



⑫ PATENTSCHRIFT A5

11

617230

②1 Gesuchsnummer: 16315/76

(73) Inhaber:  
NTN Toyo Bearing Company Ltd.,  
Osaka-shi/Osaka-fu (JP)  
Zen zaburo Tsukumo, Ikeda-shi/Osaka-fu (JP)

② Anmeldungsdatum: 24.12.1976

⑩ Priorität(en): 26.12.1975 JP 50-157034

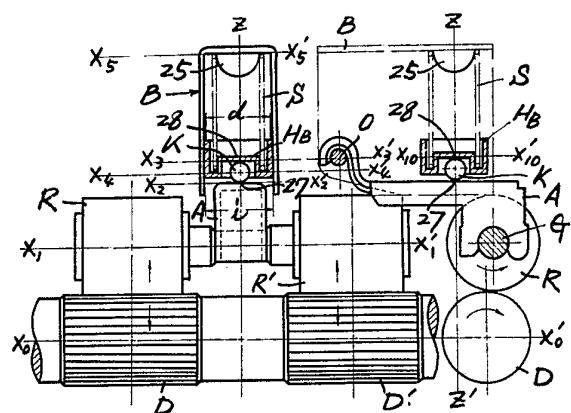
⑦2 Erfinder:  
Zenzo Tsukumo, Ikeda-shi/Osaka-fu (JP)

②4 Patent erteilt: 14.05.1980

74 Vertreter:  
E. Blum & Co., Zürich

54 Einrichtung zum Garnstrecken bei Textilmaschinen, mit einem pendelnd angeordneten, selbstausrichtenden Belastungsarm.

57) Der Belastungsarm (A) trägt am einen Ende zwei angetriebene Rollen (R, R') und ist mit seinem anderen Ende z.B. über eine Schneidenlagerung so am Gehäuse (B, O) abgestützt, dass er um diese Anlenkstelle (O) sphärisch pendelnd ist. Der Belastungsarm ist somit um eine vertikale Achse, um eine Längsachse und um eine Querachse schwenkbar. Der Belastungsarm (A) wird mittels einer Federkraft (S) über seine Rollen (R, R') an einen Antriebskörper (D) angedrückt. Durch diese Andrückkraft (S) wird bisher die Freibeweglichkeit des Belastungsarms (A) nachteilig beeinflusst. Um dies zu vermeiden, wird zwischen der Andrückfeder (S) und dem Belastungsarm ein Wälzkörper (K) angeordnet. Durch letzteren wird der durch Federauslenkung entstehende Störeinfluss verhindert. Der Wälzkörper (K) liegt in einer U-förmigen Kappe (HB), die an der Feder (S) abgestützt ist. Der Wälzkörper (K) rollt sich an der Kappe und am Belastungsarm ab.



## PATENTANSPRÜCHE

1. Einrichtung zum Garnstrecken bei Textilmaschinen, mit einem pendelnd angeordneten, selbstausrichtenden Belastungsarm, mit einem Gehäuse (B) und einem Schwenkorgan (O), wobei der Belastungsarm (A) mit einem Ende um das Schwenkorgan (O) des Gehäuses (B) um mehrere Achsen (X-X, Y-Y, Z-Z) bewegbar ist, mit angetriebenen, drehbaren Rollen (R) am anderen Ende des Belastungsarmes (A), mit einem Antriebskörper (D) für den Antrieb der angetriebenen Rollen (R), mit einem Anpressorgan für den Belastungsarm (A), wobei sich das Anpressorgan zwischen den beiden Enden des Belastungsarmes befindet und die Rollen (R) in Eingriff mit dem Antriebskörper hält, dadurch gekennzeichnet, dass das Anpressorgan eine Kappe (HB) mit U-förmigem Querschnittsprofil aufweist, die sich am unteren Ende des Gehäuses (B) befindet und innerhalb des Gehäuses eine vertikal gegen die obere Fläche (X<sub>2</sub>-X<sub>2</sub>') des Belastungsarmes gerichtete Bewegung durchführen kann, dass sich innerhalb des Gehäuses (B) ein Wälzkörper (K) befindet, der zwischen dem Boden (X<sub>3</sub>-X<sub>3</sub>') der Kappe (HB) und der oberen Fläche (X<sub>2</sub>-X<sub>2</sub>') des Belastungsarmes (A) und zwischen dessen beiden Enden in Anlage mit dem Belastungsarm (A) liegt, dass die Breite des Wälzkörpers (K) geringer als die lichte Weite der umgekehrt liegenden U-förmigen Kappe (HB) ist zur freien Rollbewegung des Wälzkörpers (K) innerhalb der Kappe (HB), und dass sich eine Feder (S) innerhalb des Gehäuses (B) und oberhalb der Kappe (HB) befindet, welche Feder das Bestreben hat, die Kappe (HB) vertikal in bezug auf die obere Fläche (X<sub>2</sub>-X<sub>2</sub>') des Belastungsarmes gegen den Wälzkörper (K) zu drücken.

2. Einrichtung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Wälzkörper (K) als Kugel ausgebildet ist.

3. Einrichtung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Wälzkörper (K) als Zylinder ausgebildet ist.

4. Einrichtung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Wälzkörper als sphärische Rolle ausgebildet ist.

5. Einrichtung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Kappe mit Organen versehen ist, durch die der wirksame Rollbereich für den Wälzkörper (K) bestimmt ist.

6. Einrichtung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die obere Fläche (X<sub>2</sub>-X<sub>2</sub>') des Belastungsarmes (A) eine Ausnehmung (M) aufweist, die zur Steuerung des Bewegungsbereiches des Wälzkörpers (K) dient.

7. Einrichtung nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die obere Fläche (X<sub>2</sub>-X<sub>2</sub>') des Belastungsarmes (A) eine Durchbrechung (M') aufweist, die zur Steuerung des Bewegungsbereiches des Wälzkörpers (K) dient.

Die Erfindung betrifft eine Einrichtung zum Garnstrecken bei Textilmaschinen, mit einem pendelnd angeordneten, selbstausrichtenden Belastungsarm, mit einem Gehäuse und einem Schwenkorgan, wobei der Belastungsarm mit einem Ende um das Schwenkorgan des Gehäuses um mehrere Achsen bewegbar ist, mit angetriebenen, drehbaren Rollen am anderen Ende des Belastungsarmes, mit einem Antriebskörper für den Antrieb der angetriebenen Rollen, mit einem Anpressorgan für den Belastungsarm, wobei sich das Anpressorgan zwischen den beiden Enden des Belastungsarmes befindet und die Rollen in Eingriff mit dem Antriebskörper hält.

Die Textilmaschine kann insbesondere eine Strecke, Flügel- spinnmaschine oder eine andere Spinnmaschine sein.

In üblicher Weise haben die bekannten pendelnd angeordneten Belastungsarme eine selbstausrichtende Wirkung und haben den aus den Fig. 1 und 2 ersichtlichen Aufbau. Es ist

hierbei ein Belastungsarm A, ein Armführungsgehäuse B, ein Armführungsstift C, ein Antriebskörper (gekrümmte oder ebene Oberfläche) D, angetriebene Rollen R, eine angetriebene Rollenachse G und ein Presskörper S vorhanden.

- 5 In üblicher Weise weist ein Streckabschnitt einer Textilmaschine zwei oder mehrere Paare von solchen vorerwähnten Einrichtungen auf, die parallel zueinander angeordnet werden, wobei bei einem jeden Paar die Kopfrolle R auf der getriebenen Seite durch Anpressen gegen eine Bodenrolle D auf der treibenden Seite angetrieben wird, wobei durch die Anlage der beiden zylindrischen Rollen ein Presspalt mit verschiedenen Formen gebildet wird, wobei eine punktförmige, linienförmige und flächenförmige Anlage auftritt, abhängig vom Grad der Parallelität zwischen den Achsen der Kopfrolle und der Bodenrolle. Um eine hohe Garnqualität zu erhalten, ist eine hohe, gleichbleibende Flächenanlage der Rollen beim Streckabschnitt einer Textilmaschine eine essentielle Bedingung. Wenn der Grad der Parallelität zwischen den Achsen der Kopfrolle R und der Bodenrolle D verschlechtert wird, hat dies eine ungleichmäßige Änderung ihrer gegenseitigen Anlage zur Folge, so dass die beiden Rollen nur noch eine punktförmige oder linienförmige Anlage haben, so dass kein gleichbleibender Presspalt aufrechterhalten werden kann, so dass es schwierig ist, einen geschmeidigen und gleichbleibenden Garnabzug zu erhalten, der einen direkten Einfluss auf die Qualität des Produktes hat. Deshalb ist die Aufrechterhaltung der parallelen Lage der Achsen von Kopfrolle und Bodenrolle ein unentbehrliches Erfordernis beim Abzugsabschnitt von Textilmaschinen. Um den erwünschten Zustand zu erhalten, 15 wurde bisher besonderer Wert auf eine möglichst genaue Herstellung des Belastungsarmes gelegt, weiterhin auf eine genaue Einstellung der Bauteile bei ihrem Zusammenbau oder auf ein Selbstausrichten der Bauteile. Wenn sich die beiden Rollen R und D ständig parallel zueinander befinden, 20 wird ständig der gleiche Rollenspalt mit einer gleichförmigen Druckverteilung über den gesamten Anlagebereich während der Drehung der Rollen bei ihrer gegenseitigen angespannten Anlage erreicht. Eine solche Einrichtung hat aber die Tendenz eine unstabile Lage einzunehmen, da sie den Einwirkungen 25 einer komplizierten Bewegung aus Schwanken, Rollen und Stampfen unterworfen ist, herrührend von der Anordnung des Belastungsarmes A.

Insbesondere im Fall der Fig. 1, wo sich die getriebene Rolle R und die treibende Rolle D entlang einer zylindrischen Mantelfläche berühren, ergibt ihre jeweilige Anlage aneinander ganz verschiedene Zustände, abhängig vom Grad der Parallelität ihrer Achsen, so dass in Verbindung mit dem Pressvorgang ein sehr ungleichmäßiger Presspalt gebildet wird.

- 30 Kurz gesagt bedeutet dies, dass der Streckabschnitt einen stabilen und sicheren Presspalt erfordert. Es ist weiterhin wichtig, dass dieser feste Presspalt, d. h. die feste Anlage der beiden Rollen gleichmäßig über die gesamte Breite des Berührungsreiches verteilt vorliegt. Wenn die Parallelität 35 zwischen den Achsen der Kopfrolle R und der Bodenrolle D schlechter wird ergibt sich eine ungleichmäßige Änderung des Berührungsstandes der Rollen, wobei die Druckanlage ihre lineare Form änderte und in eine Punktanlage übergeht, so dass es also schwierig ist, eine über die ganze Breite der Rolle 40 vorliegende gleichmäßige Anlagestelle zu erreichen und beizubehalten. Aus Fig. 3 sind die Abweichungen ersichtlich, die bei einer selbstausrichtenden Einrichtung bei einer Ausbildung nach Fig. 1 auftreten, wobei das Bezugssymbol a den Normalzustand und die Bezugssymbole b und c die abweichenden 45 Zustände zu beiden Seiten darstellen. An der Stelle, wo mit der Textilmaschine gearbeitet wird, also nicht beim Hersteller der Textilmaschine, wurden Messungen vorgenommen, wobei sich herausstellte, dass meistens der Kurvenverlauf nach der

Linie a oder b überwiegt. Die Aufrechterhaltung der Parallelität zwischen den Achsen der getriebenen Rolle und der treibenden Rolle ist von grösster Wichtigkeit. Bis heute wurde keine ausreichende Lösung gefunden, um diese Bedingung immer herzustellen. Bis heute hatte man keine andere Wahl, als die Herstellungsgenauigkeit der Bauteile vom Belastungsarm möglichst maximal zu gestalten, diese Bauteile in einer zeitraubenden Art beim Zusammenbau genau aufeinander auszurichten oder zu einer selbstausrichtenden Bauweise irgendeiner bekannten Art Zuflucht zu nehmen. Alle diese Lösungen waren aber nicht ganz zufriedenstellend. Diese vorerwähnten Massnahmen haben nämlich auch ihre Grenzen. Um den Bedarf auf dem Markt befriedigen zu können ist es notwendig, sich nicht länger auf die üblichen Arten verlassen zu müssen, die an einem Totpunkt angekommen sind, sondern vielmehr von einer neuen Konstruktionsart des Belastungssarmes Gebrauch zu machen, der eine hohe Ansprechbarkeit hat, also sehr feinfühlig ist. Diese Nachfrage hat zu verschiedenen Arten von Konstruktionen des Belastungssarmes geführt.

