

KfK 4599

Juli 1989

Entwicklung und Erprobung einer berührungsfreien, statisch/ dynamischen Wellendichtung mit geringem Sperrgasbedarf

W. Ehrfeld, W. Keller, D. Seidel
Institut für Mikrostrukturtechnik

Kernforschungszentrum Karlsruhe

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

Institut für Mikrostrukturtechnik

KfK 4599

**Entwicklung und Erprobung einer berührungsfreien,
statisch/dynamischen Wellendichtung mit
geringem Sperrgasbedarf**

W. Ehrfeld, W. Keller*), D. Seidel

*) von der Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe
genehmigte Dissertation

Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe

Als Manuskript vervielfältigt
Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH
Postfach 3640, 7500 Karlsruhe 1

ISSN 0303-4003

Entwicklung und Erprobung einer berührungsfreien, statisch/dynamischen Wellendichtung mit geringem Sperrgasbedarf

Zusammenfassung

In Turboverdichtern und anderen Strömungsmaschinen, die aggressive, giftige oder radioaktive Gase fördern, werden zur leckagefreien Abdichtung der Wellendurchführung unter anderem gasgesperrte, berührungsfrei arbeitende Wellendichtungen eingesetzt. Ein typisches Anwendungsgebiet sind Strömungsverdichter für das im Kernforschungszentrum Karlsruhe entwickelte Trenndüsenverfahren zur Urananreicherung. Mit ihnen wird ein Gasgemisch aus Uranhexafluorid und Wasserstoff oder Helium gefördert. Der Nachteil der hier eingesetzten, statisch arbeitenden Wellendichtung ist der relativ hohe Sperrgasbedarf.

Die vorliegende Arbeit behandelt die Entwicklung einer neuen Wellendichtung, die bei minimalem Sperrgasbedarf eine betriebs sichere Abdichtung gewährleistet und auch beim An- und Abfahren berührungsfrei und damit verschleißfrei arbeitet. Erreicht wurde das durch eine neuartige Kombination der vorhandenen statischen, mit einer dynamischen Arbeitsweise. Die dynamischen Effekte treten bei höheren Drehzahlen auf und bewirken den Druckaufbau im Dichtspalt und damit die Sperrwirkung der Wellendichtung. Da die dynamisch arbeitende Wellendichtung grundsätzlich einen deutlich kleineren Dichtspalt ermöglicht als eine statisch arbeitende, war mit einer Absenkung des Sperrgasbedarfs zu rechnen. Es wurden mehrere Versuchsmuster angefertigt und auf Testständen erprobt. Die Versuchsergebnisse zeigen, daß die angewendeten Berechnungsverfahren zuverlässige Voraussagen der Betriebsgrößen ermöglichen. Es wurde nachgewiesen, daß der Sperrgasbedarf der statisch/dynamischen Wellendichtung bei vergleichbaren Randbedingungen nur etwa ein Fünftel der in den Trenndüsenverdichtern eingesetzten statisch arbeitenden Dichtungen beträgt.

Development and Testing of a Contactless Static/Dynamic Shaft Seal with Little Sealing Gas Requirement

Abstract

In turbocompressors and other flow machines delivering aggressive, toxic or radioactive gases, gas sealed, contactless shaft seals are used among others with a view to achieve a leakage free seal of the shaft penetration. A typical application are flow compressors used in the separation nozzle process for uranium enrichment, developed at the Karlsruhe Nuclear Research Center. They deliver a gas mixture consisting of uranium hexafluoride and hydrogen or helium. The drawback of the static shaft seal used here is its relatively high requirement of sealing gas.

In this paper the development of a new shaft seal is reported which ensures a seal safe in operation while requiring a minimum volume of sealing gas and which operates without contact during startup and shutdown and is, consequently, free of wear. This has been achieved by a novel combination of the previous static with a dynamic mode of operation. The dynamic effects occur at higher speeds and cause a pressure buildup in the sealing gap and hence the sealing effect of the shaft seal. As the dynamically operating shaft seal, compared to a static one, in principle allows to reduce substantially the width of the sealing gap, lower sealing gas demands had to be expected. Several test specimens were fabricated and tested in test beds. The results show that the methods of calculation used allow dependable predictions to be made on the operating variables. It has been demonstrated that the sealing gas demands for the static/dynamic shaft seal under comparable boundary conditions amount to only about one fifth of those of the static seals used in the separation nozzle compressors.

Inhaltsverzeichnis

	<u>Seite</u>
1. Einleitung und Zusammenfassung	1
2. Aufbau und Funktionsweise der statisch/dynamischen Wellendichtung	6
2.1 Aufbau	6
2.2 Statische Funktion	6
2.3 Dynamische Funktion	7
3. Berechnungsgrundlagen und Auslegung der Wellendichtung	10
3.1 Voraussetzungen und Vereinfachungen	10
3.2 Berechnungsgrundlagen	14
3.3 Auslegung	21
3.3.1 Konstante Auslegungsparameter	22
3.3.2 Variable Auslegungsparameter	22
4. Herstellung der Wellendichtung	25
4.1 Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit	25
4.2 Angewendete Fertigungsverfahren	25
4.3 Angewendete Fertigungsverfahren	27
4.4 Erreichte Fertigungsgenauigkeit	28
5. Beschreibung des Wellendichtungsteststandes und der Experimente	29
5.1 Statischer Teststand	29
5.2 Dynamischer Teststand	30
5.3 Meßtechnik	31
6. Versuchsergebnisse	33
6.1 Ergebnisse aus den statischen Experimenten	33
6.2 Ergebnisse aus den dynamischen Experimenten	33
6.3 Vergleich der Rechenergebnisse mit den Versuchsergebnissen	35
7. Diskussion	37
Literaturverzeichnis	39
Abbildungen	41

1. Einleitung und Zusammenfassung

In vielen Bereichen der Verfahrenstechnik, der Energietechnik und Raumfahrttechnik müssen rotierende Wellen abgedichtet werden. Neben konventionellen Wellendichtungen wie z. B. Labyrinth-, Gleitring-, Lippendichtungen werden für spezielle Anwendungen gasgesperrte, axiale Wellendichtungen eingesetzt. Mit letzteren Wellendichtungen werden in Turboverdichtern und anderen Strömungsmaschinen aggressive, giftige und radioaktive Gase leakagefrei abgedichtet. Wichtige Voraussetzungen für derartige Wellendichtungen sind aus Gründen der gestiegenen Anlagenkosten eine hohe Betriebssicherheit, lange Lebensdauer und Wirtschaftlichkeit. Ein typisches Anwendungsgebiet für diese speziellen Wellendichtungen sind Strömungsverdichter, wie sie beim Trenndüsenverfahren eingesetzt werden.

Bei dem im Kernforschungszentrum Karlsruhe entwickelten Trenndüsenverfahren zur Anreicherung des leichten Uranisotops U-235 [1, 2] wird ein Gasgemisch aus Uranhexafluorid (UF_6) und einem leichten Zusatzgas aus Wasserstoff bzw. Helium als Arbeitsmedium durch eine Vielzahl parallel geschalteter Trennelemente mit Hilfe von Strömungsverdichtern gefördert.

Zur sicheren Trennung des Verfahrensraumes gegen die Atmosphäre wurden von den beiden Herstellern von Trenndüsen-Verdichtern MAN/GHH und Sulzer Escher Wyss gasgesperrte, berührungsfrei arbeitende Wellendichtungen entwickelt, die, auf dem gleichen Funktionsprinzip basierend, unterschiedliche Konstruktionsmerkmale aufweisen.

Das Funktionsprinzip wird am Beispiel der von MAN/GHH entwickelten Wellendichtung [3] im folgenden erläutert (Abb. 1). Diese Wellendichtung besteht aus zwei symmetrisch angeordneten Einzeldichtungen. Die Einzeldichtung besteht aus einem mit der Welle umlaufenden, planparallelen Umlaufring, dem stirnseitig ein nicht rotierender Ring gegenübersteht. Die für die Funktion der Dichtung erforderliche axiale Beweglichkeit wird durch einen Faltenbalg erreicht, der gleichzeitig die Abdichtung des nicht rotierenden Ringes gegen das Gehäuse gewährleistet.

Das Sperrgas wird über mehrere Drosseln flachen Taschen zugeführt, die in der Mitte des nicht rotierenden Ringes zirkular angeordnet sind. Aus diesen Taschen strömt das Sperrgas radial nach innen und außen ab, womit die sichere Trennung des Verfahrensgases bzw. der Atmosphäre gegen das Mischgas erreicht wird. Die

zwischen den Dichtflächen erzeugte Druckkraft hebt den nicht rotierenden Ring vom Umlaufring ab, wodurch eine berührungsfreie und damit verschleißfreie Funktion der Wellendichtung gewährleistet ist. Die verfahrensseitige Wellendichtung wird mit He bzw. H₂, also mit dem gleichen Gas gespeist, das als leichtes Zusatzgas im Fördermedium vorhanden ist. Die atmosphärenseitige Wellendichtung wird mit N₂ gespeist. In dem Raum zwischen den beiden Wellendichtungen vermischen sich die Teilströme der beiden Sperrmedien (Mischgas) und werden abgesaugt.

Bei den von beiden Verdichter-Herstellern entwickelten Wellendichtungen handelt es sich um sogenannte statisch arbeitende Wellendichtungen. Im Gegensatz zur sogenannten dynamisch arbeitenden Wellendichtung, bei welcher die im Betrieb auftretenden strömungsdynamischen Effekte den Druckaufbau im Dichtspalt bewirken, muß bei der sogenannten statischen Wellendichtung der Druck im Dichtspalt sowohl im Stillstand, als auch bei rotierendem Umlaufring durch ein von außen angelegtes Druckgefälle von den Taschen zum Innen- und Außenrand erzeugt werden.

Der Nachteil der statisch arbeitenden Wellendichtungen ist der relativ hohe Sperrgasbedarf. Das bedeutet bei einer industriellen Trenndüsenanlage mit mehreren hundert Verdichtern einen nicht zu vernachlässigenden Kostenfaktor. Bei anderen Anwendungen statischer Wellendichtungen kann die durch den relativ hohen Sperrgaseinstrom bedingte Verunreinigung des Arbeitsmediums stören.

Da der Sperrgasbedarf proportional zur dritten Potenz der Spalthöhe in der Wellendichtung ist, besteht die wirkungsvollste Möglichkeit, den Sperrgasbedarf zu reduzieren, in der Verkleinerung der Spalthöhe.

Da bei Verkleinerung der Spalthöhe die Gefahr der Berührung während des Betriebs ansteigt, müssen folgende wesentliche Voraussetzungen beachtet werden:

- Es ist erforderlich, daß einer betriebsbedingten Verkleinerung der Spalthöhe durch einen steilen, verzögerungsfreien Druckanstieg im Gasspalt entgegengewirkt wird und umgekehrt. Die Forderung nach einer hohen "Steifigkeit" sollte möglichst über den gesamten Drehzahlbereich erfüllt sein.
- Da betriebsbedingte Spalthöhenänderungen, z. B. durch elastische Verformung des Umlaufringes, unter der Wirkung der Fliehkraft und durch ther-

mische Einflüsse an beiden Ringen hauptsächlich am Innen- und Außenrand der Wellendichtung auftreten, muß die radiale Druckverteilung dort ihr Maximum haben.

- Wärmespannungen, hervorgerufen durch örtliche und zeitliche Temperaturänderungen (An- und Abfahrvorgänge) und unterschiedliche Wärmedehnung der beteiligten Bauteile, müssen möglichst klein gehalten werden.
- An die Ebenheit, Parallelität und Rauheit der Dichtflächen müssen sehr hohe Anforderungen gestellt werden.

Da die hohe "Steifigkeit" des Gasfilms und die angepaßte Druckverteilung bei einer statisch arbeitenden Wellendichtung nicht realisiert werden können, ist eine deutliche Reduzierung der hier üblichen Spalthöhen von 10 bis 20 μm im Hinblick auf einen sicheren Betrieb nicht möglich. Deutlich kleinere Spalthöhen sind hingegen bei dynamisch arbeitenden Wellendichtungen zu erwarten, bei denen die aktive Gasförderung zum Aufbau der gewünschten Druckverteilung bei gleichzeitig hoher "Steifigkeit" des Gasfilms genutzt wird.

Eine dynamisch arbeitende Wellendichtung [4] besteht im einfachsten Fall aus einem Umlaufring und einem nicht rotierenden Ring, wobei einer der beiden Ringe stirnseitig flache, spiralförmige Taschen zur aktiven Gasförderung besitzt. Der nicht rotierende Ring wird mit Federn gegen den Umlaufring gedrückt (Abb. 2a). Zur Abdichtung des nicht rotierenden Ringes gegen das Gehäuse dient ein O-Ring, wobei die für die Funktion der Dichtung erforderliche axiale Beweglichkeit des nicht rotierenden Ringes erhalten bleibt.

In dem hier gezeigten Beispiel sind auf der Stirnseite des Umlaufringes flache, spiralförmige Taschen eingearbeitet (Abb. 2b). Der nicht spiralte Ringbereich am Innendurchmesser wird als Damm bezeichnet. Die spiralförmigen Taschen sind so angeordnet, daß bei Rotation des Umlaufringes eine Förderung des Fluids in den Taschen vom Außenrand zum Innenrand hin stattfindet. Die Drosselung der Spaltströmung im nicht spiralten Ringbereich (Damm) am Ende der Taschen bewirkt einen Druckaufbau in den Taschen, der dazu führt, daß sich der nicht rotierende Ring vom Umlaufring abhebt.

Bei der in Abb. 2 gezeigten Dichtungskonfiguration findet eine Sperrwirkung nur in Richtung zum Verfahrensgas hin statt, und es wird kontinuierlich Verfahrensgas zur Atmosphäre hin gefördert. Zur Erreichung einer Sperrung in beiden Richtungen werden zwei der oben beschriebenen Dichtungskonfiguration sym-

metrisch zueinander angeordnet (Abb. 3). In den Raum zwischen den beiden Dichtungen wird Sperrgas eingespeist, das von den beiden dynamisch arbeitenden Dichtungen jeweils zum Verfahrensraum und zur Atmosphäre hin gefördert wird.

Aus dem oben Gesagten folgt unmittelbar, daß im Fall der rein dynamisch arbeitenden Wellendichtung nur bei ausreichend hoher Drehzahl die durch die aktive Gasförderung bewirkten Druckkräfte im Dichtspalt den äußeren Kräften das Gleichgewicht halten können.

Bei niedriger Drehzahl überwiegen die äußeren Kräfte, und es kommt zum Kontakt von nicht rotierendem Ring und Umlaufring, d. h., daß diese Dichtung beim An- und Abfahren nicht berührungsfrei und damit nicht verschleißfrei arbeitet.

Es ist naheliegend, diesen Nachteil durch Vereinigung der beiden Arbeitsprinzipien zu vermeiden. Das Ziel der vorliegenden Arbeit bestand darin, eine nach dem statisch/dynamischen Prinzip funktionierende Wellendichtung zu entwickeln, die mit minimalem Sperrgasbedarf eine betriebssichere Abdichtung in beiden Richtungen (Verfahrensgas / Atmosphäre) gewährleistet und beim An- und Abfahren berührungsfrei und damit verschleißfrei arbeitet.

Bei der Lösung dieser Aufgabe mußten die Randbedingungen der Trenndüsenverdichter (Stoffdaten, Geometrie, Sperrdrücke, Drehzahl) und des vorhandenen Wellendichtungsteststandes für die Versuche berücksichtigt werden. Mit diesen Randbedingungen wurde mit bekannten strömungsdynamischen Berechnungsverfahren der Sperrgasdurchsatz, die mittlere Druckerhöhung im Spalt, die Druckkraft des Gasfilms und die Reibleistung berechnet.

Bei der konstruktiven Gestaltung der Wellendichtung stand die Forderung nach möglichst hoher Formstabilität der Bauteile im Vordergrund. Aus bearbeitungstechnischen Gründen wurden die Spiralrillen und die Ringnut in den nicht rotierenden Ring eingearbeitet.

Zur Einhaltung der sehr hohen Anforderungen an die Parallelität, Ebenheit der Bauteile und Rauheit der Dichtflächen wurden für die Feinbearbeitung qualifizierte NC-Drehmaschinen mit zweiachsiger Bahnsteuerung verwendet. Die Feinstbearbeitung der Stirnflächen geschah durch Schleifen und Läppen.

Für den Nachweis der Funktionstüchtigkeit und der berechneten Betriebsgrößen wurden mehrere Versuchsmuster mit unterschiedlicher Geometrie der Spiraltaschen in den vom Verdichter-Hersteller MAN/GHH zur Verfügung gestellten

Testständen untersucht. Die Versuchsergebnisse haben gezeigt, daß die verwendeten Berechnungsverfahren ausreichend zuverlässige Voraussagen der Betriebsgrößen ermöglichen. Es wurde nachgewiesen, daß der Sperrgasbedarf der statisch/dynamisch arbeitenden Wellendichtung bei vergleichbaren Randbedingungen etwa nur ein Fünftel der in den Trenndüsenverdichtern verwendeten statisch arbeitenden Dichtungen beträgt.

Bei der statisch/dynamischen Wellendichtung übernehmen im Betrieb die im nicht rotierenden Ring symmetrisch nach innen und außen fördernden, spiralförmigen, flachen Taschen im wesentlichen den Druckaufbau, wobei das Druckmaximum am Außen- und Innenrand liegt. Die Sperrwirkung wird durch die Sperrgaszufuhr in eine konzentrische, in der Ringmitte angeordnete flache Ringnut gewährleistet. Beim An- und Abfahren entfällt der dynamische Druckaufbau in den Spiralnuten. In diesem Fall sorgt die Sperrgaszuführung in der Ringnut für den Aufbau eines über die Ringfläche verteilten Druckgasfilms.

2. Aufbau und Funktionsweise der statisch/dynamischen Wellendichtung

2.1 Aufbau

Im folgenden Kapitel werden der Aufbau (Abb. 4, 5) und die Funktionsweise (Abb. 6, 7) der statisch/dynamischen Wellendichtung erläutert. Die Wellendichtung besteht aus einem mit der Welle rotierenden Umlaufring und einem nicht rotierenden Ring, wobei letzterer mit mehreren über den Umfang verteilten Druckfedern gegen den Umlaufring gedrückt wird. Zur Abdichtung des nicht rotierenden Ringes gegen den gehäuseseitigen Einbauring wird zur Vereinfachung ein O-Ring anstelle eines Faltenbalges (Abb. 1) eingesetzt, der eine ausreichende axiale und radiale Beweglichkeit des nicht rotierenden Ringes sicherstellt.

Die Dichtfläche des nicht rotierenden Ringes (Abb. 5) besitzt die für die Sperrgaszuführung und den Druckaufbau erforderlichen Strukturen. Auf dem mittleren Durchmesser der Dichtfläche befindet sich eine flache Ringnut, die zur Verteilung des über mehrere auf dem Umfang angeordnete Drosseln zugeführten Sperrgases dient. An die Ringnut schließt sich nach innen und außen jeweils eine kreisringförmige Zone an, in die spiralförmige, flache Taschen - die Spiralnuten - eingearbeitet sind. Diese Taschen werden jeweils am Innen- und Außendurchmesser durch eine kreisringförmige, glatte Zone - den Damm - abgeschlossen.

Zur Erreichung der geforderten Sperrwirkung der Wellendichtung muß das Sperrgas von der Ringnut zum Außen- und Innenrand hin mit ausreichender Geschwindigkeit strömen, um die Rückströmung des Verfahrensgases bzw. der Luft in den Dichtspalt hinein zu verhindern. Die gerichtete Strömung von der Ringmitte zum Außen- und Innenrand setzt ein entsprechendes Druckgefälle voraus.

2.2 Statische Funktion

Im Stillstand und beim An- und Abfahren wird dieses Druckgefälle dadurch erzeugt, daß das Sperrgas unter einem Druck in die Ringnut eingespeist wird, der höher ist als der Druck auf der Außen- und Innenseite der Wellendichtung. Die Dichtung arbeitet in diesem Falle statisch. In der Ringnut und den von ihr versorgten Spiralnuten baut sich bei ausreichend hohem Einspeisedruck ein Druckgasfilm auf, der den nicht rotierenden Ring gegen die äußere Federkraft vom Umlaufring abhebt. Die Spalthöhe stellt sich so ein, daß die Druckkräfte im Dichtspalt und die äußeren Kräfte im Gleichgewicht sind.

2.3 Dynamische Funktion

Bei höheren Drehzahlen kann der strömungsdynamische Effekt ausgenutzt werden, wenn durch Absenkung des Sperrgas-Einspeisedrucks die Spalthöhe reduziert wird.

