



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:  
**25.01.2017 Patentblatt 2017/04**

(51) Int Cl.:  
**F04D 29/041** (2006.01) **F04D 1/06** (2006.01)  
**F04D 7/04** (2006.01) **F04D 29/051** (2006.01)  
**F04D 31/00** (2006.01) **F04D 13/08** (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **16173766.3**

(22) Anmeldetag: **09.06.2016**

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR**  
Benannte Erstreckungsstaaten:  
**BA ME**  
Benannte Validierungsstaaten:  
**MA MD**

(72) Erfinder:  
• **Felix, Thomas**  
**8126 Zumikon (CH)**  
• **Gassmann, Simon**  
**8051 Zürich (CH)**  
• **Welschinger, Thomas**  
**78315 Radolfzell (DE)**

(30) Priorität: **23.07.2015 EP 15178068**

(74) Vertreter: **Intellectual Property Services GmbH**  
**Langfeldstrasse 88**  
**8500 Frauenfeld (CH)**

(71) Anmelder: **Sulzer Management AG**  
**8401 Winterthur (CH)**

(54) **PUMPE ZUM FÖRDERN EINES FLUIDS MIT VARIIERENDER VISKOSITÄT**

(57) Es wird eine Pumpe zum Fördern eines Fluids mit variierender Viskosität vorgeschlagen, welche ein Gehäuse (2) mit einem Einlass (3) und einem Auslass (4) für das zu fördernde Fluid aufweist, sowie mindestens ein Laufrad (7) zum Fördern des Fluids vom Einlass (3) zum Auslass (4), welches auf einer drehbaren Welle (5) angeordnet ist, sowie einen Entlastungskolben (6) zur Axialschubentlastung, wobei der Entlastungskolben (6) einen drehfest mit der Welle (5) verbundenen Rotor (61) mit einer Hochdruckseite (65) und mit einer Niederdruckseite (64) umfasst, einen bezüglich des Gehäuses (2) stationären Stator (62), und einen Entlastungskanal (63),

der sich zwischen dem Rotor (61) und dem Stator (62) von der Hochdruckseite (65) bis zur Niederdruckseite (64) des Rotors (61) erstreckt und wobei ferner ein Rückführkanal (8) vorgesehen ist, welcher die Niederdruckseite (63) des Rotors (61) mit dem Einlass (3) verbindet, wobei mindestens ein Zwischenkanal (9, 9') vorgesehen ist, welcher zwischen der Hochdruckseite (65) und der Niederdruckseite (64) des Rotors (61) in den Entlastungskanal (63) einmündet, und wobei ein Sperrorgan (10, 10') zur Beeinflussung der Strömung durch den Zwischenkanal (9, 9') vorgesehen ist.

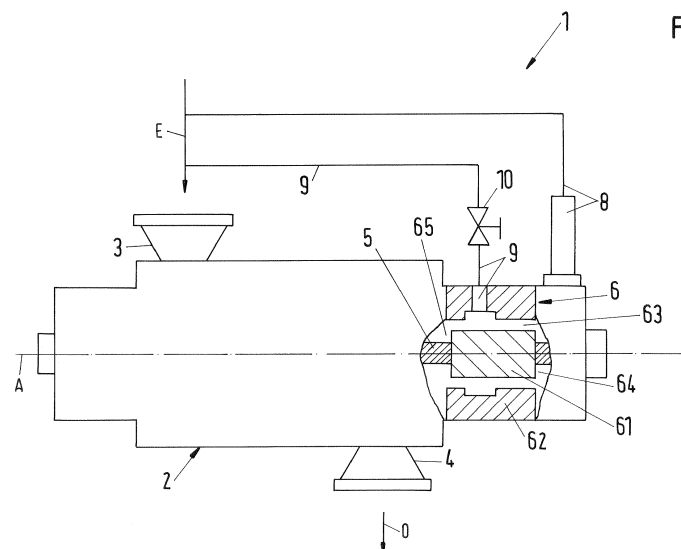


Fig.1

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Pumpe zum Fördern eines Fluids mit variierender Viskosität gemäss dem Oberbegriff des unabhängigen Patentanspruchs.

**[0002]** In ein- oder mehrstufigen Zentrifugalpumpen werden häufig sehr grosse hydraulische Kräfte generiert, die in axialer Richtung, also in Richtung der Längsachse der Welle der Pumpe, wirken. Diese Kräfte müssen von dem Axiallager der Welle aufgenommen werden. Da diese Axiallager jedoch aus praktischen und technischen Gründen möglichst klein gehalten werden sollen, ist es eine wohlbekannte Massnahme, auf der Welle der Pumpe einen Entlastungskolben (balance drum) zum Axialschubausgleich vorzusehen. Dieser umfasst einen drehfest mit der Welle verbundenen, typischerweise im Wesentlichen zylindrischen, Rotor und einen koaxial dazu angeordneten Stator, der bezüglich des Pumpengehäuses stationär ist. Der Stator kann dabei beispielsweise als separate Hülse ausgestaltet sein oder auch durch das Gehäuse selbst gebildet werden. Der Rotor ist so bemessen, dass sich zwischen dem Rotor und dem Stator ein enger, ringförmiger Entlastungsspalt ausbildet. Dieser wird hochdruckseitig mit dem Raum hinter dem Laufrad bzw. bei mehrstufigen Pumpen dem Raum hinter dem letzten Laufrad verbunden, sodass eine Leckageströmung des geförderten Fluids durch den Entlastungsspalt auf die Niederdruckseite des Rotors strömen kann. Von dort wird das Fluid dann zum Einlass der Pumpe zurückgeführt. Durch den Druckabfall über den Rotor wird so eine Kraft in axialer Richtung generiert, welche entgegengesetzt zu den vom Laufrad generierten hydraulischen Axialkräften gerichtet ist, und somit die vom Axiallager aufzunehmenden Kräfte erheblich reduziert.

**[0003]** Bei der Ausgestaltung der Entlastungskolben kommt den geometrischen Abmessungen eine sehr wichtige Bedeutung zu, insbesondere dem Durchmesser und der axialen Länge des Rotors und dem Spiel zwischen Rotor und Stator, welches die Breite des Entlastungskanals in radialer Richtung bestimmt.

**[0004]** Die Leckageströmung durch den Entlastungskanal verursacht einen Volumenverlust des geförderten Fluids, der natürlich möglichst gering gehalten werden soll, wobei die Leckageströmung andererseits auch so gross sein muss, dass die gewünschten technischen Effekte realisiert werden. Als weiteren Effekt - und dies trifft in besonderem Masse auf hochviskose Fluide zu - verursacht die Fluidströmung im Entlastungskanal eine Reibung, die zu einer beträchtlichen und unerwünschten Temperaturerhöhung im Entlastungskanal führen kann.

**[0005]** Zusätzlich zu der Funktion der Axialschubentlastung kann das durch den Entlastungskanal strömende Fluid auch zur Stabilisierung bzw. zur Stabilität der Pumpenrotordynamik beitragen. Durch die als Lomakin-Effekt bekannte Wirkung erzeugt das im Entlastungskanal strömende Fluid die Welle zentrierende Kräfte, welche sich positiv sowohl auf die Dämpfung als auch auf die Steifigkeit der Wellenlagerung auswirken.

**[0006]** Weitere wichtige Parameter, die bei der Ausgestaltung des Entlastungskolbens zu berücksichtigen sind, sind die Rotationsgeschwindigkeit, mit der die Pumpe betrieben wird, die generierte Druckdifferenz, die Dichte des Fluids und die innere Reibung, also die Viskosität, des geförderten Fluids.

**[0007]** Man ist beim Design der Pumpenhydraulik bestrebt, einen möglichst optimalen Kompromiss zwischen all diesen Effekten zu realisieren, wobei die Fluideigenschaften in der Regel nicht beeinflussbar und auch nicht ausreichend bekannt sind und daher nur abgeschätzt werden können.

**[0008]** Es gibt zahlreiche Anwendungen, bei denen die Eigenschaften des geförderten Fluids nicht konstant sind, sondern sich mehr oder weniger schnell ändern können.

**[0009]** Mit Multiphasenpumpen werden beispielsweise Fluide gefördert, die ein Gemisch aus mehreren Phasen enthalten, beispielsweise eine oder mehrere flüssige Phasen und eine oder mehrere gasförmige Phasen. Solche Pumpen sind seit langem wohl bekannt und werden in zahlreichen Ausführungsformen hergestellt. Der Anwendungsbereich dieser Pumpen ist sehr breit, sie werden zum Beispiel in der Öl- und Gasindustrie zum Fördern oder Transportieren von Erdöl oder Erdöl-Erdgas-Gemischen verwendet. Dabei können sich die Fluideigenschaften über die Zeit gesehen ändern, z. B. die Phasenzusammensetzung bzw. Phasenverteilung des zu fördernden Mehrphasenfluids. Die relativen Volumenanteile der flüssigen und der gasförmigen Phase - beispielsweise bei der Ölförderung - unterliegen sehr grossen Schwankungen, was unter anderem an der natürlichen Quelle liegt.

**[0010]** Gerade bei der Erdöl- und der Erdgasförderung können aber auch sehr starke Änderungen in der Viskosität des Fluids auftreten, was im Folgenden anhand eines Beispiels erläutert werden soll. Bei der Ausnutzung bzw. der Abschöpfung von Ölfeldern nimmt mit der Zeit - also mit zunehmender Abschöpfung - der natürlich vorhandene Druck in einem Ölfeld ab. Es ist eine bekannte Technologie, bei abnehmenden natürlichen Druck im Ölfeld mittels sogenannter Injektionspumpen Wasser in das Ölfeld zu drücken, um so den Druck am Bohrloch zu erhöhen. Dies hat aber zur Folge, dass die Pumpe, mit welcher das Öl aus dem Bohrloch gefördert wird, über den Zeitraum der Abschöpfung mit einem Fluid variierender Viskosität bzw. innerer Reibung konfrontiert wird: Zum Beginn der Abschöpfung ist es meistens das natürliche Öl oder Öl-Gas-Gemisch, das gefördert wird. Mit zunehmendem Wassereintrag in das Ölfeld ändert sich das Fluid irgendwann zu einer Wasser-Öl-Emulsion, die eine wesentlich höhere innere Reibung aufweist, die um Grössenordnungen höher sein kann als die des anfänglich geförderten Erdöls. Mit weiterer Abschöpfung wird dann der Wasseranteil in dem geförderten Fluid so gross, dass es wieder zu einem starken Abfall der Viskosität kommt.

**[0011]** Dieses deutlich ausgeprägte Maximum, das bei

der Abschöpfung eines Ölfeldes im zeitlichen Verlauf der Viskosität - meist erst nach einigen Jahren - auftritt, macht es manchmal notwendig, die Pumpen, mit denen das Öl aus dem Bohrloch gefördert oder durch Pipelines transportiert wird, oder zumindest ihre Hydraulik zu ersetzen. Dies ist natürlich für den Betreiber der Ölförderung auch aus wirtschaftlichen Gründen nicht wünschenswert, er hat das Bedürfnis, dass die zur Förderung des Erdöls/Erdgases eingesetzten Pumpen möglichst über den gesamten Zeitraum der Abschöpfung des Ölfeldes ohne Austausch der Pumpe oder Austausch der Pumpenhydraulik effizient betreibbar sind.

**[0012]** Dies trifft in besonderem Masse für solche Anwendungen zu, bei denen die Pumpen sehr schwer oder nur mit erheblichem Aufwand zugänglich sind. Als Beispiel seien hier Untersee-Anwendungen genannt. Heutzutage werden in zunehmende Masse auch Ölfelder abgeschöpft, die sich unter dem Meeresboden befinden und die mit den klassischen Bohrplattformen nicht mehr oder nicht in wirtschaftlicher Weise erreichbar sind. Daher ist man dazu übergegangen, Teile der Förderausrüstung, wie beispielsweise Pumpen, auf dem Meeresboden in der Nähe des Austritts des Bohrlochs zu platzieren. Von dort wird das geförderte Öl dann zu Verarbeitungs- oder Speichereinrichtungen transportiert, die an Land, auf einer Bohrplattform oder auf einem Schiff als FPSO (Floating Production Storage and Offloading Unit) vorgesehen sind. Gerade in solchen Fällen, in denen die Pumpe als Unterseepumpe für den Betrieb auf dem Meeresboden ausgelegt ist, ist es natürlich wünschenswert, eine Pumpe zur Verfügung zu haben, die auch Fluide mit stark veränderlicher Viskosität effizient und wirtschaftlich fördern kann, ohne dass dazu ein Austausch beispielsweise der Pumpenhydraulik notwendig ist.

