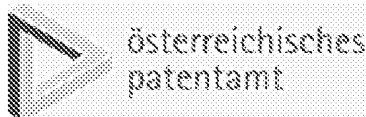


(19)



(10)

AT 516802 A2 2016-08-15

(12)

Österreichische Patentanmeldung

(21) Anmeldenummer: A 50049/2015
 (22) Anmeldetag: 11.03.2013
 (43) Veröffentlicht am: 15.08.2016

(51) Int. Cl.: **F16D 65/14** (2006.01)
F16D 65/16 (2006.01)
F16D 65/18 (2006.01)
B60T 13/74 (2006.01)

(62) Ausscheidung aus A 50165/2013

(56) Entgegenhaltungen:
 WO 2010133463 A1
 WO 0190595 A1
 DE 19723394 A1
 WO 0144677 A1
 DE 19826133 A1
 US 4966256 A

(71) Patentanmelder:
 VE Vienna Engineering Forschungs- und
 Entwicklungs GmbH
 1190 Wien (AT)

(72) Erfinder:
 Putz Michael Dipl.-HTL-Ing.
 8272 Sebersdorf (AT)

(74) Vertreter:
 Patentanwälte Pinter & Weiss OG
 1040 Wien (AT)

(54) **Elektrisch betätigte Reibungsbremse**

(57) Um die erzielbaren Betätigungszeiten einer elektrische betätigten Reibungsbremse zu reduzieren und dabei gleichzeitig die Reibungsbremse kostengünstig zu halten, wird ein zweites Übertragungsglied (8) mit einer Erhebungskurve (17) vorgeschlagen, wobei an einem ersten Übertragungsglied (5) ein Koppelglied (15) vorgesehen ist und am Koppelglied (15) ein Abtastelement (14) angeordnet ist, das die Erhebungskurve (17) unter Wirkung des elektrischen Aktuators (12) zur Betätigung des ersten Übertragungsgliedes (5) abtastet.

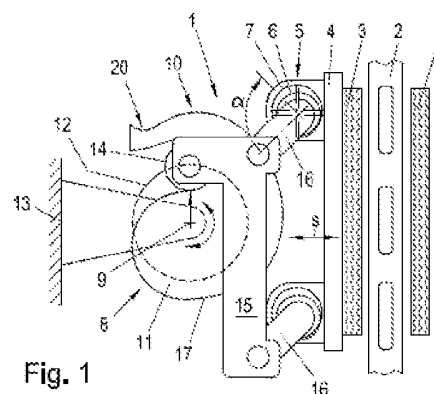


Fig. 1

Zusammenfassung

Um die erzielbaren Betätigungszeiten einer elektrisch betätigten Reibungsbremse zu reduzieren und dabei gleichzeitig die Reibungsbremse kostengünstig zu halten, wird ein zweites Übertragungsglied (8) mit einer Erhebungskurve (17) vorgeschlagen, wobei an einem ersten Übertragungsglied (5) ein Koppelglied (15) vorgesehen ist und am Koppelglied (15) ein Abtastelement (14) angeordnet ist, das die Erhebungskurve (17) unter Wirkung des elektrischen Aktuators (12) zur Betätigung des ersten Übertragungsgliedes (5) abtastet.

Fig. 1

Elektrisch betätigte Reibungsbremse

Die gegenständliche Erfindung betrifft eine elektrisch betätigte Reibungsbremse mit einem von einer Betätigungseinrichtung betätigten Bremsbelag, wobei eine Lösefeder vorgesehen ist, die auf die Betätigungseinrichtung wirkt und die Betätigungseinrichtung von einem elektrischen Aktuator angetrieben ist, und ein erstes Übertragungsglied umfasst, das mit dem Bremsbelag verbunden ist.

Die gegenständliche Erfindung betrifft elektrisch betätigte Bremsen, also Bremsen, bei denen ein elektrischer Aktuator, wie z.B. ein Elektromotor, über Übertragungsteile wie Hebel, Schrauben, Kugelspindeln, Nocken, Exzenter, Flüssigkeiten, Gase, etc. den Bremsbelag, wie z.B. eine Bremsscheibe, an die Reibfläche, wie z.B. eine Bremsscheibe oder Brems-
trommel, andrückt. Die Gestaltung des Kraftverlaufes über den Betätigungsweg ist bei elektrisch betätigten Bremsen für die Betätigungszeit und den Energieaufwand zum Aufbringen des Bremsmoments wichtig.

Besonders für elektrisch betätigte Betriebsbremsen von Fahrzeugen gelten hohe Anforderungen bezüglich kurzer Betätigungszeiten und Bedarf an Anpresskraft. Z.B. wird für heutige Fahrzeuge eine Betätigungszeit für eine Vollbremsung von ca. 200ms gefordert. Dabei können an heutigen Fahrzeug Vorderrad-Scheibenbremsen Belagsandrückkräfte von 30 bis 40kN auftreten, in manchen Fällen auch deutlich mehr. Da Betätigungsweg * Belagsandrückkraft der Energiebedarf für das Betätigen der Bremse ist und bei gegebener Betätigungszeit zur benötigten Betätigungsleistung führt, wird klar, dass die elektrischen Aktuatoren entsprechend große elektrische Leistungen brauchen. Wenn für 40kN Belagsandrückkraft ein Betätigungsweg von 2 mm für eine Vollbremsung zurückgelegt wird, ist der Energiebedarf grob 40Ws. Wenn der Bremsvorgang dabei in 0.2 sec durchgeführt wird, wird eine mittlere mechanische Leistung von mindestens 200W pro Bremse benötigt, die vom elektrischen Aktuator aufzubringen ist. Verfügbarer Bauraum, Gewicht, Kosten und Strombedarf für den elektrischen Aktuator bedingen aber, die Motorleistung gering zu halten, weshalb kein beliebig großer elektrischer Aktuator einsetzbar ist.

Bei einer linearen elektrisch betätigten Bremse, also bei linearen Übertragungsgliedern, wie z.B. Schrauben, Kugelspindeln, Flüssigkeiten, mit einem linearem Verhältnis zwischen Betätigungsweg und Aktuator (Kraft, Moment), wird an der Reibfläche mit steigendem Bremsmoment, unter der Annahme eines konstanten Reibbeiwerts, eine linear von Null bis zum Maximalwert steigende Belagsandrückkraft notwendig. Das erforderliche Übersetzungsverhältnis der linearen Bremse wird dabei von der benötigten Maximalkraft (Vollbremsung) bestimmt, da diese garantiert werden muss, und bleibt für alle kleineren Belagsandrückkräfte konstant. Das ist aber ungünstig, da in allen anderen, in der Regel häufigeren Fällen, der

elektrische Aktuator nicht optimal ausgenutzt werden kann und überdimensioniert ist. Bei einer solchen linearen Bremse wird der elektrische Aktuator folglich bis zur ausgelegten Vollbremsung mit geringerer als der möglichen Last betrieben, wobei Übersetzungsverhältnis und damit auch erreichbare Betätigungszeit aber von der konstant hohen Untersetzung bestimmt wird, die der Vollbremsfall vorgibt. Damit können bei linearen Bremsen für Bremsungen, die nicht dem Vollbremsfall entsprechen, keine optimalen bzw. möglichst kurze Betätigungszeiten erzielt werden.

Außerdem ist auch der Kostendruck auf elektrisch, betätigte Bremsen hoch, weil sie mit den relativ einfachen Hydraulikbremsen konkurrieren müssen. Daher ist jede mögliche Kostenoptimierung am elektrischen Aktuator wichtig. Dabei gilt, je kleiner der elektrische Aktuator gehalten werden kann, umso günstiger wird dieser.

Eine Verbesserung zu linearen Bremsen bringen nichtlineare, elektrisch betätigte Bremsen, wie z.B. in der WO 2010/133463 A1 beschrieben, bei denen ein nichtlineares Übertragungsglied, wie z.B. eine Nocke, ein Exzenter, eine nichtlineare Rampe, etc., zwischen Aktuator und Bremsbelag vorgesehen ist. In der WO 2010/133463 A1 wird z.B. eine Welle mit einem exzentrischen Zapfen oder einer Nocke, an dem der Bremsbelag befestigt ist, von einem Betätigungsmittel verdreht. Dabei wird das Drehmoment eines Elektromotors über ein Gestänge und Hebel auf das nichtlineare Übertragungsglied der Bremse übertragen. Durch die Exzentrizität des Zapfens bzw. der Nocke wird der Bremsbelag an die Reibfläche angedrückt, wobei sich ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen Betätigungsweg bzw. Verdrehwinkel der Welle und der Belagsandrückkraft bzw. dem entstehenden Bremsmoment ergibt. Dabei entsteht durch den Exzenter bzw. der Nocke auch eine Kraftübersetzung (ein kleiner Weg bewirkt eine hohe Kraft), womit der elektrische Aktuator kleiner dimensioniert werden kann. Dadurch lassen sich auch die Betätigungszeiten gegenüber einer linearen elektrisch betätigten Bremse verkürzen.

