

⑤

Int. Cl. 2:

G 21 D 1-04

① BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES  PATENTAMT

DT 23 45 081 A1

①

Offenlegungsschrift 23 45 081

②

Aktenzeichen: P 23 45 081.9

③

Anmeldetag: 6. 9. 73

④

Offenlegungstag: 20. 3. 75

⑤

Unionspriorität:

⑥ ⑦ ⑧

—

⑨

Bezeichnung: Hauptkühlmittelpumpe für Kernreaktoren

⑩

Anmelder: Kraftwerk Union AG, 4330 Mülheim

⑪

Erfinder: Harand, Elmar, 8552 Höchststadt; Richter, Gerd, Dipl.-Ing., 8500 Nürnberg;
Tschöpel, Günter, Dipl.-Ing., 8520 Erlangen

2345081

VPA 73/9447 Sm/Hgr

Hauptkühlmittelpumpe für Kernreaktoren

Die Erfindung betrifft eine Hauptkühlmittelpumpe für Kernreaktoren mit einem insbesondere elektrischen Antriebsmotor und einem Gehäuse, das den Pumpenrotor enthält. Solche Pumpen sollen das Kühlmittel des Kernreaktors durch den Reaktordruckbehälter mit dem Reaktorkern treiben, wo nuklear Wärme erzeugt wird, und dann durch einen Kühlkreis, der außerhalb des Reaktordruckbehälters liegt und die Wärme zum Beispiel zur Dampferzeugung weitergibt. Bei Druckwasserreaktoren, für die die Erfindung in erster Linie in Frage kommt, ist das Kühlmittel Wasser, das unter einem Druck von zum Beispiel 150 bar steht.

Kommt es bei einem solchen Kernreaktor zu einem Leck an einer der Hauptkühlmittelpumpe zugeordneten Kühlmittleitung, so tritt das Kühlmittel mit großer Geschwindigkeit aus. Hieraus kann sich unter ungünstigen Umständen eine Strömung in der Pumpe einstellen, für die der Pumpenrotor als Turbine wirkt, so daß die Pumpe durch das ausströmende Kühlmittel beschleunigt wird. Dies kann so weit gehen, daß Überdrehzahlen zu einer Gefährdung der mechanischen Festigkeit der Pumpe führen. Eine besondere Gefahr ist dabei, daß es nicht nur um Schäden an der Pumpe selbst geht, sondern vor allem darum, daß eventuell weggeschleuderte Pumpenteile wichtige Einrichtungen des Kernreaktors beschädigen können. Deshalb ist das Ziel der Erfindung, für den geschilderten Fall eine Abhilfe zu suchen.

Die Erfindung sieht vor, daß der Pumpe eine Bremse und/oder ein Absperrorgan zugeordnet ist, und daß Bremse und Absperrorgan durch Größen des Pumpenbetriebes, vorzugsweise Pumpen-

509812/0107

druck oder Pumpendrehzahl, gesteuert werden. Auf diese Weise kann man, wie gefunden wurde, mit relativ geringem Aufwand eine zuverlässige Sicherung gegen das befürchtete Durchgehen der Pumpe erhalten, denn Bremse und/oder Absperrorgan wirken an der Pumpe, also dort, wo die Ursache der Gefahr liegt, und sie können durch die Größen des Pumpenbetriebes selbsttätig ohne Umweg, vielfach sogar überhaupt ohne Fremdenergie, in Gang gesetzt werden.

Bei einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist der Pumpenrotor eine Fliehkraftbremse auf. Die Bremse wirkt unmittelbar in Abhängigkeit von der Pumpendrehzahl, und zwar greift die Bremskraft ohne Umwege an den abzubremsenden Teil, nämlich dem Pumpenrotor an. Dabei kann die Fliehkraftbremse mit dem Pumpengehäuse selbst zusammenwirken. Man kann aber auch besondere Bremseinrichtungen vorsehen.

Eine andere Möglichkeit, die auf Überdrehzahlen kommende Pumpe abzubremsen, besteht darin, daß dem Pumpenrotor ein am Gehäuse geführter Bremsring zugeordnet ist, der vom Druck im Pumpengehäuse verstellbar ist. Da die Gefahr des Durchgehens der Pumpe dann auftritt, wenn sich die normalen Druckverhältnisse in der Pumpe ändern, insbesondere dadurch, daß der Druck auf der Saugseite der Pumpe plötzlich größer wird als auf der Druckseite, ist eine für das Ansprechen der Bremse geeignete Druckdifferenz relativ einfach zu erhalten. Üblicherweise genügen schon die in der Pumpe vorhandenen Konstruktionsteile für das Entstehen eines ausreichenden Druckunterschieds. Gegebenenfalls kann man die Richtungsabhängigkeit von Nutzströmung und Störungsströmung dazu ausnutzen, durch richtungsabhängige Drosseln den erforderlichen Druckunterschied zu erzeugen. Außerdem kann man im Pumpengehäuse zur Beeinflussung der Druckverteilung auch eine Ausgleichsbohrung vorsehen. Ferner kann es insbesondere bei sehr großen Pumpen angebracht sein, eine hydraulische Verstärkung der Druckkraft hervorzurufen, um bei kleinen Druckunterschieden, wenn noch keine hohen Überdrehzahlen vorhanden sind, eine große Bremskraft aus-

zusteuern, die die Pumpe mit Sicherheit festhält oder wenigstens so weit belastet, daß keine Überdrehzahlen möglich sind.

Als Bremsen können nicht nur Reibungsbremsen üblicher Bauart dienen, wobei Werkstoffpaarungen mit hohem Reibwiderstand und geringem Verschleiß benutzt werden sollten, sondern man kann auch eine mit einem Druckmittel beaufschlagte Turbine als Bremse benutzen. Die Turbine liefert eine Kraft in Gegenrichtung und sorgt damit für die gewünschte Abbremsung des Pumpenrotors. Im Prinzip ist auch eine elektrische Abbremsung denkbar, jedoch wird der dafür erforderliche Aufwand in den meisten Fällen zu groß sein.

