



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

⑤① Int. Cl.³: F 01 D 5/10
F 16 F 15/12

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein

Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978



⑫ PATENTSCHRIFT A5

633 076

⑫① Gesuchsnummer: 3383/78

⑦③ Inhaber:
Kraftwerk Union Aktiengesellschaft,
Mülheim/Ruhr (DE)

⑫② Anmeldungsdatum: 30.03.1978

⑫③ Priorität(en): 29.06.1977 DE 2729340

⑦② Erfinder:
Dr. Bernard Becker, Mülheim/Ruhr (DE)

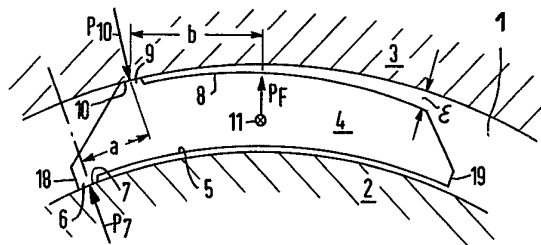
⑫④ Patent erteilt: 15.11.1982

⑫⑤ Patentschrift
veröffentlicht: 15.11.1982

⑦④ Vertreter:
Siemens-Albis Aktiengesellschaft, Zürich

⑤④ Vorrichtung zur Schwingungsdämpfung am Läufer einer Turbomaschine.

⑤⑦ Zur Schwingungsdämpfung sind am Läufer einer Turbomaschine, der aus mehreren Läuferscheiben (3) zusammengesetzt und von einem diese durchdringenden Zuganker (2) verspannt ist, mehrere fliehkraftabhängig wirkende Dämpfungselemente (4) vorgesehen, die im Ringspalt (1) zwischen dem Zuganker (2) und den Läuferscheiben (3) angeordnet sind. Bei derartigen Vorrichtungen ist die erzeugte Kraftwirkung von Verformungen und Spaltveränderungen abhängig. Um diese Abhängigkeit weitgehend zu vermeiden, sieht die Erfindung vor, dass die Dämpfungselemente (4) aus gleichmässig am Umfang des Ringspaltes (1) verteilten Ringsegmenten bestehen und über je eine streifenförmige Anlagefläche (7, 10) auf der Innen- und der Aussenumfangsfläche an der Läuferscheibe (3) bzw. dem Zuganker (2) anliegen. Die Anlageflächen (7, 10) sind in Längsrichtung der Dämpfungselemente (4) voneinander beabstandet und in einem derartigen Bereich der Dämpfungselemente (4) angeordnet, dass der Schwerpunkt (11) der Dämpfungselemente (4) ausserhalb des Bereiches der Anlageflächen (7, 10) liegt. Die Vorrichtung ist insbesondere für den Einsatz in Gasturbinen geeignet.



PATENTANSPRÜCHE

1. Vorrichtung zur Schwingungsdämpfung am Läufer einer Turbomaschine, der aus mehreren Läuferscheiben zusammengesetzt und von einem diese durchdringenden Zuganker kraftschlüssig verspannt ist und im Ringspalt zwischen dem Zuganker und dem Innenumfang der Läuferscheiben fliehkraftabhängig wirkende Dämpfungselemente aufweist, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungselemente (4, 30, 40) aus gleichmässig am Umfang des Ringspalt (1) verteilten Ringsegmenten bestehen und über je eine streifenförmige Anlagefläche (7, 10; 31, 32; 41, 42) auf der Innen- und der Aussenumfangsfläche an der Läuferscheibe (3) bzw. dem Zuganker (2) anliegen, dass die Anlageflächen (7, 10; 31, 32; 41, 42) in Längsrichtung der Dämpfungselemente (4, 30, 40) voneinander beabstandet sind und in einem derartigen Bereich der Dämpfungselemente (4, 30, 40) angeordnet sind, dass der Schwerpunkt (11, 36, 48) der Elemente (4, 30, 40) ausserhalb des Bereiches der Anlageflächen liegt.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Abstand (a) der Anlageflächen (7, 10; 31, 32; 41, 42) voneinander kleiner ist als der Abstand (b) der radial aussenliegenden Anlagefläche (10, 32, 42) vom Schwerpunkt (11, 36, 48) des Dämpfungselementes (4, 30, 40).

