

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 599 204 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
22.01.1997 Patentblatt 1997/04

(51) Int Cl.⁶: **F04D 29/44**, F04D 13/08,
F04D 7/04

(21) Anmeldenummer: **93118605.0**

(22) Anmeldetag: **18.11.1993**

(54) **Tauchpumpenaggregat**

Submersible pump assembly

Unité de pompe submersible

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT NL

(30) Priorität: **20.11.1992 DE 4239071**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
01.06.1994 Patentblatt 1994/22

(73) Patentinhaber: **GRUNDFOS A/S**
DK-8850 Bjerringbro (DK)

(72) Erfinder: **Jensen, Niels Due**
DK-8850 Bjerringbro (DK)

(74) Vertreter: **Vollmann, Heiko, Dipl.-Ing. et al**
Patentanwälte Wilcken & Vollmann,
Musterbahn 1
23552 Lübeck (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 420 218 **FR-A- 2 169 496**
US-A- 3 029 744 **US-A- 3 135 212**
US-A- 4 076 450

EP 0 599 204 B1

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).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Tauchpumpenaggregat mit denen im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Merkmalen.

Ein solches Tauchpumpenaggregat ist beispielsweise in EP-A-0 420 218 beschrieben. Derartige Aggregate werden z.B. im Bereich der Abwassertechnik eingesetzt. Sie dienen dabei nicht nur zur Förderung reiner oder verschmutzter Flüssigkeiten, sondern auch zum Transport von in der Flüssigkeit mitgeführten Feststoffen. Solche Aggregate sind daher konstruktiv so ausgelegt, daß Feststoffteile bis zur Größe einer durch die Einlaßöffnung passenden Kugel gefördert werden können. Sie werden daher auch häufig z.B. in der Bau- oder Nahrungsmittelindustrie verwendet.

Um den Durchgang von großen Feststoffteilen zu ermöglichen, ist es bekannt, das Laufrad als Einschau-, Kanal- oder Freistromlaufrad auszubilden. Die Einlaßöffnung befindet sich in der Regel an der Unterseite der Pumpe direkt unter dem Laufrad. Die Auslaßöffnung in Form des Druckstutzens ist in der Regel radial zum Laufrad angeordnet. Eine solche Pumpe ist beispielsweise aus US-PS 4,454,993 oder US-PS 4,697,746 bekannt. Diesen Pumpen ist allerdings ein Schnitzelwerk in Förderrichtung vor dem Laufrad zugeordnet, das die Feststoffteile vor Eintritt in den Bereich des Pumpenlaufrades zerkleinern soll.

Weiter sind Tauchpumpenaggregate mit konzentrischem Gehäuse bekannt, aus dem das Fluid radial abgeführt und danach in einem Krümmer in die achsparallele Richtung gelenkt wird.

All diesen bekannten Tauchpumpenaggregaten gemeinsam ist ein vergleichsweise schlechter Wirkungsgrad, da innerhalb des Pumpengehäuses bei der Umwandlung kinetischer in potentielle Energie große Verluste auftreten. Ein weiterer Nachteil dieser Bauart besteht darin, daß aufgrund des radial herausgeführten Druckstutzens das Pumpenaggregat vergleichsweise ausladend baut, was insbesondere dann von Nachteil ist, wenn es um den Einsatz in engen Schächten, Rohren oder dergleichen geht.

Hinsichtlich der radialen Baugröße günstiger ist insoweit das aus EP-A-0 420 218 bekannte Tauchpumpenaggregat, dessen Pumpengehäuse als Formteil ausgebildet ist und unten eine Einlaßöffnung und oben eine als Druckstutzen ausgebildete Auslaßöffnung aufweist. Um die vom Laufrad kommende, im wesentlichen radiale Strömung in eine im wesentlichen achsparallele, zum Druckstutzen führende umzulenken, weist die Gehäusewand eine Ausbuchtung auf. Diese Ausbuchtung bildet eine Art Stauzone. Zwar ist das dort beschriebene Pumpenaggregat hinsichtlich der radialen Baugröße deutlich schlanker als die anhand der vorerwähnten US-Patente beschriebenen, doch ist der Wirkungsgrad auch dort vergleichsweise schlecht, da nämlich die Strömung zwischen der Umlenkstelle im Bereich der Ausbuchtung und dem Druckstutzen lediglich durch den

zwischen der Außenseite des Motors und der Innenwand des Aggregatgehäuses gebildeten Kanal geführt wird, wo konstruktionsbedingt Verwirbelungen auftreten.

Ausgehend von diesem Stand der Technik liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, ein gattungsgemäßes Tauchpumpenaggregat mit besserem Wirkungsgrad zu schaffen, wobei eine möglichst schlanke Bauform erhalten bleiben soll.