Die Belastungssarme, mit denen in der Textilindustrie gearbeitet wird, können in die folgenden drei Arten eingeteilt werden.

#### Selbstausrichtende Art (Pendelarm)

Diese Art ist aus den Fig. 4 und 5 ersichtlich. Bei dieser Art wird von einer Schwenkbewegung eines üblichen Belastungssarmes 3 Gebrauch gemacht, der pendelnd um einen Stift 6 angeordnet ist, wobei der Belastungssarm so angeordnet ist, dass er sphärisch bezüglich der Achse 6 schwenkbar ist, wie durch die balligen Flächen des Armes 3 bei der Achse 6 in Fig. 4 ersichtlich ist, wobei eine Kopfrolle 2 durch eine Bodenrolle 1 gedreht wird. Hierbei wird eine selbstdämmige parallele Einstellung der Kopfrolle 2 bezüglich der Bodenrolle 1 erzielt. Bei dieser Konstruktion ist noch eine Feder 4, ein Gehäuse 5 für den Belastungssarm und eine Grundplatte 7 für das Gehäuse 5 vorhanden. Bei dieser Konstruktion liegen also zwei Kopfrollen 2 auf einer gemeinsamen Achse, und zwar symmetrisch zum schwenkbaren Arm 3, der um die Achse 6 schwenkbar ist. Der Arm 3 greift in der Mitte zwischen den Kopfrollen 2 an deren Achse an, so dass die beiden Kopfrollen um diese Anlenkstelle 6 pendeln können. Die frei drehbaren Rollen üben eine Rückstellbewegung aus. Diese Rückstellbewegung basiert durch Ausübung eines Druckes, der beim Ausrichten entsteht, und obwohl diese Auswirkung nicht geleugnet werden kann, so treten doch durch das Summieren von Fehlern, die von verschiedenen Faktoren herrühren, z. B. bei der Herstellung der Bauteile, eingeschlossen die Ausweichung der Feder, Abweichungen beim Herstellen des Gehäuses für den Belastungssarm, ebensolche Abweichungen bei der Grundplatte und Fehler in den Lagern, zu beachtende Fehler auf. Insbesondere durch das neuerdings vorhandene Verlangen nach erhöhter Belastung, also Pressung zwischen den beiden Rollen, führt zur Tendenz, dass die vorerwähnten Abweichungen noch grösser werden. Durch eine zweite rückwärtige Rolle und die damit verbundene niedrigere Drehzahl werden die Fehlerquellen noch erhöht. Bei den erwähnten Bauteilen ist die Rückstellkraft so gering, dass keine genügend grosse Kraft erzielt wird, um die sich summierenden Fehler aufzunehmen zu können. Unter diesen Umständen ist der mit niedriger Drehzahl laufende Bauteil zu einem Pendel umgebildet worden, der die Aufrechterhaltung der Parallelität der Kopfrolle bezüglich der Bodenrolle beeinträchtigt. Eine Verbesserung in der Abzugsleistung beim Abzugsbereich ist weiterhin eine Zeitfrage, und dies ist ein unentbehrlicher Faktor zum Steigern des Spaltdruckes. Die Erhöhung des Druckes auf die Kopfrolle, bei der Anlage von Zylinder an Zylinder, erschwert jedoch die Parallelausrichtung von Bodenrolle und Kopfrolle zueinander. Aus diesem Grund besteht also eine Begrenzung für das Erhö-

hen des Druckes zum Selbstausrichten der beiden Rollen, wenn der Belastungssarm als Pendel ausgebildet ist. Heutzutage sind solche Einrichtungen bereits an ihrer erwähnten Grenze angelangt. Besonders wenn die erwähnte zweite Rolle und 5 noch folgende, mit niedriger Drehzahl arbeiten, tritt ein Zurückweichen auf, so dass die Tendenz, hin zur Ablenkung, besonders ausgeprägt ist (siehe Fig. 6 und 7). Es wurde festgestellt, dass die nachteilige Wirkung, die auftritt, wenn man sich ganz auf das Selbstausrichten der Rollen stützt, bei 10 heutigen Flügelmaschinen, die mit niedriger Drehzahl aber hohem Belastungsdruck arbeiten, zu einer Verringerung der Leistungsfähigkeit des Fasernstreckabschnittes führt, und dass die Selbstausrichtung der Rollen zum Verbessern der Qualität ihre Grenze erreicht hat. Um hier Abhilfe 15 zu schaffen, wurde schon ein Verfahren vorgeschlagen, bei dem ein nicht dargestelltes Führungsstück für Korrekturzwecke am Belastungssarm angebracht wurde; es hat sich aber als in der Praxis unmöglich herausgestellt, die erforderliche Genauigkeit aufrechtzuerhalten.

20

#### Fest angeordnete Art des Belastungssarmes

Dieses Verfahren ist aus den Fig. 8 und 9 ersichtlich. Die Fig. 8 zeigt eine Bauart, die sich nicht auf das Selbstausrichten stützt, wobei der die Achse der Kopfrollen haltende Bauteil 25 direkt im rechten Winkel durch einen Belastungssarm 3 so gehalten wird, dass er zwei Bewegungen, nämlich eine Rollbewegung und eine Gierbewegung ausführen kann. Bei dieser Konstruktion ist der Belastungssarm 3 selbst am Armkörper 9 befestigt. Es ist noch eine Stellschraube 11 und ein Abstützstift 12 für die Feder vorhanden. Die in Fig. 9 gezeigte Konstruktion ähnelt derjenigen nach Fig. 8. Um die Begleiterscheinung, nämlich das Absenken des Druckes gegen die Kopfrolle, je nach dem Reibwiderstand der zum Halten der Kopfrolle des Belastungssarmes, zu verhindern, wie es bei der Ausbildung 30 nach Fig. 8 der Fall ist, wird nunmehr ein Stift 10 am Belastungssarm vorgesehen. Wie bereits erwähnt, ist bei der Konstruktion mit fest angeordnetem Belastungssarm dieser durch ein grosses Gewicht belastet, um die Nachteile der anfänglich erläuterten Konstruktion, bei dem ein pendelnder Belastungsarm verwendet wird, zu vermeiden. In den letzten Jahren besteht die Tendenz, diese Konstruktionsart vermehrt anzuwenden. Es ist unmöglich, zufriedenstellende Ergebnisse zu erhalten, wenn nicht die Grundplatte des Gehäuses unter einem genauen rechten Winkel zur Bodenrolle liegt und wenn 35 nicht alle Bauteile des Belastungssarmes sehr genau gefertigt sind. Wenn diese Forderungen nicht erfüllt sind, summieren sich die Fehler, wie bei der Konstruktion, bei der der Belastungssarm pendelnd angeordnet ist, wodurch die Messergebnisse weiter auseinander liegen, als man es sich vorstellen kann. In diesem Fall ist der Gesamtfehler nicht sehr unterschiedlich von demjenigen, der auftritt, wenn ein pendelnder Belastungssarm verwendet wird. Obwohl theoretisch möglich, wie beim System mit dem pendelnden Belastungssarm, ist es 40 praktisch sehr schwierig, die Parallelität der Kopfrolle bezüglich der Bodenrolle aufrechtzuerhalten. Es kann ohne Umschweife festgestellt werden, dass beide Ausführungsformen, einmal mit dem pendelnden Belastungssarm und das andere mal mit fest angeordnetem Belastungssarm, schwerwiegende Nachteile hinsichtlich ihrer Selbstausrichtung aufweist. 45 Dies wird vollständig durch die folgenden Untersuchungsergebnisse bekräftigt, die in der Textilindustrie, wo also praktisch mit der Textilmaschine gearbeitet wird, ermittelt wurden. Aus Fig. 6 ist das Mass der Ablenkung der hinteren Kopfrolle dargestellt, und zwar bei einer Konstruktion, bei der der Belastungssarm pendelnd angeordnet ist, und bei einer Konstruktion, bei der letzterer fest ist. Aus Fig. 7 ist der Grad der 50 Ablenkung der vorderen Kopfrolle dargestellt, und zwar wieder bei den zwei verschiedenen, vorerwähnten Konstruktions-

arten. In jedem Fall wurden die Ergebnisse durch namhafte Firmen auf der Basis von exakten Probeverfahren ermittelt. Bei Berücksichtigung der erhaltenen Messdaten kann klar festgestellt werden, dass, obwohl der sich selbst ausrichtende Belastungsarm etwas vorteilhafter ist, die Ablenkung über einen grossen Bereich über die gewährbaren Grenzen hinausreicht. Es kann nicht verleugnet werden, dass es für Firmen, die einer grossen Anzahl von Firmengruppen vorstehen, keine leichte Aufgabe ist, die Kopfrolle in gewährbaren Zuständen zu halten.

Wenn man dies berücksichtigt, kann man sagen, dass die Grunduntersuchung zum Erreichen einer selbstausrichtenden Konstruktion, die auch eine hohe Ansprechbarkeit, also Feinfühligkeit aufweist, und wartungsfrei funktioniert, sehr notwendig ist.

Die konstruktiven Nachteile des Belastungarms können nicht einfach ausgemerzt werden, wie es schon beschrieben wurde, dies soll jedoch nicht grundsätzlich heissen, dass es keine ideale Konstruktion geben kann. Mit der nachfolgend zu beschreibenden Art kann eine sichere Messung erreicht werden.

#### Einstell-Konstruktion

Gemäss der Einstell-Konstruktion, so wie sie durch die japanische Offenlegungsschrift 72 422/74 bekannt geworden ist, ist es ersichtlich geworden, wie die Nachteile vermieden werden können. Die Fig. 10–12 zeigen Ausführungsformen dieser Einstell-Konstruktion. Gemäss dieser Konstruktion wird die Kopfrolle vom einen Ende des Belastungarms gehalten, wogegen das andere Ende des Belastungarms in schwenkbarer Weise angeordnet ist, um eine pendelnde Konstruktion zu erzielen. Das Gehäuse für den Belastungsarm oder ein kugeliges Einstellelement, das getrennt angeordnet ist, wird zur Anlage mit seiner kugeligen Fläche mit einem Teil des Belastungarms gebracht, und zwar in freier Anlage, so dass die Gierbewegung der Kopfrolle eingestellt und überwacht werden kann, wobei die Achse der Kopfrolle parallel zur Achse der Bodenrolle gehalten werden kann, und wobei gleichzeitig die Kopfrolle eine Stampfbewegung und Rollbewegung durchführen kann beim Nachfolgen der Bodenrolle. Hierdurch wird sichergestellt, dass die Bodenrolle und die Kopfrolle in Anlage miteinander und nicht getrennt voneinander sich bewegen. Diese Konstruktion macht im Prinzip von der Arbeitsweise nach dem Pendelsystem Gebrauch, und zwar in der Hinsicht, in dem ein Ende des Belastungarms schwenkbar angelenkt ist und die am anderen Ende gehaltene Kopfrolle bezüglich der drei Achsen in einem räumlichen Koordinatensystem, nämlich in der X-Achse, der Y-Achse und der Z-Achse frei beweglich ist, so dass die durch den Führungsarm gehaltene Kopfrolle in einer Punktanlage, Linienanlage oder Flächenanlage gegen die Bodenrolle angedrückt wird, so dass die Kopfrolle die Gierbewegung, Stampfbewegung und Rollbewegung durchführen kann.

In diesem Fall besteht der Hauptfaktor im Beibehalten der Parallelität der Kopfrolle bezüglich der Bodenrolle in der Gierbewegung der Kopfrolle. Wenn die Gierbewegung der Kopfrolle der Bodenrolle perfekt folgt, sind alle Bedingungen ausgeglichen und die Aufrechterhaltung der Parallelität ihrer Achsen wird erreicht, so dass ein gleichbleibender Kontakt zwischen den beiden Rollen erzielt werden kann. Wenn dagegen die Kopfrolle nicht vollständig der Bodenrolle folgen kann, verlieren alle anderen Voraussetzungen ihre Ausgeglichenheit und das angestrebte Ziel kann nicht erreicht werden.

