



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2006 019 984 A1** 2007.10.31

(12)

## Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2006 019 984.7**

(22) Anmeldetag: **29.04.2006**

(43) Offenlegungstag: **31.10.2007**

(51) Int Cl.<sup>8</sup>: **F16C 33/30** (2006.01)

(71) Anmelder:  
**Schaeffler KG, 91074 Herzogenaurach, DE**

(72) Erfinder:  
**Bogner, Michael, Dipl.-Ing. (FH), 90542 Eckental, DE; Hoffinger, Christian, Dipl.-Ing. (FH), 91166 Georgensgmünd, DE**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:

**DE 102 00 609 A1**

**DE 5 11 985 A**

**DE 85 19 184 U1**

**DE C8 508 AZ**

**CH 4 57 987**

**US 39 30 693**

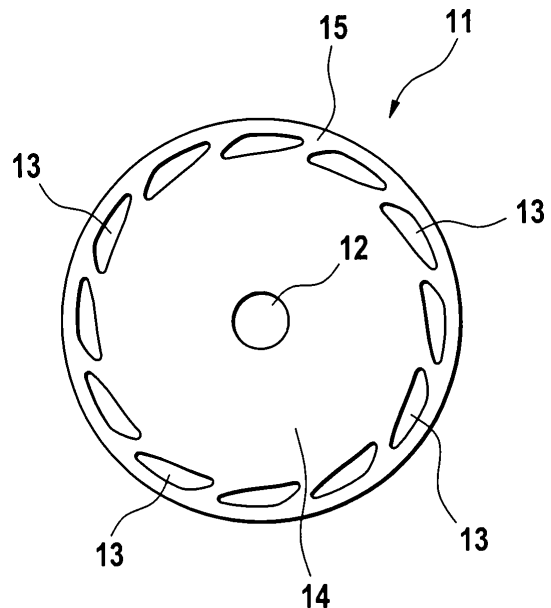
**JP 03-2 77 809 A**

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

Rechercheantrag gemäß § 43 Abs. 1 Satz 1 PatG ist gestellt.

(54) Bezeichnung: **Radialwälzlager**

(57) Zusammenfassung: Die Wälzkörper (6) eines Radialwälzlagers (1, 17) zeichnet sich zur Schlupfverhinderung dadurch aus, dass an beiden Stirnflächen Antriebsscheiben (11, 18) angeordnet sind, die im Durchmesser geringfügig größer als der Durchmesser der Wälzkörper (6) sind, wobei diese Antriebsscheiben (11, 18) in radialer Richtung im elastischen Bereich verform- oder verschiebbar sind.



**Beschreibung**

## Anwendungsgebiet der Erfindung

**[0001]** Die Erfindung betrifft ein Radialwälzlager, welches im Wesentlichen aus einem äußeren Lagering mit einer inneren Laufbahn und einem inneren Lagerring mit einer äußeren Laufbahn sowie einer Vielzahl zwischen den Lagerringen angeordneter Wälzkörper besteht, die mit ihren Laufflächen auf den Laufbahnen der Lagerringe abrollen und durch einen Lagerkäfig in Umfangsrichtung in gleichmäßigen Abständen zueinander gehalten sind, wobei zur Vermeidung von Schlupf zwischen den Wälzkörpern und Lagerringen ein oder mehrere elastische Spannelemente angeordnet sind, welche die Wälzkörper zwischen den Laufbahnen radial vorspannen.

## Hintergrund der Erfindung

**[0002]** Dem Fachmann in der Wälzlagertechnik ist es allgemein bekannt, dass Radialwälzlager bei ausreichender Belastung einen optimalen kinematischen Betriebszustand aufweisen, bei dem die Wälzkörper ohne zu gleiten auf den Laufbahnen der Lagerringe abrollen. Desweiteren ist es von niedrig belasteten, schweren Radialwälzlagern bekannt, dass sich der aus den Wälzkörpern und deren Lagerkäfig bestehende Wälzkörperkranz aufgrund der Reibung im Lager bzw. aufgrund der hohen Massenkraft des Wälzkörperkranzes und der geringen Kontaktkraft zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen nicht mit der kinematischen Drehzahl dreht. Die Drehzahl des Wälzkörperkranzes bleibt folglich gegenüber der kinematischen Drehzahl zurück, so dass sich die Wälzkörper in einem kinematischen nicht optimalen Zustand befinden, durch den zwischen diesen Wälzkörpern und mindestens einer Laufbahn Schlupf vorliegt. Dabei kann sich an den Kontaktflächen zwischen den Wälzkörpern und der Laufbahn ein Schmierfilm aufbauen, der jedoch bei plötzlicher Drehzahl- oder Belastungsänderung zerstört wird, so dass an der Schlupf behafteten Kontaktstelle innerhalb kürzester Zeit kein ausreichender Schmierfilm mehr vorliegt. Dies hat zur Folge, dass es zu einer metallischen Berührung der Laufbahn mit den Wälzkörpern kommt und diese auf der Laufbahn gleiten, bis die Wälzkörper auf die kinematische Drehzahl beschleunigt sind. Diese große Differenzgeschwindigkeit zwischen der Laufbahn und den Wälzkörpern sowie das Fehlen eines trennten Schmierfilms ist somit ursächlich dafür, dass es in den Oberflächen der Laufbahn und der Wälzkörper zu hohen Tangentialspannung kommt, die mit starken Verschleißerscheinungen, wie Aufrauung der Laufbahn, Materialaufreißungen und Anschmierungen zumeist in Verbindung mit Mikropittings verbunden sind und zum vorzeitigen Ausfall des Radialwälzlagers führen.

**[0003]** Zur Vermeidung dieses Schlupfeffektes und

der daraus resultierenden Nachteile sind bereits Radiallager bekannt geworden, die an wenigstens einer Umfangsstelle elastisch ausgebildete Wälzkörper einsetzen.

**[0004]** So ist beispielsweise in der DE 511 985 A ein Radialwälzlager beschrieben, das federnde Wälzkörper in Form einer Schraubenfeder verwendet, so dass das Lager in radialer Richtung vorgespannt ist. Nachteilig dabei ist, dass sich solche federartigen Wälzkörper nur in sehr aufwendiger Weise herstellen lassen und außerdem besteht die Gefahr einer Tribokorrosion innerhalb der Feder.