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass sich die Dämpfungselemente (4, 30, 40) zum freien Ende hin verjüngen, derart, dass sich allein auf der Aussenumfangsfläche (8, 35, 46) ein zum freien Ende hin vergrößernder Radialspalt (ε) zwischen dem Dämpfungselement und der Läuferscheibe (3) ergibt.

4. Vorrichtung nach den Ansprüchen 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Anlageflächen (7, 10) durch sich über die Breite des Dämpfungselementes (4) erstreckende, in radialer Richtung vorspringende Ansätze (6, 9) gebildet und in Umfangsrichtung derart gegeneinander versetzt sind, dass der Abstand des radial innenliegenden Ansatzes (6) zum Schwerpunkt (11) grösser ist als der des radial aussenliegenden Ansatzes (9).

5. Vorrichtung nach den Ansprüchen 2 und 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Anlageflächen (31, 32; 41, 42) in Umfangsrichtung der Dämpfungselemente (30, 40) verlaufen und auf der Innenseite durch einen im Bereich des einen Endes des Dämpfungselementes (30, 40) anliegenden, umlaufenden Bund (33, 47) am Zuganker (2) und auf der aussenliegenden Seite (35, 46) der Dämpfungselemente (30, 40) durch einen in radialer Richtung vorspringenden, in Umfangsrichtung verlaufenden Ansatz (34, 45) gebildet sind.

6. Vorrichtung nach den Ansprüchen 4 und 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungselemente (4, 30) breiter als die zugehörigen Läuferscheiben (3) sind und an ihren axialen Stirnseiten die Läuferscheibeninnenkante umfassende Ansätze (12, 13; 37, 38) aufweisen.

7. Vorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass zur axialen Festlegung der Dämpfungselemente (4) beiderseits derselben Wellenbunde (16, 17) am Zuganker (2) vorgesehen sind.

8. Vorrichtung nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die axiale Breite der Dämpfungselemente (4) geringer ist als die der Läuferscheiben (3) und dass die Läuferscheiben (3) auf ihrem Innenumfang (15) eine segmentbreite, umlaufende Nut (14) zur axialen Festlegung der Dämpfungselemente (4) aufweisen.

9. Vorrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Läuferscheiben (3) auf ihren Innenumfang an eine Stirnseite angrenzende, abgestufte umlaufende Ausnehmungen (43, 44) zur Aufnahme des die Anlageflächen (41, 42) aufweisenden Abschnittes der Dämpfungselemente (40) aufweisen und dass das freie, mindestens auch den Schwerpunkt (48) enthaltende Ende in axialer Richtung aus der Läuferscheibe (3) herausragt.

10. Vorrichtung nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass bei einem als Schlusssegment (4') dienenden Dämpfungselement die Stirnflächen (20, 21) in Umfangsrichtung und auch die jeweils angrenzenden Stirnflächen (22, 23) der Nachbarelemente (4) parallel zueinander verlaufen.

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung zur Schwingungsdämpfung am Läufer einer Turbomaschine, der aus mehreren Läuferscheiben zusammengesetzt und von einem diese durchdringenden Zuganker kraftschlüssig verspannt ist und im Ringspalt zwischen dem Zuganker und dem Innenumfang der Läuferscheibe fliehkraftabhängig wirkende Dämpfungselemente aufweist.