Wenn deshalb ein Verfahren geschaffen werden kann, bei dem die Drehachse der Kopfrolle parallel gehalten werden kann zu einer Bezugsachse, die auf der Drehachse der Bodenrolle basiert, braucht nur noch die Gierbewegung des Belastungarms genau gesteuert zu werden, während er in den

anderen Richtungen frei folgen kann, das bedeutet bei seiner Rollbewegung und Stampfbewegung, so dass dann also der Belastungsarm den verschiedenen Bedingungen nachfolgt, die für die Kopfrolle erforderlich sind. Solang als diese Zustände aufrechterhalten werden, bleibt die gegenseitige Anlage von Kopfrolle und Bodenrolle über eine vorbestimmte Breite aufrechterhalten, und zwar bei jeder Anpresskraft. Diese Beziehung gilt vollständig für die Stampfbewegung, wogegen die Rollbewegung theoretisch etwas durch die Gierbewegung beeinflusst wird. Im Hinblick auf eine sehr geringe Versetzung der Abweichung der Bodenrolle, und da kaum eine solche Versetzung einen ausreichenden Einfluss auf die Gierbewegung hat, kann die geringe Versetzung praktisch vernachlässigt werden, so dass also die Parallelität nicht zunichte gemacht wird.

Der Grund hierfür ist aus Fig. 12 ersichtlich. Angenommen, eine exzentrisch justierte, sphärische Fläche hat den Radius R (Betrag der Ablenkung  $\delta$ ), so ergibt sich der Versetzungswinkel  $\beta$  in der Gierrichtung bezüglich des Winkels  $\Theta$  der Rollbewegung an der Kontaktstelle zwischen der sphärischen Fläche und dem Belastungsarm durch folgende Zuordnung

$$\beta = R (1 - \cos \Theta)$$

Es ist ersichtlich, dass  $\beta$  nahe bei Null liegt, bei einer unendlich kleinen Versetzung von  $\Theta$ .

Bei der Einstell-Konstruktion kann man verschiedene Verfahren im Auge haben, und in diesem Zusammenhang wird auf die Fig. 10 und 11 verwiesen. In diesen Figuren ist ein Beispiel einer exzentrischen Konstruktion gezeigt und aus den Fig. 13–16 sind Beispiele der Einstell-Konstruktion ersichtlich. Aus Fig. 13 ist eine Einstell-Konstruktion ersichtlich, bei der eine Sperrmutter  $n_0$  verwendet wird, während in Fig. 15 oben und Fig. 15 Mitte eine Klammerkonstruktion gezeigt wird, bei der eine Blattfeder  $n_1$  oder  $n_1'$  gezeigt ist. Aus Fig. 15 unten ist eine Konstruktion ersichtlich, bei der ein abgekröpfter Bolzen  $n_3$  verwendet wird. Beim Beispiel nach Fig. 16 oben wird ein elastischer Körper  $n_2$  aus z. B. Gummi verwendet. Beim Beispiel nach Fig. 16 Mitte wird ein Rohr  $n_4$  verwendet, das aus einem verhältnismässig weichen Metall, wie z. B. Blei oder Kupfer besteht, wobei dieses Rohr mit einem Organ kombiniert ist, das zum Verformen des weichen Materials dient, um einen Einstellstift  $m$  in der Mitte zu fixieren. Aus Fig. 16 unten ist eine Möglichkeit ersichtlich, wie ein Einstellstift durch ein Klebemittel oder eine Lötstelle  $n_5$  befestigt wird. Jedes der in Fig. 15 und 16 gezeigten Mittel kann die Einstellung bewirken, falls notwendig. So kann für jede der Konstruktionen eine geeignete Einspannvorrichtung gebildet werden, die beim Notwendigwerden einer Einstellung benutzt werden, um die Schwierigkeiten zu vermeiden, die durch die Ablenkung der Kopfrolle entstehen.

Dieses Vorgehen erfordert jedoch fachmännische Arbeit und verhältnismässig viel Zeitaufwand, so dass es schwierig ist, in der Praxis derart vorzugehen. Aus diesem Grund wird von den Herstellern ein statisches Verfahren angewandt, wenn mit dem Belastungsarm gearbeitet wird, um Fehler auszumerzen.

Diese Systeme basieren auf jeden Fall auf einem Konzept, das immer die selbstausrichtende Funktion des Belastungarms ignoriert, Naturgesetze verleugnet, die in vorteilhafter Weise benutzt werden können, und in praktischer Hinsicht sind einige der erwähnten Vorschläge nicht zu realisieren. Diese Vorschläge können auch nicht durch Messergebnisse als untermauert angesehen werden. Es können jedoch zufriedenstellende Ergebnisse erreicht werden, wenn diese Systeme mit einer breiten Spurweite aufweisenden Kopfrolle oder mit sehr langsam drehenden Kopfrollen, die die erwähnte zweite Kopfrolle enthalten, versehen werden, wobei die Kopfrolle stark belastet ist und ihre Drehzahl sehr niedrig ist. Es gibt weiterhin eine Ausführungsform, bei der gleichzeitig eine

Steuereinrichtung in Form einer Steuerklammer verwendet wird, die am Belastungsarm bei einer Flügelmaschine angebracht wird. Dies ist jedoch nichts weiter als ein Notbehelf in etwas unterschiedlicher Weise gegenüber dem vorerwähnten einstellbaren System. Ein System, das weiterhin von einem fest angeordneten Belastungsarm ausgeht, geht davon aus, dass das Gehäuse des Armes immer ganz korrekt angeordnet liegt, wie es beim Sattel-System der Fall ist, das von verschiedenen führenden Firmen verwendet wird. Dieses System kann aber auch nicht befriedigen, wie sich durch einige Beispiele in der Praxis gezeigt hat, obwohl während Jahren in dieser Richtung Versuche gemacht wurden und Ergebnisse vorliegen. Dieses letzterwähnte System kann aber vom Gesichtspunkt der Qualität nicht befriedigen.

Aus dem vorstehenden ist ersichtlich, dass es sehr schwierig ist bei einer grossen Anzahl von Kopfrollen, die in einer Textilfabrik arbeiten, die Parallelität von Kopfrolle und Bodenrolle zu steuern und aufrechtzuerhalten, solang man von einem Belastungsarm der üblichen Art Gebrauch macht. Wenn man jedoch davon ausgeht, dass die Parallelität der Kopfrolle bezüglich seiner Bodenrolle einen direkten Einfluss auf die Qualität hat, weiterhin die Leistungsfähigkeit und der störungsfreie Betrieb direkt davon abhängen, so kann man ermessen, welch vitales Interesse daran besteht, hier eine neue Konzeption unter Verwendung der Selbstausrichtung der Rollen zu schaffen.

Aus der Beschreibung sind die Umstände und Nachteile des Belastungssystems ersichtlich, der heutzutage in Gebrauch ist. Beim Belastungsarm, der pendelnd angeordnet ist, wurden die Möglichkeit der Selbstausrichtung bisher noch nicht voll entwickelt, da dieser Belastungsarm gemäß den erwähnten Beispielen noch mit konstruktiven Nachteilen versehen ist. Die Selbstausrichtung des pendelnd angeordneten Belastungssystems wird nunmehr nochmals unter diesen Gesichtspunkten betrachtet.

Aus Fig. 17 und 18 ist die Funktion des Selbstausrichtens ersichtlich. Das Grundprinzip des Pendelarmes ist hierbei aus Fig. 17 und 18 ersichtlich. Wenn eine Antriebsfläche  $D'$  gleichförmig in Richtung eines Pfeiles  $YY'$  bewegt wird und der Belastungsarm A durch einen Stift I im Gelenkpunkt O schwenkbar gelagert ist, wobei Belastungsarm eine Drehachse  $XX'$  der getriebenen Rolle R trägt, wird der Arm A rechtwinklig zur Zeichenblattebene auf einen festen Punkt P mittels Anpressorganen angedrückt. Bei einer derartigen Anordnung wird beim Arm A ständig genau die Beziehung  $jojo' \perp XoXo'$  aufrechterhalten, wenn die Beziehung  $YY' \perp XX'$  gilt. Diese Beziehung bleibt unverändert von der Anzahl der Rollen, wie aus Fig. 17 und Fig. 18 ersichtlich ist, und bleibt unverändert, solang keine Störung von aussen auftritt.

Anhand der Fig. 19 werden nunmehr die Hauptpunkte der vorerwähnten Begründung erläutert. Die treibende Fläche  $D'$  bewegt sich ständig in Richtung des Pfeiles (parallel zur Achse  $YY'$ ), der getriebene Körper R wird bezüglich seiner Halteachse  $xx'$  an drei Stellen a, b, c betrachtet. Bei der Bewegung der treibenden Fläche  $D'$  in der mit einem Pfeil dargestellten Richtung parallel zur Achse  $YY'$  befindet sich die Stelle a der getriebenen Rolle R in einem solchen Zustand, in dem sich diese Stelle so zur Achse  $YY'$  befindet, dass die Beziehung  $YY' \perp XoXo' // XX'$  gilt. Die Stelle b zeigt einen Zustand, bei dem die Rolle unter einem Winkel  $\Theta$  bezüglich der Bezugssachse  $XoXo'$  nach rechts oben geneigt ist. Die Stelle c zeigt einen Zustand, bei dem die Rolle unter einem Winkel  $\Theta$  bezüglich der Achse  $XoXo'$  nach links oben geneigt ist. In der Stellung a befindet sich der Mittelpunkt Q der Rolle R ständig auf der Bezugssachse  $YY'$ , die sich durch die Anlenkstelle O erstreckt; hierbei findet keine Winkelversetzung an der treibenden Fläche  $D'$  statt. Andererseits liegt in der Stellung b die durch den Mittelpunkt  $Q_2$  der Rolle R2 gehende gerade Linie  $y l' l'$  vor.

Beim Zustand c liegt bei der Rolle R1 die gerade Linie  $YrYr'$  vor. Da die Rolle R eine Linienberührung oder Flächenberührung mit der treibenden Fläche  $s$  über die ganze Breite der Rolle aufweist, werden die Wege  $jo$ ,  $JL$  und  $Jr$  beschrieben.

Bei den Stellungen b und c in Fig. 19 werden diese Wege durch den Neigungswinkel  $\Theta$  der getriebenen Rolle R zur Bezugssachse  $YY'$  bestimmt. In Fig. 19, in der Stellung a und b folgen die Wege annähernd der Bezugssachse  $YY'$ . Die Geschwindigkeit  $s$  ergibt sich nach der folgenden Funktion.

$$s = V \sin \Theta \dots (1)$$

Diese Beziehung kann dynamisch direkt durch einen Vektor-Wert ersetzt werden, der die Richtung der Kraft  $F$  hat.

Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 20 und 21 wird von einem Belastungsarm ausgegangen, bei dem ein Stützarm OQ eine Länge  $l$  aufweist und auf der Bezugssachse  $YY'$  seinen Drehpunkt O hat und die Rollenachse  $xx'$  hält.

Solange als die normale Beziehung  $XX' // XoXo' // YY'$  beibehalten wird und die treibende Fläche  $D'$  sich in der Richtung  $YY'$  bewegt, bleibt die Normalstellung ständig aufrechterhalten, da kein Vektor in der Richtung erzeugt wird, der die Axialrichtung  $XoXo'$  versetzt.

Aus Fig. 20 und 21 ist im Fall, wo die antreibende Rolle R sich in der Lage nach  $R_1$  und  $R_2$  befindet, ersichtlich, dass in der Stellung  $R_1$  ein Vektor  $T_1$  entsteht, der dem treibenden Vektor  $V$  zugeordnet ist. Der Vektor  $T_1$  liegt in der Richtung der Achse  $X_1 X_1'$  der Rolle  $R_1$ . Durch diese Kraft wird ein Drehmoment  $M$  in einer Richtung gleich der Richtung  $T_1 l$  erzielt, wobei der Schwenkpunkt an der Stelle O beim schwingenden Arm liegt, um den Belastungsarm zurückzubringen in die Richtung, die der Bezugssachse  $YY'$  entspricht, da die Rolle  $R_1$  quer zum Schwingarm mit der Länge  $l$  angeordnet ist.

$$M = T_1 l \dots (2)$$

In diesem Fall wird ein Vektor erzielt, der der Kraftkomponente in der Achsrichtung  $X_1 X_1'$  der getriebenen Rolle  $R_1$  entspricht, so ergibt sich z. B. die Kraft  $T_1$ , die in der Rolle  $R_1$  erzeugt wird

$$T_1 = V \sin \Theta \dots (3)$$

Es wird somit augenscheinlich, dass die Kraft eine Funktion des Ablenkungswinkels  $\Theta$  ist, der mit der Bezugssachse  $XoXo'$  der getriebenen Rolle  $R_1$  gebildet wird.

