



19



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
EIDGENÖSSISCHES INSTITUT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

11 CH 691 858 A5

51 Int. Cl.⁷: D 01 H 004/12
D 01 H 007/04
F 16 C 032/06

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein

Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

12 PATENTSCHRIFT A5

21 Gesuchsnummer: 03360/95

22 Anmeldungsdatum: 27.11.1995

30 Priorität: 29.11.1994 DE P 4442384.5
03.08.1995 DE 19528452.6
17.10.1995 DE 19538624.8

24 Patent erteilt: 15.11.2001

45 Patentschrift veröffentlicht: 15.11.2001

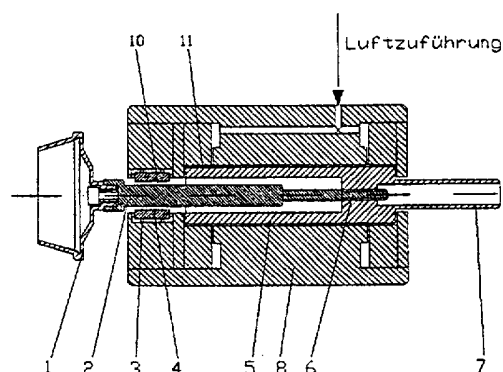
73 Inhaber:
Gerhard Wanger, Grosslellenfeld 100,
91722 Arberg (DE)

72 Erfinder:
Gerhard Wanger, Grosslellenfeld 100,
91722 Arberg (DE)

74 Vertreter:
Schmauder & Wann, Patentanwaltsbüro,
Inhaber Klaus Schmauder, Zwängiweg 7,
8038 Zürich (CH)

54 Spindel zur Gaslagerung eines schnelldrehenden Werkzeugs, insbesondere zur aerostatischen Lagerung eines Offenend-Spinnrotors.

57 Die Spindel zur Gaslagerung eines schnelldrehenden Werkzeugs, insbesondere zur aerostatischen Lagerung eines Offenend-Spinnrotors, besteht aus einer rotierenden Welle, die in einem Gehäuse in axialer und radialer Richtung gasgelagert ist. Die Welle (5) weist einen freischwingenden Fortsatz (2) auf, an dessen einem Ende das Werkzeug (1) angebracht ist. Die Lagerung des Fortsatzes (2) am werkzeugseitigen Ende erfolgt durch ein als Gleit- oder Wälzlager ausgebildetes Lager (4), wobei das Lager (4) mindestens das zweifache Lagerspiel (10) der radialen Gaslagerung (11) aufweist.



Beschreibung

Bisher wurde zur Lagerung eines Spinnrotors hauptsächlich die bekannte und bewährte Twin-Disk-Lagerung (Rollenlagerung) eingesetzt. Hierbei befindet sich der Spinnrotor am Ende einer Welle, die zwischen dem Antriebsriemen und zwei Rollen läuft, welche beide den mindestens 10fachen Durchmesser der Welle haben und mit Gummi beschichtet sind. Durch dieses Übersetzungsverhältnis von 1:10 konnte die Lebensdauer der Kugellager erheblich verlängert werden; gegenüber einer direkten Kugellagerung der Spinnwelle, wobei eine 10-fach höhere Drehzahl der Kugellager notwendig ist. Dennoch müssen in etwa alle 20 000 Stunden die Rollen und die Kugellager wegen Verschleiss erneuert werden. Die Twin-Disk-Lagerung bietet jedoch eindeutige Vorteile, denn sie hält relativ hohen Belastungen stand, und durch die Gummibeschichtung auf den Rollen und dem Antrieb über einen Riemen läuft die Welle mit dem Spinnmotor im überkritischen Schwingungsbereich, sodass die Unwuchtskräfte auf die Lagerung wesentlich geringer sind. Diese Lagerung ist z.B. in der Auslegeschrift DE 2 525 435 B1 ausführlich beschrieben. Hier ist auch ein Stützlager (siehe Spalte 4, oberster Absatz) vorhanden, jedoch in einem völlig anderen Zusammenhang als das in den Patentansprüchen angegebene Lager 4.

Bei diesem Anwendungsfall wurde schon oft der Einsatz von aerostatischen Lagern angestrebt, da hier kein Verschleiss der Lagerung stattfindet. Wie z.B. durch die Auslegeschrift DE-AS 2 349 072 bekannt, ist hier der Rotor starr mit der aerostatisch gelagerten Welle verbunden, somit kann dieses Lager der hohen Belastung durch Unwuchtskräfte bei Fadenriss im Spinnrotor nicht standhalten.

Bei Lackzerstäubern z.B. ist, trotz oft im Einsatz befindlicher aerostatischer Lagerung, immer noch ein starres Befestigen des Zerstäubers an der rotierenden Welle üblich, wodurch kleine Unwuchtsmassen oder ein geringer exzentrischer Sitz des Zerstäubers auf der Welle bereits zur Überlastung der aerostatischen Lagerung führen können.

Da bei gleicher Baugrösse die Belastbarkeit von Gaslagern gegenüber Wälzlagern um ein Vielfaches geringer ist, war ihr Einsatz bisher oft nicht möglich. Ausserdem führt eine geringfügige Überlastung der Gaslagerung bei hoher Drehzahl bereits zu einem irreparablen Totalausfall.

Ausser bei Spinnrotoren wird auch bei anderen schnell drehenden Werkzeugen eine Gaslagerung angestrebt. Beispiele derartiger Werkzeuge sind der Kopf eines Lackzerstäubers, die Tonne einer Zentrifuge und optische Werkzeuge, wie Prismen, Polygone und dergleichen. Statt Luft sollen und können zur Lagerung auch andere Gase eingesetzt werden. Die Lagerung soll und kann statisch oder dynamisch sein.

