

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5576368号
(P5576368)

(45) 発行日 平成26年8月20日(2014. 8. 20)

(24) 登録日 平成26年7月11日(2014. 7. 11)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 D 65/56 (2006.01)
 F 1 6 D 65/56 B
 F 1 6 D 65/56 F

請求項の数 7 (全 10 頁)

(21) 出願番号	特願2011-520369 (P2011-520369)	(73) 特許権者	597166361
(86) (22) 出願日	平成21年7月27日(2009. 7. 27)		クノール・ブレミゼ ジュステーメ フュ
(65) 公表番号	特表2011-529555 (P2011-529555A)		ーア ヌッツファーツォイゲ ゲーエムベ
(43) 公表日	平成23年12月8日(2011. 12. 8)		ーハー
(86) 国際出願番号	PCT/EP2009/005410		KNORR-BREMSE System
(87) 国際公開番号	W02010/012428		f u e r N u t z f a h r z e u g e
(87) 国際公開日	平成22年2月4日(2010. 2. 4)		G m b H
審査請求日	平成24年7月25日(2012. 7. 25)		ドイツ連邦共和国 ディー-80809
(31) 優先権主張番号	102008035367.1		ミュンヘン モーザッヒャー シュトラ-
(32) 優先日	平成20年7月30日(2008. 7. 30)		セ 80
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)	(74) 代理人	100073184
			弁理士 柳田 征史
		(74) 代理人	100090468
			弁理士 佐久間 剛

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ディスクブレーキ用の調整装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

旋回レバーで操作される締付装置を有する空気圧で作動されるディスクブレーキのブレーキパッドおよびブレーキディスクの摩耗を調整するための調整装置であって、

(a) 駆動リングの軸方向片側にスラスト軸受が形成され、かつ前記駆動リングの軸方向反対側に、フリーホイール機能を有するボールランブクラッチが形成され、

(b) 該ボールランブクラッチが、ボールと、スラスト軸受と前記ボールとの間に軸方向に駆動側に配置された駆動ブッシュと、被駆動側のクラッチリングとを備え、

(c) 前記被駆動側のクラッチリングと円筒状コイルばね用のばねケースとの間に円錐クラッチが配置されてなる調整装置において、

(d) 前記円錐クラッチが前記被駆動側のクラッチリングと、ばねケースと結合された円錐ブッシュとを備え、

(e) 前記被駆動側のクラッチリングと前記円錐ブッシュとの間にクランプボールが配置され、摩擦に基づくロック作用により、前記クラッチリングと前記円錐ブッシュとが一体的に回転することを特徴とする調整装置。

【請求項 2】

前記円錐ブッシュが、前記クランプボールを収容するためのほぼ軸方向に延びるボール溝を備えてなることを特徴とする、請求項 1 に記載の調整装置。

【請求項 3】

前記円錐ブッシュが、回転不能状態の結合のためにばねケースの内周面成形部に対応す

る外周面成形部を備えることを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の調整装置。

【請求項 4】

前記円錐ブッシュおよび前記ばねケースが一体に形成されてなることを特徴とする、請求項 1 または 2 に記載の調整装置。

【請求項 5】

前記スラスト軸受が、駆動リングの一方の側面と、ボールと、前記ボールランブクラッチを貫通して軸方向に延びるフランジブッシュのフランジとによって形成されてなることを特徴とする、請求項 1 ~ 4 のいずれか一項に記載の調整装置。

【請求項 6】

前記ボールランブクラッチを通して延びる前記フランジブッシュの端部が、直接またはスラストワッシャを介して、前記円錐ブッシュ用の軸方向のストッパを形成することを特徴とする、請求項 5 に記載の調整装置。

10

【請求項 7】

請求項 1 ~ 6 のいずれか一項に記載の調整装置を有するディスクブレーキ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ディスクブレーキ用の調整装置、特に、請求項 1 の上位概念に記載の空気圧で作動されるディスクブレーキに関する。

【背景技術】

20

【0002】

種々の仕様のディスクブレーキ用の調整装置がある。ディスクブレーキ用の調整装置は、その内容全体が本明細書に引用される特許文献 1 から公知である。この調整装置は、空気圧で作動されるディスクブレーキに、特にスライディングキャリパ仕様のディスクブレーキに適している。さらに、この調整装置は、空気圧で作動される固定キャリパ式ディスクブレーキまたは旋回キャリパ式ディスクブレーキにも利用可能である。

