

(19)

österreichisches
patentamt

(10)

AT 413 138 B 2005-11-15

(12)

Patentschrift

(21) Anmeldenummer:

A 9206/2001

(51) Int. Cl.⁷: F03B 11/00

AT01/000293

F16J 15/44, 15/34

(22) Anmeldetag:

2001-09-14

(42) Beginn der Patentdauer:

2005-04-15

(45) Ausgabetag:

2005-11-15

(30) Priorität:

15.09.2000 AT A 1581/00 beansprucht.
22.02.2001 AT A 278/01 beansprucht.

(56) Entgegenhaltungen:

US 3827767A DE 2554217A1
FR 2144969A FR 2098520A
DE 2130717A CH 659856A5
DE 19611677A1

(73) Patentinhaber:

GITTNER PHILIPP DIPL.ING.
DR.TECHN.
A-1130 WIEN (AT).

(72) Erfinder:

GITTNER PHILIPP DIPL.ING.
DR.TECHN.
WIEN (AT).

(54) ABDICHTUNG EINER HYDRAULISCHEN TURBOMASCHINE

(57) Die Erfindung betrifft die Abdichtung des Laufrades (3) von hydraulischen Turbomaschinen gegenüber dem Turbinengehäuse (2) mittels einer Dichtung.

Die Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, daß im peripheren Bereich des Laufrades (3) ein fliegender Dichtring (19) angeordnet ist, der sowohl gegenüber dem Laufrad (3) als auch gegenüber dem Turbinengehäuse (2) mittels jeweils zumindest eines hydrostatischen Lagers gelagert ist.

In einer Ausgestaltung wird das Druckwasser für die Lagerung des Dichtringes gegenüber dem Laufrad vom Lager des Dichtringes gegenüber dem Gehäuse durch den frei drehbaren Dichtring (19) geführt.

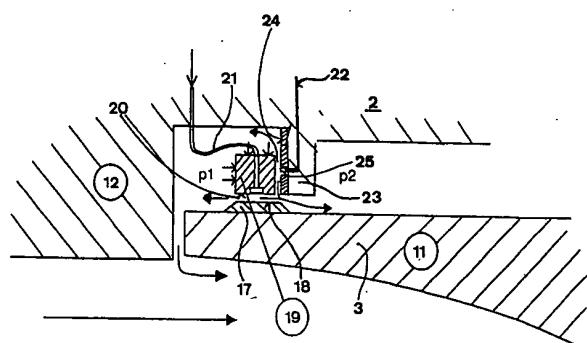


FIG. 2

Die Erfindung betrifft die Abdichtung des Laufrades von hydraulischen Turbomaschinen wie Turbinen, Pumpturbinen, Speicherpumpen oder anderen Pumpen gegenüber dem Turbinengehäuse.

5 Kaplanturbinen für niedrige, Francisturbinen für mittlere und Peltonturbinen für hohe Fallhöhen bilden das moderne Standardrepertoire auf dem Gebiete des Turbinenbaues. Francisturbinen decken dabei im wesentlichen den Fallhöhenbereich zwischen 30 und 400 m ab.

10 Dabei erreichen Francisturbinen im niedrigeren Fallhöhenbereich Wirkungsgrade von etwa 95 % und im oberen Fallhöhenbereich bis über 92 %. Insbesondere im oberen Fallhöhenbereich sind für die bisher nicht zu beseitigende Herabsetzung des Wirkungsgrades die Spaltverluste und die Scheibenreibung verantwortlich. Zur Erläuterung dieser beiden Phänomene soll im folgenden kurz auf Aufbau und Wirkungsweise einer Francisturbine eingegangen werden:

15 Bei Francisturbinen strömt das die Turbine antreibende Wasser aus einer waagrecht liegenden Spirale durch ein Leitrad zum Laufrad. Das schnell rotierende Laufrad setzt die Druck- und Geschwindigkeitsenergie des Wassers in die Drehbewegung der Welle, auf der das Laufrad befestigt ist, um und treibt damit einen Generator zur Stromerzeugung an. Das Triebwasser verläßt das Laufrad und auch die Turbine durch ein Saugrohr in axialer Richtung nach unten.

20 Im peripheren Bereich des Laufrades, an den äußeren Enden der Schaufelkanäle, bewegen sich diese mit hoher Geschwindigkeit am feststehenden Turbinengehäuse vorbei, wobei zwischen diesen Teilen ein Spalt nicht zu vermeiden ist, durch den das von den Leitschaufeln kommende Wasser am Laufrad vorbei strömt und so in die spaltförmigen Bereiche zwischen 25 der Außenfläche des Laufrades und der Innenfläche des Turbinengehäuses gelangt. Durch die großen Geschwindigkeitsunterschiede zwischen dem feststehenden Gehäuse und dem rotierenden Laufrad kommt es zu beträchtlichen Reibungsverlusten. Darüberhinaus entsteht durch den großen Druck, der im oberen Spalt herrscht, ein gewaltiger Axialschub, der die Welle und das Axiallager extrem belastet. Aus diesem Grund sieht man im äußeren Umfangsbereich des 30 Laufrades eine Labyrinthdichtung vor und führt das durch diese Labyrinthdichtung hindurch gelangende Wasser an der Turbine vorbei. Man nimmt somit beim Stand der Technik eine Leckage in Kauf, die schon bei mittelgroßen Turbinen bis zu $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ betragen kann.

35 Da nun aus dem genannten Grund die Labyrinthdichtung im Außenbereich des Laufrades angeordnet ist, kommt es bei den geringen angestrebten Spaltbreiten zu erheblichen Reibungsverlusten und hohen bremsenden Drehmomenten. Darüberhinaus sind diese Dichtungen teuer in der Herstellung und eben auch wegen der hohen Relativgeschwindigkeiten zwischen den 40 einander gegenüberstehenden Flächen durch die immer wieder im Wasser mitgerissenen und enthaltenen Verunreinigungen, wie Sandkörner, Holzstückchen u.dgl. einem ständigen Verschleiß ausgesetzt, der aufwendige Wartungsarbeiten und Reparaturen notwendig macht.

45 Eine wirkliche Dichtung im Außenbereich des Laufrades vorzusehen, ist, anders als direkt an der Welle, die ja durch das Gehäuse geführt wird, nicht möglich. Der Grund dafür liegt einerseits in den schon mehrfach genannten hohen Relativgeschwindigkeiten der einander gegenüberstehenden Bauteile, anderseits in den dynamischen Problemen, die sich durch die unvermeidlichen Relativbewegungen (quer zur Hauptdrehbewegung) bei diesen Abmessungen und den 50 auftretenden Kräften ergeben. Diese Relativbewegungen erfolgen im wesentlichen in axialer Richtung und treten bei Änderungen des Betriebszustandes, aber auch durch Toleranzen, Lagerspiel, stochastisch angeregte Schwingungen u.ähnl. auf.

55 Es ist nun in der Elektrizitätserzeugung die Frage eines möglichst hohen Wirkungsgrades von ausschlaggebender Bedeutung, einerseits aus kaufmännischen Überlegungen, andererseits aus Gründen der Schonung der Umwelt. Von den genannten 5 bis 7 % der derzeit noch nicht genutzten im Treibwasser enthaltenen Energie geht ein vergleichsweise großer Anteil, der insbesondere bei Francisturbinen, die im Bereich der hohen Fallhöhen und damit Drücke arbei-

ten, auf das Konto der Spaltverluste und hier insbesondere wieder auf das Konto der Verluste im oberen Spaltbereich in Verbindung mit der damit einhergehenden Scheibenreibung.

Es wurden schon verschiedene Versuche unternommen, um diese Problematik in den Griff zu bekommen. Dazu sei nur auf einen von der VA TECH VOEST MCE unter dem Begriff „Polar Sealing“ veröffentlichten Vorschlag verwiesen, bei dem im äußereren Bereich des Laufrades vom Gehäuse aus durch Abkühlen ein Eiswulst gebildet wird, der während des Betriebes bis zum Laufrad wächst und dort leicht schleifend anliegt und so die Dichtung übernimmt. Es ist dies ein hervorragendes Beispiel dafür, wie schwierig die Abdichtung in diesem Bereich einer Francis-turbine ist, wenn von einem der führenden Unternehmen der Welt auf dem Gebiet der Herstellung derartiger Turbinen eine solche aufwendige, sich selbst regenerierende Dichtung vorgeschlagen wird.