Im folgenden wird der durch die hydrodynamischen Strömungseffekte bewirkte Druckaufbau im Dichtspalt näher erläutert.

Voraussetzung für die dynamische Funktion der Wellendichtung ist die Existenz einer schleichenden Strömung, die sich im Bereich sehr kleiner Reynoldszahlen einstellt und sich dadurch auszeichnet, daß die Strömungsvorgänge praktisch nur von den Druck- und Reibungskräften bestimmt werden.

Zum leichteren Verständnis der Vorgänge in der vorstehend beschriebenen Wellendichtung werden zunächst die Grundbegriffe an einem einfachen Modell erläutert. Anschließend wird das Modell schrittweise modifiziert und an die realen Verhältnisse angepaßt.

Das Modell besteht aus zwei unendlich ausgedehnten, ebenen Platten, die in gleichmäßigem Abstand zueinander angeordnet sind. Der Zwischenraum ist mit einem Fluid ausgefüllt. Die obere Platte ist feststehend, die untere Platte wird mit konstanter Geschwindigkeit parallel zur oberen Platte bewegt. Die unmittelbar an den Wänden angrenzenden Fluidschichten haften an denselben bzw. besitzen deren Geschwindigkeiten. Über die Spalthöhe stellt sich eine lineare Geschwindigkeitsverteilung ein (Abb. 6a). Greift man aus der Strömung ein Volumenelement heraus, dann muß die Summe der an dem Volumenelement angreifenden Kräfte Null sein. Da bei einem linearen Geschwindigkeitsgefälle die an den parallel zu den Wänden liegenden Grenzflächen angreifenden Schubspannungen entgegengesetzt gleich groß sind, muß der Druck auf der vorderen und hinteren Stirnfläche des Volumenelements auch gleich sein. Im Parallelspalt erfolgt also in Strömungsrichtung keine Druckänderung.

Im nächsten Schritt wird die feststehende Platte in gleichmäßigen Abständen mit flachen Nuten versehen, die senkrecht zur Zeichenebene verlaufen (Abb. 6b). Da bei stationären Verhältnissen im Nutbereich und in dem verengten Spaltbereich der gleiche Fluiddurchsatz herrschen muß, und außerdem aufgrund der Haftbedingung die Geschwindigkeiten an den Wänden jeweils die gleichen sind, liegen in diesem Fall keine linearen Geschwindigkeitsverteilungen vor. Vielmehr wird das Profil im Nutbereich eine konkave Form, im verengten Spaltbereich eine

konvexe Form annehmen, so daß die durch die Basislinie und die Verteilungskurve eingeschlossene Fläche in beiden Fällen gleich groß ist. Bei der Betrachtung der an einem Volumenelement angreifenden Kräfte zeigt sich, daß die an den zu den Wänden parallelen Grenzflächen angreifenden Schubspannungen unterschiedliche Größe haben. Der Unterschied wird umso größer, je stärker sich der Geschwindigkeitsgradient über der Spalthöhe ändert. Damit an dem Volumenelement Kräftegleichgewicht herrscht, müssen demzufolge die an den Stirnseiten senkrecht zur Strömungsrichtung angreifenden Druckkräfte die Differenz der Schubspannungen kompensieren. Dies führt im Fall des konkaven Geschwindigkeitsprofils im Nutbereich zu einem Ansteigen des Drucks in Strömungsrichtung, im Fall des konvexen Geschwindigkeitsprofils im verengten Spaltbereich zu einer Abnahme des Drucks. Durch die Nuten und die dazwischenliegenden verengten Spaltbereiche wird eine in der Bewegungsrichtung der unteren Platte periodische Druckverteilung erzeugt mit den Druckmaxima an den Eintrittten in die verengten Spaltbereiche.

Beim nächsten Schritt wird anstelle der unendlichen Ausdehnung senkrecht zur Bewegungsrichtung eine endliche Breite des Plattenpaares angenommen. Weiterhin werden die Nuten zur Bewegungsrichtung schräg angeordnet. Abb. 7a zeigt eine Draufsicht auf die feststehende Platte. Die durch die Bewegung der unteren Platte oben beschriebene Druckverteilung in Bewegungsrichtung führt in diesem Modell zu einer Förderung des Fluids längs der Nut.

Werden die Nuten am Austritt durch einen Damm abgeschlossen (Abb. 7b), so wird die Strömung durch die Drosselwirkung des verengten Spaltbereichs am Nutende aufgestaut, und es erfolgt ein Druckaufbau in der Nut vom offenen Ende zum Damm hin. Dieser Druckaufbau quer zur Bewegungsrichtung überlagert sich dem oben beschriebenen Druckaufbau in Bewegungsrichtung. Dieser Sachverhalt bleibt beim Übergang von dem in Bewegungsrichtung unendlich ausgedehnten Plattenpaar auf die zwei Kreisringe der Wellendichtung bestehen.

Bei ausreichend hoher Drehzahl sind diese Effekte in der Lage, auch ohne äußere Druckbeaufschlagung in der Ringnut eine ausreichende Spalthöhe aufrechtzuerhalten. Da dies zu einer Vermischung der zu trennenden Fluide führen würde, ist es notwendig, während des Betriebs laufend Sperrgas einzuspeisen.

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, muß einer betriebsbedingten lokalen Änderung der Spalthöhe aus der Gleichgewichtslage, hervorgerufen beispielsweise durch Druckänderungen im Spalt oder durch äußere mechanische Stö-

rungen, durch stabilisierende Spaltkräfte verzögerungsfrei entgegengewirkt werden. Diese Forderung wird bei der statisch/dynamischen Wellendichtung durch die progressive Federsteifigkeit des Gasfilms erreicht. Dies erklärt sich aus der Tatsache, daß bei einer Spalthöhenverkleinerung die Spiralnuten mehr Sperrgas fördern und gleichzeitig der Drosselwiderstand im Dammbereich ansteigt. Dadurch steigen die Druckkräfte im Dichtspalt im Bereich der Störung praktisch verzögerungsfrei an und wirken so der Spalthöhenverkleinerung entgegen.

Wie in der Einleitung ebenfalls erwähnt, ist eine weitere wichtige Voraussetzung für eine berührungsfreie Funktion bei kleiner Spalthöhe die Konzentration der Druckkräfte im Dichtspalt am Innen- und Außenrand. Diese Druckverteilung ist durch die zum Innen- und Außenrand aktiv fördernden Spiralnuten bei der Wellendichtung weitgehend erreicht.

Durch die geringe Masse des nicht rotierenden Ringes und die hohe Federsteifigkeit des Gasfilms wird erreicht, daß bei kleinen Spalthöhen die Eigenfrequenz des schwingungsfähigen Systems, Gasdichtspalt/nicht rotierender Ring, ausreichend weit über der Drehfrequenz der immer vorhandenen Axial- und/oder Taumelbewegung des Umlaufringes liegt.

3. Berechnungsgrundlagen und Auslegung der Wellendichtung

3.1 Voraussetzungen und Vereinfachungen

- Newtonsches Strömungsverhalten
Ein im Spalt vorhandenes Sperrgas mit Reibung setzt einer Verschiebung durch den Umlauftring einen Widerstand entgegen; die so erzeugte Schubspannung zwischen den Sperrgasschichten ist dem im Spalt wirkenden Geschwindigkeitsgradienten senkrecht zur Verschiebungsgeschwindigkeit proportional. Das Sperrgas haftet ohne Schlupf an den spaltbegrenzenden Oberflächen (Umlauftring, nicht rotierender Ring) und nimmt deren Geschwindigkeiten an.
- Die Viskosität des Sperrgases ist im Spalt konstant.
Die im Spalt entstehende Reibungswärme wird unmittelbar an die angrenzenden Oberflächen der Bauelemente und dann an die Umgebung abgegeben. Die Wellendichtung stellt sich in ihrer Gesamtheit auf eine mittlere Temperatur (isotherme Annahme) ein.
- Die Strömung im Spalt ist inkompressibel.
Die Machzahl im Spalt ist bei der Schallgeschwindigkeit von Helium (ca. 970 m/sec) und der maximalen Gasgeschwindigkeit im Spalt (ca. 4 m/sec): $Ma \ll 1$, also $\rho = \text{const}$. Für inkompressible Strömungen werden die Zustandsgleichung, die Energiegleichung und die thermodynamischen Gleichungen für die Berechnung des Strömungsfeldes entbehrlich.
Die Bewegungsgleichungen nach Navier-Stokes [6, 7, 8] vereinfachen sich zu:

$$\rho \frac{D \vec{w}}{Dt} = -\text{grad } p + \eta \Delta \vec{w} \quad (1)$$

- $\vec{w} = \vec{i}u + \vec{j}v + \vec{k}w$ - Geschwindigkeitsvektor des Strömungsfeldes
 p - Druck im Spalt
 η - dynamische Viskosität des Sperrgases
 Δ - Laplace Operator

Kontinuitätsgleichung:

$$\text{div } \vec{w} = 0 \quad (2)$$

- Es liegt eine schleichende Strömung vor.
Da die Spalthöhe der Wellendichtung sehr klein ist, ($h_2 < 10 \mu\text{m}$) liegt die Reynoldssche Zahl im Spalt nach der Definition von [11].

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot \omega \cdot r^2}{\eta} \left(\frac{h_2}{r} \right)^2$$

bei $\text{Re} \ll 1$

ρ - Dichte von Helium

ω - Winkelgeschwindigkeit des Umlaufringes

r - größter Radius der ringförmigen Anordnung

Dadurch können die Trägheitskräfte gegenüber den Druck- und Zähigkeitskräften vernachlässigt werden [9]. Gleichung 1 vereinfacht sich weiter:

$$\text{grad } p = \eta \Delta \vec{w} \quad (3)$$

$$\text{div } \vec{w} = 0 \quad (4)$$

In Komponentenschreibweise:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \eta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (7)$$

Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

- Vernachlässigung der Druckänderung in y-Richtung.
Wegen der kleinen Spalthöhe und Spiralnuttiefe ist die Geschwindigkeitskomponente v in y-Richtung klein gegenüber u und w in x-, und z-Richtung, d. h.

$$\frac{\partial p}{\partial y} \approx 0$$

- Geschwindigkeitsgradienten erster und höherer Ordnung in x- und z-Richtung werden gegen die in y-Richtung vernachlässigt.

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \gg \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \ll \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \gg \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}$$

Man erhält nun die vereinfachten Navier-Stokesschen Bewegungsgleichungen für die schleichende Strömung:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (9)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \eta \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (10)$$

und die vereinfachte Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

Die Gleichung, welche die Druckverteilung im Spalt in unmittelbare Beziehung zur Spalthöhe und zur Bewegung der spaltbegrenzenden Oberflächen bringt, ist die Reynoldssche Gleichung [10]. Um die Reynoldssche Gleichung aus den Navier-Stokesschen Gleichungen zu erhalten, müssen einige an die Wellendichtung angepaßte Voraussetzungen gemacht werden, was im folgenden anhand von Abb. 8 erläutert wird.

- Nur die Geschwindigkeit \mathbf{U} der bewegten Platte in x-Richtung ist von Null verschieden. Dagegen sind alle anderen Geschwindigkeiten \mathbf{V} und \mathbf{W} in y-, und z-Richtung der bewegten- bzw. \mathbf{U}' , \mathbf{V}' und \mathbf{W}' in x-, y-, und z-Richtung der genuteten feststehenden Platte Null.

Das Fehlen der Normalgeschwindigkeitskomponente \mathbf{V} bzw. \mathbf{V}' bedeutet, daß die Spalthöhe h_2 in allen Betriebsphasen konstant ist ($\partial h_2 / \partial t = 0$), also keine Schwingungen und Verformungen der Bauteile in y-Richtung auftreten. Daraus ergibt sich:

- Die Strömung im Spalt ist stationär bzw. zumindest quasistationär.
Der Umlaufring bewegt sich relativ zum nicht rotierenden Ring und gleitet über sich wiederholende Spiralnut-, Spiraldammstrukturen.

Da nach Voraussetzung $\frac{\partial p}{\partial x}$ und $\frac{\partial p}{\partial z}$ nicht von y abhängen, können die Gleichungen 9, 10 integriert werden. Man erhält die Gasgeschwindigkeiten u und w in x -, und z -Richtung:

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2$$

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y^2 + C_3 y + C_4$$

Die Integrationskonstanten erhält man aus den Randbedingungen:

$$y = 0 \quad \rightarrow \quad u = U$$

$$y = h \quad \rightarrow \quad u = 0$$

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} (y-h)y + U \left(1 - \frac{y}{h}\right) \quad (12)$$

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} (y-h)y \quad (13)$$

Führt man die ermittelten Geschwindigkeiten u und w in die vereinfachte Kontinuitätsgleichung ein,

$$\frac{\partial u}{\partial x} = - \frac{\partial w}{\partial z}$$

so erhält man nach der Integration über die variable Gasspalthöhe h

$$\int_0^h \frac{\partial u}{\partial x} dy = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{-h^3}{6\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + U \frac{\partial h}{\partial x} \right]$$

$$\int_0^h \frac{\partial w}{\partial z} dy = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{-h^3}{6\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right)$$

die Reynoldssche Bewegungsgleichung:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (14)$$

Da nach Voraussetzung die Spalthöhe in y-Richtung konstant bleibt, vereinfacht sich Gleichung 14 zu:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) = 0 \quad (15)$$

3.2 Berechnungsgrundlagen

Auf die Spiralnuten und den verengten Spaltbereich des abgesetzten Parallelspaltes der (Abb. 8) angewendet, erhält man [11]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial p_{1,2}}{\partial x_{1,2}} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial p_{1,2}}{\partial z_{1,2}} \right) = 0 \quad (16)$$

p_1 - Druck in der Nut

p_2 - Druck in dem verengten Spaltbereich

Als einfachste Näherungslösung ergeben sich zwei lineare Funktionen, die der Gleichung 16 genügen; eine für den Druck in der Nut p_1 und eine für denjenigen in dem verengten Spaltbereich p_2

$$p_1 = p_{10} + A_1 x + C_1 z \quad p_{10} \text{ - Druck in der Nut (} z = 0 \text{)} \quad (17)$$

$$p_2 = p_{20} + A_2 x + C_2 z \quad p_{20} \text{ - Druck in dem verengten Spaltbereich (} z = 0 \text{)} \quad (18)$$

Die Konstanten A_1 , A_2 , C_1 und C_2 erhält man aus der Bilanz der Sperrgas-Massenströme an der Grenze Nut/verengter Spaltbereich in x-, und z-Richtung am abgesetzten Parallelspalt mit schräg angeordneten parallelen Nuten.

Die ungefähre Druckdifferenz Δp in der Nut, zwischen $z = 1$ und $z = 0$ ist in Abb. 8 schematisch dargestellt. Es wird:

$$\Delta p = p_{11} - p_{10} = p_1 \left(x_0 + \frac{1}{\tan \alpha}, 1 \right) - p_1 (x_0, 0)$$

Setzt man den Druck p_1 aus Gleichung 17 ein, so ergibt sich:

$$\Delta p = A_1 \cdot \cot \alpha + C_1 \quad (19)$$

Die Konstanten A_1 und C_1 in Gleichung 19 eingesetzt, ergeben den mittleren Druckunterschied Δp zwischen $z = 0$ und $z = d$ [11, 12].

$$\Delta p = \frac{6 \eta U \cdot d}{h_2^2} \left[g(\alpha, H, \gamma) - S \frac{H^2 (1 + \cot^2 \alpha) (\gamma + H^3)}{(1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2} \right] \quad (20)$$

$$g(\alpha, H, \gamma) = \frac{\gamma H^2 (\cot \alpha) (1 - H^3) (1 - H)}{(1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2} \quad (21)$$

$g(\alpha, H, \gamma)$ ist eine Funktion des Nutenwinkels α , des Verhältnisses von Spalthöhe h_2 zur Nuttiefe h_0 und des Verhältnisses γ , der Breite des verengten Spaltbereichs a_2 zur Nutbreite a_1

S - dimensionsloser Sperrgasstrom durch die Nut und den verengten Spaltbereich in z-Richtung

$$H = \frac{\delta}{1 + \delta}$$

$$\delta = \frac{h_2}{h_0}$$

h_2 = Spalthöhe

h_0 = Nuttiefe

Damit Δp groß wird, muß die Funktion $g(\alpha, H, \gamma)$ maximal, der Sperrgasstrom minimal werden.

Die Aufgabe besteht nun darin, die Größen α , δ , γ so zu wählen, daß $g(\alpha, H, \gamma)$ groß wird.

Man kann ableiten, daß dafür $\gamma = 1$ sein muß.

In Abb. 9 ist $g(\alpha, H, \gamma)$ für $\gamma = 1$ in Abhängigkeit von δ , für verschiedene Werte von α aufgetragen. Man sieht, daß $g(\alpha, H, \gamma)$ ein Maximum für $\alpha = 16^\circ$ und $\delta = 0.4$ annimmt.

Hinsichtlich der Höhe des Sperrgasstromes wird Δp am größten, falls kein (Netto) Sperrgasstrom in z-Richtung vorhanden ist.

Eine drastische Erhöhung von Δp tritt auf, wenn man die Spalthöhe soweit verkleinert, bis man die fertigungstechnisch erreichbare Spalthöhe bekommt, dann reduziert sich auch gleichzeitig der Sperrgasstrom.

Um die, für das einfache Modell gefundenen Überlegungen auf die ringförmige Anordnung der Wellendichtung (Abb. 10) anzuwenden, denken wir uns diese in eine große Zahl, dem Modell ähnelnde Elemente aufgeteilt. Jedes Element, bestehend aus einem Spiralnut-Spiraldamm-Paar, muß einen optimalen Beitrag zum Druckaufbau liefern.

Aus diesem Grund müssen die Spiralnuten so ausgeführt werden, daß der Winkel α , den die Tangente an die Spiralnut mit dem lokalen Geschwindigkeitsvektor ($\omega \times r$) bildet, längs der Spiralnut konstant bleibt. Das erfüllt eine Spiralnut mit der Form einer logarithmischen Spirale [11], die den jeweiligen lokalen Geschwindigkeitsvektor unter konstantem Winkel schneidet. Ersetzt man die Breite d der parallel genuteten, nicht bewegten Platte durch die radiale Längendifferenz Δr und führt die Winkelgeschwindigkeit ω ein, so erhält man die radiale Druckdifferenz Δp_r

$$\Delta p_r = \frac{6 \eta \omega \cdot r}{h_2^2} \left[g(\alpha, H, \gamma) - S \frac{H^2 (1 + \cot^2 \alpha) (\gamma + H^3)}{(1 + \gamma H^3)(\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha)(1 + \gamma)^2} \right] \Delta r \quad (22)$$

Nach dem Übergang von Differenzen auf Differentiale $\Delta r \rightarrow dr$ und $\Delta p_r \rightarrow dp_r$, erhält man:

$$p_r - p_{r_2} = \frac{3 \eta \omega}{h_2^2} (r_2^2 - r^2) g(\alpha, H, \gamma) - \int_r^{r_2} \frac{6 \eta \dot{V} (1 + \gamma)}{\pi r h_1 h_2^2} \frac{H^2 (1 + \cot^2 \alpha) (\gamma + H^3)}{(1 + \gamma H^3)(\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha)(1 + \gamma)^2} dr \quad (23)$$

\dot{V} - Sperrgasdurchsatz durch alle Spiralnuten und Spiraldämme in Richtung des Radius r

$$h_1 = h_0 + h_2$$

Die Druckerhöhung für eine ringförmige Anordnung, die durch Integration des Grundelements entsteht, muß infolge des Endeneffekts, der die endliche Anzahl Spiralnuten berücksichtigt, korrigiert werden. Unter Enden sind jeweils der Ein- und Auslauf der Spiralnuten zu verstehen, bei denen die Druckerhöhung infolge des strömungsdynamischen Effekts nicht vorhanden

ist. Abb. 11 zeigt einen Ausschnitt der ringförmigen Anordnung mit den Enden beim Übergang von der gasversorgenden Ringnut auf die nach innen und außen führenden Spiralnuten. Wenn die Spiralnuten nicht nach innen und außen durchlaufen, sondern in einem Damm enden, der mit den Spiraldämmen auf einer Höhe liegt, braucht der Effekt am Ende der Spiralnuten nicht berücksichtigt zu werden. Im Falle der Anordnung nach Abb. 11 beginnt der dynamische Druckaufbau nicht beim Radius $r_1(a)$ bzw. $r_2(i)$, sondern erst bei $r_{1\text{eff}}(a)$ bzw. $r_{2\text{eff}}(i)$. Der Endeneffekt [11] wurde zuerst an schräg angeordneten parallelen Nuten untersucht und dann durch konforme Abbildung auf Spiralnuten übertragen.

