

Konzept einer berührungslosen Lagerung für Rotations-Blutpumpen

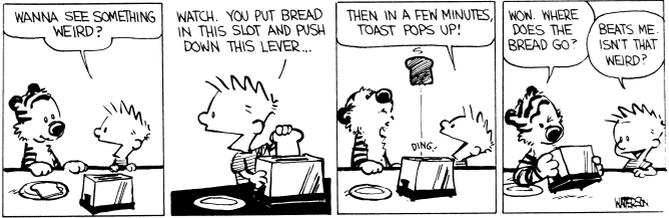
Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen
Technischen Hochschule Aachen zur Erlangung des akademischen Gra-
des eines Doktors der Ingenieurwissenschaften genehmigte Dissertation

vorgelegt von
Thomas Christoph Kink
aus
Wasserburg am Inn

Berichter: Univ.-Prof. Dr. rer. nat. G. Rau
Univ.-Prof. Dr.-Ing. J. Feldhusen

Tag der mündlichen Prüfung: 21.02.2005

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten
der Hochschulbibliothek online verfügbar.



Bill Watterson, 1986

CALVIN AND HOBBS ©(1995) Watterson. Reprinted with permission of UNIVERSAL
PRESS SYNDICATE. All rights reserved.

Vorwort

Durch die tatkräftige Mitwirkung und Unterstützung zahlreicher Personen konnte das Gelingen dieser Arbeit gewährleistet werden.

An erster Stelle und ganz besonders möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Reul danken. Als Leiter der Arbeitsgruppe *Cardiovaskuläre Technik* schaffte er ein offenes und freundschaftliches Arbeitsklima, welches von vielen Freiräumen und kreativen Diskussionen geprägt war. Er gab mir die nötigen Impulse für meine Forschungstätigkeiten. Leider konnte er durch seinen viel zu frühen Tod das Ende dieser Arbeit nicht mehr miterleben.

Herrn Univ.-Prof. Dr. rer. nat. G. Rau gilt mein Dank für die Betreuung meiner wissenschaftlichen Arbeit und die Schaffung der ausgezeichneten Rahmenbedingungen am Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik – vielen herzlichen Dank! Ebenso danke ich Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. J. Feldhusen für die Übernahme des Koreferats und die vielen Anregungen, sowie für die Betreuung mehrerer studentischer Arbeiten, deren Ergebnisse auch in diese Dissertation eingegangen sind.

Ein großer Anteil der in dieser Arbeit erzielten Erkenntnissen ist Ergebnis kollegialer Zusammenarbeit. Allen voran möchte ich mich bei meinen Kollegen Wolfgang Kerkhoffs und Olli Schumacher, sowie bei meinen Projektpartnern Dr.-Ing. Christoph Brücker und Ed Bullister, Ph.D., bedanken. Weite Teile wurden auch durch viele Studien- und Diplomarbeiten vorbereitet. Hier möchte ich vor allem Antoine Loof für seinen Beitrag erwähnen.

Ohne die Mitarbeiter der mechanischen Werkstatt wäre das Gelingen dieser Promotion nicht möglich gewesen. Durch ihre exzellente Arbeit haben sie sich den von mir verlangten Herausforderungen gestellt und mit Lupe und Geschick immer noch kleinere Strukturen gefertigt. Auch ihnen gebührt ein aufrichtiges Dankeschön.

Meiner Lebensgefährtin Inês gilt mein ganz besonders herzlicher Dank für ihre Geduld und ihren Rückhalt während der gesamten Promotion.

Hier an letzter, doch wichtigster Stelle danke ich meinen Eltern. Sie haben mir den Weg geebnet und mich über all die Jahre unterstützend begleitet.

Inhaltsverzeichnis

Verwendete Abkürzungen	xix
Nomenklatur	xxi
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 Lagerungen in Blutpumpen	3
2.1.1 Mechanische Blutlager	3
2.1.2 Aktive und passive, magnetische Blutlager	8
2.1.3 Hydrodynamische Blutlager	13
2.1.4 Hybrid-Blutlager	15
2.2 Auswahl an Lagerungen im allgemeinen Maschinenbau	22
2.2.1 Das Mehrflächengleitlager	22
2.2.2 Das Spiralrillenlager	23
3 Analyse des IST-Zustandes und Ableitung der Anforderung	25
3.1 Medizinischer Hintergrund	25
3.2 Beurteilung der vorhandenen Lösungen	26
3.2.1 Das mechanische Lager	26
3.2.2 Das Magnetlager	27
3.2.3 Das hydrodynamische Lager	28
3.3 Hämodynamische Randbedingungen	29
3.3.1 Die Physiologie des Bluts	29
3.3.2 Mechanismen der Blutschädigung	30
3.4 Anforderungsliste	33
3.4.1 Grundlegendes zur Anforderungsliste	34
3.4.2 Marktbedingte Forderungen	35
3.4.3 Umweltbedingte Forderungen	36
3.4.4 Gesellschaftsbedingte Forderungen	36
3.4.5 Eigenstörungsbedingte Forderungen	37
3.4.6 Werdegangsbedingte Forderungen	37

4	Erarbeitung einer Prinziplösung	39
4.1	Der Konstruktionsprozesses	39
4.2	Zweckbeschreibung und Funktionssynthese	39
4.3	Effektsynthese	41
4.4	Prinziplösungen	45
4.4.1	Mechanische Lagerungen	45
4.4.2	Magnetische Lagerungen	45
4.4.3	Hydraulische Lagerungen	46
4.5	Bewertung der Prinziplösungen	48
5	Qualitative Gestaltsynthese	53
5.1	Allgemeine Überlegungen	53
5.1.1	Grundregeln der Gestaltung	53
5.1.2	Vorhandener Bauraum für die Lagerung	54
5.1.3	Variation der Lagerposition	55
5.1.4	Anzahl der Lager	56
5.1.5	In Magnetkupplung integriertes Lager	57
5.2	Gestaltvariationen der Lagerflächen	59
5.2.1	Gestaltvariation bei Axiallagern	59
5.2.2	Gestaltvariation bei Radiallagern	61
5.2.3	Gestaltvariationen kombiniert	65
5.3	Bewertung der Qualitativen Gestaltsynthese	66
6	Das Spiralrillenger	69
6.1	Grundlagen zur Lagerauslegung	69
6.2	Das ebene Spiralrillenger	72
6.3	Das sphärische Spiralrillenger	75
6.4	Das konische Spiralrillenger	77
6.5	Das radiale Spiralrillenger	79
6.6	Vergleich unterschiedlicher Spiralrillenger-Arten	80
7	Untersuchung an einem ebenen, axialen Spiralrillenger	83
7.1	Strömungssichtbarmachung	83
7.1.1	Particle Imaging Velocimetry	84
7.1.2	Microscale Particle Imaging Velocimetry	84
7.1.3	Optimiertes Spiralrillenger ohne Durchfluss	85
7.1.4	10:1 – Skalierung	85
7.1.5	Versuchsdurchführung	87
7.1.6	Ergebnisse der Strömungssichtbarmachung	91
7.1.7	Diskussion der Ergebnisse	94
7.2	Numerische Strömungssimulation von Axiallagern	98
7.2.1	Untersuchung eines ebenen Spiralrillenger	98

7.2.2	Untersuchung eines Keilflächenlagers	107
7.2.3	Spiralrillenlager und Keilflächenlager im Vergleich	108
7.3	Zusammenspiel zwischen Lagerspalt und Tragkraft	109
7.3.1	Theoretische Grundlagen	110
7.3.2	Modellbetrachtung am Spiralrillenlager	111
7.4	Diskussion der vorliegenden Ergebnisse	119
8	Spiralrillenlager für eine Miniatur-Axialpumpe	121
8.1	Versuchsaufbau	121
8.1.1	Rotor	121
8.1.2	Antrieb und Gehäuse	122
8.1.3	Prüfstand	123
8.2	Auslegung verschiedener Lagergeometrien	124
8.2.1	Mechanisch-hydraulische Kugelspurlagerung	124
8.2.2	Ebenes Spiralrillenlager	124
8.2.3	Konisches Spiralrillenlager	125
8.3	Auswertung der hydraulischen Analyse	127
8.4	Aspekte der Fertigung	129
8.5	Diskussion der Ergebnisse	131
9	Zusammenfassung und Ausblick	135
A	Bewertung der Prinziplösungen	139
B	Strömungssichtbarmachung	147
B.1	Die Bestimmung der Knudsen-Zahl	147
B.2	Drehpunkt-Bestimmung	149
C	Die Gümbel-Zahl im Spiralrillenlager	151
D	Konstruktionszeichnungen	153

Abbildungsverzeichnis

2.1	Die COBE Revolution™	4
2.2	Das DeBakey VAD	4
2.3	Das Gyros C1E3	5
2.4	Das Heartmate II	5
2.5	Die HiFlow Pumpe	6
2.6	Das Jarvik 2000	7
2.7	Das RotaFlow	7
2.8	Das DuraHeart	8
2.9	Das Heartmate III	9
2.10	Das HeartQuest VAD	9
2.11	Die Ibaraki Pumpe	10
2.12	Das INCOR I	11
2.13	Das Magnevad	11
2.14	Das MiTiHeart LVAD	12
2.15	Der Streamliner	13
	(a) Lagerschema	13
	(b) Gesamtsystem	13
2.16	Die BCM-Gyro	14
2.17	Die Hemopump	14
2.18	Die NCVC-CP	15
2.19	Schema der ABIOMED Pump	16
2.20	Das CorAide	16
2.21	Das DD9 VAD	17
2.22	Das Single-Pivot VAD	18
2.23	CAD-Studie des Hemobear VAD	18
2.24	Das Kriton VAD	19
2.25	Labormuster der HIA-MDP	20
2.26	Das HIA-MicroVAD	20
2.27	Schema des VentrAssist	21
2.28	Die Vienna Pump	22
2.29	Dreiflächiges Mehrflächengleitlager	22
2.30	Radiales Spirallager	23

Abbildungsverzeichnis

3.1	Darstellung unterschiedlicher Reibungszustände	26
	(a) STRIBECK-Kurve	26
	(b) Reale Lagerpaarung	26
3.2	Hydrodynamische Gleitlager	29
	(a) Schema eines radialen Gleitlagers	29
	(b) Schema eines axialen Gleitlagers	29
3.3	Schnittdarstellung einer Herzunterstützungspumpe	34
4.1	Der Konstruktionsprozesses	40
4.2	Symboldarstellung der Lagerfunktion	41
4.3	Hydraulische Lagerungen	47
	(a) hydrostatisches Lager	47
	(b) hydrodynamisches Lager	47
4.4	Netzdiagramm zur Lösungsbewertung	50
5.1	Bauraum	55
5.2	Qualitative Darstellung möglicher Lagerpositionen	55
5.3	Schematische Anordnung einer Komplettlagerung	56
5.4	Schema einer magnetischen Stirndrehkupplung	57
5.5	Übertragbares Kupplungsmoment	58
5.6	Rückstellkräfte einer Magnetkupplung	59
5.7	Fest eingearbeitete Lagersegemente	60
	(a) Keilschuh ohne Rastflächen	60
	(b) Keilschuh mit Rastflächen	60
	(c) Keilschuh mit Rastflächen, konkave Form	60
	(d) Stufenform mit Rastflächen	60
	(e) Keilschuh mit Rastflächen, beide Drehrichtungen	60
5.8	Kippbewegliche Lagersegemente	61
	(a) Abstützung durch Kipplagerflächen	61
	(b) Abstützung durch Wälzkörper	61
	(c) Elastische Abstützung	61
5.9	Elastisch und plastisch verformbare Lagersegemente	62
	(a) Für eine Drehrichtung	62
	(b) Für beide Drehrichtungen	62
	(c) Für beide Drehrichtungen	62
5.10	Unterschiedliche Formen für Keilflächen (Aufsicht)	62
5.11	Ausgestaltung verschiedener axialer Spiralrillenlager	63
	(a) Nach innen pumpend	63
	(b) Teilweise gerillte, durchgehende Welle	63
	(c) Fischgrätenmuster, durchgehende Welle	63
5.12	Mehrfächengleitlager	64

(a)	Zweiflächenlager („Zitronenlager“)	64
(b)	Dreiflächenlager	64
(c)	Vierflächenlager	64
(d)	Fünfflächenlager	64
5.13	Ausgestaltung verschiedener radialer Spiralrillennlager	64
(a)	Schale getrennt gerillt	64
(b)	Welle durchgängig gerillt	64
(c)	Welle getrennt gerillt	64
5.14	Beschaufelung als Mehrflächengleitlager ausgebildet	65
5.15	Spiralrillennlager als kombinierte Axial-Radial-Lager	66
(a)	Konisches Spiralrillennlager	66
(b)	Sphärisches Spiralrillennlager	66
6.1	Paralleles, sich wiederholendes Rillennmuster	69
6.2	Angenäherter Druckverlauf im Lagerspalt	71
6.3	Ebenes Spiralrillennmuster	72
6.4	Druckverlauf im ebenen Spiralrillennlager	73
6.5	Sphärisches Spiralrillennlager ohne Durchfluss	76
6.6	Konisches Spiralrillennlager ohne Durchfluss	78
6.7	Radiales Spiralrillennlager	80
7.1	Schema des Prüfstandes für die μ -PIV-Untersuchung	88
7.2	Versuchsaufbau für die μ -PIV Messung	90
7.3	Scheinbarer Partikel-Durchmesser	92
7.4	μ -PIV-Aufnahme und Auswertung für $r \approx 0,018$ m	92
(a)	Geschwindigkeitsvektoren	92
(b)	Interpoliertes Geschwindigkeitsfeld	92
7.5	μ -PIV-Aufnahmen und Auswertung für $r \approx 0,0125$ m	93
(a)	Geschwindigkeitsvektoren, Rille	93
(b)	Interpoliertes Geschwindigkeitsfeld, Rille	93
(c)	Geschwindigkeitsvektoren, Damm	93
(d)	Interpoliertes Geschwindigkeitsfeld, Damm	93
7.6	μ -PIV-Aufnahme und Auswertung für $r \approx 0,025$ m	94
(a)	Geschwindigkeitsvektoren	94
(b)	Interpoliertes Geschwindigkeitsfeld	94
7.7	Radiale Geschwindigkeit, qualitative Darstellung	96
7.8	Gitterdarstellung für ein Rillen-Damm Paar	99
(a)	Gesamtdarstellung	99
(b)	Detaildarstellung bei $r = r_1$	99
7.9	Druckverlauf am Spiralrillennlager-Ring	100
7.10	Radiale Geschwindigkeitsverteilung im Spiralrillennlager	102

Abbildungsverzeichnis

(a)	Horizontaler Schnitt bei $h_0/2 = 9\ \mu\text{m}$	102
(b)	Axialer Schnitt bei $r_2 = 0,025\ \text{m}$	102
7.11	Radiale Geschwindigkeitsverteilung über dem Damm	103
7.12	Stromlinien mit Verweilzeit, Lageraußenbereich	103
7.13	Tangentiale Drallbewegung bei mittlerem Radius	104
(a)	Rille, innerer Bereich	104
(b)	Rille, innerer Bereich	104
7.14	Schubspannung auf dem Spirarillennlager-Ring	105
7.15	Schubspannung auf dem Spirarillennlager-Ring	105
7.16	Druckverteilung am Spirarillennlager-Ring	106
7.17	Abwicklung eines Keilflächenlager (schematisch)	107
7.18	Druckverlauf im Keilflächenlager	108
7.19	Zusammenhang zwischen Tragkraft und Lagerspalt	110
7.20	Mechanisches Ersatzsystem eines Rillen-Damm Paares	112
(a)	Lagerhälften in Kontakt	112
(b)	Lagerhälften getrennt	112
7.21	STRIBECK-Kurve für das Ersatzsystem	116
(a)	Lagerhälften in Kontakt	116
(b)	Lagerhälften getrennt	116
7.22	Spalthöhe in Abhängigkeit der GÜMBEL-Zahl	117
7.23	Scherrate in Anhängigkeit von der Geschwindigkeit	120
(a)	Umfangsgeschwindigkeit u	120
(b)	Radialgeschwindigkeit v	120
8.1	Miniatur-Axialrotoren	121
(a)	Rotor ohne Spülbohrung	121
(b)	Rotor mit Spülbohrung	121
8.2	Pumpen im Prüfstand	122
8.3	Schemazeichnung des Versuchsaufbau	123
8.4	Schemazeichnung einer Kugelspurlagerung	124
8.5	Explosionsdarstellung ebener Spirarillennlager-Varianten	125
(a)	Rotor ohne Spülbohrung	125
(b)	Rotor mit Spülbohrung	125
8.6	Explosionsdarstellung konischer Spirarillennlager-Varianten	126
(a)	Rotor ohne Spülbohrung	126
(b)	Rotor mit Spülbohrung	126
8.7	Druck-Fluss Kennfeld	128
8.8	Leistung-Fluss Kennfeld	128
8.9	Rotor-Wirkungsgrad bei verschiedenen Lager	130
8.10	Verschiedene Fertigungsverfahren für Spirarillennlager	131
(a)	aus Messing gedreht	131

Abbildungsverzeichnis

(b) in Alu gegossen	131
8.11 Messung der Welligkeit und des Rauhwerts	133
(a) Spurscheibe des Rotors ohne Spühlbohrung	133
(b) Spurscheibe des Rotors mit Spühlbohrung	133
8.12 Zusammenhang zwischen Tragkraft und Lagerspalt	134
B.1 Viskosität eines Wasser-Glyzerin-Gemisches	148
B.2 Drehpunktbestimmung bei der μ -PIV-Auswertung	149
D.1 Ebenes Spiralrillenlager, 0445-51-14	154
D.2 Zusammenstellungszeichnung, PIV-Prüfstand 0700-00-25	155
D.3 Konisches Spiralrillenlager, 1039-51-14	156
D.4 Ebenes Spiralrillenlager, 1090-51-14	157
D.5 Hydrodynamisches Axiallager, 1150-40-14	158

Tabellenverzeichnis

3.1	Marktbedingte Forderungen	35
3.2	Einflüsse auf die Umwelt	36
3.3	Einflüsse der Umwelt	36
3.4	Eigenstörungsbedingte Forderungen	37
3.5	Werdegangsbedingte Forderungen	37
4.2	Vergleich der Bewertungskriterien untereinander	48
4.3	Bewertung der Prinzplösungen mit Gewichtung	49
5.1	Werkstoffdaten von Vacodym 510 HR	58
5.2	Vergleich verschiedener Axiallager	68
6.1	SRL-Kennzahlen und Geometrische Beziehungen	72
6.2	Vergleich verschiedener Spiralrillennlager	81
7.1	Optimierte Spiralrillennlager-Kennzahlen	85
7.2	Spiralrillennlager-Eigenschaften	85
7.3	Kennzahlen für originales und skaliertes Spiralrillennlager	86
7.4	Spiralrillennlager-Kennzahlen, Miniatur-Axialpumpe	98
7.5	Geometrie-Eckdaten des Spiralrillennlager	98
7.6	Spiralrillennlager-Eigenschaften, Miniatur-Axialpumpe	99
7.7	Simulationsergebnisse für das Spiralrillennlager	100
7.8	Tragkraft und Druck im Keilflächenlager	107
7.9	CFD-Vergleich: Spiralrillennlager und Keilflächenlager	109
8.1	Kennzahlen eines konischen Spiralrillennlager	126
8.2	Lagereigenschaften des konischen Spiralrillennlager	126
A.1	Gewichtung und Bewertung, Ingenieur I	139
(a)	Gewichtungs-Faktoren	139
(b)	Bewertungszahlen	140
A.1	Gewichtung und Bewertung, Ingenieur II	140

Tabellenverzeichnis

	(a) Gewichtungs-Faktoren	140
	(b) Bewertungszahlen	140
A.2	Gewichtung und Bewertung, Ingenieur III	141
	(a) Gewichtungs-Faktoren	141
	(b) Bewertungszahlen	141
A.3	Gewichtung und Bewertung, Ingenieur IV	142
	(a) Gewichtungs-Faktoren	142
	(b) Bewertungszahlen	142
A.4	Gewichtung und Bewertung, Ingenieur V	143
	(a) Gewichtungs-Faktoren	143
	(b) Bewertungszahlen	143
A.5	Gewichtung und Bewertung, Ingenieur VI	144
	(a) Gewichtungs-Faktoren	144
	(b) Bewertungszahlen	144
A.6	Gewichtung und Bewertung, Ingenieur VII	145
	(a) Gewichtungs-Faktoren	145
	(b) Bewertungszahlen	145
A.7	Gewichtung und Bewertung, Ingenieur VIII	146
	(a) Gewichtungs-Faktoren	146
	(b) Bewertungszahlen	146

Verwendete Abkürzungen

AIA	Aerodynamisches Institut Aachen
BVAD	Biventricular Assist Device
CAD	Computer Aided Design
CCD	Charge Coupled Device (<i>ladungsgekoppeltes Bauelement</i>)
CE	Communauté Européenne
CFD	Numerische Strömungssimulation (<i>Computational Fluid Dynamics</i>)
GI	Gießerei-Institut Aachen
Hb	Hämoglobin
HIA	Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik in Aachen
HLM	Herz-Lungen-Maschine
Hk	Hämatokrit
IMALP	Intravascular Micropump for Augmented Liver Perfusion
IPT	Fraunhofer-Institut für Produktionstechnologie
LVAD	Left Ventricular Assist Device
LVAS	Left Ventricular Assist System
MDP	Mikrodiagonalpumpe
MFG	Mehrflächengleitlager
μ-PIV	Microscale Particle Imaging Velocimetry

Verwendete Abkürzungen

NCVC-CP	National CardioVascular Center – Centrifugal Pump
Nd:YAG	Neodymium-doped Yttrium Aluminum Garnet
NEDO	The New Energy and Industrial Technology Development Organization, Japan
NRW	Nordrhein-Westfalen
PE	Polyethylen
PIV	Particle Imaging Velocimetry
PTV	Particle Tracking Velocimetry
SRL	Spiralrillenlager
UHMW-PE	Ultrahochmolekulares Polyethylen
VAD	Ventricular Assist Device

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

a	Beschleunigung	m/s^2
a	Breite, Weite, Sehenlänge	m
A	Querschnittsfläche	m^2
A	Variable	
b, B	Breite	m
B	Variable	
\widehat{B}	Kreisbogenlänge	m
c	spezifische Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
d	Distanz, Tiefe	m
d, D	Durchmesser	m
\overline{D}	mittlerer Durchmesser	m
e	Exzentrizität	m
f	Frequenz	Hz
f	Reibungskoeffizient	
F	Festforderung	
F	Korrekturfaktor	
F	Kraft	N
g	Wichtigkeit	
h	Höhe	m
H	Verhältnis: $H = h_2/h_1 = \delta/(1+\delta)$	
I	Strom	A
k	Rillenzahl	
l, L	Länge	m
l^*	normierte Länge	
m	Maßzahl	
M	Abbildungsmaßstab	
M	Moment	$\text{N}\cdot\text{m}$
M	Motor	
n	Brechungsindex	
n	Drehzahl	min^{-1}
n	Laufvariable	
\mathbf{n}	Richtungsvektor	
p	Druck	Pa
\bar{p}	mittlerer Druck	Pa
\overline{p}	normierter Druck	
P	Leistung	W

Nomenklatur

P	Objekt, Punkt	
\dot{q}	spezifischer Massenstrom	kg/(m·s)
\dot{q}	spezifische Wärmefluss	W/m ²
Q	Elektrische Ladung	C
Q	Magnetische Ladung	C
\dot{Q}	Massenstrom	kg/s
r, R	Radius	m
s	Lagerspiel: $s = D - d$	m
s	Spaltweite, Strecke	m
S	dimensionsloser Durchfluss, Leckage	
t	Kegelhalbwinkel	°
t	Temperatur	°C
t	Zeit	s
u	Unwucht	kg
U	Spannung	V
U, u, V, v, W, w	Geschwindigkeit in Richtung der Raumkoordinaten x, y, z	l/min
\dot{V}	Volumenstrom	m ³ /s
w	Gewichtsanteil	%
w	Wertigkeit	
W	Lagerlast (weight)	N
W	Wunschforderung	
x, y, z	Kartesischen Raumkoordinaten	m
\bar{x}	normierte Raumkoordinate	
Z	Zielforderung	

Griechische Buchstaben

α	Winkel	°
β	Winkel	°
γ	Verhältnis von Damm- zu Rillenbreite: $\gamma = a_2/a_1$	
$\dot{\gamma}$	Scherrate: $\dot{\gamma} = du/dy$	s ⁻¹
δ	dimensionsloser Spalt, Verhältnis: h_2/h_0	
Δ	Differenz	
ε	relative Exzentrizität	
η	Viskosität	Pa · s
η	Wirkungsgrad	%
ϑ	Temperatur	K
ϑ	Winkel	°
λ	Radienverhältnis: $\lambda = r_1/r_2$	
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m·K)
λ	Wellenlänge	nm
μ	Reibungskoeffizient	
$\bar{\mu}$	erweiterter Reibkoeffizient	
ρ	Dichte	kg/m ³
τ	Schubspannung	Pa

φ	Winkel	◦
Φ	Dissipationsfunktion	
ψ	relatives Lagerspiel, $\psi = s/D$	◦
ψ	Winkel	
ω	Winkelgeschwindigkeit	s^{-1}

Indizes

+	Positive Bewertung
10:1	10:1 skaliertes Modell
0	Bezug, Rille
1	Rille, Rille + Spalt
2	Damm, Spalt
0, 1, 2, 3	allgemeine Positionen
<i>a</i>	axial
aus	Ausgangsgröße
<i>b</i>	Zwischenposition
B	Die Buchse betreffend
<i>c, C</i>	Zentrum (center)
D	Damm
D	Dampf
DB	Dampfblase
<i>e</i>	scheinbar
eff	effektiv
ein	Eingangsgröße
exp	Die Verweildauer betreffend (exposure)
<i>f</i>	Reibkoeffizienten
<i>g</i>	Gravitation
Gly	Glyzerin
h	hydraulisch
<i>h</i>	Fischgrätenmuster (herringbone)
<i>i</i>	innen
<i>i</i>	Laufvariable
IM	Intermolekular
inw	nach innen gerichtet (inward)
Kap	Kapillare
kon	konisch
krit	kritischer Zustand
<i>l</i>	Länge
mag	Magnet
max	maximal
min	minimal
<i>n</i>	Laufvariable
N	normal
opt	optimiert
Org	Original
<i>p, P</i>	Druck

Nomenklatur

P	auf einen Punkt bezogen
P	Partikel
pl	eben (plain)
Pl	Plasma
r	radial
r,R	Rille
R	Reibung
rel	relativ
res	Resultierende
Ri	gerillter Bereich
sl	gleitend (slide)
sph	spärlich
step	mit stufenförmigen Absatz
t	axiale Richtung (thrust)
t	Taststrecke
u	Umfangsrichtung
u	Unwucht
v	Variante
W	Welle
WG	Wasser-Glyzerin-Gemisch
ψ	in Bezug auf den Winkel ψ
x, y, z	kartesischen Raumkoordinaten

Sonstige Bezeichnungen

0	Ursprung	
+	Positive Bewertung	
-	Negative Bewertung	
o	Neutrale Bewertung	
∞	unendlich	
\emptyset	Durchmessersymbol	
A_r	relative Atommasse	
const	konstant	
ε_0	Elektrische Feldstärke: $\varepsilon_0 = 8,8542 \cdot 10^{-7} \text{ (A}\cdot\text{s)} / (\text{V}\cdot\text{m})$	
ε_r	Relative Dielektrizität	
$f^\#$	F-Zahl, Blendenzahl	
g	Erdbeschleunigung: $g = 9,81 \text{ m/s}^2$	
G	GÜMBEL-Zahl: $G = (\eta u / h_0) / \bar{p}$	
H	Wasserstoff	
K_F	Trägheitsfaktor	
Kn	KNUDSEN-Zahl: L_{IM} / D_h	
λ_c	Grenzwellenlänge	mm
\mathcal{L}	mittlere, frei Weglänge bei Molekülen	nm
μ_0	Magnetische Feldkonstante: $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ (V}\cdot\text{s)} / (\text{A}\cdot\text{m})$	
μ_r	Relative Permeabilität	

M_{mol}	molare Masse	kg/mol^{-1}
R_a	Mittenrauhwert	μm
R_{max}	maximale Rauhtiefe	μm
N_A	AVOGADRO'sche-Zahl: $N_A = 6,0220 \cdot 10^{26} \text{ kmol}^{-1}$	
Re	REYNOLDS-Zahl: $Re = (e v D_h)/\eta$	
So	SOMMERFELD-Zahl: $So = (F \cdot \psi_{\text{eff}}^2)/(DB\eta_{\text{eff}}\omega_{\text{eff}})$	
St	STROUHAL-Zahl: $St = D_h/vt$	

Hilfsgleichungen

$$C_1(\alpha, H, \gamma, \lambda, k) =$$

$$\frac{e^{-\frac{\pi}{k}\left(1-\frac{\alpha}{90^\circ}\right)}(\tan \alpha) \frac{2}{1+\gamma} \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3} - \lambda^2 e^{\frac{\pi}{k}\left(1-\frac{\alpha}{90^\circ}\right)}(\tan \alpha) \frac{2}{1+\gamma} \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3}}{1 - \lambda^4}$$

$$C_2(\alpha, H, \gamma, \lambda, k) =$$

$$\frac{e^{-\frac{2\pi}{k}\left(1-\frac{\alpha}{90^\circ}\right)}(\tan \alpha) \frac{2}{1+\gamma} \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3} - \lambda^4 e^{\frac{2\pi}{k}\left(1-\frac{\alpha}{90^\circ}\right)}(\tan \alpha) \frac{2}{1+\gamma} \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3}}{1 - \lambda^4}$$

$$C_2^* = \frac{1}{(1 - \lambda^2)} \left(e^{-\frac{\pi}{k}\left(1-\frac{\alpha}{90^\circ}\right)} \tan \alpha \frac{2}{1+\gamma} \frac{(1-H^3)^2}{(1+H^3)(1+\gamma H^3)} - \lambda^2 e^{\frac{\pi}{k}\left(1-\frac{\alpha}{90^\circ}\right)} \tan \alpha \frac{2}{1+\gamma} \frac{(1-H^3)^2}{(1+H^3)(1+\gamma H^3)} \right)$$

$$C_{\text{sph}} = 1 - \frac{3}{2} \sin\left(\varepsilon_{s2} \frac{\pi}{2}\right) + \frac{1}{2} \left(\sin\left(\varepsilon_{s2} \frac{\pi}{2}\right) \right)^3$$

$$\varepsilon_{s2} \approx \frac{2}{k(1+\gamma)} \left(1 - \frac{\alpha}{90^\circ}\right) \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3} \tan \alpha$$

$$g_1(\alpha, H, \gamma) = \frac{\gamma H^2 (\cot \alpha) (1-H) (1-H^3)}{(1+\gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1+\gamma)^2}$$

$$g_2(\alpha, H, \gamma) = \frac{g_2^*(\alpha, H, \gamma)}{1+\gamma}$$

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

1 Einleitung

Heutzutage werden eine Vielzahl von technischen Geräten zur externen und internen Blutförderung eingesetzt. Ein entscheidendes Kriterium für deren Gebrauch stellt die Hämokompatibilität, also die Blutverträglichkeit dar. Die Vermeidung der Blutschädigung durch Implantate im kardiovaskulären System ist nach wie vor eine große Herausforderung. Im Wesentlichen muss die mechanische Zerstörung der roten Blutkörperchen (Hämolyse) und die Bildung von Blutgerinnseln (Thrombusbildung) verhindert werden. Während bei Kurzzeiteinsätzen die Gabe von Heparin die Gerinnung hemmt, sind für den längerfristigen Einsatz inhärent blut-schonende Implantate erforderlich. Hierbei kann eine medikamentöse Behandlung auf ein Minimum reduziert werden.

Bei Kreiselpumpen, die als Blutpumpen eingesetzt werden, erfordert dies eine Blutführung, bei der sowohl die Schubspannung unkritisch bleibt als auch Rückfluss und Stagnation vermieden werden. Vor allem Gebiete mit niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten (nahe der Rotationsachse) und kleinen Spalten (hohe Schubspannung) sind in der Entwicklung besonders kritisch in Hinblick auf die Blutschädigung zu untersuchen.

Am Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik in Aachen werden verschiedene Versionen derartiger Miniatur-Axialpumpen entwickelt. Die ersten dieser Pumpen für den Kurzzeiteinsatz sind bereits im klinischen Gebrauch und dienen der temporären Herzunterstützung bei Patienten mit eingeschränkter Auswurfleistung der Ventrikel. Heute liegt der Schwerpunkt der Forschung auf dem Langzeiteinsatz. Miniaturpumpen können bei auch Kindern eingesetzt werden und sind ebenso bei der lokalen Organperfusion denkbar. Dabei werden diese Systeme intravaskulär platziert und haben einen minimalen Raumbedarf. Als größte Schwierigkeit gilt hier das Erreichen der geforderten Leistung unter Berücksichtigung der Hämokompatibilität.

Bislang wurde der Rotor bei diesen Pumpen direkt über eine Welle, die zum Motor hin abgedichtet ist, angetrieben. Speziell an der Dichtung allerdings entstehen lokale Wärmespitzen bei geringen Geschwindigkeiten. Eine berührungslose Lagerung für den Rotor, der beispielsweise über eine Magnetkupplung angetrieben wird, vermeidet diese Probleme. Eine Dichtung ist nicht mehr nötig, das Lager ist vollständig wartungsfrei und hat somit eine unbegrenzte Lebensdauer.

1 Einleitung

Ziel dieser Arbeit ist es, ein neues, berührungsloses Lagerkonzept zu entwickeln und hinsichtlich seiner Eignung bei Blutpumpen zu evaluieren. Die Randbedingungen werden durch das bestehende System einer Miniatur-Axialpumpe vorgegeben. Die Drehenergie wird von einem koaxial angeordneten Motor über eine magnetische Stirndrehkupplung auf den Rotor übertragen.

Zunächst wird in dieser Arbeit eine Anforderungsliste für Rotor-Lagerungen in Miniatur-Axialpumpen erstellt. Eine Zweckbeschreibung wird angegeben und resultierende physikalische Effekte zur Erfüllung der geforderten Aufgaben analysiert. Unterstützt durch die Methodik der Gestaltvariation findet eine strukturierte Suche nach zweckmäßigen Konfigurationen und deren Bewertung statt. Mittels theoretischer und experimenteller Untersuchungen wird die aussichtsreichste Lösung validiert und ein neues Konzept vorgestellt. Abschließend werden Miniatur-Axialblutpumpen mit diesen Lösungen ausgestattet und hydraulische Versuche durchgeführt. Die Charakteristik im Vergleich zu bekannten Systemen wird ausführlich diskutiert.

Eine Zusammenfassung der Ergebnisse und ein Ausblick auf fortführende Untersuchungen schließen diese Arbeit ab.

2 Stand der Technik

2.1 Lagerungen in Blutpumpen

Speziell in der Medizin sind die Anforderungen an Lagerungen sehr hoch. Zur Herzunterstützung oder lokalen Organperfusion kommen aufgrund des günstigeren Verhältnis zwischen Größe und Pumpleistung vermehrt Rotationspumpen zum Einsatz. All diesen Pumpen ist gemeinsam, dass sie mindestens ein bewegtes Teil benötigen, den blutfördernden Rotor.

In diesem Kapitel sollen nur solche Lager berücksichtigt werden, die direkt mit Blut in Berührung stehen. Lagerungen, die von Blut hermetisch oder durch eine Dichtung getrennt sind, werden nicht weiter vorgestellt. Zum Teil sind die vorgestellten Pumpen noch in der Forschungs- und Entwicklungsphase, zum Teil sind sie aber auch schon kommerzialisiert.

2.1.1 Mechanische Blutlager

Die wohl meist verbreitete Lagerart ist die mechanische Lagerung. Diese Lager zeichnen sich dadurch aus, dass ein ständiger Kontakt der Lagerflächen besteht bzw. dieser nur unregelmäßig unterbrochen wird. Die Trennung der beiden sich in Relativbewegung befindenden Oberflächen erfolgt entweder durch eine Rollbewegung, oder durch eine Gleitbewegung. Rollbewegungen findet man in Wälzlagern, die aber als Blutlager keine weiter Verwendung finden. Die Gleitbewegung findet sich dagegen bei vielen Rotations-Blutpumpen, die im Folgendem beschrieben werden.

COBE Revolution™

Nosé u. Motomura (2003) stellt die *COBE Revolution™* (COBE Cardiovascular Inc., USA) als Zentrifugalpumpe für den Einsatz in der Herz-Lungen-Maschine (HLM) vor. Da es sich hier um eine Industrieentwicklung handelt, sind in der Literatur nur wenige Angaben über Leistung und Konstruktion zu finden. Wie in COBE CV (2001) nachzulesen ist, fördert die Pumpe bis zu $8\text{l}/\text{min}$ und kann einen Druck bis zu 800mmHg erzeugen. Ihre Einsatzdauer ist auf sechs Stunden begrenzt.

Der Rotor wird von einer blutumspülten Spindel in der Pumpenkammer getragen und von einer Konsole mittels einer magnetischen Stirndrehkupplung angetrieben. Ein Gleitlager befindet sich sowohl im Einlass als

2 Stand der Technik

auch am Gehäuseboden und nimmt die Spindel auf. Der Abstand der zwei Gleitlagerbuchsen ermöglicht ein axiales Spiel der Rotorspindel. Ebenso wird ein minimales radiales Spiel zugelassen.

Die Rotornabe ist im Inneren offen und erlaubt somit eine Spülung des unteren Gleitlagers. Jede zweite Schaufel erstreckt sich über diese Öffnung hinaus in den Einlass und fungiert als Inducer¹. Zusätzlich befinden sich auf der Rotorunterseite Radialnuten. Sie sorgen für eine Spülung der Lager und erzeugen eine axiale Gegenkraft zur Rotorkraft. (Clausen u. Hubbard 1993; Hubbard u. Clausen 1994)



Die *COBE Revolution™* befindet sich im klinischem Einsatz. **Abb. 2.1:** Die *COBE Revolution™*

DeBakey VAD

Ein Axialrotor fördert bei dem *DeBakey VAD* (MicroMed Technology, Inc., USA) mit rund $10\,000\text{min}^{-1}$ etwa 5 l/min bis 6 l/min Blut gegen einen Druck von 100mmHg . Angetrieben wird der Rotor durch einen Gleichstrommotor und Permanentmagnete, die sich in den Schaufeln des Rotors befinden. (Song u. a. 2003)

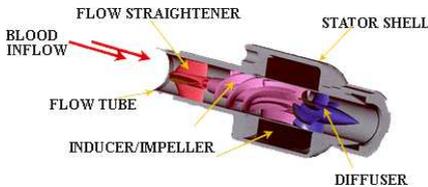


Abb. 2.2: Das *DeBakey VAD*

Der Rotor wird zwischen einem Strömungsgleichrichter und einem Diffusor mittels einer umspülten Spurlagerung gehalten. Langzeittests im Labor haben bereits eine Betriebsdauer von mehr als zwei Jahren gezeigt. In der Literatur sind keine Angaben bezüglich der Lagermaterialien zu finden.

