



(10) **DE 10 2017 001 405 B4** 2018.10.04

(12) **Patentschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2017 001 405.1**  
 (22) Anmeldetag: **14.02.2017**  
 (43) Offenlegungstag: **16.08.2018**  
 (45) Veröffentlichungstag  
 der Patenterteilung: **04.10.2018**

(51) Int Cl.: **F16C 17/10 (2006.01)**  
**H02K 5/167 (2006.01)**  
**G11B 19/20 (2006.01)**  
**F16C 17/26 (2006.01)**

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(73) Patentinhaber:  
**Minebea Mitsumi Inc., Nagano, JP**

(74) Vertreter:  
**Riebling, Peter, Dipl.-Ing. Dr.-Ing., 88131 Lindau, DE**

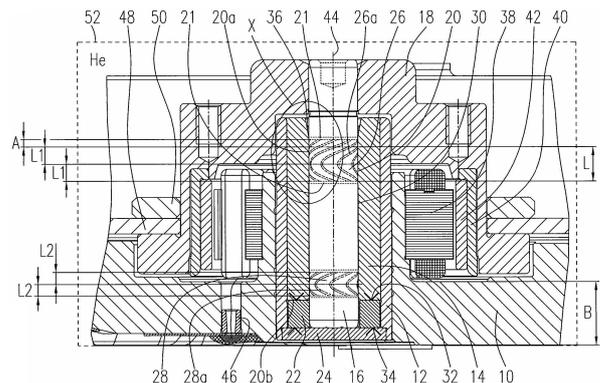
(72) Erfinder:  
**Fuss, Thomas, 78628 Rottweil, DE; Winterhalter, Olaf, 78736 Epfendorf, DE**

(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE	10 2009 022 305	B3
DE	10 2010 056 252	A1
DE	10 2011 101 769	A1
DE	10 2012 016 003	A1
DE	10 2012 020 228	A1
US	2012 / 0 162 818	A1
US	2016 / 0 153 490	A1
US	5 716 141	A

(54) Bezeichnung: **Spindelmotor zum Antrieb eines Festplattenlaufwerks**

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft einen Spindelmotor zum Antrieb eines Festplattenlaufwerks, wobei der Spindelmotor zusammen mit Komponenten des Festplattenlaufwerks auf einer Basisplatte (10) aufgebaut und in einem geschlossenen Gehäuse (54) angeordnet ist, welches mit einem Gas mit geringerem Molekulargewicht als von Luft gefüllt ist, und der Spindelmotor mittels eines fluiddynamischen Lagersystems drehgelagert ist, welches ein feststehendes Lagerbauteil (14) mit einer Statoranordnung (38) und ein drehbares Lagerbauteil (16) mit einem Rotormagnet (42) umfasst, die durch einen mit einem Lagerfluid gefüllten Lagerspalt (20) voneinander getrennt und relativ zueinander drehbar gelagert sind, wobei das fluiddynamische Lagersystem ein erstes fluiddynamisches Radiallager (26) und ein zweites fluiddynamisches Radiallager (28) aufweist, die in einem gegenseitigen axialen Abstand entlang eines axial verlaufenden Abschnitts (20a) des Lagerspalts (20) angeordnet sind, wobei die beiden fluiddynamischen Radiallager (26, 28) Lagerrillenstrukturen (26a, 28a) aufweisen, deren jeweiliger symmetrischer Anteil (L1, L2) eine Spaltbreite von größer oder gleich 4,5 Mikrometer aufweisen, und wobei das im Lagerspalt (2) enthaltene Lagerfluid bei 25°C eine Viskosität im Bereich von 17 mPa\*s bis 70 mPa\*s aufweist.



**Beschreibung**

**[0001]** Die Anmeldung betrifft einen Spindelmotor zum Antrieb eines Festplattenlaufwerks.

**[0002]** Ein derartiger Spindelmotor ist in der Regel zusammen mit Komponenten des Festplattenlaufwerks auf einer Basisplatte aufgebaut und in einem geschlossenen Gehäuse angeordnet. Der Spindelmotor umfasst ein Lagersystem, vorzugsweise ein fluiddynamisches Lagersystem, mittels welchem die Rotorkomponente gegenüber dem feststehenden Motorbauteil drehbar gelagert ist. Das fluiddynamische Lagersystem umfasst ein feststehendes Lagerbauteil und ein drehbares Lagerbauteil, die durch einen mit einem Lagerfluid gefüllten Lagerspalt voneinander getrennt und relativ zueinander drehbar gelagert sind.

**[0003]** Ein oben beschriebener Spindelmotor für den Antrieb eines Festplattenlaufwerks ist beispielsweise aus der DE 10 2012 020 228 A1 bekannt. In dieser Veröffentlichung ist ein sogenanntes Single-Plate-Lager zur Drehlagerung eines Spindel Motors beschrieben. Das Single-Plate-Lager umfasst eine in einer Lagerbuchse drehbar angeordnete Welle. Neben den beiden fluiddynamischen Radiallagern, die entlang eines axial verlaufenden Abschnitts des Lagerspalts angeordnet sind, ist an einem Ende der Welle eine Druckplatte angeordnet. Die beiden Stirnflächen der Druckplatte bilden mit entsprechenden Gegenflächen zwei einander entgegengesetzt gerichtete fluiddynamische Axiallager aus. Die beiden Stirnflächen der Druckplatte begrenzen jeweils radial verlaufende Abschnitte des Lagerspalts.

**[0004]** Die DE 10 2010 056 252 A1 offenbart ein Single-Plate-Lager mit zwei fluiddynamischen Radiallagern und zwei fluiddynamischen Axiallagern, wobei der Lagerspalt eine Spaltbreite von weniger als 10 Mikrometer aufweist.

**[0005]** Die DE 10 2009 022 305 B3 betrifft ein Lagersystem mit zwei fluiddynamischen Radiallagern, einem fluiddynamischen Axiallager und einem magnetischen Axiallager, wobei ein Lagerfluid mit einer Viskosität von beispielsweise 35 mPa\*s (35cP) bei 0° C bis 12 mPa\*s (12cP) bei 70°C aufweist.

**[0006]** Die DE 10 2012 016 003 A1 offenbart verschiedene Ausgestaltungen von fluiddynamischen Single-Plate-Lagern mit einer Spaltbreiten des Lagerspalts im Bereich der fluiddynamischen Radiallager von 1,5 bis 5 Mikrometer.

**[0007]** Die US 5 716 141 A betrifft ein fluiddynamisches Lager bei dem die Lagerbohrung zwei fluiddynamische Radiallager mit Lagerrillenstrukturen aufweist.

