

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 647 586 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
11.09.1996 Patentblatt 1996/37

(51) Int. Cl.⁶: **B66D 1/58**, B66D 3/22

(21) Anmeldenummer: **93116142.6**

(22) Anmeldetag: **06.10.1993**

(54) **Vorrichtung zum Antrieb eines Hebezeugs**

Device for driving a lifting apparatus

Dispositif d'entraînement pour un appareil de levage

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR LI NL SE

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
12.04.1995 Patentblatt 1995/15

(73) Patentinhaber: **ABUS Kransysteme GmbH & Co.
KG.**
D-51647 Gummersbach (DE)

(72) Erfinder:
• **Bühne, Lothar**
D-51647 Gummersbach (DE)

• **Martens, Willi**
D-51702 Bergneustadt (DE)

(74) Vertreter: **Dörner, Lothar, Dipl.-Ing.**
Stresemannstrasse 15
58095 Hagen (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 077 890 **DE-A- 1 431 962**
DE-A- 1 963 647 **DE-A- 3 330 560**
FR-A- 2 645 139 **GB-A- 2 015 461**

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).

EP 0 647 586 B1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zum Antrieb eines Hebezeugs, bei der in einem Antriebsstrang zwischen der Welle eines Asynchronmotors und der Antriebswelle des Hebezeugs ein Getriebe und eine Rutschkupplung vorgesehen sind.

Der insbesondere wegen seines einfachen Aufbaus und seiner Robustheit bei weitem am häufigsten verwendete Drehstromantrieb ist der Asynchronmotor mit Kurzschlußläufer. Einer seiner Nachteile besteht darin, daß seine Drehzahl proportional der Frequenz des speisenden Drehstromnetzes und umgekehrt proportional seiner Polpaarzahl ist, also nicht veränderbar ist, wenn er ohne Zwischenschaltung von Steuergliedern aus einem Drehstromnetz gespeist wird. Hat das gespeiste Drehstromnetz eine Frequenz von 50 Hz, so ist die maximale Drehzahl des Asynchronmotors auf 3000 U/min begrenzt.

Trotz der geschilderten Nachteile wird in der Fördertechnik bevorzugt der Asynchronmotor mit Kurzschlußläufer eingesetzt. Um verschiedene Abtriebsdrehzahlen zu erhalten, werden vermehrt polumschaltbare Motoren verwendet, vor allem in Hebezeugen. Zusätzlich wird in den Antriebsstrang zwischen polumschaltbarem Asynchronmotor und Hebezeug ein Flach-, Stirnrad- oder Planetengetriebe eingebracht und so der Antrieb an die gewünschte Abtriebsdrehzahl angepaßt. Dabei muß das Getriebe hinsichtlich seiner Festigkeit so ausgelegt werden, daß selbst stoßartiges Abbremsen auf der Abtriebsseite nicht zur Zerstörung des Getriebes führt. Insbesondere bei Kranfahr- und Katzfahrerantrieben, bei denen auf der Getriebeantriebsseite eine Schwungmasse angeordnet ist, sind die bei dem genannten Betriebsfall auftretenden Kräfte infolge der Rotationsenergie von Motor und Schwungmasse erheblich. Dies führt dazu, daß das Getriebe bezogen auf seine Nennleistung erheblich überdimensioniert werden muß. Ein weiterer ungünstiger Belastungsfall ist dann gegeben, wenn der polumschaltbare Asynchronmotor von der Motorwicklung mit niedriger Polpaarzahl auf die Motorwicklung mit höherer Polpaarzahl umgeschaltet wird. Während des Umschaltens arbeitet der Asynchronmotor nämlich als Generator. Das dabei erzeugte Motorbremsmoment beträgt ein Vielfaches des Nennmoments. Für dieses Motorbremsmoment muß demzufolge das Getriebe dimensioniert werden.