In den Jahren 1998 in Europa und in 2000 in den Vereinigten Staaten erhielt das *DeBakey VAD* die Zulassung für eine klinische Multi-Zentren Studie. Seitdem sind weltweit mehr als 240 VADs implantiert worden. (Noon u. a. 2001; Ramsay 2004)

¹ „Vorpumpe“ – zur Anhebung des Druckniveaus vor der eigentlichen Beschauflung.

Gyro C1E3

Die *Gyro C1E3* Zentrifugalpumpe (Kyocera Corporation, Japan) zeichnet sich durch einen radiale Beschaufelung aus, die von zwei axial angeordneten Zapfenlagern gehalten wird. Über eine Magnetkupplung wird diese mit einer Betriebsdrehzahl von 1560min^{-1} angetrieben, wobei die Pumpe $5\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 100mmHg fördert. (Kawahito u.a. 2003)

In Bild 2.3 wird eine schematische Schnittdarstellung der Pumpe gezeigt. Die Lager bestehen aus einem Zapfen aus einer Aluminium-Oxid Keramik (Al_2O_3) und einer Pfanne aus UHMW-PE. Die Oberflächenrauigkeit der Zapfen liegt bei $R_a = 0,04\mu\text{m}$ und der Pfannen bei $R_a = 0,06\mu\text{m}$. Die Abmessungen sind so gewählt, dass der Rotor entweder im oberen, oder im unterem Lager anliegt, abhängig von der Resultierenden aus magnetischen und hydraulischen Axialkräften. Dadurch wird eine dynamische Spülung der Lager erzeugt, die sich zusätzlich zu der durch die Sekundär-Beschaufelung erzeugten addiert. Untersuchungen in Wasser und Rinderblut haben gezeigt, dass die Lager je nach Einsatz eine Lebensdauer von 4 – 10 Jahren haben können.

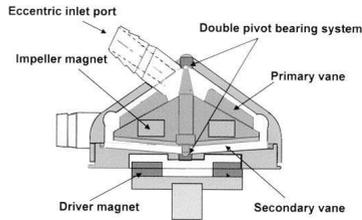


Abb. 2.3: Das Gyros C1E3

Zur Zeit wird das *Gyro C1E3* noch intensiven Tierversuchen unterzogen. (Kawahito u.a. 2003)

Heartmate II

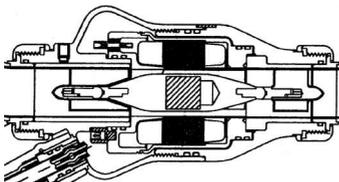


Abb. 2.4: Das Heartmate II

Das *Heartmate II* (Thoratec Corporation, USA) besteht aus einem rotierenden Rotor, der bei 8000min^{-1} bis 9000min^{-1} bis zu $10\text{l}/\text{min}$ bei physiologischen Drücken fördert. Der Antrieb erfolgt dabei durch einen integrierten Elektromotor, bei dem der magnetische Rotor in der Nabe des Axial-Impellers eingeschlossen ist.

Der Impeller ist beidseitig mit einer kombinierten Axial-Radial-Lagerung unterstützt, wobei die ruhenden Lagerflächen in den jeweiligen Statorn der Einfluss- und Ausflussseite

2 Stand der Technik

integriert sind. Sie entsprechen gerundeten Lagersteinen aus dem Juwelierbereich und sind aus Keramik gefertigt. Die Lagerstellen werden direkt mit dem geförderten Blut gespült. (Butler u.a. 1999)

In Langzeittests von mehr als sechs Monaten (sowohl in-vitro als auch in-vivo) war der Verschleiß in den Lagern im akzeptablen Rahmen bei zufriedenstellender Leistung (Butler u.a. 1997). Wie bei Song u.a. (2003) berichtet, finden seit 2000 klinische Studien in Europa und Asien statt.

HiFlow

Die *HiFlow* ist am Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik in Aachen (HIA) für den externen Einsatz in einer HLM oder als kurzfristiges Unterstützungssystem konzipiert und entwickelt worden. Dabei

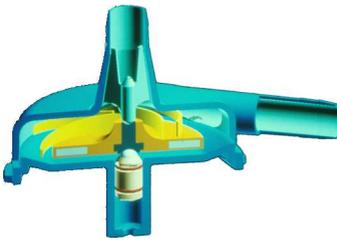


Abb. 2.5: Die *HiFlow* Pumpe

liefert die Pumpe bei einer Drehzahl von 3500min^{-1} den für eine HLM typischen Betriebspunkt von $6\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 300mmHg .

Der Radialrotor wird zwischen zwei sphärischen Zapfenlagern gehalten, welche sowohl in axiale als auch radiale Richtung tragen. Die Radien der jeweiligen Schale und Zapfen stehen sich in einem Verhältnis von größer eins, wodurch die Kontaktfläche minimiert wird. Da-

durch verringert sich im Kontaktbereich die Umfangsgeschwindigkeit und die Reibwärme bleibt vernachlässigbar klein. Zusätzlich dazu ist die Rotorunterseite so gestaltet, dass ein verstärktes Auswaschverhalten am unterem, kritischeren Lager zu beobachten ist. Beide Lager bestehen aus einer Keramik-Polymer Paarung.

Der Antrieb des Rotors erfolgt extern über eine Magnetkupplung, wobei in der Rotornabe zwei kleinen ferromagnetischen Metallscheiben integriert sind. Dadurch wird die Rotormasse und die dadurch entstehenden Trägheitsmomente klein gehalten. (Westphal 1994; Göbel u.a. 1997)

Jarvik 2000

Bei der *Jarvik 2000* (Jarvik Heart Inc, USA) handelt es sich um eine voll-implantierbare Axialpumpe, die für den Langzeiteinsatz ausgelegt ist. Der Antrieb erfolgt elektromagnetisch, wobei der Rotor Permanentmagnete enthält, die über elektrische Spulen im Gehäuse angetrieben werden. (Macris u.a. 1997)

2.1 Lagerungen in Blutpumpen

Wie bei Jarvik (1995) und Song u.a. (2003) beschrieben, besteht sowohl das axiale als auch das radiale Rotorlager der *Jarvik 2000* aus einem Hartmetalldraht in einer Buchse aus Siliziumkarbid. Der Durchmesser des Drahtes beträgt in etwa $\varnothing 1$ mm. Die Rotationsgeschwindigkeit des Rotors liegt zwischen 8000min^{-1} und $12\,000\text{min}^{-1}$, was zu einer Förderung von $2\text{l}/\text{min}$ bis $7\text{l}/\text{min}$ bei einem Gegen- druck von 100mmHg führt. Das Blut gelangt direkt an die Lager. Langzeittests haben nur minimalen Verschleiß gezeigt, der eine mechanische Lebensdauer von mehreren Jahrzehnten vermuten lässt.



Abb. 2.6: Das *Jarvik 2000*

Zur Zeit laufen klinische Studien an mehreren europäischen und amerikanischen Kliniken. (Anastasiadis 2003)

RotaFlow

Bei der *RotaFlow* (Jostra AG, Deutschland) handelt es sich um eine Pumpe für den Einsatz in der HLM. Die hydraulische Charakteristik entspricht deren Anforderungen von $3\text{l}/\text{min}$ bis $6\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von bis zu 400mmHg bei einer Drehzahl im Bereich von 2500min^{-1} bis 4000min^{-1} .

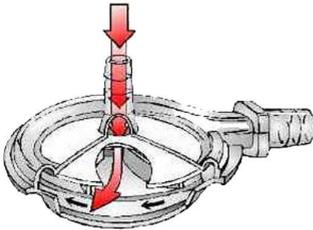


Abb. 2.7: Das *RotaFlow*

Der Rotor wird von einer Konsole über eine radiale Magnetkupplung angetrieben, wobei diese Kupplung auch als Radiallager wirkt. Es kommen Seltenerd-Magnete mit einem ringförmigen Eisen-Rückschluss zum Einsatz. Durch eine axiale Verschiebung der Magnetringe kann eine definierte Axialkraft erzeugt werden. Diese wird durch ein Axiallager bestehend aus einer Saphir-Kugel in einer PE-Kalotte getragen. Durch die zentrale Öffnung des Rotors wird das Lager gespült. (Mendler u.a. 1995; CTSNet 2003)

Die *RotaFlow* befindet sich im klinischen Einsatz.

2.1.2 Aktive und passive, magnetische Blutlager

Die Magnetlager zählen zu den sogenannten *Feldkraftlagern*, wobei die Lagerkräfte von elektrischen oder magnetischen Feldern erzeugt werden. Sie sind berührungslos und benötigen kein Kontaktmedium. Der Vorteil liegt darin, dass hier keine lokalen Temperaturspitzen durch Reibwärme entstehen können. Ebenso wenig sind diese Lager auf einen ausreichenden Schmierstoff-Zusatz angewiesen. (Fremerey 2003)

Während die Lager aus Permanentmagneten (passiv) ohne zusätzlichen Energiebedarf auskommen, haben elektromagnetische Lager (aktiv) einen zusätzlichen Leistungsbedarf. Bei einer Kombination aus passiven und aktiven Bauteilen und geeigneter Kontrolle kann dieser jedoch minimal gehalten werden. Aufgrund des EARNSHAW-Theorems ist es nicht möglich, ein Bauteil ausschließlich mit passiven Magnetlagern in allen sechs Freiheitsgraden zu stützen. (vgl. Post u. Ryutov 1998)

DuraHeart LVAS

Das *DuraHeart LVAS* (Terumo Medical Corp., USA), früher auch unter dem Namen *MSC(B)P* und *T-LVAS* bekannt, ist eine Zentrifugalpumpe mit magnetisch gelagertem Rotor. Es fördert $5\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 100mmHg bei einer Drehzahl von 1900min^{-1} . (Kono u.a. 1997)

Der Rotor beinhaltet Permanentmagnete und Ferrit-Eisen auf sich gegenüberliegenden Seiten. Mittels drei Positions-Sensoren wird der Elektromagnet geregelt und so der Rotor in Schwebe gehalten.

In den Tierversuchen waren keine mechanischen Probleme zu beobachten, allerdings ist die Druck-Durchfluss-Kurve sehr flach. Kleine Druckschwankungen können zu sehr großen Schwankungen in der Förderleistung führen. (Nishimura u.a. 1997; Nojiri u.a. 1997)

Im Januar 2004 fand als Auftakt einer klinischen Multi-Center-Studie für die CE-Zertifizierung die weltweit erste Implantation im Herz- und Diabeteszentrum NRW in Bad Oeynhausen statt. (König 2004)



Abb. 2.8: Das *DuraHeart*

Heartmate III

Das *Heartmate III* (Thoratec Corporation, USA) ist eine Zentrifugalpumpe mit magnetisch gelagertem Rotor. Einen Durchfluss von $7\text{l}/\text{min}$ erreicht sie bei einer Drehzahl von 4800min^{-1} gegen einen Druck von 135mmHg . (Loree II u.a. 2001)

Mit einer so genannten lagerlosen Motoren-Technologie wird der Rotor angetrieben. Während drei Freiheitsgrade – die axiale Richtung und zwei Drehungen um die radialen Achsen – passiv aufgefangen werden, werden die Rotation und die zwei radialen Translationen aktiv gesteuert. Unterstützt wird diese Steuerung durch geeignet platzierte Abstandssensoren.

Im Rotor sind Permanentmagnete integriert, während sich im Gehäuse Spulen mit magnetischen Rückschlüssen befinden. Der Rotor bleibt somit das einzige bewegliche Teil in der Pumpe. (Schöb u.a. 2003)

Nach einem intensiven Tierversuchsstadium befindet sich das *Heartmate III* zur Zeit in Vorbereitung für klinische Studien. (Thoratec 2003)



Abb. 2.9: Das *Heartmate III*

HeartQuest VAD



Abb. 2.10: Das *HeartQuest VAD*

(laire u.a. 1998; Song u.a. 2004)

Im Rotor sind Neodymium-Eisen-Bor Magnete, während sich im Gehäuse aktive Magnetspulen für den Antrieb und die Axial-Radial-Lagerung befinden. Der Antrieb erfolgt über einen integrierten Elektromotor am Innenradius. Die Steuerung erfolgt mittels einer automatischen Rückkopplungsschleife.

Beim *HeartQuest VAD*² (MedQuest Products, Inc., USA) handelt es sich um eine Radialpumpe, die zusammen mit dem *Utah Artificial Heart Institute* und der *University of Virginia* entwickelt wurde. Dabei ist der Rotor mit fünf Schaufeln vollständig magnetisch gelagert. Als Besonderheit sei hier erwähnt, dass die Spaltweiten zwischen Gehäuse und Rotor numerisch optimiert wurden. Die Pumpe fördert im Betriebspunkt $6\text{ l}/\text{min}$ bei einem Gegenruck von 100 mmHg und einer Drehzahl von 2500 min^{-1} . (Olsen 2000; Olsen u.a. 1998; Song u.a. 2004)

² Ehemals auch CF oder CFVAD genannt

2 Stand der Technik

Zur Zeit befindet sich das *HeartQuest* VAD noch im Laborstadium. (Allaire u.a. 1998; Maslen u.a. 1998)

Ibaraki Pump

An der *Ibaraki Universität* in Japan wird eine magnetisch gelagerte Zentrifugalpumpe entwickelt. Als Rotor wurde die Beschaufelung der *HPM-15* (Nikkiso Co. Ltd., Japan) übernommen. Sie fördert $5\text{ l}/\text{min}$ bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} und einen Gegendruck von 100 mmHg . (Masuzawa u.a. 2000)

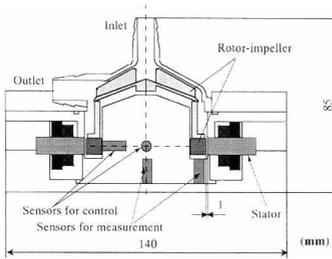


Abb. 2.11: Die *Ibaraki Pump*

Lagerung. Dabei wird ein Spalt von 1 mm eingehalten, um die Hämolyse zu reduzieren. Unter Last bei Maximaldrehzahl wurde eine Verschiebung von bis zu $0,15\text{ mm}$ in radialer und $0,25\text{ mm}$ in axialer Richtung gemessen. (Masuzawa u.a. 2001, 2002).

In neueren Studien wird die Charakteristik einer Radialpumpe mit axialem Antrieb und Magnetlager untersucht. Der Rotor liegt koaxial zwischen zwei elektromagnetischen Statoren. Hierbei ist die radiale Lagerung passiv. Die Steuerung erfolgt über vier Wirbelstromsensoren. (Masuzawa u.a. 2003)

Diese Konfiguration wurde auch auf eine Axialpumpe übertragen. Bisher wurde allerdings das magnetische Radiallager durch ein hydrodynamisches Lager ersetzt. Die hydraulische Leistung dieser Pumpe ist zur Zeit noch nicht ausreichend für ein Herzunterstützungssystem. (Okada u.a. 2003)

INCOR I

Das *INCOR I* (Berlin Heart AG, Deutschland) erreicht bei einer Drehzahl von 8000 min^{-1} und einem Gegendruck von 100 mmHg einen Durchfluss von $5\text{ l}/\text{min}$ (Song u.a. 2003).

2.1 Lagerungen in Blutpumpen

Der Axialrotor ist magnetisch zwischen dem Vorleitrad und dem Diffusor gelagert. Zwei axiale orientierte Permanentmagnete übernehmen die Radiallagerung, während die axiale Lagerung durch ein aktives, elektromagnetisches Lager verwirklicht wird. In der Neutral-Lage befindet sich der Rotor im instabilen Kräftegleichgewicht und kann daher durch das Aktivlager mit minimalem Energieaufwand positioniert werden. Dadurch ergibt sich ein Energieverbrauch für das Lager von nur 1W.

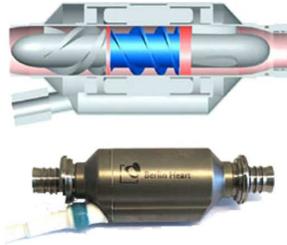


Abb. 2.12: Das *INCOR I*

Zwischen dem Rotor und den Leiträdern befindet sich ein axialer Spalt, der durch das Aktivlager variiert werden kann. So lässt sich dieser beidseitige Spalt aktiv mit Blut ausspülen, um Stagnation zu vermeiden.

Nach dem erfolgreichen Abschluss der klinischen Studien, erhielt das *INCOR I* im Jahr 2003 die CE-Zulassung für die Europäische Union (Görner 2003).

Magnevad

Das *Magnevad* (Gold Medical Technologies, Inc., USA), ehemals *Intec-LIVAD*, ist eine in der Entwicklung stehende Axialpumpe. Der Rotor wird durch einen zwei-Phasen Motor angetrieben. Bei einem Gegendruck von 100mmHg kann mit einer Drehzahl von $12\,500\text{min}^{-1}$ ein Durchfluss von $6\text{l}/\text{min}$ erreicht werden. (Goldowsky 2004)

Im Rotor sind axial beidseitig 12 Segmente von radial magnetisierten Neodymium-Magneten angebracht. In den ruhenden Bauteilen, Leitrad und Diffusor, befindet sich die elektrische Spule, die in einem ferromagnetischen, U-förmigen Ring eingeschlossen ist. Diese erzeugt ein axiales Magnetfeld, womit der Rotor radial stabil gelagert ist. Durch die beidseitig axiale Anziehung ist er in diese Richtung instabil. Mit einem Ultraschall-Sensor wird die axiale Position kontrolliert und gesteuert, wobei der Leistungsverbrauch des Lagers bei etwa 0,33W liegt. (Goldowsky 2004)

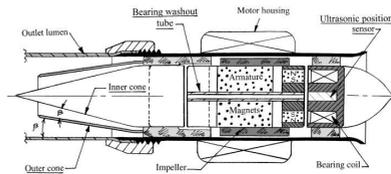


Abb. 2.13: Das *Magnevad*

Die Lagerspalte wird durch eine koaxiale Bohrung im Rotor gespült.

2 Stand der Technik

Durch den Druckunterschied zwischen Einlass und Auslass (typischerweise 70mmHg) wird ein Fluss von der Hochdruckseite am Auslass über die Bohrung zur Niederdruckseite am Einlass erzwungen, von wo das Fluid wieder der Hauptströmung zugeführt wird. (Goldowsky 2004)

MiTHeart LVAD

Bei dem *MiTHeart* LVAD (MiTi-Heart, Inc., USA) handelt es sich um eine Radialpumpe, die seit 1995 entwickelt wird. Bei einer Drehzahl von 2800min^{-1} fördert die Pumpe $5\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 100mmHg. (Willis u.a. 2003)

Das Grundkonzept der Pumpe ähnelt dem vom *CorAide* VAD (siehe Kap. 2.1.4). Der Motor-Stator befindet sich im Zentrum, während die Beschaukelung fest mit dem Rotor verbunden ist. Hier wird jedoch die hydrodynamische Lagerung komplett durch ein passives radiales und aktives axiales Magnetlager ersetzt.

Jeweils zwei axial gegenüber liegende Magnetringe sorgen für zwei Radiallager. Das Axiallager besteht aus mehreren radial magnetisierten Permanentmagnetringe im Rotor. Koaxial angeordnet befinden sich beidseitig die aktiven Spulen, die den Rotor zentrieren. Im Gegensatz zum *CorAide* VAD wird die axiale Lagerkraft des Elektromotors hier nicht genutzt.

In Laborversuchen konnte gezeigt werden, dass der Leistungsverbrauch des Lagers unterhalb von 0,5W liegt, allerdings lassen sich in der Literatur keine Angaben über die Blutschädigung durch die Lagerspalte finden. (Chen u.a. 1998)

Im Juni 2003 wurden mit dem *MiTHeart* LVAD die ersten Tierversuche erfolgreich durchgeführt (Willis u.a. 2003).

Streamliner

Diese Axialpumpe wird an der *University of Pittsburgh Medical Center* entwickelt. Mit einer Drehzahl von 7000min^{-1} liegt ihr Betriebspunkt bei $6\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 100mmHg. Der Antrieb erfolgt über eine elektrische Spule im Gehäuse und einem zwei-poligen Magneten in der Rotor-Nabe. (Thomas u.a. 1997)

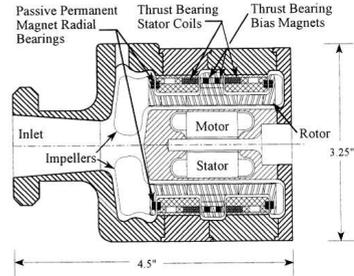


Abb. 2.14: Das *MiTHeart* LVAD

2.1 Lagerungen in Blutpumpen

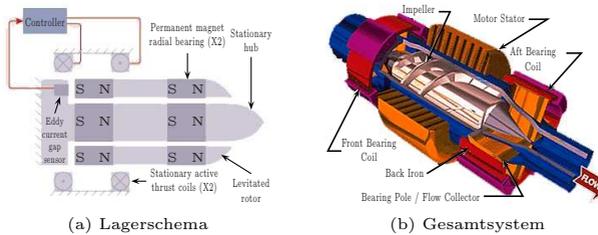


Abb. 2.15: Der *Streamliner*

Das Kernstück der Pumpe besteht aus einem Strömungsgleichrichter und einem Diffusor, zwischen denen der Rotor magnetisch gelagert ist. Die Lagerung entspricht einem Hybrid aus zwei passiven radialen und einer einseitigen, aktiven axialen Lagerung. (Song u. a. 2003)

Wie aus Abbildung 2.15a ersichtlich, befindet sich der stationäre Teil des Lagers innerhalb vom Rotor. Wegen der Eigenschaften des passiven Radiallagers, ist der Rotor in axialer Richtung instabil und bedarf einer aktiven Kontrolle. Über einen Wirbelstromsensor, der den axialen Spalt misst, wird die Position bestimmt und mittels zweier aktiver Spulen korrigiert. Versuche haben eine Funktionstüchtigkeit des Lagers bis zu Beschleunigungen in Höhe von 8g in alle Richtungen gezeigt. (Lewy u. Wiebusch 2003)

Zu diesem Zeitpunkt befindet sich der *Streamliner* noch in der Laborphase. (Anastasiadis 2003)

2.1.3 Hydrodynamische Blutlager

Bei einer hydrodynamischen Lagerung werden die Lagerflächen durch einen Flüssigkeitsfilm voneinander getrennt. Der Film ist in der Lage Druck aufzunehmen und so der Lagerkraft entgegen zu wirken. Dieses Lagerprinzip bietet sich bei Blutlagern an, weil Blut als Schmierstoff direkt zur Verfügung steht. Blutzellen sind allerdings sehr empfindlich gegenüber Scherspannungen und hohen Drücken, was bei der Auslegung entsprechend zu berücksichtigen ist (Yasuda u. a. 2002; Paul u. a. 2003).

BCM-Gyro

Hier handelt es sich um eine Weiterentwicklung des *Gyro C1E3*, welches auf Seite 5 vorgestellt wird. Abhängig von der Drehzahl schwebt der Rotor entweder (Bild 2.16 auf der nächsten Seite, oben), oder liegt nur an

2 Stand der Technik

der oberen Kalotte zum Einlass hin an (Bild 2.16, unten). In dieser Position beginnt der Rotor durch den verbleibenden natürlichen Herzschlag leicht zu vibrieren, womit gewährleistet wird, dass sich die Lagerflächen am unteren, kritischen Lager nie an der gleichen Stelle berühren. So wird dieses Lager ständig umspült und bleibt Thromben-frei. (Nosé u. Motomura 2003; Ichikawa u.a. 2003)

Unter Zuhilfenahme geeigneter Abstandshalter zwischen Antrieb und Pumpenkopf kann man die magnetische Anzugskraft der Kupplung so steuern, dass der Rotor sowohl beim linksseitigen, als auch beim rechtsseitigen Einsatz mit unterschiedlichen Drehzahlen (1800min^{-1} bzw. ca. 1600min^{-1}) vom unterem Lager abhebt. Zwei dieser Pumpen kombiniert bilden dann das beidseitige Unterstützungssystem *NEDO BVAD*.

In ersten Tierversuche zeigten sich vielversprechende Ergebnisse. Es konnte keine Thrombusbildung beobachtet werden und eine drei-monatige vorklinische Evaluierung ist derzeit geplant. (Ichikawa u.a. 2003)

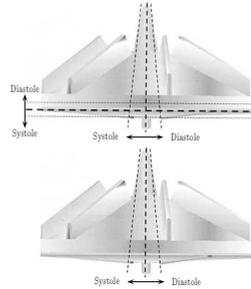


Abb. 2.16: Die *BCM-Gyro*

Hemopump



Abb. 2.17: Die *Hemopump*

Die *Hemopump* (Medtronic Inc., USA) gilt als die erste klinisch eingesetzte Axialpumpe. Da sie nur für die kurzzeitigen Verwendung konzipiert ist, wird der Rotor über eine biegsamen Welle von außen angetrieben. (Song u.a. 2003)

Die Pumpe zeichnet sich durch ihren geringen Durchmesser von 7mm aus und fördert bei einer Drehzahl von $24\,500\text{min}^{-1}$ $3\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 100mmHg. Der Rotor und die biegsame Welle werden durch Gleitlager unterstützt, die mittels einer 40% Zucker-

Wasser-Lösung geschmiert werden. Durch diese Spülung (ca. $300\text{ml}/\text{a}$) soll auch das Eindringen von Blut in die Zuleitung zur Motorkonsole verhindert werden. Von der Spülung gelangen etwa zwei Drittel in den Blutkreislauf, während ein Drittel an der biegsamen Welle entlang zurückfließt und diese dabei schmiert. (Butler u.a. 1990)

2.1 Lagerungen in Blutpumpen

Zunächst wurde die *Hemopump* 1988 in den Vereinigten Staaten, später in Europa für klinische Studien zugelassen. Mittlerweile wurde die Zulassung aber wieder zurückgezogen. (Sweeney 1999)

NCVC-CP

Die *NCVC-CP* ist eine Radialpumpe aus drei Teilen. Sie ist für einen Betriebspunkt von 5 l/min und 100 mmHg Druckaufbau bei 2300 min^{-1} ausgelegt und besteht aus einem Antrieb, der Magnetkupplung und der eigentlichen Pumpenkammer.

In der Nabe ist ein Permanentmagnet integriert, der über einen äußeren Ring angetrieben wird.

Die bei der Rotation entstehenden hydraulischen Kräfte drücken den Rotor in das kombinierte axial-radial Gleitlager am Einlass. Eine Ausgleichsbohrung durch Lager und Rotor führt zum Umspülen des Rotors. Durch das Druckgefälle zwischen Schaufelauslass und Pumpeneinlass wird das Blut von außen durch die Zentralbohrung in Richtung Einlass gespült.

In in-vitro Blutversuchen und in Tierversuchen konnten gute Blutverträglichkeit und eine lange Lebensdauer (bis zu über einem Jahr) nachgewiesen werden. Es zeigte sich allerdings auch, dass das Thromboseverhalten noch nicht ausreichend unter Kontrolle ist.

Die *NCVC-CP* befindet sich zur Zeit noch im Tierversuchsstadium. (Wakisaka u.a. 1997, 1995)

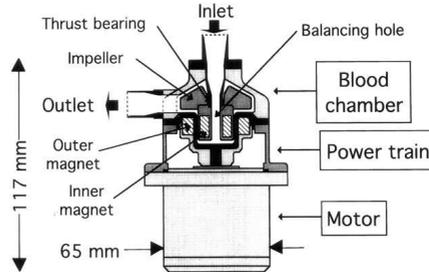


Abb. 2.18: Die *NCVC-CP*

2.1.4 Hybrid-Blutlager

Unter Hybrid-Lagerungen versteht man solche Rotor-Lagerungen, bei denen zwei oder mehr Lager-Mechanismen zum Tragen kommen. Der Einfluss einer Magnetkupplung auf das Lager wird im allgemeinen vernachlässigt.

ABIOMED Pump

Die *ABIOMED Pump* (ABIOMED R&D, Inc., USA) ist eine Radialpumpe mit einer magnetischen Lagerung, die hydrostatisch stabilisiert wird. Bei einer Drehzahl von ca. 3000 min^{-1} fördert sie 5 l/min gegen einen Druck von 100 mmHg .

2 Stand der Technik

Im Rotor befinden sich Permanentmagnete, die durch einen bürstenlosen Gleichstrommotor angetrieben werden. Bewegt sich der Rotor aus der zentrischen Lage heraus, so wirkt die Anziehungskraft verstärkt destabilisierend. Acht Wirbelstrom-Abstandssensoren bestimmen die Rotorposition und steuern die nötige Regelung. Durch ihre winkelige Anordnung zur Rotationsachse kann auch die axiale Position bestimmt werden. Über zwei elektromagnetische Spulen im Gehäuse und entsprechend angeordneten Stahlblechen wird der Rotor radial zentriert.

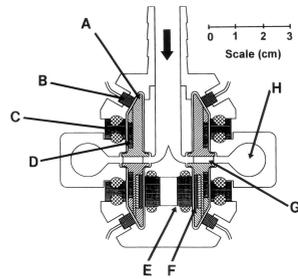


Abb. 2.19: Schema der *ABIO-MED Pump*

In axialer Richtung wirken hydrostatische Kräfte. Bewegt sich der Rotor axial, verkleinert sich der Spalt am Schaufel-Einlass. Durch diese Drosselwirkung steigt der Druck im Spalt zwischen Rotor und Gehäuse gegenüber der der Bewegung abgewandten Seite und der Rotor wird durch dieses Druckgefälle wieder in die Ausgangslage gebracht. (Hart u.a. 1996)

CorAide

Das *CorAide* Unterstützungssystem (Arrow International, Inc., USA) wurde an der *Cleveland Clinic Foundation* entwickelt. Bei einer nominalen Drehzahl von 2850 min^{-1} fördert es 5 l/min gegen einen Druck von 100 mmHg und verbraucht dabei weniger als 6 W . (Ochiai u.a. 2001)

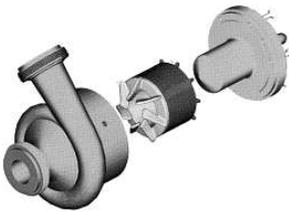


Abb. 2.20: Das *CorAide*

Der Rotor wird hier, wie bei vielen anderen Pumpen über einen integrierten Elektromotor angetrieben. Im Gegensatz zu den meisten anderen Systemen allerdings befindet sich in dieser Pumpe der Motorstator mit den Spulen innen, während der Magnet im Rotor außen angeordnet ist.

Axial auf dem Rotor befindet sich die Primär-Beschaufelung und gegenüber die Sekundär-Beschaufelung. Der Spalt zwischen Motorstator und -rotor ist so ausgelegt, dass er als hydraulisches Gleitlager fungiert. Als Schmiermittel dient das Blut. Die Besonderheit dieses Lagers ist der Zapfen, der nicht komplett rund, sondern teilweise abgeflacht ist. Der Rotor hingegen

ist vollständig rund. Dadurch hat der Lagerspalt keine konstante Weite und die Festbestandteile des Blutes (Blutzellen, Proteine) können zum breiten Teil des Spalts hin ausweichen. Die Motorwindungen im Stator sind exzentrisch angeordnet, so dass eine definierte Radialkraft entsteht, die an der schmalsten Stelle des Spalts wirkt. Ein radiales Gleitlager ohne definierter Radialkraft wäre instabil. (Walowit u.a. 1997)

Die axiale Lagerung wird durch die Magnetkräfte des Motors und der Sekundär-Beschaufelung erreicht. Die zweite, kleinere Beschaufelung sorgt dabei für eine axiale Balance zur Primär-Beschaufelung, die den Hauptanteil der Förderleistung übernimmt. Zusätzlich unterstützt diese die Auswaschung im Spalt des Gleitlagers.

Während die Tierversuche für das *CorAide* sehr vielversprechend waren, musste der erste klinische Einsatz aufgrund exzessiver Hämolyse vorzeitig abgebrochen werden. (Horvath u.a. 2001; Golding 2003)

DD9

Bei dem *DD9-VAD* ('Direct Drive', Mechanical Engineering Laboratory, Tsukuba, Japan) handelt es sich um eine Radialpumpe mit einer Hybridlagerung aus einem permanentmagnetischen Radiallager und einem mechanischen Axiallager. Bei einer Drehzahl von 1900min^{-1} fördert die Pumpe $5\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 100mmHg . (Yamane u.a. 1997a)

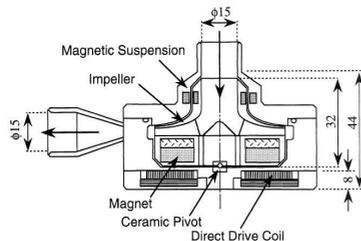


Abb. 2.21: Das *DD9 VAD*

durch Spulen (Motorstator) angetrieben werden.

Das Axiallager besteht aus einer Keramikkugel, die sich auf einer Klotte aus UHMW-PE abstützt. Durch hydraulische Kräfte in Richtung des Einlasses (geringerer Druck) wird die Pressung an der Kugel und somit der Verschleiß verringert. Eine zentrale Spülbohrung sorgt für Blut-austausch und Reduzierung der Hitze am Kugelspurlager. (Yamane u.a. 1995, 2004)

Zur Zeit finden mit dieser Pumpe Tierversuche statt (Yamane 2002).

Single-Pivot VAD

Das *Single-Pivot* VAD (Tokyo Medical and Dental University, Japan) ist eine Radialpumpe, die nur durch ein einziges Kugelspurlager unterstützt wird. Sie hat einen für die Herzunterstützung typischen Betriebspunkt von 5 l/min gegen 100 mmHg bei einer Drehzahl von 1900 min^{-1} . (Watanabe u.a. 2003)



Abb. 2.22: Das *Single-Pivot* VAD

In der Nabe des Rotor sind Permanentmagnete integriert, die über eine magnetische Stirndrehkupplung angetrieben werden. Beim Antrieb handelt es sich um einen miniaturisierten, bürstenlosen Gleichstrommotor. Als einzige Lagerung fungiert eine Keramikugel mit einem Durchmesser von $\varnothing 4\text{ mm}$. Das Gegenlager besteht aus Polyethylen.

Untersuchungen mit Hall-Sensoren haben gezeigt, dass der Rotor Taumelbewegungen durchführt, welche bei einer Drehzahl von 1400 min^{-1} minimal werden. Bei höheren Drehzahlen ist eine Bewegung des Rotors in Richtung Einlass zu beobachten (kein Gegenlager für diese Bewegung).

Blutversuche zur Untersuchung von Hämolyse neigung und Thrombogenisierung wurden noch nicht durchgeführt. (Yoshino u.a. 2001)

Das Hemobear VAD

Das *Hemobear* VAD (auch *Haemobear* genannt) wird in Wien unter der Leitung von Univ.-Prof. Dr.-Ing. H. Schima entwickelt. Bei diesem erst kürzlich entstandenen Konzept besteht die Lagerung aus einer Kombination aus hydrodynamischen und passiv magnetischen Lagern. Der Betriebspunkt der Pumpe liegt bei einer Förderleistung von 6 l/min gegen einen Druck von 150 mmHg bei einer Drehzahl von 3000 min^{-1} .

Wie in Bild 2.23 zu erkennen ist, wird die Pumpe diagonal durchströmt

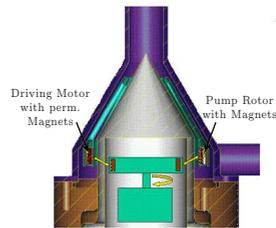


Abb. 2.23: CAD-Studie des *Hemobear* VAD

und der Rotor schwimmt auf einem Innenkegel. Genauere Daten sind bislang noch nicht erhältlich. (Schima 2003)

Kriton VAD

Das *Kriton VAD* (jetzt: Heartware, Inc., USA) ist eine Radialpumpe mit langem Einlauf, der direkt im Apex³ des Herzens platziert werden kann. In hydraulischen Tests konnte gezeigt werden, dass bei einer Drehzahl von ca. 3200min^{-1} $5\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 100mmHg gefördert werden. Der gesamte Leistungsverbrauch beträgt dabei etwa $5,6\text{W}$.

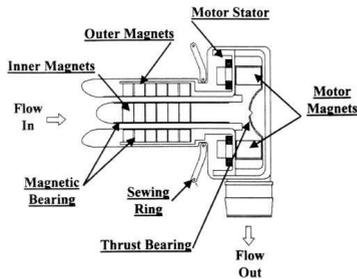


Abb. 2.24: Das *Kriton VAD*

kann sowohl Blut ausgetauscht, als auch die Wärme abgeführt werden.

In den dicken Schaufeln des Rotors befinden sich Permanentmagnete, die elektromagnetisch durch einen flachen, bürstenlosen Elektromotor angetrieben werden. Erste Tierversuche ergaben vielversprechende Ergebnisse. (Wampler u.a. 1999; Boyce u.a. 2001)

Mikrodiagonalpumpe

Bei der *Mikrodiagonalpumpe (MDP)* handelt es sich um eine Weiterentwicklung der *Deltastream* der Firma Medos, Deutschland. Bei einer Drehzahl von 7000min^{-1} pumpt die MDP $5\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 100mmHg .

Am HIA wird diese Pumpe weiter verkleinert und eine Blutlagerung für den Rotor entwickelt. Der Rotor wird über eine magnetische Stirndrehkupplung angetrieben. Als Axiallager kommt derzeit ein Kugelspurlager zum Einsatz. Die Radiallagerung besteht aus einer Kombination aus magnetischen und hydraulischen Kräften. Sowohl die axiale Anziehungskraft

Das Radiale Lager besteht aus einer Reihe von axial magnetisierten Ringen im Gehäuse, beziehungsweise Scheiben in der verlängerten Nabe. Die Magnete sind gegenpolig angeordnet, um so das Magnetfeld radial zu verstärken. Diese Anordnung ermöglicht ein großer Lagerspalt, der gleichzeitig auch als Einlass dient.

