

19



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



11 Veröffentlichungsnummer: **0 284 807 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

45 Veröffentlichungstag der Patentschrift: **08.09.93**

51 Int. Cl.⁵: **B66D 3/22**, B66D 1/58,
B66D 5/12

21 Anmeldenummer: **88103243.7**

22 Anmeldetag: **03.03.88**

54 **Elektrozug.**

30 Priorität: **28.03.87 DE 3710332**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
05.10.88 Patentblatt 88/40

45 Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
08.09.93 Patentblatt 93/36

84 Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE ES FR GB IT LI LU NL SE

56 Entgegenhaltungen:
DE-A- 1 963 647 DE-A- 2 808 750
DE-A- 3 330 528 DE-B- 1 020 780
DE-C- 804 951 FR-A- 1 355 145

73 Patentinhaber: **R. Stahl Fördertechnik GmbH**
Daimlerstrasse 6
D-74653 Künzelsau(DE)

72 Erfinder: **Finzel, Manfred**
Morsbacherstr. 40 D
D-71118 Künzelsau(DE)

74 Vertreter: **Rüger, Rudolf, Dr.-Ing. et al**
Webergasse 3 Postfach 348
D-73704 Esslingen (DE)

EP 0 284 807 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung geht aus von einem Elektrozug mit den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1.

Ein derartiger gattungsgemäßer Elektrozug ist aus der EP-A-0077 890 bekannt. Bei diesem Elektrokettenzug trägt die Ankerwelle auf ihrer dem Getriebe zugewandten Seite ein Ritzel, das mit einer Stirnverzahnung kämmt, die auf dem antriebsseitigen Reibkupplungsglied der Überlaststrutskupplung ausgebildet ist. Das abtriebsseitige Reibkupplungsglied ist drehfest mit einer Zwischenwelle verbunden, die ebenfalls drehfest ein weiteres Zahnrad trägt, an dem die Leistung zur Weiterleitung an die Kettennuß abgegriffen wird. Die beiden Reibkupplungsglieder sind durch Tellerfedern, die sich einerseits an der Zwischenwelle und andererseits an dem angetriebenen Reibkupplungsglied abstützen, in Reibeingriffsstellung vorgespannt, und zwar so stark, daß bei einem übermäßigen Drehmoment infolge einer Überlast am Hebezeug sich die Reibkupplungsglieder gegeneinander drehen.

Auf der dem Ritzel abgewandten Seite der Ankerwelle befindet sich eine Haltebremse, die dazu dient, bei angehaltenem Elektromotor ein Drehen der Ankerwelle zu verhindern, wenn die Last am Hebezeug bestrebt ist, die Ankerwelle im Sinne eines Absenkens der Last zu drehen. Die Haltebremse ist als Konusbremse ausgebildet, wobei der feststehende Teil im Motorgehäuse verankert ist und der drehbare Teil auf der Ankerwelle sitzt. Beim Einschalten des Motorstroms wird aufgrund der konischen Ausbildung des Luftspaltes im Motor der Verschiebeanker axial verschoben, um das drehbare Bremsglied aus der Reibeingriffsstellung mit dem festen Bremsglied zu lüften. Beim Abschalten des Motorstroms drückt eine auf die Ankerwelle wirkende Feder die Bremsglieder in die Eingriffsstellung.

Bei dieser bekannten Anordnung kann es geschehen, daß im angehaltenen Zustand bspw. eine dynamische Überlast das Reibmoment der Rutschkupplung überwindet und sich die Last allmählich beginnt, abzusenken, obwohl die Bremse abgebremst ist. Hierdurch können gefährliche Situationen entstehen, da bekanntermaßen zum Aufrechterhalten einer Gleitreibung kleinere Kräfte notwendig sind als zum Überführen einer Haftreibung in die Gleitreibung. Wenn also die einseitig abgebremste Rutschkupplung durch eine dynamische Überlast angesprochen hat, kann die vorhandene statische Last groß genug sein, um die Rutschkupplung im Zustand des Durchrutschens zu halten.

Bei einem aus der DE-A-28 08 750 bekannten Elektrozug enthält der Anker, der axial unver-

schieblich gelagert ist, eine Hohlwelle, die drehfest mit dem antriebsseitigen Reibkupplungsglied gekuppelt ist. Das abtriebsseitige Reibkupplungsglied ist mit einer zu dem Getriebe führenden und durch die hohle Ankerwelle hindurchgehenden Abtriebswelle starr verbunden, wobei eine Feder die beiden Reibkupplungsglieder miteinander in Reibeingriffsstellung hält. An seinem Außenumfang trägt das abtriebsseitige Reibkupplungsglied einen axial verschieblichen Bremsring, der mit Hilfe einer Bremsplatte gegen das Motorgehäuse abgebremst werden kann. Diese Platte ist über einen Hebel und eine Feder in die Bremsstellung vorgespannt, und das Lüften geschieht mit Hilfe eines zusätzlichen Magneten, der die Federkraft überwindet.

