

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4878107号
(P4878107)

(45) 発行日 平成24年2月15日(2012.2.15)

(24) 登録日 平成23年12月9日(2011.12.9)

(51) Int. Cl.		F 1	
F 1 6 D 55/224	(2006.01)	F 1 6 D 55/224	1 1 2 A
F 1 6 D 65/18	(2006.01)	F 1 6 D 65/18	
F 1 6 D 65/56	(2006.01)	F 1 6 D 65/56	S
F 1 6 D 65/14	(2006.01)	F 1 6 D 65/14	1 2 4
		F 1 6 D 65/14	4 0 8

請求項の数 7 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2004-183815 (P2004-183815)	(73) 特許権者	390023711
(22) 出願日	平成16年6月22日(2004.6.22)		ローベルト ボツシュ ゲゼルシャフト
(65) 公開番号	特開2005-16727 (P2005-16727A)		ミット ベシユレンクテル ハフツング
(43) 公開日	平成17年1月20日(2005.1.20)		ROBERT BOSCH GMBH
審査請求日	平成19年6月19日(2007.6.19)		ドイツ連邦共和国 シュツツガルト (
(31) 優先権主張番号	10328244.0		番地なし)
(32) 優先日	平成15年6月24日(2003.6.24)		Stuttgart, Germany
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)	(74) 代理人	100061815
			弁理士 矢野 敏雄
		(74) 代理人	100114890
			弁理士 アインゼル・フェリックス＝ライ
			ンハルト
		(72) 発明者	ディーター バウマン
			ドイツ連邦共和国 ヘミンゲン ヘレーネ
			ーランゲーシュトラーセ 33
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自己倍力作用を備えたディスクブレーキ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

自己倍力作用を備えたディスクブレーキであって、摩擦ブレーキパッド及び操作ユニットが設けられており、該操作ユニットにより、摩擦ブレーキパッドがブレーキディスクに対して押圧可能であり、自己倍力装置が設けられており、該自己倍力装置が、ディスクブレーキの操作時に、回転しているブレーキディスクから、該ブレーキディスクに対して押圧される摩擦ブレーキパッドに加えらるる摩擦力を、摩擦ブレーキパッドを操作ユニットに対して付加的にブレーキディスクに対して押圧する圧着力に変換し、自己倍力装置が、摩擦ブレーキパッド(16)の、ブレーキディスク(28)に向いていない方の背面に楔プレート(28)を有しており、該摩擦ブレーキパッド(16)が、支持プレート(36)に軸線方向に支持された対向楔プレート(38)に支持されており、該対向楔プレート(38)が、支持プレート(36)に関して運動可能である形式のものにおいて、ディスクブレーキ(10)が、摩擦ブレーキパッド(14, 16)の摩耗を補償するための摩耗調節装置(54)を有しており、該摩耗調節装置(54)が、アクチュエータ(22; 60; 64)を有しており、該摩耗調節装置(54)が、支持プレートとブレーキディスク(18)との間の間隔を調節するために操作可能になっており、摩擦ブレーキパッド(14, 16)が、ブレーキキャリパ(12)内に位置しており、摩擦調節装置(54)が、支持プレート(36)の周面にねじ山(42)を有していて、該ねじ山(42)が、ブレーキキャリパ(12)のねじ山(44)に係合していることを特徴とする、自己倍力作用を備えたディスクブレーキ。

10

20

【請求項 2】

前記摩耗調節装置(54)の前記アクチュエータ(22; 60; 64)が、電気機械式のアクチュエータ(22; 60; 64)である、請求項1記載のディスクブレーキ。

【請求項 3】

摩耗調節装置(54)のアクチュエータが、支持プレート(36)のねじ山(42)を回転させるための電動モータ(60)を有している、請求項1記載のディスクブレーキ。

【請求項 4】

摩耗調節装置(54)が、段階式駆動装置(62)を有しており、該段階式駆動装置(62)により、支持プレート(36)のねじ山(42)が段階的に回転可能である、請求項1記載のディスクブレーキ。

