(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 651 409 B1

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
10.09.1997 Patentblatt 1997/37

(51) Int Cl.[6]: **H01H 3/30**

(21) Anmeldenummer: **93117797.6**

(22) Anmeldetag: **03.11.1993**

(54) **Federantrieb für ein Schaltgerät**

Spring drive for switchgear

Entraînement à ressort pour un appareil de commutation

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE FR GB IT LI SE

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
03.05.1995 Patentblatt 1995/18

(73) Patentinhaber: **GEC Alsthom T&D AG**
5036 Oberentfelden (CH)

(72) Erfinder: **Niklaus, Rolf**
CH-5035 Unterentfelden (CH)

(74) Vertreter: **Patentanwälte**
Schaad, Balass, Menzl & Partner AG
Dufourstrasse 101
Postfach
8034 Zürich (CH)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 294 561
AT-B- 208 451
DE-B- 2 244 613
US-A- 3 072 763
US-A- 3 203 505
US-A- 3 890 853

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 0 651 409 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft einen Federantrieb für ein Schaltgerät, insbesondere einen Leistungsschalter für Mittel- und Hochspannung, gemäss dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ein Federantrieb dieser Art ist aus der EP-A-0 294 561 bekannt. Auf einer drehbar gelagerten Einschaltwelle sitzt drehfest ein Grossrad, an dem bezüglich der Drehachse der Einschaltwelle exzentrisch eine Lasche angelenkt ist, die andernends mit einem Hebel verbunden ist, der seinerseits mit einer als Torsionsstab ausgebildeten Einschaltfeder zusammenwirkt. Zum Spannen der Einschaltfeder kämmt das Grossrad mit einem Kleinrad, das von einem Antriebsorgan angetrieben ist, um die Einschaltwelle aus einer Ausgangslage, in der die Einschaltfeder mindestens teilweise entspannt ist, über eine Totpunktlage, in welcher die Wirklinie der Lasche durch die Drehachse verläuft, und in welcher die Einschaltfeder gespannt ist, in Drehrichtung anzutreiben. Eine Klinkenvorrichtung stützt die Einschaltwelle entgegen der Wirkung der gespannten Einschaltfeder in einer Abstützlage ab, die in Drehrichtung bezüglich der Totpunktlage um einen kleinen Winkel versetzt ist. Der Zahnkranz des Grossrades weist an jener Stelle eine Zahnlücke auf, die bei an der Klinkenvorrichtung abgestützter Einschaltwelle beim Kleinrad angeordnet ist. Dies um zu verhindern, dass das Grossrad bei gespannter Einschaltfeder vom Kleinrad her noch weiter angetrieben wird und dadurch zusätzlich die Klinkenvorrichtung belastet. Zum Einschalten des Schalters gibt die Klinkenvorrichtung die Einschaltwelle frei, welche unter der Kraft der Einschaltfeder in Drehrichtung angetrieben wird. Dabei kommt der Zahnkranz des Grossrades mit dem Kleinrad wieder in Eingriff. Um zu verhindern, dass der erste in Drehrichtung der Einschaltwelle der Lücke folgende Zahn des Grossrades auf der tangentialen Scheitelfläche eines Zahnes des Kleinrades ansteht, und so das Räderpaar am Weiterdrehen gehindert, und damit der Federantrieb blockiert wird, ist der genannte erste Zahn in radialer Richtung federnd zurückdrängbar ausgebildet. Stösst dieser Zahn zu Beginn des Einschaltens auf den Scheitel eines Zahnes des Kleinrades, kann er in Richtung zur Grossradmitte hin zurückweichen und so über die Scheitelfläche des betreffenden Zahnes des Kleinrades hinweggleiten. Er greift dann in die Lücke nach diesem Zahn des Kleinrades ein und synchronisiert so das Kleinrad mit dem Grossrad. Bei diesem bekannten Federantrieb besteht die Gefahr, dass der federnd zurückweichbar angeordnete Zahn das Kleinrad infolge Reibung mitnimmt. Der zweite der Lücke folgende ungefederte Zahn des Grossrades kann dann an der Scheitelfläche eines weiteren Zahnes des Kleinrades anstossen und so das Getriebe blockieren. Diese Gefahr ist insbesondere dann gegeben, wenn das Kleinrad mittels eines Freilaufs vom Antriebsorgan entkoppelt ist und sich deshalb sehr leicht drehen lässt. Weiter ist die Herstellung des Grossrades mit einem gefederten Zahn aufwendig.

Die US-Patentschrift Nr. 3,890,853 offenbart ein Getriebe zum blockierfreien Erzeugen einer periodischen Ausgangsdrehbewegung aus einer Eingangsdrehbewegung. Das angetriebene Grossrad eines Räderpaares ist als Ringrad mit einer eine Lücke aufweisenden Innenverzahnung ausgebildet. Die Flanken der Zähne des mit dem Grossrad zusammenwirkenden Kleinrades stossen radial aussen in einer gemeinsamen Kante aneinander. Der erste in Drehrichtung des Grossrades der Lücke folgende Zahn weist ein asymmetrisches spitzes Profil auf und seine Zahnhöhe ist grösser als die der übrigen Zähne des Grossrades.

Es ist deshalb eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen gattungsgemässen Federantrieb zu schaffen, der durch einfache Massnahmen am Blockieren gehindert ist.

Diese Aufgabe wird bei einem gattungsgemässen Federantrieb durch die Merkmale im Kennzeichen des Anspruchs 1 gelöst.

Da die Flanken der Zähne des Kleinrades radial aussen in einer gemeinsamen Kante aneinanderstossen, weisen die Zähne keine tangentialen Scheitelflächen auf, an welchen der erste der Lücke des Grossrades folgende Zahn anstossen könnte. Es wird auch verhindert, dass ein Zahn des Kleinrades auf der tangentialen Scheitelfläche des ersten der Lücke des Grossrades folgenden Zahnes anstehen kann. Dieser, wenn auch wenig wahrscheinliche Fall, könnte bei vorhandener Scheitelfläche eintreten, wenn unmittelbar nach dem Spannen der Einschaltfeder, wenn das Kleinrad sich noch im Auslauf befindet, die Klinkenvorrichtung die Einschaltwelle zum Einschalten freigibt.

Die Reibungsverluste sind dadurch minim, dass die Zähne des zum Spannen der Einschaltfeder angetriebenen Kleinrades auf der belasteten, in Drehrichtung gesehen vorlaufenden Flanke, eine Evolventenform aufweisen. Eine zu einer radialen Geraden geneigte Flankenebene kann auf einache Art und Weise, beispielsweise durch Schleifen, hergestellt werden. Diese Ausbildungsform des Kleinrades ermöglicht die Verwendung eines handelsüblichen Zahnrades mit Evolventenverzahnung, bei dem durch Erzeugung der geneigten Flankenebene die tangentiale Scheitelfläche entfernt ist.