Eine derartige Vorrichtung ist aus der DE-PS 2034088 bekannt. Dabei sind zwischen dem Zuganker und den Läuferscheiben sich bei Fliehkraft aufweitende, axial geteilte Schalen zugeordnet, die bei Betrieb der Maschine einen Kontakt zwischen Zuganker und Läuferscheiben herstellen. Eine derartige kraftschlüssige Verbindung zwischen Zuganker und Läuferscheiben ist erforderlich, da die Scheibe sich unter der Fliehkraftwirkung ausdehnt, der Zugankerdurchmesser sich jedoch durch Querkontraktion vermindert. Da die Temperaturdehnungen von Läuferscheiben, Verbindungselementen und Zuganker nicht gleich sind und zudem axiale Verschiebungen auftreten, muss das Dämpfungselement erhebliche Spaltveränderungen überbrücken, ohne den festen Kontakt mit einem oder beiden Teilen zu verlieren. Bei der bekannten Anordnung wird die Anpresskraft an mindestens einer Kontaktfläche durch Verformung des Dämpfungselementes unter Fliehkraftwirkung erzielt. Da für diese Verformung ein Teil der Fliehkraft verbraucht wird bzw. die zulässige oder mögliche Verformung begrenzt ist, kann die verbleibende Restanlagekraft bei schnellen Temperaturänderungen oder kleiner Drehzahl vollständig aufgezehrt und die Dämpfung somit zeitweise unwirksam werden.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung zur Schwingungsdämpfung zu schaffen, bei der Kraftwirkungen erzeugt werden, die von Verformungen und Spaltveränderungen nahezu unabhängig sind.

Zur Lösung dieser Aufgabe ist ausgehend von einer Vorrichtung der eingangs genannten Art erfindungsgemäss vorgesehen, dass die Dämpfungselemente aus gleichmässig am Umfang des Ringspalt (1) verteilten Ringsegmenten bestehen und über je eine streifenförmige Anlagefläche auf der Innen- und der Aussenumfangsfläche an der Läuferscheibe bzw. dem Zuganker anliegen, dass die Anlageflächen in Längsrichtung der Ringsegmente voneinander beabstandet sind und in einem derartigen Bereich der Ringsegmente angeordnet sind, dass der Schwerpunkt des Ringsegmentes ausserhalb des Bereiches der Anlageflächen liegt.

Zweckmässig ist es dabei, wenn der Abstand der Anlageflächen voneinander kleiner ist als der Abstand der radial aussenliegenden Anlagefläche vom Schwerpunkt des Dämpfungselementes. Darüber hinaus können sich die Dämpfungselemente zum freien Ende hin derart verjüngen, dass sich allein auf der Aussenumfangsfläche ein zum freien Ende hin vergrößernder Radialspalt zwischen dem Dämpfungselement und der Läuferscheibe ergibt.

Durch diese Ausgestaltung der Dämpfungselemente wird erreicht, dass die Fliehkraft ausserhalb des Bereiches der Anlageflächen im Schwerpunkt der Dämpfungselemente angreift und diese somit sowohl an die jeweilige Läuferscheibe wie auch an den Zuganker andrücken, wobei die beiden Auflagekräfte grösser sind als die Fliehkraft. Da die Zentrifugalbeschleunigung in Turbomaschinen sehr viel grösser als die Erdbeschleunigung ist, lassen sich somit sehr grosse Anpresskräfte bei vergleichsweise kleinem Dämpfungselementgewicht erzielen.

Es sind dabei zwei grundsätzlich verschiedene Ausführungsformen bei gleichem Wirkungsprinzip möglich. Einmal können die Anlageflächen durch über die Breite des Dämpfungselementes erstreckende, in radialer Richtung vorspringende Ansätze gebildet und in Umfangsrichtung derart gegeneinander versetzt sein, dass der Abstand des radial innenliegenden Ansatzes zum Schwerpunkt grösser ist als der des radial aussenliegenden Ansatzes. Zum anderen ist es aber auch möglich, dass die Anlageflächen in Umfangsrichtung der Dämpfungselemente verlaufen und auf ihrer Innenseite durch einen im Bereich des einen Endes des Dämpfungselementes anliegenden, umlaufenden Bund am Zuganker und auf der aussenliegenden Seite der Dämpfungselemente durch einen in radialer Richtung vorspringenden, in Umfangsrichtung verlaufenden Ansatz gebildet sind.