**[0013]** Eine mögliche Lösung ist es, in der Rückführung, mit welcher das durch den Entlastungskanal strömende Fluid von der Niederdruckseite des Rotors des Entlastungskolbens zum Einlass der Pumpe zurückgeführt wird, mit einem einstellbaren Ventil zu versehen, um so die Rückführung mehr oder weniger stark drosseln zu können. Damit kann man zumindest prinzipiell auch den Fluss durch den Entlastungsspalt zwischen dem Rotor und dem Stator beeinflussen. Eine Drosselung in der Rückführleitung kann allerdings zu einer erheblichen Reduzierung des vom Entlastungskolben generierten Axialschubausgleichs führen, weil der Druckabfall über den Entlastungskolben deutlich kleiner wird. Dies bedeutet aber, dass die vom Axiallager der Welle aufzunehmenden hydraulischen Schubkräfte grösser werden, wofür dieses ausgelegt sein muss, weil ansonsten die Gefahr besteht, dass das Axiallager überlastet wird oder einem deutlich höheren Verschleiss unterliegt.

**[0014]** Es ist daher eine Aufgabe der Erfindung, eine Pumpe bereitzustellen, die zum effizienten und wirtschaftlichen Fördern von Fluiden mit stark variierender Viskosität geeignet ist, ohne dass dafür ein Austausch der Pumpenhydraulik, also des Laufrads oder der Laufräder und/oder des Entlastungskolbens vorgenommen

werden muss.

**[0015]** Der diese Aufgabe lösenden Gegenstand der Erfindung ist durch die Merkmale des unabhängigen Patentanspruchs gekennzeichnet.

**[0016]** Erfindungsgemäss wird also eine Pumpe zum Fördern eines Fluids mit variierender Viskosität vorgeschlagen, welche ein Gehäuse mit einem Einlass und einem Auslass für das zu fördernde Fluid aufweist, sowie mindestens ein Laufrad zum Fördern des Fluids vom Einlass zum Auslass, welches auf einer drehbaren Welle angeordnet ist, sowie einen Entlastungskolben zur Axialschubentlastung, wobei der Entlastungskolben einen drehfest mit der Welle verbundenen Rotor mit einer Hochdruckseite und mit einer Niederdruckseite umfasst, einen bezüglich des Gehäuses stationären Stator, und einen Entlastungskanal, der sich zwischen dem Rotor und dem Stator von der Hochdruckseite bis zur Niederdruckseite des Rotors erstreckt und wobei ferner ein Rückführkanal vorgesehen ist, welcher die Niederdruckseite des Rotors mit dem Einlass verbindet, wobei mindestens ein Zwischenkanal vorgesehen ist, welcher zwischen der Hochdruckseite und der Niederdruckseite des Rotors in den Entlastungskanal einmündet, und wobei ein Sperrorgan zur Beeinflussung der Strömung durch den Zwischenkanal vorgesehen ist.

**[0017]** Durch den Zwischenkanal und das Sperrorgan kann die Länge des Entlastungskanals geändert werden und damit auch die wirksame Länge des Rotors des Entlastungskolbens. Da, wie bereits erwähnt, der Durchmesser und die Länge des Rotors des Entlastungskolbens einen entscheidenden Einfluss sowohl auf die Flussrate durch den Entlastungskolben als auch auf die im Entlastungskanal durch Reibung verursachte Temperaturerhöhung hat, kann somit durch den Zwischenkanal in sehr einfacher Weise eine Anpassung an starker Änderungen in der Viskosität des Fluids vorgenommen werden. Funktionell hat man nun nämlich quasi die Möglichkeit, die Pumpe mit mindestens zwei unterschiedlichen Entlastungskolben verschiedener Länge zu betreiben. Bei vergleichsweise geringerer Viskosität des Fluids - also beispielsweise zum Beginn der Abschöpfung eines Ölfeldes, wenn im Wesentlichen nur Öl bzw. ein Öl-Gas-Gemisch gefördert wird - kann man mit dem Sperrorgan den Zwischenkanal absperren, sodass die Leckageströmung über die gesamte Länge des Entlastungskolbens bis zur Niederdruckseite des Rotors geführt und von dort durch den Rückführkanal abgeführt wird. Kommt es zu einem starken Ansteigen der Viskosität - also beispielsweise zu dem beschriebenen Peak in der inneren Reibung des Fluids, der auf der Ausbildung der Öl-Wasser-Emulsion beruht - so wird das Sperrorgan und damit der Zwischenkanal vollständig geöffnet, sodass nun im Wesentlichen der gesamte Leckagestrom aus dem Entlastungskanal in den Zwischenkanal abgeführt wird. Da somit der wirksame Länge, das heisst der durchströmte Teil des Entlastungskanals verkürzt wird, reduziert sich auch deutlich die im Entlastungsspalt durch Reibung generierte Temperaturerhöhung. Diese ist proportional

zum Verhältnis aus Reibung und Leckagerate. Auf diese Weise ist die Pumpe und insbesondere der Entlastungskolben in einfacher Weise auch an starke Änderungen in der Viskosität des Fluids anpassbar. Dabei ist es besonders vorteilhaft, dass die vom Entlastungskolben generierte Axialschubentlastung, wenn überhaupt, zumindest keine wesentliche Reduzierung erfährt, sodass keine grössere Belastung von dem Axiallager der Welle aufgenommen werden muss.

**[0018]** Vorzugsweise umfasst der Entlastungskanal einen Ringraum, welcher die Welle umgibt und in welchen der Zwischenkanal einmündet. Hierdurch ist es gewährleistet, dass bei geöffnetem Zwischenkanal das Fluid besonders gut und gleichmässig aus dem Entlastungskanal in den Zwischenkanal abfliessen kann.

**[0019]** Gemäss einer bevorzugten Ausführungsform weist der Entlastungskanal ausserhalb des Ringraums eine konstante Breite in radialer Richtung auf. Durch den Zwischenkanal wird der Entlastungskanal aufgeteilt in einen ersten Teilkanal und in einen zweiten Teilkanal, die in axialer Richtung hintereinander angeordnet sind. Vorzugsweise weist der Entlastungskanal ausserhalb des Ringraums in dem ersten Teilkanal oder in dem zweiten Teilkanal - besonders bevorzugt in beiden Teilkanälen - eine konstante Breite in radialer Richtung auf. Dabei kann die Breite des ersten Teilkanals gleich gross sein wie die Breite des zweiten Kanals oder der erste und der zweite Teilkanal haben unterschiedliche Breiten. Durch die unterschiedlichen Breiten der beiden Teilkanäle lässt sich die Leckagerate durch den Entlastungskanal in einfacher Weise vergrössern oder verkleinern.

**[0020]** Vorzugsweise ist der Zwischenkanal mit dem Einlass verbunden, damit auch das über den Zwischenkanal ausströmende Fluid zum Einlass der Pumpe zurückgeführt wird.

**[0021]** In einer bevorzugten Ausführungsform mündet der Zwischenkanal in den Rückführkanal ein, weil hierdurch die konstruktive Gestaltung einfacher ist.

**[0022]** Eine vorteilhafte Massnahme besteht darin, dass das Sperrorgan als einstellbares Durchflussventil ausgestaltet ist. Somit kann der Fluss in dem Zwischenkanal auch auf Werte zwischen Null und dem maximalen Fluss eingestellt werden.

**[0023]** Auch kann es je nach Anwendung vorteilhaft sein, wenn ein zweites Sperrorgan zur Beeinflussung der Strömung durch den Rückführkanal vorgesehen ist. Somit kann auch im Rückführkanal die Flussrate aktiv beeinflusst werden.

**[0024]** Gemäss einer bevorzugten Ausführungsform ist das Sperrorgan als Dreiwegeventil ausgestaltet, welches mit dem Einlass, mit dem Rückführkanal und mit dem Zwischenkanal strömungsverbunden ist. Durch diese Massnahme kann in apparativ besonders einfacher Weise wahlweise der Rückführkanal oder der Zwischenkanal mit dem Einlass der Pumpe strömungsverbunden werden.

**[0025]** Bei einer ebenfalls bevorzugten Ausgestaltung ist ein Umschaltorgan vorgesehen, mit welchem der

Rückführkanal wahlweise mit dem Einlass der Pumpe oder mit einer Quelle für ein zweites Fluid verbindbar ist, sodass das zweite Fluid durch den Rückführkanal der Niederdruckseite des Rotors zuführbar ist. Somit ist es beispielsweise möglich durch den Rückführkanal ein zweites Fluid zuzuführen, das beispielsweise als Sperrflüssigkeit dienen kann.

**[0026]** Es ist natürlich auch möglich, dass das Sperrorgan derart angeordnet und ausgestaltet ist, dass der Zwischenkanal mit einer Quelle für ein zweites Fluid verbindbar ist, sodass das zweite Fluid durch den Zwischenkanal in den Entlastungskanal einbringbar ist. Das zweite Fluid kann z. B. ein Demulgator sein, mit welchem die Viskosität des Fluids im Entlastungsspalt herabgesetzt werden kann. Auch dies ist eine Möglichkeit, in den Entlastungskanal ein zweites Fluid einzubringen, um hier die Viskosität des Fluids zu reduzieren.

**[0027]** Je nach Anwendung kann es auch vorteilhaft sein, wenn mehrere Zwischenkanäle vorgesehen sind, von denen jeder zwischen der Hochdruckseite und der Niederdruckseite in den Entlastungskanal einmündet. Durch diese Massnahme lassen sich noch mehr unterschiedliche Längen des Entlastungskanals realisieren.

**[0028]** Insbesondere bei Anwendungen an schwer zugänglichen Orten - beispielsweise auf dem Meeresboden ist es eine vorteilhafte Massnahme, wenn das Sperrorgan oder das zweite Sperrorgan oder das Umschaltorgan ferngesteuert bedienbar sind. Hierzu können diese Organe beispielsweise als elektrisch oder hydraulisch oder elektrisch-hydraulisch betätigbare Organe ausgestaltet sein, die dann beispielsweise über eine Signalleitung oder je nach Anwendung auch drahtlos ferngesteuert werden können.

**[0029]** Die erfindungsgemässe Pumpe kann insbesondere auch als mehrstufige Pumpe ausgestaltet sein, die mindestens ein zweites, auf der Welle angeordnetes Laufrad zum Fördern des Fluids aufweist.

**[0030]** Auch ist es möglich die erfindungsgemässe Pumpe als Multiphasenpumpe auszugestalten.

**[0031]** Besonders bevorzugt kann die erfindungsgemässe Pumpe auch als Zentrifugalpumpe für die Öl- und Gasförderung, insbesondere als Unterseepumpe für die unterseeischen Öl- und Gasförderung ausgestaltet sein.

**[0032]** Weitere vorteilhafte Massnahmen und Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den abhängigen Ansprüchen.

**[0033]** Im Folgenden wird die Erfindung anhand von Ausführungsbeispielen und anhand der Zeichnung näher erläutert. In der Zeichnung zeigen, teilweise im Schnitt:

Fig. 1: ein schematische Darstellung eines ersten Ausführungsbeispiels einer erfindungsgemässen Pumpe mit Ausbruch,

Fig. 2: eine vergrösserte Schnittdarstellung des Entlastungskolbens des ersten Ausführungsbeispiels in einem ersten Betriebszustand,

- Fig. 3: eine vergrößerte Schnittdarstellung des Entlastungskolbens des ersten Ausführungsbeispiels in einem zweiten Betriebszustand,
- Fig. 4: wie Fig. 1, jedoch für eine erste Variante,
- Fig. 5: wie Fig. 1, jedoch für eine zweite Variante,
- Fig. 6: wie Fig. 1, jedoch für eine dritte Variante,
- Fig. 7: eine vergrößerte Schnittdarstellung des Entlastungskolbens in einem Betriebszustand der dritten Variante aus Fig. 6,
- Fig. 8: wie Fig. 1, jedoch für eine vierte Variante,
- Fig. 9: eine vergrößerte Schnittdarstellung des Entlastungskolbens in einem Betriebszustand der vierten Variante aus Fig. 8, und
- Fig. 10: wie Fig. 2 jedoch für ein zweites Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemässen Pumpe.

**[0034]** Fig. 1 zeigt in einer schematischen Darstellung ein erstes Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemässen Pumpe, die gesamthaft mit dem Bezugszeichen 1 bezeichnet ist und als Kreiselpumpe bzw. Zentrifugalpumpe ausgestaltet ist. In Fig. 1 sind einige Teile der Pumpe 1 im Ausbruch dargestellt. Fig. 2 zeigt einige Teile der Pumpe 1 in einer vergrößerten Schnittdarstellung.

**[0035]** Die Pumpe 1 hat ein Gehäuse 2 mit einem Einlass 3, durch welchen ein zu förderndes Fluid in die Pumpe 1 einbringbar ist, wie dies der Pfeil E in Fig. 1 symbolisiert. Ferner hat das Gehäuse 2 einen Auslass 4, durch welchen das zu fördernde Fluid die Pumpe 1 verlässt, wie dies der Pfeil O in Fig. 1 symbolisiert. Zudem hat die Pumpe eine drehbare Welle 5, deren Längsachse A eine axiale Richtung festlegt. Im Folgenden ist also bei Bezugnahmen auf die axiale Richtung immer die Richtung der Längsachse A der Welle 5 gemeint. Mit der radialen Richtung ist dann eine auf der axialen Richtung senkrecht stehende Richtung gemeint.