Aus den Formeln (2) und (3) ergibt sich

$$M = l V \sin \Theta \dots (4)$$

Aus dieser Formel ist ersichtlich, dass das Rückstellmoment  $M$  nicht verschwindet, es sei denn der Neigungswinkel zwischen der Drehachse  $XX'$  der getriebenen Rolle R und der Bezugssachse  $XoXo'$  des getriebenen Körpers bezüglich der Achse  $YY'$  des treibenden Körpers  $D'$  wird so stabilisiert, dass der Winkel  $\Theta = 0$  ist. Wenn der Winkel  $\Theta = 0$  ist, ist das Drehmoment  $M = 0$ , und der Schwingarm wird in dieser Lage stabilisiert. In dem Fall, wo die getriebene Rolle die Stellung  $R_2$  einnimmt, erhält der Winkel  $\Theta$  nur ein Minuszeichen und die verschiedenen Beziehungen bleiben unverändert.

Die vorerwähnte Theorie angewandt bedeutet nichts anderes als den pendelnd angeordneten Belastungsarm. In dieser Art bildet die Stelle O eine Schwenkstelle für das Pendeln eines üblichen Belastungssystems und bildet somit das charakteristische Merkmal eines schwenkbaren Abstützsystems, und hält am anderen Ende genau rechtwinklig hierzu die getriebene Rolle R. Beim Anpressen des Belastungssystems

wird üblicherweise eine Feder verwendet, z. B. eine Druckfeder, z. B. Schraubenfeder oder eine Blattfeder. Fig. 1 zeigt ein typisches Beispiel einer solchen Konstruktion. In seltenen Fällen werden zum Druckausüben auf den Belastungsarm auch pneumatische oder hydraulische Organe verwendet.

Welches System auch immer gewählt wird, so besteht doch immer die Aufgabe, einen Druck auf die obere Seite des Belastungsarmes auszuüben.

Solange eine derartige Konzeption angewandt wird, treten die verschiedenen Nachteile auf. So ist z. B. aus dem üblichen Beispiel nach Fig. 1, bei dem eine Feder verwendet wird, kaum anzunehmen, dass ein Druckvektor oder eine Druckverteilung im gegenseitigen Anlagebereich von Kopfrolle und Bodenrolle eintritt, die der theoretischen gleichmässigen Verteilung in der Normalstellung des Belastungsarmes entspricht.

Wie vorerwähnt, treten bei den vorhandenen Anpressarten, z. B. durch Schraubenfeder oder Blattfeder, individuelle, sehr streuende und wesentliche Abweichungen auf, und die Druckrichtung der Feder hat ebenfalls die Tendenz, in einem weiten Bereich von der Axialrichtung der Feder abzuweichen. Eine Technik zum Richten der Federkraft genau innerhalb der Achse der Feder konnte sich nicht durchsetzen. Da heutzutage die Tendenz besteht, die Belastungskraft des Belastungsarmes im Hinblick auf vorteilhafte technologische Gesichtspunkte in der Textilindustrie zu erhöhen, wobei noch die Verwendung von synthetischen Fasergemischen im Steigen begriffen ist und weiterhin die Abzugsgeschwindigkeit gern erhöht werden wird, um noch leistungsfähiger zu arbeiten, und weiterhin um möglichst gute Qualitäten zu erzielen, nehmen die Nachteile der bekannten Belastungsarme noch zu.

Sogar wenn die durch die Federn erhaltenen Abweichungen in einem sehr kleinen Bereich gehalten werden könnten, bleibt der zweite Nachteil, nämlich die Wirkung die Balance zu stören, weiterhin vorhanden. Diese Störwirkung tritt unter dem Einfluss der Krümmung bei einer Druckfeder und durch die Abweichung von der Achse der Druckfeder auf, so dass also eine Winkelabweichung des Belastungsarmes A auftritt, und zwar hervorrend von diesen Abweichungen, so dass die dem pendelnden Arm eigentümliche Funktion, nämlich das Ausrichten der Achse der getriebenen Rolle R parallel zur Drehachse des treibenden Teiles, gestört wird. Diese nachteilige Wirkung ist aus den in den Fig. 6 und 7 gezeigten Messergebnissen ersichtlich. Anhand der Fig. 22–24 wird dieser Störeffekt erläutert. Aus der Frontansicht in Fig. 22 ist ersichtlich, dass der übliche Belastungsarm durch eine Schraubenfeder 23 belastet wird, die mit ihrem oberen Ende an der Stelle 25 eines Gehäuses 21 abgestützt ist, während das untere Ende der Feder an der Stelle 26 des Belastungsarmes 22 abgestützt ist. Die sich quer erstreckenden angetriebenen Rollen 24 und 24' werden in ihrer Mitte vom Belastungsarm 22 getragen. Die beiden erwähnten Rollen liegen am antreibenden Teil D an. Aus diesem Grund wird die Horizontale der Druckkontaktefläche der Feder 23 bei der Stelle 26 durch die Art der Anlage zwischen der treibenden Fläche D und den getriebenen Rollen 24, 24' gelenkt. Die Konstruktion des Belastungsarmes wird durch die verschiedensten Einflüsse von Faktoren, eingeschlossen der Horizontalen der Pressfläche der Feder 23 und den Abweichungen der Feder 23 beim Arbeiten des Belastungsarmes 22 und durch den Ablenkungswinkel  $\Theta_s$  von der Längsachse der Feder 23 beeinflusst, und zwar durch die Versetzung des Druckpunktes P vom Führungsarm 22 bezüglich der Längsachse ZZ', die sich durch den Druckpunkt P erstreckt, so dass ein Vektor  $P_1$  auf den Belastungsarm einwirkt.

Der Vektor  $P_1$  hat einen Ablenkungswinkel  $\Delta\Theta_s$  bezüglich der vertikalen Achse ZZ' des Belastungsarmes. Durch diese Beziehung wurde durch die Rollen 24 und 24' eine Kraft E erzeugt, die in der Richtung ihrer Drehachse XX' wirkt, wobei

diese Kraft E eine Kraftkomponente ist, die entgegen der Rückstellrichtung des Führungsarmes gerichtet ist.

Die Grösse der Kraft E, wie sie im Vektor-Diagramm nach Fig. 23 gezeigt ist, ergibt sich aus folgender Formel

$$5 \quad E = P_1 \sin \Delta\Theta_s \dots (5)$$

Das Ablenkungs-Drehmoment  $M_s$ , das ein Moment ist in der Ablenkungsrichtung, die auf den Punkt P des Führungsarmes 22 wirkt und durch einen auf den Führungsarm 22 einwirkenden Druck erzeugt wird, ergibt sich aus folgender Formel:

$$10 \quad M_s = s P \sin \Delta\Theta_s \dots (6)$$

15 Wie andererseits aus der Draufsicht nach Fig. 24 ersichtlich ist, wird der Belastungsarm 22 unter der Einwirkung der Ablenkung um den Winkel  $\delta\Theta$  bezüglich der Achse YY' abgelenkt, wobei die letzterwähnte Achse sich durch den Drehpunkt des Armes 22 erstreckt. Aus der Formel (4) ergibt sich, dass das Rückstellmoment  $M_r$ , das im Zentrum Q der angetriebenen Rollen 24, 24' erzeugt wird, durch folgende Formel gegeben ist:

$$20 \quad M_r = 21 V_o \sin \delta\Theta \dots (7)$$

25 Die zwei Momentenarten, nämlich das Ablenkungsmoment  $M_s$  und das Rückstellmoment  $M_r$  haben unterschiedliche Richtungen und wirken gleichzeitig auf den Belastungsarm O Q<sub>1</sub> in den Punkten P und Q. Aus diesem Grund verbleibt der Belastungsarm OQ ständig in einer solchen Lage, in der die beiden Drehmomente ausgeglichen sind. Dies ergibt sich durch folgende Formel:

$$30 \quad M_s = M_r \dots (8)$$

35 Aus der Draufsicht in Fig. 24 ist ersichtlich, dass der Belastungsarm zwei zu beiden Seiten liegende drehbare Rollen aufweist und dass gleich grosse Kräfte  $T_1$  und  $T_2$  an den gegenüberliegenden Seiten auftreten. Hieraus ergibt sich folgende Ableitung:

$$21 V \sin \delta\Theta = S P_1 \sin \Delta\Theta_s$$

$$40 \quad 45 \quad \sin \delta\Theta = \frac{S}{21} \frac{P_1}{V} \sin s$$

$$50 \quad \Theta = \frac{1}{2} \sin^{-1} \left( \frac{S P_1}{1 V} \sin \Delta\Theta_s \right) \dots (9)$$

55 Aus der Formel (9) ist augenscheinlich, dass es eine notwendige und ausreichende Beziehung gibt für  $\Theta = 0$ , so dass  $\Delta\Theta_s = 0$  ist. Dies ergibt sich, wenn nicht der Druckvektor mit der Achse ZZ' zusammenfällt (siehe Fig. 22), so dass es nicht in die Stellung Q zurückkehrt. Die Beziehung  $\Delta\Theta_s = 0$  gilt theoretisch, wenn sich der Belastungsarm in seiner Normalstellung befindet, wobei XX'//xx'//YY' ist. Diese Beziehung bedeutet nichts anderes als die vollständige Parallelität der Drehachse xx' der getriebenen Rollen bezüglich der Achse XX' der treibenden Bodenfläche D. Hierdurch wird bewiesen, dass die selbstausrichtenden Eigenschaften der Kopfrollen bezüglich der antreibenden Rolle D bei einem pendelnd angeordneten Belastungsarm sehr unvollkommen ist. Um eine bessere Ausrichtung der Einrichtung zu erhalten, so wie es in der Textilfabrik verlangt wird, sollte der gewährbare Ablenkungsbereich innerhalb von 0,3 mm liegen, wie es aus den Fig. 6 und 7 ersichtlich ist. Es ist hierbei erforderlich, die

Ablenkungen der aneinandergepressten Körper oder Bauteile zu verringern oder zu eliminieren. Es ist jedoch aus den Untersuchungskurven ersichtlich, dass es unmöglich ist, sogar wenn die Technik hierzu vorhanden ist, bei Stückzahlen von Zehntausenden oder Hunderttausenden immer innerhalb der in Fig. 6 und 7 gezeigten erlaubten Bereiche zu bleiben. Aus den Fig. 6 und 7 ist somit ersichtlich, dass sogar bei einer hochwertigen Fertigung des Belastungsarmes keine volle Zufriedenheit hinsichtlich der erzielten Qualität und der Arbeitsweise vorliegen kann. Die Belastungsarme, die in Textilfabriken verwendet werden, bilden den Schlüssel zum Erzielen eines Pressbereiches, durch den die Qualität des gesponnenen Garnes und die Leistungsfähigkeit bestimmt werden. Aus diesem Grund ist es sehr wichtig, die Parallelität der getriebenen Rollen R bezüglich der treibenden Bodenrolle D zu erhalten und aufrechtzuerhalten.

Mit der vorliegenden Erfindung wird bezeichnet, eine Einrichtung zu schaffen, mit der die vorerwähnten Nachteile vermieden werden können. Es wird hierbei von der Annahme ausgegangen, dass die beim Pressen auftretenden eigentümlichen Abweichungen die Hauptursache sind für die auftretenden Schwierigkeiten. Es soll nunmehr ein rollender Bauteil zwischen der auslenkenden Feder und dem Belastungsarm angeordnet werden, um diese Bauteile voneinander zu isolieren. Dem rollenden Bauteil kommt hierbei die Aufgabe zu, den Ablenkungsvektor zu eliminieren und nur den notwendigen Druckvektor direkt auf die vertikale Achse ZZ' zu übertragen, so dass vom selbstaussrichtenden Prinzip voll Gebrauch gemacht wird und weiterhin ebenfalls von der bekannten pendelnden Anordnung des Armes.

Der Belastungsarm kann in mehrfacher Anordnung in Reihen innerhalb eines Grundkörpers angeordnet werden, wobei diese Belastungsarme als ein einziger Belastungsarm wirken können und in einem Streckabschnitt bzw. Abzugs-Abschnitt angeordnet sein können. Der Belastungsarm kann in verschiedenen Ausführungsformen realisiert werden und er eignet sich auch für eine Massenfabrikation. Mit diesem Belastungsarm können somit grosse Rationalisierungen und Erleichterungen in der Herstellung von Textilprodukten erzielt werden.