Um die beiden vorgenannten Betriebsfälle zu beherrschen, wurden schon Lösungen vorgestellt und auch in der Praxis erprobt. So wird beispielsweise die stoßartige Belastung der Getriebeabtriebsseite, die dann auftritt, wenn beispielsweise der Kran vor einen Puffer oder ein anderes stehendes Hindernis fährt, durch elektrische Verriegelungen und Vorabschaltungen eliminiert. Auch der Einsatz verformbarer Puffer zur Aufnahme der kinetischen Energie hat sich für kleinere Kranfahrgeschwindigkeiten bewährt. Der beim Umschalten der polumschaltbaren Wicklungen auftretende generatorische Drehmomentenstoß kann durch

elektronische Stellglieder vermindert werden. Eine derartige Vorrichtung ist aus DE-C-39 32 149 bekannt.

Bei der Erfindung ist in dem Antriebsstrang zwischen Asynchronmotor und Hebezeug neben dem Getriebe die Rutschkupplung vorgesehen. Solche Antriebe sind ansich bekannt. Bei dem aus EP-A-0 077 890 bekannten Antrieb liegt die Rutschkupplung in der ersten Getriebestufe. Dies dient dazu, Sicherheit für den Fall zu geben, daß bei Vollast nach Ansprechen der Rutschkupplung die Last abstürzt. Im übrigen ist mit ihrer Hilfe das Überlastdrehmoment einstellbar. Bei dem aus DE-A-14 31 962 bekannten Antrieb ist die Rutschkupplung zusammen mit einer Bremse in einem von dem Motor getrennten Gehäuseteil untergebracht. Die Rutschkupplung dient dazu, den Stoß des Begrenzungsteils einer Kette in der höchsten Laststellung elastisch abzufangen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung der eingangs genannten Art so auszubilden, daß das Getriebe stoßartig belastet werden kann, ohne daß eine Überlastung auftritt. Gemäß der Erfindung wird diese Aufgabe dadurch gelöst, daß die in dem Antriebsstrang vorgesehene Rutschkupplung so eingestellt ist, daß das durch ihre Haftreibung erzeugte Drehmoment, das Rutschkupplungsdrehmoment, größer ist als das Anlaufmoment des Asynchronmotors einerseits, jedoch kleiner als das bei stoßartiger Belastung der Getriebeabtriebswelle auftretende Moment. Die Rutschkupplung ist also so eingestellt, daß das Anlaufmoment des Motors nicht ausreicht, die Kupplungsräder der Rutschkupplung gegeneinander zu drehen. Wird hingegen die Abtriebsseite des Getriebes stoßartig belastet, so wird das durch die Rotationsenergie des Motors und der Schwungmasse erzeugte stark überhöhte Drehmoment in seiner Wirkung auf das Getriebe durch die Rutschkupplung begrenzt. Vorzugsweise liegt das Rutschkupplungsdrehmoment der Rutschkupplung unterhalb des maximalen Motordrehmoments, um das Antriebsdrehmoment zu begrenzen.

Unter einer Rutschkupplung im Sinne der Erfindung ist nach VDI 2240 eine Sicherheitskupplung zu verstehen, die nicht schaltbar, momentbetätigt, kraftschlüssig, dehn- und federelastisch ist. Mit der Erfindung kann auf eine Überdimensionierung des Getriebes verzichtet werden. Das Getriebe braucht nur geringfügig höher belastbar ausgelegt zu werden, als es das maximale Motordrehmoment erfordert. Die gesamte Antriebseinheit wird kleiner, leichter und kostengünstiger.

In Weiterbildung der Erfindung ist die Rutschkupplung in einem separaten Modul untergebracht, welches Normanschlußmaße aufweist. Dieses Modul kann zwischen ein beliebiges Getriebe und einen beliebigen Motor geschaltet werden. Bevorzugt wird jedoch, die Rutschkupplung in das Getriebe einzubauen. Dies kann sowohl bei einem Planetengetriebe als auch bei einem Stirnrad- oder einem Flachgetriebe geschehen.