Ungünstig bei dieser Anordnung ist der zusätzliche Magnet, der benötigt wird, um die Bremse zu lüften, wenn das Hebezeug gehoben oder gesenkt werden soll.

In der DE-C-691 893 ist ein Elektromotor mit Verschiebeanker gezeigt, der auf seiner Ankerwelle drehfest das antriebsseitige Reibkupplungsglied trägt. Das abtriebsseitige Reibkupplungsglied ist von einer kegelförmigen Glocke gebildet, die auf einer in dem Motorgehäuse axial verschieblichen Ausgangswelle sitzt. Dieses ausgangsseitige Reibkupplungsglied ist gleichzeitig auch das drehbare Bremsglied, das im Ruhezustand durch eine Feder in Richtung auf den Anker und damit in Richtung auf eine mit dem Motorgehäuse verbundene Bremsfläche vorgespannt ist. Durch Einschalten des Motorstroms wird der Verschiebeanker in Richtung auf die Ausgangswelle vorgeschoben, wodurch das ausgangsseitige Reibkupplungsglied von der Bremsfläche gelüftet und statt dessen mit dem eingangsseitigen Reibkupplungsglied gekuppelt wird.

Bei dieser Anordnung ist entweder die Reibkupplung oder die Bremse in Eingriff bzw. gelüftet. Der Anker schaltet gleichsam die Betriebssituation um, wobei obendrein das Mitnahmemoment in der Rutschkupplung vom axialen Ankerzug abhängig ist. Die über die Reibungskupplung übertragbare Kraft ist durch die maximale Axialkraft des Motors begrenzt und nicht einstellbar.

Diese Anordnung ist nach den Vorschriften der Berufsgenossenschaft unzulässig, weil die Rutschkupplung im Antriebsstrang bei jedem Anfahren der Last ein Stück weit durchrutscht. Damit wird die Sicherheitskupplung betriebsmäßig ständig verwendet, was nicht gestattet ist.

Ausgehend hiervon ist es Aufgabe der Erfindung, einen Elektrozug mit Verschiebeanker zu schaffen, bei dem das über die Rutschkupplung übertragbare Drehmoment von der Axialkraft des Motors unabhängig ist und im Stillstand keine Belastung der Rutschkupplung durch Bremskräfte auftritt.

Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe durch den Elektrozug mit den Merkmalen des Anspruches 1 gelöst.

Dadurch, daß die Bremse im zweiten, d.h. im abtriebsseitigen Teilantriebsstrang eingreift, braucht über die Rutschkupplung kein Bremsmoment übertragen zu werden. Die Rutschkupplung kann deswegen ausschließlich nach Sicherheitsgesichtspunkten eingestellt werden, während die Bremse so ausgelegt wird, daß sie auch bei dynamischen Überlastspitzen nicht aus dem Haftreibungszustand gelangt. Andererseits werden keine zusätzlichen Räume benötigt, um Betätigungseinrichtungen für die Bremse unterzubringen, sondern die Betätigung der Bremse erfolgt unmittelbar durch den Anker, was auch die Steuerung entsprechend vereinfacht. Zusätzliche Stromversorgungen werden nicht benötigt.

Besonders einfache räumliche Verhältnisse ergeben sich, wenn das drehbare Bremsglied drehbar und axial unverschieblich auf der Ankerwelle des Verschiebeankers gelagert ist.

Das Drehmomentübertragungsvermögen der Rutschkupplung kann klein sein, wenn das antriebsseitige Reibkupplungsglied unmittelbar mit der Ankerwelle verbunden ist, da dort die kleinsten Drehmomente auftreten. Dementsprechend klein kann auch die Rutschkupplung dimensioniert sein. Sinngemäß das Gleiche gilt auch für die Bremse, die umso kleiner sein kann, je dichter sie getrieblich am Motor angeordnet ist.

Dabei werden die gesamten Platzanforderungen besonders gering und die Herstellung sehr einfach, wenn das abtriebsseitige Reibkupplungsglied und das drehbare Bremsglied einstückig miteinander verbunden sind.

Die Kupplung des Bremsgliedes mit dem abtriebsseitigen Teilantriebsstrang geschieht im einfachsten Falle durch ein Zahnrad, das drehfest mit dem Bremsglied verbunden ist und getrieblich mit diesem Teilantriebsstrang in Verbindung steht. Eine andere Möglichkeit besteht darin, die Antriebsleistung durch das Bremsglied hindurchzuleiten, so daß das Bremsglied im Leistungsfluß liegt. Eine solche Anordnung ergibt sich, wenn, wie oben ausgeführt, das eine Reibkupplungsglied und das Bremsglied einstückig sind.