【0003】

一方、空気圧で作動されるディスクブレーキは、大重量の輸送用車両の標準装備に含まれる。

【0004】

30

このようなディスクブレーキは、必要な締付力を発生させるために空気圧が加えられるブレーキシリンダの力が、圧力レベル（現在約 10 バール）およびブレーキシリンダの限定された構造サイズのため制限されるので、機械的変換を必要とする。現在公知の空気圧で作動されるディスクブレーキの場合、変換比は 10 : 1 ~ 20 : 1 にある。ブレーキシリンダのピストン行程は 50 ~ 75 mm の間で動き、これによって、ブレーキパッドをブレーキディスクに圧着するための約 4 mm の締付距離が得られる。

【0005】

摩擦パッドの摩擦材料部分の厚さは 20 mm の範囲にあり、2 つのパッドが組み込まれているので、ディスク摩耗を考慮しなければ、摩耗距離は約 40 mm である。この摩耗距離は、上記の締付距離よりも何倍も大きい。したがって、装置を用いてパッドの摩耗に応じて調整する必要がある。従来技術は、自動的に動作する摩耗調整であり、これによって、いわゆる空隙遊び、すなわち非制動状態におけるブレーキパッドとブレーキディスクとの間の間隙を、ブレーキパッドの摩耗状態および摩耗特性に左右されることなく一定に保つことができる。

40

【0006】

商用車には、調整装置を利用するディスクブレーキが極めて多く使用されている。この調整装置は、ねじ付きプランジャの中空室に同軸に配置され、ブレーキレバーによって駆動要素（例えば、切換フィンガ、歯車）を介して偏心的に駆動される。制動過程では、ブレーキシリンダのピストンロッドと連結されたブレーキレバーが回転運動を行なう。調整装置の連結機構（例えば、切換フォークと切換フィンガ、または歯車）を介してレバーの

50

回転運動が調整装置に導入される前に、いわゆるアイドル行程を経なければならない。このアイドル行程は、いわゆる空隙の大きさにとって重要であるが、これは、この回転の間に調整装置が作動されず、したがって、締付距離が空隙遊びとなるからである。アイドル行程を経た後に調整装置が回転され、ねじ付きブランジャまたはねじ付き管との連結によって調整行程が導入される。

【 0 0 0 7 】

特許文献 1 には、図 5 に示されている調整装置が記載されている。この調整装置は実質的に次の機能要素から構成される。

【 0 0 0 8 】

- ・ 軸 2
- ・ 軸受ディスク 3
- ・ スラスト軸受 5
- ・ フランジブッシュ、またはスペーサスリーブ 1 9
- ・ 切換フォーク、または駆動リング 6
- ・ ボールランブクラッチ 7
- ・ 円錐クラッチ 1 7
- ・ 円筒状コイルばね 1 2

この説明に関しては特許文献 1 が参照される。

【先行技術文献】

【特許文献】

【 0 0 0 9 】

【特許文献 1】独国特許出願公開第 1 0 2 0 0 4 0 3 7 7 7 1 A 1 号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 1 0 】

この調整装置の重要な要素は、一方向クラッチである。この機能は、ボールランブクラッチ 7 と円錐クラッチ 1 7 との協働から達成される。

【 0 0 1 1 】

ブレーキレバーから、駆動リング 6 を有する切換フォークおよび調整装置のボールランブクラッチ 7 に、回転運動が導入される。この際に、ボールランブクラッチ 7 で生じた軸方向の力は、円錐クラッチ 1 7 で、摩擦係数、円錐角および摩擦半径に基づく摩擦モーメントを生じさせる。

【 0 0 1 2 】

円錐クラッチ 1 7 が滑らないように、摩擦に左右されるすべてのフリーホイールシステムにおけるように、自己制動の条件が満たされなければならない、すなわち、生じる摩擦力または生じる摩擦モーメントは、伝達されるべきクラッチ力または伝達されるべき係合トルクよりも大きくなければならない。すなわち