Die mit dieser Dichtung verbundenen Probleme liegen vor allem in der Gefahr des Zerbrechens zumindest eines Teiles des Eisringes und der nachfolgenden Undichtigkeit, weshalb in der Druckschrift vorgeschlagen wird, diese Dichtung zusätzlich zur althergebrachten Labyrinthdichtung vorzusehen. Mit dieser Strategie kann nun wohl eine Verringerung der Leckage und der damit zusammenhängenden Probleme erreicht werden, doch geschieht dies um den Preis einer hohen Investition und die Verwendung eines komplexen zusätzlichen Bauteiles, das zusätzlicher Wartung und Pflege bedarf.

Eine Lösung mit hydrostatischer Lagerung ist aus der DE 25 54 217 A1 bekannt: Dabei wird ein Dichtungsring über im wesentlichen tangential verlaufende Arme gehalten und in einer Ringnut des Gehäuses dicht gelagert. Diese Dichtung gegenüber dem Gehäuse kann über elastomere Ringe oder ähnliche Elemente erfolgen, die in der Nut angebracht sind und großflächig an Mantelflächen des Ringes anliegen, was wiederum seine Beweglichkeit in axialer Richtung deutlich behindert und so die Änderung der Spalthöhe zwischen Ring und Laufrad ungünstig beeinträchtigt. Diese Änderung ist in Anbetracht der unvermeidlichen axialen Bewegung des Laufrades gegenüber dem Gehäuse zur Erzielung einer möglichst effizienten hydrostatischen Dichtung aber unbedingt notwendig. Das zur hydrostatischen Dichtung benötigte Wasser wird dem Ring in einer Anzahl von Ausführungsbeispielen über Rohre od. dergl. zugeführt, was seine Beweglichkeit weiter behindert.

Eine andere Lösung ist aus der CH 659 856 A5 bekannt: Es wird ein gegenüber dem Gehäuse im wesentlichen unbeweglicher Ring radial und durch hydrostatische Dichtung berührungs frei gegenüber dem Laufrad (Nabenscheibe, Deckscheibe) abgedichtet, wobei zur Verbesserung der raschen Einstellbarkeit der Spalthöhe der Ring in axialer Richtung ebenfalls durch eine Art hydrostatische Lagerung möglichst reibungsarm gelagert wird. Das Lagerwasser für das Axial-lager wird dabei vom Lagerwasser für das Radiallager abgezweigt. Es ist aber dieser Ring unvermeidlicherweise auch an (mehreren) radial verlaufenden, zylindrischen Versorgungsleitungen für das Lagerwasser gehalten und durch O-Ringe gegenüber diesen Leitungen abgedichtet. Es kann somit diese Lagerung des Ringes nicht als „schwimmend“ bezeichnet werden, da die Änderung der Spalthöhe im Radiallager durch diese O-Ringe deutlich behindert ist. Der gesamte Aufbau der Dichtung ist kompliziert und erfordert die Einhaltung einer ganzen Reihe von engen Toleranzen auf verschiedenen, in ihren Abmessungen durchaus beachtlich großen Bauteilen.

Die DE 196 11 677 A1 schlägt eine als „berührungs frei“ bezeichnete Dichtung mit einem als „schwimmend“ bezeichneten Ring vor. Der Ring ist dabei dicht, verdreh sicher und elastisch abgestützt (und nicht berührungs frei) am Gehäuse gelagert, die zum Läufer gerichtete zylindrische Oberfläche weist zwei Zonen auf: eine, die die Funktion einer Labyrinthdichtung ausübt und eine, die eine Zentrierfunktion ausübt. Es wird so die Leckage zum Zentrieren des Ringes verwendet. Daher liegt kein hydrostatisches Lager im strengen Sinn vor. Bei diesem Vorschlag liegen große Probleme in der Lagerung des Ringes am Gehäuse, da ja eine gute Beweglichkeit des Ringes und eine dichte Anbindung simultan erreicht werden muß. Wie dies zufriedenstell-

Iend zu lösen ist, wird nicht ausgeführt. Andere Probleme liegen in der Tatsache begründet, daß bei der anzustrebenden geringen Leckage eine Zentrierung kaum erreichbar ist.

Die US 3 827 767 A zeigt ein hydrostatisches Lager, bestehend aus drei Ringen die gegeneinander durch je ein hydrostatisches Lager gelagert sind und womit sich axiale, radiale und Kippkräfte aufnehmen lassen. Damit zeigt die US 3 827 767 A allerdings keine Abdichtung zwischen Gehäuse und Laufrad einer Turbomaschine, sondern ein Lager, das nach Beschreibung ein Kugellager ersetzen soll. Um die Lagerfunktion erzielen zu können, müssen alle Elemente des Lagers, also im Wesentlichen die drei Ring, zwangsweise irgendwo abgestützt sein (= an den Teilen zwischen denen ein Lager vorzusehen ist) und können nicht berührungslos gehalten werden.

Die FR 2 144 969 A und FR 2 098 520 A beschreiben einen Dichtring, der lediglich in einer Richtung mittels eines hydrostatischen Lagers gelagert ist, wobei der zum Vermeiden des Abhebens des Dichtringes notwendige Gegendruck durch eine Feder aufgebracht wird. Auch die DE 21 30 717 A beschreibt einen Dichtring, der über ein hydrostatisches Lager in einer Richtung abdichtet, der aber in einer Führung mechanisch geführt wird. Keiner dieser drei beschriebenen Dichtringe wird daher berührungslos gehalten.

Die Erfindung bezweckt eine Dichtung zu schaffen, die bei allen eingangs genannten hydraulischen Turbomaschinen auf einfache und zuverlässige Weise gegenüber dem Stand der Technik eine deutlich verbesserte Dichtwirkung zu Wege bringt.

Erfindungsgemäß ist zur Erreichung dieser Ziele vorgesehen, im peripheren Bereich des Laufrades einen fliegenden Dichtring anzuordnen, der durch hydrostatisches Aufschwimmen sowohl gegenüber dem Laufrad als auch gegenüber dem Gehäuse berührungslos gelagert wird. Unter der Bezeichnung „fliegend“ wird in dieser Beschreibung und den Ansprüchen verstanden, daß den Lagerbewegungen des Ringes keine Führungskräfte entgegenwirken, die ihrer Größe nach über die Größe der Kräfte der hydrostatischen Lagerung hinausgingen. Im Stand der Technik sind derartige Kräfte beispielsweise die Reibungskräfte der elastomeren Elemente bzw. die Reibungskräfte der O-Ringe. Durch die Erfindung wird die Menge des Spaltwassers drastisch verringert, die Scheibenreibung um Größenordnungen reduziert und der Axialschub wird wesentlich herabgesetzt. Da die Leckage erfindungsgemäß nur aus Lagerwasser besteht, wird auch die Gefahr des Eindringens von Fremdkörpern in den Dichtungsbereich und damit die Gefahr der Beschädigung der Dichtung stark vermindert.

In einer Ausgestaltung der Erfindung wird der Ring durch den Umgebungsdruck des Wassers in axialer Richtung an das Laufrad und in radialer Richtung an das Gehäuse angepreßt. Damit erfolgt die Hauptbewegung des Ringes in axialer Richtung, dem Kippen und der Hauptdeformation des Laufrades in seinem äußeren Bereich folgend. Dies ist wegen des in dieser Richtung zur Verfügung stehenden Weges vorteilhaft.

