



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:  
**28.03.2018 Patentblatt 2018/13**

(51) Int Cl.:  
**F04D 7/06 (2006.01) F04D 29/44 (2006.01)**

(21) Anmeldenummer: **17190755.3**

(22) Anmeldetag: **13.09.2017**

(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:  
• **Welschinger, Thomas**  
**78315 Radolfzell (DE)**  
• **Johne, Torsten**  
**8355 Aadorf (CH)**  
• **Singer, Mike**  
**8400 Winterthur (CH)**  
• **Ugale, Nitin**  
**8413 Neftenbach (CH)**

(30) Priorität: **23.09.2016 EP 16190413**

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

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

(54) **ZENTRIFUGALPUMPE ZUM FÖRDERN EINES FLUIDS**

(57) Es wird eine Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids vorgeschlagen, mit einem Gehäuse (2), welches einen Einlass (3) und einen Auslass (4) für das Fluid aufweist, mit einem in dem Gehäuse (2) angeordneten Laufrad (5) zur Rotation um eine axiale Richtung (A), mit welchem das Fluid von dem Einlass (3) zu dem Auslass (4) förderbar ist, mit einer Welle (6) zum Antreiben des Laufrads (5), welche sich in der axialen Richtung (A) erstreckt, sowie mit einem stationären Leitapparat (7) zum Führen des Fluids von dem Laufrad (5) zu dem Auslass (4), welcher Leitapparat (7) mit dem Gehäuse (2) verbunden ist, wobei zwischen dem Gehäuse (2) und dem Leitapparat (7) ein federelastisches Ausgleichselement (10) vorgesehen ist, welches um die Welle (6) herum angeordnet ist, und mit welchem der Leitapparat (7) bei einer radialen Relativbewegung zum Gehäuse (2) in einer zentrierten Position zum Laufrad (5) haltbar ist.

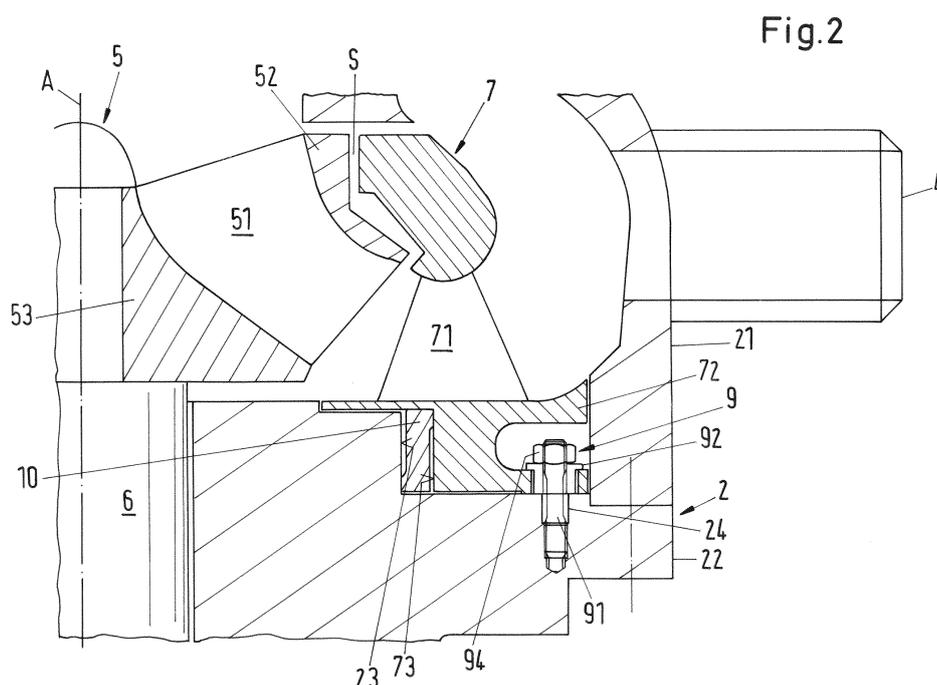
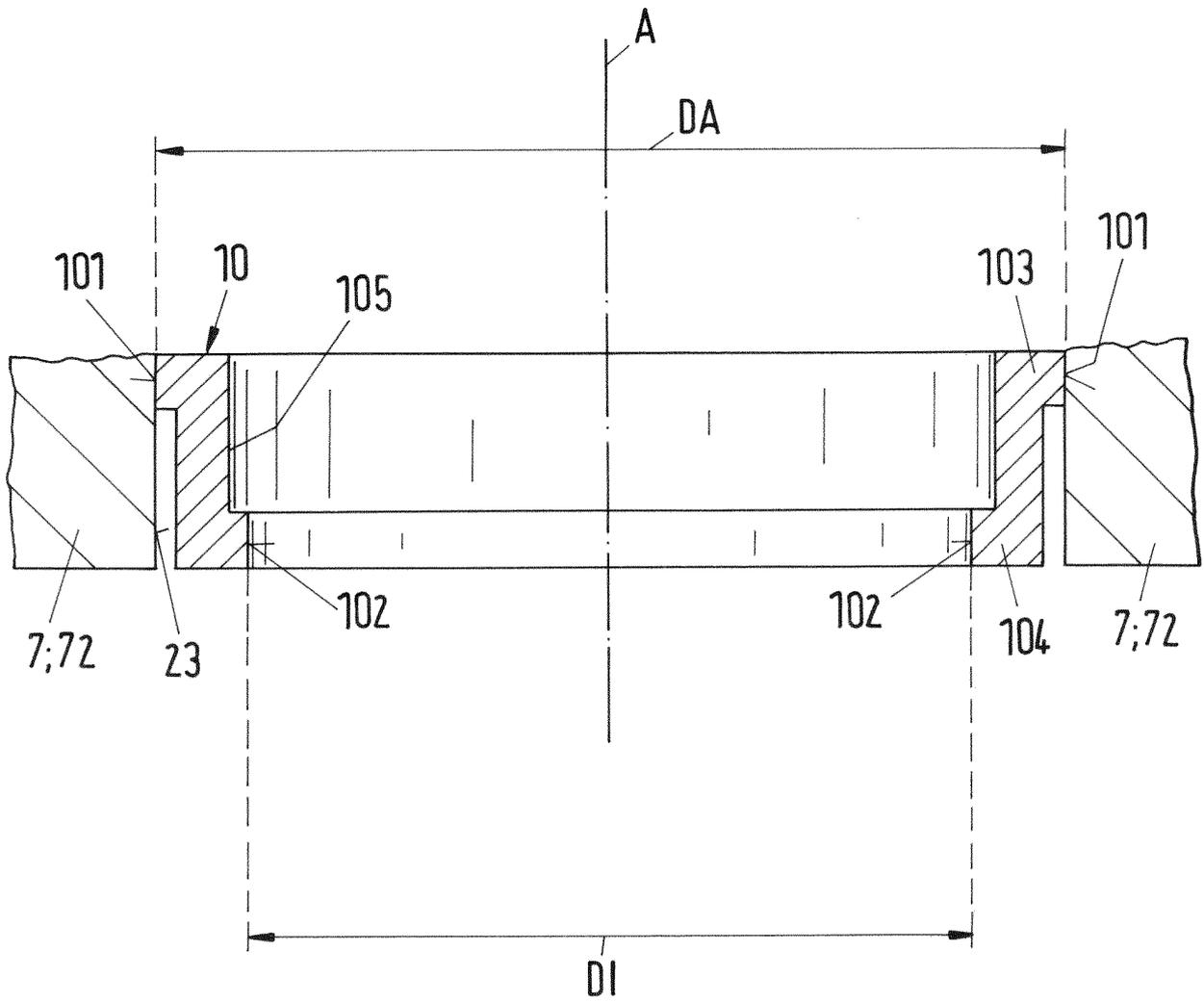


Fig.3



## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids gemäss dem Oberbegriff des unabhängigen Patentanspruchs.

**[0002]** Zentrifugalpumpen werden für viele verschiedene Anwendungen eingesetzt, beispielsweise in der Öl- und Gasindustrie, in der Energieerzeugung, in der Wasserindustrie oder in der Pulpe- und Papierindustrie, um nur einige Beispiele zu nennen. Dabei gibt es auch Anwendungen, bei welchen das von der Pumpe zu fördernde Fluid extrem hohe oder sehr niedrige Temperaturen aufweist.

**[0003]** Ein Beispiel für Tieftemperaturanwendungen ist das Fördern von flüssigem Erdgas (LNG: liquefied natural gas), bei denen das Fluid (LNG) Temperaturen im Bereich von -160°C aufweist.

**[0004]** Hochtemperaturanwendungen finden sich beispielsweise bei der Energieerzeugung in thermischen Kraftwerken. Hier werden sogenannte Kesselkreispumpen (boiler circulation pumps) eingesetzt, um Wärmeträger, z. B. Wasser) im Primärkreislauf des Kraftwerks zu zirkulieren. Dabei kann der Wärmeträger durchaus Temperaturen von 400°C oder mehr aufweisen.

**[0005]** Ein weiteres Einsatzgebiet mit sehr hohen Fluidtemperaturen ist die Energieerzeugung mittels Sonnenenergie, speziell mittels der CSP (concentrated solar power) Technologie. Bei derartigen Systemen werden Spiegel oder Linsen verwendet, um das Sonnenlicht, welches über eine grosse Fläche gesammelt wird, auf eine kleine Fläche zu fokussieren, beispielsweise auf die Spitze eines zentralen Turms, wo das konzentrierte Sonnenlicht einen Wärmeträger (HTF: heat transfer fluid) erhitzt, der anschliessend zur Generierung von Dampf genutzt wird, welcher Turbinen zur Energieerzeugung antreibt. Als Wärmeträger wird in der Regel ein geschmolzenes Salz verwendet, das bereits auf der Niedertemperaturseite eine Temperatur von beispielsweise 350°C aufweist. Auf der Hochtemperaturseite kann der Wärmeträger Temperaturen von bis zu 600°C oder sogar noch mehr aufweisen. Auch hier werden Zentrifugalpumpen eingesetzt, um diesen sehr heissen Wärmeträger zu zirkulieren.

**[0006]** Ein weiteres Beispiel für Hochtemperaturanwendungen sind Pumpen, die für Wirbelschicht- oder Siedebettverfahren (ebullated bed process) in der kohlenwasserstoffverarbeitenden Industrie eingesetzt werden. Diese Verfahren dienen beispielsweise dazu, schwere Kohlenwasserstoffe, z. B. Schweröl, oder Raffinerierückstände zu reinigen oder in besser nutzbarere leichterflüchtige Kohlenwasserstoffe aufzubrechen. Dies geschieht häufig durch Beaufschlagung der schweren Kohlenwasserstoffe mit Wasserstoff, wobei die durchmischten Komponenten in einem Reaktor verwirbelt werden und dort mit Hilfe von Katalysatoren die schweren Kohlenwasserstoffe aufgebrochen werden. Um das Prozessfluid, das üblicherweise grösstenteils aus schweren Kohlenwasserstoffen besteht, im Siedebett- oder Wirbel-

schichtReaktor zu zirkulieren, werden spezielle Pumpen eingesetzt, für die sich die Bezeichnung Ebullatorpumpe (ebullating pump) eingebürgert hat. Diese Ebullatorpumpen sind als Zirkulationspumpen für das Prozessfluid in der Regel direkt am Reaktor vorgesehen und sind prozessbedingt derart ausgestaltet, dass die Pumpe bezüglich der Vertikalen oberhalb des Antriebs angeordnet ist. Ebullatorpumpen müssen unter extrem herausfordernden Bedingungen möglichst zuverlässig und über einen grossen Zeitraum im Dauerbetrieb arbeiten. Denn typischerweise steht das Prozessfluid prozessbedingt unter einem sehr hohen Druck von beispielsweise 200 bar oder mehr, und hat eine sehr hohe Temperatur von mehr als 400°C, z. B. 460°C.

