Zeitschrift:	Schweizer Ingenieur und Architekt
Herausgeber:	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band:	105 (1987)
Heft:	18
Artikel:	Versuchsstand zur Untersuchung berührungsloser Dichtungen an der ETH Zürich
Autor:	Kündig, Peter
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-76579

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. <u>Mehr erfahren</u>

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. <u>En savoir plus</u>

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. <u>Find out more</u>

Download PDF: 07.08.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

liegt darin, dass sich mit den neuen Verfahren die Garnfertigungskosten gegenüber dem Ringspinnen in den meisten Fällen sehr deutlich reduzieren lassen. Ferner sind die neuen Spinnverfahren doch wesentlich automationsfreundlicher.

Für einen zusammenfassenden Vergleich der beschriebenen fünf Spinnverfahren ist es sinnvoll, den Spinnprozess in zwei Teilschritte aufzugliedern (Bild 18). Der Vorgang Verzug und

	Verzug,	Drehungs -	
input Band	Fasertransport	erteilung	output Garn

Bild 18. Prinzip des Spinnvorgangs

Fasertransport einerseits und der Vorgang der Drehungserteilung anderseits sind tatsächlich weitgehend voneinander unabhängig. In dieser Aufteilung lassen sich die Möglichkeiten und Grenzen der verschiedenen Kurzstapel-Spinnverfahren anschaulich darstellen (Tabelle 8).

Interessant ist der grundsätzliche Unterschied in der Beurteilung der Produktivitätsgrenzen zwischen den konventionellen Verfahren und den neuen Systemen. Während die konventionellen Verfahren (Ringspinnen, Rotorspinnen, Umwindespinnen) vom drehungserteilenden System her begrenzt sind, zeigen sich die Grenzen der neuen Verfahren (Luftdüsenspinnen und Friktionsspinnen) in den Verzugs- und Fasertransportsystemen. Bei der Entwicklung der neuen Verfahren ist es demnach gelungen, die Grenzen der konventionellen Prozesse zu umgehen. Damit ist auch der Weg zu einer wesentlichen Steigerung der Produktions- und Drehungserteilungsraten geöffnet. Diese Steigerung hat die neuen Verfahren nun jedoch an die Grenzen der Verzugs- und Fasertransportsysteme geführt. Dadurch baut sich für die Praxis eine neue Barriere auf, nämlich die der Garnqualität.

Gerade bei den beiden neusten Verfahren, Düsen- und Friktionsspinnen, sind deshalb noch grosse Anstrengungen unerlässlich zur Verbesserung der Qualität der Garne und der Endprodukte.

Auf Grund des heutigen Entwicklungsstandes ergeben sich damit für die verschiedenen Verfahren – grob gesehen – folgende Anwendungsbereiche:

Ringspinnen

- Universalspinnverfahren, Massstab für die neuen Verfahren.
- 85 bis 90 Prozent der Garne werden heute auf Ringspinnmaschinen hergestellt.

Rotorspinnen

- Grober und mittlerer Garnsektor, mit Einschränkungen.
- Das Verfahren ist auf breiter Basis eingeführt.

Umwindespinnen

- Grobgarnsektor (Teppiche), feinere Garne für Spezialanwendungen.
- Das Verfahren ist f
 ür Spezialanwendungen teilweise eingef
 ührt.

Düsenspinnen

- Mittlerer und feiner Mischgarnsektor, mit Einschränkungen.
- Das Verfahren ist teilweise eingeführt (USA).

Friktionsspinnen

- Mittlerer Garnbereich, mit starken Einschränkungen.
- Das Verfahren ist noch nicht eingeführt.

Die Erfolgsaussichten für neue Spinnverfahren sehen zum Teil nicht allzu rosig aus. Die Bemühungen zur Entwicklung neuer Verfahren müssen jedoch intensiv fortgesetzt werden, denn eine bessere Wirtschaftlichkeit des Spinnprozesses ist nur über neue Verfahren erreichbar.