Aufgabe war es nun, eine Gaslagerung eines schnell drehenden Werkzeugs, insbesondere eine aerostatische Lagerung des Spinnrotors zu erreichen, die durch auftretende Kräfte wie Unwuchtskräfte nicht überlastet werden kann, sodass die mit der Überbelastung eintretende Zerstörung des Gas-

lagers ausgeschlossen wird und im überkritischen Schwingungsbereich läuft. Nach zahlreichen Versuchen wurde festgestellt, dass hierzu grosse Lagerspalte (im 1/10-mm-Bereich) notwendig sind; dies hat aber einen extrem hohen Luftverbrauch zur Folge, sodass die Energiekosten untragbar sind. Es wurde nun nach einer Möglichkeit gesucht, trotz engem Lagerspalt (8–12 µm) eine überkritische Lagerung des Spinnrotors zu gewährleisten. Durch elastisches Aufhängen der Lagerringe (beziehungsweise Lagerschalen) in O-Ringen konnte zwar der überkritische Lauf erreicht werden, da aber der Luftlagerspalt innerhalb des Schwingungsbereiches liegt und somit die Massenausgleichskräfte übertragen muss, konnten auch hierbei nicht die notwendigen Unwuchtsmassen aufgenommen werden.

Eine überkritische Aufhängung des Spinnrotors selbst in der aerostatisch gelagerten Welle wurde nun als letzte Möglichkeit in Betracht gezogen. Hierzu wurde der Spinnrotor an einem frei schwingenden Fortsatz (z.B. Stange) aufgehängt, der von seinen Abmessungen so gestaltet war, dass ein Durchfahren der ersten Eigenschwingung (Schwingungsresonanz) schon bei relativ niedriger Drehzahl möglich war. Die Schwingungsausschläge beim Resonanzdurchfahren waren jedoch so gross, dass die aerostatische Lagerung überlastet wurde. Ein Lager am Ende des Fortsatzes mit genügend Spiel, um ein freies Schwingen des Fortsatzes im überkritischen Drehzahlbereich zu ermöglichen, brachte letztlich die Lösung des Problems (Anspruch 1). Dieses Lager tritt also erst dann in Funktion, wenn die Schwingungsausschläge am Ende des Fortsatzes mit Spinnrotor grösser als das Spiel des Lagers sind. Sobald der Spinnrotor überkritisch läuft, muss eine Berührung zwischen Lager und Fortsatz ausgeschlossen sein, dazu ist für das Lager mindestens das zweifache Lagerspiel der aerostatisch radialen Lagerung notwendig. Durch diese Aufhängung des Spinnrotors konnte neben dem Vorteil der gering verschleissenden Lagerung auch eine durch Unwuchtskräfte nicht überlastbare aerostatische Lagerung geschaffen werden.

Um die Spindel in ihrer Länge zu kürzen und die Unwuchtskräfte, die vom Spinnrotor ausgehen, näher an die aerostatische Lagerung heranzubringen, wird der schwingungsfreie Fortsatz grösstenteils in eine zentrische Bohrung der aerostatisch gelagerten Welle untergebracht. Damit die erste Eigenschwingung des Fortsatzes bereits bei niedriger Drehzahl durchfahren werden kann, muss die Länge des Fortsatzes mindestens viermal so gross wie der kleinste Durchmesser des Fortsatzes sein. Da die zweite Eigenschwingung des Fortsatzes weit genug von der Betriebsdrehzahl entfernt sein muss, ist eine Durchmesserzunahme des Fortsatzes von der Befestigungsstelle aus zum Spinnrotor hin notwendig (Anspruch 2).

Ein weiteres Problem stellt die Befestigung des Fortsatzes im Bohrungsgrund der Welle dar. Zuerst wurde ein Gewinde eingesetzt, was bei längerem Betrieb durch die hohe dynamisch-wechselnde Beanspruchung ein Lockern durch Setzungserscheinungen im Gewinde zur Folge hatte. Eine Pressverbindung herzustellen war mit äusserst hohen Her-

stellungskosten verbunden, da die Pressung mit sehr engen Masstoleranzen (5 bis 10 μm) hergestellt werden musste, um ein Knicken des Fortsatzes durch zu hohe Einpresskräfte zu verhindern.

Indem entweder auf dem Fortsatz oder in der Welle ein Gewinde auf- bzw. eingebracht wurde, konnte erreicht werden, dass mit weiten Masstoleranzen von 1/10 mm die Einpresskraft immer noch in akzeptablen Grenzen liegt, ohne ein Knicken des Fortsatzes befürchten zu müssen (Anspruch 3).

Auch bei der aerostatischen Lagerung muss ein Auswechseln des Spinnrotors gewährleistet sein. Deshalb wurde bei bisherigen Ausführungen eine lösbare Verbindung zwischen Welle und Spinnrotor hergestellt. Dies hat aber zur Folge, dass bei jedem Wechsel des Spinnrotors die Spindel neu gewuchtet werden muss oder eine hochpräzise, teure Passung zwischen Welle und Spinnrotor eingerichtet werden muss (Toleranzfeldbreite 0,002 mm), weil bereits bei geringem exzentrischem Sitz des Spinnrotors die Unwuchtkraft die Grenzlast des aerostatischen Lagers übersteigt.

Durch das Anbringen der lösbaren Verbindung am Ende des oben genannten Fortsatzes der aerostatisch gelagerten Welle, kann die Verbindung mit einer grosszügigen Toleranz (0,05 mm) verwirklicht werden, da sie innerhalb des überkritischen Schwingungsbereiches liegt, der schon bei relativ niedriger Drehzahl erreicht wird.

Bei manchen Anwendungsfällen ist es dabei notwendig, dass der Fortsatz eine Bohrung aufweist, durch die etwas durchgeführt werden kann (zum Beispiel Lack, Baumwollfasern usw.). Deshalb ist hier ein gewisser Minstdurchmesser vorgegeben, und das Freischwingen wird dadurch erzeugt, dass die Wandstärke des Fortsatzes zwischen Pressverbindung der Welle und Lager des Fortsatzes entsprechend dünn ausgestaltet wird (Anspruch 4).