**[0007]** Solche Anwendungen, bei denen das zu fördernde Fluid sehr hohe oder sehr tiefen Temperaturen aufweist, bringen einige Herausforderungen bezüglich eines geeigneten Designs einer Zentrifugalpumpe mit sich. Durch die hohen bzw. tiefen Temperaturen des Fluids treten thermische Effekte auf, die berücksichtigt werden müssen.

**[0008]** Dies sind beispielsweise hohe Temperaturgradienten in der Pumpe, denn einerseits stehen Teile der Pumpe, wie beispielsweise das Laufrad, in direktem körperlichen Kontakt mit dem heissen oder sehr kalten Fluid und andererseits stehen Teile der Pumpe in direktem körperlichen Kontakt zur Umgebungstemperatur.

**[0009]** Zudem können auch sehr beträchtliche Temperaturtransienten auftreten, insbesondere beim Anfahren der Pumpe, solange diese ihren Betriebspunkt noch nicht erreicht hat, oder beim Abschalten der Pumpe, speziell bei einer Notabschaltung. Bei einer solchen Notabschaltung kann es beispielsweise notwendig sein, dass die Temperatur des Fluids innerhalb kurzer Zeit, beispielsweise innerhalb weniger Minuten, um über 100°C abgesenkt werden muss.

**[0010]** Solche Temperaturgradienten oder Temperaturtransienten können enorme thermische Spannungen in der Pumpe verursachen, die in der unterschiedlichen thermischen Dehnung verschiedener Komponenten begründet sind. Dabei ist es noch nicht einmal notwendig, dass die verschiedenen Komponenten der Pumpe stark unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten aufweisen, denn alleine durch die Geometrie oder die unterschiedlichen Massen der Komponenten oder durch starke Temperaturgradienten können unterschiedliche thermische Dehnungen in den Komponenten auftreten, die zu erheblichen Spannungen führen können. Dieses Problem kann natürlich noch ausgeprägter sein, wenn die Komponenten der Pumpe aus unterschiedlichen Materialien gefertigt sind, die signifikant unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten aufweisen, wenn also beispielsweise der Leitapparat aus einem anderen Material gefertigt ist als das Gehäuse.

**[0011]** Ein konkret auftretendes Problem, das durch solche thermischen Effekte verursacht wird, ist es, dass die Zentrierung des Laufrads im Bezug auf den Leitapparat verloren geht bzw. nicht mehr gewährleistet ist. Üb-

licherweise ist zwischen dem dem Einlass zugewandten Bereich des Laufrads und dem diesen umgebenden Bereich des Leitapparats (Diffusor) oder Gehäuses in radialer Richtung gesehen ein sehr enger Spalt vorgesehen. Dieser Spalt bzw. dieses Spiel ist bewusst sehr klein gehalten, insbesondere um ein übermässiges Rückströmen des Fluids von der Hochdruckseite zum Einlass der Pumpe zu vermeiden. Aufgrund dieses kleinen Spalts bzw. Spiels ist es sehr wichtig, dass das Laufrad möglichst genau zentriert ist. Kommt es nun durch unterschiedliche thermische Dehnung des Gehäuses und des Leitapparats bedingt zu Deformationen, sodass das Laufrad seine Zentrizität verliert, so besteht die erhebliche Gefahr, dass das Laufrad den Leitapparat direkt kontaktiert, was zu gravierenden Schäden an dem Laufrad bzw. an der Pumpe führen kann.

**[0012]** Es wäre zwar im Prinzip möglich, diesen Spalt bzw. das Spiel bezüglich der radialen Richtung so stark zu vergrössern, dass ein solcher Kontakt zwischen Laufrad und Leitapparat vermieden wird, aber eine derartige Massnahme würde die Förderleistung und die hydraulische Effizienz bzw. den Wirkungsgrad der Pumpe in starkem Masse negativ beeinflussen.

**[0013]** Es ist daher eine Aufgabe der Erfindung, eine Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids bereitzustellen, welche für das Fördern sehr heisser oder sehr kalter Fluide geeignet ist, und bei welcher eine durch thermische Effekte verursachte Dezentrierung des Laufrads wirkungsvoll vermieden wird.

**[0014]** Der diese Aufgabe lösenden Gegenstand der Erfindung ist durch die Merkmale des unabhängigen Patentanspruchs gekennzeichnet.

**[0015]** Erfindungsgemäss wird also eine Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids vorgeschlagen, mit einem Gehäuse, welches einen Einlass und einen Auslass für das Fluid aufweist, mit einem in dem Gehäuse angeordneten Laufrad zur Rotation um eine axiale Richtung, mit welchem das Fluid von dem Einlass zu dem Auslass förderbar ist, mit einer Welle zum Antreiben des Laufrads, welche sich in der axialen Richtung erstreckt, sowie mit einem stationären Leitapparat zum Führen des Fluids von dem Laufrad zu dem Auslass, welcher Leitapparat mit dem Gehäuse verbunden ist, wobei zwischen dem Gehäuse und dem Leitapparat ein federelastisches Ausgleichselement vorgesehen ist, welches um die Welle herum angeordnet ist, und mit welchem der Leitapparat bei einer radialen Relativbewegung zum Gehäuse in einer zentrierten Position zum Laufrad haltbar ist.

**[0016]** Das Laufrad ist üblicherweise durch die Lager und insbesondere durch die Radiallager, mit welchen die das Laufrad tragende Welle gelagert ist und welche bezüglich des Gehäuses fixiert sind, bezüglich des Gehäuses zentriert. Der Leitapparat ist am Gehäuse befestigt und dabei so angeordnet, dass er über das Gehäuse bezüglich des Laufrads zentriert ist.

**[0017]** Kommt es beim Betrieb der Zentrifugalpumpe zu unterschiedlichen thermischen Dehnungen des Gehäuses einerseits und des mit dem Gehäuse verbunde-

nen Leitapparats andererseits, so wird dieser Unterschied durch eine Verformung des federelastischen Ausgleichselements kompensiert, sodass der Leitapparat in seiner zentrierten Position zum Laufrad bleibt. Die durch unterschiedliche thermische Dehnung bedingte relative Verschiebung zwischen dem Gehäuse und dem Leitapparat, die eine radiale Relativbewegung zwischen dem Gehäuse und dem Leitapparat darstellt, wird durch das Ausgleichselement aufgefangen, sodass eine Dezentrierung des Leitapparats zum Laufrad vermieden wird.

**[0018]** Unter praktischen Aspekten und im Hinblick auf eine besonders einfache Montage der Zentrifugalpumpe ist es bevorzugt, dass das Ausgleichselement ringförmig ausgestaltet ist. Das Ausgleichselement ist dann ein Ring, der bei der Montage in einfacher Weise zwischen dem Leitapparat und dem Gehäuse um die Welle herum angeordnet werden kann.

**[0019]** Gemäss einer bevorzugten Ausgestaltung umfasst das Ausgleichselement eine erste und eine zweite Kontaktfläche, wobei die erste Kontaktfläche an dem Leitapparat anliegt und die zweite Kontaktfläche an dem Gehäuse anliegt, und wobei die erste Kontaktfläche und die zweite Kontaktfläche bezüglich der axialen Richtung versetzt zueinander angeordnet sind. Insbesondere kontaktiert dabei das Ausgleichselement bezüglich der radialen Richtung den Leitapparat nur mit der ersten Kontaktfläche und das Gehäuse nur mit der zweiten Kontaktfläche. Durch diese Massnahme lässt sich die Ausgleichsfunktion in besonders einfacher Weise realisieren, weil sich die beiden Kontaktflächen so bezüglich der radialen Richtung aufeinander zu oder voneinander weg bewegen können, um so radiale Relativbewegungen zwischen dem Leitapparat und dem Gehäuse auszugleichen.

**[0020]** Eine unter praktischen Aspekten vorteilhafte Ausführungsform ist es, wenn das Ausgleichselement einen ersten Querschenkel zum Kontaktieren des Leitapparats umfasst, sowie einen zweiten Querschenkel zum Kontaktieren des Gehäuses, wobei der erste Querschenkel und der zweite Querschenkel durch einen Längschenkel verbunden sind, welcher sich in axialer Richtung erstreckt.

**[0021]** Die Hauptfunktion des Ausgleichselements ist es, bei termisch bedingten radialen Relativbewegungen zwischen dem Leitapparat und dem Gehäuse, also beispielsweise bei einer Verschiebung des Gehäuses relativ zum Leitapparat in radialer Richtung, die Aufrechterhaltung der zentrierten Position des Leitapparats zum Laufrad zu gewährleisten. Dabei kann diese relative Verschiebung durch eine Deformation der Verbindungselemente aufgenommen werden, über welche der Leitapparat mit dem Gehäuse verbunden ist. Diese Verbindungselemente umfassen typischerweise Schrauben oder Bolzen. Hierbei können in den Verbindungselementen relativ starke mechanische Beanspruchungen, beispielsweise durch Scherspannungen oder Biegespannungen auftreten. Um diese mechanischen Belastungen zu reduzieren oder zu vermeiden, ist es eine besonders

bevorzugte Massnahme, eine Mehrzahl von Verbindungselementen vorzusehen, welche den Leitapparat bezüglich der axialen Richtung am Gehäuse fixieren, wobei jedes Verbindungselement derart ausgestaltet ist, dass es eine radiale Relativbewegung zwischen dem Gehäuse und dem Leitapparat ermöglicht. Bei einer solchen Ausgestaltung ist der Leitapparat in radialer Richtung quasi schwimmend bezüglich des Gehäuses gelagert, kann also in radialer Richtung relativ zum Gehäuse bewegt bzw. verschoben werden.

**[0022]** Gemäss einer bevorzugten Ausgestaltung umfasst dazu jedes Verbindungselement jeweils eine Hülse, welche in einer axialen Bohrung im Gehäuse oder im Leitapparat angeordnet ist, sowie ein Fixiermittel zum Fixieren des Leitapparats, wobei sich das Fixiermittel durch die Hülse hindurch erstreckt, und wobei die Hülse einen Aussendurchmesser aufweist, der kleiner ist als der Innendurchmesser der axialen Bohrung, sodass zwischen der Hülse und der die axiale Bohrung begrenzenden Wandung ein ringförmiger Spalt ausgebildet ist. Durch diese Massnahme lässt sich der Leitapparat bezüglich der axialen Richtung sicher am Gehäuse fixieren, während das durch den ringförmigen Spalt realisierte Spiel eine radiale Relativbewegung zwischen Gehäuse und Leitapparat zulässt. Das Fixiermittel ist vorzugsweise eine Schraube, insbesondere eine Dehnschraube oder ein Gewindebolzen.