Es sind an sich hydrostatische Lager im Maschinenbau und insbesondere im Wasserkraftmaschinenbau bekannt, doch war es bisher nicht möglich, sie zwischen Bauteilen einzusetzen, deren Abstand und Lage zueinander sich in einem solchen Ausmaß ändern kann, wie dies beispielsweise am Außenumfang eines Laufrades einer Francisturbine der Fall ist. Nur durch die erfindungsgemäße hydrostatische Lagerung gegenüber beiden Bauteilen ist es möglich, diese Toleranzen und Bewegungen auszugleichen, ohne die Dichtwirkung herabzusetzen und ohne Kollisionen befürchten zu müssen.

In einer Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, daß in zumindest einer der beiden Dichtflächen zwischen Dichtring und Laufrad hydrodynamische Schmiertaschen vorgesehen sind, durch die zusätzlich zur hydrostatischen Lagerung zufolge der Relativbewegung zwischen Dichtring und Laufrad ein hydrodynamischer Lagereffekt auftritt, durch den der Stabilitätsbereich der erfindungsgemäßen Dichtung weiter erhöht wird.

In einer besonders bevorzugten Variante der Erfindung ist vorgesehen, das zur hydrostatischen Lagerung des Dichtringes gegenüber dem Laufrad benötigte Druckwasser von einem hydrostatischen Lager zwischen dem Gehäuse und dem Dichtring mittels Bohrungen im Dichtring zuzuführen, die einerseits im hydrostatischen Lager zum Gehäuse und andernends im hydrostatischen Lager zum Laufrad münden.

Auf diese Weise wird jede Verdreh sicherung des Dichtringes überflüssig und es braucht dem Dichtring kein Druckwasser mittels flexibler Leitungen oder dergl. zugeführt zu werden. Darüber hinaus wird die Lagerreibung durch den in etwa mit halber Turbinendrehzahl rotierenden Dichtring wesentlich verringert.

In einer Ausgestaltung dieser Ausführung ist zwischen dem Gehäuse und dem Ring ein hydrostatisches Lager mit zwei Nuten vorgesehen, wobei eine Nut durch Bohrungen mit zumindest einer Nut des hydrostatischen Lagers des Ringes gegenüber dem Laufrad verbunden ist. Dies ermöglicht es, zwei getrennte Anspeisungen für die beiden Lager vorzusehen, wodurch es gelingt, das Axiallager vom Radiallager druckmäßig zu entkoppeln und so Schwankungen in einem Lager vom anderen Lager fernzuhalten. Dies stellt einen wesentlichen Beitrag zur Stabilität der Lagerung, genauer zur Lagerbewegung des Ringes, dar.

Die Erfindung wird im folgenden an Hand der Zeichnung näher erläutert. Dabei zeigt

die Fig. 1 eine Francisturbine gemäß dem Stand der Technik,
die Fig. 2 den Bereich zwischen Gehäuseoberteil und Laufradboden einer erfindungsgemäßen Ausführungsform,
die Fig. 3 eine Variante mit rotierendem Dichtring,
die Fig. 4 eine besonders bevorzugte Ausgestaltung der Variante gemäß Fig. 3 und
die Fig. 5 eine Variante eines erfindungsgemäßen Dichtringes ähnlich dem der Fig. 4.

Die Fig. 1 zeigt schematisch eine Francisturbine 1 gemäß dem Stand der Technik, wie sie dem Buch: „Rabe, Hydraulische Maschinen und Anlagen“ zu entnehmen ist:

In einem Gehäuse 2 rotiert ein Laufrad 3, wobei der Eintritt des Wassers durch ein Leitrad 4 bzw. dessen einzelne Schaufeln erfolgt, die verdrehbar, aber mit ortsfester Achse 8 im Gehäuse 2 angeordnet sind. Das Laufrad 3 besteht aus einzelnen Kanälen, die sowohl in Umfangsrichtung als auch gegenüber der Turbinenachse 7 gekrümmmt verlaufen, sodaß das Wasser das Laufrad 3 im wesentlichen in axialer Richtung nach unten ins Saugrohr 5 verläßt.

Zwischen dem feststehenden Gehäuse 2 und dem Laufrad 3 besteht naturgemäß ein oberer Spalt bzw. Spaltraum 9 und ein unterer Spalt bzw. Spaltraum 10. Der untere Spalt 10 führt zum Verlust des Spaltwassers, das ohne daß die in ihm enthaltene Energie abgearbeitet werden könnte, in den Bereich des Saugrohres gelangt, aber, abgesehen von diesem Verlust, keine weiteren Probleme liefert.

Anders ist es mit dem Spaltwasser, das in den oberen Spaltraum 9 zwischen dem Laufradboden 11 und den Turbinendeckel 12 gelangt. Da der Turbinendeckel gegenüber der rotierenden Welle 6 mittels einer Stopfbuchsendichtung 13 dicht abgeschlossen ist, stellt sich in diesem Spaltraum 9 nahezu der Druck des Oberwassers ein (genauer: Druck vor Eintritt in das Laufrad), was zu einer beträchtlichen Belastung der Welle 6 bzw. ihres Axiallagers führt. Darüber hinaus kommt es durch die Wasserscheibe, die sich zwischen dem Turbinendeckel 12 und dem Laufradboden 11 ausbildet, zu beträchtlicher Reibung, die zufolge der hohen Umfangsgeschwindigkeiten von größtenteils 35 m/s und dem großen Hebelarm zur Laufradachse 7 von heute meist einigen Metern zu großen, die Wellendrehung bremsenden Drehmomenten führt.

Um diese Probleme zu verringern, ist im Stand der Technik im äußersten Bereich des Laufrad-

bodens 11 eine Labyrinthdichtung 14 vorgesehen, deren engste Spalten im großenordnungsmäßigen Bereich von etwa 1 mm liegen. Um den Druckaufbau, dies können bis zu 30 bar und auch darüber sein, zu vermeiden, wird Leckwasser durch eine Entlastungsleitung 15 über eine Drossel 16 zum Saugrohr 5 geführt. Darüber hinaus können auch Entlastungsbohrungen vor 5 gesehen sein.

Erfindungsgemäß wird nun vorgeschlagen, zwischen dem Gehäuse 2 und der Turbine 3, speziell, aber nicht ausschließlich am peripheren Bereich des Laufradbodens 11, eine Dichtung vorzusehen, durch die der Fluß des Spaltwassers drastisch reduziert wird.

Eine solche erfindungsgemäße Dichtung ist schematisch in Fig. 2 dargestellt: Am Laufrad 3 ist eine Laufbahn 17 vorgesehen, die im dargestellten Ausführungsbeispiel als eigener ringförmiger Körper dargestellt ist. Dies muß nicht der Fall sein, es kann die Laufbahn 17 bei der Herstellung des Laufrads 3 einstückig mit ihm hergestellt, beispielsweise aus dem Vollen gedreht bzw. 10 geschliffen werden. Die eigentliche Dichtungsfläche 18 verläuft normal zur Drehachse 7 der Turbine. Mit der Dichtungsfläche 18 wirkt eine Stirnfläche 20 eines Dichtrings 19 zusammen. Dieser Dichtring ist im dargestellten Ausführungsbeispiel in seiner einfachsten Form mit rechteckigem Querschnitt dargestellt. Wie weiter unten näher erläutert wird, kann diese Form verschiedentlich abgewandelt und an die Besonderheiten des jeweiligen Einsatzes angepaßt werden.

Der Dichtring 19 steht gegenüber dem Gehäusedeckel 12 still, das bedeutet, er rotiert nicht mit dem Laufradboden 11 mit. Der Dichtring 19 ist allerdings gegenüber dem Gehäuse, insbesondere gegenüber dem Turbinendeckel 12 in gewissen Grenzen axial verschieblich, wie im folgenden näher erläutert wird. Aus dem Bereich des Turbinendeckels 12 führen mehrere, zumindest aber eine, flexible Druckwasserleitungen 21 zum Dichtring 19. Der Dichtring 19 weist gegebenenfalls in seinem Inneren zumindest einen Ringkanal auf, der sich zu einer ringförmigen Nut an seiner unteren Stirnfläche 20 öffnet oder in diese Nut übergeht bzw. von ihr gebildet wird. Durch die Druckwasserleitungen 21 zugeführtes Druckwasser bildet im Zusammenwirken 25 der Nut und der ihr gegenüberstehenden Dichtungsoberfläche 18 ein hydrostatisches Lager für den Dichtring 19 aus. Der Lagerspalt weist dabei eine Spalthöhe im Bereich von etwa 10 bis 30 350, bevorzugt etwa 100 bis 250 Mikrometer auf, ist somit im Vergleich zu den Spaltbreiten der herkömmlichen Labyrinthdichtung (Fig. 1) schmal.

