的とする。

【0006】

【課題を解決するための手段】

前記の目的を達成するために、冒頭に述べられた形式の本発明の電気機械式ブレーキは、ブレーキ作動される構成要素と電気アクチュエータ間に電気アクチュエータによって生じる作動力の自己増力をもたらす装置を設け、さらに摩擦力の設定値と摩擦力の実値を比較する装置を設け、前記の摩擦力を比較する装置は、摩擦力の実値が設定値から偏った場合に、それに対応して、電気アクチュエータを駆動してその作動力を増減させて、摩擦力の実値を設定値に近似させる、ことを特徴とする。

【0007】

本発明に用いられる、電気アクチュエータによって生じた作動力を補助力を導入することなく純粋に機械的な方法で増加させる、自己増力装置において、所定の摩擦力をもたらすために必要な力に対する電気アクチュエータによる作動力の割合が従来の電気機械式ブレーキにおいては 100% であってが、それが極めて軽減される。本発明によれば、所定の

10

20

30

40

50

摩擦力をもたらすために必要な力の最も大きな部分は自己増力装置によって加えられる。従って、通常のブレーキ操作中にアクチュエータによって加える作動力を容易に、例えば、従来の値の略2%に軽減することが可能である。本発明のブレーキに必要な動力もある程度にまで減少する。その結果、著しく小さく従ってより軽量で安価な、かつ付加的に動的性能の改善された電動モータをアクチュエータとして用いることができる。

【0008】

いわゆる自己増力ブレーキは、従来から、特に動力車のドラム・ブレーキの分野で知られている。しかし、自己増力ブレーキは、作動力が増すと共にその摩擦係数が不均衡に増すという欠点を有している。従来の油圧ブレーキ・システムにおいて、個々の車輪ブレーキ・シリンダにおけるブレーキ力の分布はブレーキラインの圧力と油圧ピストンの面積によって決定されるので、自己増力ブレーキが用いられるとき、ブレーキの摩擦ライニングとブレーキ作動されるブレーキ・ディスクまたはブレーキ・ドラム間に実際に存在する異なった摩擦係数によって、車両の個々の車輪における摩擦力が非常に異なるという現象が不可避にもたらされる。車両の運転者もこのような車輪ごとに摩擦力が異なるという現象を認知させられる。なぜなら、そのような現象によって、車両がブレーキ中に傾いてしまう、すなわち、車両が不本意にその走行の方向を変えてしまうからである。特に、滑りやすい路面においてブレーキ操作を行ったときに、このような車輪ごとに摩擦力が異なるという現象によって、横すべりが生じることがある。前記の摩擦力が異なるという現象に関連する欠点によって、自己増力ブレーキは、かなり長い間、動力車の分野で有用なブレーキとして用いられなかった。

【0009】

本発明は、このような専門分野の古くからの偏見を克服したものであり、エンジンおよび（関連する軸受やギヤ機構を含む）下流側の動力伝達要素からなる多重要素によって構成される比較的複雑な駆動列を駆動するために、電気機械式ブレーキは通常所定の分布のブレーキ力の発生させるための力またはトルクおよび/または位置を測定するセンサーシステムを有している、という事実を利用している。本発明によれば、このような公知のセンサーシステムが、前述の摩擦力に関する設定値と実値の比較を実施するために、なんらの変更もせずに用いられ、それによって、設定値と実値との間に差異が検出されたとき、例えば、センサーシステムに連結された電子制御ユニットによって、電気アクチュエータは摩擦力の実値が設定値に近似するように駆動される。なお、本明細書において、摩擦力の実値は公知の方法によって直接的または間接的に測定される。

【0010】

アクチュエータによる作動力が非常に軽減されたことによって、本発明による電気機械式ブレーキは従来の電気機械式ブレーキと比較して動的性能が著しく改善され、それによって、本発明による電気機械式ブレーキは、摩擦要素とブレーキ作動される構成要素間の摩擦力の変動が速度に対して補償されて、例えば、それが動力車の駆動性能に悪影響をもたらすことがなくなるので、自己増力装置に関連する前述の欠点をなくしてその利点を活かすことが可能になる。