Diese Aufgabe wird gemäß der Erfindung dadurch gelöst, daß die druckseitige Strömung zwischen der Ausbuchtung und dem Druckstutzen durch ein innerhalb des Aggregatgehäuses angeordnetes Rohr geführt wird. Ein solches Rohr, das herstellungstechnisch mit geringem Aufwand innerhalb des Gehäuses integrierbar ist, führt die Strömung allseitig und auf kürzestem Weg gezielt zum Druckstutzen. Es hat sich gezeigt, daß die sonst in diesem Bereich auftretenden Druckverluste durch ein solches Rohr ganz erheblich verringert werden können. Darüberhinaus wird ein vergleichsweise schlank bauendes Aggregat mit großem freien Förderquerschnitt geschaffen.

Bei der vorliegenden Erfindung wird im Vergleich zu bekannten Konstruktionen ein deutlich besserer Wirkungsgrad erreicht, da die Umwandlung von kinetischer in potentielle Energie verlustärmer erfolgt. Die im Bereich der Stauzone vorgenommene Umlenkung der Strömung in die achsparallele Richtung unter gleichzeitiger Reduzierung der Geschwindigkeit auf das Druckstutzniveau gewährleistet eine verlustarme Energieumwandlung im Druckbereich des Aggregats.

Die Umfangskomponente der das Laufrad verlassenden Strömung c_u baut sich nach dem Flächensatz

$$r \cdot c_u = \text{const.}$$

bis zur Wand des konzentrischen Gehäuses hin ab. Diese Umfangskomponente an der Gehäusewand liegt bei den meisten der bekannten Pumpen im Bereich der zwei- bis fünffachen Stutzengeschwindigkeit des jeweiligen Aggregats. Durch die Verformung der konzentrischen Wand zu einer Stauzone mit einem in diesem Bereich anschließenden, zum Druckstutzen führenden Rohr kann ein Teil der im drallbehafteten Förderstrom vorhandenen kinetischen Energie in potentielle Energie umgesetzt werden. Gleichzeitig wird eine Umlenkung der Strömung in eine etwa achsparallele Richtung, also in der Regel vertikale Richtung vorgenommen, wodurch sich der Aggregatdurchmesser erheblich verringern läßt, weil der Querschnitt des Kanals auch einen Teil der zwischen dem Laufrad und dem konzentrischen Gehäuse liegenden Fläche überdecken darf. Die Lage des Mittelpunktes M, von dem aus der Kreisbogenteil für die Ausbuchtung zu ziehen ist (vorzugsweise mit dem Radius $r = d/2$), sollte so gewählt werden, daß der Abstand vom Kreisbogen des konzentrischen Gehäuses (Durchmesser D) nicht größer als $d/4$ ist. Der Übergang von

der Stauzone zum konzentrischen Gehäuse sollte abgerundet, und zwar mit einem Übergangsradius $r_{\bar{u}}$ ausgeführt sein.

Versuche haben gezeigt, daß der zusätzliche Druckhöhenaufbau durch die erfindungsgemäße Lösung - bei der der Mittelpunkt M der Ausbuchtung auf dem Durchmesser D des konzentrischen Gehäuses liegt und der Radius dieser Ausbuchtung dem halben Kugeldurchmesser entspricht, wobei der Grund der Ausbuchtung Teil einer Kugelfläche ist - verglichen mit einem Tauchpumpenaggregat gleicher Förderleistung und gleichem freien Förderdurchgang nach dem Stand der Technik in der Größenordnung von 6 bis 10 % der von der Pumpe geleisteten Förderhöhe liegt. Dieser Prozentsatz ist etwa der Verbesserung des Pumpenwirkungsgrades gleichzusetzen.

Neben der Wirkungsgraderhöhung durch die verbesserte Fluidstromführung innerhalb des Aggregates ergibt sich der Vorteil, daß das Aggregat in schlankere Form gebaut werden kann, wodurch der Einsatzbereich vergrößert und der Materialaufwand verringert wird.

Die Baugröße des Aggregats, insbesondere des Motors, kann verringert werden, wenn stets eine ausreichende Kühlung gewährleistet werden kann. Diese erfolgt besonders effektiv, wenn man die Förderflüssigkeit als Kühlflüssigkeit einsetzt. Eine einfache Lösung besteht darin, das innerhalb des Aggregatgehäuses liegende und zwischen Stauzone und Druckstutzen verlaufende Rohr am Anfang und Ende mit Durchbrechungen zu versehen. Durch die auf verschiedenem Druckniveau liegenden Öffnungen wird ein Teilförderstrom zur Motorkühlung durch den Ringraum zwischen Aggregatgehäuse und gekapseltem Stator geleitet.

Um bei einem möglichst großen freien Förderdurchgang einen vergleichsweise guten Wirkungsgrad zu erreichen, wird das Aggregat vorteilhaft mit einem Einschaufel-, Kanal- oder einem Freistromlaufrad ausgerüstet, wobei die das Kreisellrad umgebende Wand dann zweckmäßigerweise Teil eines schalenförmigen Gehäuseteils ist, das zum Aggregatgehäuse gehört und beispielsweise den unteren Gehäuseteil bildet. Ein solches schalenförmiges Gehäuseteil kann kostengünstig aus kaltverformtem Stahlblech gebildet sein, was zudem noch den Vorteil hat, daß die Rauigkeit der Oberfläche sehr gering ist, was wiederum der Verbesserung des Wirkungsgrades zugutekommt.