Das sehr schwierige Problem der Entwicklung neuer Spinnverfahren erfordert in jedem Fall unbedingt eine gute Zusammenarbeit aller interessierten Kreise, d. h. die intensive Zusammenarbeit zwischen den Maschinenbauern, den Forschungsinstituten und vor allem auch den Spinnern sowie den Weiterverarbeitern bis zum Endverbraucher.

Adresse des Verfassers: Dr. sc. techn. *Herbert Stalder*, dipl. Masch.-Ing. ETH, Maschinenfabrik Rieter AG, Winterthur und Institut für Textilmaschinenbau und Textilindustrie, ETH Zürich.

Zusammenstellung der Unterlagen: Dr. H. Stalder und Dipl.-Ing. Manfred Frey, Maschinenfabrik Rieter AG, Winterthur.

Versuchsstand zur Untersuchung berührungsloser Dichtungen an der ETH Zürich

Von Peter Kündig, Zürich

Der Autor stellt den Versuchsstand zur Untersuchung von Labyrinthdichtungen vor, der am Institut für Flüssigkeitstechnik der ETH Zürich in dreijähriger Arbeit entstanden ist. Gegenüber vergleichbaren Versuchsständen der Industrie im In- und Ausland unterscheidet sich dieser speziell durch die Betriebsmöglichkeiten und die Messgenauigkeit. Zweck des Versuchsstands ist es, das Verhalten und die Eigenschaften von Labyrinthdichtungen in gezielten systematischen Experimenten zu klären. Der Beitrag gibt eine Einführung in das Vorhaben und in die Problematik, ergänzt um die Beschreibung des Versuchsstands.

Einleitung

Die zu den berührungslosen Dichtungen [1] gehörenden Labyrinthdichtungen finden vor allem in thermischen und hydraulischen Maschinen Verwendung, in denen unter anderem hohe Temperaturen und Oberflächengeschwindigkeiten den Einbau anderer Dichtungen wie Stopfbuchsen und Dichtringe verbieten. Bild 1 zeigt als Beispiel eine mehrstufige Hochdruckpumpe.

Naturgemäss entweicht durch die Labyrinthdichtung immer eine gewisse Menge des Arbeitsmediums (z.B. Wasser oder Gas). Ziel ist es, diese unvermeidbare Leckströmung zwischen dem rotierendem Teil, dem Rotor, und dem feststehenden Teil (Gehäuse bzw. Stator) zu minimieren. Da die Dichtfunktion mit möglichst wenig Reibung erfüllt werden soll, sieht sich der Dichtungsgestalter vor eine Optimierungsaufgabe gestellt. Weil sich aber die Lekkage- und Reibungsverluste direkt auf den Wirkungsgrad der Maschine auswirken, kommt dieser Aufgabe vorrangige Bedeutung zu.



Bild 1. Mehrstufige Hochdruckpumpe (Gebr. Sulzer AG, Winterthur) als typisches Beispiel für die Anwendung von Labyrinthdichtungen



Bild 2. Meridianschnittbild zweier verschiedener Labyrinthdichtungen. a Stufenlabyrinth einer Hochdruckpumpe (vgl. Bild 1), b Labyrinth einer Dampfturbine (KWU, Mülheim/Ruhr)

Bild 3. Gemessene axiale Druckverläufe in zwei typischen Dichtungsformen. a) gestufte Labyrinthdichtung, eine Stufe, b) Durchblick-Labyrinth



Schweizer Ingenieur und Architekt 18/87

Dieses seit den Anfängen des Turbomaschinenbaus bekannte Optimierungsproblem hat schon mannigfaltige Lösungen gefunden (Beispiel vgl. Bild 2). Die energetische Verbesserung der Dichtwirkung des reinen Spaltes durch einen von Kammern unterbrochenen Spalt liegt nahe, wie z.B. *R. Müller* in [6] anhand der Gleichung (4) erläutert hat.

