



(10) **DE 10 2015 103 537 A1** 2015.10.01

(12)

## Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2015 103 537.5**

(22) Anmeldetag: **11.03.2015**

(43) Offenlegungstag: **01.10.2015**

(51) Int Cl.: **F01D 11/02 (2006.01)**

**F16J 15/34 (2006.01)**

**F16J 15/16 (2006.01)**

(30) Unionspriorität:

**14/226,617**

**26.03.2014**

**US**

(74) Vertreter:

**Rüger, Barthelt & Abel, 73728 Esslingen, DE**

(71) Anmelder:

**GENERAL ELECTRIC COMPANY, Schenectady,  
New York, US**

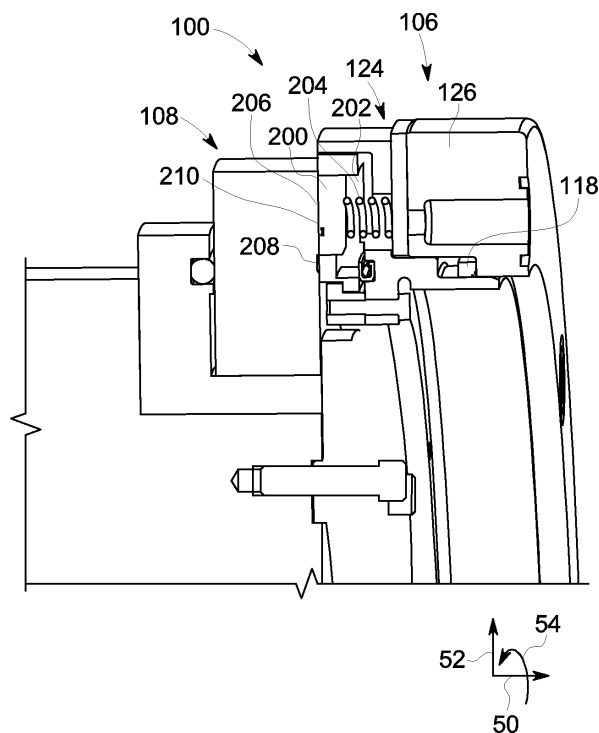
(72) Erfinder:

**Thatte, Azam Mihir, Niskayuna, N.Y., US; Bidkar,  
Rahul Anil, Niskayuna, N.Y., US; Zheng, Xiaoqing,  
Niskayuna, N.Y., US**

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

(54) Bezeichnung: **Gleitringdichtung mit lokal nachgiebigen hydrodynamischen Belägen**

(57) Zusammenfassung: Ausführungsformen der vorliegenden Offenbarung sind auf einen Statorring gerichtet, der eingerichtet ist, um um einen Rotor einer Turbine angeordnet zu werden, wobei der Statorring mehrere hydrodynamische Beläge aufweist, die sich von einer Dichtungsfläche des Statorrings aus erstrecken, wobei jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge eingerichtet ist, um mit einem Rotorring hydrodynamisch verbunden zu sein.



**Beschreibung****HINTERGRUND**

**[0001]** Der hierin offenbarte Gegenstand betrifft Turbomaschinen und insbesondere Gleitringdichtungen zur Reduktion oder Blockade einer Strömungsleckage zwischen verschiedenen Komponenten einer Turbomaschine.

**[0002]** Turbomaschinen umfassen Verdichter und/oder Turbinen, wie beispielsweise Gasturbinen, Dampfturbinen und Wasserturbinen. Im Allgemeinen enthalten Turbomaschinen einen Rotor, der eine Welle oder Trommel sein kann, die Turbomaschinenlaufschaukeln trägt. Z.B. können Turbomaschinenlaufschaukeln in Stufen entlang des Rotors der Turbomaschine angeordnet sein. Die Turbomaschine kann ferner verschiedene Dichtungen enthalten, um eine Leckage einer Strömung (z.B. einer Arbeitsfluidströmung) zwischen verschiedenen Komponenten der Turbomaschine zu reduzieren oder zu blockieren. Z.B. kann die Turbomaschine eine oder mehrere Gleitringdichtungen enthalten, die eingerichtet sind, um eine Strömungsleckage zwischen der Welle (z.B. rotierender Welle) und einem Gehäuse der Turbomaschine zu reduzieren oder zu blockieren. Bedauerlicherweise können herkömmliche Gleitringdichtungen schwer zu montieren sein und/oder können für eine große Flächenverformung empfindlich sein, die zu vorzeitigem Verschleiß oder zur Leistungsbeeinträchtigung führen kann.

**KURZBESCHREIBUNG**

**[0003]** In einer Ausführungsform enthält ein System eine Dampfturbine und eine Gleitringdichtung der Dampfturbine. Die Gleitringdichtung der Dampfturbine enthält einen Rotorring, der mit einem Rotor der Dampfturbine gekoppelt ist, und einen Statorring, der mit einem stationären Gehäuse der Dampfturbine gekoppelt ist, wobei der Statorring mehrere Beläge aufweist, die eingerichtet sind, um sich von einer Dichtungsfläche des Statorrings aus zu erstrecken und mit dem Rotorring in Eingriff zu stehen.

**[0004]** In dem zuvor erwähnten System kann jeder der mehreren Beläge in einer jeweiligen Ausnehmung angeordnet sein, die in der Dichtungsfläche des Statorrings ausgebildet ist.

**[0005]** Ferner kann jeder der mehreren Beläge in Richtung auf den Rotorring durch wenigstens eine jeweilige Feder vorgespannt sein, die sich von der jeweiligen Ausnehmung zu dem jeweiligen Belag erstreckt.

**[0006]** Noch weiter kann die wenigstens eine Feder jedes der mehreren Beläge mit einer Mitte des jeweiligen Belags verbunden sein.

**[0007]** In dem System einer beliebigen vorstehend erwähnten Art können alle der mehreren Beläge um einen Umfang des Statorrings herum ungefähr äquidistant beabstandet sein.

**[0008]** In einer weiteren Ausführungsform enthält eine Turbine einen Rotor, ein stationäres Gehäuse, das um den Rotor angeordnet ist, und eine Gleitringdichtung, die an dem Rotor angeordnet ist. Die Gleitringdichtung enthält einen Rotorring, der mit dem Rotor gekoppelt ist, und einen Statorring, der mit dem stationären Gehäuse gekoppelt ist, wobei der Statorring mehrere hydrodynamische Beläge aufweist, die sich von einer Dichtungsfläche des Statorrings aus zu dem Rotorring erstrecken.

**[0009]** In der zuvor erwähnten Turbine kann der Statorring einen Stützabschnitt aufweisen, der mit dem stationären Gehäuse gekoppelt ist, und der Statorring kann eingerichtet sein, um mit dem Rotorring hydrodynamisch verbunden zu sein.

**[0010]** Ferner kann der Statorring in Richtung auf den Rotorring durch eine Feder vorgespannt sein, die sich zwischen dem Stützabschnitt und dem Statorring erstreckt.

**[0011]** Noch weiter kann jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge in einer jeweiligen Tasche angeordnet sein, die in dem Statorring ausgebildet ist.

**[0012]** Zusätzlich kann jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge in Richtung auf den Rotorring durch eine jeweilige Belagsfeder vorgespannt sein, die zwischen der jeweiligen Tasche und dem jeweiligen Belag angeordnet ist.

**[0013]** In einer bestimmten Konfiguration der Turbine ist jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge in Richtung auf den Rotorring durch vier jeweilige Belagsfedern vorgespannt, die zwischen der jeweiligen Tasche und dem jeweiligen Belag angeordnet sind, wobei jede der vier jeweiligen Belagsfedern an einer Ecke des jeweiligen Belages angeordnet ist.

**[0014]** In der Turbine einer beliebigen vorstehend erwähnten Art kann jeder der hydrodynamischen Beläge wenigstens eine hydrodynamische Oberflächenbehandlung oder ein Profil mit Mikrometerlänge aufweisen.

**[0015]** In der Turbine einer beliebigen vorstehend erwähnten Art können die mehreren hydrodynamischen Beläge um einen Umfang des Statorrings herum ungefähr äquidistant beabstandet sein.

**[0016]** Zusätzlich oder alternativ können die mehreren hydrodynamischen Beläge ungefähr radial gleich entlang des Statorrings positioniert sein.

**[0017]** In einer weiteren Ausführungsform weist ein System einen Statorring auf, der eingerichtet ist, um um einen Rotor einer Turbine angeordnet zu sein, wobei der Statorring mehrere hydrodynamische Beläge aufweist, die sich von einer Dichtungsfläche des Statorrings aus erstrecken, wobei jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge eingerichtet ist, um mit einem Rotorring hydrodynamisch verbunden zu sein.

**[0018]** In dem zuvor erwähnten System kann jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge in einer jeweiligen Ausnehmung angeordnet sein, die in dem Statorring ausgebildet ist.

**[0019]** Ferner kann jeder der hydrodynamischen Beläge in Richtung auf den Rotorring durch wenigstens eine jeweilige Belagsfeder vorgespannt sein, die sich zwischen der jeweiligen Ausnehmung und dem jeweiligen hydrodynamischen Belag erstreckt.

**[0020]** Noch weiter kann jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge wenigstens ein hydrodynamisches Oberflächenprofil oder eine hydrodynamische Oberflächenbehandlung aufweisen.

**[0021]** Das wenigstens eine hydrodynamische Oberflächenprofil oder die wenigstens eine hydrodynamische Oberflächenbehandlung kann eine Y-förmige Nut oder eine spiralförmige Nut aufweisen.

**[0022]** Die wenigstens eine jeweilige Belagsfeder kann eine Schraubenfeder oder eine Faltenbalgfeder aufweisen.

#### KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

**[0023]** Diese und weitere Merkmale, Aspekte und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden besser verstanden, wenn die folgende detaillierte Beschreibung unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen gelesen wird, in denen gleiche Bezugszeichen gleiche Teile überall in den Zeichnungen darstellen und worin zeigen:

**[0024]** Fig. 1 eine schematische Darstellung einer Ausführungsform eines Kombikraftwerkssystems mit einem Gasturbinensystem, einer Dampfturbine und einem Abhitzedampferzeuger(HRSG)-System;

**[0025]** Fig. 2 eine querschnittene Teilansicht einer Ausführungsform einer Dampfturbine unter Veranschaulichung einer Gleitringdichtung der Dampfturbine;

**[0026]** Fig. 3 eine querschnittene Teilansicht einer Turbomaschine unter Veranschaulichung einer Ausführungsform einer Gleitringdichtung der Turbomaschine;

**[0027]** Fig. 4 eine Perspektivansicht einer Ausführungsform eines primären Dichtungsringes der Gleitringdichtung unter Veranschaulichung einer geteilten Ringkonfiguration des primären Dichtungsringes;

**[0028]** Fig. 5 eine querschnittene Teilansicht einer Turbomaschine unter Veranschaulichung einer Ausführungsform einer Gleitringdichtung der Turbomaschine;

**[0029]** Fig. 6 eine Perspektivansicht einer Ausführungsform eines primären Dichtungsringes der Gleitringdichtung unter Veranschaulichung lokal nachgiebiger Dichtungsbeläge des primären Dichtungsringes;

**[0030]** Fig. 7 eine Perspektivansicht einer Ausführungsform eines primären Dichtungsringes der Gleitringdichtung unter Veranschaulichung lokal nachgiebiger Dichtungsbeläge des primären Dichtungsringes;

**[0031]** Fig. 8 eine Perspektivansicht einer Ausführungsform eines primären Dichtungsringes der Gleitringdichtung unter Veranschaulichung lokal nachgiebiger Dichtungsbeläge des primären Dichtungsringes;

**[0032]** Fig. 9 eine perspektivische Teilansicht einer Ausführungsform eines primären Dichtungsringes der Gleitringdichtung unter Veranschaulichung einer Feder, die einen lokal nachgiebigen Dichtungsbelag des primären Dichtungsringes vorspannt;

**[0033]** Fig. 10 eine Perspektivansicht einer Ausführungsform eines primären Dichtungsringes der Gleitringdichtung unter Veranschaulichung einer Anordnung von lokal nachgiebigen Dichtungsbelägen des primären Dichtungsringes;

**[0034]** Fig. 11 eine Perspektivansicht einer Ausführungsform eines primären Dichtungsringes der Gleitringdichtung unter Veranschaulichung einer Anordnung von lokal nachgiebigen Dichtungsbelägen des primären Dichtungsringes;

**[0035]** Fig. 12 eine Perspektivansicht einer Ausführungsform eines primären Dichtungsringes der Gleitringdichtung unter Veranschaulichung eines Oberflächenmerkmals der primären Gleitringdichtung; und

**[0036]** Fig. 13 eine Perspektivansicht einer Ausführungsform eines primären Dichtungsringes der Gleitringdichtung unter Veranschaulichung eines Oberflächenmerkmals des primären Dichtungsringes.