Axial wird der Rotor hydrodynamisch gelagert. Durch die Rest-Pulsation des Herzen ändert sich der Lagerspalt periodisch. Es

³ Lat.: Spitze; hier: untere Herzspitze. (Hildebrandt 1994)

2 Stand der Technik



Abb. 2.25: Labormuster der HIA-MDP

festgestellt. (Reul u.a. 2003)

MicroVad

Ursprünglich wurde am HIA eine intravaskuläre Blutpumpe zur Unterstützung der Leberperfusion unter dem Namen *IMALP* entwickelt. Dabei war das Hauptziel, eine Lebensdauer von mehr als drei Monaten zu erreichen, wobei der Außendurchmesser der Pumpe nicht mehr als $\varnothing 7$ mm überschreiten durfte. (Havlik u.a. 2001)



Abb. 2.26: Das HIA-*MicroVAD*

Inzwischen kann die Pumpe mit einer angepassten Auslegung des Rotors zur Herzunterstützung eingesetzt werden und ist unter dem Namen *MicroVad* bekannt. Die Größe der Pumpe bleibt unverändert mit einem Außendurchmesser des Gehäuses von $\varnothing 12$ mm. Diese Pumpe fördert bei einer Drehzahl von $30\,000\text{min}^{-1}$ gegen einen Druck von 80mmHg $4\text{l}/\text{min}$. Sie besteht aus einem Axialrotor und koaxial angeordnetem Elektromotor. Dabei wird die Energie vom Motor über eine vierpolige, magnetische Stirndrehkupplung auf den Rotor übertragen. Die axiale Lagerung des Rotor erfolgt durch ein Kugelspurlager und der magnetischen Anziehungskraft der Kupplung. Radial stabilisiert sich der Rotor durch die Strömungskräfte und wiederum durch die axialen Anziehungskräfte der Kupplung. Auf Höhe des Kugelspurlagers sind zwei Spülbohrungen angebracht, die zur Auswaschung und Kühlung der Lagerstelle beitragen. (Kerkhoffs u.a. 2004)

Die ersten Tierversuche haben hervorragende hämatologische Werte gezeigt und wurden zuletzt ohne Zugabe von Antikoagulantien nach der Operation durchgeführt. (Kerkhoffs u.a. 2004)

VentrAssist

Das *VentrAssist* (VentraCor Limited, Australien) besteht aus einem freibeweglichen Rotor in einem Titangehäuse. Wie in Abbildung 2.27 zu erkennen, werden Permanentmagnete im Rotor über elektrische Spulen im Gehäuse angetrieben. Die Schaufeln sind dabei sehr breit und tropfenförmig ausgebildet. In Umfangsrichtung sind sie keilförmig gestaltet, so dass der Spalt zwischen Schaufeln und Gehäuse (sowohl oben, als auch unten) in Umfangsrichtung abnimmt. Dabei verjüngt sich der Spalt je nach Betriebspunkt oben von $200\mu\text{m}$ zu $150\mu\text{m}$ und unten von $100\mu\text{m}$ zu $50\mu\text{m}$. (Watterson u.a. 2000)

Bei einer Rotation kommt es nun zu einem Druckaufbau, was zur hydrodynamischen Tragfähigkeit führt, wie sie auch aus der Gleitlager-Technik bekannt ist. Die für eine Tragfähigkeit notwendigen Lagerkräfte entstehen durch den magnetischen Antrieb und den Druckunterschied über der Beschaukelung. Durch die konische Form zum Einlass hin kann das Lager auch radiale Kräfte aufnehmen und der Rotor wird gleichzeitig zentriert. In der Pumpe gibt es keine Totwasergebiete.

Bei 100mmHg beträgt die Hydraulische Leistung der Pumpe $5\text{l}/\text{min}$ mit einer Drehzahl von etwa 2400min^{-1} . (Vidakovic u.a. 2000)

Bisher wurden das *VentrAssist* im Rahmen klinischer Studien bereits in fünf Patienten implantiert, wovon drei Patienten bereits nach Hause entlassen wurden. (Sutton 2004)

Vienna Pump

Bei der in Wien entwickelten *Vienna Pump* handelt es sich um eine Radialpumpe. Diese fördert $5\text{l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 150mmHg bei einer Drehzahl von ca. 2500min^{-1} . (Schima u.a. 1995)

Der Rotor wird durch einen bürstenlosen Gleichstrommotor angetrieben, der im Gehäuse integriert ist. Die Spulen befinden sich zwischen zwei Scheiben mit Permanentmagneten, welche auf einer Zentralachse gelagert sind. Ähnlich einer magnetischen Stirndrehkupplung wird der Rotor über Permanentmagnete angetrieben. Durch die Anordnung des

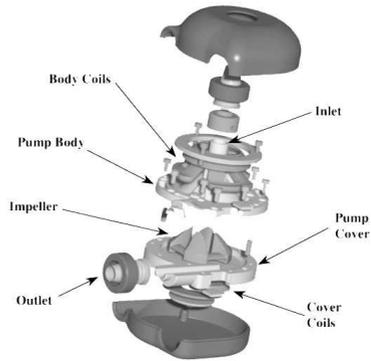


Abb. 2.27: Schema des *VentrAssist*

2 Stand der Technik

Motors und der im Rotor integrierten Magnete wirken diese auch gleichzeitig als Lagerung in radiale und eine axiale Richtung. Ein Kugelspurlager aus zunächst drei, später dann einer Kontaktfläche übernimmt die Lagerung für die zweite, fehlende axiale Richtung. (Schima u.a. 1995)

Später wurde die Nabe in den Einlassbereich hinein verlängert (siehe Abbildung 2.28) und dort ein Radiallager aus Permanentmagneten integriert. (Schima 2003)

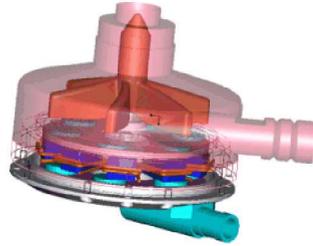


Abb. 2.28: Die Vienna Pump

2.2 Auswahl an Lagerungen im allgemeinen Maschinenbau

Während in den vorangegangenen Kapitel diverse Blut-Lagerungen vorgestellt wurden, wie sie bisher schon zum Einsatz kommen, sollen in diesem Kapitel zwei besondere Lager aus dem allgemeinen Maschinenbau dargestellt werden. Diese könnten unter Umständen interessante Lösungen für den Bereich der Blutpumpen darstellen.

2.2.1 Das Mehrflächengleitlager

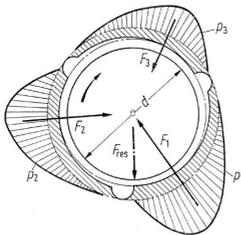


Abb. 2.29: Dreiflächiges Mehrflächengleitlager

bei kleinen Radialkräften oder komplett zentrischer Welle noch stabil.

Ein besondere Form des radialen Gleitlagers stellt das Mehrflächengleitlager (MFG) dar. Es zeichnet sich durch mehrere Gleiflächen aus, die durch Entlastungsnuten voneinander getrennt sind. Das MFG sorgt für eine höhere Führungsgenauigkeit und bietet bessere Schwingungseigenschaften im Vergleich zum konventionellen Gleitlagern, weist aber auch höhere Reibung auf. Aufgrund der mehrfachen Gleitflächen bilden sich auf dem ganzen Umfang mehrere Tragdrücke aus. Dadurch läuft dieses Lager auch

Die maximal mögliche Tragkraft ist etwas geringer als bei konventionellen Gleitlager. (Lang u. Steinhilper 1978)

2.2.2 Das Spiralrillenlager

Das Spiralrillenlager (SRL) stellt eine weitere Sonderform der hydrodynamischen Lager dar. Obwohl das SRL schon seit Anfang des 20. Jahrhunderts bekannt ist, kommt es bisher selten im Maschinenbau zum Einsatz. Der mangelnde Bekanntheitsgrad dürfte in den erst spät ausgearbeiteten theoretischen Grundlagen und den Schwierigkeiten in der Fertigung liegen.

Das SRL kann sowohl radial als auch axial eingesetzt werden. Sein Vorteil liegt in der aktiven Druckerzeugung durch Drehung anstatt sich verjüngenden Spalten. Dadurch läuft dieses Lager vor allem gegen den $1/2\text{-}\omega$ -Wirbel⁴ sehr stabil. Das Radiallager benötigen keine exzentrische Lage. Auch bei Abwesenheit von Radialkräften ist dieses Lager noch voll funktionsfähig. Bei korrekter Auslegung wird das verdrängte Schmiermittel durch die Rillen vollständig in den Spalt zurückgepumpt. Dadurch müssen diese Lager nicht nachgeschmiert werden und wirken wie eine dynamische, berührungslose Dichtung. (Muijderman 1964; Muijderman u.a. 1980)

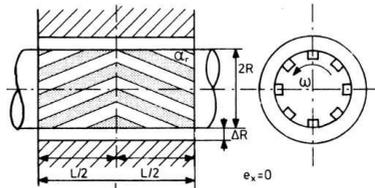


Abb. 2.30: Radiales Spiralrillenlager

Bei dem Einsatz von zwei gegenläufigen Spiralen kann ein beidseitig wirkendes Axiallager konstruiert werden, das sogenannte Zug-Druck-Lager. Dieses SRL funktioniert unabhängig von jeglichen äußeren Belastungen. Eine Spirale erzeugt Unterdruck im Spalt und in Folge dessen eine innere Anziehungskraft. Die zweite, gegenläufige Spirale bewirkt bei geeigneter Auslegung eine Gegenkraft und sorgt so für eine berührungslose Lagerung in beide Richtungen. Diese innere Axialkräfte können um ein vielfaches größer sein, als die äußeren Lagerkräfte. (Volman 1975)

⁴ Auch Halbfrequenzwirbel genannt; wird einen kritische Drehzahl überschritten, so beginnt der Schmierfilm selber zu schwingen und lenkt den Rotor aus seiner Gleichgewichtslage aus. Die Auslenkung läuft dabei mit der halben Drehfrequenz um, wobei die Tragfähigkeit zusammenbricht. (Lang u. Steinhilper 1978)

3 Analyse des IST-Zustandes und Ableitung der Anforderung

In den hochentwickelten Ländern ist das Herzversagen die Todesursache Nummer Eins (AHA 2002). Obwohl sich viele dieser Krankheiten medikamentös behandeln lassen, ist oftmals auch ein chirurgischer Eingriff nötig. Hierbei kommen immer öfter Herzunterstützungssysteme zum Einsatz, wie sie in Kapitel 2 beschrieben wurden.

3.1 Medizinischer Hintergrund

Heute werden Blutpumpen vor allem zur Überbrückung bis zur Herztransplantationen (*bridge to transplant*), als Unterstützung während der Genesung (*bridge to recovery*), oder als endgültige Therapie-Lösung (*destination therapy*) eingesetzt. In der REMATCH¹-Studie wurde festgestellt, dass mechanische Ersatzsysteme zu einem verbessertem Behandlungserfolg im Vergleich zu konventionellen Therapien führen (Rose u.a. 2001). Ebenso zeigte sich, dass bei genügend langer Implantationsdauer der Herzmuskel in der Lage ist, sich wieder zu erholen und sich komplett zu regenerieren. Dies erfordert, dass solche Systeme über mehrere Monate bis hin zu Jahren wartungsfrei und vollständig implantierbar sein müssen.

Rotationspumpen haben hierbei im Vergleich zu Verdrängerpumpen einen kleineren Bauraum bei gleicher Leistung und werden daher bei Langzeiteinsätzen favorisiert. Sie sind wesentlich einfacher in ihrer Funktionsweise, benötigen keine Ein- und Auslassklappen und besitzen meist nur ein bewegliches Teil, den Rotor.

Das größte Problem bei Rotationspumpen für den Langzeiteinsatz ist die Blutverträglichkeit. Unphysiologische Strömung, Kontakte zu körperfremden Materialien und lokale Wärmeentwicklung führt unter Umständen zu Blutschädigung oder thromboembolischen Komplikationen.

¹ Randomized Evaluation of Mechanical Assistance for the Treatment of Congestive Heart Failure (Rose u.a. 2001)

3.2 Beurteilung der vorhandenen Lösungen

3.2.1 Das mechanische Lager

Wie bereits in Kapitel 2.1.1 angedeutet, wird hier der Begriff des *mechanischen Lagers* für solche Lager gebraucht, bei denen die Lagerflächen ständig, oder zumindest meist in Kontakt sind. Bei der Relativbewegung zwischen den Lagerflächen tritt Festkörperreibung auf, es sei denn, die Flächen sind durch Rollkörper voneinander getreten (Rollreibung).

An dieser Stelle sei auf die verschiedenen Reibungszustände hingewiesen, wie sie bei einer Gleitbewegung zwischen zwei Körpern auftreten können. Wie in Abbildung 3.1a dargestellt, ist die Reibzahl (hier: f) abhängig von der Drehzahl und dem Reibungszustand. Für die niedrigste Reibzahl ist eine vollständige Trennung der Flächen nötig bei gleichzeitig niedriger Geschwindigkeit (hydrodynamisches Lager, siehe Kap. 3.2.3). Ist die Geschwindigkeit zu niedrig oder die Trennung aufgrund geometrischer Begebenheiten nicht vollständig, so befindet man sich im Bereich der Mischreibung, welche meist wesentlich höher als die Flüssigkeitsreibung ist (vor allem bei kontrollierter Lagertemperatur).

Ein rein mechanisches Lager mit Festkörperreibung wird man in der Realität kaum antreffen. Reale Oberflächen sind nie glatt, sondern weisen immer eine Restrauigkeit auf (Abb. 3.1b). Das heißt, die Größe der wirklichen Kontaktflächen sind nur ein Bruchteil der nominellen, wobei bei Blutlagern die Zwischenbereiche mit Blut oder Blutplasma gefüllt sind (Greenwood u. Williamson 1966). Es liegt immer Mischreibung vor. Anhängig von den geforderten Mittenrauhwerten R_a sind diese Zwischenräume allerdings eine Größenordnung kleiner als Blutzellen.

Im Falle von Radiallagern sind sehr hohe geometrische Genauigkeiten

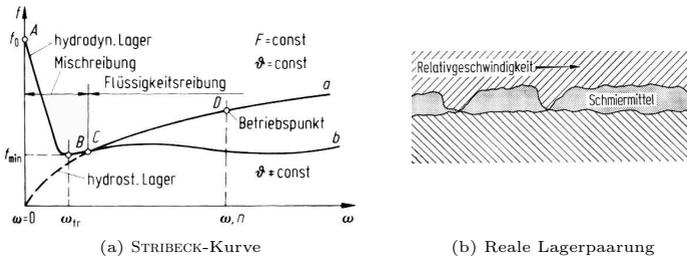


Abb. 3.1: Darstellung unterschiedlicher Reibungszustände

nötig. Der Vorteil liegt allerdings darin, dass es unerheblich ist, wo der Lastangriffspunkt liegt, bzw. ob überhaupt eine Radiallast vorliegt.

Im Falle eines Axiallagerpaares kann das Problem der Anforderung an hohen Toleranzen oft umgangen werden. Statt den Rotor zwischen den Lagerflächen so einzupassen, dass an beiden Axiallager Kontakt herrscht, wird ein Axialspalt erlaubt. Aufgrund von Kupplungs- oder Strömungskräften gibt es zu jedem Betriebspunkt eine definierte Axiallast, welche von einem der beiden Lager getragen wird. Der Spalt im anderen Lager ist dabei so groß, dass er für die Lagerfunktion keine Rolle spielt (siehe beispielsweise Kap. 2.1.1).

Probleme bei mechanischen Lagern können auftreten, wenn die Umfangsgeschwindigkeiten bei kleinen Radien sehr niedrig werden und kein Blutaustausch an diesen Stellen mehr gewährleistet wird. Es kommt dort zur Stagnation, wobei sich Blutkörperchen an den Bauteilen anlagern können. Unter Umständen beginnt an diesen Stellen ein Thrombus² zu wachsen, der ab einer bestimmten Größe letztlich losgespült werden und in peripheren Gefäßen zu Embolien³ oder Infarkten⁴ führen kann (siehe auch Seite 31). Bleibt der Thrombus an diesen Stellen haften, kann er die Funktionsweise des Lagers stören. Spülvorrichtungen leisten of Abhilfe, führen aber zur Minderung des Gesamtwirkungsgrades.

Im Allgemeinen führt die mechanische Reibung zu Wärmeentwicklung und Verschleiß. Die Wärme wiederum bedingt Blutschädigung und Gerinnselbildung, wenn sie nicht ausreichend abgeführt wird. Bei Verschleiß wird der Abrieb in den Körper gespült und kann dort zu nicht vorhersehbaren Problemen führen. Neuartige Materialien ohne nachweisbaren Verschleiß könnten hier Abhilfe leisten, haben aber oft noch keine medizinische Zulassung.

3.2.2 Das Magnetlager

Magnetlager gehören zu den sogenannten Feldkraftlagern. Sie zeichnen sich durch eine grundsätzliche Trennung der Lagerflächen aus. Als Medium zur Übertragung der Lagerkräfte dient die Magnetkraft. Diese Lager sind somit absolut verschleiß- und wartungsfrei und weisen keine reibungsbedingte Energieverluste auf. (Fremerey 2003)

Um durch Scherung verursachte Blutschädigung im Lagerspalt auszuschließen, wird versucht, diesen bei akzeptabler Leckage ausreichend

² Griech. *θρόμβος*: dicker Tropfen, Blutpfropfen

³ Griech. *εμβάλλειν*: hineinlegen; durch ein nicht lösliches Gebilde verlegtes Gefäßlumen (Hildebrandt 1994).

⁴ Lat. *infarcire*: heineinstopfen; verminderte Gewebedurchblutung durch eine Veränderung des Gewebes (Hildebrandt 1994).

groß zu gestalten. Die Magnetkraft und damit die Lagerkraft nimmt umgekehrt proportional im Quadrat zum Abstand der Magnete ab (siehe auch Kap. 4.3). Für passive Magnetlager kommen deshalb meist Seltenerd-Magnete zum Einsatz, die eine außergewöhnlich hohe Energiedichte aufweisen. Nachteil dieser Lager ist jedoch deren Affinität zur Korrosion (IBS-Magnet 1999). Es ist nötig, die passiven Magnete stets ausreichend zu beschichten, wobei diese Schicht auch möglichen mechanischen Belastungen standhalten muss (Notlaufeigenschaft).

Passive Magnete haben keinen Energiebedarf, jedoch kann aufgrund des EARNSHAW-Theorems kein Körper in allen sechs Freiheitsgraden passiv-magnetisch gelagert werden (vgl. Post u. Ryutov 1998). Mindestens ein Freiheitsgrad muss mit einem aktiven Magnetlager oder einer anderen Lagerart gestützt werden.

Bei aktiven Magnetlagern wird die Lagerkraft durch eine stromdurchflossene Spule erzeugt. Meist ist diese Spule um einen ferromagnetischen Kern gewickelt um die Magnetkraft zu verstärken. Für eine genügend große Lagerkraft sind ausreichend viele Wicklungen erforderlich, die einen erhöhten Platzbedarf haben.

Bei einem geeignet konstruierten Magnetlager werden alle Freiheitsgrade bis auf einen passiv-magnetisch gelagert, so dass nur eine instabile Bewegungsrichtung übrig bleibt. Diese wird aktiv magnetisch abgestützt. Dabei genügt es, den Rotor in der instabilen Position zu halten. Bei kleinen Auslenkungen aus dieser Position reichen bereits geringe Kräfte aus, um die Position wieder herzustellen. Der zusätzliche Energiebedarf für das Aktivlager bleibt also beinahe null (siehe Kap. 2.1.2). Jedoch erfordert diese Konfiguration Sensoren, welche bereits geringste Auslenkungen aus der instabilen Position erkennen und mittels aufwendiger Steuerung und schnellem Regelkreis wieder korrigieren. Die Komplexität des Gesamtsystems nimmt zu.

3.2.3 Das hydrodynamische Lager

Bei einem hydrodynamischen Lager handelt es sich um ein rein passives Lager. Es bedarf keiner äußeren Energiezufuhr. Diese Lager sind berührunglos und damit absolut verschleiß- und wartungsfrei. Ein Schmierfilm dient dabei zur Übertragung der Lagerkräfte. Energieverluste treten nur aufgrund von Flüssigkeitsreibung im Lagerspalt auf.

Der Aufbau des Schmierfilms erfolgt selbsttätig. Bei dem Radiallager liegt die Welle aufgrund der Radialkraft exzentrisch in der Buchse. Dadurch entsteht ein enger Radialspalt, in den durch die Wandhaftung und Rotation das Schmiermittel gezogen wird (siehe Bild 3.2a). Es entsteht ein Druck, auf dem die Welle aufschwimmt. Bei Axiallagern erfolgt dieser

Erythrozyten

Die sogenannten *roten Blutkörperchen* sind für den Transport von Sauerstoff und Kohlendioxid verantwortlich. Dabei wird der Sauerstoff an den roten Blutfarbstoff, das Hämoglobin (Hb), gebunden.

Im entspannten Zustand nimmt ein Erythrozyt eine bikonkave Form ein, dessen Durchmesser ca. $\varnothing 8,2\mu\text{m}$ beträgt bei einer Dicke von ca. $2,4\mu\text{m}$ am Rand (ca. $1\mu\text{m}$ in der Mitte). Unter äußerer Belastung kann sich der Erythrozyt aber sehr stark verformen und ist aus diesem Grunde auch in der Lage, Kapillaren von $< \varnothing 6\mu\text{m}$ zu passieren.

Die Erythrozytenkonzentration beträgt bei der erwachsenen Frau ca. $4,8 \cdot 10^{15} \text{ mol/m}^3$, beim Mann etwa $5,4 \cdot 10^{15} \text{ mol/m}^3$. (Hildebrandt 1994)

Leukozyten

Auch *weiße Blutkörperchen* genannt, werden die Leukozyten in Granulozyten (60% – 70%), Lymphozyten (20% – 30%) und Monozyten (2% – 6%) eingeteilt. Sie sind über verschiedene Mechanismen für die Abwehr gegen eingedrungene Erreger und die anschließende Heilung zuständig. Die Leukozytenkonzentration beträgt beim Erwachsenen etwa $4,8 \cdot 10^{12} \text{ mol/m}^3$ – $10 \cdot 10^{12} \text{ mol/m}^3$. (Hildebrandt 1994)

Thrombozyten

Die kernlosen Thrombozyten (*Blutplättchen*) sind in einer Konzentration von $150 \cdot 10^{12} \text{ mol/m}^3$ – $400 \cdot 10^{12} \text{ mol/m}^3$ vorhanden. Sie haben einen Durchmesser von $\varnothing 2\mu\text{m}$ – $\varnothing 3,5\mu\text{m}$ bei einer Dicke von $0,5\mu\text{m}$ – $0,75\mu\text{m}$. Zunächst befinden sie sich im nicht-aktivierten Zustand im Blut. Bei Endothelschaden⁵ aggregieren sie und leiten unter Abgabe von Plättchenfaktoren die Blutgerinnung ein. (Hildebrandt 1994)

3.3.2 Mechanismen der Blutschädigung

Unter der Blutschädigung im Zusammenhang mit Blutpumpen versteht man in erster Linie Hämolyse und Hämostase.

Hämolyse

Bei der Hämolyse⁶ wird die Membran der Erythrozyten zerstört und rote Blutfarbstoff, das Hb, tritt aus. Als Ursachen hierfür sind vor allem die mechanische Hämolyse zu nennen (Bleifeld 1973; Paul 2000):

- strömungsinduziert
- temperaturinduziert
- druckinduziert
- materialinduziert
- durch Luftkontakt

⁵ Griech. ἔνδον: innen; θηλεῖν: aufsprossen; Endothel: einschichtige, zellige Auskleidung in Gefäßen

⁶ Griech. αἷμα: Blut; λύσις: Auflösung

Werden die Erythrozyten unphysiologischen Strömungsfeldern durch künstliche Systeme ausgesetzt, so kann dies abhängig von Belastungsdauer, Belastungsart und Komplexität der Belastung zur Verformung der Blutkörperchen führen. Dabei wird unter Umständen die Membran löchrig oder reißt. In den jüngsten Untersuchungen am Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik in Aachen (HIA) wurde gezeigt, dass Hämolyse für Scherspannungen über $\tau > 425$ Pa und Belastungszeiten von mehr als $t_{\text{exp}} > 620$ ms eintritt. (Paul 2000; Paul u. a. 2003)

Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Membran der Erythrozyten kann lokale Wärmeentwicklung an den Blutpumpen zur temperaturinduzierten Hämolyse führen. Untersuchungen zeigen, dass für $t > 47^\circ\text{C}$ morphologische Veränderungen der Erythrozyten auftreten und zu deren Zerstörung führen. (Paul 2000)

Flüssigkeiten sind nur gering volumenelastisch und lassen sich nur bei sehr hohen Drücken komprimieren. Daher ist zunächst keine druckinduzierte Hämolyse zu erwarten. Bleifeld (1973) jedoch berichtet von einem Zusammenhang zwischen der Hämolyse und dem Druckanstiegsgradienten. Demnach verstärkt ein steiler Gradient die Blutschädigung merklich. Yasuda u. a. (2002) berichtet, dass ein Druck über 600 mmHg in Zusammenspiel mit erhöhter Scherrate ($\dot{\gamma} > 500 \text{ s}^{-1}$) blutschädigend wirkt. Darunter konnte kein Einfluss nachgewiesen werden.

Der Kontakt von Blutkörperchen mit körperfremden Oberflächen kann bereits hämolytisch wirken. Dabei kann allein die Oberflächenrauigkeit eine mechanischen Verletzung der Erythrozytenmembran verursachen. Die Oberflächenspannung der Materialien hat ebenfalls Einfluss auf die Biokompatibilität, wobei dieser noch nicht ganz geklärt ist. Es sei hier noch auf die Toxizität und Korrosionseigenschaft verschiedener Materialien hingewiesen, die zur Schädigung führt. (Paul 2000)

Es ist allgemein akzeptiert, dass Luftkontakt blutschädigend ist, auch wenn die zugrunde liegenden Mechanismen noch nicht vollständig untersucht wurden. (Paul 2000)

Hämostase

Die Hämostase⁷ bezeichnet die Blutgerinnung, die durch pathologische und physiologische Prozesse ausgelöst wird und der Blutstillung dient (man denke an kleine, äußerlichen Wunden). Zu diesen Prozessen zählen eine Freisetzung von Gewebethromboplastin, Kontakt mit Fremdoberflächen oder Kollagenfasern oder Thrombozytenzerfall. Es entstehen Blutgerinnsel, wobei in einem Fibrinnetz Blutkörperchen eingelagert werden. Die wichtigsten Formen der Blutgerinnung sind (Hildebrandt 1994):

⁷ Griech. στάσις: Stillstand, Stauung

3 Analyse des IST-Zustandes und Ableitung der Anforderung

- Thrombus
 - Abscheidungsthrombus (weißer Thrombus)
 - Gerinnungsthrombus (roter oder schwarzer Thrombus)
 - gemischter Thrombus
- Blutkuchen

Bei Blutpumpen findet man vor allem Thrombi, die durch Fremdoberflächen (\rightarrow Abscheidungsthrombus) oder langsam fließendem Blut bzw. Stagnation entstehen (\rightarrow Gerinnungsthrombus). Der Abscheidungsthrombus haftet fest an der Wand und führt zur Blockade des Strömungsquerschnitts. Der Gerinnungsthrombus ist nicht fest mit der Wand verbunden und kann abgespült werden. Dadurch kann er in der Peripherie zu Embolien führen (Infarkt). (Hildebrandt 1994)

Kavitation

Es gibt im wesentlichen zwei Arten von Kavitation, die Gas- oder Pseudokavitation und die Dampfkavitation.

Bei der Gaskavitation reduziert sich das Gaslösevermögen einer Flüssigkeit. Entsprechend der Sättigung treten gelöste Gase durch Diffusion wieder aus. Dieser Vorgang ist bei allen Druck-Niveaus möglich und bei Drucksteigerung wieder reversibel. Es geschieht meist wesentlich langsamer als bei der Dampfkavitation und die Gasblasen haben eine Größenordnung von ca. $\varnothing D_{DB} = 1 \text{ mm}$. Die Gaskavitation ist vor allem in der linken Herzhälfte zu erwarten, wo frisch mit Sauerstoff gesättigtes Blut aus der Lunge einströmt. Der Einfluss der Gaskavitation auf die Blutschädigung wird eher gering eingeschätzt. (Graf 1992; Eichler 2003)

Dampfkavitation entsteht, wenn in einer Strömung das lokale Druckniveau unter dem Dampfdruck fällt. Dabei bilden sich Dampfblasen ($\varnothing D_{DB} < 100 \mu\text{m}$), bzw. bereits vorhandene Blasen vergrößern sich. Steigt der Druck wieder an, kondensiert der Dampf und diese Blasen fallen schlagartig mit Schallgeschwindigkeit zusammen. Dies führt zu hohen Druckspitzen (bis zu $p = 10^{10} \text{ Pa}$) und Temperaturen (bis zu $t = 1300^\circ\text{C}$) und darüber hinaus zu Materialschäden und Hämolyse. (Hering u.a. 1992; Graf 1992; Eichler 2003)

Im Falle von Blutlagern in Blutpumpen sinkt der lokale Druck vor allem durch hohe Geschwindigkeiten ab. Mittels der BERNOULLI-Gleichung lässt sich die kritische Geschwindigkeit abschätzen, ab welcher Kavitation zu erwarten ist (Hering u.a. 1992):

$$v_{\text{krit}} = \sqrt{\frac{2p_D}{\rho}} \quad (3.1)$$

Graf (1992) schätzt den Dampfdruck für Blut mit $97 \cdot 10^3 \text{ Pa}$ ab, woraus sich aus Gleichung 3.1 eine kritische Geschwindigkeit von:

$$v_{\text{krit}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 97 \cdot 10^3 \text{ Pa}}{1059 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}} = 13,5 \text{ m/s} \quad (3.2)$$

ergibt. Hier ist allerdings nicht berücksichtigt, dass durch Keime (beispielsweise Blutzellen) die Kavitation auch schon früher eintreten kann. Aus dem Erfahrungen am HIA wird deshalb eine obere kritische Geschwindigkeit in blutführenden Systemen von $v_{\text{krit}} \approx 10 \text{ m/s}$ bei physiologischen Bedingungen angegeben.

3.4 Anforderungsliste

In den vorangegangenen Kapitel wurden verschiedene Lösungen für die Lager vorgestellt und kurz bewertet. In diesem Kapitel soll nun eine Liste erstellt werden, welche die Anforderungen an ein Blutlager für Rotations-Blutpumpen genauer eingrenzt. Es existieren verschiedenen Methoden zur Ermittlung der Anforderungen, von denen eine Auswahl hier kurz vorgestellt werden soll. (nach Feldhusen 2004)

Bei der *Produktfrageliste*, der einfachsten Form der Entwicklung einer Anforderungsliste, werden wenige Fragen (10 – 20) zu Zweck und Eigenschaften der gesuchten Lösung gestellt und daraus die Forderungen erarbeitet. Dies ist vor allem als erster Ansatz für Produkte mit niedriger Komplexität und geringem Neuheitsgrad hilfreich.

Etwas aufwendiger ist die *Assoziations-Methode*. Hierbei werden entweder anhand einer Leitlinie mit einer Hauptmerkmalliste (siehe beispielsweise Pahl u.a. (2003)) durch Assoziation weitere Erkenntnisse zu dem Produkt hervorgerufen, oder man skizziert sich mehrere Szenarien, die das ganze Produktleben von Produktion bis hin zur Entsorgung abdecken. Aus einer Analyse der einzelnen Erkenntnissen und Szenarien lassen sich dann Anforderungen ableiten und präzisieren.

Eine weitere Möglichkeit bietet die *Analyse der Produktumgebung*. Neben den offensichtlichen Bedingungen an ein Produkt werden hier auch seine Wechselwirkung mit der Umgebung genauer betrachtet, um daraus Rückschlüsse auf Anforderungen zu ziehen. Diese Methode ist vor allem bei komplexen Problemstellungen geeignet, um aussagekräftige Anforderungslisten zu erstellen.

Die letzte Methode, die hier vorgestellt werden soll, ist die der *Analyse der Produktlebensphase*. Hierbei handelt es sich um die umfangreichste Methode zur Erstellung der Anforderungsliste. Es werden alle Systeme

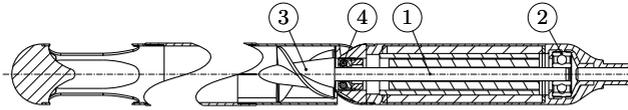


Abb. 3.3: Schnittdarstellung einer Herzunterstützungspumpe

untersucht, die in irgendeiner Lebensphase mit dem Produkt in Beziehung treten. Diese Methode kann man weitestgehend systematisieren und sie ermöglicht vor allem bei komplexen Problemen und hohem Entwicklungsaufwand eine gründliche Analyse möglicher Konflikte und daraus resultierender Anforderungen.

Bei der hier gesuchten Anforderungsliste für die Entwicklung eines Lagers für eine miniaturisierte Axialblutpumpe wird vor allem auf die Methoden der *Produktfrageliste* und *Analyse der Produktumgebung* zurückgegriffen, wobei aber auch die anderen Methoden einfließen.

In Abbildung 3.3 ist eine miniaturisierte Axialblutpumpe dargestellt, in der man die durchgehende Welle (1), welche eigens gelagert (2,4) und zum Rotor (3) hin abgedichtet werden muss (4), erkennen kann. Mittels einer Magnetkupplung und eigener Lagerung für den Rotor soll eine Dichtung vermieden werden. Die Lagerung soll in dem vorhandenen Bau- raum integriert werden. Bei voller Funktionsfähigkeit soll der Einfluss des Lagers auf die Umgebung möglichst gering sein. Insbesondere darf die Eigenschaft des geförderten Mediums, des Blutes, und der Kreislauf nicht negativ beeinträchtigt werden. Die hydraulische Leistung der Pumpe darf nicht beeinflusst werden und der Gesamtwirkungsgrad soll wegen der Langzeit-Implantierbarkeit maximiert werden.

3.4.1 Grundlegendes zur Anforderungsliste

Die Anforderungsliste ist nicht als ein starres Dokument zu verstehen, sondern soll im Laufe der Entwicklung geändert und angepasst werden. Dies ist nötig, weil bei der Lösungsfindung neue Erkenntnisse hinzukommen und es auch vorkommen kann, dass sich im Laufe der Entwicklung die Konstruktions-Schwerpunkte verschieben. Es ist kaum möglich, am Anfang einer Produktentwicklung bereits alle denkbaren Anforderungen zu formulieren. Darüber hinaus lässt sich so mit der Konzeptentwicklung bereits beginnen, ohne dass alle relevanten Daten zu quantitativen Gestaltung vorhanden sind. Trotzdem behält diese Liste ihren verbindlichen Charakter und sollte vollständig sein. (Pahl u. a. 2003)

In Anlehnung an Koller (1994) und Roth (2001) lassen sich Forderungen und Restriktionen ableiten, die in den folgenden Kapitel beschrieben werden. Diese Forderungen werden in Festforderungen (F), Zielforderungen (Z) und Wunschforderungen (W) unterteilt. Für die Festforderungen gibt es wiederum Punktforderungen, bei denen bestimmte Werte genau erreicht oder eingehalten werden müssen, und ungezielte Grenz- und Bereichsforderungen.

3.4.2 Marktbedingte Forderungen

Unter Marktbedingten Forderungen sind solche Bedingungen zu verstehen, die den Gebrauch des Produkts – hier des Lagers – beschreiben. In Tabelle 3.1 sind die Forderungen aufgelistet. Dazu gehören Angaben für den Betrieb, aber auch für die Zeiten vor und nach der Inbetriebnahme.

Tab. 3.1: Marktbedingte Forderungen

Art	Anforderungsmerkmale	Zusatzinformation
F	Drehzahl je nach Pumpentyp und Leistung $20\,000\text{min}^{-1}$ bis $55\,000\text{min}^{-1}$	
F	Maximale Geschwindigkeiten im Lager $\leq 10\text{m/s}$	siehe Kap. 3.3.2
F	Vollständige Trennung der Lagerflächen (berührungslös) in allen Betriebspunkten	
Z	Trennung auch bei kurzfristigen Stößen etc. (Dämpfungseigenschaft)	
F	Notlaufeigenschaften der Lageroberflächen (Festigkeit, Abrieb)	
Info	Lagerkraft im Normalbetrieb: 4N bis 6N	
Info	Zu erwartende maximale Beschleunigung: 2g	z.B. bei Stürzen des Patienten
F	Leistungsverbrauch des Lagers im physiologischen Betrieb $< 1,5\text{W}$	5l/min , 100mmHg
Z	Äußerer Bauraum der Pumpe darf nicht verändert werden	
Z	Der vorhandene Antrieb soll unverändert bleiben	
F	Energieübertragung von Motor auf Rotor mittels magnetischer Stirndrehkupplung	
F	Hauptströmungsgebiet der Pumpe darf nicht nega- tiv beeinflusst werden	
F	Lagerung muss zu jeder Zeit gewährleistet sein	
F	Pumpfunktion muss zu jeder Zeit gesichert sein	
F	Biokompatibilität der Materialien	
W	Medizinische Zulassung für Materialien	
F	Wartungsfreiheit während des Einsatzes	

3 Analyse des IST-Zustandes und Ableitung der Anforderung

Später muss eine günstige Massenfertigung für das Produkt möglich sein, um auf dem Markt konkurrenzfähig bleiben zu können. Die Entwicklungskosten unterliegen dem vorhandenem Budget (siehe Tab. 3.5 auf der nächsten Seite).

3.4.3 Umweltbedingte Forderungen

Unter umweltbedingten Forderungen versteht man solche Anforderungen, die das Zusammenspiel zwischen Lager und der Umgebung beschreiben. Es wird unterschieden zwischen einer Einwirkung der Systeme auf die Umwelt (Tab. 3.2) und einer Einwirkung der Umwelt auf solche Systeme (Tab. 3.3).

Tab. 3.2: Einflüsse auf die Umwelt

Art	Anforderungsmerkmale	Zusatzinformation
F	Lager darf nicht die Anlagerung von Proteinen provozieren	
Z	Keine übermäßige Hämolyse durch das Lager	Kap. 3.3.2
F	Wärmeentwicklung im Lager unter 42°C	
F	Minimierung der Anlagerung von Thromben	Kap. 3.3.2
F	Kein Abspülen vorhandener Thromben	Infarkte, Embolien (Kap. 3.3.2)
F	Keine Beeinträchtigung der Funktion der Pumpe	
F	Es darf bei Kontakt kein Abrieb entstehen	
Z	Keine Geräuschbelastung des Patienten durch das Lager	

Tab. 3.3: Einflüsse der Umwelt

Art	Anforderungsmerkmale	Zusatzinformation
F	Körperflüssigkeiten dürfen die Funktion des Lagers nicht beeinträchtigen	z.B. Blut
F	Lagerfunktion unabhängig von Pulsation	
F	Lagerfunktion unabhängig von Position im Raum	
Info	Umgebungstemperatur: 37°C	

3.4.4 Gesellschaftsbedingte Forderungen

Die Sicherheitsvorschriften und medizinischen Gesetze dürfen zu keiner Zeit der Entwicklung und des Einsatzes des Lagers verletzt werden. Das

gilt vor allem auch für den Einsatz von Tierversuchen während der Entwicklungsphase. Schutzrechte und Patente anderer Firmen oder Einzelpersonen müssen gewahrt bleiben.

3.4.5 Eigenstörungsbedingte Forderungen

Das Lager darf auch keine selbstverschuldeten Funktionsstörung hervorrufen. Dies kann z.B. Wärmeausdehnung verursacht durch übermäßige Reibung sein. Tabelle 3.4 listet diesbezügliche Forderungen auf.