Abb. 12 zeigt die Draufsicht auf einen Ausschnitt des nicht rotierenden Ringes und Abb. 13 die vereinfachte Darstellung der Strömung zwischen den spaltbegrenzenden Oberflächen des nicht rotierenden Ringes und des Umlaufringes.

Am Beispiel der nach innen (i) führenden Spiralnuten wird nachfolgend der Berechnungsweg [11, 12] gezeigt. Für die nach außen (a) führenden Spiralnuten gelten sinngemäß die gleichen Überlegungen.

1. Mittlere Druckerhöhung zwischen den Radien r_b und $r_{2\text{eff}}$

$$p_{r_b} = \frac{3 \eta \omega}{h_2^2} (r_{2\text{eff}}^2 - r_b^2) \cdot g(\alpha, H, \gamma) + \int_{r_b}^{r_{2\text{eff}}} \frac{6 \eta \dot{V} H^2 (1 + \gamma) (1 + \cot^2 \alpha) (\gamma + H^3)}{r \pi h_1 h_2^2 (1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2} dr \quad (24)$$

$$p_{r_{2\text{eff}}} = p_0, \quad p_0 - \text{Umgebungsdruck}$$

2. Druckkraft im Spalt

Die gesamte, im Spalt wirksame Druckkraft W_t setzt sich aus dem Spiralnutenanteil W_{sp} und dem Dammanteil W_d zusammen.

$$W_t = W_{sp} + W_d$$

Die Druckkraft aus dem Spiralnutenteil ist die Integration der mittleren Druckerhöhung über der gesamten Spiralnut-Spiraldammfläche.

$$W_{sp} = \int_{r_b}^{r_{2\text{eff}}} p_{r_b} \cdot 2 \pi r dr$$

p_{r_b} aus Gleichung 24 eingesetzt ergibt:

$$W_{sp} = \left[\frac{3 \eta \omega}{h_2^2} (r_{2\text{eff}}^2 - r_b^2) g(\alpha, H, \gamma) + \frac{6 \eta \dot{V}}{\pi h_1 h_2^2} \frac{H^2 (1 + \gamma) (1 + \cot^2 \alpha) (\gamma + H^3)}{(1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2} \ln \frac{r_{2\text{eff}}}{r_b} \right] \cdot \int_{r_b}^{r_{2\text{eff}}} 2 \pi \cdot r dr \quad (25)$$

Die Druckkraft aus dem Dammanteil W_d ergibt sich aus der Gasgeschwindigkeit w in radialer Richtung (Abb. 13). Mit $d\dot{V} = 2 \pi r \cdot w(r) dy$ erhält man nach Integration die Druckverteilung über den Damm:

$$\frac{dp}{dr} = - \frac{6 \eta \dot{V}}{\pi h_2^3} \cdot \frac{1}{r}$$

W_d ergibt sich dann durch Integration über das Dammelement $dA = 2 \pi r \cdot dr$, Grenzen: $r_b < r < r_1$.

Die Gesamtdruckkraft W_t wird:

$$W_t = \frac{3 \pi \eta \omega r_{2\text{eff}}^4}{2 h_2^2} g(\alpha, H, \gamma) \left(\frac{r_{2\text{eff}}}{r_2} \right)^4 \left[\left(1 - \lambda_{r_b}^{*2} \right)^2 - 2 \left(1 - \lambda_{r_b}^{*2} \right) \right] \quad (26)$$

$$\frac{\left(\lambda_{r_b}^{*2} \ln \lambda_{r_b}^* + \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \lambda_{r_b}^{*2} \right) g_3(\alpha, H, \gamma) - \left[\lambda_{r_b}^{*2} \ln \left(\frac{r_b}{r_1} \right) - \frac{1}{2} \lambda_{r_b}^{*2} + \frac{1}{2} \frac{r_1^2}{r_{2\text{eff}}^2} \right] g_5(\alpha, H, \gamma)}{\left(\ln \frac{r_b}{r_1} \right) g_5(\alpha, H, \gamma) - \left(\ln \lambda_{r_b}^* \right) g_3(\alpha, H, \gamma)}$$

dabei bedeutet:

$$g_3(\alpha, H, \gamma) = H^3 (1 + \gamma) (1 + \cot^2 \alpha) (\gamma + H^3)$$

$$g_5(\alpha, H, \gamma) = (1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2$$

$$\lambda_{r_b}^* = \frac{r_b}{r_{2\text{eff}}}$$

3. Reibleistung

Das Drehmoment des Umlaufringes, der mit der Winkelgeschwindigkeit ω im Abstand der Gasspalthöhe über den nicht rotierenden Ring gleitet, erteilt dem Sperrgas eine Umfangsgeschwindigkeit $u(y)$ und überwindet die tangentielle Schubspannungskomponente:

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy}$$

Die entstehende Reibungswärme wird unmittelbar an die angrenzenden Bauelemente weitergegeben. Im stationären Zustand ergibt sich die Temperatur der Wellendichtung aus dem Gleichgewichtszustand der im Gasspalt erzeugten Reibungswärme und der Wärmeleitung an die angrenzenden Bauelemente und die Umgebung. Der konvektive Wärmetransport durch das Sperrgas ist vernachlässigbar.

Das Differential der Reibkraft dF über der Fläche $dA = 2 \pi r dr$ wird:

$$dF = \eta 2 \pi r dr \frac{u_{1,2}}{h_{1,2}}$$

Es wird ein lineares Geschwindigkeitsgefälle im Spalt angenommen.

$u_{1,2}$ - Geschwindigkeit des Sperrgases in azimuthaler Richtung, jeweils in der Spiralnut u_1 , und über dem Spiraldamm u_2

$h_{1,2}$ - Gasspalthöhe über der Spiralnut h_1 und über dem Spiraldamm h_2

Läßt man die Reibkraft dF am Radius r angreifen, so erhält man das Reibmoment $dM = r \cdot dF$ und schließlich das Differential der Reibleistung $dP = \omega \cdot dM$. Die Integration über den nicht rotierenden Ring ergibt die Reibleistung P .

Mit den für die Wellendichtung gewählten Bezeichnungen wird:

$$P = \frac{\pi \eta \omega^2 r_2^4}{2 h_0} \cdot \frac{1-H}{H} \left(1 - \lambda_{r_b}^4\right) g_2(\alpha, H, \gamma) \cdot \left[1 - \frac{1 - \lambda_{r_b}^2 g(\alpha, H, \gamma)}{1 + \lambda_{r_b}^2 g_2(\alpha, H, \gamma)}\right] \quad (27)$$

$$\frac{3 \gamma H^2 (1-H)(1-H^3) \cot \alpha}{\left(\ln \frac{r_b}{r_1}\right) g_5(\alpha, H, \gamma) - \left(\ln \frac{r_b}{r_2}\right) g_3(\alpha, H, \gamma)} + \frac{\lambda_{r_b}^4}{g_2(\alpha, H, \gamma)} \frac{1 - \frac{r_1^4}{r_b^4}}{1 - \lambda_{r_b}^4}$$

$$g_2 = \frac{g_2^*}{1 + \gamma}$$

$$g_2^* = (\gamma + H) + \frac{3 \gamma H (1-H)^2 (1 + \gamma H^3)}{(1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2}$$

4. Sperrgasdurchsatz in radialer Richtung

Der die Wellendichtung in radialer Richtung verlassende Sperrgasdurchsatz \dot{V} wird durch Integration der Gasgeschwindigkeit $w(r)$ über die Spalthöhe erhalten.

$$\dot{V} = 2\pi r \int_0^{h_2} w dy \quad w = \frac{1}{2\eta} \frac{dp}{dr} y (y - h)$$

$$dp = - \frac{6\eta \dot{V}}{\pi h_2^3} \cdot \frac{1}{r} dr$$

Unter Beachtung der Randbedingung $p(r = r_1) = p_0$ ergibt sich nach der Integration der Sperrgasdurchsatz:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot p_{r_b} \cdot h_2^3}{6\eta \cdot \ln \frac{r_b}{r_1}} \quad (28)$$

p_{r_b} - mittlerer Druck am Radius r_b

Diese Beziehung zeigt, daß eine Reduzierung der Spalthöhe den Sperrgasdurchsatz außerordentlich stark abnehmen läßt, während eine Vergrößerung der Dammbreite eine weitaus geringere Abnahme bewirkt.

3.3 Auslegung

Die Auslegung der Wellendichtung wurde auf der Basis der von MAN/GHH gebauten Trenndüsenverdichter¹⁾ mit einem Ansaugvolumenstrom von 33000 m³/h vorgenommen. Durch Beibehaltung der Hauptabmessungen und der Nenndrehzahl der in diesen Verdichtern eingesetzten Wellendichtungen, konnten die Versuchsmuster der neuen Wellendichtung in den bei MAN/ GHH vorhandenen Testständen ohne nennenswerte Umbauten eingesetzt werden. Als Sperrgas wurde Helium gewählt, da die in der Einleitung erläuterten Gründe für die Reduzierung des Sperrgasverbrauchs vor allem die verfahrensseitigen Wellendichtungen betreffen.

Die Drücke in den gegeneinander abzudichtenden Räumen (Verfahrensraum, Mischgasraum in Abb. 1) wurden im Hinblick auf den Einsatz der statisch/dynamischen Wellendichtung in einer fortgeschrittenen Trenndüsenanlage mit erhöhtem Druckniveau gewählt. Aus den positiven Betriebserfahrungen mit den vorhandenen Wellendichtungen wurde der Wert des für eine sichere Sperrung notwendigen Druckgefälles im Spalt beibehalten. Die Abmessungen der vorhandenen Strukturen in den Stirnflächen der nicht rotierenden Ringe wurde in den Berechnungen teilweise als konstante Größen, teilweise als variable Parameter behandelt.

Im ersten Berechnungsschritt wurde für eine vorgegebene Spalthöhe bzw. für einen daraus resultierenden Sperrgasdurchsatz die mittlere Druckerhöhung am Ende der Spiralnuten durch Veränderung der variablen Geometrieparameter an die geforderte relative Drucküberhöhung der Tabelle 1 angepaßt. Der mittlere Druckaufbau für die nach außen fördernden Spiralnuten wurde gegenüber den nach innen fördernden um ca. 20 % erhöht [11, 12, 13, 14, 15].

In weiteren Berechnungsschritten wurde dann die resultierende Druckkraft im Spalt bzw. die von außen aufzubringende Federkraft und die aus den Tangentialkräften entstehende Reibleistung berechnet.

1) "Bratre"-Verdichter für 24 Trennstufen der U-235 Anreicherungsanlage, Firma MAN/GHH, Sterkrade.

3.3.1 Konstante Auslegungsparameter

Im folgenden werden die konstant gehaltenen Auslegungsparameter erläutert.

- die Nenndrehzahl betrug 13000 U/min
- die Drücke am Innenradius $r_1(i)$ und am Außenradius $r_2(a)$ betragen $p_o = 1$ bar absolut
- das Druckgefälle im Spalt vom Ende der Spiralnut über die Dammbreite zum Innen- bzw. Außenrand der Wellendichtung bezogen auf den Druck am Innen- bzw. Außenrand,

$$\frac{p_{r_b} - p_{r_1(i)}}{p_{r_1(i)}} \quad \text{bzw.} \quad \frac{p_{r_b} - p_{r_2(a)}}{p_{r_2(a)}}$$

wurde auf ≥ 0.4 festgelegt.

- die Anzahl der Spiralnuten k wurde aus fertigungstechnischen Gründen auf jeweils $k = 30$ innen und außen festgelegt. Der Endeneffekt, der die Abhängigkeit der Druckerhöhung mit der Anzahl Spiralnuten berücksichtigt, zeigt, daß bei einer Verdopplung der Anzahl Spiralnuten die Druckerhöhung nur ca. 5 % beträgt, also in keinem Verhältnis zum mechanischen Herstellungsaufwand der Spiralnuten steht
- die Breite der Ringnut wurde mit 6.5 mm, die Tiefe mit 100 μm festgelegt
- die Dammbreite b bestimmte den Strömungswiderstand. Sie wurde bei den ersten beiden Versuchsmustern mit 2.5 mm festgelegt. Beim dritten Versuchsmuster wurde die Dammbreite auf 4.7 mm vergrößert.

3.3.2 Variable Auslegungsparameter

Für die Wellendichtung hat die Funktion $g(\alpha, H, \gamma)$ für $\alpha = 16^\circ$, $\delta = 0.4$ und $\gamma = 1$ den größten Wert und liefert damit einen maximalen Beitrag für die Druckerhöhung. Ist nach einer vorgegebenen Druckerhöhung am Ende der Spiralnuten, und nicht nach der maximal erreichbaren gefragt, so müssen die Parameter (α, H, γ) solange geändert werden, bis der Wert der Funktion $g(\alpha, H, \gamma)$ die vorgegebene Druckerhöhung ergibt.

Da Abweichungen von $\gamma = 1$ auf die Druckerhöhung nur von geringem Einfluß sind, (Abweichungen bis zu 50 % vermindern die Druckerhöhung nur um 2 %), wurde für innen und außen $\gamma < 1$ gewählt, um dadurch die im Spalt entstehende Reibungswärme zu verkleinern. Damit die entstehende Reibleistung gleichmäßig über die Ringbreite der sich gegenüberstehenden Stirnflächen verteilt wird, wurde $\gamma(a) < \gamma(i)$ gewählt, und zusätzlich für die nicht rotierenden Ringe 1 und 3a die Spiralnuttiefe außen größer als die Spiralnuttiefe innen gemacht.

Dagegen vermindert eine Abweichung bis 30 % von α und δ die Druckerhöhung um 15 % [11, 16].

Es wurden vier verschiedene Ausführungen der Wellendichtung (1, 2, 3a und 3b) berechnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 1 zusammengefaßt. Bei Ausführung 1 wurde eine Spalthöhe von $h_2 = 7 \mu\text{m}$ vorgegeben, die deutlich unter den bei den vorhandenen Wellendichtungen üblichen Werten liegt.

Nach dem erfolgreichen Test dieses Versuchsmusters wurden drei weitere Ausführungen mit weiter reduzierter Spalthöhe berechnet. Bei der Ausführung 3a wurde zusätzlich die Dammbreite nahezu verdoppelt. Ausführung 3b war geometrisch identisch mit 3a und wurde für eine Drehzahl $n = 4000 \text{ U/min}$ unter Verwendung der im Versuch gemessenen Spalthöhe nachgerechnet.

Die Auslegungsparameter und die Rechenergebnisse für die vier verschiedenen Ausführungen sind in Tabelle 1 zusammengefaßt.

			Ausführung der Wellendichtung			
			1	2	3a	3b
Konstante Auslegungsparameter						
Sperrgas			He	He	He	He
Drehzahl	n	U/min	13000	13000	13000	4000
Druck am Innenradius	$p_o(i)$	bar _a	1	1	1	1
Druck am Außenradius	$p_o(a)$	bar _a	1	1	1	1
Relative Drucküberhöhung			≥ 0,4	≥ 0,4	≥ 0,4	≥ 0,4
Anzahl Spiralnuten (i), (a)	k		30	30	30	30
Breite der Ringnut	a	mm	6,5	6,5	6,5	6,5
Tiefe der Ringnut	h_t	μm	100	100	100	100
Dammbreite (innen)	b(i)	mm	2,5	2,5	4,7	4,7
Dammbreite (außen)	b(a)	mm	3,5	3,5	5,1	5,1
Spalthöhe	h_2	μm	7,0	5,5	5,0	3,2
Volumengasstrom	\dot{V}	NI/h	80	16	13	8
Variable Auslegungsparameter						
Spiralwinkel (innen)	$\alpha(i)$	°	12	12	12	12
Spiralwinkel (außen)	$\alpha(a)$	°	13	13	13	13
Spiraldamnbr./Spiralnutenbr. (innen)	$\gamma(i)$		0,69	0,69	0,69	0,69
Spiraldamnbr./Spiralnutenbr. (außen)	$\gamma(a)$		0,49	0,49	0,49	0,49
Spiralnuttiefe (innen)	$h_o(i)$	μm	18	4,5	4,5	4,5
Spiralnuttiefe (außen)	$h_o(a)$	μm	23	4,5	9	9
Spalthöhe/Spiralnuttiefe (innen)	$\delta(i)$		0,39	1,22	1,1	0,71
Spalthöhe/Spiralnuttiefe (außen)	$\delta(a)$		0,31	1,22	0,56	0,36
Rechenergebnisse						
Mittlere Druckerhöhung (innen)	$p_{r_b}(i)$	bar _a	1,69	1,39	1,42	1,35
Mittlere Druckerhöhung (außen)	$p_{r_b}(a)$	bar _a	1,96	1,49	1,98	2,01
Druckkraft	W_t	N	260	130	190	210
Federkraft	W_t'	N	260	130	190	190
Reibleistung (innen)	P(i)	W	52	71	78	9.5
Reibleistung (außen)	P(a)	W	62	107	84	13.5
Reibleistung	P	W	114	178	162	23
Funktion (innen)	$g(\alpha, H, \gamma) \cdot 10^2$		8.49	3.21	3.53	5.60
Funktion (außen)	$g(\alpha, H, \gamma) \cdot 10^2$		8.44	3.15	6.73	8.38

Tabelle 1: Auslegungsparameter und Rechenergebnisse für die nicht rotierenden Ringe 1, 2, 3a und 3b.

4. Herstellung der Wellendichtung

4.1 Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit

Um einen sicheren Betrieb der Wellendichtung bei einer erforderlichen Spalthöhe von $\leq 5 \mu\text{m}$ zu gewährleisten, mußte die Stirnfläche des Umlaufringes und des nicht rotierenden Ringes extrem eben sein, in allen Betriebszuständen eben bleiben und eine feingeläppte Oberfläche haben (Abb. 14). Aus der Fertigung statischer Präzisionsluftlager für Werkzeugmaschinen ist bei vergleichbaren Abmessungen bekannt, daß nachfolgende Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit der Bauteilstirnflächen gestellt werden mußten [17].

- Ebenheit der Stirnflächen $\leq 1 \mu\text{m}$
- Gemittelte Rauhtiefe $R_z \leq 1 \mu\text{m}$

4.2 Beschreibung der angewendeten Fertigungsverfahren

Die wichtigsten Bauteile der Wellendichtung, die bei der Fertigung ganz besonders beachtet werden mußten, waren der nicht rotierende Ring und der Umlaufring. Damit die Eigenfrequenz des schwingungsfähigen Systems, Gasdichtspalt und nicht rotierender Ring, bei kleinen Spalthöhen weit genug oberhalb der schwingungsanregenden Drehfrequenz der Welle lag, wurde wegen des dann notwendig werdenden niedrigen Gewichts und der hohen Wärmeleitfähigkeit, eine Aluminiumlegierung verwendet. Fertigungsbedingte Eigenspannungen ließen sich durch Mehrschrittwärmebehandlung vollständig abbauen. Von Nachteil war die gegen Beschädigung hochempfindliche Stirnfläche nach der Fertigbearbeitung, was aber durch eine Wolframkarbid-Beschichtung behoben werden konnte und bereits an zwei Versuchsmustern demonstriert wurde. Damit der Umlaufring während des Betriebs eine ausreichende Festigkeit und gute Wärmeübertragungseigenschaften hatte, wurde er aus einer aushärtbaren Beryllium-Kupfer-Legierung mit hoher Festigkeit und Wärmeleitfähigkeit gefertigt. Diese Legierung in Verbindung mit dem nicht rotierenden Ring aus Aluminiumlegierung neigte nicht zur Mikroverschweißung, was sich bei kurzzeitiger Berührung während des Betriebs, hervorgerufen z. B. durch einen Fremdkörper, der größer als die Spalthöhe war, vorteilhaft auswirkte.