Bei allen vorstehend betrachteten Anordnungen wurde die der Pumpe vom Kühlmittel aufgedrückte Energie in einer Bremse vernichtet. Eine andere Möglichkeit, die mit den vorgenannten Möglichkeiten vereinigt werden kann, die aber auch allein sehr wirksam einzusetzen ist, besteht darin, daß die zur Beschleunigung der Pumpe führende Kühlmittelströmung unterbrochen wird. Gemäß der weiteren Erfindung ist dem Pumpenrotor dazu ein längs seiner Achse bewegbarer Schieber angeordnet. Der längs der Achse bewegbare Schieber erfordert nur geringe Verstellkräfte. Er kann mit besonderem Vorteil zylindrisch ausgebildet sein und konzentrisch zur Rotorachse sitzen. In diesem Fall brauchen keine Kräfte berücksichtigt zu werden, die den Schieber etwa gegen einen Sitz pressen und dadurch hohe Betätigungskräfte verursachen. Mithin genügt mindestens in den meisten Fällen ein an der Pumpe entstehender Druck zur Betätigung des Schiebers, so daß wiederum mit geringem Aufwand eine selbsttätige Wirkung erhalten wird.

Zur näheren Erläuterung der Erfindung werden im folgenden anhand der beiliegenden Zeichnungen mehrere Ausführungsbeispiele beschrieben.

In Fig. 1 ist eine Kernreaktoranlage mit einem Druckwasserreaktor etwas vereinfacht dargestellt. Sie umfaßt einen Reaktor-

509812/0107

druckbehälter 1 mit dem nicht näher gezeichneten Reaktorkern 2, in dem die Nutzwärme entsteht, sowie einen an den Reaktordruckbehälter angeschlossenen äußeren Hauptkühlmittelkreis 3. Zum Hauptkühlmittelkreis 3 gehört der sogenannte heiße Strang 5, der vom Reaktordruckbehälter 1 zu einem Dampferzeuger 6 führt. Der vom Dampferzeuger 6 wegführende sogenannte kalte Strang 7 enthält eine Hauptkühlmittelpumpe 8, die aus einem Elektromotor 9 und einer Kreiselpumpe 10 besteht. Am heißen Strang 5 sitzt ein Druckhalter 12, der im Primärkühlkreis für den gewünschten Betriebsdruck des als Kühlmittel verwendeten leichten Wassers von zum Beispiel 160 bar sorgt. Der Dampferzeuger 6 wird sekundärseitig mit einer Speisewasserleitung 14 beaufschlagt, die durch die Sicherheitshülle 15 führt. Die Sicherheitshülle 15 umschließt alle strahlengefährdeten Teile der Kernreaktoranlage. Durch sie führt ferner eine Dampfleitung 16 vom Dampferzeuger 6 zu einer nicht weiter dargestellten Turbine.

Im Normalbetrieb strömt das als Primärkühlmittel verwendete leichte Wasser unter der Wirkung der Pumpe 8 im Sinne des Pfeiles 18 durch den Reaktordruckbehälter 1 und dem Hauptkühlmittelkreis 3. Die Pumpendrehzahl ist dabei durch den Elektromotor 9 bestimmt. Tritt jedoch an irgend einer Stelle des Primärkühlkreises ein Leck auf, so kann sich die Strömung durch die Pumpe umkehren, weil das unter hohem Druck stehende Primärkühlwasser aus dem Kühlkreis in das Leck abströmt. Hierbei kann von dem Kühlwasser eine Beschleunigungswirkung auf den Pumpenrotor ausgeübt werden, die größer ist als die Antriebskraft des Elektromotors 10 und deshalb zu gefährlichen Überdrehzahlen führen kann.

In Fig. 2 ist als Abhilfe dargestellt, daß einem Pumpenrotor 20, der mit einer Pumpenwelle 21 in einem nur in Teilen gezeichneten Pumpengehäuse 22 festgelegt ist, verschiedene Bremseinrichtungen 23 zugeordnet sind. So sind im oberen Teil des Pumpenrotors 20 symmetrisch um dessen Umfang verteilt Bremsbacken 24 und 24' vorgesehen, die mit einem Führungsbolzen 25, 25' festgelegt sind und unter der Wirkung einer Feder 26, 26' die ge-

zeichnete Endlage einnehmen. Die Feder stützt sich dabei gegen einen Federteller 27, 27' ab, der mit dem Bolzen 25 fest verbunden ist. Erhöht sich die Drehzahl des Pumpenrotors 20 im Störfall, dann überwinden die Fliehkräfte, die von den Bremsbacken ausgeübt werden, unabhängig von der Drehrichtung, schließlich die Kraft der Federn 26, 26'. Dadurch kommen die zum Teil keilförmig ausgebildeten Bremsflächen 30, 30', die mit dem Pumpenrotor 20 rotieren, in Berührung mit entsprechend ausgebildeten Gegenflächen 31, 31' im feststehenden Pumpengehäuse 22. Dadurch wird die Pumpe 10 abgebremst, so daß die Drehzahl nicht weiter steigen kann. Die maximale Drehzahl ist demnach durch die auf die Bremsbacken 24 ausgeübte Fliehkraft und die ihr entgegenwirkende Kraft der Feder 26 bestimmt.

Am linken unteren Ende des Pumpenrotors 20 ist eine andere Ausführungsform einer Fliehkraftbremse gezeichnet. Hier wird der Bremsbacken 35, der auch in Form von einzelnen Elementen oder als geschlossener Ring um den ganzen Umfang des Pumpenrotors 20 reichen kann, mit einem Brechbolzen 36 festgehalten, der eine definierte Haltekraft aufweist. Überschreitet die vom Bremsbacken ausgeübte Fliehkraft die Haltekraft des Brechbolzens 36, was bei einer bestimmten Drehzahl auftritt, so setzt sofort die Bremswirkung ein, und zwar bis zum vollständigen Abbremsen der Pumpe 10, weil im Gegensatz zu der vorstehend beschriebenen Ausführungsform die Rückstellwirkung der Federn 26, 26' fehlt. Die Bremskraft kann dabei mit einer Verzahnung 38 von dem Bremsbacken 35 auf den Pumpenrotor 20 übertragen werden.