10

【請求項 5】

摩耗調節装置(54)が、切換又は付加切換装置(24)を有しており、該切換又は付加切換装置(24)により、操作ユニット(20)の力又はモーメント作用が摩耗調節装置(54)に導入可能である、請求項1記載のディスクブレーキ。

【請求項 6】

摩耗調節装置(54)が、切換又は付加切換装置として分配伝動装置(24)を有している、請求項5記載のディスクブレーキ。

【請求項 7】

当該ディスクブレーキ(10)が、摩耗調節装置(54)のための戻し装置(80)を有していて、該戻し装置(80)によって、摩耗調節装置(54)が、摩擦ブレーキパッド(14, 16)の交換のための出発位置へ戻し可能になっている、請求項1記載のディスクブレーキ。

20

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自己倍力作用を備えたディスクブレーキであって、摩擦ブレーキパッド及び操作ユニットが設けられており、該操作ユニットにより、摩擦ブレーキパッドがブレーキディスクに対して押圧可能であり、自己倍力装置が設けられており、該自己倍力装置が、ディスクブレーキの操作時に、回転しているブレーキディスクから、該ブレーキディスクに対して押圧される摩擦ブレーキパッドに加えられる摩擦力を、摩擦ブレーキパッドを操作ユニットに対して付加的にブレーキディスクに対して押圧する圧着力に変換し、自己倍力装置が支持部を有しており、該支持部で、摩擦ブレーキパッドが制動時に、所定の角度でブレーキディスクに対して斜めに支持される形式のものに関する。

30

【背景技術】

【0002】

この形式のディスクブレーキはそれ自体公知である。このディスクブレーキは摩擦ブレーキパッドを有しており、この摩擦ブレーキパッドは、制動のために、操作ユニットによってブレーキディスクに対して押圧可能である。自己倍力作用を得るためには、自己倍力装置を備えたこの形式のディスクブレーキが公知である。自己倍力装置は、回転しているブレーキディスクが、制動時にこのブレーキディスクに対して押圧される摩擦ブレーキパッドに加えられた摩擦力を、摩擦ブレーキパッドを操作ユニットに対して付加的にブレーキディスクに対して押圧する圧着力に変換する。これにより、操作ユニットにより加えられる圧着力は減少し、自己倍力作用が得られる。

40

【0003】

楔機構又はレバーシステムによる機械的な自己倍力装置が公知である。楔機構は、ランプ機構とも呼ばれる。これで全てを列挙したわけではない。楔機構は、摩擦ブレーキパッドの、ブレーキディスクに向いていない方の背面に楔を有しており、この楔は対向楔で支持されている。この対向楔は、通常はディスクブレーキのブレーキキャリアに不動に配置されている。対向楔は摩擦ブレーキパッドのための支持部を形成しており、この支持部で、摩擦ブレーキパッドは制動時にブレーキディスクに対して斜めの支持角度下に支持される

50

。楔及び支持角度は通常は等しい大きさである。

【0004】

摩擦ブレーキパッドが制動のために操作ユニットにより、回転しているブレーキディスクに対して押圧されると、回転しているブレーキディスクから、このブレーキディスクに対して押圧された摩擦ブレーキパッドに加えられた摩擦力は、摩擦ブレーキパッドを、対向楔とブレーキディスクとの間の狭まる楔ギャップの方向へ移動させる。反力として、対向楔はブレーキディスクに対して横方向の成分を有する力を楔に加える。ブレーキディスクに対して横方向のこの力は付加的な圧着力であり、この圧着力は、摩擦ブレーキパッドを、操作ユニットに対して付加的にブレーキディスクに対して押圧することにより圧着力全体を高め、このことにより自己倍力作用が生じる。