Im übrigen sind Weiterbildungen der Erfindung Gegenstand von Unteransprüchen.

In der Zeichnung ist ein Ausführungsbeispiel des Gegenstandes der Erfindung dargestellt. Es zeigen:

Fig. 1 einen erfindungsgemäßen Elektrozug, in einem Axialschnitt, und

Fig. 2 einen Ausschnitt aus Fig. 1, unter vergrößerter Veranschaulichung des die Rutschkupplung und die Bremse enthaltenden Bereiches.

In der Fig. 1 ist ein Elektrokettenzug 1 in einem Längsschlitz dargestellt. Er enthält einen Elektromotor 2, ein Untersetzungsstirnradgetriebe 3, sowie eine Überlastrutschkupplung 4, über die die mechanische Leistung von dem Elektromotor 2 auf das Getriebe 3 übertragen wird, und eine Bremse 5.

Der Elektromotor 2 weist ein etwa topfförmiges Motorgehäuse 6 auf, das mit seiner offenen Vorderseite an einen Zwischengehäuseflansch 7 mittels Schrauben 8 angeflanscht ist. In dem so allseitig geschlossenen Innenraum befindet sich eine Statorwicklung 9 sowie ein auf einer Ankerwelle 11 drehfest sitzender konusförmiger Anker 12, der als Kurzschlußläufer ausgebildet ist. Der Anker 12 und die Bohrung des Stators 9 begrenzen, wie bei Verschiebeankermotoren üblich, einen kegelförmigen Luftspalt 13, dessen größerer Durchmesser dem Zwischengehäuseflansch 7 zugekehrt ist.

Das Motorgehäuse 6 enthält in seinem dem Zwischenflanschgehäuse 7 abliegenden Ende eine Stufenbohrung 14, in der, von außen nach innen gesehen, eingesetzt sind: eine Wellendichtung 15 sowie ein Rillenkugellager 16, in dem unter Zwischenlage einer Gleitbüchse 17 die Ankerwelle 11 drehbar und axial verschieblich gelagert ist. An einer Ringschulter 18 der Gleitbüchse 17 stützt sich eine als Schraubenfeder ausgebildete Druckfeder 19 einseitig ab, deren anderes Ende an der benachbarten Stirnseite des Ankers 12 anliegt. Die Ankerwelle 11 wird auf diese Weise von der Druckfeder 19 in Richtung auf den Zwischengehäuseflansch 7 vorgespannt.

Auf dem auf der Rückseite des Motorgehäuses 6 herausragenden Ende der Ankerwelle 11 sitzt, mit Hilfe einer Paßfeder gesichert, ein Kühlluft erzeugender Lüfter 21.

Das andere Ende der Ankerwelle 11 ist in einer Stufenbohrung 22 gelagert, die in einer dem Motorgehäuse 6 benachbarten Wand 23 des Zwischenflanschgehäuses ausgebildet ist. In die Stufenbohrung 22 sind eine Wellendichtung 24 sowie ein Nadellager 25 eingesetzt, so daß die Ankerwelle 11 auch in dem Zwischengehäuseflansch 7 axial verschieblich und abgedichtet gelagert ist.

Auf der dem Motorgehäuse 6 abgewandten Stirnseite des Zwischengehäuseflansches 7 ist ein schalenförmiger Gehäusedeckel 26 abgedichtet aufgeschraubt, der zusammen mit dem Zwischenflanschgehäuse 7 ein Getriebegehäuse bildet, in dem das Stirnradgetriebe 3 untergebracht ist.

Unterhalb der Ankerwelle 11 sind zwischen dem Gehäusedeckel 26 und dem Zwischenflanschgehäuseflansch 7 eine Vorgelegewelle 27 und eine Ausgangswelle 28 mittels ortsfest gehalterten Wälzlager 29, 31 bzw. 32, 33 achsparallel zu der Ankerwelle 11 gelagert. Die Vorgelegewelle 27 trägt ein großes Stirnzahnrad 34 sowie ein drehfest damit verbundenes Ritzel 35, das mit einem Stirnzahnrad

36 kämmt, das drehfest auf der Ausgangswelle 28 aufgekeilt ist. Die Ausgangswelle 28 ragt mit einem Abschnitt 37 durch eine Bohrung 38 in dem Zwischengehäuseflansch 7 unterhalb des Motorgehäuses 6 heraus und trägt eine darauf drehfest sitzende Kettenuß 39 für eine nicht weiter veranschaulichte Kette.