円錐クラッチのモーメント > ボールランブクラッチのモーメント

開発の過程で、所定の限界条件内の円錐クラッチ 1 7 の設計が非常に問題であることが示されている。

【 0 0 1 3 】

円錐クラッチ 1 7 内の非常に小さな摩擦係数（約 0 . 0 7 ）の場合にも、確実なクランプ作用が付与されるように、かなり急な円錐角 α_K を有する円錐クラッチ 1 7 を製作することが必要である。この場合の問題は、軸方向の緩み挙動である。より長い運転の場合、荷重除去の際に円錐クラッチ 1 7 がもはや緩まず、その結果、フリーホイール機能がもはや付与されないことが起きる可能性がある。

【 0 0 1 4 】

したがって、本発明の課題は、上述の欠点が除去されるかまたは相当低減され、かつさらなる利点を有する円錐クラッチを備えた調整装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 1 5 】

この課題は、請求項 1 の特徴を有する調整装置によって解決される。

【 0 0 1 6 】

この課題は、同様に、請求項 7 の特徴を有するディスクブレーキによって解決される。

【 0 0 1 7 】

それによると、本発明は、旋回レバーで操作される締付装置を有する空気圧で作動されるディスクブレーキのブレーキパッドおよびブレーキディスクの摩耗を調整するための調整装置であって、この締付け装置が好ましくはディスクブレーキの調整スピンドルに挿入可能であり、この場合、駆動リングの軸方向片側にスラスト軸受が形成され、かつ駆動リングの軸方向反対側に、フリーホイール機能を有するボールランブクラッチが形成され、このボールランブクラッチが、ボールと、スラスト軸受とそのボールとの間に軸方向駆動側に配置された駆動ブッシュと、被駆動側のクラッチリングとを備え、被駆動側のクラッチリングと円筒状コイルばね用のばねケースとの間に円錐クラッチが配置されてなる調整装置において、上記円錐クラッチが、被駆動側のクラッチリングと、ばねケースと結合された円錐ブッシュとを備え、被駆動側のクラッチリングと円錐ブッシュとの間にクランプボールが配置されてなることを特徴とする。

10

【 0 0 1 8 】

円錐クラッチには、クランプボールが備えられる。クランプボールにより、ボールの転がり運動のため著しい摩擦制動なしに、内側円錐ブッシュが軸方向に移動できることが達成される。軸方向に延びる縦溝にボールを軸承することによって、接線方向に、摩擦に基づくロック作用が存在することが達成される。

20

【 0 0 1 9 】

この構造は次の利点を提供する。

【 0 0 2 0 】

- ・ 非常に小さな円錐角の場合にも軸方向の完全な緩み挙動
- ・ 接線方向の高い摩擦作用
- ・ 溝内のボールの軸受によって、ボールと対向面との間に、線形接触、したがって、相対的に好適なヘルツの接触圧力が存在することが達成される。

【 0 0 2 1 】

- ・ 切削屑の出ない成形技術による安価な製造
- ・ 構造スペースを節約する構造

30

有利な実施の形態は、下位請求項に示されている。

【 0 0 2 2 】

一実施の形態では、円錐ブッシュが、回転不能状態の結合のためにばねケースの内周面成形部に対応する外周面成形部を備えることが意図される。これによって、簡単な組立が可能となり、この場合、同時に、形状一体的な回転結合が行われる。

【 0 0 2 3 】

代替的な実施の形態において、円錐ブッシュおよびばねケースを一体に形成することができ、これによって、部品点数および組立時間が低減される。

【 0 0 2 4 】

別の実施形態では、スラスト軸受は、駆動リングの一方の側面と、ボールと、ボールランブクラッチを貫通して軸方向に延びるフランジブッシュのフランジとによって形成されることが意図される。これによって、同様に、部品の多様性が低減され、コンパクトな構造が達成される。

40

【 0 0 2 5 】

さらに、ボールランブクラッチを貫通して延びるフランジブッシュの端部が、直接またはスラストワッシャを介して、円錐ブッシュ用の軸方向のストッパを形成することが意図される。これによって、簡単な組立および保持ならびにスラスト軸受およびボールランブクラッチの最小の遊びが、可能にされかつ維持される。