10

【0005】

レバー機構の場合には、摩擦ブレーキパッドは制動時にブレーキディスクに対して斜めに所定の支持角度にあるレバーを支持する。この支持角度は、楔機構の楔角度に対応しており、両方の機構は機構的に互いに次の特徴により比較可能である、すなわち、レバー機構の支持角度は変化してよく、また対応措置が取られない限りは変化する。

【0006】

別の自己倍力作用、例えば液圧式のものも公知である。摩擦ブレーキパッドがブレーキディスクに接触するまで摩擦ブレーキパッドをディスクブレーキの操作のために移動させなければならない移動距離が、摩擦ブレーキパッドの摩耗の増大に伴って延長されるという問題が生じる。

20

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

本発明の課題は、冒頭で述べた形式の自己倍力装置を備えたディスクブレーキを改良して、ディスクブレーキの操作に不可欠な、摩擦ブレーキパッドの移動距離が、ブレーキパッドの摩耗の増大に伴い延長されないようにすることである。

【課題を解決するための手段】

【0008】

請求項1の特徴部に記載の本発明によるディスクブレーキは、摩擦ブレーキパッドの摩耗を補償するための、アクチュエータを備えた摩耗 - 調節装置を有しており、この摩耗 - 調節装置により、摩擦ブレーキパッドの支持部とブレーキディスクとの間の間隔が調節可能になっている。

30

【発明の効果】

【0009】

このような形式で、摩擦ブレーキパッドとブレーキディスクとの間のエアギャップ、すなわち間隔が、操作されていないブレーキにおいて積極的に調節可能である。摩擦ブレーキパッドの摩耗は補償することができるようになっており、これにより、ディスクブレーキの操作に不可欠な、摩擦ブレーキパッドの移動距離は延長されない。これにより、ディスクブレーキの操作時の緊締作動時間は延長されない。同時に、自己倍力作用のために必要な、摩擦ブレーキパッドの、ブレーキディスクに対して平行な移動距離は延長されない

40

【0010】

本発明の別の利点は、ディスクブレーキが可変の自己倍力作用を有していることである。長さにわたって一定の楔角度を備えた楔の代わりに、長さにわたって変化する斜面角度を備えた斜面を、摩擦ブレーキパッドのための支持部として設けることが知られている。この場合、斜面角度は、楔角度及び支持角度に対応している。このような形式で、例えば摩擦ブレーキパッドの移動の増大に伴って、すなわち、圧着力及び制動力が大きい場合には、より大きい自己倍力作用が得られる。摩擦ブレーキパッドの移動の開始時には、エアギャップの迅速な克服が行われるが、このためには自己倍力作用は必要ない。このようなディスクブレーキでは、摩擦ブレーキパッドの摩耗により、摩擦ブレーキパッドを支持す

50

る斜面に沿った、摩擦ブレーキパッドの移動距離が延長されると、所定の押圧力時の自己倍力の大きさが変化するであろう。なぜならば、摩擦ブレーキパッドは、斜面の別の箇所では別の斜面角度によって、ひいては別の支持角度下に支持されるからである。本発明による摩擦調節装置によりこの欠点は阻止される。なぜならば、ブレーキが操作されていない場合の摩擦ブレーキパッドとブレーキディスクとの間のエアギャップ、ひいては所定の圧着力を得るために不可欠な、摩擦ブレーキパッドの斜面に沿った移動距離が一定に保持され得るからである。

【 0 0 1 1 】

従属請求項は、請求項 1 に記載の本発明の有利な構成及び発展形を対象としている。

【 0 0 1 2 】

調節装置は例えば空圧式又は液圧式のアクチュエータ、例えばピストン/シリンダユニット又は空圧式モータ又は液圧式モータを有してよい。請求項 2 は、調節装置のための電気機械的なアクチュエータであり、このアクチュエータは、特に伝動装置を備えた電動モータ又は電磁石を有している。このことは、摩擦ブレーキパッドを圧着するための操作装置が電気機械的に作動し、ディスクブレーキが電気機械式にのみ機能し、電気エネルギーのみを必要とする場合にも有利である。