**[0008]** Die US 2016/0153490 A1 offenbart einen Spindelmotor mit fluiddynamischem Lagersystem für ein mit Helium gefülltes Festplattenlaufwerk.

**[0009]** Die US 2012/0162818 A1 betrifft einen Spindelmotor mit fluiddynamischem Lagersystem mit konischen Lagern, zum Antrieb eines mit Helium gefüllten Festplattenlaufwerks.

**[0010]** Die DE 10 2011 101 769 A1 offenbart einen Spindelmotor mit fluiddynamischem Lagersystem und einer Basisplatte, die in Bezug auf die Lagerlängen der Radiallager und deren Lagerabstand eine relativ große axiale Dicke aufweist.

**[0011]** Ein Spindelmotor mit einem solchen Single-Plate-Lager mit rotierender Welle hat gegenüber einem fluiddynamischen Lager mit stehender Welle den Nachteil, dass das Lagersystem weniger steif ist. Die Schwingungsübertragungsfunktion eines solchen Lagersystems hat insbesondere im höheren Frequenzbereich über 500 Hertz eine deutliche Resonanzfrequenz („Parallel Mode“), deren Amplitude größer ist als vergleichsweise bei einem Lager mit fest montierter Welle.

**[0012]** Um solche Lagersysteme mit rotierender Welle auch für Festplattenlaufwerke mit sehr hoher Speicherkapazität einsetzen zu können, wird angestrebt, die Amplitude der Parallel-Mode-Resonanz zu reduzieren.

**[0013]** Festplattenlaufwerke mit großer Speicherkapazität erfordern Lagersysteme mit sehr hoher Ablaufgenauigkeit und insbesondere geringen Resonanzen, um die Funktion des Servo-Systems zur Ansteuerung der magnetischen Schreib-LeseKöpfe so wenig wie möglich zu beeinträchtigen.

**[0014]** Ferner ist es bei der jüngsten Generation von Festplattenlaufwerken bekannt, das geschlossene Gehäuse der Festplatte mit einem Gas zu füllen, welches ein geringeres Molekulargewicht als von Luft aufweist, beispielsweise Helium, um die Reibungsverluste der sich drehenden Speicherplatten zu verringern und die Laufruhe der Speicherplatten zu verbessern.

**[0015]** Der Lagerspalt eines fluiddynamischen Lagers weist mindestens ein offenes Ende auf, das vorzugsweise mittels eines kapillaren Dichtungsspalts abgedichtet ist, damit kein Lagerfluid aus dem Lagerspalt entweicht.

**[0016]** Der kapillare Dichtungsspalt weitet sich ausgehend vom Lagerspalt auf und ist anteilig mit Lagerfluid gefüllt. Aufgrund der relativ großen Oberfläche des Lagerfluids im Dichtungsspalt ist es unvermeidlich, dass Lagerfluid aus dem Dichtungsspalt verdunstet und somit für die weitere Schmier- und La-

gertätigkeit des Lagersystems nicht mehr zur Verfügung steht.

**[0017]** Eine Füllung des Festplattenlaufwerks mit Helium begünstigt diese Verdunstung, da sich die Verdunstungsrate durch die geringe Dichte des Heliums verstärkt, zumal oftmals die Heliumfüllung auch noch mit leichtem Unterdruck vorhanden ist.

**[0018]** Es ist die Aufgabe der Erfindung, die Evaporationsrate, d. h. die Rate der Verdunstung des Lagerfluids, insbesondere bei einem Helium gefüllten Festplattenlaufwerk, zu verringern.

**[0019]** Eine weitere Aufgabe der Erfindung besteht darin, die Lagersteifigkeit zu verbessern, insbesondere die Amplitude der Resonanzspitze des Parallelmodus' zu verringern.

**[0020]** Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch einen Spindelmotor mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

**[0021]** Bevorzugte Ausgestaltungen der Erfindung und weitere vorteilhafte Merkmale sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

**[0022]** Der erfindungsgemäße Spindelmotor zum Antrieb eines Festplattenlaufwerks ist zusammen mit Komponenten des Festplattenlaufwerks auf einer Basisplatte aufgebaut und in einem geschlossenen Gehäuse angeordnet. Der Spindelmotor ist mittels eines fluiddynamischen Lagersystems drehgelagert, das ein feststehendes Lagerbauteil und ein drehbares Lagerbauteil umfasst, die durch einen mit einem Lagerfluid gefüllten Lagerspalt voneinander getrennt und relativ zueinander drehbar gelagert sind. Das geschlossene Gehäuse ist mit einem Gas mit geringerem Molekulargewicht als von Luft gefüllt.

**[0023]** Der Lagerspalt weist überwiegend eine Spaltbreite von größer oder gleich 4,5 Mikrometer auf, und das im Lagerspalt enthaltene Lagerfluid weist erfindungsgemäß eine Viskosität im Bereich von 17 mPa\*s bis 70 mPa\*s bei 25°C auf.

**[0024]** Als Lagerfluid wird ein Lageröl verwendet, das in einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung bei 25°C eine Viskosität von 20 mPa\*s bis 70 mPa\*s aufweist, und besonders bevorzugt eine Viskosität von 25 mPa\*s bis 50 mPa\*s.

**[0025]** Dieses Lagerfluid hat aufgrund der hohen Viskosität eine sehr geringe Evaporationsrate und ist somit insbesondere geeignet für Festplattenlaufwerke, deren Gehäuse mit einem Gas mit geringem Molekulargewicht, wie z. B. Helium, gefüllt ist.

**[0026]** Der Lagerspalt weist überwiegend eine Spaltbreite von größer oder gleich 4,5 Mikrometer auf, was

den Vorteil hat, dass durch die relativ große Spaltbreite die Resonanzamplitude des Parallel Mode deutlich verringert wird und damit der Einfluss dieser Resonanzen auf die Funktion der Schreib-Lese-Elektronik des Festplattenlaufwerks deutlich reduziert wird.

**[0027]** Dennoch leidet die Lagersteifigkeit nicht unter dieser relativ großen Spaltbreite des Lagerspalts, da das verwendete Lagerfluid eine sehr große Viskosität aufweist, was die Lagersteifigkeit deutlich verbessert. Insbesondere bei hohen Betriebstemperaturen, bei denen die Viskosität des Lagerfluids in der Regel sinkt, bleibt die Lagersteifigkeit auf einem hohen Niveau.

**[0028]** Um die Resonanzspitze des Parallel Mode weiter deutlich zu reduzieren, kann es in einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung vorgesehen sein, dass die Dicke (B) der Basisplatte deutlich erhöht wird.

**[0029]** Es ist daher in einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung vorgesehen, dass die Dicke (B) der Basisplatte derart gewählt ist, dass sie größer oder gleich der Summe der symmetrischen Anteile der Lagerlängen der beiden fluiddynamischen Radiallager ist.

