



Traditio et Innovatio

FAKULTÄT MASCHINENBAU UND SCHIFFSTECHNIK



Teilvorhaben HYDROSdesign

Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben

Abschlussbericht

Projektleiter:	Prof. DrIng. habil. Klaus Brökel
Projektteam:	DrIng. Roland Wegmann DiplIng. Sven-Uwe Kreja
Projektkoordinator: Projektnummer/	Dr. Lothar Knippschild
Förderkennzeichen:	03SX245C
Seiten:	83
Abbildungen:	67
Tabellen:	12
Anlagen:	0
Datum:	Februar 2013
Förderungszeitraum:	01.01.2008 – 31.12.2011 (Verlängerung per Unterauftrag bis 31.12.2012)

LEHRSTUHL KONSTRUKTIONSTECHNIK/CAD

Prof. Dr.-Ing. habil. Klaus Brökel Sitz: Albert-Einstein-Str. 2, D-18059 Rostock Telefon: +49 381 498 9170 Telefax: +49 381 498 9172 e-mail: klaus.broekel@uni-rostock.de

Kurzfassung

Der Wellenlagerung in Pod-Antrieben wurde in letzter Zeit aufgrund von unerwarteten Ausfällen eine verstärkte Aufmerksamkeit gewidmet. Aus den bekannt gewordenen Schadensfällen kann geschlossen werden, dass der Verschleiß und das Langzeitverhalten der eingesetzten Wälzlager vergleichsweise ungünstig ist.

Vor diesem Hintergrund zeichnet sich im Schiffbau ein gesteigertes Interesse an der Gestaltung, den Einsatzmöglichkeiten und dem Betriebsverhalten von Radialgleitlagern in Pod-Antrieben ab.

Über den Einsatz von hydrostatisch/hydrodynamisch wirkenden Radialgleitlagern bei Schiffswellen liegen keine für die Praxis relevanten Ergebnisse und Erfahrungen vor. Im Mittelpunkt der durchgeführten Entwicklung standen daher die Entwicklung, Auslegung und Berechnung eines Gleitlagers, dass sowohl hydrostatische als auch hydrodynamische Tragfähigkeit in einem Bauteil vereinigt. Hierzu waren die vorhandenen Berechnungsmethoden deutlich zu verbessern. Dazu mussten zunächst die theoretischen Grundlagen für Radialgleitlager unter Einbeziehung des Standes der Technik erweitert werden. Hierbei lag der Schwerpunkt auf der mathematischen und physikalischen Modellierung der Lagereigenschaften. Die bekannten physikalischen Gesetzmäßigkeiten mussten durch ein aufwendiges System von Differenzengleichungen beschrieben werden. Im vorliegenden Fall sind dies die erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung für die Schmiermittelströmung im Schmierspalt und entsprechend angepasste Gleichungen zur Modellierung des externen hydrostatischen und hydrodynamischen Schmiermittel-Versorgungssystems. Es wurden rechentechnische Lösungen zur Simulation des Verhaltens und zur Auslegung des Hybridlagers entwickelt. Dies war der Hauptteil des Projektes HYDROSdesign.

Auf einem großen Versuchsstand für Lager mit einem Wellendurchmesser von 770 mm wurden zwei Prototypen im Maßstab 1:1 erprobt und die Simulationsmethoden anhand von Vergleichsrechnungen evaluiert. Die Funktionsfähigkeit des Hybridlagers wurde nachgewiesen.

Kurzfas Inhaltsv	sung verzeichnis	2
1	Aufgabenstellung des Vorhabens	7
2	Zusammenarbeit mit Dritten	7
3	Ausgangspunkte und Voraussetzungen der Projektpartner	7
31	BVI	7
3.2	ABB	8
3.3	IFD	8
3.4	K	
3.5	KT/CAD	8
3.6	Bordag	8
4	Planung und Ablauf des Vorhabens	8
4.1	Arbeitspakete	8
4.2	Zuordnung der Arbeitsschwerpunkte	8
4.2.1	BVI	9
4.2.2	ABB	9
4.2.3	IFD	9
4.2.4	ILK	9
4.2.5	KT/CAD	9
4.2.6	Bordag	9
4.3	Ablauf	9
5	Wissenschaftlich-technischer Stand	.10
6	Erzielte Ergebnisse	.12
6.1	F+E Definitionsphase	12
6.2	Bauteilauslegung und Vorentwurf	16
6.3	Mathematische Modellierung	.17
6.3.1	Erste Berechnung hydrostatischer Radialgleitlager nach DIN-Norm	.17
6.3.2	Untersuchungen zur ursprünglichen Lösungsidee	.18
6.3.3	Weiterentwicklung des Lagerberechnungsprogramm SIRIUS	.19
6.3.3.1	Bewährtes aus dem ursprünglichen Programm	.19
6.3.3.2	Einführung eines Universalschmiersystems	20
6.3.3.3	Neustrukturierung des Programms	.21
6.3.3.4	Weitere Verbesserungen	.22
6.3.3.5	Nutzen für die wissenschaftliche Arbeit	.24
6.3.3.6	Ein Werkzeug für Ingenieure	.24
6.3.4	Ausführliche Simulation des gesamten Betriebsfeldes des Lagers	25
6.3.5	Lageroptimierung	.32
6.3.6	Untersuchungen zu einem Aspekt der Zuverlässigkeit der Variante mit PM	-
~ ~ -	Reglern:	.39
6.3.7	Das Gleitlager als Schmiermittelpumpe	.42
6.3.8	Lagerverformung	.43
6.4	Konstruktion und Fertigung der Versuchseinrichtung	46
6.5	Konstruktion und Fertigung der Prototypen	46
6.6 6.6 1	Prototyperprobung und Bewertung	.49
0.0.1	iviesswertenassung und -auibereitung	49
0.0.1.1	Layerneidslung	50
0.0.1.2	Fostlogung der mittloren dynamischen Vielkasität für die Versleicherscheum	.50
0.0.1.3		iy 52
662	Vorversuch mit Laminardrosseln (Versuch VOO6-1)	51
0.0.2		-04

6.6.3	Erprobung Prototyp1 mit PM-Regler PM65 im stationären Betrieb (Versuch V010-1)
6.6.4	PM-Regler mit quasistationärer horizontal wechselnder Belastung (Versuch V013-3)
6.6.5	PM-Regler mit horizontal wechselnder Belastung von 1 Hz (Versuch V013-3)
6.6.6	PM-Regler mit horizontal wechselnder Belastung von 4 Hz (Versuch V013-3)
6.6.7	PM-Regler mit vertikaler schwellender Belastung von 1 Hz (Versuch V012-1)
6.6.8	Quasistatischer hydrodynamischer Betrieb mit variierenden Drehzahlen (Versuch V023-1)
6.6.9	Hydrodynamischer Betrieb mit vertikaler schwellender Belastung von 1 Hz (Versuch V024-1)70
6.6.10	Ånfahrhilfe im stationären Betrieb (Versuch V037-1)72
6.6.11	Zusammenfassung
6.7	Gesamtpotentialabschätzung75
6.8	Projektkoordination
7	Verwertung der Forschungsergebnisse75
8	Während der Durchführung des Projekts bekannt gewordener Fortschritt bei
	anderen Stellen75
9	Veröffentlichungen des Ergebnisses76
9.1	Erfolgte Veröffentlichungen76
9.2	Geplante Veröffentlichungen76
Tabelle	nverzeichnis77
Abbildu	ngsverzeichnis77
Literatu	rverzeichnis

Verwendete Symbole

Symbol	Bezeichnung
а	Lastfrequenz
A _d	Öffnungsquerschnitt der Blende
b	Lagerbreite
С	Mischungskonstante (Definition siehe [20])
C _{Cp}	Widerstandsbeiwert einer Kapillare
d	Wellendurchmesser
е	Exzentrizität der Welle in der Lagerschale
E	dimensionslose Exzentrizität der Welle in der Lagerschale
E ₁	horizontale Komponente der dimensionslosen Exzentrizität
E ₂	vertikale Komponente der dimensionslosen Exzentrizität
f	Kraft, Lagerbelastung
fa	Amplitude der instationären Lagerbelastung f
fm	Mittelwert der instationären Lagerbelastung f
f ₁	horizontale Komponente der Lagerbelastung f
F ₁	horizontale Komponente der Sommerfeldzahl So (der dimensionslosen Lagerbelastung)
f ₂	vertikale Komponente der Lagerbelastung f
F ₂	vertikale Komponente der Sommerfeldzahl (der dimensionslosen Lager- belastung)
f _{Dyn}	instationärer Anteil der Schocklast f _{Schock}
f _{Schock}	Schocklast
f _{Stat}	stationärer Anteil der Schocklast f _{Schock}
G	Verlagerungswinkel gemessen in rad (auch mit γ bezeichnet)
h	Schmierspalthöhe
Н	dimensionslose Schmierspalthöhe
h _{Min}	minimale Schmierspalthöhe
kant	Wellenverkantung innerhalb der Lagerschale
ko _{La}	Konizität der Lagerschale, maximale konische Abweichung von der mittle- ren ideal zylindrischen Form
I _{Pu}	Pumpenleistung
l _{We}	Reibleistung des Wellendrehmoments
n	Wellendrehzahl
р	Druck, Schmierfilmdruck
Р	dimensionsloser Druck
р _Р	Pumpendruck bei Aufnahme der Kennlinie des PM-Reglers

	Seite 6
trome durch	den

p _{Pu}	Druck der Schmiermittelpumpe
ρ _s	Druckdifferenz zwischen der Stelle des maximalen Ölstroms durch den PM-Regler im Betriebspunkt S und dem Pumpendruck p _P der idealisierten Kennlinie
р _{Та}	Schmiertaschendruck
q ₀	Ölstrom durch den PM-Regler, wenn der Schmiertaschendruck $p_{Ta} = 0$
q _{Ges}	Gesamtölstrom durch das Lager
QΡ	theoretischer Ölstrom des aufsteigenden Astes der Kennlinie des PM-Reglers, wenn $p_{Ta} = p_P$
q _{Pu}	Pumpenölstrom
q _{Ve}	Ölstrom durch einen PM-Regler in Abhängigkeit vom Schmiertaschen- druck
S	Lagerspiel
So	Sommerfeldzahl (dimensionslose Lagerbelastung)
So _{Max}	Maximalwert der Sommerfeldzahl
un _{La}	elliptische Unrundheit der Lagerschale, maximale Abweichung von der mittleren ideal zylindrischen Form
uw	Relativgeschwindigkeit zwischen den Wellen- und Lagerschalengleitflä- chen
t	Zeit
т	dimensionslose Zeit
temp	Temperatur
x	Umfangskoordinate entlang des Schmierspalts
Х	dimensionslose Umfangskoordinate entlang des Schmierspalts (Winkel in rad)
X_{f}, X_{So}	Richtung der resultierenden Lagerbelastung (Winkel zwischen der Senk- rechten Koordinatenachse 2 und dem Vektor der Lagerbelastung)
X _{Kant}	Richtung der Verkantungsebene
X _{La}	Richtung der maximalen elliptischen Formabweichung der Lagerschale
z	axiale Koordinate entlang des Schmierspalts
Z	dimensionslose axiale Koordinate entlang des Schmierspalts
α_k	Kontraktionszahl einer Blende
γ	Verlagerungswinkel (auch mit G bezeichnet)
η	dynamische Viskosität des Schmiermittels
η_0	dynamische Viskosität des Schmiermittels während der Aufnahme der Kennlinie des PM-Reglers
ν	kinematische Viskosität
ρ	Schmiermitteldichte

1 Aufgabenstellung des Vorhabens

Pod-Antriebe haben sich gegenüber konventionellen Antrieben im Schiffbau partiell etablieren können. Trotz der unbestrittenen technischen, wirtschaftlichen und ökologischen Vorteile kann bisher nicht von einem generellen Durchbruch gesprochen werden. Aus verschiedenen Meldungen über Schadensfälle und aus Erkenntnissen über vorbeugende Wartungsarbeiten konnte geschlossen werden, dass Verschleiß und Langzeitverhalten der Wälzlager bei Pod-Antrieben deutlich ungünstiger sind gegenüber konventionellen Lagern. Konventionelle hydrodynamisch arbeitende Stevenrohrlager sind aber in Pod-Antrieben aus Platzgründen nicht einsetzbar. Was also fehlte, waren konkrete Vorschläge zur Entwicklung und Erprobung neuartiger Schiffslager, die den wachsenden Größenordnungen der Antriebseinheiten in Bezug auf Baugröße, thermischer Belastung, Leistung und Gewicht gerecht werden.

Hier setzte das Vorhaben an:

Ziel des Teilprojektes HYDROSdesign war die experimentelle und numerische Ermittlung der Eigenschaften von hydrostatischen Radiallagern in Pod-Antrieben zum Zwecke der Entwicklung neuartiger Konstruktionen von Gleitlagern für den Einsatz in Schiffen.

Aufgrund von Problemen mit reinen hydrostatischen Lagern und der Entwicklung eines neuen Lagerkonzeptes wurde im Verlauf des Projektes die Aufgabenstellung auf die Entwicklung hydrostatisch-hydrodynamisch geschmierter Hybridlager erweitert.

2 Zusammenarbeit mit Dritten

Die Initiative zum Gesamtprojekt ging von Blohm+Voss Industries aus. Die Komplexität der Aufgabenstellung erforderte die Zusammenarbeit mehrerer Institutionen. So konnten folgende Institutionen für die Mitarbeit gewonnen werden:

Blohm+Voss Industries GmbH in Hamburg (BVI)

ABB Industry Oy Marine Group in Helsinki Finland (ABB)

Technische Universität Dresden, Institut für Fluidtechnik (IFD)

Technische Universität Dresden, Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik (ILK)

Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD (KT/CAD)

Professor Ludmila A. Bordag, Hochschule Zittau/Görlitz, Fakultät Mathematik/Finanzmathematik

3 Ausgangspunkte und Voraussetzungen der Projektpartner

3.1 *BVI*

Blohm+Voss Industries (BVI) hat langjährige Erfahrungen in der Fertigung von Stevenrohrlagerung und den zugehörigen Wellenabdichtungen. Zum Problem der Lager in den Pod-Antrieben hatte BVI einen ersten Lösungsvorschlag: Die Wälzlager sollten durch lastgesteuerte hydrostatische Radiallager ersetzt werden. Zu diesem Lösungsvorschlag lag ein BVI-Patent [8] vor. Es war die Ausgangsbasis für die Realisierung eines neuen Konzepts für die Pod-Antriebslager.

3.2 ABB

ABB Industries Oy Marine Group ist führender Hersteller von Pod-Antrieben und kennt die konkreten Einsatzbedingungen und Probleme der aktuellen Ausführungen der Wellenlagerungen. ABB verfügt über Kenntnisse zur konstruktiven Gestaltung und der baulichen Umgebung der Lagerungen. Als potentieller Anwender ist ABB an der Lösung der bestehenden Probleme besonders interessiert.

3.3 *IFD*

Siehe Abschlussberichte zum Gesamtprojekt HYDROS bzw. Teilprojekt HYDROSfluid.

3.4 *ILK*

Siehe Abschlussberichte zum Gesamtprojekt HYDROS bzw. Teilprojekt HYDROStesting.

3.5 *KT/CAD*

Der Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik der Universität Rostock (KT/CAD) verfügt über langjährige Erfahrungen in der Gleitlagerforschung, mit Orientierung auf Schiffslager und anderer große Gleitlager z.B. für Dieselmotoren. Im Rahmen dieser Forschungen wurde ein eigenes Programm zur Berechnung hydrodynamischer Radialgleitlager entwickelt.

3.6 Bordag

Siehe Abschlussbericht zum Gesamtprojekt HYDROS bzw. Teilprojekt HYDROSmanufactoring.

4 Planung und Ablauf des Vorhabens

4.1 Arbeitspakete

Die Bearbeitung des Gesamtprojekts wurde in 8 Arbeitspakete aufgeteilt, an denen die Projektpartner mit unterschiedlichem Umfang beteiligt waren:

- 1. F+E Definitionsphase
- 2. Bauteilauslegung und Vorentwurf
- 3. Mathematische Modellierung
- 4. Konstruktion und Fertigung der Versuchseinrichtung
- 5. Konstruktion und Fertigung der Prototypen
- 6. Prototyperprobung und Bewertung
- 7. Gesamtpotentialabschätzung
- 8. Projektkoordination

4.2 Zuordnung der Arbeitsschwerpunkte

Entsprechend der aufgeführten Reihenfolge der Arbeitspakete bauen die nachfolgenden jeweils auf den Ergebnissen der vorausgehenden auf (außer Arbeitspaket 8). Mit der Bearbeitung der einzelnen Pakete wurde entsprechend dieser Reihenfolge begonnen. Der Start des jeweils nachfolgenden Pakets begann zum jeweils frühestmöglichen Zeitpunkt bei Vorliegen ausreichender Teilergebnisse, sodass die Arbeiten an den Arbeitspaketen größtenteils parallel abgewickelt werden konnten.

4.2.1 BVI

BVI war mit seinem Teilprojekt HYDROSmanufactoring an der Bearbeitung der Arbeitspakete 1, 2, 4, 5, 6 und 7 beteiligt.

4.2.2 ABB

ABB war an den Arbeiten insbesondere in der Anfangsphase im Arbeitspaket 1 mit der Bereitstellung der Kenndaten und Parameter sowie beratend mit der Bereitstellung von Informationen über die Einsatzbedingungen der Lager beteiligt.

4.2.3 IFD

IFD war mit seinem Teilprojekt HYDROSfluid an der Bearbeitung der Arbeitspakete 1, 2, 3, 4 und 6 beteiligt.

4.2.4 ILK

ILK war mit seinem Teilprojekt HYDROStesting an der Bearbeitung der Arbeitspakete 1, 2, 4, 5 und 6 beteiligt.

4.2.5 KT/CAD

KT/CAD war mit seinem Teilprojekt HYDROSdesign an der Bearbeitung der Arbeitspakete 1, 2, 3, 5 und 6 beteiligt.

Bearbeitungsschwerpunkte für KT/CAD waren die Modellierung und Simulation der Schmierung im Gleitlager insgesamt und insbesondere im Schmierfilm, sowie die Auslegung und Konstruktion von Prototypen. Ein weiterer Schwerpunkt war die inhaltliche Planung der Versuchsdurchführung. KT/CAD wurde auch tätig bei der Erprobung der Prototypen und deren Auswertung zum Zwecke der Evaluierung der Simulationsmodelle. Dies stellt die Grundlage dar für die künftige Auslegung dieser Lager.

4.2.6 Bordag

Frau Professor Bordag war im Rahmen des Teilprojekts HYDROSmanufacturing an der Bearbeitung der Arbeitspakete 1 und 3 beteiligt.

4.3 Ablauf

Die Projektplanung begann Ende 2006. Im 4. Quartal 2007 waren alle Antragsformalitäten erledigt, so dass am 1.1.2008 mit dem Projekt begonnen werden konnte.

Die Dauer des Gesamtprojektes war zunächst auf 4 Jahre geplant. Der ursprüngliche Lösungsvorschlag [8] des lastgesteuerten hydrostatischen Lagers erwies sich als nicht realisierbar, so dass ein neues Lagerkonzept entwickelt werden musste. Der anfangs geplante Abschluss des Projekts im Dezember 2012 konnte daher nicht realisiert werden, so dass das Gesamtprojekt erst im März 2013 endet.

Im Arbeitsplan des Projekts wurden drei Meilensteine festgelegt, zu deren Terminen zu überprüfen war, ob eine Fortführung des Gesamtprojekts angezeigt ist:

Meilenstein X1: Einhaltung bzw. Erreichbarkeit vorgegebener Lagerabmessungen und Beanspruchungsgrößen, Aufbau definierter hydrodynamischer Strömung.

Meilenstein X2: Voraussetzung ist das Vorliegen eines geschlossenen theoretischen Konzepts als brauchbare Basis für experimentelle Untersuchungen.

Meilenstein X3: Es liegen wesentliche Ergebnisse zur Realisierbarkeit des Lagerprüfstandes, des zu untersuchenden Lagers und der einzusetzenden Messtechnik vor.

Zu allen drei Meilensteinen wurde die Fortführung des Projekts als sinnvoll beurteilt.

Das Teilprojekt HYDROSdesign wurde, wie geplant, beginnend am 1.1.2008 für 4 Jahre als selbständiges Teilprojekt geführt. Im Rahmen der Aufstockung wurden anschließend die noch anstehenden Aufgaben als Unterauftrag zum Teilprojekt HYDROSmanufacturing bis Dezember 2012 fortgeführt.

5 Wissenschaftlich-technischer Stand

Die klassische Schmiertheorie für das hydrodynamisch geschmierte Lager wurde von Reynolds [27] und Sommerfeld [28] entwickelt. Kernstück dieser Theorie ist die Reynoldssche Differentialgleichung

$$0 = \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + \frac{3}{h} \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial z} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) - \frac{12 \cdot \eta}{h^3} \cdot \left(\frac{uw}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \right),$$

wie sie hier für den allgemeinen Fall eines endlich breiten, instationär belasteten Lagers angegeben ist. Sie stellt einen Sonderfall der Navier-Stokesschen Gleichung dar, bezogen auf die speziellen Bedingungen im Schmierspalt. Die klassische Reynoldssche Gleichung kann die Druckverteilung im Schmierspalt berechnen innerhalb der Gebiete, in denen keine Kavitation auftritt. Deshalb ist diese Gleichung mit zusätzlichen Randbedingungen zu versehen, die angeben, wo die Grenzen des Druckberges im Schmierfilm liegen. Diese Gleichung ist eine lineare, partielle Differentialgleichung 2. Ordnung, die mit einem Differenzenverfahren numerisch gelöst werden kann.

Die klassische Reynoldssche Gleichung wurde durch Wegmann [20] erweitert, indem das Kavitationsgebiet mit in die Berechnungen einbezogen wird. Die erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung hat folgende Form

$$0 = \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + \frac{3}{h} \cdot \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial z} \cdot \frac{\partial p}{\partial z}\right) - \frac{12 \cdot \eta}{h^3} \cdot \frac{p}{p+c} \cdot \left(\frac{uw}{2} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t}\right) - \frac{12 \cdot \eta}{h^2} \cdot \frac{c}{(p+c)^2} \cdot \left(\frac{uw}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial t}\right)$$

Sie ist eine nicht lineare, partielle Differentialgleichung. Trotz ihrer nicht linearen Form kann sie mit einem modifizierten Differenzenverfahren iterativ gelöst werden. Ihr Vorteil ist, dass der Druck und die Schmiermittelverteilung im gesamten Schmierspalt berechnet werden können. Damit ist es möglich, die Schmiermittelströme durch das Lager, die Lagerreibung und damit die Energieverluste im Lager vollständig zu erfassen.

Mit den oben gezeigten Gleichungen können aus einer gegebenen Spaltgeometrie, bestimmt durch eine gegebene Wellenverlagerung, die Schmierfilmdrücke und daraus die resultierende Lagerbelastung berechnet werden. In der Praxis ist die Umkehrung dieses Sachverhalts von Interesse, die Berechnung der minimalen Schmierspalthöhe resultierend aus der vorgegebenen Lagerbelastung. Brökel [21] entwickel-

Im Rahmen der Untersuchungen von Wegmann und Brökel wurde das Programm SIRIUS schrittweise entwickelt. Es diente zunächst nur der Verifizierung der theoretischen Untersuchung. Von Anfang an als Baukastensystem konzipiert war es für Weiterentwicklungen offen.

Im Rahmen der weiteren Gleitlagerforschung am Institut für Konstruktionstechnik und Leichtbau und später am Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/CAD wurden weitere spezielle Erscheinungen am Gleitlager untersucht [29], [30], [31] und verschiedene Varianten des Programms SIRIUS abgeleitet.

Mit SIRIUS konnten zu Beginn des Projektes HYDROS nach den oben angegebenen Gleichungen die Schmierfilmdrücke und die Lagerbelastungen bzw. die Verlagerungsbahnen für hydrodynamisch geschmierte Radialgleitlager berechnet werden.