【 0 0 1 3 】

摩擦 - 調節装置は固有のアクチュエータを有してよい。請求項 6 では、切換又は付加切換装置が設けられており、この切換又は付加切換装置は、摩擦ブレーキパッドを圧着するための操作ユニットにより、摩擦調節装置の操作を可能にする。これにより、調節装置のための固有のアクチュエータが省略される。この場合、切換とは操作ユニットが摩擦ブレーキパッドをブレーキディスクに押し付けるか、又は摩擦 - 調節装置を調節すること意味する。付加切換とは、操作装置が選択的に、摩擦ブレーキパッドをブレーキディスクに押し付けるか、又は摩擦調節装置の切換時に同時に摩擦ブレーキパッドを移動させること意味する。切換又は付加切換装置としては、1つの入口と2つの出口とを備えたいわゆる「分配伝動装置」が使用され得る。この場合、入口は操作ユニットにより駆動され、一方の出口は摩擦ブレーキパッドを移動させ、他方の出口は摩擦調節装置を移動させる。駆動装置は、一方の出口から他方の出口へ切換可能になっているか、又は摩擦調節装置のための出口が、常に駆動される出口に付加切換可能である。

【 0 0 1 4 】

請求項 8 では、摩擦調節装置のための戻し装置が設けられており、この戻し装置により、摩擦調節装置は摩擦ブレーキパッドをもとの出発位置へ移すために戻し可能になっている。

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 1 5 】

次に本発明を図示の実施例につきさらに詳しく説明する。

【 0 0 1 6 】

図 1 に示した本発明によるディスクブレーキ 10 はブレーキキャリア 12 を有しており、このブレーキキャリア 12 内には、2つの摩擦ブレーキパッド 14, 16 が位置している。両摩擦ブレーキパッド 14, 16 の間には、ブレーキディスク 18 が位置している。一方の摩擦ブレーキパッド 14 はブレーキキャリア 12 に不動に配置されており、他方の摩擦ブレーキパッド 16 は、制動のために、操作ユニット 20 によってブレーキディスク 18 に対して押圧可能である。ブレーキキャリア 12 は、いわゆる「浮動キャリア」の形で形成されていて、ブレーキディスク 18 に対して横方向に移動可能になっており、これにより、可動な摩擦ブレーキパッド 16 を圧着することにより、ブレーキキャリア 12 はブレーキディスク 18 に対して横方向に移動せしめられ、不動の摩擦ブレーキパッド 14 を、ブレーキディスク 18 の別の側に対して押圧する。

【 0 0 1 7 】

操作ユニット 20 は電気機械式に形成されており、フランジ結合された減速伝動装置 24 とスピンドル駆動装置とを備えた電動モータ 22 を有しており、前記スピンドル駆動装

10

20

30

40

50

置は、回転／並進 - 変換伝動装置を形成している。この回転／並進 - 変換伝動装置は、摩擦ブレーキパッド 16 をブレーキディスク 18 に対して押圧するための並進運動に変換される、電動モータ 22 若しくは減速伝動装置 24 の回転駆動運動を形成している。図面にはスピンドル駆動装置のスピンドル 26 が見られる。通常はこのスピンドル駆動装置は減速伝動装置のケーシング内に位置しており、それ故、図面では見ることができない。同様に電動モータ 22 と減速伝動装置 24 についてもケーシングのみが見られる。スピンドル 26 の端部が楔プレート 28 を押圧する。この楔プレート 28 の、ブレーキパッド 18 に向いている方の側には、可動な摩擦ブレーキパッド 16 が固定されている。