**[0030]** Die Lagerlänge eines fluiddynamischen Radiallagers ist die Länge entlang des axialen Abschnitts des Lagerspalts vom Anfang bis zum Ende der Lagerrillenstrukturen.

**[0031]** Im Zusammenhang mit der Auswahl der Dicke der Basisplatte wird jedoch nur der Anteil der Lagerlängen der Radiallager berücksichtigt, welcher die symmetrischen Lagerrillenstrukturen betrifft.

**[0032]** Vorzugsweise weist das fluiddynamische Lagersystem ein erstes fluiddynamisches Radiallager und ein zweites fluiddynamisches Radiallager auf, die in einem gegenseitigen axialen Abstand entlang eines axial verlaufenden Abschnittes des Lagerspalts angeordnet sind.

**[0033]** Die beiden fluiddynamischen Radiallager weisen Lagerrillenstrukturen auf, die während der Rotation des Lagersystems eine Pumpwirkung auf das im Lagerspalt befindliche Lagerfluid erzeugen.

**[0034]** Vorzugsweise ist das erste obere fluiddynamische Radiallager asymmetrisch ausgebildet und weist asymmetrische Lagerrillenstrukturen auf, die eine überwiegend in die Richtung des Lagerspalts gerichtete Pumpwirkung auf das Lagerfluid erzeugen.

**[0035]** Dadurch, dass der Lagerspalt erfindungsgemäß mindestens 4,5 Mikrometer breit ist, wird diese Pumpwirkung geschwächt, denn je breiter der Lagerspalt ist, desto weniger Effekt haben die Lager-

riellenstrukturen auf das im Lagerspalt befindliche Lagerfluid. Dadurch kann kein ausreichend großer Lagerdruck im Inneren des Lagers erzeugt werden, wodurch die Betriebssicherheit leidet.

**[0036]** Eine Möglichkeit, den Lagerdruck zu erhöhen, wäre, die Asymmetrie der Lagerrillenstrukturen des ersten Radiallagers zu vergrößern, damit eine ausreichend große Pumpwirkung erzeugt wird. Dazu müsste jedoch die Lagerspanne, d. h. der Lagerabstand zwischen den beiden Lagern, verringert werden, wodurch die Steifigkeit des Lagers deutlich reduziert werden würde.

**[0037]** Die Lagerrillenstrukturen des ersten fluiddynamischen Lagers weisen einen asymmetrischen Anteil und zwei zueinander symmetrische Anteile auf, die entlang des axial verlaufenden Abschnitts des Lagerspalts angeordnet sind.

**[0038]** In einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist im Bereich des asymmetrischen Anteils der Lagerrillenstrukturen die Spaltbreite des Lagerspalts deutlich kleiner als im Bereich der symmetrischen Anteile der Lagerrillenstrukturen. Mit anderen Worten, die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts des Lagerspalts variiert zumindest im Bereich des ersten fluiddynamischen Radiallagers und ist im Bereich des asymmetrischen Anteils der Lagerrillenstrukturen deutlich kleiner als im Bereich der symmetrischen Anteile der Lagerrillenstrukturen.

**[0039]** In einer besonders bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung kann die Spaltbreite des Lagerspalts, ausgehend vom Beginn des asymmetrischen Anteils der Lagerrillenstrukturen des ersten fluiddynamischen Radiallagers bis zum Anfang der symmetrischen Anteile der Lagerrillenstrukturen, stufenweise und kontinuierlich größer werden.

**[0040]** In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung können die Lagerrillenstrukturen sowohl des ersten als auch des zweiten fluiddynamischen Radiallagers symmetrisch ausgebildet sein, wobei dann vorgesehen ist, dass die Spaltbreite des gesamten axial verlaufenden Abschnitts des Lagerspalts, ausgehend von einem offenen Ende des Lagerspalts in Richtung des Lagerinneren, stufenweise oder kontinuierlich größer wird.

**[0041]** Durch diesen sich von der Öffnung des Lagers in Richtung des Lagerinneren weitenden Lagerspalts vergrößert sich der Druck im Lager, denn der Lagerspalt ist an den Stellen der Lagerrillenstrukturen, die ins Lagerinnere pumpen, kleiner als an den Stellen, die nach außen pumpen.

**[0042]** In einer besonders bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung beträgt die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts des Lagerspalts 4,5 bis 8 Mi-

krometer und im Bereich des asymmetrischen Anteils des ersten Radiallagers vorzugsweise 2 bis 4 Mikrometer.

**[0043]** Zwischen den Radiallagern ist ein sogenannter Separatorspalt vorgesehen, dessen Spaltbreite etwa 25 bis 50 Mikrometer beträgt.

**[0044]** Um die Lagersteifigkeit weiter zu erhöhen und die Resonanzspitzen des Parallelmodus zu reduzieren, ist es gemäß einer weiteren bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung vorgesehen, dass die Basisplatte zumindest im Bereich axial unterhalb der Statoranordnung sowie des Rotormagneten im Vergleich zu bisherigen Spindelmotoren eine größere Dicke (B) aufweist. Bei der Bestimmung der Dicke (B) sind partielle lokale Verringerungen der Basisplatte wie z. B. Bohrungen, Absenkungen, Freiräume oder Kanäle für Konnektoren und Leiterbahnen ausgenommen.

**[0045]** Es hat sich erwiesen, dass die Dicke (B) der Basisplatte mindestens so groß oder größer sein sollte als die Summe der symmetrischen Anteile der Lagerlängen der beiden fluiddynamischen Radiallager. Dadurch kann die Amplitude der Resonanzfrequenz des Parallel Mode reduziert werden, ohne dass die Lagersteifigkeit verändert wird.

**[0046]** Die Erfindung wird nachfolgend anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels mit Bezugnahme auf die Zeichnungen näher erläutert, wobei sich weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben.

**Fig. 1** zeigt einen Schnitt durch eine bevorzugte Ausgestaltung eines erfindungsgemäßen Spindelmotors.

**Fig. 2** zeigt einen vergrößerten Teilschnitt des Spindelmotors im Bereich des axial verlaufenden Abschnitts des Lagerspalts.