【0011】

本発明による電気機械式ブレーキの好適な実施態様によれば、自己増力装置は、傾斜角を有して関連する当接物に滑動自在にまたは転動自在に支持される少なくとも1つのウェッジを有している。1実施態様によれば、電気アクチュエータによって自己増力装置に加えられ入力が、摩擦要素とブレーキ作動される構成要素間の摩擦係数の変化とは無関係に、ブレーキ作動される構成要素の通常の回転方向に対して常に正であるように、傾斜角が定められる。このような入力が正となる傾斜角を有するウェッジは加圧ウェッジとも呼ばれる。なぜなら、自己増力装置の寸法は、傾斜角の選択にのみ依存し、前記のように入力が正となる傾斜角が選択された場合は、摩擦係数 μ の変化とは無関係にブレーキの全操作状態において圧縮力がウェッジに加えられて所定の摩擦力を得るような寸法に決定されるからである。ここで、圧縮力は電気アクチュエータによって加えられる。このような圧縮力が加えられるウェッジ装置を用いることによって、本発明による電気機械式

ブレーキに必要なエネルギーは、設計すなわち傾斜角 の選択に依存して、通常の操作においては自己増力装置を有しない従来の電気機械式ブレーキに必要なエネルギーの2%に、またフェイディングモードにおいてはその約17%に軽減させることができる。

【0012】

ここで、フェイディング操作という用語は、極端に強いブレーキ力によって温度変化が生じ、ブレーキ・ライニングからガスが放出され、それによって摩擦係数が低下するようなブレーキの作動状態を意味する。特に高速から繰り返しブレーキ操作が連続的に行われたあとまたは山岳地帯の峠の比較的長い下路を走行するときに、動力車にブレーキ・フェイディングが生じる。

【0013】

本発明による電気機械式ブレーキの他の実施態様によれば、電気アクチュエータによって自己増力装置に加えられる入力、摩擦要素とブレーキ作動される構成要素間の摩擦係数の変化とは無関係に、ブレーキ作動される構成要素の通常の回転方向に対して常に負であるように、傾斜角 が定められ、かつ電気アクチュエータと自己増力装置間の全駆動列に本実施態様における負の入力方向にプレストレスが付加される。前記の圧縮力が加わるウェッジ装置とは逆に、この連続的に負の入力が付加される場合は、張力が加えられるウェッジ装置と呼ばれ、ブレーキの各操作状態において、張力がウェッジに加えられる。この張力が加えられるウェッジ装置は、圧縮力が加えられるウェッジ装置の傾斜角よりも小さい傾斜角 を適切に選択することによって得られる。張力が加えられるウェッジ装置の利点は、その張力が加えられた状態においては増力効果が低いので、ブレーキはさらに安定に挙動し、その結果として、通常のブレーキ操作中におけるブレーキの制御性を改善することができる点にある。しかし、この利点は、通常のブレーキ操作中において必要とされるエネルギーが圧縮力が加えられるウェッジ装置と比較してかなり高くなるという犠牲を伴って達成される。

【0014】

フェイディングモードにおいて、張力が加えられたウェッジ装置は、摩擦係数 μ が減少することによって、加えられる張力が急激に低下し、その状態において、アクチュエータは必要な摩擦力を発生させるのに作動力をほとんど必要としない。

【0015】

圧縮力が加えられるウェッジ装置と張力が加えられるウェッジ装置は、ブレーキの全操作範囲において、駆動列に生じる負荷変動の可能性が排除される点にある。しかし、駆動列におけるいかなる負荷変動をも避けるためには、張力が加えられるウェッジ装置の場合、すでに述べたように、駆動列にプレストレスを付加的に与えておく必要がある。

【0016】

本発明による好適な実施態様において、ブレーキ作動される構成要素はブレーキ・ディスクであり、自己増力装置はそのブレーキ・ディスクと間隙を置いて平行にかつ同軸に配置されるキャリア・リングである。このキャリア・リングには、そのブレーキ・ディスクが面する側の反対側に一連のウェッジが設けられている。ウェッジは、各々、傾斜角 を有して回転可能に取り付けられたボルトに支持される第1面を有している。