Eine weitere bevorzugte Ausbildungsform des erfindungsgemässen Federantriebs gemäss Anspruch 4 ermöglicht die Verwendung eines Grossrades mit Evolventenverzahnung, welches einzig zum Bilden der Lükke und Anbringen des geneigten ebenen Flankenteils am ersten der Lücke folgenden Zahn nachzubearbeiten ist.

Eine weitere ebenfalls bevorzugte Ausbildungsform des erfindungsgemässen Federantriebs ist im Anspruch 5 definiert. Sie ist in der Herstellung eher aufwendig, führt aber zu einer äusserst hohen Zuverlässigkeit des Federantriebs.

Besonders bevorzugte Verfahren zur Herstellung

des Klein- und Grossrades sind in den Ansprüchen 6 bis 8 angegeben.

Die vorliegende Erfindung wird nun anhand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigen rein schematisch:

Fig. 1 in perspektivischer Darstellung stark vereinfacht, einen erfindungsgemässen Federantrieb;

Fig. 2 in Ansicht ein Räderpaar des in der Fig. 1 gezeigten Federantriebs, wobei das auf einer Einschaltwelle drehfest sitzende und mit einer Einschaltfeder verbundene Grossrad sich in Abstützlage befindet, in welcher die Einschaltfeder gespannt und die Einschaltwelle an einer Klinkenvorrichtung abgestützt ist; und

Fig. 3 gegenüber Fig. 2 vergrössert das Kleinrad in einer ersten Ausführungsform und einen Teil des Grossrades.

Der in der Fig. 1 gezeigte Federantrieb 10 für einen schematisch angedeuteten Leistungsschalter 12 weist eine in allgemein bekannter Art und Weise an einem nur andeutungsweise gezeigten Gestell 30 frei drehbar gelagerte Einschaltwelle 14, deren Drehachse mit 14' bezeichnet ist, auf. Auf ihr sitzt drehfest an einem Ende ein Grossrad 16 eines Räderpaares 18, dessen Kleinrad 20 mit einem elektrischen Antriebsmotor 22 über ein Untersetzungsgetriebe 24 verbunden ist.

Am Grossrad 16 ist bezüglich der Achse 14' exzentrisch und auf der der Einschaltwelle 14 abgewandten Seite das Ende einer Kette 26 angelenkt, die um ein ebenfalls am Gestell 30 frei drehbar gelagertes Umlenkrad 27 und durch eine als Schraubendruckfeder ausgebildete Einschaltfeder 28 hindurchgeführt ist. Mit ihrem diesseitigen Ende ist die Kette 26 am freien Ende der andernends am Gestell 30 abgestützten Einschaltfeder 28 befestigt.

Weiter ist auf der Stirnseite des Grossrades 16 an diesem eine Stützrolle 32 drehbar gelagert, die zum Zusammenwirken mit einer am Gestell 30 angeordneten Klinkenvorrichtung 34 bestimmt ist. Diese weist eine am Gestell 30 schwenkbar gelagerte Einschaltklinke 36 auf, die mittels eines elektrischen Einschaltmagneten 38 aus einer in der Fig. 1 gezeigten, mit der Stützrolle 32 zusammenwirkenden Arbeitsstellung in eine ausserhalb der Bewegungsbahn der Stützrolle 32 gelegene Lösestellung und wieder zurück gebracht werden kann.

Auf der Einschaltwelle sitzt weiter drehfest eine Kurvenscheibe 40, die zum Einschalten des Leistungsschalters 12 mit einem Rollenhebel 42 zusammenwirkt.

Mit einer von der Achse 14' ausgehenden strichpunktierten Radiallinie 44 ist eine Totpunktlage der Einschaltwelle 14 angedeutet, in welcher sich die Anlenkung der Kette 26 am Grossrad 16 bei 44' befindet, die Einschaltfeder 28 maximal gespannt ist und die Wirklinie der Kette 26 durch die Achse 14' verläuft. In der Fig. 1 befindet sich die Einschaltwelle 14 in Abstützlage, welche in durch Pfeile angedeuteter Drehrichtung D der Totpunktlage 44 folgt und bezüglich dieser um einen vorzugsweise einige Grad messenden Winkel versetzt ist. In Abstützlage, durch die strichpunktierte Linie 48 angedeutet, wirkt die gespannte Einschaltfeder 28 in Drehrichtung D auf die Einschaltwelle 14, wobei diese am Drehen durch das Abstützen der Stützrolle 32 an der Einschaltklinke 36 gehindert wird.

Mit einer weiteren gestrichelten Linie ist eine Ruhelage 50 der Einschaltwelle 40 angedeutet, die der Totpunktlage 44 diametral gegenüberliegt und in welcher die Einschaltfeder 28 mindestens teilweise entspannt ist.

Fig. 2 zeigt das Räderpaar 18, wobei sich die Einschaltwelle 14 in Abstützlage 48 befindet. Ebenfalls gezeigt ist der diesseitige Endbereich der Kette 26 mit ihrer Anlenkung 46 am Grossrad 16. Die Verzahnung 52 des Grossrades 16 weist an jener Stelle eine Lücke 54 auf, die bei sich in Abstützlage 48 befindender Einschaltwelle 14 beim Kleinrad 20 angeordnet ist. Die Lücke 54 hat eine so grosse Ausdehnung, dass in Abstützlage 48 das Kleinrad 20 gegenüber dem Grossrad 16 frei drehen kann.

In der Fig. 3 wird ein Teil des Grossrades 16 mit der Lücke 54 der Verzahnung 52 und das Kleinrad 20 vergrössert gezeigt. Die Flanken 56 und 58 der Zähne 60 des Kleinrads 20 stossen radial aussen in einer zur Drehachse 20' parallel verlaufenden Kante 62 aneinander. Zum Spannen der Einschaltfeder 28 wird das mit der Verzahnung 52 kämmende Kleinrad 20 mittels des Antriebsmotors 22 in Antriebsrichtung A angetrieben, wodurch das Grossrad 16 in der Richtung D gedreht wird. Die dabei belastete, in Antriebsrichtung A gesehen vorlaufende Flanke 56 der Zähne 60 des Kleinrades 20, weist bis zur Kante 62 hin Evolventenform auf. Die beim Spannen der Einschaltfeder 28 unbelastete, in Antriebsrichtung A gesehen nachlaufende Flanke 58 der Zähne 60 weist eine Flankenebene 64 auf, die bei der Kante 62 an die Flanke 56 anstösst und bezüglich einer radialen Geraden 66 durch die Mitte des betreffenden Zahnes 60 um einen Winkel α von vorzugsweise 45° geneigt ist. Anschliessend an die Flankenebene 64 weist die Flanke 58 jeweils bis zum Grund 68 hin den verbleibenden Teil einer Evolvente auf.