Es wurde nun gefunden, dass ein zusätzliches radiales Lager am freien Ende des Antriebselementes die radiale Belastbarkeit des aerostatischen Lagers wesentlich erhöht. Um weiterhin eine verschleissfreie Lagereinheit zu gewährleisten, ist es sinnvoll, als zusätzlich radiales Lager ein aerostatisches Lager zu verwenden. Diese mittige Anordnung des Antriebselementes zwischen den beiden aerostatischen Lagern führt zu einer kippmomentfreien Belastung. Deshalb bildet sich über die gesamte Lagerlänge eine gleichmässige Verengung der beiden Lagerspalten und es entsteht eine günstigere Druckverteilung, die eine viel höhere Belastbarkeit der aerostatischen Lager bewirkt.

Aus fertigungstechnischen Gründen ist es vorteilhaft, den im radialen Lager am freien Ende des Antriebselementes gelagerten Teil der Welle und den freischwingenden Fortsatz, an dessen Ende der Spinnrotor befestigt ist, aus einem Teil herzustellen. Um den zwischen Spinnrotor und Antriebselement gelagerten Teil der Welle auf dem hinteren Teil der Welle zu befestigen, ist eine günstige Pressverbindung im Bereich des Antriebselementes vorgesehen.

Bei einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung befinden sich an den Enden der Welle die beiden aerostatischen Axiallager, die vom grösse-

ren Lagerdurchmesser zu einem kleineren Innendurchmesser hin durchströmt werden. Um die Reibleistung des radialen Lagers zu verringern, musste der Lagerdurchmesser verkleinert werden, wodurch sich das Problem ergab, dass das Axiallager selbsterregte axiale Schwingungen ausführte. Es ist deshalb vorteilhafter, an einem Ende der Welle eine Scheibe anzubringen, die zur beidseitigen Axiallagerung der Welle dient. Je nach dem Fertigungs- oder Montageverfahren ist es günstig, die Welle und Scheibe einteilig herzustellen oder durch eine Press- bzw. Schweissverbindung miteinander zu verbinden.

Durch das einseitige Anbringen eines ringförmigen Dauermagneten, der eine Anziehungskraft auf die Scheibe am Ende der Welle ausübt, kann auf eines der beiden aerostatisch axialen Lager verzichtet werden, was je nach Ausführungsform einen fertigungstechnischen Vorteil bieten kann.

Durch die Riemenanpresskraft auf das Antriebselement findet eine Verformung der Welle statt. Es wurde gefunden, dass die aerostatischen Lager die höchste Tragfähigkeit gewährleisten, wenn die Verformung des Verbindungsgliedes der Lager der Verformung der Welle im Bereich des Antriebselementes angepasst ist, weil dann eine gleichmässige Verengung des Lagespaltes über die gesamte Lagerlänge des jeweiligen Radiallagers gegeben ist. Um dies zu erreichen, müssen die beiden aerostatischen Lager einzeln im Spindelgehäuse so aufgehängt werden, dass sie eine Neigung zur Längsachse der Spindel ohne Widerstand ausführen können. Hierzu eignen sich membranartig ausgebildete Körper oder eine elastische Aufhängung durch O-Ringe.

Da Durchmesser und Länge des Antriebselementes vorgegeben sind, muss das Verbindungsglied der aerostatisch radialen Lager von seinen geometrischen Abmessungen wie Länge, Breite und Höhe so angepasst sein, dass bei einer gegebenen Belastung durch die Riemenanpresskraft das Verbindungsglied der Lager und das Antriebselement der Welle die annähernd gleiche Durchbiegung ausbilden.

Gemäss einer Ausführungsform der Erfindung wird die lösbare Verbindung zum Auswechseln des Spinnrotors am Ende des freischwingenden Fortsatzes angebracht. Hier soll nun eine spezielle Ausführungsform, die das schnelle Auswechseln des Spinnrotors ermöglicht, näher beschrieben werden.

Besonders geeignet ist ein Schnappverschluss, der durch elastische Verformung der Verbindungsteile eine Zusammenhaltekraft erzeugt. Als elastisches Verbindungsteil ist ein Ring aus Federstahl geeignet.

Um einen spielfreien Sitz des Rotors zu gewährleisten, sollte die Verbindungsstelle konisch ausgebildet sein. Ein Schlitz am Umfang des Ringes bewirkt eine höhere Elastizität, wodurch günstigere Fertigungstoleranzen der Verbindung gegeben sind.

Ein weiterer Vorteil dieser Verbindung anhand eines Ringes ist, dass durch die auftretenden Fliehkräfte eine Aufweitung des Ringes stattfindet, wodurch die Verbindung im dynamischen Zustand einen noch stärkeren Halt bekommt.

Es stellte sich als sinnvoll heraus, die Scheibe, welche zur axialen Lagerung dient, zusätzlich zur Abbremsung der Welle zu verwenden. Hier gibt es nun die Möglichkeit, einen ringförmigen Fortsatz am Rand der Scheibe zu befestigen, der zusammen mit dem Gehäuse einen radialen Spalt bildet, in den über eine Bohrung Flüssigkeit gedrückt wird, sodass durch die Flüssigkeitsreibung die Welle hydrodynamisch abgebremst wird.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Scheibe durch einen ringförmigen Bremsbelag abzubremesen, der im Gehäuse verschiebbar ist. Die Anpresskraft für diesen Bremsbelag kann mechanisch, elektromagnetisch oder pneumatisch erzeugt werden. Bei einer pneumatisch betätigten Bremse ist der Bremsbelag an O-Ringen im Gehäuse aufgehängt, damit eine Abdichtung zu dem über eine Bohrung mit Druckluft gespeisten Raum im Gehäuse entsteht.

Ein Vorteil dieser Anordnung ist die Rückstellung des Bremsbelages, welche durch die Schubkräfte in den O-Ringen erreicht wird, sodass nach Beendigung des Bremsvorganges der Belag nicht länger an der Scheibe reibt.

Nachfolgend werden Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung anhand der Zeichnungen (Fig. 1 bis Fig. 6) im Einzelnen beschrieben:

Gemäss Fig. 1 ist eine Welle 5 aerostatisch in einem Gehäuse 8 in axialer und radialer Richtung gelagert. Die Ausführungsformen von aerostatischen Lagern sind nach dem Stand der Technik bekannt. Die hier eingesetzte aerostatische Lagerung zeichnet sich vor allem durch den niedrigen Luftverbrauch aus, da die Abluft der radialen Lager noch in den axialen Lagern genutzt wird.