Es konnte eine solche an sich bekannte hydrostatische Dichtung im vorliegenden Anwendungsgebiet wegen der extremen Relativgeschwindigkeiten, wie weiter oben bereits erwähnt, im Bereich von großenordnungsmäßig 35 m/s und vor allem im Hinblick auf die hohen auftretenden Drücke (30 bar und darüber) und der für die Anwendung von hydrostatisch gelagerten Dichtringen als zu groß angesehenen axialen Bewegungen des Laufrads 3 gegenüber dem Turbinendeckel 12 nicht angewandt werden, da es nämlich notwendig ist, den Dichtring 19 in 40 axialer Richtung zu führen und diese Führung zufolge der geschilderten Betriebsbedingungen bisher immer gescheitert ist.

Erfindungsgemäß werden die damit verbundenen Probleme dadurch gelöst, daß der Dichtring 45 19 in axialer Richtung mittels eines zylindrischen hydrostatischen Lagers beweglich am Turbinendeckel 12 geführt wird. Dieses Lager ist folgendermaßen aufgebaut:

Der Turbinendeckel 12 weist eine in axialer Richtung zum Laufrad 3 hin ragende Ringleiste 23 auf, deren äußere Zylinderfläche (gegebenenfalls mit einer Auflage analog zur Dichtungsoberfläche 18) als Lagerfläche 24 dient. Dazu ist zumindest eine Nut 25 in dieser Lagerfläche 24 vorgesehen, der, wie bei hydrostatischen Lagern üblich, Druckwasser durch zumindest eine Druckwasserleitung 22 zugeführt wird. Auf diese Weise wird zwischen dem Dichtring 19 und dem Turbinendeckel 12 eine Lagerung geschaffen, die dem Dichtring in axialer Richtung eine nahezu reibungsfreie Bewegung gestattet. Dazu kommt noch, daß durch diese Lagerung ein 50 „Kippen“ des Dichtringes 19 (eigentlich eine Torsion oder ein Krempeln) zuverlässig vermieden

wird. Ein solches Kippen des Dichtringes 19 ist bei den auf ihn wirkenden dynamischen Belastungen ohne eine solche Führung bzw. Lagerung durchaus möglich und führt zum Zusammenbruch des dichtenden Zusammenwirkens zwischen dem Dichtring 19 und der Dichtungsfläche 18.

5 Die erfindungsgemäße Lösung des Dichtungsproblems ist nicht nur dynamisch sondern auch energetisch günstig und mit relativ einfachen und geringen Investitionen verbunden. Es kann das Druckwasser für die beiden hydrostatischen Lagerflächen aus dem Oberwasser der Turbine entnommen werden, sodaß keine (wegen der Zentrifugalbeschleunigung in Bereich des Dichtspaltes) oder nur eine geringe Pumpenleistung für die Überwindung der verbleibenden Druckdifferenz erforderlich ist. Ein Teil des Druckwassers strömt radial nach außen und gelangt somit in das Laufrad, sodaß ein entsprechender Teil der investierten Pumpenleistung in der Turbine wieder gewonnen wird. Wesentlich ist auch, daß durch das radial ausströmende Druckwasser das Eindringen von Fremdkörpern zuverlässig vermieden wird. Die am Laufrad 3 und im Turbinengehäuse 2 anzuordnenden Bauteile benötigen kaum Platz, jedenfalls weniger als die bisherige Labyrinthdichtung und es ist daher auch möglich, bestehende Turbinen entsprechend nachzurüsten.

20 Da die Betriebstemperatur der Turbinen durch die Temperatur des verwendeten Wassers gegeben ist, gibt es trotz der engen anzustrebenden Spalthöhe auch am zylindrischen Spalt zwischen Dichtring 14 und Ringleiste 27 keine Probleme mit der thermischen Ausdehnung.

25 Die Fig. 3 zeigt ein Detail der besonders bevorzugten Ausführungsform mit rotierendem Dichtring 19: Der zylindrischen Wandfläche der Ringleiste 23 wird durch die Druckwasserleitung 22 Druckwasser zugeführt und baut das bereits beschriebene hydrostatische Lager zwischen der Ringleiste 23 und dem Dichtring 19', der in diesem Falle eine Nut 25' aufweist, auf. Ein Teil des so der Nut 25 zugeführten Wassers gelangt durch Bohrungen 26 in den Bereich der Nut 27 an der axialen Stirnfläche 20 des Dichtringes 19' und baut dort, wie eben oben beschrieben, das hydrostatische Lager zwischen dem Laufrad 3 und dem Dichtring 19' auf.

30 Es werden damit die flexiblen Druckwasserleitungen 21 und die Verdreh sicherung obsolet, ohne damit Nachteile in Kauf nehmen zu müssen. Ganz im Gegenteil, die Reibungsverluste werden durch den mit etwa halber Turbinendrehzahl rotierenden Dichtring 19' wesentlich verringert. Durch den einfachen Aufbau eignet sich diese Variante auch besonders zum nachträglichen Einbau in bestehende Francisturbinen.

40 Die Anzahl, die Abmessungen und Ausgestaltungen der Bohrungen 26 kann vom Fachmann auf dem Gebiete der Hydrodynamik in Kenntnis der Erfindung und der jeweiligen Anforderungen leicht bestimmt und an verschiedene Betriebsbedingungen angepaßt werden. So sind auch schräge, von Nut zu Nut (genauer: von Lagerfläche zu Lagerfläche, da ja die Nuten auch in der gegenüberstehenden Lagerfläche angeordnet sein können) gerade durchgehende Bohrungen möglich.

45 Die Erfindung kann vielfach ausgestaltet und an bestehende bzw. gegebene Verhältnisse angepaßt werden. So ist es nicht notwendig, daß der Dichtring 19, 19' die dargestellte rechteckige Form aufweist. Es ist durchaus möglich, ihn L-förmig oder mit anderem Querschnitt zu versehen und so für eine bestmögliche Anpassung des Dichtringes an die geometrischen und dynamischen Gegebenheiten zu sorgen. Es kann die Oberfläche des Dichtringes im Bereich der beiden Lager mit Beschichtungen, Überzügen oder Auflagen versehen sein, um im Falle eines Kontaktes mit den gegenüberstehenden Flächen Beschädigungen zu vermeiden.

55 Selbstverständlich ist es möglich, insbesondere die Lagerfläche zwischen dem Dichtring 19 und dem Laufrad 3 mit mehreren gegebenenfalls zumindest abschnittsweise nebeneinander liegenden Nuten zu versehen, was insbesondere dann vorteilhaft sein kann, wenn das so gebildete hydrostatische Lager nicht als ein (in Umfangsrichtung) durchgehendes Lager ausgebildet sein

soll, sondern aus mehreren, beispielsweise Sektoren entsprechenden, Abschnitten besteht. Dann ist der Verlauf der (einzelnen) Nut(en) nicht notwendigerweise kreisbogenförmig sondern kann spiralig sein. Eine Unterteilung kann vorteilhaft sein, um im Falle des Eindringens von Fremdkörpern oder Schmutz sicherzustellen, daß es nicht zum Zusammenbruch der hydrostatischen Lagerung kommt. Es kann beim Eintreten von Schmutz durchaus in einzelnen geometrisch begrenzten Teilen der Dichtfläche zu einer unzureichenden Versorgung mit Druckwasser kommen, doch kann dies dadurch ausgeglichen werden, daß am Dichtring 19 mehrere, voneinander unabhängige Lagerabschnitte, die einander gegebenenfalls entsprechend überlappen, vorgesehen sind.