**[0005]** Eine andere Art von elastischen Wälzkörpern ist aus der JP 032 778 09 A1 vorbekannt. Dieses Lager zeichnet sich dadurch aus, dass an wenigstens einer Umfangsstelle ein Wälzkörper aus einem Kunststoff angeordnet ist. Neben der unterschiedlichen Verwendung von Wälzkörpern aus Kunststoff und aus Stahl dürfte von Nachteil sein, dass durch die verwendeten Kunststoffwälzkörper die Tragfähigkeit eines solchen Lagers unter Umständen erheblich eingeschränkt ist.

**[0006]** Aus der US 3,930,693 ist ein Radialwälzlager bekannt geworden, dessen Wälzkörper als elastische Hohlrollen ausgebildet sind. Dabei ist jedoch von Nachteil, dass solche Hohlrollen aufgrund der aufzuwendenden Energie zu ihrer Verformung ein hohes Lagerreibmoment aufweisen. Außerdem dürfte durch die Hohlrollen die Tragfähigkeit eines solchen Lagers ebenfalls eingeschränkt sein. In der Praxis hat sich auch herausgestellt, dass solche Hohlrollen den auftretenden Biegewechselspannungen oftmals nicht gewachsen sind und daher auch mehrteilig ausgeführt werden müssen.

## Zusammenfassung der Erfindung

**[0007]** Ausgehend von den dargelegten Nachteilen des bekannten Standes der Technik liegt der Erfindung deshalb die Aufgabe zugrunde, ein Radialwälzlager bereit zu stellen, bei dem zur Vermeidung von Schlupf zwischen den Wälzkörpern und deren Laufbahnen ein Spannelement verwendet wird, das die Tragfähigkeit nicht wesentlich eingeschränkt.

**[0008]** Erfindungsgemäß wird diese Aufgabe nach dem kennzeichnenden Teil von Anspruch 1 in Verbindung mit dessen Oberbegriff dadurch gelöst, dass das Spannelement als eine beidseitig an den Stirnflächen der Wälzkörper angeordnete Antriebsscheibe ausgebildet ist, die im Durchmesser geringfügig größer als der Durchmesser der Wälzkörper ist, wobei die Antriebsscheibe in radialer Richtung im elastischen Bereich verform- oder verschiebbar ist.

**[0009]** Der Vorteil der erfindungsgemäßen Lösung besteht im Wesentlichen darin, dass ohne Beein-

trächtigung der Tragzahl die Wälzkörper über eine kraftschlüssige Verbindung zwischen diesen und den Lagerringen stetig angetrieben werden und somit auch außerhalb der Lastzone keinen Schlupf zeigen.

**[0010]** Die Anordnung der Antriebsscheiben beidseitig an den Stirnflächen der Wälzkörper wirkt sich somit auf die reduzierte Wälzkörperlänge in axialer Richtung weit weniger auf die Tragfähigkeit aus, als beispielsweise das Ersetzen von wenigstens drei Wälzkörpern durch weniger tragfähige Hohlrollen oder federartig ausgebildete Wälzkörper. Dadurch, dass die Antriebsscheiben im Durchmesser etwas größer sind als die Wälzkörper, sorgen sie auch außerhalb der Lastzone trotz des Lagerspiels für einen ständigen Kontakt zwischen Scheiben und Lagerringe. Durch diesen kraftschlüssigen Kontakt rotieren die Scheiben stets mit der kinematischen Drehzahlen und treiben die Wälzkörper an, deren Drehzahl sich ansonsten außerhalb der Lastzone verringern würde. Es ist weiter von Vorteil, dass durch die spezielle Geometrie der Scheiben sehr wenig Verformungsarbeit im Lager zu überwinden ist. Die Scheiben sorgen aufgrund ihrer verminderten Steifigkeit dafür, dass die aufgrund des Übermaßes auftretende Hertzsche Pressung sehr gering ist.

**[0011]** Bevorzugte Ausgestaltungen und Weiterbildungen des erfindungsgemäß ausgebildeten Radialwälzlagers sind in den Unteransprüchen beschrieben.

**[0012]** So ist nach Anspruch 2 vorgesehen, dass die Antriebsscheibe mit den Wälzkörpern form- oder stoffschlüssig verbunden ist.

**[0013]** Nach einem weiteren Merkmal gemäß Anspruch 3 ist vorgesehen, dass die Wälzkörper als Zylinderrollen ausgebildet sind, die an ihren beiden Stirnseiten je einen axial hervorstehenden Vorsprung aufweisen, der von einer Aufnahmeöffnung der Antriebsscheiben umschlossen ist. Die Montage eines solchen Zylinderrollenlagers lässt sich deshalb in einfacher Weise bewerkstelligen, weil die Antriebsscheiben lediglich auf die hervorstehenden Zapfen aufgeschoben werden müssen.

**[0014]** In den Ansprüchen 4, 5 und 6 ist die elastische Verformbarkeit bzw. die elastische Verschiebbarkeit der Antriebsscheiben beschrieben. Nach Anspruch 4 ist vorgesehen, dass entweder der elastische Bereich der Antriebsscheibe im Randbereich liegt oder in deren Zentrum angeordnet ist. Die erste Variante wird nach Anspruch 5 dadurch realisiert, dass in Bereich des Außendurchmessers der Antriebsscheibe gleichmäßig in Umfangsrichtung voneinander beabstandete Durchbrechungen angeordnet sind. Diese Durchbrechungen sorgen dafür, dass die Antriebsscheibe in einen starren Mittelteil und in einen federnden Randteil bzw. in einen federnden

Randring aufgeteilt ist. Die genaue Auslegung der Scheibengeometrie hinsichtlich ihrer Steifigkeit und den maximal auftretenden Spannungen kann über die Variation von Länge, Breite und Neigung dieser Durchbrechungen und über die Stärke des äußeren Ringes realisiert werden. Die im Unteranspruch 6 beschriebenen technischen Merkmale sorgen dafür, dass die Antriebsscheibe keine elastische Verformung in sich aufweisen muss, sondern durch ein federndes Element in radialer Richtung elastisch verschiebbar ist.

