(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 819 832 B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
20.10.2004 Patentblatt 2004/43

(51) Int Cl.[7]: **E21B 43/12**

(21) Anmeldenummer: **97111621.5**

(22) Anmeldetag: **09.07.1997**

(54) **Tiefbohrvorrichtung, Tiefbohrpumpenvorrichtung und Verwendung eines hydrodynamischen Retarders zur Kompensation der vom Antriebssystem ausgelösten Rückstellmomente**

Drilling and pumping device and use of hydrodynamic retarders to compensate for reactive torque introduced by the driving system

Dispositif de forage et de pompe et utilisation de retardateurs hydrodynamiques pour compenser un couple de réaction introduit par le système d'entraînement

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB

(30) Priorität: **18.07.1996 DE 19628950**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
21.01.1998 Patentblatt 1998/04

(73) Patentinhaber: **Voith Turbo GmbH & Co. KG**
89522 Heidenheim (DE)

(72) Erfinder:
- **Fecht, Andreas**
  London SE 193SW (GB)
- **Höller, Heinz**
  74564 Crailsheim (DE)
- **Weber, Wolfgang**
  74564 Crailsheim (DE)

(74) Vertreter: **Dr. Weitzel & Partner**
Friedenstrasse 10
89522 Heidenheim (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-U- 9 302 767
GB-A- 2 299 849
US-A- 3 572 480
US-A- 5 749 416

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 0 819 832 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Tiefbohrvorrichtung, im einzelnen mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruchs 1; eine Tiefbohrpumpenvorrichtung, im einzelnen mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruches 7; ferner allgemein einen Verwendungszweck eines hydrodynamischen Retarders zur Kompensation vom Abtrieb in den Antriebsstrang eingebrachter Rückstellmomente.

[0002] Tiefbohrvorrichtungen und Tiefbohrpumpenvorrichtungen sind in einer Vielzahl von Ausführungen bekannt. Ihnen ist gemeinsam, daß mittels einer Antriebsmaschine ein sich über eine längere Distanz erstreckendes mit einer Bohrspindel oder dem Pumpenrotor gekoppeltes Gestänge angetrieben wird. Die erstgenannte Vorrichtung dient dabei der Bereitstellung des Bohrloches, in welches anschließend der Rotor- und der Stator einer Tiefbohrpumpenvorrichtung zum Zweck der Förderung von beispielsweise Öl eingebracht werden können. Bei derartigen Systemen kommt es aufgrund der Länge der rotierenden Bauteile, d.h. des Bohrgestänges bzw. des Rotors, beideren Rotation zum Auftreten von Torsionskräften, welche in diesen Bauteilen über deren Länge als Rückstellkräfte gespeichert werden. Die Verdrehung in Umfangsrichtung bzw. die Torsionsbeanspruchung der angetriebenen rotierenden Bauteile führt bei Unterbrechung des Kraftflusses von der Antriebsmaschine zum Abtrieb, beispielsweise bei Abschaltung der Antriebsmaschine oder im Havariefall zur Auslösung eines Rückstellmomentes durch die rotierend antreibbaren Bauteile, das in den Antrieb, insbesondere die Antriebsmaschine und den dieser nachgeordneten Bauteilen, beispielsweise im der Antriebsmaschine nachgeschalteten Getriebe wirksam wird. Dies kann zu erheblichen auch irreversiblen Schädigungen je nach Größe des Rückstellmomentes führen. Insbesondere beim Einsatz eines elektrischen Antriebsmotors kann dieser rückwärts angetrieben und damit geschädigt werden. Insbesondere sind die Antriebssysteme meist auch nicht für derartig hohe stoßartig auftretende Belastungen ausgelegt.

[0003] Zur Lösung dieses Problems ist in der US 5,358,036 für den Anwendungsfall einer Tiefbohrpumpenvorrichtung eine mittels Druckmittel betätigbare Scheibenbremseinrichtung offenbart, welche zwischen Antriebsmaschine und anzutreibenden Gestänge angeordnet ist. Der zur Betätigung erforderliche Druck wird durch eine Pumpeneinrichtung erzeugt. Die Pumpeneinrichtung ist im Antriebsstrang derart angeordnet, daß diese in Abhängigkeit der Drehrichtung des anzutreibenden Gestänges durch dessen Verdrehung in Betrieb genommen wird und damit die Scheibenbremseinrichtung betätigt.

[0004] Eine derartige Lösung zeichnet sich jedoch durch einen erheblichen konstruktiven Aufwand und damit erhöhte Kosten aus. Auch sind die die Abfederung des Rückstellmomentes und damit die die Bremswirkung realisierenden Bauteile aufgrund der mechanischen Beanspruchung einem hohen Verschleiß unterworfen.