Für die Berechnung stationär belasteter hydrostatischer Lager existieren die DIN 31 655 [32] und DIN 31 656 [33]. In Vorbereitung des Projekts HYDROS entwickelte Kreja [34] mit Hilfe von Excel eine Tabellenkalkulation zur Berechnung hydrostatischer Lager nach den DIN-Normen, die er später im Rahmen des Projekts noch weiter ausbaute. Diese wurde zur Verifikation der ersten Berechnungsergebnisse hydrostatischer Lager mit SIRIUS verwendet. Die DIN-Berechnungen sind beschränkt auf stationäre Lastfälle, auf relative Exzentrizitäten bis maximal 0,5 und schmale Stege, die um die großflächigen Schmiertaschen herum angeordnet sind.

Aufgrund der bereits vorliegenden Forschungsergebnisse und Erfahrungen auf dem Gebiet der Gleitlager, war die Einarbeitungsphase des Teilprojekts HYDROSdesign sehr kurz und es konnten schon zu einem frühen Zeitpunkt praktisch verwertbare Ergebnisse für das Gesamtprojekt zur Verfügung gestellt werden.

6 Erzielte Ergebnisse

6.1 F+E Definitionsphase

Diese Phase umfasst die Einarbeitung aller Beteiligten in die Problematik, der Präzisierung der Aufgabenstellung und der Suche nach neuen Lösungen.

Ausgehend von den wenigen im Projektantrag vorgegebenen Eckdaten für die zu realisierenden Eigenschaften und Parameter des LHS-Lagers wurden diese Angaben präzisiert, ergänzt und durch BVI in einer umfangreichen Spezifikation und Verifikationsvorschrift zusammengefasst und bei Bedarf fortgeschrieben.

Die vorgegeben Belastungen wurden auf Vorschlag von ABB gegenüber den Vorgaben im Projektantrag noch etwas erhöht:

	Projekta	antrag	neue Vorgabe			
Statische Lagerkraft	750	kN	875	kN		
Kurzzeitige Lagerkraft	2100	kN	2400	kN		
Wellendrehzahl	132	U/min	137	U/min		

Im Rahmen der Ermittlungen der Anforderungen, die an das LHS-Lager gestellt werden, kristallisierte sich ein Schwerpunkt heraus. Das sind die Notlaufeigenschaften, die an die Lager einer Propellerwelle gestellt werden. Es reicht nicht aus, dass das Lager im normalen Betrieb mit hoher Zuverlässigkeit und langer Lebensdauer arbeitet. Auch in Notsituationen, z. B. bei einem plötzlichen Blackout der Stromversorgung, muss das Lager weiterhin seine Funktion über einen gewissen Zeitraum erfüllen und mindestens für die Fahrt bis zum nächsten Hafen funktionsfähig bleiben. Entsprechende Forderungen wurden in der Spezifikation formuliert.

Die Anforderungen, die in einer Spezifikation formuliert werden müssen, hängen nicht nur von den äußeren Bedingungen ab, sondern auch vom Funktionsprinzip der Baugruppe. Dementsprechend konnten nicht einfach die Forderungen, die an eine Wälzlagerung gestellt werden, für eine Gleitlagerung übernommen werden. Das soll an drei Beispielen erläutert werden:

1. Wälzlager werden in der Regel auf eine Lebensdauer ausgelegt, da sich diese aus einem ständigen Verschleiß bzw. einer kontinuierlichen Materialermüdung ergibt. Deshalb sind Belastungsangaben als Lastkollektive mit entsprechenden stochastischen Häufigkeiten anzugeben, die die kumulativen Schädigungen dieser Lager bis zu ihrem erwarteten Ausfall richtig erfassen. Bei hydrostatischen Gleitlagern, deren Versagen in erster Linie bedingt ist durch Festkörperreibung, die durch eine richtige Auslegung vermieden werden soll, kommt es darauf an, die Belastungen der kritischen Lastfälle zu kennen. Wenn es gelingt, das Lager für alle kritischen Lastfälle richtig auszulegen, ist die Lebensdauer theoretisch unbegrenzt.

2. Für eine Wälzlagerung (Pendelrollenlager) stellen axiale Verschiebungen der Welle durch Wärmedehnung oder durch axiale Lastschwankungen ein Problem dar. Deshalb müssen diese Erscheinungen genau erfasst und bei der Auslegung berücksichtig werden. Für Radialgleitlager spielen axiale Wellenverschiebungen praktisch keine Rolle.

3. Pendelrollenlagerungen können Fluchtungsfehler zwischen Welle und Lagerschale bis zu 2 Grad problemlos verkraften. Im Gegensatz dazu sind Gleitlager infolge des geringen Lagerspiels anfällig gegen Fluchtungsfehler. Deshalb müssen hier die Anforderungen an die Lagerung genau erfasst werden.

BVI brachte in das Projekt HYDROS einen Lösungsvorschlag für ein lastgesteuertes hydrostatisches Lager ein, zu dem auch bereits eine Patentanmeldung eingereicht war [8]. Bild 1 zeigt den Aufbau dieses Lagers in einer Schnittdarstellung, bei deren Darstellung ein Lagerring abgeschraubt wurde.



Bild 1: Ursprüngliche Idee eines lastgesteuerten hydrostatischen Lagers (Quelle: Präsentation LHS-Bearing, Blohm+Voss Industries [35])

Als Gleitlager stellt diese Konstruktion eine recht komplexe Baugruppe dar, die im Wesentlichen aus 2 Lagerringen, einem Distanzring und einem Steuerring besteht. Das Grundprinzip dieser Lösung besteht darin, dass ein eng an der Welle anliegender Steuerring im Bereich der tragenden Schmiertaschen über Steuerkanten den Schmiermittelzulauf freigibt. Der Steuerring wird durch die Exzentrizität der Welle geführt und leitet so das Schmiermittel gezielt in die benötigten Bereiche. Damit soll gegenüber einem traditionellen hydrostatischen Lager mit Kapillaren als Regelelement der erforderliche Schmiermittelstrom reduziert werden.

Diese Idee war der Leitgedanke bei der Initiierung des Projekts. In ihrer Originalität und komplexen Struktur bot sie ein hohes Innovationspotenzial und signalisierte, dass zu ihrer Realisierung breite ingenieurwissenschaftliche Untersuchungen erforderlich sind.

In der Einarbeitungsphase zu Beginn des Projektes stellte dieser konkrete Lösungsansatz einen wichtigen Ausgangspunkt dar. Die beteiligten Partner mussten sich mit der generellen Problematik von Gleitlagern und speziellen Gegebenheiten bei dem Einsatz in Pod-Antrieben vertraut machen. Es wurden erste Entwürfe angefertigt und parallel durch das IFD, durch KT/CAD und durch Prof. Bordag erste Modellrechnungen durchgeführt.

Diese anfänglich starke Orientierung auf den ursprünglichen Lösungsvorschlag erfolgte mangels fehlender Alternativen, bot aber eine gewisse Sicherheit für das Erreichen der angestrebten Ziele. Deshalb wurden anfangs andere Lösungen nur am Rande betrachtet. Erst als der ursprüngliche Lösungsvorschlag fertigungstechnisch nicht umgesetzt werden konnte, wurde verstärkt nach anderen Lösungen gesucht. Die Gefahr bestand für ein vorzeitiges Ende des Vorhabens. In dieser Phase erfolgte die intensive Suche nach anderen Lösungsmöglichkeiten.

Aufbauend auf den bereits vorliegenden Erfahrungen und Simulationsmöglichkeiten zu Gleitlagern und den sich abzeichnenden Problemen beim hydrostatischen Gleitlager als Lager für einen Pod-Antrieb, konnte durch KT/CAD ein Lösungsvorschlag entwickelt werden. Es handelt sich hierbei um die Kombination eines Gleitlagers mit hydrostatischen und hydrodynamischen Eigenschaften (Hybridlager). Bild 2 zeigt rechts die Skizze einer Lagerschale des Hybridlagers mit 12 gleichmäßig am Umfang verteilten, schmalen Schmiertaschen und links eine Skizze der externen hydrostatischen und hydrodynamischen Schmiermittelversorgung mit einer Hochdruckpumpe (3) und den Bauelementen der hydrostatischen Schmiermittelverteilung (2) z.B. PM-Regler, einer Niederdruckpumpe (4) für die hydrodynamische Schmierung und den Schmiertaschen (1), die über Rückschlagventile wahlweise mit der hydrodynamischen und der hydrostatischen Schmiermittelversorgung verbunden sind.



Bild 2: Skizzen eines Hybridlagers, externe hydrostatische und hydrodynamische Schmiermittelversorgung (links), Anordnung von 12 schmalen Schmiertaschen in der Lagerschale (rechts)

Ziel dieses Lösungsvorschlages ist es, im Bereich höherer Drehzahlen durch hydrodynamischen Betrieb weitere Energie für die Hochdruckschmierung einzusparen. Des Weiteren können auch im hydrostatischen Betrieb kurzzeitige Lastspitzen hydrodynamisch abgefangen werden, was den Betriebsdruck der Hochdruckölversorgung reduzieren kann. Der entscheidende Vorteil besteht jedoch darin, dass das Kombilager durch die hydrodynamischen Eigenschaften bei einem möglichen Ausfall der Hochdruckschmierung wesentlich bessere Notlaufeigenschaften aufweist als ein rein hydrostatisches Lager. Bild 3 zeigt zum Vergleich links die dimensionslose Druckverteilung P(X,Z) in einer Hälfte des Schmierspalts eines traditionellen hydrostatischen Lagers mit den üblichen großflächigen Schmiertaschen und rechts den entsprechenden hydrostatischen Druckverlauf im Hybridlager unter sonst gleichen Bedingungen (Drehzahl=0).



Bild 3: Vergleich der Druckverteilungen P(X,Z) in einer Hälfte des Schmierspaltes in einem traditionellen hydrostatischen Lager mit großflächigen Schmiertaschen (links) und in einem Hybridlager (rechts) bei sonst gleichen Bedingungen







Da die Lösung als schutzwürdig eingeschätzt wird, wurde sie 2009 unter der Nummer DE 10 2009 012 398 zum Patent angemeldet [8]. Die Prüfung wurde 2009 beantragt.

Dieser Lösungsvorschlag legt keine in allen Details vorgegebene Lösung fest, sondern er ist offen für verschiedene Varianten der peripheren Schmiermittelversorgung. Deshalb wurde im Rahmen der Bewertung aller Varianten zunächst beschlossen, das Hybridlager und drei Erfolg versprechende Varianten der hydrostatischen Schmiermittelversorgung weiter zu verfolgen:

Variante 1: Mit Druck geregelte Membrandrosseln, von der Firma Hyprostatik als PM-Regler bezeichnet.

Variante 2: Mit einer elektrohydraulischen Hochdruckölversorgung

Variante 3: Über einen Sektor der Lagerschale verteilte hydrostatisch versorgte Schmiertaschen, ausgerüstet mit Konstantdrosseln (Arbeitsbezeichnung der Variante: Anfahrhilfe).

Später wurde auf Vorschlag des IFD die Variante 2 durch eine hydrostatische Schmiermittelversorgung mittels Druckwaagen ersetzt, weil eine elektronische Ansteuerung der Regelventile als zu unzuverlässig angenommen wurde.

6.2 Bauteilauslegung und Vorentwurf

Zunächst wurde für den ursprünglichen Lösungsvorschlag des LHS-Lagers ein detaillierter Entwurf ausgearbeitet. Bedingung war, dass der Bauraum des neuen Lagers dem Bauraum der bisherigen Wälzlager entspricht. Damit sollte sichergestellt werden, dass das neue Gleitlager in bestehende Pod-Antriebe eingebaut werden kann.

Auf der Grundlage des vorliegenden Entwurfs wurden schwerpunktmäßig an den kritischen Stellen genauere Untersuchungen angestellt. Entwicklungsschwerpunkt war der Steuerring. Es wurden die zulässigen Fertigungstoleranzen abgeschätzt. Anhand von detaillierten Entwurfszeichnungen wurden durch BVI Aussagen zur fertigungstechnischen Umsetzung und zu möglichen Fertigungskosten eingeholt. Die erforderlichen Maß- und Formtoleranzen erfordern hohe Genauigkeiten und ein besonders sorgfältiges Arbeiten in der Fertigung.

Außerdem wurden am Steuerring die Leckölströme und die Verformungen durch die Druckbelastung abgeschätzt. Die Anlage des Steuerrings auf der Wellenoberfläche wurde simuliert.



Bild 5: Erster Entwurf des LHS-Lagers gemäß ursprünglicher Idee

Bild 5 zeigt eine Übersichtszeichnung des ersten Entwurfs des LHS-Lagers. Nachdem festgestellt wurde, dass die ursprüngliche Idee nicht realisierbar war, wurden hierfür entsprechende Entwürfe angefertigt. Bild 6 zeigt einen ersten Entwurf eines Hybridlagers.

Universität Rostock



Bild 6: Ein erster Entwurf eines Hybridlagers

Mit dem Hybridlager vereinfacht sich die Konstruktion des Lagers wesentlich, da die Lagerschale wie bisher üblich, nur noch aus einem Teil mit entsprechenden Schmiernuten besteht. Weitere Ausführungen zu den realisierten Konstruktionen des Hybridlagers sind im Abschnitt 6.4 zu finden.

6.3 *Mathematische Modellierung*

6.3.1 Erste Berechnung hydrostatischer Radialgleitlager nach DIN-Norm

Aufbauend auf die Ergebnisse der Diplomarbeit [34] wurde die Berechnung traditioneller hydrostatischer Radiallager nach DIN 31 655 [32] weiter ausgebaut. Statt des Tabellenkalkulationsprogramms Excel wurde jetzt das leistungsfähigere und flexiblere Computeralgebrasystem Mathcad verwendet. Damit wurde ein Werkzeug zur einfachen und schnellen ingenieurmäßigen Berechnung traditioneller hydrostatischer Lager geschaffen. Dieses Werkzeug wurde ausführlich auf dem 7. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik in Bayreuth vorgestellt [6].

Im Rahmen des Projekts HYDROS wurde dieses Berechnungswerkzeug zum Vergleich der ersten hydrostatischen Berechnungsergebnisse mit dem um hydrostatische Berechnungen erweiterten Programm SIRIUS verwendet. Es wurde gute Übereinstimmung erzielt.

Die Auslegung hydrostatischer Lager nach DIN unterliegt erheblichen Einschränkungen:

- Es können nur stationäre Lastfälle berechnet werden,
- Das Verfahren wird bei relativen Exzentrizitäten größer als 0,5 ungenau,
- Die Breite der Stege, um die großflächigen Schmiertaschen herum, muss relativ klein sein, so dass nur reine hydrostatische Lager dargestellt werden können.

Nachdem sich das erweiterte Programm SIRIUS zur Berechnung hydrostatischer Lager bewährt hatte, wurde anschließend die Berechnung nach DIN nicht weiter verfolgt.

6.3.2 Untersuchungen zur ursprünglichen Lösungsidee

Zu Beginn des Projekts HYDROS bestand zunächst die Aufgabe, dieses Lager rechentechnisch zu modellieren und das Verhalten dieses Lagers unter verschiedenen Betriebsbedingungen zu untersuchen.

Die Anordnung der hydrostatischen Schmiertaschen konnte mit der vorhandenen Version des Programms SIRIUS problemlos abgebildet werden. Für die Abbildung der Steuerkanten musste ein Modell einer exzentrizitätsgesteuerten Blende eingebaut werden. Dazu wurde die nicht lineare Gleichung für eine Blende verwendet

(3)
$$q_{Ve} = \alpha_k \cdot A_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$
 Quelle: [36, Seite 140]

und eine Beziehung zwischen dem Öffnungsquerschnitt A_d der Blende und der Exzentrizität der Welle hergestellt. In der Gleichung 3 ist q_{Ve} der Ölstrom durch die Blende, α_k die Kontraktionszahl, Δp das Druckgefälle über die Blende und ρ die Dichte des Schmiermittels.

Diese zusätzliche Gleichung musste in das lineare Gleichungssystem zur Berechnung der Schmierfilmdrücke eingeführt werden. Da auch die erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung nicht mehr linear ist und deshalb iterativ gelöst werden muss, konnte dieser Iterationszyklus auch für die iterativer Lösung der nichtlinearen Drosselgleichung erfolgreich genutzt werden, so dass kein wesentlicher zusätzlicher Berechnungsaufwand erforderlich wurde. Allerdings konnte nicht die reine Blendengleichung verwendet werden. Da im Punkt $\Delta p=0$ die Steigung der Funktion $q_{Ve}(\Delta p)$ unendlich ist, führt das zu numerischer Instabilität. Indem zu der Blende ein laminarer Drosselwiderstand in Reihe geschaltet wurde, konnte dieses Problem gelöst werden. Das ist auch physikalisch sinnvoll, da so Rohrleitungswiderstände berücksichtigt werden können.

Es konnte gezeigt werden, dass dieses Lager mit idealer Geometrie der Bauteile, prinzipiell in der Lage ist, die Ölströme über die Steuerkanten so zu regeln, dass ein tragfähiges Lager zustande kommt.

Bild 7 zeigt eine Druckverteilung des LHS-Lagers im Schmierspalt, aufgetragen über den Umfang des Lagers, berechnet mit dem weiterentwickelten Programm SIRIUS. Berechnungen vom IFD und Berechnungen von Frau Prof. Bordag führten zu ähnlichen Ergebnissen.

Bei genaueren Modellierungen der Steuerkanten mit fertigungsbedingten Formabweichungen mit dem Programm FLUENT wurde dann aber festgestellt, dass die erforderlichen Toleranzen der Steuerkanten mit den realisierbaren Fertigungsgenauigkeiten und wegen des zu erwartenden Verschleißes nicht einzuhalten sind. Das war ein k.o.-Kriterium für diesen Lösungsvorschlag und es mussten andere Lösungen gefunden werden.



Bild 7: Hydrostatische Druckverteilung im LHS-Lager über den Lagerumfang

Als positives Ergebnis dieses fehlgeschlagenen Lösungsversuchs kann vermerkt werden, dass durch die ausführliche mathematische Modellierung und numerische Berechnung des Lagerverhaltens dieser Lösungsversuch ausgeschlossen werden konnte. Da diese Ergebnisse vor der Erprobung eines Prototyps gewonnen wurden, konnten erhebliche Aufwendungen vermieden werden. Für die Erarbeitung neuer Lösungsmöglichkeiten war diese Vorgehensweise eine wertvolle Hilfe.

6.3.3 Weiterentwicklung des Lagerberechnungsprogramm SIRIUS

6.3.3.1 Bewährtes aus dem ursprünglichen Programm

Im Programm SIRIUS wird die Strömung im Gleitlager wahlweise durch die klassische Reynoldssche Differentialgleichung oder die erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung beschrieben. Die Schmiernuten und Schmiertaschen, die in beliebiger Anzahl und Anordnung berücksichtigt werden können, werden im Programm als einfache hydrostatische Kammern dargestellt. Dabei wird der Druck über die Taschenfläche konstant gehalten. Dass diese Annahme angemessen ist und zu guten Ergebnissen führt, wurde durch die parallelen Untersuchungen von Frau Prof. Bordag und vom IFD durch Simulationen mit dem Programm FLUENT bestätigt.

Diese Untersuchungen wurden zwar an Modellen des inzwischen verworfenen Lösungsvorschlags durchgeführt. Da dieses Lager aber eine komplexere Geometrie aufweist, ist davon auszugehen, dass dies auch für die einfachere Spaltgeometrie des Hybridlagers gilt. Das Programm SIRIUS kommt aus dem Gebiet der Simulation hydrodynamischer Gleitlager und wurde für die Anwendung auf hydrostatische Gleitlager erweitert. So ist die Modellierung der hydrodynamischen Strömung im Schmierspalt kein Problem.

Für das Lager im Pod-Antrieb wird eine Lösung mit geringem Energieverbrauch angestrebt. Das heißt auch, dass das Lager mit möglichst geringen Ölströmen auskommen soll. Das führt zu Kavitation im Schmierspalt, wie sie auch bei hydrodyna-

mischen Gleitlagern üblich ist. Deshalb ist davon auszugehen, dass regelmäßig die erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung für die Simulation verwendet werden muss.

Da in dem ursprünglichen Programm SIRIUS bereits ein effektives Lösungsverfahren implementiert ist, konnten sehr zeitig praktisch verwertbare Berechnungen ausgeführt werden. Der Schwerpunkt der mathematischen Modellierung lag dann in der weiteren Anpassung und Erweiterung des Programms an die konkreten Anforderungen zur Berechnung der verschiedenen möglichen hydrostatischen Schmiermittelversorgungssysteme.

6.3.3.2 Einführung eines Universalschmiersystems

Zu diesem Zweck wurde ein universelles Schmiermittelversorgungssystem eingeführt, dass durch Auswahl einiger Steuerparameter und Eingabe weiterer Daten weitgehend frei programmiert werden kann. Bild 8 zeigt die Übersichtsskizze eines fiktiven externen Universalschmiersystems mit den z. Zt. verfügbaren Elementen.



Bild 8: Prinzipskizze eines Universalschmiersystems

Um das breite Anwendungsspektrum des Programms nicht einzuschränken, wurde darauf geachtet, nicht nur die projektrelevanten Lösungen zu modellieren, sondern dass auch bereits bekannte und/oder zukünftige Lösungen in das System eingebaut werden können. Das hat den Vorteil, dass Vergleichsrechnungen zu traditionellen Lösungen durchgeführt werden können und die Effektivität der neuen Lösungen nachgewiesen werden konnte.

6.3.3.3 Neustrukti	urierung des Programms
	Progamm SIRIUS
Autor: Bearbeitungsstand:	DrIng. Roland Wegmann Rostock, 17.12.2012
Universitaet Rostoc Lehr	k, Fakultaet fuer Maschinenbau und Schiffstechnik stuhl Konstruktionstechnik ∕ CAD
Version: 0000	
PRE-PROZESSOR: Bear	beitung der Eingabedaten
Startmenu:	
-1- Datensatz auf S -2- Datensatz aus D -20-Datensatz aus D -21-Datensatz aus D -3- Gehe ohne vorhe -4- Titel fuer die <w> W e i t e r zu Eingabe:</w>	tandardwerte zuruecksetzen Datei einlesen (aktuelle Version aus Verzeichnis "Daten") Datei einlesen (aeltere Version aus Verzeichnis "Date0") Datei einlesen (noch aeltere Version aus Verzeichnis "Date1") Orgehende Berechnung direkt zum PostProzessor Aktuelle Berechnung eingeben Dr Bearbeitung der Eingabedaten

Bild 9: Startmenü des Lagerberechnungsprogramms SIRIUS

Neben den Erweiterungen des Programms SIRIUS, die zur Abbildung der neuen Funktionalitäten erforderlich waren, wurde das Programm generell zur allgemeinen Erhöhung der Leistungsfähigkeit, Bedienfreundlichkeit und universellen Einsatzfähigkeit überarbeitet. Dabei wurde das modulare Konzept konsequent fortgesetzt. Bild 9 zeigt das Startmenü des Lagerberechnungsprogramms SIRIUS



Bild 10: Blockschaltbild des Programm SIRIUS einschließlich Umgebung zur Datensicherung und grafischen Darstellung der Ergebnisse

Bild 10 zeigt ein stark vereinfachtes Blockschaltbild des Programms und seiner Umgebung. Die Umgebung besteht aus Verzeichnissen zur Datenübertragung und -sicherung und den zwei externen Programmen Gnuplot und Moviemaker für die grafische Darstellung der Ergebnisse. Aktuell besteht das Programm SIRIUS aus 120 Routinen und umfasst ca. 700 Seiten kommentierten Quelltext. SIRIUS ist in drei Hauptblöcke gegliedert, einen Preprozessor, einen Solver und einen Postprozessor:

Der Preprozessor dient der Beschreibung der Lagervariante, die berechnet werden soll, der Eingabe der dazu erforderlichen primären Eingabedaten, den Berechnungen zur automatischen Vervollständigung des Eingabedatensatzes und Sicherung der Eingabedaten.