**[0015]** Schließlich ist nach einem letzten Merkmal der Erfindung gemäß Anspruch 7 vorgesehen, dass in einem der Lagerringe zur Aufnahme der Antriebsscheiben ein Freistich angeordnet ist. Diese sorgen dafür, dass die Antriebsscheiben in radialer Richtung im Bereich des Freistiches keinen Kontakt zum jeweiligen Lagerring aufweisen.

#### Kurze Beschreibung der Zeichnungen

**[0016]** Weitere Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung und aus den Zeichnungen, in denen Ausführungsbeispiele der Erfindung in vereinfachter Form dargestellt sind.

**[0017]** Es zeigen:

**[0018]** [Fig. 1](#) eine Draufsicht auf eine erfindungsgemäße Antriebsscheibe,

**[0019]** [Fig. 2](#) einen Längsschnitt durch ein Zylinderrollenlager mit beidseitig angeordneten Antriebsscheiben,

**[0020]** [Fig. 3](#) eine vergrößerte Darstellung der Antriebsscheibe gemäß [Fig. 2](#) außerhalb der Lastzone,

**[0021]** [Fig. 4](#) eine vergrößerte Darstellung der Antriebsscheibe gemäß [Fig. 2](#) in der Lastzone,

**[0022]** [Fig. 5](#) einen Längsschnitt durch ein Zylinderrollenlager mit einer weiteren Variante der Antriebsscheibe,

**[0023]** [Fig. 6](#) einen Querschnitt entlang der Linie VI in [Fig. 5](#),

**[0024]** [Fig. 7](#) eine vergrößerte Darstellung der Antriebsscheibe gemäß [Fig. 6](#) außerhalb der Lastzone und

**[0025]** [Fig. 8](#) eine vergrößerte Darstellung der Antriebsscheibe gemäß [Fig. 6](#) in der Lastzone

#### Ausführliche Beschreibung der Zeichnungen

**[0026]** Aus den [Fig. 1](#), [Fig. 2](#), [Fig. 3](#) und [Fig. 4](#) geht deutlich jeweils ein als Zylinderrollenlager ausgebil-

detes Radialwälzlager 1 hervor, welches im Wesentlichen aus dem äußeren Lagerring 2 und dem inneren Lagerring 3 besteht, zwischen denen auf zugehörigen Laufbahnen 4, 5 Wälzkörper 6 abrollen, die durch einen nicht dargestellten Käfig in Umfangsrichtung gleichmäßig auf Abstand gehalten sind. Während der äußere Laufring 2 beidseitig mit radial nach innen gerichteten Borden 7, 8 ausgestattet ist, ist der innere Laufring 3 lediglich an einer Seite mit dem radial nach auswärts gerichteten Bord 9 versehen. Der als Zylinderrolle ausgebildete Wälzkörper 6 ist beidseitig an seinen Stirnflächen mit axial hervorstehenden kreisrunden Vorsprüngen 10 ausgestattet, die beidseitig Antriebsscheiben 11 über deren zentrische Aufnahmeöffnung 12 so aufnehmen, dass die Antriebsscheiben 11 gegenüber den Wälzkörpern 12 nicht verdrehbar sind. Wie weiter erkennbar, sind die Antriebsscheiben 11 im Durchmesser etwas größer als der Wälzkörper 6, so dass auch außerhalb der Lastzone trotz des Lagerspiels für ständigen Kontakt zwischen Antriebsscheibe 11 und Lagerring 3 gesorgt ist. Der Durchmesser der Antriebsscheibe 11 muss dabei im Vergleich zum Durchmesser der Wälzkörper 6 zumindest soviel größer sein, dass vorhandenes Radialspiel zwischen den Wälzkörpern 6 und beiden Lagerringen 2, 3 ausgeglichen ist. Die Wirkungsweise der Antriebsscheiben 11 wird nachstehend anhand der Fig. 3 und Fig. 4 erläutert, die die Bereiche X und Y gemäß Fig. 2 in vergrößerter Darstellung außerhalb und innerhalb der Lastzone zeigen.

[0027] Wie diese erkennen lassen, ist die Antriebsscheibe 11 im Randbereich mit durchgehenden Durchbrechungen 13 versehen, so dass sie in zwei Bereiche aufgeteilt ist. Zum einen der mit 14 bezeichnete starre innere Teil und zum anderen der mit 15 bezeichnete federnde Randbereich, der vom starren Teil 14 durch die Durchbrechungen 13 abgetrennt ist. Wie der untere Teil von Fig. 3 erkennen lässt, besteht außerhalb der Lastzone zwischen Wälzkörper 6 und Innenlaufbahn 5 kein direkter Kontakt, was durch den nicht näher bezeichneten Spalt zeichnerisch zwischen beiden dargestellt ist. Der Kontakt zwischen Wälzkörper 6 und Innenring 3 erfolgt indirekt über die Antriebsscheibe 11, die mit dem Wälzkörper 6 fest verbunden ist und mit ihrer Mantelfläche an der Laufbahn 5 anliegt. Wie der obere Teil von Fig. 3 im unbelasteten Bereich zeigt, ist die Antriebsscheibe 11 in einem Freistich 16 untergebracht, der sich im äußeren Lagerring 2 befindet. Wenn sich also der Wälzkörper 6 außerhalb der Lastzone befindet, so verläuft der Kraftfluss vom inneren Lagerring 3 über die Antriebsscheiben 11 auf die Wälzkörper 6 und den äußeren Lagerring 2. Oder anders ausgedrückt, die Antriebsscheiben 11 pressen die Wälzkörper 6 aufgrund ihres größeren Durchmessers gegen die Laufbahn 4 des Außenringes 2 und sorgen somit auch im lastfreien Bereich für eine kinematische Umwälzung. In der Lastzone hingegen, die zeichnerisch in Fig. 4 darge-

stellt ist, sind die Wälzkörper 6 sowohl mit der äußeren Laufbahn 4 des äußeren Lagerrings 2 als auch mit der inneren Laufbahn 5 des inneren Lagerrings 3 in unmittelbarem Kontakt, der dadurch ermöglicht ist, dass sich die Antriebsscheiben 11 im elastischen Bereich verformen. Dies erfolgt derart, dass eine Durchmesser-Verkleinerung der Antriebsscheiben 11 durch die Durchbrechungen 13 möglich ist, wobei der federnde Randbereich 15 radial nach innen bewegt ist. Ein Vergleich der unteren Bildhälften der Fig. 3 und Fig. 4 zeigt, dass dabei die mit a1 bezeichnete lichte Weite der Durchbrechung 13 im unbelasteten Bereich größer als die a2 bezeichnete lichte Weite in der Lastzone ist.