[0005] Der Erfindung liegt deshalb die Aufgabe zugrunde, eine Tiefbohrvorrichtung und eine Tiefbohrpumpenvorrichtung derart weiterzuentwickeln, daß die Schädigungen aufgrund der durch die rotierenden Abtriebsteile bei Unterbrechung des Kraftflusses auftretenden Rückstellmomente mit geringem konstruktiven Aufwand und kostengünstig vermieden werden.

[0006] Die erfindungsgemäße Lösung der Aufgabe ist für die Tiefbohrvorrichtung durch die Merkmale des Anspruches 1 und für die Tiefbohrpumpenvorrichtung durch die Merkmale des Anspruches 8 charakterisiert. Vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen wiedergegeben.

[0007] Erfindungsgemäß wird die Aufgabe dadurch gelöst, daß in einer Tiefbohrvorrichtung und in der Tiefbohrpumpenvorrichtung zwischen der Antriebsmaschine und dem Gestänge bzw. den rotierend antreibbaren Abtriebsteilen, welche sich über eine längere Distanz erstrecken können, ein hydrodynamischer Retarder angeordnet ist. Der hydrodynamische Retarder umfaßt ein Rotorschaufelrad und ein Statorschaufelrad, welche miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum bilden, wobei die Beschaufelung, wie an sich bekannt, schräg ausgeführt ist. Die Schaufelrichtung bezogen auf die Einbaulage wird dabei derart gewählt, daß das Rotorschaufelrad im Normalbetrieb der Tiefbohr- und der Tiefbohrpumpenvorrichtung, d.h. im Bohr- bzw. Förderbetrieb, "fliehend" arbeitet, d.h. daß das Rotorschaufelrad bei Rotation mit Freilaufwirkung arbeitet. Bei Auftreten der Rückstellmomente arbeitet das Rotorschaufelrad gegenüber dem Statorschaufelrad spießend, d.h. es wird ein dem Rückstellmoment enntgegengerichtetes Moment erzeugt. Eine derartige Vorrichtung zeichnet sich im wesentlichen dadurch aus, daß aufgrund der schräg ausgeführten Beschaufelung das Rotorschaufelrad trotz Befüllung des Retarders in ständiger Triebverbindung mit der Antriebsmaschine stehen und auf eine separate Freilaufeinrichtung zur Entkopplung des Rotorschaufelrades vom Antrieb verzichtet werden kann, während von der Antriebsmaschine selbst nur ein geringer Teil an Antriebsleistung für den Betrieb des Rotorschaufelrades aufgebracht werden muß. Der hydrodynamische Retarder kann deshalb während des gesamten Betriebes befüllt bleiben, d.h. ein externer Zu- und Ablauf für die Befüllung für den Fall der Unterbrechung des Kraftflusses kann entfallen. Eine derartige Vorrichtung zeichnet sich durch einen geringen konstruktiven Aufwand aus und ist daher sehr kostengünstig.

[0008] Der Retarder arbeitet vorzugsweise selbststeuernd.

Dem torusförmigen Arbeitsraum zwischen Rotor- und Statorschaufelrad ist ein geschlossener Kreislauf für das Betriebsfluid zugeordnet. Dieser dient dazu, evt. erwärmtes Betriebsmittel aus dem torusförmigen Arbeits-

raum herauszuführen und diesem nach Abkühlung direkt wieder zuzuführen oder eventuell über einen hier, im einzelnen nicht dargestellten Wärmetauscher zu führen und dem hydrodynamischen Retarder wieder zuzuführen. Der Austritt aus dem torusförmigen Arbeitsraum wird über Schlitze im Schaufelgrund des Statorschaufelrades ermöglicht. Die Zufuhr des Betriebsmittels erfolgt über entsprechende Einrichtungen im Statorschaufelrad. Diese Einrichtungen können beispielsweise als sogenannte Füllschlitze ausgeführt sein, die einen Füllkanal bilden. Zu diesem Zweck ist die Beschaufelung des Statorschaufelrades vorzugsweise derart ausgeführt, daß die Füllschlitze tragenden Schaufeln bezüglich ihrer Vorder - und Rückseite nicht parallel verlaufen. Im besonderen werden die Schaufeln vom Schaufelgrund ausgehend zum Schaufelende - hier also vom Schaufelgrund zum Schaufelende - hin, verjüngend ausgeführt. Im Schaufelgrund weist dabei die den Füllschlitz tragende Schaufel eine Stärke auf, die es ermöglicht, den gesamten Füllschlitz vom Querschnitt her in der Schaufel zu integrieren. Vom Schaufelgrund zum Schaufelende hin, verkleinert sich die Schaufeldicke zunehmend. Lediglich im Bereich des sich im wesentlichen vom Schaufelgrund zur Schaufelvorderkante hin erstreckenden Füllkanales erfolgt entsprechend der Kontur bzw. der Größe des Füllschlitzes bzw. des Füllkanales eine örtliche Ausbuchtung bzw. Auswölbung an der Schaufel. Diese bleibt jedoch im wesentlichen im Bereich des Schaufelendes bzw. der Schaufelvorderkante angeordnet. Die Anzahl und die Größe der Füllschlitze sowie deren Ausführung richtet sich im wesentlichen nach der gewünschten Zeit zum Füllen des Retarderkreislaufes und dem geforderten Flüssigkeitsdurchsatz zur Abfuhr der entwickelten Wärme. Eine derartige Ausführung der Füllkanäle ermöglicht es, im sogenannten spießenden Betrieb, d.h. beim Abfedern der von der Bohrspindel oder vom Pumpenrotor aufgebrachten Rückstellkraft, eine ungestörte Meridianströmung zwischen Rotor- und Statorschaufelrad zu erzeugen.