Wie ausgeführt, wird die mechanische Leistung von der Ankerwelle 11 über die Rutschkupplung 4 zu der Kettenuß 39 übertragen. Diese Rutschkupplung 4 ist zusammen mit der Bremseinrichtung 5, wie Fig. 2 vergrößert zeigt, in einer becherförmigen Vertiefung 41 angeordnet, die in dem Gehäusedeckel 26 in Richtung auf den Zwischengehäuseflansch 7 in Verlängerung der Ankerwelle 11 ausgebildet ist. Die zylindrische Vertiefung 41 ist in ihrer zurückspringenden Bodenwand 42 mit einer zu der Ankerwelle 11 koaxialen Stufenbohrung 43 versehen, die einen Sitz für eine darin angeordnete Wellendichtung 44 bildet. Durch diese Stufenbohrung 43 erstreckt sich ein Wellenabschnitt 45 der Ankerwelle 11. Auf dem Wellenabschnitt 45, der im Durchmesser kleiner ausgebildet ist als die Ankerwelle 11 im Bereich des Nadellagers 25, ist durch zwei Büchsen 46 und 47 eine Nabe 48 drehbar gelagert. Die Nabe 48 führt durch die Stufenbohrung 43 hindurch und ist dort mit einer zylindrischen Außenumfangsfläche versehen, gegen die die Wellendichtung 44 abdichtend anliegt. Das dem Zwischengehäuseflansch 7 benachbarte Ende der Nabe 48 ist mit einer Ritzelverzahnung 49 versehen und kämmt mit dem großen Zahnrad 34 der Vorgelegewelle 28. Um die Büchsen 46 und 47 nach außen hin abzudichten, enthält die Nabe 48 auf ihrem nach außen durch die Bodenfläche 42 hindurchführenden Ende eine Ausdrehung 51, in der eine weitere Wellendichtung 52 eingesetzt ist, die die Nabe 48 gegenüber dem Ankerwellenabschnitt 45 abdichtet.

Auf diesem die Wellendichtung 52 enthaltenden Ende ist auf der Nabe 48 eine kreisförmige Scheibe 53 starr befestigt, die mit einer als Bremsfläche dienenden kegelstumpfförmigen Außenumfangsfläche 54 sowie einer planen, von der Bodenfläche 42 wegweisenden Ringfläche 55 ausgestattet ist. Beide Flächen sind zu der Ankerwelle 11 koaxial, wobei letztere als abtriebsseitiges Reibkupplungsglied der Überlastrutschkupplung 4 dient. Das andere antriebsseitige Reibkupplungsglied besteht aus einer kreisförmigen planen Scheibe 56, die der Reibfläche 55 gegenüberliegend auf einem Profilwellenabschnitt 57 drehfest und axial verschieblich aufgesteckt ist. Der Profilwellenabschnitt 57 ist einstückiger Bestandteil der Ankerwelle 11 und er schließt sich nach außen hin an den Ankerwellenabschnitt 45 an, wobei er, wie gezeigt, ein Stück weit nach außen über das Reibkupplungsglied 56 hinaussteht. Auf diesem überstehenden

Teil stecken eine Reihe von Tellerfedern 58, die mittels eines Distanzstückes 59, einer Beilagscheibe 61 sowie einer Druckschraube 62 gegen das Reibkupplungsglied 56 abgestützt sind. Es wird hierdurch das Reibkupplungsglied, das drehfest und axial verschieblich auf dem Profilwellenabschnitt 57 sitzt, gegen die Scheibe 53 vorgespannt, die sich ihrerseits über die Nabe 48 gegen eine zwischen dem Ankerwellenabschnitt 45 und dem dahinter befindlichen Bereich der Ankerwelle 11 ausgebildete Schulter 63 abstützt.

Gegenüber der konischen Bremsfläche 54 befindet sich das zweite Bremsglied in Gestalt des konischen Bremsringes 64, der von einem Einsatzstück 65 sowie durch Schrauben 66 in der zylindrischen Vertiefung 41 ortsfest gehalten ist. Die Halterung 65 ist schließlich durch eine lösbare Kappe 67 verschlossen. Die kleinste lichte Weite des konischen Bremsringes 64 ist, wie gezeigt, geringfügig größer als der Außendurchmesser der planen Scheibe 56 und außerdem erweitert sich die konische Bremsfläche 68 in Richtung auf den Boden 42 entsprechend der Durchmesserergrößerung der Scheibe 53.

Der beschriebene Elektrozug 1 arbeitet folgendermaßen: Im stromlosen oder Ruhezustand wird der Anker 12 nebst der Ankerwelle 11 durch die Druckfeder 19 nach links bezogen auf die Figuren geschoben, wodurch die Scheibe 53 mit der konischen Bremsfläche 54 in der Reibeingriffsstellung mit der konischen Bremsreibfläche 68 gehalten ist. Hierdurch wird auch das Vorgelegezahnrad 34, das mit dem Ritzel 49 kämmt, festgebremst und über den weiteren Getriebezug die Ausgangswelle 37 mit der Kettenuß 39 gegen Drehen aufgrund der angehängten Last gebremst.