[0028] In den Fig. 5 bis 9 ist eine weitere erfindungsgemäße Variante eines Radialwälzlagers 17 gezeigt, dessen Antriebsscheiben 18 aber andersartig ausgebildet ist. Soweit Übereinstimmung mit den Fig. 1 bis Fig. 4 besteht, sind auch die gleichen Bezugszeichen verwendet worden, so dass eine ausführliche Erläuterung der gesamten Lageranordnung entbehrlich ist, da diese in vielen Details mit dem Lager gemäß den Fig. 1 bis Fig. 4 übereinstimmt. Wie insbesondere aus den Fig. 5 und Fig. 6 erkennbar, ist vom Vorsprung 10 des Wälzkörpers 6 ein kreisrundes Federelement 19 aufgenommen, das wiederum in der Aufnahmeöffnung 12 der Antriebsscheibe 18 aufgenommen ist. Diese Ausbildung hat zur Folge, dass die Antriebsscheibe 18 an sich nicht federnd sein muss, sondern das Federelement 19 eine Radialverschiebung der in sich stabilen Antriebsscheibe 18 ermöglicht.

[0029] Die Wirkungsweise dieser Antriebsscheibe 18 mit intrigiertem Federelement 19 wird anhand der Fig. 7 und Fig. 8 erläutert, wobei wiederum in Fig. 7 die Verhältnisse außerhalb der Lastzone und in Fig. 8 die Verhältnisse in der Lastzone zeichnerisch dargestellt sind. Wie der untere Teil der Fig. 7 zeigt, ist im unbelasteten Zustand wiederum kein direkter Kontakt zwischen der Lauffläche des Wälzkörpers 6 mit der Innenlaufbahn 5 des Innenringes 3 gegeben. Kontakt liegt aber zwischen Laufbahn 5 und der Antriebsscheibe 18 vor, die, wie bereits erläutert, mit dem Wälzkörper 6 bzw. mit dessen Vorsprung 10 über das Federelement 19 verbunden ist. Durch die Wirkung dieses Federelementes 19 liegt der Wälzkörper 6 im oberen Bereich im entlasteten Zustand mit seiner Mantelfläche an der äußeren Laufbahn 4 des äußeren Lagerrings 2 an, während die Antriebsscheibe 18 in den Freistich 16 im äußeren Laufring 2 hineinragt. Wird nun die Lastzone erreicht, die in Fig. 8 dargestellt ist, ist die Mantelfläche des Wälzkörpers 6 sowohl mit der inneren Laufbahn 5 des Lagerrings 3 als auch mit der äußeren Laufbahn 4 des äußeren Lagerrings 2 in Kontakt. Dies hat zur Folge, dass, wie aus dem oberen Bereich von Fig. 8 ersichtlich, die Antriebsscheibe 18 weiter in den Freistich 16 eintaucht. Durch die federnde Wirkung des Elemen-

tes **19** wird die Antriebsscheibe **18** in radialer Richtung nach oben verschoben, d. h., sie kann in sich stabil bleiben, während das in ihrem Zentrum angeordnete Federelement **19** reagieren muss. Zeichnerisch ist das derart dargestellt, dass der linksseitig im lastfreien Bereich mit  $b_1$  bezeichnete radiale Abstand von der Antriebsscheibe **18** bis zum Grund des Freistiches **16** größer ist, als der mit  $b_2$  bezeichnete gleichartige Abstand in der Lastzone.

**[0030]** In beiden Ausführungsvarianten gemäß den **Fig. 1** bis **Fig. 8** sind die Radialwälzlager **1**, **17** jeweils mit Freistichen **16** im äußeren Lagerring **2** ausgestattet. Dies hat zur Folge, dass die radiale Verformung der Antriebsscheibe **11** beziehungsweise deren radiale Verschiebung im Lastbereich den doppelten Wert annimmt, der sich ohne Freistich einstellen würde. Im zweiten Fall, nämlich ohne Freistich **16**, würde die elastische Verformung der Antriebsscheibe **11** sowohl am inneren Lagerring **3** als auch am äußeren Lagerring **4** an einander gegenüberliegenden Umfangsstellen erfolgen.

#### Bezugszeichenliste

<b>1</b>	Radialwälzlager
<b>2</b>	äußerer Lagerring
<b>3</b>	innerer Lagerring
<b>4</b>	äußere Laufbahn
<b>5</b>	innere Laufbahn
<b>6</b>	Wälzkörper
<b>7</b>	Bord
<b>8</b>	Bord
<b>9</b>	Bord
<b>10</b>	Vorsprung
<b>11</b>	Antriebsscheibe
<b>12</b>	Aufnahmeöffnung
<b>13</b>	Durchbrechung
<b>14</b>	starrer Teil
<b>15</b>	federnder Randbereich
<b>16</b>	Freistich
<b>17</b>	Radialwälzlager
<b>18</b>	Antriebsscheibe
<b>19</b>	Federelement
<b>a1, a2</b>	lichte Weite
<b>b1, b2</b>	radialer Abstand

#### Patentansprüche

1. Radialwälzlager (**1**, **17**), welches im Wesentlichen aus einem äußeren Lagerring (**2**) mit einer äußeren Laufbahn (**4**) und einem inneren Lagerring (**3**) mit einer inneren Laufbahn (**5**) sowie einer Vielzahl zwischen den Lagerringen (**2**, **3**) angeordneter Wälzkörper (**6**) besteht, die mit ihren Laufflächen auf den Laufbahnen (**4**, **5**) der Lagerringe (**2,3**) abrollen und durch einen Lagerkäfig in Umfangsrichtung in gleichmäßigen Abständen zueinander gehalten sind, wobei zur Vermeidung von Schlupf zwischen den Wälzkörpern (**6**) und den Lagerringen (**2**, **3**) ein oder mehrere

elastische Spannelemente angeordnet sind, welche die Wälzkörper (**6**) zwischen den Laufbahnen (**4**, **5**) radial vorspannen, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Spannelement als eine beidseitig an Stirnflächen der Wälzkörper (**6**) angeordnete Antriebsscheibe (**11**, **18**) ausgebildet ist, die im Durchmesser geringfügig größer als der Durchmesser der Wälzkörper (**6**) ist, wobei die Antriebsscheibe (**11**, **18**) in radialer Richtung im elastischen Bereich verform- oder verschiebbar ist.