[0009] Andere Ausführungen der Füllkanäle sind ebenfalls denkbar, beispielsweise in Form von Füllnokken oder in eine über die gesamte Breite verdickte Schaufel eingearbeitete Schlitze.

[0010] Im geschlossen ausgeführten Kreislauf ist ein Betriebsmittelbehältnis integriert. Dieses ist in Einbaulage oberhalb des Retarders angeordnet. Dies ermöglicht es, evt. Leckageverluste schnell durch Zuführung zum Arbeitsraum auszugleichen.

[0011] Die erfindungsgemäße Lösung der Aufgabe ist nachfolgend anhand von Figuren erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen Ausschnitt aus einem Antriebssystem, einsetzbar sowohl für eine Tiefbohrvorrichtung als auch eine Tiefbohrpumpenvorrichtung in Einbaulage;

Fig. 2 eine Ansicht A-A gemäß Fig. 1 auf ein Statorschaufelrad.

[0012] Die Figur 1 verdeutlicht einen Ausschnitt aus einem Antriebssystem 1, wie es für eine Tiefbohrvorrichtung oder eine Tiefbohrpumpenvorrichtung einsetzbar ist. Dieses umfaßt, hier im einzelnen nicht dargestellt, eine Antriebsmaschine und wenigstens ein, wenigstens mittelbar über die Antriebsmaschine rotierend antreibbares Abtriebsbauteil. Dieses ist

a) im Fall der Tiefbohrvorrichtung als Bohrspindel, bzw.

b) im Fall der Tiefbohrpumpenvorrichtung als Pumpenrotor, der beispielsweise als Schraubenspindel ausgeführt sein kann, ausgeführt.

Im allgemeinen wird die Bohrspindel und der Pumpenrotor nicht direkt mit der Antriebswelle der Antriebsmaschine sondern über ein Gestänge gekoppelt sein. Das Gestänge wird in diesem Fall ebenfalls als Bestandteil des Abtriebs angesehen.

[0013] Erfindungsgemäß ist zwischen der Antriebsmaschine und dem Abtriebsbauteil ein hydrodynamischer Retarder 2 vorgesehen, d.h. zwischen Antriebsmaschine und Gestänge und/oder Bohrspindel und Pumpenrotor. Der hydrodynamische Retarder 2 umfaßt ein Rotorschaufelrad 3 und ein Statorschaufelrad 4, welche miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum 5 bilden. Der hydrodynamische Retarder, insbesondere das Statorschaufelrad 4, ist in einem Gehäuse 6 gelagert. Das Rotorschaufelrad 3 steht ständig wenigstens mittelbar mit der Antriebsmaschine in Triebverbindung. Es kann dazu drehfest wenigstens mittelbar mit einer hier im einzelnen nicht dargestellten Antriebswelle oder den Abtriebsbauteilen gekoppelt sein. In der dargestellten Ausführung handelt es sich um ein mit der Bohrspindel der Tiefbohrvorrichtung oder dem Pumpenrotor einer Tiefbohrpumpenvorrichtung drehfest gekoppeltes Bauteil 7.

[0014] Das Rotorschaufelrad 3 und das Statorschaufelrad 4 weisen eine schräge Beschaufelung 8 bzw. 9 auf, d.h. die Schaufeln sind gegenüber der Trennebene E zwischen dem Rotor 3 - und dem Statorschaufelrad 4 geneigt angeordnet. Die Schaufelrichtung, d.h. die Neigung der einzelnen Schaufeln gegenüber dem jeweiligen Schaufelgrund - für das Statorschaufelrad mit 10, für das Rotorschaufelrad mit 11 bezeichnet - zum jeweiligen Schaufelende hin - für das Rotorschaufelrad mit 12 und das Statorschaufelrad mit 13 bezeichnet, in Richtung der Trennebene E ist derart gewählt, daß im Normalbetrieb, d.h. beim Antrieb der Bohrspindel bzw. des mit diesem drehfest verbundenen Bauteiles 7 oder des Pumpenrotors bzw. des mit diesem drehfest gekoppelten Bauteiles 7 über die Antriebsmaschine das Rotorschaufelrad 3 fortlaufend mitgeführt wird, jedoch aufgrund der schrägen Beschaufelung sich kein geschlossener Kreislauf von Betriebsmittel zwischen dem Rotor- und Statorschaufelrad entstehen kann. Die Arbeitsweise des Rotorschaufelrades 3 in diesem Betriebszustand kann als "fliehend" gegenüber dem Statorschaufelrad