Zur axialen Festlegung der Dämpfungselemente können diese breiter als die zugehörigen Läuferscheiben sein und an ihren axialen Stirnseiten die Läuferscheibeninnenkante umfassende Ansätze aufweisen. Es ist auch möglich, dass zur axialen Festlegung der Dämpfungselemente beiderseits derselben Wellenbunde am Zuganker vorgesehen sind. Ferner kann die axiale Breite der Dämpfungselemente geringer als die der Läuferscheiben sein, wobei die Läuferscheiben auf ihrem Innenumfang eine segmentbreite, umlaufende Nut zur axialen Festlegung der Dämpfungselemente aufweisen.

Die Läuferscheiben können aber auch auf ihrem Innenumfang eine umlaufende Ausnehmung zur Aufnahme des die Anlageflächen aufweisenden Abschnittes der Dämpfungselemente aufweisen, wobei das freie, mindestens auch den Schwerpunkt enthaltende Ende in axialer Richtung aus der Läuferscheibe herausragt.

Anhand einer schematischen Zeichnung sind Aufbau und Wirkungsweise von Ausführungsbeispielen nach der Erfindung näher erläutert. Dabei zeigen:

Fig. 1 einen Querschnitt durch den Ringspalt zwischen Zuganker und Läuferscheibe mit entsprechend angeordneten Dämpfungselementen;

Fig. 2 ein derartiges Dämpfungselement in vergrößerter Darstellung;

Fig. 3 bis 5 verschiedene Arten der axialen Festlegung der Dämpfungselemente;

Fig. 6 die Ausbildung eines Dämpfungselementes zur Erleichterung des Ein- und Ausbaues;

Fig. 7 einen Querschnitt durch den Ringspalt mit einer anderen Art von Dämpfungselementen;

Fig. 8 einen Längsschnitt durch den Ringspalt mit einem Dämpfungselement nach Fig. 7 in vergrößerter Darstellung, und

Fig. 9 ein weiteres Dämpfungselement entsprechend der Anordnung nach Fig. 7.

Wie aus dem Querschnitt nach Fig. 1 zu ersehen ist, sind im Ringspalt 1 zwischen dem Zuganker 2 und einer zugehörigen Läuferscheibe 3 beispielsweise acht Dämpfungselemente 4 angeordnet, die annähernd die Form eines Ringsegmentes aufweisen und über den grössten Teil ihrer Länge eine geringere Höhe als die des Ringspaltes 1 haben. Die Einzelheiten eines derartigen Dämpfungselementes 4 sind dabei deutlicher aus Fig. 2 zu erkennen. Das Dämpfungselement 4 weist im Bereich des einen Endes an der Innenumfangsfläche 5 einen sich über die axiale Breite erstreckenden radialen Ansatz 6 auf, der mit dem Zuganker 2 eine Anlagefläche 7 bildet. An der Aussenumfangsfläche 8 ist ein radialer Ansatz 9 vorgesehen, der mit der Läuferscheibe 3 die Anlagefläche 10 bildet. Für die Funktionsweise des Dämpfungselementes 4 ist es dabei wesentlich, dass die beiden Anlageflächen 7 und 10 auf einer Seite des Dämpfungselementes 4 ausserhalb des Bereiches des Schwerpunktes 11 liegen. Die Auflagekräfte können dabei durch einfaches Anwenden der Sätze über das Gleichgewicht der Kräfte und Momente berechnet werden. Wird die Geometrie dabei so gewählt, dass der eingezeichnete Abstand b des Schwerpunktes 11 von der nach

ausser gerichteten Anlagefläche 10 grösser ist als der Abstand a der beiden Anlageflächen 7 und 10 voneinander, so sind die beiden Auflagekräfte P_7 und P_{10} grösser als die im Schwerpunkt 11 angreifende Fliehkraft P_F .