2. Radialwälzlager (**1**, **17**) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Antriebscheibe (**11**, **18**) mit den Wälzkörpern (**6**) form- oder stoffschlüssig verbunden ist.

3. Radialwälzlager (**1**, **17**) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Wälzkörper (**6**) als Zylinderrollen ausgebildet sind, die an ihren beiden Stirnseiten je einen axial hervorstehenden Vorsprung (**10**) aufweisen, der von einer Aufnahmeöffnung (**12**) der Antriebsscheibe (**11**, **18**) umschlossen ist.

4. Radialwälzlager (**1**) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der elastische Bereich der Antriebsscheibe (**11**) im Randbereich angeordnet ist.

5. Radialwälzlager (**1**) nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass im Bereich des Außendurchmessers der Antriebsscheibe (**11**) gleichmäßig in Umfangsrichtung voneinander beabstandete Durchbrechungen (**13**) angeordnet sind.

6. Radialwälzlager (**17**) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass in einer zentrischen Aufnahmebohrung (**12**) der Antriebsscheibe (**18**) ein in radialer Richtung federndes Element (**19**) angeordnet ist.

7. Radialwälzlager (**1**, **17**) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass in einem der Lagerringe (**2**) zur Aufnahme der Antriebsscheiben (**11**, **18**) ein Freistich (**16**) angeordnet ist.