**Fig. 3** zeigt eine gegenüber **Fig. 2** abgewandelte Ausgestaltung des axial verlaufenden Abschnitts des Lagerspalts.

**[0047]** **Fig. 1** zeigt einen Schnitt durch einen Spindelmotor, der mittels eines erfindungsgemäßen fluiddynamischen Lagersystems drehgelagert ist. Der Spindelmotor umfasst eine feststehende Basisplatte **10** mit einer zylindrischen Öffnung, in welcher eine zylindrische Lagerhülse **12** befestigt ist. In der Lagerhülse **12** ist eine zylindrische Lagerbuchse **14** gehalten, die eine axiale zylindrische Lagerbohrung aufweist, in welcher eine Welle **16** drehbar aufgenommen ist. Zwischen dem Innendurchmesser der Lagerbohrung und dem etwas kleineren Außendurchmesser der Welle **16** verbleibt ein einige Mikrometer breiter Lagerspalt **20**, der mit einem Lagerfluid, beispielsweise einem Schmieröl, gefüllt ist. Einander entsprechende Lagerflächen der Lagerbuchse **14** und der Welle **16** bilden zusammen ein erstes fluiddynamisches Radiallager **26** und ein zweites fluiddynami-

sches Radiallager **28**, die durch entsprechende Lagerrillenstrukturen **26a**, **28a** gekennzeichnet sind. Die Radiallagerrillen **26a**, **28a** sind auf der Oberfläche der Lagerbohrung und/oder der Oberfläche der Welle **16** angeordnet. Sobald sich die Welle **16** in der Lagerbuchse **14** dreht, üben die Radiallagerrillen **26a**, **28a** eine Pumpwirkung auf das in dem axial verlaufenden Abschnitt 20a des Lagerspalts 20 befindliche Lagerfluid aus. Auf diese Weise entsteht im Lagerspalt 20 ein hydrodynamischer Druck, wobei sich ein homogener und gleichmäßig dicker Schmiermittelfilm innerhalb des Lagerspalts **20** ausbildet, der die Radiallager **26**, **28** tragfähig macht. Solange sich die Welle **16** in der Lagerbohrung dreht, wird die Welle **16** durch den durch die Radiallagerrillen **26a**, **28a** erzeugten fluiddynamischen Druck stabilisiert und läuft berührungslos in der Lagerbohrung getrennt durch den Lagerspalt **20**. Die beiden Radiallager **26**, **28** sind durch einen Bereich mit vergrößerter Lagerspaltbreite, dem so genannten Separatorspalt 30, axial voneinander getrennt.

**[0048]** Die Lagerrillenstrukturen **26a** des ersten Radiallagers **26** sind sinusförmig ausgebildet und vorzugsweise asymmetrisch geformt. Dadurch erzeugen sie keine gleichmäßige Pumpwirkung auf das Lagerfluid in beide Richtungen des Lagerspalts 20, sondern eine gerichtete Pumpwirkung, die das Lagerfluid überwiegend nach unten in Richtung des zweiten Radiallagers **28** fördert. Das zweite Radiallager **28** umfasst ebenfalls sinusförmige Lagerrillenstrukturen **28a**, die vorzugsweise symmetrisch ausgebildet sind, so dass das zweite Radiallager 28 eine gleichmäßige Pumpwirkung auf das Lagerfluid in beide Richtungen des Lagerspalts **20** erzeugt. Durch den Einfluss des ersten Radiallagers 26 ist eine Druckrichtung des Lagerfluids im Lagerspalt **20** nach unten in das Lagerinnere gegeben.

**[0049]** Der axiale Lagerspalt 20a im Bereich des zweiten Radiallagers **28** ist größer oder gleich dem axialen Lagerspalt 20a im Bereich der symmetrischen Abschnitte des ersten Radiallagers **26**. Somit wird die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts 20a des Lagerspalts **20** im Bereich der Radiallager **26**, **28**, also insbesondere abgesehen vom dazwischen angeordneten Separatorspalt **30**, ausgehend von der Öffnung des Lagerspalts in Richtung des Lagerinneren stufenweise oder kontinuierlich größer.

**[0050]** Die Lagerrillenstrukturen **26a**, **28a** der beiden fluiddynamischen Radiallager können sinus-, fischgrät- oder chevronförmig sein und sind vorzugsweise auf der Oberfläche der Lagerbohrung der Lagerbuchse **14** angeordnet, während die Oberfläche der Welle **16** vorzugsweise nicht strukturiert ist. Um eine entsprechende Pumpwirkung zu erzeugen, dreht sich die Welle **16** in der strukturierten Lagerbuchse **14** in der Regel im Gegenuhrzeigersinn.

**[0051]** An einem Ende der Welle **16** ist eine Druckplatte **22** angeordnet, die auf die Welle **16** aufgespresst oder alternativ einteilig mit der Welle **16** ausgebildet ist. Die Druckplatte ist drehbar in einem Zwischenraum aufgenommen, der durch die Lagerhülse **12**, die Lagerbuchse **14** und eine Abdeckplatte **24** gebildet ist, wobei die Abdeckplatte **24** die untere Öffnung der Lagerhülse **12** verschließt. Die Abdeckplatte 24 ist in einer entsprechenden Senkung der Lagerhülse **12** konzentrisch zur Lagerbohrung aufgenommen. Die beiden Stirnseiten der Druckplatte **22** bilden zusammen mit gegenüberliegenden Stirnflächen der Lagerbuchse 14 bzw. der Abdeckplatte **24** ein erstes fluiddynamisches Axiallager 32 und ein zweites fluiddynamisches Axiallager **34** aus. Die beiden Axiallager 32, 34 sind durch Axiallagerrillenstrukturen (symbolisch dargestellt) gekennzeichnet, die auf den Lagerflächen der Druckplatte **22** oder der Lagerbuchse 14 beziehungsweise der Abdeckplatte **24** angeordnet sind. Die Axiallagerrillenstrukturen sind vorzugsweise spirallrillenförmig oder aber auch fischgrätenförmig ausgebildet. Es wird hierbei bevorzugt, wenn die Axiallagerrillenstrukturen der Axiallager **32**, **34** eine gleichmäßige Pumpwirkung in beide Richtungen der radialen Abschnitte 20b des Lagerspalts erzeugen.

**[0052]** Sobald die Welle **16** zusammen mit der Druckplatte **22** in Rotation versetzt wird, baut sich aufgrund der Axiallagerrillen auf den Axiallagerflächen ein hydrodynamischer Druck in radial verlaufenden Abschnitten 20b des Lagerspalts **20** auf, so dass die Axiallager **32**, **34** tragfähig werden und die Druckplatte **22** durch den hydrodynamischen Druck im Wesentlichen axial mittig in der vorgesehenen Aussparung positioniert wird.

**[0053]** Ein oberes offenes Ende des Lagerspalts **20** ist durch eine Dichtung, beispielsweise einen kapillaren Dichtungsspalt **36**, abgedichtet. Der Dichtungsspalt 36 wird gebildet durch eine äußere Umfangsfläche der Welle **16** und eine innere Umfangsfläche der Lagerbuchse **14**. Die innere Umfangsfläche der Lagerbuchse **14** ist vorzugsweise abgeschrägt, so dass der Dichtungsspalt **36** einen im Wesentlichen konischen Querschnitt aufweist. Der Dichtungsspalt **36** ist unmittelbar mit dem Lagerspalt **20** verbunden und anteilig mit Lagerfluid gefüllt.