Das in der Fig. 3 gezeigte Kleinrad 20 ist aus einem handelsüblichen Zahnrad mit Evolventenverzahnung gefertigt. Davon wird an jedem Zahn vorzugsweise durch Schleifen ein strichpunktiert angedeuteter Teil 70 beim Bilden der Flankenebene 64 entfernt. Die dabei entstehende Kante 62 befindet sich im Bereich des Uebergangs der Flanke 56 in die tangentiale Stirnfläche 70' der Evolventenverzahnung.

Auch die Verzahnung 52 des Grossrades 16 besitzt Evolventenform, wobei am ersten in Drehrichtung D der Lücke 54 nachlaufenden Zahn 72 ein ebener Flanken-

teil 74, ebenfalls vorzugsweise durch Schleifen, angeformt ist, so dass die Flanken 76 und 78 dieses Zahnes 72 in einer gemeinsamen, zur Achse 14' parallel verlaufenden Zahnkante 80 aneinanderstossen. Dabei weist die in Drehrichtung D vorlaufende Flanke 76 bis zur Zahnkante 80 hin Evolventenform auf. Bei der Zahnkante 80 stösst der ebene Flankenteil 74 der nachlaufenden Flanke 78 an die Flanke 76 an, wobei der ebene Flankenteil 74 um einen Winkel β um vorzugsweise etwa 60° zu einer radialen Geraden 72' durch die Mitte des Zahnes 72 geneigt ist.

Bei der Herstellung des Grossrades 16 kann ebenfalls ein Zahnrad mit Evolventenzahnung verwendet werden. Beispielsweise mittels Schleifen werden die benötigte Anzahl Zähne zum Bilden der Lücke 54 entfernt. Weiter wird in gleicher Art und Weise wie weiter oben anhand des Kleinrades 20 beschrieben, am Zahn 72 der ebene Flankenteil 74 angeformt.

Als weitere Ausbildungsform des Grossrades 16 ist es möglich, den Zahn 72 wie mit dem Pfeil 82 angedeutet, im Körper des Grossrades 16 federnd zurückdrängbar anzuordnen. In diesem Fall ist vorzugsweise am zweiten der Lücke 54 nachlaufenden Zahn 84 ebenfalls ein ebener Flankenteil 74 angeformt, wie dies weiter oben anhand des Zahnes 72 beschrieben ist.

Ausgehend von der in der Fig. 1 angedeuteten Ruhelage 50 der Einschaltwelle 40 wird zum Spannen der Einschaltfeder 28 das Grossrad mittels des Antriebsmotors 22 über das Untersetzungsgetriebe 24 und das mit der Verzahnung 52 des Grossrades 16 kämmende Kleinrad 20 in Drehrichtung D angetrieben. Sobald die Totpunktlage 44 überschritten ist, wirkt die gespannte Einschaltfeder 28 ebenfalls in Drehrichtung D auf die Einschaltwelle 14 antreibend. Diese wird aber durch das Auflaufen der Stützrolle 32 auf die sich in Ruhestellung befindende Einschaltklinke 36 am Weiterdrehen gehindert. Nach dem Ueberschreiten der Totpunktlage 44 und vor Erreichen der Abstützlage 48 gelangt das Kleinrad 20 ausser Eingriff mit der Verzahnung 52 des Grossrades 16, da sich die Lücke 54 in den Bereich des Kleinrades 20 bewegt hat. Dadurch wird die Klinkenvorrichtung 34 einzig durch die von der Einschaltfeder 28 erzeugte Kraft belastet. Infolge der nahe bei der Totpunktlage 44 sich befindenden Abstützlage 48, ist diese Abstützkraft selbst bei mit grosser Kraft gespannter Einschaltfeder 28 klein. All dies erlaubt die Klinkenvorrichtung 34 für geringe Kräfte zu dimensionieren. Die dadurch kleine zu bewegende Masse der Klinkenvorrichtung 34 erlaubt die Reaktionszeit des Federantriebs 10 zu verringern. Eine zusätzliche Belastung der Klinkenvorrichtung 34 durch das angetriebene oder auslaufende Kleinrad 20 ist vermieden. Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass über allgemein bekannte Schaltmittel der Antriebsmotor 22 bei gespannter Einschaltfeder 28 abgeschaltet wird.

Wird nun zum Einschalten des Leistungsschalters 12 die Einschaltklinke 36 aus ihrer in der Fig. 1 gezeigten Ruhestellung mittels des Einschaltmagneten 38 in die Lösestellung zurückgezogen, beschleunigt die Einschaltfeder 28 die Einschaltwelle 14 in Drehrichtung D. Dadurch läuft der erste der Lücke 54 folgende Zahn 72 des Grossrades 16 auf die Flanke 58 des in Drehrichtung A gesehen hintersten in die Bewegungsbahn des Zahnes 72 vorstehenden Zahnes 60 des Kleinrades 20 auf, wodurch dieses beschleunigt wird und in kämmenden Eingriff mit der Verzahnung 52 des Grossrades 16 gelangt. Durch die weiter oben beschriebene besondere Form der Flanke 58 der Zähne 60 des Kleinrades 20 wird erzielt, dass die vorlaufende Flanke 76 des Zahnes 72 unabhängig von der Drehlage des Kleinrades 20 immer auf einen Bereich der Flanke 58 zur Einwirkung kommt, der ungefähr parallel zur Flanke 76 verläuft oder mit dieser einen sehr kleinen spitzen Winkel einschliesst. Sollte das Kleinrad 20 beim Lösen der Klinkenvorrichtung 34 mit einer wesentlich grösseren Umfangsgeschwindigkeit drehen als das Grossrad 16 erreicht, wenn der erste der Lücke 54 nachlaufende Zahn 72 in den Zusammenwirkbereich mit dem Kleinrad 20 einläuft, verhindert der Flankenteil 74, dass ein Zahn 60 des Kleinrades 20 das Räderpaar 18 blockierend am Zahn 72 anstehen kann, da dessen Flankenteil 74 in etwa parallel zum radial äusseren Endbereich der Flanke 56 des betreffenden Zahnes 60 des Kleinrades 20 verläuft.

Sollte bei gespannter Einschaltfeder 28, beispielsweise infolge eines Fehlers der Antriebsmotor 22 nicht abgestellt werden, gewährleistet die Ausbildungsform des Grossrades 16, bei welcher der der Lücke folgende erste Zahn 72 in radialer Richtung zurückdrängbar ausgebildet ist, ein sanftes ruckfreies Ineinandergreifen der Verzahnung 52 des Grossrades 16 mit dem Kleinrad 20.