Der nicht rotierende Ring und der Umlaufring wurden im ersten Arbeitsgang durch Drehen gefertigt. Anschließend wurden die Stirnflächen durch Feindrehen mit einer NC-Drehmaschine zuerst mit Hochleistungsschnellstählen, danach mit

Formdiamanten bis zu einer gemittelten Rauhtiefe $R_z = 2,5 \mu\text{m}$ weiterbearbeitet. Nach dieser Vorbereitung wurde der nicht rotierende Ring zwei Entspannungswärmebehandlungen unterzogen, der Umlaufring lösungsgeglüht und ausscheidungsgehärtet. Nach dieser Wärmebehandlung folgte die Bearbeitung auf der Flächenschleifmaschine, bei der die Oberflächenqualität der Stirnflächen (Rauhtiefe, Ebenheit) weiter verbessert wurde. Beim nicht rotierenden Ring mußte die Fläche, in der die Druckfedern wirken, ebenfalls eben sein, da sie beim Flächenschleifen als Maschinenauflagefläche diente. Beim Umlaufring mußten beide Stirnflächen eben und parallel zueinander sein. Die Schleifscheibe wurde vor der Bearbeitung mit einem Diamanten abgezogen und danach ausgewuchtet. Anschließend wurden die Stirnflächen mit weichem Läppmittel auf der Basis von Chromoxid/Eisenoxid in Gleitöl, auf einer feinkörnigen, perlitischen Gußeisenplatte geläppt. Der nicht rotierende Ring mußte danach wieder wärmebehandelt werden. Er wurde nach der letzten Bearbeitung in einer Heißpresse mit der Stirnfläche gegen eine poliergeläppte, gehärtete Stahlfläche gedrückt. Bei diesem Prägepolieren, das mit einer Kraft von $20 \cdot 10^4 \text{ N}$, bei $150 \text{ }^\circ\text{C}$, 1 h lang durchgeführt wurde, konnte die gemittelte Rauhtiefe R_z von $0,8 \mu\text{m}$ auf $0,4 \mu\text{m}$ verbessert werden. Bei diesen hohen Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit mußte darauf geachtet werden, daß bei der Bearbeitung mit den Maschinen, Schleif- und Läppeinrichtungen, keine überhöhten Kräfte, hervorgerufen durch

- Einspannung des Werkstücks,
- Deformationen bei der Bearbeitung mit Drehstäben und Schleifscheiben
- Große lokale Temperaturunterschiede bei der Bearbeitung

auftraten.

Eine wichtige Voraussetzung für den störungsfreien Betrieb der Wellendichtung ist, daß die Tiefe jeweils aller nach innen und außen führenden Spiralnuten in der Stirnfläche des nicht rotierenden Ringes konstant war. Nach orientierenden Versuchen mit verschiedenen Fertigungsverfahren (Ätzen, Sandstrahlen, Kopierfräsen, Senkerodieren)¹⁾ war das Senkerodieren für die Konstanz der Spiralnuttiefe am geeignetsten. Es wurde für alle weiteren Versuche verwendet. Die Werkzeugelektroden für die Ringnut und die Spiralnuten wurden auf einer NC-Fräsmaschine gefertigt und bestanden aus abbrandfestem Wolfram-Kupfer-

1) Kernforschungsanlage Jülich, Mechanische Werkstätten
Kernforschungszentrum Karlsruhe, Hauptwerkstatt.

Durchdringungsverbundmetall. Die wichtigsten Maßnahmen, mit denen eine konstante Spiralnuttiefe erreicht wurde, waren:

- Damit die Materialabtragrate gering war und die Spiralnuttiefe im Bereich $\leq 10 \mu\text{m}$ kontrollierbar hergestellt werden konnte, mußte der Energieinhalt der gepulsten Entladung klein sein.
- Die Durchflußmenge des flüssigen Dielektrikums, das durch den Entladespalt gepumpt wurde, um die Materialabtragpartikel durch den Erodierprozeß herauszuspülen, wurde mit zunehmender Erodierentiefe vergrößert.
- Damit die Deionisierung im Entladespalt stattfinden konnte und das Dielektrikum genügend Zeit zum vollständigen Ausspülen der Materialabtragpartikel hatte, mußte die Pausendauer zwischen den Entladungen groß sein.
- Der Entladespalt zwischen Werkstück (nicht rotierender Ring) und Werkzeug (W/Cu-Elektrode) war sehr klein (ca. $50 \mu\text{m}$). Der Vorschub zur Konstanthaltung des Entladespaltes geschah nicht, wie sonst bei Erodiermaschinen üblich mit einer Vorschubregelrichtung, sondern wurde manuell nachgefahren.
- Damit Werkstück und Werkzeug exakt parallel zueinander standen, wurde ein Spannsystem¹⁾ verwendet, das mit einem Feintrieb in der Höhe verstellt werden konnte.

4.3 Angewendete Fertigungsprüfverfahren

Der nicht rotierende Ring und der Umlaufring wurden während des gesamten Fertigungsablaufs wiederholt auf Ebenheit und Rauheit geprüft. Bei der Bearbeitung mit der Drehmaschine wurden μm -Meßuhren, im ausgespannten Zustand induktive Längenmeßtaster, verwendet.

Der nicht rotierende Ring mußte sehr oft nachgearbeitet werden, da die verlangte Ebenheit anfangs nicht erreicht wurde. Durch exaktes Ausrichten mit der μm -Meßuhr konnte die Planlaufabweichung auf $2 \mu\text{m}$ minimiert werden.

Nach der Bearbeitung auf der Flächenschleifmaschine wurden die Stirnflächen auf einer poliergeläpten Stahlplatte tuschiert und sichtbare Ebenheitsabweichungen durch Schaben mit einem Ölstein und Ölemulsion entfernt.

1) Entwicklung der Kernforschungsanlage Jülich

Die Ebenheit der Stirnflächen wurde zuerst mit einem Präzisionshaarlineal, danach mit einem induktiven Längenmeßtaster überprüft. Bei der Messung mit dem induktiven Längenmeßtaster wurde so verfahren, daß drei Prüfklotze (Endmaße) auf der zu messenden Stirnfläche zu einem Dreieck verteilt wurden. Danach wurden die Prüfklotze mit einem Haarlineal abwechselnd überbrückt und die Höhen der Verbindung zwischen zwei Prüfklotzen gemessen. Nach dem Läppen wurde die Ebenheit des nicht rotierenden Ringes und des Umlaufringes nur noch mit einer Planglasplatte überprüft. Die Rauheit wurde mit einem elektrischen Tastschnittgerät gemessen, das die gemittelte Rauhtiefe R_z anzeigte.

Während des Erodiervorganges wurden die Spiralnuttiefen mit dem induktiven Längenmeßtaster überprüft. Bei allen anderen Maßen der Wellendichtung wurden die sehr kleinen Toleranzen oft unterschritten. Wie sich bei den Versuchen zeigte, waren die für die Herstellung und die Montage vorgegebenen Toleranzen richtig gewählt worden.

4.4 Erreichte Fertigungsgenauigkeit

Nach der Fertigbearbeitung wurden nachfolgende Maßabweichungen gemessen:

	Stirnfläche	Gegenfläche	Spiralnuttiefe
<u>nicht rotierender Ring</u>			
Ebenheit [μm]	0,6	0,8	
Parallelität [μm]	2	2	
gemittelte Rauhtiefe $-R_z$ [μm]	0,4	0,8	
Abweichung vom Sollwert [%]			$\pm 10 \%$
<u>Umlaufring</u>			
Ebenheit [μm]	0,3	0,3	
Parallelität [μm]	1	1	
gemittelte Rauhtiefe $-R_z$ [μm]	0,2	0,8	

5. Beschreibung des Wellendichtungsteststandes und der Experimente

5.1 Statischer Teststand

Zum Wellendichtungsteststand¹⁾ gehörten die Einrichtungen für die statischen und die dynamischen Experimente. Der Teststand für die statischen Experimente (Abb. 15) diente dazu, das für die Wellendichtung beim An- und Abfahren bei kleinen Drehzahlen geltende statische Verhalten zu testen.

Dieser Teststand bestand aus einer den Umlauftring ersetzenden Grundplatte, die mit dem Gehäuse verschraubt war. Die Wellendichtung, bestehend aus nicht rotierendem Ring und Einbauring mit Federn, wurde von oben in das Gehäuse eingebaut. Der Haltering wurde mit dem Gehäuse verschraubt, so daß der nicht rotierende Ring durch die Federkraft gegen die Grundplatte gedrückt wurde. Die Länge der Federdruckstücke war so ausgelegt, daß bei einer bestimmten Anzahl Federn die aus der gerechneten Druckkraft resultierende Federkraft beim Schließen des Halterings am nicht rotierenden Ring wirksam wurde. Wurde den Drosseln von außen Sperrgas (He) zugeführt, so hob sich der nicht rotierende Ring bei einem bestimmten Sperrgasvordruck von der Grundplatte ab. Die Spalthöhe wurde mit drei induktiven Längenmeßtastern am Innendurchmesser des nicht rotierenden Ringes gemessen. Die Anzeige aller drei Längenmeßtaster mußte übereinstimmen. Traf das nicht zu, so wurde entweder die Stirnfläche des nicht rotierenden Ringes nachgeläppt, oder es wurden Drosseln ausgetauscht. Die Höhe des Sperrgasvordrucks im Augenblick des Abhebens war für jeden nicht rotierenden Ring charakteristisch und ließ Rückschlüsse auf die Ebenheit und Rauheit der Stirnflächen zu. Wurde der Sperrgasvordruck über den Abhebedruck weiter erhöht, so vergrößerte sich die Spalthöhe und der einströmende Sperrgasvolumenstrom.

Der Sperrgasvordruck wurde mit einem Bourdon Feindruckmanometer der Klasse 0,6, der einströmende Sperrgasvolumenstrom mit einem Schwebekörperdurchflußmesser gemessen, der nach dem Kalibrieren eine Genauigkeit von ± 1 % vom Meßwert erreichte.

1) Firma MAN/GHH, Sterkrade

5.2 Dynamischer Teststand

Der dynamische Teststand (Abb. 16) diente zur Untersuchung des Betriebsverhaltens der Wellendichtung beim An- und Abfahren und über den gesamten Drehzahlbereich bis zur Nenndrehzahl.

Der Teststand hatte eine Originalwelle mit Lagern eines Trenndüsenverdichters¹⁾ für ein Ansaugvolumenstrom von 33 000 m³/h, die von einer stufenlos einstellbaren, drehzahlgeregelten Ölturbine angetrieben wurde. Auf dem oberen Wellenbund saß der Umlaufring. Die Wellendichtung wurde von oben eingebaut, der Haltering zur Einleitung der Federkraft mit dem Gehäuse verschraubt. Die bei den statischen Experimenten verwendete Federkraft wurde beibehalten.

Im Teststand für die dynamischen Experimente konnte die berührungsfreie Funktion der Wellendichtung bei reduzierter Spalthöhe nachgewiesen werden. Dabei wurden die vorausgerechneten Drücke am Ende der Spiralnuten und der Sperrgasverbrauch mit den für die Berechnungen vorgegebenen Spalthöhen experimentell bestätigt.

Es wurden drei nicht rotierende Ringe mit den in Kapitel 3 beschriebenen Eigenschaften verwendet. Die Wellendichtung wurde mit Helium-Sperrgas bei einer Drehzahl von 13000 U/min betrieben, in einem Fall zusätzlich bei 4000 U/min.

Es wurde so vorgegangen, daß bei stillstehendem Teststand jeweils die größte Spalthöhe eingestellt wurde, die vorher mit den statischen Experimenten aus der Spalthöhen-Sperrgasvordruckabhängigkeit bestimmt wurde. Danach wurde der Teststand auf die vorgegebene Drehzahl hochgefahren und der Sperrgasvordruck langsam und stetig bis zu der für die Berechnungen vorgegebenen Spalthöhe reduziert. Die jeweilige Spalthöhe wurde nach 10 Minuten erreicht; die Dauer eines Testlaufs lag, um stationäre Temperaturverhältnisse zu bekommen, zwischen zwei und drei Stunden.

1) "Bratre"-Verdichter der Firma MAN/GHH, Sterkrade

5.3 Meßtechnik

Der Teststand hatte ein umfangreiches Meß- und Regelsystem für die Ölturbine, die Wellenschwingung und Lagertemperatur. Speziell für die Wellendichtung wurde die Meßtechnik für nachfolgende Meßgrößen ergänzt und erweitert:

- Druck

Die Drücke in der Ringnut p_1 und am Ende jeweils einer nach innen $p(i)$ und außen $p(a)$ führenden Spiralnut wurden mit einem piezoresistiven Präzisions-Druckmeßumformer¹⁾ (Genauigkeit $\pm 0,01$ % vom Meßwert) gemessen. Die Druckmeßbohrungen in der Ringnut und am Ende der Spiralnuten (Abb. 17) waren über Kunststoffschläuche und einem Mehrwegeventil mit dem Druckmeßumformer verbunden.

Der Sperrgasvordruck p_B wurde mit einem Bourdon Präzisionsmanometer der Klasse 0,6 gemessen. Um Temperatureinflüsse der Umgebung auf die Meßgenauigkeit weitgehend auszuschließen, wurde eine Rohrfeder aus einem Werkstoff mit kleiner Temperaturabhängigkeit des E-Moduls verwendet.

- Sperrgasvolumenstrom

Der gesamte in die Drosseln einströmende Sperrgasvolumenstrom wurde mit einem Schwebekörperdurchflußmesser gemessen, der nach dem Kalibrieren eine Genauigkeit von $\pm 0,5$ % vom Meßwert erreichte.

- Spalthöhe

Die mittlere Spalthöhe \bar{h}_2 wurde am Innendurchmesser (Abb. 17) des nicht rotierenden Ringes mit drei um 120° versetzten berührungslosen Wegaufnehmern²⁾ nach dem Wirbelstrom-Meßverfahren gemessen (Genauigkeit: $\pm 0,2 \mu\text{m}$).

- Schwingamplitude

Die mittlere Schwingamplitude \bar{s} wurde aus der Differenz der getrennt abgespeicherten minimalen und maximalen Spalthöhe bestimmt.

- Temperatur

Die Temperatur des nicht rotierenden Ringes wurde mit einem Miniatur-

1) Firma A. Wiegand GmbH, Klingenberg

2) Firma Micro-Epsilon Meßtechnik, Ortenburg

Mantel-Thermoelement (Kompensation nach Poggendorff) in einem zur Stirnfläche führenden Sackloch gemessen (Abb. 17). Um eine kleine Zeitkonstante zu erreichen, hatte das Thermoelement einen Durchmesser von 0,5 mm (Temperaturgenauigkeit: $\pm 0,5\%$ vom Meßwert).

- Planschlag des Umlaufringes

Vor dem Einbau der Wellendichtung wurde der Planschlag des Umlaufringes mit einem induktiven Längenmeßtaster überprüft. Durch Verdrehen des Umlaufringes auf dem Wellenbund, und durch Verändern des Anzugsmomentes der Wellenmutter konnte ein Planschlag von $< 0,5\ \mu\text{m}$ erreicht werden.

6. Versuchsergebnisse

6.1 Ergebnisse aus den statischen Experimenten

Die Experimente dienten dazu, das für die Wellendichtung beim An- und Abfahren notwendige, störungsfreie, statische Verhalten zu gewährleisten.

In Abb. 18 sind die Ergebnisse der statischen Experimente mit den nicht rotierenden Ringen 1, 2 und 3 dargestellt. Aufgetragen ist die mittlere Spalthöhe \bar{h}_2 als Mittelwert der Messungen mit drei induktiven Längenmeßtastern in Abhängigkeit vom Sperrgasvordruck p_B .

Der Sperrgasvordruck war im Augenblick des Abhebens von der Federkraft der 36 Federn abhängig, die den nicht rotierenden Ring gegen die Grundplatte drückten.

Der nicht rotierende Ring 2 hatte die kleinste Federkraft (130 N) und benötigte den kleinsten Sperrgasvordruck zum Abheben. Dagegen war für die nicht rotierenden Ringe 1 und 3, die mit erhöhter Federkraft (260 N und 190 N) betrieben wurden, ein größerer Sperrgasvordruck zum Abheben notwendig. Die Stirnfläche des nicht rotierenden Ringes 1 war wolframkarbidbeschichtet und hatte nach der Fertigbearbeitung die Maßabweichung der Grundplatte (Abb. 18). Da der Abhebepunkt entscheidend von der Ebenheit und Rauheit der Stirnflächen abhängt, hob Ring 1 trotz größerer Federkraft noch vor Ring 3 von der Grundplatte ab. Alle drei nicht rotierenden Ringe hatten einen stabilen, schwingungsfreien Abhebepunkt von der Grundplatte. Für die dynamischen Experimente war es notwendig, daß mit zunehmendem Sperrgasvordruck die Spalthöhe stetig und schwingungsfrei anstieg, und daß bei einer Spalthöhe von ca. 7 μm keine selbsterregten Schwingungen auftraten.

6.2 Ergebnisse aus den dynamischen Experimenten

Um die Wellendichtung berührungsfrei anfahren zu können, mußte zuerst bei der Drehzahl Null eine größere Spalthöhe eingestellt werden.

Das An- und Abfahren bei größerer Spalthöhe war auch deswegen notwendig, weil der Rotor des dynamischen Teststandes bei kleiner Drehzahl zwei Resonanzfrequenzen durchlief, die den Umlauftring zu einer Axialbewegung von ca. 5 μm anregten.

Um den Übergang vom statischen zum dynamischen Betrieb sicherzustellen, und andererseits den störungsfreien Betrieb der Wellendichtung - mit allen angrenzenden Komponenten - bei kleiner Spalthöhe und kleiner Drehzahl zu zeigen, wurde bei Nenndrehzahl der Sperrgasvordruck abgesenkt und somit die Spalthöhe schrittweise verkleinert.

In Abb. 19 und 20 sind die Ergebnisse der dynamischen Experimente am Beispiel des nicht rotierenden Ringes 3a dargestellt. Abb. 19 zeigt die Abhängigkeit des in die Wellendichtung eintretenden Volumengasstroms \dot{V} und der mittleren Spalthöhe \bar{h}_2 vom Sperrgasvordruck p_B . Zusätzlich sind die Ergebnisse des nicht rotierenden Ringes 3b eingezeichnet, der mit 3a baugleich war, aber bei der kleineren Drehzahl von $n = 4000$ U/min lief.

Die Experimente wurden für Ring 3a und 3b in Anlehnung an die statischen Experimente der Abb. 18 begonnen. Für Ring 3b wurde, um Auswirkungen durch die hochlaufende Ölturbine auf die Wellendichtung kennenzulernen, zu Beginn eine kleinere mittlere Spalthöhe gewählt. Der Übergang vom Stillstand der Welle bis zur jeweiligen Nenndrehzahl konnte mit den berührungslosen Wegaufnehmern nicht gemessen werden, da der Umlaufring während der Hochlaufphase der Ölturbine zu erzwungenen Schwingungen angeregt wurde. Die Spalthöhe konnte, nachdem die Nenndrehzahl erreicht war, wieder störungsfrei gemessen werden.

In Abb. 20 sind auf der Ordinate die Drücke $p(a)$, $p(i)$ jeweils am Ende einer inneren und äußeren Spiralnut, am Übergang zum Damm und der Druck p_1 in der Ringnut in Abhängigkeit vom Sperrgasvordruck p_B aufgetragen. Mit dem schrittweisen Absenken des Sperrgasvordrucks reduzierte sich der Druck in der Ringnut und der einströmende Volumengasstrom (Abb. 19). Bei dem Sperrgasvordruck von ca. 1.46 bar_a (Abb. 20) und der mittleren Spalthöhe von ca. $5.5 \mu\text{m}$ (Abb. 19) war der Druck in der Ringnut und am Ende der Spiralnuten gleich. Bis zu diesem Punkt wurde der Druckaufbau im Spalt hauptsächlich durch die statische Funktion der radialen Spaltströmung bestimmt. Beim weiteren Absenken des Sperrgasdrucks in der Ringnut stieg der Druck am Ende der Spiralnuten steil an und wurde jetzt durch den strömungsdynamischen Effekt bestimmt. Der Sperrgasvordruck wurde bis auf 1 bar_a abgesenkt und anschließend die Sperrgasversorgung der Drosseln geschlossen - dabei zeigte der Schwebekörperdurchflußmesser keinen Sperrgasdurchsatz an. Daraufhin stellte sich in der Ringnut ein Druck von $p_1 = 0.965 \text{ bar}_a$ ein; der Druck am Ende der Spiralnuten erreichte $p(i) = 1.48 \text{ bar}_a$ und $p(a) = 1.50 \text{ bar}_a$. Nach dem Schließen der Sperrgasversorgung

betrug die mittlere Spalthöhe ca. $4,9 \mu\text{m}$ und blieb bis zum Abschalten konstant. Die mittlere Schwingamplitude von $\bar{s} = 1 \mu\text{m}$ änderte sich auch nach dem Schließen der Sperrgasversorgung nicht.

Aus der Abb. 19 ist zu ersehen, daß sich der nicht rotierende Ring 3b gegenüber Ring 3a so verhielt, wie aus der Theorie zu erwarten war. Reduziert man bei gleicher Federkraft für beide Ringe die Drehzahl, so wird der erzeugte Druck in der Spiralnut dadurch konstant bleiben (Tabelle 2), weil sich die Spalthöhe auf einen kleineren Wert einstellt.