Es folgen 4 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

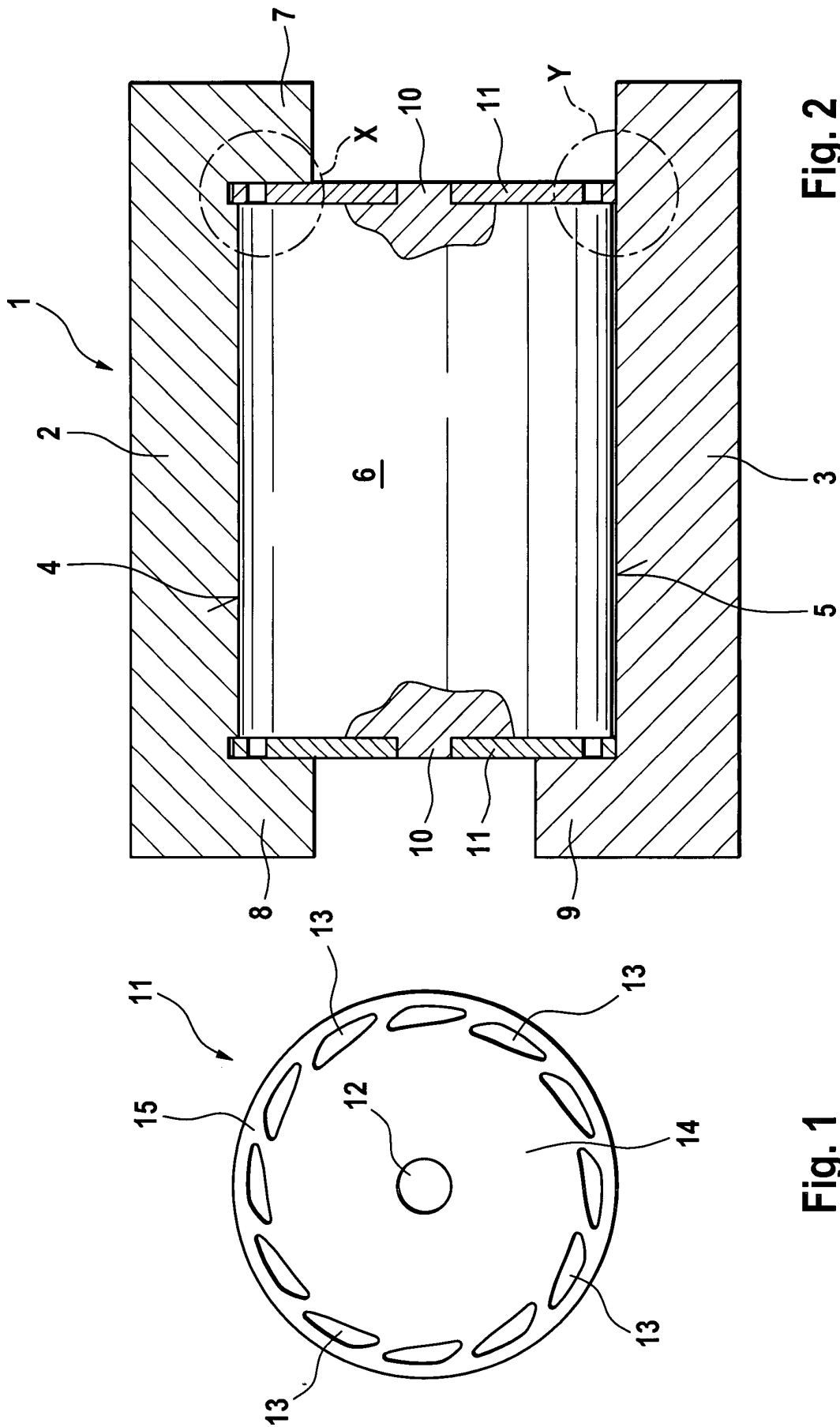


Fig. 2

Fig. 1

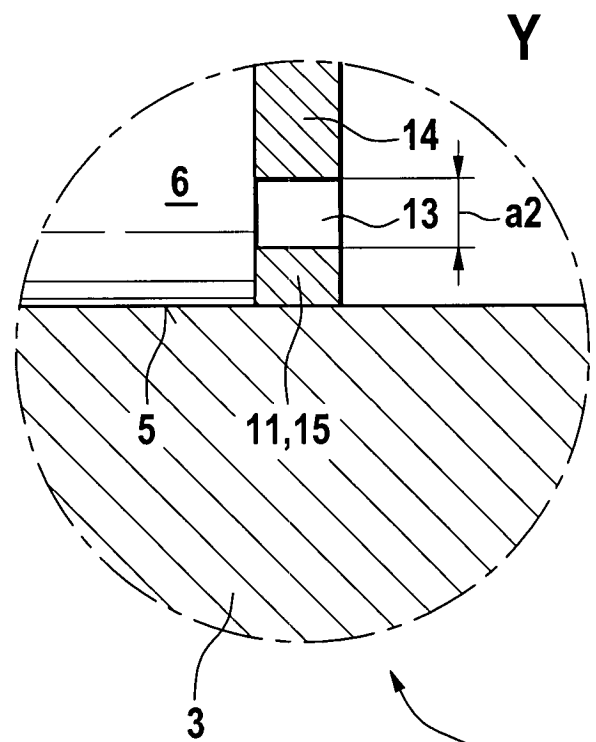
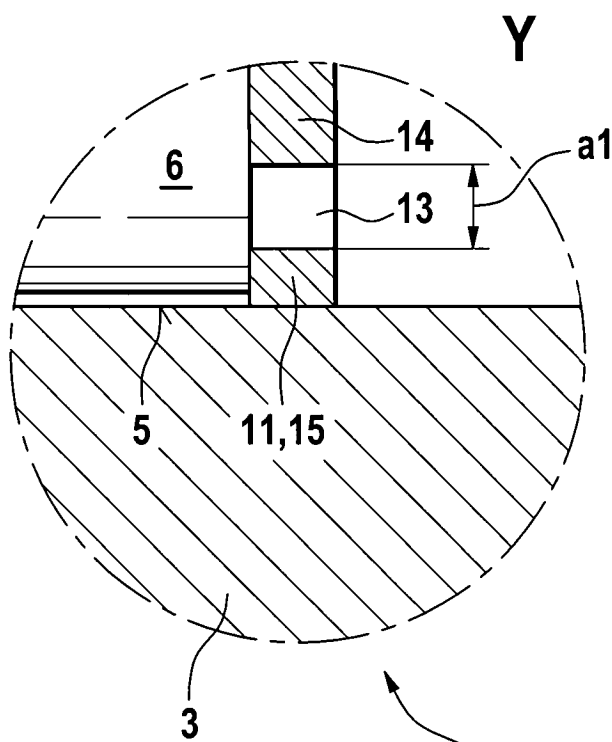
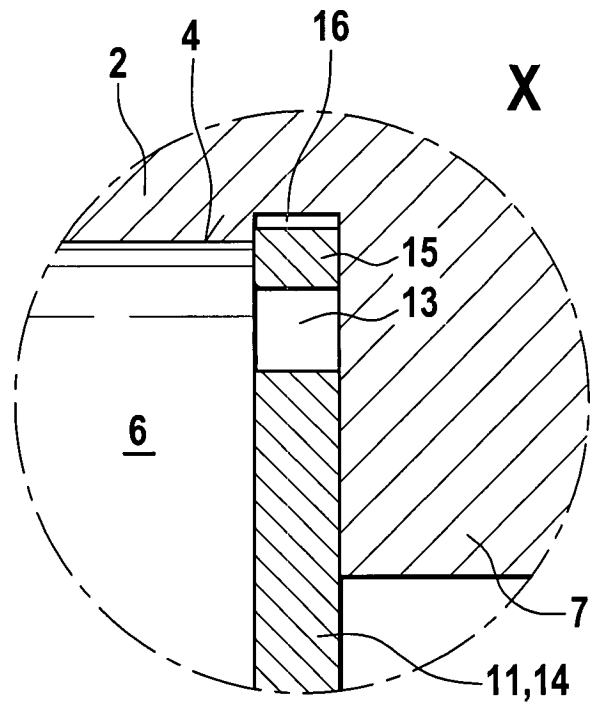
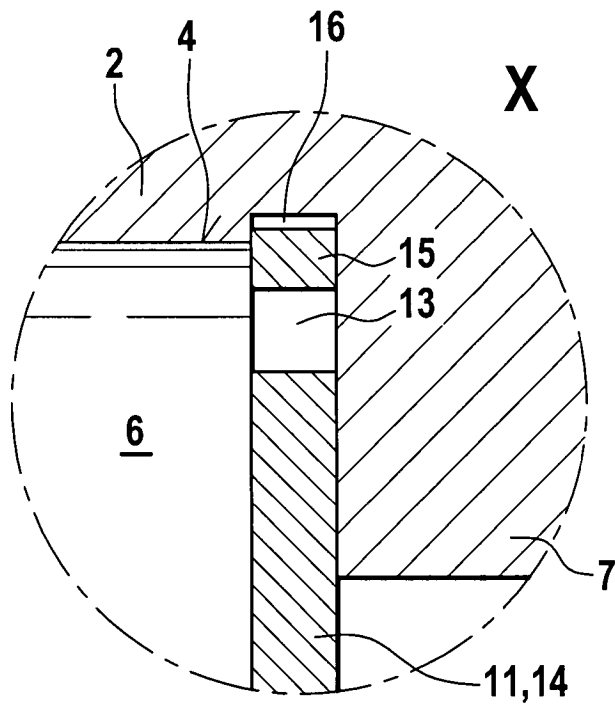