Tab. 3.4: Eigenstörungsbedingte Forderungen

Art	Anforderungsmerkmale	Zusatzinformation
F	Wärmedehnung darf die Funktion nicht behindern	
F	Verschleiß darf Funktion nicht behindern	Einlaufverhalten
F	Das Material muss dem Lagerdruck standhalten	
F	Während der Einsatzdauer darf es nicht zu Materialermüdung kommen	
F	Funktionsbedingte Formen müssen erhalten bleiben	z.B. Relaxation, Kriechverhalten
F	Keine Resonanzen, die während des Betriebs die Funktion stören	
Z	Keine großen Unwuchten durch ungünstige (z.B. asymmetrische) Massenverteilung	
F	Die Funktion anderer Pumpenkomponenten darf nicht beeinflusst werden	z.B. Rotor, Kupplung

3.4.6 Werdegangsbedingte Forderungen

Werdegangsbedingten Forderungen berücksichtigen Bedingungen, welche aufgrund begleitender Systeme entstehen. Dies geht von entwicklungsbedingten Werkzeugen über Fertigungs- und Montageanforderungen bis hin zu Lager- und Entsorgungsbedingungen. In dieser Phase der Konzeptfindung sollen die in Tabelle 3.5 gestellten Forderungen gelten.

Tab. 3.5: Werdegangsbedingte Forderungen

Art	Anforderungsmerkmale	Zusatzinformation
Z	Alle Komponenten bei der Entwicklung sollten im Hause herstellbar sein	
F	Einhaltung von Budgetgrenzen	
Z	Es sollen möglichst vorhandene Prüf- und Messgeräte verwendet werden	

3 Analyse des IST-Zustandes und Ableitung der Anforderung

Tab. 3.5: Werdegangsbedingte Forderungen (Fortsetzung)

Art	Anforderungsmerkmale	Zusatzinformation
Z	Kostengünstige Verfahren für die Massenfertigung sollen gefunden werden	
W	Funktionsgerechten Materialien sind vorzuziehen	
Z	Toleranzgerechtes konstruieren	
W	Es soll eine einfache Montage möglich sein	
F	Die Handhabung der Pumpe darf die Funktion des Lagers nicht beeinträchtigen	Transport, Sterilisation
F	Das Lager muss ohne äußere Hilfe in Betrieb gesetzt werden können	Kupplung limitiert übertragbares Moment
F	Bei Stillstand muss der Rotor an der Kupplung verweilen	z.B. bei Entkopplung

4 Erarbeitung einer Prinziplösung

Zur Lösungsfindung sollte ein Lager zunächst im Sinne der Konstruktions-systematik nach Koller (1994) und Pahl u. a. (2003) untersucht werden. Dabei wird zunächst der eigentliche Zweck und die elementare Tätigkeit des Lagers beschrieben. Anschließend wird nach physikalischen Effekten gesucht, die diese Tätigkeit übernehmen können. Über Prinziplösungen kann mit der Gestaltung einer Lagerung begonnen werden.

4.1 Der Konstruktionsprozesses

Der Konstruktionsprozess ist ein hoch-iterativer Vorgang, der nach jedem Schritt erneut bewertet werden muss. Er besteht aus Synthese-, Analyse- und Selektionstätigkeiten. Nach jedem Schritt soll zunächst die beste Lösung gewählt und weiter verfolgt werden. Oftmals müssen mehrere Lösungen parallel bearbeitet werden, bis eine Entscheidung möglich ist. Manchmal stellen sich vermeintlich optimale Lösungsansätze sehr spät als nicht sinnvoll heraus, so dass zu einer früheren Iterationen im Konstruktionsprozess zurückgekehrt werden muss. Abbildung 4.1 zeigt ein Flussdiagramm des Konstruktionsprozesses, das aus Koller (1994) entnommen ist.

In Kapitel 3 wurde bereits die Aufgabenstellung mit der Anforderungsliste erstellt. In diesem Kapitel werden Funktionssynthese, Effektsynthese und Effekträgersynthese mit Prinziplösungen ausgearbeitet. In den folgenden Kapitel werden die Gestaltsynthese mit ersten Untersuchungen des neu gewonnenen Konzeptes beschrieben.

4.2 Zweckbeschreibung und Funktionssynthese

Bei der Zweckbeschreibung soll lediglich der Zweck, nicht aber ein Lösungsvorschlag beschrieben werden:

„Lager sind Maschinenelemente, die eine rotatorische Relativbewegung von Teilen in vorgegebenen Bahnen ermöglichen, diese halten oder führen und die dabei auftretenden Kräfte übertragen, ohne dass Reibung und Verschleiß unzulässige Werte annehmen.“ (Roth 2001)

4 Erarbeitung einer Prinziplösung

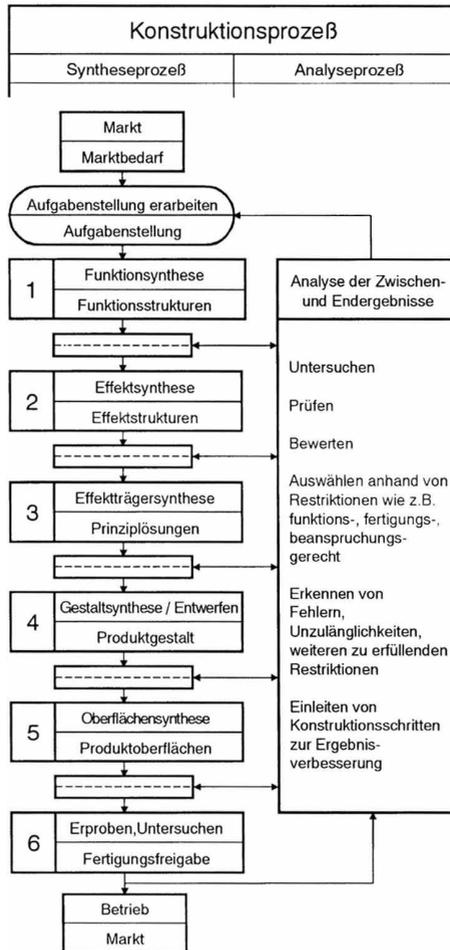


Abb. 4.1: Der Konstruktionsprozesses (aus Koller 1994)

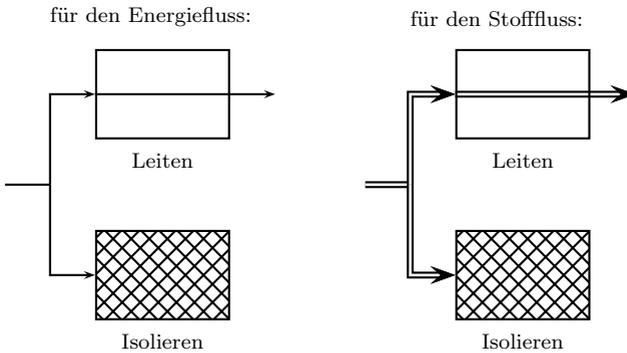


Abb. 4.2: Symboldarstellung der Lagerfunktion

Es sind bewegliche Bauteile so zueinander angeordnet, dass Kräfte zwischen den Teilen übertragen werden können. Dabei sollen die Bewegungen in einigen Richtungen erlaubt und in anderen gesperrt sein. Nach Koller (1994) werden solche Bewegungen abstrahiert als Stoffflüsse betrachtet, bzw. bei der Übertragung von Kräften als Energieflüsse. Dem liegen die Operationen *Leiten* und *Isolieren* zu Grunde.

Im Raum gibt es für jeden Körper sechs Freiheitsgrade (drei translatorische und drei rotatorische), von denen im Falle eines Rotationslagers eine Drehbewegung, bzw. Übertragungsrichtung für Kräfte zugelassen werden muss, während die anderen Richtungen zu sperren sind. Eine Symboldarstellung nach Koller (1994) ist in Bild 4.2 zu sehen.

4.3 Effektsynthese

In Koller u. Kastrup (1998) und Roth (2001) lassen sich folgende physikalische Effekte für das Leiten und Isolieren von Körper und Kräften finden:

- Adhäsion
- Gesetz von BERNOULLI
- Erweitertes Gesetz von BERNOULLI
- Erstes Gesetz von COULOMB
- Hebeleffekt
- Hydrodynamischer Effekt
- Impulssatz
- Inkompressibilität

4 Erarbeitung einer Prinziplösung

- Zweites Gesetz von COULOMB
- Elektroosmoose
- Ferroelektrika
- Flüssigkeitsreibung
- Gravitation
- Keileffekt
- Kohäsion
- Kompressibilität
- Oberflächenspannung
- Reibung

Eine genauere Betrachtung dieser physikalischen Effekte zeigt nur für Adhäsion und Kohäsion, die Gesetze von BERNOULLI, welche auch die Hydrodynamik erklären, und die Gesetze von COULOMB weitere Verwendungsmöglichkeiten.

Adhäsion / Kohäsion

„Unter der Adhäsion versteht man den Zusammenhang zwischen den Molekülen verschiedener Stoffe, hervorgerufen durch gegenseitige Anziehung.“

„Unter der Kohäsion versteht man den Zusammenhang zwischen den Molekülen eines Körpers, hervorgerufen durch gegenseitige Anziehung.“

(Kuchling 1978)

Adhäsions- und Kohäsionskräfte wirken nur auf kurze Entfernungen und sorgen so für den Zusammenhalt eines Körpers, aber im allgemeinen auch für die Trennung von unterschiedlichen Körpern. Technische, also raue Oberflächen, lassen sich nicht so nahe zusammenbringen, dass diese Kräfte wirken könnten. Die Flächen können sich auch nicht durchdringen, sondern gleiten aufeinander ab. Nur wenn der Druck oder die Temperatur sehr hohe Werte einnehmen, verbinden sich die Körper (z.B. Löten oder Schweißen).

Hiermit lassen sich mechanische Lager verwirklichen, wobei bei einer Berührung Gleitreibung entsteht. Bei entsprechend großen Kräften ist auch plastischen Verformung oder Abrieb möglich.

Impulssatz und Gesetz von Bernoulli, hydrodynamischer Effekt

Mit den Energiesätzen, die den Impulssatz und das Gesetz von BERNOULLI beinhalten, kann die Wirkweise des hydrodynamischen und hydrostatischen Gleitlagers erklärt werden, wie es beispielhaft in Abbildung 3.2a dargestellt ist. Diese Gesetze erklären den Druckaufbau, mit dem der Körper in einer definierten Lage gehalten und Kräfte übertragen werden. Die genaue Beschreibung ist Lang u. Steinhilper (1978) zu entnehmen.

Das Gesetz von BERNOULLI lautet:

$$p + \frac{\rho v^2}{2} + \rho g z + \rho \int \frac{\partial v}{\partial t} ds = \text{const} \quad (4.1)$$

Die Impulsgleichung, die aus der NAVIER-STOKES-Gleichung hergeleitet ist, ergibt sich zu:

$$\underbrace{\rho \frac{d\mathbf{v}}{dt}}_{\text{Trägheitskräfte}} = - \underbrace{\text{grad } p}_{\text{Druckkräfte}} + \underbrace{\eta \Delta \mathbf{v}}_{\text{Zähigkeitskräfte}} + \text{Dissipationsglieder.} \quad (4.2)$$

Zusammen mit der Kontinuitätsgleichung

$$\text{div}(\rho \mathbf{v}) = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (\text{kompresible Medien}) \quad (4.3)$$

bzw.

$$\text{div}(\mathbf{v}) = \frac{\partial(u)}{\partial x} + \frac{\partial(v)}{\partial y} + \frac{\partial(w)}{\partial z} = 0 \quad (\text{inkompresible Medien}), \quad (4.4)$$

dem Energieerhaltungssatz

$$\rho c \frac{d\vartheta}{dt} = \lambda \Delta \vartheta + \eta \Phi, \quad (4.5)$$

der Wärmeleichung

$$\dot{q} = - \int_A \lambda \frac{\partial \vartheta}{\partial \mathbf{n}} dA, \quad (4.6)$$

und der Zustandsgleichung des Schmiermittels

$$\eta = \eta(\vartheta, p) \quad (4.7)$$

ist das Problem eindeutig bestimmt und die fünf unbekanntenen Größen u , v , w , p und ϑ können berechnet werden. Die Lösung ist allerdings nur numerisch erhältlich und sehr aufwendig. Bei der Lagerberechnung kommen deshalb zahlreiche Vereinfachungen zum Einsatz. Damit kann man diese Gleichungen auflösen und erhält nach geeigneter Umformung die

4 Erarbeitung einer Prinziplösung

bekannte REYNOLDS'sche Differentialgleichung für die Druckverteilung in einem endlich breiten Lager bei kompressiblem Schmiermittel und zeitlich veränderlicher Schmierspaltweite:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \left[(U_1 + U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \right] \quad (4.8)$$

mit

$$U_{1,2} = U_{W,B} \quad \text{und} \quad U = \pi D n \quad (4.9)$$

Diese Gleichung beschreibt den Druck als Funktion der Ortskoordinaten x und z und der Zeit t bei gegebener Schmierspalthöhe $h = h(x, z, t)$.

Den letzten beiden Effekten ist zu eigen, dass sie ein berührungsloses Lager ermöglichen.

Erstes und Zweites Gesetz von Coulomb

Elektrische Ladungen üben Kräfte aufeinander aus. Gleichnamige Ladungen stoßen sich ab, ungleichnamigen Ladungen ziehen sich an, wobei die Kraft vom Abstand der Ladungen abhängt. Analog gilt dies auch für magnetische Polstärke. Nach COULOMB ergibt sich die Kraft zwischen den Ladungen Q , wobei es sich bei ε_0 , ε_r , μ_0 und μ_r um Konstanten und Materialkennwerte handelt:

$$\mathbf{F}_{12} = \frac{1}{4\pi\varepsilon_0\varepsilon_r} \frac{Q_1 Q_2}{l^2} \mathbf{l}_{12} \quad (4.10)$$

bzw. bei der magnetischen Polstärke zu:

$$\mathbf{F}_{12} = \frac{1}{4\pi\mu_0\mu_r} \frac{Q_1 Q_2}{l^2} \mathbf{l}_{12} \quad (4.11)$$

Bei gleichnamigen, also sich abstoßende Ladungen erhält man ein sich selbststabilisierendes Lager. Nimmt der Abstand der Lagerflächen aufgrund äußerer Kräfte ab, steigt die abstoßende Kraft proportional zum Reziprokwert des Quadrates des Abstandes an und gleicht so die äußere Kraft wieder aus.

4.4 Prinziplösungen

Für die im vorigem Kapitel beschriebenen Effekte sollen nun Prinziplösungen gefunden werden. Dabei müssen die in Kapitel 3.4 beschriebenen Anforderungen Berücksichtigung finden. Am Ende des Kapitels werden die Lösungen mittels einer Bewertungsmatrix beurteilt und ausgewertet.

4.4.1 Mechanische Lagerungen

Der physikalische Effekt der Adhäsion und Kohäsion führt zur Prinziplösung eines mechanischen Lagers. Hierbei berühren sich die Lagerflächen grundsätzlich während des Betriebs. Dieses Prinzip wird z.B. in Wälzlagern oder Pivotlagern umgesetzt.

Bei Wälzlagern wird eine mögliche Reibung dadurch verringert, indem Wälzkörper zwischen den Lagerflächen eingebracht werden. In Kombination mit ausreichender Schmierung wird die Reibung auf ein Minimum reduziert. Diese Lagerform kann allerdings nicht als Blutlager eingesetzt werden, da in solchen Bereichen komplexe Strömungen inklusive Rückfluss, Stagnation und Quetschströmung entstehen. Hohe Temperaturen können Schaumbildung zur Folge haben (Brändlein u.a. 1995). Bei derartigen Strömungsvorgängen ist eine überdurchschnittlich hohe Blutschädigung und Thrombenbildung zu erwarten.

Pivotlager, oft auch Zapfenlager oder Kugelspurlager genannt, bestehen aus Lagerschale und Zapfen. Meist sind die Kontaktflächen sphärisch, wobei der Zapfen einen kleineren Radius als die Schale aufweist, um die Kontaktfläche und somit die Reibung zu minimieren. Aufgrund der verkleinerten Kontaktfläche nimmt allerdings die HERTZ'sche Pressung zu, was eine zusätzliche Herausforderungen an die Lagermaterialien bezüglich Verformung und Verschleiß bedeutet. Auch hier ergeben sich häufig Regionen mit verminderter Strömungsgeschwindigkeit, was zu Anlagerung von Thromben führen kann. Vorrichtungen, die diese Lager gezielt ausspülen, schaffen Abhilfe. Zapfenlager als Radiallager erfordern enge Toleranzen für die Durchmesser der Buchse und des Zapfens. Bei diesem Konzept sind hohe Reibzahlen zu erwarten (Roth 2001).

4.4.2 Magnetische Lagerungen

Wie den Gesetzen von COULOMB zu entnehmen ist (Gl. (4.10) und (4.11)), üben elektrische oder magnetische Ladungen je nach Richtung attraktive oder repulsive Kräfte aufeinander aus. Dabei ist die Größe der Kraft reziprok proportional abhängig vom Quadrat des Abstands der Ladungen. Bei kleinen Spaltweiten können sehr hohe Tragzahlen erreicht werden.

Aktive Magnetlager

In aktiven Magnetlagern sorgen elektrische Ladungen für die magnetischen Kräfte. Durch stromdurchflossene Leiter entsteht ein elektrisches Feld. Wird nun ein Leiter als Spule aufgewickelt, so entsteht ein gerichtetes Feld, das parallel zur Achse der Spule austritt. Ein Kern aus ferromagnetischem Stoff verstärkt diesen Effekt. (Hering u.a. 1992)

Im aktiven Magnetlager besteht eine Lagerseite aus einer derartigen Spule, während die andere aus einem magnetischen Material besteht. Durch Veränderung des Stroms, der durch die Spule fließt, kann die elektrische Magnetkraft der Lagerkraft angepasst werden. Unter Verwendung von Abstandssensoren im Lager kombiniert mit einem Regelkreis kann sich das aktive Magnetlager einer dynamischen Lagerkraft stets angleichen. Bei hochauflösenden Sensoren und schnellem Regelkreis geschieht das mit minimalem zusätzlichem Energieaufwand.

Passive Magnetlager

Im Gegensatz zu aktiven Magnetlagern wird bei passiven Magnetlagern das magnetische Feld mittels ferromagnetischer Stoffe erzeugt. Ungefüllte, innere Elektronenschalen in den sogenannten WEISS'schen Bezirken führen zum Magnetismus. Die WEISS'schen Bezirke werden im Herstellungsprozess ausgerichtet und geben dem Magnetfeld seine Orientierung. (Hering u.a. 1992)

Heutzutage gibt es eine Vielzahl von verschiedenen magnetischen Materialien, je nach Anwendungsgebiet und geforderten Leistung. Da die Magnetkraft vom Magnetvolumen abhängig ist, werden im Bereich der Blutpumpen vor allem Selten-Erd Magnete verwandt. Sie zeichnen sich durch eine sehr hohe Energiedichte aus, besitzen allerdings eine verhältnismäßig niedrige CURIE-Temperatur¹. Die Temperatur, bei der der Magnetismus bereits beeinträchtigt wird, liegt zwar deutlich über der zu erwartenden Betriebstemperatur (35°C bis 42°C), kann aber während der Verarbeitung durchaus erreicht werden (man denke hier an Aushärtetemperaturen für Kleber, welche häufig 60°C bis 100°C betragen können). (Cedighian 1973; IBS-Magnet 1999)

4.4.3 Hydraulische Lagerungen

Als hydraulische Lager werden sowohl hydrostatische, als auch hydrodynamische Lager bezeichnet. Sie zeichnen sich durch die Trennung der Lagerflächen mittels Schmierfilm aus und unterscheiden sich in der Art, wie der Tragdruck erzeugt wird.

¹ Temperatur, ab welcher ein Stoff nicht mehr magnetisch ist.

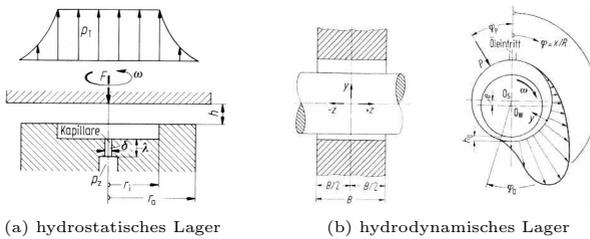


Abb. 4.3: Hydraulische Lagerungen: Während beim Axiallager in (a) ein extern erzeugter Druck p_z aktiv zum Tragdruck p_T im Spalt führt, entsteht dieser im Radiallager in (b) passiv durch eine exzentrisch rotierende Welle.

Aufgrund der Forderung nach niedrigem Energieverbrauch und Einhaltung des vorhandenen Bauraums (siehe Tabelle 3.1 auf Seite 35), kommen hydrostatische Lager nicht weiter in Betracht. Ihr Funktionsprinzip erfordert eine externe Druckerzeugung und würde dadurch die Systemkomplexität unnötig erhöhen, was unter Umständen die Zuverlässigkeit beeinträchtigen könnte (siehe Abbildung 4.3a).

Als hydrodynamische Lager werden Lager mit einer inhärenten Druckerzeugung bezeichnet. Durch Flüssigkeitsreibung wird der Schmierstoff in den sich verjüngenden Lagerspalt gezogen und so für eine Trennung der Lagerflächen gesorgt. Im Spalt herrschen daher hohe Drücke und starke Geschwindigkeitsgradienten zwischen den relativ zueinander bewegten Flächen. Die Flüssigkeitsreibung im Spalt ist proportional zur Spaltweite und kann bei sehr kleinen Spalten hohe Werte annehmen (Abb. 4.3b). Es sind mittlere Reibzahlen bei hohen spezifischen Belastungen zu erwarten (Roth 2001).

Axiale Gleitlager

Bei axialen Gleitlagern entsteht der sich verjüngende Spalt durch entsprechende Geometrien (siehe Bild 3.2b auf Seite 29). Mit unterschiedlichen Formen können die Lager an spezielle Anforderungen angepasst werden (beidseitige Drehrichtung, selbsteinstellend, usw.). Als eine Sonderform existiert das Spiralrillenlager (SRL). Dort wird durch pumpende Rillen der Druck im Lagerinneren erzeugt.

Radiale Gleitlager

Bei den klassischen radialen Gleitlagern erfolgt die Druckerzeugung durch eine exzentrisch in der Buchse liegende Welle (Abb. 4.3b). Dadurch

4 Erarbeitung einer Prinziplösung

entsteht ein Keilspalt, wodurch der Druck im Flüssigkeitsfilm ansteigt und der Lagerkraft entgegenwirkt. Durch Sonderformen lässt sich das Verhalten und die Stabilität des Lagers weiter verbessern (Mehrfächengleitlager (MFG), Kapitel 2.2.1). Analog zum axialen SRL gibt es auch ein radiales SRL, wo mittels schraubenförmiger Rillen der Druck aktiv im Spalt erzeugt wird (siehe Kap. 2.2.2).

4.5 Bewertung der Prinziplösungen

Die Bewertung der einzelnen Lösungen erweist sich als äußerst schwierig, da nicht alle Forderungen und Wünsche gleich zu gewichten sind. Nach Pahl u.a. (2003) sollte die Gesamtzahl der Bewertungskriterien in der Konzeptphase nicht zu hoch sein. Bei der Aufstellung der Kriterien bietet es sich an, den ebendort aufgeführten Leitlinien und Hauptmerkmalen zu folgen, um so eine aussagekräftige Bewertung zu finden.

Ein klassischen Methode der Entscheidungsfindung ist die Ermittlung der *technischen Wertigkeit* nach F. KESSELRING. Es wird einen Punktbewertungsskala aufgestellt, deren höchster Wert als Ideallösung zu verstehen ist. Hier läuft die Skala der Maßzahl von $m_i = 1$ (schlecht) bis $m_i = 5$ (sehr gut). (Breiing u. Knosala 1997)

In Anlehnung an Breiing u. Knosala (1997) werden hier nun sieben

Tab. 4.2: Vergleich der Bewertungskriterien untereinander (+, o, -)

Bewertungskriterien	Biokompatibilität	Funktionsicherheit	Lebensdauer	Bauraum	Komplexität	Leistungsbedarf	Fertigung	$\sum g_+$	g_i
	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)		
(1) Biokompatibilität	X	o	+	+	+	+	+	5	26,3
(2) Funktionssicherheit	o	X	+	+	+	+	+	5	26,3
(3) Lebensdauer	-	-	X	+	+	+	+	4	21,1
(4) Bauraum	-	-	-	X	-	o	+	1	5,3
(5) Komplexität	-	-	-	+	X	-	+	2	10,5
(6) Leistungsbedarf	-	-	-	o	+	X	+	2	10,5
(7) Fertigung	-	-	-	-	-	-	X	0	0
Kontrolle (Anzahl '-')	5	5	4	1	2	2	0	19	100%

4.5 Bewertung der Prinziplösungen

Kriterien zur Bewertung herangezogen. Dabei werden diese nach dem *Rangfolgeverfahren* miteinander paarweise verglichen und gewichtet. Ein + bewertet ein Kriterium als wichtiger das andere, ein o als gleichwichtig und ein - als weniger wichtig. Die Anzahl der + in den Zeilen ergibt dann die Wichtigkeit g_i der einzelnen Kriterien. Über Gleichung (4.12) erhält man den Gewichtungsfaktor (siehe Tab. 4.2).

$$g_i = \frac{100\%}{\sum g_+} \sum_{i=1}^n \quad (4.12)$$

Für eine möglichst objektive Aussage wurde eine Bewertergruppe aus acht Ingenieuren der Abteilung der kardiovaskulären Technik am Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik in Aachen (HIA) gewählt. In Tabellen 4.2 und 4.3 sind die Wichtungen g_i und Bewertungen m_i der Gruppe gemittelt dargestellt (siehe Anhang A für die Einzelergebnisse). Abbildung 4.4 auf der nächsten Seite stellt das Ergebnis graphisch dar.

Man sieht, dass das Kriterium der *Fertigung* aufgrund der Wichtung $g_i = 0$ aus der Bewertung fällt. Tabelle 4.3 zeigt das Ergebnis der gewichteten Bewertung, wobei die Wertigkeit am Ende mit

$$\|w_v\| = \frac{\sum_{i=1}^n m_{iv}}{\sum_{i=1}^n m_{iv, \max}} \quad (4.13)$$

normiert ist.

Eine passiv magnetische Lösung erscheint am besten, wobei aber ein hydrodynamisches Lager nur unwesentlich schlechter abschneidet. Dies

Tab. 4.3: Bewertung der Prinziplösungen (1 – 5) mit Gewichtung

Kriterium	g_i	mech.		hydrodyn.		aktiv magn.		passiv magn.	
		m_i	$g_i \cdot m_i$	m_i	$g_i \cdot m_i$	m_i	$g_i \cdot m_i$	m_i	$g_i \cdot m_i$
(1)	26,3	2,375	62,5	3,75	98,7	4,5	118,4	4,75	125
(2)	26,3	3,5	92,1	3,875	102,0	2,75	72,4	4,25	111,8
(3)	21,1	2,25	47,4	4,5	94,7	4,375	92,1	4,125	86,8
(4)	5,3	4	21,1	4,25	22,4	1,25	6,6	2	10,5
(5)	10,5	3,875	40,8	4	42,1	1,5	15,8	3,625	38,2
(6)	10,5	3,625	38,2	3,5	36,8	2,5	26,3	4,125	43,4
(7)	0,0	3,5	0	3	0	2,25	0	3,25	0
$\sum_{i=1}^7 m_i$			302		396,7		331,6		415,8
$\ w_v\ $			0,73		0,95		0,80		1,00

4 Erarbeitung einer Prinziplösung

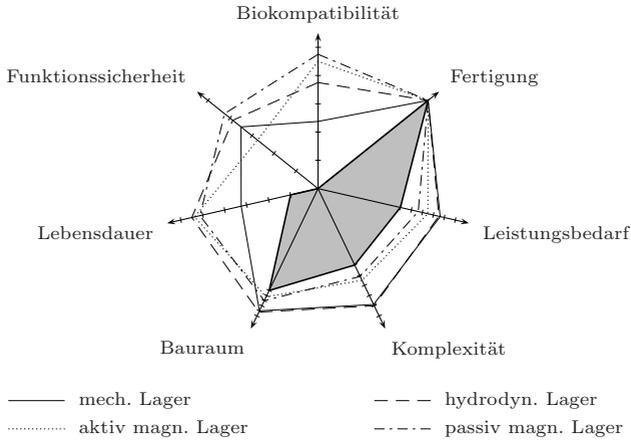


Abb. 4.4: Netzdiagramm zur Lösungsbewertung

soll nicht heißen, dass andere Lösungen nicht auch zu einem hervorragendem Produkt führen können. In Kapitel 2 sind sehr wohl auch andere Ansätze erfolgreich verfolgt worden.

In der Darstellung der Bewertung auf dieser Seite bezeichnen einzelnen Achsen die jeweiligen Kriterien mit der Skalierung entsprechend der Gewichtung. Durch die Verschiebung der Nullpunkte der einzelnen Kriterien (der nicht zulässige Bereich ist grau hinterlegt) liegen die Höchstwerte gleich weit vom Zentrum des Diagramms entfernt. Damit würde eine optimale Lösung ein gleichmäßiges Heptagon ergeben. Die Überlegenheit der Lösungen des hydrodynamischen und passiv magnetischen Lagers gegenüber der anderen ist klar zu erkennen.

Im Falle einer Miniaturisierung gewinnen hydrodynamische Lager zusätzlich an Bedeutung. Das *Cube-Square-Law* besagt, dass eine Größenänderung der typischen Länge im Volumen mit der dritten Potenz eingehen, während Flächen nur mit der zweiten Potenz skalieren. In der Folge wird bei der Miniaturisierung das Verhältnis des Volumens zur Oberfläche immer günstiger für die Fläche und Flächeneffekte gewinnen immer mehr an Bedeutung im Vergleich zu Volumeneffekten. Hydrodynamische Lager erhalten Ihre Tragkraft aufgrund der Fläche des Schmierfilms. Magnetlager

4.5 Bewertung der Prinziplösungen

aber sind in ihrer Tragkraft vom Magnetvolumen abhängig. (Muijderman 1964; Breuer 2002)

Bei der Miniaturisierung führt dies dazu, dass die Tragkraft der Magnetlager wesentlich schneller abnimmt, als die der hydrodynamischen Lager oder bei gleicher Tragkraft das Magnetlager einen größeren Bauraum beansprucht. Der Bauraum ist allerdings eine wichtige Restriktion in der Anforderungsliste (siehe Tab. 3.1 auf Seite 35). Andererseits sind bereits Magnete aufgrund der Kupplung vorhanden, so dass es nahe liegt, diese Magnete auch als Lager zu verwenden.

Der Ansatz einer kombinierten hydrodynamischen und magnetischen Lagerung für Langzeit-implantierbaren Blutpumpen wird weiter verfolgt.

5 Qualitative Gestaltsynthese

Mittels der Konstruktionssystematik wurden in Kapitel 4 Lösungen für eine Lagerung erörtert. In diesem Kapitel wird nun eine hydrodynamische Prinziplösung ausgestaltet, wobei stets eine Kontrolle und Bewertung der Zwischenschritte vorzunehmen ist.

Die Qualitative Gestaltsynthese dient der Festlegung von Konstruktionsparametern. Hierbei wird die generelle Form der Rotorlagerung festgelegt und diese dann in den nächsten Kapitel konkret mit Maßangaben bestimmt. (Koller 1994)

Konstruktionsparameter können sowohl Gestaltvariationen von Teilflächen darstellen, als auch die Lagevariationen der Einzelteile. Zu den Variationen gehören Form und Zahl der Teilflächen.

5.1 Allgemeine Überlegungen

5.1.1 Grundregeln der Gestaltung

In Pahl u.a. (2003) werden drei Grundregeln zur Gestaltung beschrieben, die immer zu vorderst als Richtschnur für alle Entscheidungsschritte gelten sollten:

- Eindeutigkeit
- Einfachheit
- Sicherheit.

Obwohl diese Regeln bei der bisherigen Entscheidungsfindung bereits berücksichtigt wurden, werden sie nochmals explizit erläutert.

Eindeutigkeit

Eindeutigkeit bedeutet, dass die geforderte Funktion klar erfüllt werden muss. Das heißt insbesondere, dass Teilfunktionen klar den entsprechenden Eingangs- und Ausgangsgrößen zugeordnet sein müssen. Speziell bei der Lagerung ist zu beachten, dass der Kraftfluss in den einzelnen Lagerstellen eindeutig ist und sich nicht überlappt, da sonst eine Doppeldeutigkeit entstehen würde. Der Zustand der Beanspruchung muss in

jedem möglichen Betriebszustand beschreibbar sein, um eine sinnvolle Konstruktion zu ermöglichen. (Pahl u.a. 2003)

Dieser Grundsatz ist besonders bei der Wahl der Positionen der einzelnen Lagerstellen wichtig. Auch bei der Vereinigung mehrerer Lagerstellen in einem Lager ist auf die *Eindeutigkeit* zu achten. Bei der Verwendung von Hybrid-Lagern, also einer Kombination verschiedener physikalischer Effekte, muss der Einfluss dieser Effekte untereinander geklärt sein.

Einfachheit

Unter dem Begriff *Einfachheit* versteht man sowohl eine geringe Anzahl von Bauteilen, als auch eine geringe Komplexität der einzelnen Teile in ihrer Gestaltung. Es kann davon ausgegangen werden, dass weniger Teile verschleßen oder ausfallen können und auch die Fertigung und Handhabung der Einzelteile vereinfacht wird. (Pahl u.a. 2003)

Oftmals ist ein Kompromiss zwischen Teilezahl und Einzelteil-Komplexität zu finden, um der Anforderungsliste (Kap. 3.4) oder den Bewertungskriterien (Tab. 4.2 bis 4.3 auf Seiten 48–49) gerecht zu werden.

Sicherheit

Bei dem Begriff der *Sicherheit* ist sowohl die Erfüllung der technischen Funktion (beispielsweise durch Redundanz), als auch der Einfluss auf die Umgebung, insbesondere auf den Menschen zu verstehen. Es ist eine unmittelbare *Sicherheit* anzustreben, bei der die Lösung an sich schon jede Gefährdung verhindert. Zusätzlich kann bei einer mittelbaren *Sicherheit* das Auftreten von Gefahren durch Schutzsystemen minimiert werden. (Pahl u.a. 2003)

Dies betrifft vor allem die Bewertungskriterien *Biokompatibilität* und *Funktionssicherheit* aus (Tab. 4.2 auf Seite 48), welche deshalb auch die größte Gewichtung erhalten. Es ist allerdings zu beachten, dass bei der Verwendung von Schutzsystemen die Regel der *Einfachheit* unter Umständen verletzt wird, weshalb der unmittelbaren *Sicherheit* immer der Vorzug zu geben ist.

5.1.2 Vorhandener Bauraum für die Lagerung

Zunächst sei der zur Verfügung stehende Bauraum ausführlicher beschrieben. Wie in Kapitel 3.4 erwähnt, soll eine Lagerung für den Rotor einer miniaturisierten Axialblutpumpe gefunden werden. Der Antrieb (insbesondere die äußere Form) soll dabei unverändert bleiben und die Drehenergie mit einer magnetischen Stirndrehkupplung übertragen werden (siehe Abb. 5.1 auf der nächsten Seite).

Diese Forderungen schränken die Gestaltung des Rotors bereits in sofern ein, als dass die Form und Anordnung der Kupplung schon in engen Grenzen vorgegeben ist und nur noch bedingt angepasst werden kann. Wie aus Abbildung 5.1 zu erkennen ist, muss die Kupplung im Rotor im hinteren Nabenende untergebracht werden. Nur so kann gewährleistet werden, dass die Magnete nahe genug beieinander liegen und die nötige Drehenergie übertragen können. Das Innere des Rotors kann frei gestaltet werden.

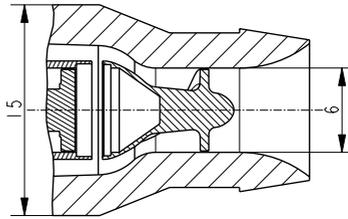


Abb. 5.1: Bauraum

Weiter soll der Gesamtbauraum der Pumpe sowie deren hydraulische Leistung nicht verändert werden. Der Vorteil einer hydrodynamischen Lagerung liegt in der Größe. Als sogenanntes Flächenlager beansprucht es kaum mehr Platz als der Flüssigkeitsspalt. Das Material der Lagerflächen muss strukturell stark genug sein, den Drücken der Flüssigkeit ohne funktionsbeeinträchtigte Verformungen stand zu halten, doch stellt dies bei den hier zu erwartenden Kräften kaum eine Herausforderung dar.

5.1.3 Variation der Lagerposition

In Abbildung 5.2 sind alle möglichen Positionen aufgezeigt, an denen ein Lager am oder im Rotor angebracht werden könnte. Position E an

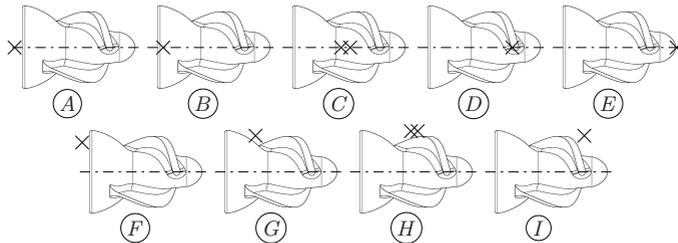


Abb. 5.2: Qualitative Darstellung möglicher Lagerpositionen: das einfache Kreuz symbolisiert die mögliche Position des Lagers am (A, E – I) oder im (B – D) Rotor, das Doppelkreuz symbolisiert die eines langen Lagers, welches auch Drehmomente aufnehmen kann (jeweils rotationssymmetrisch).

der Rotorspitze erfordert eine bauliche Vorrichtung, welche die Lagerflächen des rotierenden und stillstehenden Teils verbinden kann. Während die Nabe in diesem Bereich spitz zuläuft, bleibt der Gehäusedurchmesser konstant. Dadurch müssen mittels Streben oder ähnlichen Stützvorrichtungen die potentiellen Lagerflächen zueinander gebracht werden. Dies würde eine Versperrung des Einlaufbereiches bedeuten und somit zu einer hydraulischen Beeinträchtigung führen.

Geeignete Möglichkeiten liefern Positionen, die entweder am Rotorende (A, F), innerhalb der Nabe ($B-D$) oder an den Schaufelenden (G, I) bzw. am Schaufel-Außenradius (H) liegen (beispielsweise der Schaufelkopf als Lagerfläche, siehe Abb. 5.14 auf Seite 65). Bei Position A, B und C ist auf die Lage der Magnetkupplung innerhalb der Rotornabe zu achten.

5.1.4 Anzahl der Lager

Bei Rotationskörper können die sechs Freiheitsgrade des kartesischen Systems auf vier im zylindrischen System reduziert werden. Es bleibt die Translation in axialer und radialer Richtung sowie Rotation um diese Achsen. Für einen Rotoren müssen die Lager eine rotatorische und zwei translatorische Bewegung verhindern und entsprechend die Kräfte tragen (siehe Kap. 4.2). Überlegungen aus der Mechanik zeigen, wie ein Axial-Radial-Lager ausreicht, um translatorische Kräfte aufzunehmen, jedoch ein weiteres Lager nötig wird, um auch Momente, also rotatorische Kräfte zu tragen. Abbildung 5.3 zeigt, dass das Moment im ersten Lager über eine radiale Linearkraft mit einem Hebelarm getragen werden kann. So ist der Lastfall M_l gleichbedeutend mit dem Lastfall $F_{r2} \cdot l$ bei entsprechenden Beträgen.