**[0036]** Auf der Welle 5 ist mindestens ein Laufrad 7 zum Fördern des Fluids vorgesehen, von welchem in Fig. 2 nur die obere Hälfte dargestellt ist. Die erfindungsgemässe Pumpe 1 kann sowohl als einstufige Pumpe mit nur einem Laufrad 7 ausgestaltet sein, als auch als mehrstufige Pumpe mit mindestens zwei Laufrädern 7, die in an sich bekannter Weise axial beabstandet hintereinander auf der Welle 5 angeordnet sind. Bei Bezugnahmen auf das Laufrad 7 ist im Folgenden entweder das einzige Laufrad einer einstufigen Pumpe gemeint oder das letzte Laufrad 7 einer mehrstufigen Pumpe, welches dasjenige Laufrad 7 ist, welches den höchsten Druck erzeugt. Vorzugsweise ist die erfindungsgemässe Pumpe 1 als mehrstufige Zentrifugalpumpe ausgestaltet.

**[0037]** Ferner kann die erfindungsgemässe Pumpe 1 als Einphasenpumpe oder als Multiphasenpumpe aus-

gestaltet sein. Multiphasenpumpen sind für die Förderung von Multiphasenfluiden ausgestaltet, können also Fluide fördern, die ein Gemisch aus mehreren Phasen enthalten, beispielsweise eine oder mehrere flüssige Phasen, z. B. in Form einer Emulsion, und eine oder mehrere gasförmige Phasen. Vorzugsweise ist die erfindungsgemässe Pumpe 1 als Multiphasenpumpe ausgestaltet.

**[0038]** Die erfindungsgemässe Pumpe ist bevorzugt eine Pumpe 1 zum Fördern von hochviskosen Fluiden, wie beispielsweise Öl oder Erdöl. Mit hochviskosen Fluiden sind im Rahmen dieser Anmeldung Fluide gemeint, deren dynamische Viskosität mindestens 65 cP (centipoise) beträgt, was in SI-Einheiten 0.065 Pa s (Pascal-Sekunde) entspricht.

**[0039]** Im Folgenden wird mit beispielhaftem Charakter auf den für die Praxis wichtigen Anwendungsfall Bezug genommen, dass die erfindungsgemässe Pumpe in der Öl- und Gasförderung eingesetzt wird, beispielsweise als Förderpumpe, mit dem das Öl oder Öl-Gas-Gemisch aus dem Bohrloch eines Ölfelds gefördert wird oder als Transportpumpe, mit welchem das Öl bzw. das Öl-Gas-Gemisch durch eine Pipeline gefördert wird. Insbesondere kann die erfindungsgemässe Pumpe 1 als Untersee- (Subsea-) Pumpe ausgestaltet sein, die beispielsweise bei der unterseeischen Öl- und Gasförderung auf dem Meeresgrund betrieben wird. Es versteht sich jedoch, dass die Erfindung nicht auf solche Ausgestaltungen und Anwendungen beschränkt ist.

**[0040]** Das erste Ausführungsbeispiel der erfindungsgemässen Pumpe 1 (siehe Fig. 1 und Fig. 2) weist einen Entlastungskolben 6 zur Axialschubentlastung auf. Mit dem Entlastungskolben 6 wird eine Kraft in axialer Richtung erzeugt, welche entgegengesetzt gerichtet ist zur der axialen hydraulischen Kraft, die von den Laufrädern 7 beim Fördern des Fluids generiert wird.

**[0041]** Der Entlastungskolben 6 weist einen im wesentlichen zylindrischen Rotor 61 auf, der drehfest mit der Welle 5 verbunden ist sowie einen bezüglich des Gehäuses 2 stationären Stator 62. Der Stator 62 kann beispielsweise als eine zylindrische Hülse ausgestaltet sein, die fest mit dem Gehäuse 2 verbunden ist oder Teile des Gehäuses 2 selbst können den Stator 62 bilden. Der Rotor 61 hat einen Durchmesser D. Er weist eine Hochdruckseite 65 auf und eine Niederdruckseite 64. Die Stirnfläche auf der Hochdruckseite 65 des Rotors 61 wird mit einem Hochdruck beaufschlagt. Dies geschieht typischerweise, indem man die Hochdruckseite 65 des Rotors 61 mit dem unter Druck stehenden Fluid hinter dem Laufrad 7 bzw. hinter dem letzten Laufrad 7 beaufschlagt. Die Hochdruckseite 65 ist dann im Wesentlichen mit dem Druck beaufschlagt, welches das Fluid am Auslass 4 der Pumpe 1 aufweist. Die Niederdruckseite 64 ist mit einem deutlich geringeren Druck beaufschlagt, typischerweise mit dem Druck, den das Fluid am Einlass 3 der Pumpe aufweist. Dies kann beispielsweise so realisiert werden, dass die Niederdruckseite 64 des Rotors 61 über einen Rückführkanal 8 mit dem Einlass 3 der Pumpe strö-

mungsverbunden ist.

**[0042]** Der Durchmesser D des Rotors 61 und der Innendurchmesser des zylindrischen Stators 62 sind so bemessen, dass zwischen der Mantelfläche des Rotors 61 und der inneren Mantelfläche des Stators 62 ein ringförmiger Entlastungskanal 63 ausgebildet ist, welcher sich zwischen dem Rotor 61 und dem Stator 62 von der Hochdruckseite 65 in axialer Richtung bis zur Niederdruckseite 64 erstreckt. Die Breite B1 bzw. B2 des Entlastungskanals 63 in radialer Richtung entspricht dabei der Differenz aus dem Innendurchmesser des Stators 62 und dem Durchmesser D des Rotors.

**[0043]** Die Leckageströmung Q durch den Entlastungskanal 63 verursacht unter anderem die folgenden drei Wirkungen:

Zum ersten bedeutet die Leckageströmung Q einen Volumenverlust des von der Pumpe geförderten Fluids. Es ist daher wünschenswert, dass diese Leckageverluste nicht zu gross werden.

**[0044]** Zum zweiten - und dies trifft insbesondere bei hochviskosen Fluiden zu - erzeugt das Fluid beim Durchströmen des Entlastungskanals 63 durch Anhaften bzw. durch Reiben insbesondere am Stator 62 und am Rotor 61, in erheblichem Masse Wärme, die zu deutlichen Temperaturanstiegen im Entlastungsspalt 63 bzw. den ihn umgebenden Komponenten führen kann. Diese Temperaturerhöhungen können so stark sein, bei sehr hoch viskosen Fluiden z. B. 100°C und mehr, dass die Anlage nicht mehr sicher betrieben werden kann bzw. dass sie zu Schädigungen an Komponenten der Pumpe 1 führen können.

**[0045]** Zum dritten bewirkt -neben der Axialschubentlastung- die durch den Entlastungskanal 63 stömende Leckageströmung Q aufgrund des Lomakin-Effektes Kräfte, welche die Welle 5 zentrieren, stabilisieren und Schwingungen dämpfen. Dieser Effekt wirkt sich also positiv auf die Dämpfung und die Steifigkeit der Wellenlagerung aus.

**[0046]** Die Leckageströmung Q und ihre Wirkungen hängen von sehr vielen Parametern ab, zum einen von den geometrischen Abmessungen des Entlastungskolbens 6, welches bei vorgegebenem Innendurchmesser des Stators 63 hauptsächlich der Durchmesser D des Rotors 61 sind, der die Breite B1, B2 des Entlastungskanals 63 bestimmt, sowie die Länge L des Rotors 63 in axialer Richtung, der die axiale Länge des Entlastungskanals 63 bestimmt. Diese Parameter müssen bei der Auslegung der Pumpe 1 für ihren späteren Einsatz, der sich häufig über eine Betriebsdauer von vielen Jahren erstreckt, festgelegt werden und können dann später nur noch durch einen Austausch der hydraulischen Komponenten der Pumpe 1 verändert werden.

**[0047]** Die Leckageströmung Q hängt auch ab von der Druckdifferenz, die über den Rotor 61 abfällt, von der Drehzahl, d.h. der Rotationsgeschwindigkeit der Pumpe 1, und natürlich von den Eigenschaften des zu fördern-

den Fluids, wie seine Dichte oder seine Viskosität.

**[0048]** Man strebt daher bei der Auslegung einer Pumpe 1 danach, alle diese Effekte zu berücksichtigen und die Pumpe so auszugestalten, dass sie über viele Jahre für den jeweiligen Anwendungsfall betreibbar ist, nach Möglichkeit ohne Austausch der hydraulischen Komponenten.

**[0049]** Damit die Pumpe 1 insbesondere für die kontinuierliche Förderung eines Fluids mit stark variierender Viskosität geeignet ist, wird erfindungsgemäss vorgeschlagen, mindestens einen Zwischenkanal 9 vorzusehen, welcher zwischen der Hochdruckseite 65 und der Niederdruckseite 64 des Rotors 61 in den Entlastungskanal einmündet, sowie ein Sperrorgan 10 (siehe Fig. 1) zur Beeinflussung der Strömung durch den Zwischenkanal 9.

**[0050]** Durch diese Massnahme lässt sich die Länge des Entlastungsspalts 63 variieren, wodurch sich eine besonders gute Anpassbarkeit an Variationen in der Viskosität des Fluids ergibt.

**[0051]** Bei dem hier beschriebenen ersten Ausführungsbeispiel der Pumpe 1 umfasst der Entlastungskanal 63 einen Ringraum 66, welcher die Welle 5 umgibt, und in welchen der Zwischenkanal 9 einmündet. Der Ringraum 66 weist in radialer Richtung eine Breite auf, die grösser ist als die Breite B1, B2 des Entlastungskanals 63. Ausserhalb des Ringraums 66 weist der Entlastungskanal 63 über seine axiale Länge gesehen eine konstante Breite B1 bzw. B2 in radialer Richtung auf. Es sind natürlich auch Ausgestaltungen möglich, bei denen diese Breiten B1 oder B2 variieren.

**[0052]** Der Zwischenkanal ist wie in Fig. 1 dargestellt mit dem Einlass 3 der Pumpe verbunden. Das Sperrorgan 10 ist zumindest als Auf-Zu-Ventil ausgestaltet, welches in einer ersten Stellung die Strömungsverbindung durch den Zwischenkanal 9 zum Einlass 3 komplett sperrt, und welches in einer zweiten Stellung die Strömungsverbindung durch den Zwischenkanal 9 komplett öffnet.

**[0053]** Fig. 2 zeigt das erste Ausführungsbeispiel der Pumpe 1 in einem ersten Betriebszustand, in welchem das Sperrorgan 10 in der ersten Stellung ist, also die Strömungsverbindung durch den Zwischenkanal 9 verschliesst, während Fig. 3 das erste Ausführungsbeispiel der Pumpe 1 in einem zweiten Betriebszustand zeigt, in welchem das Sperrorgan 10 in der zweiten Stellung ist, also die Strömungsverbindung durch den Zwischenkanal 9 vollständig öffnet.

**[0054]** Vorzugsweise ist das Sperrorgan 10 als einstellbares Durchflussventil 10 ausgestaltet, mit welchem die Leckageströmung Q durch den Zwischenkanal 9 auch auf Werte zwischen Null und dem maximalen Durchfluss einstellbar ist.

**[0055]** Sowohl der Rückführkanal 8 als auch der Zwischenkanal 9 sind jeweils so ausgestaltet, insbesondere bezüglich ihres Durchmessers, dass sie zumindest keine wesentliche Drosselwirkung auf die Leckageströmung Q haben, d. h. der jeweilige Strömungswiderstand des

Rückführkanals 8 und des Zwischenkanals 9 ist so bemessen, dass er wesentlich kleiner ist als der Strömungswiderstand des Entlastungskanals 63. Dadurch lässt es sich gewährleisten, dass im wesentlichen die gesamte Druckdifferenz über den Rotor 61 abfällt und dieser somit eine grösstmögliche Axialschubentlastung generiert.

**[0056]** Im Folgenden wird die Funktion der Pumpe 1 und insbesondere die Anpassung an die variierende Viskosität des Fluids am Beispiel des Abschöpfens eines Ölfelds mit der Pumpe 1 beschrieben.

**[0057]** Zum Beginn der Abschöpfung eines Ölfelds steht dieses noch unter seinem ursprünglichen, natürlichen Druck und das Öl bzw. das Öl-Gas-Gemisch kann oft ohne zusätzliche Massnahmen mit der Pumpe 1 gefördert werden. Ein typischer Wert für die Viskosität des Öls in dieser Phase beträgt beispielsweise 100 - 200 cP.