Bei Betrieb der Maschine wird also durch Einwirken der Fliehkraft das Dämpfungselement 4 praktisch um die Anlagefläche 10 gedreht, so dass stets eine feste Anlage des Dämpfungselementes 4 sowohl an der Läuferscheibe 3 als auch am Zuganker 2 sicher gewährleistet ist. Da die Zentrifugalbeschleunigung dabei sehr viel grösser ist als die Erdbeschleunigung, lassen sich somit sehr grosse Anpresskräfte bei vergleichsweise kleinem Dämpfungselementgewicht erzielen. Durch eine gleichmässige Verteilung dieser Dämpfungselemente 4 über den Umfang des Zugankers 2 können die einzelnen Kräfte so auf den Zuganker einwirken, dass die resultierende Kraftwirkung klein bleibt. Die Dämpfungswirkung entsteht dabei durch die bei jeder Relativbewegung zwischen Zuganker 2 und Läuferscheibe 4 erzeugten Reibungskräfte in den Auflageflächen 7 und 10. Unterschiedliche oder sich verändernde Spalte durch Fertigungstoleranzen, Dehnungen im Betrieb und Verschleiss werden durch eine Drehung der Dämpfungselemente 4 selbsttätig ausgeglichen. Auch axiale Verschiebungen zwischen Läuferscheibe und Zuganker bei der Montage und beim Betrieb werden nicht behindert. Darüber hinaus bleiben auch bei verminderter Drehzahl definierte Auflagekräfte in beiden Kontaktflächen erhalten.

Zweckmässig ist es dabei, wenn sich die Dämpfungselemente 4 zum freien Ende hin derart verjüngen, dass sich allein auf der Oberseite 8 der Ringsegmente ein zum freien Ende hin vergrössernder Radialspalt ϵ ergibt, d. h. dass die Aussenumfangsfläche 8 schwach geneigt verläuft. Dieses Radialspiel ϵ kann dabei so bemessen werden, dass die Summe aller auftretenden Spaltveränderungen durch Fertigungstoleranzen, instationäre Wärmedehnungen, Fliehkraftdehnung, Querkontraktion, Verformung und Verschleiss sich durch eine entsprechende Drehung der Dämpfungselemente 4 selbsttätig ausgleicht.

Zur Sicherung gegen axiale Verschiebungen und ein Herausfallen der Dämpfungselemente sind dabei mehrere Möglichkeiten gegeben. Nach Fig. 3 können beispielsweise die Dämpfungselemente 4 eine grössere Breite als die der zugehörigen Läuferscheibe 3 aufweisen und mit radialen Ansätzen 12 und 13 an ihren Stirnseiten die Läuferscheibe 3 seitlich umfassen.

Nach dem Ausführungsbeispiel in Fig. 4 können aber auch die Dämpfungselemente 4 eine geringere Breite als die zugehörige Läuferscheibe 3 aufweisen und in eine umlaufende Nut 14 am Innenumfang 15 der Läuferscheibe 3 eingesetzt sein.

Schliesslich ist es aber auch noch möglich, dass entsprechend dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 5 der Zuganker 2 seitlich der Dämpfungselemente 4 je einen Wellenbund 16 und 17 aufweist, der ein axiales Verschieben der Dämpfungselemente 4 verhindert.

Üblicherweise werden diese Dämpfungselemente 4 zunächst in die Innenbohrung der Läuferscheibe 3 eingesetzt, wobei die Dämpfungselemente 4 radial verlaufende Stirnflächen 18 und 19 aufweisen. Zweckmässigerweise weist jedoch ein Schlusselement 4' – wie es in Fig. 6 dargestellt ist – parallelfunkige Stirnflächen 20 und 21 auf, wobei auch die angrenzenden Stirnflächen 22 und 23 der Nachbarelemente 4 parallel zueinander verlaufen, so dass dieses Element 4' entsprechend dem angegebenen Pfeil 24 eingesetzt werden kann, wenn alle anderen Elemente 4 bereits in der Scheibe 3 angeordnet sind. Dadurch lässt sich das in Umfangsrichtung erforderliche Gesamtspiel bis auf das für die freie Bewegung der Dämpfungselemente notwendige Mass begrenzen, so dass durch eine Verschiebung dieser Elemente praktisch keine Unwucht entstehen kann.