Die die Stauzone bildende Ausbuchtung in der Gehäusewand wird vorteilhaft so ausgebildet, daß der Querschnitt dieser Ausbuchtung im Staubereich einem Kreisbogen folgt, wobei der Durchmesser dieses Kreises dem der Einlaßöffnung und dem des Rohrs und des Druckstutzens entspricht. Hierdurch ist weitgehend sichergestellt, daß all das, was durch die Einlaßöffnung in das Aggregat eintreten kann auch wieder herausgeführt wird, insbesondere sich nicht innerhalb des Aggregates festsetzt.

Um eine möglichst gute Umsetzung von kinetischer in potentielle Energie zu erreichen, wird die Ausbuchtung,

welche die Stauzone bildet, vorteilhaft so in der Gehäusewand angeordnet, daß sie in Strömungsrichtung gesehen etwa tangential an den konzentrischen Teil der Gehäusewand anschließt. Als einflußreich hat sich auch der Übergangsradius von der Stauzone auf den konzentrischen Teil des Gehäuses erwiesen. Dieser Übergangsradius $r_{\bar{u}}$ sollte sich zwischen den Grenzen

$$d/8 \leq r_{\bar{u}} \leq d/4$$

bewegen.

Insbesondere dann, wenn die Förderflüssigkeit Feststoffpartikel mitführt, wird im Bereich der Stauzone eine erhöhte abrasive Beanspruchung festzustellen sein. Es ist daher zweckmäßig, diesen Teil der Wandung entweder aus entsprechend verschleißfestem Material zu bilden oder aber mit verschleißfestem Material zu belegen.

Hieran schließt sich die ursprüngliche Beschreibung Seite 6 ff an (Die Erfindung ist nachfolgend anhand)

Die Erfindung ist nachfolgend anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispieles näher erläutert. Es zeigen:

- Figur 1 in stark vereinfachter Darstellung ein Tauchpumpenaggregat im Längsschnitt,
- Figur 2 eine Draufsicht auf das untere Gehäuseteil des Aggregates,
- Figur 3 einen Schnitt längs der Schnittlinie III-III in Figur 2 und
- Figur 4 eine perspektivische Darstellung der Pumpengehäusewand im Bereich des Laufrades und der Stauzone sowie die Anordnung des die Stauzone mit dem Druckstutzen verbindenden Rohres innerhalb des Gehäuses.

In Figur 1 ist ein Tauchpumpenaggregat dargestellt, das einen gekapselten Motor 1 aufweist, der innerhalb des im wesentlichen zylindrischen Aggregatgehäuses 2 sitzt. Die elektrische Versorgungsleitung 3 des Motors 1 ist aus dem Motorgehäuse 4 und dem Aggregatgehäuse 2 nach oben herausgeführt. Das Motorgehäuse 4 sitzt leicht außermittig innerhalb des Aggregatgehäuses 2, wobei zwischen dem Außenumfang des Motorgehäuses 4 und der Innenseite des Aggregatgehäuses 2 in diesem Bereich ein Ringraum 5 gebildet ist. Dieser Ringraum wird nach oben durch die Stirnwand 6 des Aggregatgehäuses und nach unten durch eine ringförmige Stirnwand 7 abgeschlossen, die Teil des eigentlichen Pumpengehäuses bildet.

Die Welle 8 des Motors 1 ist aus dem Motorgehäuse 4 nach unten herausgeführt und in diesem Bereich dem-

gegenüber abgedichtet. Das untere freie Wellenende ragt in den Pumpenraum 9 hinein und trägt dort ein Laufrad 10 in Form eines Freistromlaufrades. Das Laufrad ist nach oben hin durch ein scheibenförmiges Laufradteil 11 abgeschlossen, das senkrecht zur Welle 8 angeordnet ist und Laufradschaufeln 12 trägt.

Der Pumpenraum 9 wird durch das untere Ende des Motorgehäuses 4 sowie die Stirnwand 7 nach oben hin begrenzt. Die seitliche und untere Begrenzung wird durch ein Formteil 13 gebildet, das etwa schüsselförmig ausgeformt ist, aus kaltverformten Blech besteht und mit dem übrigen Aggregatgehäuse 2, insbesondere dem Fuß 14, fest verbunden ist.

Der Fuß 14 schließt bündig an die zylindrische Außenkontur des übrigen Aggregatgehäuses 2 an und weist (nicht dargestellt) ausreichend große Ausnehmungen zum freien Durchgang des Fördermediums auf. Das Formteil 13 weist im Bereich unter dem Laufrad 10, also in Verlängerung der Welle 8, eine kreisrunde Ausnehmung 15 auf, welche die Einlaßöffnung der Pumpe bildet.