**[0054]** Das freie Ende der Welle **16** ist mit einer Nabe **18** verbunden. Die Nabe **18** ist entsprechend dem Zweck des Spindelmotors ausgebildet. Ist der Spindelmotor als Antrieb in ein Festplattenlaufwerk eingebaut, sind auf der Nabe **18** eine oder mehrere Speicherplatten **48** des Festplattenlaufwerks angeordnet und durch Abstandhalter 50 axial voneinander getrennt. Die Befestigung der Speicherplatte **48** erfolgt beispielsweise mittels einer Klammer (zeichnerisch nicht dargestellt), die durch Schrauben befestigt ist und die Speicherplatten auf die Nabe **18** presst. An

einem inneren unteren Rand der Nabe **18** ist ein ringförmiger Rotormagnet **42** mit einer Mehrzahl von Polpaaren angeordnet. Der Rotormagnet **42** liegt an einem Rückschlussring **40** an. Gegenüberliegend dem Rotormagneten **42** ist an der Basisplatte **10** eine Statoranordnung **38** befestigt, die durch einen radialen Luftspalt von dem Rotormagneten **42** getrennt ist. Die Statoranordnung **38** weist entsprechende Statorwicklungen auf, die entsprechend mit Strom versorgt ein elektrisches Wechselfeld erzeugen, so dass die Rotoreinheit in Drehung versetzt wird. Die Rotoreinheit besteht aus dem Rotorbauteil, das die rotierende Welle **16**, die mit der Welle **16** verbundene Nabe **18**, den Rotormagneten **42** und den Rückschlussring **40** umfasst, sowie aus mindestens einer an der Nabe **18** mit Befestigungsmitteln befestigten Speicherplatte **48**.

**[0055]** Bei einem Spindelmotor zum Antrieb eines 3, 5-Zoll-Festplattenlaufwerks für Serveranwendungen beträgt der Durchmesser der Welle beispielsweise 3, 5 mm bis 4 mm und der Durchmesser der Nabe beispielsweise 30 mm bis 36 mm.

**[0056]** Die asymmetrischen Lagerrillenstrukturen **26a** des ersten Radiallagers **26** sind derart ausgebildet, dass die dem Dichtungsspalt **36** zugewandten Äste der Lagerrillenstrukturen **26a** bezogen auf den Apex der Lagerrillenstrukturen **26a** länger ausgebildet sind als die dem Separatorspalt **30** zugewandten Äste der Lagerrillenstrukturen **26a**.

**[0057]** Die längeren Äste der Lagerrillenstrukturen **26a** können unterteilt werden in zueinander symmetrische Anteile mit der Länge (**L1**) und einen asymmetrischen Anteil mit der Länge (**A**), wobei die symmetrischen Anteile (**L1**) identisch ausgebildet und symmetrisch zum Apex der Lagerrillenstrukturen **26a** angeordnet sind. Die Länge (**L**) der symmetrischen Anteile der Lagerlänge des ersten Radiallagers **26** beträgt demnach ( $2 * L1$ ).

**[0058]** Entsprechend hat das symmetrische zweite Radiallager **28** Lagerrillenstrukturen **28a**, die ausschließlich zwei symmetrische Anteile (**L2**) aufweisen. Damit hat das zweite Radiallager **28** eine symmetrische Lagerlänge von ( $2 * L2$ ).

**[0059]** In einer bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung ist die axiale Dicke der Basisplatte **10** besonders groß gewählt. Insbesondere wird es bevorzugt, wenn kleinste Dicke (**B**) der Basisplatte **10** derart gewählt, dass sie mindestens so groß ist, wie die Summe der beiden symmetrischen Anteile (**L1** + **L1** + **L2** + **L2**) der Lagerlängen der beiden fluiddynamischen Radiallager **26**, **28**,

d.h.  $B \geq 2 * (L1 + L2)$ .

**[0060]** Fig. 2 zeigt das Detail X aus Fig. 1 und insbesondere einen vergrößerten Schnitt durch den axial verlaufenden Abschnitt **20a** des Lagerspalts **20** im Bereich des ersten Radiallagers **26**.

**[0061]** Man erkennt die beiden symmetrischen Anteile (**L1**) der Lagerrillenstrukturen **26a**, die spiegel-symmetrisch zum Apex der Lagerrillenstrukturen **26a** sind, und den asymmetrischen Anteil (**A**), der sich als eine Verlängerung der oberen Äste der Lagerrillenstrukturen **26a** darstellt.

**[0062]** Der Lagerspalt **20** ist gefüllt mit einem Lagerfluid mit sehr großer Viskosität, die bei 25°C zwischen 17 mPa\*s und 70 mPa\*s liegt.

**[0063]** Das Lagerfluid füllt den Lagerspalt **20** vollständig aus und auch anteilig den an den Lagerspalt **20** angrenzenden Dichtungsspalt **36**.

**[0064]** Erfindungsgemäß ist die Spaltbreite des axialen Abschnitts **20a** des Lagerspalts **20** im Bereich der symmetrischen Anteile (**L1**) des ersten Radiallagers **26** zwischen 4,5 und 8 Mikrometer groß.

**[0065]** Der asymmetrische Anteil **A** der Lagerrillenstrukturen **26a** erzeugt eine zusätzliche Pumpwirkung des ersten Radiallagers **26**, die ausschließlich in Richtung des Separatorspalts **30**, d. h. in das Lagerinnere gerichtet ist.

**[0066]** Um eine ausreichend große Pumpwirkung des asymmetrischen Anteils (**A**) der Lagerrillenstrukturen **26a** zu gewährleisten, ist es erfindungsgemäß vorgesehen, dass die Spaltbreite des axialen Abschnitts **20a** des Lagerspalts im Bereich (**A**) der asymmetrischen Lagerstrukturen deutlich geringer ist als die Spaltbreite im Bereich der symmetrischen Abschnitte (**L1**) der Lagerrillenstrukturen.

**[0067]** Im Bereich (**A**) der asymmetrischen Lagerstrukturen ist die Spaltbreite des Lagerspalts **20** vorzugsweise 2 bis 4 Mikrometer groß.