【0017】

このブレーキの1つの具体例によれば、すべてのボルトは、キャリア・リングと同軸に配置された環状ボルト・キャリア内に設けられ、すべてのボルトの回転軸はブレーキ・ディスクの回転軸に対して直角に配列され、キャリア・リングとボルト・キャリアはブレーキ・ディスクの回転軸の回りを互いに回転可能である。ボルト・キャリアとキャリア・リングが相対的に回転することによって、ウェッジとボルトは互いに向き合って相対的に走行し、キャリア・リングとボルト・キャリア間の間隙が相対的な回転および傾斜角 の関数として増加する。

【0018】

前述のキャリア・リングは、内周に歯部を有する内歯として設計されるのが好ましい。電気アクチュエータとこの内歯は、前述の歯部と係合して電気アクチュエータによって駆動

10

20

30

40

50

可能な出力ピニオンによって接続されるのが好ましい。

【0019】

本発明による、ディスク・ブレーキとして設計されるこのようなブレーキの好適な実施態様において、環状ボルト・キャリアは固定され、内歯として設計されるキャリア・リングは、電気アクチュエータによってブレーキ・ディスクの回転軸の回りをボルト・キャリアに対して回転される。しかし、変更例として、キャリア・リングは固定されてボルト・キャリアが回転されるように設計されてもよい。

【0020】

キャリア・リングを備える本発明のブレーキにおいて、キャリア・リングのブレーキ・ディスクに面する側に複数の摩擦要素が配列されるのが好ましい。これらの摩擦要素は、キャリア・リングの他の側に存在するウェッジによってブレーキ・ディスクに対して軸方向に加圧される。熱的な影響を考慮して、複数の摩擦要素は、キャリア・リングの周方向において互いに離間されて配置されるのが好ましい。しかし、もし比較的大きな摩擦ライニング面が必要なら、単一の連続的な環状摩擦要素を配置することも可能である。摩擦要素は、キャリア・リングに例えば接着によって直接接続されてもよいし、別体のキャリアプレートに取り付けて簡単に離脱可能な方法でキャリア・リングに取り付けてもよい。

10

【0021】

キャリア・リングに設けられた各ウェッジの高さは、キャリア・リングと直交する方向において、少なくともディスク・ブレーキの所定の調整移動量、すなわち、摩擦要素の最大許容磨耗量に最大負荷が付与された場合に摩擦要素を支持するブレーキ構成要素の変形量の和に相当する、のが好ましい。この調整移動量はウェッジ装置によってのみ与えられる。

20

【0022】

キャリア・リングを有する本発明によるブレーキの好適な実施態様において、各ウェッジは、そのキャリア・リングの周方向において先行するウェッジの直後に隣接するように配置される。こうして、ウェッジの運動における遊びは最小化される。また、各ウェッジには回転可能に取り付けられたボルトに支持される第2面が設けられるのが好ましい。この第2面は第1面と逆方向に傾斜し、傾斜角 θ_1 よりも大きい傾斜角 θ_2 を有するのが好ましい。このような自己増力装置において、傾斜角 θ_1 を有する第1面は車両が前方に走行するときに利用され、傾斜角 θ_2 で傾斜している第2面は逆方向に走行する車両に対するブレーキ操作に利用される。第2面の傾斜角を傾斜角 θ_2 と比較して大きな傾斜角 θ_3 とすることによって、各ウェッジの全長を短くして空間を節約することができる。そして、そのように第2面の傾斜角を大きくしても、逆方向に走行する場合のブレーキ操作に必要なブレーキ力は前方に走行する場合のブレーキ操作に必要なブレーキ力よりも通常は著しく小さいので、不都合ではない。

