

(19)



(11)

EP 1 260 320 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
27.02.2008 Patentblatt 2008/09

(51) Int Cl.:
B25B 23/147^(2006.01) B25B 23/14^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **02010517.7**

(22) Anmeldetag: **10.05.2002**

(54) **Kraftgetriebener Schrauber mit Drehmomentbegrenzungskupplung**

Power driven screwdriver with overload release coupling

Tournevis motorisé avec ACCOUPLEMENT LIMITEUR DE COUPLE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**

(30) Priorität: **14.05.2001 DE 10124573**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
27.11.2002 Patentblatt 2002/48

(73) Patentinhaber: **C. & E. Fein GmbH
73529 Schwäbisch-Gmünd-Bargau (DE)**

(72) Erfinder: **Listl, Holger
70771 Leinfelden-Echterdingen (DE)**

(74) Vertreter: **Gahlert, Stefan et al
Witte, Weller & Partner,
Patentanwälte,
Postfach 105462
70047 Stuttgart (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**US-A- 2 052 152 US-A- 3 419 087
US-A- 4 947 714**

EP 1 260 320 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

[0001] Die Erfindung betrifft einen kraftgetriebenen Schrauber mit einer drehmomentabhängig auslösenden Drehmomentbegrenzungskupplung, die ein erstes Kupplungsteil, ein zweites Kupplungsteil, ein Federelement zur axialen Verspannung des ersten Kupplungsteils gegen das zweite Kupplungsteil und wenigstens einen zwischen den beiden Kupplungsteilen ablaufenden Wälzkörper in Form einer Rolle aufweist, über den die beiden Kupplungsteile bei einem Antrieb des Schraubers bis zum Erreichen eines voreingestellten Auslösemoments miteinander gekoppelt sind, wobei die Rolle auf einer an dem ersten Kupplungsteil gehaltenen Achse drehbar gelagert ist.

[0002] Ein derartiger Schrauber ist aus der US-A-2052152 bekannt.

[0003] Kraftgetriebene Schrauber zum Eindrehen und Lösen von Schrauben haben in der Vergangenheit herkömmliche Handschraubendreher zunehmend ersetzt. Im gewerblichen Bereich werden überwiegend kraftgetriebene Schrauber mit einer drehmomentabhängig auslösenden Drehmomentbegrenzungskupplung verwendet, da dort Schrauben in der Regel mit genau definierten Anzugsmomenten eingedreht werden sollen. Unter Schrauben werden hier im weitesten Sinne alle Arten von mit Gewinde versehenen Befestigungselementen verstanden, also insbesondere auch Schraubenmuttern.

[0004] Drehmomentbegrenzungskupplungen werden in einen Antriebsstrang zwischen einem Antrieb des Schraubers und einer Werkzeugaufnahme angeordnet. Die Drehmomentbegrenzungskupplung unterbricht die Verbindung zwischen dem Antrieb und der Werkzeugaufnahme, sobald eine eingedrehte Schraube mit der gewünschten Kraft in einem die Schraube aufnehmenden Gewinde verspannt ist. Das Drehmoment, mit dem der Antrieb des Schraubers dann auf die festsitzende Schraube wirkt, wird als Auslösemoment bezeichnet und kann in der Regel an der Drehmomentbegrenzungskupplung eingestellt werden. Damit der Antrieb nicht nach Lösen der Drehmomentbegrenzungskupplung leerläuft, wirkt die Drehmomentbegrenzungskupplung meist auf einen zusätzlichen Schalter, bei dessen Betätigung der Antrieb ausgeschaltet wird.

[0005] Aus der eingangs genannten US-A-2052152 ist ein Schrauber bekannt, dessen drehmomentabhängig auslösende Drehmomentbegrenzungskupplung eine erste federbelastete Kupplungshälfte aufweist, an der mehrere Rollen drehbar gelagert sind, die mit einer zugeordneten Nockenkurve an einer zweiten Kupplungshälfte zusammenwirken.

[0006] Ein gewisser Nachteil liegt darin, dass die Rollen entlang der Achsen, auf denen sie gehalten sind, aufwandern können und somit einem entsprechenden Verschleiß unterliegen.

[0007] Der Erfindung liegt somit die Aufgabe zugrunde, einen kraftgetriebenen Schrauber gemäß der eingangs genannten Art derart zu verbessern, dass die

Funktionsweise möglichst zuverlässig ist.

[0008] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass bei einem Schrauber gemäß der eingangs genannten Art die durch die Achse festgelegte Drehachse der Rolle zu einer Längsachse des ersten Kupplungsteiles beabstandet angeordnet ist.

[0009] Die Drehachse der Rolle verläuft somit nicht durch einen Radius des ersten Kupplungsteiles, sondern in einem Winkel hierzu. Dementsprechend ist auch die Laufrichtung der Rolle nicht tangential, sondern in einem Winkel zur Tangente festgelegt. Dies führt dazu, daß in einer der beiden möglichen Drehrichtungen, bei der es sich vorzugsweise um die Arbeitsrichtung zum Eindrehen von Schrauben handelt, die Rolle eine selbstzentrierende Bewegung ausführt. Die Rolle wandert deswegen nicht beim Abrollen nach außen und kann sich somit auch nicht in umgebende Gehäuseteile eingraben.

[0010] In einer Weiterbildung dieser Ausgestaltung ist es deswegen bevorzugt, wenn die Rolle auf der Achse fliegend gelagert ist.

[0011] Diese fliegende Lagerung, die durch die Selbstzentrierung der Rolle aufgrund der nicht durch die Längsachse des ersten Kupplungsteils verlaufenden Drehachse ermöglicht wird, vereinfacht die Lagerung der Rolle auf der Achse und verringert die Baugröße, da Befestigungsteile entfallen.

[0012] In zusätzlicher Weiterbildung dieser Ausgestaltung beträgt der kürzeste Abstand zwischen der Drehachse der Rolle und der Längsachse des ersten Kupplungsteils zwischen 5% und 15%, vorzugsweise zwischen 9% und 11%, des Abstandes zwischen der Mitte der Rolle und der Längsachse.

[0013] Es hat sich gezeigt, daß bei derart gewählten Werten für den kürzesten Abstand besonders gute Selbstzentrierungseigenschaften erzielbar sind.

[0014] Bei einer anderen bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist auf dem zweiten Kupplungsteil eine in Umfangsrichtung verlaufende Nockenlaufbahn ausgebildet, die sich aus mehreren, vorzugsweise drei, gleich ausgeführten Bahnabschnitten zusammensetzt.

[0015] Durch diese an sich bekannte Maßnahme kann das Kupplungsverhalten der Drehmomentbegrenzungskupplung auf konstruktiv einfache Weise durch die Ausbildung der Nockenlaufbahn beeinflusst werden. Dabei ist es weiter bevorzugt, wenn jeder Bahnabschnitt einen Nocken aufweist, dessen Flanken eine Auflaufseite und eine Ablaufseite für die Rolle bilden, die unterschiedliche Neigungen aufweisen können.

[0016] Insgesamt ist es bevorzugt, wenn eines der beiden Kupplungsteile drehfest mit einem Gehäuse des Schraubers und das andere Kupplungsteil drehfest mit einem ein Reaktionsmoment gegenüber einer Spindel aufnehmenden und gegenüber dem Gehäuse frei drehbaren Reaktionsteil eines Getriebes verbunden ist.

[0017] Gegenüber Drehmomentbegrenzungskupplungen, die unmittelbar zwischen zwei Abschnitten eines Antriebsstranges angeordnet sind, hat dies den Vorteil, daß keine Drehbewegung der beiden Kupplungsteile bei

geschlossener Drehmomentbegrenzungskupplung erfolgt. Dadurch wirken auf den wenigstens einen Wälzkörper keine nennenswerten Fliehkräfte, die zu dessen Verschleiß beitragen.

[0018] Vorzugsweise handelt es sich bei dem Reaktionsteil um ein mehrere Planetenräder aufnehmendes Hohlrad eines Planetenradgetriebes.

[0019] Planetenradgetriebe sind aufgrund ihrer Kräfteverteilung besonders zuverlässig und langlebig und eignen sich deswegen besonders für kraftgetriebene Schrauber im gewerblichen Bereich.

[0020] Besonders bevorzugt ist es, wenn das mit dem Gehäuse des Schraubers drehfest verbundene Kupplungsteil in axialer Richtung verschiebbar angeordnet ist.

[0021] Auf diese Weise wird die axiale Verschiebbarkeit und die Drehbarkeit auf unterschiedliche Kupplungsteile aufgeteilt, wodurch deren Festlegung im Gehäuse des Schraubers vereinfacht wird.

[0022] Bevorzugt ist es außerdem, wenn ein Schalter zum Abschalten des Schraubers vorgesehen ist, der durch das in axialer Richtung verschiebbar angeordnete Kupplungsteil betätigbar ist.

[0023] Auf diese Weise wird verhindert, daß ein Antrieb des Schraubers nach einem Lösen der Drehmomentbegrenzungskupplung weiter auf die Kupplungsteile wirkt und somit zu einem fortgesetzten Umlauf des wenigstens einen Wälzkörpers zwischen den beiden Kupplungsteilen führt.

[0024] Bei einer anderen an bevorzugten Ausgestaltung sind an den beiden Kupplungsteilen Rastelemente ausgebildet, über die bei einem Antrieb des Schraubers in einer Löserichtung die beiden Kupplungsteile unmittelbar miteinander verrasten.

[0025] Dadurch wird der Verschleiß der Rolle verringert, da die hohen, bei einem Lösen einer Schraube zwischen den Kupplungsteilen wirkenden Drehmomente über die Rastelemente, d.h. ohne Beteiligung der Rolle, übertragen werden. Unter einem Verrasten wird hier im übrigen jedes Herstellen einer formschlüssigen Verbindung zwischen den beiden Kupplungsteilen verstanden. Vorzugsweise kommen bei dem Formschluß die Rastelemente flächig in Anlage, so daß sich verformungsfrei auch größere Drehmomente zwischen den Kupplungsteilen übertragen lassen.