Der Solver führt die eigentlichen zeitintensiven Berechnungen durch und liefert den Datensatz der primären Ergebnisdaten.

Der Postprozessor enthält Routinen zur Datensicherung der primären Eingabe und Ergebnisdaten, der numerischen Anzeige der primären Ergebnisdaten und der Berechnung und Anzeige weiterer sekundärer Ergebnisdaten zur besser Veranschaulichung der Ergebnisse. Außerdem können spezielle Datensätze erzeugt werden und als txt-Dateien an das Programm Gnuplot für die grafische Darstellung der Ergebnisse übergeben werden.

6.3.3.4 Weitere Verbesserungen

Neben der Einführung der neuen Funktionalitäten für die Simulation hydrostatischer Lager wurden im Rahmen des Projekts HYDROS folgende weitere wesentliche Überarbeitungen und Weiterentwicklungen am Programm SIRIUS durchgeführt:

1. Ein System von Steuerparametern wurde eingeführt, durch das die jeweils zu berechnende Lagervariante verschlüsselt wird. Mit diesen Steuerparametern steuert das Programm die Abfrage der Eingabedaten, so dass aus der Vielzahl der möglichen Eingaben nur die notwendigen abgefragt werden. Sie steuern die Konsistenzprüfung der Eingabedaten und den Ablauf der eigentlichen Berechnung. Dadurch konnten verschiedene Varianten des ursprünglichen Programms zusammengeführt werden und weitere neue Funktionalitäten ergänzt werden. Über den Zeitraum des Projekts wurde dieses System mehrfach erweitert und ausgebaut.

Festlegungen zur Theorie, zum Berechnungsverlauf und	zum Lagertyp		
-1- Erweiterte Reynoldssche Differentialgleichung	(Theo	=	2)
-2- Belastung des Lagers vorgegeben	(Last	=	2)
-3- Vollstaendig umschlossenes Lager	(Vollum	=	1)
-4- Asymmetrisches Lager	(Sym	=	2)
-5- Verkantete Welle innerhalb der Lagerschale	(Kante	=	2)
-6- Gebogene Welle	(Biege	=	2)
-7- Keine versetzten Lagerabschnitte	(Versatz	=	1)
-8- Welle mit Formabweichungensfunktion	(Welle	=	2)
-9- Lagerschale mit allen starren Formabweichung	(Schale	=	4)
-20- Evtl. einige Eingabeparameter zeitabhaengig	(Dynamic	=	2)
-21- Zeitschritte DT variabel, Eingabe T(IT)	(SchrittVar	=	2)
-22- Omega variabel, Eingabe Omega(IT)	(OmegaVar	=	2)
-24- Belastung variabel, Eingabe f(IT),xf(IT)	(LastVar	=	3)
-25- Verkantung variabel, Eingabe Kant(IT), XKant(IT)	(KantVar	=	3)
-26- Biegung variabel, Eingabe Bieg(IT),XBieg(IT)	(BiegVar	=	3)
-30- Dimensionsbehaftete Ein- und Ausgabeparameter	ČDim	=	2)
-a- Zurueck zum Anfang der Dateneingabe -z- Zurueck (zum Anfang der Dateneingabe) <w> W e i t e r zum naechsten Eingabemenu Eingabe:</w>			

Bild 11: Eingabemenü zur Auswahl einer Lagervariante

Bild 11 zeigt das Menü zur Auswahl der gewünschten Lagervarianten. Es zeigt eine aktuell ausgewählte Lagerversion. Zu jedem hier angegebenen Merkmal kann mindestens eine alternative Variante gewählt werden. Die jeweils gewählte Variante ist durch die rechts im Menü angegebenen Steuerparameter verschlüsselt. Der Anwender braucht aber die Belegung der Steuerparameter nicht zu kennen, da er in entsprechenden Untermenüs zwischen verbal beschriebenen Varianten auswählen kann.

2. Der Algorithmus der Berechnung der Verlagerungsbahn wurde verbessert, indem die Berechnungen sowohl im Bereich sehr kleiner Spalthöhen als auch für den Fall, dass die Welle durch die Mitte des Spielraums fällt, stabilisiert wurde.

3. Mit dem GMRES-Verfahren (generalized minimal residual method), in Verbindung mit einer Vorkonditionierung der Matrix des zu lösenden Gleichungssystem durch ILU-Zerlegung (incomplete lower upper decomposition), wurde das bisherige Gauß-Verfahren für die Lösung des linearen Gleichungssystems abgelöst. Bei einer Aufteilung der Schmierspaltfläche, z.B. in 350x40=1400 Gitterpunkte, wird mit dem neuen Verfahren eine Beschleunigung der Berechnung um einen Faktor von ca. 1000 erreicht. Außerdem ist das Verfahren geeignet für die Arbeit mit gepackten Matrizen. Da die meisten Zeilen der Matrix nur mit drei von Null verschiedenen Koeffizienten besetzt sind, kann so die ursprüngliche Matrix von 14000x14000=196x10⁶ Koeffizienten in drei Matrizen mit insgesamt 14000x7=98000 Koeffizienten abgebildet werden und so der Speicherplatz für das größte Datenfeld im Programm um den Faktor 2000 reduziert werden. Ein weiterer Vorteil des Verfahrens ist, dass die Rechenzeit für die Lösung des Gleichungssystems mit dem neuen Verfahren bei Verdopplung der Anzahl der Gitterpunkte auch nur in etwa verdoppelt wird, während sie bei dem vorherigen Verfahren mit dem Faktor 2^3 =8 anstieg. Damit ist es leichter, auch mit noch feineren Gitterteilungen zu arbeiten, ohne dass die Rechenzeit sprunghaft ansteigt. Aktuell ist das Programm SIRIUS für eine Berechnung von maximal 50 000 Gitterpunkten eingerichtet. Mit seinem Speicherplatzbedarf und seiner Rechengeschwindigkeit kann das Programm problemlos auf üblichen Personalcomputern verwendet werden.

4. Mit Hilfe der open source Software Gnuplot wurde eine große Anzahl grafischer Darstellungen der Berechnungsergebnisse vorkonfiguriert. Es können zwei- und dreidimensionale Diagramme dargestellt werden. Mit Hilfe eines einfachen Film-Schnitt-Programms¹ können zur Darstellung instationärer Prozesse auch zwei- bzw. dreidimensionale Animationen erzeugt werden. Aktuell sind 52 verschiedene statische und 42 animierte grafische Darstellungen konfiguriert. Diese grafischen Darstellungen sind nicht nur dafür geeignet, die Ergebnisse der Berechnungen zu dokumentieren. Da sie im Anschluss an eine Berechnung sehr schnell erzeugt werden können, sind sie auch gut geeignet, während der Arbeit mit SIRIUS Zwischenergebnisse zu analysieren und so zu beurteilen, ob die Berechnung noch konvergiert und ob die Suche nach der Lösungen in die richtige Richtung läuft.

5. Der Komfort der Arbeit mit dem Programm wurde wesentlich verbessert. Der prinzipielle Ablauf des Programms erfolgt durch Führung des Benutzers durch die Dateneingabe. Dabei werden alle Parameter abgefragt, die für die Berechnung erforderlich sind. Bei den meisten Eingaben erfolgen sofort eine Konsistenzprüfung und gegebenenfalls eine Fehlermeldung mit Aufforderung zur erneuten Eingabe. Bei anderen Daten, insbesondere bei Eingabe ganzer Datenfelder, erfolgt die Konsistenzprüfung am Ende der Eingaben im Zusammenhang mit der automatischen Vervollständigung des Eingabedatensatzes. Dann geht das Programm zum Solver über, wo eine teilweise oder vollständige Berechnung gestartet werden kann. Nach Erledigung

¹ Der Autor verwendete des Programm Moviemaker von Microsoft.

oder Abbruch der Berechnung wechselt das Programm in den Postprozessor, wo der Nutzer mit der Auswertung der Ergebnisse beginnen kann. Zusätzlich kann der Benutzer nach jeder Eingabe, nach jedem Berechnungsabschnitt oder nach jeder Ergebnisbehandlung im Programm zurückspringen, um einzelne Eingabedaten zu ändern und danach Berechnungsabschnitte zu wiederholen oder fortzusetzen. Er kann auch nach der Eingabe eines Teils der erforderlichen Daten die Eingabe abbrechen, die bisher eingegebenen Daten in einer Datei sichern und später diese Daten wieder aufrufen und die Eingabe und die anschließende Berechnung fortsetzen. Er kann auch, bei der Berechnung über viele Zeitschritte, zunächst nur einige davon berechnen, die bisherigen Ergebnisse abspeichern und zu einem späteren Zeitpunkt den erreichten Berechnungsstand wieder aufrufen und die Berechnung fortsetzen. Er kann nach der Berechnung die primären Ergebnisdaten gemeinsam mit den primären Eingabedaten in einer Datei sichern und zu einem späteren Zeitpunkt nach dem Start des Programms direkt in den Postprozessor gehen, dort diese Datei wieder aufrufen und die Auswertung der Ergebnisse vornehmen. Er kann eine frühere Berechnung aufrufen, sie leicht abändern und so eine ähnliche Lagervariante berechnen, ohne alle Daten neu eingeben zu müssen. Das Programm gibt dem versierten Nutzer einen großen Gestaltungsspielraum für die Simulation.

Durch die Verwendung der Programmiersprache FORTRAN steht ein sehr schnell arbeitendes und extrem leistungsfähiges Simulationsprogramm zur Verfügung.

6.3.3.5 Nutzen für die wissenschaftliche Arbeit

Ursprünglich ist das Programm SIRIUS im Rahmen von Promotionen an der Universität Rostock als Instrument zur Verifizierung wissenschaftlicher Ergebnisse entwickelt worden. Die bereits implementierten Modelle der physikalischen Erscheinungen im Schmierspalt erwiesen sich für die meisten untersuchten Fälle als geeignet und wurden durch die aktuellen Simulationen, durch das IFD mit dem Programm FLUENT, durch die Modellierungen von Frau Prof. Bordag und insbesondere durch die Versuche an den Lagerprototypen erneut bestätigt. Der wesentliche Nutzen der Überarbeitung und Erweiterung des Programms besteht darin, dass jetzt durch die beschleunigte Berechnung mit dem Modell des Gleitlagers virtuelle Experimente zu seinem Verhalten bei einer Vielfalt möglicher Erscheinungen durchgeführt werden können.

Die Umsetzung der Idee eines Hybridgleitlagers wurde durch die Arbeit mit dem erweiterten Programm SIRIUS erheblich unterstützt und befördert.

Auch die Erkenntnis, dass das LHS-Lager als Schmiermittelpumpe einen externen Ölkreislauf antreiben kann, ist wesentlich auf Simulationen mit dem Programm zurückzuführen. (Siehe dazu Pkt. 6.3.7)

6.3.3.6 Ein Werkzeug für Ingenieure

Das Programm wird durch seine erreichte Leistungsfähigkeit für den Ingenieur interessant. Ihn interessiert hauptsächlich, dass das Gleitlager in allen Betriebszuständen eine ausreichende minimale Schmierspalthöhe aufweist. SIRIUS kann jedoch wesentlich mehr Informationen liefern. Für den Praktiker wichtig sind erforderliche Schmiermittelströme, Pumpenantriebsleistungen und Reibleistungen, mit denen eine energetische Optimierung des Lagers durchgeführt werden kann.

SIRIUS verarbeitet nichtlineare Differentialgleichungen und kann bei ungünstigen Datenkonstellationen zu instabilen Lösungen führen. Hauptursache für solche Instabilitäten sind plötzliche örtliche oder zeitliche Druckänderungen an der Grenze zwischen Druckberg und Kavitationsgebiet im Schmierspalt. In den meisten Fällen gibt

es Möglichkeiten, diese Probleme zu beheben. Dazu sind aber genaue Kenntnisse über das Schmiermittelverhalten und die Arbeitsweise des Programms erforderlich.

Eine ausführliche Dokumentation des Programms konnte im Zeitraum des Projekts bisher nicht erstellt werden. Umfangreiche Arbeiten sind erforderlich, um das Programm mit einer grafischen Nutzeroberfläche und einem umfangreichen Hilfemodul auszustatten.

6.3.4 Ausführliche Simulation des gesamten Betriebsfeldes des Lagers

Vor der Konstruktion eines Prototyps des Hybridlagers und parallel zur Entwicklung und dem Bau des Versuchstandes musste das Verhalten des Hybridlagers mit den verschiedenen Varianten der Schmiermittelversorgung und bei den verschiedenen Betriebsbedingungen simuliert werden.

Zunächst ging es darum, durch Modellrechnungen nachzuweisen, dass die ausgewählten Lagervarianten prinzipiell in der Lage sind, ihre Aufgabe zu erfüllen. Dabei wurde in der Regel mit den Nennbetriebsbedingungen gearbeitet.

Lagerdurchmesser	d	= 770	mm
Lagerbreite	b	= 420	mm
Lagerspiel	S	= 0,6	mm
kinematische Viskosität (Viskositätsklasse)	ν	= 100	mm²/s
mittlere Lagertemperatur	temp	= 40	°C
dynamische Viskosität	η	= 90	mPas*s
maximale Drehzahl	n	= 140	U/min
Nennlast (mittlere Last = Lastfall 1)	f	= 875	kN

Als nächstes wurden dynamische Belastungsschwankungen untersucht, ausgehend von der mittleren Lagerbelastung und unter sonst normalen Betriebsbedingungen.

Stellvertretend für solche Belastungsschwankungen wurden Stoßbelastungen am Lager aus einem stationären Belastungszustand des Lagers mit der mittleren vorgegebenen Lagerbelastung von 900 kN und einem Laststoß von 1500 kN in verschiedene Richtungen angenommen. Der angenommene Laststoß baut sich in einem Zeitraum von einer viertel Wellenumdrehung auf und wieder ab und geht dann wieder in den ursprünglichen Belastungszustand über. Das Verhalten des Lagers wurde im hydrodynamischen Betrieb und in verschiedenen hydrostatischen Betriebszuständen untersucht.

Seite 26



Bild 12: Verhalten des Hybridlagers im hydrodynamischen Betrieb bei stoßartiger Belastung

Bild 12 zeigt als Beispiel die Reaktionen des Lagers auf stoßartige Belastungen in vier Richtungen im hydrodynamischen Betrieb. Das linke Diagramm zeigt 4 verschiedene, als Sinusfunktion angenommene, schwellende Lastschwankungen. Das rechte Diagramm zeigt die Reaktionen des Lagers auf diese Lastschwankungen durch eine entsprechende Verlagerungsbahn.

Als eine weitere interessante Lastschwankung wurden umlaufende Belastungen untersucht, die z. B. bei Unwuchten die durch Beschädigungen am Propeller auftreten können. Die Simulation solcher Radialschwingungen, infolge von Unwuchten, wird realitätsnah abgebildet, indem eine konstante, nach unten gerichtete mittlere Lagerbelastung² angenommen wird und eine mit der Wellendrehung umlaufende Last. Gegenüber der bisherigen Simulation schwankt dadurch nicht nur die Lastrichtung, sondern auch der Betrag über die Drehzahl, wie im linken Diagramm in Bild 13 zu erkennen ist. Durch Variation der Größe der umlaufenden Last von Null bis zu einem Maximalwert und Auftragung der zugehörigen Verlagerungsbahnen in einem Diagramm in Polarkoordinaten entsteht ein Kennfeld, das die Reaktion des Lagers auf radiale Schwingungen der Lagerbelastung darstellt. Diese Simulationen wurden für das Hybridlager im hydrodynamischen Betrieb (Bild 13) und für verschiedene Betriebsbedingungen des hydrostatischen Betriebs durchgeführt. In diesen Simulationen zeigt das Hybridlager ein stabiles Verhalten. Anregungen zu Eigenschwingungen wurden nicht festgestellt.

² Belastung durch des Eigengewicht von Welle, Propeller und Rotor

Seite 27



Bild 13: Kennfeld der Reaktion auf Radialschwingungen des Hybridlagers im hydrodynamischen Betrieb

Nachdem die stationäre und instationäre Funktion unter mittleren Betriebsbedingungen theoretisch bestätigt wurde, konnte über das gesamte anzunehmende Feld der Betriebsbedingungen die Funktionserfüllung überprüft werden.

Aus den aktuellen Konstruktionsunterlagen und den Festlegungen in der Spezifikation und Verifikationsvorschrift für das LHS-Lager (LHS-SP-0802) sind folgende Variationen der Betriebsbedingungen quantitativ vorgegeben und somit beim Nachweis der Funktionsfähigkeit des Lagers zu berücksichtigen:

Fertigungstoleranz	Δs	=	-0,05	bis	+0,05	mm
Änderung des Lagerspiels	Δs	=	-0,25	bis	+0,25	mm
(bedingt durch angenommene schale von ±20 K)	Tem	peratur	differenzen	zwis	chen W	elle und Lager-
dynamische Viskosität	η	=	323	bis	54	mPas*s
(bedingt durch Schmiermittelter	npera	turen v	on 20°C be	im An	fahren b	ois 50°C)
Wellenverkantung	kant	=	0	bis	0,12	mm/m
(Quelle: eMail Polakangas vom	13.08	3.2008	Datei 7259_	_shaft	_dyz(G_75.jpg)
Drehzahl	n	=	0	bis 1	40	U/min

Die verschiedenen Lastfälle, von denen einige auch schon bei früheren Berechnungen untersucht wurden, stellen eine Streuung der vorgegebenen mittleren Lagerbelastung (Lastfall 1) dar. Zur Verifizierung der Tragfähigkeit des Lagers sind gemäß Spezifikation folgende zu berücksichtigende weitere Lastfälle vorgegeben:

Lastfall 2:	erhöhte stationäre Last	f	=1	100	kN			
Lastfall 3:	(sinusförmig) wechselnde Last	f1	=	0	kN;	f2=fm+ f	a* sin(2*π*a*t))
	mittlere Last	fm	=	900	kN			
	Ausschlagskraft (horizontal)	fa	=	900	kN			
	Lastfrequenz	а	=	6	Hz			
Lastfall 4:	(sinusförmig) wechselnde Last	f1	= fi	m + fa	* sin(2	2*π*a*t);	f2 = 0 kN	

	mittlere Last	fm	=	900	kN					
	Ausschlagskraft (vertikal)	fa	=	900	kN					
	Lastfrequenz	а	=	6	Hz					
Lastfall 5:	Schocklast (Siehe Bild12)									
	mittlere Last	f2m	= ו	900	kN					
	Ausschlagskraft	fa	= '	1500	kN (alle Richtungen)					
	(entspricht einer Maximallast von 2400 kN nach unten)									

Hiermit ergibt sich eine Variantenvielfalt der Betriebsbedingungen, die nicht mehr in einem Kennfeld übersichtlich dargestellt werden kann. Außerdem ist die vollständige Berechnung eines solchen Kennfeldes sehr aufwendig, zumal auch noch verschiedene Lagervarianten zu untersuchen sind. Hier zeigt sich, dass es für die optimale Gestaltung des LHS-Lagers nicht mehr darauf ankommt, für einen bestimmten Betriebspunkt eine optimale Gestaltung zu finden, sondern dass es darauf ankommt, das Lager und die zugehörige Ölversorgung so zu gestalten, dass für das gesamte Feld der möglichen Betriebsbedingungen ausreichende Tragfähigkeiten erreicht werden. Im Kernbereich der Betriebsbedingungen müssen energetisch vertretbare Bedingungen gelten, insbesondere was den Energieverbrauch durch die hydrostatische Schmiermittelversorgung und die Reibleistung an der Welle betrifft. Dazu sind zunächst die kritischen Betriebsbedingungen sind.



Bild 14: Angenommener zeitlicher Verlauf der Schocklast So(T) gemäß Lagerspezifikation und ein Beispiel für den zugehörigen Verlauf der Exzentrizität E und der dimensionslosen minimalen Schmierspalthöhe H_{Min}

Die Schocklast, wie sie in der Lagerspezifikation vorgegeben wurde und in Bild 14 dargestellt ist, stellt die betragsmäßig größte Belastung des Lagers dar. Die angenommene Dauer der Schocklast von insgesamt 0,43 s, das entspricht einer vollen Umdrehung des Propellers bei 140 U/min, ist für das Lager aus hydrodynamischer Sicht eine "lange" Zeit. Bei dieser Dauer der Schocklast wird die stationäre Wellenverlagerung fast erreicht. Das ist für die Tragfähigkeit des Lagers eine Herausforderung, da hier der hydrodynamische Verdrängungsdruck für instationäre Laständerungen kaum wirksam wird. Es erleichtert aber die Modellierung des Lastfalls insofern, dass man die Schocklast als maximale stationäre Lagerbelastung ansehen kann.

Universität Rostock

Wenn nachgewiesen wird, dass das Lager diese Last stationär tragen kann. Solche statischen Lastfälle und dynamischen Lastfälle können abgedeckt werden, deren Spitzenlast kleiner oder gleich der Schocklast ist. Dadurch braucht die Tragfähigkeit der anderen betragsmäßig kleineren Lastfälle nicht extra nachgewiesen zu werden. Das heißt allerdings nicht, dass bei der Erprobung keine dynamischen Lastversuche durchzuführen sind. Das dynamische Regelverhalten der verschiedenen Lagervarianten ist ebenso zu untersuchen.

Als die zwei kritischsten Betriebspunkte ergaben sich folgende:

1. Maximales Lagerspiel s= 0,9 mm (max. Fertigungsspiel und 20 K höhere Temperatur der Lagerschale gegenüber der Welle); Schmiermitteltemperatur temp= 40 °C und dementsprechend eine dynamische Viskosität η = 0,090 Ns/m²; Verkantung kant= 0,12 mm/m bei Schocklast f= 2400 kN.

2. Lagerspiel s= 0,65 mm (max. Fertigungslagerspiel); maximale Schmiermitteltemperatur temp= 50 °C und dementsprechend eine dynamische Viskosität η = 0,054 Ns/m², Verkantung kant= 0,12 mm/m bei Schocklast f= 2400 kN.

Die Betriebspunkte bei verkleinertem Lagerspiel und/oder niedrigeren Schmiermitteltemperaturen sind in der Regel unkritisch, weil sich durch die bessere Schmiegung zwischen Welle und Lagerschale und die höhere Schmiermittelviskosität höhere Tragfähigkeiten des Schmierfilm ergeben, was auch den Einfluss der geringen angenommenen Verkantung kompensiert. Trotzdem muss dieser Betriebsbereich auch sorgfältig beobachtet werden. Bei der Lagervariante "Anfahrhilfe" wurde z.B. ein Lastfall mit reduziertem Lagerspiel simuliert, bei dem die hydrostatische Tragfähigkeit des Schmierfilms so gut ist, dass bei geringer Drehzahl die Welle oben gegen die Lagerschale gedrückt wird, was auch nicht im Sinne eines verschleißfreien Laufes ist.

Für die Lagervarianten "Anfahrhilfe" und "PM-Regler" und für den hydrodynamischen Betrieb wurden einige ausgewählte Kennlinien und die kritischen Lastfälle untersucht. Zu der Lagervariante mit Druckwaagen als Regelelemente der hydrostatischen Schmiermittelversorgung wurden innerhalb des Bearbeitungszeitraums des Projekts keine ausführlichen Berechnungen durchgeführt, da die Entwicklung dieser Bauelemente durch das IFD noch nicht abgeschlossen ist und derzeit keine ausreichenden Informationen vorliegen, um diese Elemente für die Simulation im Programm SIRIUS zu implementieren.