Fig. 3

Fig. 4

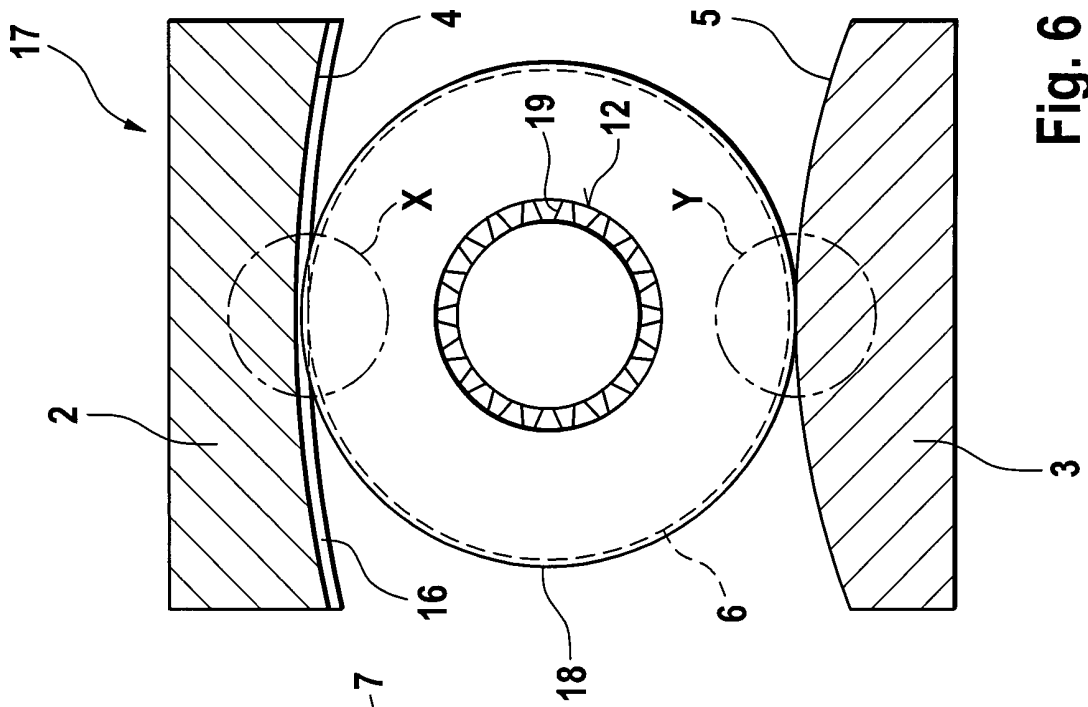


Fig. 5

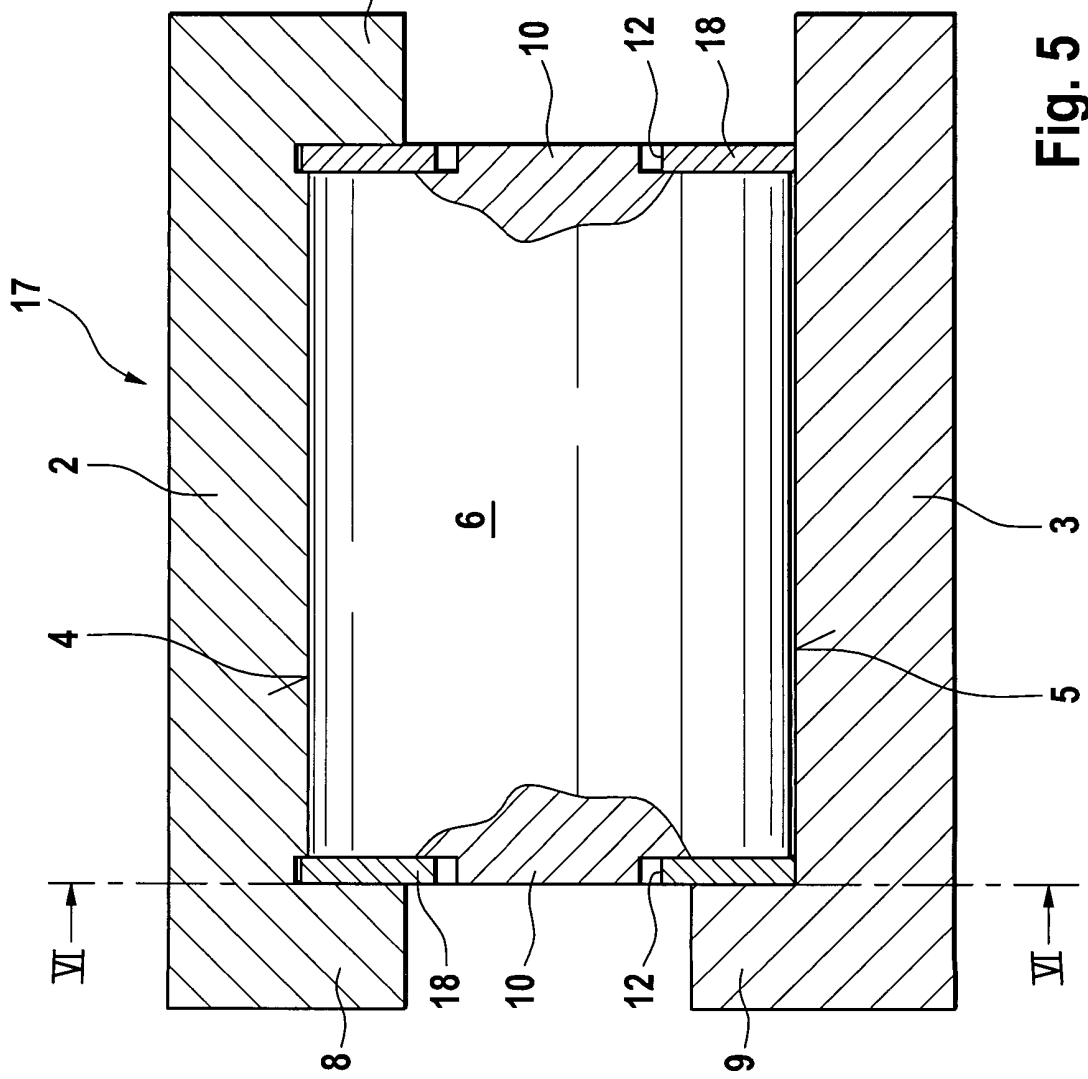


Fig. 6



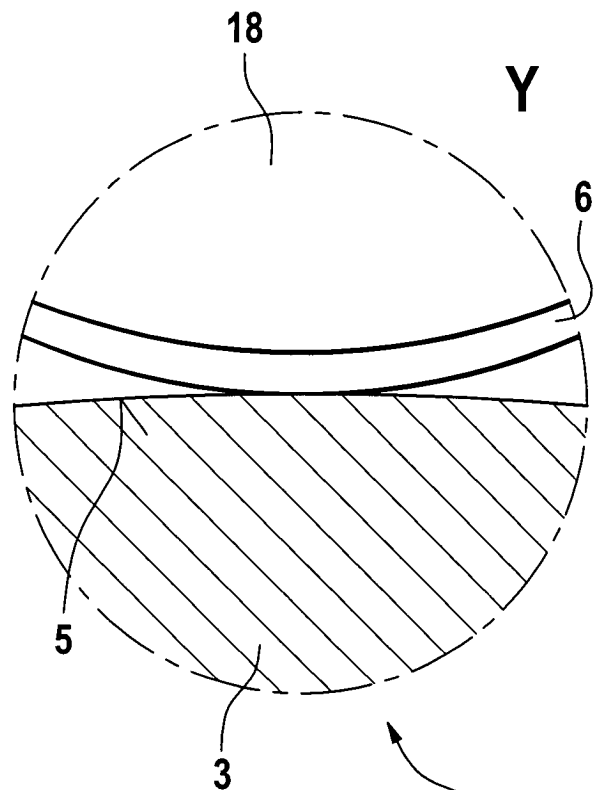