**[0023]** Dabei ist es eine bevorzugte Massnahme, dass jede Hülse eine Länge in axialer Richtung aufweist, die grösser ist als die Länge der axialen Bohrung, in welcher die Hülse angeordnet ist, und wobei jede Hülse an einem ihrer axialen Enden einen Flansch aufweist, welcher einen Aussendurchmesser aufweist, der grösser ist, als der Innendurchmesser der jeweiligen axialen Bohrung, in welcher die Hülse angeordnet ist. Somit kann jedes Fixiermittel, also beispielsweise jede Schraube oder jeder Gewindebolzen, welcher das Gehäuse mit dem Leitapparat verbindet, durch ein Mutter oder ein anderes Sicherungsmittel, gespannt werden, wobei sich diese Mutter auf dem jeweiligen Flansch abstützt, um so eine sichere und zuverlässige Fixierung des Leitapparats in axialer Richtung zu gewährleisten.

**[0024]** Besonders bevorzugt ist jede Hülse so ausgestaltet, dass bezüglich der axialen Richtung zwischen dem Flansch und dem Gehäuse oder dem Leitapparat, in welchem die jeweilige axiale Bohrung vorgesehen ist, ein Axialspalt ausgebildet ist, sodass ein Aufliegen des Flansches auf dem Gehäuse oder auf dem Leitapparat vermieden wird. Dadurch, dass der Flansch aufgrund des Axialspalts nicht auf dem Gehäuse (oder auf dem Leitapparat, jenachdem, in welchem der beiden Teile die axiale Bohrung vorgesehen ist) aufliegt, brauchen bei einer relativen Verschiebung des Gehäuses zum Leitapparat keine Haft- oder Gleitreibungskräfte zwischen dem Flansch und dem Gehäuse (bzw. dem Leitapparat) überwunden zu werden, was im Hinblick auf die mechanische Belastung besonders vorteilhaft ist.

**[0025]** In einer bevorzugten Ausgestaltung sind das

Lauftrad und/oder der Leitapparat aus einem anderen Material hergestellt als das Gehäuse. Da es die erfindungsgemässe Lösung ermöglicht, unterschiedliche thermische Dehnungen insbesondere des Gehäuses und des Leitapparats, zu kompensieren, können der Leitapparat und/oder das Lauftrad auch aus einem anderen Material gefertigt werden als das Gehäuse. Speziell können auch zwei Materialien mit stark unterschiedlichen spezifischen Wärmeausdehnungskoeffizienten verwendet werden. Je nach Anwendung ist es nämlich manchmal aus technischen Gründen wünschenswert, das Lauftrad und/oder den Leitapparat aus einem anderen Material zu fertigen als das Gehäuse. Beispielsweise ist das für solche Anwendungen vorteilhaft, bei denen chemisch aggressive oder stark abrasive Fluide gefördert werden. Für das Lauftrad und/oder den Leitapparat kann dann ein Material gewählt werden, das im Hinblick auf seine Widerstandsfähigkeit gegenüber dem zu fördernden Fluid optimiert ist, während für das Gehäuse ein anderes, z. B. ein kostengünstigeres Material gewählt werden kann.

**[0026]** Für einige Anwendungen ist eine Ausgestaltung der Zentrifugalpumpe bevorzugt, bei welcher eine Antriebseinheit zum Antreiben des Lauftrads vorgesehen ist, welche mit der Welle verbunden ist, wobei die Antriebseinheit im Gehäuse angeordnet ist. Solche Ausgestaltungen sind insbesondere für Anwendungen vorteilhaft, bei welchen die Pumpe ganz oder vollständig in einer Flüssigkeit, z. B. Wasser, eingetaucht ist, oder wenn die Pumpe an schwer zugänglichen Orten oder unter schwierigen Bedingungen oder Umgebungsbedingungen betrieben wird. Ferner ist es üblich, die Antriebseinheit im Gehäuse zu integrieren, wenn Wellendichtungen wie z. B. Gleitringdichtungen, zur Abdichtung der Wellendurchführung aus dem Gehäuse zu einer extern angeordneten Antriebseinheit nicht einsetzbar oder nicht sinnvoll einsetzbar sind.

**[0027]** In einer bevorzugten Ausführungsform ist das Gehäuse als Druckgehäuse ausgestaltet, vorzugsweise für einen Betriebsdruck von mindestens 200 bar.

**[0028]** Insbesondere für Anwendungen im Hochtemperaturbereich ist es vorteilhaft, wenn die Zentrifugalpumpe für ein Fluid ausgestaltet ist, das eine Temperatur von mehr als 400°C aufweist.

**[0029]** Die erfindungsgemässe Ausgestaltung ist insbesondere auch für solche Pumpen geeignet, bei welchen eine Antriebseinheit vorgesehen ist, welche bezüglich der Vertikalen unterhalb des Lauftrads angeordnet ist. Auf die normale Gebrauchslage der Pumpe bezogen bedeutet dies, dass die Pumpe oberhalb der Antriebseinheit angeordnet ist. Vorzugsweise ist dabei die Antriebseinheit im Gehäuse der Zentrifugalpumpe angeordnet.

**[0030]** Eine weitere bevorzugte Massnahme ist es, wenn das Lauftrad als radiales Lauftrad ausgestaltet ist.

**[0031]** Eine für die Praxis besonders wichtige Ausführungsform ist es, wenn die Zentrifugalpumpe als Kesselkreispumpe oder als Ebullatorpumpe für die Zirkulation eines Prozessfluids ausgestaltet ist.

**[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 schematischen Zeichnung zeigen, teilweise im Schnitt:

Fig. 1: ein teilweise schematische Schnittdarstellung eines Ausführungsbeispiels einer erfindungsgemässen Zentrifugalpumpe,

Fig. 2: eine vergrösserte Schnittdarstellung der Verbindung zwischen dem Gehäuse und dem Leitapparat des Ausführungsbeispiels aus Fig. 1,

Fig. 3: eine Schnittdarstellung des Ausgleichselements,

Fig. 4: eine Schnittdarstellung des Verbindungselements (ohne Schraube),

Fig. 5: eine Schnittdarstellung einer ersten Variante für das Ausgleichselement in einem Schnitt entlang der axialen Richtung, und

Fig. 6: ein zweite Variante für das Ausgleichselement in einem Schnitt senkrecht zur axialen Richtung.

**[0034]** Fig. 1 zeigt in einer teilweise schematischen Schnittdarstellung ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemässen Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids, die gesamthaft mit dem Bezugszeichen 1 bezeichnet ist. Die Zentrifugalpumpe 1 hat ein Gehäuse 2, welches einen Einlass 3 und einen Auslass 4 für das Fluid aufweist, ein im Gehäuse 2 angeordnetes Laufrad 5 zur Rotation um eine axiale Richtung A, welche durch die Solldrehachse der Zentrifugalpumpe 1 festgelegt ist, eine Welle 6 zum Antreiben des Laufrads 5, welche sich in axialer Richtung A erstreckt, sowie einen stationären Leitapparat 7, der mit dem Gehäuse 2 verbunden ist, und welcher das von dem Laufrad 5 geförderte Fluid zum Auslass 4 führt. Für den Leitapparat 7 ist auch die Bezeichnung "Diffusor" üblich.

**[0035]** Fig. 1 zeigt das Ausführungsbeispiel in einem Schnitt entlang der axialen Richtung A.

**[0036]** Im Folgenden wird eine zur axialen Richtung A senkrechte Richtung als radiale Richtung bezeichnet.

**[0037]** Das Gehäuse 2 umfasst bei dem hier beschriebenen Ausführungsbeispiel ein oberes Gehäuseteil 21 sowie ein unteres Gehäuseteil 22, welche durch nicht dargestellte Verschraubungen oder eine Flanschverbindung dichtend miteinander verbunden sind.

**[0038]** Bei dem hier beschriebenen Ausführungsbeispiel umfasst die Zentrifugalpumpe 1 zudem eine Antriebseinheit 8 zum Antreiben des Laufrads 5, die mit der Welle 6 verbunden ist, auf welcher das Laufrad 5 ange-

ordnet ist, wobei die Antriebseinheit 8 im Gehäuse 2 der Zentrifugalpumpe 1 angeordnet ist. Es versteht sich, dass die Erfindung nicht auf solche Ausgestaltungen beschränkt ist, bei denen die Antriebseinheit 8 im Gehäuse 2 der Pumpe 1 integriert ist. Vielmehr ist es natürlich auch möglich, dass die Antriebseinheit 8 als separate Vorrichtung ausserhalb des Gehäuses 2 der Zentrifugalpumpe 1 angeordnet ist.

**[0039]** Im Folgenden wird mit beispielhaftem Charakter auf die in der Praxis wichtige Anwendung Bezug genommen, dass das hier beschriebene Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemässen Zentrifugalpumpe 1 als Ebullatorpumpe (ebullating pump) ausgestaltet ist. Wie eingangs erwähnt, handelt es sich bei Ebullatorpumpen um solche Pumpen, die für Wirbelschicht- oder Siedebettverfahren (ebullated bed process) in der kohlenwasserstoffverarbeitenden Industrie eingesetzt werden. Diese Verfahren werden dazu eingesetzt, schwere Kohlenwasserstoffe, die beispielsweise bei der Erdölraffinerie im Boden der Trennkolonnen zurückbleiben, zu reinigen, beispielsweise zu entschwefeln und/oder in leichtere Kohlenwasserstoffe aufzubrechen, die dann als Destillate wirtschaftlicher nutzbar sind. Als ein Beispiel für schwere Kohlenwasserstoffe sei hier Schweröl genannt, das bei der Raffinerie von Erdöl zurückbleibt. In einem bekannten Verfahren wird die Ausgangssubstanz, also die schweren Kohlenwasserstoffe wie z. B. Schweröl, erhitzt, mit Wasserstoff vermischt und dann als Prozessfluid in den Wirbelschicht- oder Siedebettreaktor (ebullated bed reaktor) eingebracht. In dem Reaktor erfolgt dann die Reinigung bzw. das Aufbrechen des Prozessfluids mit Hilfe von Katalysatoren, die in dem Reaktor in Schwebelage gehalten werden, um einen möglichst innigen Kontakt mit dem Prozessfluid zu gewährleisten. Für die Versorgung des Reaktors mit dem Prozessfluid bzw. für die Zirkulation des Prozessfluids verwendet man eine Ebullatorpumpe, die typischerweise direkt an den Reaktor montiert wird.

**[0040]** Da das Prozessfluid prozessbedingt unter einem sehr hohen Druck von beispielsweise mindestens 200 bar und unter einer sehr hohen Temperatur von beispielsweise über 400°C steht, muss auch die Ebullatorpumpe für solche Drücke und Temperaturen ausgelegt sein. Insbesondere ist dabei das Gehäuse 2 der Zentrifugalpumpe 1, welches das Laufrad 5 und die Antriebseinheit 8 umschliesst, als Druckgehäuse ausgestaltet, das diesen hohen Betriebsdrücken von beispielsweise 200 bar oder mehr sicher standhalten kann. Zudem ist die Ebullatorpumpe 1 auch so ausgestaltet, dass sie ein heisses Prozessfluid, welches eine Temperatur von mehr als 400°C aufweist, gefahrlos fördern kann. Die Ebullatorpumpe 1 ist üblicherweise so angeordnet, dass sich die Welle 6 in vertikaler Richtung erstreckt, wobei das Laufrad 5 oben liegend angeordnet ist. Diese übliche Gebrauchslage ist auch in Fig. 1 dargestellt.