Tabelle 1: Zusammenstellung einiger Betriebspunkte für die Lagervariante "Anfahrhilfe"

f	n	S	temp	kant	h _{Min}	р _{Ри}	q _{Ges}	l _{Pu}	l _{We}	Nr.
[kN]	[U/min]	[mm]	[°C]	[mm/m]	[mm]	[bar]	[L/min]	[kW]	[kW]	
900	140	0,6	40	0	<mark>0,202</mark>	15,4	36	9,2	23,6	1723
2400	0	0,9	40	0,12	<mark>0,056</mark>	24,4	36	14,7	0	1724
2400	70	0,9	40	0,12	<mark>0,057</mark>	24,3	36	14,6	3,0	1725
2400	140	0,9	40	0,12	<mark>0,060</mark>	24,1	36	14,5	5,6	1726
2400	0	0,65	50	0,12	<mark>0,051</mark>	20,2	36	12,1	0	1727
2400	70	0,65	50	0,12	<mark>0,051</mark>	20,2	36	12,1	2,2	1728
2400	140	0,65	50	0,12	<mark>0,052</mark>	20,0	36	12,0	8,7	1729
900	0	0,3	30	0,12	0	24,9	36	14,9	0	1732
900	0	0,3	30	0,12	<mark>0,102</mark>	7,6	4,5	0,57	0	1733
f n	-Lagerbe -Drehzal	astung 1 1	,	h _{Min} P _{Pu}	-minima -Pumpe	ale Spa endruck	lthöhe < m durch i	has I ar	ner	

Lagerspiel temp -mittlere Öltemperatur kant -Wellenverkantung

-Pumpenleistung l_{Pu}

-Reibleistung des Wellendrehmoments

0,104 126

<mark>0,104</mark>126

0,146 66,9

0,098 57,0

Tabelle 1 zeigt eine Zusammenstellung einiger ausgewählter Betriebspunkte für die Anfahrhilfe. Es sind neben dem Nennbetriebspunkt die bisher ermittelten kritischen Betriebspunkte erfasst.

	I	Regle	r"									
f	n	S	temp	kant	q ₀	q _₽	p _{Pu}	h _{Min}	q _{Ges}	I _{Pu}	l _{We}	Nr.
kN	U/min	mm	°C	mm/m	L/min	L/min	bar	mm	L/min	kW	kW	
900	140	0,6	40	0	1,6	4,0	160	<mark>0,127</mark>	22,6	6,0	11,0	1647a
2400	140	0,6	40	0	1,6	4,0	160	<mark>0,055</mark>	16,7	5,4	16,4	1647
2400	0	0,9	40	0	4,8	12	250	<mark>0,077</mark>	69,0	28,8	0	1743
2400	140	0,9	40	0	4,8	12	250	<mark>0,064</mark>	66,3	27,6	11,8	1744

12

12

12

12

250

250

250

250

 Tabelle 2: Zusammenstellung einiger Betriebspunkte f
 ür die Lagervariante "PM

l_{We}

weitere Symbole:

0,65

0,65

0,6

0,3

50

50

40

30

2400

2400

900

2400 0

0

140

0

4,8

4,8

4,8

4,8

0

0

0

0

-theoretischer Ölstrom des PM-Reglers bei Taschendruck = Pumpendruck q_P

Tabelle 2 zeigt eine analoge Zusammenstellung einiger ausgewählter Betriebspunkte für die Lagervariante mit PM-Reglern. Es fällt auf, dass hier für den kritischen Be-

52,4

52,4

27,9

23,8

0

6,7

0

0

1745

1746

1747

1750

⁻Ölstrom des PM-Reglers bei Schmiertaschendruck Null q_0

Seite 31

triebspunkt eines Lagers mit erhöhter Temperatur temp=50°C große Ölströme von 125 L/min erforderlich sind. Außerdem sind bei der gleichmäßigen Verteilung von 12 Schmiertaschen über den Umfang und einer Lagerbreite von 420mm beim maximal angenommenen Lagerspiel s=0,9mm Schmierpumpendrücke von 250 bar erforderlich. Hier musste nach weiteren Optimierungsmöglichkeiten des Lagers gesucht werden.

Ursprünglich war beabsichtigt, für die Variante mit PM-Reglern das Know-how des Herstellers zu nutzen und durch den Hersteller die Auslegung eines solchen Lagers ausführen zu lassen. Die bisherige Anwendung dieser PM-Regler ist vollständig auf hochtourige Werkzeugmaschinenlager und Genau-Führungen von Werkzeugtischen ausgelegt. Deshalb war keine Bereitschaft vorhanden, eine Auslegung nach den verlangten Einsatzkriterien vorzunehmen. Um die Lagervariante mit PM-Regler mit dem Programm SIRIUS simulieren zu können, musste deshalb zunächst aus den wenigen Angaben des Herstellers und den recherchierten Patenanmeldungen das Prinzip der Funktionsweise der PM-Regler ermittelt werden. Das dürfte mit einem vereinfachten Modell ausreichend genau gelungen sein. Eine entsprechend vereinfachte Kennlinie, die sich anhand der Herstellerangaben beschreiben lässt, wurde in das Programm eingebaut, so dass jetzt mit dem Programm SRIUS auch Lager mit PM-Reglern sowohl stationär als auch instationär belastet simuliert werden können.



Bild 15: PM-Regler, prinzipieller Aufbau links, vereinfachtes Schaltsymbol Mitte, idealisierte Kennlinie rechts

Bild 15 zeigt links den prinzipiellen Aufbau eines PM-Reglers. Eine elastische Membran, die von beiden Seiten mit Druck beaufschlagt wird, verstellt die Spalthöhe eines Ringspalts, verändert damit den Drosselwiderstand dieses Ringspalts und regelt so den Ölstrom. Damit stellt dieses Ventil ein Druckdifferenzventil (Druckwaage) dar, da der Drosselwiderstand im Wesentlichen durch die Druckdifferenz zwischen Eingangs- und Ausgangsdruck geregelt wird. Der Hersteller gibt für den PM-Regler eine idealisierte Kennlinie an (Bild 15, rechts), die mit den 4 Kennwerten p_P, q₀, q_P, p_S konstruiert werden kann. Dabei sind

р _Р	 Pumpendruck (während der Aufnahme der Kennlinie)
q ₀ (p _P ,η ₀)	 Ölstrom bei Schmiertaschendruck p_{Ta}=0 und Pumpendruck p_{Pu}=p_P
q _P (η ₀)	 theoretischer Ölstrom bei Taschendruck p_{Ta}=p_P³
ps	 Druckdifferenz zwischen dem Pumpendruck p_P und der Stelle S des maximalen Ölstroms
η_0	- dynamische Viskosität während der Aufnahme der Kennlinie

³ Der Wert q_P ist die Ordinate des Schnittpunktes der Verlängerung des aufsteigenden Hauptastes der Kennlinie mit der senkrechten Linie durch den Wert p_P auf der Abszisse des Diagramms.

Parallel dazu hat auch das IFD mit einem kleinen Laborprüfstand die gelieferten PM-Regler ausgemessen und eine entsprechende Kennlinie in das Lagermodell mit dem Programm FLUENT eingebaut.

Durch Vergleichsrechnungen des IFD mit dem Programm FLUENT und Messungen am 1.Lagerprototyp konnte bestätigt werden, dass mit dieser idealisierten Kennlinie gute Ergebnisse erreicht werden können. Durch Aufnahme der Kennlinien für verschiedene Betriebszustände, ebenfalls durch das IFD, hat sich aber auch gezeigt, dass die von HYPROSTATIK [37] angegebene einfache Umrechnung auf verschiedene Viskositäten nicht zutreffend ist. Hier sind noch weitere Untersuchungen erforderlich. Bis dahin ist es ratsam, für die Berechnung nur Kennwerte zu verwenden, bei deren Ermittlung die Viskosität η_0 in der Nähe der Betriebsviskosität η_1 der PM-Regler im Lager liegt.

6.3.5 Lageroptimierung

Im Abschnitt 6.3.4 wurde in Tabelle 2 eine Auswahl von Betriebspunkten der Lagervariante mit PM-Reglern dargestellt. Bei einer gleichmäßigen Verteilung von 12 Schmiertaschen am Umfang gemäß Prototyp 1 wären 12 PM-Regler mit einem Ölstrom bei Taschendruck Null von $q_0=4,8$ L/min und einem Pumpendruck von $p_{Pu}=25$ MPa erforderlich, um die Schocklast von 2400 kN auch unter den ungünstigsten Bedingungen eines maximalen Lagerspiels s=0,9 mm aufzunehmen. Das führt bei dem anderen kritischen Betriebspunkt (Schmieröltemperatur temp=50°C und Lagerspiel s=0,65mm) zu einem maximal erforderlichen Ölstrom von 126 L/min und einer Pumpenleistung von 52 kW. Dies ist im Prinzip unbefriedigend, so dass ein weiterer Optimierungsbedarf gegeben ist.

Der Variante PM-Regler wurde zunächst eine hohe Priorität bei der Realisierung eingeräumt. Deshalb wurden hier weitere Untersuchungen durchgeführt. Diese sollen nun ausführlich erläutert werden:

Ausgangssituation: Der Prototyp 1 sollte zunächst mit 12 PM-Reglern mit einem Ölstrom bei Taschendruck Null von $q_0=1,6$ L/min ausgerüstet werden. Diese können mit einem Pumpendruck von $p_{Pu}=16$ MPa betrieben werden. Das ergibt bei dem Nennlagerspiel von s=0,6 mm und einer mittleren Schmiermitteltemperatur von 40°C eine maximale Lagerbelastung von 1722 kN bei einem erforderlichen Pumpenölstrom von 21 L/min und 5,5 kW Pumpenantriebsleistung. Als Kriterium für die Grenze der Tragfähigkeit wurde hier und bei allen nachfolgenden Untersuchungen eine minimale Spalthöhe von 0,06 mm angenommen.

Bei dieser Lösung kann also selbst bei Nennbedingungen (Lagerspiel s=0,6mm und mittlerer Öltemperatur temp=40°C) die maximale Schockbelastung von 2400 kN noch nicht getragen werden. Für den Prototyp 1 standen zunächst nur PM-Regler mit einem maximalen Pumpendruck von p_{Pu} =16 MPa zur Verfügung. Für die Erprobung am ersten Prototyp war das aber kein Problem. Es konnte auch mit diesen PM-Reglern das Verhalten zum Nachweis, dass diese Lösungsvariante prinzipiell funktioniert, getestet werden. Erst danach lohnte sich der Aufwand, mit dem Hersteller die Entwicklung entsprechender Regler mit höherem Betriebsdruck zu vereinbaren. Vorgespräche dazu wurden durch BVI geführt.

Bild 16 zeigt die stationäre Tragfähigkeit (bei h_{Min}=0,06 mm) dieses Lagers über alle Lastrichtungen.



Bild 16: Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=16 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, Lagerspiel s=0,6 mm

Um eine höhere Tragfähigkeit zu erreichen, muss zunächst der Pumpendruck erhöht werden, was allerdings auch entsprechende Regler erfordert. Mit einer Druckerhöhung auf 25 MPa ist es möglich, die geforderte Schocklast von 2400 kN bei einem Lagerspiel von 0,6mm zu realisieren. Bild 17 zeigt die Tragfähigkeit dieses Lagers.



Bild 17: Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=25 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, Lagerspiel s=0,6 mm

Wenn man nun aber den kritischen Betriebspunkt Lagerspiel s=0,9 mm annimmt, sinkt die Tragfähigkeit wieder unter die geforderte Schocklast gemäß Bild 18.

Universität Rostock

Seite 34



Bild 18: Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=25 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm

Deshalb sind jetzt die Ölströme der PM-Regler zu erhöhen. Testrechnungen haben ergeben, dass der Ölstrom q_0 bei weiterhin 12 Reglern auf mindesten 4,4 L/min zu erhöhen ist, um bei allen möglichen Lagerspielen (also auch s=0,9mm) die Schocklast von 2400 kN tragen zu können. Bild 19 zeigt die Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern mit q_0 =4,4 L/min bei einem Pumpendruck von 25 MPa und dem maximalen Lagerspiel von 0,9 mm. Dabei werden ein Gesamtölstrom von q_{Pu} =62 L/min und eine Pumpenleistung von I_{Pu} =26 kW benötigt.



Bild 19: Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=4,4 L/min, p_{Pu}=25 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm

Neben dem kritischen Betriebspunkt maximales Lagerspiel s = 0,9 mm gibt es auch noch den kritischen Betriebspunkt maximale Lagertemperatur temp = 50° C. Bezüglich der Tragfähigkeit mit f = 3089 kN ist hier das Lager überdimensioniert, was kein

Problem darstellt. Es zeigt sich aber, dass hier der erforderliche Pumpenölstrom auf 94 L/min bei einer Pumpenleistung von 39 kW ansteigt, was dann bei der Auslegung der Schmiermittelpumpen berücksichtigt werden müsste.

Als nächstes wird nun versucht, die gleiche Ölversorgung auf eine entsprechend größere Anzahl von PM-Reglern zu verteilen. Deshalb werden im nächsten Beispiel (Bild 20) 30 PM-Regler mit dem ursprünglichen Null-Ölstrom von p₀=1,6 gleichmäßig über den Umfang des Lagers verteilt. Dabei konnte der Pumpendruck auf 20 MPa reduziert werden, wobei die Tragfähigkeit von 2400 kN auch im kritischen Betriebspunkt von s=0,9mm erreicht wird.



Bild 20: Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 30 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm

Auch hier muss wieder der andere kritische Betriebspunkt max. Lagertemperatur temp=50°C berücksichtigt werden. Hier beträgt dann der erforderliche Gesamtölstrom q_{Pu}=88 L/min, was eine Reduzierung von 11 L/min bedeutet. Die erforderliche Pumpenleistung beträgt 29 kW, was eine Energieeinsparung von 11 kW ergibt. Diese ist neben dem geringeren Ölstrom auch bedingt durch die Möglichkeit der Druckabsenkung auf 20 MPa.

Diese 30 PM-Regler sind natürlich auch keine befriedigende Lösung und nur als Zwischenschritt für eine weitere Variation anzusehen.

Es wurde bereits in früheren Untersuchungen, davon ausgegangen, dass sich die Gesamtlagerbelastung aus einem statischen Anteil und einem dynamischen Anteil zusammensetzt. Der statische Anteil, der sich im Wesentlichen aus den Gewichtskräften ergibt, ist als mittlere Belastung mit 875 kN angegeben und ist stets nach unten gerichtet. Wenn die Schocklast von f_{Schock}=2400 kN, als maximale Belastung angenommen wird, die sich aus dem statischen Anteil f_{Stat} und einem dynamischen Anteil f_{Dyn} ergibt, so ergibt sich ein maximaler dynamischer Anteil von

 $f_{Dyn} = f_{Schock} - f_{Stat} = 2400 \text{ kN} - 875 \text{ kN} = 1525 \text{ kN}.$

Da keine weiteren Informationen über eine Vorzugsrichtung des dynamischen Lastanteils bekannt sind, muss dies für alle Richtungen angenommen werden. Damit ist

Universität Rostock

für das Lager ein Betriebsfeld der Lagerbelastung gegeben, welches im Bild 21 im linken Diagramm durch den blauen Kreis eingeschlossen wird.

Nun wurde versucht, eine geeignete Verteilung der PM-Regler zu finden, deren Tragfähigkeit das Betriebsfeld der Lagerbelastungen möglichst eng einschließt. Das ist mit einer ungleichmäßigen Verteilung von 18 PM-Reglern mit einem Null-Ölstrom q0=1,6 L/min für den kritischen Betriebspunkt in etwa gelungen. Für das maximale Lagerspiel s=0,9 mm ist in Bild 21 (rote Kurve) das Ergebnis dargestellt.



Bild 21: Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 18 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20 MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm

Für diese Variante ist natürlich auch der andere kritische Betriebspunkt, Schmiermitteltemperatur temp=50°C, zu berücksichtigen. Hier ist ein Gesamtölstrom von q_{Pu} =57 L/min und eine Pumpenleistung von 19 kW erforderlich, was eine weitere Reduzierung von 31 L/min und 10 kW gegenüber der vorhergehenden Variante mit 30 PM-Reglern ergibt.

Nun wurde noch eine weitere Variante untersucht. Es wurden dieses Mal nur 12 PM-Regler, dafür aber mit einem vergrößerten Null-Ölstrom von 2,4 L/min, ebenfalls ungleichmäßig über dem Umfang verteilt. Bild 22 zeigt die Tragfähigkeit (rote Linie rechtes Diagramm). Außerdem ist wieder der oben diskutierte Bereich der Lagerbelastung (blaue Linie im linken Diagramm) und der zugehörige Bereich der Wellenverlagerung (blaue Linie rechtes Diagramm) dargestellt. Energetisch sind diese beiden Lösungen etwa gleichwertig (siehe Daten Tabelle1). Durch die größeren Abstände der Schmiertaschen ist die Kurve der Tragfähigkeit aber wesentlich stärker zerklüftet, besonders im oberen Bereich.
Seite 37



Bild 22: Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=2,4 L/min, p_{Pu}=20 MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm



Bild 23: Druckverlauf im Schmierspalt bei senkrecht nach unten gerichteter Lagerbelastung für 12 ungleichmäßig über den Umfang verteilt PM-Regler



Bild 24: Druckverlauf im Schmierspalt bei schräg nach oben gerichteter Lagerbelastung für 12 ungleichmäßig über den Umfang verteilt PM-Regler

Die beiden nachfolgenden Bilder 23 und 24 zeigen für zwei in etwa entgegengesetzte Lastrichtungen den Druckverlauf im Schmierspalt für die in Bild 22 dargestellten Tragfähigkeiten der PM-Regler.

Während sich im Bereich mit dicht aneinander liegenden Schmiertaschen ein geschlossener, tragender Druckberg bildet (Bild 23), ist der Druckberg bei den weit auseinander liegenden Schmiernuten zerrissen (Bild 24) und hat dadurch eine geringere Tragfähigkeit, die aber für diese Lastrichtung noch ausreichend ist. Durch diese dem Lastverlauf angepasste Verteilung konnte der Ölbedarf erheblich reduziert werden gegenüber einer gleichmäßigen Verteilung am Umfang.

Abschließend sind in Tabelle 3 die wesentlichen Daten der dargestellten Simulationsrechnungen noch einmal übersichtlich zusammengefasst.

Siehe Bild	PM-Regler-Anordnung	s mm	temp °C	η mPa*s	р _{Ри} MPa	f kN	q _{Pu} L∕min	I _{Pu} kW
14	12*1,6 L/min; gleichmäßig über Umfang verteilt	0,6	40	90	16	1505	23	5,9
15	-"-	0,6	40	90	25	2439	23	9,6
16	_"-	0,9	40	90	25	1505	22	9,2
17	12*4,4 L/min; gleichmäßig über Umfang verteilt	0,9	40	90	25	2402	62	26
	"	0,65	50	54,2	25	3089	98	40
18	30*1,6 L/min; gleichmäßig über Umfang verteilt	0,9	40	90	20	2483	53	18
	_ "_	0,65	50	54,2	20	3099	88	29
19	18*1,6 L/min; ungleichmäßig über Um- fang verteilt	0,9	40	90	20	2480	34	11,4
	_"-	0,65	50	54,2	20	2967	57	19
20	12*2,4 L/min; ungleichmäßig über Um- fang verteilt	0,9	40	90	20	2307	35	11,7
	"	0,65	50	54,2	20	2807	59	20

Tabelle 3: Übersicht der wichtigsten Betriebsdaten der Simulationsrechnungen



Bild 25: Vergleich der stationären Tragfähigkeiten eines Lagers mit 18 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20 MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm, mit und ohne Wellendrehung

Da die bisher gezeigten Untersuchungen bei hydrostatischem Betrieb ohne Wellendrehung erfolgten, wird nun noch an einem Beispiel gezeigt, wie sich die Tragfähig-

Universität Rostock

keit bei maximaler Wellendrehung ändert (Bild 25). Erwartungsgemäß unterscheiden sich die Ergebnisse nur geringfügig, wobei die Werte mit maximaler Wellendrehung die Werte ohne Drehung im Wesentlichen umschließen, so dass hier keine Verschlechterung eintritt. Auch alle Zwischenwerte für n= 0 bis 140 U/min werden dementsprechend ein ähnliches Profil aufweisen.

Zusammenfassung des Ergebnisses der Optimierung: Anhand der systematischen Variation der Lagervariante mit PM-Reglern konnte eine Lösung in der Simulation gefunden werden, die voraussichtlich im gesamten vorgegebenen Betriebsbereich eine ausreichende Tragfähigkeit von 2400 kN erreicht bei einem Pumpendruck von 20 MPa, einem maximalen Ölstrom von 57 bzw. 59 L/min und einer maximal erforderlichen Pumpenleistung von 19 bzw. 20 kW. Das sind die Maximalwerte für die kritischen Betriebspunkte, die installiert werden müssen. Im normalen Betriebszustand s=0,6mm; temp=40°C ist der Ölstrom mit ca. 30 bis 35 L/min und damit die Pumpenleistung mit ca. 10 bis 12 L/min noch geringer.

Diese Ergebnisse mussten allerdings noch durch entsprechende Versuche mit dem Prototyp 2 bestätigt werden. Im Rahmen dieses Projektes konnten die Messergebnisse zu diesen Versuchen noch nicht ausgewertet werden.

Die Methode einer manuellen Optimierung durch systematisches Suchen wurde hier so ausführlich dargestellt, weil dies ein Weg ist, bei genauerer Kenntnis der Maximallastverleitung für einen konkreten Einsatzfall eine energetisch optimierte Variante einer Wellenlagerung auszulegen.

6.3.6 Untersuchungen zu einem Aspekt der Zuverlässigkeit der Variante mit PM-Reglern:

Im Zusammenhang mit der wichtigen Forderung einer hohen Zuverlässigkeit der angestrebten Lösung wurde außerdem der Frage nachgegangen, was passiert, wenn PM-Regler ausfallen. Dieser Fall wurde für die beiden oben dargestellten optimierten Varianten mit 12 bzw. 18 ungleichmäßig verteilten PM-Reglern simuliert.



Bild 26: Tragfähigkeitsverlust des Lagers bei Ausfall eines PM-Reglers (Nr.10) im Bereich der größten Lagerbelastung für die Variante 18 PM-Regler(q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm

Seite 40



Bild 27: Tragfähigkeitsverlust des Lagers bei Ausfall eines PM-Reglers (Nr.7) im Bereich der größten Lagerbelastung für die Variante 12 PM-Regler(q₀=2,4 L/min, p_{Pu}=20MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm

Die Bilder 26 und 27 zeigen den Fall, dass jeweils 1 Regler im Bereich der maximalen Lagerbelastung ausgefallen ist. Die rote Linie zeigt die Tragfähigkeit des Lagers bei Ausfall des PM-Reglers für die Schmiertasche Nr.10 bzw. Nr.7 im Vergleich mit der Tragfähigkeit, wenn alle Regler funktionieren (blaue Linie). Der Tragfähigkeitsverlust ist gering, besonders für die Variante mit den 18 kleinen Reglern. Interessant ist auch die Beobachtung, dass hier der Tragfähigkeitsverlust nicht dann auftritt, wenn die Belastung direkt auf die Schmiertasche des ausgefallenen Reglers zeigt, sondern wenn Lastrichtung und Schmiertasche versetzt zueinander liegen. Das ist damit zu erklären, dass der Tragfähigkeitsverlust dann eintritt, wenn der Ausfall an der Flanke des Druckbergs stattfindet und dadurch die Ausdehnung des tragenden Druckbergs sich verringert. Liegt dagegen die ausgefallene Schmiertasche in der Mitte, halten die benachbarten Schmiertaschen den Druck weitgehend aufrecht.

Anders sieht es aus, wenn ein PM-Regler im Bereich der kleinsten Lagerbelastung ausfällt (Bild 28 und 29). Da hier weniger Schmiertaschen am jeweiligen Druckberg beteiligt sind, wirkt sich ein Ausfall stärker aus. Das macht sich besonders bei der Variante bemerkbar, bei der nur 12 Schmiertaschen ungleichmäßig am Umfang verteilt sind (Bild 29). Damit beeinflusst die Anzahl der verwendeten PM-Regler die Zuverlässigkeit. Es ist also unter Berücksichtigung der Kosten für die Regler zu entscheiden, ob viele kleine Regler den Vorzug bekommen gegenüber wenigen und dafür größeren Reglern.