In Ausgestaltung der Erfindung verfügt die Rutschkupplung über einen großen Einstellbereich. Dies

ermöglicht es, die Vorrichtung an verschiedene Motor- und Getriebekombinationen anzupassen.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und wird nachfolgend im einzelnen beschrieben. Es zeigen:

- Fig. 1 einen Vollschnitt durch ein außenverzahn-
tes mehrstufiges Stirnradgetriebe mit einge-
bauter Rutschkupplung;
Fig. 2 über der Zeit aufgetragene Diagramme

- a) des Hochlauf- und Umschalt Drehmoments;
b) des zugehörigen Schlupfs der Rutschkupplung;
c) des Drehmoments beim Pufferstoß.

Das als Ausführungsbeispiel gewählte Stirnradgetriebe weist eine Antriebswelle 11 sowie eine Abtriebswelle 14 auf. Mit der Antriebswelle 11 ist ein nicht dargestellter Motor verbindbar, vorzugsweise ein Asynchronmotor mit Kurzschlußläufer. Mit der Abtriebswelle 14 ist ein ebenfalls nicht dargestellter Antrieb eines Hebezeugs verbindbar. Zwischen der Antriebswelle 11 und der Abtriebswelle 14 sind Ritzelwellen 12, 13 vorgesehen. Die Wellen 11 bis 14 sind mit Hilfe von Kugellagern 21 bis 24 in dem zweiteiligen, durch Schrauben 30 miteinander befestigten Gehäuse 40 des Getriebes gelagert. Die Wellen 11 bis 13 weisen auf ihrem Umfang Zahnkränze 51 bis 53 auf, die mit auf den jeweils benachbarten Wellen 12 bis 14 befestigten Zahnrädern 62 bis 64 in Eingriff stehen. Die Zahnkränze 51 bis 53 und die Zahnräder 62 bis 64 bilden paarweise Getriebestufen, die in bekannter Weise die Übersetzung der Drehzahl bewirken.

Zwischen der Antriebswelle 11 und der ersten Ritzelwelle 12 ist eine Rutschkupplung 3 angeordnet. Die Rutschkupplung 3 ist mittels einer Paßfeder 9 auf der Ritzelwelle 12 mit ihren beiden Kupplungsrädern 1, 2 in Axialrichtung der Ritzelwelle 12 verschiebbar gelagert.

Gegen das Kupplungsrad 1 drückt eine Tellerfeder 6, über die das von der Rutschkupplung 3 aufgebrachte Drehmoment einstellbar ist. Zu diesem Zweck ist an der Stirnseite der Ritzelwelle 12 eine Sechskantmutter 8 vorgesehen, die über eine Scheibe 7 gegen das benachbarte Kugellager 22 und über das Kugellager 22 gegen die Tellerfeder 6 drückt. Anziehen der Sechskantmutter 8 hat das Verstellen der Rutschkupplung 3 zur Folge.

Die Kupplungsräder 1, 2 sind auf den einander zugewandten Seiten als hohle Wellenstümpfe 10, 20 ausgebildet. Auf den hohlen Wellenstümpfen 10, 20 ist über ein Gleitlager 4 das benachbarte Zahnrad 62 gelagert. Im Anschluß an die hohlen Wellenstümpfe 10, 20 sind die Kupplungsräder 1, 2 auf den einander zugewandten Seiten radial nach außen mit einem Rutschbelag 5 versehen. Mit den Rutschbelägen 5 liegen die Kupplungsräder 1, 2 unter der Wirkung der Tellerfeder 6 an den Stirnflächen 60 des benachbarten Zahnrads 62

an. Das Zahnrad 62 greift mit seinem Außenkranz 61 in den Zahnkranz 51 der Antriebswelle 11 ein.