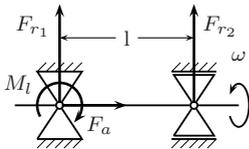


Abb. 5.3: Schematische Anordnung einer Komplettlagerung

In Anbetracht des Bauraums und der zu erwartenden Kräfte bietet sich auch die Möglichkeit, Momente mit einem einzigem Axial-Radial-Lager zu tragen, wenn dieses etwas länger ausgelegt wird. Hierbei müssen Vorkehrungen gegen eine Übermäßige Kantenbelastung getroffen werden. Ein längeres Lager stellt unter Umständen eine höhere Anforderungen an die Fertigungsgenauigkeit.

Es bietet sich eine Kombination aus den Positionen A, B oder F mit Positionen B, C oder D als Axial-Radial-Lager an. Für ein alleiniges Lager kämen die Platzierungen A, B, C und D in Frage. Für ein langes Radiallager würde sich Position H anbieten. Dazu wird näher in Kapitel 5.2.2 eingegangen.

Welche Position am geeignetsten erscheint kann abschließend erst nach der Konstruktion der einzelnen Komponenten festgestellt werden. Vor allem die Integration der Magnetkupplung und der Einfluss dieser auf das Lager ist von besonderer Bedeutung.

5.1.5 In Magnetkupplung integriertes Lager

Der schematische Aufbau einer magnetischen Stirndrehkupplung ist in Bild 5.4 zu sehen. Dabei hat sich in der hier vorliegenden Größenordnung gezeigt, dass sich die besten Ergebnisse bezüglich des übertragbaren Momentes bei einer Kupplung aus vier Magnetsegmenten mit rückwärtigem magnetischen Rückschluss erzielen lassen. Eine höhere Anzahl an Segmenten verbessert zwar das übertragbare Moment, allerdings wird die Fertigung kleinerer Segmente zunehmend schwieriger. Abbildung 5.5 auf der nächsten Seite zeigt das übertragbare Moment abhängig von der Kupplungskonfiguration über einen relativen Verdrehwinkel von $\varphi = 0^\circ$ bis 180° bei vergleichbarer Geometrie.

Der geringe Leistungsgewinn zwischen Magnetkupplungen mit Viertel- und Achtsegmenten jeweils ohne Rückschluss ist unter anderem auch durch Luft- bzw. Klebspalte zwischen den Segmenten zu erklären. Deren Anzahl verdoppelt sich bei den Achtsegmenten, wobei das magnetische Gesamtvolumen sinkt.

In den Abbildung 5.6 auf Seite 59 sind die Rückstellkräfte der Magnetkupplung aus Viertel mit Rückschluss in radialer (links) und axialer (rechts) Richtung zu sehen. Als Magnetmaterial wurden das Seltenerd Material *Vacodym 510 HR* der Firma VACUUMSCHMELZE GmbH & Co. KG, Deutschland, verwandt. Die Materialwerte sind in Tabelle 5.1 auf der nächsten Seite aufgeführt. Als Rückschlussmaterial wurde ferritischer Stahl (1.4112) verwandt.

Im betrachteten Bereich ist die axiale Anziehungskraft unabhängig von einer radialen Verschiebung, wechselt aber bei einer Rotation um die Drehachse das Vorzeichen. Bei einem Durchdrehen der Kupplung („Schlupf“) können sich die Kupplungshälften abstoßen. Dies kann beispielsweise bei starker Beschleunigung aufgrund von Trägheitskräften (pulsatiler Betrieb) vorkommen. Daher muss ein Lager oder eine Sicherung für diese Richtung vorgesehen werden. Eine radiale Verschiebung

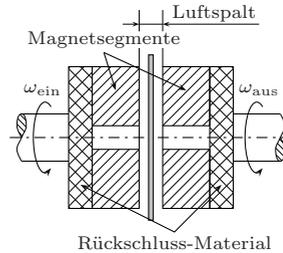


Abb. 5.4: Schema einer magnetischen Stirndrehkupplung

5 Qualitative Gestaltsynthese

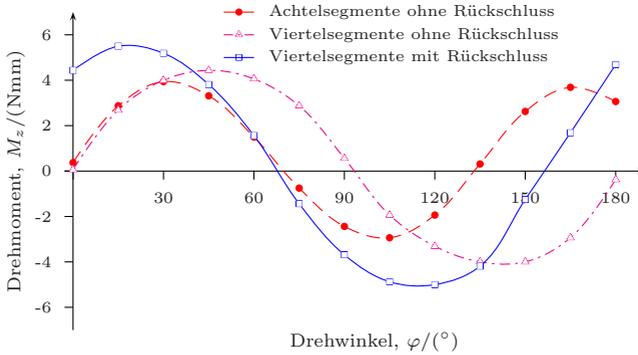


Abb. 5.5: Übertragbares Moment verschiedener Kupplungskonfigurationen in Abhängigkeit der relativen Verdrehung der Kupplungshälften (Magnetabstand $z = 0,85$ mm).

von mehr als 0,14mm wurde nicht weiter untersucht, weil sich der Rotor aufgrund des Spalts zwischen Schaufelkopf und Gehäuse nicht mehr als 0,1mm radial bewegen kann (bei zentrischer Ausgangslage).

Die radiale Rückstellkraft hingegen ist abhängig von der radialen Verschiebung. Unter einer gegebenen Radialkraft verschieben sich die Kupplungshälften soweit, bis sich die äußere mit der magnetischen Kraft ausgleicht. Diese Kräfte sind um ein vielfaches kleiner, als die axialen Rückstellkräfte.

Die attraktive, axiale Rückstellkraft stellt den Hauptanteil der Lagerlast, die das hydrodynamische Lager in axiale Richtung zu tragen haben wird. Aufgrund der Größen der magnetischen Radialkräfte reicht ein Magnetlager als alleiniges Radiallager unter Umständen nicht aus. Es kann aber ergänzend zu einem hydrodynamischen Lager stabilisierend wirken.

Tab. 5.1: Werkstoffdaten von Vacodym 510 HR

Remanenz B_r / (T)	Koerzitivfeldstärke		Energiedichte $(BH)_{\max}$ / (kJ/m ³)
	$B H_c$ / (kA/m)	$J H_c$ / (kA/m)	
1,41	980	1035	385

5.2 Gestaltvariationen der Lagerflächen

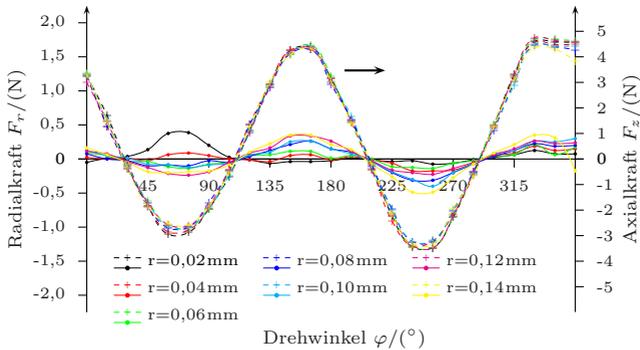


Abb. 5.6: Radiale und axiale Rückstellkräfte einer Magnetkupplung in Abhängigkeit des radialen Versatzes und der relativen Verdrehung der Kupplungshälften. Hier gilt: durchgezogene Linie – Radialkräfte, gestrichelte Linie – Axialkräfte; positive Werte attraktive, negative Werte repulsive Magnetkraft (Magnetabstand $z = 0,85$ mm).

5.2 Gestaltvariationen der Lagerflächen

In diesem Kapitel werden mögliche Formen der Lagerflächen untersucht. Zunächst sei darauf hingewiesen, dass bei einem reinem Axiallager die Wirkflächen generell senkrecht zur Rotationsachse stehen. Bei einem Radiallager dagegen stehen sie parallel zur Rotationsachse.

Lager, die poröse Buchsen als Reservoir für das Schmiermittel nutzen, werden hier nicht weiter betrachtet. Aufgrund der Biokompatibilität sind solche Lager für den Einsatz in Blutpumpen ungeeignet. Aus den gleichen Überlegungen werden auch sogenannten Schwimmbuchsenlager ausgeschlossen.

5.2.1 Gestaltvariation bei Axiallagern

Wie aus einschlägiger Fachliteratur bekannt, beruht das Prinzip bei hydrodynamischen Axiallagern auf die Querschnittsverengungen des Lager spalts durch die Geometrie. Der Druck im Spalt steigt an und ergibt so die Tragkraft des Lagers. Es sind verschiedene Arten bekannt, den Spalt zu verjüngen. Unterschiedliche Kriterien wie Drehrichtung oder Fertigung finden dabei Berücksichtigung. Darüber hinaus gibt es auch zahlreiche

5 Qualitative Gestaltsynthese

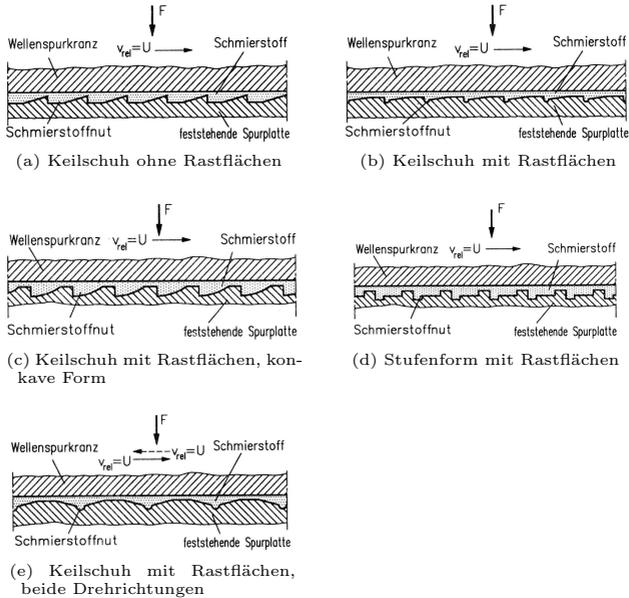


Abb. 5.7: Fest eingearbeitete Lagersegmente (aus Steinhilper u. Röper 1996)

Untersuchungen über die notwendige Anzahl einzelner Drucksegmente für eine optimale Tragkraft. (z.B. Lang u. Steinhilper 1978)

Abbildung 5.7 zeigt verschiedene Ausgestaltungen einer Axiallagerung in einer Schnittdarstellung in Umfangsrichtung. Nur symmetrische Formen sind für wechselnde Drehrichtungen geeignet. In der Darstellung 5.8 auf der nächsten Seite sind Axiallager gezeigt, in denen zusätzliche Bauteile zur Verjüngung des Spalts beitragen. In Abbildung 5.9 auf Seite 62 wiederum sind solche Prinzipien in einer Monobauweise integriert. Die Aufsicht einiger dieser Lager ist in Abbildung 5.10 auf Seite 62 zu sehen.

Den meisten Lagern ist der Druckanstieg in Umfangsrichtung gemein. Das Spirallagenlager (SRL) bildet hierbei eine Ausnahme (Abb. 5.11 auf Seite 63). Hier verläuft der Druckgradient in radialer Richtung. Die Druckerzeugung beruht auf eine aktive Pumpwirkung durch die Rillen. Dadurch wird passiv für eine Schmierung des Lagers gesorgt, solange

5.2 Gestaltvariationen der Lagerflächen

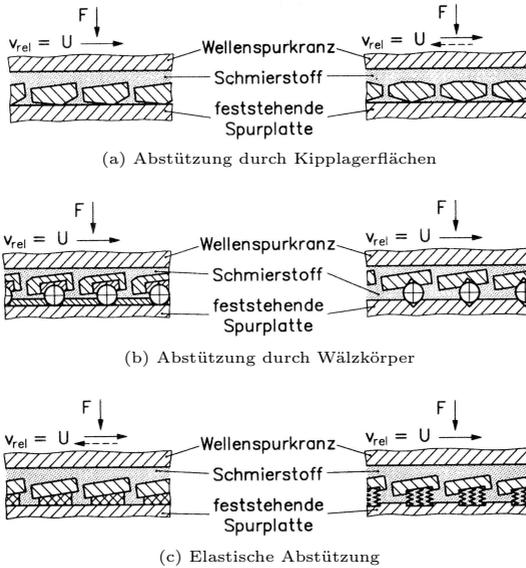


Abb. 5.8: Kippbewegliche Lagersegmente (aus Steinhilper u. Röper 1996)

am Lagerrand genügend Schmierflüssigkeit zur Verfügung steht. Es sind keine zusätzlichen Energiequellen nötig. (Muijderland 1964)

5.2.2 Gestaltvariation bei Radiallagern

Die Funktion der Gleitlager beruht darauf, dass sich die Welle exzentrisch in einer Buchse dreht. Dabei bildet sich in Abhängigkeit von der Radialkraft ein verjüngender Spalt, in dem der Tragdruck entsteht. Im Umkehrschluß bedeutet dies aber, dass auch eine Radialkraft zur Erzeugung des Spalts nötig ist (siehe Bild 3.2a auf Seite 29).

In Analogie zum Axiallager kann durch eine Variation der Anzahl der Teilflächen und/oder deren Form erreicht werden, dass die exzentrische Lage der Welle nicht mehr zwingend erforderlich ist. Es ergeben sich sogenannten Mehrflächengleitlager (MFG), wie sie in Abbildung 5.12 zu sehen sind. Das Zitronenlager (Abbildung 5.12a) ist aufgrund der zahlreichen Verwendung am weitesten verbreitet, aber auch die anderen Formen sind

5 Qualitative Gestaltsynthese

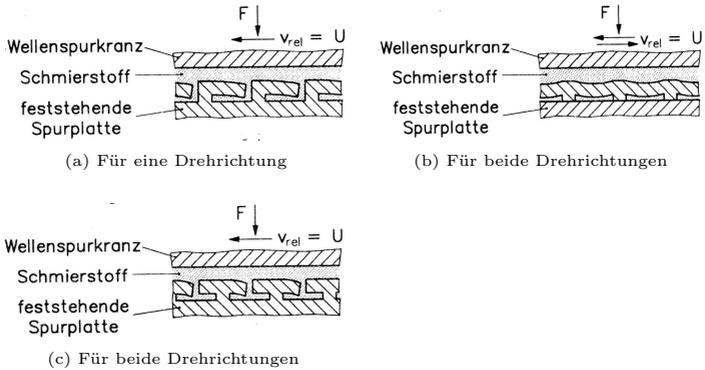


Abb. 5.9: Elastisch und plastisch verformbare Lagersegmente (aus Steinhilper u. Röper 1996)

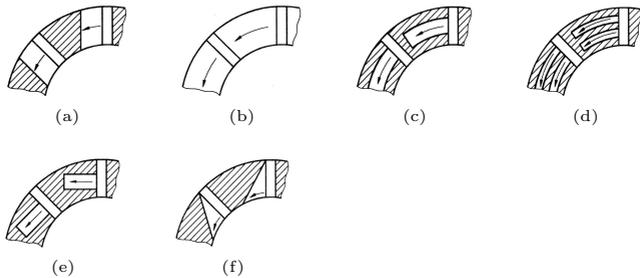


Abb. 5.10: Unterschiedliche Formen für Keilflächen (Aufsicht). Die Pfeile geben die Richtung des Druckanstiegs über den Keilflächen an. (aus Steinhilper u. Röper 1996)

vor allem in den Bereichen zu finden, wo hohe Führungsgenauigkeiten bei hoher Drehzahl gefordert sind (Lang u. Steinhilper 1978). Verschleißerscheinungen lassen sich durch Kippsegmente, wie sie in Bild 5.12b zu sehen sind, korrigieren, wenn diese radial zustellbar sind.

Im Vergleich zum regulären Radialgleitlager hat das MFG den Vorteil,

5.2 Gestaltvariationen der Lagerflächen

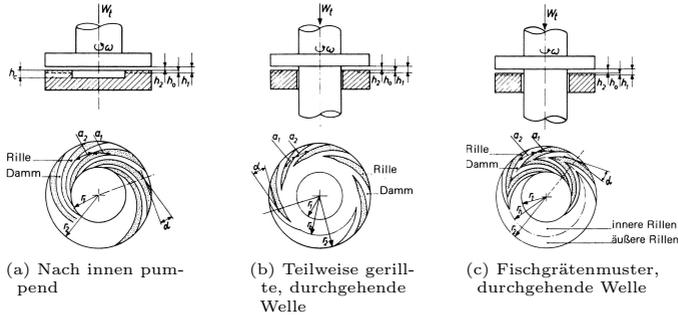


Abb. 5.11: Ausgestaltung verschiedener axialer SRL (aus Muijderman 1993)

keine oder nur eine äußerst geringe Radialkraft für einen stabilen Betrieb zu benötigen. Durch die Form entstehen mehrere enge Schmierpalte, in denen der Tragdruck erzeugt wird. Die weiteren Räume dazwischen bilden Reservoirs und lassen das Schmiermittel nachfließen, um einen hydrodynamischen Film zu gewährleisten. Es zeigt sich eine wesentlich günstigere Verhalten gegenüber dem $1/2\text{-}\omega$ -Wirbel. Dieser begrenzt oftmals die maximale Drehzahl in Gleitlagern. (Steinhilper u. Röper 1996)

Wie bei den Axiallagern gibt es hier ebenso die Variante der SRL, bei denen durch eine aktive Pumpwirkung der Spiralarillen der nötigen Tragdruck erzeugt wird. Es ist keine exzentrische Lage der Welle in der Buchse nötig und trotz fehlender Radialkraft und hohen Drehzahlen sind sie voll funktionstüchtig und stabil (Abbildung 5.13 auf der nächsten Seite). Die Drehung der Welle führt zu einer passiven Schmiermittelversorgung des Lagers ohne zusätzlichen Energiebedarf. Der Druckaufbau erfolgt hier achsparallel zur Welle. Bei den meisten anderen Radiallagern ändert sich der Druck in Umfangsrichtung. (Muijderman 1964)

Als weitere Varianten für die Gestaltung von Radiallagern seien hier abschließend noch Band-, Folien- und Federlager erwähnt. Ähnlich den Axiallagern aus Bild 5.9 auf der vorherigen Seite basiert deren Funktion auf elastischen und plastischen Elementen, die sich den Lagerverhältnissen anpassen und so Fertigungsungenauigkeiten ausgleichen können. Diese Gestaltvarianten erscheinen jedoch ungeeignet als Blutlager und werden deshalb nicht weiter berücksichtigt. Die Probleme liegen hier vor allem in der Blutverträglichkeit (komplexer Strömungsvorgänge wie Rezirkulation und Stagnation) und in der Fertigung bei kleinen Größen. Zum genauem

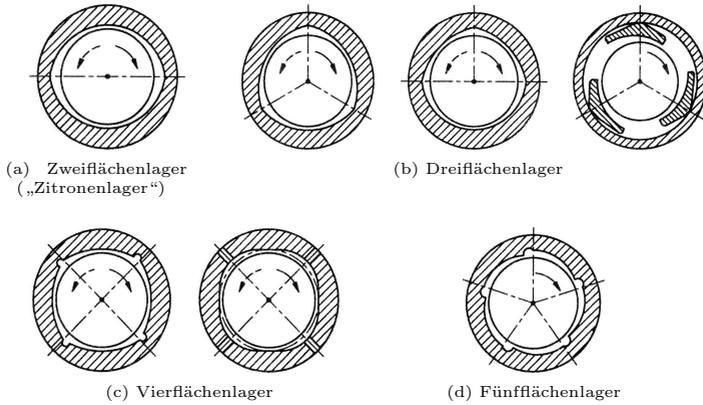


Abb. 5.12: Mehrflächengleitlager (aus Steinhilper u. Röper 1996)

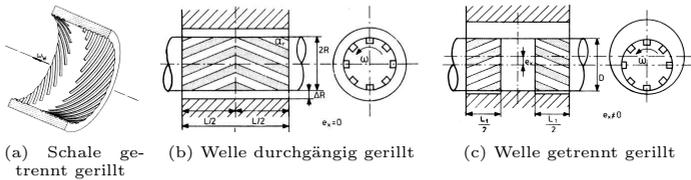


Abb. 5.13: Ausgestaltung verschiedener radialer Spirallagern (aus Steinhilper u. Röper 1996; Muijderman 1993)

Studium sei hier auf die Literatur verwiesen. (siehe Muijderman 1993; Lang u. Steinhilper 1978; Steinhilper u. Röper 1996)

Beschaufelung als hydrodynamisches Radiallager

Als Sonderform der in Kapitel 5.2.2 beschriebenen Gestaltvariationen ist es denkbar den Schaufelkopf, Position H , so zu gestalten, dass jede Schaufel mit dem Gehäuse einen verjüngenden Spalt erzeugt und so wie ein radiales MFG funktioniert (siehe Abb. 5.14).

Es sind allerdings viele oder sehr breite Schaufeln nötig, um ein tragfähiges Lager zu erhalten. Es ergeben sich vernachlässigbare Lagerkräfte,

wenn man die Tragkraft mit der Keilspalt-Theorie nach Steinhilper u. Röper (1996) abschätzt:

$$\frac{F}{B} = \frac{6\eta\omega RL^2}{h_0^2} \cdot K_F \quad (5.1)$$

Hierbei ist K_F der Trägheitsfaktor, der allein von der Spaltgeometrie abhängig ist. Dieser liegt typischerweise zwischen 0,024–0,027. Limitierend für die Tragfähigkeit ist vor allem die Lagerlänge L , die angenähert der Schaufelbreite entspricht. Einsetzen der Größen führt zu einer radialen Tragkraft pro Schaufel von ca. 0,1N für einen typischen mikroaxial Rotor. Breitere Schaufeln bei gleichem Durchmesser sind nicht möglich, da sich sonst der freie Querschnitt und somit die hydraulische Leistung verringern würde. Eine Verlängerung der Schaufeln würde die Gesamtlänge der Pumpe vergrößern.

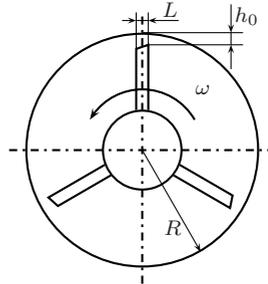


Abb. 5.14: Beschaukelung als Mehrflächengleitlager ausgebildet

Aus den gleichen Überlegungen schließen sich auch die Positionen G und I aus, bei denen analog statt des Schaufelkopfes die Einlass- bzw. Auslasskante der Schaufeln als Lager herangezogen werden könnten.

Alternativ ließe sich eine Deckscheibe auf der Beschaukelung aufbringen. Diese könnte wie bei einem herkömmlichen Gleitlager im Spalt zum Gehäuse den nötigen Tragdruck erzeugen. Allerdings gibt es im Gesamtsystem keine klar definierten Radialkräfte, wodurch Instabilitäten zu erwarten sind ($1/2\text{-}\omega$ -Wirbel). Darüber hinaus führt diese Deckscheibe zu einer zusätzlichen Versperrung des Strömungsquerschnittes.

Es bleibt für die Position des Lagers die Rotorrückseite sowie das Nabeninnere (Positionen A , B , C , D und F). Dort muss auch genügend Platz für die magnetische Stirndrehkupplung zur Verfügung stehen.

5.2.3 Gestaltvariationen kombiniert

Eine Verbindung der eben dargestellten Lagermöglichkeiten erlaubt auch kombinierte Axial-Radial-Lager. So sind beispielsweise kegelige oder sphärische Ausführungen denkbar. Derartige Lager können sowohl axiale, als auch radiale Kräfte aufnehmen. Dies erlaubt eine kompakte Bauweise und erweitert somit die Möglichkeit von Miniaturlager (Abb. 5.15).

5 Qualitative Gestaltsynthese

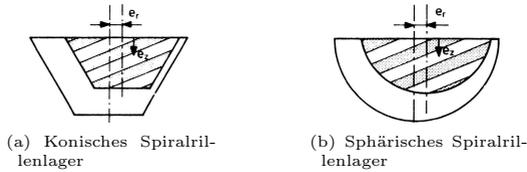


Abb. 5.15: Spirallinienlager als kombinierte Axial-Radial-Lager (aus Muijderman 1993)

Sphärische Lager haben den Vorteil, ein Winkelversatz beider Lagerseiten in verhältnismäßig großen Bereichen problemlos auszugleichen. Sie können jedoch keine Momente um den Mittelpunkt der Lagerkugel aufnehmen, sondern nur rein translatorische Kräfte. Konische Lager hingegen sind in der Lage, solche Momente zu tragen. Sie eröffnen die Möglichkeit, alle Lagerkräfte in einem einzigen Lager zu tragen wie bereits in Kapitel 5.1.4 angedacht wurde.

5.3 Bewertung der Qualitativen Gestaltsynthese

In diesem Kapitel werden nun vorangegangene Gestaltvariationen diskutiert und bewertet.

Am Rotor sind zunächst nur axiale Kräfte zu erwarten, die aufgrund der Magnetkupplung und des Druckaufbaus entstehen. Wie aus den Graphen von Abbildung 5.6 auf Seite 59 zu erkennen, sind axiale Magnetkräfte < 10 N. Die Strömungskräfte lassen sich überschlägig aus Druckaufbau und senkrecht zur Rotationsachse projizierten Rotorfläche abschätzen. Mit $\Delta p = 100$ mmHg und einem maximalen Rotordurchmesser von $d = 7$ mm ergibt sich die Strömungskraft $F_{\Delta p}$ zu:

$$F_{\Delta p} = \Delta p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 0,513 \text{ N} \quad (5.2)$$

Die Strömungskraft ist der Magnetkraft entgegengerichtet, kann aber vernachlässigt werden, da sie rund eine Größenordnung kleiner ist.

Radialkräfte können nur aufgrund von Unwuchten (magnetisch oder mechanisch) und Strömungsunregelmässigkeiten¹ entstehen. Ein Rotor mit Magnetkupplung wiegt etwa 0,5g. Schätzt man eine Unwucht u aufgrund von Fertigungstoleranzen und Materialinhomogenitäten auf 1%

¹ Beispielsweise asymmetrische Strömungsablösung am Schaufelende.

5.3 Bewertung der Qualitativen Gestaltsynthese

des Rotorgewichts ab, also $u \approx 5 \cdot 10^{-3} \text{ g}$, so ergibt sich bei einer maximalen Betriebsdrehzahl von $n = 55\,000 \text{ min}^{-1}$ eine radiale Unwuchtkraft von:

$$F_u = u \cdot \frac{d}{2} \cdot (2\pi n)^2 = 0,58 \text{ N} \quad (5.3)$$

Zu allen Kräften kommt je nach Lage im Raum noch die Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ hinzu, was bei obigem Gewicht einer Kraft von $F_g = 4,91 \cdot 10^{-3} \text{ N}$ entspricht. Selbst bei 8-facher Sicherheit² ist diese Kraft um eine Größenordnung kleiner als die Axialkraft und kann ebenfalls vernachlässigt werden. Selbst im ungünstigsten Fall kann mit einer Radialkraft von $F_r < 0,6 \text{ N}$ gerechnet werden. Bei einem Kraftangriffspunkt an der Rotorspitze und dem Drehpunkt am Rotorende bei $l = 9 \text{ mm}$ wird das zu erwartende Drehmoment $M_r = 5,3 \text{ mN} \cdot \text{m}$ nicht überschreiten.

Es ist eine große radiale Verschiebung des Rotors nötig ($>0,1 \text{ mm}$), bevor die Rückstellkraft der Magnetkupplung diese Radialkraft ausgleichen kann (siehe Abb. 5.6 auf Seite 59). Dies ist allerdings im Betrieb nicht zulässig, da der Spalt zwischen Schaufelkopf und Gehäuse im Falle der Miniatur-Axialpumpe $0,1 \text{ mm}$ beträgt (Abb. 3.3 auf Seite 34). Ein größerer Spalt würde zu übermäßigen hydraulischen Verlusten führen. Zusätzlich würde ein exzentrisch liegender Rotor aufgrund asymmetrischer Strömung weitere Radialkräfte hervorrufen und die Anforderungen an das Lager steigern. Wie in Kapitel 5.1.2 beschrieben, ist der zur Verfügung stehende Bauraum sehr beschränkt, um ein zusätzliches magnetisches Radiallager aufzunehmen. Mit einem hoch-integriertem hydrodynamischen Axial-Radial-Lager kann diese Aufgabe mit minimalem zusätzlichem Raumbedarf gelöst werden.

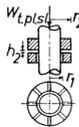
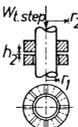
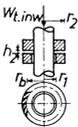
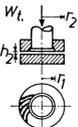
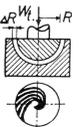
Abhängig vom Betriebszustand und der Gewichtsverteilungen können im Gesamtsystem Resonanzen entstehen. Diese führen zu Kräften, die die aufgezählten bei weitem übertreffen. Bei der weiteren Auslegung der Lager und Pumpe müssen diese Resonanzfrequenzen berücksichtigt und untersucht werden, um so gegebenenfalls Gegenmaßnahmen ergreifen zu können.

Lager, in denen zusätzliche Bauteile wie Keilschuhe zum Einsatz kommen, sind aufgrund der Forderung nach Blutverträglichkeit ungeeignet (siehe auch Tab. 3.2 auf Seite 36). In diesem Bereich ist mit komplexen Strömungszuständen inklusive Rezirkulation und Stagnation zu rechnen.

² Diese Sicherheit wird z.B. in Lews u. Wiebusch (2003) angegeben

5 Qualitative Gestaltsynthese

Tab. 5.2: Vergleich verschiedener Axiallager

Lagertyp	ebenes Axiallager	Stufenlager	SRL	SRL - Endlager	sphärisches SRL
					
Tragkraft	0,0422	0,047	0,1245	0,3661	1,1063
Reibkoeffizient	22,0	25	8,11	3,0	2,83

Man muss davon ausgehen, dass sich Proteine rückseitig an den Keilschuh anlagern und dort Thrombenwachstum fördern. Die Beweglichkeit dieser Schuhe wird dadurch beeinträchtigt und somit die Lagerfunktion behindert. Darüber hinaus ist die Fertigung – vor allem in der Produktion – bei dieser Größenordnung nicht mehr trivial. Aus dem gleichen Grund sind auch die Variationen aus Abbildung 5.9 auf Seite 62 für hydrodynamische Blutlager ungeeignet.

Muijderman (1964) hat verschiedene Axiallager untersucht und dabei die dimensionslose Tragkraft und Reibungskoeffizienten für vergleichbare Typen abgeschätzt (Tab. 5.2).

Die Definitionen der dimensionslosen Tragkraft W_t lautet:

$$\frac{W_t \cdot h_2^2}{\eta \omega r_2^4} \quad (5.4)$$

und analog dazu der reduzierte Reibungskoeffizient f :

$$f \cdot \frac{r_2}{h_2} \quad (5.5)$$

Wie zu erwarten ist die Tragkraft der Endlager (ohne durchgehende Welle) höher, wobei die SRL generell am Besten abschneiden. (Tragkraft und Reibkoeffizient). Muijderman (1964) und Breuer (2002) zeigen, dass die Tragkraft dieser Lager vor allem bei kleinen Abmaßen sehr groß wird.

Im weiterem wird die qualitative Gestalt des SRL im Detail erläutert.

6 Das Spiralrillenlager

In der Literatur ist vergleichsweise wenig über die Berechnung von Spiralrillenlager (SRL) zu finden. Obwohl schon Gümbel u. Everling (1925) auf deren Existenz verwiesen haben, wurden erst Ende der vierziger, vermehrt in den sechziger und siebziger Jahren diese Lager untersucht. Hierbei wurde der Vorzug dieser hydraulischen Lagerung, insbesondere für die Miniaturisierung, erkannt (Muijderman 1964; Breuer 2002).

Die Selbst-Schmierung ist bei den SRL einer der wichtigsten Vorteile. Durch eine geeignete Wahl der Geometrie erzeugen die Rillen eine Pumpwirkung ins Innere des Lagers und bauen so den nötigen Druck auf.

Im folgenden sollen nun die mathematischen Grundlagen und deren physikalischen Bedeutungen detaillierter dargestellt werden.

6.1 Grundlagen zur Lagerauslegung

Zunächst sei das Wirkprinzip an einem einfachen geometrischen Modell hergeleitet. Hierzu werden zwei gegenüberliegende, ebene Platten betrachtet, von denen eine regelmäßig gerillt ist (Abb. 6.1).

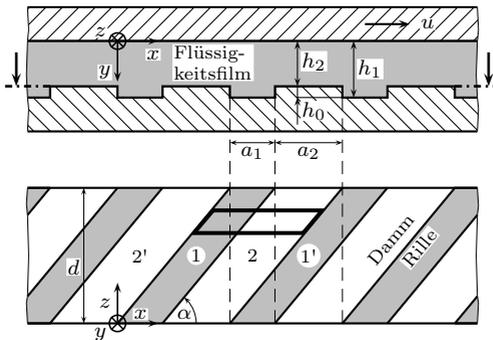


Abb. 6.1: Paralleles, sich wiederholendes Rillennmuster

6 Das Spiralrillenlager

Die ebene Platte bewegt sich über die Rillen nach rechts hinweg, wobei es generell unerheblich ist, welcher Teil sich bewegt. Durch die Flüssigkeitsreibung des viskosen Schmierfilms wird bei der Bewegung die Flüssigkeit nach $z = d$ gezwungen¹. Ist diese Seite nun geschlossen oder wird mittels eines Drosselspalts und ähnlichem der Leakagefluss reduziert, so entsteht ein Druckgradient in z -Richtung.

Der Druckaufbau über den Rillen (1) und Dämmen (2) ergibt sich zu:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\varrho \frac{\partial p_{1,2}}{\partial x_{1,2}} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\varrho \frac{\partial p_{1,2}}{\partial z_{1,2}} \right) = 0, \quad (6.1)$$

wenn gilt (Muijderman 1964):

- Schmierfilm aus NEWTON'scher Flüssigkeit
- Laminare Strömung
- Dichte und dynamische Viskosität nur von Temperatur und Druck abhängig (insbesondere zeitlich konstant)
- Keine Wärmeabgabe durch Strahlung
- Bewegung nur in x -Richtung

Der Gleichung liegen die allgemeinen Feldgleichungen für Strömung NEWTON'scher Fluide zugrunde. Im Wesentlichen sind das die NAVIER-STOKES-Gleichung, die Kontinuitätsgleichung und die Energiegleichung (siehe Kap. 4.3). Die genaue Herleitung kann der Fachliteratur entnommen werden (Lang u. Steinhilper 1978; Schlichting u.a. 1997).

Der Massenstrom ergibt sich in x - und z -Richtung zu

$$\dot{q}_x = -\frac{\varrho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\varrho h}{2} U_1 \quad (6.2)$$

$$\dot{q}_z = -\frac{\varrho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (6.3)$$

Bei einem inkompressiblen, viskosen Fluid² kann eine lineare Druckverteilung angenommen werden, womit sich aus obigen Gleichungen ein qualitativer Druckverlauf ergibt, wie er in Abbildung 6.2 dargestellt ist.

Der Druck über der Rille steigt sowohl in x - als auch in z -Richtung an, über dem Damm fällt der Druck in x -Richtung wieder ab. Aufgrund des Sogs vor der Stelle (1), $z \leq 0$, fällt dort der Druck sogar unterhalb des Umgebungsdrucks ab, der als Basisdruck gelten soll.

¹ Im Falle einer nicht-viskosen Flüssigkeit findet keine Reibung und damit auch kein Transport statt.

² Diese Annahme ist für Vollblut und Blutplasma zulässig.

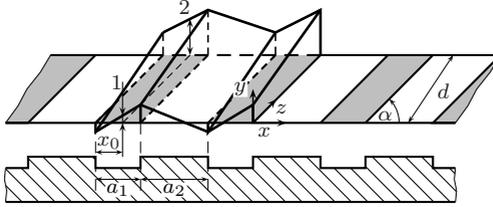


Abb. 6.2: Angenäherter Druckverlauf in einem Spalt zwischen einer gerillten und einer ebenen Oberfläche

Unter Berücksichtigung obiger Gleichungen mit den von Muijderman (1964) zitierten Randbedingungen, ergibt sich für den Druckaufbau von der Stelle (1) bis (2), also $0 \leq z \leq d$ (siehe Abb. 6.2):

$$\Delta \bar{p} = \bar{p}_1 \left(\bar{x}_0 + \frac{1}{\tan \alpha}, 1 \right) - \bar{p}_1 (\bar{x}_0, 0) \quad (6.4)$$

$$\text{mit } \Delta \bar{p} = \frac{\Delta p}{p_0} \text{ und } \bar{x}_i = \frac{x_i}{d} .$$

Durch Einsetzen und Umformen erhält man

$$\Delta \bar{p} = A_1 (\cot \alpha) + B_1 , \quad (6.5)$$

wobei gilt:

$$A_1 = -\frac{6\eta U_1 d}{h_1^2 p_0} \left(\frac{-\gamma (1-H) (1+\gamma H^3) + S\gamma (\cot \alpha) (1-H^3)}{(1+\gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot \alpha)^2 (1+\gamma)^2} \right) \quad (6.6)$$

und

$$B_1 = -\frac{6\eta U_1 d}{h_1^2 p_0} \cdot \left(\frac{\gamma H^3 (\cot \alpha) (1+\gamma) (1-H) + S (\gamma + H^3 + H^3 (\cot \alpha)^2 (1+\gamma))}{(1+\gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot \alpha)^2 (1+\gamma)^2} \right) . \quad (6.7)$$

Die gültigen Beziehungen und Zusammenhänge sind in Tabelle 6.1 auf der nächsten Seite aufgelistet.

6 Das Spiralrillennlager

Tab. 6.1: SRL-Kennzahlen und Geometrische Beziehungen

Δp = Druckaufbau, $p_2 - p_1$ (Pa)	α = Rillenwinkel ($^\circ$)
h_2 = Spalt (m)	$\gamma = a_2/a_1$
η = Viskosität (Pa · s)	$H = h_2/h_1$
U_1 = Drehgeschwindigkeit (m/s)	S = dimensionslose Leckage
d = Breite (auch: $r_2 - r_1$) (m)	

6.2 Das ebene Spiralrillennlager

Wird die Grundgeometrie auf ein ebenes, rotationssymmetrisches Lager übertragen, ergeben sich Varianten, wie sie im Bild 5.11 auf Seite 63 gezeigt werden. Hierbei verformt sich das fett umrandete Basiselement aus Abbildung 6.1 in das von Abbildung 6.3. Die Spurscheibe bleibt ungerillt.

Der Druck baut sich bei angezeigter Drehrichtung des gerillten Elements (im Uhrzeigersinn) von außen, $r = r_2$, nach innen, $r = r_1$, auf. Für $r \leq r_1$ findet keine weitere Druckänderung statt, falls der Durchfluss $S = 0$. Befindet sich im Zentrum des Lagers eine Öffnung (beispielsweise für eine durchgehende Welle), $S \neq 0$, so findet ein Stofftransport durch das Lager statt. Der Druck fällt in der Lagermitte wieder auf Umgebungsdruck ab (Abb. 6.4 auf der nächsten Seite).