【0018】

ディスクブレーキ 10 は機械的な自己倍力装置 30 を有している。この自己倍力装置 30 は楔プレート 28 の他に、支持部 32 と、楔プレート 28 と支持部 32 との間に配置された転動体 34 とを有している。支持部 32 は支持プレート 36 と対向楔プレート 38 とを有しており、この対向楔プレート 38 は、支持プレート 36 の、楔プレート 28 とブレーキディスク 18 とに向いている方の側に、楔プレート 28 に向かい合うように配置されている。戻しばね 40 が楔プレート 28 を、ブレーキディスク 18 から離れる方へ向けられたばね力により負荷する。戻しばね 40 の本質的な機能は、自己倍力装置 30 を結合することである。

【0019】

楔プレート 28 と、この楔プレート 28 と共に可動な摩擦ブレーキパッド 16 とは、ブレーキディスク 18 に対して横方向かつ平行にブレーキキャリア 12 内で移動可能である。対向楔プレート 38 は、ブレーキディスク 18 に対して回動不能かつ横方向にブレーキキャリア 12 内で移動可能に案内されている。支持プレート 36 はねじ山 42 を有しており、このねじ山 42 により、支持プレート 36 はブレーキキャリア 12 のねじ山 44 に係合している。ブレーキキャリア 12 のねじ山 44 はセグメントねじ山の形で構成されており、全周にわたって延在しているのではなく、周方向に限定された区分にわたって延在する互いに向かい合った 2 つのねじセグメントが存在している。支持プレート 36 の回転により、この支持プレート 36 とブレーキディスク 18 との間隔が調節され得る。対向楔プレート 38 は、支持プレート 36 で軸線方向に支持されている。この支持プレート 36 は、ブレーキキャリア 12 で回動不能に案内された対向楔プレート 38 に対して回轉可能であり、回轉支承のためにはニードル 46 が設けられており、このニードル 46 は、支持プレート 36 に設けられた、円形の、横断面図で見て長方形の平坦な溝内に位置している。ニードル 46 はスラストニードル支承体を形成している。

【0020】

楔プレート 28 は、ブレーキディスク 18 に向いていない方の側に、横断面図で見て V 字形の凹部 50 を有している。これらの V 字形の凹部 50 の側面は楔面を形成しており、V 字形の凹部 50 は二重楔を形成しており、以下に二重楔又は単に楔として、同様に符号 50 により示す。二重楔 50 の楔面は、互いに鈍角に位置している。

【0021】

対向楔プレート 38 は、同じ形の、横断面図で見て V 字形の凹部 52 を有しており、これらの凹部 52 は、二重楔 50 に向かい合うように配置されている。これらの V 字形の凹部 52 は、対向楔を形成しており、以下に対向楔として示す。本発明の、図示及び説明した実施例においてローラの形で構成されている転動体 34 は、二重楔 50 と対向楔 52 とを形成する互いに向かい合った V 字形の凹部に位置している。

【0022】

自己倍力装置 30 は次のように機能する。

【0023】

操作ユニット 20 が、制動のために、可動な摩擦ブレーキパッド 16 を回転するブレーキディスク 18 に対して押圧すると、このブレーキディスク 18 は摩擦ブレーキパッド 16 に摩擦力を加え、この摩擦力は摩擦ブレーキパッドを、ブレーキディスク 18 に対して平行に、かつブレーキディスク 18 の回転方向に、ブレーキキャリア 12 内で移動させる

10

20

30

40

50

。摩擦ブレーキパッド16と共に楔プレート28が移動せしめられ、その結果、転動体34は二重楔50及び対向楔52で転動する。転動体34は、それぞれ二重楔50の楔面と、対向楔52の、ダイアゴナルに向かい合った対応する楔面で転動する。それぞれ二重楔50の別の楔面と対向楔20の別の楔面とは、ブレーキディスク18の回転方向が反転された場合に摩擦ブレーキパッド16を反対方向に移動させるために設けられている。転動体34を介して、摩擦ブレーキパッド16は支持部32の対向楔プレート38で支持される。制動時にブレーキディスク18に対して押圧された摩擦ブレーキパッド16の移動は、楔面と対向楔面での転動体34を介した支持によって、ブレーキディスク18に対して垂直方向の力コンポーネント、すなわち、ブレーキディスク18に対する摩擦ブレーキパッド16の付加的な圧着力を引き起こす。この圧着力は、操作ユニット20により加えられた圧着力に対して付加的に作用する。従ってディスクブレーキ10は、制動力を高める自己倍力作用を有している。