Die Haltekraft der Bremseinrichtung 5 ergibt sich aus der Materialpaarung des Bremsringes 64 und der Scheibe 53 in Kombination mit der Vorschubkraft der Druckfeder 19.

Wenn der Strom für den Elektrokettenzug 1 eingeschaltet wird, zieht der Stator 9 den Anker 12 unter Verringerung des Luftspaltes 13 gegen die Wirkung der Druckfeder 19 an, wodurch die mit dem Anker 12 starr verbundene Ankerwelle 11 ebenfalls mit nach rechts verschoben wird. Die an der Reibfläche 55 anliegende Scheibe 56 drückt dabei die Scheibe 53 mit nach rechts, wodurch die beiden Bremsflächen 54 und 68 voneinander getrennt werden. Die Bremseinrichtung 5 ist gelüftet und wirkt nicht mehr auf den Antriebsstrang zwischen der Ankerwelle 11 und der Ausgangswelle 37 ein. Da durch den eingeschalteten Strom gleichzeitig der Anker 12 sich zu drehen beginnt, wird auch die Ausgangswelle 37 in Umdrehungen versetzt und das nicht veranschaulichte Huborgan angehoben oder abgesenkt, je nachdem, wie herum der Anker 12 läuft. Entsteht an dem Hebezeug eine

Überlast, die einen vorgegebenen Grenzwert überschreitet, beispielsweise weil sich das Hebezeug verhakt, dann dreht der Anker die drehfest mit ihm verbundene Scheibe 56 weiter, während die Abtriebsseite der Rutschkupplung, nämlich die Scheibe 53, stehen bleibt. Das über die Rutschkupplung 4 übertragbare Drehmoment ist durch mehr oder weniger weites Eindrehen der Druckschraube 62 betriebsmäßig einstellbar und unabhängig von der Kraft, die der Verschiebeanker aufzubringen vermag. Im Überlastfall dreht sich der Ankerwellenabschnitt 45 innerhalb der auf ihr gelagerten Nabe 48, während die beiden Bremsflächen 54 und 68 von der axialen Komponente des Ankerzugs außer Eingriff gehalten werden.

Wird der Strom für den Elektrozug 1 abgeschaltet, so drückt umgehend die Druckfeder 19 die Ankerwelle 11 samt Anker 12 nach links, solange, bis eine weitere Verschiebebewegung durch die formschlüssige Anlage zwischen den Bremsflächen 54 und 68 blockiert ist. Das Vorschieben der Scheibe 53 erfolgt aufgrund der formschlüssigen Verbindung der Nabe 48 mit der Ringschulter 63. Beim Vorschieben der Ankerwelle 11 gleitet auch die Nabe 48 entsprechend ein Stück weit nach links, wobei die auf der Nabe 48 vorhandene Ritzelverzahnung 49 entsprechend durch die Zähne des Zahnrades 34 in Zahn längsrichtung gleitet.

Da die Bremseinrichtung 5 in dem Antriebsstrang zwischen der Kupplungsfläche 55 und der Ausgangswelle 37 liegt, hat die Vorspannung, mit der die Scheibe 56 gegen die Reibfläche 55 der Scheibe 53 gepreßt wird, keinen Einfluß auf die Haltekraft bzw. das Bremsmoment, das von der Bremseinrichtung 5 entsprechend der Untersetzung auf die Ausgangswelle 37 wirkt.

Patentansprüche

1. Elektrozug (1) mit einem Gehäuse (6), in dem ein Elektromotor (2) mit einem in dem Gehäuse (6) drehbar und axial verschieblich gelagerte Ankerwelle (11) enthaltenden Verschiebeanker (12) sowie ein von dem Elektromotor (2) angetriebenes Untersetzungsgetriebe (3) angeordnet sind, dessen Ausgangswelle (37) mit einer Mitnahmeeinrichtung (39) für ein Hebezeug drehfest gekuppelt ist, mit einer in dem Antriebsstrang zwischen dem Elektromotor (2) und der Ausgangswelle (37) angeordneten Überlast-Rutschkupplung (4), die zwei in Reibschlußverbindung miteinander vorgespannte Reibkupplungsglieder (55, 56) aufweist und den Antriebsstrang in zwei Teilantriebsstränge aufteilt, von denen der erste zwischen dem antriebsseitigen Reibkupplungsglied (56) sowie dem Motor (2) und der zweite zwischen dem abtriebsseitigen Reibkupplungsglied (55)