Eine weitere prinzipielle Ausführungsform der Dämpfungselemente ist in den Fig. 7 bis 9 dargestellt. Dabei verlaufen die Anlageflächen 31 und 32 der ebenfalls ringsegmentförmig ausgebildeten Dämpfungselemente 30 nicht in axialer Richtung, wie

nach dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 2, sondern in Umfangsrichtung des Ringspaltes. Die Anlagefläche 31 wird dabei durch einen an einem Ende des Dämpfungselementes 30 anliegenden Bund 33 des Zugankers 2 gebildet, während die aussenliegende Anlagefläche 32 durch einen radialen Ansatz 34 an der Aussenumfangsfläche 35 des Dämpfungselementes 30 gebildet ist. Dabei liegen auch hier die Anlageflächen 31 und 32 auf einer Seite des Dämpfungselementes 30 ausserhalb des Bereiches des Schwerpunktes 36 und weisen eine derartige Geometrie auf, dass der Abstand b des Schwerpunktes 36 von der aussenliegenden Anlagefläche 32 grösser ist als der Abstand a der beiden Anlageflächen 31 und 32 voneinander.

Somit ergibt sich auch hier im Betrieb der Maschine durch Einwirken der Fliehkraft eine feste Anlage der beiden Flächen 31 und 32 am Zuganker 2 bzw. der Läuferscheibe 3. Zur axialen Festlegung weisen auch hier die Dämpfungselemente 30 an ihren Stirnseiten radial nach aussen ragende Ansätze 37 und 38 auf, die die Läuferscheibe 3 an ihrem Innenumfang umschliessen. Gleichfalls ist die Aussenumfangsfläche 35 der Dämpfungselemente 30 zum freien Ende hin abgeschrägt, so dass sich ein Radialspalt ϵ zunehmender Grösse ergibt, um ein selbsttätiges Ausgleichen aller Spaltveränderungen zu ermöglichen.

Bei dem in Fig. 9 dargestellten Ausführungsbeispiel ist das Dämpfungselement 40 praktisch nur im Bereich der beiden Anlageflächen 41 und 42 innerhalb der Läuferscheibe 3 gehalten. Dabei weist diese Läuferscheibe abgestufte Eindrehungen 43 und 44 auf, wobei der Ansatz 45 am Aussenumfang 46 des Dämpfungselementes 40 in der erweiterten Nut 43 gehalten ist und das vordere Ende des Dämpfungselementes 40 auf dem Bund 47 des Zugankers 2 aufliegt. Der Schwerpunkt 48 dieses Dämpfungselementes 40 liegt dabei ausserhalb der Läuferscheibe 3, so dass auch hierbei definierte Kräfte an den Anlageflächen 41 und 42 bei Betrieb der Maschine angreifen. Zwischen der Eindrehung 44 und der Umfangsfläche 46 des Dämpfungselementes 40 ist gleichfalls der sich in axialer Richtung vergrössernde Radialspalt ϵ vorgesehen, um Spaltveränderungen selbsttätig auszugleichen.

Mit den beschriebenen Dämpfungselementen und deren Anordnungen im Ringspalt zwischen dem Zuganker und den Läuferscheiben ergeben sich somit genau bestimmbare fliehkraftabhängige Anpresskräfte, die jedoch ohne Verformung dieser Dämpfungselemente erreicht werden und somit auch bei sich ändernden Spaltweiten stets die gleiche, allein drehzahlabhängige Grösse aufweisen.