In den genannten Kammern geht jeweils ein grosser Teil, nämlich etwa 80% der kinetischen Energie der Spaltströmung durch Verwirbelung in Wärme über. Man erkannte auch, dass die labyrinthförmige Gestaltung solcher Spalt- und Kammeranordnungen die Leckströmung noch weiter verringert, da aufgrund der starken Umlenkung der Strömung zusätzliche Wirbel entstehen, die in beträchtlichem Mass kinetische Energie absorbieren.

Ein anderer Aspekt der Labyrinthdichtungen erlangte erst in den letzten Jahren besondere Bedeutung, als sich mit den erhöhten Einheitsleistungen und der leichteren Bauweise moderner Turbomaschinen zunehmend Schwierigkeiten mit Rotorschwingungen zeigten. Die geringen Spaltweiten zwischen Rotor und Stator von wenigen Zehntelsmillimetern gefährden bei Rotorschwingungen die Betriebssicherheit akut. Der Verdacht, die Ursache der unerwünschten Schwingungen zu sein, fiel auf die Labyrinthdichtungen, nachdem in einigen Fällen die Lager als Verursacher sicher ausgeschlossen werden konnten.

Inzwischen haben verschiedene theoretische und experimentelle Arbeiten [2 bis 5] diese Vermutung gerechtfertigt. Die Optimierung der Labyrinthdichtungen ist also nicht allein hinsichtlich kleiner Energieverluste, sondern auch im Hinblick auf gute dynamische Eigenschaften vorzunehmen. Diese Erkenntnis hat sich innerhalb kurzer Zeit auch bei den betreffenden Maschinenbauunternehmen durchgesetzt.

In der Industrie fehlen jedoch oft Zeit und Mittel für die Erforschung solcher Grundlagen. Der beschriebene Fall ist daher eine typische Hochschul-Forschungsaufgabe, welche die interessierten Unternehmen unterstützten.

Tabelle 1. Technische Daten

Tabelle 2. Dimensionslose Kennzahlen für das hydraulische Modell (Bild 3a)

Labyrinthdurchmesser, max. Spaltweite	D S	360 mm 1,8 mm	geometrische	S/R = 0,01 $L_{Sp}/R = 0,340,6$
Umfangsgeschwindigkeit	U_{Sp}	02,5 m/s 050 m/s	strömungstechnische	$Re_m = 10^4 \dots 5 \cdot 10^4$ $Re = 10^4 \dots 10^5$
Kreisbahn, Amplitude	\in Ex	00,6 01 mm		Ta $5 \cdot 10^3 \dots 5 \cdot 10^4$
Frequenz	ſ	130 Hz		0,11

Schweizer Ingenieur und Architekt 18/87

Ziele der laufenden Untersuchungen

Analyse der Radialkräfte in Labyrinthdichtungen

Seit einigen Jahren werden die Radialkräfte von Labyrinthdichtungen untersucht. Lomakin und Black [2] haben gezeigt, dass die Dichtung das Rotorsystem - bestehend aus Lager, Welle und Laufrad - versteift. Die experimentellen Arbeiten von Benkert [3], Childs [4] und Iwatsubo [5] zeigen, dass der bewegte Rotor und die Strömung des Arbeitsmediums in der Labyrinthdichtung einander in solcher Weise beeinflussen, dass destabilisierende Kräfte auf den Rotor einwirken können. Einen Mechanismus für die Entstehung der destabilisierenden Kraft hat H. Wyssmann [7] anschaulich beschrieben. Eine Analyse der Kräfte kann unter anderem mit einem linearen Systemmodell nach Gleichung (1) durchgeführt werden (vgl. Bild 8).