und der Ausgangswelle (37) liegt, und mit einer ein Bremsmoment für die Ausgangswelle erzeugenden Bremseinrichtung (5), die ein drehfest in dem Gehäuse verankertes Bremsglied (64) sowie ein mit dem Antriebsstrang gekoppeltes drehbares Bremsglied (54) aufweist, das in die Reibeingriffsstellung mit dem feststehenden Bremsglied (64) federelastisch vorgespannt und durch den Verschiebeanker (12) aus der Reibeingriffsstellung lüftbar ist, dadurch gekennzeichnet,

daß das drehbare Bremsglied (54) drehbar bezüglich des Ankers (12) gelagert und gegenüber diesem axial im wesentlichen unverschieblich ist,

daß das antriebsseitige Reibkupplungsglied (56) koaxial und drehfest bezüglich des Ankers (12) angeordnet ist, daß das drehbare Bremsglied (54) drehfest mit dem zweiten Teilantriebsstrang (34) und mit dem abtriebsseitigen Reibkupplungsglied (55) verbunden ist und daß das antriebsseitige Reibkupplungsglied (56), das abtriebsseitige Reibkupplungsglied (55) und das drehbare Bremsglied (54) somit ein Paket bilden, das durch den Anker verschiebbar ist.

2. Elektrozug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das drehbare Bremsglied (54) drehbar und axial unverschieblich auf der Ankerwelle (11) des Verschiebeankers (12) gelagert ist.
3. Elektrozug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das antriebsseitige Reibkupplungsglied (56) unmittelbar drehfest mit der Ankerwelle (11) verbunden ist.
4. Elektrozug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das abtriebsseitige Reibkupplungsglied (55) unmittelbar drehfest mit dem drehbaren Bremsglied (54) verbunden ist.
5. Elektrozug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das antriebsseitige Reibkupplungsglied (56) axial verschieblich auf der Ankerwelle (11) sitzt und durch eine an der Ankerwelle (11) abgestützte Federeinrichtung (58) in die Reibeingriffsstellung mit dem abtriebsseitigen Reibkupplungsglied (55) vorgespannt ist.
6. Elektrozug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß beide Reibkupplungsglieder (55, 56) plane, ständig miteinander in Eingriff stehende Kupplungsflächen tragen.

7. Elektrozug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß beide Bremsglieder konus- oder kegelförmige Bremsflächen (54, 68) aufweisen.
8. Elektrozug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Bremsflächen (54, 68) zu der Achse der Ankerwelle (11) koaxial sind. 5
9. Elektrozug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das abtriebsseitige Reibkupplungsglied (55) und das drehbare Bremsglied (54) miteinander einstückig sind. 10
10. Elektrozug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das drehbare Bremsglied (54) drehfest mit einem Zahnrad (49) verbunden ist. 15
11. Elektrozug nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das drehfest mit dem Bremsglied (54) verbundene Zahnrad (49) Teil des zweiten Antriebsstranges ist. 20
12. Elektrozug nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß das Zahnrad (49) auf einer Nabe (48) ausgebildet ist, die starr und drehfest mit dem drehbaren Bremsglied (54) und/oder dem abtriebsseitigen Reibkupplungsglied (55) verbunden ist. 25

Claims

1. Electric hoist (1) comprising a housing (6), in which an electric motor (2) having a sliding armature (12) containing an armature shaft (11), which is rotatably and axially movably supported in the housing, and a reduction gear (3) driven by said electric motor (2) are arranged, wherein the output shaft (37) is coupled for rotation to driving means (39) for hoisting gear, an overload friction clutch (4) arranged in the power train between the electric motor (2) and the output shaft (37), said friction clutch having two friction clutch members (55, 56) biased to frictionally engage to one another and dividing the power train into two part sections, the first of which is arranged between the friction clutch member (56) on the drive side and the motor (2) and the second between the friction clutch member (55) on the output side and the output shaft (37), and braking means (5), which generate a braking moment for the output shaft and have a braking member (64) rotationally fixed in the housing and a rotatable braking member (54) coupled to the power train, said rotatable braking member (54) being resiliently biased into the position of frictional engagement with the fixed braking member (64) and may be lifted out of 30

the position of frictional engagement by the sliding armature (12), characterised in that the rotatable braking member (54) is rotatably mounted relative to the armature (12) and is substantially nonshiftable relative thereto, in that the friction clutch member (56) on the drive side is arranged coaxially to the armature (12) and rotationally fixed thereto, in that the rotatable braking member (54) is connected for rotation to the second part drive section (34) and the friction clutch member (55) on the output side, and in that the friction clutch member (56) on the drive side, the friction clutch member (55) on the output side and the rotatable braking member (54) thus form an aggregate which may be moved by the armature.