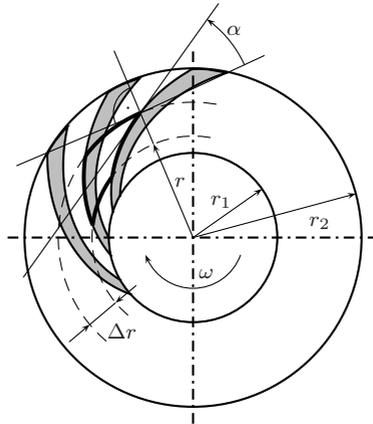


Abb. 6.3: Ebenes Spiralrillennmuster

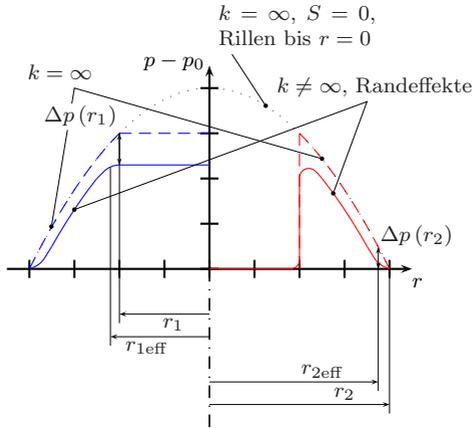


Abb. 6.4: Druckverlauf im ebenen Spiralrillenlager: blau für $S = 0$, rot für $S \neq 0$ (gestrichelte Linie – theoretische Verlauf, durchgezogene Linie – realer Verlauf)

Es sei darauf hingewiesen, dass der reale Druckverlauf von Endeffekten an den Rändern und der Anzahl der Rillen abhängt, wie es in Abbildung 6.4 gezeigt ist. Dort sind die Druckunterschiede qualitativ eingezeichnet, wie sie an den Rändern der Rillen zwischen den theoretischen und realen Verläufen zu erwarten sind. Die Auswirkungen auf die Tragkraft der Lager basiert sowohl auf dem geringeren Druckaufbau $\Delta p(r_1)$, als auch auf der kleineren Wirkfläche ($r_{1\text{eff}}$ und $r_{2\text{eff}}$).

Für den optimalen Wert des Winkels α_{max} zwischen dem lokalem Geschwindigkeitsvektor und der Tangente an einer Rille ergibt sich diese in Form einer logarithmischen Spirale:

$$r = r_1 e^{\vartheta \tan \alpha} \quad (\text{in Polarkoordinaten}). \quad (6.8)$$

In dem in Abbildung 6.3 dargestellte ebene SRL lässt sich der Zusammenhang zwischen Druck und Geometrie wie folgt berechnen, wobei die Geschwindigkeit u und die Breite d durch die Rotationsgeschwindigkeit

6 Das Spiralrillenlager

ωr und Δr ersetzt wird:

$$\frac{\Delta p h_2^2}{6\eta \omega r \Delta r} = g_1(\alpha, H, \gamma) - S \frac{H^2 (1 + \cot^2 \alpha) (\gamma + H^3)}{(1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2} \quad (6.9)$$

mit

$$g_1(\alpha, H, \gamma) = \frac{\gamma H^2 (\cot \alpha) (1 - H) (1 - H^3)}{(1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2} \quad (6.10)$$

Analog lässt sich auch die Gleichung für die Reibung zwischen der Lagerpaarung bestimmen. Diese ergibt sich zu:

$$\frac{|F_R| h_2}{\eta \omega r \Delta r a_1} = g_2^*(\alpha, H, \gamma) - S \frac{3\gamma H (\cot \alpha) (1 - H) (1 - H^3)}{(1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2} \quad (6.11)$$

mit

$$g_2^*(\alpha, H, \gamma) = (\gamma + H) + \frac{3\gamma H (1 - H)^2 (1 + \gamma H^3)}{(1 + \gamma H^3) (\gamma + H^3) + H^3 (\cot^2 \alpha) (1 + \gamma)^2} \cdot \quad (6.12)$$

Für ein SRL ohne Durchfluss ($S = 0$) kann nun unter Berücksichtigung etwaiger Endeffekte und mit obigen Annahmen und den Gleichungen (6.9) und (6.11) der maximale Druck am Innenradius r_1 , die Tragkraft W_t , das Reibmoment M_t , der Reibungskoeffizient f und die Reibleistung P_R bestimmt werden:

$$p_{r_1} = \frac{3\eta \omega r_2^2}{h_2^2} (1 - \lambda^2) g_1(\alpha, H, \gamma) C_1(\alpha, H, \gamma, \lambda, k) \quad (6.13)$$

$$W_t = \frac{3\pi \eta \omega r_2^4}{2 h_2^2} (1 - \lambda^4) g_1(\alpha, H, \gamma) C_1(\alpha, H, \gamma, \lambda, k) \quad (6.14)$$

$$M_t = \frac{\pi \eta \omega r_2^4}{2 h_2} (1 - \lambda^4) g_2(\alpha, H, \gamma) \quad (6.15)$$

$$f = \frac{h_2}{3r_2} \frac{g_2(\alpha, H, \gamma)}{g_1(\alpha, H, \gamma) C_2(\alpha, H, \gamma, \lambda, k)} \quad (6.16)$$

und

$$P_R = M_t \cdot \omega. \quad (6.17)$$

Dabei gilt $g_1(\alpha, H, \gamma)$ aus Gl. (6.10) sowie:

$$g_2(\alpha, H, \gamma) = \frac{g_2^*(\alpha, H, \gamma)}{1 + \gamma} \text{ mit } g_2^*(\alpha, H, \gamma) \text{ aus Gl. (6.12)} \quad (6.18)$$

$$C_1(\alpha, H, \gamma, \lambda, k) = \frac{e^{-\frac{\pi}{k} \left(1 - \frac{\alpha}{90^\circ}\right) (\tan \alpha) \frac{2}{1+\gamma} \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3}} - \lambda^2 e^{+\frac{\pi}{k} \left(1 - \frac{\alpha}{90^\circ}\right) (\tan \alpha) \frac{2}{1+\gamma} \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3}}}{1 - \lambda^4} \quad (6.19)$$

$$C_2(\alpha, H, \gamma, \lambda, k) = \frac{e^{-\frac{2\pi}{k} \left(1 - \frac{\alpha}{90^\circ}\right) (\tan \alpha) \frac{2}{1+\gamma} \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3}} - \lambda^4 e^{+\frac{2\pi}{k} \left(1 - \frac{\alpha}{90^\circ}\right) (\tan \alpha) \frac{2}{1+\gamma} \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3}}}{1 - \lambda^4}. \quad (6.20)$$

Diese Gleichungen gelten für das ebene SRL in paralleler Lage. Bei Schrägstellung der Lagerflächen reduziert sich die Tragkraft rapide. Mit einer Abweichung von der parallelen Lage in der Größenordnung der Spalthöhe ist nur noch mit einer Tragkraft von 30% zu rechnen. (Mujderman 1993)

In Abbildung 5.11 auf Seite 63 sind bereits verschiedene Möglichkeiten angedeutet, ebenen SRL auszugestalten. Zunächst ist zu bestimmen, ob ein Durchfluss durch das Lager zulässig ist. Der gerillte Anteil am Lager kann variiert werden. Zuletzt gilt es zu bestimmen, ob die Rillen nach innen oder nach außen pumpen. Durch eine Kombination dieser Gestaltvariationen lassen sich eine Vielzahl verschiedener SRL auslegen und an gegebene Anforderungen anpassen. Es gilt aber zu beachten, dass im Vergleich zu einem ebenen SRL ohne Durchfluss alle Variationen eine Verminderung der Tragfähigkeit aufweisen.

6.3 Das sphärische Spiralrillenlager

Beim sphärischen SRL werden die Rillen auf eine Kugeloberfläche aufgebracht (auf der konkaven oder konvexen Seite). Die logarithmischen Spiralen verformen sich zu Loxodromen, das heißt, die Rillen bilden einen konstanten Winkel mit den Meridianen. Neben den Axialkräften nimmt

6 Das Spiralrillenlager

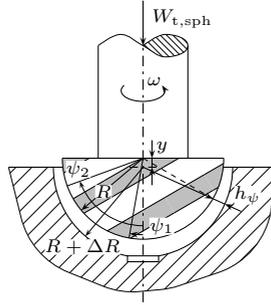


Abb. 6.5: Sphärisches Spiralrillenlager ohne Durchfluss

dieses Lager auch in geringeren Maßen Radialkräfte auf. Vor allem bei sehr hohen Drehzahlen ($> 60\,000 \text{ min}^{-1}$) ermöglichen diese SRL eine hohe Tragkraft bei hervorragender Stabilität. (Hüber u. Hällstedt 1972; Kalkowski u.a. 2001)

Aus Gleichung (6.9) ergibt sich der Lagerdruck in Abhängigkeit vom Sphärenwinkel ψ für eine Rillenzahl von $k = \infty$ zu

$$\frac{\Delta p \Delta R^2}{6\eta \omega R^2} = g_1(\alpha, H, \gamma) \int_{\psi_1}^{\psi_2} \sin\psi \, d\psi. \quad (6.21)$$

In dieser Formel gilt $H = \delta/1+\delta$ mit $\delta = \Delta R/h_0$ und die weiteren Bezeichnungen aus Abbildung 6.5.

Ein weiterer Vorteil dieser Lagerung ist die Unempfindlichkeit gegenüber eines Winkelversatzes der zwei Lagerhälften. Aus dem gleichem Grund aber ist dieses Lager nicht in der Lage, Drehmomente um den Kalottenmittelpunkt aufzunehmen. Es kann den Rotor nicht im Sinne eines langen Lagers tragen (vgl. Kap. 5.1.3 und 5.1.4).

Die weiteren Lagereigenschaften für das sphärische SRL berechnen sich mit obigen Bezeichnungen (Abb. 6.5) zu: (Muijderman 1964)

$$W_{t,\text{sph}} = \frac{4\pi \eta \omega R^4}{\Delta R^2} g_1(\alpha, H, \gamma) C_{\text{sph}} \quad (6.22)$$

$$M_{t,\text{sph}} = \frac{4\pi \eta \omega R^4}{3\Delta R} g_2(\alpha, H, \gamma) \quad (6.23)$$

$$f = \frac{\Delta R}{3R} \frac{g_2(\alpha, H, \gamma)}{g_1(\alpha, H, \gamma) C_{\text{sph}}} \quad (6.24)$$

wobei gilt

$$C_{\text{sph}} = 1 - \frac{3}{2} \sin\left(\varepsilon_{s2} \frac{\pi}{2}\right) + \frac{1}{2} \left(\sin\left(\varepsilon_{s2} \frac{\pi}{2}\right) \right)^3 \quad (6.25)$$

$$\varepsilon_{s2} \approx \frac{2}{k(1+\gamma)} \left(1 - \frac{\alpha}{90^\circ}\right) \frac{1+\gamma H^3}{1+H^3} \tan \alpha \quad (6.26)$$

Dabei wird eine äquidistante Schmierfilmdicke $h_2 = \Delta R$ ($e_z = 0$) vorausgesetzt. Der Mittelpunkt des Lagers und der Schale liegen aufeinander. Die Rillen starten bei $\psi_1 = 0$ und gehen bis $\psi_2 = \pi/2$. Eine endliche Rillenzahl und Endeffekte finden hier Berücksichtigung.

Die radiale Tragkraft lässt sich nicht mehr einfach berechnen. Hier müssen die zwei Exzentrizitäten e_z und e_x entsprechend der Belastungsrichtung und -größe berücksichtigt werden. Die radiale Lastkennzahl kann nur noch numerisch bestimmt werden.

Typischerweise stehen axiale zur radialen Tragkraft in einem Verhältnis von $W_{t,\text{sph},r}/W_{t,\text{sph},a} \approx 0,1$, wenn eine relative Exzentrizität von $\varepsilon = 0,5$ zugrunde liegt. Aus Sicherheitsgründen sollte diese Exzentrizität in der Praxis nicht überschritten werden. (Hüber u. Hällstedt 1972)

6.4 Das konische Spiralrillennlager

Ein konisches SRL vereinigt die Vorteile sowohl der axialen, als auch der radialen SRL. Wie in Abbildung 6.6 zu sehen ist, ist es in der Lage, neben axialen und radialen Kräften auch Drehmomente aufzunehmen. (Muijderland 1964)

Wichtige Größen für das konische SRL sind der Kegelhalbwinkel t und die axiale Länge l der gerillten Mantelfläche. Die Rillen weisen einen konstanten Winkel α zum Geschwindigkeitsvektor auf. Der restliche Kegel der Länge l_{pl} bleibt glatt. Nach Gleichung (6.9) bildet sich ein Druck entlang der Variable x für eine zentrische Lage in der Buchse ohne Durchfluss mit einer Rillenzahl $k = \infty$ von:

$$p(x) = \frac{6 \eta \omega}{h_t^2 (\sin t)^2 \cos t} g_1(\alpha, H, \gamma) \left(R x - \frac{1}{2} x^2 \tan t \right) \quad x \leq l. \quad (6.27)$$

Daraus ergibt sich eine axiale Tragkraft $W_{t,\text{kon}}$ zu

$$W_{t,\text{kon}} = p(l) \pi (R - l \tan t)^2 + \int_0^l p(x) 2\pi (\tan t) (R - x \tan t) dx.$$

6 Das Spirallinienlager

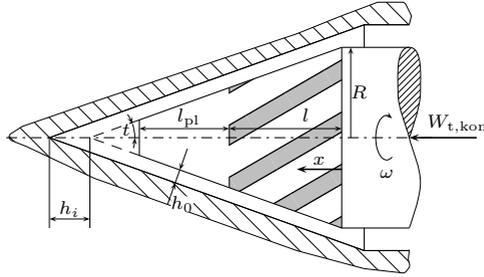


Abb. 6.6: Konisches Spirallinienlager ohne Durchfluss

Unter Substitution von $l^* = (l \tan t)/R$ lässt sich dies mit Gleichung (6.10) zu

$$\frac{W_{t,\text{kon}} h_i^2 (\sin t)^2}{\eta \omega R^4} = \frac{6\pi g_1(\alpha, H, \gamma)}{\sin t} \left(l^* - \frac{3}{2} l^{*2} + l^{*3} - \frac{1}{4} l^{*4} \right) \quad (6.28)$$

umformen.

Ähnlich lässt sich die Reibung des gerillten Teils ermitteln (Gl. (6.12)):

$$M_{t,\text{kon}} = k \frac{\eta \omega g_2^*(\alpha, H, \gamma)}{h_i \sin t} \int_0^l r a_1(r) r \frac{dx}{\cos t}$$

Die Gleichung vereinfacht sich mit der Substitution $r = (R - x \tan t)$ und Gleichung (6.18) zu

$$\frac{M_{t,\text{kon}} h_i \sin t}{\eta \omega R^4} = \frac{2\pi g_2(\alpha, H, \gamma)}{\sin t} \left(l^* - \frac{3}{2} l^{*2} + l^{*3} - \frac{1}{4} l^{*4} \right). \quad (6.29)$$

Der Reibungskoeffizient ergibt sich aus

$$f_{\text{kon}} \frac{R}{h_i \sin t} = \frac{1}{3} \frac{g_2(\alpha, H, \gamma)}{g_1(\alpha, H, \gamma)}. \quad (6.30)$$

In den Gleichungen 6.27 bis 6.30 wird die minimale Schmierfilmhöhe h_{min} durch $h_i \sin t$ dargestellt. Daraus ergibt sich für die Variable H in den diversen g -Funktionen:

$$H = \frac{h_i \sin t}{h_0 + h_i \sin t}. \quad (6.31)$$

Zur Berechnung der radialen Tragfähigkeit wird nur der glatte Teil des Kegels berücksichtigt (obwohl auch der gerillte Teil zur radialen Tragkraft beiträgt). Es wird angenommen, dass die Tragkraft des Kegels in etwa der eines Zylinders entspricht, dem der mittlere Durchmesser des Kegels zugrunde liegt, $\bar{D} = (r(x=l) + r(x=l+l_{pl}))$. Mit DIN 31652 T1 (1983) erhält man für die radiale Tragkraft

$$W_R = S_o \frac{l_{pl} \bar{D} (\bar{D}/2)^2 \eta \omega}{h_{min}^2} . \quad (6.32)$$

Aus der relativen Exzentrizität ε und dem Lagerspiel $s = D - d$ ergibt sich h_{min} , die SOMMERFELD-Zahl S_o errechnet sich anhand der Norm.

Es ist zu beachten, dass unter der Annahme einer radialen Verlagerung die Gleichungen 6.27 bis 6.30 nicht mehr gültig sind, da dort eine zentrische Lage des Kegels vorausgesetzt wurde. Dennoch liefern diese Gleichungen eine gute Abschätzung der zu erwartenden Tragkraft und können daher weiterhin verwandt werden. (Muijderman 1964)

Mit der Annahme, dass die Reibung beider Kegelteile (gerillt und glatt), etwa gleich ist, lässt sich die Reibleistung abschätzen:

$$P_f = 2 \cdot W_{t,kon} f_{kon} R \cdot \omega . \quad (6.33)$$

6.5 Das radiale Spiralrillenlager

Zuletzt sei ergänzend das radiale SRL erläutert. Hier verlaufen die Rillen schraubenförmig um die Welle oder in der Schale. Dabei gibt es Variationen, bei denen die gesamte Lagerfläche gerillt ist, oder ein Teil dazwischen freigelassen wird. Im Allgemeinen werden die Rillen symmetrisch in Form eines Fischgrätenmusters aufgebracht, d.h. es wird von beiden Ränder des Lagers nach innen gepumpt und Druck erzeugt.

Der Druckaufbau berechnet sich analog zum ebenen Lager ohne Durchfluss mit Gleichung (6.10) zu:

$$\frac{\Delta p \Delta R^2}{6\eta \omega R L} = g_1 (\alpha, H, \gamma) , \quad (6.34)$$

wobei hier R den Wellenradius bezeichnet. Für die Kennzahl $H = \delta/1+\delta$ gilt $\delta = \Delta R/h_0$. Weitere Notationen findet man in Abbildung 6.7 auf der nächsten Seite und Tabelle 6.1 auf Seite 72. (Muijderman u.a. 1980)

Im Vergleich zum herkömmlichen Gleitlager besitzt das SRL eine geringere Tragkraft. Allerdings läuft das SRL auch bei fehlender Radialkraft

6 Das Spiralrillennlager

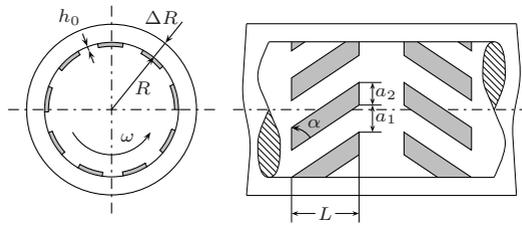


Abb. 6.7: Radiales Spiralrillennlager in zentrischer Lage mit glattem Mittelteil

stabil (insbesondere gegenüber dem $1/2\text{-}\omega$ -Wirbel). Darüber hinaus sorgen die Rillen dafür, dass immer genügend Schmiermittel in den Spalt gepumpt wird. (Muijderman u.a. 1980; Muijderman 1993; Zirkelback u. Andrés 2000)

6.6 Vergleich unterschiedlicher Spiralrillennlager-Arten

Tabelle 6.2 zeigt die dimensionslose axiale Tragkraft und den reduzierten Reibungskoeffizienten für die Lager in vergleichbarer, optimierter Auslegung (siehe Gl. (5.4) und (5.5)). Die Kennzahlen des Radiallagers werden nicht aufgeführt, da bei der Rotorlagerung hierfür keine Verwendung zu finden ist (die zu lagernde Hauptkraft zeigt in axiale Richtung). Es werden ergänzend die Eigenschaften eines optimierten, nach innen pumpenden ebenen Lagers mit Durchfluss aufgelistet, obwohl darauf im Text nicht weiter eingegangen wurde. (Muijderman 1964)

Da das sphärische SRL als Einzellager keine Momente aufnehmen kann, soll es im weiteren Verlauf dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt werden. Beim konischem SRL sei darauf verwiesen, dass die Tragkraft unter der Annahme der unendlichen Rillenzahl berechnet wurde. Bei einer endlichen Rillenzahl ist mit einer verminderten Tragkraft zu rechnen.

In Kapitel 7 wird das ebene SRL auf Lager- und Strömungseigenschaften hin genauer untersucht. Die Komplexität der Problemstellung und Größenordnung der Lager lässt eine Untersuchung einer drei-dimensionalen Geometrie wie des konischen SRL derzeit noch nicht zu.

In Kapitel 8 werden ebene und konische Lagervarianten in einem Gesamtsystem hydraulischen Untersuchungen unterzogen und untereinander verglichen.

6.6 Vergleich unterschiedlicher Spiralrillenlager-Arten

Tab. 6.2: Vergleich verschiedener Spiralrillenlager

	eben	eben, mit Durchfluss	sphärisch	konisch
Radienverhältnis	$\lambda = 0,5$	$\lambda = 0,5$ $\lambda_{r_b} = 0,64$	$\psi_1 = 0$ $\psi_2 = \pi/2$	$l = R$
Rillenzahl	$k = 15$	$k = 15$	$k = 15$	$k = \infty$ $t = 9,5^\circ$
α_{opt}	$12,2^\circ$	$12,1^\circ$	15°	$14,3^\circ$
δ_{opt}	0,31	0,25	0,4	0,35
γ_{opt}	1,17	0,76	1	1,06
Tragkraft	0,3661	0,1245	1,1063	1,4
Reibkoeffizient	2,97	8,11	2,83	2,5

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spiralrillenlager

In den Kapitel 4 und 5 wurde anhand der Konstruktionssystematik das Spiralrillenlager (SRL) als eine mögliche Lösung für eine berührungslose Lagerung gefunden. In Kapitel 6 wurden die theoretischen Grundlagen dafür kurz aufgeführt. In diesem Kapitel werden diese Lager nun genauer untersucht.

Zunächst wird in Kapitel 7.1 ein SRL mittels der Strömungssichtbarmachung analysiert. Dabei soll ein erster Eindruck gewonnen werden, wie sich die Strömung in einem SRL ausbildet. Anhand dessen kann man Rückschlüsse ziehen, wie sich Blutzellen (vor allem Erythrozyten und Thrombozyten) im Lager bewegen, ob an bestimmten Stelle Rezirkulation oder Stagnation eintritt, oder ob aufgrund der Strömungsvorgänge Festbestandteile des Blutes einige Stellen im SRL gar nicht erreichen.

In Kapitel 7.2 wird anschließend ein an eine Miniatur-Blutpumpe angepasstes, ebenes SRL anhand von Numerische Strömungssimulation (CFD) detailliert untersucht. Dort lassen sich Druckverteilung, Strömungsgeschwindigkeiten und Schubspannungsverteilung im SRL beschreiben.

Kapitel 7.3 beschreibt für dieses SRL den Zusammenhang zwischen dem Lagerspalt und der Tragkraft. Theoretische Überlegungen sollen Aufschluss auf den zu erwartenden Minimalspalt geben.

7.1 Strömungssichtbarmachung

Zur Strömungssichtbarmachung in Flüssigkeiten hat sich in der Biomedizin besonders das Verfahren der Particle Imaging Velocimetry (PIV) bewährt. Es bieten eine berührungslose, optische Möglichkeit, Strömungsvorgänge zu untersuchen und die Ergebnisse graphisch darzustellen. (Apel 2002)

Der experimentelle Teil für dieses Kapitel fand in Zusammenarbeit mit dem Aerodynamisches Institut Aachen (AIA) statt.

7.1.1 Particle Imaging Velocimetry

Bei der PIV werden der Flüssigkeit kleine Tracer-Partikel zugesetzt. In einem planaren Lichtschnitt senkrecht zur optischen Achse werden diese beleuchtet. Es werden zwei um das Zeitintervall Δt versetzte Bilder aufgenommen und digital verglichen. Der Verschiebungsvektor $\Delta \mathbf{s}$ zwischen den Partikel beider Bilder wird bestimmt und ergibt zusammen mit Δt die Strömungsrichtung und -geschwindigkeit, wobei M den Abbildungsmaßstab bezeichnet:

$$\mathbf{v}(s, t) = \frac{1}{M} \frac{\Delta \mathbf{s}}{\Delta t} \quad (7.1)$$

Durch die Lage des Lichtschnitts lässt sich die Strömung zwei-dimensional in verschiedenen Ebenen bestimmen. Man erreicht eine räumliche Auflösung in der Größenordnung von ca. $100 \mu\text{m}$. Die zeitliche Auflösung ist von der Puls-Frequenz des Lasers abhängig und beträgt derzeit etwa 10ns . Eine drei-dimensionale Darstellung lässt sich z. B. durch holographische Verfahren oder der Verwendung von Stereo-Kameras erreichen. (Bryanston-Cross u.a. 2000)

7.1.2 Microscale Particle Imaging Velocimetry

Bei der zunehmenden allgemeinen Miniaturisierung wurde die PIV in den letzten Jahren um die Microscale Particle Imaging Velocimetry (μ -PIV) erweitert und erreicht nunmehr eine Auflösung in der Größenordnung von $1 \mu\text{m}$. Hier kommen Partikel mit einer Größe von maximal $\varnothing 1 \mu\text{m}$ zum Einsatz, deren Dichte etwa der des Testfluids entsprechen soll. Diese müssen klein genug sein, der Strömung zu folgen, ohne sie dabei zu beeinflussen. Gleichzeitig müssen sie aber auch groß genug sein, um genügend Licht zu reflektieren und nicht Effekten wie der BROWN'sche Molekularbewegung zu unterliegen. Für Partikel kleiner als die Wellenlänge des sichtbaren Lichts werde fluoreszierende Partikel verwendet. Diese emittieren nach Anregung durch einen Laser sichtbares Licht und können so mit einer herkömmlichen CCD-Kamera detektiert werden. Häufig kommen bei diesen Untersuchungen ein Nd:YAG-Laser zum Einsatz. (Meinhart u.a. 1999)

Während bei der PIV ein Laserschnitt senkrecht zur optischen Achse die Partikel beleuchtet, werden diese bei der μ -PIV aufgrund der kleineren Dimensionen über eine Volumenbeleuchtung angestrahlt. Dies kann beispielsweise durch einen Laserstrahl geschehen, der in den Strahlengang der Kamera eingekoppelt wird. Die Bestimmung der Tiefe des Messvolumens erfolgt hier durch die Eigenschaften des optischen Systems. (Meinhart u.a. 1999)

7.1 Strömungssichtbarmachung

Tab. 7.1: Optimierte SRL-Kennzahlen, eben, ohne Durchfluss

k	λ	α	δ	γ
15	0,5	12,2°	0,31	1,17

Tab. 7.2: SRL-Eigenschaften, optimierten mit Tab. 7.1

Tragzahl	Druckzahl	Reibzahl	Reduzierter Reibkoeffizient
$\frac{W_t h_2^2}{\eta \omega r_2^4}$	$\frac{pr_1 h_2^2}{\eta \omega r_2^2}$	$\frac{M_t h_2}{\eta \omega r_2^4}$	$\frac{f r_2}{h_2}$
0,3661	0,1904	1,0861	2,9671

7.1.3 Optimiertes Spirallagere ohne Durchfluss

Für ein optimiertes SRL gelten die Lager-Kennzahlen aus Tabelle 7.1. Damit errechnen sich die dimensionslosen Lagereigenschaften aus Tabelle 7.2. So kann man für jeden beliebigen Betriebspunkt (η, ω) den Lagerspalt h_2 in Abhängigkeit einer gegebenen Last W_t und dem Außenradius r_2 bestimmen. (Muijderman 1964)

Es hat sich gezeigt, dass mit den heute zur Verfügung stehenden Mitteln der μ -PIV sich Geometrien in dieser Größenordnung unter den gegebenen Randbedingungen nicht untersuchen lassen. Meist wurden bisher stillstehende Kanäle untersucht, welche quasistatisch durchströmt werden (siehe z.B. Meinhart u.a. 1999; Derek u. Carl 2002). Im Falle der SRL-Untersuchung rotiert das interessierende Gebiet unter der Optik hindurch ($\omega \approx 3000$ 1/s) und der Aufnahmezeitpunkt muss mit dem Laserimpuls und der Drehzahl genau getriggert werden, um aussagekräftige Aufnahmen zu erzeugen.

Aus diesem Grund wird für die μ -PIV-Untersuchung das Lager auf die 10-fache Größe unter Berücksichtigung der Ähnlichkeitsgesetze skaliert.

7.1.4 10:1 – Skalierung

Die Ähnlichkeitstheorie besagt, dass geometrisch ähnliche Modelle die gleichen strömungstechnischen Eigenschaften aufweisen, solange die charakteristischen Kennzahlen beider Modelle gleich sind. (Krause 1990)

Es ist im Allgemeinen nicht möglich, eine vollkommene Ähnlichkeit zu erreichen, doch genügt es oft, die wesentlichen, das Problem beschreibenden Kennzahlen gleich zu halten. Im Fall des SRL sind dies die REYNOLDS-Zahl Re und die STROUHAL-Zahl St . Die REYNOLDS-Zahl beschreibt das

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spirallager

Tab. 7.3: Kennzahlen für originales und skaliertes Spirallager

	Original-SRL	10:1-SRL
w_{Gly}	42%	69,5%
t_0	24°C	30°C
ρ	1102 kg/m ³	1174 kg/m ³
η	0,0036 Pa · s	0,0136 Pa · s
n	30 000 min ⁻¹	1064 min ⁻¹
ω	3142,6 1/s	111,4 1/s
$t = 1/n$	0,12 s	0,05 s
r_2	0,0025 m	0,025 m
$v = 2\pi n r_2$	7,9 m/s	2,79 m/s
p_0	1,146 · 10 ⁵ Pa (1,013 · 10 ⁵ Pa + 100 mmHg)	1,013 · 10 ⁵ Pa
h_2	5 μm	50 μm
Re		24,05
Sr		6,37 · 10 ⁻⁴
Kn	3,5 · 10 ⁻⁵	3,9 · 10 ⁻⁶

Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskraft, also der Einfluss der Reibung auf dünne Strömungsschichten. Die STROUHAL-Zahl ist bei instationären Strömungen wichtig und beschreibt, ob eine Strömung als quasi-statisch betrachtet werden kann. (Truckenbrodt 1980)

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\eta} \quad (7.2)$$

$$Sr = \frac{D_h}{vt} \quad (7.3)$$

Tabelle 7.3 zeigt die Lagerwerte für ein 10-fach vergrößertes SRL. Um übermäßige Reibung an der Dichtung im Prüfstand zu verhindern, was zu Temperaturanstieg führen würde, wurde die Drehzahl im skalierten Modell auf maximal 1200 min⁻¹ begrenzt. Die Viskosität und Dichte des Test-Fluids sind entsprechend angepasst, um der Ähnlichkeitstheorie Genüge zu leisten. Die genauen Werte entnehme man der Tabelle.

Als hydraulischer Durchmesser wird die zweifache Spalthöhe eingesetzt, $D_h = 2 \cdot h_2$. Das Test-Fluid ist ein Wasser-Glycerin-Gemisch, da dies optisch transparent ist und bei geeignetem Mischungsverhältnis eine Dichte und Viskosität aufweist, die dem Blut sehr ähnlich sind. Die Bezugstemperatur t_0 und der entsprechende Gewichtsanteil an Glycerin w_{Gly} sind ebenfalls in der Tabelle gelistet. Die bereits erwähnten Lager-Kennzahlen

bleiben bei der Skalierung weiter unverändert (siehe Tab. 7.1). (Barber u. Emerson 2002; DOW 2004)

Ergänzend ist in Tabelle 7.3 für beide SRL die KNUDSEN-Zahl Kn angegeben. Mittels dieser Kennzahl wird in der Mikrofluidik geprüft, ob noch Wandhaftung herrscht und die Kontinuumsmechanik weiterhin gültig ist. Sie zeigt das Verhältnis der mittleren intermolekularen Länge der Moleküle zu einer charakteristischen Größe.

$$Kn = \frac{L_{IM}}{D_h}. \quad (7.4)$$

Dieses Verhältnis ist jeweils sehr klein ($0 < Kn \leq 0,01$), so dass in beiden Fällen von Wandhaftung ausgegangen werden kann und die NAVIER-STOKES-Gleichungen weiterhin anwendbar sind. Für die Bestimmung der KNUDSEN-Zahl sei auf den Anhang B.1 verwiesen. (Goranović 2003; Koo u. Kleinstreuer 2003)

7.1.5 Versuchsdurchführung

Beschreibung des Prüfstandes

Zunächst sei der Aufbau des Prüfstandes anhand von Abbildung 7.1 auf der nächsten Seite erläutert. Das 10:1-skalierte SRL befindet sich in einer Kammer, wobei die Spurscheibe durch eine Glasscheibe mit 25mm Dicke ersetzt ist. Mittig ist eine Bohrung angebracht, die über ein Ventil einen Flüssigkeitstransport durch das Lager erlaubt. Über eine Leitung wird das Fluid wieder in den Außenbereich des Lagers zurückgeführt. Das Gesamtvolumen des Prüfstandes beträgt etwa 200ml (siehe auch Abb. D.2).

Der Laserstrahl wird über einem dichroischen Spiegel¹ in den Strahlengang der Kamera eingekoppelt. Über ein Aufweitungssystem leuchtet der Laserstrahl das gesamte Aufnahmegebiet aus.

Ein telezentrisches Objektiv ermöglicht einen großen Arbeitsabstand für das Aufnahmesystem, der wegen der Glasscheibe nötig wird. Ein Emissionsfilter² dient dazu, die Reflexionen des Lagers vom fluoreszierenden Licht der Partikel zu trennen.

Zusammensetzung der Versuchsflüssigkeit

Anhand der Angaben aus Kapitel 7.1.4 wurde ein Wasser-Glyzerin-Gemisch als Trägerflüssigkeit für die Tracer-Partikel gewählt. Dem Fluid wurden einige Tropfen eines Emulgators³ beigemischt, der die Haftung der Partikel an den Wänden reduziert.

¹ 532RDC, L.O.T.-Oriol GmbH & Co. KG, Darmstadt

² HQ555LP, L.O.T.-Oriol GmbH & Co. KG, Darmstadt

³ Tween[®] 20, Sigma-Aldrich Chemie GmbH, München

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spiralrillenlager

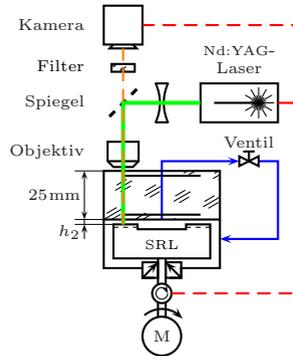


Abb. 7.1: Schema des Prüfstandes für die μ -PIV-Untersuchung

Um gute Aussagen über das Strömungsverhalten im SRL treffen zu können, wären Tracer-Partikel mit einer Größe von $d_P < \varnothing 1 \mu\text{m}$ nötig (vgl. Kap. 7.1.2). Abhängig vom Lagerspalt werden allerdings Drücke in der Höhe von bis zu 10 Pa erwartet. Deshalb wurde eine 25 mm dicke Glasplatte als Schutz für die Messoptik gewählt (siehe Zeichnung D.2 im Anhang). Dadurch treten Transmissionsverluste der fluoreszierenden Partikel auf, weshalb Tracer-Partikel $d_P < \varnothing 10 \mu\text{m}$ nicht mehr detektiert werden können. Es werden Partikel mit einer Größe von $d_P = \varnothing 10,2 \mu\text{m} \pm 0,09 \mu\text{m}$ verwendet⁴. Sie besitzen eine Dichte von $\rho = 1062 \text{ kg/m}^3$ und werden mit einer Konzentration von $3,6 \cdot 10^{12} \text{ mol/m}^3$ geliefert. Bei einer Anregungswellenlänge von 534 nm emittieren sie Licht der Wellenlänge 554 nm (grün). Sie sind groß genug, um in ihrer Bewegung von der BROWN'schen Molekularbewegung nicht mehr beeinflusst zu werden. Mit einem Volumen der Testflüssigkeit von 200 ml ergibt sich eine Partikelkonzentration von $7,2 \cdot 10^8 \text{ mol/m}^3$.

Gegenüber den charakteristischen Längen des Modells sind diese Partikel allerdings nicht mehr vernachlässigbar und man kann nicht davon ausgehen, dass sie der Strömung exakt folgen können. Aber sie geben einen Eindruck darüber, wie sich Festbestandteile in einem SRL verhalten könnten. Schließlich liegt das Interesse in dieser Untersuchung darin festzustellen, wie die Strömung im Lager ausgebildet ist und welchen Einfluss dies auf Blutzellen haben könnte. Wie in Kapitel 3.3.1 beschrieben,

⁴ F-13082 FluoSpheres[®], Molecular Probes Europe BV, Niederlande

bewegen sich die Blutzellen in einer Größenordnung von $1\mu\text{m} - 8\mu\text{m}$ und sind somit im vergrößertem Modell mit den Partikel vergleichbar.

Aufnahmesystem

Es wird eine CCD-Kamera⁵ mit einer $1280\text{ pixel} \times 1024\text{ pixel}$ -Auflösung und ein telezentrisches Objektiv⁶ eingesetzt. Dies ermöglicht einen Arbeitsabstand von bis zu 51mm bei einer theoretischen Vergrößerung von $M = 10$, einen Beobachtungsbereich von $0,86\text{ mm} \times 0,69\text{ mm}$ und einer Objektauflösung von etwa $0,7\mu\text{m} \times 0,7\mu\text{m}$. (PCO 2003; Sill Optics 2004)

Ein weiterer Vorteil eines telezentrischen Systems liegt darin, dass über einen weiten Bereich längs der optischen Achse die Vergrößerung konstant bleibt. Verschiebt man zwei fokussiert Objekte entlang der optischen Achse, so bleibt der Abstand zwischen ihnen unverändert. Außerhalb des Fokus allerdings wird die Einzelabbildung größer. Diesen Effekt kann man sich bei der Tiefenbestimmung zu Nutzen machen.

Die Tracer-Partikel werden mit einem Doppelpuls-Nd:YAG-Laser⁷ angeregt. Bei einer Lichtwellenlänge von $\lambda = 534\text{ nm}$ kann dieser Pulse mit einer Frequenz von $f = 10\text{ Hz}$ bei einer Dauer von $t = 10\text{ ns}$ und einer Leistung von $P = 30\text{ mJ/Puls}$ erzeugen. Mit einem lichtdichtem Strahlengang wird Fremdlichteinstrahlung vermieden. (Polytec 2003)

Abbildung 7.2 auf der nächsten Seite zeigt die Anordnung für die $\mu\text{-PIV}$ Messung im Labor. Die Versuche selber wurden bei abgedunkeltem Raum durchgeführt.

Versuchsprotokoll

Mit den eben beschriebenen Werkzeugen lässt sich nun die $\mu\text{-PIV}$ durchführen. Der interessante Bereich erstreckt sich im Lager vom Radius $r_1 = 12,5\text{ mm}$ bis $r_2 = 25\text{ mm}$. Bei einem Aufnahmebreite von $0,86\text{ mm}$ muss das Lager schrittweise radial abgetastet werden. Es werden 13 Messstellen untersucht, wobei deren Mittelpunkte jeweils ca. 1 mm auseinanderliegen und sowohl der innere als auch der äußere Rand des Messbereichs abgedeckt wird. Zur Erhöhung der Genauigkeit wird der Prüfstand statt der Optik bewegt. Dabei kommen zwei Lineartische⁸ mit einer $10\mu\text{m}$ -Auflösung zum Einsatz, die den Aufbau verschieben (axial und radial).