Noch eine weitere Ausführungsform ist auf der rechten unteren Seite der Fig. 2 gezeichnet. Hierbei ist dem Pumpengehäuse 22 ein Bremsring 40 zugeordnet, dessen konische Bremsflächen 41 mit einer angepaßten konischen Bremsfläche 42 des Pumpenrotors zusammenwirken kann. Der Bremsring 40 ist im Pumpengehäuse 22 in Richtung der Pumpenwelle 21 verschiebbar geführt, in Umfangsrichtung jedoch festgelegt. Er steht unter der Wirkung einer Feder 43 mit einer bestimmten Kraft. Erst wenn diese Kraft

der Feder 43 überwunden wird, weil die auf den Bremsring 40 wirkende Differenz zwischen dem Druck P_1 am Einlaß der Pumpe und dem Druck P_2 am Auslaß der Pumpe größer ist als die Rückstellkraft der Feder 42, wird der Bremsring 40 verstellt und damit wirksam. Diese Druckdifferenz kann aber nur dann einen positiven, die Bremse betätigenden Wert aufweisen, wenn die Pumpe 10 nicht mehr als Antriebsmittel für die Kühlwasserströmung wirkt. Normalerweise ist dagegen der Saugdruck P_1 kleiner als der Förderdruck P_2 . Die im Gehäuse 22 vorhandene Ausgleichsbohrung 45 sorgt dafür, daß auf der dem Druck P_1 abgekehrten Seite des Bremsringes kein Überdruck vorhanden ist (Atmosphärendruck) oder aber höchstens der Druck P_2 herrscht (Förderdruck).

Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 3 wird eine am Pumpengehäuse 22 befestigte Bremsbacke 50 durch einen Kolben 51 entgegen der Wirkung einer Feder 52 hydraulisch betätigt, damit die Bremsfläche 53 der Bremsbacke mit einer angepaßten Bremsfläche 54 des Pumpenrotors 20 in Eingriff kommt. Die auf den Kolben 51 wirkende Kraft ist durch das Produkt aus der Fläche des Kolbens 51 und der Druckdifferenz zwischen dem Saugdruck P_1 und dem Förderdruck P_2 gegeben. Der Saugdruck wird durch eine Bohrung 55 auf die der Bremsbacke 50 abgekehrte Seite des Kolbens 51 geschoben. In Gegenrichtung wird der Kolben durch einen Kanal 56 unter Druck gesetzt. Die Fläche des Stößels 57 zwischen der Bremsbacke 50 und dem Kolben 51 ist dabei vernachlässigt. Mehrere Bremsen mit Bremsbacken 50 und Kolben 51 können wiederum gleichmäßig um den Umfang der Pumpe verteilt sein.

In Fig. 4 ist eine Ausführungsform gezeichnet, bei der die Bremskraft nicht unmittelbar auf einen geeigneten Teil des Rotors gegeben wird, sondern auf eine Bremsscheibe 60, die mit der Pumpenwelle 21 verbunden ist. Die Bremsbacken 62, 62', die symmetrisch gegenüberliegend angeordnet sind, werden durch Kolben 63, 63', wie beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 3, in Abhängigkeit von der Druckdifferenz betätigt, die zwischen

Saug- und Druckstutzen vorliegt. Zu diesem Zweck führt ein Kanal 64 zum Saugstutzen mit dem Druck P_1 und ein Kanal 65 zum Druckstutzen mit dem Druck P_2 .

In Fig. 5 ist dargestellt, daß man die Druckdifferenz zwischen dem Druck P_1 auf der Saugseite und dem Druck P_2 auf der Druckseite der Pumpe 10 auch zur Steuerung von hydraulisch betätigten Bremseinrichtungen verwenden kann. Zu diesem Zweck ist Hochdruckspeichern 70, 70', die in bekannter Weise Hydrauliköl 71, 71' unter dem Druck eines Gaspolsters 72, 72' enthalten, jeweils ein Ventil 74, 74' zugeordnet, das in Fig. 6 in größerem Maßstab dargestellt ist. Wie man sieht, führen Leitungen 75, 75' zu der dem Ventil 74, 74' abgekehrten Seite eines Kolbens 76, der unter der Wirkung einer Feder 77 steht. Das Ventil 74 wird deshalb geöffnet, wenn der Druck in der Leitung 75 unter einen bestimmten Wert absinkt, was bei einem Bruch der Hauptkühlmittelleitungen eintritt. In diesem Fall wird das Öl 71 des Hochdruckspeichers 70 bei der auf der linken Seite der Figur 5 dargestellten Ausführungsform auf den Kolben 80 einer hydraulisch betätigten Bremse 81 gegeben, die gegen ein Schwungrad 82 gepreßt wird, das mit der Welle 83 des Pumpenmotors 84 verbunden ist.

Auf der rechten Seite der Figur 5 führt das Öffnen des Ventils 74' zu einem Ausströmen des Öls 71' durch eine Düse 85, mit der es gegen eine Beschau felung 86 am Schwungrad 82 geführt wird. Dadurch entsteht eine Turbinenwirkung in Bremsrichtung, wie die Fig. 7 in einem Ausschnitt zeigt. Man erkennt, daß die Düse 85 nach dem Öffnen des Ventils 74' das Hochdrucköl entgegen der durch den Pfeil 88 angedeuteten Drehrichtung auf die Beschau felung 86 richtet, die am Umfang des Schwungrades 82 angeordnet ist. Mit 83 ist wiederum die Pumpenwelle bezeichnet.

Für den Fall, daß sehr große Druckdifferenzen auftreten, kann die zuletzt beschriebene Turbinenbremse mit Hilfe einer Lei-

tung 90 mit einem druckabhängig gesteuerten Ventil 91 auch mit dem Primärkühlmittel als Druckmittel verwirklicht werden. Wie auf der rechten Seite der Figur 7 zusätzlich dargestellt ist, wird dieses Druckmittel vom Pumpengehäuse 22 zu einer Beschau felung 93 geführt, die an der Pumpenwelle 21 angebracht ist. Dabei kann man eine mit einer Blende 94 versehene Leckablaufleitung 95 vorsehen, damit der Bremswirkung kein Gegen druck entgegensteht.