In der Regel sind die Einbauverhältnisse der Bremse, insbesondere bei Fahrzeugbremsen, so, dass nur ein sehr beschränkter Bauraum für die Aufnahme der Bremse verfügbar ist, weshalb Elektromotoren kleiner Baugröße verwendet werden müssen. Dabei muss aus der hohen Drehzahl des bevorzugt kleinen Elektromotors auch die sehr hohe Anpresskraft des Bremsbelages erzeugt werden. Das kann anstelle eines Gestänges und des Hebels der WO 2010/133463 A1 z.B. auch durch ein vom Elektromotor angetriebenes Getriebe erzielt werden. Dabei verdreht z.B. die Ausgangsstufe des Getriebes die im Getriebe integrierte Welle mit dem Exzenter bzw. der Nocke, wobei das nichtlineare Übertragungsglied wiederum auf den Bremsbelag wirkt. Mit einem solchen Getriebe lassen sich auf kleinstem Bauraum auch Übersetzungen von 1:40 realisieren, womit kleine Elektromotoren verwendet werden können.

Damit kann die Betätigungszeit noch weiter reduziert werden. Allerdings sind solche Getriebe sehr aufwendig und daher auch teuer

Es ist nun eine Aufgabe der gegenständlichen Erfindung, die erzielbaren Betätigungszeiten einer elektrisch betätigten Reibungsbremse noch weiter zu reduzieren und gleichzeitig die

5 Reibungsbremse kostengünstig zu halten.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch erreicht, dass ein zweites Übertragungsglied mit einer Erhebungskurve und am ersten Übertragungsglied ein Koppelglied vorgesehen ist, wobei am Koppelglied ein Abtastelement angeordnet ist und das Abtastelement unter Wirkung des elektrischen Aktuators zur Betätigung des ersten Übertragungsgliedes die Erhebungskurve abtastet und die Reibungsbremse bei einer Bremsung aus ihrer Belagsandrückkraft über den Betätigungsbereich des Aktuators ein Lösemoment zum selbsttätigen Rückstellen der Reibungsbremse bewirkt, wobei im Bereich kleiner Betätigungswinkel das Lösemoment fehlt, um die Reibungsbremse selbsttätig rückzustellen und die fehlenden Lösemomente über den Betätigungsbereich des Aktuators für unterschiedliche Verschleißzustände des Bremsbelags eine Hüllkurve der fehlenden Lösemomente ergeben und die Lösefeder die fehlenden Lösemomente zuführt. Das zweite Übertragungsglied kann viel der in der Betätigungseinrichtung benötigten Übersetzung aufbringen, womit der elektrische Aktuator entlastet wird. Im Beispiel eines Getriebemotors kann bei sonst gleicher Reibungsbremse die Übersetzung des Motorgetriebes von 1:40 auf bis zu 1:12 (im Falle eines nichtlinearen zweiten Übertragungsgliedes) reduziert werden, weil das zweite Übertragungsglied Kraftübersetzung (bzw. Momentenübersetzung) bringt. Damit kann eine Einsparung von 1 bis 2 Übersetzungsstufen im Motorgetriebe und damit einhergehend eine Kostenreduzierung erzielt werden. Gleichzeitig wird dadurch auch das Ausgangsmoment des elektrischen Aktuators kleiner, wodurch wesentlich kleinere Zahnräder im Motorgetriebe verwendet werden können, was wiederum einen weiteren Preisvorteil mit sich bringt. Durch die zusätzliche Übersetzung des zweiten Übertragungsgliedes wird aber auch die Betätigungszeit der Reibungsbremse reduziert. Umgekehrt kann bei einer zu erzielender Betätigungszeit die Motorgröße verkleinert werden. Um eine selbsttätige Rückstellung der Reibungsbremse über den gesamten Betätigungsbereich zu realisieren, ist vorteilhaft eine Lösefeder vorgesehen, die auf die Betätigungseinrichtung wirkt. Mit der Lösefeder kann auch ein energieeffizientes Rückstellen der Reibungsbremse realisiert werden.

10
15
20
25
30

Die Verbindung des Koppelglied und des ersten Übertragungsgliedes erfolgt konstruktiv sehr einfach, wenn ein erstes Ende eines Hebels im Koppelglied drehbar gelagert angeordnet ist und ein zweites Ende des Hebels mit dem ersten Übertragungsglied verbunden ist.

Eine ganz besonders einfache und vorteilhafte Ausgestaltung ergibt sich, wenn das zweite Übertragungsglied als Kurvenscheibe oder als Kulissenführung mit einer Erhebungskurve ausgeführt ist und der elektrische Aktuator die Kurvenscheibe oder die Kulissenführung verdreht. Damit lässt sich die Betätigungseinrichtung mit einfachen und robusten konstruktiven Mittel und sehr kompakt realisieren.

Wenn zwei erste Übertragungsglieder vorgesehen sind, ist es vorteilhaft, wenn diese zur Ausbildung eines Parallelogrammantriebes jeweils über einen Hebel mit dem Koppelglied verbunden sind. Durch das Parallelogramm ergibt sich auf einfache und kostengünstige Weise eine zwangsweise Synchronisierung der beiden Übertragungsglieder.

In einer alternativen Ausgestaltung, ist das Koppelglied als Kniehebel ausgeführt, dessen Kniegelenk über das Abtastelement entlang der Erhebungskurve geführt ist, wobei an einem ersten Schenkel des Kniehebels der elektrische Aktuator angreift und der andere Schenkel des Kniehebels mit dem ersten Übertragungsglied verbunden ist. Durch den Kniehebel können besonders hohe Übersetzungen im zweiten Übertragungsglied realisiert werden.

Eine sehr einfache Parkbremsfunktion kann realisiert werden, wenn in der Erhebungskurve eine Einbuchtung vorgesehen ist, in der das Abtastelement eine stabile Lage einnimmt. Damit kann die Betätigungseinrichtung in einer bestimmten Position (Parkbremse) fixiert werden und kann nur mehr durch eine äußere Kraft gelöst werden.

Das erste Übertragungsglied ist bevorzugt als Exzenterantrieb oder als Nockenantrieb ausgeführt, da sich damit mit einfachen Mitteln hohe Übersetzungen bei kleinen Betätigungswegen realisieren lassen.

Ganz besonders vorteilhaft ist es, wenn die Erhebungskurve entsprechend der Wegübersetzungskennlinie des ersten Übertragungsgliedes geformt ist. Auf diese Weise kann ein im Wesentlichen konstantes Drehmoment des elektrischen Aktuators erreicht werden. Der elektrische Aktuator kann daher über den gesamten Betätigungsbereich der Betätigungseinrichtung immer in einem bestimmten Drehmomentenbereich, bei dem sich günstige Wirkungsgrade ergeben, betrieben werden.

Vorteilhaft ist es, dass bei Betätigung der Reibungsbremse die Verdrehung der Betätigungswelle die Lösefeder in einem ersten Verdrehwinkelbereich gegen die Betätigung spannt und in einem zweiten Verdrehwinkelbereich zur Unterstützung der Betätigung entspannt. Außerhalb des ersten Verdrehwinkelbereich bewirkt das Entspannen der Lösefeder bei Betätigung der Reibungsbremse eine Unterstützung des elektrischen Aktuators für den Betätigungsvorgang der Reibungsbremse. Dadurch wird die sonst störende Lösefeder plötzlich zur Unter-

stützung der Betätigung der Reibungsbremse, womit ein Betätigungsvorgang sehr energieeffizient erfolgen kann.

Wenn die Lösefeder über ein am ersten Übertragungsglied vorgesehenes Federabtaelement gespannt oder entspannt wird, kann der Bereich, in dem die Lösefeder gespannt oder entspannt wird, gezielt gesteuert werden. Damit kann die Lösefeder in bestimmten Bereichen des Betätigungsbereichs Hilfsenergie zur Rückstellung oder Betätigung der Reibungsbremse bereit stellen und in anderen Bereichen den elektrischen Aktuator bei der Betätigung oder der Rückstellung der Reibungsbremse unterstützen.

Weitere Effekte und Vorteile der gegenständlichen Reibungsbremse ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung.