30

【0023】

本発明によるブレーキの好適な実施態様において、電気アクチュエータとして電動モータが用いられるが、他の駆動ユニットを用いることも可能である。

【0024】

【発明の実施の形態】

40

以下、添付の概略図面を参照して、本発明によるディスク・ブレーキとして構成される電気機械式ブレーキの好適な実施の形態を詳述する。

【0025】

図1は、軸Aの回りに回転可能でかつ内部に通気口を有するブレーキ・ディスク12を備えるディスク・ブレーキ10を三次元的に示す図である。

【0026】

第1キャリア・リング14は、ブレーキ・ディスク12から軸方向に特定距離だけ離れて前記ディスクと平行にかつ軸Aと同軸に配置されている。この第1キャリア・リング14のブレーキ・ディスク12に面する側に複数の摩擦要素16が取り付けられている。摩擦要素16は、以下に詳述するように、ブレーキ・ディスク12をブレーキ作動するのに必

50

要な摩擦力を発生させるために、ブレーキ・ディスク 12 に対して押しつけられる。第 1 キャリア・リング 14 の反対側、すなわち、ブレーキ・ディスク 12 と面しない側に、一連のウェッジ 18 が固着されている。各ウェッジ 18 には、傾斜角 θ を有する第 1 面 20 と傾斜角 ϕ を有する第 2 面 22 が形成されている。第 1 キャリア・リング 14 を平面から見ると、両面 20、22 は、互いに直接隣接して、基本的に第 1 キャリア・リング 14 の周方向に延長している。変更例（図示せず）として、2 つの面 20、22 は図 1 に例示されるように互いに共通端 24 において当接せず、その代わりに、それらの面 20、22 間にキャリア・リング 14 と平行に延出する部分を有している。

【0027】

図 1 から明らかなように、2 つの面 20、22 は互いに逆方向に傾き、第 2 面 22 の傾斜角 ϕ は第 1 面 20 の傾斜角 θ よりも著しく大きい。ウェッジ 18 は、より明瞭にするために、そのいくつかのみしか図 1 に示されていないが、キャリア・リング 14 の周方向から見て、互いに直接的に繋がっている。従って、第 1 キャリア・リング 14 の軸方向の全外面はウェッジ 18 によって覆われている。しかし、他の実施の形態として（図示せず）、第 1 キャリア・リング 14 の周方向において、2 つの連続するウェッジ 18 間にある距離を設けてもよい。この場合、キャリア・リング 14 の軸方向の全外面はウェッジ 18 によって覆われていないが、その代わり、ウェッジ 18 は、例えば、グループ化されて配置され、第 1 キャリア・リング 14 の周方向において互いに続いている 2 つのウェッジのグループの間に比較的大きな距離が設けられるとよい。ウェッジ 18 は第 1 キャリア・リング 14 と一体化されてもよいし、別体として作製されてからキャリアリング 14 に固着されてもよい。

【0028】

第 1 キャリア・リング 14 の軸方向外側に、略 U 字形断面の環状ボルト・キャリア 26 が配置されている。環状ボルト・キャリア 26 は、キャリア・リング 14 に向かって開口される環状空洞 28 を有し、その環状空洞 28 内にウェッジ 18 が突出している。ウェッジ 18 と同じ数のボルト 30（図 1 には、二個のみが例示されている）がこの環状空洞 28 内に回転可能に取り付けられている。ウェッジ 18 と相互作用するように設けられたボルト 30 の回転軸は軸 A に対して直交している。図 1 に例示される好適な実施の形態において、各ボルト 30 は、ボルト・キャリア 26 に固定された軸に回転可能に取り付けられたスリーブとして具体化されている。

【0029】

電動モータ 32 は、ボルト・キャリア 26 の半径方向内側の周面に締結されている。この電動モータ 32 は、ディスク・ブレーキ 10 に作動力を付与する電気アクチュエータとして機能し、第 1 キャリア・リング 14 の半径方向内側の周面に形成された歯部 36 と係合する出力ピニオン 34 を有している。必要に応じて、ギア機構（図示せず）が電動モータ 32 と出力ピニオン 34 間に配置されてもよい。

【0030】

ブレーキ・ディスク 12 の第 1 キャリア・リング 14 と対向する側に、第 2 キャリア・リング 38 がブレーキ・ディスク 12 から軸方向にある距離だけ離れてそのブレーキ・ディスク 12 と平行にかつ軸 A と同軸に配置されている。この第 2 キャリア・リング 38 には、ブレーキ・ディスク 12 に面する側に摩擦要素 16' が設けられている。これらの要素は少なくとも本質的に摩擦要素 16 と対応する点において第 2 キャリア・リング 38 に設けられ、ブレーキ操作中にブレーキ・ディスク 12 に対して押し付けられる。