Der Prüfstand erlaubt, das Lager sowohl mit, als auch ohne Durchspülung zu untersuchen. Zusätzlich kann der Deckel mit einem Feingewinde axial verschoben werden, um so stufenlos unterschiedliche Lagerspalte

⁵ SensiCam Double-Shutter, PCO Computer Optics GmbH, Kehlheim

⁶ S5LPJ0445, Sill Optics GmbH & Co. KG

⁷ Minilite™, Continuum®, Santa Clara, USA

⁸ TL 65-50 und TL 65-25-A, Linos Photonics GmbH & Co. KG, Göttingen

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spiralrillengerät

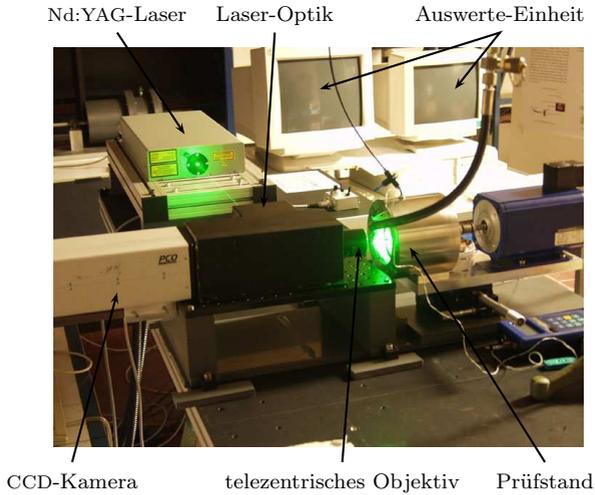


Abb. 7.2: Versuchsaufbau für die μ -PIV Messung

einzustellen. Mittels eines Triggersignals wird Laser und Kamera auf die Rotation der Rillen abgestimmt. Der Kamerafokus wird auf den Rillengrund gelegt, um durch die scheinbaren Größenunterschiede der Partikel eindeutig auf deren Position entlang der Objektivachse Rückschlüsse ziehen zu können.

Auswerte-Verfahren

Für eine aussagekräftige Auswertung muss zunächst die absolute Position des aufgenommenen Bildausschnitts auf dem Prüfstand bestimmt werden. Dazu wird ein fest mit dem Lager rotierendes Objekt zweimal mit dem zeitlichen Abstand Δt aufgenommen (P_1, P_2). Damit lassen sich so über geometrische Zusammenhänge der Mittelpunkt der Drehung, also des Lagers, ermitteln (siehe Anhang B.2).

Ebenso lässt sich der reale Vergrößerungsfaktor M des Objektivs bestimmen solange der gemessene Weg des Objektes hinreichend klein ist⁹:

$$\overrightarrow{P_1 P_2} = M \cdot \omega r_P \Delta t. \quad (7.5)$$

⁹ dann gilt: Kreisbogen $\widehat{B} \approx$ Sehnenlänge $a \hat{=} |\overrightarrow{P_1 P_2}|$

Er ergibt sich hier zu $M = 9,17$ (vgl.: theoretischer Faktor $M = 10$).

Zur Minimierung von Messfehlern wurden an jeder Position 100 Bilder aufgenommen und gemittelt. Zur Auswertung der Bilder wurde eine am AIA entwickelte Software für Particle Tracking Velocimetry (PTV)¹⁰ verwendet. Durch eine automatische Erhöhung des Graustufen-Schwellwerts werden Reflexionen reduziert und Kontrast erhöht, um die Partikel zu detektieren. Anschließend werden die Position der Schwerpunkte der Partikel und deren Größe bestimmt, so dass die Paare in aufeinander folgende Bildern gefunden und deren Abstand berechnet werden können. Die resultierenden Geschwindigkeitsvektoren werden gemittelt und geglättet.

Der Zusammenhang zwischen scheinbarer Partikelgröße d_e und Entfernung z von der Fokusebene ergibt sich zu (vgl. Olsen u. Adrian 2000):

$$d_e = \sqrt{M^2 d_p^2 + 5.95(M+1)^2 \lambda^2 f\#^2 + \frac{M^2}{f\#^2} \left(\frac{M}{M+1}\right)^2 \left(\frac{z}{n_{WG}}\right)^2} \quad (7.6)$$

Mit einer F-Zahl¹¹ des Objektivs von $f\# = 5,0$, der Emissions-Wellenlänge des Lichts von $\lambda = 554 \text{ nm}$ und dem Brechungsindex für das Wasser-Glycerin-Gemisch $n_{WG} = 1,43$ ergibt sich der in Abbildung 7.3 auf der nächsten Seite dargestellte Zusammenhang zwischen scheinbarer Partikelgröße und Abstand von der Fokusebene.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Partikelgröße zunächst kaum vom Abstand von der Fokusebene abhängig ist und erst ab einer Entfernung von ca. $|z| > 30 \mu\text{m}$ genauere Aussagen zu treffen sind.

7.1.6 Ergebnisse der Strömungssichtbarmachung

Bei der Auswertung der Bilder stellte sich heraus, dass die Partikel sehr ungleichmäßig im Lagerspalt verteilt sind. Über den Dämmen finden sich meist zu wenig Tracer-Partikel, um in diesem Bereich eine Aussage über die Strömung zu treffen. Innerhalb der Rillen hingegen kann man erkennen, dass die Strömung sehr gleichmäßig ist und der Rillenform folgt. Man kann von einem Blockprofil als Strömungsprofil ausgehen.

Bild 7.4 zeigt stellvertretend die Geschwindigkeitsvektoren und das interpolierte Geschwindigkeitsfeld für einen Radius von $r \approx 0,018 \text{ m}$.

¹⁰ Im Gegensatz zur PIV werden bei der PTV einzelne Partikel über einen kurzen Zeitraum verfolgt und deren Trajektorien ausgewertet.

¹¹ auch Blendenzahl genannt

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spiralrillenlager

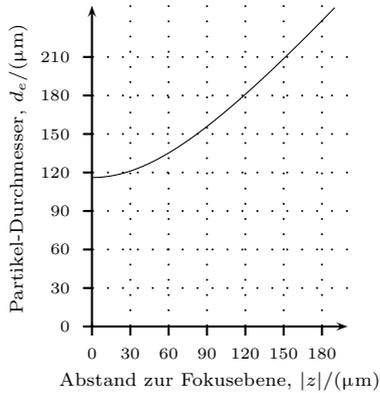


Abb. 7.3: Scheinbarer Partikel-Durchmesser abhängig vom Abstand

Der Betrag der Geschwindigkeit bleibt über dem gesamten Radius gleich im Bereich von $|\mathbf{v}(r_i)| \approx 0,7 \text{ m/s}$ bis $1,3 \text{ m/s}$. In Umfangsrichtung entspricht er $|\mathbf{v}_{u,P}(r_i)| \approx 0,68 \text{ m/s}$ bis $1,27 \text{ m/s}$ und in radialer Richtung etwa $|\mathbf{v}_{r,P}(r_i)| \approx 0,15 \text{ m/s}$ bis $0,27 \text{ m/s}$. Eine Beschleunigung der Geschwindigkeit in Abhängigkeit vom Radius ist nicht zu erkennen. Es ist anzumerken, dass die Umfangsgeschwindigkeit in jeder Position etwas

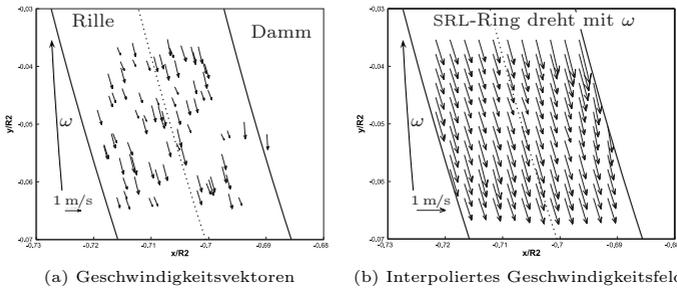


Abb. 7.4: Exemplarische μ -PIV-Aufnahme und Auswertung für $r \approx 0,018 \text{ m}$

7.1 Strömungssichtbarmachung

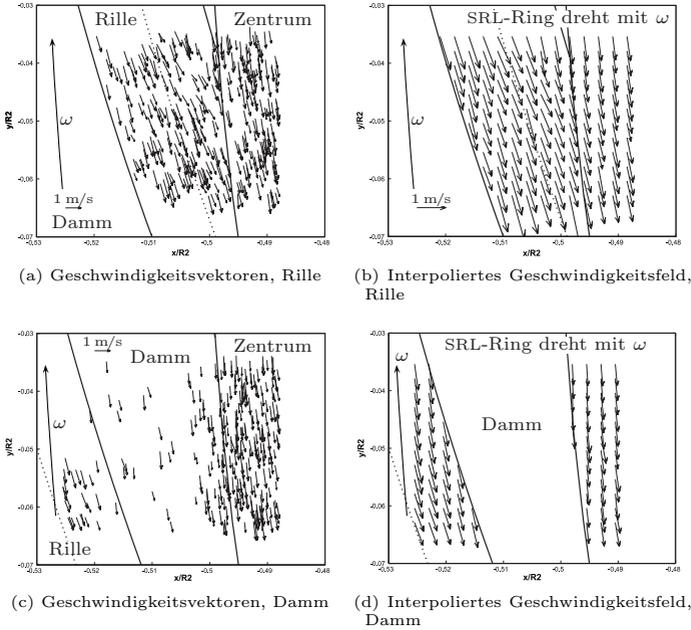


Abb. 7.5: Exemplarische μ -PIV-Aufnahmen und Auswertung für $r \approx 0,0125$ m

langsamer ist, als durch die Relativbewegung im Lagers zu erwarten wäre, $|\mathbf{v}_{u,SRL}(r_1)| = 1,57$ m/s bis $|\mathbf{v}_{u,SRL}(r_2)| = 3,14$ m/s.

Abbildung 7.5 zeigt Strömungsfelder für den inneren Radius $r_1 = 0,0125$ m. Im Übergang zur zentralen Vertiefung strömt die Flüssigkeit tangential aus der Rille aus ($\alpha_{\text{Fluid}} \approx \alpha_{\text{Rille}} = 12,2^\circ$). Im Inneren selber ist die Strömung tangential zur Umfangsrichtung orientiert. Sie dreht mit durchschnittlich $0,8$ m/s, der halben Geschwindigkeit (Relativsystem) der Rotationsbewegung des Lagers ($v_{u,SRL}(r_1) = 1,57$ m/s).

Im Außenbereich bei Radius $r_2 = 0,025$ m sind deutlich weniger Tracer-Partikel zu sehen. Wie in den Abbildung 7.6b zu erkennen ist, folgen diese zunächst noch der Umfangsrichtung und orientieren sich erst allmählich entlang der Rille. Außerhalb des Lager rotieren die Strömung aufgrund

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spiralrillennlager

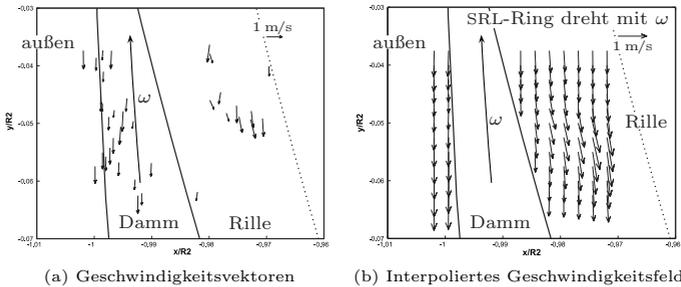


Abb. 7.6: Exemplarische μ -PIV-Aufnahme und Auswertung für $r \approx 0,025$ m

der Flüssigkeitsreibung im Absolutsystem verlangsamt ($\approx 0,8$ m/s) mit.

7.1.7 Diskussion der Ergebnisse

Bisher wurde die μ -PIV nur bei der Untersuchung von quasistationären Strömungen in stillstehenden Kanälen eingesetzt (Meinhart u.a. 1999; Mielnik u. Saetran 2003). Im vorliegendem Fall handelt es sich ebenfalls um eine quasistationäre Strömung, doch rotiert hier der Kanal unter der Aufnahmeoptik mit großer Geschwindigkeit hindurch ($\omega = 111,4$ 1/s). Derartige Untersuchungen wurden in der Literatur bislang noch nicht beschrieben.

Ein einziger Durchgang reicht nicht aus, um aussagekräftige Bilder zu erzeugen, weshalb eine Mittelung über viele Einzelbilder nötig war. Dafür muss CCD-Kamera, Laser und SRL aufeinander abgestimmt werden, um jedes Mal die Strömung in der gleichen Rille aufzunehmen. Auf diese Weise ließen sich Aufnahmen von hoher Qualität erzeugen, wie sie im vorigem Kapitel dargestellt wurden. Die Handhabung der μ -PIV bei SRL sei hier nun näher diskutiert.

Fehleranalyse bei der Handhabung

Fertigung Bedingt durch Fertigungsungenauigkeiten und Lagerspiel im Prüfstand konnte eine Spaltweite von $h_2 = 50$ μ m nicht eingehalten werden. Das SRL hatte ein axiales Spiel und führte eine Taumbewegung von $\approx \pm 30$ μ m aus, was bei diesem Spalt zur Berührung der Glasplatte und zu deren Beschädigung führen hätte können. Die Versuche wurden daraufhin mit einer nominalen Spaltweite von $h_2 = 100$ μ m durchgeführt.

Beleuchtung Ein Laser-Aufweitungssystem sorgt dafür, dass der gesamte, von der CCD-Kamera aufgenommene Bereich ausgeleuchtet wird. Der Fokuspunkt des Lasers liegt dabei mitten in der Glasplatte des Prüfstandes. Nur mit sehr geringen Laserleistungen kann eine Beschädigung des Glases verhindert werden. Dadurch reduziert sich aber auch das fluoreszierende Licht der Partikel, was deren Detektion erschwert. Partikel mit einem Durchmesser von $d_p = \varnothing 1 \mu\text{m}$ konnten daher gar nicht erfasst werden und $\varnothing 10 \mu\text{m}$ -Partikel wurden stattdessen verwandt.

Partikeldichte Es wurde eine für μ -PIV-Aufnahmen geringe Partikeldichte gewählt, damit keine Überlagerungen stattfinden. Dies soll in Abhängigkeit vom scheinbaren Durchmesser die Bestimmung des Abstands zur Fokusebene und somit die Lage in axialer Richtung ermöglichen. Allerdings bedingt dies auch, dass kein auf eine Kreuzkorrelation basierendes Verfahren zur Auswertung verwandt werden konnte. Es wurde eine am AIA entwickelte, für die PTV übliche Lösung zur Geschwindigkeitsbestimmung benutzt. Zusätzlich war die Versuchsdauer nur auf wenige Minuten begrenzt, da nach kürzester Zeit keine Partikel mehr am Lagerand zur Verfügung standen.

Partikel-Verteilung Die Partikel wurden hauptsächlich in den Rillen des Lagers detektiert, über den Dämmen ließen sich nur wenige finden. Daher ist eine Aussage über die Strömung im Lagerspalt über den Dämmen nicht möglich.

Lage der Partikel in axialer Richtung Nach Gleichung (7.6) ist aufgrund der scheinbaren Größe der Partikel der Abstand zur Fokusebene bestimmbar (Abbildung 7.3). Da allerdings das Licht trotz geringer Laserleistung und eines epifluoreszenten Filteraufbaus am SRL sehr stark reflektierte, war der Kontrast der Partikel sehr schwach. Zusätzlich waren die Aufnahmen wegen der Glasplatte von sehr schlechter Qualität, so dass eine exakte Bestimmung der Partikelgrenzen nicht möglich war. Eine Studie über den Graustufen-Schwellenwert war innerhalb dieser Untersuchungen nicht durchführbar. Es konnte zwar der Schwerpunkt und damit die Position der Partikel bestimmt werden, nicht aber deren Durchmesser und damit der Abstand zur Fokusebene.

SRL mit und ohne Durchfluss Ursprünglich waren Untersuchungen an diesem SRL mit und ohne Durchfluss geplant (siehe auch Kap. 6). Es stellte sich allerdings heraus, dass sich bei offenem Ventil in der Lagermitte keine Partikel mehr erfassen ließen. Alle Tracer-Partikel haben sich

in der Peripherie des Lagers (Schlauchleitungen, Ventiel) abgelagert und konnten nicht mehr zum Lagerrand zurückgeführt werden. Es wurden nur Versuche mit geschlossenem Ventil, also an einem SRL ohne Durchfluss durchgeführt.

Interpretation der Ergebnisse

In allen Bildern (Abb. 7.4 – 7.6) ist ein sehr homogenes Strömungsfeld zu sehen. Die absoluten Geschwindigkeiten sind für alle Radien ähnlich und bewegen sich in der Größenordnung von $|v_P| \approx 1 \text{ m/s}$.

In einer Vereinfachung ist der Massenstrom im Lager dem zweier relativ zueinander rotierenden Scheiben ähnlich. Dabei wird das Fluid in den Rillen (Höhe h_0) nach innen gepumpt und verlässt den Lagerspalt wieder zwischen Damm und Spurscheibe (Höhe h_2). Innerhalb der Rille herrscht das Prinzip einer nach innen fördernden Radialpumpe. Im freien Spalt wird die Flüssigkeit aufgrund des inneren Druckes wieder nach außen gedrückt. Die Wandhaftung auf den Dämmen und Flüssigkeitsreibung verstärken diesen Effekt über die Zentrifugalkräfte. Abbildung 7.7 zeigt eine qualitative, radiale Geschwindigkeitsverteilung über einer Rille.

Zur Wahrung der Kontinuität gilt:

$$\dot{Q}_{\text{ein}} = \dot{Q}_{\text{aus}} = \text{const} \quad (7.7)$$

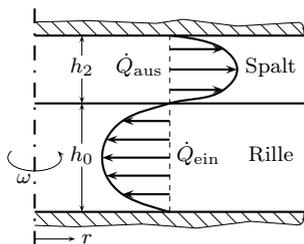


Abb. 7.7: Radiale Geschwindigkeit, qualitative Darstellung

Es fällt auf, dass die Geschwindigkeit der Partikel in relativ engen Grenzen liegt. Sie müssen daher alle in Bereichen gleicher Strömungsgeschwindigkeiten liegen. Mit einer Radialgeschwindigkeit $|v_{r,P}| \neq |v_{r,SRL}|$ liegt dieser Bereich in einer Ebene zwischen Rillengrund und stillstehender Fläche¹². Eine Erklärung hierfür wäre eine Wand-Entmischung, wobei

die Tracer-Partikel auf die gleiche axiale Höhe diffundieren.

Derartige Vorgänge sind schon vielfach beobachtet und veröffentlicht worden. So hat beispielsweise Fåhræus (1929) in blutdurchströmten Kapillaren beobachtet, wie sich die Blutkörperchen zu Rohrmitte bewegen, sobald der Durchmesser $d_{\text{Kap}} < \varnothing 0,1 \text{ mm}$ wird. In Barthelmes (2000) wird der Zusammenhang zwischen Partikelkonzentration in Suspensionen, deren Aggregationsverhalten sowie Entmischungsvorgänge untersucht. Darauf wird in Kapitel 7.4 genauer eingegangen.

¹² $|v_{r,SRL}|$ bezeichnet die Radialgeschwindigkeit, die sich aufgrund der Radialbeschleunigung $a = \omega^2 r$ ergibt (siehe z.B. Schlichting u.a. 1997).

Es zeigt sich also, dass die Größe der Tracer-Partikel für die μ -PIV-Untersuchung nicht mehr ohne Einfluss bleibt. Wie bereits in Kapitel 7.1.5 vermutet, eignen sich diese Partikel nicht mehr zur Darstellung der Strömung, lassen aber Rückschlüsse zu, wie sich Festbestandteile im Lager verhalten (Kap. 7.4).

Wie bereits erwähnt, wurden über den Dämmen kaum Partikel detektiert. Mögliche Ursachen dafür werden im Folgenden diskutiert.

Zu geringe Tiefenschärfe Wie in Kapitel 7.1.5 beschrieben, ist das fluoreszierende Licht der Tracer-Partikel durch die 25mm dicke Glasplatte stark reduziert. Mit dem Abstand der Partikel zur Fokusebene, dem Rillengrund, vergrößert sich der scheinbare Durchmesser und der Kontrast verringert sich. Abhängig von der Tiefenschärfe des Objektivs werden die nur gering fluoreszierenden Partikel ab einem gewissen Abstand so unscharf, dass sie nicht mehr auf der CCD-Kamera abgebildet werden können.

Entmischung Die Fluid-Schicht, die nach außen strömt, ist zu dünn, um die $10\mu\text{m}$ -Partikel zu transportieren. Im Inneren findet aufgrund von Trägheit eine Entmischung und Anhäufung der Tracer-Partikel im tieferen Zentrum statt. Diese können dann nicht mehr mit der Strömung in den schmalen Spalt mitgenommen werden. Bedingt durch die allgemein geringe Partikelkonzentration in der Testflüssigkeit sind dann kaum mehr Partikel im Spalt zu sehen.

Zusätzlich kann die Taumelbewegung des SRL dazu führen, dass einige Partikel nur im vergrößertem, rotierendem Spalt ausgespült werden und sich damit einer kontinuierlichen Beobachtung entziehen. Aufgrund der Mittelung der 100 Einzelaufnahmen werden diese nicht mehr dargestellt.

Mangelnder Nachschub Die Partikel, die zu Versuchsbeginn bereits im Spalt sind, werden zunächst in die Lagermitte gespült, wo sie verbleiben. Neue Partikel am äußeren Lagerrand gelangen aufgrund des steilen Druckanstiegs (siehe Kap. 6.2) nicht mehr in den Spalt. Die Partikel in der Lagermitte werden nur sporadisch wieder ausgespült und entziehen sich so den meisten Aufnahmen.

Demnach werden von außen kaum Partikel in das Lager gespült. Dies stimmt auch mit der in der Literatur erwähnten Eigenschaft der Selbstschmierung bei SRL überein (siehe Muijderland u.a. 1980). Dort wird beschrieben, dass am Lagerrand kein Austausch der Schmierflüssigkeit im Spalt mit dem umgebendem Medium stattfindet.

7.2 Numerische Strömungssimulation von Axiallagern

Als weiteres Werkzeug zur Strömungsuntersuchung bietet sich die Simulation an. Sie ermöglicht bereits in einem frühen Stadium der Entwicklung eine Studie der Wechselwirkung zwischen Bauteilen und Strömung. Ein numerisches Modell gibt Informationen, die über den reinen Strömungsverlauf hinaus gehen, beispielsweise über Druck und Schubspannung in hoher Auflösung.

7.2.1 Untersuchung eines ebenen Spirallager

Simulationsmodell

Zunächst wurde ein neues, ebenes SRL ohne Durchfluss ausgelegt, bei dem die Fertigungsmöglichkeiten am Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik in Aachen (HIA) berücksichtigt wurden. Um dieses Lager in Originalgröße in der hauseigenen Werkstatt fertigen zu können, dürfen die Rillen an keiner Stelle schmaler sein als der Durchmesser des kleinsten zur Verfügung stehenden Fräasers, $\varnothing 0,15$ mm. Das Lager wurde für eine Verwendung in einer Miniatur-Axialpumpe ausgelegt mit einem Außenradius $r_2 = 3,2$ mm. Mit Muijderman (1964) ergeben sich die SRL-Kennzahlen laut Tabelle 7.4. Diese Zahlen gelten für eine Viskosität von $\eta = 3,6$ mPa · s, einer nominalen Spaltweite von $h_2 = 5$ μ m und einer Betriebsdrehzahl von $n = 30\,000$ min⁻¹. Die daraus resultierenden Geometrie-Daten sind in Tabelle 7.5 und Zeichnung D.4 gezeigt. Es ergeben sich die in Tabelle 7.6 dargestellten Lagereigenschaften.

Das SRL wurde modelliert und ein Paar aus Rille und Damm mit einem drei-dimensionalen Rechengitter vernetzt (Abb. 7.8). Innen an der Rille wurde das Netz bis $r = 0,2$ mm zur Mitte mit einer axialen Tiefe von

Tab. 7.4: Spirallager-Kennzahlen, Miniatur-Axialpumpe

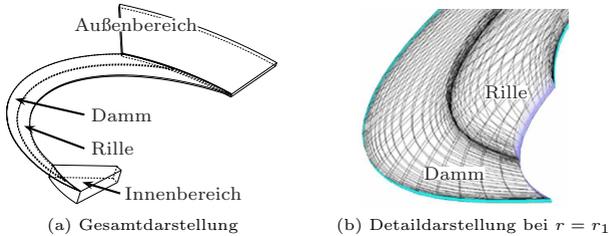
k	λ	α	δ	γ
11	0,41	20,9°	0,285	0,80

Tab. 7.5: Geometrie-Eckdaten des Spirallager, Miniatur-Axialpumpe

r_1	r_2	h_0	ϑ_R	ϑ_D
1,3 mm	3,2 mm	18 μ m	18,18°	14,55°

Tab. 7.6: Spirallagerrillenlager-Eigenschaften, Miniatur-Axialpumpe

Tragkraft W_t	Lagerdruck pr_1	Reibmoment M_t	Reibkoeffizient f	Reibleistung P_R
13,37N	760 773Pa	0,267mN · m	0,0063	0,84W

**Abb. 7.8:** Gitterdarstellung für ein Rillen-Damm Paar

0,2mm verlängert. Am Außenradius wurde es bis $r = 4,6$ mm erweitert, bei einer beidseitigen axialen Tiefe von jeweils einer Rillentiefe ($\pm 18 \mu\text{m}$). Der sprunghafte Übergang von Rille zu Damm wurde für die Simulation durch einen steilen Anstieg mit einer 1° Abweichung zur Senkrechten ersetzt, um Unstetigkeiten in der Simulation zu vermeiden. Mit der CFD-Software *Fluent*¹³ wurden für die insgesamt 36 000 Knoten die NAVIER-STOKES-Gleichungen gelöst.

Aufgrund von Symmetrieeigenschaften können die Ergebnisse durch 10-maliges kopieren und rotieren auf das gesamte Lager übertragen werden. Als Randbedingung wurde die Axialgeschwindigkeit am Außenrand des Lagers zu $v_a = 0,3 \text{ m/s}$ und die Umfangsgeschwindigkeit zu $v_u = 4 \text{ m/s}$ gesetzt. Diese Geschwindigkeit ergaben sich aus einer Simulation der Gesamtpumpe. Der Durchfluss am inneren Rand ist zu null gesetzt, $\dot{V}(r_1 = 0,2 \text{ mm}) = 0 \text{ m}^3/\text{s}$. In Anbetracht der niedrigen REYNOLDS-Zahlen wird von einer laminaren Strömung ausgegangen und Turbulenzmodelle fanden keine Anwendung:

$$Re = \frac{\rho (2\pi\omega r_2) 2(h_2 + h_0)}{\eta} = 136 \quad (\text{Damm}) \quad (7.8)$$

¹³ fluent 6.1, Fluent, Inc., Lebanon, USA

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spirallinienlager

Tab. 7.7: Simulationsergebnisse für das Spirallinienlager

Tragkraft W_t	Lagerdruck p_{r1}	Reibmoment M_t
13,61 N	$7,75 \cdot 10^5$ Pa	$0,262 \text{ mN} \cdot \text{m}$
+1,8%	+1,8%	-2,0%

$$Re = \frac{\rho (2\pi\omega r_2) 2h_2}{\eta} = 30 \quad (\text{Rille}) \quad (7.9)$$

In Tabelle 7.7 sind die Ergebnisse der Simulation eingetragen und deren Abweichung zu den Berechnungen von Muijderman (1964) angegeben (siehe auch Tab. 7.6). Damit scheint das CFD-Modell valid und eine genauere Analyse der Ergebnisse zulässig.

Darstellung der Ergebnisse

Abbildung 7.9 zeigt den Druckverlauf am SRL-Ring. In diesem und den folgenden Bildern dreht sich die Spurscheibe (nicht dargestellt) über dem SRL gegen den Uhrzeigersinn. Über die Flüssigkeitsreibung wird das

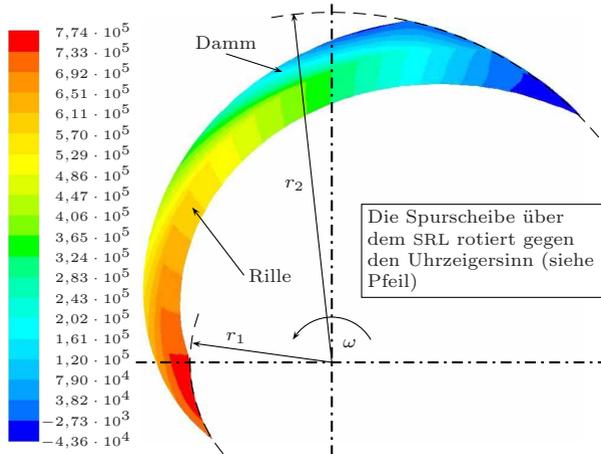


Abb. 7.9: Farbkodierte Druckverlauf am SRL-Ring, Viskosität $0,0036 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ (in Pa)

Fluid in das Lager gezogen. Der Druck steigt generell radial nach innen an, folgt aber über der Rille deren Verlauf. Im äußeren Randbereich ist ein negativer Druck im Vergleich zum Umgebungsdruck zu erkennen, wie auch nach Kapitel 6.1 zu erwarten ist (Abb. 6.2).

In Abbildung 7.10a sieht man anhand der radialen Geschwindigkeitsverteilung, wie das Fluid gleichmäßig nach innen strömt (horizontaler Schnitt bei $h_0/2 = 9\mu\text{m}$). An der konkaven Rillenseite ist die Radialgeschwindigkeit etwas höher als an der konvexen, übersteigt aber nicht $0,3\text{m/s}$. In den äußeren Randbereichen gibt es Regionen, in denen das Fluid wieder nach außen strömt, wie es aufgrund der Druckverhältnisse auch zu erwarten ist. Abbildung 7.10b verdeutlicht dieses Phänomen in einem axialen Schnitt bei $r = r_2$. Am vorderen Bereich im Bild strömt das Fluid mit bis zu $1,25\text{m/s}$ ein, während es am Damm bei Geschwindigkeiten bis zu $4,27\text{m/s}$ wieder ausströmt.¹⁴

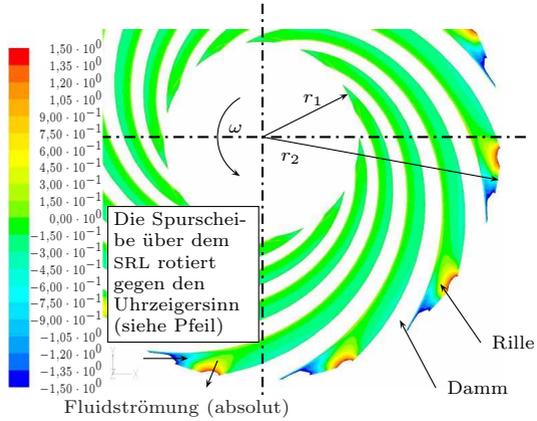
Im Spalt (mittig bei $h_2/2 = 2,5\mu\text{m}$) stagniert das Fluid über den Rillen in radialer Richtung nahezu (eine leichte Bewegung nach innen verbleibt in dieser Höhe) und fließt über den Dämmen wieder nach außen. Dort nimmt die Radialgeschwindigkeit auch mit dem Radius zu, wie es anhand der Zentrifugalkräften zu erwarten ist (Abb. 7.11). Die Pfeile über dem SRL geben die Fluidströmung im relativen System qualitativ wieder. Im Absolutsystem sind diese Geschwindigkeiten von der Rotation des Lagers überlagert und die Flüssigkeit bewegt sich über den Rillen spiralförmig nach außen (siehe auch Abb. 7.12).

Abbildung 7.12 stellt die Bewegung des Fluids anhand von 1000 Stromlinien dar. Hier dreht sich die Spurscheibe im Uhrzeigersinn. Wie man gut erkennen kann, gelangen nur etwa 1% des Massenstroms in den Lagerspalt hinein. Das meiste wird wieder durch einen horizontal liegenden Wirbel am Rand ausgespült. Nur ein geringer Anteil davon gelangt tiefer in den Spalt. Dies stimmt sehr gut mit den Beobachtungen von Muijderman u.a. (1980) überein. Dort berichtet er von dem Effekt der Selbstschmierung, bei der kein Austausch zwischen dem Fluid im SRL und dem außerhalb des Lagerst feststellen konnte. An der Spurscheibe bewegt sich das Fluid wieder spiralförmig nach außen. Die Farbkodierung der Stromlinien gibt deren Verweilzeit in Sekunden wieder.

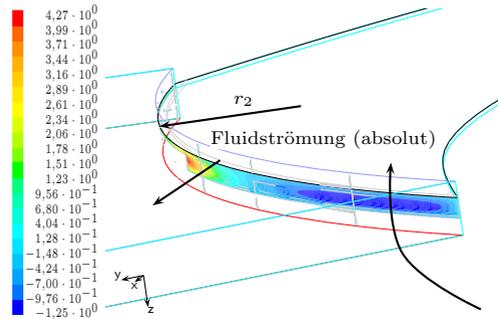
In Abbildungen 7.13 erkennt man innerhalb einer Rille eine senkrecht stehende Drallbewegung. Diese wird durch die tangentielle Strömung über den Damm aufgrund der Rotation der Spurscheibe angeregt und ist entlang der Umfangsrichtung orientiert.

¹⁴Die Absolutgeschwindigkeit ist hauptsächlich von der Umfangsgeschwindigkeit abhängig, wobei dort vor allem die Drehzahl dominiert. Daher wird auf diese nicht näher eingegangen.

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spirallinienlager



(a) Horizontaler Schnitt bei $h_0/2 = 9 \mu\text{m}$



(b) Axialer Schnitt bei $r_2 = 0,025 \text{ m}$

Abb. 7.10: Farbkodierte radiale Geschwindigkeitsverteilung im SRL (m/s)

Abbildung 7.14 zeigt den Schubspannungsverlauf auf dem SRL-Ring. Man sieht deutlich den Unterschied in der Rille zum Damm. Während in der Rille eine gleichmäßige Strömung eine ausgeglichene Schubspannung bedingt, ist auf dem Damm deutlich der Einfluss der Geschwindigkeit zu

7.2 Numerische Strömungssimulation von Axiallagern

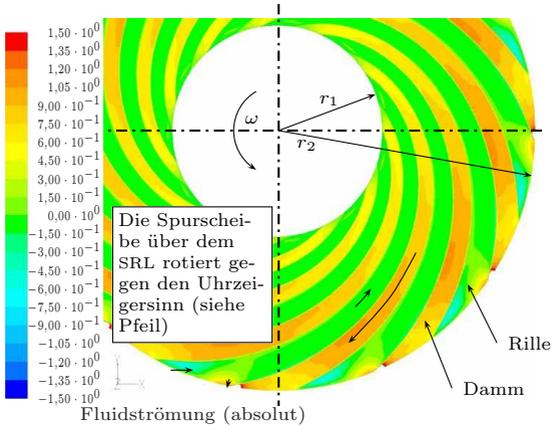


Abb. 7.11: Farbkodierte radiale Geschwindigkeitsverteilung über dem Damm ($h_2/2 = 2,5 \mu\text{m}$; in m/s)

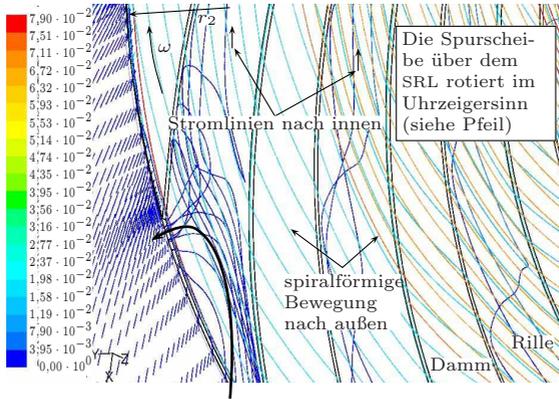
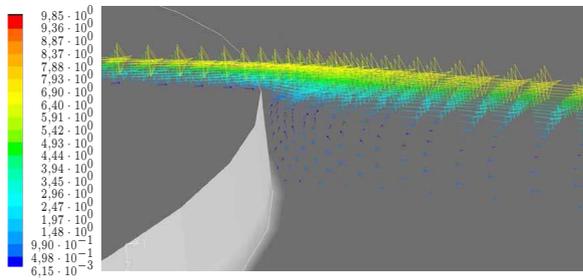
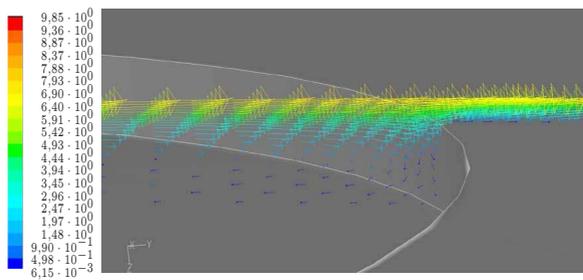


Abb. 7.12: Farbkodierte Stromlinien mit Verweilzeit, Lageraußenbereich $r_2 = 0,025 \text{ m}$ (in s)

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spirallrillenlager



(a) Rille, innerer Bereich



(b) Rille, innerer Bereich

Abb. 7.13: Tangentiale Drallbewegung bei einem Radius $r = 2,25$ mm, farbko-
dierte Geschwindigkeitsvektoren (in m/s)

sehen. Aufgrund der höheren Umfangsgeschwindigkeit mit zunehmendem Radius (und im geringen Maße auch der Radialgeschwindigkeit) steigt dort die Schubspannung auch mit wachsendem Radius an, gemäß dem Zusammenhang

$$\tau = \eta \frac{d(r\omega)}{dz} . \quad (7.10)$$

Die geringste Schubspannung ($\tau_{\min} \approx 50$ Pa) tritt auf der konkaven Seite der Rille bei $r = r_1$ und am äußeren Rand bei $r = r_2$ auf. Die Stelle trifft in etwa mit der Umkehr der Radialgeschwindigkeit von innen nach außen zusammen (Abb. 7.10a). Der Maximalbetrag ($\tau_{\max} \approx 11$ kPa) findet sich am äußeren Radius $r = r_2$ auf dem Damm an dessen konkaver Seite.