In der Fig. 8 ist in einem Schnitt durch das Pumpengehäuse 22 zu sehen, daß dem Pumpenrotor 20 ein zylindrischer Schieber 97 zugeordnet ist, der rotationssymmetrisch ausgebildet und konzentrisch zur Längsachse des Pumpenrotors 20 angeordnet ist. Der Schieber 97 trägt an einem unteren, der Saugseite der Pumpen zugekehrten Ende einen Ringkolben 98. Ein zugehöriger Ringzylinder 99 ist über Bohrungen 100 mit der Saugseite der Pumpe verbunden, so daß dort praktisch der Druck P_1 herrscht. Bohrungen 101 am oberen Ende des Zylinders 99, die in das Innere des Pumpengehäuses 22 führen, sorgen dafür, daß auf der anderen Seite des Ringkolbens 98 der Druck P_2 herrscht. Mit hin wird der Schieber 97 selbsttätig in die Schließstellung zwischen dem Pumpenrotor 20 und einem feststehenden Leitrad 103 geführt, wie auf der rechten Seite der Fig. 8 zu sehen ist, wenn sich die Druckverhältnisse bei einem Bruch der Primärlei tung ändern.

In Fig. 9 ist dargestellt, daß der Schieber 97 auch mit einem Antriebskolben 98' betätigt werden kann, der auf dem der Saugseite abgekehrten Ende des Pumpenrotors 20 liegt. Die zur Beaufschlagung des Kolbens erforderlichen Leitungen sind mit 101' und 100' bezeichnet.

In Fig. 10 ist in größerem Maßstab der Antriebskolben 98" für einen Schieber 97" dargestellt, der mit Hilfe von Kugelventilen so beaufschlagt wird, daß er die einmal eingenommene Schließstellung unabhängig von dem dann an der Pumpe eintretenden Druck beibehält. Wie man sieht, ist am unteren Ende

509812/0107

des zugehörigen Zylinders 99 ein Einlaß 105 vorgesehen, der mit einem Doppelrückschlagventil 106 versehen ist. Zu diesem Zweck sind zwei Kugeln 107 und 108 zwei Zuflußleitungen 109 und 110 zugeordnet, gegen die sie von einer gemeinsamen Feder 111 gepreßt werden. Die Zuflußleitung 109 führt zum Druckstutzen, wo der Druck P_2 herrscht, während die Leitung 110 zum Saugstutzen mit dem Druck P_1 führt.

Die obere Ablaufseite des Zylinders 99 besitzt einen Auslaß 115, der über zwei Rückschlagventile 116 und 117 geführt ist. Von diesen führt das Rückschlagventil 117, das aus einer Kugel 118 und einer Feder 119 besteht, über eine Leitung 120 in den Druckstutzenbereich des Pumpengehäuses 22. Dort herrscht wiederum der Druck P_2 . Das Rückschlagventil 116 mit der Kugel 122 und der Feder 123 öffnet sich zu einer Ausgleichsleitung 124, die auf die Saugseite mit dem Druck P_1 führt. Außerdem besitzt der Antriebskolben 98" des Schiebers 97" eine Rasterung, die aus einer Nut 125, einer Kugel 126 und einer Druckfeder 127 besteht. Die Ausgleichsbohrung 128 im Schieber ist nur dann erforderlich, wenn die Abströmung des beim Betätigen des Schiebers verdrängten Druckmittels behindert sein sollte. Mit einer Leitung 130 zwischen dem Einlaß 105 und einer Tasche 131 wird eine Schmierung des Schiebers 97" bezweckt, die die Leichtigkeitsfähigkeit des Schiebers verbessert. Den gleichen Zweck hat eine von einer inneren Ringnut gebildete Tasche 133, die über eine Drossel 134 mit dem Einlaß 105 in Verbindung steht.

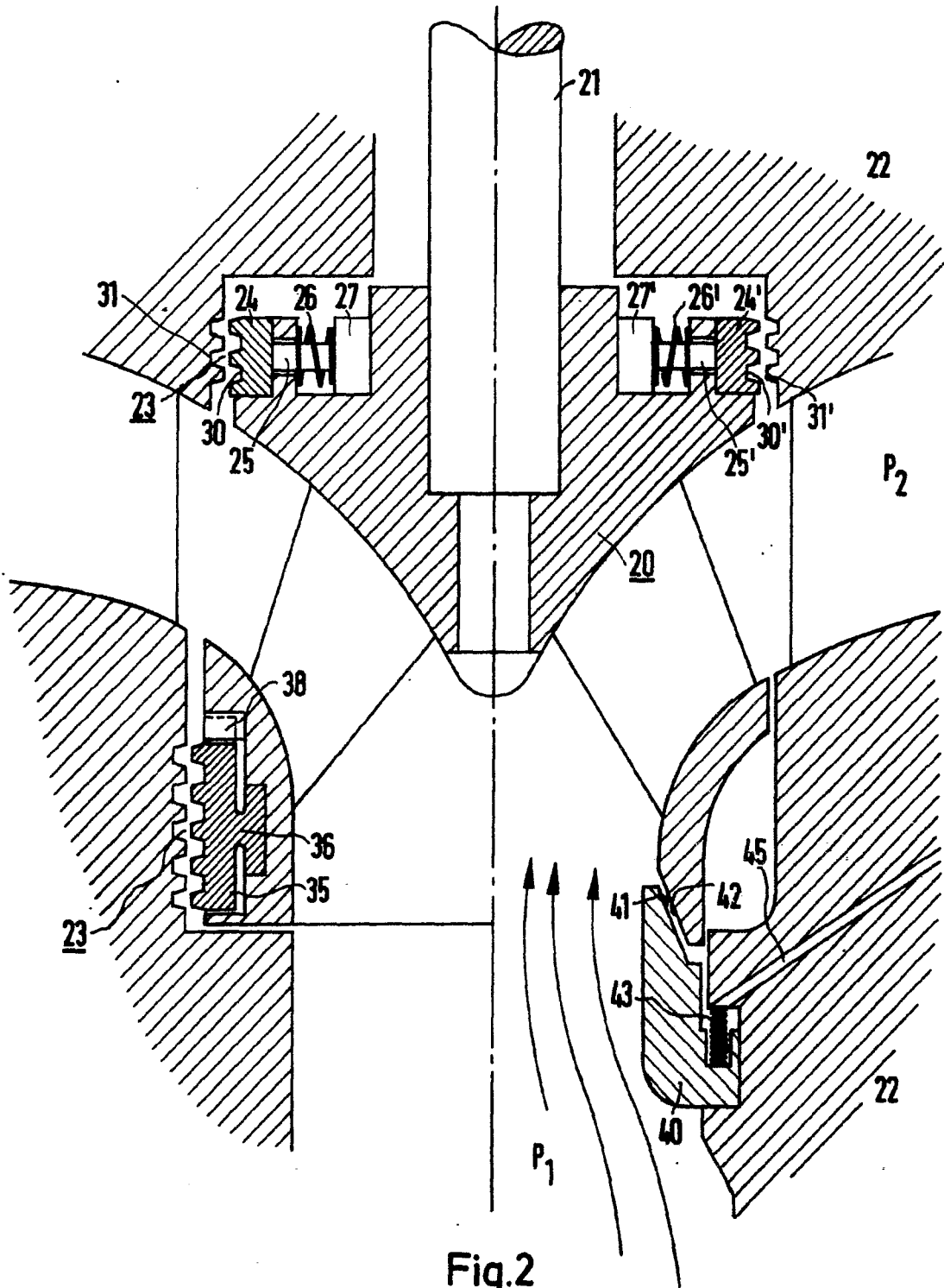
Mit Hilfe der Kugeln wird erreicht, daß der Schieber 97" stets in Schließstellung beaufschlagt wird, wenn eine große Druckdifferenz zwischen der Saug- und der Druckseite auftritt. Da üblicherweise, d.h. im normalen Betrieb nur eine kleine Druckdifferenz von etwa $8 \frac{1}{2}$ 10 bar vorliegt, kann man mit Hilfe der Raste 125, 126, 127 dafür sorgen, daß der Schieber im Normalbetrieb geöffnet ist. Wird er dagegen geschlossen, so bleibt er in der Schließstellung auch dann, wenn sich durch das Schließen die Druckverhältnisse ändern.