[0026] Es versteht sich, daß die vorstehend genannten und die nachstehend noch zu erläuternden Merkmale nicht nur in der jeweils angegebenen Kombination, sondern auch in anderen Kombinationen oder in Alleinstellung verwendbar sind, ohne den Rahmen der vorliegenden Erfindung zu verlassen.

[0027] Weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung eines Ausführungsbeispiels der Erfindung unter Bezugnahme auf die Zeichnung. Darin zeigen:

Fig. 1 einen vorderen Abschnitt eines erfindungsgemäßen Schraubers, wobei durch einen Gehäuseausschnitt schematisch angedeu-

tete Teile im Inneren des Schraubers erkennbar sind;

Fig. 2 einen axialen Schnitt durch einen Abschnitt eines Antriebsstrangs des in Fig. 1 dargestellten Schraubers, in dem ein Planetenradgetriebe und eine Drehmomentbegrenzungskupplung in teilgeschnittener Darstellung erkennbar sind;

Fig. 3 einen Schaltring der in Fig. 2 gezeigten Drehmomentbegrenzungskupplung in einer perspektivischen Darstellung;

Fig. 4 eine Draufsicht auf den Schaltring aus Fig. 3, bei der zusätzlich an dem Schaltring gelagerte Rollen dargestellt sind;

Fig. 5 eine schematische Darstellung der Anordnung der Achsen, um die die Rollen des in Fig. 4 gezeigten Schaltrings drehbar gelagert sind;

Fig. 6 einen Nockenring der in Fig. 2 gezeigten Drehmomentbegrenzungskupplung in einer perspektivischen Darstellung;

Fig. 7 eine Draufsicht auf den in Fig. 6 gezeigten Nockenring;

Fig. 8a-h jeweils einen Ausschnitt aus einer Abwicklung des in den Fig. 6 und 7 gezeigten Nockenrings mit verschiedenen Relativpositionen zwischen dem Nockenring und dem Schaltring.

[0028] In Fig. 1 ist ein erfindungsgemäßer Schrauber in einer Seitenansicht mit teilweise entferntem Gehäuseteil dargestellt und insgesamt mit 10 bezeichnet. Der Schrauber 10 weist ein Gehäuse 11 mit einem Hauptgehäuseteil 12 auf, an dem ein Griffabschnitt 16 ausgebildet ist. Von dort aus ist ein Hauptschalter 18 bequem für eine Bedienperson betätigbar. An dem vorderen Ende des Hauptgehäuseteils 12 ist drehbar ein Winkelkopfgehäuse 19 eines Winkelkopfes 20 befestigt, von dem rechtwinklig zu einer Längsachse des Schraubers 10 eine Werkzeugaufnahme 22 absteht. Derartige Schrauber werden üblicherweise als Stabwinkelschrauber bezeichnet und haben gegenüber herkömmlichen kraftgetriebenen Schraubern den Vorteil, daß das vom Schrauber aufgenommene Reaktionsmoment beim Eindrehen von Schrauben nicht zu einem Verdrehen des Schraubers um dessen Längsachse, sondern zu einem Verschwenken des Schraubers um die rechtwinklig abgewinkelte, durch die Werkzeugaufnahme 22 festgelegte Achse führt. Derartige Schwenkbewegungen lassen sich von einer Bedienperson leichter aufnehmen als Drehungen des Schraubers um seine Längsachse.

[0029] An dem Übergang zwischen dem Winkelkopfgehäuse 19 und dem Hauptgehäuseteil 12 ist ein Drehring 28 verdrehbar gegenüber dem Hauptgehäuseteil 12 angeordnet. Durch darin eingebrachte Schlitz 30, von denen in Fig. 1 nur der zum Betrachter weisende erkennbar ist, kann ein Werkzeug in den Schrauber 10 eingeführt werden, mit dem das Auslösemoment des Schraubers 10 in noch näher zu erläuternder Weise eingestellt werden kann.

[0030] Der Schrauber 10 weist einen beispielsweise als Elektromotor ausgeführten Antrieb 32 auf, der drehfest an einer gegenüber dem Hauptgehäuseteil 12 festgelegten Trägerhülse 34 befestigt ist. Der Antrieb 32 treibt über eine Zwischenwelle 36 ein Untersetzungsgetriebe in Form eines Planetenradgetriebes 38 an, welches abtriebsseitig eine Spindel 40 in Drehung versetzt. Die Spindel 40 treibt über eine in dem Winkelkopf 20 angeordnete Kegelradverzahnung 46 eine Werkzeugspindel 44 an, die an ihrem freien Ende die Werkzeugaufnahme 22 trägt.

[0031] Ferner ist in Fig. 1 eine Drehmomentbegrenzungskupplung 50 schematisch dargestellt, die ein Reaktionsmoment gegenüber der Spindel 40 aufnehmendes Reaktionsteil des Planetenradgetriebes 38 mit einer Stellhülse 52 kuppelt. Die Stellhülse 52 ist einstückig mit einem Winkelkopfgehäuse 19 ausgebildet oder über eines oder mehrere Zwischenteile drehfest mit diesem verbunden. Um den Winkelkopf 20 zu verdrehen, z.B. in die in Fig. 1 gestrichelt dargestellte Position, wird der gesamte Winkelkopf 20, d.h. das Winkelkopfgehäuse 19 mit darin aufgenommenen Lagern 55 und 56 für die Spindeln 40 und 44 sowie die Stellhülse 52, gegenüber der gehäusefesten Trägerhülse 34 entlang einer hier als Verschraubung ausgeführten Verstelleinrichtung 58 verdreht. Bei geschlossener Drehmomentbegrenzungskupplung 50 ist dabei auch das Reaktionsteil des Planetenradgetriebes 38 gegenüber dem Winkelkopf 20 drehfest festgelegt und über die Verstelleinrichtung 58 mit dem Antrieb 32 gekoppelt.

[0032] Fig. 2 zeigt in einem axialen Schnitt Einzelheiten von in Fig. 1 nur schematisch dargestellten Teilen im Inneren des Schraubers 10.

[0033] Auf einen Läuferstutzen 60 des in Fig. 2 nur angedeuteten Antriebs 32 ist eine Zwischenwelle 62 drehfest aufgeschoben, die einstückig mit einem ersten Sonnenrad 64 des zweistufig ausgeführten Planetenradgetriebes 38 ausgebildet ist. Das erste Sonnenrad 64 kämmt mit drei ersten Planetenrädern 66 einer ersten Planetenradstufe, von denen in Fig. 2 nur zwei erkennbar sind. Die ersten Planetenräder 66 sind an einem ersten Planetenradträger 68 drehbar befestigt und kämmen gleichzeitig mit einem Hohlrad 70, welches sich über die gesamte axiale Länge des Planetenradgetriebes 38 erstreckt. Der erste Planetenradträger 68 ist mit einem zweiten Sonnenrad 72 einstückig ausgebildet oder drehfest verbunden, welches mit zweiten Planetenrädern 74 kämmt. Die zweiten Planetenräder 74 sind ihrerseits an einem zweiten Planetenradträger 76 drehbar gelagert

und kämmen ebenfalls mit dem Hohlrad 70. Planetenradachsen 82, auf denen die zweiten Planetenräder 74 geführt sind, durchsetzen dabei den zweiten Planetenradträger 76 und bilden auf dessen getriebeabgewandter Seite Stutzen 80. Diese greifen an Flügeln eines Mitnahmerads 84 an, das die als Sechskant ausgeführte Spindel 40 antreibt und sich in axialer Richtung an einem von einem Sprengring 85 gehaltenen Ring 87 abstützt. Die Stutzen 80 und das Mitnahmerad 84 bilden zusammen eine Spielkupplung 86.

[0034] Das Hohlrad 70, welches gegenüber der Zwischenwelle 62 und der Spindel 40 ein Reaktionsmoment übernimmt und somit das Reaktionsteil des Planetenradgetriebes 38 darstellt, ist über ein Lager 88 drehbar in der mit dem Antrieb 32 verschraubten Trägerhülse 34 und der damit über die Verstelleinrichtung 58 verbundenen Stellhülse 52 aufgenommen. Das Hohlrad 70 ist an der Stellhülse 52 (bzw. einem damit drehfest verbundenen Teil) über die Drehmomentbegrenzungskupplung 50 festgelegt. Diese umfaßt einen drehfest in das Hohlrad 70 eingeschraubten Nockenring 90, dessen über das Hohlrad 70 hervorstehende Schulter 92 sich ebenfalls über das Lager 88 an der Stellhülse 52 abstützt, sowie einen Schaltring 96, der über eine Druckfeder 94 gegen den Nockenring 90 verspannt ist. Der Schaltring 96 ist axial, d.h. in Längsrichtung 95 der Spindel 40, verschiebbar, jedoch drehfest in einer mit der Stellhülse 52 verbundenen Zwischenhülse 98 aufgenommen. Die drehfeste, aber axial verschiebbare Anordnung des Schaltrings 96 wird mit Hilfe von ersten und zweiten Längsnuten 100 bzw. 102 erzielt, die auf einer Umfangsfläche des Schaltrings 96 bzw. innenseitig auf der Zwischenhülse 98 angeordnet sind und mit Führungskugeln 102 zusammenwirken. Über die in den ersten und zweiten Längsnuten 100 bzw. 101 abrollenden Führungskugeln 102 können der Schaltring 96 und die Zwischenhülse 98 zueinander in axialer Richtung verschoben werden, wobei ein in die Zwischenhülse 98 eingesetzter Sprengring 105 ein Herausfallen der Führungskugeln 102 verhindert.