Das den beiden Lagern zugeführte Druckwasser strömt im wesentlichen entlang der Pfeile (mit ausgezogenen Spitzen) aus dem eigentlichen Lagerbereich und trägt so dazu bei, daß keine Fremdkörper in den Bereich der engen Lagerspalte gelangen (Fig. 2).

Der Dichtring 19 bedarf keiner axialen Anpressung, diese erfolgt durch den Druck (angedeutet durch die Pfeile mit strichlierten Spitzen) des ihn umgebenden Spaltwassers (Umgebungsdruck p_1), doch ist es möglich u.U. vorteilhaft, eine Vorrichtung zum leichten Anpressen (Federn od.dgl.) vorzusehen, um den Dichtring im Falle des Stillstandes der Turbine nach erfolgter Betriebspause oder Inspektion in vorbestimmter Lage zu halten. Desgleichen kann eine Notabhebung für den Dichtring, beispielsweise bei ungenügendem Druck des Druckwassers, vorgesehen sein.

Die Fig. 4 zeigt eine besonders bevorzugte Variante der Erfindung. Der wesentliche Unterschied zur Fig. 3 liegt darin, daß im Dichtungsbereich zwischen der Ringleiste 23" und dem Dichtring 19" ein hydrostatisches Lager mit zwei Nuten 25" bzw. 28" vorgesehen ist. Dabei dient die Nut 25" analog zum hydrostatischen Lager 25 in Fig. 2 der berührungsreien Lagerung zwischen dem Dichtring 19" und der Ringleiste 23" und die Nut 28" besorgt durch Bohrungen 26" die Zuleitung von Druckwasser zum hydrostatischen Lager mit der Nut 27" zwischen dem Dichtring 19" und dem Laufrad 3. Dies ermöglicht es, auch bei rotierendem Dichtring 19", die beiden Lager 27", 28" getrennt voneinander mit Druckwasser zu versorgen, wenn nur getrennte Zuleitungen 21" und 22" vorgesehen sind.

In einer weiteren Ausgestaltung (Fig. 5) sind im Dichtring 19" statt der breit eingezeichneten Nut 27" der Fig. 4 zwei Abstand voneinander aufweisende, schmälere Nuten 27" vorgesehen, die durch Bohrungen 26" jede für sich aus der Nut 28" gespeist werden. Damit wird die Stabilität der Lagerung des Dichtringes 19" am Laufrad 3 weiter erhöht.

Diese Trennung der Druckwasserversorgung der beiden Lager führt dazu, daß bei Änderungen der Höhe einer der beiden Spalten der Druck im anderen Spalt (und damit dessen Höhe) wesentlich geringer beeinflußt wird als bei der in Fig. 3 dargestellten Variante und im Idealfall überhaupt nicht. Dies verbessert nicht nur die Stabilität der hydrostatischen Lagerung allgemein sondern kann insbesondere periodische Bewegungen des Dichtungsrings dämpfen bzw. deren Anfachen verhindern.

In diesem Zusammenhang soll kurz auf die Druckwasserversorgung eingegangen werden. Es ist vorteilhaft und u.U. notwendig, dafür zu sorgen, daß beim Anstieg des Durchsatzes bei einer der (bzw. einigen benachbarten) Versorgungsleitungen in den benachbarten bzw. anderen Versorgungsleitungen der Durchfluß möglichst unverändert bleibt. Dies kann aber durch entsprechende Dimensionierung bzw. Abstimmung der Querschnitte und/oder das Vorsehen entsprechender Drosseln in den einzelnen Versorgungsleitungen vom Fachmann auf dem Gebiete der Strömungstechnik in Kenntnis der Erfindung und der Rahmenbedingungen leicht bestimmt werden. Ein Faktor für die Erreichung dieses Ziels ist, dass der Querschnitt der im Dichtring vorgesehenen Bohrungen zur Versorgung der Axialdichtung (in den dargestellten Beispielen) so groß ist, dass das Durchfließen des Druckwassers möglichst verlustfrei erfolgt.

In jeweils einer Nebenfigur der Fig. 4 ist der Druckverlauf über die Dichtungsbreite zwischen dem Dichtring 19" und dem Gehäuse bzw. dem Dichtring 19" und dem Laufrad 11 dargestellt: Dabei steht p1 für den anstehenden Druck stromaufwärts des Dichtringes und p2 für den Druck stromabwärts des Dichtringes im Spalt zwischen der Ringleiste 23" und dem Laufradboden 11, wie auch oben anhand der Fig. 1 erläutert. Wie ersichtlich, kann man durch die Lage und die Dimensionierung der Nuten 25", 28" und 27" die Druckprofile und durch die Wahl der in den Versorgungsleitungen 21" und 22" herrschenden Drücke die Lage dieser Profile in Relation zum Druck p1 in weitem Umfang beeinflussen. Für einen Fachmann auf dem Gebiete der Strömungstechnik ist dies in Kenntnis der Erfindung nicht schwierig und ermöglicht die Anpassung an die unterschiedlichsten Randbedingungen.

Schließlich ist es möglich, im Bereich der Lagerfläche(n) zwischen dem Dichtring 19, 19', 19" und den ihm gegenüber rotierenden Bauteilen hydrodynamische Schmiertaschen auf zumindest einer der beiden einander gegenüberstehenden Lagerflächen vorzusehen, um zusätzlich zur hydrostatischen Lagerung eine hydrodynamische Lagerung zu schaffen.

Die Fig. 5 zeigt eine Variante eines Dichtringes, bei der die Versorgung der Axialdichtung durch Bohrungen 26" erfolgt, die vom „unteren“ Bereich (Nut 28") der Radialdichtung ausgehen. Weiters ist hier das Axiallager von dem in der Fig. 4 dargestellten dadurch unterschiedlich, dass es zwei Nuten 27" aufweist, die jede für sich mit Druckwasser versorgt werden. Diese Änderung hat auf das Funktionieren des Lagers keinen Einfluß, da sich der hydrostatische Druck natürlich auch zwischen den Nuten in gleicher Weise aufbaut. Der Dichtring 19" der Fig. 5 weist einen im wesentlichen rechteckigen, aber nicht quadratischen Querschnitt auf, die Ringbreite RB ≠ der Ringhöhe RH, an der Stelle des Spaltes zwischen dem Gehäuse und dem Laufrad ist eine asymmetrische Schulter 29 ausgebildet. Dadurch ist es möglich, die auf den Dichtring wirkenden „Krempelmomente“ auszugleichen (Momentengleichgewicht) und die durch sie induzierten Deformationen des Dichtringes zu reduzieren. In Anbetracht der nur etwa 10 bis 350 Mikrometer hohen Lagerspalte sind derartige Deformationen möglichst zu vermeiden.

In der Zeichnung ist die Dichtung zwischen dem Dichtring 19, 19', 19" und dem Gehäuse 2 immer als Radialdichtung dargestellt und die Dichtung zwischen dem Dichtring und dem Laufrad 11 als Axialdichtung. Dies kann natürlich auch umgekehrt sein und kann für den Verlauf der gehäuseseitigen Versorgungsleitungen auch Vorteile bringen, wenn auch bei einer derartigen Anordnung mit rotierendem Dichtring das Druckwasser im Dichtring gegen die Zentrifugalbeschleunigung gefördert werden muß.

Der Dichtring 19, 19', 19" und die mit ihm zusammenwirkenden Flächen des Laufradbodens 11 bzw. des Turbinendeckels 12 können aus den üblicherweise bei hydrostatischen Dichtungen verwendeten Materialien bestehen, so kann die Oberfläche 24 der Ringleiste 23 (oder diese selbst) bzw. die Oberfläche der Laufbahn 17 aus Stahl oder einem Lagermetall bestehen, der Dichtring 19 kann aus Stahl oder ebenfalls aus einem Lagermetall aber auch aus Aluminium bzw. einer Aluminiumlegierung gebildet sein. Selbstverständlich ist es auch möglich und in vielen Fällen empfehlenswert, zumindest den Dichtring 19, 19' aus einem Kunststoff, insbesondere einem faserverstärkten Kunststoff oder aus einem keramischen Material zu fertigen.