Eines der Ziele der hier beschriebenen Untersuchungen besteht in der experimentellen Bestimmung der KoeffizienGleichungen (1) $F = \begin{bmatrix} F_X \\ F_Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k - k_Q \\ k_Q k \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_X \\ E_Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d - d_Q \\ d_Q d \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E \\ E_{XY} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} m \\ m \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} E_{XX} \\ E_{XY} \end{bmatrix}$ (2) $F = \int_0^L \int_0^{2\pi} P(\theta, Z, t) \cdot R \cdot dZ d\theta$ (3) $\Delta T = T_2 - T_1 = \frac{\Delta P/\varrho + g\Delta Z + \Delta Q_R}{C_P}$ (4) $\dot{E} = \left\{ S \left(1 - \frac{S}{D} \right) \cdot \frac{\psi^{1.5}}{\left(\lambda \frac{L}{2S} + \zeta_K \right)^{0.5}} + L c_F \right\} \pi \cdot D \cdot \varrho \frac{U^3}{2}$ (5) $\dot{V} = \mu \cdot A_{SP} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\varrho}}$ (6) $\mu = \frac{1}{\sqrt{\zeta_{EA} + \lambda \Sigma} \frac{L_{SP}}{2S} + (Z - 1)\zeta_K}$ (7) $M_R = c_f \cdot \varrho U^2 \cdot \pi R^2 L$, $c_f = c_f (Re, \varphi, Form)$

Tabelle 3. Messgenauigkeiten

normal second	aligned a califa a stre		Bezeichnungen	
Zu messende Grösse	Messverfahren Gerät (kalibriert)	Messfehler (*)	Grösse Einh	ieit
Elimeter Berth Sugar	All to reach water by		$A_{\rm s}$ Spaltquerschnittsfläche m^2	
Care and Sound Street Williams	Line cas Line income		C Reibungskoeffizient in Umfangsrichtung -	
			Committere Durchflussgeschwindigkeit im Spalt m/s	
Druckänderungen	piezoelektrisch,		D Durchmesser m	
dynamisch	KISTLER Geber und		d do Koeffizienten der Dämpfungsmatrix in Gl. (1) -	
	Ladungsverstärker		F Exzentrizität m	
Amplitude	Contraction of the second second	±5% v.M.	\vec{F} Verlagerungsgeschwindigkeit m/s	
Phase 0180		±0,6% v.B.	\ddot{E} Verlagerungsbeschleunigung m/s^2	2
Frequenz	The second second	±0,1 Hz	F resultierende Radialkraft auf den Rotor N	
D 1.1'00	In a stilling Teamsmitten		g Rotor	
Druckaillerenz	Rapazitive Transmitter		k ko Koeffizienten der Steifigkeitsmatrix in Gl. (1) -	
statisch	VOII ROSEIVIOUNI	± 0.20 /sv B	L Dichtungslänge m	
I mbaro bar		±0,270 v.D.	Le Spaltlänge m	
Spaltweite	Wirbelstromaufnehmer	1.1.0.1	m Koeffizienten der Massenmatrix in Gl. (1) -	
0,23,4 mm	BENTLY NEVADA	±3% v.M.	M _P Reibungsmoment Nm	
ing this with should be been	- -		N Drehzahl U/m	nin
Exzentrizität	gleich wie Spaltweite,		P Druck Pa	
	jedoch mit zusätzlicher		R Radius m	
Sherry reaction of the s	Umrechnung	1501	Č _{Sn} 2S	
Amplitude	ray introducing define per 1	$\leq 5\%$ v.M.	Re_m Reynoldssche Zahl meridional = $\frac{v}{v}$ -	
Winkel	teliti web sayati) tarihi in	$\leq 5\%$ V.M.	<i>Re.</i> Reynoldssche Zahl in Umfangsrichtung = $\frac{uS}{dr}$	
Frequenz	1584 service of march	0,1 Hz		
Drehzahl	Inkrementalgeber		S Spaltweite m	
0 3200 U/Min	LITTON	±0.5% v.M.	T Temperatur	
0	+ D/A-Wandler		T_a Taylorzahl = $\frac{uS}{s} \sqrt{\frac{s}{s}}$	
	a print since hildren si	an a	$V V R_i$	
Drehwinkel	Inkrementalgeber	NUMBER OF STREET	t Zeit s	
0360°	LITTON	$\pm 0,5^{\circ}$	U Umfangsgeschwindigkeit der Rotoroberfläche m/s	
	+ D/A-Wandler		V Volumenstrom 1/s	
Valumanatuam	magnetisch induktiv	na sulfa servició de la	X, Y, Z Rotorkoordinatensystem	
0 201/a	FLOW/TEC von E+H	to be and where	ζ _{FA} Druckverlustkoeffizient von Eintritt und Austritt der –	
030 1/ s	FLOW IEC VOILE+II		Labyrinthdichtung	
Drehmoment	Tangentialkraftaufneh-	for all the second	ζ _κ Druckverlustkoeffizient der Kammer –	
1100 Nm	mer am Stator mit	and the state of the	$\hat{\theta}$ Lagewinkel im Rotorkoordinatensystem rad	
	DMS-Kraftmessaufneh-	i pri na seda inclusi di di	λ Spaltreibungszahl in meridionaler Richtung –	
	mer HBM	±1% v.B.	μ Durchflusskoeffizient -	
	DTT 100 A		v kinematische Zähigkeit m ² /s	s
Temperaturdifferenz	P1100 +	<0.0190	ρ Dichte kg/r	m
	Differenzverstärker	≥0,01°C	φ Lagewinkel der Exzentrizität rad	
	KNAUER			
	and the second se		ψ Druckziffer = $\Delta P/\varrho = \frac{u^2}{2}$ -	
the second se	the second second in the second			