**[0041]** Auch wenn hier auf die Ausgestaltung der Zentrifugalpumpe 1 als Ebullatorpumpe Bezug genommen wird, so versteht es sich jedoch, dass die Erfindung nicht

auf solche Ausgestaltungen bzw. Anwendungen beschränkt ist. Die erfindungsgemäße Zentrifugalpumpe 1 kann auch für andere Anwendungen ausgestaltet sein, beispielsweise als Tauchpumpe, die während des Betriebs ganz oder teilweise in eine Flüssigkeit, z. B. Wasser, eingetaucht ist. Auch kann die Zentrifugalpumpe 1 als Horizontalpumpe ausgestaltet sein, bei welcher sich die Welle 6 in horizontaler Richtung erstreckt. Insbesondere ist die Erfindung für solche Zentrifugalpumpen geeignet, mit denen sehr heiße Fluide von beispielsweise mehr als 400°C gefördert werden, sowie für Zentrifugalpumpen 1, mit denen sehr kalte Fluide von beispielsweise -160°C oder noch niedrigeren Temperaturen gefördert werden. Als Beispiele seien hier Kesselkreispumpen genannt, mit welchen in thermischen Kraftwerken zur Energieerzeugung der Wärmeträger, speziell der Wärmeträger im Primärkreislauf, zirkuliert wird, oder Pumpen, die im Bereich der Energiegewinnung mittels der CSP (concentrated solar power) Technologie zum Fördern des Wärmeträger (HTF: heat transfer fluid), meistens ein geschmolzenes Salz, verwendet werden, oder Pumpen in der Kryotechnik bzw. Kryotechnologie, mit denen beispielsweise flüssiges Erdgas (LNG: liquefied natural gas) im Temperaturbereich von beispielsweise -160°C gefördert wird.

**[0042]** Bei dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen als Ebullatorpumpe ausgestalteten Zentrifugalpumpe 1, ist das Laufrad 5 bezüglich der normalen Gebrauchslage, die in Fig. 1 dargestellt ist, oberhalb der Antriebseinheit 8 angeordnet. Das Laufrad 5 umfasst mehrere Schaufeln oder Flügel 51, mit welchem das Fluid von dem Einlass 3, der hier oberhalb des Laufrads 5 angeordnet ist, zum Auslass 4 gefördert wird, der hier seitlich am Gehäuse 2 angeordnet ist. Das Laufrad 5 ist hier in an sich bekannter Weise als geschlossenes Laufrad 5 ausgestaltet, mit einer Nabe 53 und einer dem Einlass 3 zugewandten Deckscheibe 52 (siehe Fig. 2), zwischen denen die Flügel 51 angeordnet sind. Die Deckscheibe 52 überdeckt dabei die Flügel 51, sodass zwischen diesen im Wesentlichen geschlossene Kanäle für das Fluid ausgebildet sind.

**[0043]** Das Laufrad 5 ist in an sich bekannter Weise von dem stationären Leitapparat 7, auch Diffusor genannt, umgeben, welcher bezüglich der radialen Richtung aussen liegend um das Laufrad 5 herum angeordnet ist. Der Leitapparat 7 umfasst, wie dies an sich bekannt ist, mehrere stationäre Leitschaufeln 71 (siehe Fig. 2), mit welchen das von dem Laufrad 5 geförderte Fluid zum Auslass 4 der Pumpe 1 geführt wird.

**[0044]** Der stationäre Leitapparat 7 ist über eine Mehrzahl von Verbindungselementen 9 an dem Gehäuse 2 montiert und hier im Speziellen mit dem unteren Gehäuseteil 22 des Gehäuses 2 verbunden. Jedes Verbindungselement 9 umfasst dabei vorzugsweise ein mit einem Gewinde versehenes Fixiermittel 91 (siehe Fig. 2), mittels welchem der Leitapparat 7 am Gehäuse 2 befestigt ist. Das Fixiermittel 91 ist insbesondere eine Verschraubung, beispielsweise eine Schraube oder ein (Ge-

winde-)bolzen.

**[0045]** Zum Antreiben des Laufrads 5 ist die Antriebseinheit 8 vorgesehen, die hier in an sich bekannter Weise als elektrischer Spaltrahmotor (canned motor) ausgestaltet ist. Die Antriebseinheit 8 umfasst einen innenliegenden Rotor 81 sowie einen aussenliegenden, den Rotor 81 umgebenden Stator 82. Zwischen dem Rotor 81 und dem Stator 82 ist ein Spaltrah 83 vorgesehen, welches in bekannter Weise den Stator 82 hermetisch gegenüber dem Rotor 81 abdichtet. Der Rotor 81 ist drehfest mit der Welle 6 verbunden, welche sich in axialer Richtung A erstreckt, und die andererseits drehfest mit dem Laufrad 5 verbunden ist, sodass das Laufrad 5 durch die Antriebseinheit 8 antreibbar ist.

**[0046]** Bezüglich der axialen Richtung A unmittelbar oberhalb und unmittelbar unterhalb der Antriebseinheit 8 ist jeweils ein Radiallager 12 für die radiale Lagerung der Welle 6 vorgesehen. Durch die Radiallager 12 ist das Laufrad 5 bezüglich des Gehäuses 2 zentriert. Unterhalb des darstellungsgemäss unteren Radiallagers 12 ist ein Axiallager 16 für die Welle 6 vorgesehen.

**[0047]** Prozessbedingt hat das zu fördernde Fluid in der Ebullatorpumpe 1 eine sehr hohe Temperatur, die beispielsweise im Bereich von 450°C liegt. Diese enorm hohe Temperatur verursacht sehr starke thermische Belastungen in der Pumpe 1. Diese thermischen Belastungen beruhen beispielsweise auf den hohen Temperaturgradienten in der Pumpe 1, denn einerseits stehen Teile der Pumpe 1, wie beispielsweise das Laufrad 5 oder der Leitapparat 7, in direktem körperlichen Kontakt mit dem heißen Fluid, das sie durchströmt, und andererseits stehen Teile der Pumpe, wie beispielsweise zumindest Teile des Gehäuses 2 in direktem körperlichen Kontakt und damit im Wärmekontakt zur Umgebung der Pumpe 1, wobei die Umgebungstemperatur typischerweise drastisch niedriger - oder bei Tieftemperaturanwendungen drastisch höher - ist.

**[0048]** Zudem können auch sehr beträchtliche Temperaturtransienten auftreten, insbesondere beim Anfahren der Pumpe 1, solange diese ihren Betriebspunkt noch nicht erreicht hat, oder beim Abschalten der Pumpe. Speziell bei einer Notabschaltung der Pumpe, z. B. wenn der Katalysator im Reaktor ausfällt, muss die Temperatur des Fluids aus Sicherheitsgründen innerhalb kurzer Zeit, beispielsweise innerhalb weniger Minuten, um über 100°C abgesenkt werden.

**[0049]** Solche Temperaturgradienten oder Temperaturtransienten können enorme thermische Spannungen in der Pumpe 1 verursachen, die unter anderem in der unterschiedlichen thermischen Dehnung verschiedener Komponenten begründet sind, speziell in der unterschiedlichen thermischen Dehnung des Gehäuses 2 einerseits und des mit dem Gehäuse 2 verbundenen Leitapparats 7 andererseits. Dabei ist es noch nicht einmal notwendig, dass diese verschiedenen Komponenten wie Gehäuse 2 und Leitapparat 7 stark unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten aufweisen, denn alleine durch die Geometrie oder die unterschiedlichen Massen

der Komponenten oder durch starke Temperaturgradienten können unterschiedliche thermische Dehnungen in diesen Komponenten auftreten, die zu erheblichen Spannungen führen können. Dieses Problem kann natürlich noch ausgeprägter sein, wenn das Gehäuse 2 der Pumpe 1 und der Leitapparat 7 aus unterschiedlichen Materialien gefertigt sind, die signifikant unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten aufweisen.

**[0050]** Durch diese unterschiedlichen thermischen Dehnungen besteht die Gefahr, dass die Zentrierung des Leitapparats 7 zum Laufrads 5 verloren geht bzw. nicht mehr gewährleistet ist. Wie dies insbesondere in der vergrößerten Darstellung der Fig. 2 zu erkennen ist, ist zwischen der rotierenden Deckscheibe 52 des Laufrads 5 und dem stationären Leitapparat 7 in radialer Richtung nur ein sehr geringes Spiel S in Form eines Ringspalts vorgesehen, über welches das Fluid von der Druckseite des Laufrads 5 zum Einlass 3 zurückströmen kann. Dieser Ringspalt bzw. dieses Spiel S ist bewusst sehr klein gehalten, insbesondere, um ein übermässiges Rückströmen des Fluids zu vermeiden. Aufgrund dieses kleinen Spiels S ist es sehr wichtig, dass das Laufrad 5 möglichst genau zentriert bezüglich des Leitapparats 7 läuft. Kommt es nun durch unterschiedliche thermische Dehnung des Gehäuses 2 und des Leitapparats 7 bedingt zu Deformationen, sodass der Leitapparat 7 zum Laufrad 5 seine Zentrität verliert, so besteht die erhebliche Gefahr, dass das rotierende Laufrad 5 den stationären Leitapparat 7 direkt kontaktiert, was zu gravierenden Schäden an dem Laufrad 5 bzw. an der Pumpe 1 führen kann.

**[0051]** Aus diesem Grunde ist erfindungsgemäss zwischen dem Gehäuse 2 und dem Leitapparat 7 ein federelastisches Ausgleichselement 10 vorgesehen, welches um die Welle 6 herum angeordnet ist, und mit welchem der Leitapparat 7 bei einer radialen Relativbewegung, also insbesondere bei einer relativen Verschiebung zwischen dem Gehäuse 2 und dem Leitapparat 7 in einer zentrierten Position bezüglich des Laufrads 5 haltbar ist.

**[0052]** Die unterschiedliche Dehnung zwischen dem Gehäuse 2 einerseits und dem Leitapparat 7 andererseits wird dann durch eine entsprechende Deformation des federelastischen Ausgleichselements 10 kompensiert.

**[0053]** Zum besseren Verständnis zeigt Fig. 2 eine vergrößerte Schnittdarstellung der Verbindung zwischen dem Gehäuse 2 und dem Leitapparat 7 mit dem dazwischen angeordneten federelastischen Ausgleichselement 10. Der Schnitt erfolgt in axialer Richtung A. Ferner zeigt Fig. 3 eine Schnittdarstellung des Ausgleichselements 10 in einem Schnitt entlang der axialen Richtung A. Zur besseren Übersicht ist in Fig. 3 der Leitapparat 7 angedeutet, während das Gehäuse 2 nicht dargestellt ist.

**[0054]** Kommt es nun aufgrund der beschriebenen thermischen Effekte zu unterschiedlichen Dehnungen im Gehäuse 2 und im Leitapparat 7 und speziell in dem Bereich, in welchem der Leitapparat 7 mit dem Gehäuse 2, hier dem unteren Gehäuseteil 22, verbunden ist, so wird das federelastische Ausgleichselement 10 verformt, wo-

durch die relative, in radialer Richtung erfolgende Verschiebung des Gehäuses 2 zum Leitapparat 7 in diesem Bereich ausgeglichen wird, sodass der Leitapparat 7 in seiner zentrierten Position bezüglich des Laufrads 5 verbleibt. Das Ausgleichselement 10 wirkt also als Feder, mit der relative Bewegungen in radialer Richtung zwischen Gehäuse 2 und Leitapparat 7 ausgeglichen werden, sodass der Leitapparat 7 bezüglich des Laufrads 5 zentriert bleibt.