Es ist auch denkbar, bei einer Ausführungsform ähnlich der der Fig. 2 beide Nuten der hydrostatischen Lager im Dichtring 19 vorzusehen und auf die Druckwasserleitung 22 zu verzichten, quasi ein Gegenstück zur Variante des mitrotierenden Dichtringes 19' zu schaffen. Die Sicherung des Dichtringes 19 gegen das Mitdrehen mit dem Laufradboden 11 kann auf verschiedene Weise erfolgen, entweder durch Schulter und Gegenschulter oder auch durch eine entsprechend flexible und symmetrische Aufhängung des Dichtringes am Turbinendeckel 12, die bevorzugt in einer Normalebene zur Turbinenachse 7 liegt, um keine nennenswerten Kräfte in axialer Richtung zu übertragen und um die axiale Bewegung des Dichtringes bezüglich der Ringleiste 23 nicht durch Reibung zu stören.

Es wurde die Erfindung anhand von Beispielen erörtert, die sich auf die wichtigste Dichtung im Bereich von Francisturbinen bezogen, doch ist es für den Fachmann klar, daß die Erfindung auch bei den anderen Dichtungsstellen der Francisturbinen und selbstverständlich auch bei allen anderen hydraulischen Turbomaschinen, seien es nun Pumpen oder Turbinen, bei allen Spalten zwischen deren Gehäuse und deren Laufrad vorteilhaft angewandt werden kann.

Es wird in der ganzen Beschreibung und den Ansprüchen von „Druckwasser“ bzw. „Lagerwasser“ gesprochen, selbstverständlich kann bei speziellen Anwendungsgebieten (Z.Bsp. Pumpen in der Lebensmitteltechnik) statt Wasser eine andere Flüssigkeit verwendet werden, ohne das Gebiet der Erfindung zu verlassen. Schließlich sind Anwendungsgebiete, insbesondere abseits der Francisturbinen, denkbar, in denen die hydrostatischen Lager ohne Nuten ausgebildet sind.

Patentansprüche:

1. Abdichtung des Laufrades (3) von hydraulischen Turbomaschinen (1) gegenüber dem Turbinengehäuse (2), *dadurch gekennzeichnet*, daß im peripheren Bereich des Laufrades (3) ein fliegender Dichtring (19, 19', 19'') angeordnet ist, der sowohl gegenüber dem Laufrad (3) als auch gegenüber dem Turbinengehäuse (2) mittels jeweils zumindest eines hydrostatischen Lagers gelagert ist, dass jedes der hydrostatischen Lager aus einander zugewandten Lagerflächen besteht, dass bevorzugt in zumindest einer der Lagerflächen eine Nut (25, 25', 27, 27', 28, 28'') eingearbeitet ist, und dass in zumindest einer der Lagerflächen Druckwasserleitungen (21, 21', 22, 22'') münden, die mit einer Druckwasserversorgung in Verbindung stehen.
2. Abdichtung nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, daß die Dichtung zwischen dem Turbinengehäuse (2) und dem Dichtring (19) an der radial äußeren zylindrischen Wand (24) einer Ringleiste (23) des Turbinendeckels (12) des Turbinengehäuses erfolgt.
3. Abdichtung nach Anspruch 1 oder 2, *dadurch gekennzeichnet*, daß der Dichtring (19) gegen Rotation gegenüber dem Turbinengehäuse (2) gesichert ist und dass die zumindest eine Druckwasserleitung (21) für seine dem Laufrad (3) zugewandte Lagerfläche (20) flexibel ausgebildet ist.
4. Abdichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, *dadurch gekennzeichnet*, daß die Sicherung gegen Rotation des Dichtringes (19) gegenüber dem Turbinengehäuse (12) aus einer flexiblen und bevorzugt bezüglich der Turbinendrehachse (7) symmetrischen Aufhängung besteht, die zumindest im wesentlichen in einer Normalebene zur Turbinenachse (7) liegt, in der auch der Dichtring (19) liegt.
5. Abdichtung nach Anspruch 1, *dadurch gekennzeichnet*, daß an der Lagerfläche zwischen dem Gehäuse (2) und dem Dichtring (19', 19'') zumindest eine Druckwasserleitung (22', 22''), die mit einer Druckwasserversorgung in Verbindung steht, mündet und daß der Dichtring (19', 19'') Bohrungen (26, 26'') aufweist, die von seiner Lagerfläche gegenüber dem Gehäuse (2) zu der Lagerfläche des Dichtrings gegenüber dem Laufrad (11) führen.
6. Abdichtung nach Anspruch 1 oder 5, *dadurch gekennzeichnet*, daß an der Lagerfläche zwischen dem Gehäuse (2) und dem Dichtring (19'') im Gehäuse zwei, axialen Abstand voneinander aufweisende, Reihen von Druckwasserleitungen (21'', 22'') münden und daß einer dieser Reihen Bohrungen (26'') im Dichtring (19'') gegenüberstehen, die in der Lagerfläche des Dichtringes (19'') gegenüber dem Laufrad (3) münden.
7. Abdichtung nach Anspruch 2 und 3 oder 6, *dadurch gekennzeichnet*, daß die Druckwasserleitungen (21, 21'') für das Lager zwischen Dichtring und Laufrad (3) einerseits und die Druckwasserleitungen (22, 22'') für das Lager zwischen Dichtring und Gehäuse (2) ande-

reiseits unabhängig voneinander mit Druckwasser versorgt bzw. mit Druck beaufschlagt werden.