**[0058]** In dieser Phase wird die Pumpe 1 in dem in Fig. 2 dargestellten ersten Betriebszustand betrieben. Mit dem Sperrorgan 10 wird die Strömungsverbindung durch den Zwischenkanal 9 für die Leckageströmung Q gesperrt. Der Entlastungskanal 63, der in axialer Richtung die Gesamtlänge L hat, ist jetzt strömungstechnisch gesehen die Hintereinanderschaltung eines ersten Teilkanals 631 der axialen Länge L1, welcher sich von der Hochdruckseite bis zum Beginn des Ringraums 66 erstreckt und eine radiale Breite B1 aufweist, sowie eines zweiten Teilkanals 632 der axialen Länge L2, welcher sich in Strömungsrichtung gesehen vom axialen Ende des Ringraums 66 bis zur Niederdruckseite 64 erstreckt und eine radiale Breite B2 aufweist. Die effektive Länge des Entlastungskanals 63 ist somit die Summe aus L1 + L2, wobei natürliche L1 + L2 kleiner als die Gesamtlänge L ist. Die Leckageströmung Q strömt also vollständig von der Hochdruckseite 65 durch den Entlastungskanal 63 zur Niederdruckseite 64 und von dort durch den Rückführkanal 8 zurück zum Einlass 3 der Pumpe.

**[0059]** Die Breite B1 des ersten Teilkanals 631 in radialer Richtung und die Breite B2 des zweiten Teilkanals 632 in radialer Richtung sind vorzugsweise jeweils konstant über die axiale Länge L1 des ersten bzw. L2 des zweiten Teilkanals. Dabei können die Breiten B1 und B2 gleich oder unterschiedlich sein. Gestaltet man die Breiten B1 und B2 unterschiedlich, so ergibt sich zusätzlich die Möglichkeit die Breite des Entlastungskanals zu ändern, wodurch man einen weiteren Parameter zur Beeinflussung der Leckageströmung Q zur Verfügung hat.

**[0060]** Unterschiedliche Breiten B1 und B2 lassen sich beispielsweise dadurch realisieren, dass der Rotor 61 in dem Bereich, in welchem er den ersten Teilkanal 631 bildet, einen anderen Durchmesser D aufweist als in dem Bereich, in welchem er den zweiten Teilkanal 632 bildet. Natürlich ist es auch möglich, den Durchmesser D des Rotors 61 über seine gesamte axiale Länge L konstant auszugestalten und den Stator 62 im Bereich des ersten Teilkanals 631 mit einem anderen Innendurchmesser auszugestalten als im Bereich des zweiten Teilkanals 632. Ferner ist eine Kombination der beiden Massnahmen möglich, also sowohl den Innendurchmesser des

Stators 62 als auch den Durchmesser D des Rotors über die jeweilige axiale Länge L unterschiedlich auszugestalten.

**[0061]** Wie eingangs beschrieben, nimmt mit fortschreitender Abschöpfung des Ölfelds der natürliche Druck im Ölfeld ab und man beginnt beispielsweise Wasser in das Ölfeld zu drücken, um dadurch den Druck im Ölfeld wieder zu erhöhen, bzw. den Druckabfall zu kompensieren. Durch diese Wassereinspritzung kommt es mit zunehmender Zeit immer stärker zur Ausbildung einer Emulsion aus dem Öl und dem Wasser und diese Emulsion muss nun von der Pumpe 1 gefördert werden. Das Ausbilden der Emulsion kann mit einem drastischen Anstieg der inneren Reibung bzw. der Viskosität verbunden sein, der sich im Bereich von Grössenordnungen bewegen kann. Dieser Peak in der Viskosität im zeitlichen Verlauf bei der Abschöpfung des Ölfelds ist bekannt und er kann beispielsweise erst nach einigen Jahren der Abschöpfung auftreten.

**[0062]** Wenn nun die Viskosität des Fluids stark ansteigt, so verringert dies zum einen die Leckageströmung Q führt aber zum anderen zu einem drastischen Anstieg der im Entlastungsspalt 63 generierten Wärme und damit zu einem deutlichen Temperaturanstieg. Um insbesondere diesen Temperaturanstieg zu vermeiden, wird die Pumpe nun in den zweiten Betriebszustand geschaltet, der in Fig. 3 dargestellt ist.

**[0063]** Das Sperrorgan 10 wird nun in die Stellung gebracht, in welcher es die Strömungsverbindung durch den Zwischenkanal 9 für die Leckageströmung Q komplett öffnet. Da der Zwischenkanal 9 nun für die Leckageströmung Q den erheblich geringeren Widerstand darstellt als der zweite Teilkanal 632 des Entlastungskanals 63, strömt der überwiegende Anteil der Leckageströmung Q von der Hochdruckseite 65 durch den ersten Teilkanal 631 der Länge L1 in den Ringraum 66 und von dort durch den Zwischenkanal 9 zum Einlass 3 der Pumpe 1. Somit ist die effektive Länge des Entlastungskanals 63 nun nur noch die Länge L1 des ersten Teilkanals 631 und somit deutlich kleiner als im ersten Betriebszustand. Hiermit lässt es sich erreichen, dass die Leckagerate erhöht und die im Entlastungskanal 63 generierte Wärme erheblich kleiner wird und somit auch die resultierende Temperaturerhöhung. Falls zusätzlich der erste Teilkanal 631 mit einer grösseren radialen Breite B1 ausgestaltet ist, als der zweite Teilkanal 632, so vergrössert sich auch die effektive Breite des Entlastungskanals 63, wodurch sich die Leckageströmung Q zusätzlich verstärken lässt.

**[0064]** Beim weiteren Abschöpfen des Ölfelds wird der Wasseranteil im geförderten Fluid immer grösser, wodurch die Viskosität nach Durchlaufen des durch die Emulsionsbildung bedingten Maximums wieder drastisch abfällt. Nun kann die Pumpe 1 durch Schliessen des Sperrorgans 10 wieder in den ersten Betriebszustand gebracht werden, der in Fig. 2 dargestellt ist.

**[0065]** Die geeignete Wahl der Verhältnisse der Längen L1 zu L2 bzw. L1 zu L oder L2 zu L sowie der Breiten

B1 bzw. B2 in radialer Richtung hängt vom jeweiligen Anwendungsfall ab. Typischerweise werden vor dem Abschöpfen eines neuen Ölfelds Kalkulationen bezüglich des Langzeitverhaltens der Abschöpfung erstellt. Beispielsweise anhand solcher Kalkulationen kann dann mithilfe von Modellrechnungen oder Simulationen ein geeigneter Wert für L, L1, L2 sowie die Breiten B1, B2 des Entlastungskanal 63 bzw. den Durchmesser D des Rotors 61 bestimmt werden.

**[0066]** Es versteht sich, dass abweichend von der Darstellung in Fig. 1 auch Ausgestaltungen möglich sind, bei welchen der Zwischenkanal 9 stromabwärts des Sperrorgans 10 in den Rückführkanal 8 einmündet.

**[0067]** Fig. 4 zeigt eine erste Variante für das Ausführungsbeispiel der Pumpe 1. Bei dieser Variante ist ein zweites Sperrorgan 12 zur Beeinflussung der Strömung durch den Rückführkanal 8 vorgesehen. Das Sperrorgan 12 kann auch als Auf-Zu-Ventil 12 oder als einstellbares Durchflussventil ausgestaltet sein, mit welchem die Leckageströmung Q durch den Rückführkanal 3 einstellbar ist.

**[0068]** Fig. 5 zeigt eine zweite Variante für das Ausführungsbeispiel der Pumpe 1. Bei dieser zweiten Variante mündet der Zwischenkanal 9 in den Rückführkanal 8 ein. An dieser Einmündung ist das Sperrorgan 10 vorgesehen, wobei das Sperrorgan als Dreiwegeventil 10 ausgestaltet ist, welches mit dem Einlass 3, mit dem Rückführkanal 8 und mit dem Zwischenkanal 9 strömungsverbunden ist. Zur Realisierung des ersten Betriebszustands (Fig. 2) wird das Dreiwegeventil 10 so geschaltet, dass es den Rückführkanal 8 mit dem Einlass 3 verbindet, sodass die Leckageströmung Q durch den Rückführkanal 8 zum Einlass 3 strömen kann. In dieser Stellung ist der Zwischenkanal 9 gesperrt, sodass durch ihn keine Leckageströmung Q abströmen kann. Zur Realisierung des zweiten Betriebszustands (Fig. 3) wird das Dreiwegeventil 10 so geschaltet, dass es den Zwischenkanal 9 mit dem Einlass 3 verbindet, sodass die Leckageströmung Q aus dem Ringraum 66 durch den Zwischenkanal 9 zum Einlass 3 strömen kann. In dieser Stellung ist der Rückführkanal 8 gesperrt, sodass durch ihn keine Leckageströmung Q abströmen kann.

**[0069]** Fig. 6 veranschaulicht eine dritte Variante des Ausführungsbeispiels der Pumpe 1. Bei dieser dritten Variante ist in dem Rückführkanal 8 ein Umschaltorgan 13 vorgesehen, mit welchem der Rückführkanal 8 wahlweise mit dem Einlass 3 der Pumpe 1 oder mit einer Quelle 15 für ein zweites Fluid verbindbar ist, sodass das zweite Fluid durch den Rückführkanal 8 der Niederdruckseite 64 des Rotors zuführbar ist.

**[0070]** Fig. 7 zeigt in einer zu Fig. 2 bzw. Fig. 3 analogen Darstellung einen Betriebszustand der dritten Variante aus Fig. 6. In diesem Betriebszustand ist das Umschaltorgan 13 so eingestellt, dass es den Rückführkanal 8 mit der Quelle 15 für das zweite Fluid verbindet und die Strömungsverbindung zum Einlass 3 der Pumpe 1 gesperrt ist. Das zweite Fluid ist beispielsweise eine Sperrflüssigkeit wie Wasser oder ein anderes geeignetes

Medium oder ein Kühlfluid, mit welcher im zweiten Teilkanal 632 des Entlastungskanal 63 ein Gegendruck erzeugt werden kann. In Fig. 7 ist der Fluss des zweiten Fluids mit gepunkteten, mit Pfeilen versehenen Linien angedeutet. Das zweite Fluid strömt durch den Rückführkanal 8 zur Niederdruckseite 64 des Rotors und von dort durch den zweiten Teilkanal 632 des Entlastungskanal 63 der Leckageströmung Q entgegen. Im Bereich des Ringraums 66 vereinigen sich die beiden Fluide und werden gemeinsam durch den Zwischenkanal abgeführt. Das zweite Fluid kann beispielsweise dazu genutzt werden, im Entlastungskanal 63 einen Gegendruck zu erzeugen, um die Flussrate der Leckageströmung Q zu reduzieren oder um Wärme aus dem Entlastungsspalt 63 abzuführen.

**[0071]** Fig. 8 zeigt eine vierte Variante des ersten Ausführungsbeispiels der Pumpe 1. Bei dieser vierten Variante ist das Sperrorgan 10 so angeordnet und ausgestaltet, dass der Zwischenkanal 9 mit einer Quelle 16 für ein zweites Fluid verbindbar ist, sodass das zweite Fluid durch den Zwischenkanal in den Entlastungskanal 63 einbringbar ist. Vorzugsweise ist das Sperrorgan 10 hier als Dreiwegeventil 10 ausgestaltet, welches den Zwischenkanal 9 wahlweise mit dem Einlass 3 der Pumpe 1 oder mit der Quelle für das zweite Fluid verbindet.

**[0072]** Fig. 9 zeigt in einer zu Fig. 2 bzw. Fig. 3 analogen Darstellung einen Betriebszustand der vierten Variante aus Fig. 8. In diesem Betriebszustand ist das Dreiwegeventil 10 so eingestellt, dass es den Zwischenkanal 9 mit der Quelle 16 für das zweite Fluid verbindet und die Strömungsverbindung zum Einlass 3 der Pumpe 1 gesperrt ist. Das zweite Fluid ist beispielsweise eine Demulgator, mit welchem die Viskosität der Leckageströmung Q herabgesetzt werden kann, oder Wasser zum Verdünnen der Leckageströmung Q, oder ein Kühlfluid, mit welchem Wärme aus dem Entlastungsspalt 63 abgeführt werden kann. In Fig. 9 ist der Fluss des zweiten Fluids mit gepunkteten, mit Pfeilen versehenen Linien angedeutet. Das zweite Fluid strömt durch den Zwischenkanal 9 in den Ringraum 66, wo es sich mit der Leckageströmung Q verbindet und mit dieser gemeinsam durch den zweiten Teilkanal 632 des Entlastungskanal 63 zur Niederdruckseite 64 strömt. Von dort wird die Leckageströmung Q gemeinsam mit dem zweiten Fluid durch den Rückführkanal 8 abgeführt.

**[0073]** Es versteht sich, dass die hier beschriebenen vier Varianten bzw. die erläuterten Massnahmen in beliebiger Weise miteinander kombinierbar sind.

**[0074]** Fig. 10 zeigt in einer zu Fig. 2 analogen Darstellung ein zweites Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemässen Pumpe 1. Im Folgenden wird nur auf die Unterschiede zum ersten Ausführungsbeispiel eingegangen. Die Bezugszeichen haben die gleiche Bedeutung, wie sie bereits im Zusammenhang mit dem ersten Ausführungsbeispiel erläutert wurden. Die Erklärungen bezüglich des ersten Ausführungsbeispiels und aller seiner Varianten gelten in gleicher oder sinngemäss gleicher Weise auch für das zweite Ausführungsbeispiel.