Durch die Kraft der Einschaltfeder 28 wird die Einschaltwelle 14 unter Mitdrehen des Kleinrades 20 und Einschalten des Leistungsschalters 12 in die Ruhelage 50 zurück verbracht.

Anhand der Fig. 1 wird nun der der Einschaltwelle 14 nachgeschaltete Teil des Federantriebs 10 beschrieben. Der Rollenhebel 42 sitzt drehfest auf einer ebenfalls am Gestell 30 drehbar gelagerten Antriebswelle 86, deren Längsachse 86' parallel zur Achse 14' verläuft und die von einer mit ausgezogenen Linien gezeigten Ausschaltstellung "O" in eine Einschaltstellung "I" und wieder zurück verschwenkbar ist. Ein auf der Antriebswelle 86 drehfest sitzender Abgangshebel 88 ist über ein strichpunktiert angedeutetes Gestänge 90 mit dem bewegten Schaltkontaktstück 12' des Leistungsschalters 12 verbunden.

Am Gestell 30 ist eine als Druckfeder ausgebildete Ausschaltfeder 92 abgestützt, deren anderes Ende mit einer Ausschaltkette 94 zusammenwirkt, die um ein am Gestell 30 ortsfest gelagertes Umlenkrad 96 zu einem auf der Antriebswelle 86 drehfest sitzenden Ausschalthebel 98 geführt ist. Der Ausschalthebel 98, an dem die Ausschaltkette 94 angelenkt ist, befindet sich in Einschaltstellung "I" der Antriebswelle 86 in einer etwa rechtwinklig zur Ausschaltkette 94 verlaufenden Lage,

wogegen der Ausschalthebel 98 in Ausschaltstellung "O" und die Ausschaltkette 94 einen stumpfen Winkel einschliessen derart, dass die Ausschaltfeder 92 die Antriebswelle 86 in Ausschaltstellung "O" hält, die durch einen Anschlag in einem Bremselement 100 definiert ist, an dem in Ausschaltstellung "0" der über einen Bremshebel 102 mit der Antriebswelle 86 verbundene Bremskolben 100' anliegt.

Weiter ist am Gestell 30 eine Ausschaltklinkenvorrichtung 104 angeordnet, die gleich ausgebildet ist wie die Klinkenvorrichtung 34, aber mit einem auf der Antriebswelle 86 drehfest sitzenden Stützhebel 106 zusammenwirkt. Befindet sich die Antriebswelle 86 in Einschaltstellung "I", ist der Stützhebel 106 entgegen der Kraft der Ausschaltfeder 92 an der Ausschaltklinke 108 abgestützt, die durch einen elektrischen Ausschaltmagneten 110 angetrieben zum Ausschalten des Leistungsschalters 12 die Antriebswelle 86 freigibt.

Am freien Ende des Rollenhebels 42 ist eine mit der Kurvenbahn 40' der Kurvenscheibe 40 zusammenwirkende Rolle 112 frei drehbar gelagert. Die Kurvenbahn 40' weist einen ersten Abschnitt 114 mit entgegen der Drehrichtung D zunehmendem Radius auf. Dieser erste Abschnitt 114 erstreckt sich über einen Winkelbereich, der geringfügig kleiner ist als der Winkel, den die Einschaltwelle 14 beim Einschalten aus der Abstützlage 48 in die Ruhelage 50 durchläuft. In diesem Drehbereich der Einschaltwelle 14 wirkt der erste Abschnitt 114 mit dem Rollenhebel 42 zusammen, um die Antriebswelle 86 von der Ausschaltstellung "O" in die schaltstellung "I" zu verschwenken. Entgegen der Drehrichtung D gesehen, folgt dem ersten Abschnitt 114 ein abrupt abfallender zweiter Abschnitt 116, der bei sich in Ruhelage 50 befindender Einschaltwelle 14 der Rolle 112 erlaubt, sich ohne Berühren der Kurvenscheibe 40 aus der Einschaltstellung "I" in die Ausschaltstellung "O" zu bewegen. Entgegen der Drehrichtung D gesehen, folgt dem zweiten Abschnitt 116 ein dritter Abschnitt 118, der sich bis zum ersten Abschnitt 114 hin erstreckt und der in etwa koaxial zur Achse 14' verläuft und einen derartigen Radius aufweist, dass beim Drehen der Einschaltwelle 14 aus der Ruhelage 50 in die Abstützlage 48 die sich allenfalls in Ausschaltstellung "O" befindende Antriebswelle 86 in ihrer Drehlage verbleibt.

In der Fig. 1 ist mit ausgezogenen Linien die Situation gezeigt, bei welcher sich die Einschaltwelle 14 bei gespannter Einschaltfeder 28 in Abstützlage 48 befindet und die Antriebswelle 86 bei mindestens teilweise entspannter Ausschaltfeder 92 in die Ausschaltstellung "O" gedreht ist. Dabei ist der Leistungsschalter 12 geöffnet. Zum Auslösen eines Einschaltvorgangs wird nun der Einschaltmagnet 38 erregt, wodurch die Klinkenvorrichtung 34 die Einschaltwelle 14 freigibt. Diese beginnt sich unter der Kraft der Einschaltfeder 28 in Drehrichtung D zu drehen, wodurch nun einerseits, wie weiter oben beschrieben, die Verzahnung 52 des Grossrades 16 mit dem Kleinrad 20 in Eingriff gelangt und andererseits durch den ersten Abschnitt 114 der Kurvenscheibe 40 die Antriebswelle 86 aus ihrer Ausschaltstellung "O" im Gegenuhrzeigersinn in Richtung gegen die Einschaltstellung "I" verschwenkt wird. Kurz bevor die Einschaltwelle 14 die Ruhelage 50 erreicht, ist die Antriebswelle 86 in die Einschaltstellung "I" verschwenkt und der Stützhebel 106 von der Ausschaltklinkenvorrichtung 104 untergriffen, so dass die Antriebswelle 86 in Einschaltstellung "I" verbleibt, wenn der erste Abschnitt 114 von der Rolle 112 abgelaufen ist und sich die Einschaltwelle 114 in Ruhelage 50 befindet. Nun kann der eingeschaltene Leistungsschalter 12 jederzeit durch Erregen des Ausschaltmagneten 110 ausgeschaltet werden, da beim Einschalten mit dem Drehen der Antriebswelle 86 auch die Ausschaltfeder 92 gespannt wurde und deren Energie nun zum Ausschalten zur Verfügung steht. Sobald die Einschaltwelle 14 die Ruhelage 50 erreicht hat, wird der Antriebsmotor 22 eingeschaltet, um die Einschaltwelle 14 über das miteinander kämmende Räderpaar 18 aus der Ruhelage 50 über die Totpunktlage 44 hinaus zu drehen und gleichzeitig die Einschaltfeder 28 zu spannen, so dass nach erfolgtem Aufzug sich die Einschaltwelle 14 wieder zur nächsten Einschaltung bereit in Abstützlage 48 befindet. Nach Ueberschreiten der Totpunktlage 44 wird der Antriebsmotor 22 wieder ausgeschaltet, welcher nun, da das Räderpaar 18 ausser Eingriff gelangt, auslaufen kann, ohne die Klinkenvorrichtung 34 zu beanspruchen. Wird durch Erregen der Ausschaltklinkenvorrichtung 104 der Leistungsschalter 12 durch die Ausschaltfeder 92 angetrieben ausgeschaltet, ist der Federantrieb 10 sofort für eine Wiedereinschaltung des Leistungsschalters und gleichzeitigem Spannen der Ausschaltfeder 92 bereit.