2. Electric hoist according to Claim 1, characterised in that the rotatable braking member (54) is mounted rotably and axially nonshiftable on the armature shaft (11) of the sliding armature (12).
3. Electric hoist according to Claim 1, characterised in that the friction clutch member (56) on the drive side is directly connected for rotation to the armature shaft (11).
4. Electric hoist according to Claim 1, characterised in that the friction clutch member (55) on the output side is directly connected for rotation to the rotatable braking member (54). 35
5. Electric hoist according to Claim 1, characterised in that the friction clutch member (56) on the drive side is axially movably arranged on the armature shaft (11) and is biased by a spring mechanism (58) supported on the armature shaft (11) into the position of frictional engagement with the friction clutch member (55) on the output side. 40
6. Electric hoist according to Claim 1, characterised in that the two friction clutch members (55, 56) are provided with plane coupling surfaces which are constantly engaged. 45
7. Electric hoist according to Claim 1, characterised in that the two braking members have conical or truncated-cone-shaped braking surfaces (54, 68). 50
8. Electric hoist according to Claim 1, characterised in that the braking surfaces (54, 68) are coaxial to the axis of the armature shaft (11). 55

9. Electric hoist according to Claim 1, characterised in that the friction clutch member (55) on the output side and the rotatable braking member (54) are integral.
10. Electric hoist according to Claim 1, characterised in that the rotatably braking member (54) is nonrotationally connected to a gear wheel (49).
11. Electric hoist according to Claim 10, characterised in that the gear wheel (49), which is nonrotationally connected to the braking member (54), is a part of the second drive section.
12. Electric hoist according to Claim 10, characterised in that the gear wheel (49) is formed on a hub (48), which is rigidly and nonrotationally connected to the rotatable braking member (54) and/or to the friction clutch member (55) on the output side.

Revendications

1. Palan électrique (1) comportant un carter (6), à l'intérieur duquel sont disposés un moteur électrique (2) pourvu d'un induit coulissant (12) avec un arbre (11) monté tournant et avec possibilité de déplacement dans la direction axiale dans le carter (6) ainsi qu'un réducteur (3) qui est entraîné par le moteur électrique (2) et dont l'arbre de sortie (37) est solidaire en rotation d'un dispositif d'entraînement (39) d'un treuil, un accouplement de surcharge (4) à friction disposé dans la ligne de transmission entre le moteur électrique (2) et l'arbre de sortie (37), lequel accouplement comprend deux éléments (55, 56) d'accouplement à friction appliqués avec précontrainte l'un contre l'autre pour former une liaison par adhérence et divise la ligne de transmission en deux parties parmi lesquelles la première est située entre l'élément (56) d'accouplement à friction côté entrée et le moteur (2) et la deuxième entre l'élément (55) d'accouplement à friction côté sortie et l'arbre de sortie (37), ainsi qu'un dispositif de freinage (5) qui produit un couple de freinage pour l'arbre de sortie et comprend un élément de frein (64) immobilisé en rotation dans le carter et un élément de frein (54) couplé en rotation à la ligne de transmission qui, en position d'accouplement, est précontraint élastiquement avec l'élément de frein (64) et peut être écarté de la position d'accouplement par l'induit coulissant (12), palan caractérisé par le fait que l'élément de frein (54) mobile en rotation est monté tournant par rapport à l'induit (12) et est sensiblement fixe en

translation axiale par rapport à celui-ci, par le fait que l'élément d'accouplement (56) côté entrée est coaxial à l'induit (12) et immobile en rotation par rapport à celui-ci, par le fait que l'élément de frein (54) mobile en rotation est solidaire en rotation de la deuxième de ligne de transmission (34) et l'élément d'accouplement (55) côté sortie et par le fait que l'élément d'accouplement (56) côté entrée, l'élément d'accouplement (55) côté sortie et l'élément de frein (54) mobile en rotation forment un ensemble qui peut être déplacé en translation par l'induit.

2. Palan électrique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que l'élément de frein (54) mobile en rotation est monté tournant sans possibilité de déplacement axial sur l'arbre (11) de l'induit coulissant (12).

3. Palan électrique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que l'élément d'accouplement (56) côté entrée est directement solidaire en rotation de l'arbre (11) d'induit.

4. Palan électrique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que l'élément d'accouplement (55) côté sortie est directement solidaire en rotation de l'élément de frein (54) mobile en rotation.

5. Palan électrique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que l'élément d'accouplement (56) côté entrée est monté sur l'arbre (11) d'induit avec possibilité de déplacement axial et, dans la position d'accouplement par friction, est appliqué avec précontrainte contre l'élément d'accouplement (55) côté sortie au moyen d'un système de ressorts (58) prenant appui sur l'arbre d'induit (11).

6. Palan électrique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que les deux éléments d'accouplement (55, 56) portent des surfaces d'accouplement planes qui sont constamment en contact réciproque.

7. Palan électrique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que les deux éléments de frein comportent des surfaces de freinage (54, 68) coniques ou tronconiques.

8. Palan électrique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que les surfaces de freinage (54, 68) sont coaxiales à l'axe de l'arbre d'induit (11).