Wenn eine solche erfindungsgemäße Einrichtung nach dem Patentanspruch 1 bei einer Spinnmaschine verwendet wird, so wird durch die grosse Verbesserung in der Parallelhaltung der Achsen einer Bodenrolle und einer Kopfrolle die Voraussetzung geschaffen, um eine hohe Garnqualität zu erhalten. Diese verbesserte Garnqualität macht sich nicht nur in einer verbesserten Qualität eines Textilproduktes bemerkbar, sondern erhöht auch die Leistungsfähigkeit und die Produktivität beim Spinnen und verringert auch Fehler und Unterbrüche im Garn, und es können auch in einem folgenden zweiten Verfahrensschritt höhere Leistungen erzielt werden. Wenn z. B. ein gekämmtes Garn verwendet wird, so ergibt sich eine grosse Verbesserung hinsichtlich dessen Vorbereitung zum Weben und beim Webeprozess selbst, wie es aus Fig. 47 ersichtlich ist. Dies röhrt daher, dass die Anforderungen hinsichtlich der Qualität für dieses Material steigen werden, getrennt im Verhältnis zur Verbesserung der Erleichterungen bei der Herstellung infolge der weiten Verwendungsbereiche der erzielten Garne. Diese Voraussetzungen können mit dem vorhandenen Stand der Parallelität, wie er bei den vorhandenen Belastungsarmen vorhanden ist, kaum zufriedengestellt werden (siehe Fig. 6 und 7). Hiermit sind aber die Erfordernisse an die Belastungsarme bei einer Spinnmaschine noch nicht am Ende. Unter den Problemen ist an erster Stelle das Anwachsen des Druckes zu nennen, zweitens die Konstanthaltung der Qualität, drittens die angenehme Arbeitsweise und viertens die Wartungslosigkeit. Sogar bei der modernsten Ausführungsart eines Belastungsarmes treten die erwähnten Nachteile auf.

Es wurde erwähnt, dass neben anderen Dingen besonders

die Parallelität der Kopfrolle bezüglich der Bodenrolle die grösste Schwierigkeit bei den bekannten Belastungsarmen ergibt. Es ist unnötig zu sagen, dass die Parallelität der Kopfrolle einen direkten Einfluss auf die Leistungsfähigkeit des Streckabschnittes hat, so dass hierdurch ein Hauptfaktor im Erzielen der Garnqualität zu sehen ist. Durch diese Verbesserung wird somit ein Resultat erzielt, durch das die Textil-Technologie auf einen höheren Stand gehoben wird. Kurz gesagt bedeutet dies, dass durch die Erfindung alle bei den Spindeln einer Spinnmaschine vorhandenen Kopfrollen befähigt werden so zu arbeiten, dass die Abweichung von der Parallelität dieser Kopfrollen (wo keine Garn-Ungleichmässigkeit vorhanden ist) innerhalb des gewährbaren Bereiches der Auslenkung liegt. Aus diesem Grund ist die Erfindung wichtig.

15 In der Zeichnung sind mehrere Ausführungsbeispiele von bekannten Belastungsarmen und mehrere Ausführungsbeispiele des Erfindungsgegenstandes dargestellt. Es zeigen:

Fig. 1 eine Seitenansicht eines üblichen, einstellbaren Belastungsarmes,

Fig. 2 eine Draufsicht auf den Belastungsarm nach Fig. 1.

Fig. 3 eine graphische Darstellung, bei der die Abweichungen einer selbstaussrichtenden Einrichtung gezeigt werden, bei der der Arm nach den Fig. 1 und 2 verwendet worden ist,

25 Fig. 4 einen üblichen pendelnden Belastungsarm in Draufsicht,

Fig. 5 den Arm nach Fig. 4 in Seitenansicht,

Fig. 6 eine graphische Darstellung der Frequenzverteilung der Parallelität bei hinteren Kopfrollen einer üblichen Einrichtung,

30 Fig. 7 eine graphische Darstellung der Frequenzverteilung der Parallelität von vorderen Kopfrollen,

Fig. 8 und 9 einen üblichen fest angeordneten Belastungsarm, einmal mit einer Blattfeder und das andere Mal mit einer

35 Schraubendruckfeder, im Vertikalschnitt,

Fig. 10, 11 und 12 einen üblichen einstellbaren Belastungsarm, in schaubildlicher Darstellung, sowie im Schnitt und in Draufsicht,

Fig. 13–16 konkrete Ausführungsbeispiele von Einzelteilen eines üblichen einstellbaren Belastungsarmes,

Fig. 7 und 18 eine Draufsicht von zwei verschiedenen Ausführungsformen bekannter Belastungsarme, zum Erklären der selbstaussrichtenden Wirkung,

Fig. 19 eine Darstellung zum Erklären der vorerwähnten

45 Wirkung,

Fig. 20 und 21 zwei schematische Darstellungen einer üblichen Anordnung eines Belastungsarmes,

Fig. 22–24 Darstellungen zum Erläutern der vorhandenen Probleme, in Frontansicht und Draufsicht,

50 Fig. 25–27 zeigen zwei verschiedene Ausführungsformen des Erfindungsgegenstandes je in Ansicht und Seitenansicht,

Fig. 28–46 zeigen weitere Ausführungsformen des Erfindungsgegenstandes, und

Fig. 47 eine Tafel, aus der die prozentualen Vorteile bei

55 verschiedenen Anwendungsfällen eintreten.

Im folgenden werden nunmehr die Ausführungsbeispiele des Erfindungsgegenstandes erläutert.

Aus den Fig. 25–27 ist die Grundkonzeption der Erfindung

60 ersichtlich, die im folgenden beschrieben wird.

1. Die Ausbildung der Abstützstelle O für die Schwenkbewegung des Belastungsarmes A am rückwärtigen Ende stammt von einer Einrichtung, die mit einer schwenkbaren Abstützung arbeitet, also z. B. von Fig. 4, mit der balligen und damit sphärischen Lagerung.

2. Am unteren Ende einer Druckfeder S befindet sich ein Rollkörper. Es ist eine Bodenkappe HB vorhanden. Im Falle, dass eine Schraubendruckfeder verwendet wird, hat die Kappe

im Querschnitt eine U-Form, wobei aber an den beiden Schenkeln rechtwinkelige Flansche abragen. Diese Kappe nimmt das rollende Element (Wälzkörper) auf. Dieser Wälzkörper kann z. B. eine Kugel K oder eine zylindrische Rolle oder eine solche Form wie bei einem Nadellager haben. Die innere Dachfläche  $X_3X_3'$  vom Boden der Kappe liegt so, dass bezüglich der oberen Fläche  $X_5X_5'$  des Belastungsarmes während des Arbeitens mit der Einrichtung folgende Beziehung vorhanden ist:  $X_3X_3' \parallel X_5X_5'$ .

3. In einer vorbestimmten Stellung der oberen Fläche des Belastungsarmes, gegenüberliegend zu einem Anpresskörper, liegt ein Flächenabschnitt  $X_2X_2'$ , der eine schmale Führungsfäche bildet und zum Zwecke des Abrollens dient.

4. Auch wenn die unter 2. und 3. aufgeführten Massnahmen in umgekehrter Reihenfolge vorgesehen werden, so ergibt sich doch genau die gleiche Funktion, mit einigen Ausnahmen.

5. Die Druckfeder S hat üblicherweise die Form einer Schraubendruckfeder. Die um 90 Winkelgrade versetzten Enden der Feder S bezüglich seiner Längsachse und die Parallelität der beiden Endflächen dieser Feder müssen strikt eingehalten werden nach den Vorschriften der japanischen Industrienormen. Obwohl einige Abweichungen auftreten, hat dies nichts zur Folge, wenn die Abweichung innerhalb des zulässigen Bereiches der japanischen Industrienormen liegt. Beim Einbau der Feder S wird ihre obere Fläche vertikal auf einen Vorsprung 25 gepasst, wobei dieser Vorsprung 25 an einer vorbestimmten Stelle der Decke vom Gehäuse für den Belastungsarm sitzt. Die innere Fläche  $X_3X_3'$  der Bodenkappe HB, die sich bei der unteren Fläche der Druckfeder S befindet, kann eine nahezu horizontale Lage aufweisen. Die Bodenkappe HB ist mit der Druckfeder S so kombiniert, dass das Spiel zwischen Feder und Kappe möglichst klein gehalten wird, und gleichzeitig ist die Kappe so zum Gehäuse B für den Belastungsarm angeordnet, dass das Spiel zwischen dem Durchmesser (oder Breite) d der Bodenkappe HP und der Breite i des Gehäuses ebenfalls möglichst klein ist. Hierdurch wird erzielt, dass die vertikale Achse der Druckfeder S annähernd mit der Bezugsachse ZZ' des Gehäuses zusammenfällt. Durch einen derartigen Aufbau wird sichergestellt, dass die Druckfeder S an der vorbestimmten Stelle an der Fläche  $X_5X_5'$  des Gehäuses B aufrecht stehen bleibt, so dass die Gefahr einer Federableitung, also das Ausknicken der Feder, sehr verringert wird, so dass die Achse der Feder im wesentlichen mit der mittleren Achse des Gehäuses B zusammenfällt, wodurch der durch die Feder ausgeübte Druck genau vertikal wirkt. Deshalb hält die Fläche  $X_3X_3'$  der Bodenkappe HB den Zustand  $X_5X_5' \parallel X_3X_3'$  aufrecht, so dass durch die Drückeinrichtung, die den in der Kappe HB liegenden Wälzkörper K aufweist, der Druck der Feder S auf die Fläche  $X_2X_2'$  des Belastungsarmes B in der korrekten Richtung übertragen wird, so dass also nur der erforderliche korrekte Druck erzielt wird und eine Übertragung einer bedeutenden Ablenkung der Druckfeder S eliminiert wird.

6. Andererseits wird die Selbstausrichtung der getriebenen Rolle R, die durch den Körper D angetrieben wird, gemäß der eingangs erwähnten Art erzielt, und zwar durch die selbstausrichtende Schwingbewegung des Belastungsarmes A um die Anlenkstelle O. Es ergibt sich hieraus, dass der Wälzkörper A an den Kontaktstellen 27, 28 zwischen den Flächen  $X_2X_2'$  und  $X_3X_3'$  gar nicht oder nur sehr gering am Rollen gehindert wird. Der Rollwiderstand ist also äußerst gering. Auf diese Weise kann eine ideale Konstruktion erzielt werden, die einen pendelnden Belastungsarm aufweist, der unabhängig vom Druck und ohne nennenswerten Widerstand schwingen kann. Trotz der parallelen Lage der oberen und unteren Rollfläche  $X_3X_3'$  und  $X_2X_2'$ , zwischen denen sich der Wälzkörper befindet, kann in der Praxis doch nicht ganz vermieden werden, dass sich eine geringe schräge Lage zwischen diesen beiden Flächen einstellt.

Bei den bekannten Einrichtungen gibt es aber bereits Mittel zum Kompensieren, so dass diese schräge Lage nur ein ganz geringes Ausmass erreicht, so dass kein Rutschen an den Abrollflächen des Wälzkörpers auftritt, da durch den übertragenen Druck auch dieser Widerstand gegen ein Rutschen anwächst. Kurz gesagt, bedeutet dies den wesentlichen Vorteil der vorliegenden Einrichtung und ist darin zu sehen, dass die Anordnung des Wälzkörpers zwischen der Bodenfläche  $X_3X_3'$  des Presskörpers und der oberen Fläche  $X_2X_2'$  des Belastungs-

10 armes auf der gedrückten Seite drei verschiedene Funktionen bewirkt, nämlich eine Rollfunktion, weiterhin die Funktion der Druckübertragung und die Funktion zum Eliminieren eines abgelenkten Druckvektors, also Verhinderung einer Druckkomponente vom Presskörper zwischen die Rollflächen, die 15 durch die oberen und unteren, zueinander parallelen Flächen gebildet werden, zwischen denen sich der Wälzkörper befindet. Durch die Erfindung wird somit ein neuer Weg gezeigt, den Widerstand, der beim Selbstausrichten der Schwingbewegung des Belastungsarmes auftritt, auf Null zu halten, und dies auch 20 bei hohem Druck und voller Entfaltung der Pendelfähigkeit. Es wird somit eine Abstützung für ein Abrollen unter Druck gebildet, als Antwort auf das Rückstellmoment, das automatisch auf der Belastungsarmseite mit einer Ansprechbarkeit sogar unter einer grossen Belastung auftritt, wobei der reine 25 Druck, der nicht die Pendelfunktion des Belastungsarmes A stört, genau auf die Kopfrolle R übertragen wird.