Selbstverständlich ist die in der Einschaltfeder 28 gespeicherte Energie derart bemessen, dass nach dem Einschalten des Leistungsschalters 12 und dem gleichzeitigen Spannen der Ausschaltfeder 92 ein genügender Energieüberschuss verbleibt, um sicherzustellen, dass die Ruhelage 50 erreicht oder überschritten wird.

Allfällige überschüssige Energie wird in der Einschaltfeder rekuperiert. Es ist daher notwendig, das Kleinrad 20 über einen in Antriebsrichtung A wirkenden Freilauf mit dem Untersetzungsgetriebe 24 zu verbinden, so dass der Antriebsmotor 22 und das Untersetzungsgetriebe 24 einzig zum Antreiben der Einschaltwelle 14 und Spannen der Einschaltfeder 28 wirkverbunden sind. Ist dann während eines Einschaltens das Grossrad 16 für das Kleinrad 20 antreibend, ist dieses vom Antriebsmotor 22 und Untersetzungsgetriebe 24 entkoppelt, so dass einzig das Kleinrad 20 mit dem Grossrad 16 zu synchronisieren und zu bewegen ist, was infolge der geringen Masse zu kleinen Kräften führt.

Anstelle des Antriebsmotors 22 kann selbstverständlich auch eine Handkurbel oder ein anderes Antriebsmittel verwendet werden. Der erfindungsgemässe Federkraftantrieb 10 eignet sich insbesondere zum Antrieb von Mittel- und spannungsschaltgeräten.

Das Entfernen und Anschrägen der Zähne 60,72,84 kann durch Schleifen erfolgen. Vorzugsweise werden

die Zähne 60 des Kleinrades 20 und der erste und gegebenenfalls zweite der Lücke 54 nachlaufende Zahn 72,84 des Grossrades 16 nach erfolgter Anschrägung, d.h. Herstellung der Flankenebene 64 bzw. des ebenen Flankenteils 74, randschichtgehärtet.

In dem gezeigten Ausführungsbeispiel besteht das Räderpaar 18 aus Stirnrädern. Es ist selbstverständlich auch denkbar, andersartige Zahnräder zu verwenden.

Patentansprüche

1. Federkraftantrieb für ein Schaltgerät, insbesondere einen Leistungsschalter für Mittel- und Hochspannung, mit einer an eine drehbar gelagerte Einschaltwelle (14) exzentrisch angekoppelten Einschaltfeder (28), die dazu bestimmt ist, die Einschaltwelle (14) zum Einschalten des Schaltergeräts (12) in einer bestimmten Drehrichtung (N) anzutreiben, einem mit der Einschaltwelle (14) verbundenen Grossrad (16), einem mit diesem zusammenwirkenden, mittels eines Antrieborgans (22) zum Spannen der Einschaltfeder (28) durch Drehen der Einschaltwelle (14) in Drehrichtung (N) aus einer Ausgangslage (50), in der die Einschaltfeder (28) mindestens teilweise entspannt ist, über eine Totpunktlage (44), in der die Einschaltfeder (28) gespannt ist, antreibbaren Kleinrad (20), einer die Einschaltwelle (14) in einer, in Drehrichtung (N) der Totpunktlage (44) folgenden Abstützlage (48) abstützenden Klinkenvorrichtung (34), die zum Einschalten die Einschaltwelle (14) freigibt, einer Lücke (54) in der Verzahnung (52) des Grossrades (16) an einer Stelle, die bei an der Klinkenvorrichtung (34) abgestützter Einschaltwelle (14) beim Kleinrad (20) angeordnet ist, und Mitteln zum Verhindern des gegenseitigen Blockierens des Räderpaares (18) nach dem Freigeben der Einschaltwelle (14) durch die Klinkenvorrichtung (34), dadurch gekennzeichnet, dass die Flanken (56, 58) der Zähne (60) des Kleinrades (20) radial aussen in einer gemeinsamen Kante (62) aneinanderstossen und diese Zähne (60) auf der zum Spannen der Einschaltfeder (14) belasteten Flanke (56) Evolventenform und der dabei unbelasteten Flanke (58) eine von der Kante (62) ausgehende, bezüglich einer radialen Geraden (66) durch die Zahnmitte geneigte Flankenebene (64) aufweisen, und dass die Flanken (76, 78) des ersten, in Drehrichtung (D) der Lücke (54) nachlaufenden Zahns (72) des Grossrades (16) radial aussen in einer gemeinsamen Zahnkante (80) aneinanderstossen und die Zahnhöhe dieses Zahns (72) höchstens gleich gross ist wie die Zahnhöhe der übrigen Zähne der Verzahnung (52) des Grossrades (16).

2. Federantrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Flankenebene (64) der Zähne (60) des Kleinrades (20) bezüglich der radialen Geraden (66) um etwa 45° geneigt ist.

3. Federantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das Kleinrad (20) und das Grossrad (16) eine Aussenverzahung aufweisende Stirnräder sind.

4. Federantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass der erste, der Lücke (54) nachlaufende Zahn (72) auf der beim Einschalten belasteten Flanke (76) Evolventenform und der dabei unbelasteten Flanke (78) einen von der Zahnkante (80) ausgehenden, bezüglich einer radialen Geraden (72') durch die Zahnmitte, vorzugsweise um etwa 60°, geneigten ebenen Flankenteil (74) aufweist.

5. Federantrieb nach Anspruch 3 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass der erste, der Lücke (54) nachlaufende Zahn (72) in radialer Richtung (82) federnd zurückdrängbar ausgebildet ist, und der der Lücke (54) nachlaufende zweite Zahn (82) auf der beim Einschalten belasteten Flanke (76) Evolventenform und der dabei unbelasteten Flanke (78) einen von der Kante (80) ausgehenden, bezüglich einer radialen Geraden durch die Zahnmitte, vorzugsweise um etwa 60°, geneigten ebenen Flankenteil (74) aufweist.