Die Auslaßöffnung des Aggregates wird durch einen an der oberen Stirnseite angeordneten Druckstutzen 16 gebildet, der über ein im Ringraum 5 des Aggregatgehäuses 2, etwa parallel zur Längsachse des Aggregates und der Welle 8 angeordnetes Rohr 17 mit dem Pumpenraum 9 verbunden. Das Rohr 17 mündet in die Stirnwand 7, und zwar im Bereich oberhalb einer Stauzone bildenden Ausbuchtung 18 im Formteil 13. Das Rohr 17 schließt etwa in Höhe des scheibenförmigen Laufradteiles 11 an den Pumpenraum 9 an.

Kurz oberhalb seines Anschlusses an den Pumpenraum 9, jedoch oberhalb der Stirnwand 7, also schon im Bereich des Ringraumes 5 weist das Rohr 17 Ausnehmungen 19 in Form von kreisförmigen Durchbrechungen auf. Entsprechende Ausnehmungen 20 sind nahe dem oberen Ende, also nahe am Druckstutzen 16 im Rohr 17 vorgesehen. Diese Ausnehmungen 19 und 20 liegen im Betrieb der Pumpe auf unterschiedlichem Druckniveau, so daß sich neben dem durch das Rohr 17 fließenden Hauptförderstrom ein neben dem Rohr 17 über die Ausnehmungen 19 aus diesem austretender und über die Ausnehmungen 20 wieder eintretender Nebenförderstrom einstellt, der den Ringraum 5 durchströmt und somit den Motor 1 kühlt. Dieser Kühlförderstrom kann durch entsprechende Dimensionierung der Ausnehmungen 19 und 20 sowie weitere geeignete strömungstechnische Maßnahmen innerhalb des Ringraumes 5 entsprechend den Kühlerfordernissen eingestellt werden.

Das Formteil 13 ist anhand der Figuren 2 bis 4 im einzelnen dargestellt. Es weist im Bereich des eigentlichen Pumpenraumes eine etwa konzentrische Gehäusewand 21 auf, die im Bereich 22 tangential in den entsprechenden Wandteil der Ausbuchtung 18 übergeht. Der Bereich 22 ist in Draufsicht (Figur 2) also sowohl tangential zu dem konzentrischen Gehäusewandteil 21 als auch zu dem der exzentrisch fluchtend zum Rohr 17

angeordneten Ausbuchtung 18. Die Gehäusewand 21 geht nach oben mit kleinem Radius in einen horizontalen Teil 23 über, mit dem sie mit dem übrigen Aggregatgehäuse 2 verbunden ist. An diesen horizontalen Teil 23 schließt sich, wie in Figur 3 und Figur 4 erkennbar, noch ein kragenförmiger Teil 24 an.

Nach unten hin geht die Gehäusewand 21 mit großem Radius in einen ebenfalls horizontalen, jedoch nach innen verlaufenden Wandteil 25 über, der den Pumpenraum 9 diesem Bereich nach unten begrenzt. Im Bereich unterhalb des Laufrades 10 läuft der horizontale Wandteil 25 schalenförmig nach unten zur Ausnehmung 15 hin zu, dieser schalenförmige Teil ist mit 26 bezeichnet. Der Radius r , mit dem die Gehäusewand 21 in den Wandteil 25 übergeht entspricht dem Radius r der Ausbuchtung 18, die in diesem Bereich einer Kugeloberfläche folgt. Der Radius r ist halb so groß wie der Durchmesser d der Einlaßöffnung 15, des Rohres 17. Diesem Durchmesser d entspricht auch etwa der Abstand zwischen dem Laufrad und den darunter liegenden Gehäuseteilen des Formteiles 13. Auf diese Weise wird ein freier Durchgang in der Größenordnung einer Kugel mit dem vorgenannten Durchmesser d durch das gesamte Pumpenaggregat gewährleistet.

Während die Gehäusewand 21 in Strömungsrichtung, die in Figur 4 mit dem Pfeil 27 gekennzeichnet ist, tangential in die Ausbuchtung 18 übergeht, wird in Gegenrichtung ein Vorsprung 28 gebildet, dort wo sich die Tangenten der Gehäusewandteile 21 des konzentrischen Teiles und der Ausbuchtung 18 schneiden.

Die geometrischen Beziehungen des Formteiles 13 sind bereits einleitend erläutert worden, sie sind in Figur 2 im einzelnen dargestellt. Dabei ist mit d der Kugeldurchmesser der größten Kugel angegeben, die mit dem Förderstrom durch das Aggregat hindurchgeführt werden kann. Mit D ist der Durchmesser des konzentrischen Teils des Pumpengehäuses, also im konzentrischen Bereich der Gehäusewand 21 angegeben. Die Ausbuchtung 18, die einer Kugeloberfläche mit dem Radius r folgt, ist so angeordnet, daß der Mittelpunkt M dieser Kugel auf einem konzentrisch zum Pumpenlaufrad 10 angeordneten Kreisbogen mit dem Durchmesser B liegt. Dieser Durchmesser B kann im Bereich zwischen B_{\max} und B_{\min} frei gewählt werden, wobei B_{\max} durch den Durchmesser D des konzentrischen Gehäuseteils 21 zuzüglich eines Viertels des Kugeldurchmessers d und B_{\min} durch den vorerwähnten Durchmesser D abzüglich eines Sechstels des Kugeldurchmessers d bestimmt ist, also folgende Beziehung gilt:

$$B_{\max} = D + d/4 \geq B \geq D - d/6 = B_{\min}$$

Der bereits eingangs erwähnte Übergangsradius r_0 beträgt in der dargestellten Ausführungsform ein Sechstel des Kugeldurchmessers, er kann jedoch zwischen einem Achtel und einem Viertel des Kugeldurchmessers d liegen

$$d/4 \geq r_{\ddot{u}} \geq d/8.$$

Es versteht sich, daß der Kugeldurchmesser d nicht nur die Ausbildung des Formteils 13 bestimmt, sondern in gleicher Weise den Durchmesser der Ausnehmung 15, den des Rohrs 17 und den des sich daran anschließenden Druckstutzens 16.

Beim Betrieb der Pumpe ist das Aggregat teilweise oder vollständig in Förderflüssigkeit eingetaucht. Das Fördermedium tritt durch die Einlaßöffnung 15 in den Pumpenraum 9 ein und wird durch das Laufrad 10 in Bewegung versetzt, und zwar in radialer und tangentialer Richtung. Es wird dann durch die Gehäusewand 21 geführt und über den Bereich 22 zur Ausbuchtung 18 gelenkt. Hier bildet sich nun eine Stauzone, die Förderflüssigkeit wird nach oben umgelenkt, wo sie in das Rohr 17 eintritt und schließlich am Druckstutzen 16 austritt. Der sich dabei bildende Teilförderstrom zur Kühlung ist bereits weiter oben beschrieben worden.

Bezugszeichenliste

1 -	Motor
2 -	Aggregatgehäuse
3 -	Leitung
4 -	Motorgehäuse
5 -	Ringraum
6 -	Stirnwand
7 -	ringförmige Stirnwand
8 -	Welle
9 -	Pumpenraum
10 -	Laufrad
11 -	Laufradteil (Scheibe)
12 -	Laufradschaufel
13 -	Formteil
14 -	Fuß
15 -	Ausnehmung (Einlaßöffnung)
16 -	Druckstutzen
17 -	Rohr
18 -	Ausbuchtung
19 -	Ausnehmung unten
20 -	Ausnehmung oben
21 -	Gehäusewand
22 -	Bereich
23 -	horizontaler Teil
24 -	kragenförmiger Teil
25 -	Wandteil (horizontal)
26 -	schalenförmiger Teil
27 -	Strömungsrichtung
28 -	Vorsprung
$r_{\ddot{u}}$	Übergangsradius
r	Radius der Ausbuchtung 18
M	geometrischer Mittelpunkt der Ausbuchtung 18
D	Durchmesser des konzentrischen Pumpengehäuses im Bereich 21
B	Kreisbogen, auf dem Mittelpunkt M liegt

B_{\max}	-	maximaler Durchmesser B
B_{\min}	-	minimaler Durchmesser B
d	-	Kugeldurchmesser

Patentansprüche

1. Tauchpumpenaggregat mit freiem Durchgang für Kugeln bis zum Durchmesser d , im wesentlichen bestehend aus einem Elektromotor (1) und einer davon angetrieben Kreispumpe, die achsgleich angeordnet sind, mit einer Einlaßöffnung (15) und einer als Druckstutzen (16) ausgebildeten Auslaßöffnung und mit einem als Formteil ausgebildeten etwa konzentrischen Pumpengehäuse mit einem Innendurchmesser D , dessen Gehäusewand (21) eine Ausbuchtung (18) aufweist, die für die druckseitige Strömung eine Stauzone bildet, in der das Fluid in eine im wesentlichen achsparallele Richtung umgelenkt und von dort zum Druckstutzen geführt wird, dadurch gekennzeichnet, daß die druckseitige Strömung zwischen der Ausbuchtung (18) und dem Druckstutzen (16) durch ein innerhalb des Aggregatgehäuses (2) angeordnetes Rohr (17) geführt ist.
2. Tauchpumpenaggregat nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in die Ausbuchtung (18) ein Kreis einschreibbar ist, dessen Radius r zwischen einem und zwei Dritteln des Kugeldurchmessers d liegt, vorzugsweise dem halben Kugeldurchmesser d entspricht, und daß der Mittelpunkt M dieses Kreises auf einem konzentrisch zur Pumpenachse angeordneten Kreisbogen liegt, dessen Durchmesser B im Bereich zwischen $D - d/6$ und $D + d/4$ liegt.
3. Tauchpumpenaggregat nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Grund der Ausbuchtung (18) Teil einer Kugelfläche ist.
4. Tauchpumpenaggregat nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Rohr (17) mindestens zwei auf unterschiedlichem Druckniveau liegende Durchbrechungen (19, 20) aufweist, um einen Teil der Förderflüssigkeit als Kühlstrom für den Motor (1) abzuzweigen.
5. Tauchpumpenaggregat nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Pumpe ein Einschaufel-, Kanal- oder Freistromlaufrad (10) aufweist und daß die das Kreisellrad (10) umgebende Wand (21) Teil eines schalenförmigen Gehäuseteils (13) ist.
6. Tauchpumpenaggregat nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das schalenförmige Gehäuseteil (13) aus kaltverformten Stahlblech besteht.