Lagerbelastung f(t), xf(t) bzw. f1(t), f2(t) Verlagerungsbahn e(t), g(t) bzw. e1(t), e2(t) 4000 05 PM-Regler 18 verstopft Exzentrität e alles o.k. 04 s/2 3000 verstopfter PM-Regler 0.3 2000 0.2 1000 0.1 e2 [mm] f2 [kN] 0 0 0.1 1000 0.2 2000 0.3 3000 0.4 4000 05 4000 3000 2000 1000 0 1000 2000 3000 4000 0.5 0.4 0.3 0.2 0.1 0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 f1 [kN] e1 [mm]

Bild 28: Tragfähigkeitsverlust des Lagers bei Ausfall eines PM-Reglers (Nr.18) im Bereich der kleinsten Lagerbelastung für die Variante 18 PM-Regler(q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm



Bild 29: Tragfähigkeitsverlust des Lagers bei Ausfall eines PM-Reglers (Nr.7) im Bereich der kleinsten Lagerbelastung für die Variante 12 PM-Regler(q₀=2,4 L/min, p_{Pu}=20MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm

Diese Untersuchungen zeigen, dass ein Lager bei Ausfall eines PM-Reglers mit leichten Tragfähigkeitsverlusten weiter seine Funktion erfüllt und deshalb nicht sofort ausgetauscht werden muss, was für die Gesamtbewertung der Zuverlässigkeit der Lösung positiv ist. Selbst wenn zwei gegenüberliegende PM-Regler ausfallen, ist der Tragfähigkeitsverlust nicht größer als bei Ausfall nur eines der beiden. Wenn aber zwei benachbarte Regler ausfallen wird die Sache kritischer. Dieser Fall wurde noch nicht simuliert, kann aber noch nachgeholt werden. Die Wahrscheinlichkeit, dass zwei Regler gleichzeitig ausfallen ist sehr gering, wenn jeder einzelne Regler bereits

Universität Rostock

Seite 41

eine hohe Zuverlässigkeit hat. Dennoch stellt sich die Frage, wie im laufenden Betrieb der Ausfall eines Reglers festzustellen ist. Von Bedeutung ist die Klärung dieser Frage bei den langen Betriebszeiten der Schiffe (Dockungszeiten). Der Fall, dass unbemerkt eine Anzahl von Reglern ausfällt, muss ausgeschlossen werden können. Dies würde dann zum Ausfall des Lagers führen. Mit diesen Untersuchungen konnte gezeigt werden, dass für die Variante mit PM-Reglern nicht nur eine einzige Lösung zu erwarten ist, die den gesamten Betriebsbereich des Lagers abdeckt.

Es wird auch ein Weg aufgezeigt, wie zukünftig bei besserer Kenntnis des Lastspektrums entsprechend angepasste hydrostatische Ölversorgungssysteme für den jeweiligen Einsatzfall ausgelegt werden können. Das wird dadurch möglich, dass mit dem Programm SIRIUS zügig verschiedene Varianten durchgerechnet werden können.

6.3.7 Das Gleitlager als Schmiermittelpumpe

Ein wichtiger Punkt zur Beurteilung der Zuverlässigkeit des LHS-Lager ist die Klärung der Frage, was beispielsweise in einem Havariefall passiert. Eine derartige Situation könnte eintreten, wenn durch einen elektrischen Blackout alle Schmiermittelpumpen nicht mehr arbeiten und der Propeller nicht angehalten werden kann. In einem solchen Fall stellt sich die Frage, ob das Lager mit einem geringeren Schmiermittelstrom weiter versorgt und die hydrodynamische Schmierung aufrechterhalten werden kann. Eine Voraussetzung wäre dann auch, dass ein Teil der Reibungswärme abgeführt wird, so dass das Lager unter diesen Bedingungen noch einige Zeit ohne wesentlichen Verschleiß weiter arbeiten kann.

Es ist bekannt, dass der sich verengende Schmierspalt im hydrodynamischen Gleitlager eine "Reibungspumpe" darstellt, die Schmiermittel in den Schmierspalt fördert und so den erforderlichen hydrodynamischen Druck erzeugt. Damit wird erreicht, dass die Gleitflächen von Welle und Lagerschale gegen die Lagerbelastung auf Abstand gehalten werden. Dabei werden problemlos Drücke von 200 bar und mehr erzeugt.

Es war auch zu klären, ob diese Reibungspumpe nicht auch einen externen Schmiermittelkreislauf antreiben könnte. Hierzu wurden geeignete Simulationsrechnungen durchgeführt.

Bild 30 zeigt den Ölstrom durch das Lager, aufgetragen über den Umgebungsdruck an den Lagerrändern. Das ist der Druck im Rücklaufraum, der auch direkt auf die Wellendichtungen wirkt. Dabei wurde der angenommene Schmiermittelzufuhrdruck mit $p_{Ta}=1,4$ bar (=2,4 bar absolut)⁴ konstant gehalten.

Weiterhin wurden folgende Bedingungen angenommen:

-			-		
Lagerspiel	S	=	0,6	mm	
Dynamische Viskosität	η	=	90	mPa*s	
Drehzahl	n	=	140	U/min	
Lagerbelastung	f	=	900	kN	
		11 A 11		1 Ä1	

Alle 12 Schmiertaschen sind an die Niederdruck-Ölversorgung angeschlossen.

Dabei wird folgender Fall simuliert: Die Schmiertaschen werden aus einem Hochbehälter in einer Höhe von ca.15 m über der Schiffswelle ausschließlich durch die Schwerkraft des Öls versorgt. Aus dem Rücklaufraum des Lagers soll durch die Pumpwirkung des Lagers gegen die Schwerkraft und gegen einen zusätzlichen Gegendruck, der z.B. durch Widerstände in den Leitungen entsteht, das Öl wieder zurück in den Hochbehälter gepumpt werden.

⁴ Der atmosphärische Druck ist mit ca. 1 bar angenommen.



Bild 30: Theoretische Kennlinie des Hybridlagers als Schmiermittelpumpe

Bild 30 zeigt demnach, dass auch ohne aktive Ölzufuhr nur bei anstehender Ölsäule von 1,4 bar über dem atmosphärischen Druck und gleichem Umgebungsdruck am Lagerrand von ebenfalls 1,4 bar noch ein erheblicher Ölstrom von mehr als 10 L/min fließt. Dieser Ölstrom sinkt mit ansteigendem Staudruck am Lagerrand, kommt aber erst bei einem Gegendruck von ca. 30 bar am Lagerrand zum Erliegen.

Damit wäre eine Pumpwirkung im Blackout-Fall gegeben, so dass im Notlauf noch Öl durch das Lager gepumpt wird. Das Lager würde zwar zeitweilig evtl. im Mischreibungsbetrieb arbeiten, aber dabei nicht völlig trocken laufen. Außerdem könnte problemlos so viel externer Druck erzeugt werden, dass das abfließende Öl wieder nach oben gepumpt wird und der Ölkreislauf aufrechterhalten würde. Dadurch wäre es möglich, dass die entstehende Reibungswärme zumindest teilweise über das Öl abgeführt würde. Voraussetzung für die Funktion der Pumpe ist nur, dass auch die Ölzuleitung im Blackout nicht blockiert wird und die Ölsäule mindestens mit atmosphärischem Druck in den Schmiertaschen ansteht. Hier wäre insbesondere darauf zu achten, dass auch der Druckabfall über die federbelasteten Rückschlagventile möglichst gering ist.

Um dieses theoretische Ergebnis zu überprüfen, wurde am Versuchsstand mit dem zweiten Prototyp und einem 7 m über dem Lager angebrachten Hochbehälter ein entsprechender Versuch durchgeführt. Das Lager arbeitete über die gesamte Versuchszeit als Pumpe, obwohl auch beim zweiten Prototyp die Kanäle für die Niederdruck-Schmiermittelversorgung noch nicht optimal gestaltet waren und noch einen relativ hohen Reibungswiderstand erzeugten. Ein Durchflussanzeiger und die Erwärmung des Hochbehälters zeigten die kontinuierliche Pumpwirkung qualitativ an. Gemessen werden konnte der Ölstrom allerdings nicht, da der verfügbare Stromsensor für den Einbau in Druckleitungen ausgelegt ist und ein zu großes Druckgefälle erzeugt. Damit ist prinzipiell die Funktion des Lagers als Schmiermittelpumpe nachgewiesen. Zur Quantifizierung der Pumpwirkung und einer rechnerischen Überprüfung der Ergebnisse sind weitere Untersuchungen erforderlich. Damit würden für die Lagerauslegung belastbare Daten zur Verfügung stehen.

6.3.8 Lagerverformung

Die Verformung der Lagerschale einschließlich des Lagergehäuses ist im Vergleich zur Spalthöhe nicht vernachlässigbar gering. Die tatsächliche Spaltgeometrie sollte

daher ermittelt und in die Berechnung des Schmierspaltdrucks einbezogen werden. Da SIRIUS beliebige punktweise gegebene Formabweichungen der Lagerschale von der ideal zylindrischen Form berücksichtigen kann, ist das prinzipiell möglich. Diese Berechnung erfordert aber eine zusätzliche Iteration, in der die Lagerverformung und der Schmierfilmdruck schrittweise aneinander angepasst werden. In Vorbereitung der kommenden Versuche war zu untersuchen, welcher Iterationsalgorithmus konvergiert und welcher Berechnungsaufwand dadurch entsteht. Gemeinsam mit dem ILK wurde eine Testrechnung, mit einem einfachen manuellen Iterationsalgorithmus, durchgeführt.

Als Anfangswerte der Iteration wird die Druckverteilung im starren ideal-zylindrischen Lager verwendet. Mit diesem wird die erste Näherung der Lagerverformung berechnet. Mit dieser Formabweichung wird ein neuer Druckverlauf im Lager berechnet. Es wurden zwei Datenschnittstellen zur Datenübertragung der Ergebnisse zwischen dem FEM-Programm und dem Lagerberechnungsprogramm SIRIUS in Form von Textdateien vereinbart und die notwendigen Datentransformationsroutinen geschrieben. Nach vier Iterationsschritten wurde bereits eine ausreichende Genauigkeit erreicht. Dadurch war es möglich, mit dieser einfachen manuellen Iterationsmethode bei vertretbarem Aufwand für einige stationäre Lastfälle den Einfluss der Lagerverformung zu berücksichtigen, was insbesondere bei den Spitzenlasten erforderlich ist. Für ganze Verlagerungsbahnen ist diese Methode nicht mit einem vertretbaren Zeitaufwand möglich.

Druck p(X,Z) und Spaltgoemetrie h(X,Z)





Bild 31 zeigt für die durchgeführte Testrechnung den Druckverlauf über den abgewickelten Schmierspalt bei Annahme einer starren, ideal zylindrischen Lagerschale und Bild 32 zeigt im Vergleich dazu den Druckverlauf bei verformter Lagerschale und gleicher Lagerbelastung.

Druck p(X,Z) und Spaltgoemetrie h(X,Z)



Bild 32: Druckverlauf p(x,z) und Spalthöhe h(x,z) über die abgewickelte Spaltfläche für die verformte Lagerschale



Bild 33: Vergleich Druckverlauf P(X) und Spalthöhe H(X) im Lagerquerschnitt für das unverformte Lager (links) und das verformte Lager (rechts)

Bild 33 zeigt in einem Querschnitt durch die Lagermitte neben dem Druckverlauf die Spaltgeometrie für das unverformte und das verformte Lager. Der weiße Kreis im rechten Bild deutet die Kontur der unverformten Lagerschale an. Die Verschiebungen der Punkte der Lagerschalenoberfläche sind hier größer als die mittlere Spalthöhe. Da die Welle bei gleichbleibender Last der Verschiebung der Lagerschalengleitfläche folgt, entsteht hier eine Exzentrizität, die größer als das halbe Lagerspiel ist. (Die Verformung der Außenkontur der Lagerschale wurde in der Darstellung Bild 33 nicht berücksichtigt.)

Da sich die Lagerschale bei ihrer Verformung wie ein Band um die Kontur der Welle legt, entsteht hier ein breiterer Druckberg mit einer gleichmäßigeren Druckverteilung, was auch gut in Bild 32 zu erkennen ist. Dadurch verbessert sich im gezeigten Bei-

spiel die Tragfähigkeit durch die Verformung sogar etwas, was durch die größere minimale Spalthöhe im verformten Lager zum Ausdruck kommt.

Minimale Spalthöhe des unverformten Lagers 0,121 mm

Minimale Spalthöhe des verformten Lagers 0,142 mm

Diese Methode ist prinzipiell auch später für die Auslegung von Lagern für konkrete Pod-Antriebe anwendbar. Die Nachrechnungen der Erprobungsergebnisse liefern hierzu aber keine Aussage, weil die Gehäuse der Pod-Antriebe voraussichtlich andere Steifigkeiten aufweisen werden.

Mit der Ausgabe von studentischen Arbeiten [24, 25, 26] wurde das Problem dahin gehend weiter bearbeitet, dass auch für instationäre Fälle die Lagerverformung in die Berechnung von Gleitlagern einzubeziehen ist. Der Grundgedanke dieses Verfahrens ist, das zunächst für ein konkretes Lager unabhängig von einem konkreten Lastfall mit einer FEM-Berechnung eine Verformungsmatrix berechnet wird. Diese ist eigentlich eine Matrix von Einzelverformungsmatrizen und kann als ein 4dimensionales Datenfeld dargestellt werden. Mit diesem Feld können dann für beliebige insbesondere auch instationäre Lastfälle die Verformungen berücksichtigt werden. Der Vorteil des Verfahrens besteht darin, dass nicht bei jeder neuen Berechnung einer Lagerverformung mit einem FEM-Programm ein umfangreiches Gleichungssystem gelöst werden muss, sondern diese auf einfache Matrizenmultiplikationen reduziert wird und direkt im Programm SIRIUS ausgeführt werden könnte. In einer Programmvariante von SIRIUS wurde die Ausführung dieser Matrizenmultiplikationen implementiert. Das vorläufige Ergebnis dieser Arbeiten zeigt, dass dieser Weg prinzipiell richtig ist und weiter verfolgt werden sollte. Darüber hinaus stellen sich weitere Probleme, die nicht im Rahmen dieses Projektes lösbar sind und zukünftig einer gesonderten weiteren Bearbeitung bedürfen. So hat sich gezeigt, dass insbesondere bei der Bearbeitung instationärer Lastfälle und "großer" Verformungen⁵ numerische Instabilitäten auftreten. Hier muss noch nach geeigneten Iterationsstrategien gesucht werden.

6.4 Konstruktion und Fertigung der Versuchseinrichtung

Zu diesem Arbeitspaket erfolgte keine Bearbeitung durch KT/CAD

6.5 Konstruktion und Fertigung der Prototypen

Neben der mathematischen Modellierung und der Auslegung der Prototypenlager war auch die eigentliche Konstruktion von KT/CAD zu erstellen. Mit dem neuen Lösungsvorschlag, ein Hybridlager mit drei verschiedenen Varianten der hydrostatischen Schmiermittelversorgung zu erproben, wären dementsprechend mindestens drei Prototypen zu fertigen und zu erproben gewesen, ohne dabei noch einen weiteren verbesserten Prototype vorzusehen. Im Rahmen der Bearbeitung entstand die Idee, zunächst einen Lagerprototyp zu entwickeln, in dem in der Lagerschale nur die erforderlichen Sensoren und die Schmiertaschen einschließlich der erforderlichen Ölzuführungsbohrungen enthalten sind, während alle hydraulischen Ölversorgungseinrichtungen extern angeordnet werden. Dieser Prototyp sollte den Vorteil haben, dass hier alle drei Varianten erprobt werden können, ohne den aufwendigen Wechsel der Lagerschalen. Da das dynamische Verhalten hydraulischer Steuerungen mit langen Leitungen in der Regel als schlechter anzusehen ist als mit Steuerelementen direkt am Verbraucher, wäre man mit dieser Erprobung auch auf der sicheren Seite. Falls sich bei den Erprobungen am ersten Prototyp bereits ergibt, welche Variante

⁵ Wenn die Verformung größer ist als die mittlere Spalthöhe.

Seite 47

die beste ist, könnte man anschließend mit dieser besten Variante als zweiten Prototyp in verbesserter Ausführung und mit eingebauten Ventilen in die detaillierte Erprobung einer seriennahen Variante übergehen. So sollte ein Teil des Terminverzuges aus dem Prüfstandsbau aufgeholt werden können. Bild 34 zeigt den Schnitt durch den Entwurf des ersten Prototyps.



Bild 34: Entwurf des Prototyps mit externen hydraulischen Ölversorgungseinrichtungen. Schnittdarstellung der Lagerschale im Bereich einer Schmiertasche einschließlich Dichtungen und Dichtungslaufbuchsen

Da im Schiffbau angestrebt wird, möglichst wenig Rohrleitungen zu verwenden und der Wunsch besteht, sich mit der Gestaltung des ersten Prototyps bereits einer Serienlösung zu nähern, wurde dieser Vorschlag verworfen. Die Idee eines Universallagers, verwendbar für alle drei Schmiermittel-Versorgungsvarianten, sollte aber beibehalten werden.



Bild 35: LHS-Lager, erster Prototyp ausgerüstet mit Proportionaldrosselventilen

Damit entwickelte sich die Konstruktion des ersten Prototyps zu einer komplexeren Aufgabe. Die Anforderungen an alle drei Varianten einschließlich der erforderlichen Sensoren für die Erprobung mussten insgesamt berücksichtigt werden. Es wurde eine Lösung gewählt, bei der die Hochdruckölverteilung über einen Ringkanal zwi-

schen dem Lagergehäuse und einem Anschlussring erfolgt. Auf diesem Anschlussring sind für die jeweilige Ventilvariante austauschbare Adapterklötze angeordnet für die Aufnahme der jeweiligen Ventile einschließlich der erforderlichen Rückschlagventile. Bild 35 zeigt diese Lösung, hier mit Proportional-Drosselventilen ausgerüstet.

Parallel zu der Konstruktion des ersten Prototyps durch KT/CAD wurde durch BVI ein weiterer Lösungsvorschlag bearbeitet, mit einer anderen Art der Öl führenden Kanäle innerhalb des Lagers. Für den ersten Prototyp wurde die Gestaltung mit dem Adapterring gemäß Bild 35 gewählt.

Vor Beginn der Erprobung des ersten Prototyps und damit ohne Erkenntnisse aus den vorangegangenen Versuchen mussten die Vorbereitungen zur Konstruktion des zweiten und dritten Prototyps nach bestem Wissen und Gewissen erfolgen. Überlegungen für die spätere Serienfertigung wurden einbezogen. Dafür liegen zwei detaillierte Entwürfe vor (Bild 36 und 37).

In diesen Entwürfen wird die Funktion des Anschlussrings in den ersten Haltering für die Wellendichtung integriert, so dass ein großes Drehteil eingespart wird. Außerdem wurde untersucht, auf welchen Wert sich der Außendurchmesser der Lagerschale reduzieren lässt. Statt wie am ersten Prototyp mit 1100 mm vorgesehen, könnte dieser auf 1000 mm bei Neuanfertigungen reduziert werden. Damit würde sich die Masse der Lagerschale von 1500 kg auf 1000 kg reduzieren.



Bild 36: Entwurf des 2.Prototyps mit Hoch- und Niederdruck-Ölzuführung auf einer Seite



Bild 37: Entwurf des 2.Prototyps mit Hochdruckölversorgung links und Niederdruckölversorgung rechts

Wegen der fehlenden Erprobungsergebnisse konnte die Konstruktion bis Juli 2011 durch KT/CAD nicht abgeschlossen werden. Die weiteren Konstruktionsarbeiten zum zweiten Prototyp wurden dann durch den Partner BVI ausgeführt.

6.6 Prototyperprobung und Bewertung

Die Durchführung der Versuche erfolgte im Wesentlichen durch das IFD und das ILK. Durch KT/CAD wurde ein großer Teil des Erprobungsprogramms erarbeitet, das während der Erprobung mit den Erkenntnissen aus den Versuchen durch das IFD fortgeschrieben wurde. KT/CAD beteiligte sich hauptsächlich als Partner bei der Erörterung der Ergebnisse und Fragen zur Fortführung der Versuche. Außerdem führte KT/CAD maßgeblich die Berechnungen zur Validierung der Simulationsmodelle aus.

6.6.1 Messwerterfassung und -aufbereitung

Durch die Größe des Lagers konnte problemlos eine große Anzahl von Sensoren im Lager untergebracht werden. Es wurden Spalthöhen, Temperaturen und Schmiermitteldrücke im Lager gemessen. Außerdem wurden am Prüfstand bzw. in der Peripherie des Lagers verschiedene Zufuhr- und Ablaufdrücke, Schmiermittelströme, Zulaufund Ablauftemperaturen, Lagerbelastung und Drehzahl gemessen. Die meisten Werte wurden elektronisch erfasst und konnten bei instationären Betriebszuständen mit einer Taktfrequenz von 0,01 s abgetastet werden, so dass für jede Messung eine umfangreiche Datei mit den Messdaten zur Auswertung zur Verfügung stand. Hierüber liegen eine Aufstellung der erfassten Messdaten und eine Übersicht der Lage der Messstellen im Versuchslager des ersten Prototyps vor.

Ein Vergleich der Messergebnisse mit Simulationsrechnungen setzt zunächst voraus, dass die Ergebnisse der Messungen vergleichbar gemacht werden. Ein Teil der erforderlichen Lagerdaten kann direkt gemessen werden und kann auch direkt als Ein-

gabewert für die Berechnung oder als Vergleichswert für die Berechnungsergebnisse verwendet werden. Das ist z. B. der Lagerdurchmesser d, die Lagerbreite b, die Wellendrehzahl n, die Schmiertaschendrücke p_{01} bis p_{12} , der Versorgungsdruck p_{HD} bzw. p_{ND} und der Gesamtölstrom Q_{HD} bzw. Q_{ND} durch das Lager.⁶

6.6.1.1 Lagerbelastung

Die Lagerbelastung f und ihre Richtung xf sind dagegen schon nicht mehr direkt vorzugeben und zu messen. Ihre genaue Berechnung aus den Drücken der Belastungszylinder anhand der Hebelwirkung ist aber unproblematisch. Diese Berechnung erfolgt bereits durch das Messprogramm am Versuchsstand, sodass die Lagerbelastung im Messprotokoll wie ein direkt gemessener Wert erscheint. Zu beachten ist hier allerdings, dass der Anteil der Lagerbelastung, der aus dem Eigengewicht der bewegten Teile resultiert, noch nicht berücksichtigt ist. Er wurde berechnet mit rund 100 kN und ist bei jeder Nachrechnung unter Berücksichtigung der Lastrichtung vektoriell zu addieren.

6.6.1.2 Umrechnung der Messwerte der Spalthöhe⁷

Wesentlich aufwendiger ist die Berücksichtigung der Spaltgeometrie. Am Versuchsstand werden gemäß Bild 38 über den Schmierspalt verteilt an 8 Stellen die Spalthöhe h_{01} bis h_{08} gemessen.