Liegt das auf die Abtriebswelle 14 aufgebrachte Drehmoment unterhalb des Hochlaufdrehmoments des Asynchronmotors - Fig. 2a links - und unterhalb des bei stoßartiger Belastung der Abtriebswelle 14 auftretenden Moments - Fig. 2c -, arbeitet das Getriebe wie ein "normales" mehrstufiges Stirnradgetriebe. Verlassen die Belastungen an der Abtriebswelle 14 den genannten Bereich, wirkt die Rutschkupplung 3: Die Übertragung des Drehmoments zwischen dem Rutschbelag 5 der Kupplungsräder 1, 2 und den Stirnflächen 60 des benachbarten Zahnrads 62 wird so groß, daß zwischen diesen Teilen Schlupf auftritt - Fig. 2b -. Der andere kritische Belastungsfall, nämlich das Umschalten des polumschaltbaren Motors, ist in Fig. 2a unten dargestellt. In allen Fällen bleibt das Getriebe innerhalb der vorgegebenen Belastungsgrenzen.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zum Antrieb eines Hebezeugs, bei der in einem Antriebsstrang zwischen der Welle eines Asynchronmotors und der Abtriebswelle des Hebezeugs ein Getriebe und eine Rutschkupplung (3) vorgesehen sind, dadurch gekennzeichnet, daß die Rutschkupplung (3) so eingestellt ist, daß das durch ihre Haftreibung erzeugte Drehmoment - Rutschdrehmoment - größer ist als das Anlaufmoment des Asynchronmotors, jedoch kleiner als das bei stoßartiger Belastung der Getriebe-Abtriebswelle (14) auftretende Moment.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Rutschdrehmoment unterhalb des maximalen Motordrehmoments liegt.
3. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Rutschkupplung (3) in einem separaten Modul untergebracht ist, welches Normanschlußmaße aufweist.
4. Vorrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Rutschkupplung (3) in das Getriebe eingebaut ist.
5. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Rutschkupplung (3) über einen großen Einstellbereich verfügt.
6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß als Getriebe ein Planeten-, Stirnrad- oder Flachgetriebe eingesetzt ist.
7. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß an der Stirnseite der die Rutschkupplung (3) aufnehmenden Welle eine Sechskantmutter (8) aufgeschraubt ist, die über eine Scheibe (7) und ein Kugellager (42) sowie eine

Tellerfeder (6) an eines der Kupplungsräder (1) der Rutschkupplung (3) drückt.

8. Vorrichtung nach Anspruch 4 in Verbindung mit einem der Ansprüche 5 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Rutschkupplung (3) auf einer Ritzelwelle (12) des Getriebes befestigt ist und daß ein Zahnrad (62) des Getriebes einerseits zwischen den Rutschbelägen (5) der Rutschkupplung (3) gehalten ist und andererseits in Zähne einer benachbarten Welle (11) des Getriebes eingreift.
9. Vorrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplungsräder (1, 2) der Rutschkupplung (3) auf den einander zugewandten Seiten als hohle Wellenstümpfe (10, 20), auf denen das Zahnrad (62) mittels eines Gleitlagers (4) gelagert ist, und außen im Anschluß daran als mit dem Rutschbelägen (5) versehene Scheiben ausgebildet sind, zwischen denen das Zahnrad (62) mit seinen Stirnflächen (60) gehalten ist.

Claims

1. Device for driving a lifting apparatus, where in a drive train between the shaft of an asynchronous motor and the input drive shaft of the lifting apparatus, a gear unit and a slip clutch (3) are provided, **characterized by the fact that** the slip clutch (3) is set such that the torque produced by its static friction - slip torque - is greater than the starting torque of the asynchronous motor, but less than the torque occurring in the case of sudden loading of the gear unit output drive shaft (14).
2. Device in accordance with Claim 1, **characterized by the fact that** the slip torque is lower than the maximum motor torque.
3. Device in accordance with Claim 1 or 2, **characterized by the fact that** the slip clutch (3) is accommodated in a separate module which possesses standard connection dimensions.
4. Device in accordance with Claim 1 or 2, **characterized by the fact that** the slip clutch (3) is installed in the gear unit.
5. Device in accordance with one of Claims 1 to 4, **characterized by the fact that** the slip clutch (3) possesses a wide range of adjustment.
6. Device in accordance with one of Claims 1 to 5, **characterized by the fact that** the gear unit takes the form of a planetary, helical or spur gear unit.
7. Device in accordance with one of Claims 1 to 6, **characterized by the fact that** onto the end face of the shaft accommodating the slip clutch (3) is