7. Im Abzugsbereich einer Textilmaschine ist der Schwenkwinkel eines extrem grossen Ausschlages beim vorhandenen Belastungsarm nicht notwendig, außerdem ist in manchen 30 Fällen ein überflüssiges Schwingen schädlich. Durch das Verlangen in den letzten Jahren, grosse und schwerbelastbare Belastungsarme zu verwenden, hat der übermässige Schwenkwinkel eine enge Wechselbeziehung mit der Verringerung der Parallelität der Kopfrolle R.

35 Es wurde das Prinzip der selbstausrichtenden Funktion des Pendelsystems untersucht, das bisher mit dem Belastungsarm als ideal angesehen wurde, und es wurde nunmehr ein neuer Weg gefunden, diesen Belastungsarm auf möglichst leistungsfähige Weise zu verwenden. Es wurden weiterhin die Ursachen 40 der Verringerung der Parallelität untersucht, die bei den bekannten Einrichtungen vorliegt, und es wurde hierbei ermittelt, dass zum Erhöhen der Stabilität, die für eine vorteilhafte Verwendung der wesentlichen Merkmale bei den bekannten Einrichtungen notwendig ist, ein genau begrenzter Bereich für 45 den Schwenkwinkel des Belastungsarmes A vorhanden ist, und dass der begrenzte Betrag des wirksamen Ausschlages des Belastungsarmes Hand in Hand mit dem Betrag der sich summierenden Fehler geht, welche Fehler bei der Herstellung des Belastungsarmes auftreten, so dass der Ausschlag des Belastungsarmes durch spezielle Mittel auf einen gewährbaren, minimalen Betrag begrenzt wird. Mit der Erfindung kann eine Konstruktion geschaffen werden, bei der eine perfekte Selbst-Rückstellfunktion durch Anwendung von Massnahmen 50 erreicht wird, die auf den vorerwähnten verschiedenen Konzepten bestehen und vom Prinzip des Selbstausrichtens beim Pendelsystem vernünftig Gebrauch machen.

Es ist aus dem vorstehenden augenscheinlich, dass durch lange Versuche und grosse Erfahrungen mit den Eigenschaften der bestehenden typischen Belastungsarme die Erfindung 55 geschaffen wurde. Die Schlussfolgerung ist die, dass das Prinzip der Selbstausrichtung bei bekannten Pendelsystemen in theoretischer Hinsicht ganz genau ist, und dass ausgezeichnete und für den Belastungsarm geeignete stabile Funktionen eintreten, wenn dieses Prinzip korrekt angewandt wird. Der 60 Grund, warum die Parallelität der Kopfrolle R gestört wird, ist darin zu sehen, dass Fehler beim Belastungsarm die Leistungsfähigkeit der Kopfrolle verhindern oder erschweren. Es kann hierdurch die Schlussfolgerung gezogen werden, dass, sogar 65

wenn die druckausübenden Organe ihren Druck im wesentlichen direkt ausüben, die korrekte Selbstausrichtung, die dem Belastungsarm zu eigen ist, erreicht werden kann, wenn einige Massnahmen getroffen werden, um den Einfluss der direkten Richtung verhindert wird. Mit der vorliegenden Erfindung wird deshalb ein Verfahren angewandt, bei dem nicht mehr die Selbstausrichtung der bekannten Belastungarme verwendet wird, sondern wobei ein Wälzkörper zwischen dem Belastungsarm A und dem Presskörper S angeordnet wird.

Die Erfindung wird nunmehr anhand der Fig. 28 bis 46 beschrieben.

Die Fig. 28-39 zeigen die Beziehung zwischen der Bodenkappe HB, die den Wälzkörper K hält, und dem Gehäuse B für den Belastungsarm, und zeigen weiterhin verschiedene Stellungen der Kontaktpunkte 27, 28 zwischen dem Wälzkörper K und der Bodenkappe HB und dem Arm A.

In Fig. 28 ist eine Frontansicht einer mit einem Belastungsarm versehenen Einrichtung gezeigt. Die Fig. 29 zeigt eine Seitenansicht auf einen Teil der Einrichtung. In Fig. 28 befindet sich an einem Bereich des Belastungarms A eine Ausnehmung M, gegen die der Wälzkörper (Kugel) angedrückt liegt. Die Formgebung der Ausnehmung M ist derart, dass, wenn man sie von der Seite nach Fig. 29 betrachtet, eine gekrümmte Rinne vorliegt, die den Radius R' aufweist, der etwas grösser ist als der Radius R der Kugel K. Wenn man die Ausnehmung M in der Ansicht nach Fig. 28 betrachtet, so hat die Ausnehmung der Radius R, der gleich ist dem Radius R der Kugel K, deren Zentrum um den Betrag  $\Delta\delta$  versetzt ist, so dass eine flache Fläche über dem Abstand  $\Delta\delta$  gebildet wird. Da die Kugel K innerhalb der Ausnehmung M rollt, wird ein horizontales Schwingen des Belastungarms A im Bereich dieser Fläche  $\Delta\delta$  erzielt, wodurch es möglich ist, den Schwenkwinkel des Belastungarms A zu steuern. Die innerhalb der Bodenkappe HB liegende Kugel K hat etwas Spiel, so dass das Abrollen der Kugel K nicht behindert wird. In der Seitenansicht nach Fig. 29 ist der Querschnitt der Ausnehmung M derart, dass keine horizontale Versetzung der Kugel K ermöglicht wird, so dass die Kontaktstelle 27 auf der Bezugssachse ZZ' erhalten bleibt.

Andererseits ist die Bodenkappe HB in das Gehäuse B für den Belastungsarm eingepasst, und hat eine Höhe h. Hierdurch wird erzielt, dass die Tendenz zur Ablenkung oder zum Ausknicken der Druckfeder S kompensiert wird.

Obwohl bei dieser Einrichtung eine Steuerung der horizontalen Versetzung der Bodenkappe HB aus der Ansicht nach Fig. 29 nicht vorhanden ist, so tritt doch in der Praxis keine Schwierigkeit auf, da die Kugel K durch die Vertiefung M im Belastungsarm A unter Kontrolle steht.

Fig. 35 und 36 zeigen eine Ausführungsform, bei der die Deckenplatte des Armes A mit einer rechteckigen Ausnehmung M' versehen ist, die als Lauffläche für die Kugel K dient. In diesem Fall wird der Betrag der rollenden Versetzung der Kugel K durch die Abmessung der längeren Seite der rechteckigen Ausnehmung gesteuert, wie es aus der Frontansicht in Fig. 35 ersichtlich ist. Aus der Seitenansicht nach Fig. 36 ist ersichtlich, dass die Rollfläche für die Kugel K eine Ausnehmungsbreite b hat und dass die Kugel K die Laufstelle an zwei Kanten 27 und 27' berührt, wodurch sich der gleiche Arbeitszustand wie in der Darstellung nach Fig. 28 einstellt. Obwohl die Bodenkappe HB frei beweglich im Gehäuse B für den Belastungsarm sitzt, und zwar ausschliesslich durch ihre Plattendicke, ist dies ausreichend, wenn die Genauigkeit der Druckfeder S gut ist.

In Fig. 37-39 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Teiles des Erfindungsgegenstandes gezeigt. Aus der Vorderansicht nach Fig. 37 ist ersichtlich, dass auf den einander gegenüberliegenden Außenflächen des Belastungarms A an bestimmten Stellen Erhebungen 29, 29' vorhanden sind, die zum

Steuern der Schwingbewegung dienen. Diese Idee ist ähnlich den anhand der Fig. 13-16 beschriebenen Steuerstiften. Durch diese Massnahme wird nunmehr ein Schwingspiel  $\Delta\delta$  bezüglich der inneren Abmessung des Gehäuses A für den Belastungsarm freigelassen.

Diese Beziehung entspricht dem Abstand  $\Delta\delta$  in Fig. 28. Abweichend davon, wird es nunmehr aber nicht mehr notwendig, in die obere Fläche des Armes A eine Ausnehmung vorzusehen. Der andere Aufbau ist wie beim Beispiel nach Fig. 28-

31. Es ist jedoch eine zusätzliche Einrichtung vorhanden, wobei Erhebungen 30,30', 31,31' an den gegenüberliegenden Innenflächen des Gehäuses B angeordnet sind, um die äussere Mantelfläche der Bodenkappe HB zu umfassen, wie es aus der Draufsicht in Fig. 39 ersichtlich ist. Hierdurch wird die Bewegung der Bodenkappe HB gesteuert, so dass sie sich nur genau in der Richtung der Druckfeder bewegen kann, d. h. in der Richtung der Mittelachse der Druckfeder, ohne Abweichungen in andere Richtungen. Ein solcher Aufbau kann ohne Änderungen bei den Ausführungen nach den Fig. 28-36 angewandt werden. In Fig. 40-43 sind zwei andere Ausführungsbeispiele der rollenden Bauteile gezeigt. Bei diesen Beispielen wird als Wälzkörper eine Rolle verwendet.

In Fig. 40 ist eine Vorderansicht gezeigt, Fig. 41 zeigt eine Seitenansicht in schaubildlicher Darstellung, und Fig. 42 zeigt ebenfalls eine schaubildliche Darstellung eines erweiterten Beispieles. Aus der Seitenansicht Fig. 43 ist eine Konstruktion ersichtlich, bei der eine Blattfeder S' verwendet wird und wobei der Wälzkörper ebenfalls eine Rolle ist.

Fig. 44, 45 zeigt ein weiteres Ausführungsbeispiel, das ähnlich ist wie das Beispiel nach Fig. 40-43, wobei aber die den Wälzkörper darstellende Rolle anders angeordnet ist. Im Gegensatz zum Beispiel nach Fig. 40, bei dem die Rolle an der Bodenkappe HB angeordnet ist, ist beim Beispiel nach Fig. 44, 45 die Rolle am oberen Plattenteil des Armes A angeordnet. Beide Beispiele nach den Fig. 40-45 haben den Vorteil, dass der Wälzkörper K durch das Fassen der Drehachse der Rolle stabilisiert werden kann, und daher das Schwenken des Armes A ebenfalls stabilisiert wird. In manchen Fällen kann eine solche Konstruktion jedoch zu kompliziert werden und, wenn man diese Konstruktion einfacher gestaltet, kann ein Schlupf auftreten. Ein geringer Schlupf macht nicht zuviel aus, aber diese Konstruktion ist in erster Linie für solche Fälle geeignet, bei denen das Erreichen einer Stabilisierung das wichtigste ist.

Aus Fig. 46 ist ein Ausführungsbeispiel ersichtlich, das als universelle Konstruktion angesehen werden kann. Diese Einrichtung kann auf den verschiedenen vorhandenen Rollen (vordere Rolle, zweite Rolle, dritte Rolle usw.) im Abzugsabschnitt einer Textilmaschine angeordnet werden.

In Fig. 46 ist ersichtlich, dass die Schwenkachse O für den Belastungsarm A beim unteren Ende des Gehäuses B vorhanden ist. Das andere Ende des Belastungarms A ist mit einem Haltegriff 43 versehen, der von der unteren Kante einer rechteckigen Ausnehmung 34 im Gehäuse für den Arm aufgenommen wird. Die Achse G der Kopfrolle R wird in einer unteren U-förmigen Rinne im Arm A gehalten. Die gegenüberliegenden Enden der Schraubendruckfeder S sind mit einer Kopfkappe 32 und einer Bodenkappe 31 versehen, um zueinander parallele Flächen zu bilden, die rechtwinklig zur Mittelachse der Feder S liegen.

Die obere Fläche des Belastungarms ist mit einer Lauffläche für den Wälzkörper K versehen. Üblicherweise liegt das Zentrum des Wälzkörpers K auf der Bezugssachse ZZ', so dass der Wälzkörper nicht gegenüber dem Arm A sich nach vorn oder nach hinten versetzen kann, wogegen in der Schwenkrichtung ein begrenzter Ausweichbereich vorliegt. Der übrige Aufbau entspricht demjenigen nach den Fig. 28 bis 39. In der Bodenkappe 31 liegt mehr als die obere Hälfte des Wälzkör-

pers K und die obere Stelle des Wälzkörpers steht unter Druck in Anlage mit der Deckenfläche der Bodenkappe 31.