Die Welle wird an einem Ende 7 über einen Tangentialriemen angetrieben. In der Welle 5 befindet sich eine zentrische Bohrung, in deren Grund ein Fortsatz 2 durch eine Pressverbindung befestigt ist. Der Fortsatz ist in Form einer Stange 2 ausgebildet, an deren Ende der Spinnrotor 1 durch eine Schraubverbindung angebracht ist. Die Pressverbindung 6 zwischen Stange 2 und Welle 5 wird dadurch hergestellt, dass sich entweder auf der Stange 2 oder in Bohrung der Welle 5 ein Gewinde befindet (das Pressmass beträgt 0,2 bis 0,3 mm). Die Stange 2 nimmt in ihrem Durchmesser zum Spinnrotor 1 hin stufenweise zu. Der kleinste Durchmesser in der Nähe der Befestigungsstelle 6 zwischen Welle und Stange muss so gross gewählt werden, dass er die Antriebs- und Bremsmomente des Spinnrotors 1 mit ausreichender Sicherheit übertragen kann, und so klein gewählt werden, dass die erste Eigenschwingung der Stange 2 schon bei relativ niedriger Drehzahl durchfahren werden kann (bei dieser Ausführung beträgt er 3 mm). Die Gesamtlänge der Stange 2 enthält in etwa 20-mal das Mass des kleinsten Durchmessers.

Am Ende der Stange, wo der Spinnrotor 1 angebracht ist, befindet sich ein zusätzliches radiales Lager 4 mit dem zwanzigfachen Lagerspiel 10 des aerostatischen radialen Lagers 11. Dieses Lager 4 ist hier als fettgeschmiertes Gleitlager ausgeführt. Ebenso kann ein Wälzlager mit genügend Lagerspiel eingesetzt werden. Um eine gute Dämpfung des Lagers beim Durchfahren der ersten Eigen-

schwingung zu erreichen, ist das Gleitlager 4 auf O-Ringen 3 im Gehäuse aufgehängt.

Da der Spinnrotor 1 wegen Verschleisses alle 10 000 Betriebsstunden ausgewechselt werden muss, ist es kein grosser Aufwand, das fettgeschmierte und teilweise verschlissene Gleitlager 4 mit auszuwechseln. Zum jetzigen Zeitpunkt können noch keine Aussagen über die wirklichen Standzeiten des Gleitlagers 4 gemacht werden.

Die Spindel ist für eine Betriebsdrehzahl von 120 000 U/min ausgelegt. Die erste Eigenschwingung der Stange 2 wird bereits bei der Drehzahl 12 000 U/min durchfahren. Danach läuft der Spinnrotor im überkritischen Schwingungsbereich, d.h. die Massenkräfte im Spinnrotor sind stets ausgeglichen und die Kräfte auf die aerostatische Lagerung sind selbst bei grossen Unwuchtmassen gering. Bis zur Drehzahl 11 000 U/min läuft der Spinnrotor unterkritisch.

Gemäss Fig. 2 ist eine Welle 5 aerostatisch in einem Gehäuse 8 in radialer Richtung gelagert. Die axiale Lagerung besteht aus einer Kombination zwischen Dauermagnet 12 und einseitig wirkenden aerostatischen Axiallager, das vom radialen Lagerspalt her mit Luft versorgt wird. Die Ausführungsformen von aerostatischen Lagern sind nach dem Stand der Technik bekannt. Die hier eingesetzte aerostatische Lagerung zeichnet sich vor allem durch den niedrigen Luftverbrauch aus.

Die Welle wird an einem Ende über eine Luftturbine 9 angetrieben. In der Welle 5 befindet sich eine zentrische Bohrung, an deren Ende ein Fortsatz 2 durch eine Pressverbindung 6 befestigt ist.

Der Fortsatz ist in Form einer Rohrstange 2 ausgebildet, an deren Ende der Lackzerstäuber 1 durch eine Schraubverbindung angebracht ist. Die Wandstärke des Fortsatzes 13 ist zwischen der Pressverbindung 6 und dem Lager des Fortsatzes 4 äusserst dünn (0,08 mm) gestaltet, damit genügend Elastizität des freischwingenden Fortsatzes 2 gegeben ist, um die Eigenschwingung bereits im Drehzahlbereich zwischen 6000 und 8000 U/min durchfahren zu können. Zum werkzeugseitigen Ende 1 hin nimmt die Wandstärke des Fortsatzes 2 wieder stark zu, um die Lagerung und die lösbare Werkzeugaufnahme zu ermöglichen.

Das Lager am Ende des Fortsatzes 2, wo der Lackzerstäuber 1 angebracht ist, besitzt das zwanzigfache Lagerspiel 10 des aerostatischen radialen Lagers 11, das hier ein Spiel von 20 µm hat. Dieses Lager 4 ist hier als ein mit Öl getränktes Sinterbronzegleitlager ausgeführt. Ebenso kann ein Wälzlager mit genügend Lagerspiel eingesetzt werden. Um eine gute Dämpfung des Lagers beim Durchfahren der ersten Eigenschwingung zu erreichen, ist das Gleitlager 4 auf O-Ringen 3 im Gehäuse aufgehängt.

Die Spindel ist für eine Betriebsdrehzahl von 80 000 U/min ausgelegt. Die erste Eigenschwingung des Fortsatzes 2 wird bereits bei der Drehzahl 7000 U/min durchfahren. Danach läuft der Lackzerstäuber im überkritischen Schwingungsbereich, d.h. die Massenkräfte im Zerstäuber sind stets ausgeglichen und die Kräfte auf die aerostatische Lagerung sind selbst bei grossen Unwuchtmassen gering.

Fig. 3 zeigt eine weitere Ausführungsform der erfindungsgemässen Lagerung eines Spinnrotors.

Fig. 4 zeigt eine Ausführungsform des erfindungsgemässen Schnappverschlusses zur Befestigung eines Spinnrotors am Ende eines freischwingenden Fortsatzes.