**[0055]** Bei dem hier beschriebenen Ausführungsbeispiel ist das federelastische Ausgleichselement 10 ringförmig ausgestaltet, speziell als ein bezüglich der axialen Richtung A axialsymmetrischer Federring. Als Material für das Ausgleichselement 10 eignen sich grundsätzlich alle Materialien, die üblicherweise für Federn verwendet werden, beispielsweise ein Federstahl. Federstahl zeichnet sich im Vergleich zu anderen Stählen insbesondere durch eine deutlich höhere Elastizitätsgrenze aus. Das Ausgleichselement 10 wird vorzugsweise bezüglich seiner Materialeigenschaften und seiner Geometrie so ausgestaltet, dass es sich im Betriebszustand der Pumpe 1 beim Auftreten von Spannungen elastisch verformt, also nach dem Wegfall der Spannungen wieder in seine Ausgangsform zurückkehrt. Vorzugsweise wird eine plastische Deformation des Ausgleichselements 10, also ein Überschreiten seiner Elastizitätsgrenze, vermieden.

**[0056]** Wie dies insbesondere in Fig. 1 und Fig. 2 zu erkennen ist, ist das ringförmige Ausgleichselement 10 symmetrisch um die Welle 6 herum zwischen dem Gehäuse 2 und dem Leitapparat 7 angeordnet, derart dass der Leitapparat 7 bezüglich der radialen Richtung über das Ausgleichselement 10 mit dem Gehäuse 2 in Kontakt steht.

**[0057]** Der Leitapparat 7 umfasst einen Montagefuss 72 (siehe Fig. 2), mittels welchem der Leitapparat 7 mit dem Gehäuse 2 verbunden ist. Der Montagefuss 72 umfasst eine radial innenliegende, konzentrisch zur Welle 6 und damit bezüglich der axialen Richtung A axialsymmetrische Ringfläche 73, auf welcher sich das Ausgleichselement 10 abstützt.

**[0058]** Das Gehäuse 2, hier das untere Gehäuseteil 22, weist eine konzentrisch zur Welle 6 und damit bezüglich der axialen Richtung A axialsymmetrische, ringförmige Stützfläche 23 auf, auf welcher sich das Ausgleichselement 10 abstützt. Die Stützfläche 23 ist radial innenliegend bezüglich der Ringfläche 73 angeordnet, wobei die Stützfläche 23 und die Ringfläche 73 koaxial verlaufen.

**[0059]** Wie dies insbesondere aus den Fig. 2 und 3 ersichtlich ist, hat das Ausgleichselement 10 eine erste und eine zweite Kontaktfläche 101 bzw. 102, wobei die erste Kontaktfläche 101 an dem Leitapparat 7 anliegt, nämlich auf der Ringfläche 73 des Leitapparats 7, und wobei die zweite Kontaktfläche 102 an dem Gehäuse 2 anliegt, nämlich auf der Stützfläche 23. Die erste und die zweite Kontaktfläche 101 bzw. 102 sind bezüglich der axialen Richtung A versetzt zueinander angeordnet. Das Ausgleichselement 10 ist dabei so ausgestaltet, dass es

in radialer Richtung den Leitapparat 7 nur mit der ersten Kontaktfläche 101 kontaktiert und das Gehäuse 22 nur mit der zweiten Kontaktfläche 102.

**[0060]** Dazu hat das Ausgleichselement 10 eine im Wesentlichen S-förmige Querschnittsfläche, das heisst das Ausgleichselement 10 hat einen ersten Querschenkel 103 zum Kontaktieren des Leitapparats 7, sowie einen zweiten Querschenkel 104 zum Kontaktieren des Gehäuses 2, wobei der erste Querschenkel 103 und der zweite Querschenkel 104 durch einen Längsschenkel 105 verbunden sind, welcher sich in axialer Richtung A erstreckt. Der erste und der zweite Querschenkel 103 bzw. 104 erstrecken sich jeweils in radialer Richtung. Der erste Querschenkel 103 umfasst die erste Kontaktfläche 101 und der zweite Querschenkel 104 umfasst die zweite Kontaktfläche 102.

**[0061]** Vorzugsweise ist das ringförmige Ausgleichselement 10 bezüglich seines Aussendurchmesseres DA so bemessen, dass er mit einer Übermasspassung (interference fit) in den Leitapparat 7 einsetzbar ist, sodass die erste Kontaktfläche 101 gegen die Ringfläche 73 vorgespannt ist. Der Innendurchmesser DI des ringförmigen Ausgleichselements 10 ist so bemessen, dass das Ausgleichselement 10 nach dem Einsetzen in den Leitapparat 7, also im vorgespannten Zustand, noch montierbar ist, also um die Stützfläche 23 des Gehäuses 2 herum angeordnet werden kann.

**[0062]** Bei der in Fig. 3 dargestellten Ausgestaltung bedeutet dies, dass der Aussendurchmesser DA des ersten Querschenkels 103 im ungespannten Zustand etwas grösser ist, als der Durchmesser des von der Ringfläche 73 begrenzten Raums. Der Innendurchmesser DI des zweiten Querschenkels 104 ist so bemessen, dass er nach dem Einsetzen des Ausgleichselements 10 in den Leitapparat 7, also im vorgespannten Zustand des Ausgleichselements 10, mindestens so gross ist, wie der Durchmesser des Teils des Gehäuses 2, welcher durch die Stützfläche 23 begrenzt wird.

**[0063]** Wenn es nun im Betriebszustand der Zentrifugalpumpe 1 zu unterschiedlichen Dehnungen des Gehäuses 2 und des Leitapparats 7 kommt, so werden die beiden Kontaktflächen 101 und 102 des Ausgleichselements 10 relativ zueinander in radialer Richtung verschoben, wodurch die radiale Relativbewegung zwischen dem Gehäuse 2 und dem Leitapparat 7 ausgeglichen wird, sodass der Leitapparat 7 im Bezug auf das Laufrad 5 in seiner zentrierten Position bleibt.

**[0064]** Die Hauptfunktion des Ausgleichselements 10 ist es also, bei thermisch bedingten radialen Relativbewegungen zwischen dem Leitapparat 7 und dem Gehäuse 2 die Aufrechterhaltung der zentrierten Position des Leitapparats 7 relativ zum Laufrad 5 zu gewährleisten. In der Regel kann die relative Verschiebung zwischen Gehäuse 2 und Leitapparat 7 durch eine Deformation der Verbindungselemente 9 aufgenommen werden, über welche der Leitapparat 7 mit dem Gehäuse 2 verbunden ist. Hierbei können in den Verbindungselementen relativ starke mechanische Beanspruchungen, z. B. durch

Scherspannungen oder Biegespannungen auftreten. Um diese mechanischen Belastungen zu reduzieren oder zu vermeiden, ist es eine besonders bevorzugte Massnahme, eine Mehrzahl von den Verbindungselementen 9 vorzusehen, welche den Leitapparat 7 bezüglich der axialen Richtung A am Gehäuse 2 fixieren, wobei jedes Verbindungselement 9 derart ausgestaltet ist, dass es eine radiale Relativbewegung zwischen dem Gehäuse 2 und dem Leitapparat 7 ermöglicht. Bei einer solchen Ausgestaltung ist der Leitapparat 7 in radialer Richtung quasi schwimmend bezüglich des Gehäuses 2 gelagert, kann also in radialer Richtung relativ zum Gehäuse 2 bewegt bzw. verschoben werden.

**[0065]** Eine solche bevorzugte Ausgestaltung der Verbindungselemente 9 wird im Folgenden anhand der Fig. 2 und 4 näher erläutert. Dabei zeigt Fig. 4 eine Schnittdarstellung des Verbindungselements 9 in einem Schnitt entlang der axialen Richtung A, wobei in Fig. 4 aus Gründen der besseren Übersicht das Fixiermittel 91 nicht dargestellt ist.

**[0066]** Jedes Verbindungselement 9 umfasst eine Hülse 92, welche in einer axialen Bohrung 13 im Leitapparat 7, genauer gesagt im Montagefuss 72 des Leitapparats 7, angeordnet ist. Abweichend von der Darstellung in den Fig. 2 und 4 ist es natürlich in sinngemäss gleicher Weise auch möglich, dass die axiale Bohrung 13, welche die Hülse 92 aufnimmt, im Gehäuse 2 vorgesehen ist.

**[0067]** Das Verbindungselement 9 umfasst ferner das Fixiermittel 91 zum Fixieren des Leitapparats 7 am Gehäuse 2, wobei sich das Fixiermittel 91 in axialer Richtung A durch die Hülse 92 hindurch in das Gehäuse 2 hinein erstreckt. Das Fixiermittel 91 realisiert vorzugsweise eine Schraubverbindung und besonders bevorzugt eine Dehnschraubverbindung. Dazu ist das Fixiermittel 91 vorzugsweise eine Schraube oder ein Gewinde- bzw. Schraubbolzen, speziell bevorzugt eine Dehnschraube oder ein Dehnschraubbolzen, wie er in Fig. 2 dargestellt ist. Der Dehnschraubbolzen 91 greift mit seinem darstellungsgemäss unteren Ende (Fig. 2) in eine Gewindebohrung 24 im Gehäuse 2 ein, welche mit der axialen Bohrung 13 fluchtet, aber einen kleineren Innendurchmesser aufweist, als die axiale Bohrung 13. Das im Bereich des unteren Endes des Dehnschraubbolzen 91 vorgesehene Gewinde greift in das Gewinde der Gewindebohrung 24 ein, sodass der Dehnschraubbolzen 91 fest mit dem Gehäuse 2 verbunden ist.

**[0068]** Die Hülse 92 weist einen Aussendurchmesser D92 auf, der kleiner ist als der Innendurchmesser D13 der axialen Bohrung 13, sodass zwischen der Hülse 92 und der die axiale Bohrung 13 begrenzenden Wandung ein ringförmiger Spalt 14 ausgebildet ist, welcher sich in axialer Richtung A über die gesamte Länge L der axialen Bohrung 13 erstreckt.

**[0069]** Die Hülse 92 weist in axialer Richtung A eine Länge H auf, die grösser ist, als die Länge L der axialen Bohrung 13. An ihrem darstellungsgemäss (Fig. 4) oberen axialen Ende weist die Hülse 92 einen Flansch 93 auf, welcher einen Aussendurchmesser D93 hat, der

grösser ist als der Innendurchmesser D13 der axialen Bohrung 13. Mit ihrem darstellungsgemäss (Fig. 4) unteren axialen Ende stützt sich die Hülse 92 auf dem Gehäuse 2 ab.

**[0070]** Wie dies insbesondere in Fig. 4 zu erkennen ist, ist die Länge H der Hülse 92 so bemessen, dass bezüglich der axialen Richtung A zwischen dem Flansch 93 und dem Leitapparat 7, in welchem die axiale Bohrung 13 vorgesehen ist, ein ringförmiger Axialspalt 15 ausgebildet ist, sodass ein Aufliegen des Flanschs 93 auf dem Leitapparat 7 vermieden wird.

**[0071]** Um nun den Leitapparat 7 mit dem Gehäuse 2 zu verbinden, wird der durch die Hülse 92 hindurchgreifende Dehnschraubbolzen 91 in die Gewindebohrung 24 im Gehäuse 2 eingeschraubt. Sein darstellungsgemäss (Fig. 2) oberes Ende, das ebenfalls mit einem Gewinde versehen ist, ragt in axialer Richtung A über den Flansch 93 hinaus. Auf dieses Ende wird eine Mutter 94 geschraubt, welche sich schliesslich auf dem Flansch 93 abstützt. Durch das Anziehen der Mutter 94 wird der Leitapparat 7 bezüglich der axialen Richtung A auf dem Gehäuse 2 fixiert. Dabei wird vorzugsweise der Dehnschraubbolzen 91 gespannt.