#### DETAILLIERTE BESCHREIBUNG

**[0037]** Ausführungsformen der vorliegenden Offenbarung sind auf verbesserte Gleitringdichtungen mit

Merkmale gerichtet, die eingerichtet sind, um eine Leckage über der Gleitringdichtung zu reduzieren und die Leistung und Langlebigkeit der Gleitringdichtung zu verbessern. Wie erkannt wird, kann die Gleitringdichtung einen primären Ring (z.B. einen stationären Ring) enthalten, der eine Dichtungsbeziehung oder -verbindung mit einem Gegenring (z.B. einem rotierenden Ring) bildet. Z.B. können der primäre Ring und der Gegenring eingerichtet sein, um eine Leckage eines Arbeitsfluids über der Gleitringdichtung zu reduzieren oder zu blockieren. In manchen Ausführungsformen kann der primäre Ring eine geteilte Konfiguration mit einem Lagerelement, wie beispielsweise einem rollenden Zwischenstück, aufweisen. Insbesondere kann der primäre Ring zwei oder mehrere Segmente enthalten, die gemeinsam den primären Ring bilden, und der primäre Ring kann ein oder mehrere rollende(s) Zwischenstück(e) (z.B. Lagerelemente) zwischen den beiden oder mehreren Segmenten enthalten. Z.B. können ein oder mehrere Zapfen oder andere gerundete Elemente zwischen den beiden oder mehreren Segmenten angeordnet sein, wenn die beiden oder mehreren Segmente miteinander in Anlage stehen. In der nachstehend beschriebenen Weise kann das Lagerelement (z.B. das rollende Zwischenstück) zwischen den beiden oder mehreren Segmenten eine reibungsarme relative Bewegung (z.B. Axialbewegung) zwischen den beiden oder mehreren Segmenten des primären Ringes ermöglichen. Auf diese Weise kann jedes der Segmente des primären Ringes sein eigenes hydrodynamisches Gleichgewicht in Bezug auf den Gegenring (z.B. rotierenden Ring) der Gleitringdichtung erreichen. Außerdem können die rollenden Zwischenstücke des primären Ringes eingerichtet sein, um einen radialen Druck oder eine radiale Belastung von jedem der Segmente des primären Ringes aufzunehmen oder diesem bzw. dieser standzuhalten.

**[0038]** In manchen Ausführungsformen kann der primäre Ring der Gleitringdichtung lokal nachgiebige hydrodynamische Beläge enthalten, die eingerichtet sind, um mit dem Gegenring in Eingriff zu stehen. Dies bedeutet, dass jeder der lokal nachgiebigen hydrodynamischen Beläge des primären Ringes eingerichtet sein kann, um eine gesonderte Dichtungsbeziehung mit dem Gegenring zu bilden. Speziell kann jeder der hydrodynamischen Beläge individuell in Richtung auf den Gegenring (z.B. durch eine Feder, die mit dem primären Ring gekoppelt ist) vorgespannt sein. Auf diese Weise kann jeder der hydrodynamischen Beläge einzeln der dynamisch wechselnden Orientierung des Gegenringes entsprechen, wodurch die gesamte Dichtungsverbindung und Leckageblockade zwischen dem primären Ring und dem Gegenring verbessert werden. Zusätzlich können die hydrodynamischen Beläge sicherstellen, dass der segmentierte primäre Ring in Richtung des Gegenringes in einer gleichmäßigeren Weise schließt, um eine Schiefstellung oder einen Teilkontakt zwischen

dem primären Ring und dem Gegenring zu vermeiden. Außerdem kann, wie im Einzelnen nachstehend beschrieben, jeder der hydrodynamischen Beläge einen direkten Kontakt zwischen dem primären Ring und dem Gegenring blockieren, während er auch erhöhte Leckagespalte reduziert.

**[0039]** Es sollte beachtet werden, dass bei der folgenden Erläuterung auf einen Kontakt zwischen verschiedenen Komponenten der Gleitringdichtung (z.B. dem primären Ring, dem Gegenring, den hydrodynamischen Belägen, etc.) Bezug genommen werden kann. Jedoch sollte erkannt werden, dass eine Bezugnahme auf einen Kontakt zwischen derartigen Komponenten sehr kleine Spalte (z.B. Spalte von 0,01–0,25 mm) zwischen derartigen Komponenten oder Teilen der Komponenten anstelle eines tatsächlichen Kontaktes zwischen derartigen Komponenten umfassen kann.

**[0040]** Indem nun auf die Zeichnungen verwiesen wird, zeigt **Fig. 1** ein schematisches Blockdiagramm einer Ausführungsform eines herkömmlichen Kombisystems **10** mit verschiedenen Turbomaschinen, in denen Gleitringdichtungen gemäß der vorliegenden Offenbarung eingesetzt werden können. Insbesondere können die Turbomaschinen Gleitringdichtungen enthalten, die einen primären Ring mit einer geteilten Konfiguration mit rollenden Zwischenstücken und/oder einen primären Ring mit lokal nachgiebigen hydrodynamischen Belägen enthalten können. Wie veranschaulicht, enthält das Kombisystem **10** ein Gasturbinensystem **11** mit einem Verdichter **12**, Brennkammern **14**, die Brennstoffdüsen **16** aufweisen, und einer Gasturbine **18**. Die Brennstoffdüsen **16** leiten einen flüssigen Brennstoff und/oder einen gasförmigen Brennstoff, wie beispielsweise Erdgas oder Synthesegas, in die Brennkammern **14** hinein. Die Brennkammern **14** zünden und verbrennen ein Brennstoff-Luft-Gemisch und geben anschließend heiße unter Druck stehende Verbrennungsgase **20** (z.B. Abgas) in die Gasturbine **18** weiter. Die Turbinenlaufschaufeln **22** sind mit einem Rotor **24** gekoppelt, der ferner mit verschiedenen weiteren Komponenten überall in dem Kombisystem **10**, wie veranschaulicht, gekoppelt ist. Z.B. können die Turbinenlaufschaufeln **22** in Stufen angeordnet sein. In anderen Worten können die Turbinenlaufschaufeln **22** längs des Umfangs um den Rotor **24** herum an verschiedenen axialen Stellen des Rotors **24** angeordnet sein, während die Verbrennungsgase **20** an den Turbinenschaufeln **22** in der Gasturbine **18** vorbei strömen, wird die Gasturbine **18** drehend angetrieben, was den Rotor **24** veranlasst, an einer Drehachse **26** zu rotieren. In manchen Ausführungsformen kann die Gasturbine **18** Gleitringdichtungen enthalten, die eingerichtet sind, um eine unerwünschte Leckage der Verbrennungsgase **20** über Rotor-Stator-Spalte innerhalb der Turbine zu reduzieren oder zu blockieren. Letztendlich treten die Verbrennungs-

gase **20** aus der Gasturbine **18** über einen Abgasauslass **28** (z.B. einen Abgaskanal, Abgasschacht, Schalldämpfer, etc.) aus.

**[0041]** In der veranschaulichten Ausführungsform enthält der Verdichter **12** Verdichterlaufschaukeln **30**. Die Verdichterlaufschaukeln **30** innerhalb des Verdichters **12** sind ebenfalls mit dem Rotor **24** gekoppelt und rotieren, während der Rotor **24** durch die Gasturbine **18** in der vorstehend beschriebenen Weise drehend angetrieben ist. Wie bei den Turbinenlaufschaukeln **22** können auch die Verdichterlaufschaukeln **30** in Stufen angeordnet sein. Während die Verdichterschaukeln **30** innerhalb des Verdichters **12** rotieren, verdichten die Verdichterschaukeln **30** Luft von einem Lufteinlass zu Druckluft **32**, die zu den Brennkammern **14**, den Brennstoffdüsen **16** und anderen Abschnitten des Kombisystems **10** geleitet wird. Zusätzlich kann der Verdichter **12** Gleitringdichtungen enthalten, die eingerichtet sind, um eine unerwünschte Leckage der Druckluft **32** über verschiedene Rotor-Stator-Spalte innerhalb eines Verdichters zu blockieren.

**[0042]** Die Brennstoffdüsen **16** vermischen die Druckluft **32** und den Brennstoff miteinander, um ein geeignetes Brennstoff-Luft-Gemisch zu erzeugen, das in den Brennkammern **14** verbrennt, um die Verbrennungsgase **20** zu erzeugen, um die Turbine **18** anzutreiben. Ferner kann der Rotor **24** mit einer ersten Last **34** gekoppelt sein, die über die Drehung des Rotors **24** angetrieben sein kann. Z.B. kann die erste Last **34** eine beliebige geeignete Vorrichtung, die Leistung über die Drehausgabe des Kombisystems **10** erzeugen kann, wie beispielsweise eine Energieerzeugungsanlage oder eine externe mechanische Last, sein. Zum Beispiel kann die erste Last **34** einen elektrischen Generator, einen Propeller eines Flugzeugs und dergleichen enthalten.

**[0043]** Das System **10** enthält ferner eine Dampfturbine **36** zum Antreiben einer zweiten Last **38** (z.B. über eine Drehung einer Welle **40** der Dampfturbine **36**). Z.B. kann die zweite Last **38** ein elektrischer Generator zur Erzeugung elektrischer Leistung sein. Jedoch können sowohl die erste als auch die zweite Last **34** und **38** andere Arten von Lasten sein, die in der Lage sind, durch das Gasturbinensystem **11** und die Dampfturbine **36** angetrieben zu werden. Obwohl das Gasturbinensystem **11** und die Dampfturbine **36** gesonderte Lasten (z.B. die erste und die zweite Last **34** und **38**) in der veranschaulichten Ausführungsform antreiben, können außerdem das Gasturbinensystem **11** und die Dampfturbinen **36** auch hintereinandergeschaltet verwendet werden, um eine einzige Last über eine einzige Welle anzutreiben.

**[0044]** Das System **10** enthält ferner das Abhitze-dampferzeuger(HRSG)-System **42**. Erhitztes Abgas **44** von der Gasturbine **18** wird in das HRSG-Sys-

tem **42** hinein befördert, um Wasser zu erhitzen, um Dampf **36** zu erzeugen, der verwendet wird, um die Dampfturbine **36** anzutreiben. Wie verstanden wird, kann das HRSG-System **42** verschiedene Vorwärmer, Kondensatoren, Verdampfer, Erhitzer und dergleichen erhalten, um den Dampf **36** zu erzeugen und zu erwärmen, der verwendet wird, um die Dampfturbine **36** anzutreiben. Der durch das HRSG-System **42** erzeugte Dampf **46** strömt durch die Turbinenschaukeln **48** der Dampfturbine **36** hindurch. In ähnlicher Weise wie vorstehend beschrieben, können die Turbinenlaufschaukeln **38** der Dampfturbine **36** entlang der Welle **40** in Stufen angeordnet sein, und die Dampfturbine **36** kann Gleitringdichtungen enthalten, um eine unerwünschte Leckage von Dampf **46** über verschiedene Rotor-Stator-Spalte innerhalb der Dampfturbine **36** zu blockieren. Während der Dampf **46** an den Turbinenlaufschaukeln **38** der Dampfturbine **36** vorbeiströmt, werden die Turbinenschaukeln **48** der Dampfturbine **36** drehend angetrieben, was die Welle **40** veranlasst umzulaufen, wodurch die zweite Last **38** angetrieben wird.

**[0045]** Bei der folgenden Erläuterung kann auf verschiedene Richtungen oder Achsen, wie beispielsweise eine axiale Richtung **50** entlang der Achse **26**, eine radiale Richtung **52** von der Achse **26** weg und eine Umfangsrichtung **54** um die Achse **26** des Verdichters **12**, der Gasturbine **18** oder der Dampfturbine **36** herum Bezug genommen werden. Außerdem beschreibt, wie vorstehend erwähnt, die folgende Erläuterung verbesserte Gleitringdichtungen in dem Zusammenhang mit der Dampfturbine **36**, obwohl die nachstehend beschriebenen Gleitringdichtungen bei beliebigen von vielfältigen Turbomaschinen (z.B. Verdichtern **12**, Gasturbinen **18** oder Dampfturbinen **36**) verwendet werden können.

**[0046]** Fig. 2 zeigt eine querschnittene Teilansicht der Dampfturbine **36** unter Veranschaulichung einer Position einer Gleitringdichtung **100** innerhalb der Dampfturbine **36**. Wie vorstehend erwähnt, kann die Dampfturbine **36** eine oder mehrere Gleitringdichtungen **100** zur Reduktion oder Blockade einer Leckage eines Arbeitsfluids (z.B. von Dampf **46**) über verschiedene Rotor-Stator-Spalte innerhalb der Dampfturbine **36** enthalten.

**[0047]** In der veranschaulichten Ausführungsform enthält die Dampfturbine **36** ein Gehäuse **60**, einen inneren Mantel **62** und Dichtungskomponenten **64**, die um die Welle **40** der Dampfturbine **36** herum angeordnet sind. Wie veranschaulicht, tritt Dampf **46** in die Dampfturbine **36** durch einen Einlass **66** zu einer Einlassseite **68** der Dampfturbine **36** ein. Wie vorstehend beschrieben, kann der Dampf **46** eine Drehung der Turbinenlaufschaukeln **48** antreiben, wodurch eine Drehung der Welle **40** angetrieben wird. Wie veranschaulicht, bilden einige der Dichtungskomponenten **64** einen gewundenen Pfad (z.B. einen gewun-

denen Dichtungspfad) zwischen einer Statorkomponente **70** der Dampfturbine **36** und der Welle **40** der Dampfturbine **36**. Wie erkannt wird, kann, obwohl der Dampf **46** in Richtung auf die Turbinenschaufeln **48** innerhalb der Dampfturbine **36** gerichtet wird, ein Teil des Dampfes **46** durch einen Leckagebereich **72** der Dampfturbine **36** austreten, was den Wirkungsgrad der Dampfturbine **36** reduzieren kann. Demgemäß enthält die Dampfturbine **36** auch die Gleitringdichtung **100**, um eine Strömungsleckage des Dampfes **46** innerhalb der Dampfturbine **36** zu blockieren oder zu reduzieren.