Die Bodenkappe 31 und die Kopfkappe 32 haben auf ihrer inneren Mantelfläche ein sehr geringes Spiel mit der Druckfeder S. Weiterhin haben diese Bauteile 31 und 32 auch mit ihrer äusseren Mantelfläche nur ein geringes Spiel gegenüber dem Gehäuse B, so dass die Teile 31 und 32 nur in der Druckrichtung verschiebbar sind. Der obere Teil 36 des Gehäuses B bildet einen Befestigungsteil zur wahlweisen Befestigung der Einrichtung an einem Hauptkörper 42 und dient auch zur Aufnahme einer Stellschraube 35, mit der der Druck der Feder S eingestellt werden kann.

Zur Einstellung der Druckfeder ist bei diesem Ausführungsbeispiel eine Bezugsplatte 41 vorhanden. Dieses ist aber nur ein Ausführungsbeispiel, es können auch andere Verfahren angewandt werden. So kann z. B. auch eine stufenweise Verstellung einer am Kopf der Einrichtung vorhandenen Nockenscheibe vorhanden sein; es kann aber auch eine Kombination eines Gestänges mit einer Nockenscheibe verwendet werden. Die dargestellten Stifte 38 und 38' sind weiterhin ein Beispiel, um die oberen und unteren Bauteile 36 und 37 des Gehäuses B zu vereinigen. Es ist natürlich auch möglich, diese Bauteile einstückig mit dem Gehäuse B auszuführen.

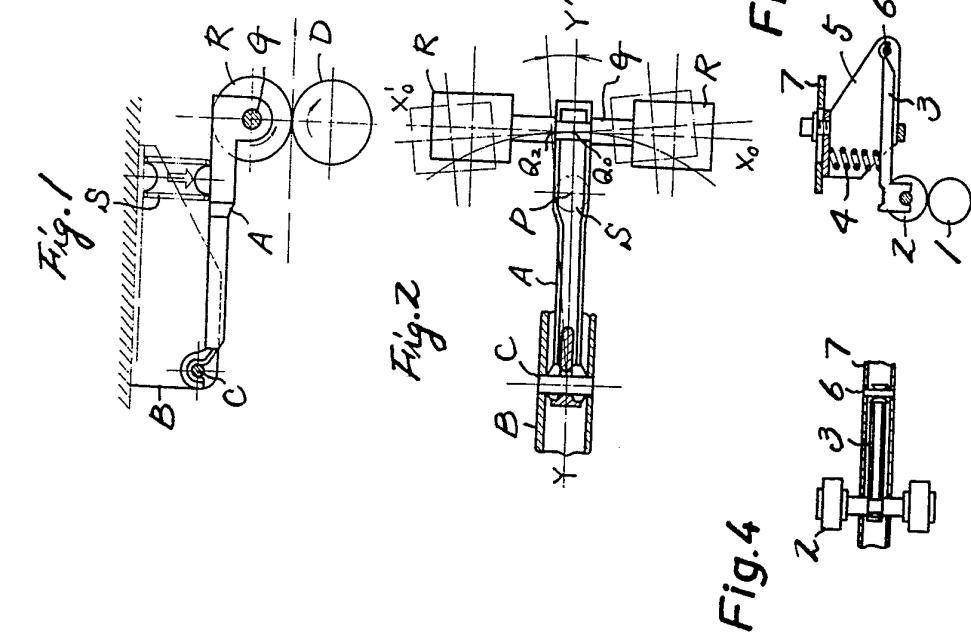


Fig. 1

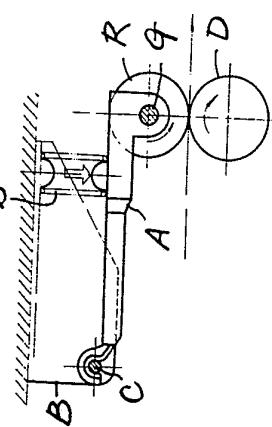


Fig. 2

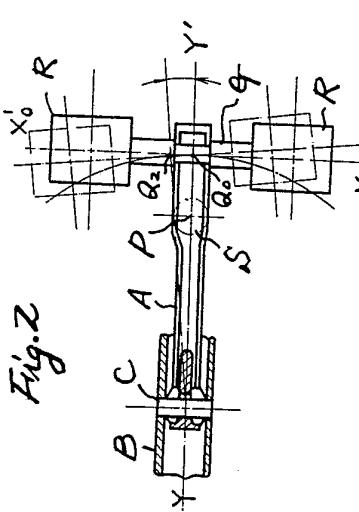


Fig. 4

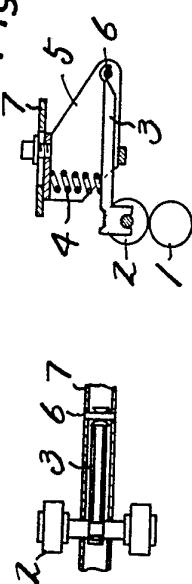


Fig. 5

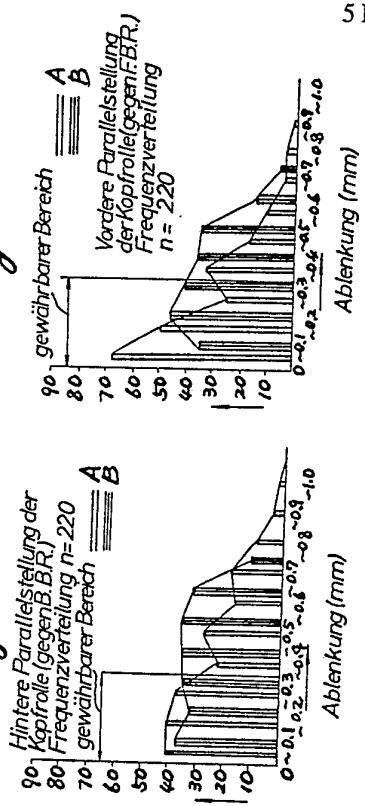


Fig. 6

Fig. 7

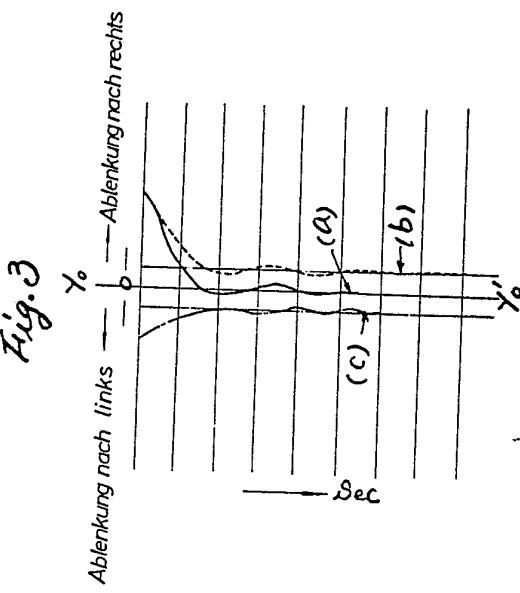


Fig. 3

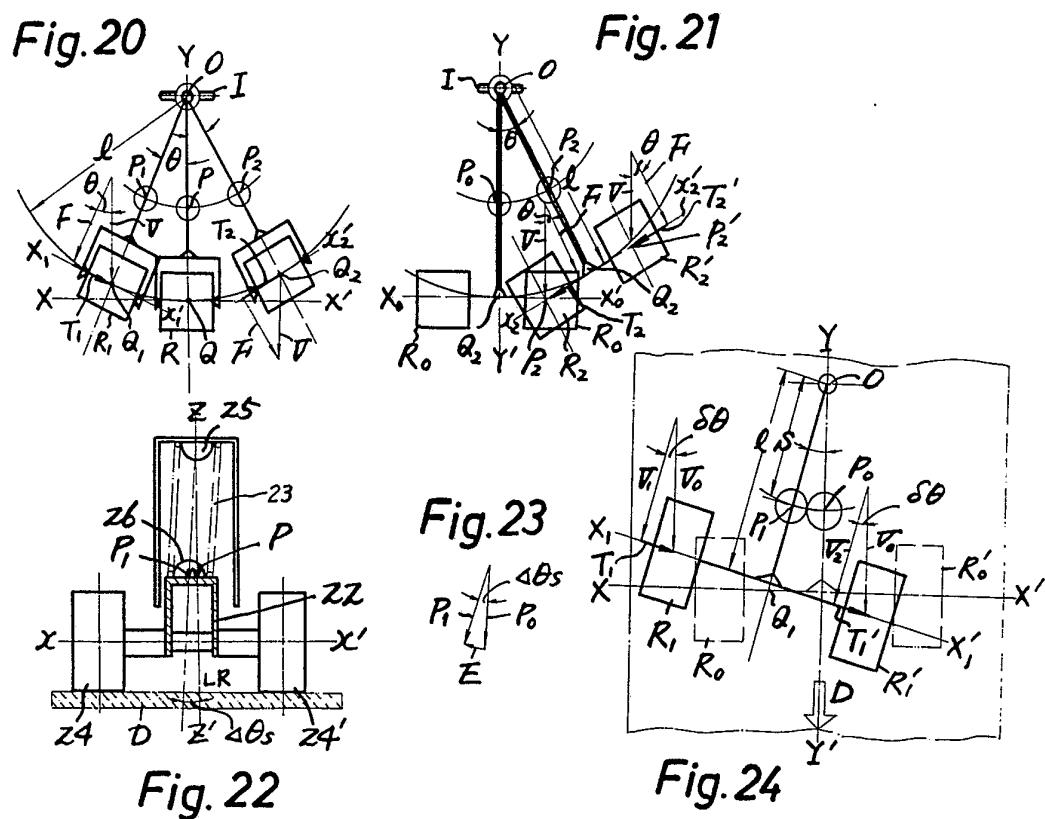
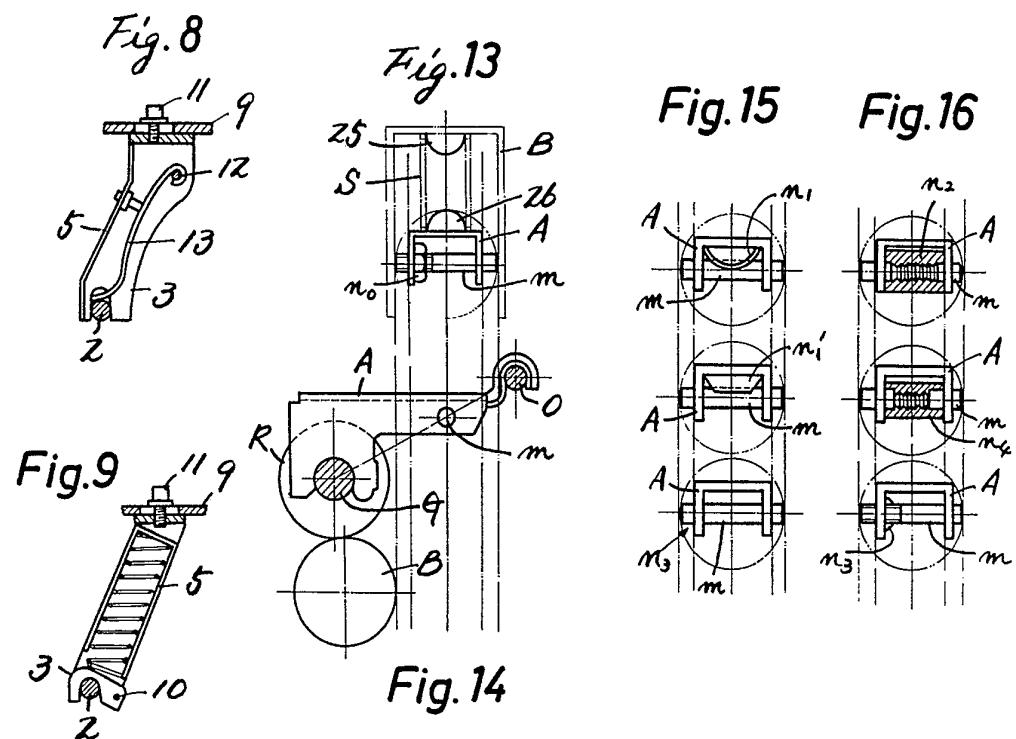