6. Verfahren zum Herstellen eines Kleinrades und eines Grossrades für einen Federantrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei an einem Kleinrad (20) mit Evolventenverzahnung die Zähne (60) einseitig angeschrägt werden, sodass die Zahnflanken (56, 58) radial aussen in einer gemeinsamen Kante (62) aneinanderstossen und von dieser Kante (62) eine bezüglich einer radialen Geraden (66) durch die Zahnmitte geneigte Flankenebene (64) ausgeht, und dass aus der kontinuierlichen Verzahnung (52) eines Grossrades (16) mit Evolventenverzahnung zur Bildung einer Lücke (54) Zähne entfernt werden und der erste und gegebenenfalls zweite der Lücke (54), in Aufzugsrichtung (D) nachlaufende Zahn (72, 84) einseitig angeschrägt wird.

7. Verfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass das Anschrägen und Entfernen der Zähne (60, 72, 84) durch Schleifen erfolgt.

8. Verfahren nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, dass die Zähne (60) des Kleinrades (20) und der erste und gegebenenfalls zweite der Lücke (54) nachlaufende Zahn (72, 84) des Grossrades (16) nach erfolgter Anschrägung randschichtgehärtet werden.

Claims

1. A spring drive for a switching apparatus, especially a power circuit breaker for medium voltage and high voltage, having a switch-on spring (28) which is coupled eccentrically to a rotatably mounted switch-on shaft (14) for driving the switch-on shaft (14) in a rotation direction (N) to switch-on the switching apparatus (12), having a large wheel (16) which is connected to the switch-on shaft (14), and a small wheel (20) which interacts with said large wheel and can be driven by means of a drive device (22), in order to stress the switch-on spring (28) by rotation of the switch-on shaft (14) in the rotation direction (N) from an initial position (50), in which the switch-on spring (28) is at least partially relieved of stress, via a deadpoint position (44) in which the switch-on spring (28) is stressed, having a latching device (34) which supports the switch-on shaft (14) in a supported position (48) which follows the deadpoint position (44) in the rotation direction (N) and releases the switch-on shaft (14) to switch-on the switching apparatus, having a gap (54) in a tooth system (52) on the large wheel (16) at a point which is arranged adjacent to the small wheel (20) when the switch-on shaft (14) is supported on the latching device (34), and having means for preventing mutual blocking of a wheel pair (18) after release of the switch-on shaft (14) by the latching device (34), wherein flanks (56, 58) of teeth (60) on the small wheel (20) abut against one another radially on an outer side at a common edge (62) and the teeth (60) have an involute shape on the flank (56) which is loaded in order to stress the switch-on spring (14), and the flank (58), which is unloaded during stressing the switch-on spring, has a flank plane (64) which abuts the common edge (62) and is inclined with respect to a radial straight line (66) through a center of the tooth, and wherein the flanks (76, 78) of the first tooth system (72) following the gap (54) in the direction of rotation (D) on the large wheel (16) abut against one another radially on an outer side at a common edge (80), and the tooth height of said tooth (72) is at the most as big as the tooth height of the rest of the teeth of the tooth system (52) on the large wheel (16).

2. A spring drive as claimed in claim 1, wherein the flank plane (64) of the teeth (60) on the small wheel (20) is inclined at an angle of approximately 45° with respect to the radial straight line (66).

3. A spring drive as claimed in any one of claims 1 or 2, wherein the small wheel (20) and the large wheel (16) are spur gears having outer tooth systems.

4. A spring drive as claimed in any one of claims 1 to 3, wherein the first tooth (72) trailing behind the gap (54) has an involute shape on the flank (76) which is loaded during switch-on, and the flank (78) which is unloaded during switch-on has a flat flank part (74) which extends from the tooth edge (80) and is inclined preferably of approximately 60°, with respect to a radial straight line (72') through a center of the tooth.

5. A spring drive as claimed in claim 3 or 4, wherein the first tooth (72) trailing behind the gap (54) is constructed such that it can be forced back in a sprung manner in a radial direction (82) and the second tooth (82) trailing behind the gap (54) has an involute shape on the flank (76) which is loaded during switch-on, and the flank (78) which is unloaded during switch-on has a flat flank part (74) which abuts the tooth edge (80) and is inclined preferably of approximately 60°, with respect to a radial straight line through the tooth center.

6. A method for providing a small wheel and a large wheel for a spring drive as claimed in any one of claims 1 to 5, wherein the teeth (60) are inclined on one side on a small wheel (20) having an involute tooth system, so that the tooth flanks (56, 58) abut against one another radially on the outside at a common edge (62) and a flank plane (64) extends from said edge (62) and is inclined with respect to a radial straight line (66) through a center of the tooth and wherein teeth are removed from the continuous tooth system (52) on a large wheel (16) having an involute tooth system, in order to form a gap (54), and the first teeth and optionally the second teeth (72, 84) which trail behind the gap (54) in the rotation direction (D) are inclined on one side.

7. A method as claimed in claim 6, wherein inclining and removal of the teeth (60, 72, 84) is carried out by grinding.

8. A method as claimed in claim 6 or 7, wherein the teeth (60) on the small wheel (20) and the first tooth and optionally the second tooth (72, 84), trailing behind the gap (54), on the large wheel (16) are hardened on the edge layer after inclining has been carried out.

Revendications

1. Mécanisme d'entraînement à ressort pour un appareil de commutation, en particulier un commutateur de puissance pour moyenne et haute tension, comportant un ressort de mise en circuit (28) qui est couplé excentriquement sur un arbre de mise en circuit (14), porté avec liberté de rotation, et qui est destiné à entraîner l'arbre de mise en circuit (14) dans un sens de rotation (N) déterminé pour mettre