10

【0024】

ブレーキキャリア12のねじ山44で回転可能な支持プレート36は、摩擦ブレーキパッド14、16の摩耗を補償するために設けられた、ディスクブレーキ10の摩耗調節装置54の一部である。この摩耗調節装置54は、基本的には、ブレーキディスク18の向かい合った側で、すなわち不動な摩擦ブレーキパッド14の側で、ブレーキキャリア12に配置されていてもよい。この場合には、不動な摩擦ブレーキパッド14が、対向楔プレート38の代わりに、ブレーキディスク18に対して横方向に、摩擦ブレーキパッド14、16の摩耗を補償するために移動せしめられる。

20

【0025】

ブレーキキャリア12のねじ山44で支持プレート36を回転させることにより、支持プレート36は、ブレーキキャリア12内でブレーキディスク18に対して横方向に運動せしめられる。支持プレート36と共に、支持プレート36で軸線方向に支持されている対向楔プレート38が運動する。このような形式で、支持プレート36及び対向楔プレート38と、ブレーキディスク18との間隔、ひいては最終的には摩擦ブレーキパッド16とブレーキディスク18との間のエアギャップが調節され得る。このエアギャップは、操作されていないディスクブレーキ10における、摩擦ブレーキパッド14とブレーキディスク18との間の間隔である。支持プレート36の回転により、このような形式で摩擦ブレーキパッド14、16の摩耗が補償され得る。回転のためには、支持プレート36はこの支持プレート36と一体的なクラウンギヤ56を有しており、このクラウンギヤ56は、電動モータ60の歯車58と噛み合う。電動モータ60は、支持プレート36を有する摩耗調節装置54のアクチュエータを形成している。

30

【0026】

図2に示した本発明によるディスクブレーキ10は、摩耗調節装置54の支持プレート36を回転させるための段階式伝動装置62を有している。この段階式伝動装置62は、摩耗調節装置54のアクチュエータを形成しているリフティングマグネット64により駆動される。段階式伝動装置62は、ラチェットに似た形で形成されており、支持プレート36と一体的な、鋸刃状の歯列68を備えた内歯車66を有している。この歯列68は、図2の内歯車66の下側部分破断部に見ることができる。歯列68とは、ピン70が協働する。このピン70はプッシュロッド72の端部に横方向に取り付けられている。このプッシュロッド72は、内歯車66の端面に対して平行に、この内歯車66に隣接して配置されており、リフティングマグネット64により往復するように駆動可能である。プッシュロッド72の端部に設けられたピン70は、端面から、内歯車66の歯列68に突入している。プッシュロッド72の往復運動により、ピン70は内歯車66をそれぞれ1歯分づつさらに運動させる。歯列68の鋸歯形状により、ピン70はプッシュロッド72の戻り行程時には歯列68との係合から外れる。図1とは異なり、本発明の図2に示した実施例では支持プレート36は一方方向にのみ回転する。回転方向は、支持プレート36がブレーキディスク18の方向に運動するように選択されている。