**[0075]** Bei dem zweiten Ausführungsbeispiel der erfindungsgemässen Pumpe 1 ist noch ein zweiter Zwischenkanal 9' vorgesehen, der ebenfalls zwischen der Hochdruckseite 65 und der Niederdruckseite 64 in den Entlastungskanal 63 einmündet. Für diesen zweiten Zwischenkanal 9' ist ein weiteres Sperrorgan 10' vorgesehen, mit welchem die Leakageströmung Q in dem zweiten Zwischenkanal 9' beeinflussbar ist. Insbesondere kann der zweite Zwischenkanal 9' mittels des weiteren Sperrorgans 10' gesperrt werden, sodass keine Leakageströmung Q durch ihn hindurch strömen kann und der zweite Zwischenkanal 9' kann mittels des weiteren Sperrorgans 10' mit dem Einlass 3 der Pumpe 1 strömungsverbunden werden, sodass die Leakageströmung Q durch den zweiten Zwischenkanal 9' zum Einlass der Pumpe 1 abfließen kann.

**[0076]** Ferner weist der Entlastungskanal 63 einen zweiten Ringraum 66' auf welcher die Welle umgibt und in welchen der zweite Zwischenkanal 9' einmündet.

**[0077]** Bei dieser Ausgestaltung mit den beiden Zwischenkanälen 9, 9' entspricht der Entlastungskanal 63 strömungstechnisch der Hintereinanderschaltung von drei Teilkanälen, nämlich eines ersten Teilkanals 631 der axialen Länge L1, der sich von der Hochdruckseite 65 bis zum Beginn des Ringraums 66 erstreckt, eines zweiten Teilkanals 632 der axialen Länge L2, der sich vom Ende des Ringraums 66 bis zum Beginn des zweiten Ringraums 66' erstreckt und eines dritten Teilkanals 633 der axialen Länge L3, der sich vom Ende des zweiten Ringraums 66' bis zur Niederdruckseite 64 des Rotor 61 erstreckt. Die jeweilige Breite B der Teilkanäle 631, 632, 633 ist in Fig. 10 der besseren Übersicht wegen zusammenfassend nur mit B bezeichnet. Es versteht sich aber, dass in sinngemäss gleicher Weise wie bei dem ersten Ausführungsbeispiel jeder Teilkanal 631, 632, 633 eine unterschiedliche Breite in radialer Richtung aufweisen kann, oder dass für zwei der Teilkanäle die gleiche Breite in radialer Richtung gewählt wird und für den verbleibenden Teilkanal 631 oder 632 oder 633 eine davon verschiedene Breite. Natürlich kann auch für alle drei Teilkanäle 631, 632, 633 die gleiche Breite B in radialer Richtung gewählt werden. Innerhalb eines Teilkanals ist die Breite B vorzugsweise konstant, kann aber auch variieren.

**[0078]** Mit dieser Ausgestaltung können im Betriebszustand insgesamt drei Entlastungskanäle unterschiedlicher Länge realisiert werden. Lässt man die Leakageströmung Q durch den Rückführkanal 8 abströmen, so ist die effektive Länge des Entlastungskanals 63 in axialer Richtung  $L1 + L2 + L3$ , wobei diese effektive Länge natürlich kleiner ist als die Gesamtlänge L.

**[0079]** Lässt man die Leakageströmung Q durch den zweiten Zwischenkanal 9' abströmen, so wie dies in Fig. 10 dargestellt ist, dann ist die effektive Länge des Entlastungskanals 63 in axialer Richtung  $L1 + L2$ .

**[0080]** Lässt man die Leakageströmung Q durch den ersten Zwischenkanal 9 abströmen, dann ist die effektive Länge des Entlastungskanals 63 nur noch L1.

**[0081]** Auf diese Weise lassen sich also mehrere Entlastungskanäle 63 realisieren, die alle unterschiedliche Längen in axialer Richtung haben und zudem unterschiedliche Breiten B in radialer Richtung aufweisen können.

**[0082]** Natürlich können auch hier die Zwischenkanäle 9, 9' oder der Rückführkanal 8 zum Zuführen eines zweiten Fluids genutzt werden.

**[0083]** Es versteht sich, dass in sinngemäss gleicher Weise auch noch mehr als zwei Zwischenkanäle 9, 9' vorgesehen sein können, die jeweils in den Entlastungskanal 63 einmünden.

**[0084]** Bei der erfindungsgemässen Pumpe 1 ist es auch möglich, den Rotor 61 und/oder den Stator 62 aus mehreren Teilen zusammenzusetzen. Es ist also keinesfalls notwendig, dass der Rotor 61 oder der Stator 62 einstückig ausgestaltet ist. Ferner ist es möglich, den Rotor 61 oder den Stator 62 so auszugestalten, dass der Entlastungsspalt 63 auch ausserhalb der Ringräume 66, 66' keine konstante Breite B1, B2, B aufweist, sondern sich beispielsweise in axialer Richtung gesehen verjüngt oder aufweitet. Ferner ist es möglich, die Mantelfläche des Rotors 61 oder die innere Mantelfläche des Stators 62 zu beschichten oder zu strukturieren. Weiterhin ist es möglich, auf der Hochdruckseite 65 im Bereich des Eingangs in den Entlastungskanal 63 und/oder im Entlastungskanal 63, beispielsweise an den Eingängen in die jeweiligen Teilkanäle 631, 632, 633, ein oder mehrere Swirl Brakes vorzusehen, mit denen Strömungen des Fluids in Umfangsrichtung um die Welle 5 herum in die axiale Richtung umgelenkt werden.

**[0085]** Das Sperrorgan 10, 10' und das zweite Sperrorgan 12 können als Auf-Zu-Ventile ausgestaltet sein, mit denen der Fluss durch den jeweiligen Kanal entweder ganz freigegeben oder vollständig gesperrt wird. Es ist aber auch möglich, das Sperrorgan 10, 10' oder das zweite Sperrorgan 12 als einstellbares Durchflussventil auszugestalten, mit welchem der Fluss in dem jeweiligen Kanal auf beliebige Werte zwischen Null und einem maximalen Wert einstellbar sind.

**[0086]** Das Sperrorgan 10, 10' oder das zweite Sperrorgan 12 oder das Umschaltorgan 13 können so ausgestaltet sein, dass sie ferngesteuert bedienbar sind, beispielsweise bei unterseeischen Anwendungen über eine Signalleitung, über welche ein vorzugsweise elektrisches oder hydraulisches Signal geleitet wird, welches das jeweilige Sperrorgan oder Umschaltorgan in den jeweils gewünschten Zustand schaltet bzw. regelt. Die ferngesteuerte Bedienbarkeit kann auch signalleitungsfrei ausgestaltet sein.

**[0087]** Natürlich sind auch solche Ausgestaltungen der Sperrorgane 10, 10', 12 oder des Umschaltorgans 13 möglich, bei denen das jeweilige Organ 10, 10', 12 bzw. 13 manuell, also von Hand betätigt wird. Bei unterseeischen Anwendungen kann diese manuelle Einstellung auch mit Hilfe von Tauchrobotern vorgenommen werden.

## Patentansprüche

1. Pumpe zum Fördern eines Fluids mit variierender Viskosität, welche ein Gehäuse (2) mit einem Einlass (3) und einem Auslass (4) für das zu fördernde Fluid aufweist, sowie mindestens ein Laufrad (7) zum Fördern des Fluids vom Einlass (3) zum Auslass (4), welches auf einer drehbaren Welle (5) angeordnet ist, sowie einen Entlastungskolben (6) zur Axialschubentlastung, wobei der Entlastungskolben (6) einen drehfest mit der Welle (5) verbundenen Rotor (61) mit einer Hochdruckseite (65) und mit einer Niederdruckseite (64) umfasst, einen bezüglich des Gehäuses (2) stationären Stator (62), und einen Entlastungskanal (63), der sich zwischen dem Rotor (61) und dem Stator (62) von der Hochdruckseite (65) bis zur Niederdruckseite (64) des Rotors (61) erstreckt und wobei ferner ein Rückführkanal (8) vorgesehen ist, welcher die Niederdruckseite (63) des Rotors (61) mit dem Einlass (3) verbindet, **dadurch gekennzeichnet, dass** mindestens ein Zwischenkanal (9, 9') vorgesehen ist, welcher zwischen der Hochdruckseite (65) und der Niederdruckseite (64) des Rotors (61) in den Entlastungskanal (63) einmündet, und dass ein Sperrorgan (10, 10') zur Beeinflussung der Strömung durch den Zwischenkanal (9, 9') vorgesehen ist.
2. Pumpe nach Anspruch 1, bei welcher der Entlastungskanal (63) einen Ringraum (66, 66') umfasst, welcher die Welle (5) umgibt, und in welchen der Zwischenkanal (9, 9') einmündet.
3. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, bei welcher der Entlastungskanal (63) ausserhalb des Ringraums (9, 9') in einem ersten Teilkanal (631) des Entlastungskanals (63) oder in einem zweiten Teilkanal (632) des Entlastungskanals (63) eine konstante Breite (B1, B2, B) in radialer Richtung aufweist.
4. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei der Zwischenkanal (9) mit dem Einlass (3) verbunden ist.
5. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei der Zwischenkanal (9) in den Rückführkanal (8) einmündet.
6. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei das Sperrorgan (10) als einstellbares Durchflussventil ausgestaltet ist.
7. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei ein zweites Sperrorgan (12) zur Beeinflussung der Strömung durch den Rückführkanal (8) vorgesehen ist.
8. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei das Sperrorgan (10) als Dreiwegeventil ausgestaltet ist, welches mit dem Einlass (3), mit dem Rückführkanal (8) und mit dem Zwischenkanal (9) strömungsverbunden ist.
9. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei ein Umschaltorgan (13) vorgesehen ist, mit welchem der Rückführkanal (8) wahlweise mit dem Einlass (3) der Pumpe (1) oder mit einer Quelle (15) für ein zweites Fluid verbindbar ist, sodass das zweite Fluid durch den Rückführkanal (8) der Niederdruckseite (64) des Rotors (61) zuführbar ist.
10. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, bei welchem das Sperrorgan (10) derart angeordnet und ausgestaltet ist, dass der Zwischenkanal (9) mit einer Quelle (16) für ein zweites Fluid verbindbar ist, sodass das zweite Fluid durch den Zwischenkanal (9) in den Entlastungskanal (63) einbringbar ist.
11. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei mehrere Zwischenkanäle (9, 9') vorgesehen sind, von denen jeder zwischen der Hochdruckseite (65) und der Niederdruckseite (64) in den Entlastungskanal (63) einmündet.
12. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, bei welcher das Sperrorgan (10, 10') oder das zweite Sperrorgan (12) oder das Umschaltorgan (13) ferngesteuert bedienbar sind.
13. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, ausgestaltet als mehrstufige Pumpe, die mindestens ein zweites, auf der Welle angeordnetes Laufrad (7) zum Fördern des Fluids aufweist.
14. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, ausgestaltet als Multiphasenpumpe.
15. Pumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, ausgestaltet als Zentrifugalpumpe für die Öl- und Gasförderung, insbesondere als Unterseepumpe für die unterseeischen Öl- und Gasförderung.