**[0048]** Fig. 3 zeigt eine querschnittene Teilansicht der Dampfturbine **36** unter Veranschaulichung einer Ausführungsform der Gleitringdichtung **100**, die eingerichtet ist, um eine Strömungsleckage von Dampf **46** von einem ersten Bereich **102** (z.B. einem stromaufwärtigen Bereich) zu einem zweiten Bereich **104** (z.B. einem stromabwärtigen Bereich) in dem Enddichtungsbereich zu blockieren oder zu reduzieren. Insbesondere enthält die Gleitringdichtung **100** einen primären Ring **106** (einen stationären Ring) und einen Gegenring **108** (einen Rotorring). Der primäre Ring **106** ist an dem inneren Mantel **62** der Dampfturbine **36** angebracht und nur in der Axialrichtung **50** bewegbar. Z.B. kann der primäre Ring **106** an einem stationären Gehäuse **110** über eine sekundäre Dichtung **118** und eine Drehverhinderungseinrichtung **128** angebracht sein. Der Gegenring **108** (der Rotorring) kann ein integraler Teil der Welle **40** (oder des Rotors) sein, oder er könnte eine wartungsfreundliche gesonderte Komponente sein, die mit der Welle **40** gekoppelt ist. Außerdem ist der Gegenring **108** an der Welle **40** der Dampfturbine **36** über mechanische Montage gesichert. Insbesondere ist der Gegenring **108** an der Welle **40** durch einen ersten Halteflansch **112** und einen zweiten Halteflansch **114** gesichert. Der erste und der zweite Halteflansch **112** und **114** halten gemeinsam den Gegenring **108** an der Welle **40** in Axialrichtung fest. Z.B. können eine Hartlötung, Schweißung, mechanische Befestigungsmittel (z.B. Bolzen **116**), Reibungspassungen, Gewinde oder andere Haltemechanismen verwendet werden, um den Gegenring **108** an dem ersten und zweiten Halteflansch **112** und **114** zu sichern und den ersten und zweiten Halteflansch **112** und **114** an der Welle **40** zu sichern. Der Bolzen **116** spannt den Flansch **114** gegen die Welle **40** und den Flansch **112** fest, während er eine Kompression und somit eine Schrägstellung des rotierenden Ringes **108** verhindert. Da die Welle **40** durch den Dampf **46**, der durch die Turbinenschaufeln **48** strömt, zum Drehen angetrieben wird, wird der Gegenring **108** ebenfalls drehend angetrieben.

**[0049]** Außerdem ist die sekundäre Dichtung **118** (z.B. eine Ringdichtung) zwischen dem primären Ring **106** und dem stationären Gehäuse **110** angeordnet. Mit der sekundären Dichtung **118** in Stellung

wird eine Leckage zwischen dem stationären Gehäuse **110** und dem primären Ring **106** begrenzt, während dem primären Dichtungsring **106** ermöglicht wird, sich axial von dem rotierenden Gegenring **108** (dem Rotorring) weg oder zu diesem hin zu bewegen, um jede Verschiebung des Rotors **40** in Axialrichtung **50** aufgrund unterschiedlicher Wärmeausdehnung des Rotors **40** im Vergleich zu dem stationären Gehäuse **110** oder aufgrund einer Schubumkehr aufzunehmen. Der Durchmesser der sekundären Dichtung **118**, oder der herkömmlich bezeichnete Druckgleichgewichtsmesser, ist ausgewählt, um die Schließkraft des primären Ringes **106** zu steuern. In ähnlicher Weise ist eine Dichtung **120** zwischen dem Gegenring **108** und dem ersten Halteflansch **112** angeordnet. Die Dichtungen **118** und **120** sind stationäre Dichtungen. Sie können eine Leckage des Dampfes **46** oder eines anderen Arbeitsfluids zwischen der Gleitringdichtung **100** und dem stationären Gehäuse **110** sowie der Welle **40** blockieren. Wie erkannt wird, kann die Gleitringdichtung **100** in anderen Ausführungsformen andere Anzahl oder Arten von Dichtungen enthalten, um die Strömung von Dampf **46** oder eines anderen Arbeitsfluids zwischen verschiedenen Komponenten der Gleitringdichtung **100** und der Dampfturbine **36** zu sperren.

**[0050]** Wie veranschaulicht, bilden der primäre Ring **106** und der Gegenring **108** eine Dichtungsverbindungsstelle **122**. Wie vorstehend erwähnt, ist die Dichtungsverbindungsstelle **122** eingerichtet, um eine Leckage des Dampfes **46** oder eines anderen Arbeitsfluids von dem ersten Bereich (dem Hochdruckbereich) **102** (z.B. einem stromaufwärtigen Bereich) zu dem zweiten Bereich **104** (dem Niederdruckbereich) (z.B. einem stromabwärtigen Bereich) der Dampfturbine **36** zu reduzieren oder zu blockieren. Es ist ein Stützabschnitt **126** vorhanden, in dem eine Feder **129** innerhalb einer Ausnehmung **130** angeordnet und mit dem primären Ring **106** gekoppelt ist und die eine axiale Kraft auf den primären Ring **106** ausübt. Auf diese Weise kann der primäre Ring **106** in Richtung auf den Gegenring **108** der Gleitringdichtung **100** vorgespannt sein, um die Dichtungsverbindungsstelle **122** zu schaffen. Insbesondere kann eine Stirnseite **132** des primären Ringes **106**, wenn die Feder **129** eine Vorspannkraft auf den primären Ring **106** ausübt, in Richtung auf eine Stirnfläche **134** des Gegenringes **108** gedrückt werden. Außerdem können, obwohl die in Fig. 3 veranschaulichte Ausführungsform eine einzige Feder **129** veranschaulicht, die innerhalb einer einzigen Ausnehmung **130** des Stützabschnitts **126** angeordnet ist, andere Ausführungsformen mehrere Federn **129** enthalten, die innerhalb jeweiliger Ausnehmungen **130** rings um einen Umfang des Stützabschnitts **126** angeordnet sind. In ähnlicher Weise kann in weiteren Ausführungsformen jede Ausnehmung **130** mehrere Federn **129** enthalten, die eingerichtet sind, um den primären

Ring **106** in Richtung auf den Gegenring **108** vorzuspannen.

**[0051]** Während sich der Gegenring **108** in Bezug auf den primären Ring **106** schnell dreht, erzeugen die hydrodynamischen Merkmale (z.B. Nuten oder Beläge, wie sie in den **Fig. 10–Fig. 13** beschrieben sind) einen Umfangsgradienten der Filmdicke (des Spaltes zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108**) erzeugen, der einen hydrodynamischen Druck an der Verbindungsstelle (an den Stirnflächen **132, 134**) und somit eine Trennkraft erzeugt, die die Stirnfläche **132** während einer Bewegung davon abhält, mit der Stirnfläche **134** in Kontakt zu gelangen. Dies erfolgt, wenn die hydrodynamische Öffnungskraft größer ist als die Nettoschließkraft, die durch einen externen Druck, der auf den primären Ring **106** einwirkt, und durch die Feder **129** erzeugt wird. Durch Auswahl der Oberflächenmerkmale (Nuten, Beläge, etc.) des primären Ringes **106** und/oder des Gegenringes **108**, der Dimensionen des primären Ringes und des Gegenringes **106** und **108** und der Kraft der Feder **129** kann ein gewünschter Gleichgewichts-„Lauf“-Spalt zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108** erhalten werden. Das Leckagevolumen von Dampf/Gas ist durch die Größe dieses Gleichgewichts-Laufspaltes bestimmt. Wenn irgendeine zusätzliche Kraft (z.B. eine transiente Kraft aufgrund Wärme- oder Drucktransienten im Betrieb) den Gegenring **108** veranlasst, sich in Richtung auf den primären Ring **106** zu bewegen, nimmt der Spalt unter den Gleichgewichtswert ab. Dieser reduzierte Spalt bewirkt eine Erhöhung der hydrodynamischen Kraft an der Verbindungsstelle zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108**. Diese erhöhte hydrodynamische Kraft widersteht der zusätzlichen Kraft (z.B. einer transienten Kraft aufgrund von Wärme- oder Drucktransienten im Betrieb) und vermeidet einen Kontakt zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108**, der ansonsten aufgrund der zusätzlichen Kraft eingetreten worden wäre. An dieser Stelle wird das dynamische Gleichgewicht bei einem etwas kleineren Spalt zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108** wiedererlangt. Falls andererseits die transienten Störungen die Nettoschließkraft reduzieren, fällt dann die hydrodynamische Kraft unter ihren ursprünglichen Auslegungswert, und das dynamische Gleichgewicht wird bei etwas größerem Spalt zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108** im Vergleich zu dem ursprünglichen Auslegungswert wiedererlangt. Ein derartiger dynamischer kontaktloser Betrieb unter Aufrechterhaltung eines nahezu konstanten kleinen Spaltes ermöglicht der Gleitringdichtung **100**, ohne mechanische Beeinträchtigung zu arbeiten und dabei eine sehr geringe Leckage aufrechtzuerhalten. Wie erkannt wird, können die Oberflächenmerkmale des primären Ringes **106** und des Gegenringes **108**, die für die Erzeugung der hydrodynamischen Druckverteilung und der Steifigkeit des hydrodynamischen

Films verantwortlich sind (sowie die Dimensionen und Gestalt des primären Ringes und des Gegenringes **106** und **108** und die Feder **129**, die für die Erzeugung der Schließkraft verantwortlich ist) ausgewählt werden, um eine gewünschte Größe des Gleichgewichts-Laufspaltes und somit gewünschte Leckageeigenschaften und einen kontaktlosen Betrieb zu erreichen.

**[0052]** Wie im Einzelnen nachstehend erläutert, kann der primäre Ring **106** in manchen Ausführungsformen der Gleitringdichtung **100** eine geteilte Konfiguration aufweisen. Insbesondere kann der primäre Ring **106** zwei oder mehrere in Umfangsrichtung gespaltene oder geteilte Segmente enthalten, die gemeinsam den primären Ring **106** bilden. Außerdem kann der Stützabschnitt **126** eine geteilte Konfiguration aufweisen. Ferner kann eine Stoßverbindungsstelle zwischen zwei Segmenten des primären Rings **106** ein Rollenzwischenstück enthalten. An sich können die Rollenzwischenstücke in der nachstehend beschriebenen Weise eine relative axiale Bewegung zwischen den beiden oder mehreren Segmenten des primären Ringes **106** ermöglichen. Auf diese Weise kann sich die Leistung der Gleitringdichtung **100** verbessern. Z.B. kann die relative axiale Bewegung zwischen Segmenten des primären Ringes **106** unerwünschte Leckagespalte der Gleitringdichtung **100** reduzieren oder steuern, das dynamische Gleichgewicht der Gleitringdichtung **100** verbessern und/oder den mechanischen Verschleiß und/oder eine Beeinträchtigung der verschiedenen Komponenten der Gleitringdichtung **100** während eines Betriebs der Dampfturbine **36** reduzieren. Ferner kann die geteilte Konfiguration des primären Ringes **106** die Verwendung der Gleitringdichtung **100** bei größeren Turbinen (z.B. Dampfturbinen **36**) ermöglichen, weil die geteilte Konfiguration der Gleitringdichtung **100** ermöglicht, an einer bestimmten axialen Stelle unmittelbar montiert zu werden, anstatt die Gleitringdichtung **100** von einem Ende des Rotors (der Welle) **40** aus einschieben zu müssen, was bei Turbinen mit großem Durchmesser gegebenenfalls nicht möglich sein kann. Dies ist einer der Hauptvorteile, die die einzeln nachgiebige geteilte Ringkonstruktion bietet.

**[0053]** **Fig. 4** zeigt eine Perspektivansicht des primären Ringes **106** der Gleitringdichtung **100**. Insbesondere weist die veranschaulichte Ausführungsform des primären Ringes **106** eine geteilte Konfiguration auf. Dies bedeutet, dass der primäre Ring **106** in Umfangsrichtung in mehrere Segmente aufgeteilt ist. Insbesondere enthält der primäre Ring **106** in der veranschaulichten Ausführungsform ein erstes Segment **150** und ein zweites Segment **152**, wobei das erste und das zweite Segmente **150** und **152** gemeinsam den primären Ring **106** bilden. In anderen Worten fügen sich das erste und das zweite Segment **150** und **152** aneinander, um den primären Ring **106** zu bilden. Insbesondere sind das erste und das zwei-

te Segment **150** und **152** an Stoßverbindungsstellen **154** zusammengefügt. Wie in größeren Einzelheiten nachstehend beschrieben, sind die Stoßverbindungsstellen **154** eingerichtet, um eine relative axiale Bewegung des ersten und des zweiten Segmentes **150** und **152** des primären Ringes **106** zueinander durch Aufnahme eines Rollenelementes an den Stoßverbindungsstellen **154** zu ermöglichen. Außerdem können, während die veranschaulichte Ausführungsform das erste und das zweite Segment **150** und **152** aufweist, andere Ausführungsformen eine andere Anzahl von Segmenten (z.B. 3, 4, 5, 6 oder mehr) enthalten, die in Umfangsrichtung geteilt sind und gemeinsam den primären Ring **106** bilden. Ferner kann der Stützabschnitt **126** in manchen Ausführungsformen ebenfalls eine segmentierte Konfiguration aufweisen. Z.B. enthält das erste Segment **150** des primären Ringes **106** in der veranschaulichten Ausführungsform ebenfalls ein erstes Segment **158** des Stützabschnitts **126**. Ebenso enthält das zweite Segment **152** des primären Ringes **106** auch ein zweites Segment **162** des Stützabschnitts **126**. Jedoch können der Stützabschnitt **126** und der primäre Ring **106** in anderen Ausführungsformen jeweils eine andere Anzahl von Segmenten aufweisen.