Die gegenständliche Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Figuren 1 bis 9 näher erläutert, die beispielhaft, schematisch und nicht einschränkend vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung zeigen. Dabei zeigt

- Fig.1 eine Darstellung einer erfindungsgemäßen Reibungsbremse,
- Fig.2 eine alternative Ausführung der Betätigungseinrichtung,
- Fig.3 die Belagsandrückkraft über den Betätigungsbereich des ersten Übertragungsgliedes,
- Fig.4 das Eingangsmoment in das erste Übertragungsglied über dessen Betätigungsbereich,
- Fig.5 die sich ergebende Momenten- und Wegübersetzungskennlinie des zweiten Übertragungsgliedes,
- Fig.6 eine Darstellung einer erfindungsgemäßen Reibungsbremse mit Lösefeder,
- Fig.7 das Moment aus der inneren Belagsandrückkraft über den Betätigungsbereich des elektrischen Aktuators,
- Fig.8 das Rückstellmoment der Lösefeder über den Betätigungsbereich und
- Fig.9 das Drehmoment des elektrischen Aktuators einer erfindungsgemäßen Reibungsbremse.

Fig.1 zeigt schematisch ein vorteilhaftes Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Reibungsbremse 1, hier z.B. in Form einer Scheibenbremse mit einer Brems Scheibe als Reibfläche 2 und einem Bremsbelag 3, der über eine Betätigungseinrichtung 10 zum Bremsen an die Reibfläche 2 gedrückt wird. Die Reibungsbremse 1 könnte aber auch als Trommelbremse ausgeführt sein, und könnte natürlich auch lineare Bewegungen bremsen, also z.B. ein Flacheisen als Reibfläche anstatt einer Brems Scheibe. Der Bremsbelag 3 kann wie hier auch an einem Belagsträger 4 angeordnet sein. Die Reibungsbremse 1 kann z.B. als hinlänglich

bekannte Schwimmsattelbremse ausgeführt sein. An sich bekannte Bauteile einer solchen Reibungsbremse 1, wie z.B. der Bremsattel sind aus Gründen der Übersichtlichkeit hier nicht dargestellt bzw. nur angedeutet.

Auf den Bremsbelag 3 bzw. den Belagsträger 4 wirkt ein mit dem Bremsbelag 3 (bzw. dem Belagsträger 4) verbundenes und damit zusammenwirkendes erstes Übertragungsglied 5. Das erste Übertragungsglied 5 ist hier z.B. als Betätigungswelle 6 ausgeführt, an der ein exzentrischer Zapfen 7 (angedeutet durch die versetzten Drehachsen) vorgesehen ist. Z.B. kann an der Betätigungswelle 6 ein exzentrischer Zapfen 7 angeformt sein oder es kann auch eine exzentrische, axiale Bohrung in der Betätigungswelle 6 vorgesehen sein, in die ein Zapfen 7 gesteckt ist. Am Zapfen 7 ist der Bremsbelag 3 bzw. der Belagsträger 4 angeordnet. Wird die Betätigungswelle 6 um einen Verdrehwinkel α verschwenkt, wird der Bremsbelag 3 je nach Drehrichtung um den Betätigungsweg s zur Reibfläche 2 bewegt oder von dieser abgehoben (angedeutet durch den Doppelpfeil). Anstelle eines exzentrischen Zapfens 7 kann auch eine Nocke als Übertragungsglied 5 vorgesehen sein. Z.B. kann ein Verdrehwinkel α von 90° von nicht bremsend bis Vollbremsung vorgesehen, wobei der Exzenter oder die Nocke geometrisch ausgelegt sind, um den für die Bremsung notwendigen Betätigungsweg s zu gewährleisten. Diese Art der Betätigung einer Reibungsbremse 1 ist in der WO 2010/133463 A1 beschrieben.

Die Andrückung des Bremsbelags 3 gegen die Reibfläche kann grundsätzlich mit jeder Geometrie und Methode gemacht werden, die „Höhengewinn“, also Zustellweg Richtung Bremsbelag 3 bringt. Das erste Übertragungsglied 5 ist dabei bevorzugt nichtlinear ausgeführt. D.h., dass es keinen linearen Zusammenhang zwischen Eingang (hier z.B. Verdrehwinkel α) und Ausgang (hier z.B. der Betätigungsweg s) hat. Das erste Übertragungsglied 5 kann aber auch linear ausgeführt sein, z.B. als Nocke mit einer linearen Erhebungskurve. Das erste Übertragungsglied 5 ist auch als Kugelrampe oder abrollend mit Gewindegängen denkbar. Eine Nocke ist eine aufgewinkelte schiefe Ebene, wobei die Aufwicklung auch abgerollt oder in beliebiger Kurve oder Fläche in Ebene oder Raum sein kann, als z.B. auch als Wendel oder Mehrfachwendel, wie z.B. eine Kugelrampe, Gewindegänge oder Abrollgänge. Ebenso kann das erste Übertragungsglied 5 auch einen Hydraulik- oder Pneumatikzylinder mit Kolben umfassen, der z.B. von einem Exzenter oder einer Nocke betätigt wird.

Erfindungsgemäß ist nun in der Reibungsbremse 1 ein zweites Übertragungsglied 8 vorgesehen, das mit dem ersten Übertragungsglied 5 wie nachfolgend beschrieben zusammenwirkt.

Das zweite Übertragungsglied 8 umfasst hier eine an einem Drehpunkt 9 drehbar gelagerte Kurvenscheibe 11 mit einer Erhebungskurve 17, die von einem elektrischen Aktuator 12, hier

z.B. ein Elektromotor oder Getriebemotor, angetrieben wird. Die Kurvenscheibe 11 bzw. der elektrische Aktuator 12 stützen sich an einem ortsfesten Teil 13 der Reibungsbremse 1, wie z.B. einem Bremssattel oder einem nicht dargestellten, hinlänglich bekannten Verschleißnachsteller (der als quasi ortsfest angesehen wird), ab, wie in Fig.1 angedeutet. Auf der Kurvenscheibe 11 rollt ein Abtastelement 14, z.B. ein Nadellager, ab, wobei das Abtastelement 14 an einem Koppelglied 15 drehbar gelagert angeordnet ist. Je nach Form der Erhebungskurve 17 ist das zweite Übertragungsglied 8 damit linear oder nichtlinear. Am Koppelglied 15 sind hier weiters die Enden zweier Hebel 16 drehbar gelagert angeordnet. Die jeweils gegenüber liegenden Enden der Hebel 16 sind an der Betätigungswelle 6 befestigt. Mechanisch gesehen handelt es sich bei dem Koppelglied 15 um einen Rollenschlepphebel, der gleichzeitig Teil eines Parallelogrammgetriebes ist. Selbstverständlich könnte auch nur ein erstes Übertragungsglied 5 vorgesehen sein und damit auch nur ein Hebel 16 notwendig sein. Ebenso könnten auch mehr als zwei erste Übertragungsglieder 5 und damit auch mehr als zwei Hebel 16 vorgesehen sein.

Wird die Kurvenscheibe 11 durch den elektrischen Aktuator 12 z.B. im Uhrzeigersinn verdreht, rollt das Abtastelement 14 auf der Kurvenscheibe 11 ab, womit das Koppelglied 15 gemäß der Kurvenform der Kurvenscheibe 11 nach oben oder unten bewegt wird. Durch die Bewegung des Koppelgliedes 15 wird gleichzeitig über die Hebel 16 die Betätigungswelle 6 verdreht und der Bremsbelag 3 gegen die Reibfläche 2 gedrückt. Zum Abheben des Bremsbelags 3 von der Reibfläche 2 erfolgt die Verdrehung der Kurvenscheibe 11 in gegengesetzter Richtung.

Die Kinematik der Betätigungseinrichtung 10 der Reibungsbremse 1 besteht somit aus dem Wegübersetzungsverhältnis (bzw. äquivalent Kraft- oder Momentenübersetzungsverhältnis) des ersten Übertragungsglieds 5 und des zweiten Übertragungsglieds 10.

Die Erhebungskurve 17 des zweiten Übertragungsgliedes 10 kann anstatt einer Kurvenscheibe 11 auch durch eine Kulissenführung realisiert sein. Die Erhebungskurve 17 kann dabei auch mehrmals aufgewickelt oder räumlich geformt sein, sodass sich zwischen Anfangs- und Endposition ein Verdrehbereich von größer als 360° ergeben kann. Z.B. kann die Kurvenscheibe 11 wie eine Wendel geformt sein, wobei durch eine Vorschubeinrichtung, z.B. ein Gewinde, die Kurvenscheibe 11 immer richtig positioniert werden kann. Eine Kulissenführung könnte auch spiralförmig ausgeführt sein.