Fig. 5 und Fig. 6 zeigen Ausführungsformen von Bremsvorrichtungen, wobei die axial gelagerte Scheibe am Ende der Welle genutzt wird.

In Fig. 3 ist ein Spinnrotor 1 dargestellt, der durch eine lösbare Verbindung am Ende eines freischwingenden Fortsatzes 2 befestigt ist. An diesem Ende befindet sich noch ein Gleitlager 7, das die Schwingungsausschläge beim Durchfahren der ersten Eigenschwingung des Fortsatzes begrenzt.

Die aerostatisch im Gehäuse in radialer und axialer Richtung gelagerte Welle besteht aus zwei Lagerteilen 3, 5, die durch das Antriebselement 4 miteinander verbunden sind. Über dieses Antriebselement 4 läuft ein Flachriemen, der radiale Kräfte ausübt. Die zwei Lagerteile 3, 5 der Welle sind durch eine Pressverbindung 13 im Bereich des Antriebselements 4 miteinander verbunden. Der hintere Lagerteil der Welle 5 und der freischwingende Fortsatz 2 sind aus einem Teil hergestellt. Am rotorseitigen Ende der Welle ist eine Scheibe 10 durch eine Pressverbindung angebracht, die zur axialen Lagerung in beide Richtungen dient. Die beiden Lagerkörper 6, 11 bestehen jeweils aus einer Buchse 8, in die zwei Ringe eingepresst sind, zwischen denen sich ein Spalt befindet, der für die Luftzuführung des aerostatisch radialen Lagers notwendig ist. Jeder Lagerkörper 6, 11 besitzt einen Luftanschluss. Das Verbindungsglied 12 der beiden Lagerkörper 6, 11 ist in seinen geometrischen Abmessungen so gestaltet, dass es annähernd der lastabhängigen Verformung des Antriebselements 4 angepasst ist. Lagerkörper 6, 11 und Verbindungsglied 12 sind in dieser Ausführung einteilig. Jeder Lagerkörper 6, 11 ist an einem O-Ring 14 im Spindelgehäuse 15 befestigt. Im vorderen Lagerkörper 11 ist eine Buchse 9 eingepresst, die zur Abstützung des Axiallagers vorhanden ist. In dieser Buchse 9 ist das oben beschriebene Gleitlager 7 anhand von O-Ringen aufgehängt.

In Fig. 4 ist ein Schnappverschluss dargestellt, der Spinnrotor 1 und freischwingenden Fortsatz 2 miteinander verbindet. An dem konischen Ende des Fortsatzes befindet sich eine Nut 25, in die ein elastisch verformbarer Ring 23 eingebracht ist. Der Sitz am Spinnrotor 1 wird durch zwei gegenläufige Konusse gebildet, die sich an der Schnappkante 26 treffen. Um eine höhere Elastizität des Ringes 23 zu erreichen, ist er am Umfang 24 einmal geschlitzt.

In Fig. 5 ist die Ausführungsform einer hydrodynamischen Bremse dargestellt. Hierzu ist ein ringförmiger Fortsatz 34 am Rand der zur Axiallagerung der Welle 36 vorgesehenen Scheibe 35 befestigt. Dieser Fortsatz 34 bildet zusammen mit dem Gehäuse 31 einen radialen Spalt 33. Über eine Bohrung 32 wird Öl in diesen Spalt 33 gedrückt. Durch die Flüssigkeitsreibung wird die Welle 36 und der Spinnrotor 1 bis zum Stillstand abgebremst.

In Fig. 6 ist die Ausführungsform einer pneumatisch betätigten Reibbelagbremse dargestellt. Hier-

bei wird ebenfalls die zur Axiallagerung der Welle 46 vorgesehene Scheibe 45 verwendet, indem ein Bremsbelag 44 einseitig auf die Axialfläche gedrückt wird. Der Bremsbelag 44 ist verschiebbar im Gehäuse 41 anhand von O-Ringen 43 befestigt. Der Bremsbelag 44 mit den O-Ringen 43 und das Gehäuse 41 bilden einen Raum, der beim Bremsen über eine Bohrung 42 mit Druckluft versorgt wird. Die dem Bremsdruck entgegengesetzte Axialkraft wird durch das aerostatische Axiallager erzeugt.

Patentansprüche

1. Spindel zur Gaslagerung eines schnell drehenden Werkzeugs, insbesondere zur aerostatischen Lagerung eines Offenend-Spinnrotors, bestehend aus einer rotierenden Welle, die in einem Gehäuse in axialer und radialer Richtung gasgelagert ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (5) einen freischwingenden Fortsatz (2) aufweist, an dessen einem Ende das Werkzeug (1) angebracht ist und dass die Lagerung dieses Fortsatzes (2) am werkzeugseitigen Ende durch ein als Gleit- oder Wälzlager ausgebildetes Lager (4) erfolgt, wobei dieses Lager (4) mindestens das zweifache Lagerspiel (10) der radialen Gaslagerung (11) aufweist.

2. Spindel nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (5) eine zentrische Bohrung (6) umfasst, in welcher der Fortsatz (2) befestigt ist und der Durchmesser des Fortsatzes (2) zum rotorseitigen Ende hin zunimmt, wobei der kleinste Durchmesser des Fortsatzes zur Gesamtlänge des Fortsatzes mindestens ein Verhältnis von 1:4 aufweist.

3. Spindel nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Fortsatz (2) in der Bohrung (6) durch eine Pressverbindung befestigt ist, wobei sich jeweils nur in der Bohrung (6) oder nur auf dem Abschnitt des Fortsatzes (2), welcher in die Bohrung (6) eingepresst ist, ein Gewinde befindet.

4. Spindel nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Welle (5) eine zentrische Bohrung (6) umfasst, in welcher der durchbohrte Fortsatz (2) durch eine Pressverbindung befestigt ist und die Wandstärke des Fortsatzes (2) zum werkzeugseitigen Ende hin zunimmt.

5. Spindel nach einem der Ansprüche 1-4, dadurch gekennzeichnet, dass zwischen Fortsatz (2) der Welle und Spinnteller (1) eine lösbare Verbindung besteht, die das einfache Auswechseln des Spinntellers ermöglicht.