**[0054]** Wie vorstehend erwähnt, stoßen das erste und das zweite Segment **150** und **152** an den Stoßverbindungsstellen **154** des primären Ringes **106** aneinander an. Die Segmentstoßverbindungsstelle **154** zeigt überlappte, gestufte Verbindungsstellen, um einen direkten Leckpfad an der Stoßverbindungsstelle **154** zu reduzieren. Wie veranschaulicht, enthält jede Stoßverbindungsstelle **154** eine erste Verbindungsfläche **164**, eine zweite Verbindungsfläche **166** und eine Rollenverbindungsfläche **168**. Insbesondere sind die erste Verbindungsfläche **164** und die Rollenverbindungsfläche **168** jeder Stoßverbindungsstelle **154** in Umfangsrichtung **54** zueinander versetzt, und sie erstrecken sich im Wesentlichen in die radiale Richtung **52**. Außerdem erstreckt sich die zweite Verbindungsfläche **166** jeder Stoßverbindungsstelle **154** zwischen der ersten Verbindungsfläche **164** und der Rollenverbindungsfläche **168** in der Umfangsrichtung **54**. An sich weist jede Stoßverbindungsstelle **154** eine im Wesentlichen L-förmige Konfiguration auf. In anderen Worten sind das erste und das zweite Segment **150** und **152** des primären Ringes **106** entlang im Wesentlichen L-förmiger Linien geteilt. Z.B. sind die erste Verbindungsfläche **164**, die sich im Wesentlichen in der Radialrichtung **52** erstreckt, und die zweite Verbindungsfläche **166**, die sich im Wesentlichen in der Umfangsrichtung **54** erstreckt, miteinander verbunden, um eine L-Gestalt zu bilden. Ebenso sind die zweite Verbindungsfläche **166**, die sich im Wesentlichen in der Umfangsrichtung **54** erstreckt, und die Rollenverbindungsfläche **168**, die sich im Wesentlichen in der Radialrichtung **52** erstreckt, miteinander verbunden, um eine L-Gestalt zu bilden. In der nachstehend beschriebenen Wei-

se schafft diese L-förmige Konfiguration der Stoßverbindungsstellen **154** zwischen dem ersten und dem zweiten Segment **150** und **152** des primären Ringes **106** eine Dichtungsbeziehung zwischen dem ersten und dem zweiten Segment **150** und **152**, während sie gleichzeitig eine relative axiale Bewegung zwischen dem ersten und zweiten Segment **150** und **152** ermöglicht, wenn der primäre Ring **106** zusammengebaut ist. Die L-förmige Konfiguration verhindert eine Leckage von dem Außenumfang des primären Ringes **106** aus, weil jegliche mögliche Leckage entlang der Rollenverbindungsfläche **168** an der zweiten (z.B. vertikalen) Verbindungsfläche **166** blockiert wird. In anderen Worten schafft die L-förmige Konfiguration einen gewundenen Strömungspfad, der eine Reduktion der Leckage ermöglicht. Außerdem können entlang der ersten Verbindungsfläche **164** Unterlegscheiben (z.B. dünne metallene Unterlegscheiben) platziert werden, um jegliche mögliche Leckage weiter zu reduzieren.

**[0055]** Wie erkannt wird, kann ein Außenumfangsdruck (z.B. ein radial nach innen gerichteter Druck, der durch Pfeile **170** angezeigt ist) des primären Ringes **106** während eines Betriebs der Dampfturbine **36** größer sein als ein Innenumfangsdruck (z.B. ein radial nach außen gerichteter Druck, der durch Pfeile **172** angezeigt ist) des primären Ringes **106**. Folglich kann der primäre Ring **106** der Gleitringdichtung **100** einen radial nach innen gerichteten Nettodruck erfahren. Ohne ein Lagerelement **174** (Rollenzapfen) an der Verbindungsstelle **168** zur Aufnahme der nach innen gerichteten Belastung könnte der auf die primäre Dichtung **106** einwirkende, radial nach innen gerichtete Nettodruck das erste und das zweite Segment **150** und **152** veranlassen, an der ersten Verbindungsfläche **164** und der zweiten Verbindungsfläche **166** jeder Stoßverbindungsstelle **154** bündig zu sein und aneinander anzustoßen. Ein Kontakt zwischen diesen Verbindungsflächen würde eine freie relative axiale Bewegung zwischen den Segmenten **150** und **152** verhindern. Deshalb sind die erste und die zweite Verbindungsfläche **164** und **166** gestaltet, um einen minimalen Spalt zu haben, während die radial nach innen gerichtete Nettodruckbelastung durch die Rollenzapfen (z.B. die Lagerelemente **174**) an der Verbindungsstelle **168** aufgenommen wird. In manchen Ausführungsformen können das erste und das zweite Segment **150** und **152** hergestellt sein, um an der ersten und der zweiten Verbindungsfläche **164** und **166** enge Toleranzen zu haben, um den Spalt zu minimieren und die Abdichtung der Stoßverbindungsstellen **154** zu verbessern. Außerdem oder alternativ können die Stoßverbindungsstellen **154** Dichtungstreifen enthalten, die an den ersten Verbindungsflächen **164** angeordnet sind, um eine Abdichtung der Stoßverbindungsstellen **154** zu verbessern. Die Abdichtung zwischen der ersten und der zweiten Verbindungsfläche **164** und **166** hilft, eine unerwünschte Leckage des Dampfes **46** oder eines anderen Arbeits-



fluids an den Segmentverbindungen der Gleitringdichtung **100** zu sperren. Ferner reduziert die symmetrische Ausrichtung der Stoßverbindungsstellen **154** (z.B. der ersten und der zweiten Verbindungsfläche **164** und **166**) über einer vertikalen Achse **173** des primären Ringes **106** in der veranschaulichten Ausführungsform ein seitliches Druckungleichgewicht.

**[0056]** Wie vorstehend erwähnt, enthalten die Stoßverbindungsstellen **154** des primären Ringes **106** jeweils die Rollenverbindungsfläche **168**. Insbesondere enthält jede der Rollenverbindungsflächen **168** einen oder mehrere Rollenzapfen **174**, die zwischen dem ersten und dem zweiten Segment **150** und **152** angeordnet sind. Die zylindrische Gestalt der Rollenzapfen **174** ermöglicht den Rollenverbindungsflächen **168**, den auf den primären Ring **106** einwirkenden, radial nach innen gerichteten Nettodruck aufzunehmen oder zu übertragen, und ermöglicht dabei dennoch dem ersten und dem zweiten Segment **150** und **152** des primären Ringes **106**, sich relativ zueinander axial (z.B. in der Richtung **50**) zu bewegen. Auf diese Weise kann jedes von dem ersten und dem zweiten Segment **150** und **152** sein eigenes hydrodynamisches Gleichgewicht in Bezug auf den Gegenring **108** während eines Betriebs der Dampfturbine **36** erreichen. Insbesondere würde, da das erste und das zweite Segment **150** und **152** sich in Axialrichtung unabhängig voneinander frei bewegen können, jede relative Schrägstellung zwischen dem ersten und dem zweiten Segment **150** und **152** durch entsprechende hydrodynamische Drücke an dem ersten und zweiten Segment **150** und **152** (z.B. größere hydrodynamische Drücke an dem Segment, das näher an dem Gegenring **108** liegt, im Vergleich zu dem anderen Segment) korrigiert werden. Der selbstkorrigierende hydrodynamische Druck kann die Segmente veranlassen, sich axial relativ zu dem anderen Segment zu bewegen, bis ein dynamisches Gleichgewicht wiedererlangt wird. Infolgedessen können das erste und das zweite Segment **150** und **152** an ihren jeweiligen Gleichgewichtspositionen in Bezug auf den Gegenring **108** arbeiten oder „laufen“, während sie das Auftreten eines Reibens zwischen dem ersten und dem zweiten Segment **150** und **152** und dem Gegenring **108** reduzieren. Auf diese Weise kann eine mechanische Beeinträchtigung der Gleitringdichtung **100** reduziert werden, während die Lebensdauer der Gleitringdichtung **100** verbessert werden kann und Instandhaltungsmaßnahmen reduziert werden können.

**[0057]** Fig. 5 zeigt eine querschnittene Teilansicht einer Ausführungsform der Gleitringdichtung **100** unter Veranschaulichung des primären Ringes **106**, der lokal nachgiebige hydrodynamische Beläge **200** aufweist. Insbesondere sind die lokal nachgiebigen hydrodynamischen Beläge **200** in und benachbart zu dem primären Ring **106**, dem Gegenring **108** der Gleitringdichtung **100** gegenüberliegend

angeordnet. D.h., der veranschaulichte lokal nachgiebige hydrodynamische Belag **200** ist innerhalb einer Tasche oder einer Ausnehmung **202** des primären Ringes **106** angeordnet. Außerdem können die hydrodynamischen Beläge **200** jeweils in Richtung auf den Gegenring **108** durch eine oder mehrere Federn **204** (z.B. Spiralfeder) vorgespannt sein. Infolgedessen sind die hydrodynamischen Beläge **200** eingerichtet, um mit dem Gegenring **108** in Eingriff zu stehen. Eine der Funktionen des lokal nachgiebigen hydrodynamischen Belages **200** besteht darin, mit dem Gegenring **108** in Eingriff zu gelangen, bevor der Großteil der primären Ringfläche **132** der Gegenringfläche **134** nahekommt. Der lokal nachgiebige hydrodynamische Belag **200** hilft ferner, den primären Ring **106** richtig zu dem Gegenring **108** auszurichten. Ferner kann jeder der hydrodynamischen Beläge **200** in manchen Ausführungsformen ein Profil auf einer Mikrometer-Längenskala (z.B. auf der axialen Fläche **206**) des hydrodynamischen Belages **200** mit axialen Nuttiefenvariationen in der Umfangsrichtung **54** jedes hydrodynamischen Belages **200** und/oder in der Radialrichtung **52** jedes hydrodynamischen Belages **200** aufweisen, um ein spezielles Profil des hydrodynamischen Drucks an jedem hydrodynamischen Belag **200** zu erzeugen, um der Gleitringdichtung **100** zu helfen, einen kontaktlosen Betrieb aufrechtzuerhalten. Ebenso sollte beachtet werden, dass die Dichtungsfläche **208** des primären Ringes und/oder die Dichtungsfläche **210** des Gegenringes ebenfalls verschiedene Profile oder Oberflächenmerkmale aufweisen können, um das hydrodynamische Lastaufnahmeverhalten der Gleitringdichtung **100** zu verbessern, wie im Einzelnen nachstehend erläutert.

**[0058]** Wie erwähnt, ist die Feder **204** innerhalb der jeweiligen Tasche oder Ausnehmung **202** des primären Ringes **206** angeordnet. D.h., die Ausnehmung **202** ist in dem primären Ring **106** ausgebildet, der dem Gegenring **108** der Gleitringdichtung **100** zugewandt ist, wenn die Gleitringdichtung **100** zusammengebaut ist. Wie erkannt wird, ist die Feder **204** konstruiert, um einen gewissen Freiheitsgrad für den hydrodynamischen Belag **200** zuzulassen. Z.B. kann die Feder **204** einen ersten, translatorischen Freiheitsgrad außerhalb der Ebene des primären Ringes **106** (z.B. eine Bewegung in der Axialrichtung **50**), einen zweiten, rotatorischen Freiheitsgrad zum Kippen oder Schwenken in der Umfangsrichtung **54** und einen dritten, rotatorischen Freiheitsgrad zum Kippen oder Schwenken in der Radialrichtung **52** ermöglichen. Folglich kann sich der hydrodynamische Belag **200** besser an die Orientierungen und/oder Verformungen des Gegenringes **108** anpassen. Infolgedessen kann der hydrodynamische Belag **200** einen Kontakt zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108** blockieren und dabei auch die Bildung großer Leckagespalte zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108** der Gleitringdichtung

**100** blockieren. In anderen Worten ermöglicht der hydrodynamische Belag **200** dem primären Ring **106**, eine „hydrodynamisch verriegelte“ Position in Bezug auf den Gegenring **108** aufrechtzuerhalten. Eine lokale Schließkraft, die durch eine einzelne Taschenfeder **204** unterstützt wird, und eine lokale hydrodynamische Öffnungskraft, die durch einen einzelnen Belag **200** unterstützt wird, helfen dem primären Ring **106**, mit Präzision zu arbeiten, um so ein dynamisches Gleichgewicht in Bezug auf den Gegenring **108** zu erreichen, ohne den Gegenring **108** zu berühren. Dies kann helfen, Reibungen zu verhindern oder zu reduzieren, wenn die Betriebskräfte versuchen, einen keilförmigen Spalt zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108** auszubilden. Während eines derartigen Ereignisses werden die Beläge **200** an dem primären Ring **106**, die zu dem Gegenring **108** näher liegen, dazu neigen, eine größere hydrodynamische Öffnungskraft zu erzeugen, und sie werden die zugehörigen lokalen Federn **204** weiter in den Stützabschnitt **126** hinein zusammendrücken, im Vergleich zu den Belägen **200**, die von dem Gegenring **108** entfernt sind. Diese radiale Differenz der Öffnungskraft wird eine Nutation des primären Ringes **106** hervorrufen und wird versuchen, den keilförmigen Spalt parallel zu machen. Die Fähigkeit der Gleitringdichtung **100**, mit einem derartigen parallelen Spalt zu laufen, reduziert die Möglichkeit des Reibens. Auf diese Weise können ein Reiben und eine mechanische Beeinträchtigung zwischen dem primären Ring **106** und dem Gegenring **108** reduziert werden, während die Leckage des Dampfes **46** bei einem sehr geringen Auslegungswert weiterhin gehalten wird. Wie erkannt wird, kann eine Reduktion der mechanischen Beeinträchtigung von Komponenten der Gleitringdichtung **100** Stillstandszeiten und Instandhaltungskosten der Dampfturbine **36** reduzieren und die Nutzungslebensdauer von Komponenten der Gleitringdichtung **100** verlängern, während gleichzeitig eine Reduktion der Leckage von Dampf **46** den Wirkungsgrad der Dampfturbine **36** verbessern kann.