(*) v.M. = vom Messwert, v.B. = Vom Bereichsendwert





Bild 4. Labyrinth-Versuchsstand des Instituts für Flüssigkeitstechnik im Maschienenlabor der ETH Zürich

Bild 5. Anatomie des Versuchsstandes (vgl. Bild 4). 1 Speisewasserverteiler, 2 Gehäusedeckel, 3 Stator, auf-
gebaut aus auswechselbaren Ringen, 4 Gehäuse, 5 Drehmomentmessarm, 6 Rotor, aufgebaut aus auswech-
selbaren Ringen, 7 Grundaufbau mit Lagergehäuse und Ablauföffnungen, 8 Lecksammelleitung, 9 Ablauf-
röhren für den Hauptstrom, 10 Vordrallerzeuger oder Gleichrichter, 11 radiale hydraulische Stützquelle,
12 Servoventil, 13 axiale hydraulische Stützquelle, 14 Gleichstrom-Elektromotor

Bild 6. Schwingantrieb des Stators. 1 Hydraulikzylinder, 2 Stützlager mit Kugelgelenk, 3 Servoventil, 4 Regler, 5 Druckgeber, 6 Positionsgeber, 7 Leitgerät, 8 Stator, 9 Rotor, 10 Ölversorgung.



ten der Matrizen für die Anteile der Steifigkeits-, Dämpfungs- und Trägheitskräfte. Die Messungen erfolgen an einem geeigneten Labyrinthmodell. Die Radialkräfte im wassergefüllten Ringraum zwischen Rotor und Stator werden nicht direkt gemessen, sondern durch Integration des Druckverlaufs über die Statormantelfläche berechnet, wie die Gleichung (2) zeigt. Die von einem Personal Computer gesteuerte Messdatenerfassung misst die Signale von piezoelektrischen Druckgebern und von Spaltweitenmessern. Die Umrechnung der gemessenen Werte mit

Hilfe der Fourier-Analyse liefert die Druckkräfte und die relative Bewegung von Rotor und Stator.

Ziel der Untersuchung ist, eine Theorie zu entwickeln, mit der die Steifigkeit und Dämpfung für eine bestimmte Labyrinthform ohne ein Durchführen zusätzlicher Experimente bestimmbar ist.