【0031】

ディスク・ブレーキ 10 の半径方向外側の領域に、複数のサドル 40（図 1 には三個のサドルが例示されている）が配置されている。これらのサドル 40 は、ボルト・キャリア 26、第 1 キャリア・リング 14、ブレーキ・ディスク 12 および第 2 キャリア・リング 38 と係合し、半径方向内側に突出するアーム 42 によって、ボルト・キャリア 26 の軸方向外側の端面および第 2 キャリア・リング 38 またはそれに接続される構成要素の軸方向外側の端面に支持される。

10

20

30

40

50

【0032】

例示されるディスク・ブレーキ10の機能について説明する。ここで、ディスク・ブレーキ12は矢印 12 の方向に回転すると仮定する。この回転方向は、車両に搭載されるディスク・ブレーキ10の前方に向かう走行に相当する。ブレーキ操作を始動するために、電動モータ32が通電され、続いて、第1キャリア・リング14が固着されているボルト・キャリア26に対して回転方向 14 において角度 θ だけ回転するように、出力ピニオン34を駆動する。その結果、ウェッジ18の第1面20が対応するボルト30を押し上げるように当接し、第1キャリア・リング14がブレーキ・ディスク12に対して軸方向に変位され、摩擦要素16がブレーキ・ディスク12に対して押しつけられる。キャリア・リング14の軸方向変位の量 s は、式 $s = \frac{r}{\sin(\theta + P)}$ によって決定される。但し、 θ は回転角で、 P は傾斜角 θ から得られる第1面20の傾斜である。

10

【0033】

摩擦要素16がブレーキ・ディスク12に押しつけられると、その結果としての反力が生じて、摩擦要素16、第1キャリア・リング14、ボルト・キャリア26およびサドル40を介して、ブレーキ・ディスク12に対する第2キャリア・リング38の軸方向変位をもたらす。その結果、摩擦要素16'が(浮動キャリパの原理で)事実上遅れを生じることなくブレーキ・ディスク12に押しつけられる。

【0034】

ボルト30と相互反応するウェッジ18は自己増力装置を構成する。すなわち、出力ピニオン34を介して電動モータ32によってディスク・ブレーキ10に加えられる作動力は外部からさらに力が加わることなく自動的に増力される。自己増力効果を、図2に概略的に示されたウェッジ18に作用する力の平衡状態に基づいて説明する。図2において、 F_{in} は、ウェッジ18に加えられる入力であり、 F_B は、ブレーキ操作中に、ボルト30によって反力となる支持力であり、入力 F_{in} と逆方向の力 F_{By} とブレーキ・ディスクと直交する圧縮力 F_{Bx} に分解され、 F_N は、力 F_{Bx} と逆方向の、ブレーキ・ディスクと直交する力であり、 F_R は、ウェッジまたは摩擦要素に生じる摩擦力である。

20

【0035】

この力の平衡によって、ブレーキ・ディスクにおける摩擦力または摩擦トルク F_R は、 $F_{in} = \frac{F_R}{\sin(\theta + P)}$ の式から明らかのように、傾斜角 θ 、干渉変数である摩擦係数 μ 、および入力 F_{in} にのみ依存する。

30

【0036】

摩擦係数 μ は、ブレーキの負荷が大きくなると、比較的大きく変化することがある。ブレーキ操作中に、摩擦係数がこのように変化すると、摩擦力 F_R が変化し、その結果、ブレーキ作動されるブレーキの構成要素、すなわち、ブレーキ・ディスク12のブレーキ作動による減速状態が変化する。摩擦係数のこのような好ましくない変化を補償するために、例示されたディスク・ブレーキ10は摩擦力を連続的に測定することが可能なセンサ・システム(図示せず)を設けている。この公知のセンサ・システムは、電子制御ユニット(図示せず)に接続されている。電子制御ユニットはセンサ・システムからの受信信号を評価し、詳細には、摩擦力の実値を摩擦力の所定の設定値と比較する。この信号の評価に基づいて、第1キャリア・リング14を回転方向 14 またはその逆方向に回転させることによって、摩擦力の実値を増減させてその実値を設定値と近似させるように、電動モータ32が制御ユニットによって駆動される。