5 Hiezu 5 Blatt Zeichnungen

10

15

20

25

30

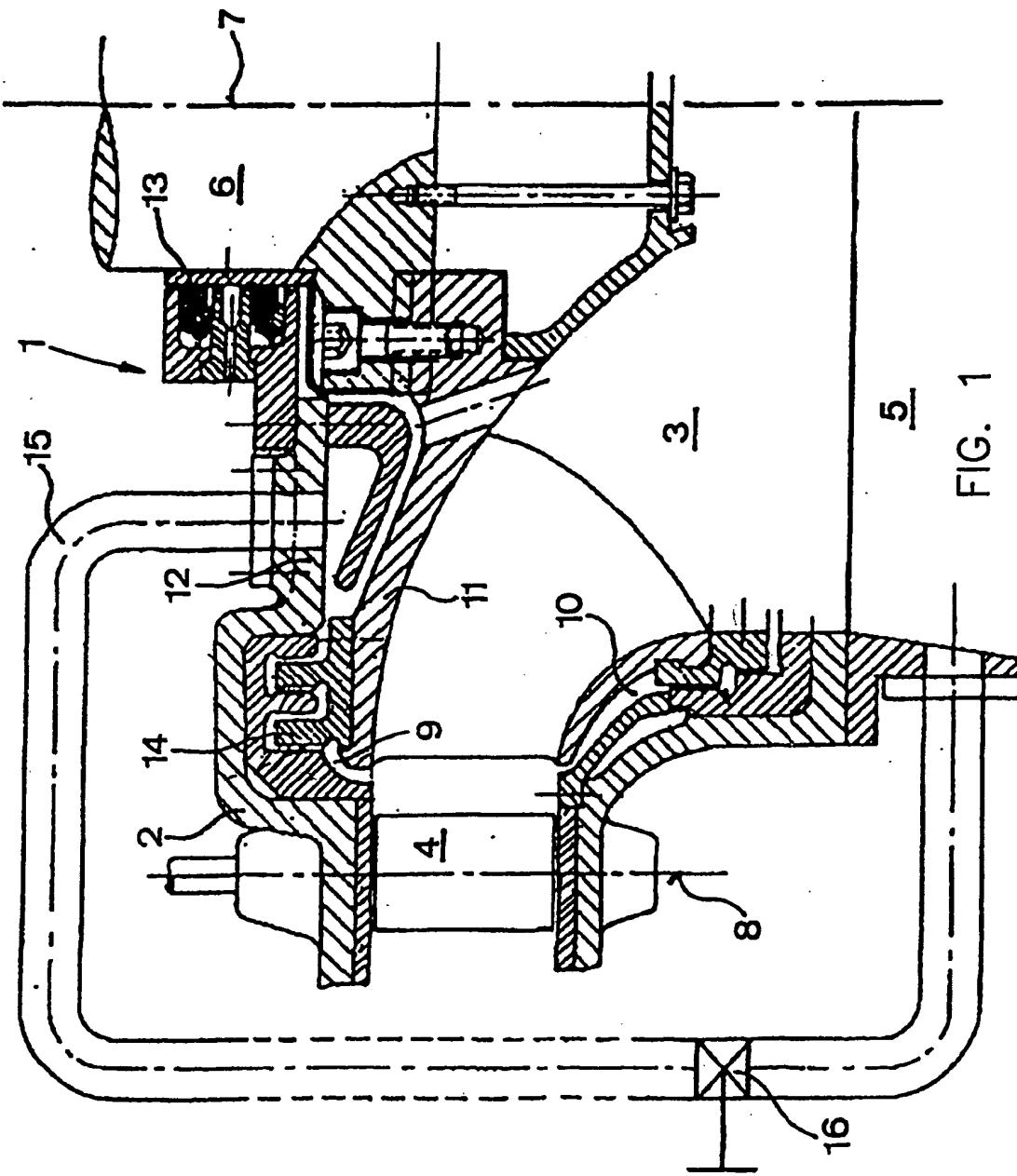
35

40

45

50

55



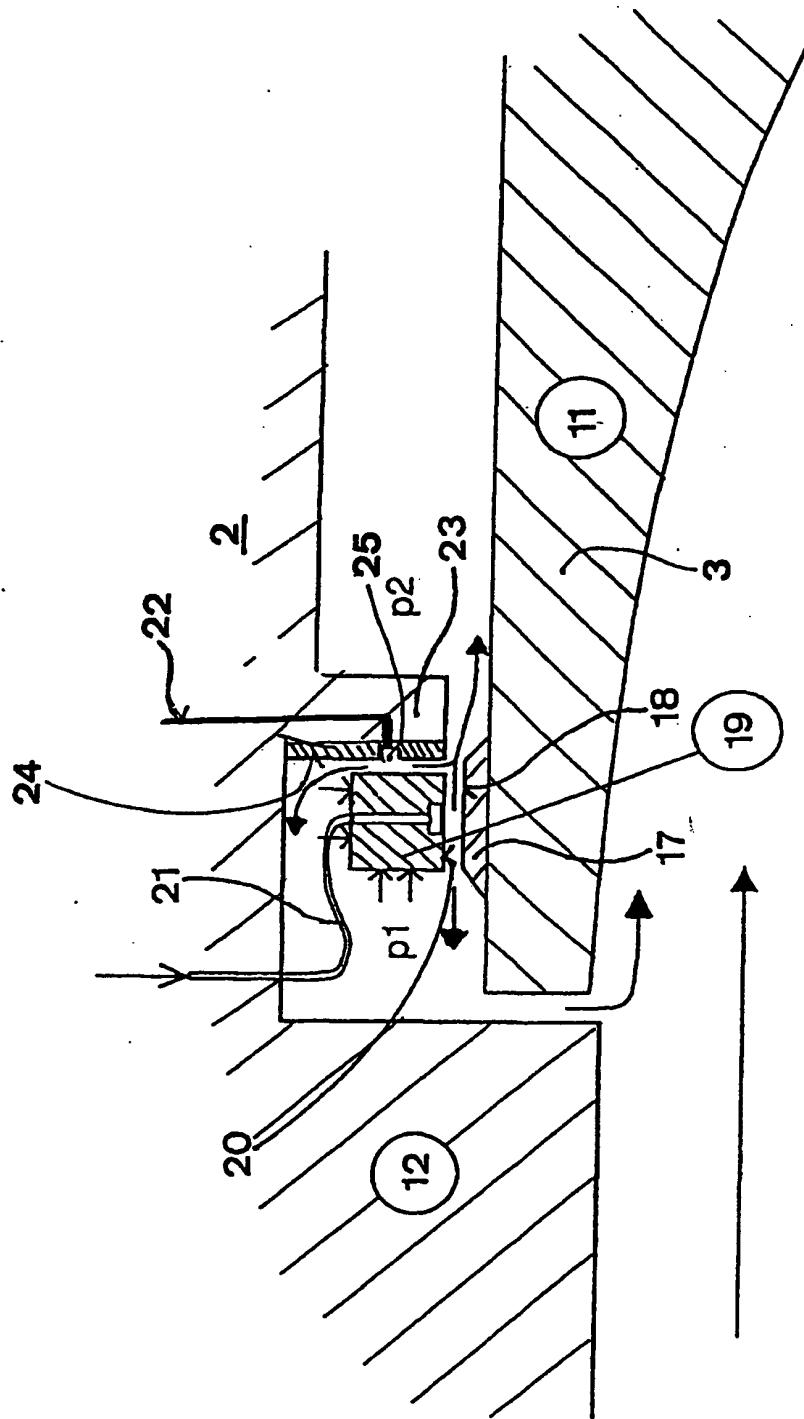