9 Patentansprüche

Patentansprüche:

- ①. Hauptkühlmittelpumpe für Kernreaktoren mit einem insbesondere elektrischen Antriebsmotor und einem Gehäuse, das den Pumpenrotor enthält, dadurch gekennzeichnet, daß der Pumpe (10) eine Bremse (23) und/oder ein Absperrorgan (97) zugeordnet ist, und daß Bremse (23) und Absperrorgan (97) durch Größen des Pumpenbetriebes, vorzugsweise Pumpendruck oder Pumpendrehzahl, gesteuert werden.
2. Hauptkühlmittelpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Pumpenrotor (20) eine Fliehkraftbremse (23) aufweist.
3. Hauptkühlmittelpumpe nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Fliehkraftbremse (23) mit dem Pumpengehäuse (22) zusammenwirkt.
4. Hauptkühlmittelpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß dem Pumpenrotor (20) ein am Pumpengehäuse (22) geführter Bremsring (40) zugeordnet ist, der vom Druck im Pumpengehäuse (22) verstellbar ist.
5. Hauptkühlmittelpumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Pumpengehäuse (22) zur Beeinflussung der Druckverteilung eine Ausgleichsbohrung (45) aufweist.
6. Hauptkühlmittelpumpe nach Anspruch 4 oder 5, gekennzeichnet durch eine hydraulische Verstärkung der Druckkraft.
7. Hauptkühlmittelpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß eine mit einem Druckmittel beaufschlagte Turbine (86) als Bremse dient.
8. Hauptkühlmittelpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß dem Pumpenrotor (20) ein längs seiner Achse bewegbarer Schieber (97) zugeordnet ist.

9. Hauptkühlmittelpumpe nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Schieber (97) zylindrisch ausgebildet ist und konzentrisch zur Rotorachse sitzt.



509812/0107

G21D 1-04 AT:06.09.1973 OT:20.031975

. 43.

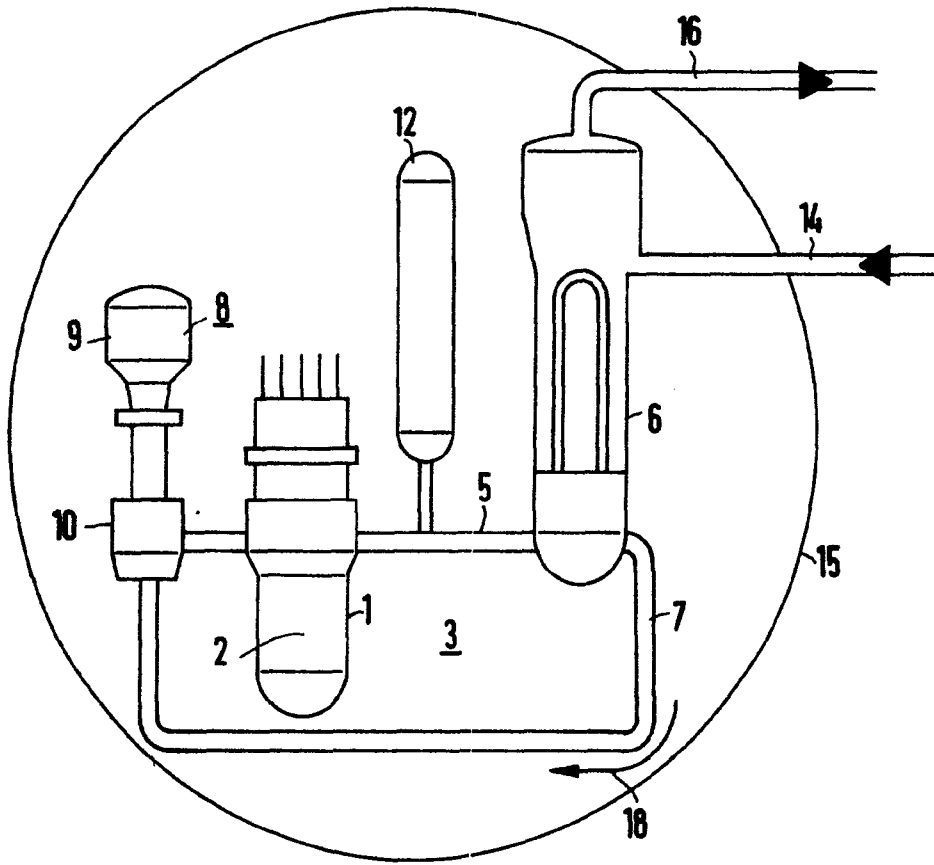


Fig.1

. 73.