9. Palan électrique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que l'élément d'accouplement (55) côté sortie et l'élément de frein (54) mobile en rotation forment un ensemble monobloc. 5
10. Palan électrique selon la revendication 1, caractérisé par le fait que l'élément de frein mobile en rotation (54) est solidaire en rotation d'une roue dentée (49). 10
11. Palan électrique selon la revendication 10, caractérisé par le fait que la roue dentée (49) solidaire en rotation de l'élément de frein (54) appartient à la deuxième partie de la ligne de transmission. 15
12. Palan électrique selon la revendication 10, caractérisé par le fait que la roue dentée (49) est agencée sur un moyeu (48) qui est lié rigidement et est solidaire en rotation de l'élément de frein (54) mobile en rotation et/ou de l'élément d'accouplement (55) côté sortie. 20

25

30

35

40

45

50

55

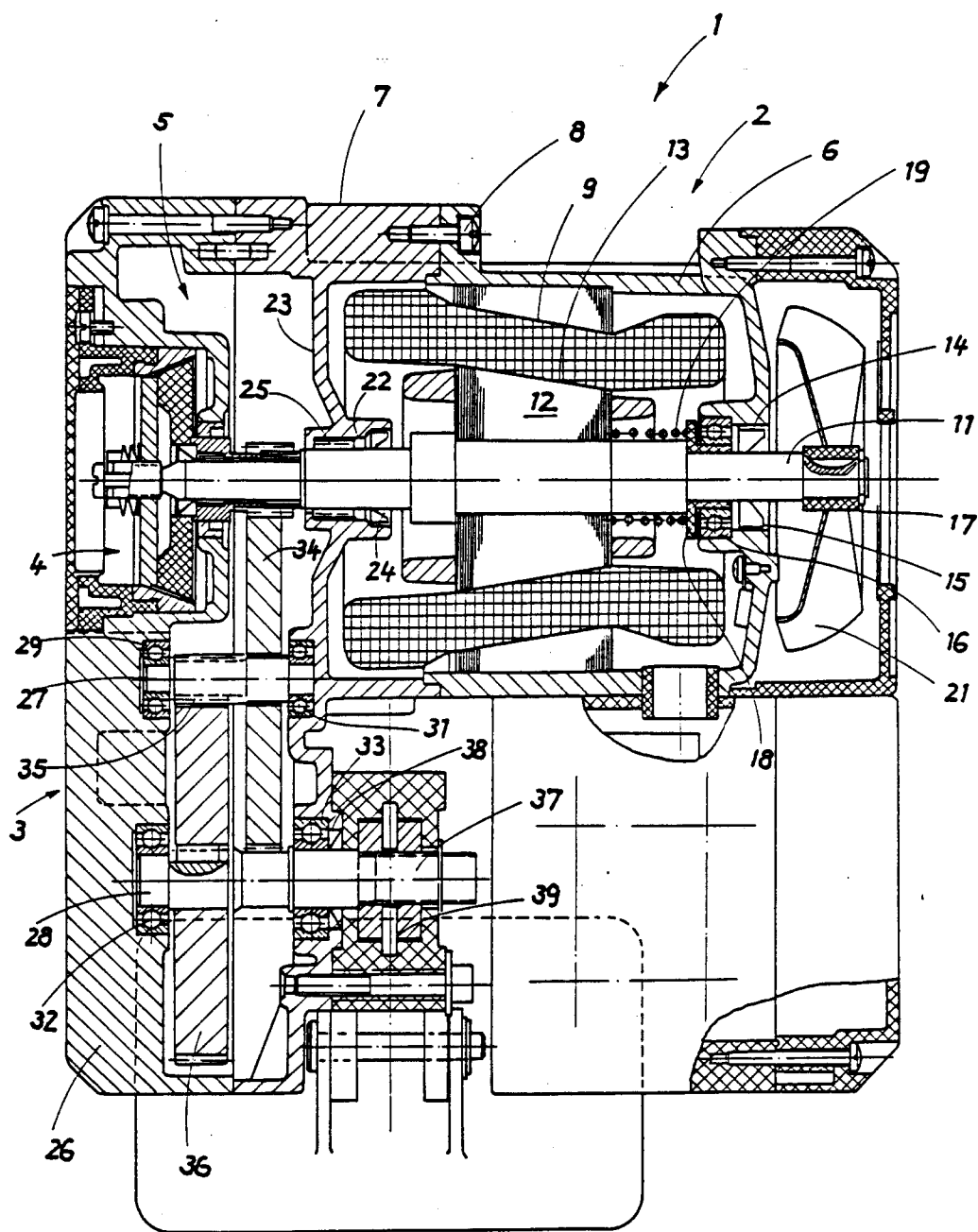


Fig. 1

Fig. 2