Der Versuch mit Ring 3b wurde bei der mittleren Spalthöhe von $3,2 \mu\text{m}$ abgebrochen, da die mittlere Schwingamplitude unterhalb der Spalthöhe von $4 \mu\text{m}$ plötzlich auf $\bar{s} = 2 \mu\text{m}$ anstieg, und sich dadurch eine Berührung mit dem Umlaufring abzeichnete.

6.3 Vergleich der Rechenergebnisse mit den Versuchsergebnissen

In Tabelle 2 sind die Rechenergebnisse und die Versuchsergebnisse gegenübergestellt.

Die Gültigkeit der Rechenergebnisse sind entsprechend den in Kapitel 3 gemachten Voraussetzungen und Vereinfachungen eingeschränkt. Trotzdem besteht eine gute Übereinstimmung, berücksichtigt man die vielen Einflußgrößen, welche die Versuchsergebnisse beeinflussen können. Mit den Rechenergebnissen direkt vergleichbar ist der schon betrachtete nicht rotierende Ring 3a. Bei ihm ist der Druck in der Ringnut für die Vorgabe der Berechnungen und beim Experiment identisch. Der im Experiment gemessene kleinere Volumengasstrom ist durch eine kleinere erreichte mittlere Spalthöhe zu erklären. Die kleine mittlere Schwingamplitude von $\bar{s} = 1 \mu\text{m}$ ist auf die gleichmäßig über die Ringbreite verteilte Reibleistung zurückzuführen [18, 19].

			Ausführung der Wellendichtung			
			1	2	3a	3b
Vorgaben für die Rechnungen:						
Druck in der Ringnut	p_o	bar _a	1	1	1	1
Spalthöhe	h_2	μm	7.0	5.5	5.0	3.2
Rechenergebnisse						
Mittlere Druckerhöhung (innen)	$p_{rb(i)}$	bar _a	1.69	1.39	1.42	1.35
Mittlere Druckerhöhung* (außen)	$p_{rb(a)}$	bar _a	1.96	1.49	1.98	2.01
Volumengasstrom	\dot{V}	NI/h	80	16	13	8
Versuchsergebnisse						
Druck in der Ringnut	p_1	bar _a	1.16	1.02	1.00	1.19
Druck in der Spiralnut (innen)	$p(i)$	bar _a	1.41	1.33	1.47	1.37
Druck in der Spiralnut (außen)	$p(a)$	bar _a	1.44	1.34	1.49	1.42
Volumengasstrom	\dot{V}_{exp}	NI/h	47.7	5.6	4.1	20.8
Federkraft	W'_t	N	260	130	190	190
Mittlere Spalthöhe	\bar{h}_2	μm	6.9	5.4	4,9	3.2
Mittlere Schwingamplitude des nicht rotierenden Ringes	\bar{s}	μm	<1.5	3	1	2
stationäre Temperatur am nicht rotierenden Ring	T	°C	75	99	93	38
Betriebszeit	t	min	180	180	150	120

* Bei der Auslegung wurde die mittlere Druckerhöhung nach außen gegenüber der nach innen um ca. 20 % erhöht.

Tabelle 2: Vergleich der Rechenergebnisse mit den Versuchsergebnissen für die nicht rotierenden Ringe 1, 2, 3a und 3b.

7. Diskussion

Im Rahmen der Entwicklung des Trenndüsenverfahrens wurde eine nach dem statisch/dynamischen Prinzip arbeitende Wellendichtung entwickelt, die mit minimalem Volumengasstrom eine betriebssichere Abdichtung in beiden Richtungen (Verfahrensgas/Atmosphäre) gewährleistet und beim An- und Abfahren berührungsfrei und damit verschleißfrei arbeitet.

Aus den positiven Betriebserfahrungen mit den vorhandenen Wellendichtungen in Trenndüsenverdichtern wurde der Wert des für eine sichere Sperrung notwendigen Druckgefälles im Spalt beibehalten.

In den dynamischen Experimenten mit den nicht rotierenden Ringen 1, 2, 3a und 3b wurde gezeigt, daß kleine Spalthöhen, die für minimale Volumengasströme notwendig sind, im Betrieb sicher beherrscht werden.

Bei dem nicht rotierenden Ring 3a war, nachdem die Sperrgasversorgung der Drosseln geschlossen wurde, der Druck in der Ringnut unter den Umgebungsdruck abgesunken. Der Druck am Ende der Spiralnuten blieb konstant auf ca. 1,5 bar_a. Das bedeutet, daß die Wellendichtung bei diesem Grenzzustand nicht mehr gegen das Verfahrensgas und die Atmosphäre abdichtete. Dafür wird aber mit diesem aufschlußreichen Versuch gezeigt, daß bei Sperrgasausfall, die Wellendichtung, ohne Schaden zu erleiden, weiterläuft. Dieser Zustand wurde über eine Dauer von 10 Minuten aufrechterhalten.

In einem gesonderten Versuchsprogramm muß noch geprüft werden, wie groß der minimale Volumengasstrom sein darf, um einen Leckstrom aus dem Verfahrensgas und der Atmosphäre gegen die Förderrichtung der Spiralnuten auszuschließen.

Da es sich bei der Wellendichtung um zwei durch die Ringnut gemeinsam versorgte Spiralnutenanordnungen handelt, die den nicht rotierenden Ring und den Umlauftring während des Betriebs in seiner Gesamtheit thermisch belasteten, mußte die im Spalt entstehende Reibleistung möglichst gleichmäßig über die Ringbreite verteilt werden. Diese Gleichverteilung wurde bei der Auslegung durch das unterschiedliche Verhältnis von Spiraldammbreite zu Spiralnutbreite und durch unterschiedliche Tiefen der inneren und äußeren Spiralnuten berücksichtigt (Tabelle 1).

Die an das wärmespannungsgünstige, quadratische Querschnittsprofil des nicht rotierenden Ringes angesetzten Bunde, axial nach oben und radial zum Innendurchmesser, dienten nicht nur als Gegenfläche für den O-Ring und zur Aufnahme der berührungslosen Wegaufnehmer, sondern hatten beim kurzzeitigen Auftreten von instationären Temperaturfeldern (besonders beim Anfahren) durch Stützwirkung einer Schrägstellung des Ringprofils entgegenzuwirken [20, 21].

Die Drosseln für die statische An- und Abfahrunterstützung und für die Gasversorgung der Spiralnuten während des Betriebs, mußten für große und sehr kleine Volumengasströme ausgelegt werden. Sie wurden als Kapillardrosseln mit einer gegenüber kurzen Drosseln flacheren Kennlinie ausgelegt.

Damit beim statischen An- und Abfahren keine unterschiedlichen Momente durch die Drosseln auf den nicht rotierenden Ring übertragen wurden, mußte der Drosseldurchmesser von $140\mu\text{m}$ auf $\pm 5\mu\text{m}$ genau eingehalten werden. (Durch Vorversuche bestimmt).

Die für die Wellendichtung verwendete Ringnut, in welche die Drosseln einmünden, mußte über den Ringnutumfang eine einheitliche Radialströmung nach innen und außen haben. In Vorversuchen wurde die gleichmäßige Gaseinspeisung der Drosseln in die Ringnut bestimmt. Dazu wurde die Ringnuttiefe solange verändert, bis auch bei kleinstem Volumengasstrom die Stromlinien der jeweils benachbarten Drosseln zusammenstießen. (Der Verlauf der Stromlinien wurde in Vorversuchen durch eine über die Drosseln zugeführte Eosinlösung sichtbar gemacht).

Praktisch verschleißfreie Wellendichtungen mit sich dynamisch aufbauendem Sperrdruck und statischer An- und Abfahrunterstützung haben wegen der zunehmenden technischen Anforderungen hinsichtlich Betriebssicherheit und Wirtschaftlichkeit große Nachfrage.

Die dargestellten Ergebnisse dieser Arbeit, die unter quasi realen Betriebsbedingungen eines Trenndüsenverdichters durchgeführt wurden, lassen sich in modifizierter Form auf Wellendichtungen anderer Strömungsverdichter und Pumpen übertragen. Es wurde gezeigt, daß die Wellendichtung auch bei relativ niedrigen Drehzahlen störungsfrei arbeitet. Daraus lassen sich möglicherweise neue Einsatzgebiete für derartige Wellendichtungen z. B. bei Roots- und Schraubenverdichtern erschließen.

Literaturverzeichnis

- [1] E.W. Becker, et al.
Uranium Enrichment by the Separation Nozzle Process, Naturwissenschaften, 63 (1976) S. 407 - 411
- [2] E.W. Becker
Separation Nozzle, in "Uranium Enrichment", Topics in Applied Physics, Vol. 35 (1979) S. 246 - 268
- [3] Patentschrift DE 26 100 45 C 2
- [4] European Patent Specification 0 037 210 B 1
- [5] A. Burgdorfer
The Influence of the Molecular Mean Free Path on the Performance of Hydrodynamic Gas Lubricated Bearings, Paper No. 58, Lub. 7, A.S.L.E.-A.S.M.E. Conference, Oct. 13-15, 1958, Los Angeles
- [6] W.Schlichting
Grenzschichttheorie
Verlag G. Braun, Karlsruhe (1982)
- [7] W.F. Cope
The Hydrodynamic Theory of Film Lubrication, Proc. Roy. Soc. (London) Vol. 197 (1949) S. 201
- [8] G. Vogelpohl
Betriebssichere Gleitlager
Springer Verlag 1958
- [9] W. Kahlert
Der Einfluß der Trägheitskräfte bei der hydrodynamischen Schmiermittelltheorie
Ing. Archiv, XVI Band 1947/1948
- [10] D. Dowson
A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication
Int. Journal Mech. Sci. Vol. 4 (1962) S. 159 - 170
- [11] E.A. Muijderland
Spiral groove bearings
Philips Research Report, March 1964

- [12] E.A. Muijderman
New possibilities for the solution of bearing problems by means of the spiral groove principle, Proc. Inst. Mech. Engrs. 180, 1965/66
- [13] V.N. Constantinescu and V. Castelli
On the local compressibility effect in spiral groove bearings, Trans. ASME, Series F. J. Lub. Techn. 91 (1969) S. 79 - 85
- [14] C.H.T. Pan
A universally valid compressible theory for gas lubricated narrow spiral grooved thrust bearings, presented at the Gas Bearing Symposium, University of Southampton, April 1969, paper no. 31
- [15] S. Abramovitz
Turbulence in a Tilting-Pad Thrust Bearing
Trans. ASME, 78 (1956) S. 29 - 35
- [16] O. Pinkus, B. Sternlicht
Theory of hydrodynamic lubrication, McGraw-Hill, New York, Toronto, London 1961
- [17] Tribologie,
Dokumentation zum Forschungs- und Entwicklungsprogramm des BMFT,
Springer-Verlag, 1985
7. Bnd. Oberflächenbehandlung, Bearbeitungsverfahren
- [18] M. Newman, M. Forsay
Bending stresses due to temperature in hollow circular plates
Journal of the aerospace sciences 1960
- [19] C.H. Pan and B. Sternlicht
Thermal distortion of spiral grooved gas lubricated thrust bearings due to self-heating, Trans. ASME, Series F.J. Lub. Techn. 89 (1967)
- [20] Roark, J. Raymond
Formulas for Stress and Strain
McGraw-Hill, New York 1943
- [21] R.V. Churchill
Complex Variables and Applications McGraw-Hill, New York 1960

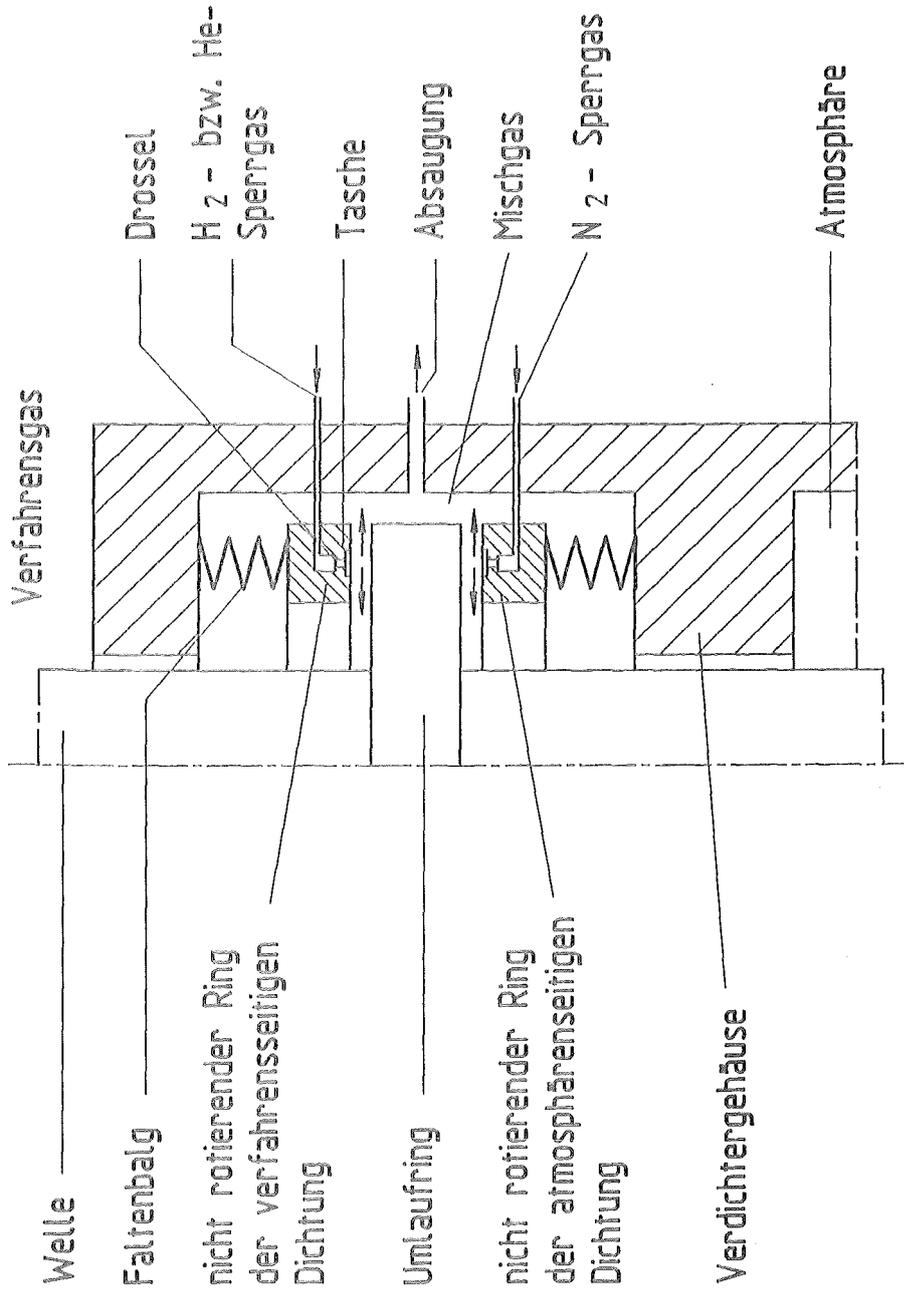


Abb. 1: Schematische Darstellung der von MAN / GHH für Trenddüsenverdichter entwickelten, doppelwirkenden Wellendichtung.

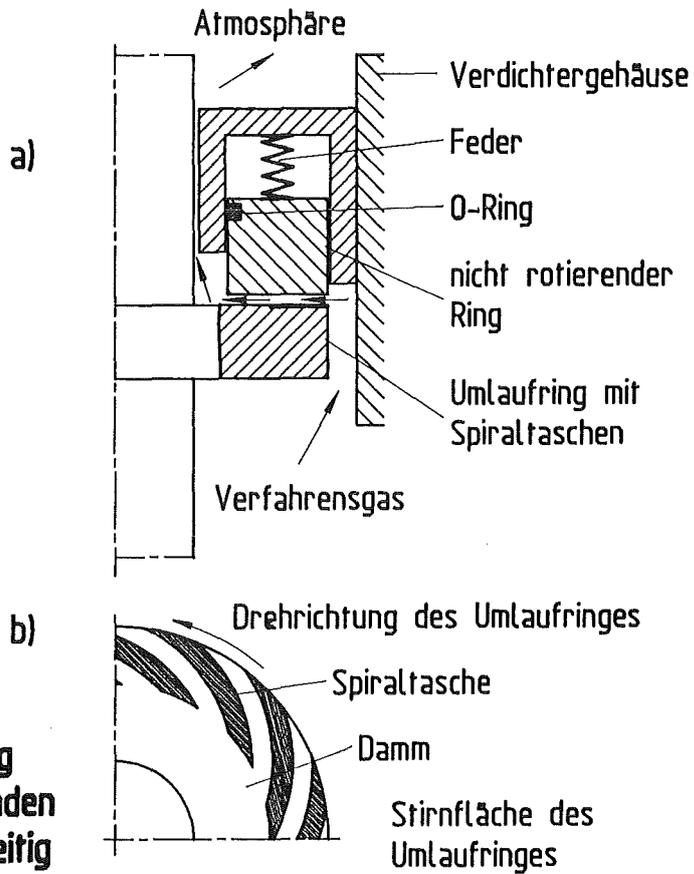


Abb. 2:
Schematische Darstellung
einer dynamisch arbeitenden
Wellendichtung mit einseitig
gerichteter Sperrwirkung

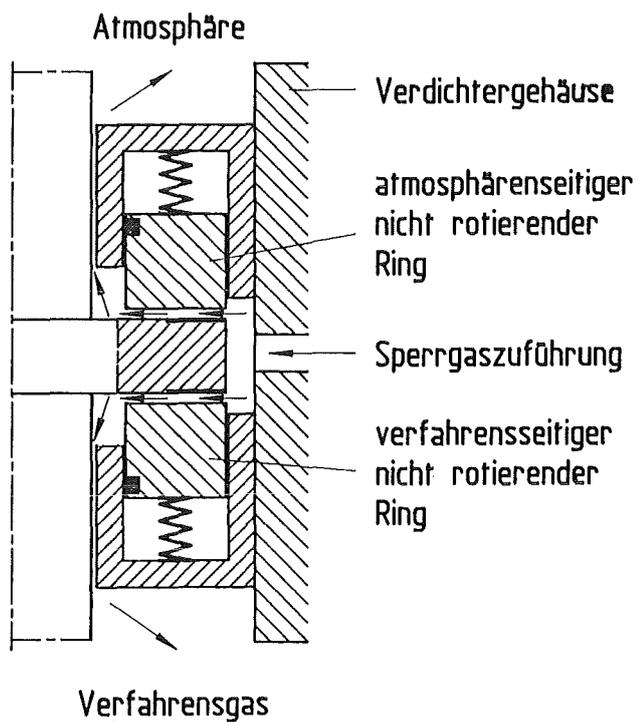


Abb. 3:
Schematische Darstellung
einer dynamisch arbeitenden
Wellendichtung mit beidseitig
gerichteter Sperrwirkung

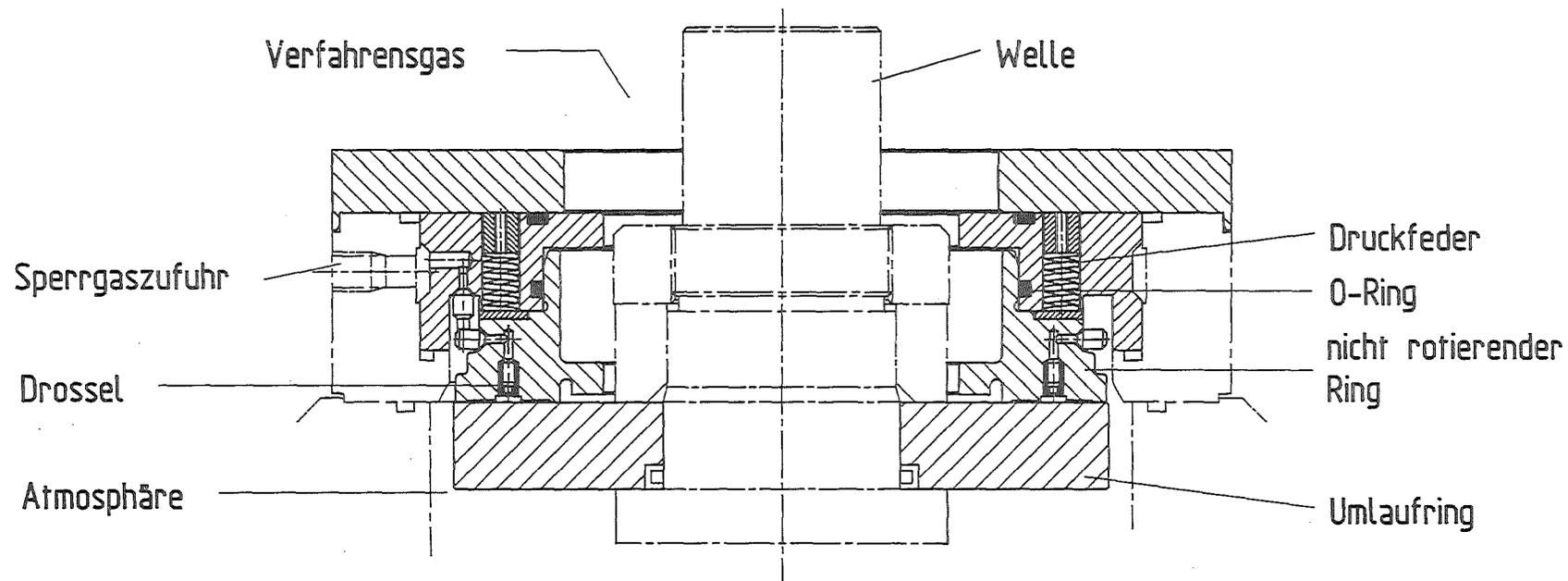


Abb. 4: Schnitt durch die statisch / dynamische Wellendichtung.