screwed a hexagon nut (8) which, via a washer (7), a ball bearing (42) and a cup spring (6), exerts pressure on one of the clutch wheels (1) of the slip clutch (3).

8. Device in accordance with Claim 4 in conjunction with one of Claims 5 to 7, **characterized by the fact that** the slip clutch (3) is fixed on a pinion shaft (12) of the gear unit and that a gear wheel (62) of the gear unit, on the one hand is retained between the friction linings (5) of the slip clutch and, on the other hand engages in the teeth of an adjacent shaft (11) of the gear unit.
9. Device in accordance with Claim 8, **characterized by the fact that** the clutch wheels (1, 2) of the slip clutch (3) take the form of hollow shaft stubs (10, 20) on the sides facing one another, on which the gear wheel (62) is mounted by means of a journal bearing (4), and on the exterior adjacent thereto take the form of disks provided with friction linings (5), between which the gear wheel (62) is retained with its end faces (60).

Revendications

1. Dispositif d'entraînement pour un appareil de levage, dans lequel une transmission et un limiteur de couple (3) sont prévus dans une ligne d'entraînement, comprise entre l'arbre d'un moteur asynchrone et l'arbre moteur de l'engin de levage, caractérisé en ce que le limiteur de couple (3) est réglé de sorte que le couple produit par son frottement statique- le couple de friction- est supérieur au couple de démarrage du moteur asynchrone, mais inférieur au couple produit lors d'une sollicitation par à-coups de l'arbre de sortie (14) de la transmission.
2. Dispositif suivant la revendication 1, caractérisé en ce que le couple de friction se situe au-dessous du couple moteur maximal.
3. Dispositif suivant l'une des revendications 1 et 2, caractérisé en ce que le limiteur de couple (3) est logé dans un module séparé, présentant des cotes de raccordement standard.
4. Dispositif suivant l'une des revendications 1 et 2, caractérisé en ce que le limiteur de couple (3) est incorporé à la transmission.
5. Dispositif suivant l'une des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que le limiteur de couple (3) dispose d'une large plage de réglage.
6. Dispositif suivant l'une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce qu'une transmission plate, un

engrenage droit ou un train planétaire, sont utilisés comme transmission.

7. Dispositif suivant l'une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce qu'un écrou hexagonal (8) est vissé sur le côté frontal de l'arbre, recevant le limiteur de couple (3), cet écrou pressant l'une des roues d'embrayage (1) du limiteur de couple (3) par l'intermédiaire d'un disque (7) et d'un roulement à billes (42), ainsi que d'un ressort à disques (6). 5 10
8. Dispositif suivant la revendication 4 en liaison avec l'une des revendications 5 à 7, caractérisé en ce que le limiteur de couple (3) est fixé sur un arbre de pignon (12) de la transmission, et en ce qu'une roue dentée (62) de la transmission est maintenue d'une part entre les garnitures de friction (5) du limiteur de couple (3), et engrène d'autre part dans des dents d'un arbre adjacent (11) de la transmission. 15 20
9. Dispositif suivant la revendication 8, caractérisé en ce que les roues d'embrayage (1, 2) du limiteur de couple (3) sont réalisées sur leurs côtés tournés l'un vers l'autre sous forme de bouts d'arbre creux (10, 20), sur lesquels est montée la roue dentée (62) au moyen d'un palier lisse (4), et, à l'extérieur et dans ce prolongement, sous forme de disques munis de garnitures de friction (5), entre lesquels la roue dentée (62) est maintenue par ses faces frontales (60). 25 30