Energieumsatz in der Labyrinthdichtung

Während des Betriebs kommt es zu Energieverlusten, weil die Energie der Leckströmung durch die Dichtung dem

Arbeitsprozess der Maschine verloren geht und das durchströmende Medium den Rotor bremst. Diese «verlorene» Energie verschwindet aber nicht, sondern wird in Wärme umgesetzt. Welche Mechanismen dies im Detail verursachen, und wo, ist Gegenstand der Untersuchungen. Die Wärme führt jedenfalls - soweit sie nicht an die Umgebung abgegeben wird - zu einer Temperaturerhöhung der Leckströmung. Dieser Umstand wird genutzt, um anhand Temperaturdifferenzmessungen von nach Gleichung (3) die Energieverluste zu bestimmen. Dabei sollen der Mechanismus der Dichtwirkung und die Bremswirkung solcher Dichtungen quantitativ erfasst sowie eine verallgemeinernde Theorie entwickelt werden. Für das Verständnis der Dichtwirkung ist zum Beispiel der genaue Druckverlauf längs der Dichtung von besonderem Interesse (Bild 3). Die Bremsverluste werden hier erstmals mit Hilfe von Momentenmessungen systematisch untersucht. Die in der Gleichung (4) zusammengefassten Leckage- und Bremsverluste sind in den Gleichungen (5), (6) und (7) einzeln angegeben.

Ausserdem soll der Einfluss der Abnutzung von Labyrinthen an Ausgleichskolben auf den Axialschub bestimmt werden, wozu wiederum die Kenntnis des axialen Druckverlaufs bekannt sein muss.

Um die Abhängigkeit der genannten Verluste und der Radialkräfte von den massgebenden Parametern im einzelnen angeben zu können, ist man auf

realitätsnahe Messungen angewiesen. Auf dem Labyrinthversuchsstand der ETH lassen sich folgende Parameter variieren:

- Labyrinthgeometrie,
- Rotordrehzahl,
- gegenseitige Exzentrizität von Rotor
- und Stator (fest und schwingend),
- Druckgefälle bzw. Durchflussmenge.

Gemessen werden:

- Druckverläufe in der Dichtung (stationär und instationär, sowohl axial als auch in Umfangsrichtung),
- Durchflussmenge,
- Spaltweiten in zwei radialen Ebenen und an zwei Stellen des Umfangs,
- Rotordrehzahl und Drehwinkel als Referenzgrössen,
- Bremsmoment der Dichtung,
- lokale Strömungsgeschwindigkeiten und ihre Richtungen, insbesondere am Eintritt und am Austritt der Dichtung sowie in der Labyrinthkammer,
- Temperaturdifferenzen über einzelne Labyrinthabschnitte.

Man versucht also, die grundsätzlichen Phänomene, d.h. die Strömungsvorgänge und die Entstehung der Spalt- bzw. Labyrinthkräfte, zu verstehen. Die Analyse der festgestellten Einflüsse wird dabei mit den Theorien und Messergebnissen der angegebenen Autoren sowie mit eigenen Messungen an einem festen Modell verglichen. Dem Konstrukteur in der Industrie sollen damit möglichst allgemeingültige Unterlagen für die anlagespezifische Auslegung der Dichtung zur Verfügung gestellt werden können.

Beschreibung des Versuchsstands

Die Bilder 4 und 5 geben einen Überblick. Die Konzeption des Versuchsstandes für die Untersuchung von Spalt- und Labyrinthdichtungen zielt nicht auf die Abbildung der realen Maschine ab, sondern auf genaue Messungen, jedoch in solcher Weise, dass die Messergebnisse aufgrund der Physik und der Ähnlichkeitsgesetze auf die realen Maschinen angewendet werden können.

Bei den zu untersuchenden Dichtungsmodellen handelt es sich um fünf- bis zehnmal vergrösserte Ausschnitte wirklicher Dichtungen. Der maximale Modelldurchmesser beträgt 360 mm, was unter Umständen ein verzerrtes Verhältnis zwischen Labyrinthmodellabmessungen und Rotordurchmesser ergibt. Das Betriebsmedium ist Wasser aus einem offenen Kreislauf.