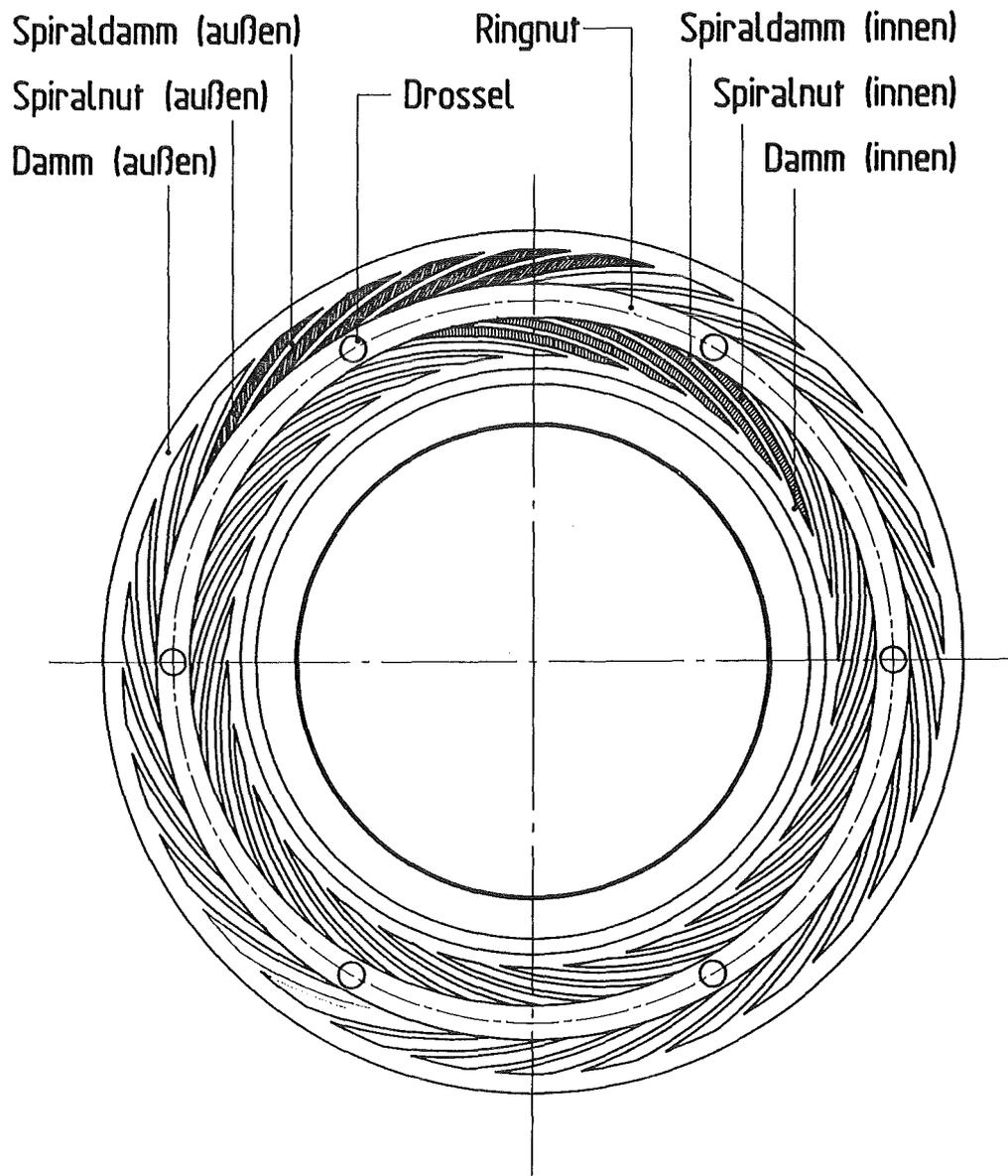
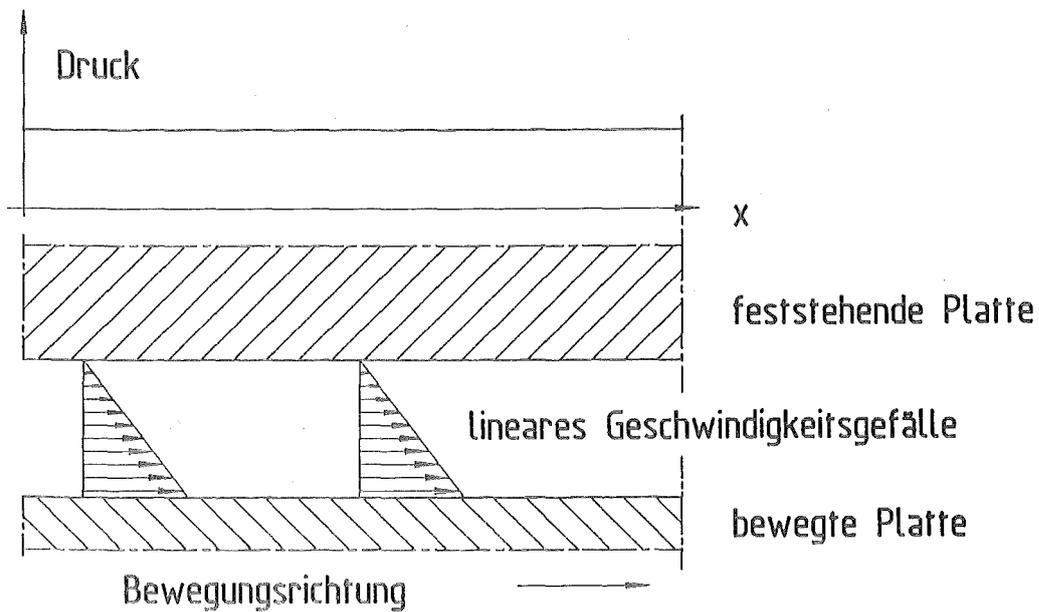
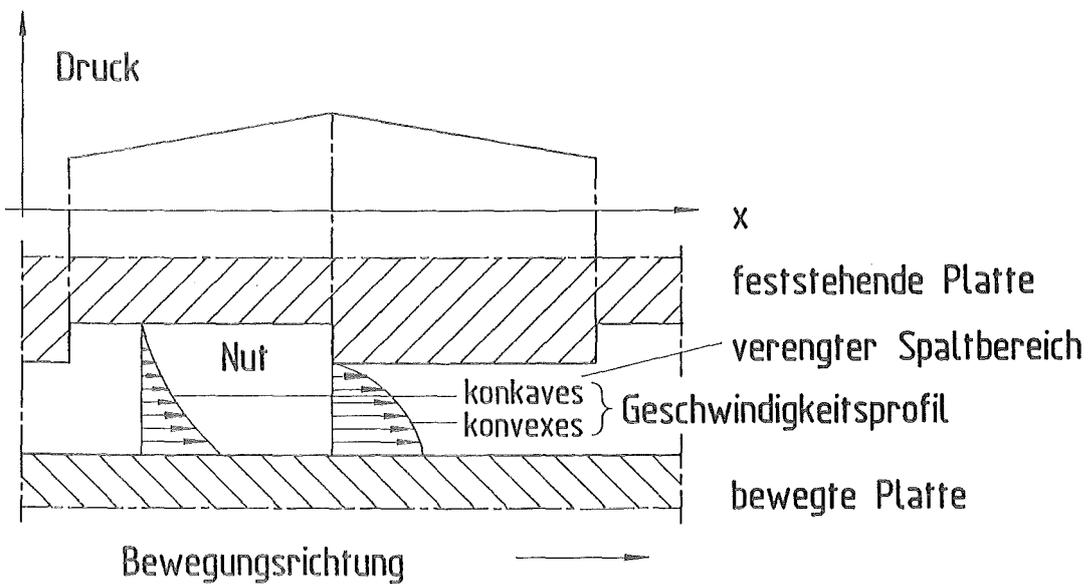


Abb. 5: Draufsicht auf die Stirnfläche des nicht rotierenden Ringes der statisch / dynamischen Wellendichtung.



a) Parallelspalt



b) abgesetzter Parallelspalt

Abb. 6: Geschwindigkeitsverteilung im Parallelspalt und im abgesetzten Parallelspalt. Über dem Schnittbild ist jeweils schematisch der Druckverlauf dargestellt.

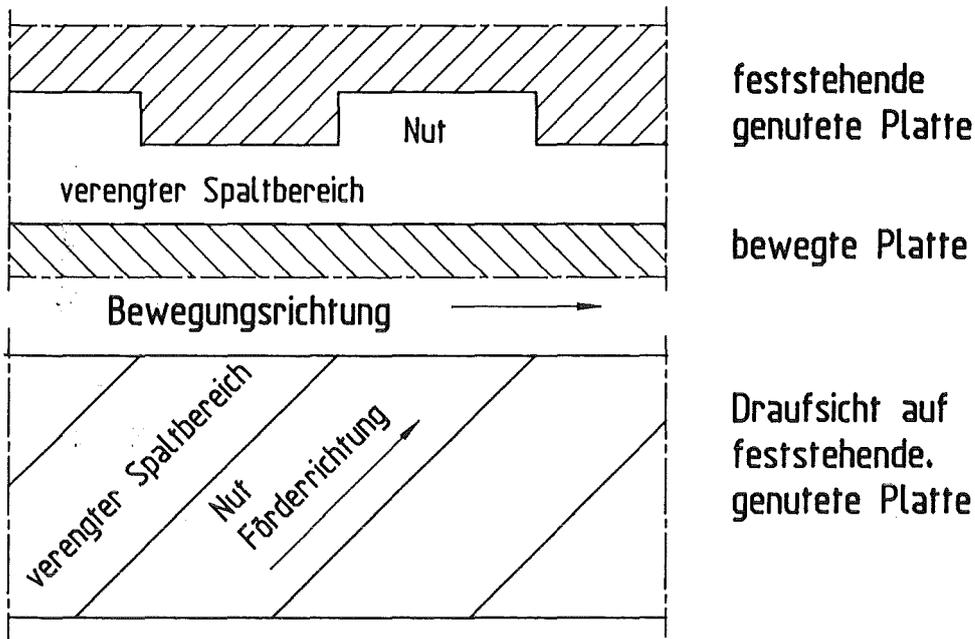


Abb. 7a:
Abgesetzter Parallelspalt mit schräg angeordneten Nuten

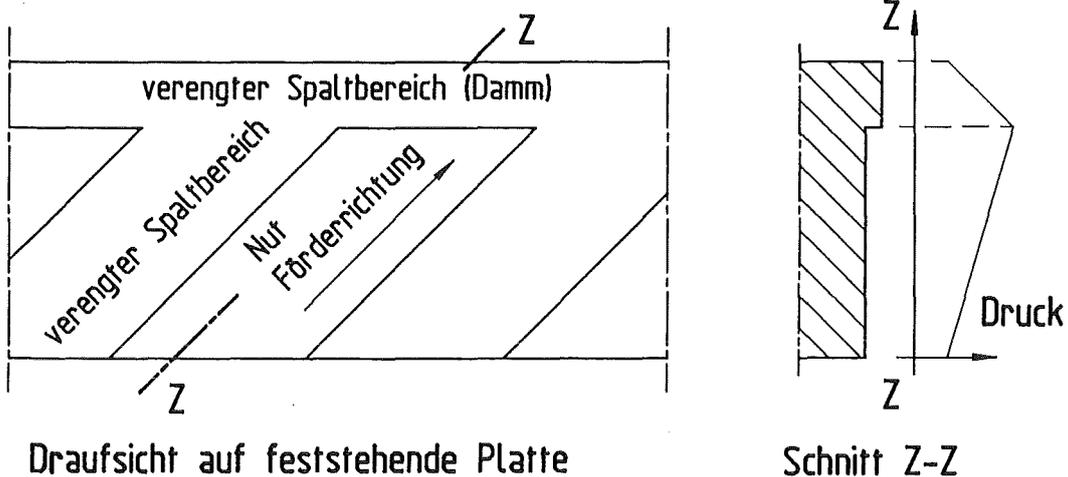
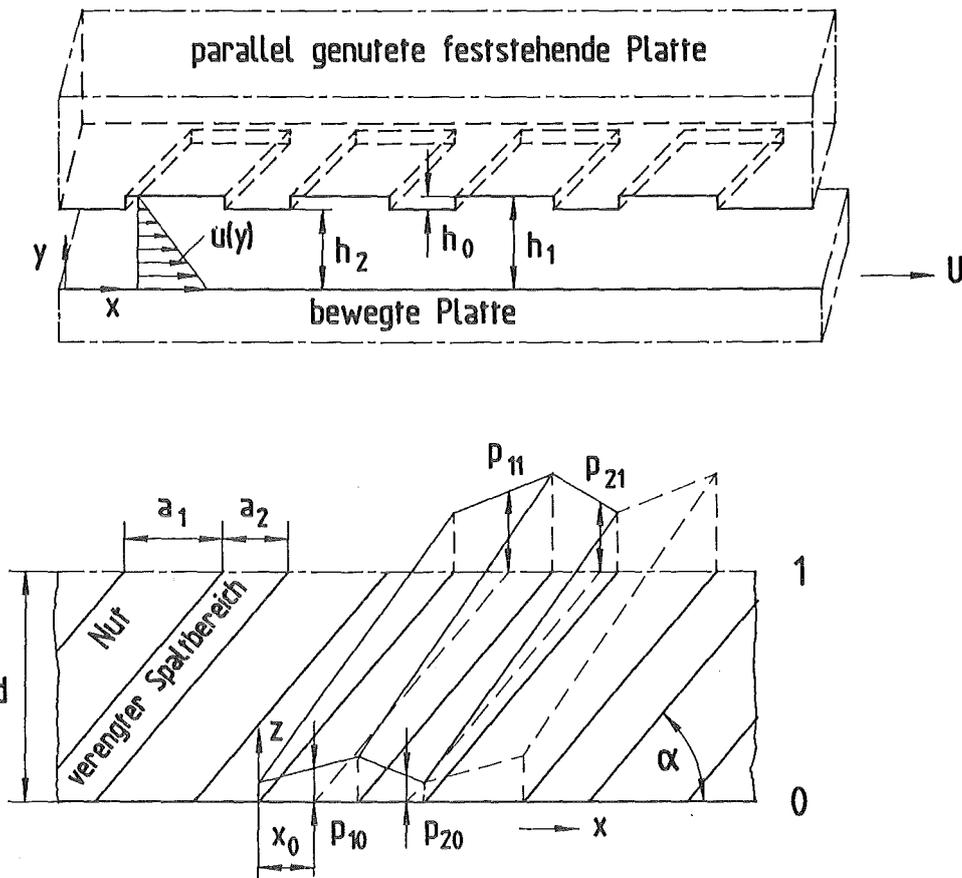


Abb. 7b:
Abgesetzter Parallelspalt mit schräg angeordneten Nuten, die durch einen Damm abgeschlossen werden. Rechts im Bild ist schematisch der Druckverlauf in Richtung der Nur dargestellt.



Draufsicht auf die feststehende, genutete Platte mit vereinfacht dargestelltem Druckprofil über der Nut und dem verengten Spaltbereich.

h_2	Spalthöhe
h_0	Nuttiefe
$h_1 =$	$h_0 + h_2$
a_1	Nutbreite
a_2	Breite am verengten Spaltbereich
U	Geschwindigkeit der bewegten Platte in x-Richtung
d	Breite der parallel genuteten feststehenden Platte
α	Winkel zwischen der x-Achse und der schrägen Nut
x_0	Länge auf der x-Achse für $z=0$
p_{10}	Druck über der Nut ($z=0$)
p_{20}	Druck über dem verengten Spaltbereich ($z=0$)
p_{11}	Druck über der Nut ($z=1$)
p_{21}	Druck über dem verengten Spaltbereich ($z=1$)
$u(y)$	Geschwindigkeitsprofil in x-Richtung

Abb. 8: Abgesetzter Parallelspalt mit schräg angeordneten parallelen Nuten.