40

【0027】

50

さらに図 2 によるディスクブレーキ 10 は戻し装置 80 を有しており、この戻し装置 80 によって、摩擦調節装置 54 は、摩擦ブレーキパッド 14, 16 の交換のための出発位置へ戻し可能になっている。戻し装置 80 は連行ピン 82 を有しており、この連行ピン 82 は、スピンドル 26 を、楔プレート 28 及びブレーキディスク 18 に向いている方の端部の近傍で貫通している。連行ピン 82 は、両側でスピンドル 26 を越えて突出している。連行ピン 82 は、渦巻状の凹部の形でスピンドル 26 を取り囲むように支持プレート 62 に設けられた 2 つの斜面 84 と協働する。これらの斜面 84 は、半ねじ山の形状を有しており、スピンドル 26 の周囲のほぼ半回転分に延在しており、終端部で連行ピン 82 のためのストッパを形成している。終端部により、斜面 84 は回転モーメントを連行ピン 82 の回転方向に支持プレート 36 に伝達する。斜面 84 はブレーキキャリア 12 のねじ山 44 と同じ傾斜方向を有しており、かつこれと同じ傾斜で形成されている。スピンドルの回し戻しにより、連行ピン 82 は斜面 84 に接触し、斜面の終端部に突き当たり、支持プレート 36 を回転させる。この場合に、支持プレート 36 はブレーキキャリア 12 のねじ山 44 内で電動モータ 22 の方向へ、すなわち、ブレーキディスク 18 から離れて出発位置へねじ込まれる。摩擦調節装置のプッシュロッド 72 のピン 70 は支持プレート 36 を戻すためにリフティングマグネット 64 により内歯車 66 との係合から外され、これにより、支持プレート 36 は戻し方向に回転可能である。

【0028】

図 1、及びさらに次に説明する図 3 に示したディスクブレーキ 10 は戻し装置を必要としない。なぜならば、これらのディスクブレーキ 10 では、支持プレート 36 が摩擦調節装置 54 により対応調節可能なだけでなく戻し可能になっているからである。

【0029】

上に述べた、摩擦調節装置 54 の駆動装置は別として、図 1 及び図 2 に示したディスクブレーキ 10 は等しく形成されており、等しい形式で機能する。繰り返しを避けるために、この限りでは図 2 に関しては図 1 の構成を参照されたい。

【0030】

図 3 に示した本発明によるディスクブレーキ 10 では、操作ユニット 20 の電動モータ 22 は、同時に摩擦調節装置 32 のアクチュエータをも形成している。この場合、伝動装置 24 が分配伝動装置の形で形成されており、スピンドル駆動装置の他に第 2 の出力軸 74 を有しており、この第 2 の出力軸 74 には、歯車 76 が回動不能に取り付けられており、この歯車 76 は内歯車 78 と噛み合う。この内歯車 78 は支持プレート 36 に回動不能に結合されている。分配伝動装置 24 の切換、又は出力軸 74 の付加切換（接続）により、歯車 76 は第 1 の場合には自身のために、そして第 2 の場合には、スピンドル駆動装置と共に回転するように駆動可能であり、この形式で、摩擦調節装置 32 を調節可能である。この形式の分配伝動装置 24 はそれ自体公知であり、それ故、ここでは説明を省略する。その他の点では、図 3 に図示したディスクブレーキ 10 は図 1 によるディスクブレーキ 10 に合致するように形成されており、等しい形式で機能する。この限りでは、図 3 に関しては図 2 の説明を参照されたい。

【0031】

上に述べたように駆動装置 24 が、ディスクブレーキ 10 の操作のため、及び調節装置 54 のための分配駆動装置の形で形成されていることを除いては、図 3 に示したディスクブレーキ 10 は図 1 によるディスクブレーキに等しく形成されており、等しい形式で機能する。繰り返しを避けるために、この限りでは、図 3 の説明のためには図 1 の構成を参照されたい。