Rotor wie Stator sind aus auswechselbaren Ringen aufgebaut, was die Varia-



Bild 8. Situation im Bereich der Labyrinthdichtung bei exzentrisch laufendem Rotor

Bild 7. Messeinrichtungen, Instrumentierung und Messdatenerfassung. 1 Drehzahl/Winkelgeber, 2 Durchflussmessgerät, 3 Druckaufnehmer, dynamisch, 4 Berührungslose Wegaufnehmer, 5 Druckmessbohrungen, statisch, 6 Sonde zur zweidimensionalen Geschwindigkeitsmessung, 7 Rotor, 8 Sonde zur zweidimensionalen Geschwindigkeitsmessung, 9 Stator, 10 Druckmessstellenumschalter Scanivalve, 11 Kraftmessdose zur Drehmomentmessung, 12 Drucktransmitter, 13 Temperatursonden



Mitwirkende Prof. Dr. Bernard Chaix Leitung Projektgruppe ETH Dipl.-Ing. Peter Kündig, Doktoranden Dipl.-Ing. Kurt Graf, Dipl.-Ing. Matthias Amoser Hans Kunz Mechaniker Kommission zur Förderung der Geldgeber wissenschaftlichen Forschung (KWF) ETH Zürich, Fonds Aurel Stodola Gebrüder Sulzer AG, Winterthur, Sulzer Escher Wyss AG, Zürich Brown Boveri & Co, Baden Bernische Kraftwerke AG Rütschi Pumpen AG, Brugg, Weitere unterstützende Firmen Endress & Hauser AG, Reinach

Maschinenbau / SIA-Informationen

tion der Geometrie erlaubt. Die strömungsseitigen Oberflächen sind hydraulisch glatt ausgeführt und weisen Toleranzen für Rundlauf, Parallelität und Konzentrizität von 5 µm auf.

Der statisch und dynamisch ausgewuchtete Rotor, bestehend aus der Welle und den Labyrinthringen, ist mit 5 μ m Spiel gelagert. Die Bauteile bestehen ausschliesslich aus korrosionsfesten Werkstoffen. Der Rotor wird mit Hilfe eines geregelten Gleichstrommotors in zwei Drehrichtungen und mit einer Betriebsdrehzahl bis zu 3200/min angetrieben.

Die gegenseitige Lage von Rotor und Stator lässt sich einerseits mechanisch von Hand verstellen, anderseits über einen elektronisch geregelten Hydraulikantrieb (Bild 6). Dabei wird lediglich der Stator translatorisch bewegt, während der Rotor die feste Lage (rotierend oder stillstehend) beibehält. Die drei radial wirkenden, auch mechanisch positionierbaren, sowie die drei axial wirkenden, festen, hydrostatischen Stützquellen sorgen für eine reibungslose Lagerung des Stators. Dieser besondere Aufbau erlaubt die Messung des auf den Stator wirkenden Drehmoments. Ausserdem kann damit der Stator auf einer beliebigen Bahn gefahren werden, insbesondere lässt sich eine schwingende Exzentrizität erzeugen. Möglich sind harmonische Bewegungen wie Kreise, Ellipsen oder Geraden mit einer Amplitude bis 1 mm und einer Frequenz bis 30 Hz. Zwei lagegeregelte Hydraulikzylinder geben die Position des Stators vor, während der dritte kraftgeregelte Zylinder gewährleistet, dass der Stator an den beiden anderen radialen Stützlagern anliegt.

Sämtliche Messbohrungen, Messaufnehmer und Sonden sind auf dem Stator angeordnet, wodurch eine Übertragung der Messsignale über Schleifringe oder über Funkübertragung vermieden werden kann. Ebenfalls mit dem Stator verbunden ist der Hebelarm für die Übertragung des Drehmoments auf eine Kraftmessdose ausserhalb des Gehäuses (Bild 7, Tabelle 3).

Zur Messung der Temperaturdifferenzen befinden sich entsprechende Widerstandstemperaturfühler, wie sie sich bei der thermodynamischen Messung des Wirkungsgrades hydraulischer Maschinen bewährt haben, vor dem Eintritt und nach dem Austritt der Labyrinthkammer sowie am Eintritt und am Austritt des Labyrinthmodells.