**[0068]** Zwischen dem oberen Radiallager **26**, d. h. dort, wo die Lagerrillenstrukturen **26a** enden, und dem Beginn des Dichtungsspalt **36**, ist vorzugsweise eine sogenannte Ruhezone **21** vorgesehen, die den Dichtungsspalt **26** von dem Lagerbereich „entkoppelt“. Auch im Bereich der Ruhezone **21** beträgt die Spaltbreite des Lagerspalts 2 bis 4 Mikrometer.

**[0069]** Zwischen dem ersten Radiallager **26** und dem Übergang zum Separatorspalt **30** ist eine weitere Ruhezone **21** vorgesehen, deren Spaltbreite vorzugsweise 4,5 bis 8 Mikrometer beträgt und der Spaltbreite des Lagerspalts **20** im Bereich der symmetrischen Abschnitte (**L1**) des Radiallagers **26** entspricht.

**[0070]** Die vergrößerte Spaltbreite in den symmetrischen Abschnitten (**L1**) der Lagerrillenstrukturen 16a des ersten Radiallagers **26**, die zwischen 4,5 und 8 Mikrometer beträgt, sowie die angepasste Dicke (**B**) der Basisplatte **10** bewirken eine deutliche Verringerung der Amplitude der Parallel-Mode-Resonanz.

**[0071]** Die Verringerung der Amplitude der Parallel-Mode-Resonanzfrequenz reduziert die Auswirkungen auf die Schreib-Lese-Einheit des Festplattenlaufwerks. Insbesondere wird das Servo-System zum Antrieb der Schreib-Lese-Einheit des Festplattenlaufwerks durch die geringe Amplitude der Parallel-Mode-Resonanz wesentlich weniger gestört.

**[0072]** Um trotz der relativ großen Spaltbreite des Lagerspalts eine ausreichende Pumpwirkung des ersten Radiallagers **26** in das Lagerinnere zu gewährleisten, ist zudem vorgesehen, im Bereich des asymmetrischen Abschnitts **A** des ersten Radiallagers **26** die Spaltbreite des Lagerspalts **20** deutlich zu verringern und zwar auf 2 bis 4 Mikrometer.

**[0073]** Unterstützt wird die Pumpwirkung der Lagerrillenstrukturen durch die erfindungsgemäß sehr hohe Viskosität des veränderten Lagerfluids, das zudem den Vorteil hat, dass es eine geringe Verdunstungsrate hat.

**[0074]** Der Spindelmotor mitsamt den Komponenten des Festplattenlaufwerks ist in einem geschlossenen Gehäuse **52** angeordnet, das in **Fig. 1** schematisch dargestellt ist. Dieses geschlossene Gehäuse **52** ist vorzugsweise mit einem Gas mit geringem Molekulargewicht, beispielsweise Helium, gefüllt. Im Gehäuse **52** kann gegenüber der umgebenden Atmosphäre ein leichter Unterdruck herrschen.

**[0075]** Die geringe Gasdichte im Gehäuse **52** erleichtert zwar die Verdunstung des Lagerfluids von der Oberfläche des Dichtungsspalts **36**, was jedoch durch die Verwendung eines Lagerfluids mit sehr großer Viskosität kompensiert wird.

**[0076]** **Fig. 3** zeigt eine gegenüber **Fig. 2** abgewandelte Ausgestaltung des axial verlaufenden Abschnitts des Lagerspalts. Im Unterschied zu **Fig. 1** und **Fig. 2** ändert sich die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts **20a** des Lagerspalts **20** beim Übergang vom asymmetrischen Bereich (**A**) zum symmetrischen Bereich (**L1**) nicht sprunghaft.

**[0077]** Stattdessen ist die Spaltbreite des Lagerspalts **20** in der Ruhezone **21** zwischen dem Dichtungsspalt **36** und dem Abschnitt (**A**) zunächst klein, beispielsweise zwischen 2 und 4 Mikrometer, und weitet sich in Richtung des Abschnitts (**L1**) kontinuierlich bis auf 4,5 bis 8 Mikrometer auf.

## Bezugszeichenliste

<b>10</b>	Basisplatte
<b>12</b>	Lagerhülse
<b>14</b>	Lagerbuchse
<b>16</b>	Welle
<b>18</b>	Nabe
<b>20</b>	Lagerspalt
<b>21</b>	Ruhezone
<b>22</b>	Druckplatte
<b>24</b>	Abdeckplatte
<b>26</b>	erstes Radiallager
<b>26a</b>	Radiallagerrillen
<b>28</b>	zweites Radiallager
<b>28a</b>	Radiallagerrillen
<b>30</b>	Separatorspalt
<b>32</b>	erstes Axiallager
<b>34</b>	zweites Axiallager
<b>36</b>	Dichtungsspalt
<b>38</b>	Statoranordnung
<b>40</b>	Rückschlussring
<b>42</b>	Rotormagnet
<b>44</b>	Drehachse
<b>46</b>	elektrischer Anschluss (Leiterplatte)
<b>48</b>	Speicherplatte
<b>50</b>	Abstandhalter
<b>52</b>	Gehäuse
<b>L</b>	Lagerlänge (symmetrische Abschnitte)
<b>L1</b>	symmetrischer Abschnitt des ersten Radiallagers
<b>A</b>	asymmetrischer Abschnitt des ersten Radiallagers
<b>L2</b>	symmetrischer Abschnitt des zweiten Radiallagers
<b>B</b>	Dicke der Basisplatte

## Patentansprüche

1. Spindelmotor zum Antrieb eines Festplattenlaufwerks, wobei der Spindelmotor zusammen mit Komponenten des Festplattenlaufwerks auf einer Basisplatte (10) aufgebaut und in einem geschlossenen Gehäuse (54) angeordnet ist, welches mit einem Gas mit geringerem Molekulargewicht als von Luft gefüllt ist, und der Spindelmotor mittels eines fluiddynamischen Lagersystems drehgelagert ist, welches ein

feststehendes Lagerbauteil (14) mit einer Statoranordnung (38) und ein drehbares Lagerbauteil (16) mit einem Rotormagnet (42) umfasst, die durch einen mit einem Lagerfluid gefüllten Lagerspalt (20) voneinander getrennt und relativ zueinander drehbar gelagert sind,

wobei das fluiddynamische Lagersystem ein erstes fluiddynamisches Radiallager (26) und ein zweites fluiddynamisches Radiallager (28) aufweist, die in einem gegenseitigen axialen Abstand entlang eines axial verlaufenden Abschnitts (20a) des Lagerspalts (20) angeordnet sind, wobei die beiden fluiddynamischen Radiallager (26, 28) Lagerrillenstrukturen (26a, 28a) aufweisen, wobei der axial verlaufende Abschnitt (20a) des Lagerspalts (20) entlang des jeweiligen symmetrischen Anteils (L1, L2) der Lagerrillenstrukturen (26a, 28a) eine Spaltbreite von größer oder gleich 4,5 Mikrometer aufweist, und wobei das im Lagerspalt (20) enthaltene Lagerfluid bei 25°C eine Viskosität im Bereich von 17 mPa\*s bis 70 mPa\*s aufweist.