Fig.1

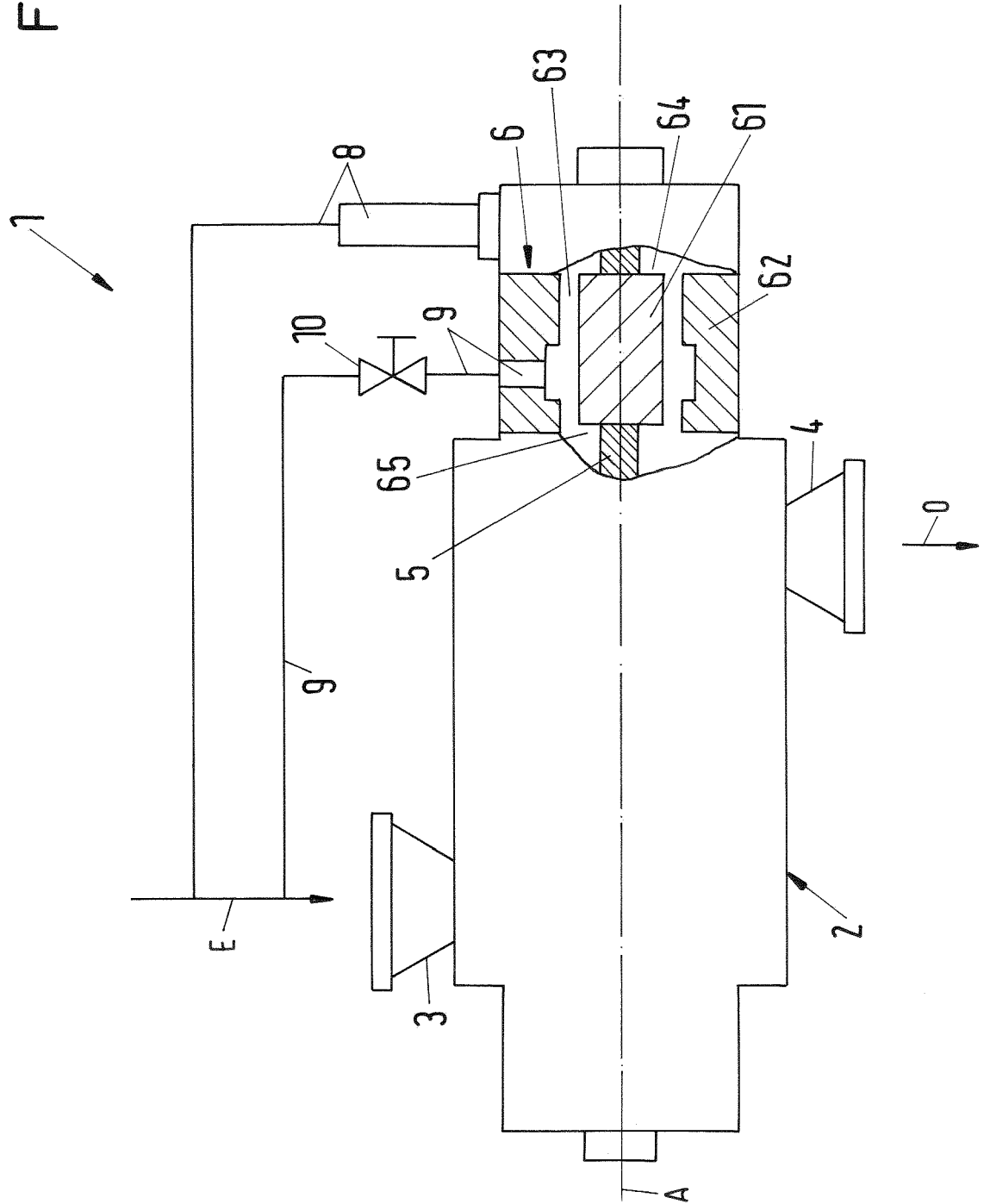


Fig. 2

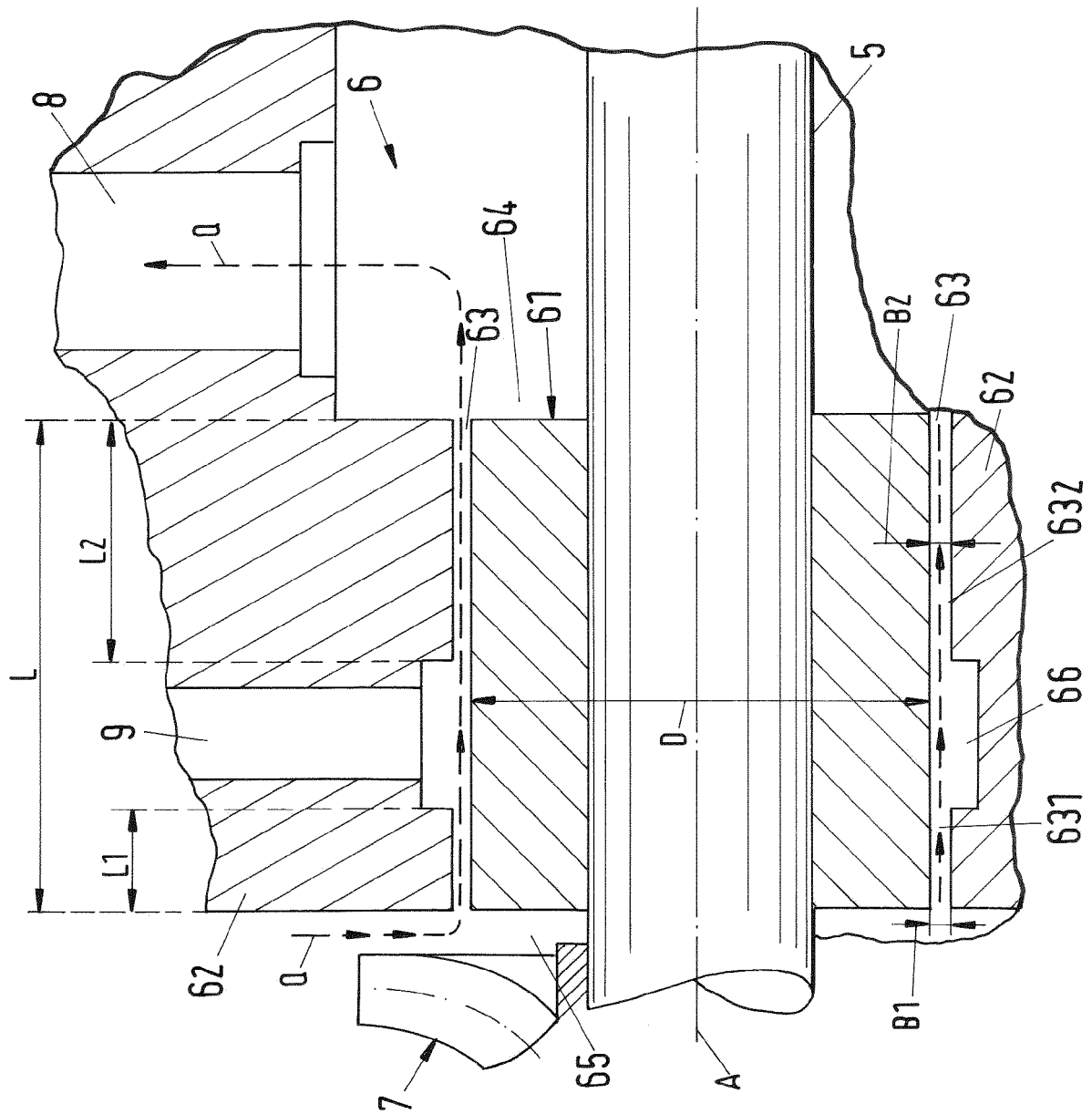


Fig.3

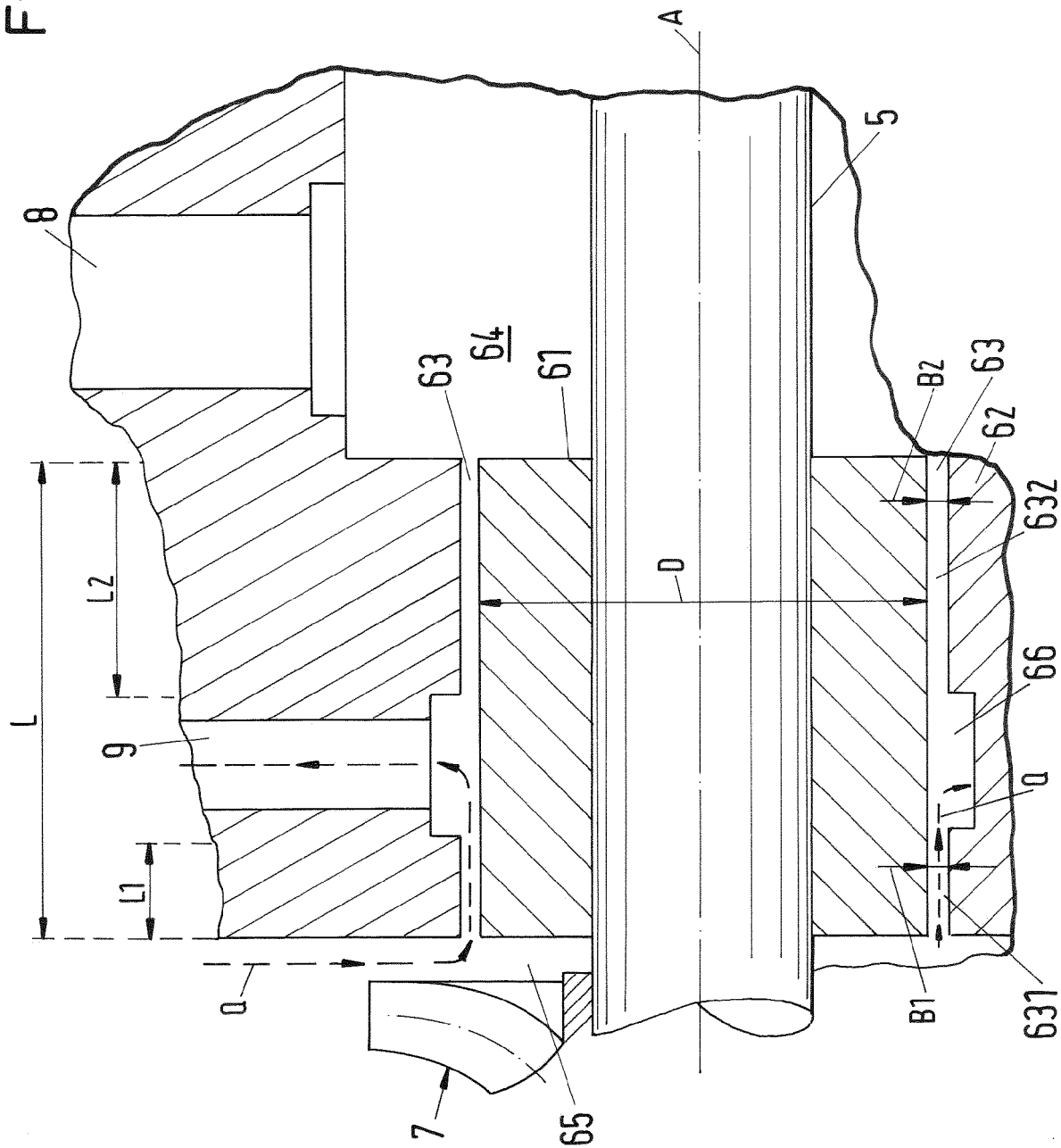


Fig.4

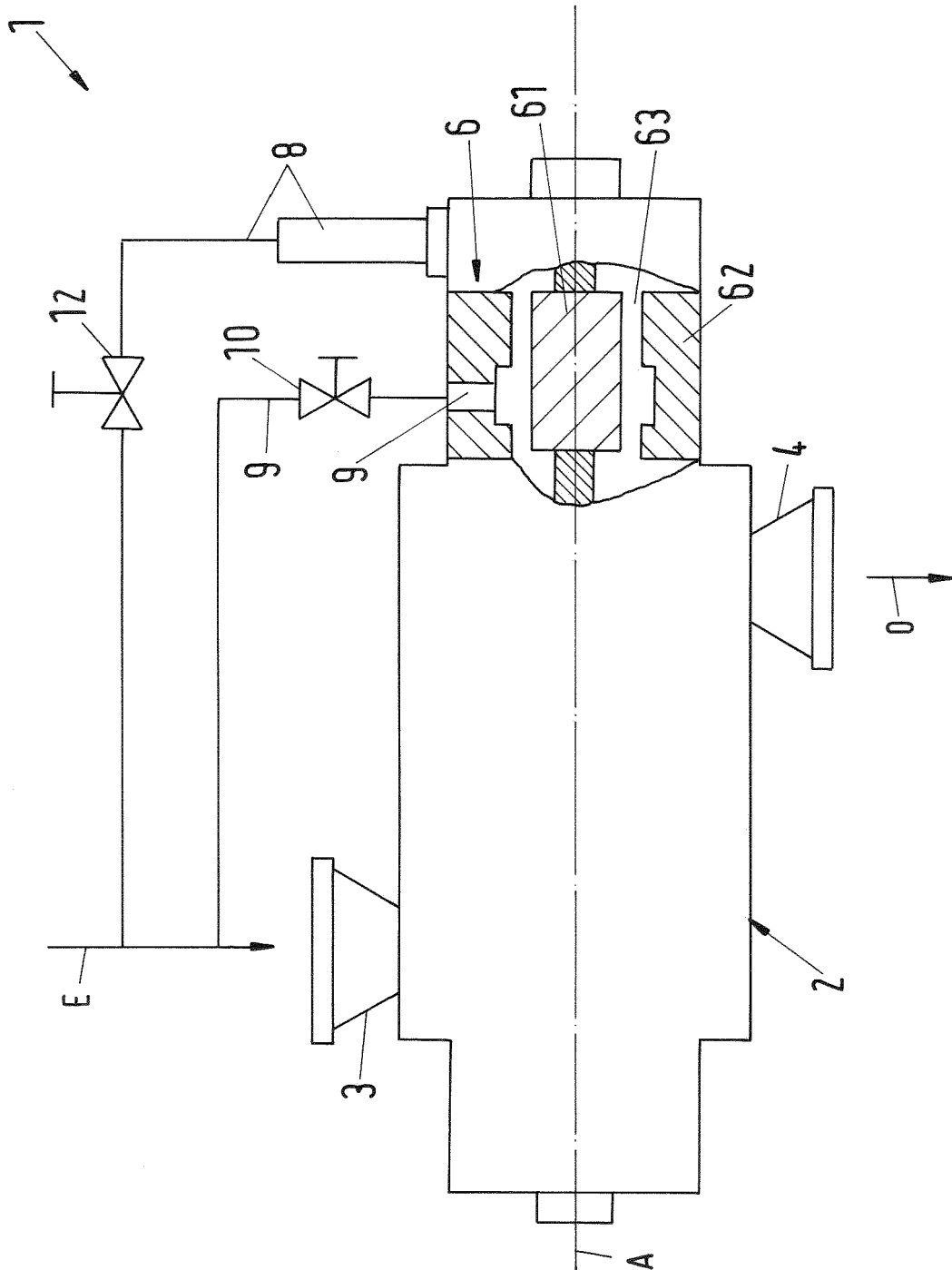