Die Erhebungskurve 17 der Kurvenscheibe 11 oder einer Kulissenführung oder allgemeiner einer beliebigen Erhebungskurve 17 im Raum oder in der Ebene kann natürlich auf jede mechanisch sinnvolle Art abgetastet werden, also neben dem beschriebenen Rollenschlepphebel auch mit Kipphebel oder anderer Führung des Abtastelements 14. Abgetastet kann na-

türlich auch anders als mit einem Wälzlager werden, so z.B. durch eine Rolle, einen gleitenden Kontakt oder eine Kugel. Unter Abtasten wird folglich das Abrollen oder Abgleiten des Abtastelements 14 an der Erhebungskurve 17 verstanden.

Das Koppelglied 15 kann dabei auch mehrteilig ausgeführt sein, z.B. mehrere gelenkig verbundene Glieder oder Hebel.

Die Erhebungskurve 17 der Kurvenscheibe 11 (oder der Kulissenführung) kann auch einen Bereich aufweisen, der so geformt ist, dass das Abtastelement 14 in diesem Bereich eine stabile bzw. energie günstige Lage einnimmt, sodass sich das zweite Übertragungsglied 8 also nicht selbsttätig, ohne äußere Kräfte in Richtung der ungebremsten Lage rückstellen kann. Das ist in Fig.1 z.B. am Ende der Erhebungskurve 17 der Kurvenscheibe 11 in Form einer Einbuchtung 20 vorgesehen. Kommt das Abtastelement 14 in dieser Einbuchtung zu liegen, kann sich das Abtastelement 14 ohne äußere Krafteinwirkung, z.B. durch den elektrischen Aktuator 12, einen Seilzug, oder ähnlichem, nicht alleine aus dieser Position weg bewegen. Das kann z.B. für eine Parkbremsfunktion genutzt werden.

Auch über eine Halteklinke kann eine Parkbremsfunktion realisiert werden. Wenn durch Betätigung der Betätigungseinrichtung 10 an einer bestimmten Position eine Halteklinke überfahren wird und einrastet, wird ebenfalls die Betätigungsposition (Parkposition) lagefixiert. Zum Entriegeln, also um z.B. eine Parkbremse zu lösen, muss die Halteklinke, z.B. wieder über Seilzug, gelöst werden. Dabei kann auch ein Elektromagnet zur Einrückung der Halteklinke gegen eine Feder dienen. Die Halteklinke bleibt dann in der Parkposition ohne Magnetwirkung durch Reibung verriegelt. Zum Lösen könnte die Betätigungseinrichtung 12 etwas weiterbewegt werden, womit die Reibung verringert wird und die Feder die Halteklinke löst.

In einer alternativen Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Reibungsbremse 1 nach Fig.2 ist am Koppelglied 15 wieder ein Abtastelement 14 drehbar gelagert angeordnet, das wiederum auf einer Erhebungskurve 17 des zweiten Übertragungsgliedes 8 abrollt. Das Koppelglied 15 ist hier als Kniehebel ausgeführt, wobei das Kniegelenk über das Abtastelement 14 an der Erhebungskurve 17 abrollt. An einem Schenkel des Koppelgliedes 15 ist wiederum ein Ende des Hebels 16 angelenkt, über den hier eine Nocke verdreht wird. Am anderen Schenkel des Koppelglied 15 greift hier ein Betätigungshebel 18 an, der über einen vom elektrischen Aktuator 12 angetriebenen Motorhebel 19 betätigt wird. Am Betätigungshebel 18 könnte aber auch ein Linearantrieb angreifen. Die Erhebungskurve 17 ist hier ortsfest angeordnet.

Ebenso sind auch andere Abrollführungen denkbar. Z.B. könnte auch das Abtastelement 14, die an der Erhebungskurve 17 abrollt, mit einer Kulissenführung oder einem Zapfen, der in einer Bohrung gleitet, geführt werden.

Der Ausgangspunkt für die Auslegung einer erfindungsgemäßen Reibungsbremse 1 kann z.B. ein vorgegebenes Belagsandrückkraft F_N -Betätigungsweg s Diagramm, oder ein Belagsandrückkraft F_N -Verdrehwinkel α Diagramm sein, wie in Fig.3 dargestellt. Das Diagramm kann einen linearen oder nichtlinearen (wie in Fig.3) Zusammenhang wiedergeben. Ein solches Diagramm ergibt sich z.B. aus dem grundlegenden Bremsendesign, das die Steifigkeiten der Bremsenteile und die Geometrie des ersten nichtlinearen Übertragungsglieds 5, also z.B. die geometrischen Verhältnisse am Exzenter, berücksichtigt und ist als bekannt anzusehen oder wird anwendungsbedingt vorgegeben. Dabei können auch unterschiedliche Verschleißzustände der Reibungsbremse 1 berücksichtigt werden. In Fig.3 zeigt die Kurve 3a die Bremse ohne Verschleiß und die Kurve b) die Bremse bei Vollverschleiß. Durch den Verschleiß des Bremsbelages 3 ändert sich die Steifigkeit der Reibungsbremse 1 signifikant. Ebenso könnte auch der Temperatureinfluss auf die Steifigkeit der Reibungsbremse berücksichtigt werden.

Aus diesem Belagsandrückkraft F_N -Verdrehwinkel α Diagramm kann dann aus den bekannten geometrischen Verhältnissen das benötigte Eingangsmoment T_E des ersten Übertragungsglieds 5 für die Erzielung der Belagsandrückkräfte F_N ermittelt werden, wie in Fig.4 dargestellt. Darin sind wieder unterschiedliche Verschleißzustände dargestellt, wobei die Kurve 4a wieder die Reibungsbremse 1 ohne Verschleiß und die Kurve 4b die Reibungsbremse 1 bei Vollverschleiß widerspiegelt. Um den Betrieb der Reibungsbremse 1 über den gesamten Verschleißzustand gewährleisten zu können, muss das Eingangsmoment T_E den Bereich abdecken, der durch die Hüllkurve (punktierter Kurve 4c) gegeben ist. Dieses Eingangsmoment T_E ist vom zweiten Übertragungsglied 8 aufzubringen, das entsprechend ausgelegt wird.

Für den elektrischen Aktuator 12 ist es aber besonders vorteilhaft, wenn dieser über den gesamten Betätigungsbereich mit einem möglichst konstanten Drehmoment (z.B. bei einem Elektromotor) oder mit konstanter Kraft, bevorzugt in einem Bereich mit hohem Wirkungsgrad, betrieben werden kann. Unter der Annahme eines gewünschten konstanten Drehmoments des Aktuators 12 stellt das Eingangsmoment T_E , bzw. die Hüllkurve in Fig.4 (umgelegt auf den Eingangsverdrehwinkel des zweiten Übertragungsgliedes 8), unmittelbar die benötigte Momentenübersetzungskennlinie (bzw. Kraftübersetzungskennlinie) im zweiten Übertragungsglied 8 dar. Da die lokale Momentenübersetzung aber der jeweiligen Steigung der Tangente der Wegübersetzungskennlinie entspricht, ergibt sich umgekehrt die Wegübersetzungskennlinie, und damit die Form der Erhebungskurve 17, als Integral der Momentenübersetzungskennlinie, wie in Fig.5 dargestellt. Darin zeigt die Kurve 5a die Momentenübersetzungskennlinie (Hüllkurve bei Berücksichtigung des Verschleißes) und die Kurve 5b das Integral dieser Kurve, also die Wegübersetzungskennlinie. Daraus kann die Form der Erhe-

bungskurve 17 über den Verdrehwinkel α (Betätigungsweg) unmittelbar abgeleitet werden, um ein im wesentlichen konstantes Drehmoment des elektrischen Aktuators 12 zu erzielen. Aus diesem Grund wird bevorzugt ein nichtlineares zweites Übertragungsglied 8 verwendet.

Für eine Reibungsbremse mit einem Getriebemotor und einem ersten Übertragungsglied nach der WO 2010/133 463 A1 wurde eine Betätigungszeit von ca. 250ms für eine Belagsandrückkraft von 40kN gemessen. Für eine Reibungsbremse 1 gemäß der gegenständlichen Erfindung konnte die Betätigungszeit auf ca. 180ms reduziert werden, was eine signifikante Verbesserung darstellt.