en circuit l'appareil de commutation (12), ainsi qu'une grande roue (16) reliée à l'arbre de mise en circuit (14), ainsi qu'une petite roue (20) qui collabore avec celle-ci et qui, au moyen d'un organe d'entraînement 22), peut être entraînée pour mettre sous contrainte le ressort de mise en circuit (28) par rotation de l'arbre de mise en circuit (14) dans le sens (N) pour passer, d'une position initiale (50) dans laquelle le ressort de mise en circuit (28) est au moins partiellement détendu, au-delà d'une position de point mort (44) dans laquelle le ressort de mise en circuit (28) est sous contrainte, ainsi qu'un dispositif à cliquet (34) qui appuie l'arbre de mise en circuit (14) en une position d'appui (48) venant à la suite de la position de point mort (44) dans le sens (N) et qui libère l'arbre de mise en circuit (14) pour la mise en circuit, ainsi qu'une discontinuité (54) dans la denture (52) de la grande roue (16) à un endroit qui, lorsque l'arbre de mise en circuit (14) s'appuie contre le mécanisme à cliquet (44), est disposé près de la petite roue (20), ainsi que des moyens pour interdire le blocage mutuel de la paire de roues (18) après la libération de l'arbre de mise en circuit (14) par le mécanisme à cliquet (34), caractérisé par le fait que les flancs (56; 58) des dents (60) de la petite roue (20) se joignent, radialement vers l'extérieur, sur une arête commune (62) et que ces dents (60) présentent, sur le flanc (56) chargé pour mettre sous contrainte le ressort de mise en circuit (14), une forme en développante et, sur le flanc (58) alors déchargé, un plan de flanc (54) partant de l'arête (62) et incliné par rapport à une droite radiale (66) passant par le milieu de la dent, et par le fait que les flancs (76, 78) de la première dent (72) de la grande roue (16) qui, dans le sens (D), vient après la discontinuité (54), se joignent, radialement vers l'extérieur, sur une arête de dent commune (80) et que la hauteur de cette dent (72) est au maximum égale à la hauteur des autres dents de la denture (52) de la grande roue (16).

2. Mécanisme d'entraînement à ressort selon la revendication 1, caractérisé par le fait que le plan (64) du flanc des dents (60) de la petite roue (20) est incliné d'environ 45° par rapport à la droite radiale (66).

3. Mécanisme d'entraînement à ressort selon l'une des revendications 1 à 4, caractérisé par le fait que la petite roue (20) et la grande roue (16) sont des roues dentées cylindriques présentant une denture extérieure.

4. Mécanisme d'entraînement à ressort selon l'une des revendications 1 à 3, caractérisé par le fait que la première dent (72) qui vient après la discontinuité (54) présente, sur le flanc (76) chargé lors de la mise en circuit, une forme en développante et, sur le flanc (78), alors non chargé, une partie plane (74) de flanc, partant de l'arête (80) de la dent et incliné de préférence d'environ 60° par rapport à une droite radiale (72') passant par le milieu de la dent.

5. Mécanisme d'entraînement à ressort selon la revendication 3 ou 4, caractérisé par le fait que la première dent (72), qui vient après la discontinuité (54) est conçue pouvant être élastiquement refoulée en direction radiale (82), et que la seconde dent (84) qui vient après la discontinuité (54) présente, sur le flanc (76) chargé lors de la mise en circuit, une forme en développante et sur le flanc (78), alors déchargé, une portion plane (74) de flanc partant de l'arête (80), inclinée de préférence d'environ 60° par rapport à une droite radiale passant par le milieu de la dent.

6. Procédé de fabrication d'une petite roue et d'une grande roue pour un mécanisme d'entraînement à ressort selon l'une des revendications 1 à 5, dans le cas duquel, sur une petite roue (20) à denture en développante, on taille obliquement les dents (60) d'un côté de sorte que les flancs (56, 58) des dents se joignent, radialement vers l'extérieur, sur une arête commune (62) et que parte de cette arête (62) un plan de flanc (64) incliné par rapport à une droite radiale (66) passant par le milieu de la dent et dans le cas duquel, dans la denture continue (52) d'une grande roue (16) à denture en développante, on enlève des dents pour former une discontinuité (54) et on taille obliquement d'un côté la première et éventuellement la seconde dents (72, 84) qui viennent après la discontinuité (54) dans le sens de l'armement (D).

7. Procédé selon la revendication 6, caractérisé par le fait que c'est par meulage que l'on taille obliquement et que l'on élimine les dents (60, 72, 84).

8. Procédé selon la revendication 6 ou 7, caractérisé par le fait qu'après avoir procédé à la taille oblique, on soumet à une trempe superficielle les dents (60) de la petite roue (20) et la première et éventuellement la seconde dents (72,84) de la grande roue (16) qui viennent après la discontinuité (54).