**[0059]** Wie vorstehend erwähnt, kann die axiale Fläche **206** jedes hydrodynamischen Belages **200** verschiedene Profile aufweisen, um einen Betrieb der Gleitringdichtung **100** zu verbessern. Z.B. kann die Stirnfläche **206** von einem oder mehreren hydrodynamischen Belägen **200** ein konvergierendes Profil in der Drehrichtung (z.B. in der Umfangsrichtung **54**) aufweisen, um die Erzeugung einer hydrodynamischen Kraft zu ermöglichen, während der Gegenring **8** schnell an dieser in einer Richtung (z.B. im Uhrzeigersinn) vorbeiläuft. In einer anderen Ausführungsform können die Beläge **200** ein welliges Profil aufweisen, um einen bidirektionalen Betrieb der Dampfturbine **36** zu ermöglichen. In einer anderen Ausführungsform kann die Stirnfläche **206** von einem oder mehreren hydrodynamischen Belägen **200** eine Stufe in der Radialrichtung aufweisen, die einen Dammabschnitt gegen eine radial **52** nach innen gerichtete

Strömung des Dampfes **46** bildet, um eine zusätzliche dynamische Druckkomponente (aufgrund eines Strömungsaufpralls) zu erzeugen, die die hydrodynamische Druckverteilung verbessert. Derartige Einrichtungen können helfen, den Toleranzbedarf oder die Toleranzanforderungen von verschiedenen Komponenten der Gleitringdichtung **100** zu reduzieren. Es sollte beachtet werden, dass die Dichtungsfläche **208** des primären Ringes **106** und die Dichtungsfläche **210** des Gegenringes **108** auch verschiedene Profile oder Oberflächenmerkmale haben können, um das hydrodynamische Lastaufnahmevermögen der Gleitringdichtung **100** zu verbessern.

**[0060]** Außerdem können die Anzahl der Federn **204**, die jeden hydrodynamischen Belag **200** vorspannen, und die Position der Federn **204** relativ zu dem jeweiligen hydrodynamischen Belag **200** in verschiedenen Ausführungsformen variieren. Z.B. ist in der veranschaulichten Ausführungsform der hydrodynamische Belag **200** in Richtung auf den Gegenring **108** durch eine einzige Feder **204** vorgespannt, die im Wesentlichen mit einer Mitte des hydrodynamischen Belages **200** verbunden ist. In anderen Ausführungsformen kann jeder hydrodynamische Belag **200** mehrere Federn **204** aufweisen, die den hydrodynamischen Belag **200** in Richtung des Gegenringes **108** vorspannen. Z.B. kann jeder hydrodynamische Belag **200** in Richtung des Gegenringes **108** durch vier Federn **204** vorgespannt sein, wobei eine einzelne Feder **204** mit einer jeweiligen Ecke des hydrodynamischen Belages **200** (siehe Fig. 8) verbunden ist. Als weiteres Beispiel kann jeder hydrodynamische Belag **200** in manchen Ausführungsformen eine einzige Feder **204** enthalten, die mit dem hydrodynamischen Belag **200** zu der Mitte des hydrodynamischen Belages **200** (z.B. radial **52** nach innen oder radial **52** nach außen) versetzt ist. Anstelle der veranschaulichten Spiralfedern könnten Blattfedern verwendet werden.

**[0061]** Fig. 6 und Fig. 7 zeigen Perspektivansichten einer Ausführungsform des primären Ringes **106** der Gleitringdichtung **100** unter Veranschaulichung lokal nachgiebiger hydrodynamischer Beläge **200** des primären Ringes **106**. Wie vorstehend erwähnt, kann jeder der lokal nachgiebigen hydrodynamischen Beläge **200** durch eine oder mehrere Federn **204** gestützt sein. Infolgedessen kann jeder der hydrodynamischen Beläge **200** sich einzeln (z.B. unabhängig von den anderen hydrodynamischen Belägen **200**) in der Ebene des primären Ringes **106** und aus dieser heraus bewegen. Auf diese Weise kann jeder der hydrodynamischen Beläge **200** sich an die dynamisch wechselnde Orientierung des Gegenringes **108**, die von thermischen, druckgetriebenen und/oder transienten Kräften herrührt, anpassen.

**[0062]** In der veranschaulichten Ausführungsform enthält der primäre Ring **106** sechs lokal nachgiebige hydrodynamische Beläge **200**, die im We-

sentlichen äquidistant um den primären Ring **106** in der Umfangsrichtung **54** beabstandet angeordnet sind. Jedoch kann der primäre Ring **106** in anderen Ausführungsformen eine andere Anzahl von hydrodynamischen Belägen **200** und/oder hydrodynamische Beläge **200** enthalten, die in anderen Konfigurationen eingerichtet sind, wie nachstehend erläutert. Z.B. weisen die hydrodynamischen Beläge **200** in der veranschaulichten Ausführungsform im Wesentlichen ähnliche Positionen entlang des primären Ringes **106** in der Radialrichtung **52** auf. Jedoch können die hydrodynamischen Beläge **200** in anderen Ausführungsformen in Radialrichtung **52** gestaffelt sein. Z.B. kann ein einzelner hydrodynamischer Belag **200** eine erste radiale **52** Position aufweisen, und benachbarte hydrodynamische Beläge **200** können eine zweite radiale **52** Position aufweisen, wodurch eine gestaffelte Anordnung in Umfangsrichtung **54** rings um den primären Ring **106** geschaffen wird.

**[0063]** Außerdem enthält die veranschaulichte Ausführungsform des primären Ringes **106** das erste und das zweite Segment **150** und **152**, wie ähnlich vorstehend in Bezug auf **Fig. 4** beschrieben. Zusätzlich enthalten die Stoßverbindungsstellen **154** des primären Ringes **106** die Rollenzapfen **174**, um eine relative axiale **50** Bewegung des ersten und des zweiten Segmentes zu ermöglichen. Jedoch sollte beachtet werden, dass andere Ausführungsformen des primären Ringes **106** die lokal nachgiebigen hydrodynamischen Beläge **200**, jedoch keine segmentierte Konfiguration enthalten können. In ähnlicher Weise kann der primäre Ring **106** in weiteren Ausführungsformen eine segmentierte Konfiguration, jedoch nicht die vorstehend beschriebenen lokal nachgiebigen hydrodynamischen Beläge **200** enthalten.

**[0064]** **Fig. 8** und **Fig. 9** zeigen Perspektivansichten von weiteren Ausführungsformen des primären Ringes **106** der Gleitringdichtung **100** unter Veranschaulichung lokal nachgiebiger hydrodynamischer Beläge **200** des primären Ringes **106**. Insbesondere veranschaulicht **Fig. 8**, dass der primäre Ring **106** lokal nachgiebige hydrodynamische Beläge **200** aufweist, wobei jeder lokal nachgiebige hydrodynamische Belag **200** in Richtung des Gegenringes **108** durch vier Federn **204** innerhalb der jeweiligen Ausnehmung **202** vorgespannt ist, die durch die Stirnfläche des primären Ringes **106** eingeschnitten ist. Wie veranschaulicht, enthält jede Ausnehmung **202** eine einzelne Feder **204** in jeder der vier Ecken der Ausnehmung **202**. Eine derartige Anordnung bietet die Möglichkeit, die Steifigkeit der Feder **204** an den vier Ecken den Belages **200** einzeln fein einzustellen, um so gewünschte Momenteigenschaften zu schaffen, um jegliche Vorspannung zur Schrägstellung in dem primären Ring **106** zu korrigieren. Z.B. kann durch Vergrößerung der Steifigkeit der Federn **204** an den oberen Ecken ein Bereich in der Nähe des Außenumfanges des Belages **200** in Bezug auf den Innenum-

fang weniger nachgiebig geschaffen werden, was somit eine lokal höhere Fluidfilmdicke an dem Innenumfang des Belages **200** als an dem Außenumfang bewirkt, um so jedes eine Schrägstellung hervorrufende Betriebsphänomen zu kompensieren, das bewirkt, dass die Filmdicke am Innenumfang kleiner ist als die Filmdicke am Außenumfang. In der veranschaulichten Ausführungsform sind die Federn **204** Schraubenfedern, wobei die Federn **204** jedoch in anderen Ausführungsformen andere Arten von Federn, wie beispielsweise Blattfedern oder Balken, sein können. **Fig. 9** veranschaulicht eine Ausführungsform des primären Ringes **106** mit lokal nachgiebigen hydrodynamischen Dichtungen **200**, wobei all die lokal nachgiebigen hydrodynamischen Dichtungen **200** durch eine jeweilige Faltenbalgfeder **300** vorgespannt sind, die innerhalb der jeweiligen Ausnehmung **202** des primären Ringes **106** angeordnet ist. Durch die Auswahl der Dicke der Faltenbälge, des Abstands zwischen den Faltenbalgwendungen und der Anzahl der Wendungen können die gewünschten Kraft- und strukturellen Momenteigenschaften des nachgiebigen Mechanismus des Belages erreicht werden, um jeglichen aerodynamischen Momenten (z.B. aufgrund von Wirbelungen) zu widerstehen, die versuchen, das hydrodynamische Verhalten der Dichtung zu destabilisieren. Während jede lokal nachgiebige hydrodynamische Dichtung **200** durch eine einzige Balgfeder **300** in der veranschaulichten Ausführungsform vorgespannt ist, können andere Ausführungsformen eine andere Anzahl von Faltenbalgfedern **300** enthalten.

**[0065]** **Fig. 10** und **Fig. 11** zeigen Perspektivansichten weiterer Ausführungsformen des primären Ringes **106** der Gleitringdichtung **100** unter Veranschaulichung einer anderen Anordnung der lokal nachgiebigen hydrodynamischen Beläge **200** des primären Ringes **106**. Insbesondere enthält der primäre Ring **106** in den **Fig. 10** und **Fig. 11** einen ersten, radial inneren Satz **310** von lokal nachgiebigen hydrodynamischen Belägen **200** und einen zweiten, radial äußeren Satz **312** von lokal nachgiebigen hydrodynamischen Belägen **200**. Außerdem sind der erste, radial innere Satz **310** und der zweite, radial äußere Satz **312** von lokal nachgiebigen hydrodynamischen Belägen in Umfangsrichtung **54** um den primären Ring **106** im Bezug zueinander gestaffelt. Jedoch können in anderen Ausführungsformen der erste, radial innere Satz **310** und der zweite, radial äußere Satz **312** gegebenenfalls nicht in Umfangsrichtung zueinander gestaffelt sein. Außerdem können, wie erkannt wird, der erste, radial innere Satz **310** und der zweite, radial äußere Satz **312** die gleiche oder eine andere Anzahl von lokal nachgiebigen hydrodynamischen Belägen **200** aufweisen. Darüber hinaus enthält jeder von dem zweiten, radial äußeren Satz **312** der lokal nachgiebigen hydrodynamischen Beläge **200** in **Fig. 11** eine Oberflächenbehandlung **314**. Insbesondere enthält jeder von dem zweiten, radial äußeren

Satz **312** der lokal nachgiebigen hydrodynamischen Beläge **200** ein Profil oder Nuten **314** auf Mikrometer-Längenskala an der jeweiligen Stirnfläche **206** jedes hydrodynamischen Belages **200**. Wie erkannt wird, kann das mikroskopische Profil oder können die mikroskopischen Nuten **314** an der jeweiligen Stirnfläche **206** jedes hydrodynamischen Belages **200** einen zusätzlichen Druck in Richtung eines Innenumfangs **316** des primären Ringes **106** erzeugen, womit eine zusätzliche hydrodynamische Trennkraft bereitgestellt wird, um den primären Ring **106** davon abzuhalten, mit dem Gegenring **108** in Kontakt zu gelangen.