7. Tauchpumpenaggregat nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Gehäusewand (21) in dem zur Stauzone führenden Bereich (22) (in Strömungsrichtung 27 gesehen) etwa tangential zur ihrem konzentrischen Teil und zur Ausbuchtung (18) hin verläuft und von der Ausbuchtung (18) gerundet mit einem Übergangsradius $r_{\bar{u}}$ in den konzentrischen Gehäusewandteil übergeht, wobei der Übergangsradius $r_{\bar{u}}$ zwischen einem Achtel und einem Viertel des Kugeldurchmessers d beträgt.

8. Tauchpumpenaggregat nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Gehäusewand zumindest im Bereich der Stauzone mit verschleißfestem Material belegt ist.

Claims

1. A submersible pump unit with a free passage for spheres up to a diameter d , comprising essentially an electric motor (1) and a centrifugal pump driven thereby, these being arranged on the same axis, with an inlet opening (15) and an outlet opening formed as a pressure joint (16) and with a roughly concentric pump housing formed as a moulded part having an inner diameter d , the housing wall (21) of which comprising an indentation (18) which forms a banking-up zone for the flow on the pressure side, the fluid being diverted in said banking-up zone in a direction essentially parallel to the axis from where it is led to the pressure joint, characterised in that the flow on the pressure side between the indentation (18) and the pressure joint (16) is led through a tube (17) which is arranged within the unit housing (2).

2. A submersible pump unit according to claim 1, characterised in that a circle may be inscribed into the indentation (18), the radius r of which lying between one and two thirds of the sphere diameter d , preferably corresponding to half the sphere diameter d , and that the centre point M of this circle lies on the arc of a circle which is arranged concentric to the pump axis, the diameter B of said arc of a circle lying in the region between $D - d/6$ and $D + d/4$.

3. A submersible pump unit according to claims 1 or 2, characterised in that the floor of the indentation (18) is part of a spherical surface.

4. A submersible pump unit according to one of the previous claims, characterised in that the tube (17) comprises at least two openings (19, 20) lying at different a pressure level, in order to divert part of the delivery fluid as a cooling flow for the motor (1).

5. A submersible pump unit according to one of the previous claims, characterised in that the pump comprises a single vane, non-clogging or torque-flow impeller (10), and that the wall (21) surrounding the centrifugal wheel (10) is part of a shell shaped housing part (13).

6. A submersible pump unit according to one of the previous claims, characterised in that the shell shaped housing part (13) is composed of cold-worked sheet steel.

7. A submersible pump unit according to one of the previous claims, characterised in that the housing wall (21), in the region (22) leading to the banking-up zone (seen in the direction of flow 27), runs approximately tangential to its concentric part and to the indentation (18), and blends rounded from the indentation (18) into the concentric housing wall part with a transition radius $r_{\bar{u}}$, said transition radius $r_{\bar{u}}$ being between an eighth and a quarter of the sphere diameter d .

8. A submersible pump unit according to one of the previous claims, characterised in that the housing wall is coated with abrasionproof material at least in the region of the banking-up zone.

Revendications

1. Groupe moto-pompe submersible offrant un passage libre à des corps sphériques allant jusqu'à un diamètre d , constitué pour l'essentiel d'un moteur électrique (1) et d'une pompe centrifuge entraînée par ce dernier, qui sont disposés sur le même axe, et comportant une ouverture d'entrée (15) et une ouverture de sortie réalisée sous la forme d'un raccord de refoulement (16), ainsi qu'un carter de pompe à peu près concentrique, réalisé sous la forme d'une pièce préformée et ayant un diamètre intérieur D , carter de pompe dont la paroi (21) présente un renflement (18) qui constitue, pour l'écoulement côté refoulement, une zone d'accumulation dans laquelle le fluide est dévié dans une direction sensiblement parallèle à l'axe et, à partir de là, est dirigé vers le raccord de refoulement, caractérisé en ce que l'écoulement côté refoulement est dirigé, entre le renflement (18) et le raccord de refoulement (16), à travers un tube (17) disposé à l'intérieur du carter (2) du groupe.

2. Groupe moto-pompe submersible selon la revendication 1, caractérisé en ce que, dans le renflement (18), peut être inscrit un cercle, dont le rayon r se situe entre un tiers et deux tiers du diamètre d des corps sphériques, et correspond de préférence à la moitié du diamètre d des corps sphériques, et en

ce que le centre M de ce cercle se trouve sur un arc de cercle disposé concentriquement à l'axe de la pompe, et dont le diamètre B se situe dans la plage entre $D - d/6$ et $D + d/4$.