Bild 38: Anordnung der Spaltsensoren h_{01} bis h_{08} im 1. Prototyp

Im Programm SIRIUS wird für die Berechnung des Druckverlaufs im Schmierspalt mit dem Differenzenverfahren die Schmierspaltfläche mit einem Gitternetz überzogen; im hier dargestellten Beispiel mit einer Teilung von 360x32=11520 Gitterpunkten. Die Berechnung benötigt für jeden dieser Gitterpunkte, einen Wert. SIRIUS ist in der Lage, durch Eingabe einer Spalthöhe für jeden Gitterpunkt beliebige Spaltgeometrien zu berücksichtigen. Dafür reichen die 8 gemessenen Spalthöhen bei Weitem nicht aus. SIRIUS kann aber auch, durch Verwendung einiger weniger Parameter, z.B. für die Verkantung der Welle, für Formabweichungen der Lagerschale vom idealen Zylinder und für die Exzentrizität der Welle, die Spaltgeometrie für jeden Gitterpunkt berechnen. Diese Parameter können im Versuch nicht direkt gemessen werden. Durch eine vorgelagerte Berechnung können die acht Spalthöhen h₀₁ bis h₀₈ in die benötigten Parameter umgerechnet werden. Diese Daten stellen dann, ähnlich wie

⁶ Im Bericht wird im Wesentlichen die Nomenklatur verwendet, wie sie auch im Programm SIRIUS verwendet wird. Diese weicht von der Nomenklatur ab, wie sie im Messcomputer des Versuchsstandes verwendet wird.

⁷ Die in diesem Abschnitt gezeigten Messwerte entstammen der Messung V006_2011-10-14_01

die berechnete Lagerbelastung, indirekte Messergebnisse dar, die für die Vergleichsberechnung als Eingabewerte bzw. als Werte für den Vergleich mit den Berechnungsergebnissen verwendet werden können.

Gegeben:				
d := 770mm b :	= 420mm s := 0.6	mm		
X1_grd := -30	X2_grd := -120	X3_grd := 150	X4_grd := 60	
$X1 := \frac{X1_grd \cdot \pi}{180}$	$X2 := \frac{X2_grd \cdot \pi}{180}$	$X3 := \frac{X3_grd \cdot \pi}{180}$	$X4 := \frac{X4_grd \cdot \pi}{180}$	
X1 = -0.5236	X2 = -2.0944	X3 = 2.6180	X4 = 1.0472	
z1 := -174mm	z2 := 174mm			
h01 := 0.2882mm h05 := 0.3001mm	h02 := 0.0881mm h06 := 0.2229mm	h03 := 0.2455mm h07 := 0.2038mm	h04 := 0.4938mm h08 := 0.3363mm	XLa_grd := -0 XLa grd·π
Spaltgeometrie:				$XLa := \frac{1}{180}$
$s := \frac{(h01 + h02 + h0)}{(h01 + h02 + h0)}$	03 + h04 + h05 + h06 -	+ h07 + h08)		XLa = 0.0000
	4	s =	0.5447 mm	100
$h(X,z,e,\gamma,kant,XK)$	ant, unLa, XLa, koLa) :	$=\frac{s}{2}-e \cdot \cos(X-\gamma)$	- kant· <mark>2</mark> ·z·cos(X - X) b	$Kant) - unLa \cdot cos[2 \cdot (X - XLz)] - koLa \cdot \frac{2}{b} \cdot z$
Schätzwerte:e := 0.mmkant $\gamma := -1$ XKa	:= 0mm unLa := (nt := 0	0mm koLa := 0mm		
Vorgabe $h(X1,z1,e,\gamma,kant,X)$	Kant, unLa, XLa, koLa) = h 01		
$h(X2,z1,e,\gamma,kant,X)$	Kant, unLa, XLa, koLa) = h02		
$h(X3,z1,e,\gamma,kant,X)$	Kant, unLa, XLa, koLa) = h 03		
$h(X4,z1,e,\gamma,kant,X)$	Kant, unLa, XLa, koLa) = h 04		
$h(X1,z2,e,\gamma,kant,X)$	Kant, unLa, XLa, koLa) = h 05		
$h(X2,z2,e,\gamma,kant,X)$	Kant, unLa, XLa, koLa) = h06		
$h(X3,z2,e,\gamma,kant,X)$	Kant, unLa, XLa, koLa) = h 07		
$h(X4,z2,e,\gamma,kant,X)$	Kant, unLa, XLa, koLa) = h08		
$\begin{pmatrix} e_val \\ \gamma_val \\ kant_val \\ XKant_val \\ unLa_val \\ koLa_val \end{pmatrix} := Suc$:hen(e,γ,kant,XKant	unLa,koLa)		
e_val = 0.1343.mm	kant_val = 0.0897.mr	n unLa_val	= 0.0259·mm koLa_v	al = 0.0079.mm
$\gamma_{val} = -2.3560$	XKant_val = 1.2286			
$\gamma_{grd} := \frac{\gamma_{val} \cdot 180^{\circ}}{\pi}$	XKant_grd := XKan	t_val·180° π		
$\gamma_{grd} = -135^{\circ}$	XKant_grd = 70.4.°			

Bild 39: Ausschnitt aus einer Mathcad-Routine zur Umrechnung der 8 Spalthöhen-Messwerte in die Parameter zur Berechnung der Spaltgeometrie mit SIRIUS

Diese Umrechnung kann z. B. mit einer Mathcad-Routine gemäß Bild 39 realisiert werden. Durch Einsetzen der 8 gemessenen Werte h_{01} bis h_{08} und ihrer Ortskoordinaten X und Z in die Gleichung

h(X,z,e,γ,kant,XKant,unLa,XLa,koLa)=...

(siehe Bild 39)

ergibt sich ein nichtlineares Gleichungssystem für die gesuchten Daten. Mathcad verfügt über die praktische Fähigkeit, solche Gleichungssysteme zu lösen, sofern

eine Lösung existiert, ohne dass man sich mit dem Lösungsverfahren selbst beschäftigen muss. Wenn es keine genaue Lösung gibt, sucht Mathcad eine genäherte Lösung mit minimiertem Fehler.

Mit einer Probe gemäß Bild 40 ist außerdem zu überprüfen, wie genau die Näherungsfunktion die gemessenen Punkte abbildet. In unserem Beispiel liegt der Fehler bei ca. $\pm 0,001$ mm, was eine sehr gute Annäherung ist.

Probe: h01 val := h(X1,z1,e val, γ val,kant val,XKant val,unLa val,XLa,koLa val) = 0.2873 mm h02 val := h(X2,z1,e val, γ val, kant val, XKant val, unLa val, XLa, koLa val) = 0.0890 mm h03 val := h(X3,z1,e val,γ val,kant val,XKant val,unLa val,XLa,koLa val) = 0.2446 mm h04 val := h(X4,z1,e val,γ val,kant val,XKant val,unLa val,XLa,koLa val) = 0.4947·mm h05 val := $h(X1, z2, e val, \gamma val, kant val, XKant val, unLa val, XLa, koLa val) = 0.3010 mm$ h06 val := h(X2,z2,e val, γ val, kant val, XKant val, unLa val, XLa, koLa val) = 0.2220 mm h07 val := $h(X3, z2, e val, \gamma val, kant val, XKant val, unLa val, XLa, koLa val) = 0.2047 mm$ h08 val := h(X4,z2,e val, y val, kant val, XKant val, unLa val, XLa, koLa val) = 0.3354 mm $\Delta h01 := h01 - h01 val = 0.0009 mm$ $\Delta h02 := h02 - h02 val = -0.0009 mm$ $\Delta h03 := h03 - h03 val = 0.0009 mm$ $\Delta h04 := h04 - h04 val = -0.0009 mm$ $\Delta h05 := h05 - h05 val = -0.0009 mm$ $\Delta h06 := h06 - h06 val = 0.0009 mm$ $\Delta h07 := h07 - h07 val = -0.0009 mm$ $\Delta h08 := h08 - h08 val = 0.0009 mm$

Bild 40: Probe der Umrechnung aus Bild 39



Bild 41: Spielraum (grün) des Lagers mit Darstellung der Lagerschalenachse (blau) und der verkanteten Wellenachse (rot)

Mit Gnuplot können die geometrischen Verhältnisse gemäß Bild 41 dann grafisch dargestellt werden. Um die Formabweichung von der ideal zylindrischen Form gut erkennen zu können, wurde in die grafische Darstellung zusätzlich die Kontur eines ideal runden Zylinders in grauer Farbe eingezeichnet.

Während der ersten Erprobung mit dem Prototyp 1 zeigte sich, dass durch die unvermeidliche Elastizität des Versuchstands größere Verkantungen der Welle in der Lagerschale auftreten als erwartet. Deshalb musste dies bei der Durchführung aller Versuche berücksichtigt werden. Bei großen Lagerbelastungen muss die Ausrichtung der Welle am Stützlager verändert werden, um die Tragfähigkeit des Lagers auch ausnutzen zu können. Das erhöht die Anzahl der auszuführenden Messreihen. Da auch im Schiffsbetrieb mit Verkantungen zu rechnen ist, sind die daraus zu gewinnenden Erfahrungen außerordentlich hilfreich, wenn nicht sogar zwingend erforderlich. Leider fehlen von den zukünftigen Nutzern des Lagers noch belastbare Informationen, mit welchen Verkantungen im Pod-Antrieb zu rechnen ist. Es ist derzeit noch nicht möglich, den vorliegenden Prototyp konkret mit den zu erwartenden Verkantungen zu erproben und dahingehend die hydrostatische Schmiermittelversorgung auszulegen.

6.6.1.3 Festlegung der mittleren dynamischen Viskosität für die Vergleichsrechnung⁸

Eine wichtige physikalische Größe für die Abbildung der Schmierspaltströmung ist die dynamische Viskosität η . Sie ist stark temperaturabhängig und kann im Versuch nicht gemessen werden. Für das im Versuchstand verwendete Öl Mobilgear 600XP 100 liegt ein Messprotokoll Nr. 110730 vom 8.7.11 mit folgenden Daten vor:

Kinematische Viskosität	$v(40^{\circ}C) = 97,497 \text{ mm}^2/\text{s}$
Kinematische Viskosität	v(100°C) = 11,043 mm²/s
Viskositätsindex	= 97,8
Dichte	ρ = 0,8836 g/cm ³ bei 15°C

Mit der Näherungsgleichung für die dynamische Viskosität η

$$\eta(\text{temp }) = 0,18 \cdot \left(\frac{\rho \cdot \nu(40\,^{\circ}\text{C})}{180}\right)^{\frac{159,56}{\text{temp }+95}-0,1819} \text{mit} \begin{array}{|c|c|c|} \eta & \rho & \nu(40\,^{\circ}\text{C}) & \text{temp }\\ \hline \text{mPa}\cdot\text{s} & \text{kg/m}^3 & \text{mm}^2/\text{s} & ^{\circ}\text{C} \end{array}$$

Quelle: Hergeleitet nach Roloff/Matek [38]

lässt sich dieses Temperaturverhalten im Bereich von 30 bis 50°C ausreichend genau abbilden. Deshalb wurde sie für die Vergleichsrechnungen genutzt.

Im Programm SIRIUS wird mit einer über den Schmierspalt konstanten mittleren Viskosität gerechnet. Um Hinweise auf die anzunehmende Viskosität zu bekommen, werden am Versuchstand an folgenden Stellen punktweise die Temperaturen gemessen:

Im Hochdruck-Schmiermittelversorgungskanal,

In den Schmiertaschen 02, 06 und 11,

In der Mitte der Lagerschale über den Schmiertaschen 02, 06 und 11,

⁸ Die in diesem Abschnitt gezeigten Messwerte entstammen der Messung V006_2011-10-14_01

An zwei Punkten zwischen der Gleitbuchse und der Welle im Bereich der Lagerschale und am Ölablauf.

Direkt im Schmierspalt werden keine Temperaturen gemessen.

Mit diesen Messwerten kann leider keine mittlere Schmierfilmtemperatur und damit auch keine mittlere Schmierspaltviskosität durch eine physikalisch begründete Formel direkt berechnet werden. Die Temperaturwerte müssen also möglichst plausibel interpretiert werden, was der Vergleichsrechnung eine gewisse Unsicherheit gibt. In den ausgewerteten Versuchen, bei denen nach dem Aufheizen des Lagers nur in kurzen Zeitintervallen gemessen wurde, war im Lager noch kein thermisch stationärer Zustand erreicht und die Ölablauftemperatur war höher als die Temperaturen der Lagerschale, der Welle und in den Öltaschen. Deshalb wurde angenommen, dass die mittlere Öltemperatur im Schmierspalt mindesten so hoch ist wie die Ölablauftemperatur. Deshalb wurde zunächst die Ölablauftemperatur als mittlere Öltemperatur angenommen.

6.6.2 Vorversuch mit Laminardrosseln (Versuch V006-1)

Nach diesen Vorbemerkungen sollen nun die ersten Validierungsrechnungen vorgestellt werden. In den Vorversuchen, bei denen es darum ging, den Versuchstand zu testen, wurde das Lager gemäß Bild 42 zunächst mit Laminardrosseln bestückt, da deren Verhalten gut bekannt ist.



Bild 42: Bestückung des Lagers mit Laminardrosseln im Vorversuch

Tabelle 4:	Ergebnisse der Umrechnung der Spalthöhen h ₀₁ bis h ₀₈ in Daten für die
	Vergleichsrechnung

	Experiment	Simulation mit SIRIUS	
direkte Messwerte	indirekte Messwerte	Eingabedaten	Ergebnisse
Spalthöhen $h_{01} = 0,050 \text{ mm}$ $h_{02} = 0,389 \text{ mm}$ $h_{03} = 0,570 \text{ mm}$ $h_{04} = 0,166 \text{ mm}$ $h_{05} = 0,188 \text{ mm}$ $h_{06} = 0,203 \text{ mm}$ $h_{07} = 0,400 \text{ mm}$ $h_{08} = 0,330 \text{ mm}$	$\begin{array}{ll} \mbox{mittleres Lagerspiel s} &= 0,574\mbox{ mm}\\ \mbox{Exzentrizität} & e &= 0,184\mbox{ mm}\\ \mbox{Verlagerungswinkel } \gamma &= -22,5\mbox{ grd}\\ \mbox{Verkantung} & kant &= 0,141\mbox{ mm}\\ \mbox{X}_{Kant} &= 18,7\mbox{ grd}\\ \mbox{Formabweichungen} & un_{La} &= 0,030\mbox{ mm}\\ \mbox{ko}_{La} &= 0,008\mbox{ mm}\\ \end{array}$	⇒ s ⇒ kant ⇒ X _{Kant} ⇒ un _{La} ⇒ ko _{La}	$\Rightarrow e = e ?$ $\Rightarrow \gamma = \gamma ?$

Es wurden die Ergebnisse der Messreihe V006_2011-10-14_01.txt ausgewertet. Das Lager wurde mit einer Last von 1342 kN belastet bei einer Drehzahl von 140 U/min. Tabelle 4 zeigt die Ergebnisse der Umrechnung der 8 Spalthöhen in SIRIUS-kompatible Daten. Da es sich bei diesem Versuch um eine konstante Lagerlast und eine konstante Drehzahl handelt, wurden aus den ca. 13000 Messpunkten über die Zeit die Mittelwerte gebildet.

Tabelle 5 zeigt eine Übersicht der gemessenen Lagertemperaturen und die daraus abgeleitete dynamische Viskosität η , die zur Vergleichsrechnung benutzt wurde.

Tabelle 5:	Übersicht der gemessenen Temperaturen und der daraus abgeleiteten
	mittleren dynamischen Viskosität η

Experiment		Simulation mit SIRIUS	
direkte Messwerte	indirekte Messwerte	Eingabedaten	Ergebnisse
Ringkanaltemperatur $T_{RK} = 43,2^{\circ}C$ Taschentemperaturen $T_{02}=45,6^{\circ}C$ Tagerringtemperaturen $T_{L02}=34,2^{\circ}C$ $T_{L02}=34,2^{\circ}C$ Tubert $T_{ab}=47,5^{\circ}C$	η(T _m)= 58,7 mPa⋅s ↑ ↑ ⇒ T _m =47,5°C	⇒ η	

Mit dem Programm SIRIUS wurde nun eine Vergleichsrechnung durchgeführt, indem die Lagerbelastung vorgegeben und die Exzentrizität der Welle berechnet wurde. Für die Ölversorgung wurde der gemessene Ölstrom Q_{HD} =53 L/min vorgegeben und der sich daraus ergebenden Schmiermittelversorgungsdruck p_{RK} berechnet.





Bild 43: Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen

Bild 43 zeigt den Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen. Die Übereinstimmung der gemessenen und der berechneten Drücke ist gut. Die gemessenen Werte liegen im Durchschnitt etwas höher.

Experiment	Simulation SIRIUS
Exzentrizität: e = 0,184 mm γ = -22,5 grd	e = 0,180 mm γ = -22,3 grd h _{Min} = 0,027 mm
Gesamtölstrom: Q _{HD} = 53,0 L/min	Q _{HD} = 53,0 L/min
Druck im Ringkanal: p _{RK} = 196,6 bar	p _{RK} = 144,3 bar

Tabelle 6: Vergleich Experiment - Simulation SIRIUS

Die Übereinstimmung der berechneten Wellenverlagerung mit e=0,180 mm und γ =-22,3 ist sehr gut. Im Experiment wurde aber mit 196,6 bar ein wesentlich, höherer Schmiermittelversorgungsdruck benötigt, als in der Berechnung (Tabelle 6). Das deutet darauf hin, dass die Strömungswiderstände in den Kapillaren einschließlich der sonstigen Kanäle zwischen Hochdruckversorgungskanal und Schmiertasche höher sind, als berechnet.

Deshalb wurde in einem zweiten Schritt die Simulation mit längeren Kapillaren und damit einem höheren Strömungswiderstand zwischen Hochdruckkanal und Schmiertasche wiederholt. Dabei wurde nach einigen Versuchen die Verlängerung so gewählt, dass der gemessene und der berechnete Versorgungsdruck etwa übereinstimmen.





Bild 44: Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen mit korrigierter Simulation

Bild 44 zeigt wieder den Vergleich der gemessenen und berechneten Schmiertaschendrücke. Bei den berechneten Taschendrücken gibt es keine sichtbaren Veränderungen.

Tabelle 7 zeigt die korrigierten Längen (rot) der Kapillaren und den Vergleich der Parameter analog Tafel 6. Die Übereinstimmung der Wellenverlagerung hat sich nur sehr geringfügig verschlechtert und ist nach wie vor als sehr gut zu bezeichnen. Die angenommene Verlängerung der Kapillaren, die dem Angleichen der Versorgungsdrücke geschuldet ist, kann nicht ausschließlich durch den Widerstand der restlichen Kanäle erklärt werden. Hier besteht noch weiterer Klärungsbedarf.

Experiment	Simulation SIRIUS
Kapillare: 4 x Ø2mm x 300mm 2 x Ø2mm x 800mm	4 x ∅2mm x 500mm 2 x ∅2mm x 1000mm
Exzentrizität: e = 0,184 mm γ = -22,5 grd Gesamtölstrom: Q _{HD} =53,0 L/min	e = 0,179 mm γ = -19,6 grd h_{Min} = 0,026 mm Q _{HD} =53,0 L/min
Druck im Ringkanal: p _{RK} = 196,6 bar	р _{кк} = 190,3 bar

Tabelle 7:	Veraleich Experiment -	Simulation	SIRIUS nach	Korrektur
rabelle 7.	Vergieich Experiment	Simulation	011100 114011	Nonentai

Zum Schluss soll mit Bild 45 noch der berechnete Druckverlauf im Schmierspalt gezeigt werden.



Bild 45: Druckverlauf p(X,Z) und Spalthöhe h(X,Z) über den abgewickelten Schmierspalt in zwei Ansichten

Verkantung und die maximale Wellendrehzahl bedingen einen sehr engen Schmierspalt am vorderen Lagerrand. Hierdurch entsteht vor der extremen Spaltverengung ein großer hydrodynamischer Effekt. Im Unterschied dazu resultiert der Schmierspaltdruck in der Lagermitte und im hinteren Lagerbereich der Druck im Schmierspalt hauptsächlich aus dem hydrostatischen Druckaufbau. So zeigt dieses Beispiel gut die Überlagerung von hydrodynamischen und hydrostatischen Effekten, die durch SIRIUS problemlos simuliert werden können. Ein direkter Vergleich von berechneten und gemessenen Drücken im Schmierspalt ist bei den laufenden Versuchen nicht möglich, da im Schmierspalt keine Druckmessungen vorgenommen werden. Durch die Druckmessungen in allen 12 Schmiertaschen und die gute Übereinstimmung der anderen Daten stützt die Messung die Glaubwürdigkeit der Druckberechnungen durch SIRIUS.

6.6.3 Erprobung Prototyp1 mit PM-Regler PM65 im stationären Betrieb (Versuch V010-1)

Der nächste Versuch, der hier dargestellt werden soll, ist der Versuch V010-1. In diesem Versuch sollte die Funktionsweise der PM-Regler im stationären Betrieb getestet werden. Dabei wurden an den ersten Prototyp 12 kleine PM-Regler gemäß Bild 46 montiert.



Bild 46: Bestückung des Lagers mit 12 PM-Reglern (PM65: 1,5 L/min/4L/min; 160 bar)

Aus der Messreihe V010-2011-11-03_1.txt wurde die größte stationäre hydraulische Last |f|=1300 kN zum Vergleich herangezogen. Die Wellendrehzahl war dabei noch null. Tabelle 8 zeigt die verwendeten Daten der Lagerbelastung.

	Experiment	Simulation mit	SIRIUS
direkte Messwerte	indirekte Messwerte	Eingabedaten	Ergebnisse
Zylinderdrücke \Rightarrow	$\begin{array}{lll} \mbox{hydraulische Lagerkraft} & f & = 1300 \ \mbox{kN} \\ \mbox{Kraftrichtung} & X_{\rm f} & = 25,0 \ \mbox{grd} \\ \mbox{Gewicht der Welle und mitbewegte Teile} \\ \mbox{F}_{\rm Gewicht} = 100 \ \mbox{kN} & X_{\rm Gewicht} = 180 \ \mbox{grd} \\ \end{array}$	Lagerbelastung ⇒ f =1210 kN ⇒ X _{So} = -27,0 grd	

 Tabelle 8:
 Verwendete Lagerbelastungsdaten zum Versuch V010_1

Tabelle 9 zeigt die Umrechnung der Spalthöhen h_{01} bis h_{08} in Daten für die Vergleichsrechnung in SIRIUS-kompatible Daten.

Tabelle 9: Ergebnisse der Umrechnung der Spalthöhen h_{01} bis h_{08} in Daten für die
Vergleichsrechnung

Experiment		Simulation mit SIRIUS	
direkte Messwerte	indirekte Messwerte	Eingabedaten	Ergebnisse
Spalthöhen $h_{01} = 0,057 \text{ mm}$ $h_{02} = 0,298 \text{ mm}$ $h_{03} = 0,577 \text{ mm}$ $h_{04} = 0,202 \text{ mm}$ $h_{05} = 0,196 \text{ mm}$ $h_{06} = 0,230 \text{ mm}$ $h_{07} = 0,390 \text{ mm}$ $h_{08} = 0,256 \text{ mm}$	$\begin{array}{llllllllllllllllllllllllllllllllllll$	⇒ s ⇒ kant ⇒ X _{Kant} ⇒ un _{La} ⇒ ko _{La}	$\Rightarrow e = e?$ $\Rightarrow \gamma = \gamma?$

Tabelle 10: Übersicht der gemessenen Temperaturen und der daraus abgeleiteten
mittleren dynamischen Viskosität η

Experiment	Simulation mit SIRIUS		
direkte Messwerte	indirekte Messwerte	Eingabedaten	Ergebnisse
Ringkanaltemperatur T_{RK} = 29,7°C Taschentemperaturen T ₀₂ =33,9°C T ₀₆ =34,1°C T ₁₁ =34,4°C Lagerringtemperaturen	η(T _m)= 126,1 mPa⋅s	⇒PM-Regler- Kennwerte ⇒ η	
$T_{L02}=32,8^{\circ}C T_{L06}=33,0^{\circ}C T_{L11}=32,8^{\circ}C$ Ablauftemperatur $T_{ab}=33,3^{\circ}C$	⇔ T _m =33,3°C		

Für dieses Beispiel werden die Daten des PM-Reglers benötigt. Das sind u.a. der Ölstrom q_0 durch den Regler bei Taschendruck Null und der theoretische Ölstrom q_p durch den Regler bei Taschendruck gleich Pumpendruck. Das IFD verwendete zunächst die vom Hersteller gelieferten Kenndaten. Dabei zeigte sich, dass diese unzutreffend waren. Deshalb mussten die Daten aus den gemessenen Kennlinien gemäß Bild 47 herausgelesen werden. Damit werden folgende PM-Reglerdaten angenommen:

 $q_0 = 2,9 L/min$

 $q_P = 7,5 L/min$

Mit dem Programm SIRIUS wurde nun eine Vergleichsrechnung durchgeführt, indem die Lagerbelastung vorgegeben und die Exzentrizität der Welle berechnet wurde. Für die Ölversorgung wurde der gemessene Versorgungsdruck $p_{RK} = 161,8$ bar vorgegeben und der sich daraus ergebende Ölstrom Q_{HD} berechnet.