**[0066]** Fig. 12 und Fig. 13 zeigen Perspektivansichten von weiteren Ausführungsformen des primären Ringes **106** der Gleitringdichtung **100** unter Veranschaulichung verschiedener Oberflächenbehandlungen oder -merkmale, die auf der Dichtungsfläche **208** des primären Ringes **106** ausgebildet sind. Z.B. enthält die Dichtungsfläche **208** des primären Ringes **106** in Fig. 12 Nuten **320** (z.B. Spiralnuten), die sich von einem Außenumfang **322** aus in Richtung auf einen Innenumfang **324** der Dichtungsfläche **208** erstrecken. Wie erkannt wird, können die Nuten **320** durch Aussparungen gebildet sein, die in der Dichtungsfläche **208** ausgebildet sind und die sich in Richtung des, jedoch nicht über den gesamten Weg bis zu dem inneren Umfang **324** der Dichtungsfläche **208** erstrecken. Vielmehr weist jede Nut **320** einen Dammabschnitt **326** auf. An sich kann Dampf **46** oder ein anderes Gas während eines Betriebs der Dampfturbine **36** von der Seite des Außenumfangs aus in die Nuten **320** eintreten und durch die Nuten strömen, wobei es entlang der Biegung der Nuten in Richtung des Dammabschnitts **326** jeder Nut **320** beschleunigt wird und schließlich gegen den Dammabschnitt **326** prallt, wodurch ein dynamischer Druckanstieg erzeugt wird, um die hydrodynamische Trennkraft bereitzustellen. Auf diese Weise können die Nuten **320** die Erzeugung des zusätzlichen Drucks in Richtung des Innenumfangs **324** des primären Ringes **106** ermöglichen. In Fig. 13 enthält die Dichtungsfläche **208** des primären Ringes **106** Y-förmige Nuten **330**. Wie veranschaulicht, erstreckt sich jede Y-förmige Nut **330** von der Mitte der Dichtungsfläche **208** aus in Richtung sowohl des Außenumfangs **322** als auch des Innenumfangs **324** beginnend von einem Stammabschnitt **332**, um eine Y-förmige Nut **330** auszubilden, die beendet ist, bevor sie den Innen- und den Außenumfang erreicht. Der Dampf **46** oder ein anderes Gas wird in die Y-förmigen Nuten **330** durch ein Loch **334** eingespeist. Die Y-förmigen Nuten **330** pumpen das Fluid gleichzeitig in Richtung sowohl auf den Außenumfang **322** als auch auf den Innenumfang **324**, um einen hydrodynamischen Druck in den Bereichen in der Nähe des Außen- oder Innenumfangs **322** oder **324** des primären Ringes **106** zu erzeugen. Bei einer derartigen Y-förmigen Konfiguration der Nuten stellen der äußere Zweig und der innere Zweig der Y-Gestalt die selbstkorrigierenden hydrodynamischen

Kräfte bereit, die erforderlich sind, um jeder Schrägstellung der Dichtungsfläche **210** des Gegenrings zu folgen.

**[0067]** Wie erkannt wird, kann jedes der Merkmale (z.B. der Oberflächenbehandlungen und/oder der Profile) der Ausführungsformen, wie vorstehend beschrieben, einzeln oder in einer beliebigen Kombination miteinander als ein Teil einer oder mehrerer der verschiedenen Komponenten der Gleitringdichtung **100** enthalten sein. Z.B. können die hydrodynamischen Merkmale, wie sie an der primären Dichtungsfläche **208** in den Fig. 12 und Fig. 13 veranschaulicht sind, auf die Gegenringdichtungsfläche **210** angewandt werden, während die primäre Dichtungsfläche **208** eine blanke flache Oberfläche ist. Außerdem wird ein Fachmann auf dem Gebiet erkennen, dass verschiedene Anordnungen, Oberflächenbehandlungen und andere Merkmale, wie sie vorstehend erläutert sind, andere Konfigurationen haben können, die als innerhalb des Geltungsbereichs der vorliegenden Offenbarung angesehen werden.

**[0068]** Diese schriftliche Beschreibung verwendet Beispiele, um die Erfindung, einschließlich der besten Ausführungsart, zu offenbaren und auch um jeden Fachmann auf dem Gebiet zu befähigen, die Erfindung in die Praxis umzusetzen, wozu die Schaffung und Verwendung jeglicher Vorrichtungen oder Systeme und die Durchführung jeglicher enthaltener Verfahren gehören. Der patentierbare Umfang der Erfindung ist durch die Ansprüche definiert und kann weitere Beispiele enthalten, die Fachleuten auf dem Gebiet einfallen. Derartige weitere Beispiele sollen in dem Umfang der Ansprüche enthalten sein, wenn sie strukturelle Elemente aufweisen, die sich von dem Wortsinn der Ansprüche nicht unterscheiden, oder wenn sie äquivalente strukturelle Elemente mit unwesentlichen Unterschieden gegenüber dem Wortsinn der Ansprüche enthalten.

**[0069]** Ausführungsformen der vorliegenden Offenbarung sind auf einen Statorring gerichtet, der eingerichtet ist, um um einen Rotor einer Turbine angeordnet zu werden, wobei der Statorring mehrere hydrodynamische Beläge aufweist, die sich von einer Dichtungsfläche des Statorrings aus erstrecken, wobei jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge eingerichtet ist, um mit einem Rotorring hydrodynamisch verbunden zu sein.

## Patentansprüche

1. System, das aufweist:  
eine Dampfturbine; und  
eine Gleitringdichtung der Dampfturbine, die aufweist:  
einen Rotorring, der mit einem Rotor der Dampfturbine gekoppelt ist; und

einen Statorring, der mit einem stationären Gehäuse der Dampfturbine gekoppelt ist, wobei der Statorring mehrere Beläge aufweist, die eingerichtet sind, um sich von einer Dichtungsfläche des Statorrings aus zu erstrecken und mit dem Rotorring in Eingriffsverbindung zu stehen.

2. System nach Anspruch 1, wobei jeder der mehreren Beläge in einer jeweiligen Ausnehmung angeordnet ist, die in der Dichtungsfläche des Statorrings ausgebildet ist.

3. System nach Anspruch 2, wobei jeder der mehreren Beläge in Richtung auf den Rotorring durch wenigstens eine jeweilige Feder vorgespannt ist, die sich von der jeweiligen Ausnehmung aus zu dem jeweiligen Belag erstreckt;  
wobei die wenigstens eine Feder jedes der mehreren Beläge vorzugsweise mit einer Mitte des jeweiligen Belags gekoppelt ist; und/oder  
wobei die wenigstens eine Feder eine Schraubenfeder oder eine Faltenbalgfeder aufweist.

4. Turbine, die aufweist:  
einen Rotor;  
ein stationäres Gehäuse, das um den Rotor angeordnet ist; und  
eine an dem Rotor angeordnete Gleitringdichtung, die aufweist:  
einen Rotorring, der mit dem Rotor gekoppelt ist; und  
einen Statorring, der mit dem stationären Gehäuse gekoppelt ist, wobei der Statorring mehrere hydrodynamische Beläge aufweist, die sich von einer Dichtungsfläche des Statorrings aus zu dem Rotorring erstrecken.

5. Turbine nach Anspruch 4, wobei der Statorring einen Stützabschnitt aufweist, der mit dem stationären Gehäuse gekoppelt ist, und der Statorring eingerichtet ist, um mit dem Rotorring hydrodynamisch verbunden zu sein; wobei der Statorring vorzugsweise in Richtung auf den Rotorring durch eine Feder vorgespannt ist, die sich zwischen dem Stützabschnitt und dem Statorring erstreckt.

6. Turbine nach Anspruch 4 oder 5, wobei jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge in einer jeweiligen Tasche angeordnet ist, die in dem Statorring ausgebildet ist; wobei jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge vorzugsweise in Richtung auf den Rotorring durch eine jeweilige Belagsfeder vorgespannt ist, die zwischen der jeweiligen Tasche und dem jeweiligen Belag angeordnet ist.

7. Turbine nach Anspruch 6, wobei jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge in Richtung auf den Rotorring durch vier jeweilige Belagsfedern vorgespannt ist, die zwischen der jeweiligen Tasche und dem jeweiligen Belag angeordnet sind, wobei jede

der vier jeweiligen Belagsfedern an einer Ecke des jeweiligen Belages angeordnet ist.

8. Turbine nach einem beliebigen der Ansprüche 4–7,  
wobei jeder der hydrodynamischen Beläge wenigstens eine hydrodynamische Oberflächenbehandlung oder ein Profil mit Mikrometerlänge aufweist; und/oder  
wobei die mehreren hydrodynamischen Beläge um einen Umfang des Statorrings herum ungefähr äquidistant beabstandet sind; und/oder  
wobei die mehreren hydrodynamischen Beläge ungefähr radial gleich entlang des Statorrings positioniert sind.

9. System, das aufweist:  
einen Statorring, der eingerichtet ist, um um einen Rotor einer Turbine angeordnet zu sein, wobei der Statorring mehrere hydrodynamische Beläge aufweist, die sich von einer Dichtungsfläche des Statorrings aus erstrecken, wobei jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge eingerichtet ist, um mit einem Rotorring hydrodynamisch verbunden zu sein.

10. System nach Anspruch 9, wobei jeder der mehreren hydrodynamischen Beläge wenigstens ein hydrodynamisches Oberflächenprofil oder eine hydrodynamische Oberflächenbehandlung aufweist; wobei das wenigstens eine hydrodynamische Oberflächenprofil oder die wenigstens eine hydrodynamische Oberflächenbehandlung vorzugsweise eine Y-förmige Nut oder eine spiralförmige Nut aufweist.