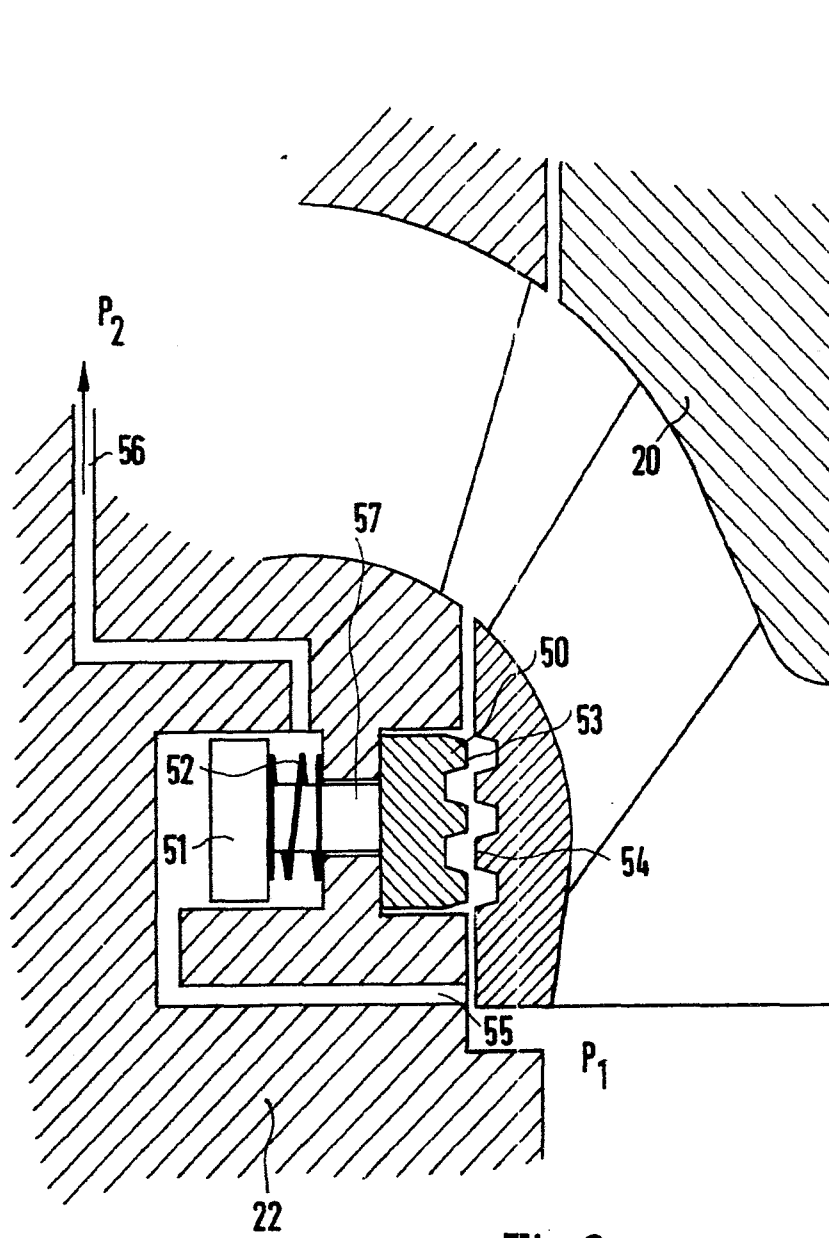


Fig.3

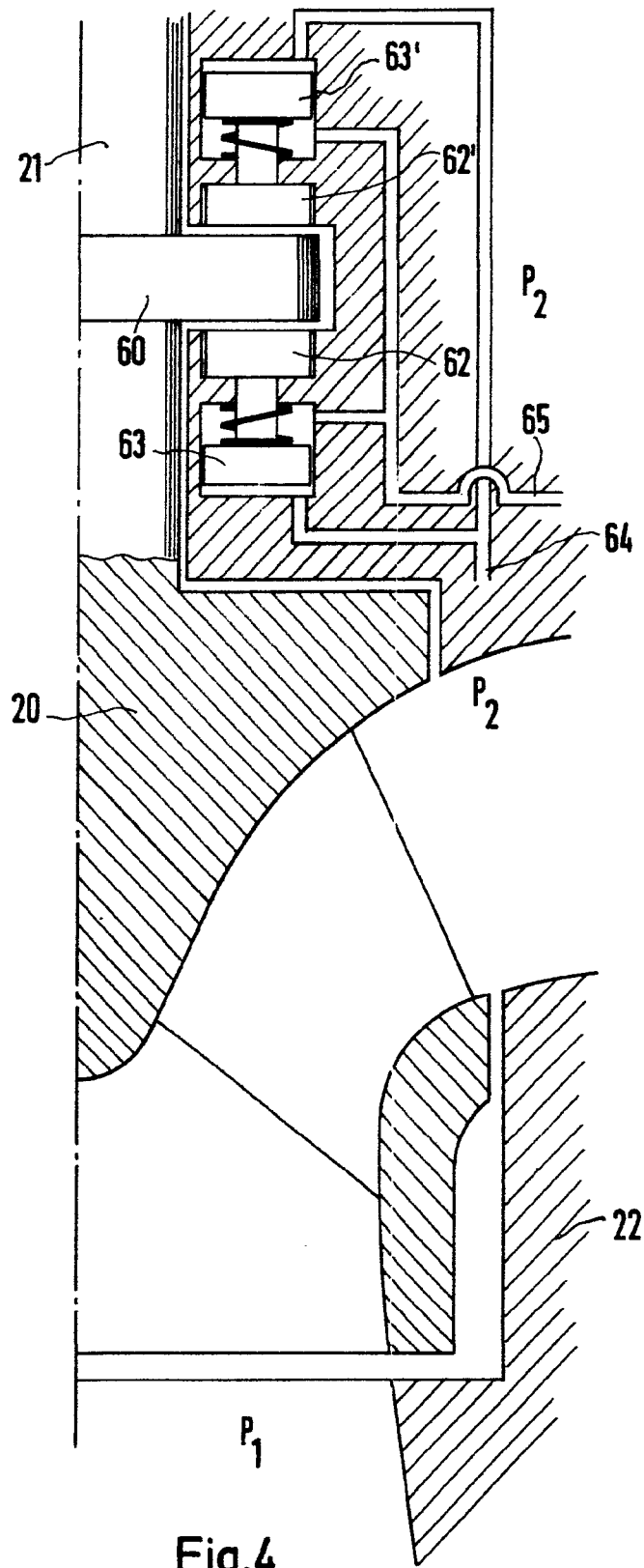


Fig.4

- 15.