Bild 47: Gemessene Kennlinien und daraus abgeleitete idealisierte Regler-Kennlinien

Bild 48 zeigt den Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen. Ähnlich, wie im ersten Beispiel herrscht wieder eine gute Übereinstimmung, wobei die gemessenen Drücke etwas größer als die berechneten Drücke sind.



Bild 48: Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen

Die Übereinstimmung der berechneten Wellenverlagerung mit e=0,182 mm und γ =-25,4 grd ist auch sehr gut (Tabelle 11). Bei vorgegebenem Versorgungsdruck p_{KR} weist dieses Mal der Gesamtölstrom Q_{HD} eine große Abweichung zwischen Experiment und Berechnung auf.

Experiment	Simulation SIRIUS	
Exzentrizität: e = 0,184 mm γ= -22,5 grd	e = 0,182 mm γ = -25,4 grd h _{Min} = 0,032 mm	
Gesamtölstrom: Q _{HD} =32,3 L/min	QHD =24,5 L/min	
Druck im Ringkanal: p _{RK} = 161,8 bar	p _{RK} = 161,8 bar	

Tabelle 11: Vergleich Experiment - Simulation SIRIUS

In einer korrigierten Berechnung konnte diese Diskrepanz behoben werden, indem die im Schmierspalt angenommene Temperatur um 4,6°C angehoben wurde.

Tabelle 12 zeigt die Ergebnisse der korrigierten Berechnung.

Experiment	Simulation SIRIUS
	mittlere Schmierfilm-
	temperatur um <mark>4,6</mark> °C
	erhöht
	η(<mark>37,9</mark> °C)= <mark>96,7</mark> mPa-s
Exzentrizität:	
e = 0,184 mm	e = 0,181 mm
γ = -22,5 grd	γ = -25,4 grd
	h _{Min} = 0,033 mm
Gesamtölstrom:	
Q _{HD} =32,3 L/min	Q _{HD} =32,5 L/min
Druck im Ringkanal:	n = 161.9 hor
$P_{RK} = 101,0$ Dat	p _{RK} – ror,o bar

Tabelle 12: Vergleich Experiment - Simulation SIRIUS nach Korrektur

Auch hier hat sich die Übereinstimmung der Wellenverlagerung nur geringfügig verschlechtert, ist aber nach wie vor sehr gut. Beim Vergleich der Schmiertaschendrücke ist ebenfalls keine sichtbare Veränderung zu erkennen.

Ob eine zu niedrig angenommene Temperatur im Schmierspalt und damit eine zu hohe Viskosität die tatsächliche Ursache für die Abweichungen in der Berechnung der Ölströme ist, kann hieraus noch nicht definitiv geschlussfolgert werden. Die Kennlinienparameter der PM-Regler ändern sich mit der Schmiermittelviskosität. Dafür gibt der Hersteller eine einfache Umrechnungsgleichung an. Beim Ausmessen der PM-Regler ist festgestellt worden, dass die Umrechnungsgleichung offenbar nicht korrekt ist. Beim Nachrechnen der Versuche wurden die Reglerkennwerte mit der Gleichung, die vom Hersteller angegeben wurde, umgerechnet, womit auch ein Teil der Abweichungen begründet werden könnte. Hier besteht noch weiterer Untersuchungsbedarf.

6.6.4 PM-Regler mit quasistationärer horizontal wechselnder Belastung (Versuch V013-3)

Mit dem Versuch V013-3_2011-12-20_05 wurde über einen Zeitraum von ca. 120 s eine horizontale Last f1 von -600 kN bis +500 kN und wieder zurück auf -600 kN aufgebracht bei einer Wellendrehzahl von 140 U/min. Die vertikale Komponente der Lagerbelastung von konstant -100 kN ergab sich aus dem Eigengewicht der Welle und den mitbewegten Teilen.



Bild 49: Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V013-3_2011-12-20_0, Berechnung 2081

Bild 49 zeigt den zeitlichen Verlauf der Lagerbelastung (blau) und die daraus mit SI-RIUS berechneten Komponenten $e_1(t)$ und $e_2(t)$ der Wellenexzentrizität (grün) und die minimale Spalthöhe $h_{Min}(t)$ (rot).



Bild 50: Kennlinie der Exzentrizität e über die Lagerbelastung f zu Versuch V013-3_2011-12-20_05, Berechnung 2081

Bild 50 zeigt für diesen Versuch die Kennlinie e(f) des Betrages der Exzentrizität e über den Betrag der Belastung f. Die berechneten Werte sind rot dargestellt und die gemessenen Werte zum Vergleich in grün. Die Übereinstimmung von Berechnung und Versuch ist gut.

Lagerbelastung f1(t), Exzentrizität e1(t) und min.Spalthöhehmin(t)

Seite 64



Bild 51: Vergleich der Verlagerungsbahnen zu Versuch V013-3_2011-12-20_05, Berechnung 2081

Ein Vergleich der Wellenverlagerung im Polarkoordinatensystem ist in Bild 51 dargestellt. Hier fällt auf, dass die berechnete und die gemessene Verlagerungsbahn in Form und Betrag gut übereinstimmen, aber in einem Winkel von ca. 15° zueinander verdreht sind. Eine Erklärung dafür ist noch nicht gefunden. Die Klärung der Ursache ist aus wissenschaftlicher Sicht sicher von Interesse, aber für die Funktion des Lagers nicht weiter von Bedeutung.

6.6.5 PM-Regler mit horizontal wechselnder Belastung von 1 Hz (Versuch V013-3)

Mit Versuch V013-3_2011-12-20_07 wurde eine echte dynamische Belastung aufgebracht.

Bild 52 zeigt die horizontal wechselnde Lagerbelastung (blau) und die daraus berechnete Wellenverlagerung (grün) für eine horizontal wechselnde Belastung. Die Kraft f1 ist als Sinusschwingung programmiert. Im Bereich des Wechsels der Lastrichtung tritt offenbar eine leichte Störung auf. Für den Versuch ergibt sich daraus keine Beeinträchtigung, da diese Störung über die punktweise eingegebenen Lagerbelastungen in die Nachrechnung mit eingeht.

-100 -200 -300 -400 -500

0

f1 [kN]





Bild 52: Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V013-3_2011-12-20_07, Berechnung 2092



Bild 53: Vergleich der Verlagerungsbahnen zu Versuch V013-3_2011-12-20_07, Berechnung 2092

Bild 53 zeigt nun den gleichen Versuch dargestellt in Polarkoordinaten. Die berechnete Verlagerungsbahn ist rot dargestellt und die aus den gemessenen Spalthöhen sind grün dargestellt. Die Größe und Form der beiden Verlagerungsbahnen stimmen gut überein, aber auch hier ist dieser merkwürdige Versatz des Verlagerungswinkels wie im vorher gezeigten Versuch zu beobachten.

Bisher wurde für die numerische Simulation aus der vorgegebenen Belastung die Verlagerungsbahn berechnet, was der technischen Realität entspricht, nämlich dass die Verlagerung aus den wirkenden Kräften resultiert. Wenn die Messdaten für Lagerbelastung und Wellenverlagerung vorhanden sind, könnte die Nachrechnung des Versuchs auch umgekehrt erfolgen, indem aus der gemessenen Verlagerungsbahn die vorhandenen Kräfte berechnet werden. Das Programm SIRUS bietet diese Möglichkeit. Diese Vorgehensweise sollte zu den gleichen Resultaten führen, könnte aber



Bild 54: Berechnung der Verlagerungsbahn aus dem gemessenen Lastverlauf links (Berechnung 2092); Berechnung des Lastverlaufs aus der gemessenen Verlagerungsbahn rechts (Berechnung 2093)

Der berechnete Lastverlauf (rechts) weist im Vergleich zu dem im Versuch vorgegebenen und gemessenen Lastverlauf (links) starke Schwingungen auf. Hierfür stellt sich die Frage nach der Ursache. Die tatsächliche Lagerbelastung weist auf keinen Fall derartig starke Schwingungen auf, wie im rechten Diagramm dargestellt. Als mögliche Erklärung bietet sich an: Die Verlagerungsbahn kann nicht direkt gemessen werden. Sie wird berechnet aus den gemessenen Spalthöhen an 8 diskreten Punkten des Schmierspalts. Da die Welle natürlich nicht ideal rund ist, hängt das Messergebnis u.a. vom aktuellen Drehwinkel der Welle ab. Die Messwerterfassung erfolgte hier in Zeitschritten von 1/100 s, sodass die Streuung der Messwerte der Verlagerungsbahn eine Schwingung des Wellenmittelpunktes mit einer Frequenz von 100 Hz vortäuscht. Auf diese kurzzeitigen scheinbaren Beschleunigungen reagiert das Berechnungsprogramm folgerichtig mit der Berechnung großer Verdrängungsdrücke und anschließend mit kurzen aber kräftigen Druckeinbrüchen. Das beweist, dass die tatsächliche Verlagerungsbahn wesentlich glatter ist als die gemessene. Um die Simulationsergebnisse bei der Berechnung der Lagerlasten aus der Verlagerungsbahn zu verbessern, müssten die Messwerte durch Mittelwertbildung benachbarter Punkte zunächst geglättet werden. Für die laufenden Untersuchungen ist das aber nicht erforderlich, da die Berechnung der Verlagerungsbahn aus den Lagerbelastungen ohnehin der logische Weg ist. Wenn man mit dem Programm SIRIUS aus der Lagerbelastung oder der Verlagerungsbahn zunächst die Verlagerungsbahn bzw. die Lagerbelastung berechnet und dann mit den berechneten Ergebnissen die Simulation in umgekehrter Richtung wiederholt, dann werden sehr genau wieder die Ausgangsdaten ermittelt. Das belegt, dass die hier berechneten Schwingungen nicht aus der numerischen Simulation resultieren, sondern aus der Messwerterfassung. Diese scheinbaren Lastschwingungen werden um so größer, je größer die Exzentrizität und damit die minimale Spalthöhe kleiner wird. Das ist damit zu erklären, dass die maximalen Drücke vor dem minimalen Schmierspalt entstehen und bei sehr kleinen Spalthöhen sich Messfehler sehr stark auswirken. Das kann auch dazu führen, dass bei großen gemessenen Exzentrizitäten eine Berechnung des Lastverlaufs aus der gemessenen Verlagerungsbahn nicht mehr möglich ist. Durch geringe Messfehler könnten scheinbar negative Spalthöhen ermittelt werden, was physikalisch nicht möglich ist und zum Abbruch der Simulationsrechnungen führt.

6.6.6 PM-Regler mit horizontal wechselnder Belastung von 4 Hz (Versuch V013-3)

Im Versuch V013-3_2011-12-20_07 wurde die dynamische Belastung mit höherer Frequenz als im vorher gehenden aufgebracht.



Bild 55: Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V013-3_2011-12-20_07, Berechnung 2094

Bild 55 zeigt die horizontal wechselnde Lagerbelastung (blau) und die daraus berechnete Wellenverlagerung (grün) für eine horizontal wechselnde Belastung. Die Kraft f₁ ist als Sinusschwingung programmiert. Sie weicht aber erheblich von dieser Form ab, da offenbar die Steuerung des Versuchsstands bei dieser Frequenz nicht mehr in der Lage ist, diesen Verlauf exakt zu steuern. Aber auch das ist für die Untersuchung des Verhaltens der Regler und die Verifikation des Simulationsmodells nicht wichtig. Es kommt auf eine instationäre Lagerbelastung an und dass diese messtechnisch ausreichend genau erfasst wurde.



Bild 56: Vergleich der Verlagerungsbahnen zu Versuch V013-3_2011-12-20_07, Berechnung 2092

Seite 67

Bild 56 zeigt den gleichen Versuch dargestellt in Polarkoordinaten. Die berechnete Verlagerungsbahn ist rot dargestellt und die aus den gemessenen Spalthöhen berechnete ist grün dargestellt. Die Größe und Form der beiden Verlagerungsbahnen stimmen gut überein.

Im Vergleich zu dem vorher gezeigten Versuch mit niedriger Frequenz von nur 1 Hz zeigt die Verlagerungsbahn mit 4 Hz, trotz etwas größerer Lastspitzen, wesentlich kleinere Ausschläge. Das zeigt, wie mit höheren Frequenzen die Verdrängungsdrücke im Schmierspalt zum Tragen kommen. Das ist die Erscheinung, die Gleitlager unempfindlicher gegen kurze Laststöße macht, im Vergleich zu den Wälzlagern.

6.6.7 PM-Regler mit vertikaler schwellender Belastung von 1 Hz (Versuch V012-1)

Im Versuch V012-1_2011-12-20_03 wurde eine annähernd vertikale dynamische Belastung aufgebracht.

Lagerbelastung:f = 400 kN bis 1600 kNLastrichtung $x_f = -25 \text{ grd}$ Lastfrequenz:1 HzDrehzahln = 140 U/min

Bild 57 zeigt die vertikal schwellende Lagerbelastung f(t) (blau) und die daraus berechnete Wellenverlagerung e(t) (dünne rote Linie) und die berechnete minimale Spalthöhe h_{Min} (dicke rote Linie). Zum Vergleich ist auch die aus den Messwerten ermittelte Wellenverlagerung e(t) (dünne grüne Linie) dargestellt.



Bild 57: Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V012-1_2011-12-20_03, Berechnung 2086/2087

Bild 58 zeigt den gleichen Versuch dargestellt in Polarkoordinaten. Die berechnete Verlagerungsbahn ist rot dargestellt und die aus den gemessenen Spalthöhen berechnete ist grün dargestellt. Da in diesem Versuch kein Lastrichtungswechsel stattfindet und die Last auch nicht auf Null zurückgeht, schwingt die Verlagerung nur in einem kleinen Bereich innerhalb des verfügbaren Spielraums. Beide Verlagerungsbahnen liegen dicht beieinander. Sie unterscheiden sich aber in der Form. Mit einer Abweichung der maximalen Exzentrizität von ca. 0,03mm ist die Übereinstimmung mit gut zu bewerten.

Universität Rostock



Bild 58: Vergleich der Verlagerungsbahnen zu Versuch V012-1_2011-12-20_03, Berechnung 2086/2087

Bei dieser zweidimensionalen Darstellung der Verlagerung der Welle, die nur die Verlagerung der Wellenachse in der Mitte des Lagers darstellt, entsteht der Eindruck, dass noch eine ausreichende minimale Spalthöhe h_{Min} gewährleistet ist. Bild 59 zeigt nun die Verlagerung im 3-dimensionalen Spielraum des Lagers. Es ist die Wellenachse (dicker Balken) zu einem ausgewählten Zeitpunkt dargestellt und an den Enden der Wellenachse jeweils die lokale Verlagerungsbahn an den Lagerrändern. Diese zeigen, dass sich die Wellenachse am Lagerrand z = -b/2 der Grenze des Verlagerungsraumes stark nähert und möglicherweise bereits Kontakt hat.





6.6.8 Quasistatischer hydrodynamischer Betrieb mit variierenden Drehzahlen (Versuch V023-1)

Mit dem Versuch V023-1_2012-02-09_01 wurde über einen Zeitraum von ca. 150 s eine konstante vertikale Last f von 800 kN aufgebracht. Die Drehzahl wurde beginnend bei 50 U/min kontinuierlich auf 140 U/min hochgefahren und anschließend wie-

Universität Rostock

der kontinuierlich auf 50 U/min abgesenkt. Bild 60 zeigt die gemessenen (grün) und die berechneten (rot) Exzentrizitäten über die Zeit sowie die berechnete minimale Spalthöhe (dicke rote Line).



Bild 60: Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V023-1_2012-02-09_01, Berechnung 2103/2104

Bild 61 zeigt für diesen Versuch die Kennlinie e(n) des Betrages der Exzentrizität e über die Drehzahl n. Die berechneten Werte sind wieder rot dargestellt und die gemessenen Werte zum Vergleich in Grün. Die Übereinstimmung von Berechnung und Versuch ist gut.



Bild 61: Kennlinie der Exzentrizität e über die Drehzahl n zu Versuch V023-1_2012-02-09_01, Berechnung 2103/2104

6.6.9 Hydrodynamischer Betrieb mit vertikaler schwellender Belastung von 1 Hz (Versuch V024-1)

Im Versuch V024-1_2012-02-09_02 wurde eine annähernd vertikale dynamische Belastung aufgebracht.



Bild 62: Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V024-1_2012-02-09_02, Berechnung 2163/2164

Bild 62 zeigt die vertikal schwellende Lagerbelastung (blau) und die daraus berechnete Wellenverlagerung e(t), g(t) (rot) für eine vertikal schwellende Belastung. Die Kraft f ist als Sinusschwingung programmiert. Zum Vergleich ist die gemessene Wellenverlagerung (grün) dargestellt.





Bild 63 zeigt die Verlagerung im 3-dimensionalen Spielraum des Lagers. Es ist die Wellenachse (dicker Balken) zu einem ausgewählten Zeitpunkt dargestellt und an den Enden der Wellenachse jeweils die lokale Verlagerungsbahn an den Lagerrändern. Diese zeigen, dass sich die Wellenachse am Lagerrand z=-b/2 der Grenze des Verlagerungsraumes stark nähert und möglicherweise bereits Kontakt hat.

Die Größe und Form der beiden Verlagerungsbahnen stimmen gut überein, aber auch hier ist der Versatz des Verlagerungswinkels wie in einigen vorher gezeigten Versuchen zu beobachten.

6.6.10 Anfahrhilfe im stationären Betrieb (Versuch V037-1)

Im Versuch V037-1_2012-05-08_03 wurde der Prototyp 1 mit der hydrostatischen Schmiermittelversorgung "Anfahrhilfe" im stationären Betrieb getestet.

An den Schmiertaschen 01, 02, 11 und 12 sind Kapillaren angeordnet mit einem Innendurchmesser von 2 mm und einer Länge von 300 mm. Das entspricht einem Iaminaren Widerstandsbeiwert $c_{Cp} = 763/mm^3$. Die Simulation mit diesem Widerstandsbeiwert ergab zunächst größere Ölströme als die gemessenen. Daraus ist zu schließen, dass der Gesamtwiderstand zwischen Ringkanal und Schmierspalt erheblich größer ist als der reine Widerstand der Kapillaren. Deshalb wurde in Testrechnungen für eine Lagerbelastung der Widerstandsbeiwert so lange erhöht, bis die gemessenen und die berechneten Ölströme übereinstimmten. Anschließend wurde mit diesem erhöhten Widerstandsbeiwert die Nachrechnung der Messreihe durchgeführt. Der Widerstandsbeiwert musste auf $c_{Cp} = 1196/mm^3$ erhöht werden. Das entspricht einer Verlängerung der Kapillaren um 170 mm. Mit diesem Wert wurde bezüglich der Ölmenge über die gesamte Messreihe eine ausgezeichnete Übereinstimmung erzielt. Bild 64 zeigt diesen Vergleich.



Bild 64: Vergleich der Ölströme für die Anfahrhilfe zu Versuch V037-1_2012-05-08_03/Berechnungen 2170 bis 2178
Bild 65 zeigt nun die Wellenverlagerung e über die Lagerbelastung f im Vergleich von Messung und Berechnung und die berechneten minimalen Spalthöhen h_{Min}. Die berechneten Exzentrizitäten sind etwas kleiner als die gemessenen. Es herrscht eine befriedigende Übereinstimmung.





Nun soll noch der Vergleich der Schmiertaschendrücke für den Lastfall f=900 kN (Bild 66) und f=2231 kN (Bild 67) gezeigt werden.



Bild 66: Vergleich der Schmiertaschendrücke für die Lagerbelastung 900 kN zu V037-1_2012-05-08_03/Berechnungen 2171





Bild 67: Vergleich der Schmiertaschendrücke für die Lagerbelastung 2231 kN zu V037-1_2012-05-08_03/Berechnungen 2178

Auch hier herrscht eine gute Übereinstimmung. Das sind von den bisher durchgeführten Berechnungen zur Validierung der Simulationsmodelle die besten Ergebnisse. Das war insofern zu erwarten, da diese Lagervariante nur aus Elementen besteht, deren mathematische Beschreibung gut bekannt ist. Es zeigt aber auch, dass offenbar die Messwerte von guter Qualität sind, was nicht selbstverständlich ist bei den Spalthöhen von teilweise nur einigen hundertstel Millimetern unter Berücksichtigung von Verkantungen und Lagerverformungen.

6.6.11 Zusammenfassung

Es wurde versucht aus der großen Menge der Versuchsergebnisse repräsentative Beispiele für die Nachrechnung auszuwählen, da die Aufbereitung und Dateneingabe für jede einzelne Messung zeitlich aufwendig ist. In der verfügbaren Zeit konnten deshalb nicht alle Messungen nachgerechnet werden. Trotzdem war es sinnvoll, dass alle diese Messungen gemäß Erprobungsprogramm abgewickelt wurden, da am eingerichteten und aufgeheizten Versuchsstand viele Messungen in relativ kurzer Zeit durchgeführt werden konnten und so eine große Datenmenge zur weiteren Auswertung zur Verfügung steht. Ein späteres Nachholen von Messungen ist dagegen sehr aufwendig und nach dem Ende des Projekts vielleicht gar nicht mehr möglich. **So können mit diesen Daten in Zukunft vielleicht noch einige offengebliebene Fragen ohne neue Experimente geklärt werden.**

Ein gewisses Problem bei der Auswertung der Versuchsergebnisse machte die Bestimmung der mittleren dynamischen Viskosität im Schmierspalt. Die Ölablauftemperatur und der durch das Lager fließende Ölstrom waren die besten Angaben zur Ableitung der aktuellen mittleren Schmiermittelviskosität.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die bisherigen Validierungsrechnungen zu guten Übereinstimmungen geführt haben. Diese Ergebnisse geben Sicherheit für die Auslegung von LHS-Lagern mit dem Programm SIRIUS und geben auch ein Gefühl für die aus den Berechnungen zu erwartenden Genauigkeiten der Ergebnisse.

Aus den Versuchen geht auch hervor, dass die PM-Regler prinzipiell dazu geeignet sind, die hydrostatische Schmiermittelversorgung dieser großen Lager zu regeln.

Die mit Laminardrosseln bestückte Variante "Anfahrhilfe" zeigte das erwartete Verhalten und auch gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Nachrechnung.

Für die Lagervariante mit Druckwaagen liegen noch keine Vergleichsrechnungen vor. Die ersten Versuche haben aber gezeigt, dass die Funktionsfähigkeit gegeben sein dürfte. Ausführlichere Informationen sind dazu im Abschlussbericht des Teilprojekts HYDROSfluid des IFD zu finden.

6.7 Gesamtpotentialabschätzung

Zu diesem Arbeitspaket erfolgte keine Bearbeitung durch KT/CAD.

6.8 Projektkoordination

Diese Aufgabe wurde nicht durch KT/CAD wahrgenommen.

7 Verwertung der Forschungsergebnisse

Das Ziel des Gesamtprojekts war die Entwicklung und Erprobung des Prototyps eines neuen Lagers für Pod-Antriebe. Die wesentlichen Verwertungsmöglichkeiten, insbesondere der kommerziellen Verwertung, liegen bei den Industriepartnern BVI und ABB. In diesem Bericht soll aber vorrangig über die Verwertung berichtet werden, die sich für die Universität Rostock und den Lehrstuhl KT/CAD ergeben.