Es folgen 8 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

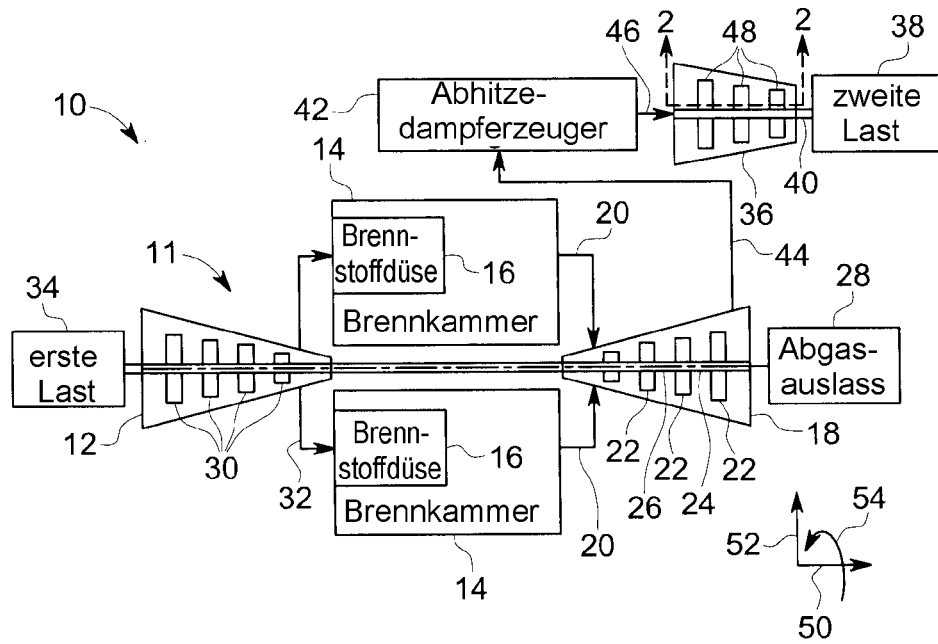


FIG. 1  
STAND DER TECHNIK

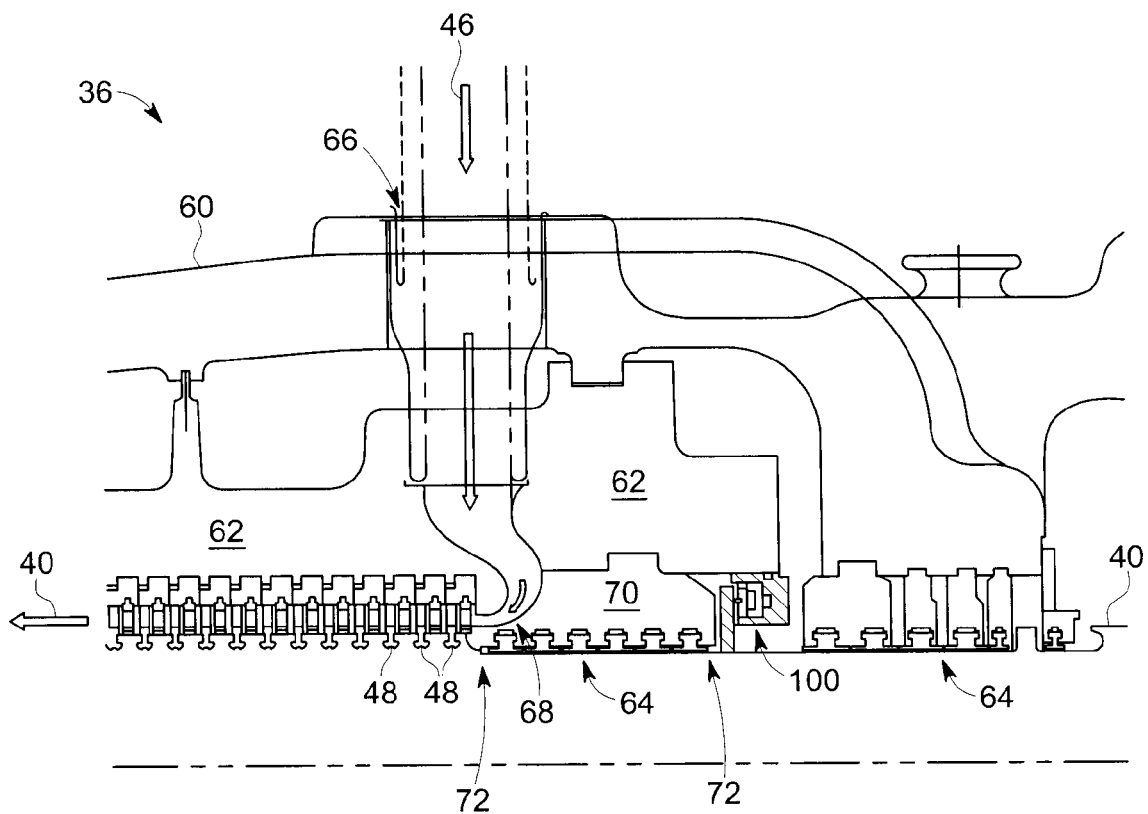


FIG. 2

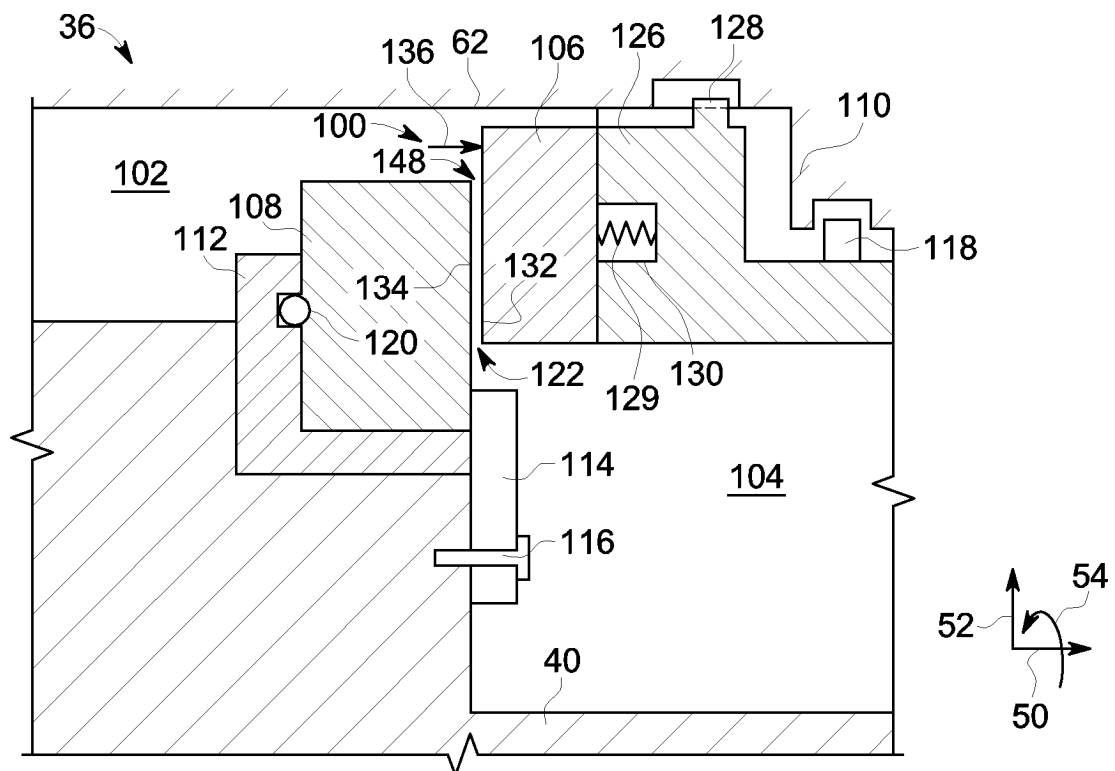


FIG. 3

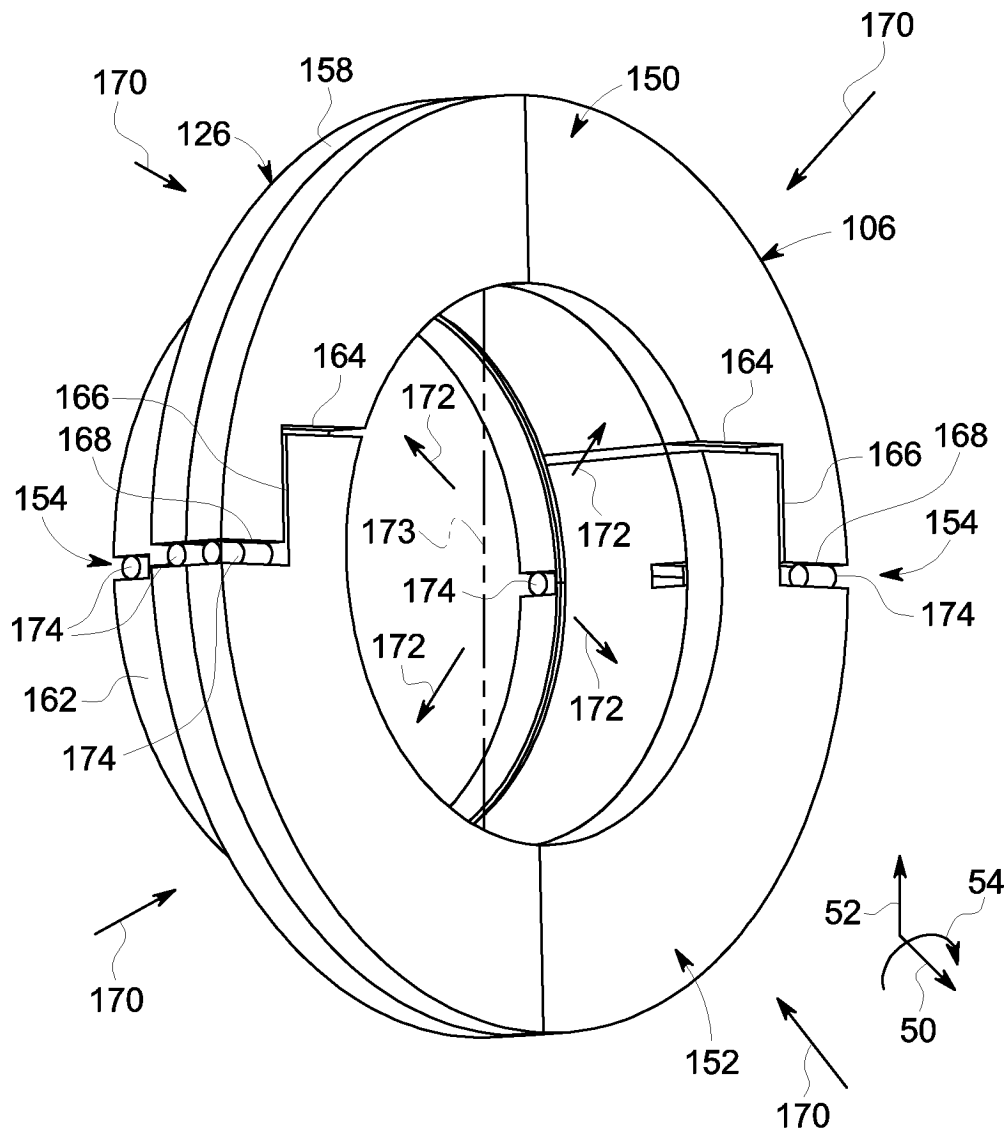


FIG. 4



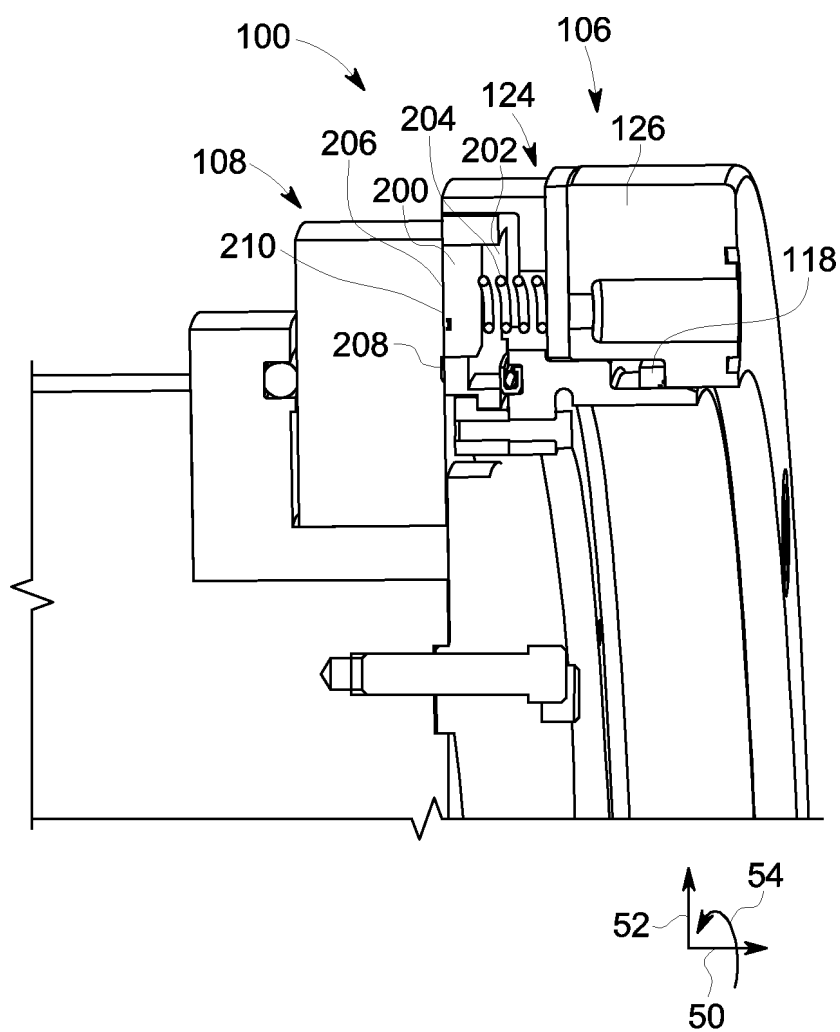


FIG. 5

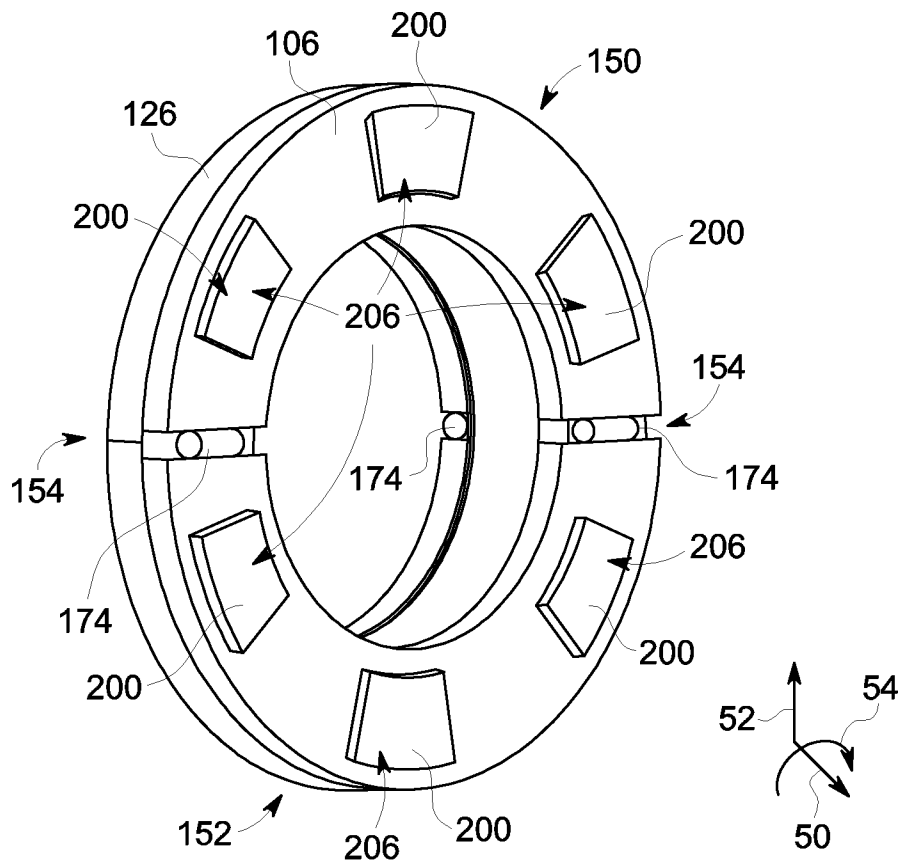