[0035] An der dem Nockenring 90 zugewandten Seite des Schaltrings 96 sind umfangsseitig drei Rollen 104 auf Achsen 106 drehbar befestigt. Die Rollen 104 können auf einer Nockenlaufbahn 108 abrollen, die auf einer dem Schaltring 96 zugewandten Stirnseite des Nockenrings 90 ausgebildet ist. An der dem Nockenring 90 zugewandten Stirnseite des Schaltrings 96 sind außerdem drei Vorsprünge 109 ausgebildet, deren Funktion anhand der Fig. 3 bis 8 näher erläutert werden wird.

[0036] Rückwärtig stützt sich die Druckfeder 94 an einer Spannscheibe 110 ab, die in axialer Richtung verschiebbar in der Zwischenhülse 98 aufgenommen ist. Auf die Spannscheibe 110 wirken vier über den Umfang gleichmäßig verteilte Spannbolzen 112 ein, die in Bohrungen 114, die in einer Schulter der Zwischenhülse 98 angebracht sind, geführt sind und sich an einem Stelling 116 abstützen. Der Stelling 116 läßt sich auf einem außen an der Zwischenhülse 98 aufgebrachten Gewinde-

abschnitt 118 in der Längsrichtung 95 durch Verdrehen verschieben. Eine Längsverschiebung des Stellrings 116 auf dem Gewindeabschnitt 118 der Zwischenhülse 98 wird über die Spannbolzen 112 und die Spannscheibe 110 auf die Druckfeder 94 übertragen, so daß auf diese Weise die Vorspannung zwischen dem Schaltring 96 und dem Nockenring 90 verändert werden kann. Zur Betätigung des Stellrings 116 wird ein Werkzeug, z.B. ein Schraubendreher, durch einen der Schlitze 30 im Drehring 28 (siehe Fig. 1) hindurch in eine von mehreren an dem Stellring 116 ausgebildeten Steckbuchsen 122 eingeführt. Sodann kann der Stellring 116 zusammen mit dem Drehring 28 so weit verdreht werden, bis die gewünschte Verspannung der Druckfeder 94 und damit das Auslösemoment der Drehmomentbegrenzungskupplung 50 erreicht ist.

[0037] Während des Eindrehens einer Schraube liegen die Rollen 104 an auf der Nockenbahn 108 ausgebildeten Nocken derart an, daß das auf das Hohlrad 70 ausgeübte Reaktionsmoment über die Nocken, die Rollen 104 und den Schaltring 96 auf die Zwischenhülse 98 und dadurch auf die drehfest damit verbundene Stellhülse 52 übertragen wird, so daß das Hohlrad 70 während des Eindrehens einer Schraube ruht. Wenn das Drehmoment zunimmt, so wächst das auf den Nockenring 90 wirkende Drehmoment soweit an, bis sich schließlich der Nockenring 90 zu drehen beginnt und dabei mit seinen Nocken die Rollen 104 und damit den Schaltring 96 entgegen der Kraft der Druckfeder 94 anhebt. Bei weiterer Drehung des Nockenrings 90 läuft dieser mit seinen Nocken unter den Rollen 104 hinweg, so daß sich die Rollen 104 mit dem Schaltring 96 schließlich wieder unter dem Druck der Druckfeder 94 absenken.

[0038] Während der Drehung des Nockenrings 90 und des damit verbundenen Hohlrads 70 ist das Planetenradgetriebe 38 nicht mehr drehfest festgelegt, so daß das vom Antrieb 32 auf die Spindel 40 ausgeübte Drehmoment praktisch auf Null reduziert wird. Bei dem Anheben des Schaltrings 96 entgegen der Kraft der Druckfeder 94 löst der Schaltring 96 einen Schalter 124 aus, der durch die Zwischenhülse 98 in einen oberhalb des Schaltrings 96 verbleibenden Freiraum 128 hineinragt. Der Schalter 124 unterbricht die Spannungsversorgung für den Antrieb 32 und stellt damit sicher, daß sich nach Überschreiten des Auslösemomentes der Nockenring 90 nicht mehrfach unter dem Schaltring 96 hinwegdreht.

[0039] Fig. 3 zeigt den Schaltring 96 in einer perspektivischen Darstellung. Der Schaltring 96 ist in drei Abschnitte 136, 138 und 140 unterschiedlichen Durchmessers unterteilt. An den ersten Abschnitt 136 mit dem größten Durchmesser sind auf dem Umfang die Längsnuten 100 in gleichmäßigen Winkelabständen verteilt. Über diese Längsnuten 100 wird der Schaltring 96 in axialer Richtung verschiebbar, aber drehfest mit Hilfe der Führungskugeln 102 an der Zwischenhülse 98 gehalten. An den ersten Abschnitt 136 schließt sich der zweite Abschnitt 138 und daran der dritte Abschnitt 140 an. Dieser dritte Abschnitt 140 ist umfangseitig mit drei Bohrungen

142 versehen, die der Aufnahme der Achsen 106 dienen und von denen in Fig. 3 nur die zum Betrachter weisende Bohrung erkennbar ist. Der Mündungen der Bohrungen 142 umgebende Bereich des zweiten Abschnitts 138 und des dritten Abschnitts 140 ist eben angefräst, um eine Anlagefläche für die Rollen 104 zu schaffen.

[0040] Auf der im montierten Zustand zum Nockenring 90 weisenden Stirnseite 143 des Schaltrings 96 befindet sich eine ebene Stirnfläche 144, die eine Gleitfläche des Schaltrings 96 bildet. Von der Stirnfläche 144 stehen die drei Vorsprünge 109 ab, die ebenfalls Gleitflächen des Schaltrings 96 bilden. Durch den gesamten Schaltring 96 erstreckt sich zentral eine Bohrung 148, durch die im montierten Zustand die Spindel 40 frei drehbar verläuft.

[0041] Fig. 4 zeigt eine Draufsicht auf die Stirnseite 143 des in Fig. 3 dargestellten Schaltrings 96. In dieser Darstellung sind auch an dem Schaltring 96 befestigte Rollen 104 gezeigt. Ferner sind in der Draufsicht aus Fig. 4 die Längsnuten 100 sowie die Vorsprünge 109 erkennbar. Gestrichelt angedeutet sind die durch die Lage der Achsen 106 vorgegebenen Drehachsen 152 der Rollen 104. Wie dies in Fig. 4 gut erkennbar ist, verlaufen die Drehachsen 152 beabstandet zu der senkrecht zur Stirnfläche 144 angeordneten Längsachse des Schaltrings 96. Die Drehachsen 152 treffen sich deswegen nicht in einem gemeinsamen Punkt auf dieser Längsachse, sondern sind jeweils versetzt zu einem den Umfang und die Längsachse verbindenden Radius angeordnet.

[0042] Die Wirkung dieses Versatzes der Drehachsen 152 wird nun anhand der schematischen Darstellung der Fig. 5 erläutert. Durch ein Kreuz ist die Längsachse 154 des Schaltrings 96 angedeutet. Zwischen einer in Fig. 5 durchgezogen dargestellten Drehachse 152 und der Längsachse 154 verbleibt ein durch zwei Pfeile angelegter Abstand 156, der zwischen 5% und 15%, vorzugsweise zwischen 9% und 11% des Abstandes zwischen der mit 158 gekennzeichneten Mitte einer um die Drehachse 152 drehenden Rolle und der Längsachse 154 beträgt. Durch einen Pfeil ist die senkrecht zur Drehachse 152 verlaufende Laufrichtung 160 einer Rolle angedeutet.

[0043] Gestrichelt dargestellt ist in Fig. 5 eine vektorielle Zerlegung der Laufrichtung 160 in eine tangentielle Bewegungskomponente 163 und eine radial nach innen weisende Bewegungskomponente 164. Die tangentielle Bewegungskomponente 163 entspricht dabei der Laufrichtung einer Rolle, deren Achse nicht beabstandet zur Längsachse 154, sondern durch diese hindurch verläuft. Bei einer solchen Laufrichtung wäre daher keine radiale Bewegungskomponente vorhanden.

[0044] Bei dem neuen Schrauber ist jedoch der Abstand 156 zwischen der Drehachse 152 und der Längsachse 154 und somit auch die radial nach innen weisende Bewegungskomponente 164 von Null verschieden, was zu einer Selbstzentrierung der Rollen 104 führt. Die nach innen weisende Bewegungskomponente 164 bewirkt mit anderen Worten, daß die Rollen 104, wenn sich der Nockenring 90 unter ihnen hinweg bewegt, nicht oder nur

unwesentlich radial nach außen wandern und sich somit nicht in die umliegende Trägerhülse 34 eingraben. Daher können die Rollen 104 fliegend auf den Achsen 106 gelagert werden. Gleichzeitig werden Verschleißerscheinungen an den Rollen 104 und der umliegenden Trägerhülse 34 verringert und eine sichere Funktion gewährleistet, da reibungsbedingte Probleme vermieden werden.

[0045] In den Fig. 6 und 7 ist der Nockenring 90 in einer perspektivischen Darstellung bzw. in einer Draufsicht auf eine im montierten Zustand zu dem Schaltring 96 weisenden Stirnseite 165 gezeigt. In Fig. 6 ist zunächst ein Außengewinde 166 erkennbar, mit dem der Nockenring 90 in das Hohlrad 70 eingeschraubt ist. Auf der außen liegenden Nockenlaufbahn 108 sind drei Nocken 168 ausgebildet, die jeweils eine steilere Auflaufseite 170 und eine flacher ausgeführte Ablaufseite 172 aufweisen. Die Nockenlaufbahn 108 setzt sich somit auf drei gleich ausgebildeten Bahnabschnitten zusammen, deren Grenzen aufgrund der periodischen Anordnung natürlich willkürlich festlegbar sind. In Fig. 7 sind diese Grenzen so festgelegt, daß sie mit den von den Nocken 168 abgewandten Enden der Auflaufseiten 170 zusammenfallen und dadurch einen ersten, einen zweiten und einen dritten Bahnabschnitt 176, 178 bzw. 180 bilden.