bezeichnet werden. Das Betriebsmittel verbleibt im wesentlichen zwischen den zwei einander benachbarten Schaufeln der Beschaufelung 9 des Rotorschaufelrades 3. Es findet keine Umwälzung in Richtung des Statorschaufelrades 4 dahingehend statt, daß ein Bremsreaktionsmoment erzeugt wird. Der hydrodynamische Retarder 2 arbeitet somit im Normalbetrieb des Antriebssystems im wesentlichen mit der Wirkung eines Freilaufes. Bei der Auslegung des Antriebssystems ist lediglich die zur Rotation des Rotorschaufelrades 3 und damit die zur Umwälzung des Betriebsmittels durch das Rotorschaufelrad 3 geringe erforderliche Leistung zu berücksichtigen.

[0015] Im Normalbetrieb wird das Drehmoment von der Antriebsmaschine auf das rotierend antriebbare Abtriebsbauteil -

a) im Fall der Tiefbohrvorrichtung auf die mehrere hundert Meter lange Bohrspindel und
b) im Fall der Tiefbohrpumpenvorrichtung auf den sich ebenfalls über eine erhebliche Distanz erstrekkenden Pumpenrotor -

übertragen. Dies führt dazu, daß aufgrund der Länge der Abtriebsbauteile diese der Torsion ausgesetzt sind. Die Torsionskräfte werden in den Abtriebsbauteilen gespeichert. Die Verdrehung der Abtriebsbauteile in Rotationsrichtung führt dazu, daß diese beim Abschalten der Antriebsmaschine einer Rückstellkraft ausgesetzt sind bzw. ein Rückstellmoment gegenüber der Antriebsmaschine auslösen. Das Rückstellmoment führt zur Lösung der Verdrehung, was je nach Größe zu einer stoßartigen Belastung der Antriebsmaschine und der dieser nachgeschalteten Bauteile führen kann.

[0016] Das Rotorschaufelrad 3 des hydrodynamischen Retarders 2 wird bei Rückstellung der Bohrspindel bzw. des Pumpenrotors aufgrund der wenigstens mittelbar drehfesten Verbindung mit dieser bzw. diesem oder einem mit dieser bzw. diesem verbundenem Bauteil 7 entgegen der Drehrichtung im Normalbetrieb - der Normalbetrieb ist hier mit II bezeichnet, die entgegengesetzte Drehrichtung mit I - bewegt. Aufgrund der schrägen Beschaufelung arbeitet der hydrodynamische Retarder beim Rückstellen wie eine hydrodynamische Bremse, d.h. im sogenannten "spießenden" Betrieb.

[0017] Entsprechend des Füllungsgrades und der Umfangsgeschwindigkeit im Bereich der Lagerung des Rotorschaufelrades 3 wird ein bestimmtes Bremsmoment am Statorschaufelrad 4 erzeugt, daß dem Rückstellmoment entgegengesetzt gerichtet ist und damit der Abfederung des Rückstellmomentes dient.

[0018] Da der hydrodynamische Retarder 2 aufgrund der schrägen Beschaufelung und der Möglichkeit, entsprechend der Schaufelrichtung eine Freilaufwirkung zu erzielen, ständig befüllt sein kann, ist das Vorsehen eines separaten Zuund Abflusses für den Normalbetrieb II des gesamten Antriebssystems nicht erforderlich. Im Normalbetrieb, d.h. beim Antrieb der Bohrspindel oder des Pumpenrotors über die Antriebsmaschine, wird das Betriebsfluid vom Rotorschaufelrad 3 mitgeführt und umgewälzt. Ein sogenannter Arbeitskreislauf zwischen dem Rotor- und dem Statorschaufelrad 3 bzw. 4 wird lediglich im Falle der Rückstellung der Bohrspindel oder des Pumpenrotors erzeugt.