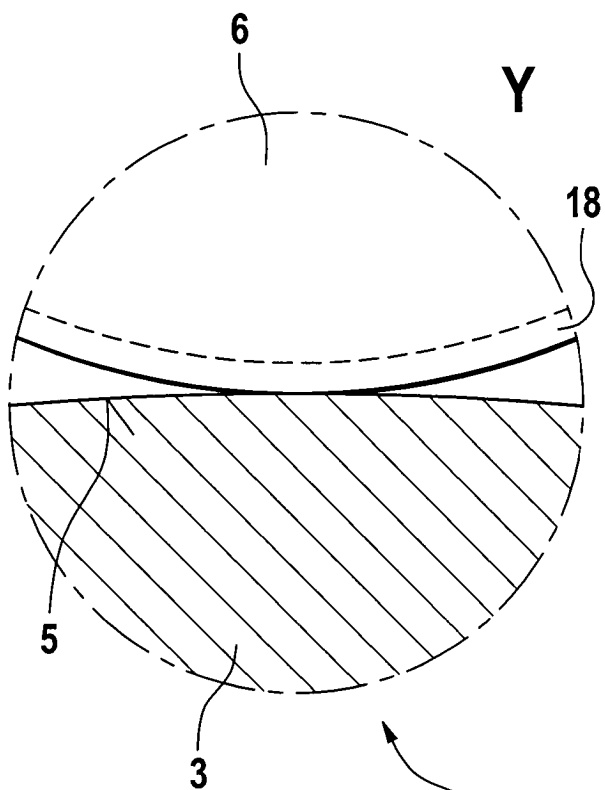
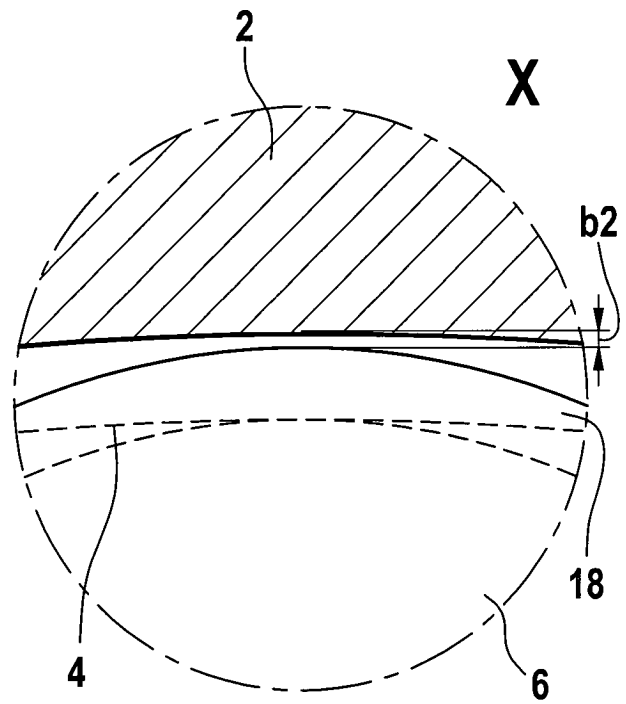
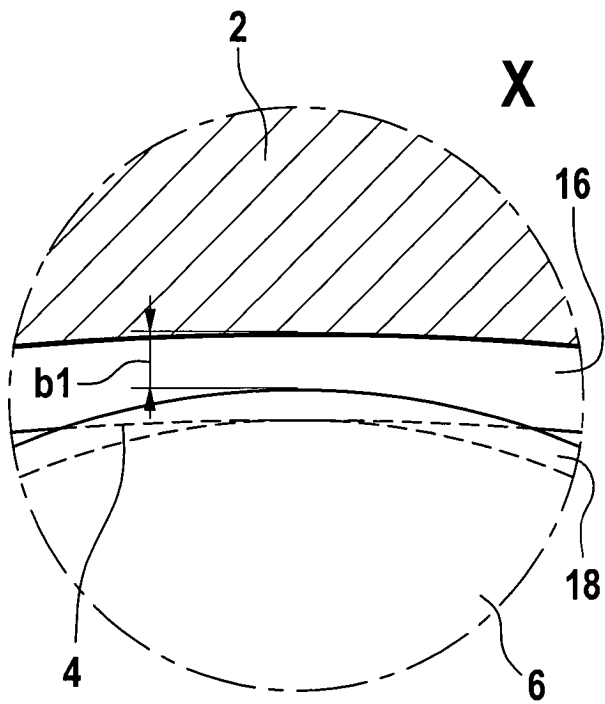


Fig. 7

Fig. 8