[0046] Die Nockenlaufbahn 108 umschließt drei beabstandet voneinander angeordnete Stufen 184, die auf der einen Seite von Absätzen 196 und auf den gegenüberliegenden Seiten von den sich dort über die gesamte Ringbreite erstreckenden Auflaufseiten 170 der Nocken 168 begrenzt werden. Die Stufen 184 stellen dabei sich in einer Radialebene erstreckende Gleitflächen des Nockenrings 90 dar, auf denen der Schaltring 96 mit seiner Stirnfläche 144 oder seinen Vorsprüngen 109 in Anlage gelangen und entlang gleiten kann. Durch die Absätze 196 werden ferner Rastelemente gebildet, an denen, wenn die Stirnfläche 144 auf den Stufen 184 aufliegt, die Vorsprünge 109 bei einer relativen Drehung zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 anschlagen können. Auf diese Weise wird eine Verrastung zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 erzielt, die eine weitere Relativbewegung in dieser Drehrichtung verhindert.

[0047] Die beim Eindrehen und Lösen von Schrauben zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 stattfindenden Abläufe werden im folgenden anhand der Fig. 8a bis 8h näher erläutert.

[0048] Darin sind auf der unteren Seite jeweils eine sich über annähernd zwei Bahnabschnitte erstreckende Abwicklung des Nockenrings 90 dargestellt. Die durchgezogen gezeichnete Linie entspricht dabei der Kontur der Nockenlaufbahn 108, während die gestrichelt dargestellte Linie die Kontur der Stufen 184 kennzeichnet, die von dazwischen liegenden Absenkungen 192 voneinander getrennt sind. Um einen Vergleich mit der Draufsicht aus Fig. 7 zu erleichtern, sind in beiden Figuren jeweils drei Referenzlinien 186, 188 und 190 eingezeichnet. Die Referenzlinie 186 kennzeichnet dabei die Scheitelpunkte der Nocken 168 und die Referenzlinie 188 die Absätze

196. Mit der Referenzlinie 190 ist das Ende der Ablaufseiten 172 bezeichnet, an das sich die Absenkungen 192 anschließen, die nahtlos in die Auflaufseiten 170 des folgenden Nockens übergehen.

[0049] Ferner ist in den Fig. 8a bis 8h ein Ausschnitt aus dem Schaltring 96 gezeigt, in dem eine der Rollen 104 sowie einer der Vorsprünge 109 unterhalb der Stirnfläche 144 erkennbar sind. Da sich die Anordnung der Rollen 104 und Vorsprünge 109 in gleicher Weise periodisch wiederholt wie die Kontur der Nockenlaufbahn 108, ist an dem Schaltring 96 nur eine der Rollen 104 und einer der Vorsprünge 109 wiedergegeben. Außerdem ist die in den Fig. 8a bis 8h gezeigte Relativbewegung zwischen dem Schaltring 96 und der Nockenbahn 108 aus Gründen der besseren Verständlichkeit derart dargestellt, als bewege sich der Schaltring 96 über die feststehende Nockenlaufbahn 108 hinweg. Tatsächlich aber bewegt sich, wie dies oben bereits erläutert wurde, der Nockenring 90 unter dem Schaltring 96 hinweg. Wenn also im folgenden z.B. davon gesprochen wird, daß sich die Rollen 104 über die Nocken 168 hinweg bewegen, so ist damit tatsächlich gemeint, daß sich die Nocken 168 unter den feststehenden Rollen 104 hinweg bewegen.

[0050] Fig. 8a zeigt die gegenseitige Anordnung des Nockenrings 90 und des Schaltrings 96 zu einem Zeitpunkt, zu dem die Drehmomentbegrenzungskupplung 50 gerade gelöst wurde, so daß die Rollen 104 über die Nocken 168 bereits hinweg gerollt sind. Die Rollen 104 liegen dabei auf den Ablaufseiten 172 der Nocken 168 auf, während sowohl die Stirnfläche 144 als auch die Vorsprünge 109 sich beabstandet von den darunter liegenden Stufen 184 über den Nockenring 90 hinweg bewegen.

[0051] Nach einer weiteren Bewegung (Fig. 8b) in Richtung eines Pfeiles 194 laufen die Rollen 104 auf den Ablaufseiten 172 ab, wobei sich der Schaltring 96 langsam dem Nockenring 90 nähert. Die Vorsprünge 109 vollziehen diese Bewegung mit, bis sie, wie dies in Fig. 8c gezeigt ist, schließlich mit ihren Stirnflächen auf die Stufen 184 aufgleiten. Zu diesem Zeitpunkt werden die Rollen 104 entlastet, wobei dieser Entlastungsvorgang aufgrund der relativ flachen Steigung der Ablaufseiten 172 quasikontinuierlich erfolgt. In Fig. 8c begrenzen zwei weitere Referenzlinien 195a und 195b einen Teilabschnitt 197 der Nockenlaufbahn 108, der zu keinem Zeitpunkt von den Rollen 104 berührt wird. Der Schaltring 96 liegt dann an den Stufen 184 des Nockenrings 90 ausschließlich mit seiner Stirnfläche 144 oder seinen Vorsprüngen 109 an.

[0052] In Fig. 8d ist erkennbar, daß sich die Rollen 104 bereits von der Nockenlaufbahn 108 abgehoben haben, so daß der Schaltring 96 nur noch mit den Vorsprüngen 109 auf den Stufen 184 des Nockenrings 90 aufliegt. Bei weiterer Bewegung in Richtung des Pfeiles 194 rutschen die Vorsprünge 109 über die den Übergang zwischen den Stufen 184 und den Absenkungen 192 bildenden Absätze 196, wodurch sich der Schaltring 96 geringfügig

gegenüber dem Nockenring 90 absenkt, so daß sich nunmehr der Schaltring 96 gegenüber dem Nockenring 90 über seine Stirnfläche 144 auf den Stufen 184 abstützt (Fig. 8e).

[0053] Dieser Zustand bleibt auch bei weiterer Vorwärtsbewegung erhalten (Fig. 8f), bis schließlich die Rollen 104 an den Auflaufseiten 170 der jeweils nächsten Nocken 168 anschlagen und bereit für das Eindrehen einer weiteren Schraube sind (Fig. 8g). In diesem Moment wird nämlich die Drehmomentbegrenzungskupplung 50 wieder geschlossen, da nun ein Drehmomentübertrag zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 über die Rollen 104 entlang der Auflaufseiten 170 erfolgen kann. Während die Rollen 104 an den Auflaufseiten 170 der Nocken 168 anliegen, um beim Eindrehen von Schrauben ein Drehmoment zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 zu übertragen, stützt sich der Schaltring gleichzeitig in axialer Richtung über seine Stirnfläche 144 an den Stufen 184 ab. Dadurch wird eine Doppelbelastung der Rollen 104 durch die von der Druckfeder 94 ausgeübte Druckkraft und durch das vom Antrieb 32 ausgeübte Drehmoment vermieden.

[0054] Während des Lösens der Drehmomentbegrenzungskupplung 50 hat sich der Schaltring 96 so weit in axialer Richtung verschoben, daß der Schalter 124 betätigt und somit der Antrieb 32 des Schraubers 10 abgeschaltet wurde. Zu dem Zeitpunkt also, zu dem die Rollen 104 wieder an den Auflaufseiten 170 anschlagen, ist der Antrieb 32 bereits stromlos, so daß kein nennenswertes Drehmoment mehr zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 wirkt, bis der Antrieb 32 erneut von der Bedienperson einschaltet wird.

[0055] Falls sich nun die Bedienperson keine weitere Schraube eindrehen möchte, sondern eine Umkehr der Drehrichtung des Schraubers 10 veranlaßt, so kommt es zu einer entgegengesetzten Relativbewegung zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96, die durch einen Pfeil 198 in Fig. 8h angedeutet ist. Der Schaltring 96 bewegt sich daraufhin wieder zurück, wobei er nach wie vor mit seiner Stirnfläche 144 auf den Stufen 184 aufliegt. Bevor jedoch die Rollen 104 wieder die Ablaufseiten 172 berühren, gelangen die Vorsprünge 109 mit den Absätzen 196 in Anlage, wodurch die oben bereits angesprochene Verrastung zwischen dem Nockenring 90 und dem Schaltring 96 erzielt wird.

[0056] Über diese Verrastung kann nun ein Drehmomentübertrag zwischen dem Antrieb 32 und der Spindel 40 erfolgen, der erheblich höhere Werte annehmen kann als der Drehmomentübertrag, der zwischen den Rollen 104 und den Auflaufseiten 170 der Nocken 168 möglich ist. Auf diese Weise wird ein asymmetrisches Auslöseverhalten erzielt.

[0057] Die Verrastung zwischen den Vorsprüngen 109 und den Absätzen 196 führt zu einer erheblichen Verringerung des Verschleißes zwischen den Teilen der Drehmomentbegrenzungskupplung 50, da die beim Lösen von Schrauben erforderlichen höheren Drehmomente

nicht von den Rollen 104 aufgenommen zu werden brauchen. Da die Vorsprünge 109 flächig an den Absätzen 196 anliegen, treten auch bei höheren Drehmomenten keine punktuellen Druckspitzen auf, die zu einer Verformung oder einem nennenswerten Abrieb der zusammenwirkenden Teile führt.