[0019] Dem torusförmigen Arbeitsraum 5 zwischen Rotor- und Statorschaufelrad ist ein geschlossener Kreislauf für das Betriebsfluid zugeordnet, welcher hier mit 14 bezeichnet ist. Der geschlossene Kreislauf 14 dient dazu, erwärmtes Betriebsmittel aus dem torusförmigen Arbeitsraum 5 herauszuführen und diesem nach Abkühlung direkt wieder zuzuführen oder eventuell über einen hier, im einzelnen nicht dargestellten Wärmetauscher zu führen und dem hydrodynamischen Retarder wieder zuzuführen. Der Austritt aus dem torusförmigen Arbeitsraum wird über Schlitze 15 im Schaufelgrund 10 des Statorschaufelrades 4 ermöglicht. Die Zufuhr des Betriebsmittels erfolgt nach erfolgter Kühlung über entsprechende Einrichtungen im Statorschaufelrad 4. Diese Einrichtungen können beispielsweise als sogenannte Füllschlitze 16 ausgeführt sein, die den Füllkanal bilden. Zu diesem Zweck ist die Beschaufelung des Statorschaufelrades, wie in Figur 2 dargestellt, derart ausgeführt, daß die Füllschlitze tragenden Schaufeln bezüglich ihrer Vorder 20 - und Rückseite 21 nicht parallel verlaufen. Im besonderen werden die Schaufeln vom Schaufelgrund ausgehend zum Schaufelende - hier also vom Schaufelgrund 10 zum Schaufelende 13 - hin, verjüngend ausgeführt. Im Schaufelgrund weist dabei die den Füllschlitz tragende Schaufel eine Stärke auf, die es ermöglicht, den gesamten Füllschlitz vom Querschnitt her in der Schaufel zu integrieren. Vom Schaufelgrund 10 zum Schaufelende 13, hier der Schaufelvorderkante, hin, verkleinert sich die Schaufeldicke zunehmend. Lediglich im Bereich des sich im wesentlichen vom Schaufelgrund 10 zur Schaufelvorderkante hin erstreckenden Füllkanales erfolgt entsprechend der Kontur bzw. der Größe des Füllschlitzes bzw. des Füllkanales eine örtliche Ausbuchtung bzw. Auswölbung an der Schaufel. Diese bleibt jedoch im wesentlichen im Bereich des Schaufelendes bzw. der Schaufelvorderkante angeordnet. Die Anzahl und die Größe der Füllschlitze 16 sowie deren Ausführung richtet sich im wesentlichen nach der gewünschten Zeit zum Füllen des Retarderkreislaufes und dem geforderten Flüssigkeitsdurchsatz zur Abfuhr der entwickelten Bremswärme. Eine derartige Ausführung der Füllkanäle ermöglicht es, im sogenannten spießenden Betrieb, d.h. beim Abfedern der von der Bohrspindel aufgebrachten Rückstellkraft, eine ungestörte Meridianströmung zwischen Rotor- und Statorschaufelrad zu erzeugen.

[0020] Neben den hier dargestellten vorteilhaften Ausführungen der Füllschlitze ist es ebenfalls denkbar, die Beschaufelung des Statorschaufelrades mit Füllschlitzen derart zu versehen, daß entweder lediglich der Bereich der Füllschlitze vom Schaufelgrund zum Schaufelende hin verstärkt oder aber die gesamte

Schaufel, welche die Füllschlitze trägt, verdickt ausgeführt ist. Diese beiden letztgenannten Möglichkeiten bewirken jedoch das Entstehen von Verwirbelungen und Abreißen der Strömung im Bereich dieser derart gestalteten Schaufeln im spießenden Betrieb.

[0021] In dem geschlossenen Kreislauf 14 kann eine Einrichtung zur Kühlung, beispielsweise in Form eines Wärmetauschers, angeordnet sein. Der geschlossene Kreislauf 14 kann jedoch auch derart gestaltet werden, daß aufgrund von dessen Länge bzw. der Möglichkeit der Zwischenlagerung des Betriebsmittels bereits eine Kühlung erfolgt. Auf einen externen Kühlkreislauf kann daher verzichtet werden.

[0022] Für die konstruktive Ausgestaltung und Einbindung des hydrodynamischen Retarders gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten. Erfindungswesentlich ist jedoch eine Anordnung eines hydrodynamischen Retarders in einer Tiefbohrvorrichtung zwischen Antriebsmaschine und Bohrspindel, und in einer Tiefbohrpumpenvorrichtung zwischen Antriebsmaschine und dem Pumpenrotor.

Patentansprüche

1. Tiefbohr- oder Tiefbohrpumpenvorrichtung, umfassend

1.1 eine Antriebsmaschine;
1.2 ein von der Antriebsmaschine wenigstens mittelbar antreibbares Bauteil (7);
1.3 das antreibbare Bauteil (7) ist entweder eine Bohrspindel oder ein Gestänge mit einem wenigstens mittelbar angekoppelten und antreibbaren Pumpenrotor;
1.4 eine zwischen Antriebsmaschine und dem antreibbaren Bauteil (7) angeordnete Einrichtung zur Kompensation der bei Änderung des Betriebszustandes möglichen auftretenden Rückstellmomente am antreibbaren Bauteil (7);
gekennzeichnet durch die folgenden Merkmale:
1.5 die Einrichtung ist als hydrodynamischer Retarder (2), umfassend ein Rotor (3)- und ein Statorschaufelrad (4), ausgeführt;
1.6 Rotorschaufelrad (3) und Statorschaufelrad (4) bilden miteinander einen torusförmigen Arbeitsraum (5), welcher bei Betrieb der Tiefbohr- oder Tiefbohrpumpenvorrichtung stets befüllt ist;
1.7 das Rotorschaufelrad (3) steht wenigstens mittelbar mit der Antriebsmaschine in ständiger Triebverbindung;
1.8 die Beschaufelung (8, 9) von Rotor (3) - und Statorschaufelrad (4) ist derart geneigt gegenüber einer Trennebene zwischen dem Rotor (3)- und dem Statorschaufelrad (4) ausgeführt, daß aufgrund der Schaufelrichtung (10, 11)