5

3. Groupe moto-pompe submersible selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que le fond du renflement (18) est une partie d'une surface sphérique.
4. Groupe moto-pompe submersible selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le tube (17) présente au moins deux perçages (19, 20) situés à des niveaux différents du refoulement, pour dériver une partie du liquide transporté en tant que courant de refroidissement pour le moteur (1).
5. Groupe moto-pompe submersible selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la pompe comporte un rotor (10) à une pale, non engorgeable ou à écoulement libre, et en ce que la paroi (21) entourant le rotor centrifuge (10) constitue une partie d'un élément de carter (13) en forme de coque.
6. Groupe moto-pompe submersible selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'élément de carter (13) en forme de coque est réalisé en une tôle d'acier ayant subi un formage à froid.
7. Groupe moto-pompe submersible selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la paroi de carter (21), dans la région (22) menant à la zone d'accumulation (considérée dans la direction 27 de l'écoulement), s'étend à peu près tangentiellement à sa partie concentrique et au renflement (18) et rejoint la partie concentrique de la paroi de carter, depuis le renflement (18), en s'arrondissant sous un rayon de transition $r_{\bar{u}}$, le rayon de transition $r_{\bar{u}}$ ayant une valeur située entre un huitième et un quart du diamètre d des corps sphériques.
8. Groupe moto-pompe submersible selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que la paroi de carter est revêtue, au moins dans la région de la zone d'accumulation, d'un matériau résistant à l'usure.