【 0 0 2 6 】

50

ディスクブレーキ、特に空気圧で作動されるディスクブレーキは、上述の調整装置を備える。

【 0 0 2 7 】

次に、添付図面を参照して、本発明の典型的な実施の形態について詳細に説明する。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 2 8 】

【図 1】円錐における摩擦作用に関する基本原理図である。

【図 2】本発明による調整装置の典型的な実施の形態の断面図である。

【図 3】図 2 による上方部分の拡大断面図である。

【図 4】典型的な円錐ブッシュの斜視図である。

【図 5】従来技術による調整装置の部分断面図である。

【図 6】ディスクブレーキの概略図である。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 2 9 】

図において、同一または同様の機能を有する要素には同様の参照番号が付与されている。

【 0 0 3 0 】

図 6 に示されている空気圧で作動されるディスクブレーキの構造および機能については、独国特許第 1 9 7 2 9 0 2 4 C 1 号明細書の対応する説明が引用される。図 6 には、次の構成要素、すなわち、ディスクブレーキ 2 0、ブレーキディスク 2 1、ブレーキキャリパ 2 2、ブレーキパッド 2 3、横断部材 2 4、調整スピンドル 2 5 および 2 6、押圧片 2 7、スプロケット 2 8、チェーン 2 9、偏心体 3 0、および調整装置 1 の切換フォークと協働する駆動要素 3 2 を備えた旋回レバー 3 1 が示されている。調整装置 1 は、ここでは、調整スピンドル 2 5 に配置されている。次に、このような調整装置 1 についてより詳細に説明する。この調整装置 1 は、電動モータで操作されるディスクブレーキにも適切であろう。

【 0 0 3 1 】

これに関し、図 1、図 2 と図 3 を参照する。

【 0 0 3 2 】

図 1 は、円錐における摩擦作用に関する基本原理図であり、図 2 は、本発明による調整装置 1 の典型的な実施の形態の断面図である。図 3 は、図 2 の上方部分の拡大断面図を示している。

【 0 0 3 3 】

調整装置 1 は、上端に駆動ジャーナルを有する軸 2、調整装置 1 をブレーキキャリパ 2 に固定するための軸受ディスク 3 (図 6 参照)、軸受ディスク 3 と回転不能に連結され、かつ上方のフランジの下に配置された走行面を有するスラスト軸受 5 のボール用の当該の上方のフランジを備えるフランジブッシュ 4、旋回レバー 3 1 の駆動要素 3 2 (図 6 参照) と連結される切換フォークと結合されている駆動リング 6、ばねケース 1 4 と回転不能状態に結合されている円錐ブッシュ 1 1 と協働するクラッチリング 8 を有するボールランブクラッチ 7、ばねケース 1 4 内に配置され、かつ成形板 1 5 に支持される円筒状コイルばね 1 2、ならびに、例えば、軸 2 の下端に配置され、円筒状コイルばね 1 2 を緊締するためにかつ調整装置 1 の要素を軸方向に保持するために役立つナットである調整要素 1 6 を備える。ボールランブクラッチ 7 は、駆動リング 6 の下方部分である駆動ブッシュ 3 と、ボールすなわち転動体と、クラッチリング 8 とから構成され、この場合、クラッチリング 8 は、ボールを収容するための上方部分と、円錐クラッチ 1 7 の部分を形成する下方部分とを備える。調整装置 1 の一般的な機能は、図 5 に関連して特許文献 1 に詳細に記載されているので、これについてここで引用する。

【 0 0 3 4 】

図 5 による調整装置に対する第一の相違点は、本発明による調整装置 1 の場合、スラスト軸受 2 がフランジブッシュ 4 のフランジと、駆動リング 6 の側面と、ボールとから形成

10

20

30

40

50

されることである。ボールランブクラッチ 7 を貫通して延びるフランジブッシュ 4 の下端は、直接またはスラストワッシャ 35 を介して円錐ブッシュ 11 のための軸方向のストッパを形成する。円錐ブッシュ 11 は、円筒状コイルばね 12 によってばねケース 14 を超えて上方へ押圧され、この場合、円錐クラッチ 17、ボールランブクラッチ 7 およびスラスト軸受 5 の構成要素は、軸方向に保持されかつ圧縮される。フランジブッシュ 4 は、そのストッパと共に、軸受の最小遊びを維持することに役立つ。