1.8.1 in der Betriebsweise des Antriebes des antreibbaren Bauteiles (7) das Rotorschaufelrad (3) im wesentlichen im Freilauf rotiert, und
1.8.2 im Fall der Unterbrechung des Kraftflusses beim Auftreten von Rückstellmomenten am antreibbaren Bauteil (7) zwischen Rotorschaufelrad (3) und Statorschaufelrad (4) ein Bremsmoment erzeugt wird.

2. Tiefbohr- oder Tiefbohrpumpenvorrichtung nach Anspruch 1, **gekennzeichnet durch** die folgenden Merkmale:

2.1 das Statorschaufelrad (4) weist im Schaufelgrund (10) schlitzförmige Öffnungen (15) auf;
2.2 der Beschaufelung (8) des Statorschaufelrades (4) sind Einrichtungen zur Befüllung des hydrodynamischen Retarders (2) zugeordnet;
2.3 die schlitzförmigen Öffnungen (15) und die Einrichtungen zur Befüllung sind miteinander über einen Kreislauf gekoppelt.

3. Tiefbohr- oder Tiefbohrpumpenvorrichtung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Kreislauf als geschlossener Kreislauf ausgeführt ist.

4. Tiefbohr- oder Tiefbohrpumpenvorrichtung nach einem der Ansprüche 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Retarder frei von einem externen Kühlkreislauf ist.

5. Tiefbohr- oder Tiefbohrpumpenvorrichtung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** im geschlossenen Kreislauf ein Wärmetauscher vorgesehen ist.

6. Tiefbohr- oder Tiefbohrpumpenvorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 5, **gekennzeichnet durch** die folgenden Merkmale:

6.1 in der Beschaufelung (8) des Statorschaufelrades (4) sind Füllkanäle (16) integriert;
6.2 die Füllkanäle (16) tragenden Schaufeln sind vom Schaufelgrund (10) bis hin zur Schaufelvorderkante (13) verjüngend ausgeführt;
6.3 im Bereich der Schaufelvorderkante (13) ist in der Rückseite der Schaufel eine örtliche Verdickung für den Füllkanal (16) vorgesehen.

7. Tiefbohr- oder Tiefbohrpumpenvorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** bezogen auf die Einbaulage des hydrody-

namischen Retarders (2) im Kreislauf ein Hochbehälter vorgesehen ist, welcher einen bestimmten Betriebsmittelspiegel aufweist.

8. Verwendung eines hydrodynamischen Retarders (2) in einer Tiefbohr- oder Tiefbohrpumpenvorrichtung zwischen einer Antriebsmaschine und einem rotierend antreibbaren Abtrieb zur Kompensation vom Abtrieb im Fall der Unterbrechung des Kraftflusses im Antriebssystem (1) ausgelöster Rückstellmomente.

Claims

1. Deep drilling apparatus or deep-well pump apparatus, comprising:

1.1 a driving motor,
1.2 a component (7) which can be driven at least indirectly by the driving motor,
1.3 the drivable component (7) is either a drilling spindle or a rod linkage having a drivable pump rotor which is at least indirectly coupled,
1.4 a device arranged between driving motor and the drivable component (7) for compensating the restoring moments on the drivable component (7) which may occur on a change in the operating state,

characterised by the following features:

1.5 the device is configured as a hydrodynamic retarder (2) having a rotor blade wheel (3) and a stator blade wheel (4),
1.6 the rotor blade wheel (3) and the stator blade wheel (4) together form a toroidal working space (5) which is always filled during operation of the deep drilling apparatus or deep-well pump apparatus,
1.7 the rotor blade wheel (3) is at least indirectly in continuous driving connection with the driving motor,
1.8 the blades (8, 9) of rotor blade wheel (3) and stator blade wheel (4) are sloped relative to a plane of separation between the rotor blade wheel (3) and stator blade wheel (4) such that, owing to the direction of the blades (10,11)

1.8.1 the rotor blade wheel (3) rotates substantially in a freewheeling manner during operation of the drive of the drivable component (7), and
1.8.2 a braking moment is produced during occurrence of restoring moments on the drivable component (7) between rotor blade wheel (3) and stator blade wheel (4), occurring during interruption of power flow.