40

【0037】

システムが良好な制御能力を有するには、特にブレーキ操作の始動時や、ブレーキ負荷が高くブレーキ・ディスク12および摩擦要素16、16'が熱くなるいわゆるフェイディング・モードにブレーキの状態が変化するとき、電動モータ32とウェッジ18間に負荷変動が生じないように、ウェッジ18の第1面20の傾斜 P が選択されることが重要である。

50

【 0 0 3 8 】

負荷変動の抑制は、ブレーキ操作の全範囲にわたって張力のみかまたは圧縮力のみが入力 F_{in} としてモータ 32 とキャリア・リング 14 間に加えられるように傾斜角 θ が選択されること、すなわち、ブレーキ操作の全範囲にわたって入力 F_{in} が正または負のいずれかを保つことによって実現される。実際、ある特定の傾斜角 θ において、入力 F_{in} は摩擦係数 μ の変化によってその正負が変化する可能性がある。その入力 F_{in} の正負の変化は駆動列内に存在する遊びの移動範囲において駆動列に好ましくない移動をもたらし、その結果、制御するのが困難な力が飛び跳ねるように生じる。

【 0 0 3 9 】

駆動列内の負荷変動を防ぐには、ブレーキ操作の全範囲にわたって、以下の式が満足されることが必要である。

$$1 - \tan \theta / \mu < 0$$

この式は、入力 F_{in} がブレーキ操作の全範囲にわたって正であることを示し、このような構成のウェッジ装置を圧縮力の加えられるウェッジ装置と呼ぶ。または、駆動列内の負荷変動を防ぐには、ブレーキ操作の全範囲にわたって、以下の式が満足されることが必要である。

$$1 - \tan \theta / \mu > 0$$

この式は、入力 F_{in} がブレーキ操作の全範囲にわたって負であることを示し、このような構成のウェッジ装置を張力の加えられるウェッジ装置と呼ぶ。

【 0 0 4 0 】

もし、入力 F_{in} が常に負（張力の加えられるウェッジ装置、 $F_{By} < F_R$ ）となるように、傾斜角 θ が選択されるなら、以下の結果が得られる。

【 0 0 4 1 】

1 . 摩擦要素の摩擦係数 μ は標準的であり、電動モータ 32 によって加えられる入力 F_{in} は比較的高く、その結果、通常のブレーキ操作中において電動モータ 32 に必要なエネルギーはかなり高い。にも関わらず、電動モータ 32 に必要なエネルギーは、従来の電気機械式ブレーキと比較して 80 % 以上まで軽減される。

【 0 0 4 2 】

2 . フェイディングモードにおいて、すなわち、摩擦係数 μ が低下しているとき、電動モータ 32 によって加えられる張力は前述の関係に基づいて減少し、従って、必要な摩擦力 F_R を発生するためのエンジンパワーおよびエンジントルクはほとんど必要とされない。従来の装置と比較して、電動モータ 32 に必要なエネルギーは、選択される傾斜角 θ に依存して、95 % 以上まで軽減される。

【 0 0 4 3 】

張力に加えられるウェッジ装置の利点は、増力効果が小さいのでシステムの挙動がより安定し、通常なブレーキ操作中のブレーキの制御能力が改善される点にある。ただし、この利点は、ブレーキが通常に作動しているときはいくらか高いエネルギーが必要である、という犠牲を伴う。

【 0 0 4 4 】

一方、入力 F_{in} が常に正（圧縮力に加えられるウェッジ装置、 $F_{By} > F_R$ ）となるように、傾斜角 θ が選択されるなら、以下の結果が得られる。