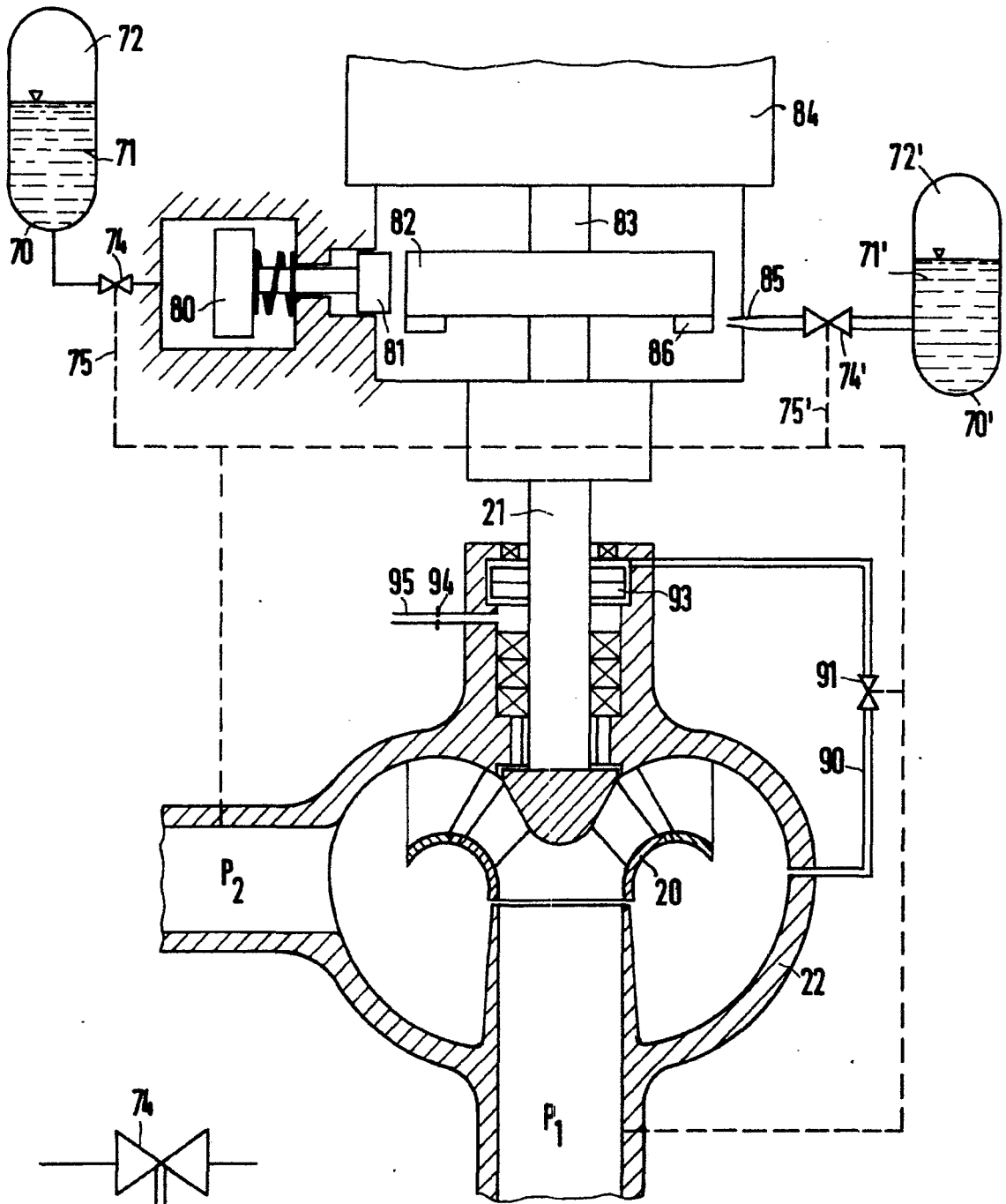


Fig. 5

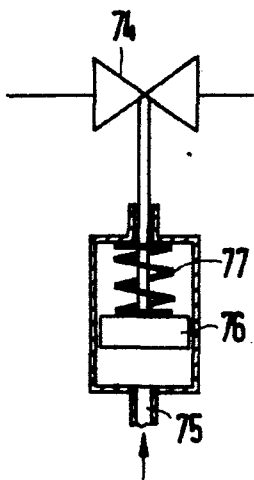


Fig. 6

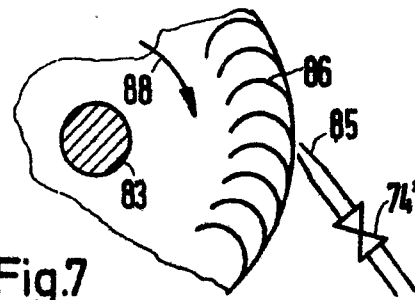