2. Deep drilling apparatus or deep-well pump apparatus according to claim 1, **characterised by** the following features:

2.1 the stator blade wheel (4) comprises slotted openings (15) in the blade base (10),
2.2 devices for filling of the hydrodynamic retarder (2) are associated with the blades (8) of the stator blade wheel (4),
2.3 the slotted openings (15) and the devices for filling are coupled to each other via a loop.

3. Deep drilling apparatus or deep-well pump apparatus according to claim 2, **characterised in that** the loop is a closed loop.

4. Deep drilling apparatus or deep-well pump apparatus according to either claim 2 or claim 3, **characterised in that** the retarder is devoid of an external cooling loop.

5. Deep drilling apparatus or deep-well pump apparatus according to claim 4, **characterised in that** a heat exchanger is provided in the closed loop.

6. Deep drilling apparatus or deep-well pump apparatus according to any one of claims 2 to 5, **characterised by** the following features:

6.1 filling channels (16) are integrated in the blades (8) of the stator blade wheel (4),
6.2 the blades carrying the filling channels (16) taper from the blade base (10) to a front edge (13) thereof,
6.3 local thickening for the filling channel (16) is provided in the region of the blade front edge (13) at a back side of the blade.

7. Deep drilling apparatus or deep-well pump apparatus according to any one of claims 2 to 6, **characterised in that**, relative to the fitting position of the hydrodynamic retarder (2), a high-level tank is provided in the loop and is filled to a certain level with working medium.

8. Use of the hydrodynamic retarder (2) in a deep drilling apparatus or deep-well pump apparatus between a driving motor and a power take-off, drivable so as to rotate, for compensating the power take-off during interruption of power flow in the drive system (1) of triggered restoring moments.

Revendications

1. Dispositif de forage profond ou de pompe de puits profond, comprenant :

1.1 - une machine d'entraînement ;
1.2 - un élément (7) entraîné, au moins indirectement, par la machine d'entraînement ;
1.3 - l'élément (7) entraîné étant constitué soit d'un fuseau de forage, soit de tiges couplées avec, et entraînant, un rotor de pompe, au moins indirectement ;
1.4 - un dispositif installé entre la machine d'entraînement et l'élément (7) entraîné pour la compensation des moments en retour qui peuvent se présenter sur l'élément (7) entraîné lors d'une variation de l'état de fonctionnement ;
caractérisé par les caractéristiques suivantes :
1.5 - le dispositif est réalisé sous la forme d'un retardateur (2) hydrodynamique, comprenant une roue à aubes mobile montée sur un rotor (3) et une roue à aubes fixe (4) montée sur un stator ;
1.6 la roue à aubes montée sur rotor (3) et la roue à aubes montée sur stator (4) constituent ensemble un espace de travail (5) en forme de tore, qui est toujours rempli lorsque le dispositif de forage profond ou de pompe de puits profond est en service ;
1.7 - la roue à aubes montée sur rotor (3) est en permanence reliée, au moins indirectement, à la machine d'entraînement ;
1.8 - l'aubage (8, 9) de la roue à aubes montée sur rotor (3) et de la roue à aubes montée sur stator (4) est incliné par rapport à un plan de séparation entre la roue à aubes montée sur rotor (3) et de la roue à aubes montée sur stator (4) de telle manière que, en raison de la direction des aubes (10, 11)

1.8.1 dans un mode de fonctionnement d'entraînement de l'élément (7) entraîné, la roue à aubes montée sur rotor (3) tourne essentiellement en rotation libre, et
1.8.2 en cas d'interruption du flot d'énergie, au moment où se produisent des moments en retour sur l'élément (7) entraîné, un moment de freinage est produit entre la roue à aubes montée sur rotor (3) et la roue à aubes montée sur stator (4).

2. Dispositif de forage profond ou de pompe de puits profond selon la revendication 1, **caractérisé par** les caractéristiques suivantes :

2.1 la roue à aubes montée sur stator (4) présente, à la base des aubes (10), des ouvertures (15) en forme de fente ;
2.2 des dispositifs pour le remplissage du retardateur (2) hydrodynamique sont associés aux aubes (8) de la roue à aubes montée sur stator (4) ;
2.3 les ouvertures en forme de fente (15) et les dispositifs pour le remplissage sont reliés entre eux par un circuit.

3. Dispositif de forage profond ou de pompe de puits profond selon la revendication 2, **caractérisé par le fait que** le circuit est réalisé sous la forme d'un circuit fermé.

4. Dispositif de forage profond ou de pompe de puits profond selon une des revendications 2 ou 3, **caractérisé par le fait que** le retardateur est libre d'un circuit de refroidissement externe.

5. Dispositif de forage profond ou de pompe de puits profond selon la revendication 4, **caractérisé par le fait qu'**un échangeur de chaleur est prévu dans le circuit fermé.