6. Spindel nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass am freien Ende des Antriebselementes (4) noch ein zusätzliches radiales Lager (6) angebracht ist (Fig. 3).

7. Spindel nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Lager am freien Ende des Antriebselementes als ein aerostatisch radiales Lager (6) ausgebildet ist.

8. Spindel nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der im radialen Lager am freien Ende des Antriebselementes gelagerte Teil der Welle (5) und der freischwingende Fortsatz (2), an dessen Ende der Spinnrotor (1) befestigt ist, einteilig sind.

9. Spindel nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der im radialen Lager zwischen Spinnrotor und Antriebselement gelagerte Teil der Welle (3) und der im Lager am freien Ende des Antriebselementes gelagerte Teil der Welle (5) durch eine Pressverbindung (13) miteinander verbunden sind.

10. Spindel nach einem der Ansprüche 6–7, dadurch gekennzeichnet, dass eine Scheibe (10) an einem der beiden Enden der Welle (3, 5) angebracht ist, die zur aerostatischen axialen Lagerung der Welle dient.

11. Spindel nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Scheibe (10) und die Welle (3, 5) einteilig sind.

12. Spindel nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass die Scheibe (10) durch eine Press- oder Schweissverbindung mit der Welle (3, 5) verbunden ist.

13. Spindel nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, dass an der Scheibe (10) einseitig ein ringförmiger Dauermagnet angebracht ist.

14. Spindel nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass das Verbindungsglied (12) der beiden aerostatisch radialen Lager (6, 11) von den geometrischen Abmessungen so ausgebildet ist, dass die Verformung dieses Verbindungsglieds (12) der Verformung der belasteten Welle (3, 4, 5) im Wesentlichen angepasst ist.

15. Spindel nach einem der Ansprüche 6–7, dadurch gekennzeichnet, dass als lösbare Verbindung zwischen Spinnrotor (1) und Fortsatz der Welle (2) ein Schnappverschluss vorgesehen ist.

16. Spindel nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass als Schnappelement ein elastischer Ring (23) verwendet wird und der Sitz zwischen Spinnrotor und Fortsatz konisch ausgebildet ist.

17. Spindel nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass der elastische Ring (23) am Umfang mindestens einmal geschlitzt ist.

18. Spindel nach Ansprüchen 6 und 10, dadurch gekennzeichnet, dass die an einem Ende der Welle (36) angebrachte Scheibe (35) am Rand mit einem ringförmigen Fortsatz (34) ausgebildet ist und dieser Fortsatz zusammen mit dem Gehäuse (31) einen radialen Spalt (33) bildet.

19. Spindel nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass eine Bohrung (32) in den zwischen ringförmigen Fortsatz (34) und Gehäuse (31) gebildeten radialen Spalt (33) einmündet.

20. Spindel nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass der ringförmige Fortsatz (34) der Scheibe (35) ein Wandstärke-Breiten-Verhältnis von mindestens 1:2 besitzt.

21. Spindel nach Ansprüchen 6 und 10, dadurch gekennzeichnet, dass gegenüber der am Ende der Welle (46) angebrachten Scheibe (45) ein ringförmiger Bremsbelag (44) angeordnet ist und der Bremsbelag axial verschiebbar im Gehäuse (41) befestigt ist.

22. Spindel nach Anspruch 21, dadurch gekennzeichnet, dass der ringförmige Bremsbelag (44) an Gummiringen (43) im Gehäuse (41) aufgehängt ist, und diese Gummiringe (43) zusammen mit dem Bremsbelag (44) einen Raum im Gehäuse abdich-

ten, der über eine Bohrung (42) zeitweise mit Druckluft gespeist wird.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