35

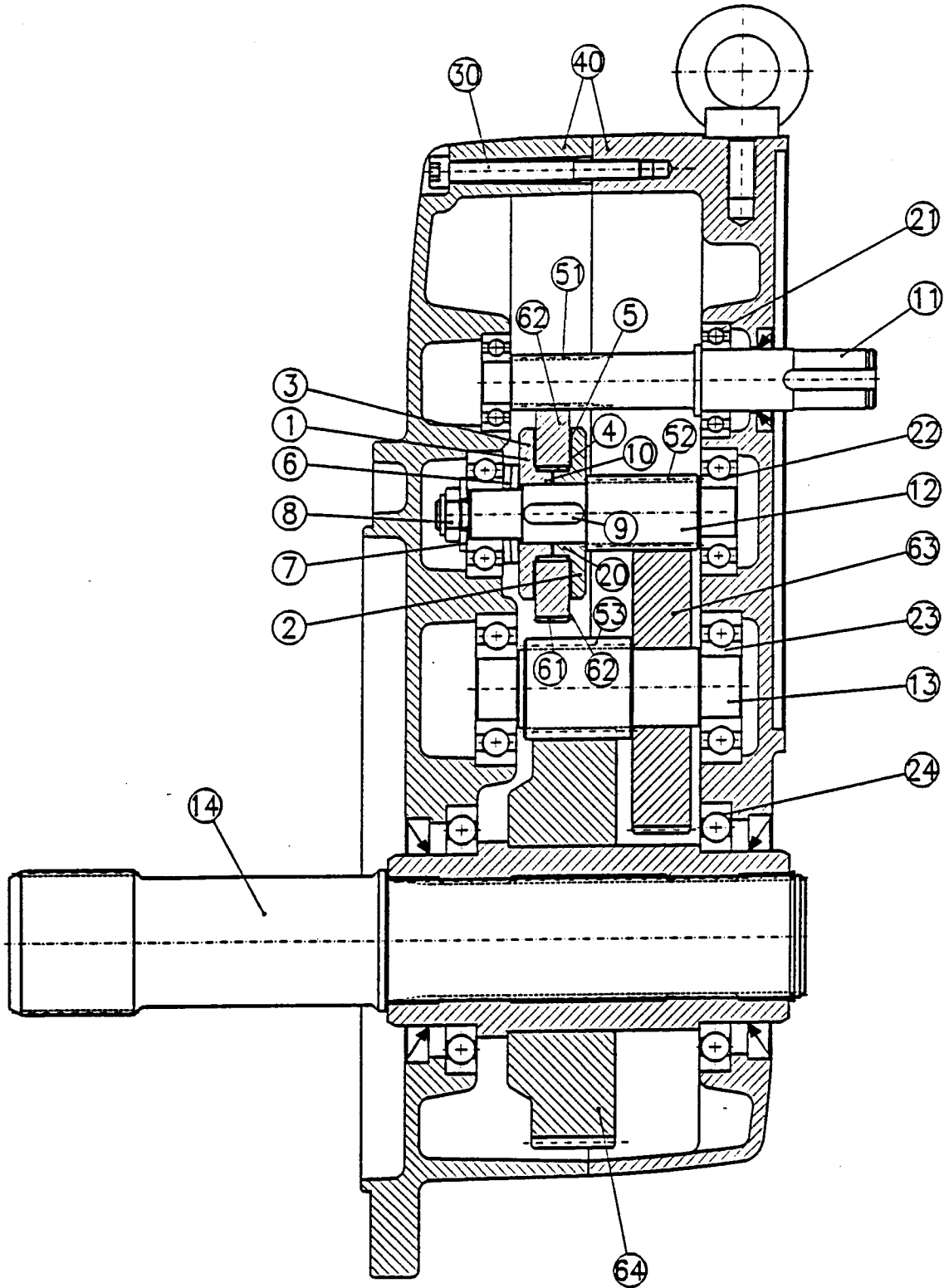
40

45

50

55