Als wirtschaftlichen Nutzen kann die Universität den Verkauf der Patentanmeldung zum Hybridlager [9] an BVI verbuchen.

Der wesentliche wissenschaftliche Nutzen für den Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD bestand darin, durch die Beteiligung an dem Projekt die Forschung auf diesem Gebiet durch die Problemstellung aus der Industrie fortzuführen und den Wissensstand auf diesem Gebiet zu erhöhen. Der Lehrstuhl KT/CAD verfügt im nationalen Rahmen über Alleinstellungsmerkmale auf dem Gebiete der hydrostatisch/hydrodynamischen Radialgleitlagerentwicklung. Im internationalen Vergleich übernimmt KT/CAD bei der Entwicklung derartiger Lagertypen unbestritten eine Vorreiterolle. Für die wissenschaftliche Ausbildung konnten mehrere Studenten in ihren Projekt-, Bachelor- und Studienarbeiten das Lagerberechnungsprogramm SIRIUS nutzen und die individuellen Kenntnisse auf eine fundierte, breite ingenieurwissenschaftliche Basis stellen.

Der wesentliche Wissenszuwachs auf dem Gebiet der Schmiertheorie und der Berechnung von Gleitlagern hat sich niedergeschlagen in der Weiterentwicklung des Programms SIRIUS. Es kann in der Lehre genutzt werden, durch grafische Darstellungen und Animationen den Studierenden die hydrodynamische Schmiertheorie näher zu bringen. Es wird bereits genutzt als leistungsfähiges Berechnungswerkzeug für studentische Arbeiten zum Thema Gleitlagerung.

Es wurden die rechentechnischen Voraussetzungen geschaffen, um die Gleitlagerforschung fortzuführen, insbesondere in Richtung der Einbeziehung der Lagerverformung in die Gleitlagerberechnung.

8 Während der Durchführung des Projekts bekannt gewordener Fortschritt bei anderen Stellen

Durch die Verbesserung der Funktionalität und die kurzen Rechenzeiten ist das Programm ein interessantes Entwicklungswerkzeug für den Ingenieur geworden. Auf dem Gebiet der Berechnung und Entwicklung hydrodynamisch-hydrostatischer Hybridlager wurde im Berichtszeitraum kein wissenschaftlich-technischer Fortschritt durch andere Stellen bekannt.

9 Veröffentlichungen des Ergebnisses

9.1 Erfolgte Veröffentlichungen

Während der Laufzeit des Vorhabens wurden div. Veröffentlichungen getätigt und die Teilergebnisse des Projekts darstellen.

Bereits 2008 wurde auf dem 6. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik in Aachen das Programm SIRIUS vorgestellt und im Tagungsband veröffentlicht [7].

Auf dem 7. Gemeinsamen Kolloquium Konstruktionstechnik in Bayreuth wurde die Berechnung von Hydrostatischen Lagern nach der DIN-Norm mit Hilfe des kommerziellen Programms Mathcad vorgestellt und im Tagungsband veröffentlicht [6].

2009 und 2011 wurden auf den VDI-Tagungen "Gleit- und Wälzlager" über die Anwendung des Programms SIRIUS auf spezielle Effekte, die nicht Untersuchungsgegenstand des Projektes HYDROS waren, berichtet. Das sind der Einfluss gekrümmter Wellen auf die Lagertragfähigkeit [5] und eine Tragfähigkeitserhöhung bei pendelnden Gleitgelenken durch versetzte Wellenabschnitte [3]. Diese Beispiele zeigten die Anwendungsmöglichkeiten von SIRIUS über das aktuelle Projekt hinaus.

2011 wurde das erste Mal über das Projekt HYDROS selbst auf der VDI-Tagung in Schweinfurt [1,2] und auf der 12. Scandinavian International Conference on Fluid Power in Tampere, Finnland [4] in gemeinsamen Veröffentlichungen der Projektpartner berichtet.

9.2 Geplante Veröffentlichungen

Auf der nächsten VDI-Tagung in Schweinfurt 2013 soll ein Vortrag zum Thema "Numerische Simulation und experimentelle Verifikation von kombiniert hydrostatischhydrodynamisch wirkenden Radialgleitlagern großer Abmessungen" gehalten werden. Eine Kurzfassung wurde eingereicht und durch die Auswahlkommission bestätigt.

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Zusammenstellung einiger Betriebspunkte für die Lagervariante "Anfahrhilfe"	
Tabelle 2:	Zusammenstellung einiger Betriebspunkte für die Lagervariante "PM- Regler"	
Tabelle 3:	Übersicht der wichtigsten Betriebsdaten der Simulationsrechnungen	
Tabelle 4:	Ergebnisse der Umrechnung der Spalthöhen h_{01} bis h_{08} in Daten für die Vergleichsrechnung	
Tabelle 5:	Übersicht der gemessenen Temperaturen und der daraus abgeleiteten mittleren dynamischen Viskosität $\boldsymbol{\eta}$	
Tabelle 6:	Vergleich Experiment -Simulation SIRIUS	
Tabelle 7:	Vergleich Experiment - Simulation SIRIUS nach Korrektur	
Tabelle 8:	Verwendete Lagerbelastungsdaten zum Versuch V010_1	
Tabelle 9:	Ergebnisse der Umrechnung der Spalthöhen h_{01} bis h_{08} in Daten für die Vergleichsrechnung	
Tabelle 10	:Übersicht der gemessenen Temperaturen und der daraus abgeleiteten mittleren dynamischen Viskosität η	
Tabelle 11: Vergleich Experiment - Simulation SIRIUS		

 Tabelle 12:Vergleich Experiment - Simulation SIRIUS nach Korrektur

Abbildungsverzeichnis

Bild 1:	Ursprüngliche Idee eines lastgesteuerten hydrostatischen Lagers (Quelle:
	Präsentation LHS-Bearing, Blohm+Voss Industries [35])

- **Bild 2:** Skizzen eines Hybridlagers, externe hydrostatische und hydrodynamische Schmiermittelversorgung (links), Anordnung von 12 schmalen Schmiertaschen in der Lagerschale (rechts)
- **Bild 3:** Vergleich der Druckverteilungen P(X,Z) in einer Hälfte des Schmierspaltes in einem traditionellen hydrostatischen Lager mit großenflächigen Schmiertaschen (links) und in einem Hybridlager (rechts) bei sonst gleichen Bedingungen
- Bild 4: Vergleich der Druckverteilungen P(X,Z) in einer Hälfte des Schmierspaltes in einem hydrodynamischen Lager ohne Schmiertaschen (links) und in einem Hybridlager mit gleichmäßig über den Umfang verteilten schmalen Schmiertaschen(rechts) bei sonst gleichen Bedingungen
- Bild 5: Erster Entwurf des LHS-Lagers gemäß ursprünglicher Idee
- Bild 6: Ein erster Entwurf eines Hybridlagers
- Bild 7: Hydrostatische Druckverteilung im LHS-Lager über den Lagerumfang
- **Bild 8:** Prinzipskizze eines Universalschmiersystems
- **Bild 9:** Startmenü des Lagerberechnungsprogramms SIRIUS

- Bild 10:Blockschaltbild des Programm SIRIUS einschließlich Umgebung zur
Datensicherung und grafischen Darstellung der Ergebnisse
- Bild 11: Eingabemenü zur Auswahl einer Lagervariante
- **Bild 12:** Verhalten des Hybridlagers im hydrodynamischen Betrieb bei stoßartiger Belastung
- **Bild 13:** Kennfeld der Reaktion auf Radialschwingungen des Hybridlagers im hydrodynamischen Betrieb
- **Bild 14:** Angenommener zeitlicher Verlauf der Schocklast So(T) gemäß Lagerspezifikation und ein Beispiel für den zugehörigen Verlauf der Exzentrizität E und der dimensionslosen minimalen Schmierspalthöhe H_{Min}
- **Bild 15:** PM-Regler, prinzipieller Aufbau links, vereinfachtes Schaltsymbol Mitte, idealisierte Kennlinie rechts
- **Bild 16:** Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=16 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, Lagerspiel s=0,6 mm
- **Bild 17:** Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=25 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, Lagerspiel s=0,6 mm
- **Bild 18:** Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=25 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm
- **Bild 19:** Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=4,4 L/min, p_{Pu}=25 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm
- **Bild 20:** Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 30 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20 MPa), die gleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm
- **Bild 21:** Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 18 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20 MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm
- **Bild 22:** Stationäre Tragfähigkeit eines Lagers mit 12 PM-Reglern (q₀=2,4 L/min, p_{Pu}=20 MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,9 mm
- Bild 23: Druckverlauf im Schmierspalt bei senkrecht nach unten gerichteter Lagerbelastung für 12 ungleichmäßig über den Umfang verteilt PM-Regler
- Bild 24: Druckverlauf im Schmierspalt bei schräg nach oben gerichteter Lagerbelastung für 12 ungleichmäßig über den Umfang verteilt PM-Regler
- **Bild 25:** Vergleich der stationären Tragfähigkeiten eines Lagers mit 18 PM-Reglern (q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20 MPa), die ungleichmäßig über den

Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm, mit und ohne Wellendrehung

- **Bild 26:** Tragfähigkeitsverlust des Lagers bei Ausfall eines PM-Reglers (Nr.10) im Bereich der größten Lagerbelastung für die Variante 18 PM-Regler(q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm
- Bild 27: Tragfähigkeitsverlust des Lagers bei Ausfall eines PM-Reglers (Nr.7) im Bereich der größten Lagerbelastung für die Variante 12 PM-Regler(q₀=2,4 L/min, p_{Pu}=20MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm
- Bild 28: Tragfähigkeitsverlust des Lagers bei Ausfall eines PM-Reglers (Nr.18) im Bereich der kleinsten Lagerbelastung für die Variante 18 PM-Regler(q₀=1,6 L/min, p_{Pu}=20MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm
- **Bild 29:** Tragfähigkeitsverlust des Lagers bei Ausfall eines PM-Reglers (Nr.7) im Bereich der kleinsten Lagerbelastung für die Variante 12 PM-Regler(q₀=2,4 L/min, p_{Pu}=20MPa), die ungleichmäßig über den Umfang verteilt sind, bei einem Lagerspiel von s=0,6 mm
- **Bild 30:** Theoretische Kennlinie des Hybridlagers als Schmiermittelpumpe
- **Bild 31:** Druckverlauf p(x,z) und Spalthöhe h(x,z) über die abgewickelte Spaltfläche bei Annahme eines starren ideal zylindrischen Lagerschale
- **Bild 32:** Druckverlauf p(x,z) und Spalthöhe h(x,z) über die abgewickelte Spaltfläche für die verformte Lagerschale
- **Bild 33:** Vergleich Druckverlauf P(X) und Spalthöhe H(X) im Lagerquerschnitt für das unverformte Lager (links) und das verformte Lager (rechts)
- Bild 34: Entwurf des Prototyps mit externen hydraulischen Ölversorgungseinrichtungen. Schnittdarstellung der Lagerschale im Bereich einer Schmiertasche einschließlich Dichtungen und Dichtungslaufbuchsen
- Bild 35: LHS-Lager, erster Prototyp ausgerüstet mit Proportionaldrosselventilen
- **Bild 36:** Entwurf des 2.Prototyps mit Hoch- und Niederdruck-Ölzuführung auf einer Seite
- **Bild 37:** Entwurf des 2.Prototyps mit Hochdruckölversorgung links und Niederdruckölversorgung rechts
- **Bild 38:** Anordnung der Spaltsensoren h_{01} bis h_{08} im 1. Prototyp
- **Bild 39:** Ausschnitt aus einer Mathcad-Routine zur Umrechnung der 8 Spalthöhen-Messwerte in die Parameter zur Berechnung der Spaltgeometrie mit SIRIUS
- Bild 40: Probe der Umrechnung aus Bild 39
- **Bild 41:** Spielraum (grün) des Lagers mit Darstellung der Lagerschalenachse (blau) und der verkanteten Wellenachse (rot)
- Bild 42: Bestückung des Lagers mit Laminardrosseln im Vorversuch

- Bild 43: Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen
- **Bild 44:** Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen mit korrigierter Simulation
- **Bild 45:** Druckverlauf p(X,Z) und Spalthöhe h(X,Z) über den abgewickelten Schmierspalt in zwei Ansichten
- Bild 46: Bestückung des Lagers mit 12 PM-Reglern (PM65: 1,5 L/min/4L/min; 160 bar)
- **Bild 47:** Gemessene Kennlinien und daraus abgeleitete idealisierte Regler-Kennlinien
- Bild 48: Vergleich der Drücke in den Schmiertaschen
- **Bild 49:** Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V013-3_2011-12-20_0, Berechnung 2081
- **Bild 50:** Kennlinie der Exzentrizität e über die Lagerbelastung f zu Versuch V013-3_2011-12-20_05, Berechnung 2081
- **Bild 51:** Vergleich der Verlagerungsbahnen zu Versuch V013-3_2011-12-20_05, Berechnung 2081
- **Bild 52:** Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V013-3_2011-12-20_07, Berechnung 2092
- **Bild 53:** Vergleich der Verlagerungsbahnen zu Versuch V013-3_2011-12-20_07, Berechnung 2092
- **Bild 54:** Berechnung der Verlagerungsbahn aus dem gemessenen Lastverlauf links (Berechnung 2092); Berechnung des Lastverlaufs aus der gemessenen Verlagerungsbahn rechts (Berechnung 2093)
- **Bild 55:** Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V013-3_2011-12-20_07, Berechnung 2094
- **Bild 56:** Vergleich der Verlagerungsbahnen zu Versuch V013-3_2011-12-20_07, Berechnung 2092
- **Bild 57:** Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V012-1_2011-12-20_03, Berechnung 2086/2087
- **Bild 58:** Vergleich der Verlagerungsbahnen zu Versuch V012-1_2011-12-20_03, Berechnung 2086/2087
- **Bild 59:** Verlagerung der Wellenachse im Spielraum zu Versuch V012-1_2011-12-20_03, Berechnung 2086/2087
- **Bild 60:** Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V023-1_2012-02-09_01, Berechnung 2103/2104
- **Bild 61:** Kennlinie der Exzentrizität e über die Drehzahl n zu Versuch V023-1_2012-02-09_01, Berechnung 2103/2104
- **Bild 62:** Lagerbelastung und Wellenverlagerung über die Zeit zu Versuch V024-1_2012-02-09_02, Berechnung 2163/2164
- **Bild 63:** Verlagerung der Wellenachse im Spielraum zu Versuch V024-1_2012-02-09_02, Berechnung 2163/2164
- **Bild 64:** Vergleich der Ölströme für die Anfahrhilfe zu Versuch V037-1_2012-05-08_03/Berechnungen 2170 bis 2178

- **Bild 65:** Vergleich der Wellenverlagerung für die Anfahrhilfe zu Versuch V037-1_2012-05-08_03/Berechnungen 2170 bis 2178
- **Bild 66:** Vergleich der Schmiertaschendrücke für die Lagerbelastung 900 kN zu V037-1_2012-05-08_03/Berechnungen 2171
- **Bild 67:** Vergleich der Schmiertaschendrücke für die Lagerbelastung 2231 kN zu V037-1_2012-05-08_03/Berechnungen 2178

Literaturverzeichnis

- [1] **Gold, S.; Weber, J.; Wegmann, R.; Brökel, K.**: Auslegungs- und Simulationsstrategien für hydrostatisch-hydrodynamische Hybridlager im Schwerlastbereich. VDI-Fachtagung "Gleit- und Wälzlagerungen", Schweinfurt, 24./25.Mai 2011. VDI-Bericht 2147, S. 231-242, ISBN: 978-3-18-092147-1, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2011.
- [2] Brökel, K.; Weber, J.; Hufenbach, W.; von Bergen, E.-P.: Hydrostatischhydrodynamisches Gleitlagerkonzept für die Propellerlagerung in Pod-Antrieben großer Schiffe. VDI-Fachtagung "Gleit- und Wälzlagerungen" Schweinfurt 24./25.Mai 2011. VDI-Bericht 2147, S. 243-253, ISBN: 978-3-18-092147-1, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2011.
- [3] Wegmann, R.: Tragfähigkeitseffekte hydrodynamischer einachsiger Gleitkontakte mit geringer Relativgeschwindigkeit durch gezielte Abweichungen von der idealen Rotationssymmetrie. VDI-Fachtagung "Gleit- und Wälzlagerungen", Schweinfurt 24./25.Mai 2011. VDI-Berichte 2147 S. 85-96, ISBN: 978-3-18-092147-1, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2011.
- [4] **Gold, S.; Weber, J.; Wegmann, R.; Brökel, K.**: New Hydrostatic/Hydrodynamic Plain Bearing Concept For Heavy Duty Applications. 12. Scandinavian International Conference on Fluid Power, 18.-20.Mai 2011, Tampere, Finnland.
- [5] Wegmann, R.; Kreja, S.-U.; Brökel, K.: Modernes Verfahren zur Simulation stationärer und instationärer Belastungen beim hydrostatischen und hydrodynamischen Betrieb von Radialgleitlagern unter Berücksichtigung von Ölzufuhr und Wellenbiegung. VDI-Fachtagung "Gleit- und Wälzlagerungen", Wiesloch 2009. VDI-Berichte 2069, S. 161-169.
- [6] Kreja, S.-U.; Brökel, K.: Berechnung hydrostatischer Radialgleitlager mit Mathcad unter Berücksichtigung verschiedener Schmiermittelversorgungssysteme, Tagungsband: 7.Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, Bayreuth 8./9.10.2009. Hrsg. Brökel, Feldhusen, Grote, Rieg, Stelzer, Universität Bayreuth, S. 149-155.
- [7] Wegmann, R.; Brökel, K.: Aktuelle Probleme der numerischen Simulation des hydrodynamischen und hydrostatischen Verhaltens von Spaltströmungen. 6. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik, Aachen, Sep. 2008. Schriftenreihe Produktentwicklung und Konstruktionsmethodik Band 5, Shaker Verlag, Aachen 2008, S.291-303. ISBN: 978-3-8322-7544-0.
- [8] **Ehluss, H.-G.**: Hydrostatisches Radiallager. Patentschrift DE 100 30 051 B4, DPMA, Anmeldetag: 19.06.2000.

- [9] Wegmann, R.: Radialgleitlager. Patentschrift DE 10 2009 012 398 A1, DPMA, Anmeldetag: 13.03.2009.
- [11] **1. Zwischenbericht:** Teilvorhaben HYDROSdesign Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben. Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, 30.06.2008.
- [12] **2. Zwischenbericht:** Teilvorhaben HYDROSdesign Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben. Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, 11.02.2009.
- [13] **3. Zwischenbericht:** Teilvorhaben HYDROSdesign Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben. Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, 13.08.2009.
- [14] **4. Zwischenbericht:** Teilvorhaben HYDROSdesign Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben. Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, 16.02.2010.
- [15] **5. Zwischenbericht:** Teilvorhaben HYDROSdesign Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben. Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, 09.08.2010.
- [16] **6. Zwischenbericht:** Teilvorhaben HYDROSdesign Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben. Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, 15.02.2011.
- [17] **7. Zwischenbericht:** Teilvorhaben HYDROSdesign Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben. Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, 16.08.2011.
- [18] **8. Zwischenbericht:** Teilvorhaben HYDROSdesign Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben. Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, 20.02.2012.
- [19] **9. Zwischenbericht:** Teilvorhaben HYDROSdesign Neue Lösungsansätze zur erweiterten Modellierung, Simulation und Gestaltung hydrostatischer Radialgleitlager in Pod-Antrieben. Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, 20.08.2012.
- [20] **Wegmann, R.**: Erweiterung der hydrodynamischen Schmiertheorie durch Einbeziehung des Unterdruckgebietes in die Berechnung instationär belasteter Gleitlager. Dissertation, Universität Rostock, 1978.
- [21] **Brökel, K**.: Das schwellend belastete Radialgleitlager unter Berücksichtigung der Verformung und eines Schmierstoff-Gas-Gemischs bei beliebiger Spaltgeometrie. Dissertation Universität Rostock 1980.
- [22] **Lemke, C.**: Entwicklung einer Java-Applikation zur Übertragung von Daten zwischen Pro/ENGINEER und einem externen Berechnungsprogramm. Projektarbeit, Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, Rostock, September 2011.
- [23] **Klatt, B.**: Entwicklung von Berechnungsalgorithmen für eine Gleitlagerrotorlagerung einer Windenergieanlage. Bachelorarbeit, Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, Rostock, August 2011.
- [24] **Fröck, L.; Titscher, C.**: Einfluss der Verformung einer rotationssymmetrischen Lagerschale auf den Druckaufbau eines hydrodynamisch geschmierten Gleitlagers.

Projektarbeit, Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, Rostock, Februar 2011.

- [25] **Titscher, C.**: Erweiterung der Berechnung von Lagerverformungen auf instationäre Lastfälle für ein rotationssymmetrisches Lager. Bachelorarbeit, Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, Rostock, September 2011.
- [26] **Titscher, C.**: Erweiterung der Berechnung von Verformungen auf Lager unter Ausnutzung verschiedener Symmetriebedingungen. Studienarbeit, Universität Rostock, Lehrstuhl Konstruktionstechnik/CAD, Rostock, September 2012.
- [27] **Reynolds, O.**: Über die Theorie der Schmierung und ihre Anwendung auf Herrn Beauchamp Towers Versuche, (Urschrift englisch, 1886) Ostwald's Klassiker Nr.218, Akad. Verl. Gesellsch. Leipzig, 1927, S.39-107.
- [28] Sommerfeld, A.: Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung, Zeitschr. f. Math. u. Phys. Bd.50, 1904, S.97-155 oder Ostwald's Klassiker Nr.218, Akad. Verl. Gesellsch. Leipzig, 1927, S.108-180.
- [29] **Reischke, G.**: Hydrodynamische Kenngrößen von Gleitlagern mit unterbrochener Ringnut und ihre Anwendung bei der Berechnung dynamisch beanspruchter Radialgleitlager. Dissertation, Universität Rostock, 1994.
- [30] **Barenthin, T.**: Ermittlung der hydrodynamischen Verhältnisse im Stevenrohrlager unter Berücksichtigung einer gekrümmten Welle und beliebiger Nutgeometrie. Dissertation Universität Rostock 2005. S.501.
- [31] **Radev, N.**: Individuelle Anpassung von CAD-Systemen und Modellierung eines Pre-Prozessors für spezielle Berechnungs-Software. Dissertation Universität Rostock 2006.
- [32] DIN 31655 Teil 1 und 2 "Gleitlager Hydrostatische Gleitlager im stationären Betrieb -... ohne Zwischennuten"
- [33] DIN 31656 Teil 1 und 2 "Gleitlager Hydrostatische Gleitlager im stationären Betrieb -... mit Zwischennuten"
- [34] **Kreja, S.-U.**: Analyse und Bewertung von Berechnungs- und Konstruktionsmethoden für hydrostatische Radialgleitlager. Diplomarbeit, Universität Rostock, Lehrstuhl für Konstruktionstechnik/CAD, 2007.
- [35] SIMPLEX COMPACT-New Bearing; LHS-Bearing; Load Controlled Hydrostatic Radial Plain Bearing for POD-Drives. ThyssenKrupp Marine Systems, Blohm+Voss Industries, Hamburg, Powerpoint-Präsentation: LHS_GLEITLAGER100306.ppt.
- [36] **Findeisen, D.; Findeisen, F.**: Ölhydraulik / Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik. 4.Auflage, Springer-Verlage, Berlin ..., 1994.
- [37] Technische Informationen: PM-Regler und Strahlpumpen mit Führungsanwendungen. Prospekt der Firma HYPROSTATIK Schönfeld GmbH Felix-Hollenberg-Str.3, 73035 Göppingen <u>http://www.hyprostatik.de</u>
- [38] **Roloff, H.; Matek, W.**: Maschinenelemente: Normung, Berechnung Gestaltung. Vieweg, Braunschweig, 2000.