FIG. 2

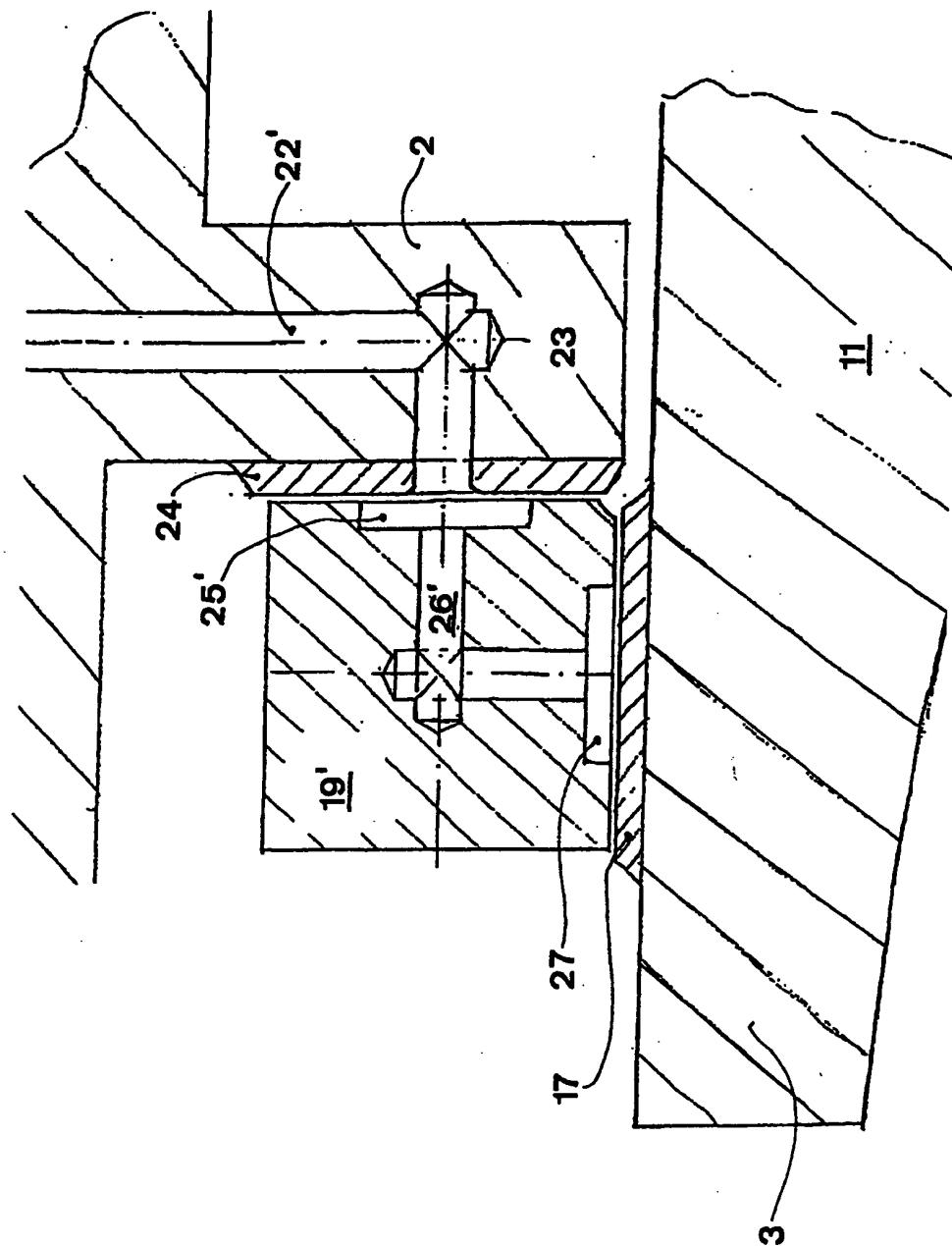


FIG. 3

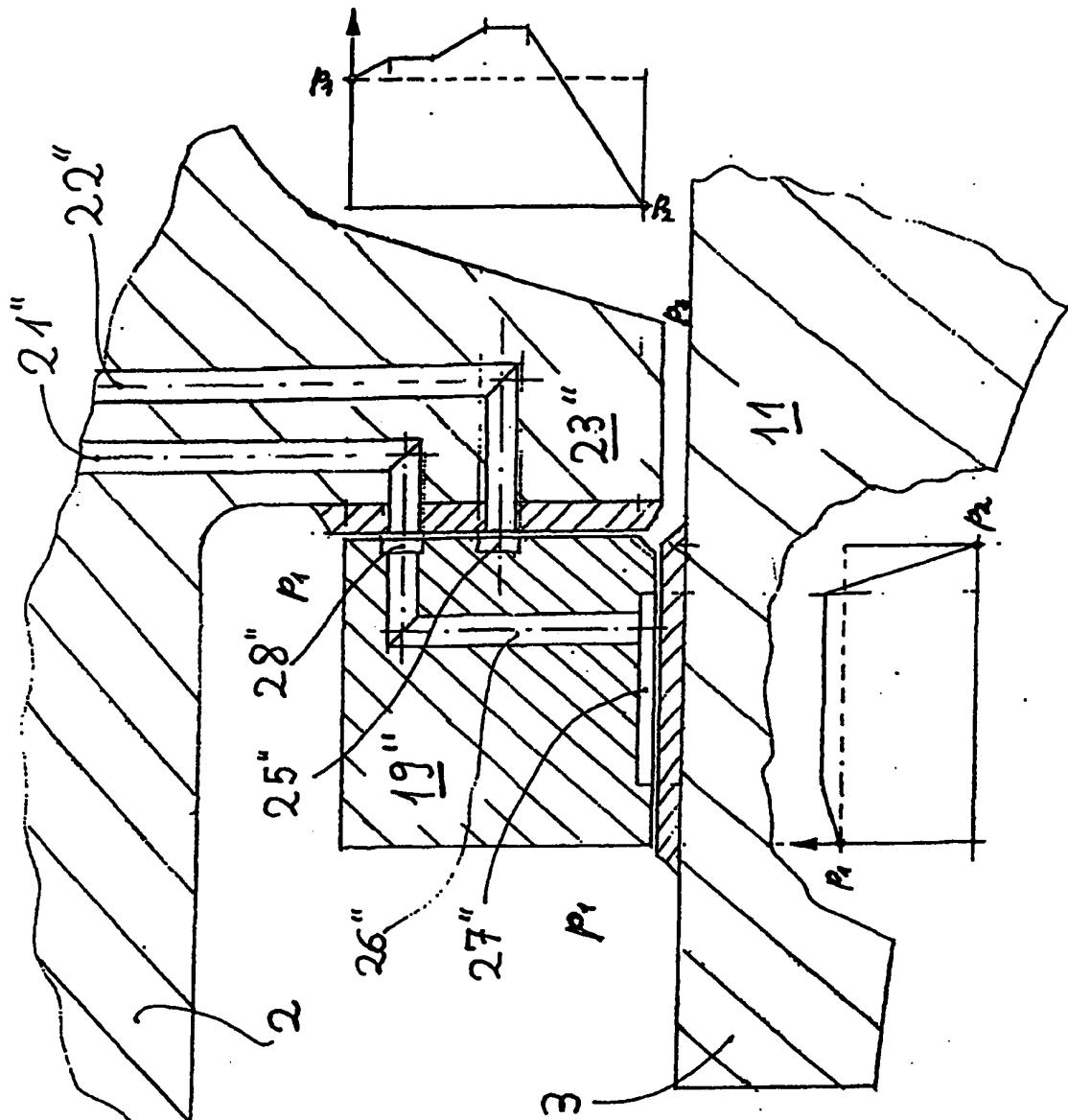


FIG. 4

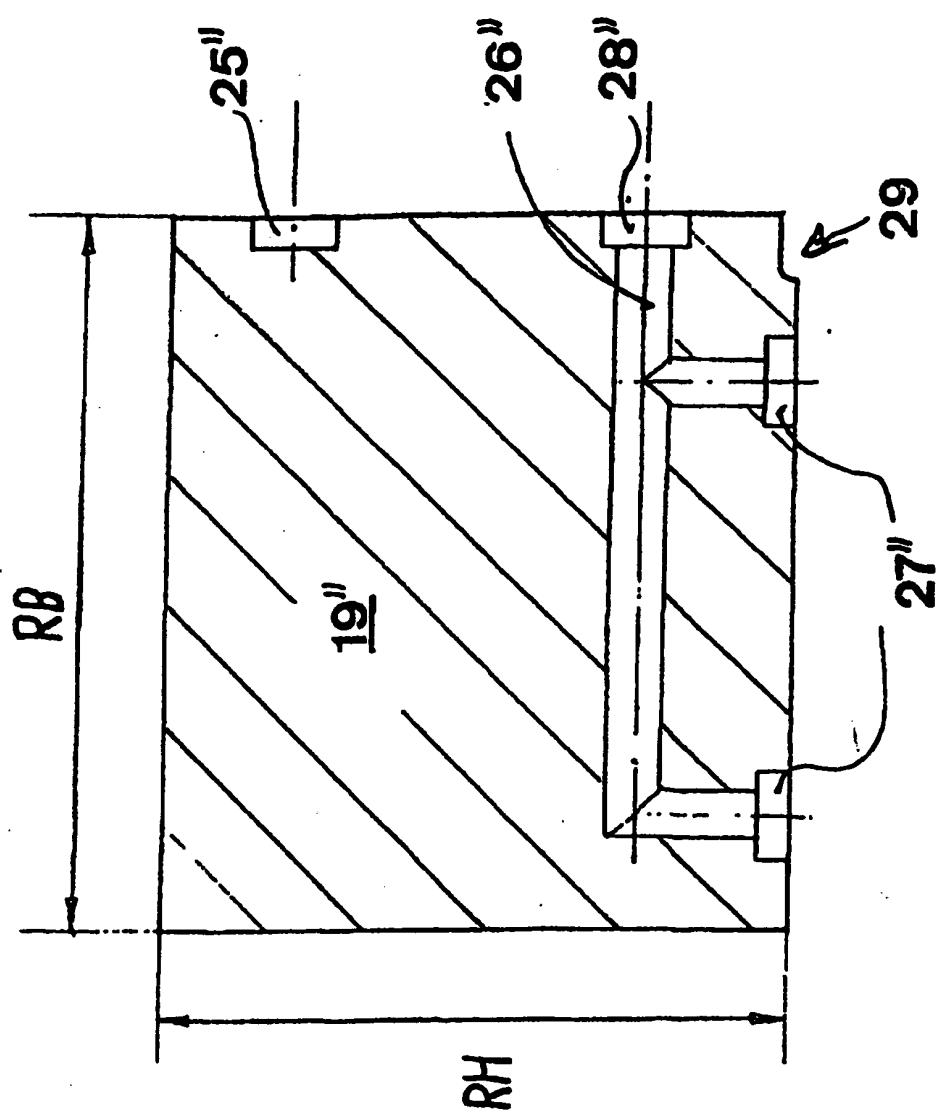


FIG. 5