【 0 0 3 5 】

従来技術に対する重要な相違点は、円錐クラッチ 17 がボール円錐クラッチとして形成されることにある。

【 0 0 3 6 】

円錐クラッチは、円周方向の高いクランプ安全性、および軸方向の完全な緩み挙動を保証する。

【 0 0 3 7 】

円周方向の高いクランプ安全性を達成するために、円錐クラッチの場合、可能な限り小さな円錐角 α_K が必要である。これについての説明のために図 1 が使用される。これによって、摩擦面に作用する可能な限り大きい法線方向の力 $F_{N o r m}$ が達成される。次の関係が適用される。すなわち、

$$F_{N o r m} = F_{A x i a l} / \cos \alpha_K$$

ここで、 $F_{A x i a l}$ は軸方向の力である。

【 0 0 3 8 】

摩擦力 ($F_{R e i b}$) に関し次の関係が適用される。すなわち、

$$F_{R e i b} = F_{N o r m} \times \mu$$

したがって、摩擦半径 ($r_{R e i b}$) と関連して、高い摩擦モーメントを生じることができる。

【 0 0 3 9 】

図 3 に示されているように、円錐クラッチ 17 には、クランプボール 10 が備えられている。クランプボール 10 を用いると、クランプボール 10 の転がり運動のため著しい摩擦制動なしに、内側円錐ブッシュ 11 が軸方向に移動できることが達成される。軸方向に縦に延びるボール溝 9 にクランプボール 10 を軸承することによって、摩擦に基づくロック作用が接線方向に存在することが達成される。

【 0 0 4 0 】

この構造は次の利点を提供する。

【 0 0 4 1 】

- ・ 非常に小さな円錐角の場合にも軸方向の完全な緩み挙動が可能
- ・ 接線方向の高い摩擦作用
- ・ ボール溝 9 内にクランプボール 10 を軸承することによって、ボール 10 と対向面との間に、線形接触、したがって、相対的に好適なヘルツの接触圧力が存在することが達成される。

【 0 0 4 2 】

- ・ 切削屑の出ない成形技術による部品の安価な製造

図 4 は、ボール溝 9 を有する円錐ブッシュ 11 の斜視図を示している。

【 0 0 4 3 】

円錐ブッシュ 11 は、この例では、円錐クラッチ 17 と反対側の円錐ブッシュの側面に、ばねケース 14 の上端内の形状一体的な収容に役立つ半径方向の成形部を備える。したがって、簡単な組立が保証される。