Patentansprüche

1. Kraftgetriebener Schrauber (10) mit einer drehmomentabhängig auslösenden Drehmomentbegrenzungskupplung (50), die ein erstes Kupplungsteil (96), ein zweites Kupplungsteil (90), ein Federelement (94) zur axialen Verspannung des ersten Kupplungsteils (96) gegen das zweite Kupplungsteil (90) und wenigstens einen zwischen den beiden Kupplungsteilen (90, 96) ablaufenden Wälzkörper (104) in Form einer Rolle aufweist, über den die beiden Kupplungsteile (90, 96) bei einem Antrieb des Schraubers (10) bis zum Erreichen eines voreingestellten Auslösemoments miteinander gekoppelt sind, wobei die Rolle (104) auf einer an dem ersten Kupplungsteil (96) gehaltenen Achse (106) drehbar gelagert ist, **dadurch gekennzeichnet, daß** die durch die Achse (106) festgelegte Drehachse (152) der Rolle (104) zu einer Dreh- und Längsachse (154) des ersten Kupplungsteils (96) beabstandet angeordnet ist.
2. Schrauber nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Rolle (104) auf der Achse (106) fliegend gelagert ist.
3. Schrauber nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** der kürzeste Abstand (156) zwischen der Drehachse (152) der Rolle (104) und der Längsachse (154) des ersten Kupplungsteils (96) zwischen 5% und 15%, vorzugsweise zwischen 9% und 11%, des Abstandes zwischen der Mitte (158) der Rolle (104) und der Längsachse (154) beträgt.
4. Schrauber nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** auf dem zweiten Kupplungsteil (90) eine in Umfangsrichtung verlaufende Nockenlaufbahn (108) ausgebildet ist, die sich aus mehreren, vorzugsweise drei, gleich ausgeführten Bahnabschnitten (176, 178, 180) zusammensetzt.
5. Schrauber nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** jeder Bahnabschnitt (176, 178, 180) einen Nocken (168) aufweist, dessen Flanken eine Auflaufseite (170) und eine Ablaufseite (172) für die Rolle (104) bilden.
6. Schrauber nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** eines der bei-

den Kupplungsteile (96) drehfest mit einem Gehäuse (11) des Schraubers (10) und das andere Kupplungsteil (90) drehfest mit einem ein Reaktionsmoment gegenüber einer Spindel (40) aufnehmenden und gegenüber dem Gehäuse (11) frei drehbaren Reaktionsteil (70) eines Getriebes (38) verbunden ist.

7. Schrauber nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Reaktionsteil ein mehrere Planetenräder (66, 74) aufnehmendes Hohlrad (70) eines Planetenradgetriebes (38) ist.
8. Schrauber nach Anspruch 6 oder 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** das mit dem Gehäuse (11) des Schraubers (10) drehfest verbundene Kupplungsteil (96) in axialer Richtung (95) verschiebbar angeordnet ist.
9. Schrauber nach Anspruch 8, **gekennzeichnet durch** einen Schalter (124) zum Abschalten des Schraubers (10), der **durch** das in axialer Richtung verschiebbar angeordnete Kupplungsteil (96) betätigbar ist.
10. Schrauber nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** an den beiden Kupplungsteilen (90, 96) Rastelemente (109, 196) ausgebildet sind, über die bei einem Antrieb des Schraubers (10) in einer Löserichtung die beiden Kupplungsteile (90, 96) unmittelbar miteinander verrasten.

Claims

1. A power screwdriver (10) with a torque limiting clutch (50) with torque-dependent disengagement, which comprises a first clutch part (96), a second clutch part (90), a spring element (94) for axially tensioning the first clutch part (96) towards the second clutch part (90) and at least one roll body (104) in the form of a roller running between the two clutch parts (90, 96), by means of which roll body the two clutch parts (90, 96) are coupled together in the event of drive of the screwdriver (10) until a preset disengagement torque is reached, the roller (104) being mounted rotatably on an axle (106) mounted on the first clutch part (96), **characterised in that** the axis of rotation (152) of the roller (104), fixed by the axle (106), is arranged at a distance from a longitudinal axis of rotation (154) of the first clutch part (96).
2. A screwdriver according to claim 1, **characterised in that** the roller (104) is mounted floatingly on the axle (106).
3. A screwdriver according to claim 1 or claim 2, **char-**

acterised in that the shortest distance (156) between the axis of rotation (152) of the roller (104) and the longitudinal axis (154) of the first clutch part (96) is between 5% and 15%, preferably between 9% and 11%, of the distance between the middle (158) of the roller (104) and the longitudinal axis (154).

4. A screwdriver according to any one of the preceding claims, **characterised in that** a circumferentially extending cam track (108) is formed on the second clutch part (90), which cam track is composed of two or more, preferably three, track portions (176, 178, 180) of identical construction.
5. A screwdriver according to claim 4, **characterised in that** each track portion (176, 178, 180) comprises a cam (168), whose flanks form a run-up side (170) and a run-down side (172) for the roller (104).
6. A screwdriver according to any one of the preceding claims, **characterised in that** one of the two clutch parts (96) is connected non-rotatably to a housing (11) of the screwdriver (10) and the other clutch part (90) is connected non-rotatably to a reaction element (70) of a gear system (38) absorbing a reaction torque relative to a spindle (40) and freely rotatable relative to the housing (11).
7. A screwdriver according to claim 6, **characterised in that** the reaction element is a ring gear (70) of a planetary gear system (38), said ring gear (70) accommodating a plurality of planetary wheels (66, 74).
8. A screwdriver according to claim 6 or claim 7, **characterised in that** the clutch part (96) connected non-rotatably to the housing (11) of the screwdriver (10) is arranged to be displaceable in the axial direction (95).
9. A screwdriver according to claim 8, **characterised by** a switch (124) for switching off the screwdriver (10), which switch may be actuated by the clutch part (96) arranged to be displaceable in the axial direction.
10. A screwdriver according to any one of the preceding claims, **characterised in that** latching elements (109, 196) are provided on the two clutch parts (90, 96), by means of which the two clutch parts (90, 96) latch directly together upon drive of the screwdriver (10) in an unscrewing direction.

Revendications

1. Visseuse dynamométrique (10) comportant un dispositif d'accouplement limiteur de couple (50) se dé-

clenchant en fonction du couple, qui présente un premier élément de couplage (96), un deuxième élément de couplage (90), un élément formant ressort (94) permettant la tension axiale du premier élément de couplage (96) contre le deuxième élément de couplage (90) et au moins un corps de roulement (104) sous forme de rouleau roulant entre les deux éléments de couplage (90, 96), par le biais duquel les deux éléments de couplage (90, 96) sont couplés l'un à l'autre lors d'un entraînement de la visseuse (10) jusqu'à ce que le moment de déclenchement préréglé soit atteint, le rouleau (104) étant logé de manière rotative sur un axe (106) maintenu au niveau du premier élément de couplage (96), **caractérisée en ce que** l'axe de rotation (152) du rouleau (104) déterminé par l'axe (106) est espacé d'un axe de rotation et longitudinal (154) du premier élément de couplage (96).

2. Visseuse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** le rouleau (104) est disposé en porte-à-faux sur l'axe (106). 20
3. Visseuse selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** la distance la plus courte (156) entre l'axe de rotation (152) du rouleau (104) et l'axe longitudinal (154) du premier élément de couplage (96) est compris entre 5 % et 15 %, de préférence entre 9 % et 11 %, de la distance entre le milieu (158) du rouleau (104) et l'axe longitudinal (154). 25 30
4. Visseuse selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'une** piste de came (108) s'étendant dans la direction périphérique, qui se compose de plusieurs, de préférence 35 trois, sections de piste (176, 178, 180) de même construction, est réalisée sur le deuxième élément de couplage (90).
5. Visseuse selon la revendication 4, **caractérisée en ce que** chaque section de piste (176, 178, 180) présente une came (168), dont les flancs forment un côté ascendant (170) et un côté descendant (172) pour le rouleau (104). 40 45
6. Visseuse selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce qu'un** des deux éléments de couplage (96) est relié de manière solidaire en rotation à un boîtier (11) de la visseuse (10) et l'autre élément de couplage (90) est relié de 50 manière solidaire en rotation à un élément de réaction (70) d'une transmission (38) pouvant tourner librement par rapport au boîtier (11) et absorbant un moment de réaction par rapport à une broche (40). 55
7. Visseuse selon la revendication 6, **caractérisée en ce que** l'élément de réaction est une couronne (70), recevant plusieurs roues planétaires (66, 74), d'un

engrenage de roue planétaire (38).