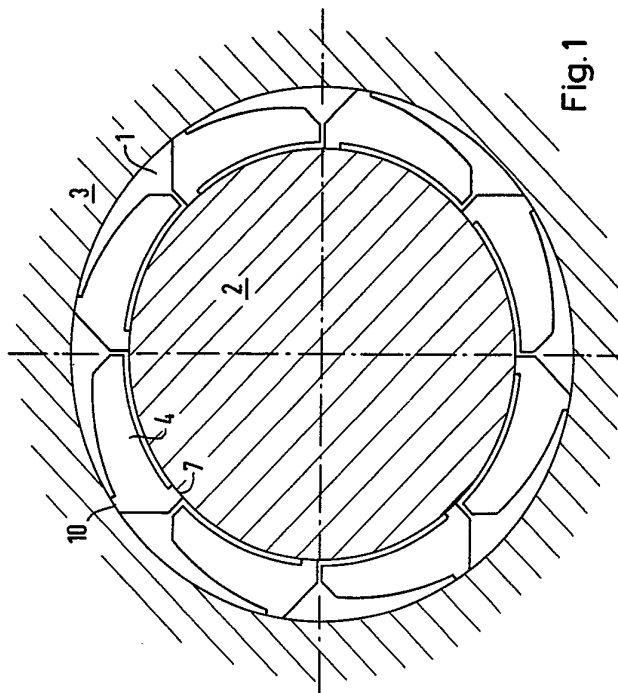


Fig. 1

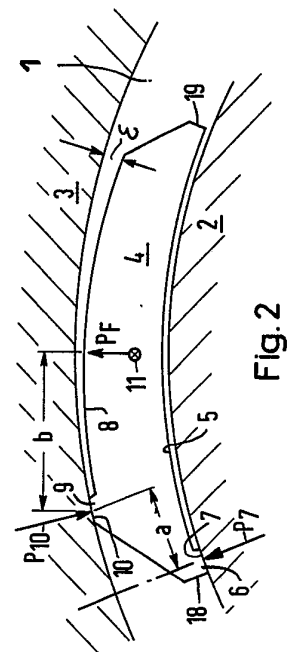


Fig. 2

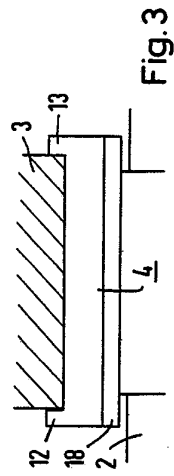


Fig. 3

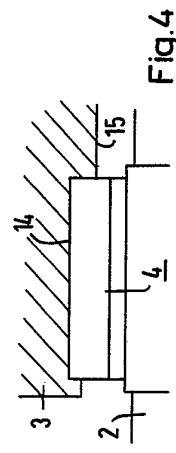


Fig. 4

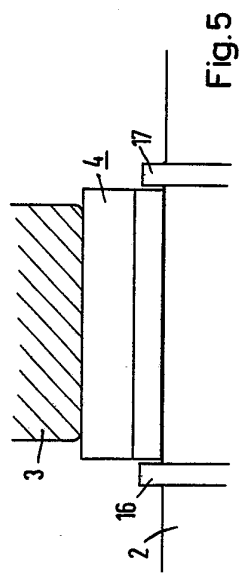


Fig. 5

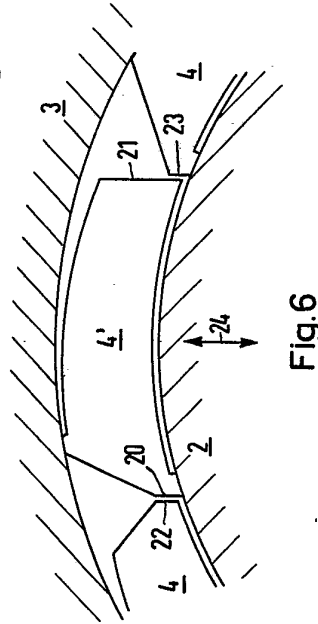


Fig. 6