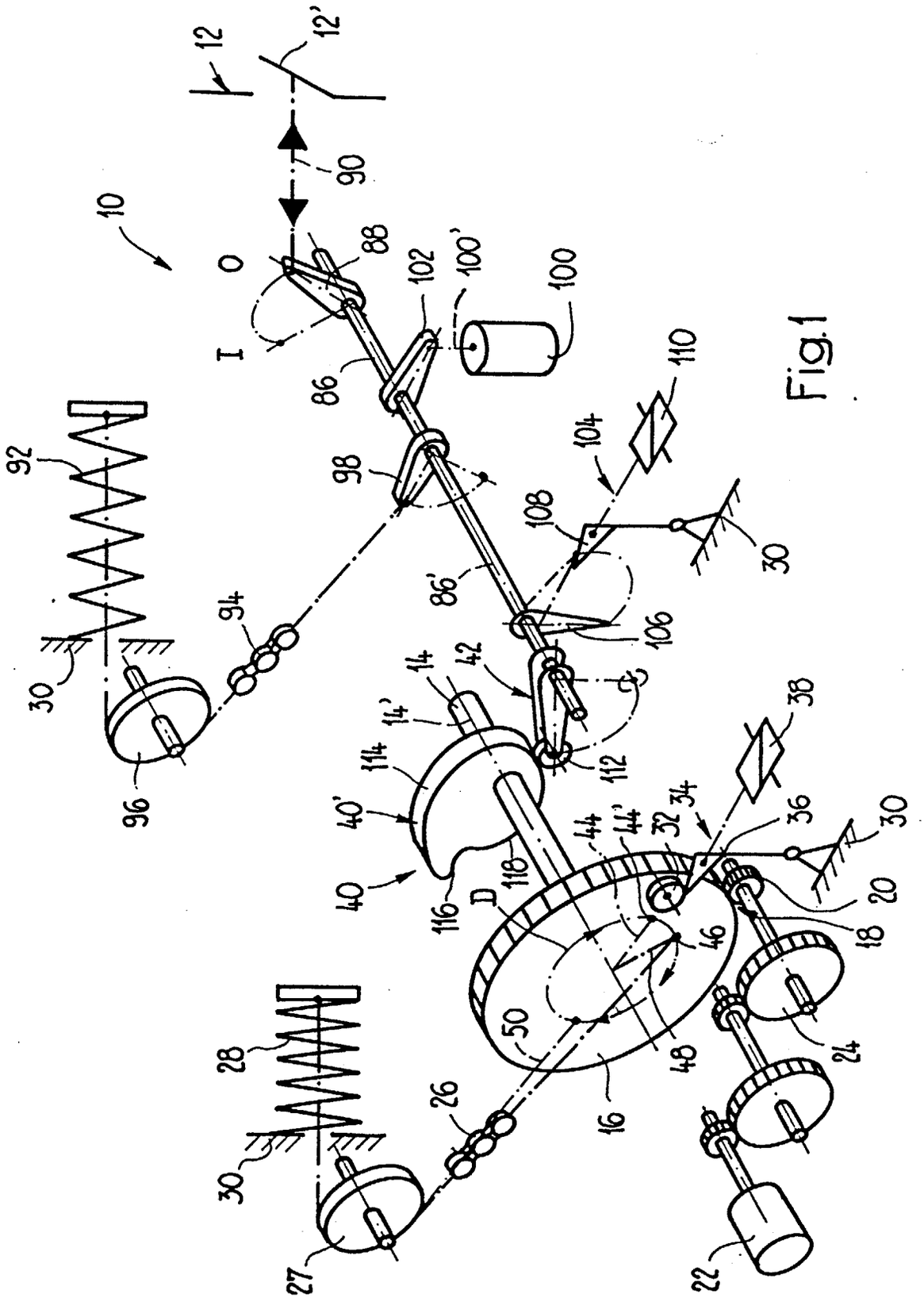

12
12'
90
10
0
I
88
102
100'
100
86
110
104
98
108
30
86'
106
92
94
14
42
14'
38
114
112
40'
34
32
44
44'
36
30
40
116
118
D
20
18
46
50
48
24
16
28
26
30
27
22

Fig.1

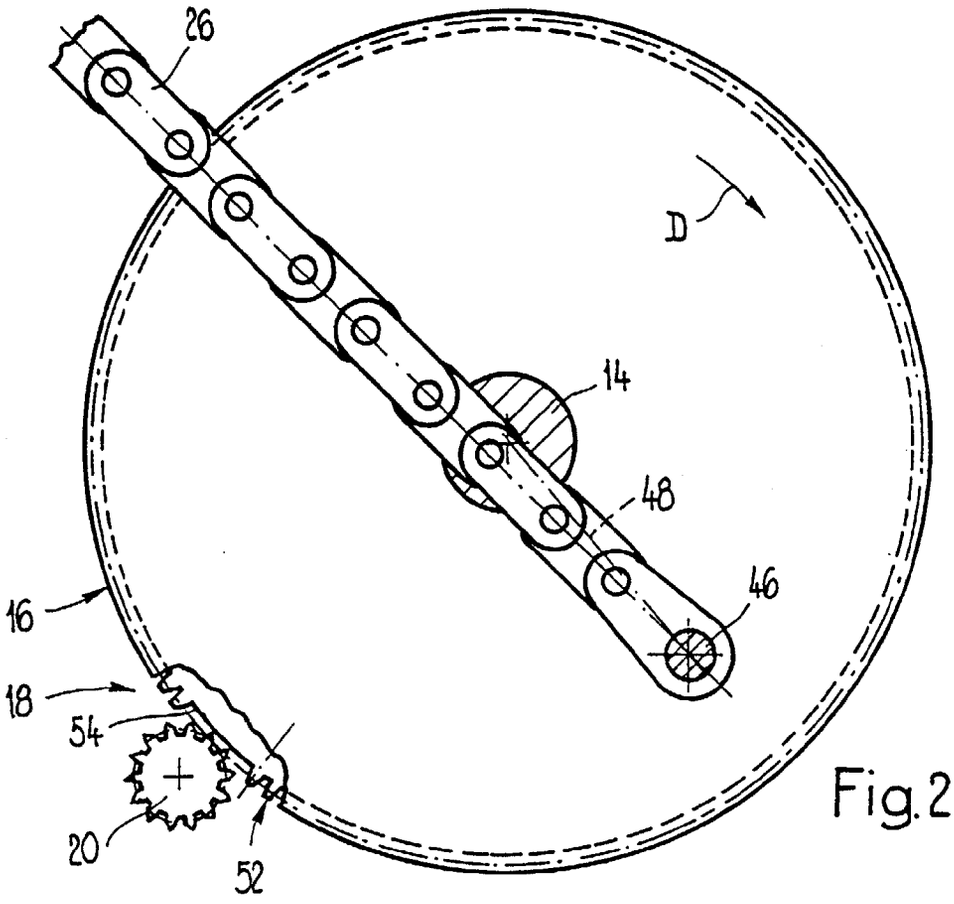

26
D
14
48
46
16
18
54
20
52

Fig.2

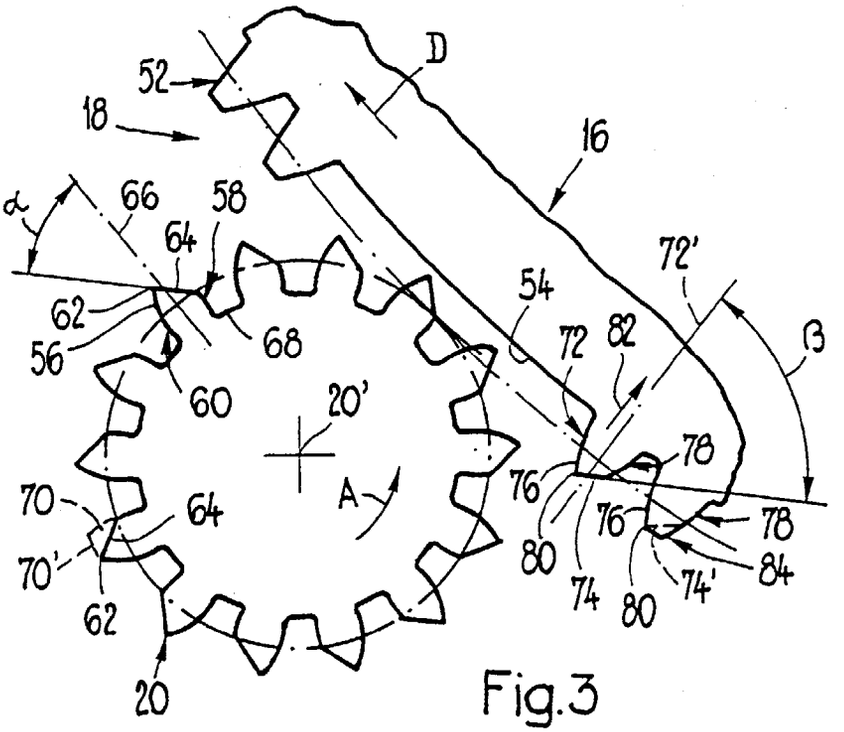

52
D
18
16
α
66
58
64
62
56
68
60
20'
54
72'
72
82
β
78
76
70
64
A
70'
62
20
80
74
76
78
74'
84
80

Fig.3