Bei vielen elektrisch betätigten Reibungsbremsen 1 ist gefordert, dass sie im energielosen Zustand (elektrischer Aktuator 12 ohne Strom) selbsttätig, ohne elektrische Hilfe in den ungebremsten Zustand aufgehen. Das kann bei hoher mechanischer Reibung im Antrieb der Reibungsbremse 1 unmöglich sein, weil bei einem elektrischer Aktuator 12 zuerst ein Losbrechmoment bzw. eine Losbrechkraft, das sich typischerweise aus mechanischen Lagerreibungen und dem magnetischen „Schnappen“ zusammensetzt und das 10 % des Nennmoments bzw. der Nennkraft ausmachen kann, überwunden werden muss. Zudem muss bei einem Getriebemotor als elektrischer Aktuator 12 zum Lösen auch gegen die Getriebeübersetzung mit höherem Moment als auf der Motorwelle aufgedreht werden. Bei Reibungsbremsen 1 mit geringer mechanischer Antriebsreibung und/oder günstigem Verlauf der Betätigungskraft kann die Reibungsbremse 1 in bestimmten Bereichen durch die hohe Belagsandrückkraft selbst aufgedrückt werden. In allen Bereichen ist das aber nicht möglich, da z.B. bei sehr kleiner Belagsandrückkraft (z.B. Bremsung auf Eis oder Schnee) keine ausreichende Kraft zum Aufdrücken gegen das Losbrechmoment vorhanden ist. In diesem Zustand muss eine nicht-elektrische, speicherbare Hilfsenergie zum Aufdrücken der Reibungsbremse 1 vorhanden sein. Das kann z.B. eine Lösefeder sein, die beim Bremsen gespannt wird und die die gespeicherte Energie zum Aufdrücken der Reibungsbremse 1 im Bedarfsfall wieder abgibt.

Wenn die Hilfsenergie aus der Betätigung der Reibungsbremse 1 selbst versorgt wird, z.B. über eine Lösefeder, die bei Bremsbetätigung aufgezo-gen wird, ist die Gesamtbetätigungskraft (bzw. das Gesamtbetätigungsmoment) um diese Federwirkung höher. Die Energie wäre zwar nicht verloren, weil sie spätestens beim Lösen der Reibungsbremse 1 wieder entnommen wird, aber sie erhöht trotzdem den Antriebsmomentbedarf. Die Lösefeder würde also im einfachsten Fall andauernd über ihre Federkennlinie wirksam sein und damit auch im Bereich großer Betätigungsmomente zusätzlich wirksam werden, obwohl die Lösefeder in solchen Bereichen zum Aufdrücken der Reibungsbremse 1 überhaupt nicht nötig wäre. Dem kann mit einem nichtlinearen Getriebe für die Lösefeder entgegen gewirkt werden, indem die Lösefeder mittels eines geeignet ausgelegten nichtlinearen Getriebes betätigt wird, z.B. eine

über eine Federnocke 22 wirkende Lösefeder 21, wie nachfolgend mit Bezugnahme auf Fig.6 beschrieben.

An einer Betätigungswelle 6 ist eine Federnocke 22 angeordnet, die mit der Betätigungswelle 6 mitgedreht wird. Ein Federhebel 23 ist an einem Ende drehbar gelagert angeordnet. Am anderen Ende des Federhebels 23 ist ein Federabtastelement 24, hier z.B. eine drehbar gelagerte Rolle, angeordnet, wobei das Federabtastelement 24 die Federnocke 22 abtastet, hier darauf abrollt. Kinematisch ist also wieder ein Rollenschlepphebel realisiert. Am Federhebel 23 greift eine Lösefeder 21 an. Wird die Federnocke 22 verdreht, so wird der Federhebel 23 um einen Winkel β verschwenkt und die Lösefeder 21 somit gespannt.

Das oben beschriebene Verfahren zur Ermittlung einer günstigen Wegübersetzungskennlinie des zweiten Übertragungsgliedes 8 bewertet keine Herkunft der Kraft (Moment). Daher kann die Lösefeder 21, die zum Aufdrücken der Reibungsbremse 1 ganz oder fallweise nötig ist, einfach als zusätzliche Kraft eingesetzt werden. Damit erhält man eine gesamte Wegübersetzungskennlinie inklusive Lösefeder 21 zur Gestaltung der Übersetzung der Betätigungseinrichtung 10. Für die Bestimmung der Erhebungskurve der Federnocke 24 kann nun wie bereits beschrieben vorgegangen werden.

In Fig.7 ist das Moment, das die Reibungsbremse 1 aus ihrer inneren Belagsandrückkraft über den Betätigungsbereich des elektrischen Aktuators 12 auf diesen auswirkt. Im Bereich kleiner Betätigungswinkel ist das Moment negativ, d.h. dieses negative Moment fehlt, um die Reibungsbremse 1 selbsttätig rückzustellen. Wiederum wird ein Kennfeld über relevante Zustände verwendet, das alle Belagsverschleißsituationen, Temperaturen und sonstige Einflüsse abdeckt. Die punktierte Hüllkurve 7a ist demnach der Bereich der fehlenden Lösemomente und muss durch Hilfsenergie (z.B. Lösefeder 21) zugeführt werden. Durch den Verlauf des Lösemoments (Hüllkurve 7a) und der gegebenen Kinematik ist damit auch die Nocken-erhebung der Federnocke 22 festgelegt. Die Lösefeder 21 wird damit nur dort gespannt, wo sie als Rückstellhilfe gebraucht wird. Außerhalb dieses Bereiches bewirkt das Entspannen der Lösefeder 21 eine Unterstützung des elektrischen Aktuators 12 für den Betätigungsvorgang der Reibungsbremse. Dadurch wird die sonst störende Lösefeder 21 plötzlich zur Unterstützung der Betätigung der Reibungsbremse 1.

Das Ergebnis ist in Fig.8 dargestellt, die den Verlauf des Rückstellfedermoments T_F über den Verdrehwinkel der Federnocke 22 zeigt. Das Rückstellfedermoment T_F wirkt bei kleiner Bremsbetätigung wie die innere Kraft aus der Reibungsbremse 1 zum Rückstellen der Reibungsbremse 1. Bei stärkerer Bremsung wird die Lösefeder 21 wieder entspannt, um den elektrischen Aktuator 12 bei Bremsbetätigung zu unterstützen.

Die Übersetzungen der Betätigungseinrichtung 10 und der Lösefeder 21 beeinflussen sich gegenseitig. Daher wird eine solche Reibungsbremse 1 in der Regel in einem iterativen Prozess entworfen, bei dem die Optimierungsschritte wiederholt werden, bis das Verbesserungspotential weitgehend ausgeschöpft ist. Dabei könnte man bei der neuen Auslegung einer Reibungsbremse 1 auch von einer bereits bekannten günstigen Lösefeder 21 mit Übersetzung oder von einer bereits bekannten linearen oder nichtlinearen Übersetzung der Betätigungseinrichtung 10 ausgehen.

Das Ergebnis einer solchen Optimierung ist z.B. in Fig.9 dargestellt. Dabei sind über den Betätigungsbereich des elektrischen Aktuators das Drehmoment T des elektrischen Aktuators 12 (Kurve 9a) und das Rückstellfedermoment T_F der Lösefeder 21 (Kurve 9c) aufgetragen. Hier ist das erzielte, über den Betätigungsbereich im Wesentlichen konstante Drehmoment T des elektrischen Aktuators 12 gut zu erkennen. Die Kurve 9b berücksichtigt zusätzlich noch Selbstverstärkungseffekte der Reibungsbremse 1, wodurch das notwendige Drehmomente T des elektrischen Aktuators 12 natürlich sinkt.

Die erfindungsgemäße Reibungsbremse 1 wurde oben am Beispiel einer Bremse beschrieben, bei der aktiv Kraft (Moment) aufgebracht werden muss, um die Bremsbeläge anzudrücken, wie z.B. im KFZ erforderlich. Allerdings ist die Wirkrichtung des elektrischen Aktuators 12 für die Erfindung unerheblich. Der elektrische Aktuator 12 kann auch mit aktiver Kraft (Moment) die Reibungsbremse an der Betätigung hindern, womit die Wirkrichtung umgekehrt wäre. Die Energie zur Betätigung der Reibungsbremse kann in diesem Fall aus einer Hilfsenergiequelle, wie z.B. eine Feder, stammen. Eine solche Reibungsbremse 1 wird z.B. als Eisenbahnbremse, Aufzugsbremse, Kranbremse, etc., die bei Stromausfall bremsen muss, eingesetzt. Dabei kann die vorhin beschriebene Lösefeder 21 auch als Hilfsenergiequelle zum Bremsen eingesetzt werden, wobei die Betätigungskurve für die Lösefeder 21 dann natürlich günstig für das Betätigungsverhalten der Bremse ausgelegt wird. Bei einer solchen Reibungsbremse kann die Kinematik so ausgelegt werden, dass im geöffnet zu haltendem Bereich die Kraft (Moment) am elektrischen Aktuator 12 möglichst klein oder sogar Null wird. Das kann ähnlich wie oben für die Parkbremsfunktion beschrieben über einen besonderen Bereich der Kurvenscheibe, Kulissee oder Kinematik erfolgen. Auch eine beschriebene Halteklinke könnte zum geöffnet Halten der Reibungsbremse 1 dienen.