【 0 0 4 5 】

1 . 摩擦要素の摩擦係数 μ は標準的であり、電動モータ 32 によって加えられる圧縮力 F_{in} は理論的には望み通りの低い値に設定可能である。ただし、実際には、制御能力（過度に高い増力効果、干渉変数の影響など）に依存して、過度に小さい圧縮力を選択することはできない。にも関わらず、通常のブレーキ操作中において、電動モータ 32 に必要なエネルギーは、従来の自己増力装置を有しない電気機械式ブレーキと比較して 90、95 %、それ以上まで軽減される。

【 0 0 4 6 】

2 . フェーディングモードにおいて、電動モータ 32 によって加えられる圧縮力は増し、

10

20

30

40

50

従って、必要な摩擦力 F_R を発生するためのエンジンパワーおよびエンジントルクは大きくなる。

【0047】

圧縮力の加えられるウェッジ装置の利点は、フェイディングモードにおいて比較的高い力を加えるように設計された電動モータ32が、通常のブレーキ操作中ではトルクと力にかなりの余裕があるので、通常のブレーキ操作中に良好な動的性能を発揮することができる点にある。

【0048】

例示されたディスク・ブレーキ10による前記のブレーキ操作の説明において、圧縮力が加えられるウェッジ装置が基本的には用いられた。すなわち、ウェッジ18は第1キャリア・リング14の対応する回転に基づいてボルト30を加圧する。一方、張力が加えられるウェッジ装置においては、対応する傾斜角の選択によって予め定めることによって、電動モータ32は反対方向に回転する。駆動列にプレストレスを与える張力の加えられるウェッジ装置は図1に例示されていない。

【0049】

始動されたブレーキ操作を終了させるために、電動モータ32は、出力ピニオン34が作動中に移動したのと反対方向に回転し、その結果、第1キャリア・リング14は始動位置に再び復帰し、すなわち、ウェッジ18の第1面20がボルト30から離れ、キャリア・リング14はブレーキ・ディスク12から軸方向において離れるように移動する。

【0050】

また、逆方向に走行する車両もウェッジ18の傾斜角を有する第2面22を用いてブレーキ作動される。この第2面22の傾斜角は、逆方向の走行のブレーキ操作には通常特に大きな摩擦力が必要とされないのので、第1面20の傾斜角よりも著しく大きく選択される。傾斜角よりも傾斜角が大きいので、逆方向に走行する場合のブレーキ操作において、電動モータ32は大きいエネルギーが必要であるが、これは逆方向に走行する場合のブレーキ操作は通常低いブレーキ力しか必要としないので不都合とはならない。

【0051】

もしブレーキ・ディスク12が矢印と逆方向に回転すると（車両が逆方向に走行すると）、例えば、現在通常に用いられているABSシステムのセンサーシステムによって、回転方向の変化が検出されるので、第2面22がボルト30を押し上げるように当接するまで第1キャリア・リング14が電動モータ32によって回転される。以後のブレーキ操作は前述の通りである。

【0052】

変更例として、逆方向に走行する場合のブレーキ操作を第1面20によって行うことも可能である。ただし、そのために、電動モータ32は（特に圧縮力が加えられるウェッジ装置の場合、すなわち、傾斜角が大きい場合）十分な力および/またはトルクを必要とする。なぜなら、ウェッジ18とボルト30の組み合わせは非自己増力装置として作用するので、電動モータ22は必要な摩擦力を完全に付与しなければならないからである。

【0053】

実施の形態において詳細に述べられたブレーキはディスク・ブレーキとして実施されているが、ドラム・ブレーキとして実施することも可能である。その場合、ウェッジ18は、例えば、ドラムブレーキのシューの半径方向内側に配置されるとよい。さらに、自己増力効果は、ウェッジ以外に、例えば、4本の連鎖バーの形態によっても達成される。

【0054】

【発明の効果】

上記のように、本発明によれば、ブレーキ作動される構成要素と電気アクチュエータ間に電気アクチュエータによって生じる作動力の自己増力をもたらす装置を設け、さらに摩擦力の設定値と摩擦力の実値を比較する装置を設け、摩擦力の実値が設定値から偏った場合に、それに対応して、電気アクチュエータを駆動してその作動力を増減させて摩擦力の実値を設定値に近似させるように構成したので、電気アクチュエータによって加える作動力を