【 0 0 4 4 】

本発明は、上述の実施形態に限定されない。本発明は、添付の特許請求の範囲の範囲内で修正可能である。

【 0 0 4 5 】

このように、例えば、円錐ブッシュ 11 およびばねケース 14 を一体に形成することが

10

20

30

40

50

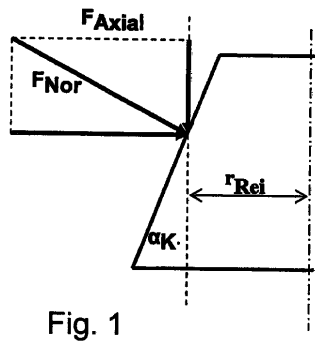
できる。

【符号の説明】

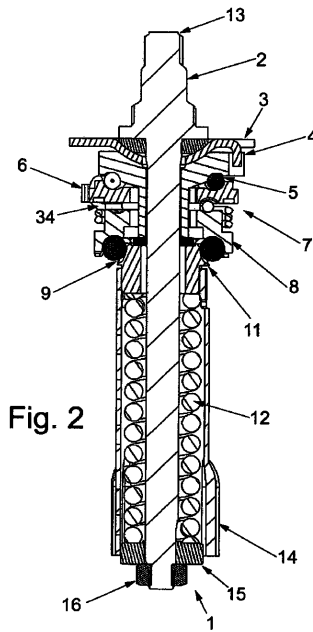
【 0 0 4 6 】

1	調整装置	
2	軸	
3	軸受ディスク	
4	フランジブッシュ	
5	スラスト軸受	
6	駆動リング	
7	ボールランブクラッチ	10
8	クラッチリング	
9	ボール溝	
10	クランプボール	
11	円錐ブッシュ	
12	円筒状コイルばね	
13	駆動ジャーナル	
14	ばねケース	
15	成形板	
16	調整要素	
17	円錐クラッチ	20
18	スリーブ円錐	
19	スペーサスリーブ	
20	ディスクブレーキ	
21	ブレーキディスク	
22	ブレーキキャリパ	
23	ブレーキパッド	
24	横断部材	
25	第1の調整スピンドル	
26	第2の調整スピンドル	
27	押圧片	30
28	スプロケット	
29	チェーン	
30	偏心体	
31	旋回レバー	
32	駆動要素	
33	駆動ブッシュ	
34	ボール	
35	スラストワッシャ	

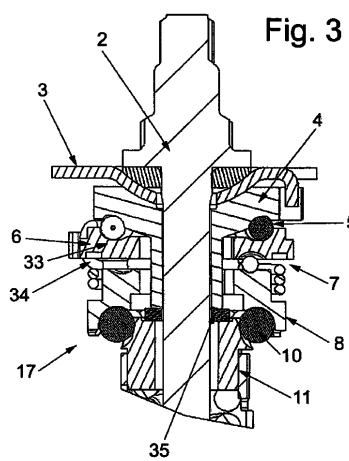
【 図 1 】



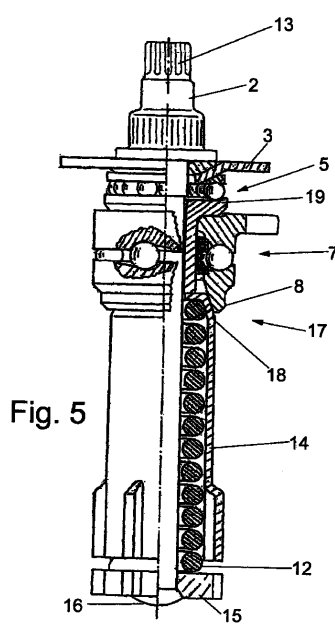
【 図 2 】



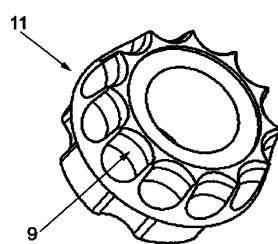
【 図 3 】



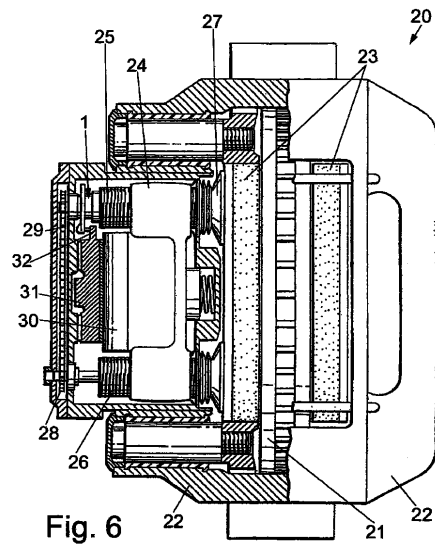
【 図 5 】



【 図 4 】



【図 6】



フロントページの続き

(72)発明者 イラシュコ, ヨーハン

ドイツ連邦共和国 8 5 3 0 1 シュヴァイテンキルヒェン ライスドルフ 2 3 1 / 2

(72)発明者 ケムピンガー, ゲオルク

ドイツ連邦共和国 8 5 3 8 6 エッヒング アルベオシュトラッセ 1 9

(72)発明者 オルグラー, フローリーアン

ドイツ連邦共和国 8 0 3 3 5 ミュンヘン バイエルシュトラッセ 1 0 7

審査官 竹村 秀康

(56)参考文献 特表 2 0 0 8 - 5 0 8 4 9 0 (J P , A)

実開昭 6 3 - 0 0 4 2 7 6 (J P , U)

(58)調査した分野(Int.Cl., D B 名)

F 1 6 D 4 9 / 0 0 - 7 1 / 0 4