2. Spindelmotor zum Antrieb eines Festplattenlaufwerks, wobei der Spindelmotor zusammen mit Komponenten des Festplattenlaufwerks auf einer Basisplatte (10) aufgebaut ist, und der Spindelmotor mittels eines fluiddynamischen Lagersystems drehgelagert ist, welches ein feststehendes Lagerbauteil (14) mit einer Statoranordnung (38) und ein drehbares Lagerbauteil (16) mit einem Rotormagnet (42) umfasst, die durch einen mit einem Lagerfluid gefüllten Lagerspalt (20) voneinander getrennt und relativ zueinander drehbar gelagert sind, wobei das fluiddynamische Lagersystem ein erstes fluiddynamisches Radiallager (26) und ein zweites fluiddynamisches Radiallager (28) aufweist, die in einem gegenseitigen axialen Abstand entlang eines axial verlaufenden Abschnitts (20a) des Lagerspalts (20) angeordnet sind, wobei die beiden fluiddynamischen Radiallager (26, 28) Lagerrillenstrukturen (26a, 28a) aufweisen, wobei der axial verlaufende Abschnitt (20a) des Lagerspalts (20) entlang des jeweiligen symmetrischen Anteils (L1, L2) der Lagerrillenstrukturen (26a, 28a) eine Spaltbreite von größer oder gleich 4,5 Mikrometer aufweisen, wobei die axiale Dicke (B) der Basisplatte (10) im Bereich axial unterhalb der Statoranordnung (38) sowie axial unterhalb des Rotormagneten (42) größer oder gleich der Summe der symmetrischen Anteile (L1, L2) der Lagerlängen der beiden fluiddynamischen Radiallager (26, 28) ist, also  $B \geq 2 * (L1 + L2)$  und wobei das im Lagerspalt (20) enthaltene Lagerfluid bei 25°C eine Viskosität im Bereich von 17 mPa\*s bis 70 mPa\*s aufweist.

3. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass das im Lagerspalt (20) enthaltene Lagerfluid bei 25°C eine Viskosität im Bereich von 20 mPa\*s bis 70 mPa\*s aufweist.

4. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass das im Lagerspalt (20) enthaltene Lagerfluid bei 25°C eine Viskosität im Bereich von 25 mPa\*s bis 50 mPa\*s aufweist.

5. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts (20a) des Lagerspalts (20) entlang des symmetrischen Anteils (L1, L2) der Lagerrillenstrukturen (26a, 28a) der beiden fluiddynamischen Radiallager (26, 28) 4,5 bis 8 Mikrometer beträgt.

6. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste fluiddynamische Radiallager (26) asymmetrisch ausgebildete Lagerrillenstrukturen (26a) aufweist, die eine in Richtung des zweiten fluiddynamischen Radiallagers (28) gerichtete resultierende Pumpwirkung auf das Lagerfluid erzeugen.

7. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Lagerrillenstrukturen (26a) des ersten fluiddynamischen Radiallagers (26) einen asymmetrischen Anteil (A) und zwei zueinander symmetrische Anteile (L1) aufweisen, die entlang des axial verlaufenden Abschnitts (20a) des Lagerspalts (20) angeordnet sind, wobei die Pumpwirkung der jeweiligen symmetrischen Anteile (L1) gegeneinander gerichtet ist.

8. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts (20a) des Lagerspalts (20) zumindest im Bereich des ersten fluiddynamischen Radiallagers (26) zwischen 2 und 8 Mikrometer variiert.

9. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts (20a) Lagerspalts (20) entlang des asymmetrischen Anteils (A) der Lagerrillenstrukturen (26a) des ersten Radiallagers (26) geringer ist als die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts (20a) des Lagerspalts entlang der symmetrischen Anteile (L1) der Lagerrillenstrukturen (26a) des ersten Radiallagers (26).

10. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts (20a) Lagerspalts (20) entlang des asymmetrischen Anteils (A) der Lagerrillenstrukturen (26a) des ersten Radiallagers (26) 2 bis 4 Mikrometer beträgt.

11. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts (20a) des Lagerspalts (20) ausgehend vom Beginn des asymmetrischen Anteils (A) der Lagerrillenstrukturen (26a) bis

zum Ende der symmetrischen Anteile (L1) der Lagerriillenstrukturen (26a) des ersten Radiallagers (26) stufenweise oder kontinuierlich größer wird.

12. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Spaltbreite des axial verlaufenden Abschnitts (20a) des Lagerspalts (20) im Bereich der Radiallager (26, 28) ausgehend von der Öffnung des Lagerspalts in Richtung des Lagerinneren stufenweise oder kontinuierlich größer wird.

13. Spindelmotor nach einem der Ansprüche 1 und 3 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass die axiale Dicke (B) der Basisplatte (10) im Bereich axial unterhalb der Statoranordnung (38) sowie axial unterhalb des Rotormagneten (42) größer oder gleich der Summe der symmetrischen Anteile (L1, L2) der Lagerlängen der beiden fluiddynamischen Radiallager (26, 28) ist, also

$$B \geq 2 * (L1 + L2).$$

14. Festplattenlaufwerk mit einem Spindelmotor gemäß einem der Ansprüche 1 bis 13 und einem geschlossenen Gehäuse (52), das mit einem Gas mit geringerem Molekulargewicht als von Luft gefüllt ist.