Fig. 5

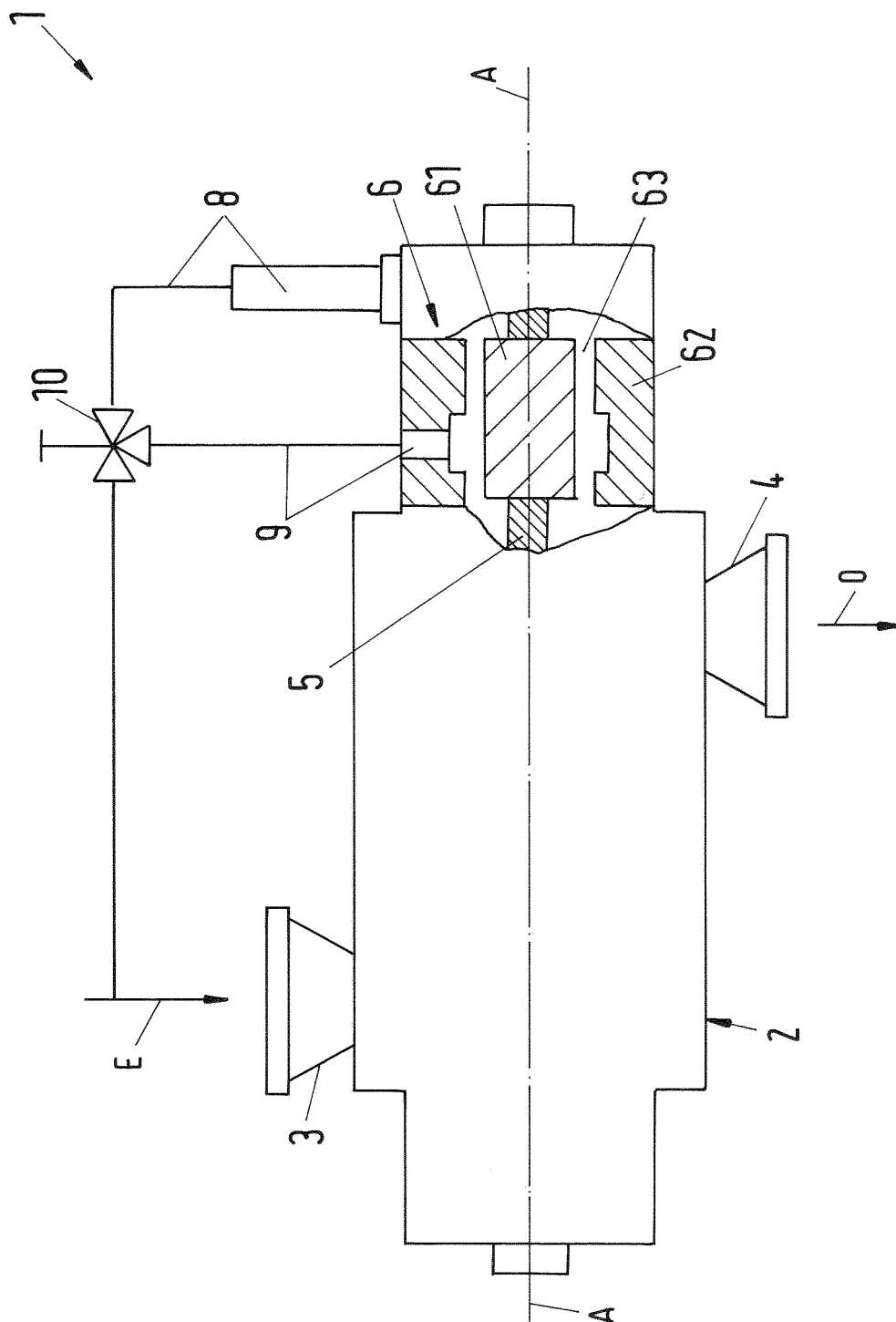


Fig.6

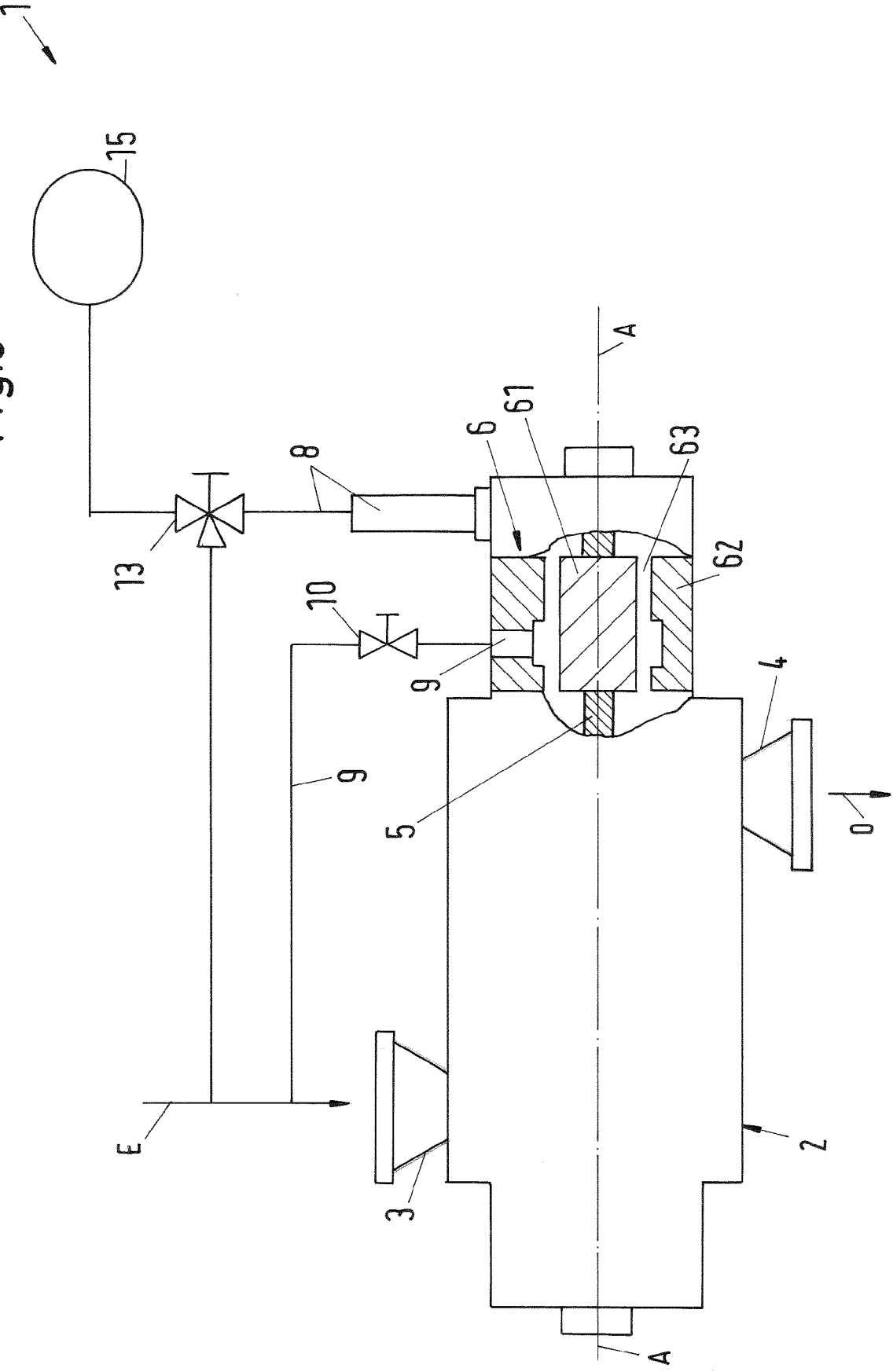




Fig.7

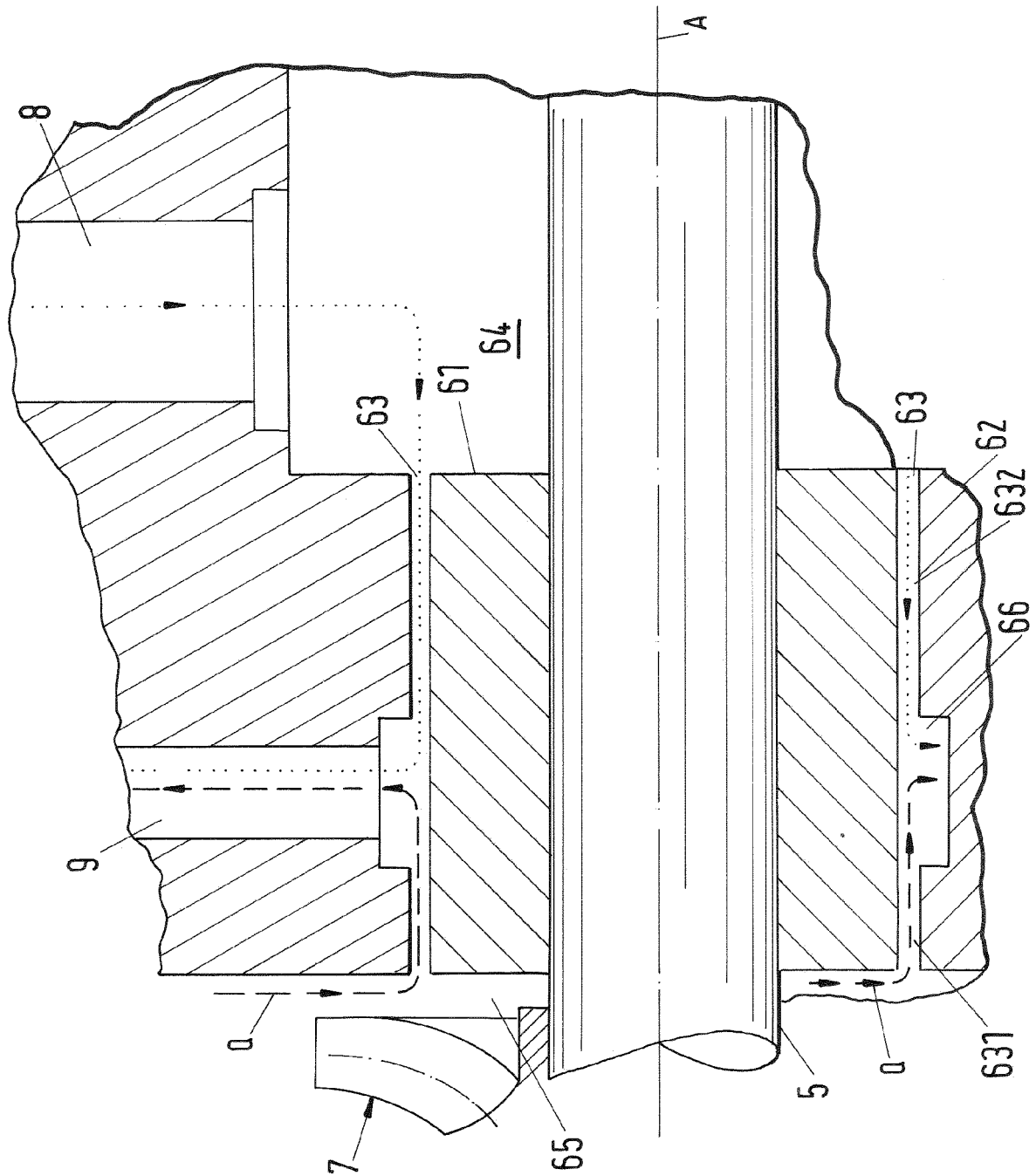
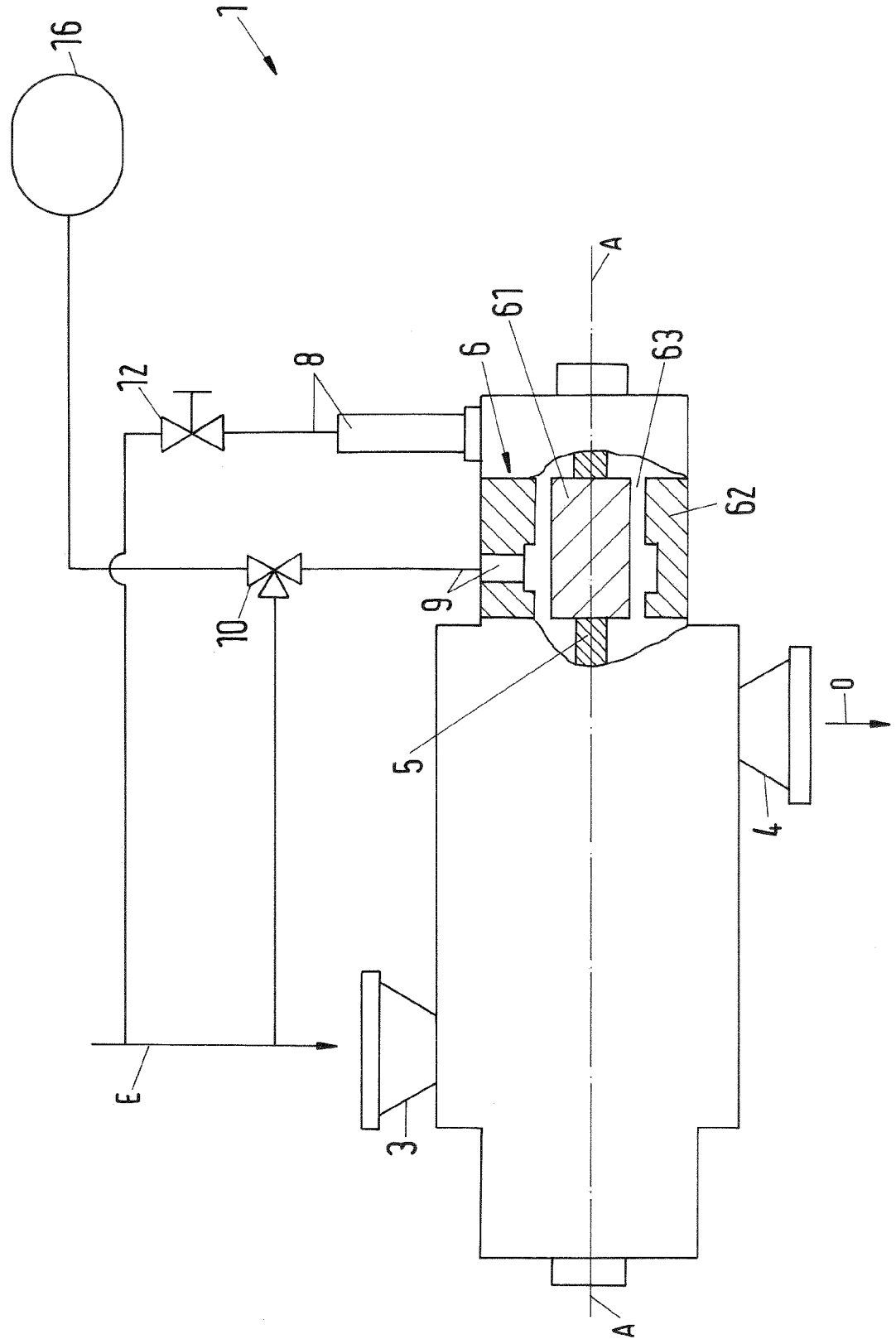