8. Visseuse selon la revendication 6 ou 7, **caractérisée en ce que** l'élément de couplage (96) relié de manière solidaire en rotation au boîtier (11) de la visseuse (10) est disposé de manière mobile dans la direction axiale (95). 5
9. Visseuse selon la revendication 8, **caractérisée par** un interrupteur (124) permettant de mettre hors circuit la visseuse (10), qui peut être actionné par l'élément de couplage (96) disposé de manière mobile dans la direction axiale. 10
10. Visseuse selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** des éléments d'encliquetage (109, 196) sont réalisés au niveau des deux éléments de couplage (90, 96), par le biais desquels les deux éléments de couplage (90, 96) s'enclenchent directement l'un avec l'autre lors d'un entraînement de la visseuse (10) dans une direction de libération. 15 20 25 30 35 40 45 50 55

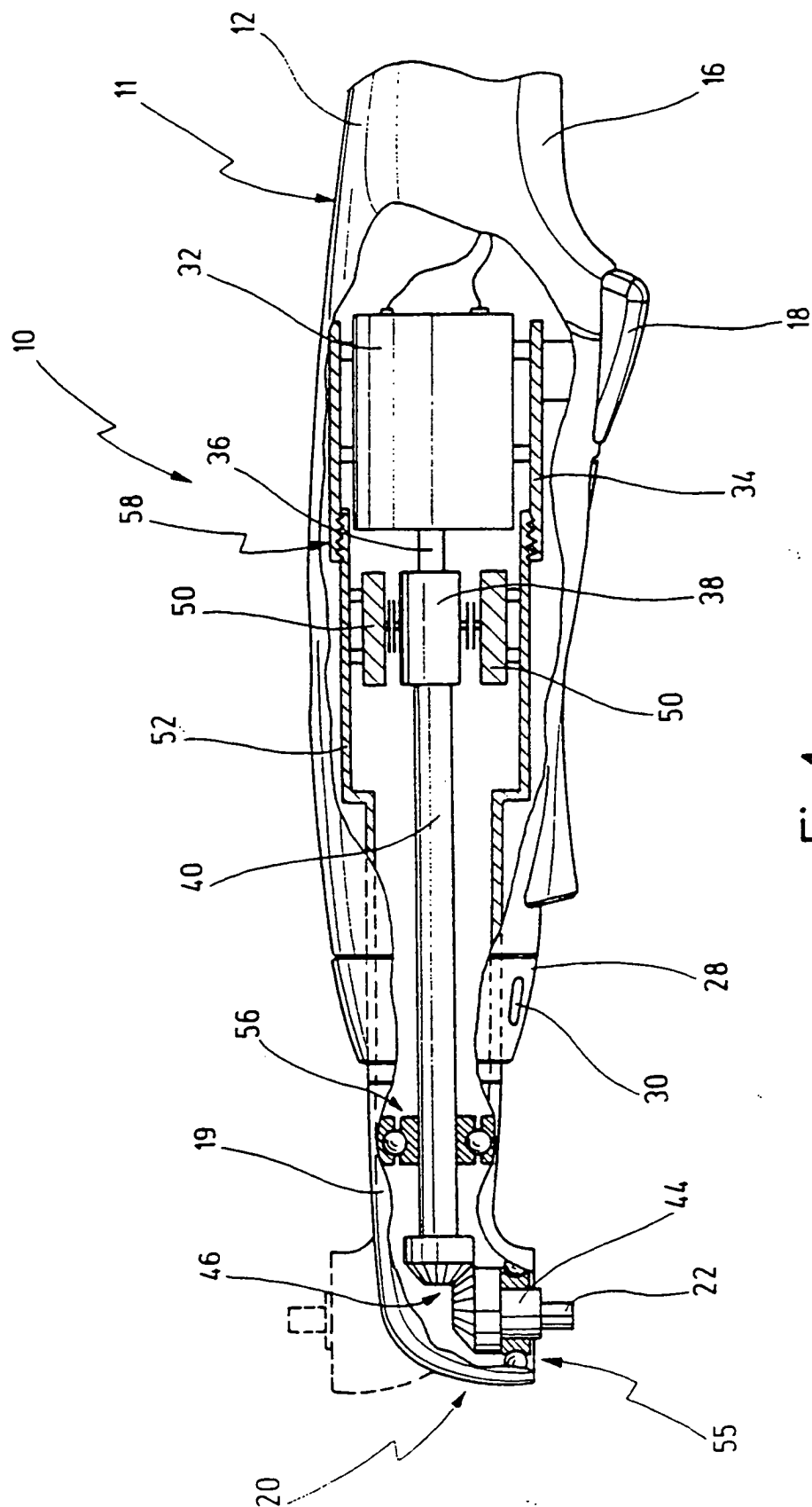


Fig.1

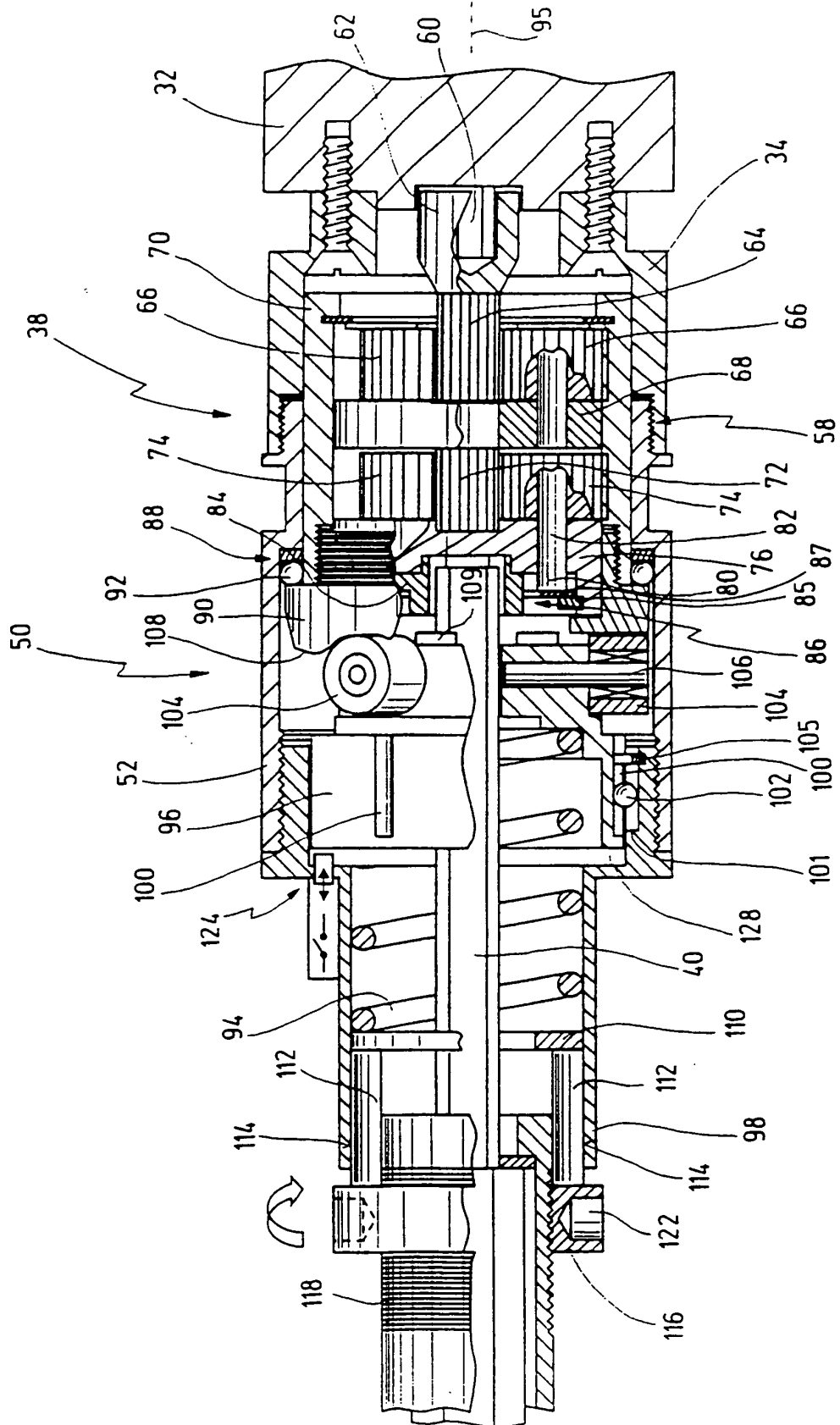


Fig.2

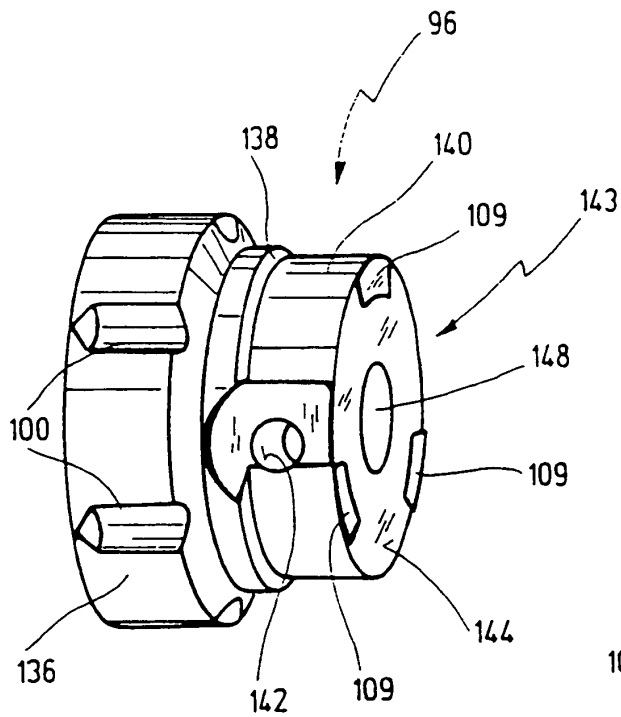


Fig.3

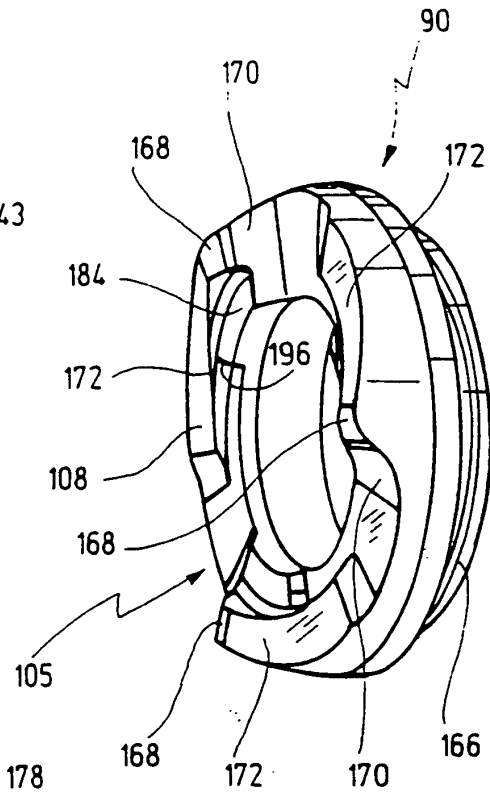


Fig.6