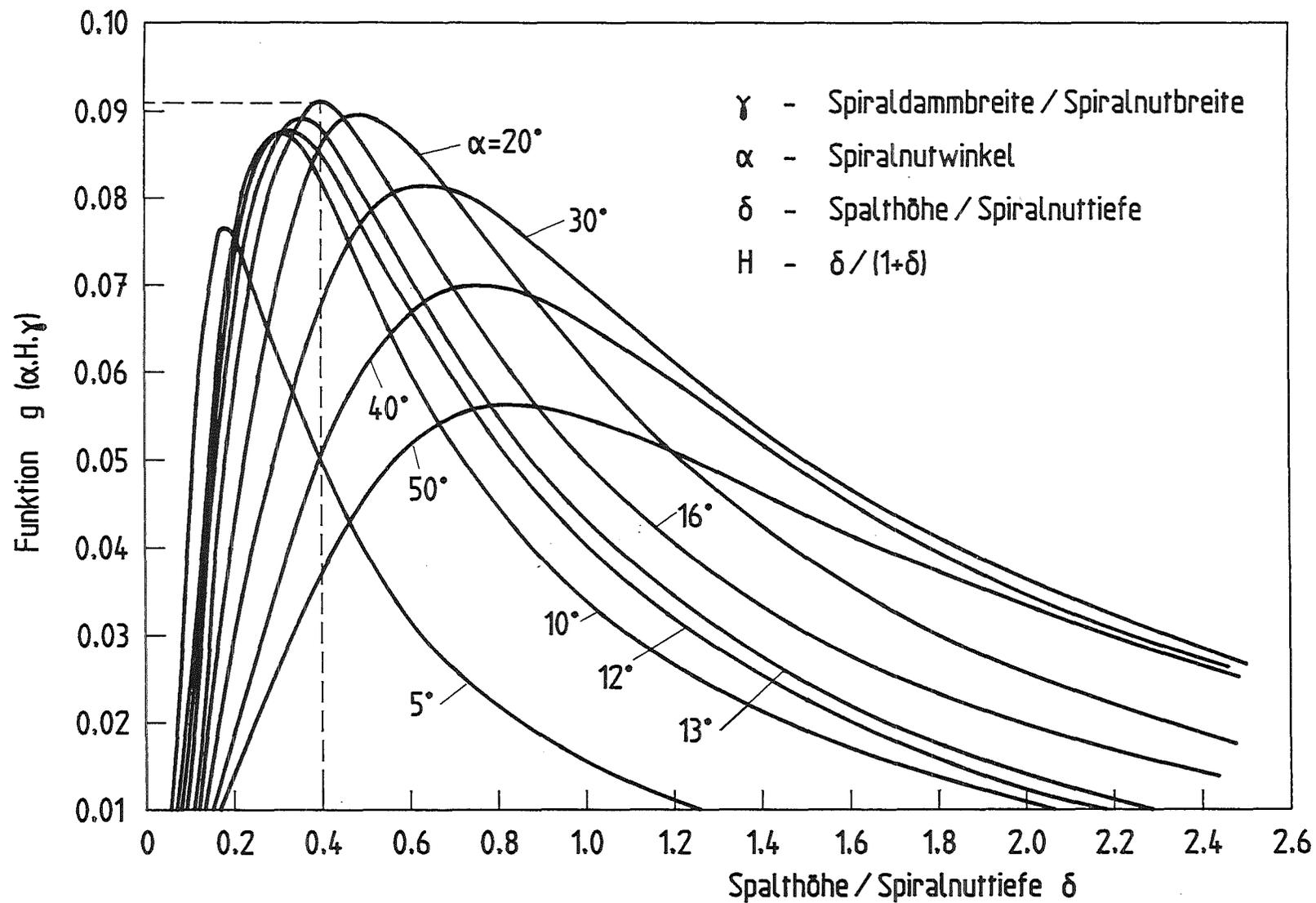
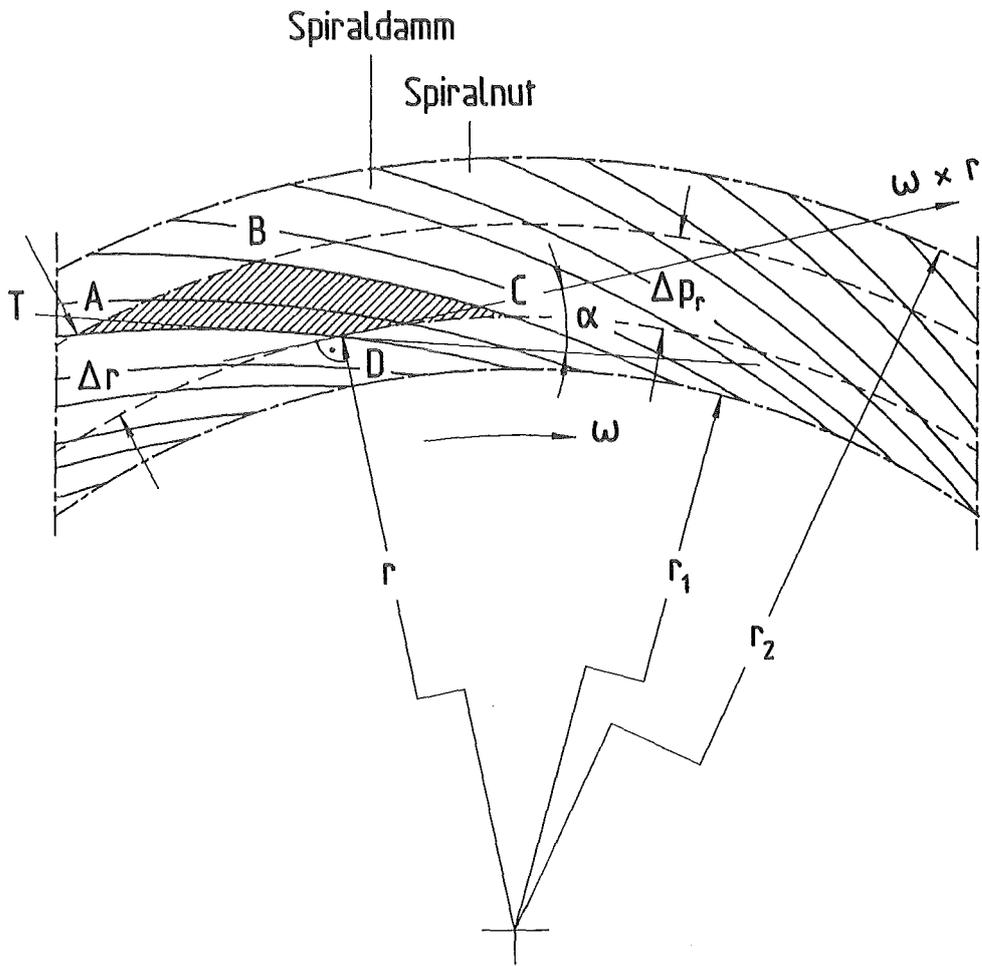


Abb. 9: Funktion $g(\alpha, H, \gamma)$ in Abhängigkeit von δ für verschiedene Werte von α .



A B C D	Grundelement über Spiralnut / Spiraldamm
ω	Winkelgeschwindigkeit des Umlaufringes
$\omega \times r$	lokaler Geschwindigkeitsvektor des Umlaufringes
r_1	Innenradius der ringförmigen Anordnung
r_2	Außenradius der ringförmigen Anordnung
Δr	radiale Längendifferenz
Δp_r	radiale Druckdifferenz
T	Tangente an die Spiralnut
α	Winkel zwischen dem lokalen Geschwindigkeitsvektor und der Tangente an die Spiralnut.

Abb. 10: Draufsicht auf den Ausschnitt einer ringförmigen Anordnung mit logarithmischen Spiralnuten.

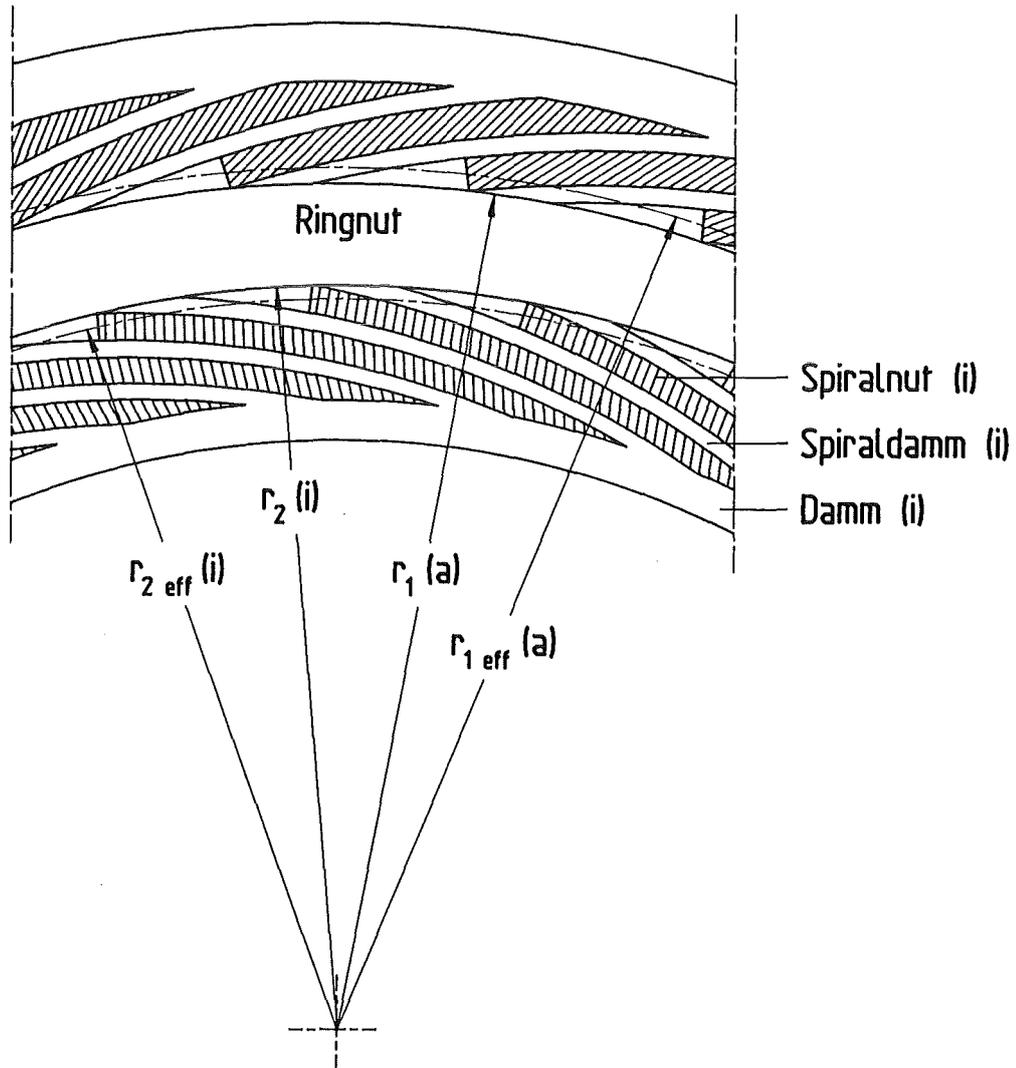


Abb. 11: Endeneffekt der statisch-dynamischen Wellendichtung

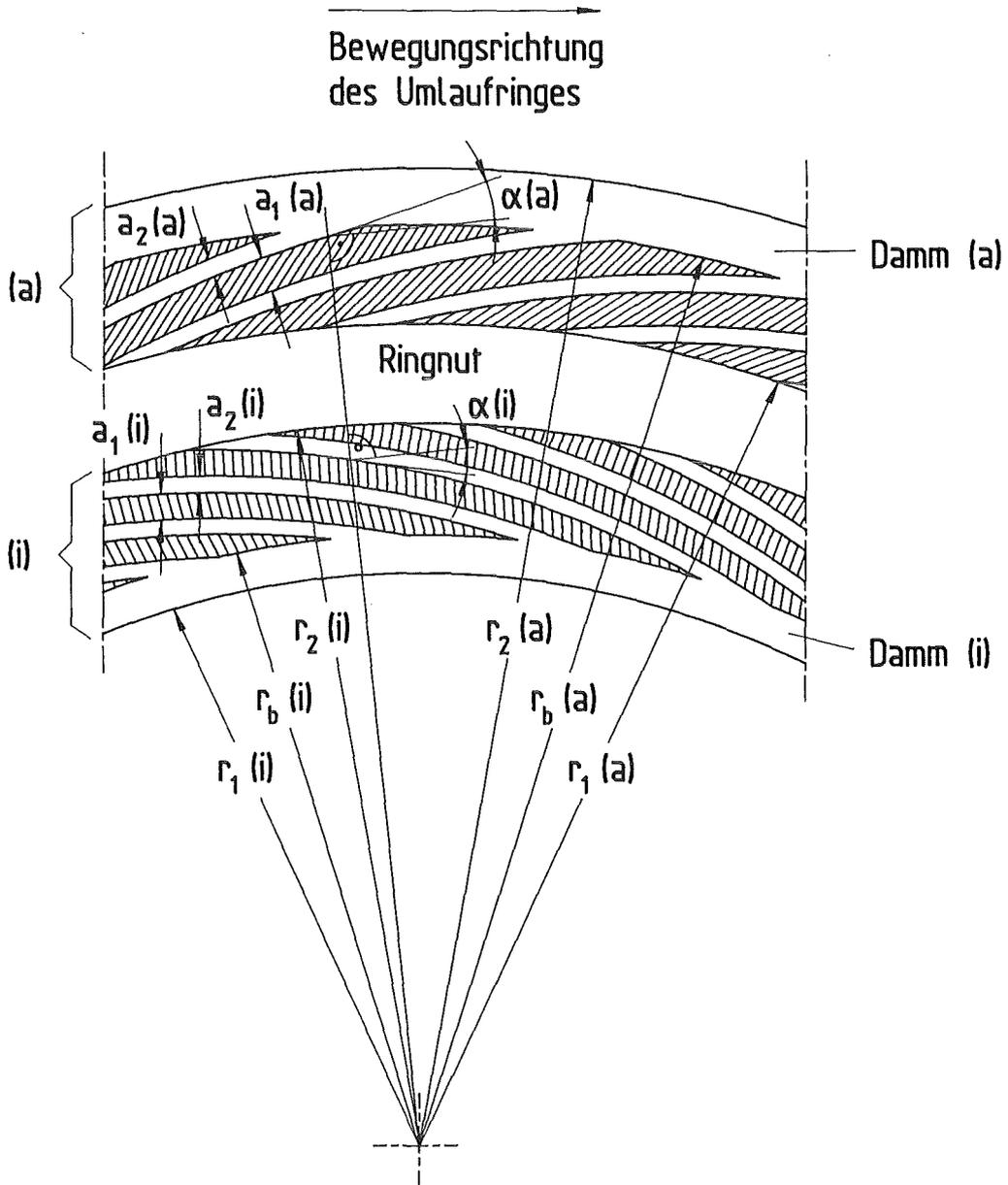
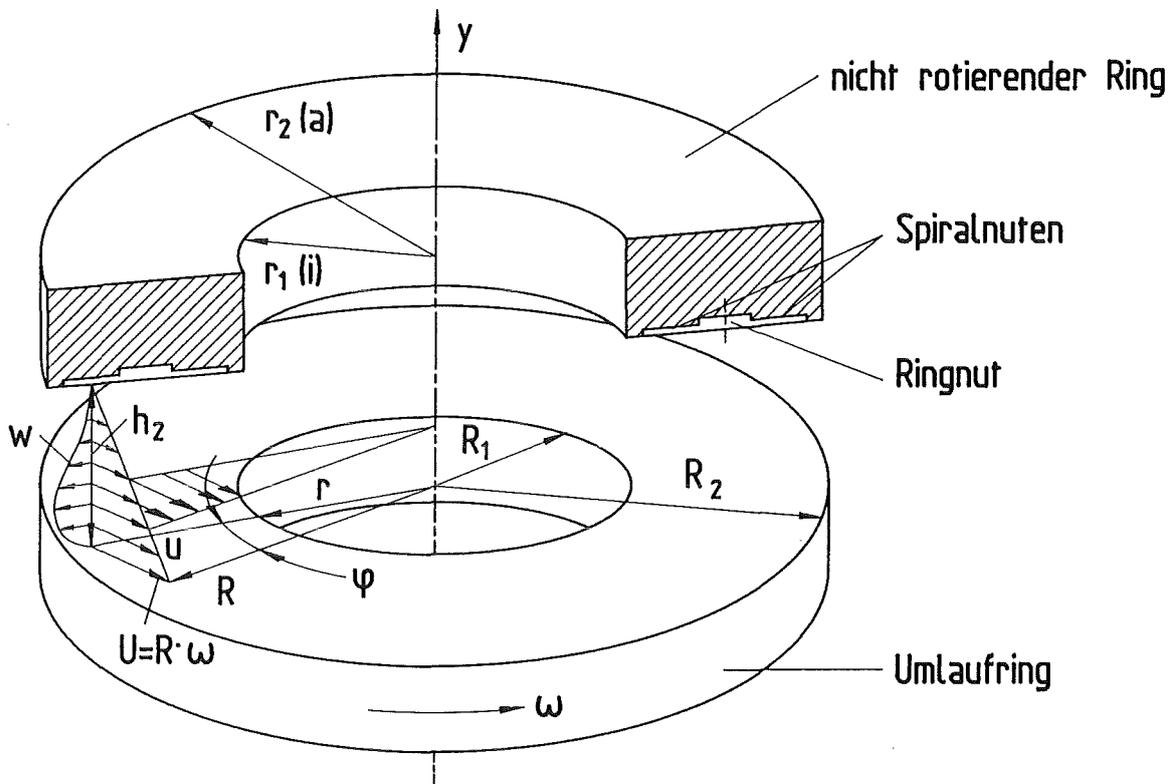


Abb. 12: Draufsicht auf den Ausschnitt des nicht rotierenden Ringes mit nach innen (i) und außen (a) führenden Spiralnuten.



- $r_1 (ii)$ Innenradius des nicht rotierenden Ringes
- $r_2 (a)$ Außenradius des nicht rotierenden Ringes
- R_1 Innenradius des Umlaufringes
- R_2 Außenradius des Umlaufringes
- u Gasgeschwindigkeit in azimuthaler Richtung φ
- w Gasgeschwindigkeit in radialer Richtung r
- U Umfangsgeschwindigkeit des Umlaufringes am Radius R
- ω Winkelgeschwindigkeit des Umlaufringes
- h_2 Spalthöhe

Abb. 13: Strömung im Gasspalt der Höhe h_2 zwischen dem nicht rotierenden Ring und dem Umlaufring.

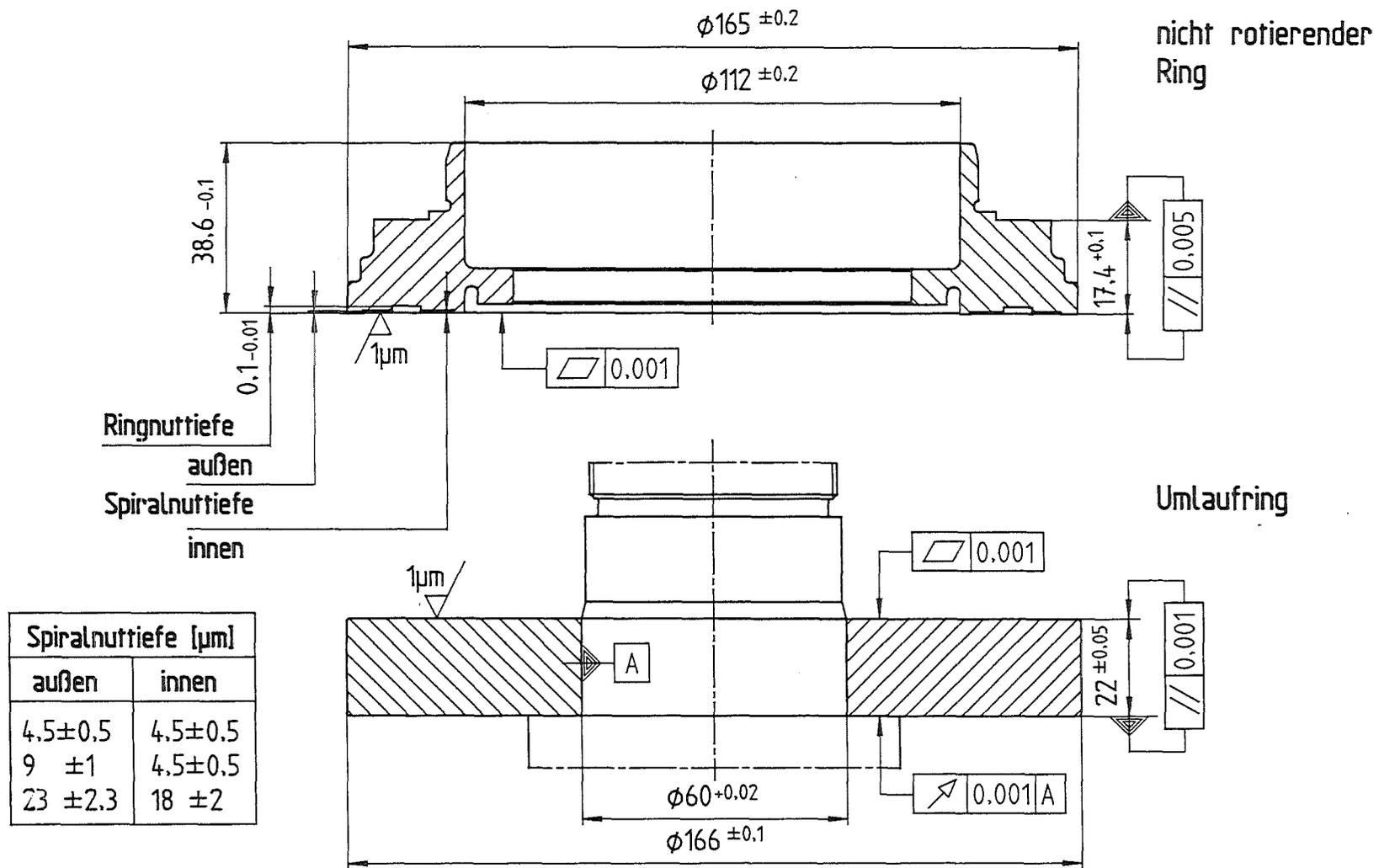


Abb. 14: Hauptabmessungen und Toleranzen des nicht rotierenden Ringes und des Umlaufringes für die Herstellung der Wellendichtung.