**[0072]** Durch das Zusammenwirken der Mehrzahl von Verbindungselementen 9 wird somit der Leitapparat 7 mit dem Gehäuse 2 verbunden, wobei der Leitapparat 7 bezüglich der axialen Richtung A fixiert ist. Dies geschieht hier durch die vorzugsweise gespannten Dehnschraubbolzen 91 im Zusammenwirken mit der Hülse 92, die sich einerseits auf dem Gehäuse 2 abstützt, und die andererseits mit ihrem Flansch 93 die Auflagefläche für die Mutter 94 bildet, mit welcher der Dehnschraubbolzen 91 spannbare ist. In diesem Zustand ist der Leitapparat 7 in axialer Richtung mit einem axialen Spiel 15 fixiert. Aufgrund des ringförmigen Spalts 14 zwischen der Hülse 92 und dem Leitapparat 7 in der axialen Bohrung 13 ist der Leitapparat 7 bezüglich der radialen Richtung schwimmend gegenüber dem Gehäuse 2 gelagert. Trotz der Fixierung in axialer Richtung A kann nämlich der Leitapparat 7 in radialer Richtung relativ zum Gehäuse 2 bewegt werden. Kommt es nun während des Betriebs der Pumpe 1 zu einer unterschiedlichen Dehnung des Gehäuses 2 einerseits und des Leitapparats 7 andererseits, so erlauben die Verbindungselemente 9 aufgrund des ringförmigen Spalts 14 eine relative Verschiebung zwischen dem Gehäuse 2 und dem Leitapparat 7.

**[0073]** Für eine solche relative Verschiebung ist insbesondere auch der Axialspalt 15 vorteilhaft, welcher zwischen dem Flansch 93 und dem Montagefuss 72 des Leitapparats 7 vorgesehen ist. Dadurch dass der Flansch 93 keinen direkten körperlichen Kontakt zu dem Montagefuss 72 hat, also nicht auf diesem aufliegt, brauchen bei einer relativen Verschiebung keine Haft- oder Gleitreibungskräfte überwunden zu werden, welche bei einem Aufliegen oder Verspannen des Flansches 93 auf bzw. mit dem Montagefuss 72 wirken würden.

**[0074]** Es ist hierbei also besonders vorteilhaft, dass die Verbindungselementen 9, welche den Leitapparat 7

bezüglich der axialen Richtung A am Gehäuse 2 fixieren, derart ausgestaltet sind, dass sie eine radiale Relativbewegung zwischen dem Gehäuse 2 und dem Leitapparat 7 ohne axiale Verspannung ermöglichen.

**[0075]** Die erfindungsgemässe Lösung, mit welcher thermisch bedingte Dehnungseffekte kompensiert werden können, eignet sich insbesondere auch für solche Ausgestaltungen, bei denen das Laufrad 5 und / oder der Leitapparat 7 aus einem anderen Material gefertigt sind als das Gehäuse 2. Es kann aus technischen Gründen vorteilhaft sein, für das Laufrad 5 und/oder den Leitapparat 7 ein anderes Material zu verwenden als für das Gehäuse 2.

**[0076]** Das Gehäuse 2 besteht üblicherweise aus einem Stahl oder aus einem Gussmaterial wie Gusseisen. Für manche Anwendungen ist es dann aber zu bevorzugen, wenn das Laufrad 5 aus einem anderen Material gefertigt wird. Wie bereits erwähnt, wird beispielsweise mit der Ebullatorpumpe 1 ein in der Regel chemisch sehr aggressives Fluid gefördert, das zusätzlich noch abrasive Eigenschaften haben kann. Daher kann es wünschenswert sein, das Laufrad 5 und den Leitapparat 7, die ja von dem Fluid durchströmt werden, aus einem anderen Material mit höherer Verschleissfestigkeit zu fertigen, welches dem Belastungskollektiv durch das Fluid besser standhält, und somit eine höhere Lebensdauer bzw. längere Wartungsintervalle ermöglicht. Dies kann beispielsweise ein Material mit einer sehr guten Korrosions- bzw. Heisskorrosionsbeständigkeit sein. Besonders geeignet für das Laufrad 5 und den Leitapparat 7 einer Ebullatorpumpe, aber auch für andere Hochtemperaturanwendungen, sind die Nickelbasislegierungen, welche unter dem Handelsnamen Inconel bekannt sind.

**[0077]** Inconel ist auch deshalb vorteilhaft, weil es sich besonders gut durch Verfahren zur Oberflächenhärtung, wie beispielsweise Borieren, behandeln lässt. Bei Inconel reichen die Diffusionsprozesse beim Borieren deutlich tiefer in das Material hinein als bei anderen Materialien, beispielsweise austenitischem Stahl, sodass sich durch Borieren von Inconel besonders verschleissfeste Oberflächen generieren lassen.

**[0078]** Es versteht sich, dass für die spezielle Ausgestaltung des Ausgleichselements 10 selbstverständlich noch zahlreiche andere Varianten möglich sind als die in Fig. 3 dargestellte.

**[0079]** In Fig. 5 ist beispielsweise eine erste Variante für das Ausgleichselement 10 dargestellt, bei welcher das Ausgleichselement 10 wiederum ringförmig ausgestaltet ist. Im Unterschied zu der in Fig. 3 dargestellten Ausgestaltung, weist die in Fig. 5 dargestellte erste Variante eine Querschnittsfläche auf, welche im Wesentlichen die Form eines Parallelogramms hat, welches sich mit der ersten Kontaktfläche 101 am Leitapparat 7 abstützt, und mit der zweiten Kontaktfläche am Gehäuse 2. Dabei kann es vorteilhaft sein, zur Vergrösserung der Kontaktflächen 101 bzw. 102 die entsprechenden Ecken des Parallelogramms abzufachen.

**[0080]** Auch ist es keinesfalls notwendig, dass das

Ausgleichselement 10 als vollständiger Ring ausgestaltet ist. Fig. 6 zeigt ein zweite Variante für das Ausgleichselement 10 in einem Schnitt senkrecht zur axialen Richtung A, wobei die Schnittebene in dem Ausgleichselement 10 liegt. Bei dieser zweiten Variante umfasst das Ausgleichselement 10 eine Mehrzahl, hier vier, separate Segmente 10a, 10b, 10c, 10d, von denen jedes zwischen dem Gehäuse 2 und dem Leitapparat 7 angeordnet ist, wobei die Segmente 10a, 10b, 10c, 10d vorzugsweise symmetrisch um die Welle 6 herum angeordnet sind. Jedes individuelle Segment 10a, 10b, 10c, 10d kann dabei beispielsweise mit einer Querschnittsfläche ausgestaltet sein, welche der in Fig. 3 oder in Fig. 5 dargestellten entspricht. Selbstverständlich sind auch noch andere Ausgestaltungen bezüglich der Querschnittsfläche möglich.

### Patentansprüche

1. Zentrifugalpumpe zum Fördern eines Fluids mit einem Gehäuse (2), welches einen Einlass (3) und einen Auslass (4) für das Fluid aufweist, mit einem in dem Gehäuse (2) angeordneten Laufrad (5) zur Rotation um eine axiale Richtung (A), mit welchem das Fluid von dem Einlass (3) zu dem Auslass (4) förderbar ist, mit einer Welle (6) zum Antreiben des Laufrads (5), welche sich in der axialen Richtung (A) erstreckt, sowie mit einem stationären Leitapparat (7) zum Führen des Fluids von dem Laufrad (5) zu dem Auslass (4), welcher Leitapparat (7) mit dem Gehäuse (2) verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** zwischen dem Gehäuse (2) und dem Leitapparat (7) ein federelastisches Ausgleichselement (10) vorgesehen ist, welches um die Welle (6) herum angeordnet ist, und mit welchem der Leitapparat (7) bei einer radialen Relativbewegung zum Gehäuse (2) in einer zentrierten Position zum Laufrad (5) haltbar ist.
2. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 1, wobei das Ausgleichselement (10) ringförmig ausgestaltet ist.
3. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, bei welcher das Ausgleichselement (10) eine erste (101) und eine zweite Kontaktfläche (102) umfasst, wobei die erste Kontaktfläche (101) an dem Leitapparat (7) anliegt und die zweite Kontaktfläche (102) an dem Gehäuse (2) anliegt, und wobei die erste Kontaktfläche (101) und die zweite Kontaktfläche (102) bezüglich der axialen Richtung (A) versetzt zueinander angeordnet sind.
4. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, bei welcher das Ausgleichselement (10) einen ersten Querschenkel (103) zum Kontaktieren des Leitapparats (7) umfasst, sowie einen zweiten Querschenkel (104) zum Kontaktieren des Gehäuses (2), wobei der erste Querschenkel (103) und der zweite Querschenkel (104) durch einen Längschenkel (105) verbunden sind, welcher sich in axialer Richtung (A) erstreckt.
5. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, mit einer Mehrzahl von Verbindungselementen (9), welche den Leitapparat (7) bezüglich der axialen Richtung (A) am Gehäuse (2) fixieren, wobei jedes Verbindungselement (9) derart ausgestaltet ist, dass es eine radiale Relativbewegung zwischen dem Gehäuse (2) und dem Leitapparat (7) ermöglicht.
6. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 5, wobei jedes Verbindungselement (9) jeweils eine Hülse (92) umfasst, welche in einer axialen Bohrung (13) im Gehäuse (2) oder im Leitapparat (7) angeordnet ist, sowie ein Fixiermittel (91) zum Fixieren des Leitapparats (7), wobei sich das Fixiermittel (91) durch die Hülse (92) hindurch erstreckt, und wobei die Hülse (92) einen Aussendurchmesser (D92) aufweist, der kleiner ist als der Innendurchmesser (D13) der axialen Bohrung (13), sodass zwischen der Hülse (92) und der die axiale Bohrung (13) begrenzenden Wandung ein ringförmiger Spalt (14) ausgebildet ist.
7. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 6, bei welcher jede Hülse (92) eine Länge (H) in axialer Richtung (A) aufweist, die grösser ist als die Länge (L) der axialen Bohrung (13), in welcher die Hülse (92) angeordnet ist, und wobei jede Hülse (92) an einem ihrer axialen Enden einen Flansch (93) aufweist, welcher einen Aussendurchmesser (D93) aufweist, der grösser ist, als der Innendurchmesser (D92) der jeweiligen axialen Bohrung (13), in welcher die Hülse (92) angeordnet ist.
8. Zentrifugalpumpe nach Anspruch 7, wobei jede Hülse (92) so ausgestaltet ist, dass bezüglich der axialen Richtung (A) zwischen dem Flansch (93) und dem Gehäuse (2) oder dem Leitapparat (7), in welchem die jeweilige axiale Bohrung (13) vorgesehen ist, ein Axialspalt (15) ausgebildet ist, sodass ein Aufliegen des Flansches (93) auf dem Gehäuse (2) oder auf dem Leitapparat (7) vermieden wird.
9. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, bei welcher das Laufrad (5) und/oder der Leitapparat (7) aus einem anderen Material hergestellt sind als das Gehäuse (2).
10. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, mit einer Antriebseinheit (8) zum Antreiben des Laufrads (5), welche mit der Welle (6) verbunden ist, wobei die Antriebseinheit (8) im Gehäuse (2) angeordnet ist.

11. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, wobei das Gehäuse (2) als Druckgehäuse ausgestaltet ist, vorzugsweise für einen Betriebsdruck von mindestens 200 bar. 5
12. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, ausgestaltet für ein Fluid, das eine Temperatur von mehr als 400°C aufweist.
13. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, bei welcher eine Antriebseinheit (8) vorgesehen ist, welche bezüglich der Vertikalen unterhalb des Laufrads (5) angeordnet ist. 10
14. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, bei welchem das Laufrad (5) als radiales Laufrad (5) ausgestaltet ist. 15
15. Zentrifugalpumpe nach einem der vorangehenden Ansprüche, ausgestaltet als Kesselkreispumpe, oder als Ebullatorpumpe für die Zirkulation eines Prozessfluids. 20

25

30

35

40

45

50

55

Fig.1

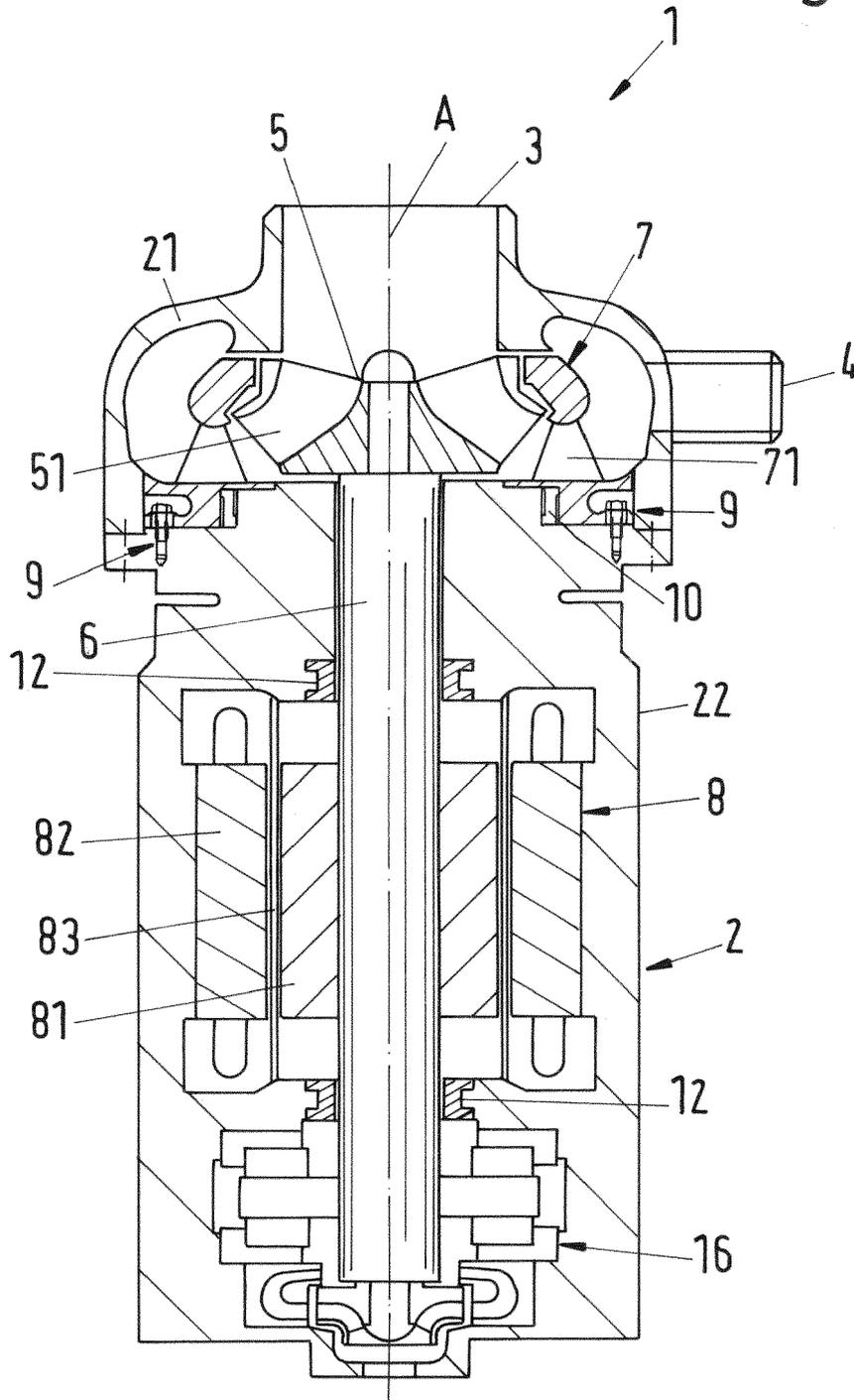


Fig.2

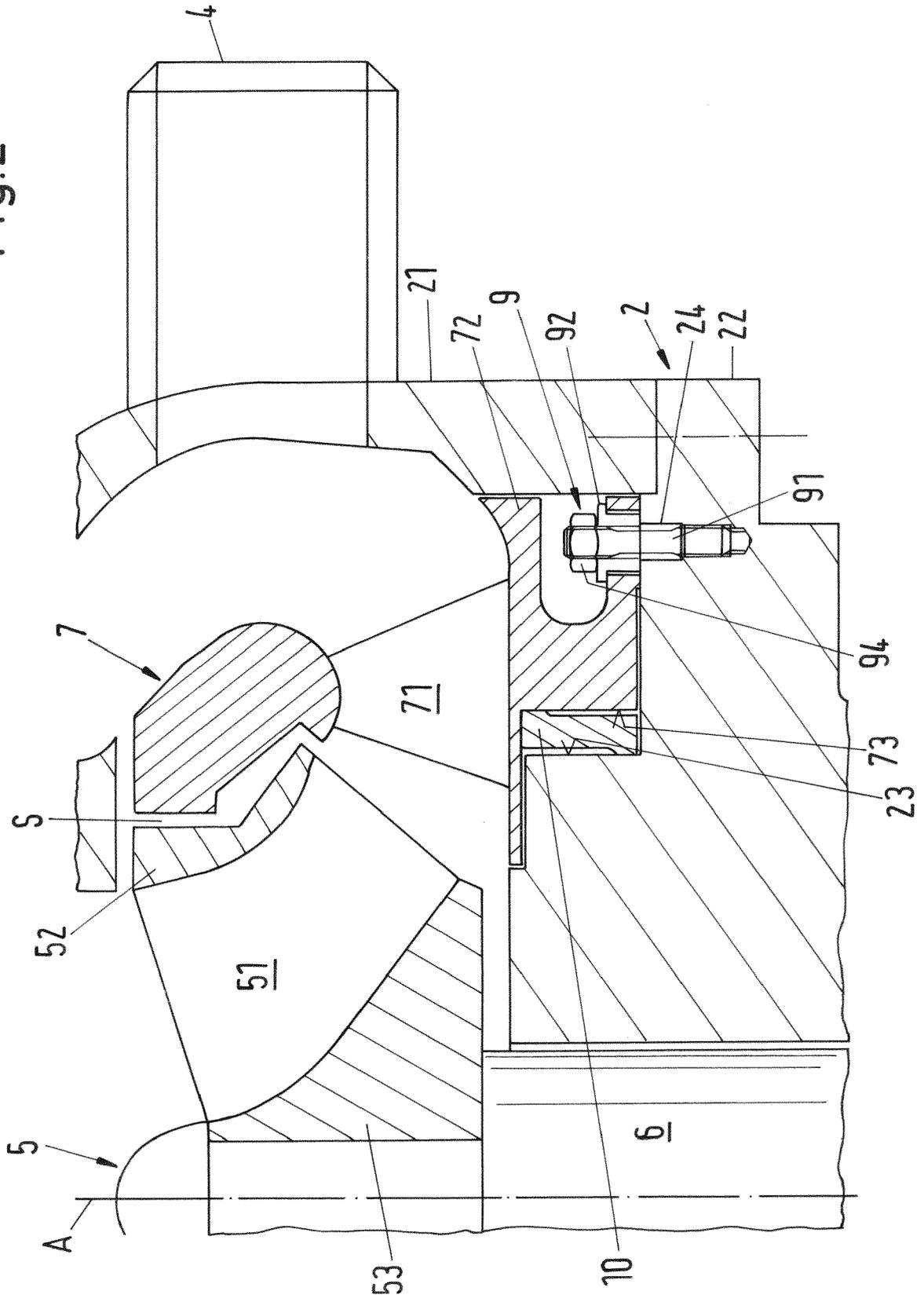


Fig.3

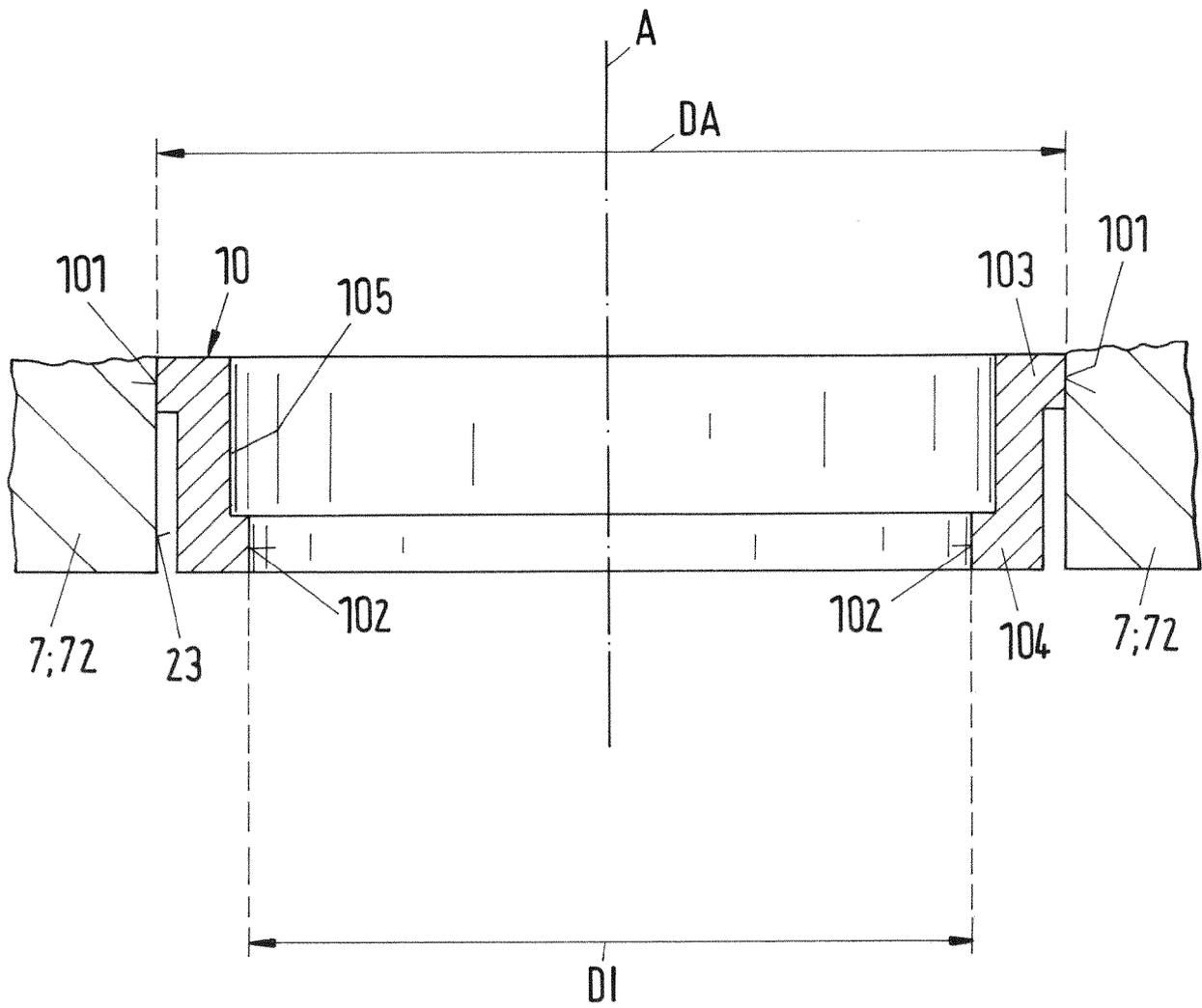


Fig.4

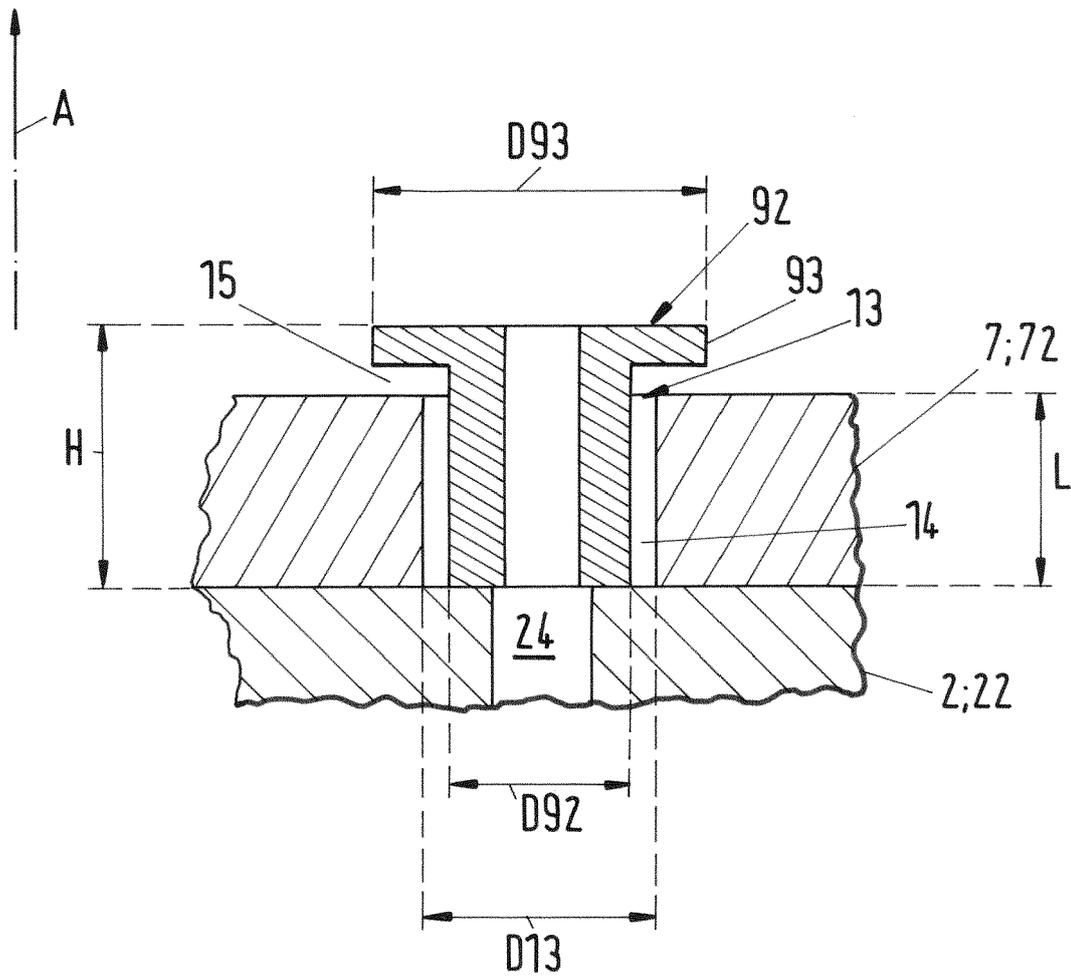


Fig.5

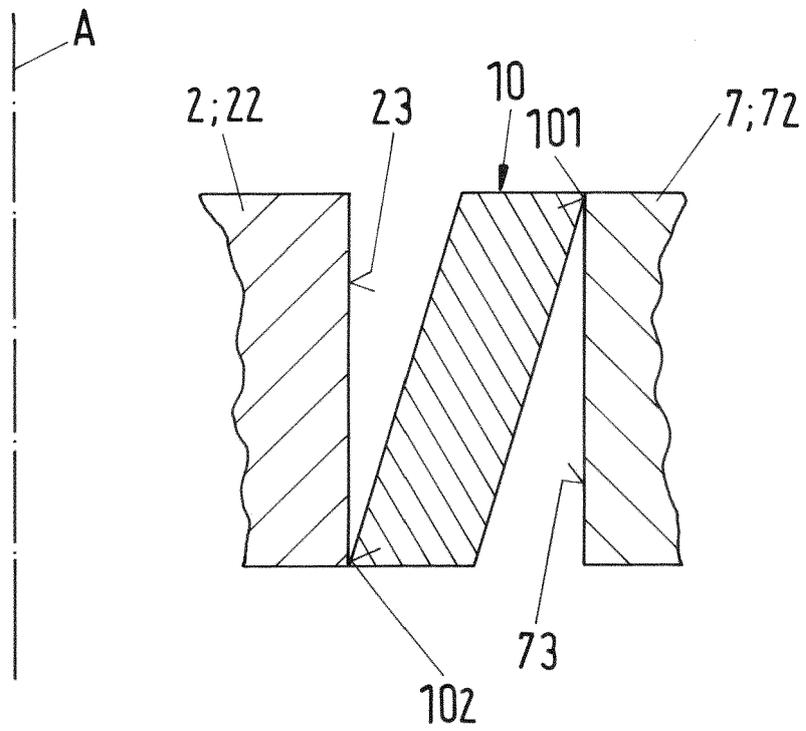
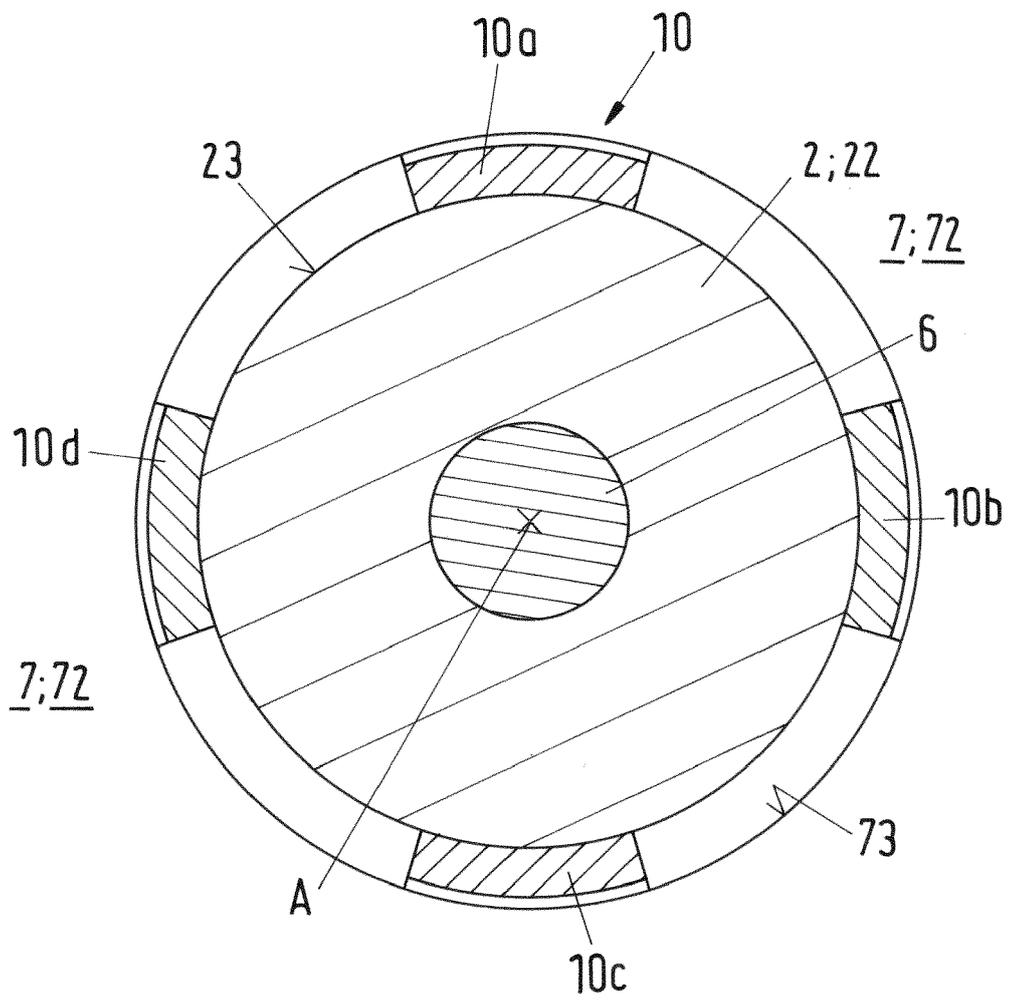


Fig.6





EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung  
EP 17 19 0755

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	EP 0 480 261 A1 (KSB AG [DE]) 15. April 1992 (1992-04-15) * Spalte 4, Zeile 12 - Spalte 5, Zeile 42 * * Anspruch 1 * * Abbildungen 1,2 *	1-3,5, 9-15	INV. F04D7/06 F04D29/44