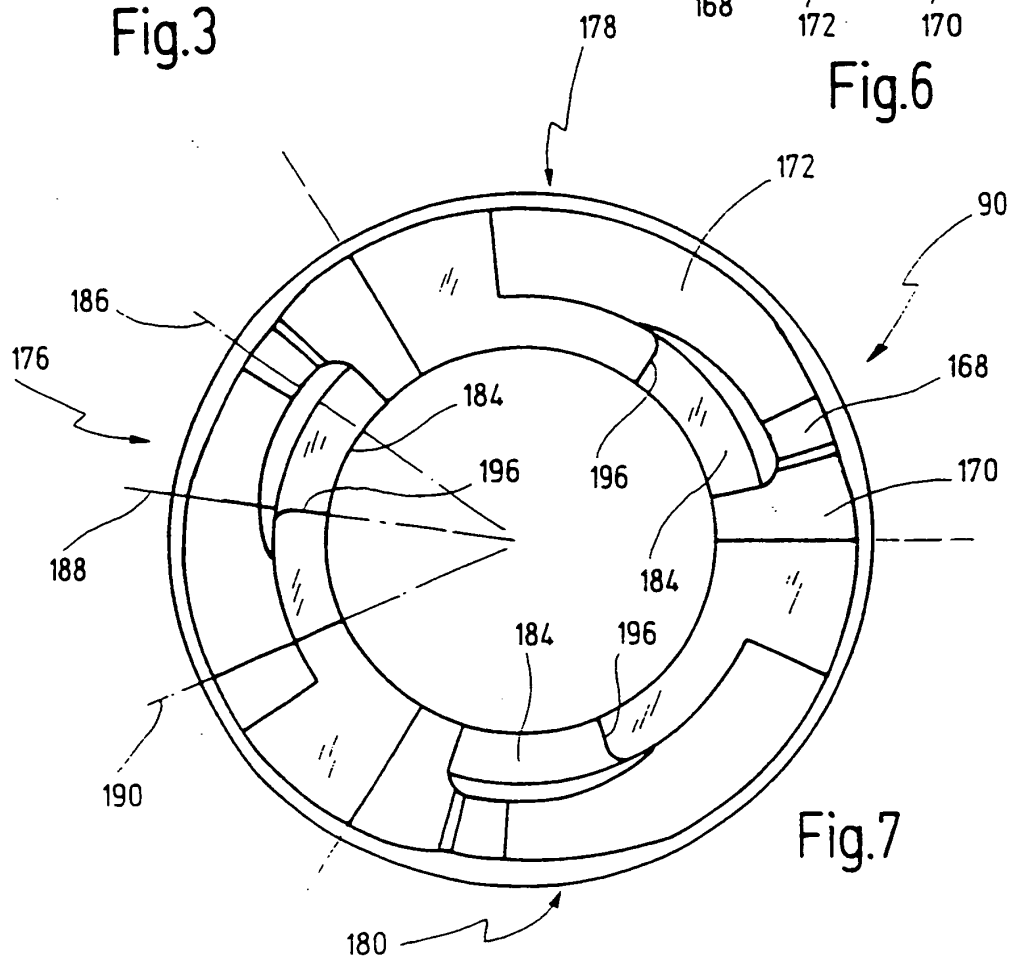


Fig.7

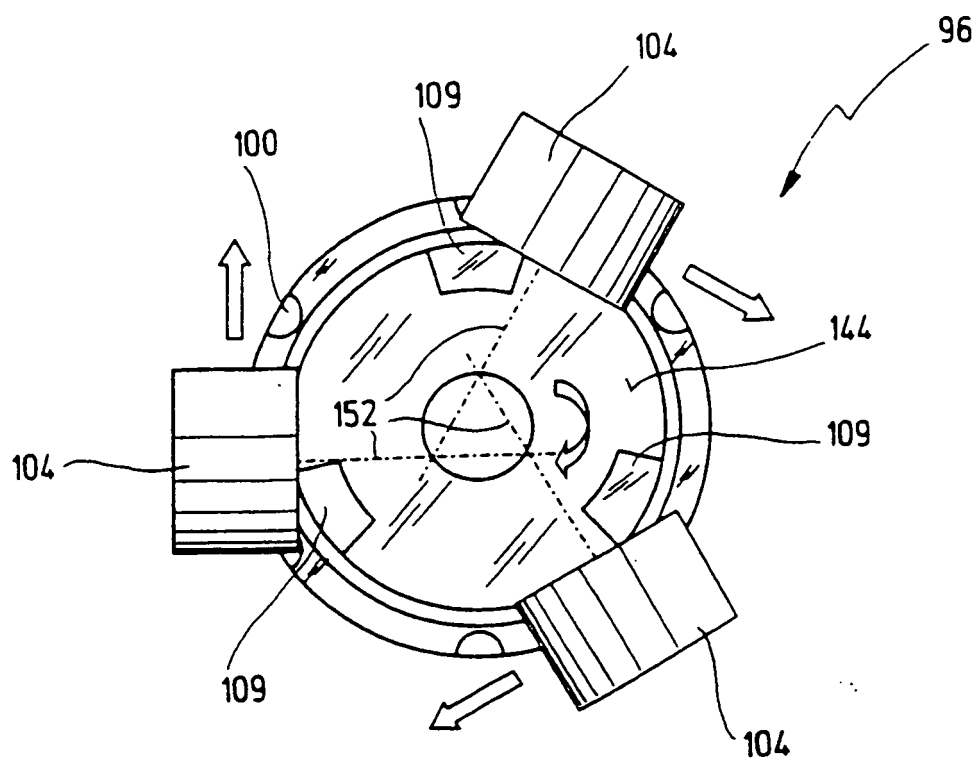


Fig.4

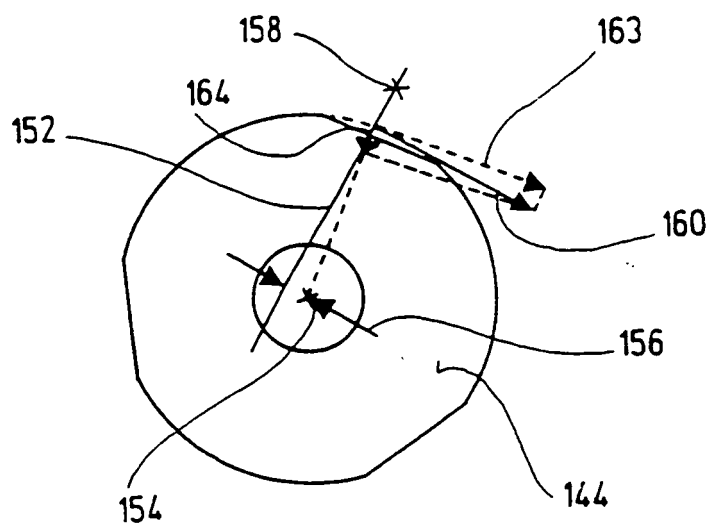
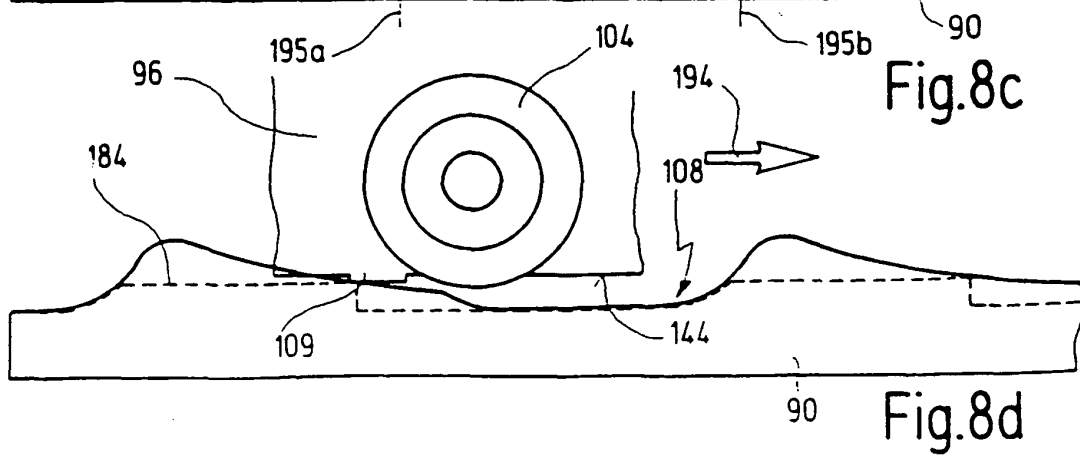
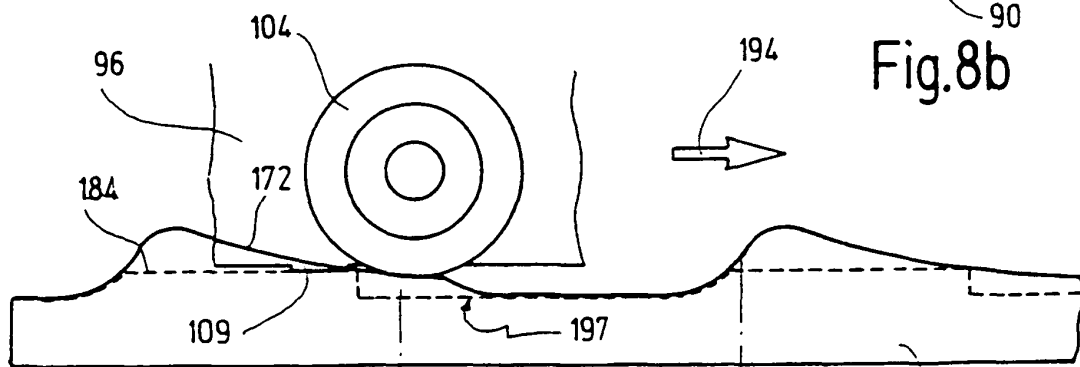
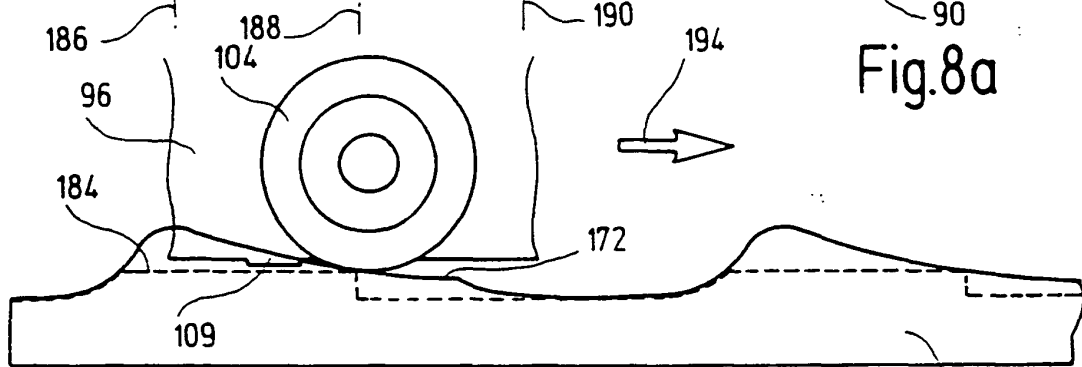
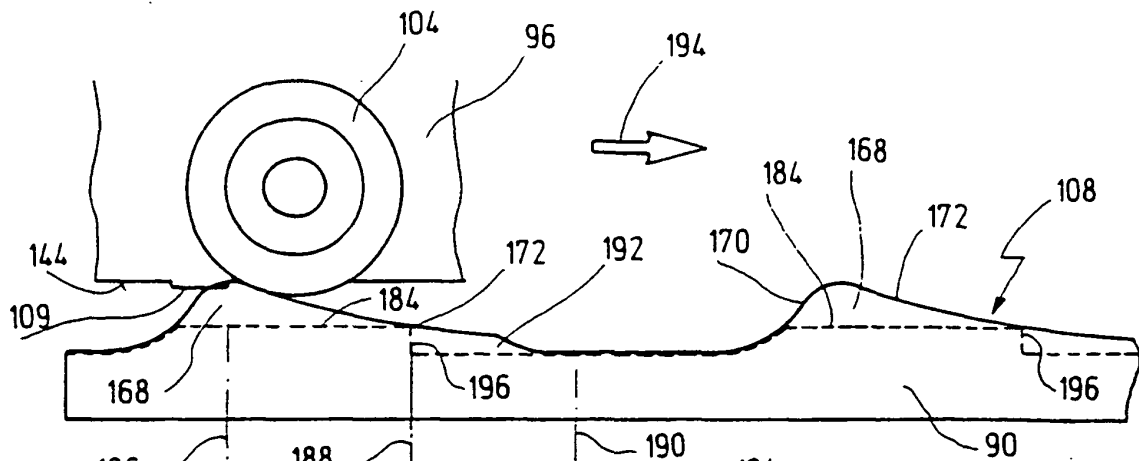
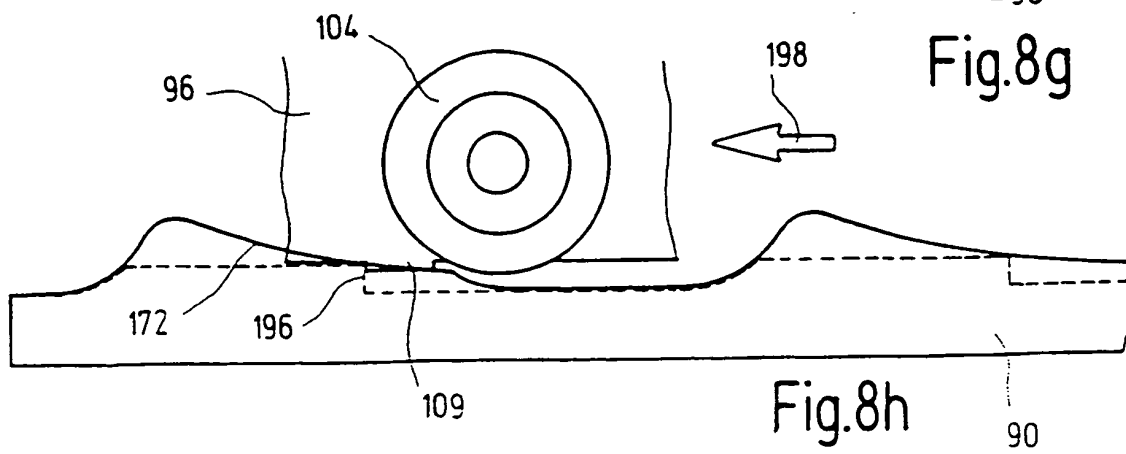
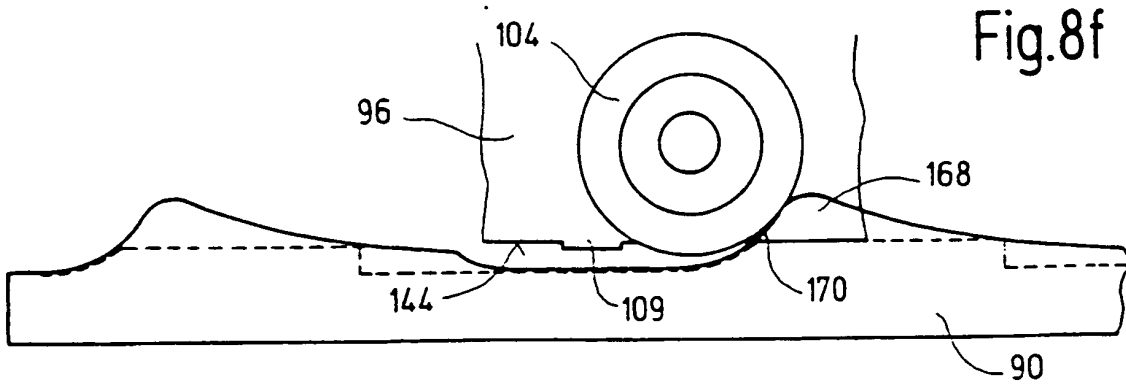
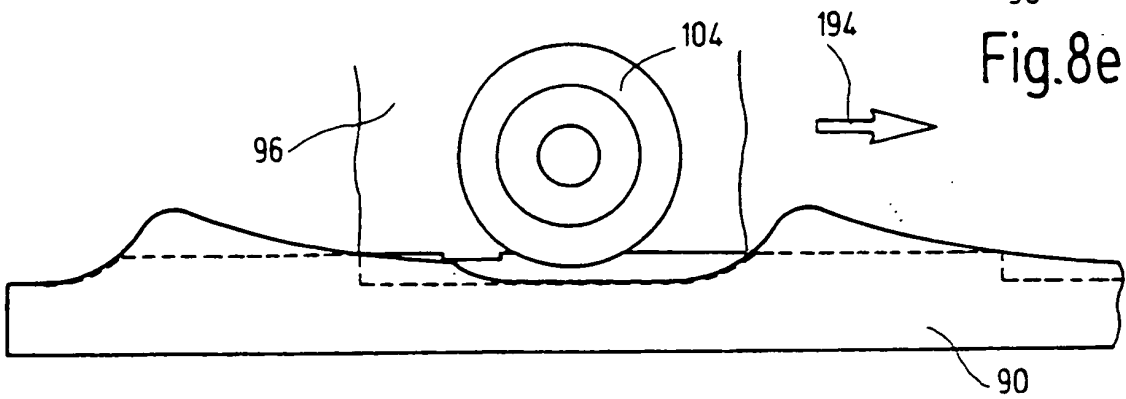
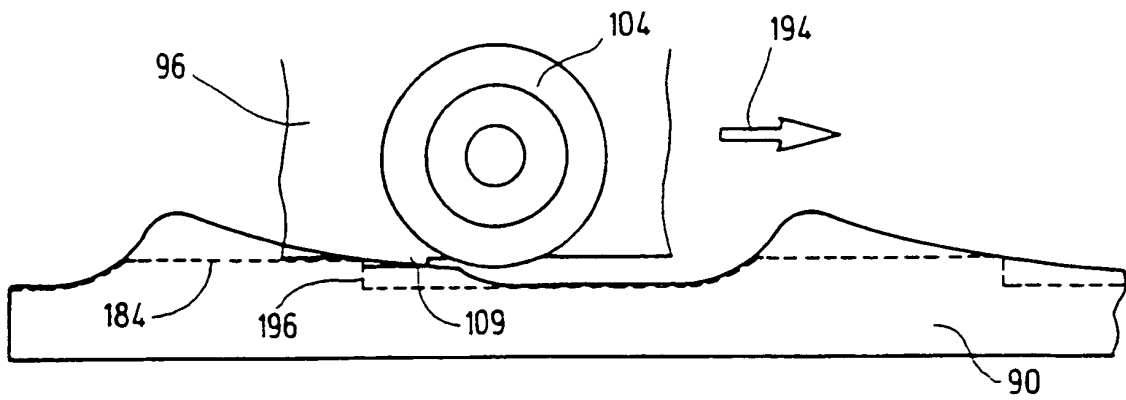


Fig.5





IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 2052152 A [0002] [0005]