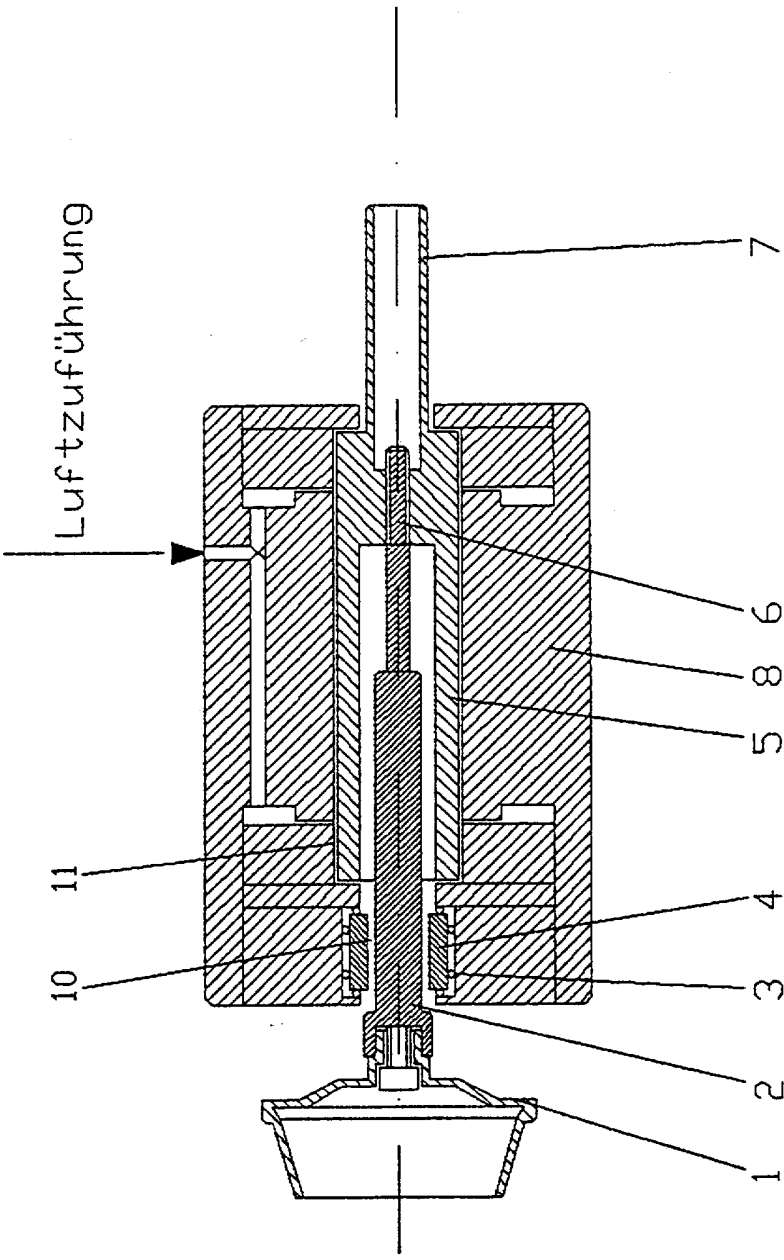
50

55

60

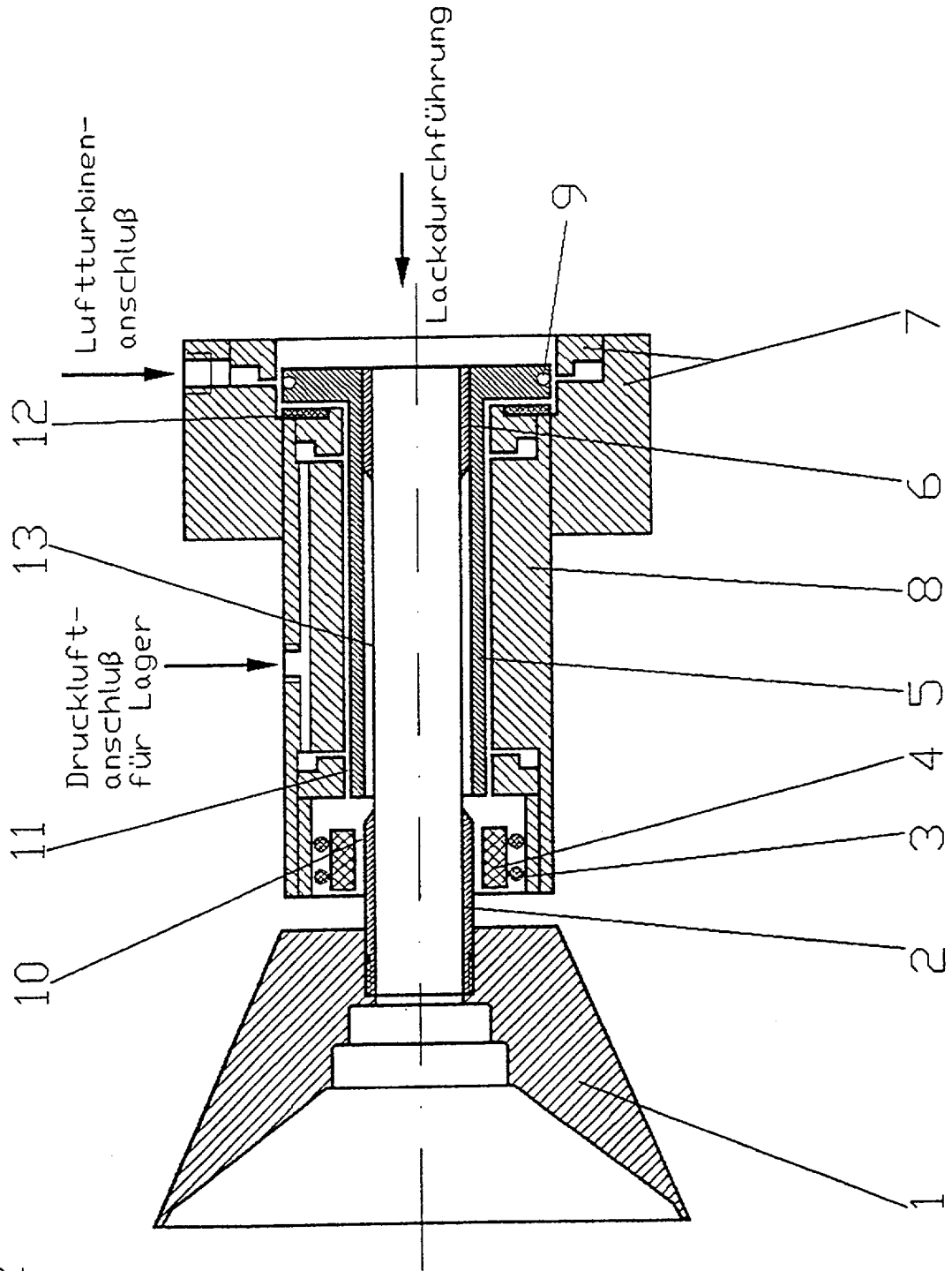
65

6

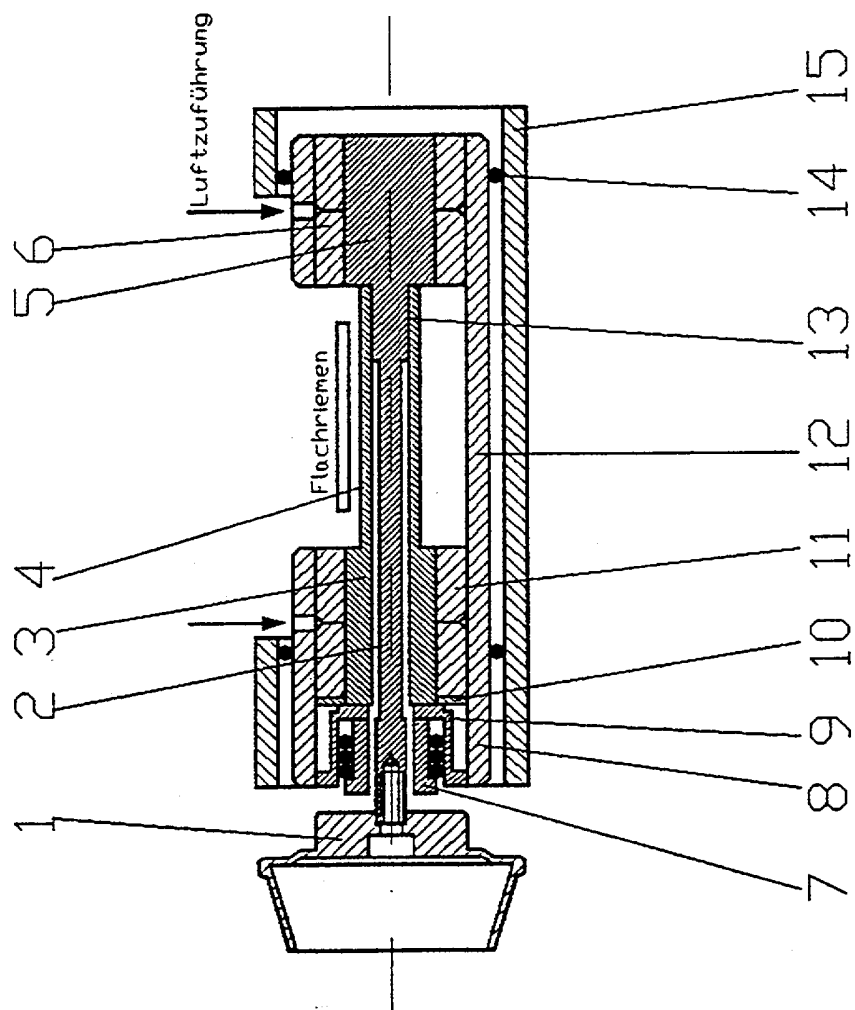