Die Strömungsrichtung und -geschwindigkeit, vor allem den Drall am Eintritt und am Austritt des Labyrinthmodells bestimmt man mittels Dreiloch-Zylindersonden. Die Exzentrizität (Bild 8) wird nicht direkt gemessen, sondern über trigonometrische Beziehungen aus den gemessenen Werten der Spaltweiten laufend berechnet.

Erste Messungen

Die bis Ende Juli 1986 gewonnenen Resultate betreffen in erster Linie die dynamischen Eigenschaften Steifigkeit und Dämpfung eines sogenannten Durchblick-Labyrinths für Turbokompressoren (vgl. Bild 3b). Die zugehörigen Messungen sind im Auftrag der Firma Sulzer Escher Wyss, Abteilung Turbokompressoren, durchgeführt worden. Darüber hinaus ergaben sich aufschlussreiche Ergebnisse bezüglich der Leckmenge als Funktion der Rotorwinkelgeschwindigkeit sowie des Reibmoments als Funktion der Leckmenge und der Rotorwinkelgeschwindigkeit. Diese Zusammenhänge werden gegenwärtig am hydraulischen Modell (vgl. Bild 3a) im Detail untersucht. Nach der ersten Messreihe, die quasi als Testphase anzusehen ist, kann man feststellen, dass die hohen Ansprüche an die Auflösung und die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse erfüllt werden können.

Adresse des Verfassers: Peter Kündig, dipl. Masch. Ing. ETH, Institut für Flüssigkeitstechnik, ETH Zürich, 8092 Zürich.

Literatur

- Trutnovski, K.; Komotori, K. Berührungsfreie Dichtungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1981.
- [2] Black, H.F. Effects of Hydraulic Forces in Annular Pressure Seals on Vibration of Centrifugal Pump Rotors. J. of Mech. Engng. Sci. 11 (1969) No 2.
- [3] Benckert, H. Strömungsbedingte Federkennwerte in Labyrinthdichtungen. Mitt. Nr. 8, Inst. f.Therm. Strömungsmasch., Univ. Stuttgart 1980.
- [4] Childs, D.W.; Childs, S.B. Testing of Turbulent Seals for Rotordynamic Coefficients. NASA Conference Publication 2250, 1982.
- [5] Iwatsubo, T. Analysis of Dynamic Characteristics of Fluid Force Induced by Labyrinth Seals. Kobe Univ. Rokkodai Kobe (Japan) 1984.

«Bildung und Beruf»

Arbeitsgruppe der SIA-Sektion Graubünden

Von Heinz Ritter, Vaduz

Im Rahmen der Aktion Innovation des SIA hat der Bündner Ingenieur- und Architekten-Verein BIA ein positives Vorgehen gewählt. Mit der Planung und Durchführung befasste sich ein Ausschuss, der auch die Rolle des Zugpferdes übernahm. Da mit verhältnismässig grossem Zeitaufwand zu rechnen war, wirken BIA-Mitglieder im Ausschuss mit, die seit kurzem im Ruhestand stehen und in der Lage sind, genügend Zeit zur Verfügung zu stellen.

Um die Aktion Innovation zielstrebig und erfolgversprechend zu fördern, ist der BIA nach folgenden Grundsätzen vorgegangen: Einsatzgebiete

Zu wählen sind Einsatzgebiete, die für Bündens Wirtschaft von Bedeutung sind, einerseits mit praktischer Aktualität und anderseits zur wirkungsvollen Image-Pflege bei den wichtigsten Instanzen, die im Rahmen der behandelten Problemkreise angesprochen werden.

Entsprechend den gewählten Themen wurden folgende Arbeitsgruppen gebildet: Kreativität, Energiesparen, Landwirtschaft in Berggebieten, Holzverarbeitung, Touristik und Verkehr.

Arbeitsgruppen

Den Arbeitsgruppen gehören sowohl BIA-Mitglieder als auch einflussreiche Vertreter aller im Einsatzbereich der Arbeitsgruppen angesprochenen Instanzen an.