X	CH 650 063 A5 (WARMAN INT LTD) 28. Juni 1985 (1985-06-28) * Seite 2, linke Spalte, Zeile 61 - rechte Spalte, Zeile 59 * * Abbildungen 1-3 *	1,3,5, 9-15	
X	DE 518 178 C (SULZER AG) 12. Februar 1931 (1931-02-12)  * Seite 1, Zeilen 31-67 * * Abbildung 1 *	1-3,9, 11,12, 14,15	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F04D
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort <b>Den Haag</b>		Abschlußdatum der Recherche <b>6. Februar 2018</b>	Prüfer <b>Gombert, Ralf</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 : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentedokument, 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 03.82 (P04C03)

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

EP 17 19 0755

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.

06-02-2018

10	Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
15	EP 0480261	A1	15-04-1992	AT	136098 T	15-04-1996
DE				4031936 A1	16-04-1992	
EP				0480261 A1	15-04-1992	
US				5207560 A	04-05-1993	
20	CH 650063	A5	28-06-1985	BR	8005648 A	17-03-1981
CA				1157316 A	22-11-1983	
CH				650063 A5	28-06-1985	
DE				3033420 A1	02-04-1981	
FR				2469584 A1	22-05-1981	
GB				2058922 A	15-04-1981	
IN				155188 B	12-01-1985	
JP				S5644498 A	23-04-1981	
25				NZ	194764 A	09-11-1984
SE				456840 B	07-11-1988	
US				4566850 A	28-01-1986	
ZA	8005281 B	26-08-1981				
30	DE 518178	C	12-02-1931	KEINE		
35						
40						
45						
50						
55						

EPO FORM P0461

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