Patentansprüche

1. Elektrisch betätigte Reibungsbremse mit einem von einer Betätigungseinrichtung (10) betätigten Bremsbelag (3), wobei eine Lösefeder (21) vorgesehen ist, die auf die Betätigungseinrichtung (10) wirkt und die Betätigungseinrichtung (10) von einem elektrischen Aktuator (12) angetrieben ist, und ein erstes Übertragungsglied (5) umfasst, das mit dem Bremsbelag (3) verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein zweites Übertragungsglied (8) mit einer Erhebungskurve (17) vorgesehen ist und am ersten Übertragungsglied (5) ein Koppelglied (15) vorgesehen ist, wobei am Koppelglied (15) ein Abtastelement (14) angeordnet ist, das die Erhebungskurve (17) unter Wirkung des elektrischen Aktuators (12) zur Betätigung des ersten Übertragungsgliedes (5) abtastet **und dass** die Reibungsbremse (1) bei einer Bremsung aus ihrer Belagsandrückkraft (F_N) über den Betätigungsbereich des Aktuators (12) ein Lösemoment zum selbsttätigen Rückstellen der Reibungsbremse (1) bewirkt, wobei im Bereich kleiner Betätigungswinkel das Lösemoment fehlt, um die Reibungsbremse (1) selbsttätig rückzustellen und die fehlenden Lösemomente über den Betätigungsbereich des Aktuators (12) für unterschiedliche Verschleißzustände des Bremsbelags (3) eine Hüllkurve (7a) der fehlenden Lösemomente ergeben und die Lösefeder (21) die fehlenden Lösemomente zuführt.
2. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** am Koppelglied (15) ein erstes Ende eines Hebels (16) drehbar gelagert angeordnet ist und ein zweites Ende des Hebels (16) mit dem ersten Übertragungsglied (5) verbunden ist.
3. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** das zweite Übertragungsglied (8) als Kurvenscheibe (11) oder als Kulissenführung mit der Erhebungskurve (17) ausgeführt ist und der elektrische Aktuator (12) die Kurvenscheibe (11) oder die Kulissenführung verdreht.
4. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwei erste Übertragungsglieder (5) vorgesehen sind, die zur Ausbildung eines Parallelogrammantriebes jeweils über einen Hebel (16) mit dem Koppelglied (15) verbunden sind.
5. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Koppelglied (15) als Kniehebel ausgeführt ist, dessen Kniegelenk über das Abtastelement (14) entlang der Erhebungskurve (17) geführt ist, an einem ersten Schenkel

des Kniehebels der elektrische Aktuator (12) angreift und der andere Schenkel des Kniehebels mit dem ersten Übertragungsglied (5) verbunden ist.

6. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** in der Erhebungskurve (17) eine Einbuchtung vorgesehen ist, in der
5 das Abtastelement (14) eine stabile Lage einnimmt.

7. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** das erste Übertragungsglied (5) als Exzenterantrieb oder als Nocken-
antrieb ausgeführt ist.

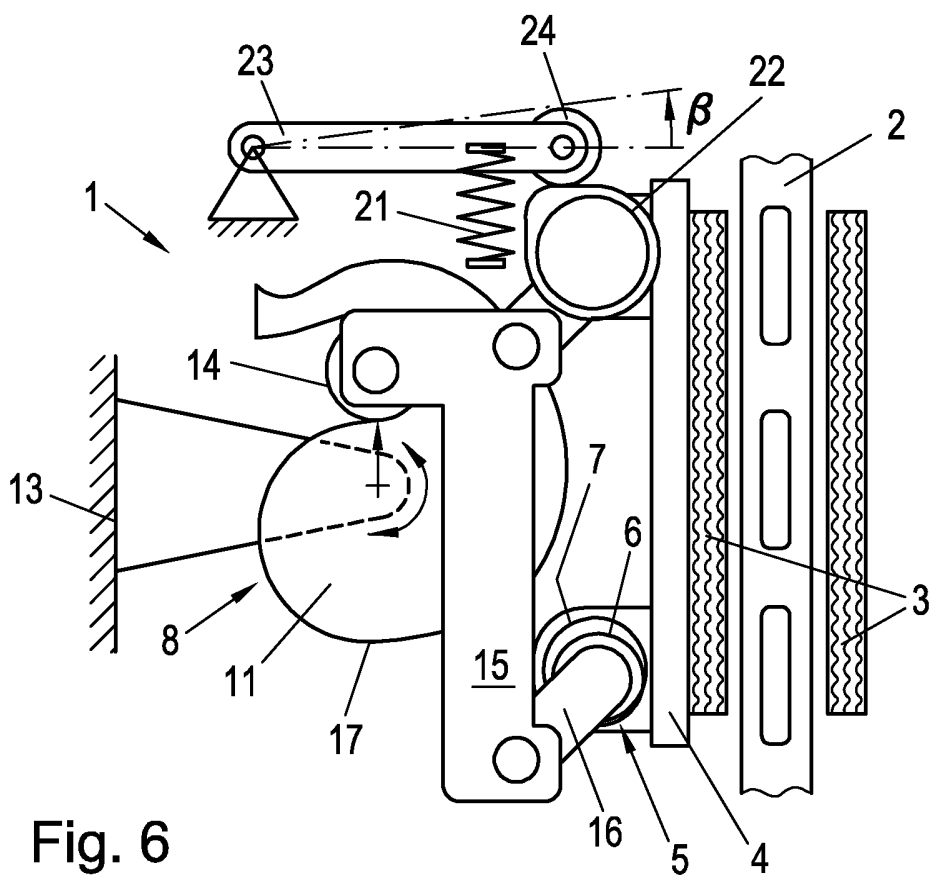
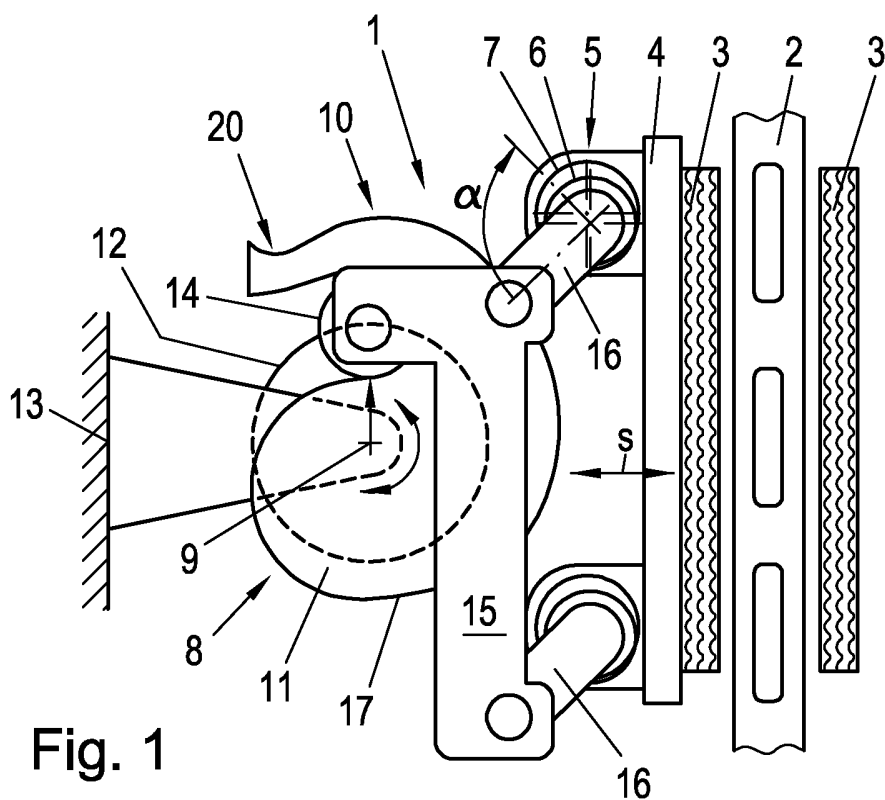
8. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Erhebungskurve (17) entsprechend der Wegübersetzungskennlinie
10 des ersten Übertragungsgliedes (5) geformt ist.

9. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach einem der Ansprüche 1 bis **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**, **dadurch gekennzeichnet, dass** bei Betätigung der Reibungsbremse (1) die Verdrehung der Betätigungswelle (6) die Lösefeder (21) in
15 einem ersten Verdrehwinkelbereich gegen die Betätigung spannt und in einem zweiten Verdrehwinkelbereich zur Unterstützung der Betätigung entspannt.

10. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein nichtlineares Getriebe vorgesehen ist, das die Lösefeder (21) bei Betätigung der
Reibungsbremse (1) spannt und entspannt

20 11. Elektrisch betätigte Reibungsbremse nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** am ersten Übertragungsglied (5) eine Federnocke (22) vorgesehen ist, die die Lösefeder (21) über ein Federabtastelement (24) spannt oder entspannt.

1/5



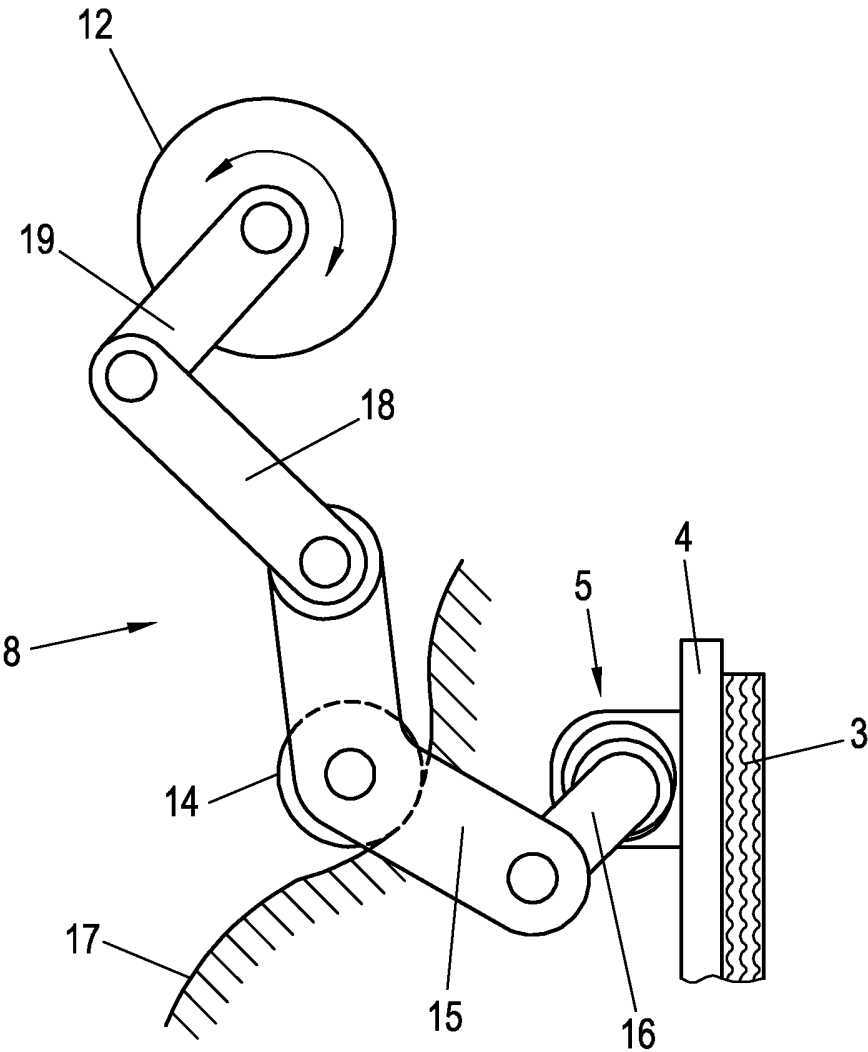


Fig. 2

3/5

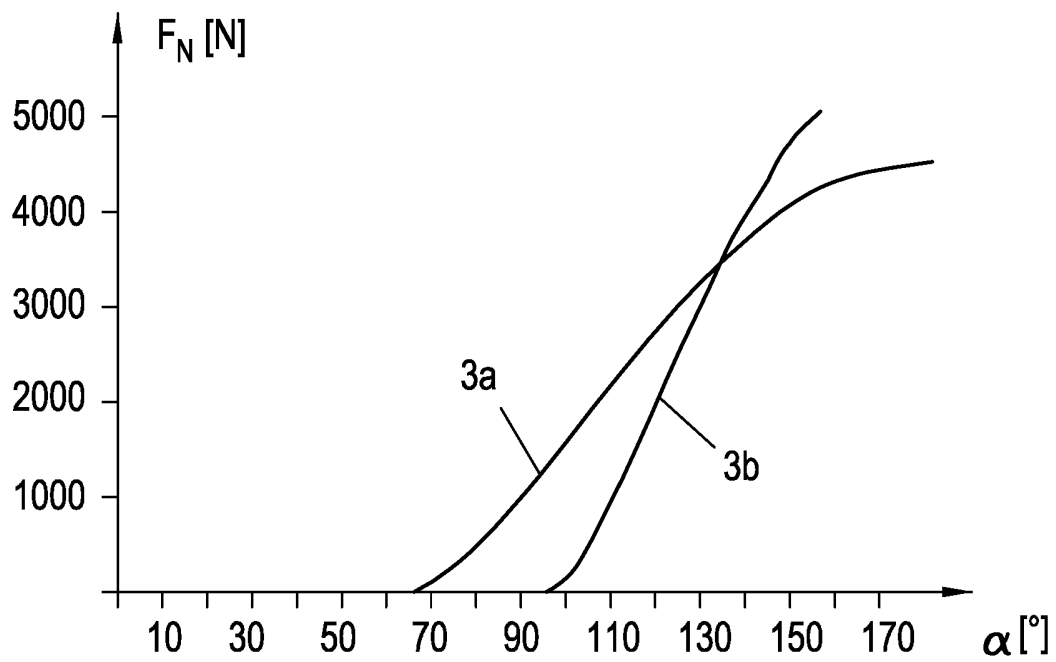


Fig. 3

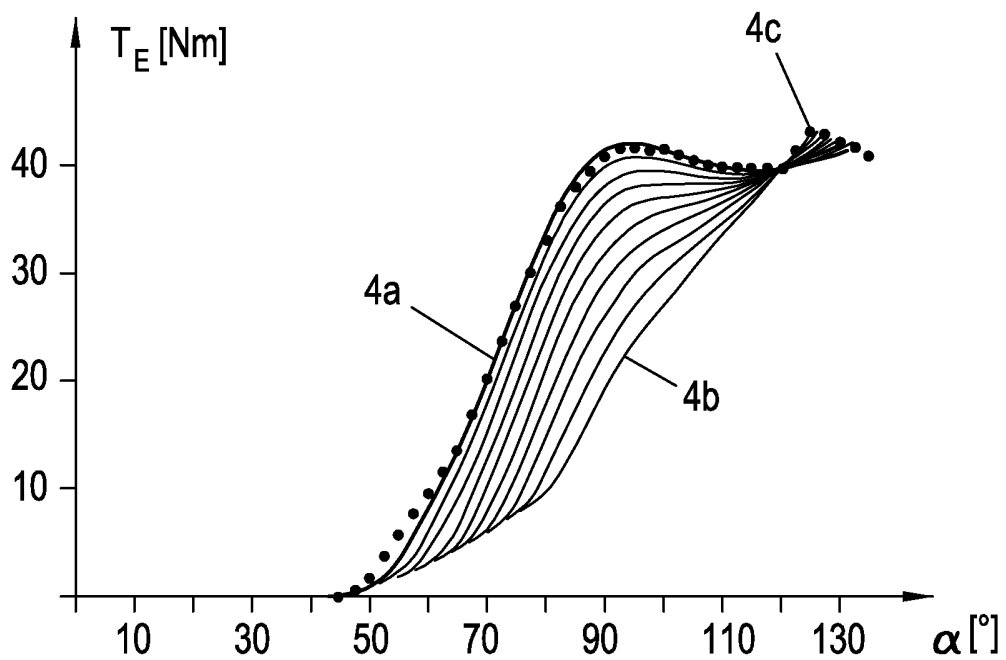


Fig. 4

4/5

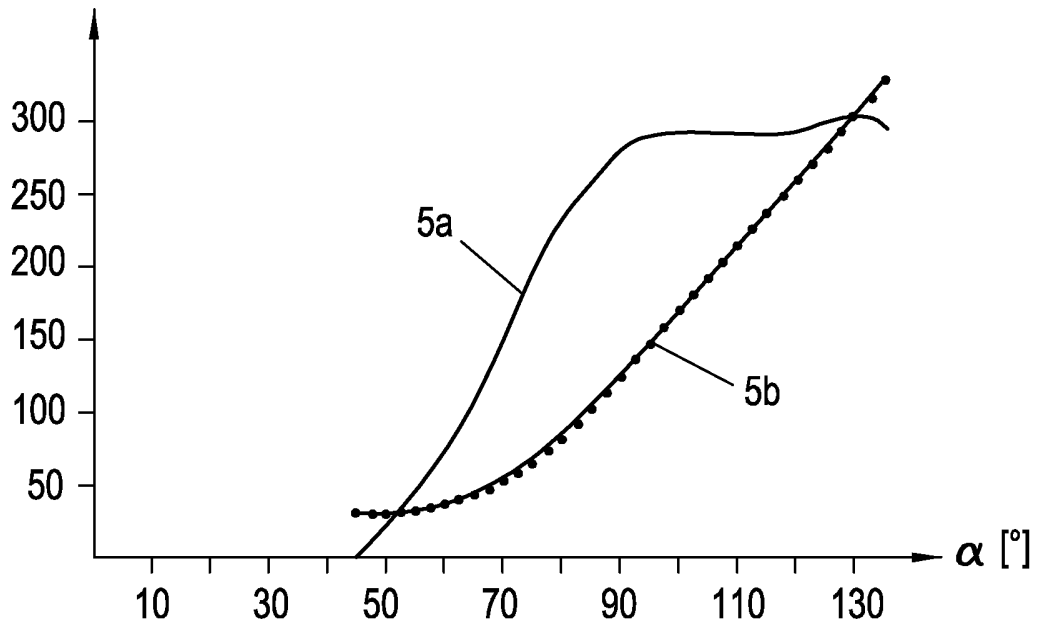


Fig. 5

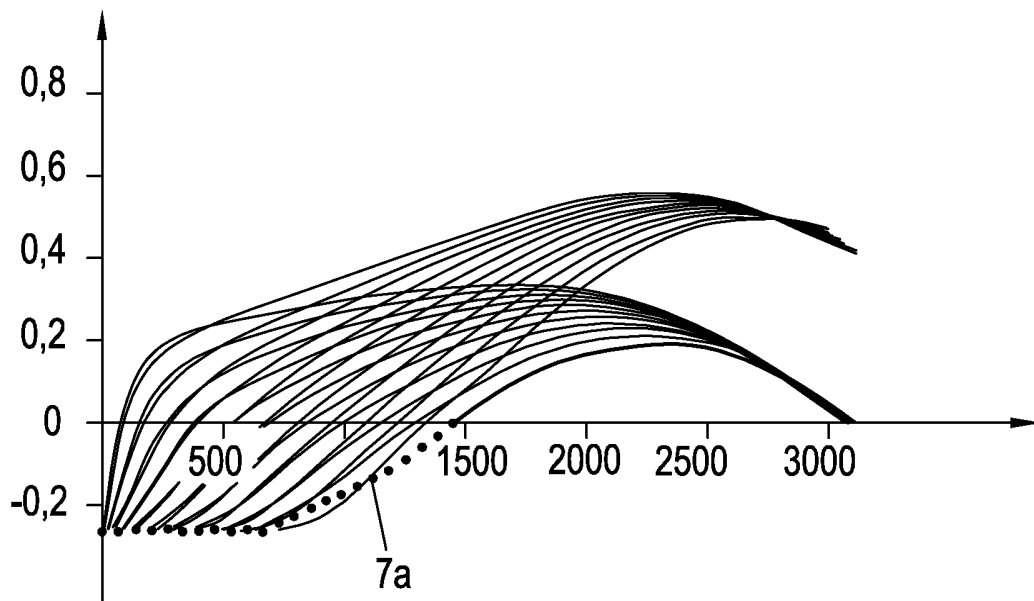


Fig. 7

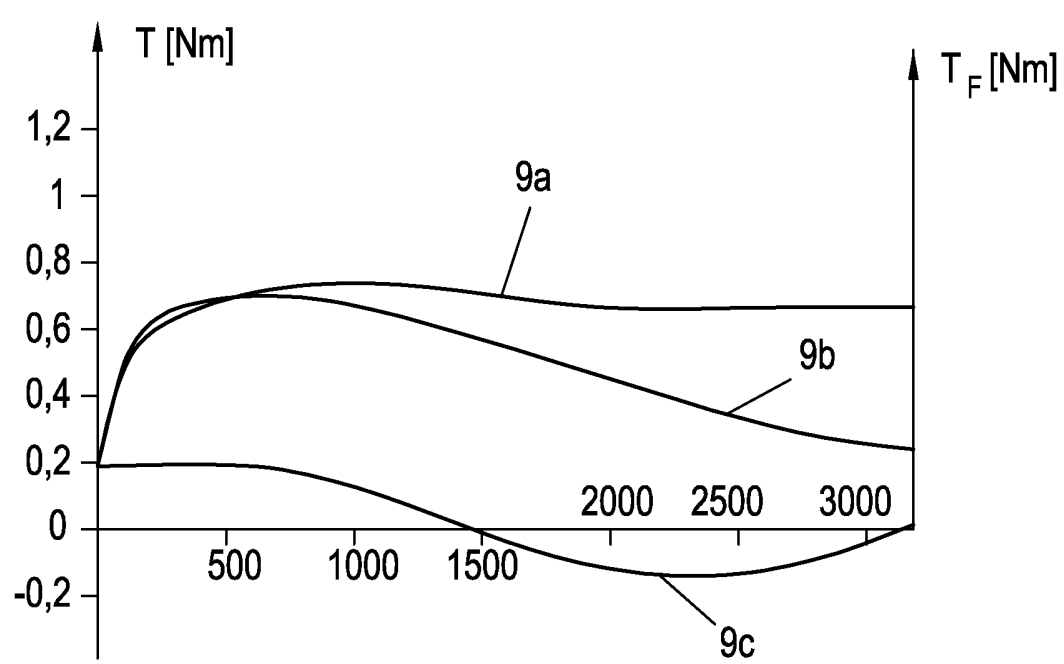


Fig. 9

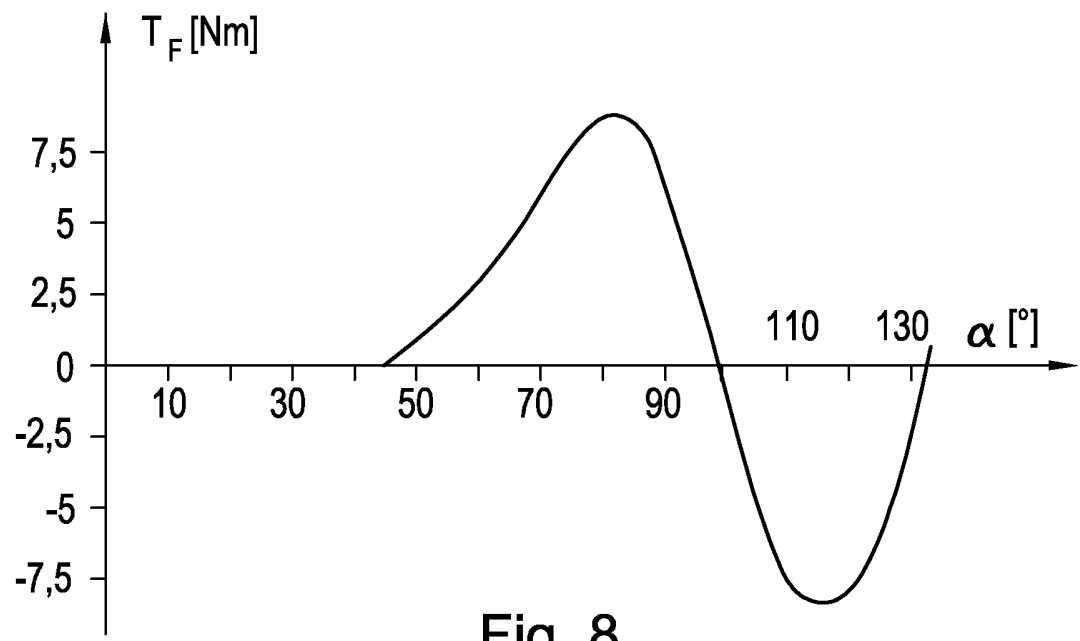


Fig. 8