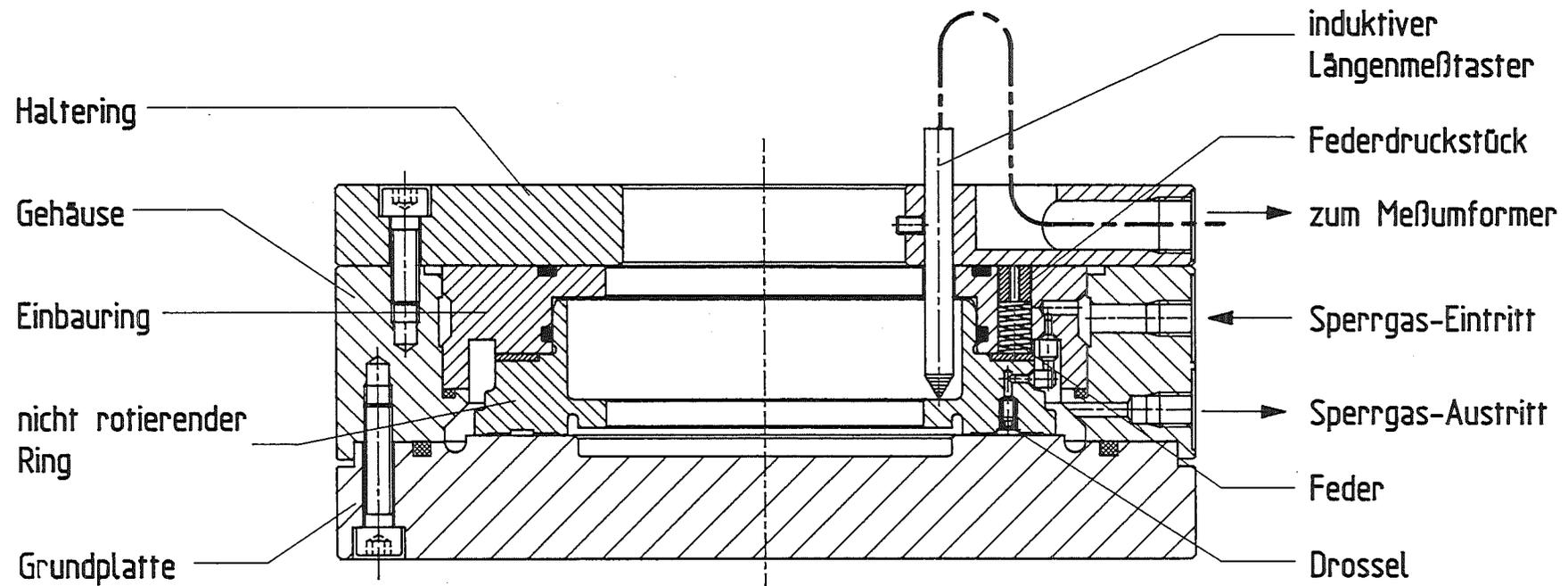


Abb. 15: Schnitt durch den statischen Teststand

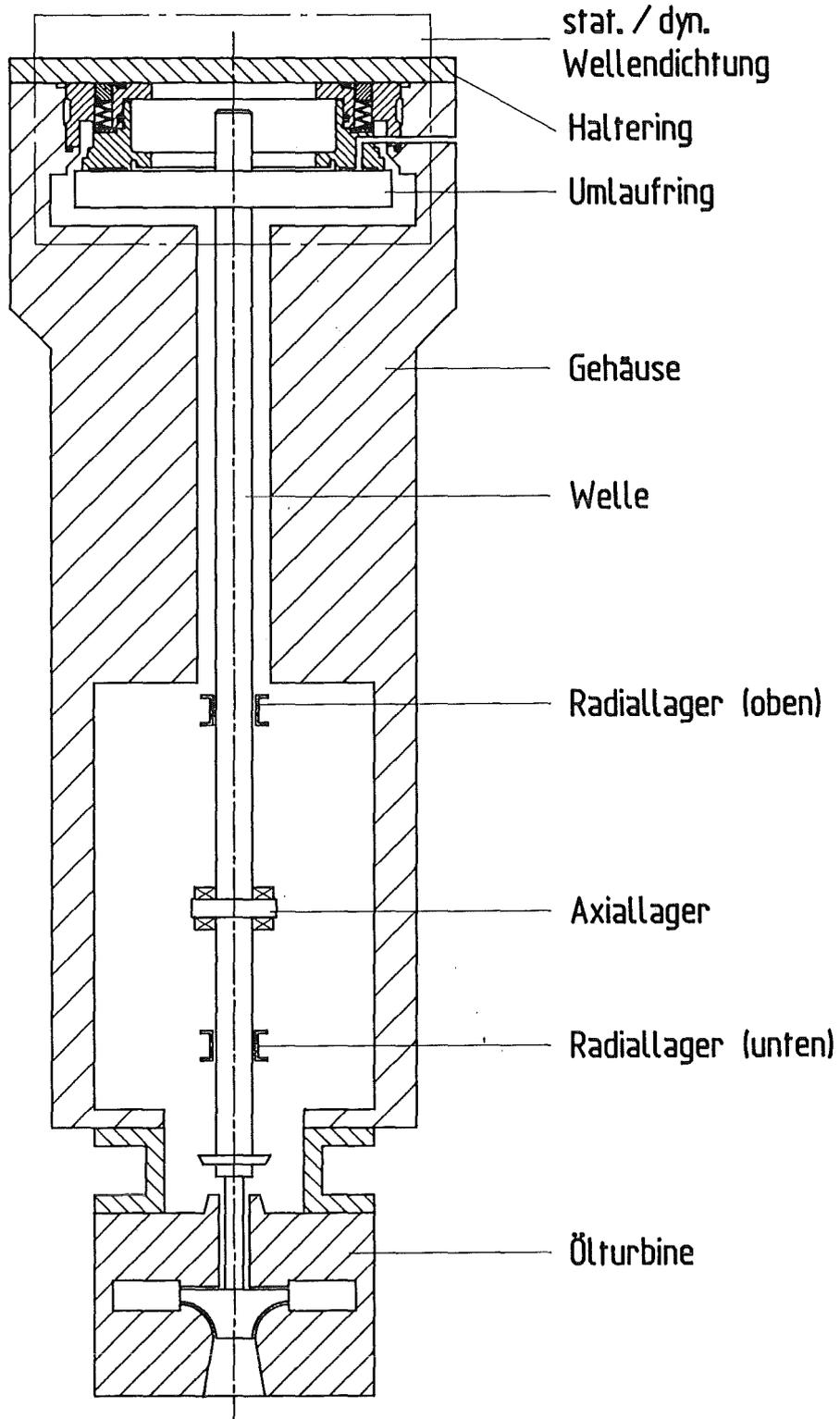


Abb. 16: Schematische Darstellung des dynamischen Teststandes

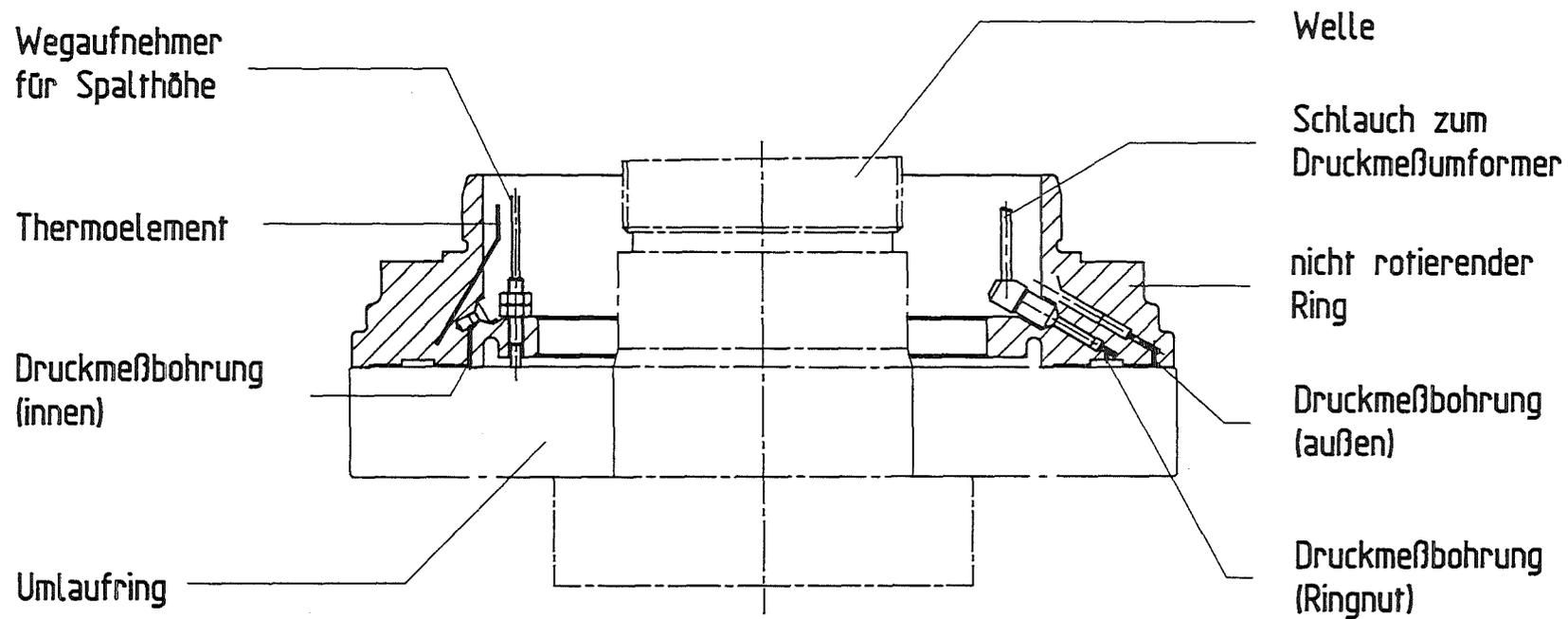


Abb. 17: Anordnung der Meßwertaufnehmer für Druck, Spalthöhe, Temperatur am nicht rotierenden Ring.

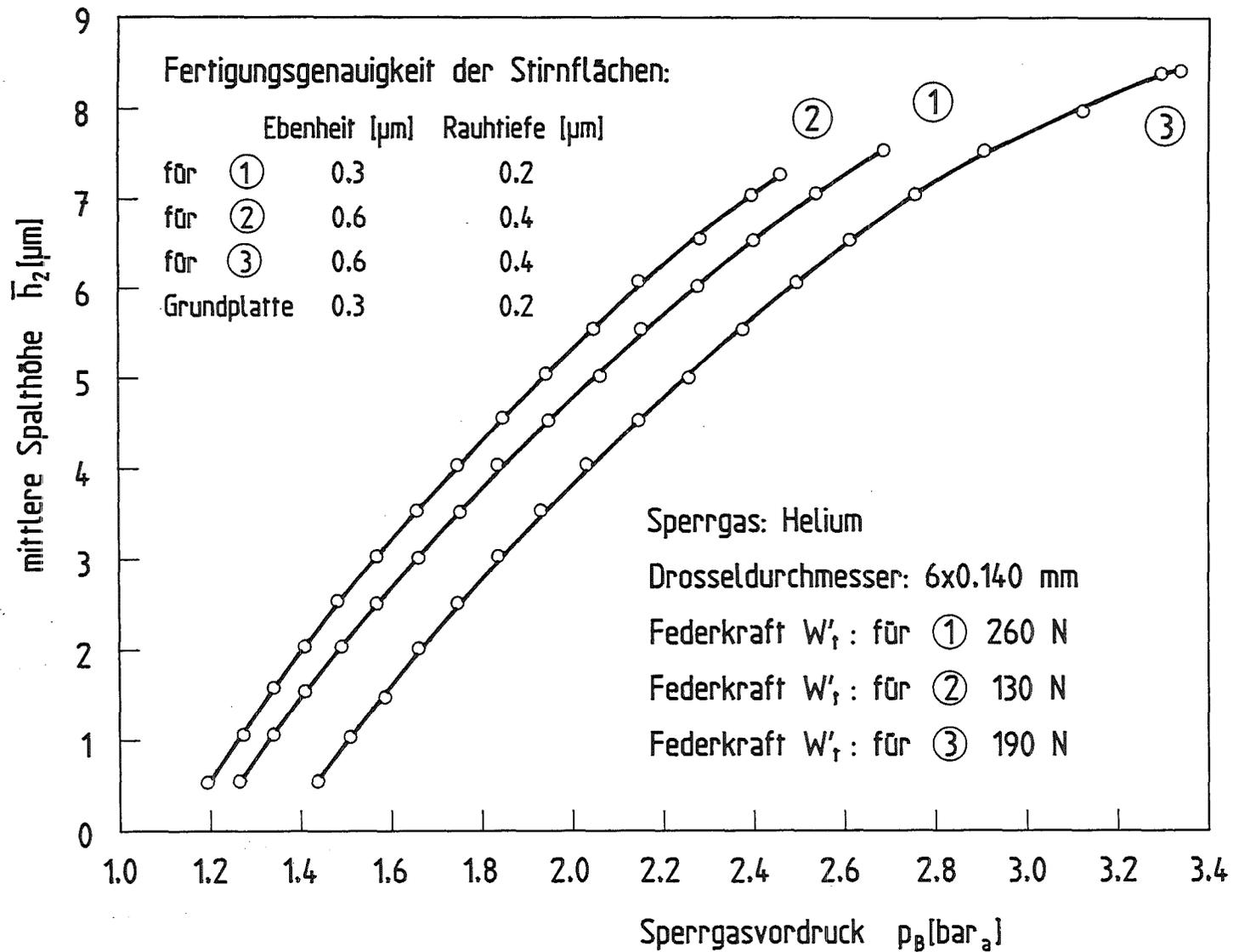


Abb. 18: Ergebnisse aus den statischen Experimenten mit den nicht rotierenden Ringen Nr. ① ② ③

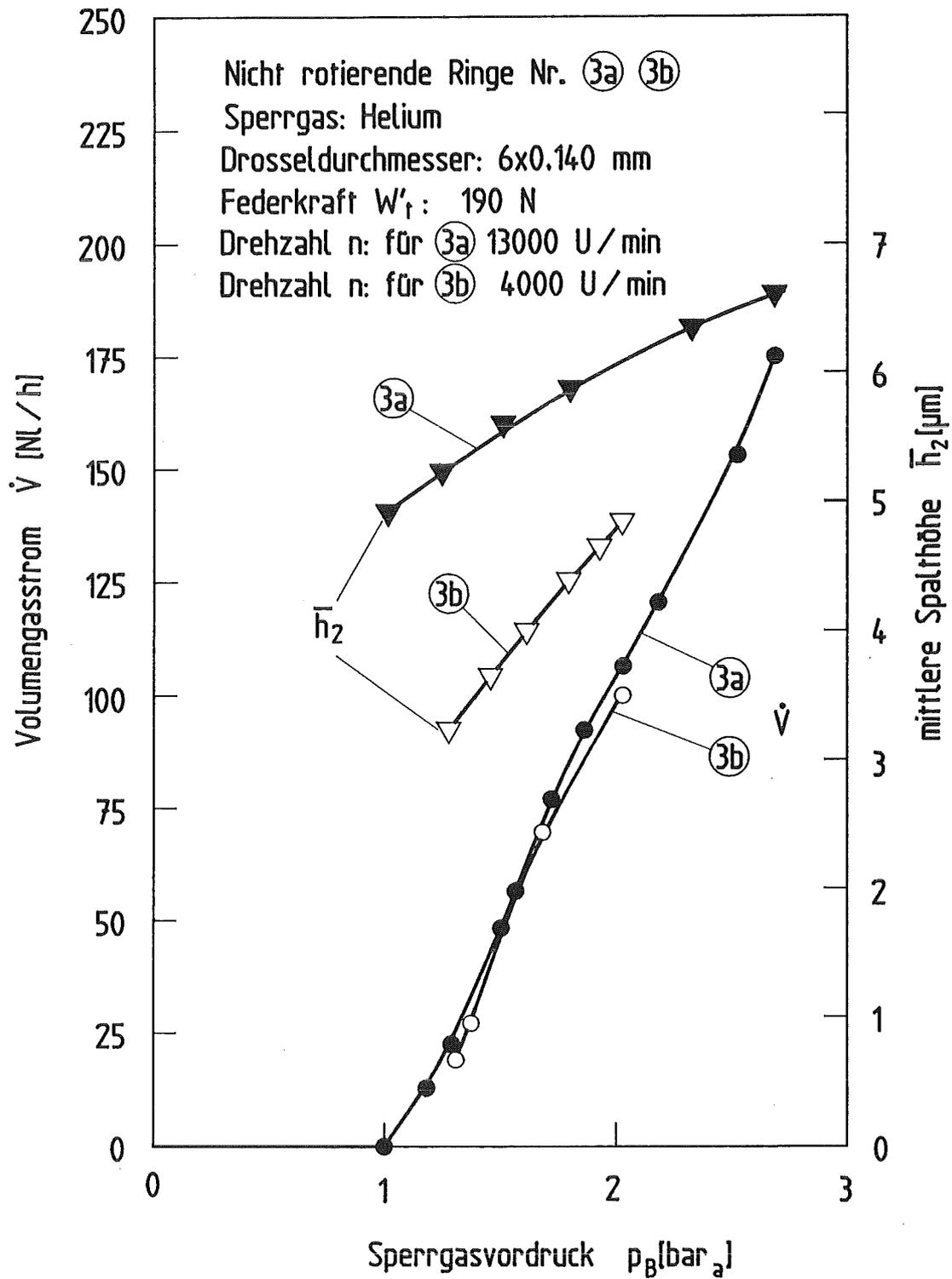


Abb.19: Ergebnisse aus den dynamischen Experimenten: Volumengasstrom \dot{V} und mittlere Spalthöhe \bar{h}_2 in Abhängigkeit vom Sperrgasvordruck p_B .

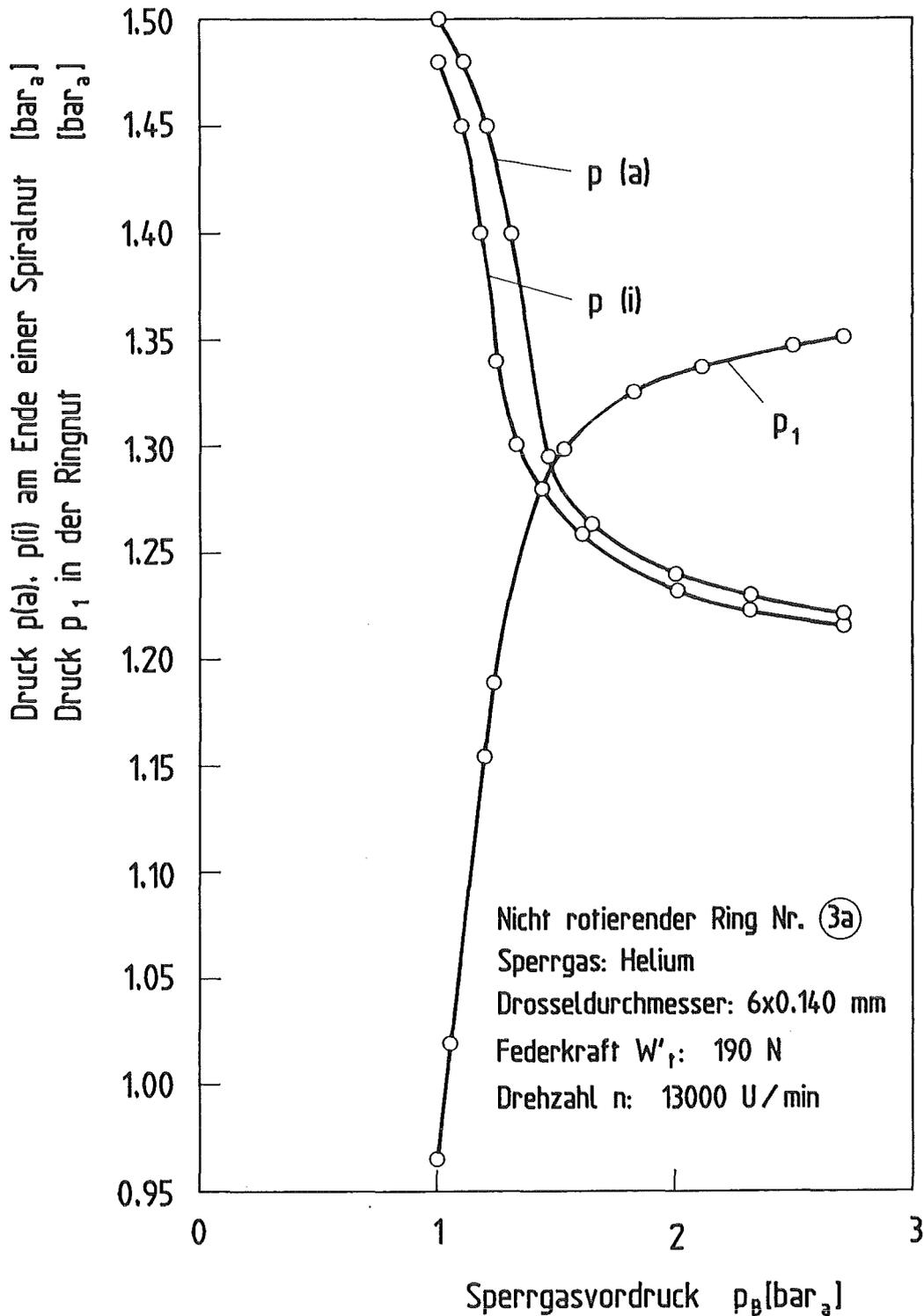


Abb.20: Ergebnisse aus den dynamischen Experimenten: Druck $p(a)$, $p(i)$ am Ende einer Spiralnut jeweils außen und innen und Druck p_1 in der Ringnut in Abhängigkeit vom Sperrgasvordruck p_B .