FIG. 6

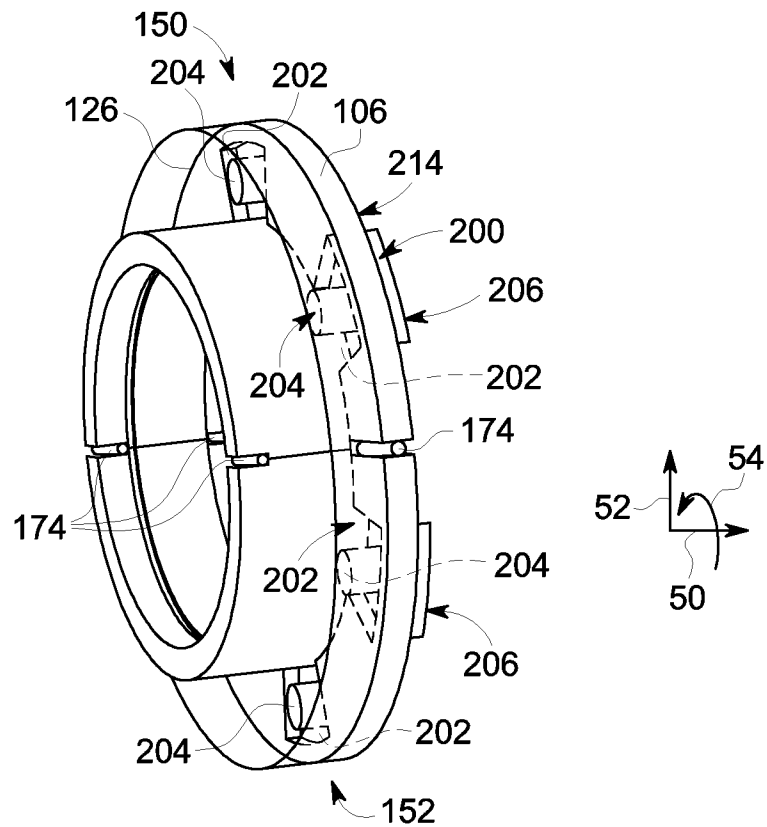


FIG. 7

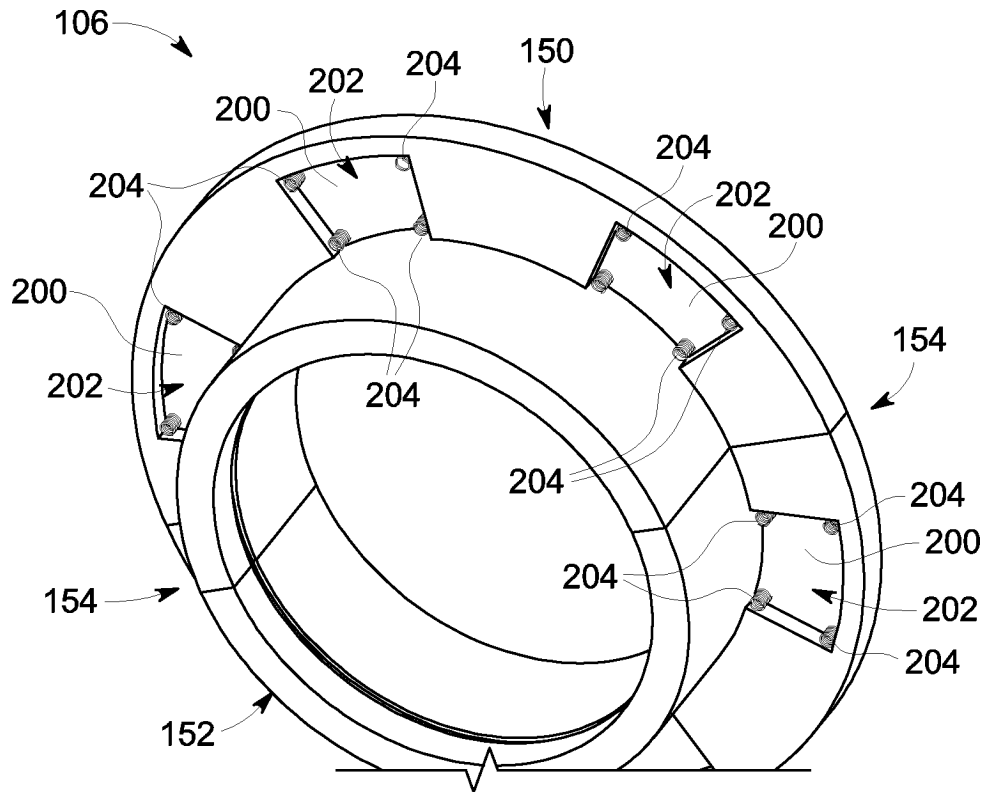


FIG. 8

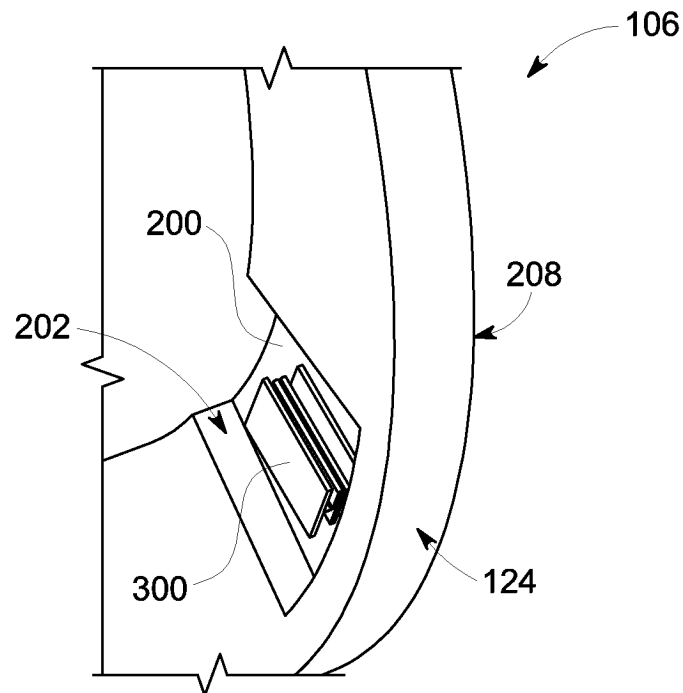


FIG. 9

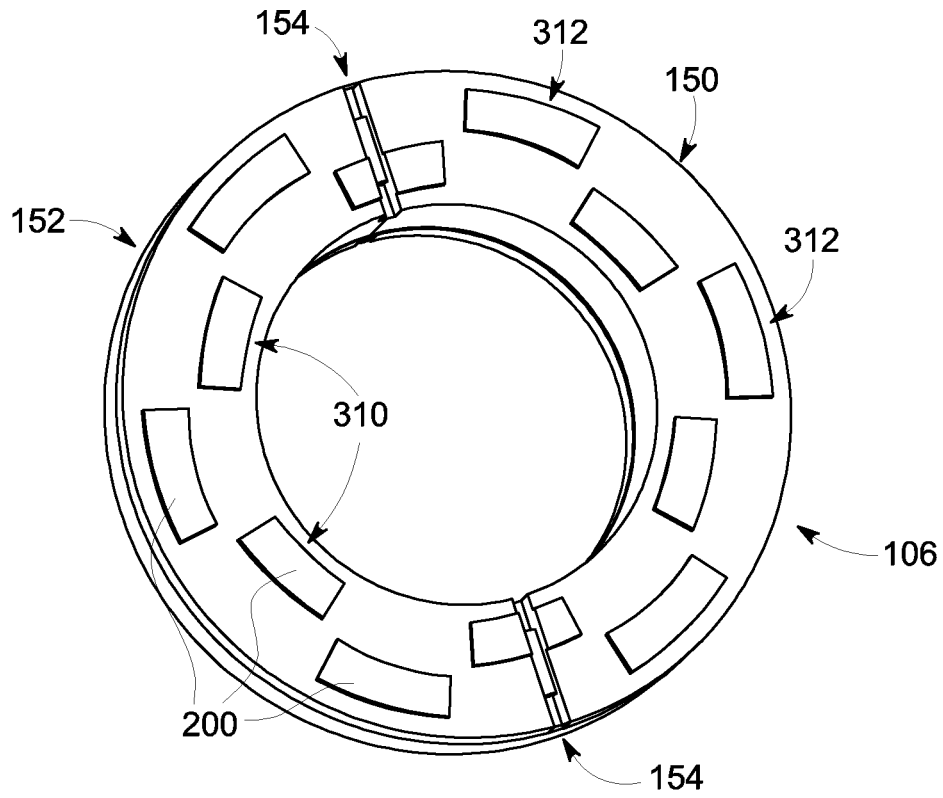


FIG. 10

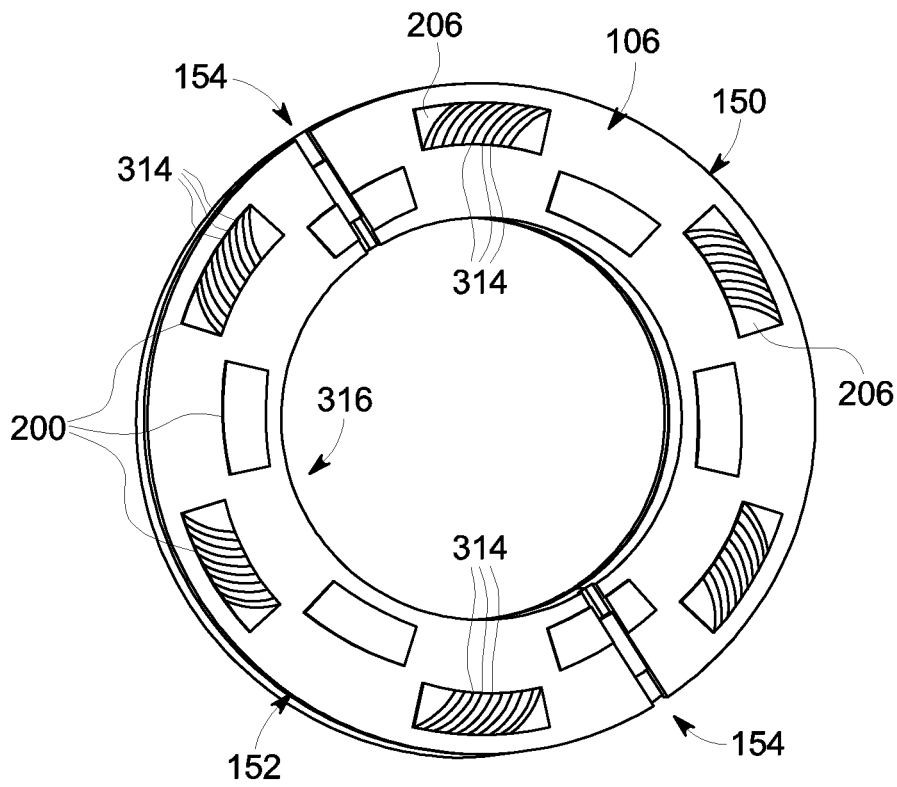


FIG. 11

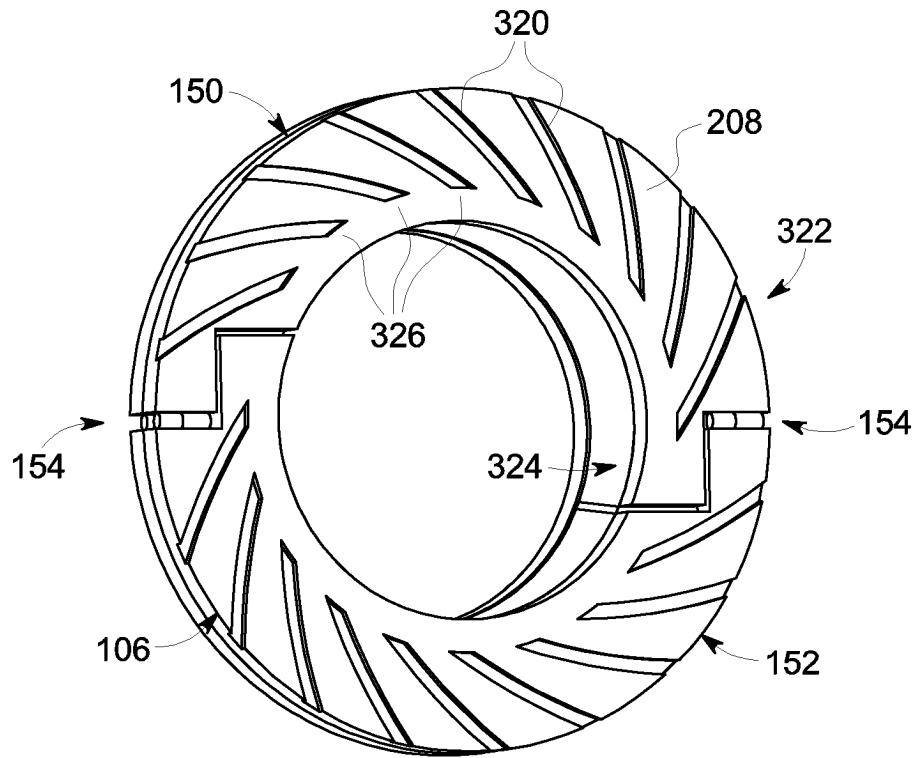


FIG. 12

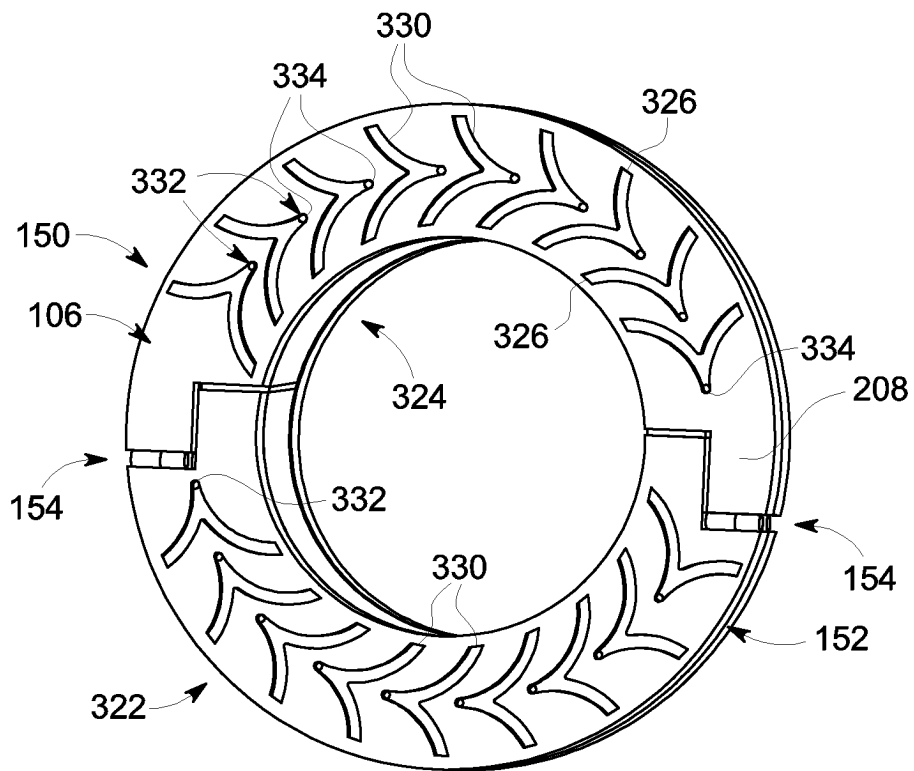


FIG. 13