Fig. 8



9.9.11

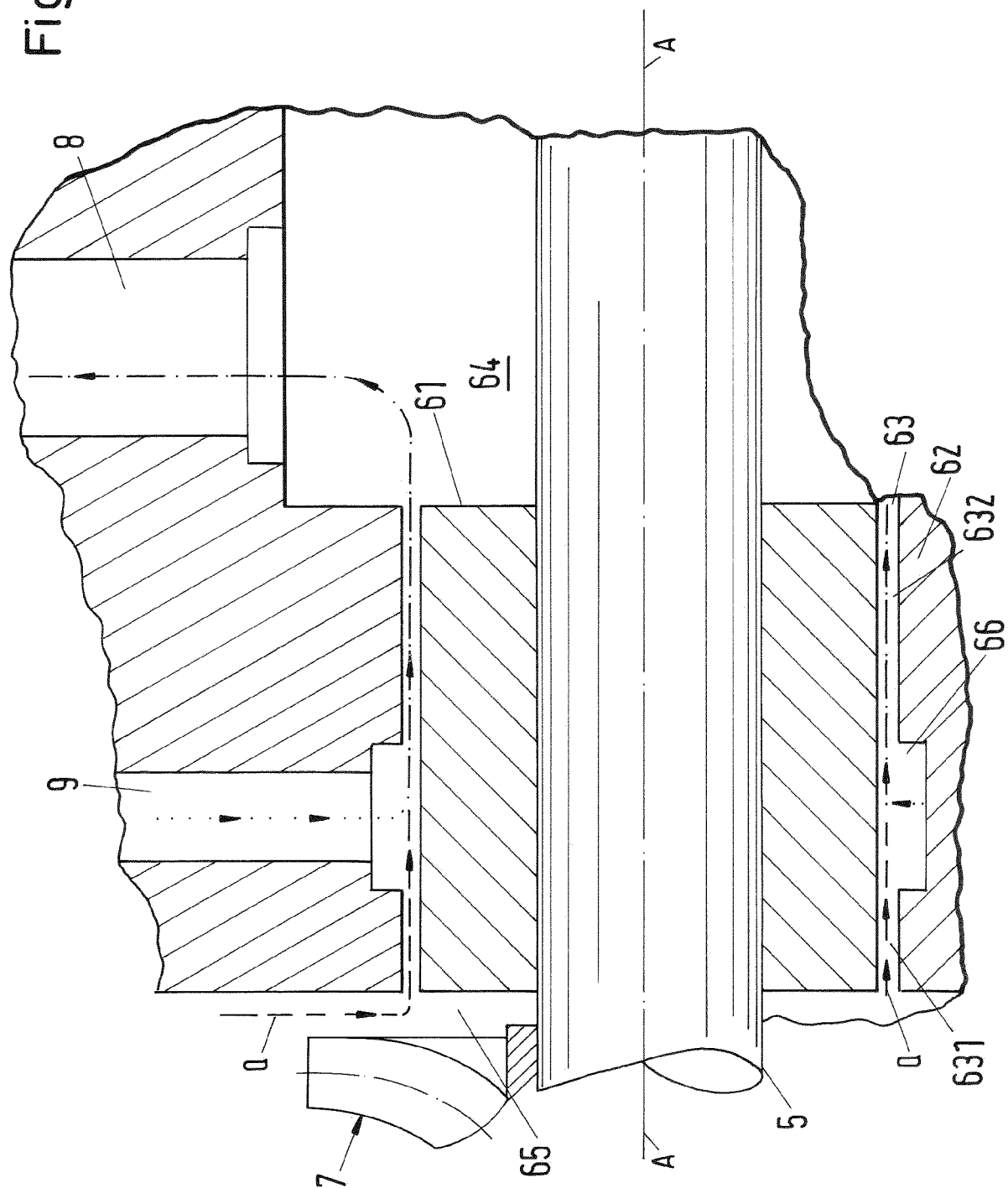
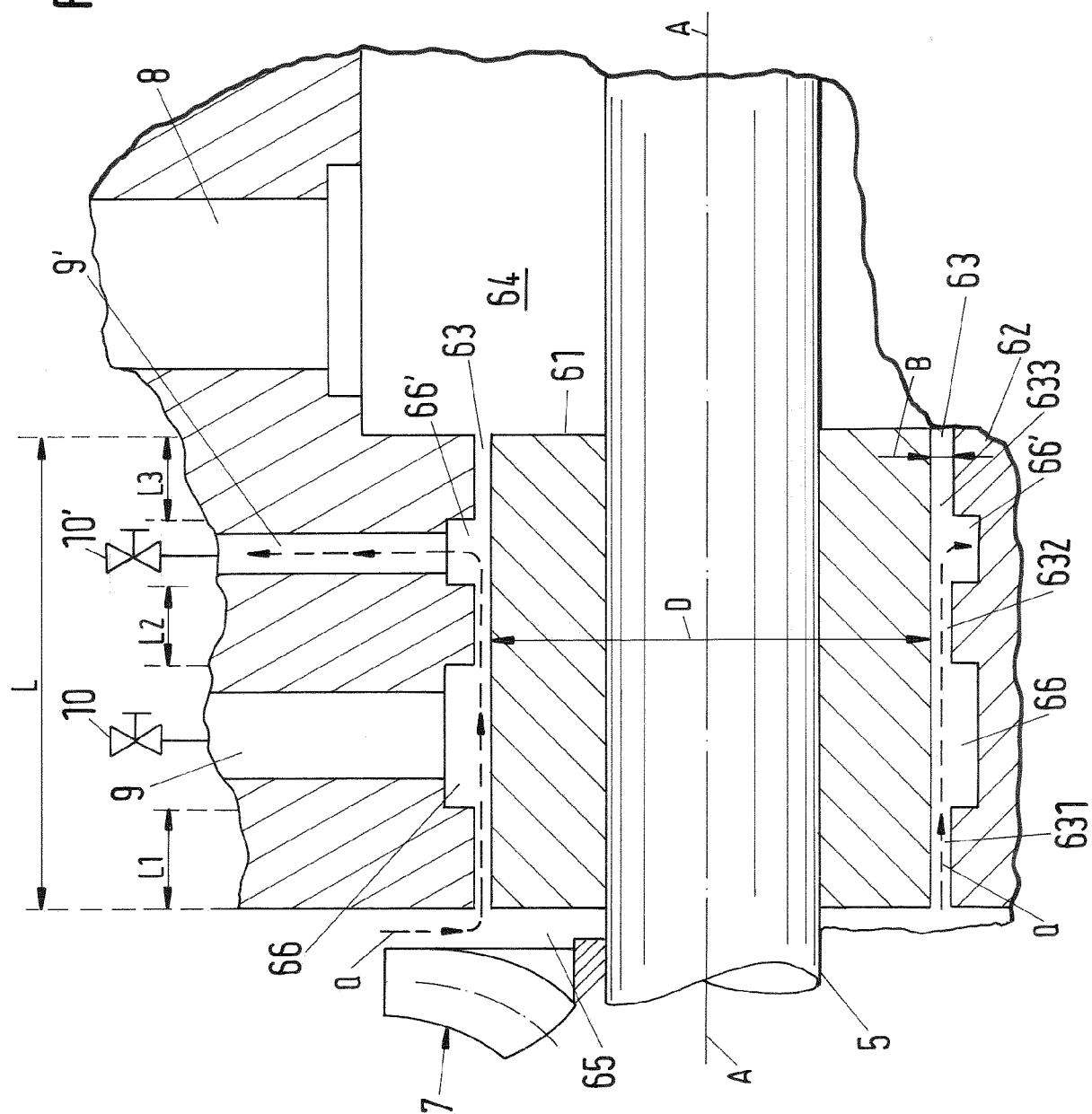


Fig. 10





## EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung  
 EP 16 17 3766

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X	DE 249 336 C (GUTEHOFFNUNGSHÜTTE, AKTIENVEREIN FÜR BERGBAU UND HÜTTENBETRIEB) 16. Juli 1912 (1912-07-16)	1,13	INV. F04D29/041 F04D1/06 F04D7/04 F04D29/051 F04D31/00 F04D13/08
Y	* Seite 1, Zeile 58 - Seite 2, Zeile 29; Abbildung 1 *	2-4,10,11,13-15	
A	-----	7-9	
Y	DE 43 13 455 A1 (KLEIN SCHANZLIN & BECKER AG [DE]) 27. Oktober 1994 (1994-10-27)	4,10,13,15	
A	* Spalte 2, Zeile 64 - Spalte 3, Zeile 30; Abbildung 1 * * Spalte 3, Zeile 31 - Spalte 3, Zeile 33; Abbildung 2 * * Spalte 4, Zeile 12 - Zeile 21 *	1,5,6,12	
Y	WO 2009/135802 A1 (SIEMENS AG [DE]; GEHRINGER WALTER [DE]; GEIST RICHARD [DE]) 12. November 2009 (2009-11-12)	11,14,15	
A	* Seite 1, Zeile 6 - Zeile 7 * * Seite 7, Zeile 22 - Seite 8, Zeile 7; Abbildung 3 *	1	
Y	JP H01 237394 A (HITACHI LTD) 21. September 1989 (1989-09-21)	2,3,11,15	F04D F01D
A	* Zusammenfassung; Abbildung 1 *	1	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort <b>München</b>		Abschlußdatum der Recherche <b>1. August 2016</b>	Prüfer <b>Di Giorgio, F</b>
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 03.92 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT  
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 16 17 3766

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.  
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am  
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

01-08-2016

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 249336 C	16-07-1912	KEINE	
DE 4313455 A1	27-10-1994	DE 4313455 A1	27-10-1994
		EP 0622525 A1	02-11-1994
		JP H0754795 A	28-02-1995
		US 5540546 A	30-07-1996
WO 2009135802 A1	12-11-2009	BR PI0912209 A2	06-10-2015
		CN 102016231 A	13-04-2011
		DE 102008022966 A1	03-12-2009
		EP 2271827 A1	12-01-2011
		ES 2392322 T3	07-12-2012
		JP 5086471 B2	28-11-2012
		JP 2011520063 A	14-07-2011
		RU 2010150344 A	20-06-2012
		WO 2009135802 A1	12-11-2009
JP H01237394 A	21-09-1989	KEINE	

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82