50

55

Fig. 1

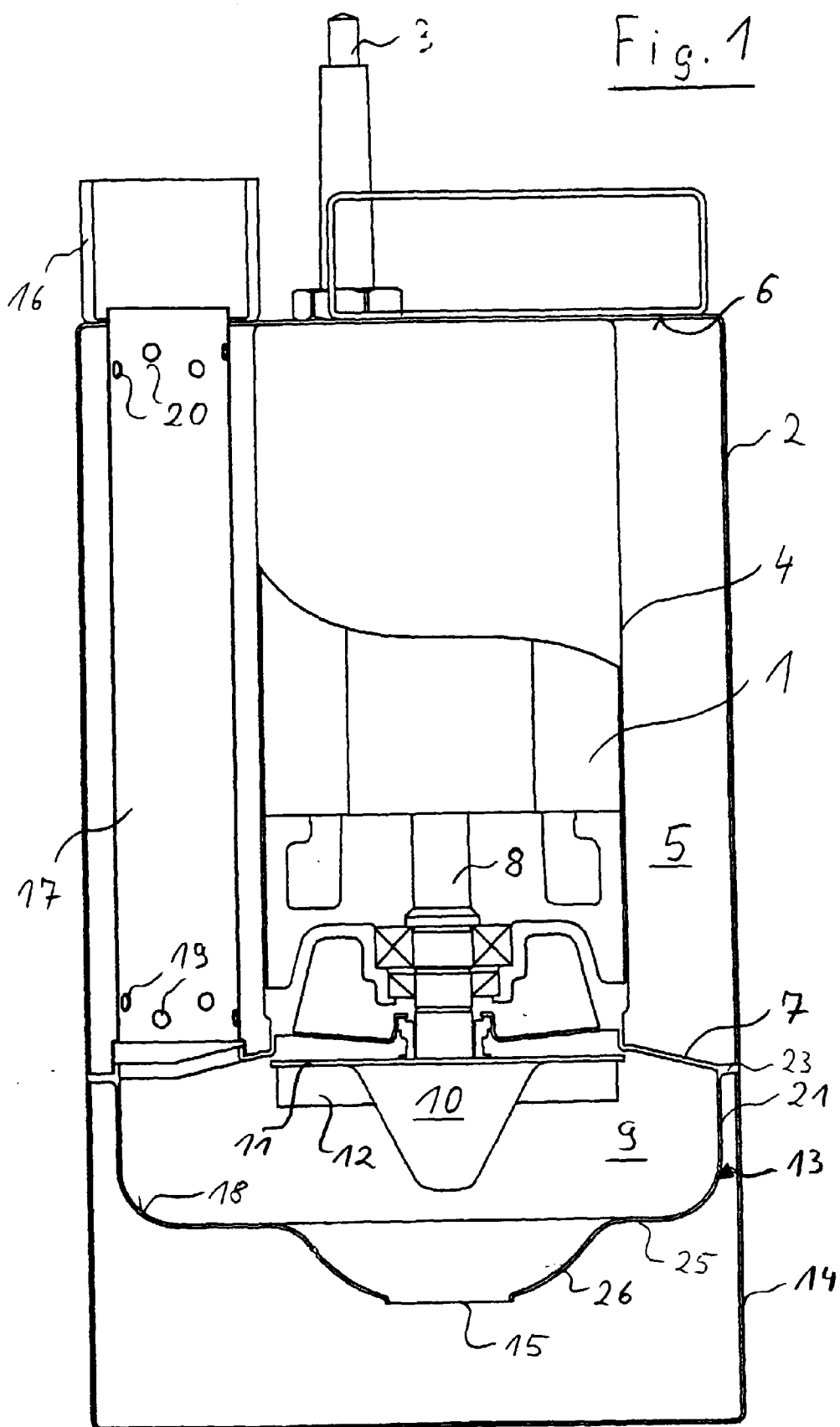


Fig. 2

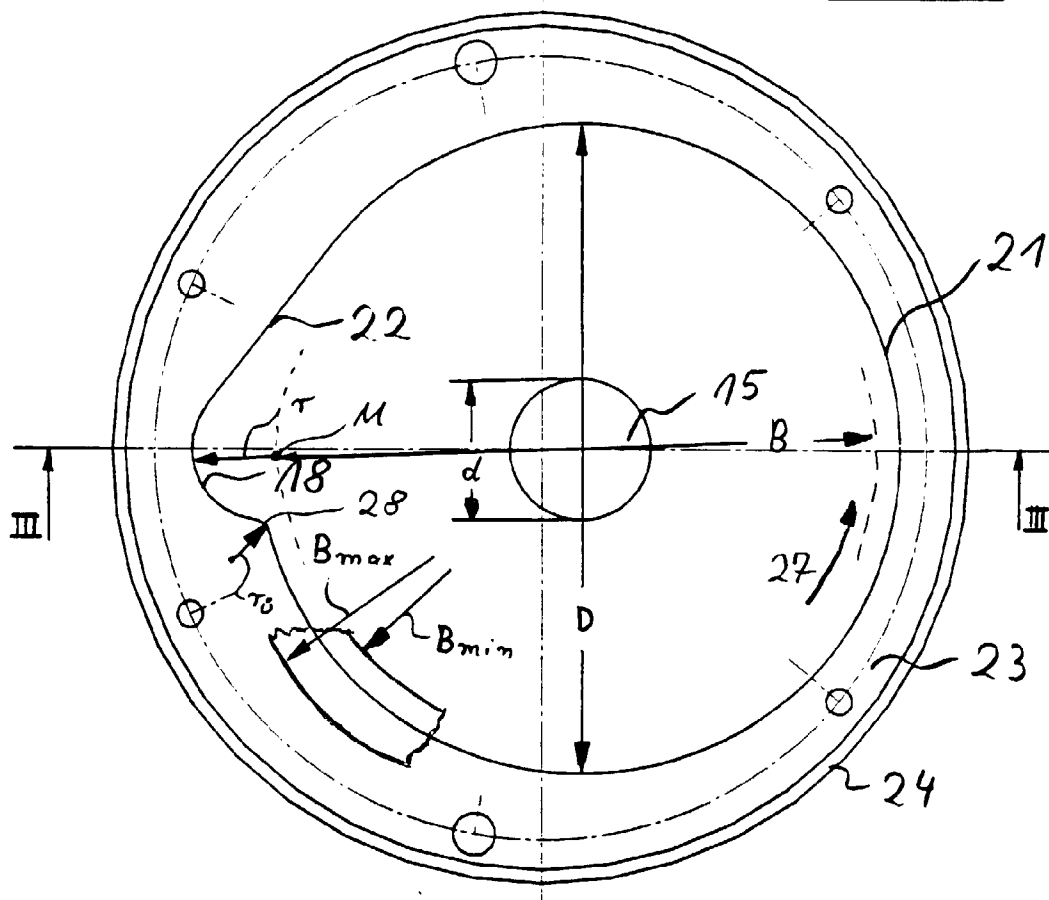


Fig. 3

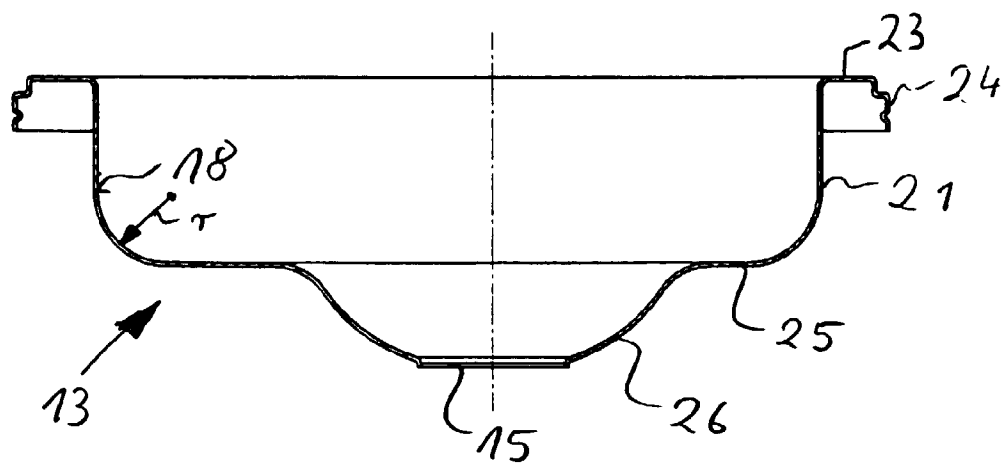


Fig. 4