6. Dispositif de forage profond ou de pompe de puits profond selon une des revendications 2 à 5, **caractérisé par** les caractéristiques suivantes :

6.1 des canaux de remplissage (16) sont intégrés dans les aubes (8) de la roue à aubes montée sur stator (4) ;
6.2 les aubes portant les canaux de remplissage (16) se rétrécissent à partir de leur base (10) en direction du bord d'attaque (13) ;
6.3 un renflement local est prévu sur le côté arrière de l'aube pour le canal de remplissage (16) dans la région du bord d'attaque (13) des aubes.

7. Dispositif de forage profond ou de pompe de puits profond selon une des revendications 2 à 6, **caractérisé par le fait que**, un réservoir haut est prévu dans le circuit par rapport à l'emplacement du retardateur hydrodynamique (2), lequel réservoir présente un certain niveau de fluide de fonctionnement.

8. Utilisation d'un retardateur hydrodynamique (2) dans un dispositif de forage profond ou de pompe de puits profond entre une machine d'entraînement et un élément entraîné en rotation pour la compensation des moments en retour générés par l'élément entraîné en cas d'interruption du flot d'énergie dans le système d'entraînement (1).

Fig.1

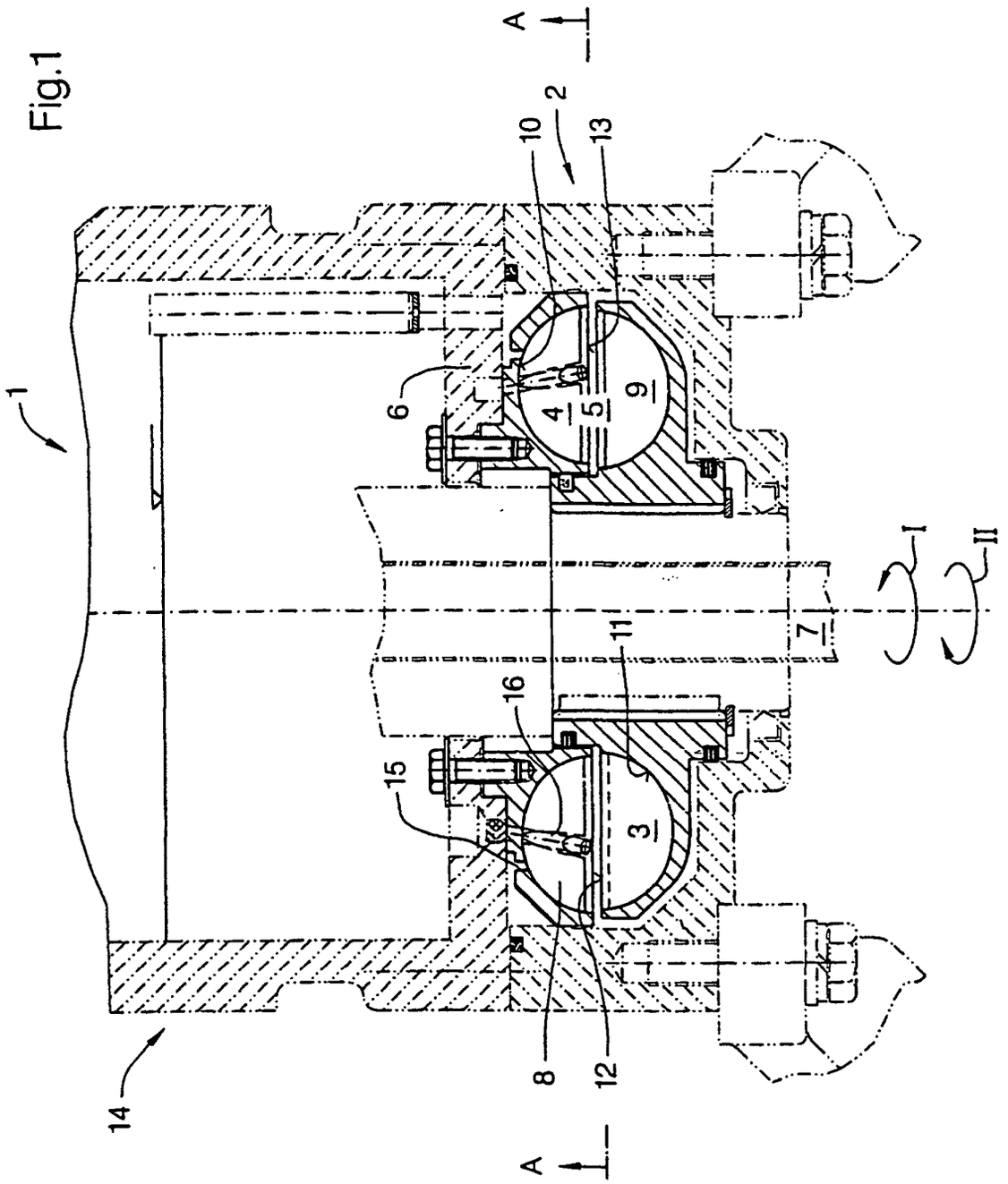


Fig.2

Ansicht A–A