Es folgen 3 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

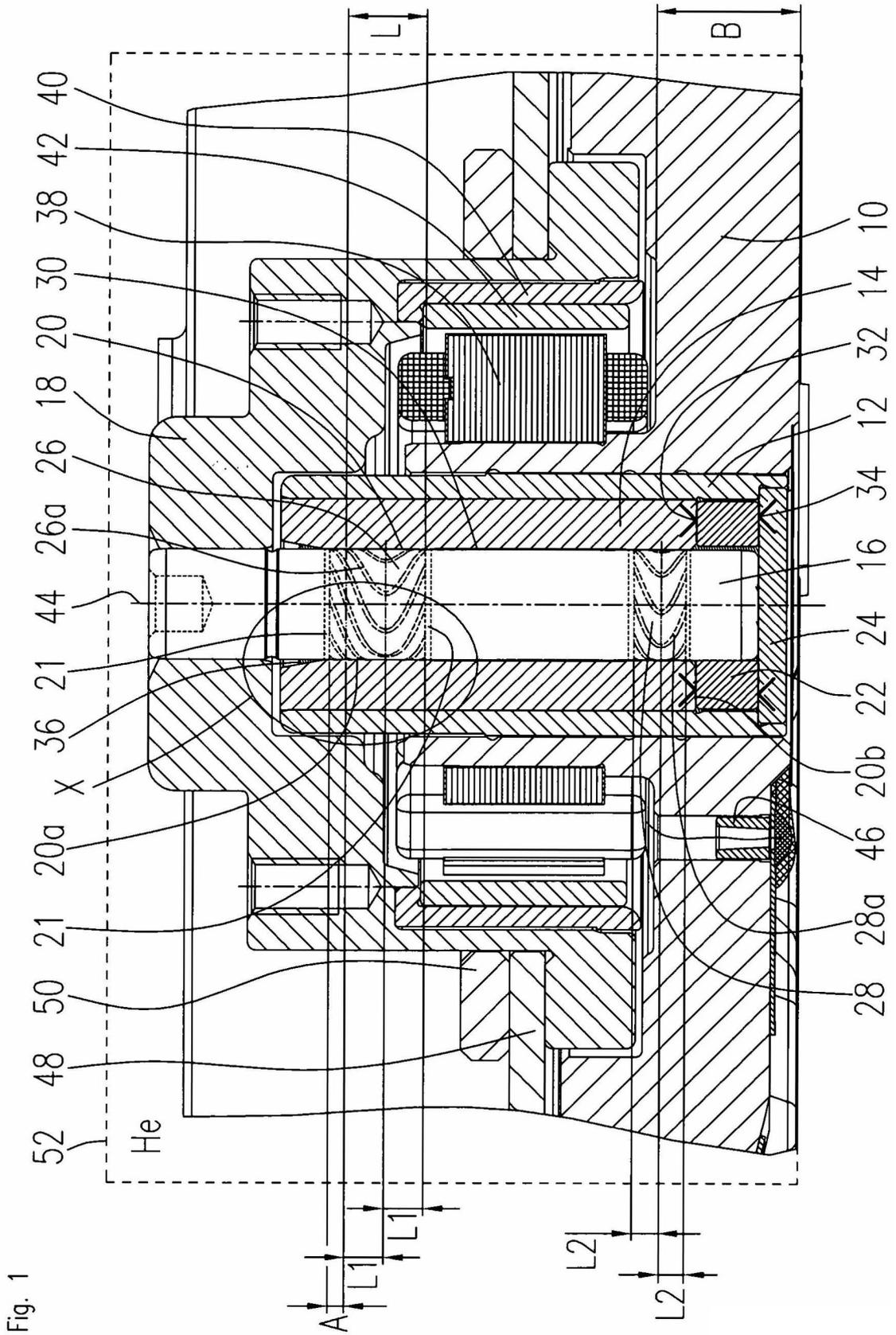


Fig. 2  
Detail X

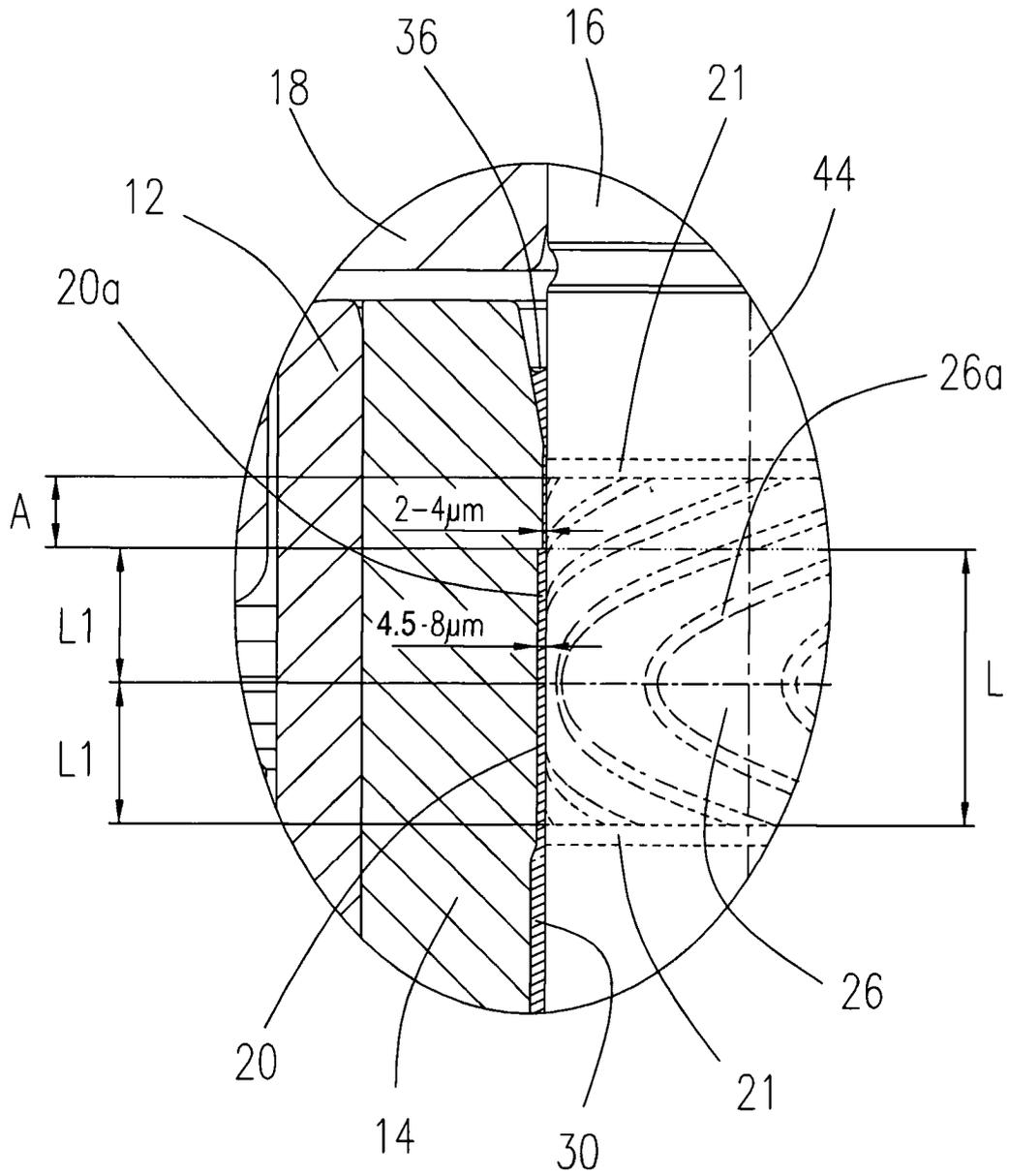


Fig. 3  
Detail X