Fig. 10

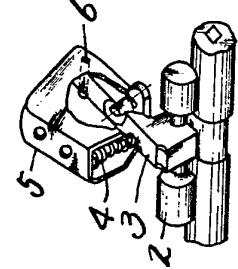


Fig. 11

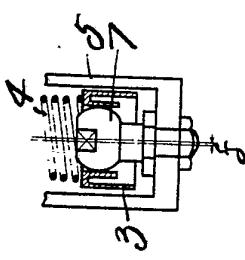


Fig. 25

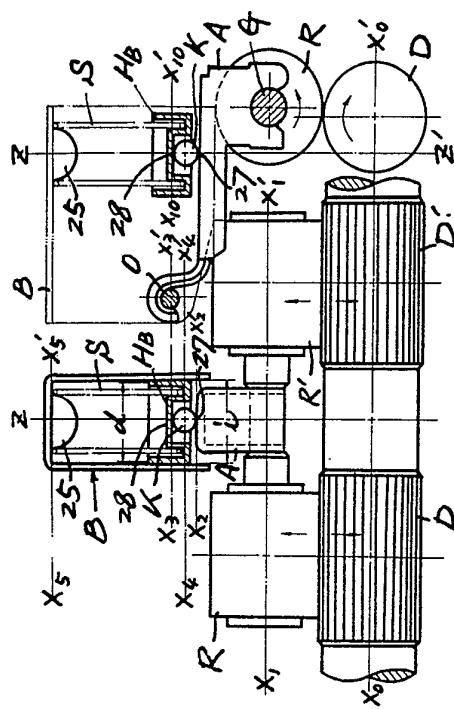


Fig. 17

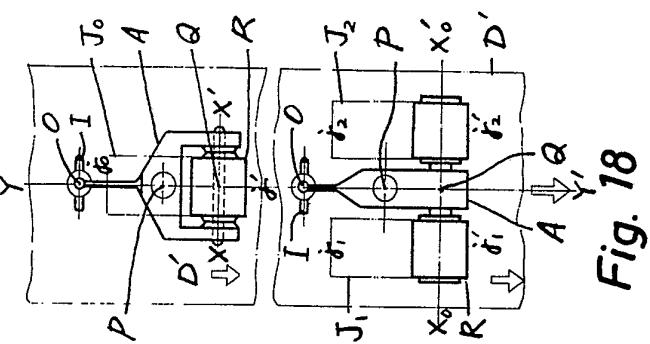


Fig. 12

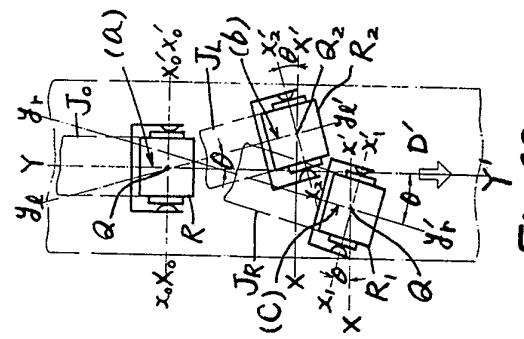


Fig. 18

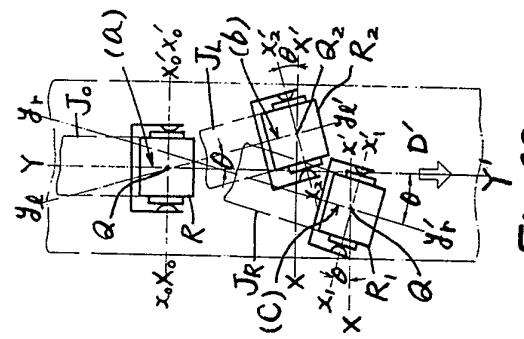


Fig. 19

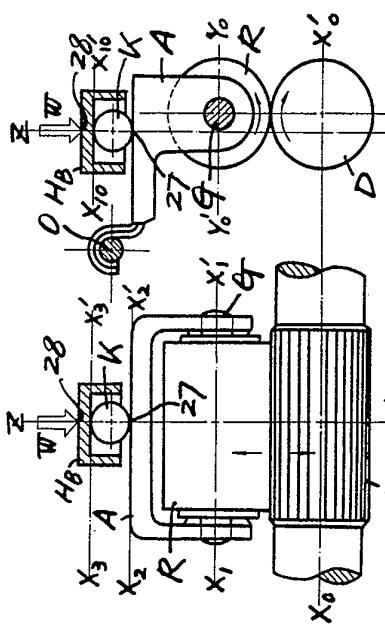


Fig. 26

Fig. 27

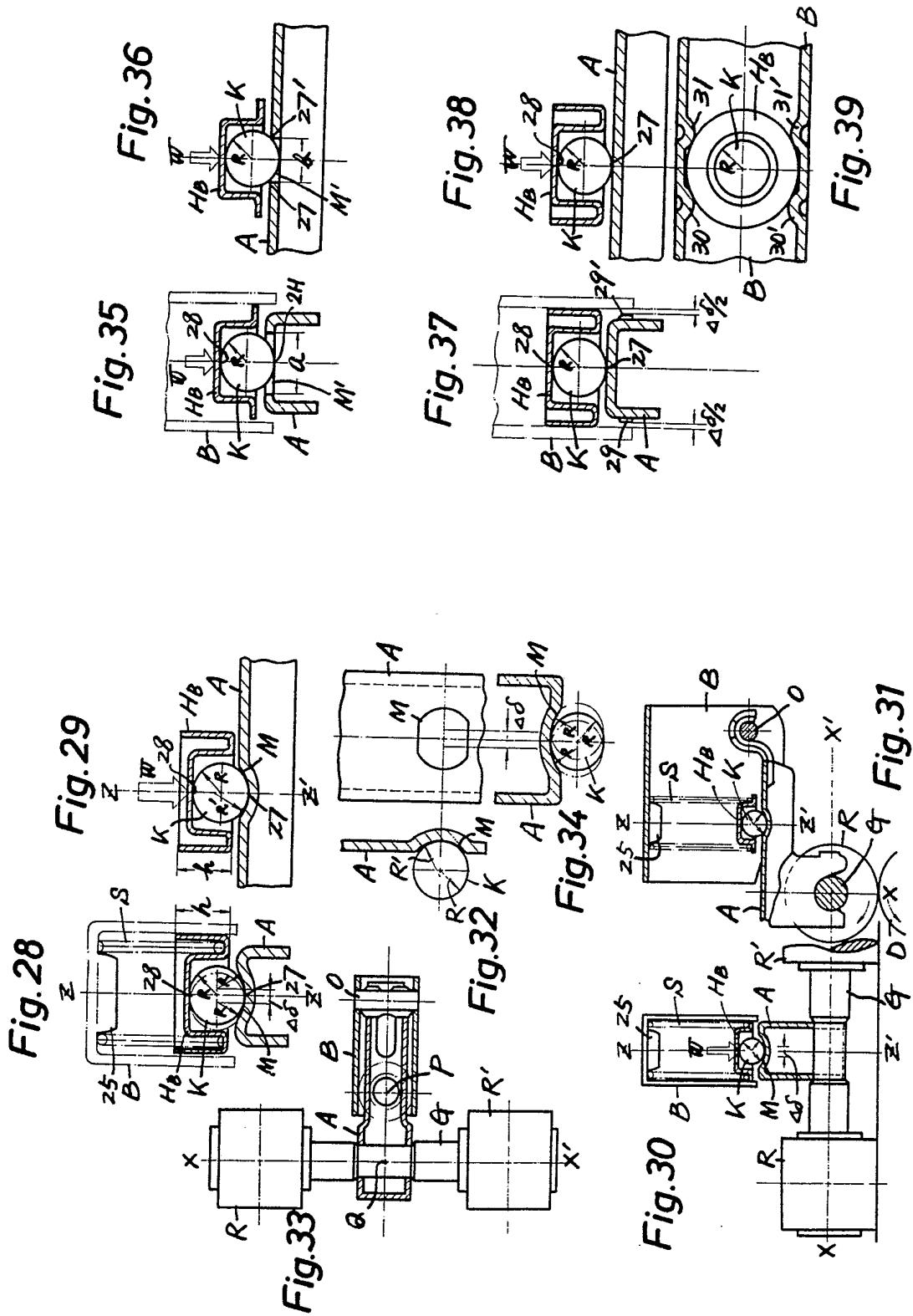


Fig. 40

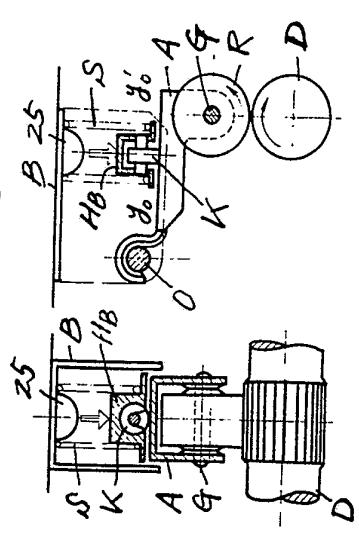


Fig. 43

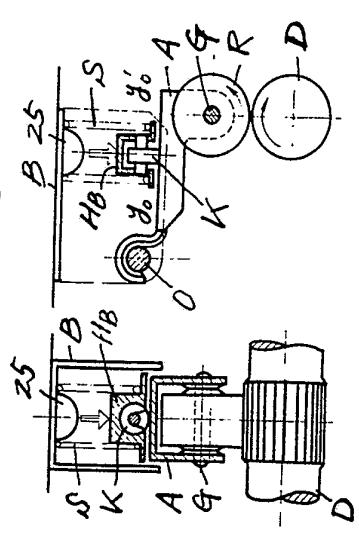


Fig. 41

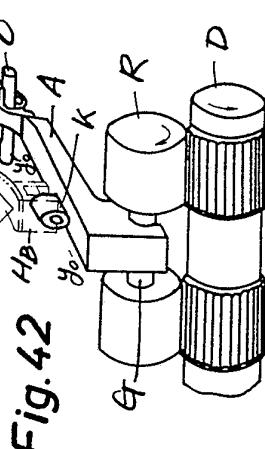
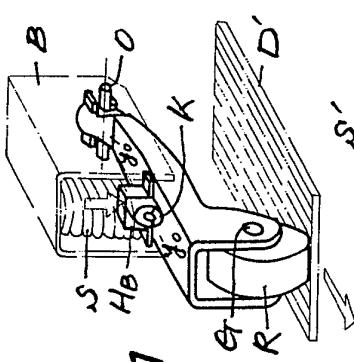
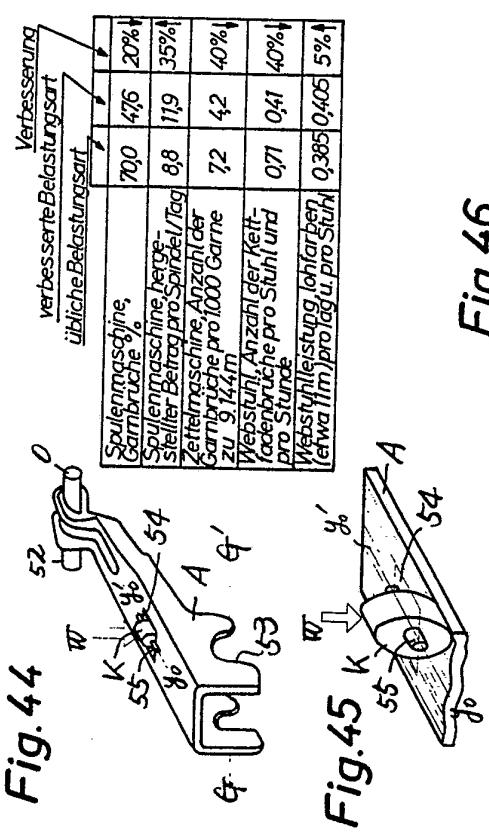


Fig. 47



	verbesserte Belastungsart	übliche Belastungsart	
Spulenmaschine, 0	700	476	20%
Spulenmaschine, hergestellter Beitrag pro Spindel/Tag	8.8	11.9	35%
Zettelmaschine, Anzahl der Garne zu 9,44m	72	42	40%
Webstuhl, Anzahl der Kettfäden pro Stuhl und pro Stunde	0.71	0.41	40%
Webstuhlleistung, lohnfarben, 0,3850,4405 5%	0.3850,4405	0.3850,4405	5%

Fig. 46