Fig. 1



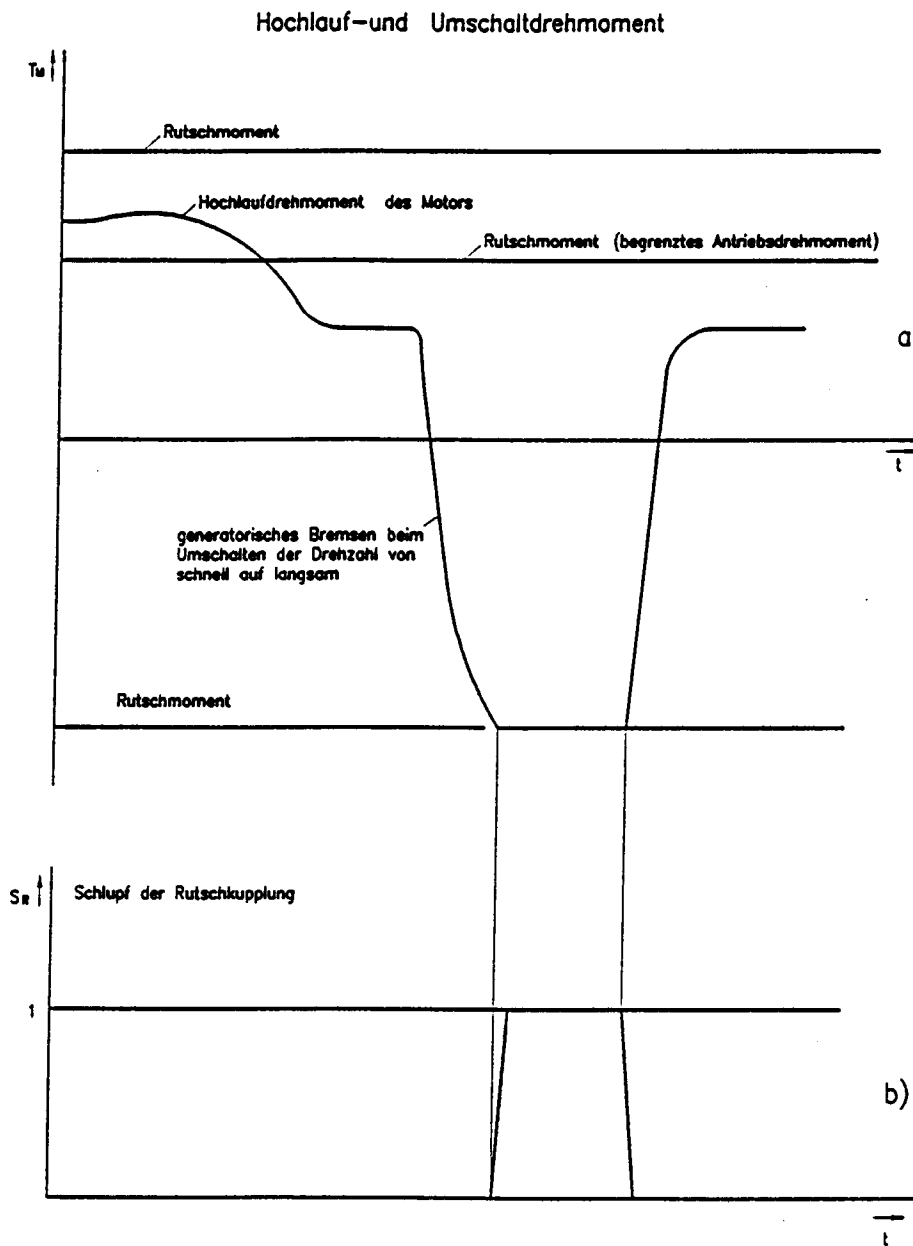


Fig. 2