【図面の簡単な説明】

【0032】

【図 1】半径方向内側から、すなわちブレーキディスクの仮想回転軸線の方向から見た本発明によるディスクブレーキの概略図である。

【図 2】本発明による図 1 に示したディスクブレーキの、変更された実施例を示す概略図である。

10

20

30

40

50

【図3】本発明によるディスクブレーキの別の実施例を示す概略図である。

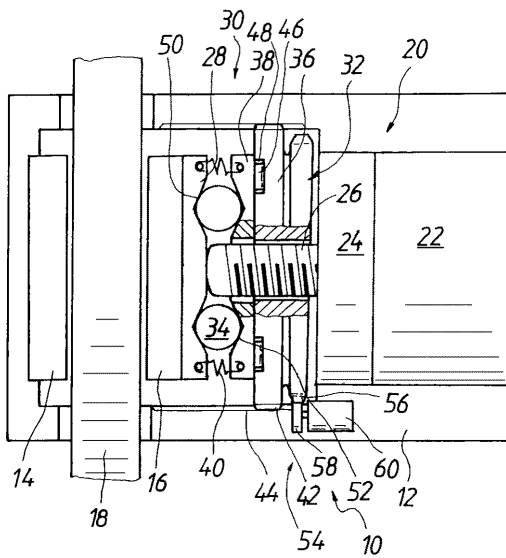
【符号の説明】

【0033】

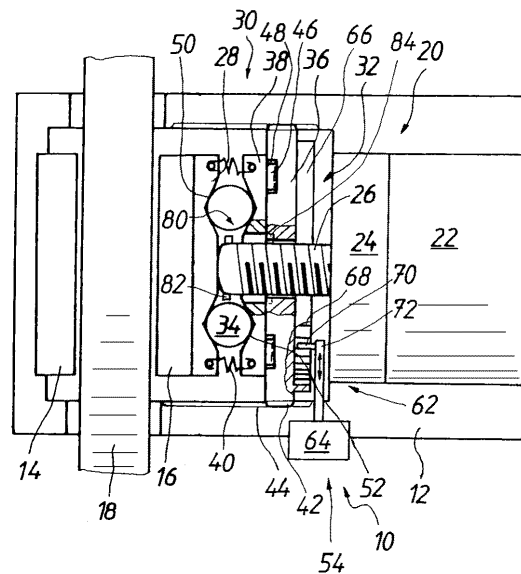
10 ディスクブレーキ、 12 ブレーキキャリパ、 14, 16 摩擦ブレーキパッド、 18 ブレーキディスク、 20 操作ユニット、 22 アクチュエータ、 24 減速伝動装置、 26 スピンドル、 28 楔プレート、 30 自己倍力装置、 32 支持部、 34 転動体、 36 支持プレート、 38 対向楔プレート、 40 戻しばね、 42 ねじ山、 44 ねじ山、 46 ニードル、 48 溝、 50 二重楔、 52 対向楔、 54 摩耗調節装置、 56 クラウンギヤ、 58 歯車、 60 電動モータ、 62 段階式伝動装置、 64 リフティングマグネット、 66 内歯車、 68 歯列、 70 ピン、 72 プッシュロッド、 74 出力軸、 76 歯車、 78 内歯車、 80 戻し装置、 82 連行ピン、 84 斜面

10

【図1】



【図2】



フロントページの続き

- (72)発明者 ディルク ホフマン
ドイツ連邦共和国 ルートヴィヒスブルク イム マイス 12
- (72)発明者 ヘルベルト フォラート
ドイツ連邦共和国 ファイヒンゲン/エンツ オーバーリーキシンガー ヴェーク 75
- (72)発明者 ヴィリー ナーゲル
ドイツ連邦共和国 レムゼック/ホーホドルフ ビッテンフェルダー シュトラーセ 31
- (72)発明者 アンドレアス ヘンケ
ドイツ連邦共和国 ディーメルシュタット トゥルペンシュトラーセ 8
- (72)発明者 ベルトラム フォイツィク
ドイツ連邦共和国 ルートヴィヒスブルク アム ヴァッサーファル 3

審査官 林 道広

- (56)参考文献 国際公開第02/095257(WO, A1)
特公昭44-030125(JP, B1)
米国特許第2981376(US, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|--------|
| F16D | 55/224 |
| F16D | 65/18 |
| F16D | 65/56 |
| F16D | 65/14 |