10

20

30

40

50

容易に、例えば、従来の値の略 2 % にまで軽減することができ、その結果、著しく小さく従ってより軽量で安価な、かつ付加的に動的性能の改善された電動モータをアクチュエータとして用いることが可能である。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明によるディスク・ブレーキとして構成された電気機械式ブレーキを三次元的に示す図である。

【図 2】図 1 に例示されたブレーキのウェッジに作用する各力を表す図表である。

【符号の説明】

10	ディスク・ブレーキ	
12	ブレーキ・ディスク	10
14	第 1 キャリア・リング	
16, 16'	摩擦要素	
18	ウェッジ	
20	第 1 面	
22	第 2 面	
24	共通端	
26	環状ボルト・キャリア	
28	環状空洞 28	
30	ボルト	
32	電動モータ	20
34	出力ピニオン	
36	歯部	
38	第 2 キャリア・リング	
40	サドル	
42	アーム	
	、 傾斜角	

【 図 1 】

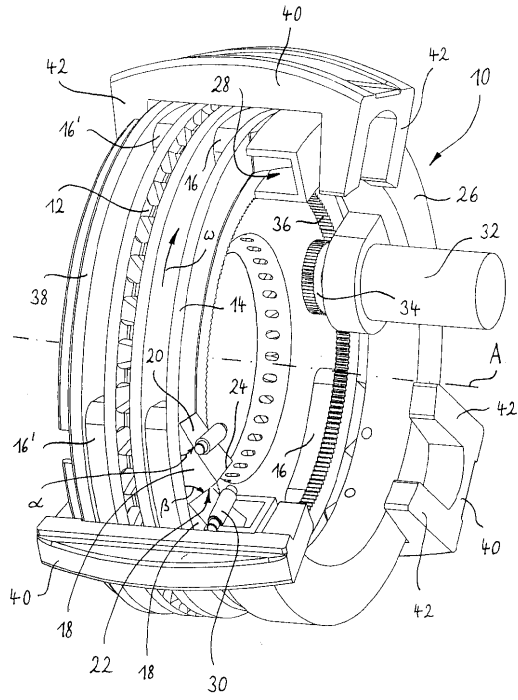


Fig. 1

【 図 2 】

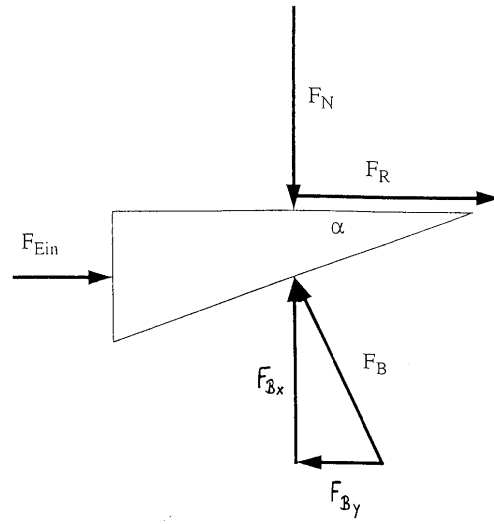


Fig. 2

フロントページの続き

- (72)発明者 ヨハannes・ディートリヒ
ドイツ連邦共和国、8 2 2 0 5 ギルヒンク、アム・ブーヘンシュトック 3 0
- (72)発明者 ベルト・ゴムバート
ドイツ連邦共和国、8 2 2 8 4 グラーフラート、ビルケンヴェーク 2
- (72)発明者 マルクス・グレーベンシュタイン
ドイツ連邦共和国、8 1 5 4 1 ミュンヘン、マリアヒルフシュトラッセ 2 2 アー

審査官 小野 孝朗

- (56)参考文献 特表平08 - 510316 (JP, A)
実開昭59 - 075934 (JP, U)
特開昭63 - 242764 (JP, A)
特開昭61 - 018553 (JP, A)
特開昭51 - 066645 (JP, A)
特表平07 - 505698 (JP, A)
特開昭50 - 024671 (JP, A)
実開昭62 - 166332 (JP, U)
特開昭58 - 146723 (JP, A)
特開昭62 - 127533 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16D 49/00 - 71/02