Fig. 7

-16-

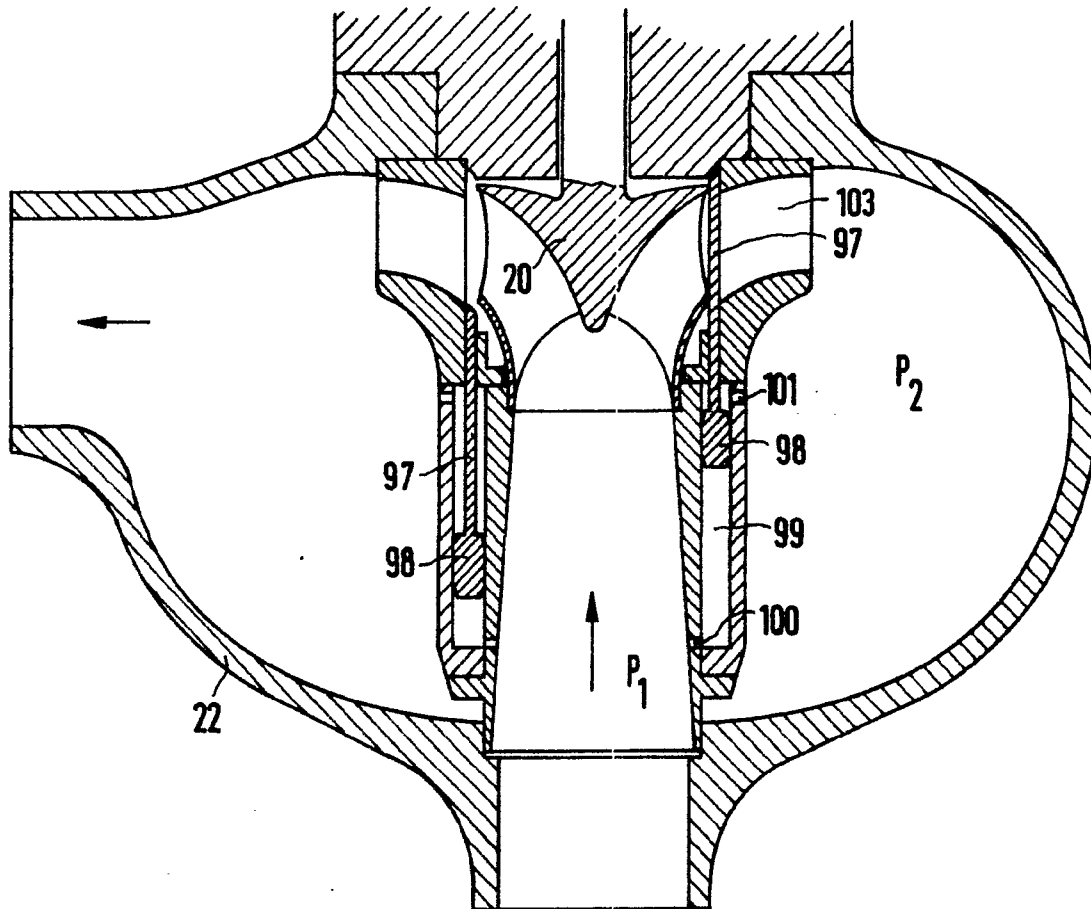


Fig.8

- 97.

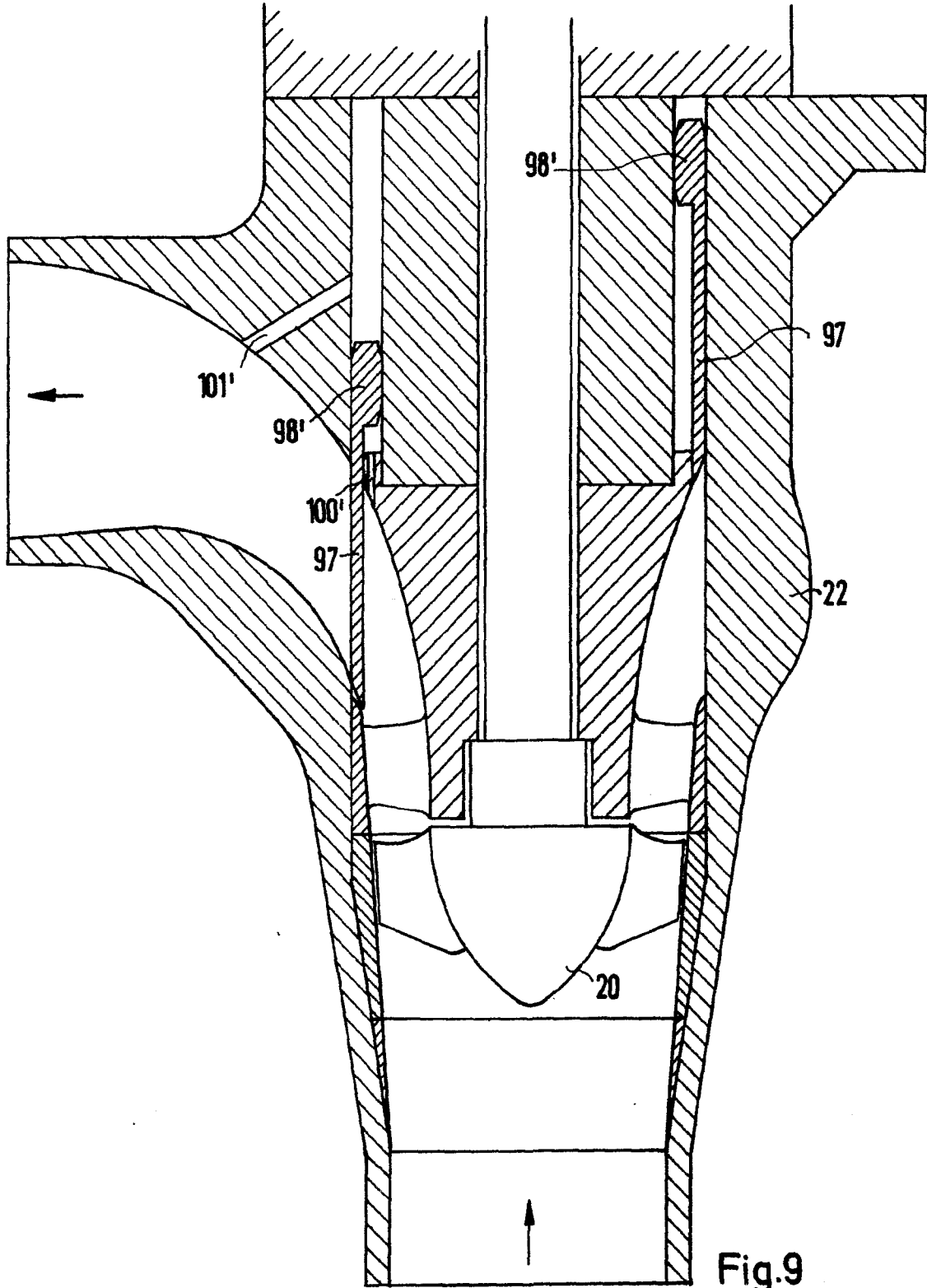


Fig.9