Figur 1

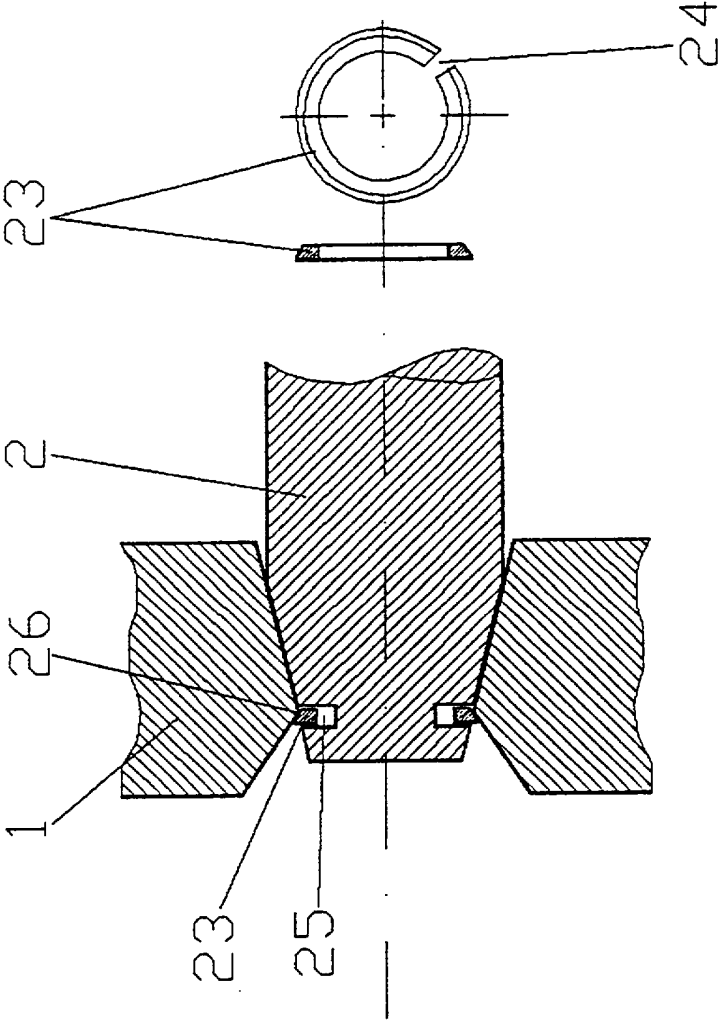
Figur 2



Figur 3



Figur 4



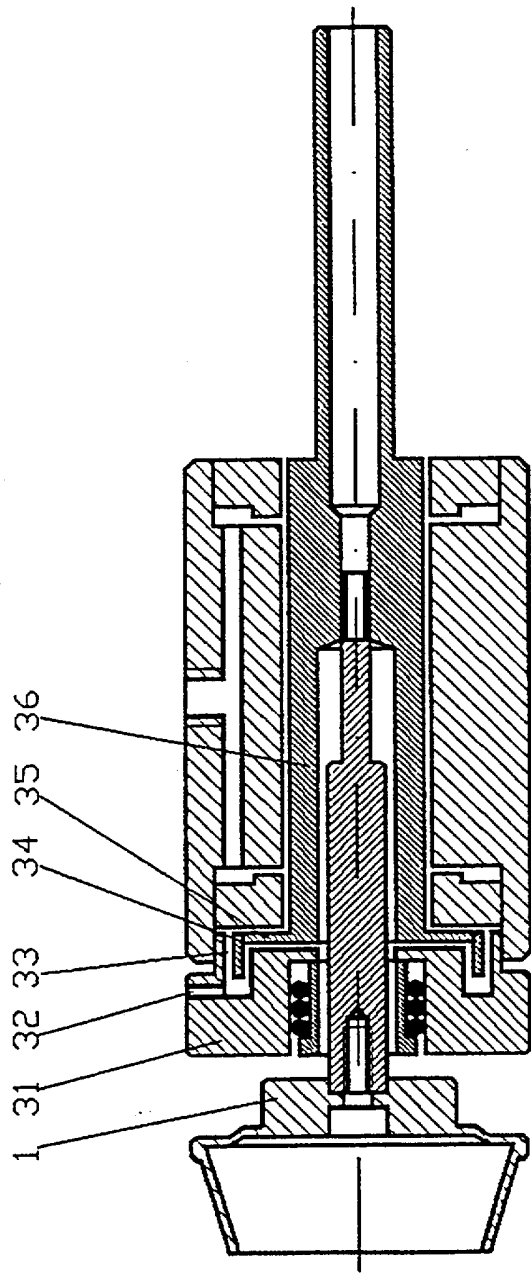


Figure 5

Figur 6