7.2 Numerische Strömungssimulation von Axiallagern

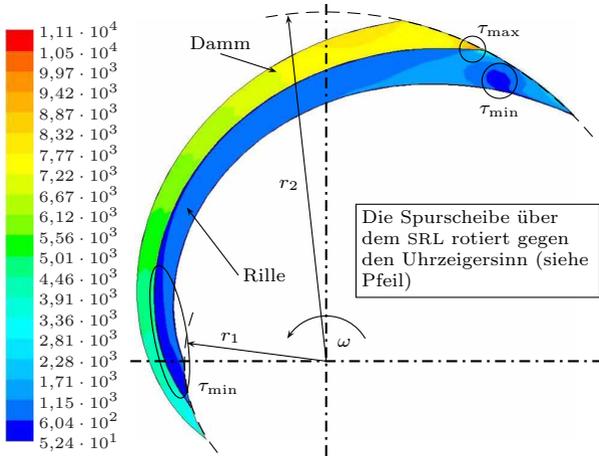


Abb. 7.14: Farbkodierte Schubspannung auf dem SRL-Ring ($h_2 = 5 \mu\text{m}$; in Pa)

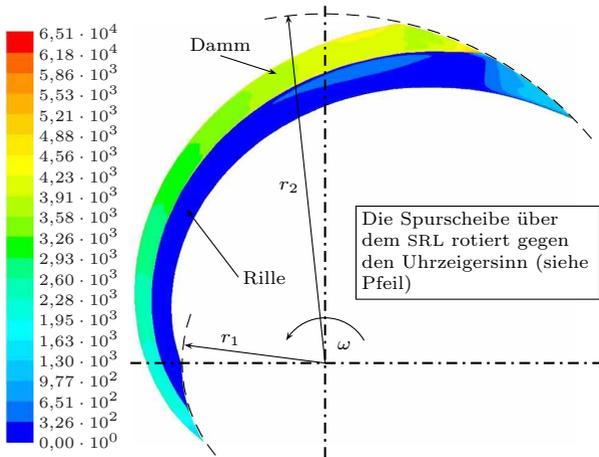


Abb. 7.15: Farbkodierte Schubspannung auf dem SRL-Ring ($h_2 = 10 \mu\text{m}$; in Pa)

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spirallinienlager

Bei einer Vergrößerung des Spalts auf $h_2 = 10\ \mu\text{m}$ beträgt die Schubspannung nur noch $\tau_{\min} \approx 20\ \text{Pa}$ bis $\tau_{\max} \approx 6,5\ \text{kPa}$ und ist somit auf etwa die Hälfte reduziert. In ihrem Verlauf unterscheidet sie sich kaum von der bei geringerem Spalt (Abb. 7.15).

Diskussion der Ergebnisse

Man sieht anhand der Simulationsergebnisse deutlich, dass die dort vorkommenden Spannungen alle Blutzellen im Lagerspalt zerstören würden, wenn man von dem Blutschädigungsmodell beispielsweise nach Paul u. a. (2003) ausgeht. Dort wird von einer Blutschädigung ab einer Schubspannung von $\tau > 425\ \text{Pa}$ berichtet.

Man erkennt allerdings in Abbildung 7.12 einen nur sehr geringen Austausch zwischen dem Fluid im Lager und außerhalb, was bedeutet, dass auch kaum neue Blutzellen von außen in den Spalt gelangen. Blutversuche im Labor müssen klären, ob ein geringer Spalt in der Größenordnung der Blutkörperchen tatsächlich frei von Blutzellen bleibt und daher nicht zur Blutschädigung beiträgt.

Bleibt der Spalt zellfrei, so verringert sich die lokale Viskosität im Spalt auf die des Plasmas von ca. $\eta_{P1} \approx 1\ \text{Pa} \cdot \text{s}$. Abbildung 7.16 zeigt die daraus resultierende Druckverteilung bei sonst gleichen Randbedingungen. Die

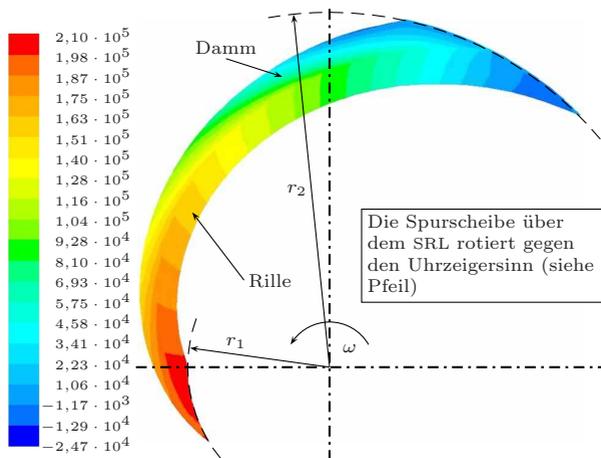


Abb. 7.16: Farbkodierte Druckverteilung am SRL-Ring, Viskosität $0,001\ \text{Pa} \cdot \text{s}$ (in Pa)

Viskosität geht in die Tragkraft linear ein, woraus sich für einen Spalt von $h_2 = 5 \mu\text{m}$ eine maximale Tragkraft von $W_t(\eta = 0,001 \text{ Pa} \cdot \text{s}) = 3,71 \text{ N}$ ergibt (aus der Simulation). Das Reibmoment reduziert sich ebenfalls linear (siehe Gleichungen (6.13) bis (6.17)).

In Abbildung 7.13 erkennt man einen Wirbel senkrecht zur Rille, der dazu beiträgt, dass auch in den Ecken keine Stagnation auftritt.

Zusammenfassend lässt sich zeigen, dass die Rillen im SRL komplett ausgewaschen werden und keine Stagnationsgebiete vorhanden sind. Innerhalb der Rillen findet ein konstanter Flüssigkeitsstrom nach innen statt. Über Damm und Rille fließt diese wieder spiralförmig nach außen. Am Lagerrand existiert ein stehender, horizontaler Wirbel, der den einströmenden Massenstrom weitestgehend wieder nach außen lenkt.

7.2.2 Untersuchung eines Keilflächenlagers

Zum Vergleich mit der SRL-Charakteristik wurde auch ein herkömmliches hydrodynamisches Axiallager simuliert. Das Lager besteht aus vier Keilflächen, über die der Lagerdruck erzeugt wird. Diese Flächen sind jeweils durch Schmiernuten voneinander getrennt, die für den Flüssigkeitsnachschub sorgen. Die Geometrie ist in Abbildung 7.17 und in der Zeichnung D.5 im Anhang dargestellt. Hier wurde ebenfalls die Symmetrie ausgenutzt und ein zwei-dimensionales Gitter mit insgesamt 58 800 Knoten erzeugt.

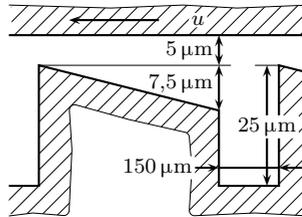


Abb. 7.17: Abwicklung eines Keilflächenlagers (schematisch)

Abweichend von der SRL-Simulation wurde hier der vereinfachte Lösungsalgorithmus der zwei-dimensionalen Schmierfilmtheorie bei einer Drehzahl von $n = 33\,000 \text{ min}^{-1}$ verwendet. Tabelle 7.8 zeigt die Tragkraft und maximalen Druck für unterschiedliche Lagerspalte und Viskositäten.

Tab. 7.8: Tragkraft und Druck im Keilflächenlager

min. Spalt	Viskosität	max. Druck	Tragkraft
2,5 µm	0,003 Pa · s	$13,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	15,82 N
2,5 µm	0,0036 Pa · s	$16,1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	18,99 N
5 µm	0,0036 Pa · s	$4,04 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	4,75 N
2,86 µm	0,0036 Pa · s	$12,3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	14,51 N

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spiralrillenlager

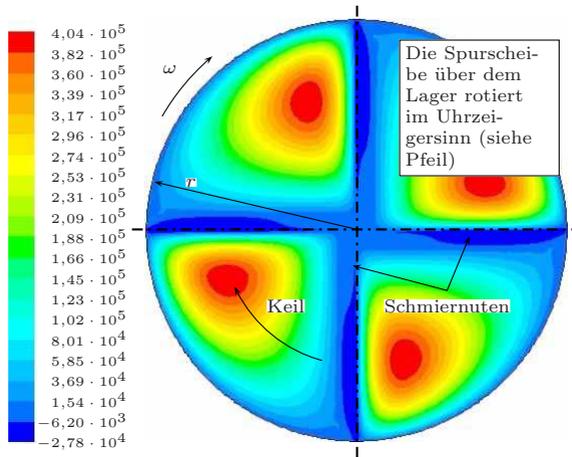


Abb. 7.18: Farbkodierte Druckverlauf im Keilflächenlager

Stellvertretend für die Lösungen aus Tabelle 7.8 wird der Druckverlauf für einen minimalen Spalt von $h_{\min} = 5 \mu\text{m}$ in Abbildung 7.18 gezeigt.

Man erkennt in dieser Abbildung, dass in den Rillen ein Unterdruck zur Umgebung herrscht, wodurch das Fluid in das Lager gesogen wird. Durch die Rotation¹⁵ wird die Flüssigkeit in den sich verjüngenden Spalt gezogen. Der Druck steigt kontinuierlich bis zu seinem Höchstbetrag von $p_{\max} = 4,04 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ kurz vor der nächsten Rille an.

7.2.3 Spiralrillenlager und Keilflächenlager im Vergleich

Betrachtet man die Simulationsergebnisse für das axiale, ebene SRL ohne Durchfluss und das klassische, axiale Keilflächenlager, so wird der Unterschied in den Eigenschaften schnell deutlich. Der maximalen und minimalen Druck sowie die Tragkraft für beide Lagerarten vergleichbarer Größe wird in Tabelle 7.9 gegenübergestellt.

Bei vergleichbarem Spalt schneidet das Keilflächenlager trotz höherer Drehzahl bei der Tragfähigkeit schlechter ab. Für eine vergleichbare Tragfähigkeit müsste sich der Lagerspalt halbieren, wobei sich dann der Druck

¹⁵ Die Spurscheibe dreht sich im Bild über dem Axiallagerring im Uhrzeigersinn.

7.3 Zusammenspiel zwischen Lagerspalt und Tragkraft

Tab. 7.9: CFD-Vergleich: Spiralrillenger und Keilflächenlager

	maximaler Druck p_{\max}	minimaler Druck p_{\min}	Tragkraft W_t
SRL ($h_2 = 5 \mu\text{m}$)	$7,75 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$-4,16 \cdot 10^4 \text{ Pa}$	13,6N
Keilflächenlager ($h_2 = 5 \mu\text{m}$)	$4,04 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$-2,78 \cdot 10^4 \text{ Pa}$	4,8N
Keilflächenlager ($h_2 = 2,86 \mu\text{m}$) ^a	$12,3 \cdot 10^5 \text{ Pa}$	$-8,49 \cdot 10^4 \text{ Pa}$	14,5N

^a Durchschnittliche Spaltweite $\overline{h_2} = 5 \mu\text{m}$

im Vergleich zum SRL beinahe verdoppelt. Ähnlich erhöht sich der Unterdruck, so dass man im Gesamten von einer ungünstigeren hämolytischen Eigenschaft des Keilflächenlagers ausgehen muss (vgl. Kap. 3.3).

Beim SRL steigt der Druck vor allem radial zur Lagermitte an. Dieser Druckgradient könnte dafür sorgen, dass Blutzellen daran gehindert werden, in die Lagermitte zu wandern, wo sie sich aufgrund geringer Strömungsgeschwindigkeiten festsetzen könnten. Im Keilflächenlager jedoch würde ein derartiger Transport durch die Schmiernuten sogar noch gefördert. Es ist zu vermuten, dass sich dort früher Thromben im Lagerspalt anlagern. Man kann allerdings durch eine konstruktiv erzwungene Asymmetrie die Lagermitte kontinuierlich auswaschen (beispielsweise durch unterschiedliche Nuttiefen; nicht dargestellt).

7.3 Zusammenspiel zwischen Lagerspalt und Tragkraft

Nachdem bislang die Lager nach deren Verhalten im quasistatischen Betrieb untersucht wurden, soll in diesem Kapitel der Zusammenhang zwischen Lagerspalt und Tragkraft im SRL betrachtet werden. Besondere Aufmerksamkeit wird dem Anlaufverhalten gegeben.

Konstruiert man ein SRL, so gibt man im Allgemeinen eine minimale Spaltweite h_2 vor und berechnet davon ausgehend die maximale Tragkraft des Lagers. Der kleinste mögliche Spalt hängt von den Fertigungsmöglichkeiten ab und kann die Summe aus Welligkeit und Oberflächenrauwert beider Lagerhälften nicht unterschreiten. Aus dem nominalen Spalt ergibt sich die Rillentiefe über die Lagerkennzahl $\delta = h_2/h_0$.

Im Einsatz später liegt dann eine variierende Last am Lager an und der Spalt stellt sich abweichend vom nominalen h_2 ein. Die Funktionalität des

Lagers ist solange gewährleistet, so lange die kleinstmögliche Spaltweite nicht unterschritten wird, bzw. der Druck die zulässige Festigkeitsgrenze der Lagermaterialien nicht überschreitet.

7.3.1 Theoretische Grundlagen

Abbildung 7.19 zeigt für das in Kapitel 7.2.1 untersuchte SRL den Zusammenhang von einer außen anliegender Kraft und dem sich dazu einstellenden Lagerspalt. Zusätzlich ist die Axialkraft der Magnetkupplung für verschiedene Verdrehwinkel angegeben. Die Strömungskraft auf den Rotor für den Auslegepunkt ($\Delta p = 80 \text{ mmHg}$, $\dot{V} = 2,5 \text{ l/min}$) wurde mit

$$F_{\Delta p} = \Delta p \cdot \pi r_2^2 \quad (7.11)$$

berücksichtigt und ist der Kupplungskraft entgegengerichtet. Bei einem Rotor-Außenradius von $r_2 = 3,4 \text{ mm}$ ergibt sie sich zu $F_{\Delta p} = 0,4 \text{ N}$.

Wie zu erkennen ist, sollte die Axiallast eine gewissen Mindestgröße haben, damit der Spalt sich bei variierenden Kräften nur in engen Grenzen bewegt. Wird die Lagerlast zu klein, so stellt sich ein relativ großer Spalt ein, der sich bei geringer Änderung vervielfachen kann (siehe auch Abb. 8.12 auf Seite 134). Ähnliches geschieht bei Drehzahlschwankungen. Nimmt diese etwa zu, so vergrößert sich der Spalt (*die Kurve verschiebt*

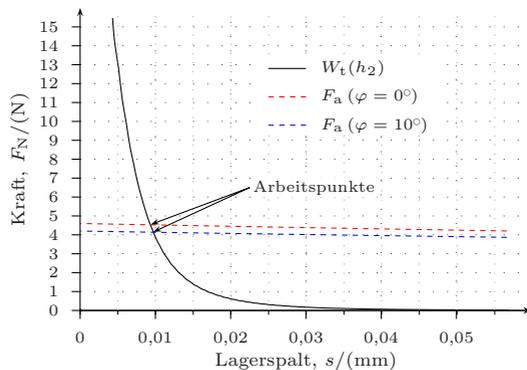


Abb. 7.19: Zusammenhang zwischen Tragkraft und Lagerspalt ($\omega = 3142 \text{ min}^{-1}$, $\eta = 0,0036 \text{ Pa} \cdot \text{s}$). Die Winkelangaben geben eine relative Verdrehung der Magnetkupplungshälften an.

sich nach oben) und der Arbeitspunkt (Schnittpunkt zwischen den Kurven) wandert in instabile Bereiche. Die Lagerlast sollte immer ausreichend groß vorhanden sein, damit sich die Kraftkurven in einem großen Winkel schneiden. Ein optimiertes Lager kann bei gegebenen Bedingungen einen großen Spalt und damit ein geringes Reibmoment aufweisen ($M_t \sim 1/h_2$), aber dabei den Arbeitspunkt in instabile Bereich verschieben.

Wie in der Abbildung weiter zu erkennen ist, nähert sich der Spalt asymptotisch der Ordinate. Unterschreitet diese Spalthöhe die Summe aus Welligkeit und Rauhwert beider Lagerhälften, tritt Festkörperkontakt ein, was übermäßige Reibung und Verschleiß zur Folge hat.

Es gibt allerdings einen in dieser Kurve nicht berücksichtigten Grenzwert, bei dem eine Unstetigkeit herrscht und das Lager in der Anlaufbewegung sprunghaft von null auf einen minimalen Spalt $h_{2,\min}$ steigt. In der Konsequenz daraus muss die Summe der Welligkeit und Rauhwerte beider Lagerhälften unterhalb dieser Grenze liegen, um die maximalen Tragwerte für das Lager zu erreichen. Im folgendem Kapitel wird dieser Effekt anhand eines Ersatzmodells im Detail erläutert.

7.3.2 Modellbetrachtung am Spiralrillenlager

Wie bereits erwähnt, steigt das Lager in der Anlaufbewegung nicht kontinuierlich von $h_2 = 0$ zur Spalthöhe im Betriebspunkt an, sondern springt bei einem Grenzwert unstetig auf einen minimalen Spalt $h_{2,\min}$.

Zunächst wird das SRL als vereinfachtes Modell betrachtet. Das Grundelement eines Rille-Damm Paares wird als stufenartig parallel abgesetztes mechanisches Ersatzsystem in Abbildung 7.20 dargestellt. Die ebene Fläche wird unter dem Grundelement bewegt.

Betrachtung der Kräfte im Ersatzsystem

Eine genaue Betrachtung des Kräftegleichgewichts in Abbildung 7.20a führt zu der mit der Lagerbreite normierten Lagerkraft

$$\frac{W_t}{b} = \underbrace{\int_0^a p(x) dx}_{0 \leq x \leq a} + \underbrace{\gamma a \cdot p}_{a \leq x \leq a(1+\gamma)} \quad (7.12)$$

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spirallinienlager

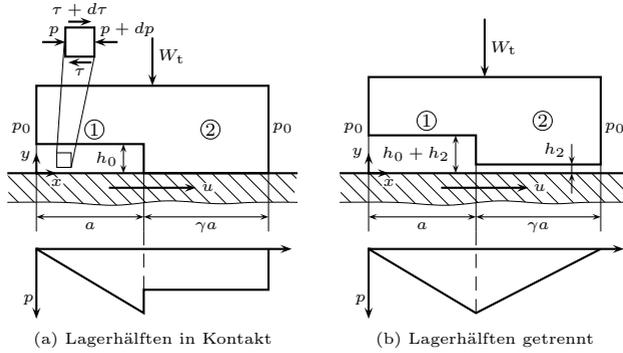


Abb. 7.20: Mechanisches Ersatzsystem eines Rillendamm Paares

wobei nach Gümbel u. Everling (1925) gilt:

$$p(x) = \frac{12\eta}{h^3} \left(\frac{1}{2}uh - \frac{\dot{V}}{b} \right) x \quad (7.13)$$

$$\tau(x) = \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} h + \eta \frac{u}{h}, \quad (7.14)$$

wenn \dot{V} den Flüssigkeitsstrom in x -Richtung bezeichnet.

Bei Kontakt gilt $\dot{V} = 0$, so dass man Gleichung (7.12) umformen kann zu

$$p_1 = 6\eta u \frac{x}{h_0^2} \quad 0 \leq x \leq a \quad (7.15)$$

$$p_2 = \left(W_t - 3\eta b u \frac{a^2}{h_0^2} \right) \cdot \frac{1}{\gamma a b} \quad a \leq x \leq a(1 + \gamma). \quad (7.16)$$

Für den Bereich $a \leq x \leq a(1 + \gamma)$ muss gelten $p \geq 0$, oder

$$\frac{2}{3} \frac{h_0}{a} \geq \frac{\eta}{\bar{p}} \frac{u}{h_0} \quad \text{mit} \quad \bar{p} = \frac{W_t}{2ab}. \quad (7.17)$$

7.3 Zusammenspiel zwischen Lagerspalt und Tragkraft

Analog dazu lässt sich die Zugkraft in x -Richtung bestimmen:

$$\frac{F_x}{b} = \underbrace{\int_0^a \tau(x) dx}_{0 \leq x \leq a} + \underbrace{\gamma a \cdot \mu \cdot p}_{a \leq x \leq a(1+\gamma)} \quad (7.18)$$

Mit Gleichung (7.14) ergibt sich diese zu

$$\frac{F_x}{b} = 4\eta a \frac{u}{h_0} + \gamma a \mu p \quad (7.19)$$

bzw. unter Berücksichtigung von Gl. (7.16)

$$\frac{F_x}{b} = \mu \frac{W_t}{b} - 3\mu\eta h_0 \frac{a^2}{h_0^2} \frac{u}{h_0} \left(1 - \frac{4}{3\mu} \frac{h_0}{a}\right) \quad (7.20)$$

Mit der Überlegung, dass selbst bei verschwindender Reibzahl $\mu = 0$ die Zugkraft $F_x \geq 0$ positiv bleibt, gilt:

$$\left(1 - \frac{4}{3\mu} \frac{h_0}{a}\right) \leq 0 \quad (7.21)$$

Hat sich bereits ein Schmierfilm ausgebildet, so gilt das Kräftegleichgewicht

$$\frac{W_t}{b} = \underbrace{\int_0^a p_1(x) dx}_{0 \leq x \leq a} + \underbrace{\int_a^{a(1+\gamma)} p_2(x) dx}_{a \leq x \leq a(1+\gamma)} \quad (7.22)$$

Hier gilt nun $\dot{V} \neq 0$ und mit Gleichung (7.13) folgt

$$p_1(x) = \frac{12\eta}{(h_2 + h_0)^3} \left(\frac{1}{2} u (h_2 + h_0) - \frac{\dot{V}}{b} \right) x \quad 0 \leq x \leq a \quad (7.23)$$

$$p_2(x) = \frac{12\eta}{h_2^3} \left(\frac{1}{2} u h_2 - \frac{\dot{V}}{b} \right) (x - a(1 + \gamma)) \quad a \leq x \leq a(1 + \gamma), \quad (7.24)$$

wobei der Druck für $x = a$ auf beiden Seiten gleich sein muss (Kontinuität). Im Faktor $(x - a(1 + \gamma))$ ist bereits enthalten, dass der Druck dort

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spirallager

abfallend ist, also $dp/dx < 0$. Setzt man hier die bekannte Lagerkennzahl $\delta = h_2/h_0$ ein, so ergibt sich der Volumenstrom zu

$$\dot{V} = \frac{1}{2} u b h_0 \delta (\delta + 1) \frac{\gamma (\delta + 1)^2 + \delta^2}{\gamma (\delta + 1)^3 + \delta^3} \quad (7.25)$$

Eingesetzt in Gleichungen (7.23) und (7.24) ergibt sich der Druck zu

$$p_1(x) = \frac{6\eta u}{h_0^2} \frac{\gamma}{\gamma (\delta + 1)^3 + \delta^3} x \quad 0 \leq x \leq a \quad (7.26)$$

$$p_2(x) = -\frac{6\eta u}{h_0^2} \frac{1}{\gamma (\delta + 1)^3 + \delta^3} (x - a(1 + \gamma)) \quad a \leq x \leq a(1 + \gamma). \quad (7.27)$$

Substituiert man $f(\delta) = 1/(\gamma(\delta+1)^3 + \delta^3)$, so folgt mit Gleichung (7.22) aus dem mittleren Druck (vgl. Gl. (7.17))

$$\bar{p} = \frac{W_t}{2ab} = \frac{3}{2} \eta \frac{u}{h_0} \frac{a}{h_0} f(\delta) \gamma (1 + \gamma). \quad (7.28)$$

Für die Zugkraft gilt ähnlich zu Gleichung (7.18)

$$\frac{F_x}{b} = \underbrace{\int_0^a \tau_1(x) dx}_{0 \leq x \leq a} + \underbrace{\int_a^{a(1+\gamma)} \tau_2(x) dx}_{a \leq x \leq a(1+\gamma)} \quad (7.29)$$

und man erhält mit Gleichung (7.14)

$$\begin{aligned} \tau_1(x) &= \frac{1}{2} \frac{dp_1}{dx} (h_2 + h_0) + \eta \frac{u}{h_2 + h_0} & 0 \leq x \leq a \\ \tau_2(x) &= \frac{1}{2} \frac{dp_2}{dx} h_2 + \eta \frac{u}{h_2} & a \leq x \leq a(1 + \gamma), \end{aligned}$$

und eingesetzt mit obiger Substitution $f(\delta)$

$$\tau_1(x) = \frac{\eta u}{h_0} \left(3\gamma f(\delta) (\delta + 1) + \frac{1}{\delta + 1} \right) \quad 0 \leq x \leq a \quad (7.30)$$

$$\tau_2(x) = \frac{\eta u}{h_0} \left(-3\delta f(\delta) + \frac{1}{\delta} \right) \quad a \leq x \leq a(1 + \gamma). \quad (7.31)$$

Damit lässt sich die Zugkraft aus Gleichung (7.29) bestimmen:

$$F_x = ab\eta \frac{u}{h_0} \left(3\gamma f(\delta) + \frac{\gamma + \delta(1 + \gamma)}{\delta(\delta + 1)} \right) \quad (7.32)$$

Die Stribeck-Kurve

Mit den so gewonnenen Erkenntnissen lassen sich der Zusammenhang zwischen Lagerkraft und Geschwindigkeit mit der Reibkraft erklären. Dieser wird in der sogenannten STRIBECK-Kurve dargestellt. Mit der allgemein bekannten Beziehung zwischen Normalkraft und Reibungskraft

$$F_R = \mu F_N \quad (7.33)$$

lässt sich der Reibkoeffizient für das Ersatzsystem aus Abbildung 7.20a auf Seite 112 bestimmen (mit Gl. (7.17) und (7.20)):

$$\frac{F_x}{W_t} := \tilde{\mu} = \mu - \frac{3}{2} \mu \frac{\eta^u/h_0}{\bar{p}} \frac{a}{h_0} \left(1 - \frac{4}{3\mu} \frac{h_0}{a} \right) \quad (7.34)$$

Führt man die GÜMBEL-Zahl ein

$$G := \frac{\eta^u/h_0}{\bar{p}} \quad (7.35)$$

und beachtet die Bedingung aus Gleichung (7.17) für die Gültigkeit ($G \leq (2h_0)/(3a)$), ergibt sich die Grenze für den Koeffizienten für $\mu \rightarrow 0$ zu

$$\tilde{\mu} \left(G = \frac{2h_0}{3a} \right) = \frac{4}{3} \frac{h_0}{a} \quad (7.36)$$

Diese Grenze, bevor das Lager abhebt, ist bei jedem gegebenem Betriebspunkt (η, W_t, u) von der Stufegeometrie abhängig (Abb. 7.21a).

Für den Fall der Flüssigkeitsreibung ($G \geq (2h_0)/(3a)$) ergibt sich mit Gleichungen (7.28), (7.32) und (7.35) (Abb. 7.21b)

$$\frac{F_x}{W_t} = \tilde{\mu} = \frac{h_0}{a} \frac{\gamma}{\gamma(1 + \gamma)} + G \frac{1}{2} \frac{(\gamma + \delta(1 + \gamma))}{\delta(\delta + 1)}. \quad (7.37)$$

Aus Gleichungen (7.28) und (7.35) erhält man

$$G = \frac{2}{3} \frac{h_0}{a} \frac{\gamma(\delta + 1)^3 + \delta^3}{\gamma(1 + \gamma)} = \frac{2}{3} \frac{h_0}{a} \cdot f(\delta, \gamma) \quad (7.38)$$

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spirallinienlager

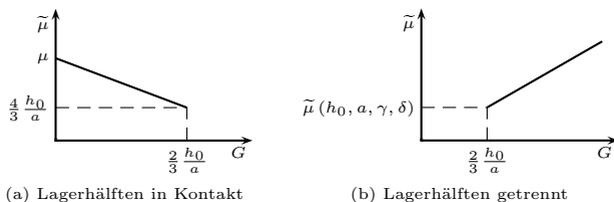


Abb. 7.21: STRIBECK-Kurve für das Ersatzsystem

Nur für den Sonderfall $f(\delta, \gamma) = 1$ ist der Reibkoeffizient $\tilde{\mu}$ in $G = (2h_0)/(3a)$ für beide Fälle (mit und ohne Kontakt) gleich (siehe Abb. 7.21).

Mit Gleichung (7.28) lässt sich ein formaler Zusammenhang zwischen der GÜMBEL-Zahl und der dimensionslosen Spalthöhe δ herstellen:

$$\bar{p} = \frac{3}{2} \eta \frac{u}{h_0} \frac{a}{h_0} \frac{\gamma(1+\gamma)}{(\gamma(\delta+1)^3 + \delta^3)}$$

$$\left(\gamma(\delta+1)^3 + \delta^3\right) = \frac{3}{2} G \frac{a}{h_0} \gamma(1+\gamma) \quad (7.39)$$

Umstellen und Auflösen führt zu einer kubischen Gleichung

$$\delta^3 + \frac{3\gamma}{\gamma+1} \delta^2 + \frac{3\gamma}{\gamma+1} \delta + \frac{\gamma}{\gamma+1} - \frac{3a}{2h_0} \gamma G = 0, \quad (7.40)$$

welche in Abbildung 7.22 auf der nächsten Seite graphisch dargestellt ist. Man beachte, dass $G \sim 1/w_t$, also eine wachsendes G eine kleiner werdende Kraft W_t und daher einen größeren Spalt δ bedeutet. Die Kurve ist allgemein gültig und kann zur Abschätzung bei der Lager-Dimensionierung verwandt werden.

Man erkennt, wie in der Anlaufphase das Lager im Grenzwert $G \geq (2h_0)/(3a)$ (abhängig von Last und / oder Drehzahl) sprunghaft auf eine Mindestspalthöhe $\delta = 0,256$ abhebt. Diese Erkenntnis macht man sich zu Nutze, um geeignete Oberflächenqualitäten festzulegen, mit denen man diese Phase schnell durchschreiten kann. Bis dahin gilt der Fall aus Abbildung 7.20a.

Erhöht sich im laufendem Betrieb die Last oder wird die Drehzahl reduziert, so ist der Grenzwert nicht gültig und kleiner Spalte sind möglich, bis Festkörperkontakt eintritt (Abb. 7.20b). Dann allerdings liegt wieder die Festkörperreibung aus dem ersten Fall vor.

7.3 Zusammenspiel zwischen Lagerspalt und Tragkraft

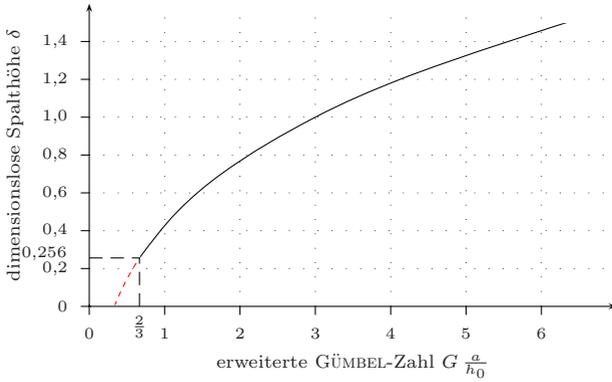


Abb. 7.22: Dimensionslose Spalthöhe δ in Abhängigkeit der erweiterten GÜMBEL-Zahl $G \frac{a}{h_0}$

Anmerkung: Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die GÜMBEL-Zahl das Verhältnis der Schubspannung τ an einer Fläche zum Druck p normal dazu beschreibt. Auf diese Fläche bezogen entspricht das der Querkraft zur Normalkraft. Somit beschreibt diese Kennzahl formal den Reibungskoeffizienten. Bei Muijderman (1964) wird dieser mit f bezeichnet.

Beispiel

Überträgt man nun obige Erkenntnisse auf das ebene SRL aus Kapitel 7.2.1, so sieht man aus Abbildung 7.22, dass sich der minimale Spalt mit $\delta = 0,256$ und $h_0 = 18 \mu\text{m}$ zu $h_{2,\text{min}} = 4,6 \mu\text{m}$ ergibt. Die Auslegung des Lagers mit $h_2 = 5 \mu\text{m}$ ist also zulässig.

Bezieht man nun die GÜMBEL-Zahl auf den Außenradius r_2 , so ergibt sich für die Spaltbreite $a(r_2) = (2\pi r_2)/(k(1+\gamma)) = 1,015 \text{ mm}$. Damit berechnet sich

$$G = \frac{2}{3} \frac{h_0}{a(r_2)} = 0,012. \quad (7.41)$$

Es lässt sich nun die Tragkraft errechnen, bei der das Lager abhebt, wenn man berücksichtigt, dass die Geschwindigkeit quer zur Rillen $u = (\omega r_2)/\sin \alpha$ beträgt:

$$W_{\text{Modell}} = \frac{\eta \frac{\omega r_2}{\sin \alpha}}{G} \pi (r_2^2 - r_1^2) = 12,6 \text{ N}. \quad (7.42)$$

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spirallager

Zum Vergleich sei die GÜMBEL-Zahl nun mit den Daten aus Muijderman (1964) für das SRL berechnet. Es wird nur der gerillte Teil des Lagers, $r_1 \leq r \leq r_2$, berücksichtigt. Der Teil $r < r_1$ hat keinen Anteil am Druckaufbau und kann bei der Reibung vernachlässigt werden ($h_c \gg h_0$). Dann berechnen sich Tragkraft, Moment und Querkraft für den gerillten Teil unter Berücksichtigung der Endeffekte zu (Herleitung siehe Anhang C)

$$W_{\text{Ri}} = 9,5 \text{ N} \quad (7.43)$$

$$M_{\text{Ri}} = 0,286 \text{ mN} \cdot \text{m}$$

$$F_{\text{Ri}} = \frac{M_{\text{Ri}}}{r_{2,\text{eff}}} = 0,094 \text{ N} \quad (7.44)$$

und damit die GÜMBEL-Zahl zu

$$G = \frac{F_{\text{Ri}}}{W_{\text{Ri}}} = 0,010 \quad (7.45)$$

Der Unterschied von ca. 20% zwischen beiden Werten von Gleichungen (7.41) und (7.45) ist vor allem mit der Vernachlässigung der Endeffekte im Ersatzmodell zu begründen. Muijderman (1964) gibt eine Verminderung der Tragkraft durch Endeffekte von ebenfalls ca. 20% an. Der Endeffekt ist abhängig vom Spalt und verringert sich, wenn dieser wächst.

Bei gegebener Lagerlast lässt sich auch die minimale Drehzahl bestimmen, bei der das Lager abhebt. Wenn man von einer Lagerlast von 2,4N (Abb. 7.19 auf Seite 110) ausgeht, ergibt sich die Mindestdrehzahl durch Umstellen zu

$$\omega = \frac{G \frac{W_{\text{Modell}}}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}}{\frac{\eta r_2}{h_0 \sin \alpha}}$$

$$n = \frac{\omega}{2\pi} = 5623 \text{ min}^{-1} \quad (7.46)$$

Diese Abschätzung der Mindestdrehzahl beinhaltet eine Sicherheit, da bei obiger Rechnung die Tragfähigkeit des inneren Lagerbereichs ($r < r_1$) vernachlässigt wird. Tatsächlich müsste dieser Anteil $p(r_1) \cdot \pi r_1^2$ noch von der Lagerlast abgezogen werden, wenn $p(r_1)$ bekannt wäre und das Lager würde entsprechend früher abheben. Im hier vorliegendem SRL beträgt dieser Anteil immerhin ca. 30%. Aus diesem Grunde kann die Kurve aus Abbildung 7.22 nicht verwandt werden, um im Betriebszustand den zu erwartenden Spalt abzuschätzen (es sei denn, $p(r_1)$ ist bekannt).

7.4 Diskussion der vorliegenden Ergebnisse

In diesem Kapitel wurde das SRL mittels verschiedener Methoden untersucht und analysiert. Es zeigt sich, dass das Lager als berührungslose Lagerung unter den gegebenen Randbedingungen geeignet ist. Die hydraulischen Eigenschaften sorgen in den zu erwartenden Betriebspunkten immer für eine ausreichende Trennung zwischen den Lagerhälften. Bei zu geringer Last muss man konstruktiv darauf achten, dass der Arbeitspunkt des Lagers nicht in instabile Bereiche gerät.

In Bezug auf die Blutschädigung konnte noch keine abschließende Bewertung vorgenommen werden. Man kann davon ausgehen, dass die Blutzellen, die im Lagerspalt sind, dort auch zerstört werden. Es gibt allerdings vermehrt Hinweise darauf, dass der Spalt frei von den Zellen bleibt. Diese Beobachtungen werden auch durch Untersuchungen von Suspensionen unterstützt.

Barthelmes (2000) beschreibt in seiner Arbeit den Einfluss der laminaren Strömung auf Partikel, der aus Konzentrations-, Scherraten- und Viskositätsgradienten besteht. Existiert ein Scherratengradient, der von der Wand weg zur Kanalmitte abfällt, so entsteht eine Migration der Partikel zur Mitte. Durch diese Entmischung in Wandnähe kommt es dort zu einer scheinbaren verminderten Viskosität, die wiederum zu einer höheren Scherrate führt¹⁶. Dem gegenüber steht der Konzentrationsgradient, aufgrund dessen die Partikel wiederum nach außen diffundieren. Je nach Zusammensetzung der Suspension stellt sich ein Gleichgewicht ein, bei dem in Wandnähe kaum Partikel zu finden sind und sich ein Pseudowandschlupf beobachten lässt. Dieser Vorgang wird als *hydrodynamische Diffusion* bezeichnet und gilt auch für eine Suspension mit Agglomeraten, wie sie häufig in Blut vorkommen¹⁷. (Barthelmes 2000)

Die Radialkomponente der Geschwindigkeiten in Rille und Spalt verursacht ein solches Scherratengefälle. Ein Diffundieren der Partikel in die Rillen ist aufgrund der geringeren Scherrate dort zu erwarten. Dies begründet auch die Ansammlung der Partikel in der Rille auf etwa halber Höhe, wie es in Kapitel 7.1.6 beobachtet wurde (Abb. 7.23). Bei Spaltweiten und Rillentiefen in der Größenordnung der Erythrozyten wird sich die Konzentration in der Kanalmitte auf einen Bruchteil der Gleichgewichtskonzentration reduzieren. Diese würde die Hypothese der Entmischung im SRL in Kapitel 7.1.7 auf Seite 96 unterstützen. Aufgrund langer Rechenzeiten ist allerdings eine exakte numerische Lösung dieser Aufgabenstellung noch nicht ohne weiteres zu erzielen (Barthelmes 2000).

¹⁶ Scherrate und Viskosität stehen über $\tau = \eta\dot{\gamma}$ zueinander in Beziehung.

¹⁷ *Geldrollen- oder Rouleau-Bildung* (Hildebrandt 1994)

7 Untersuchung an einem ebenen, axialen Spiralrillenlager

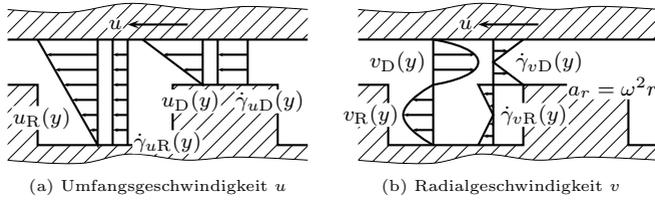


Abb. 7.23: Scherrate in Anhängigkeit von der Geschwindigkeit

Unter Berücksichtigung der geometrischen Größen und Komplexität der Strömung lässt sich dieses Phänomen auch nicht mittels der Strömungssichtbarmachung in einem SRL in Originalgröße ohne größerem Aufwand nachweisen. Im einfachen Fall einer quasistatischen Strömung von Blut durch eine gerade Kapillare wurden allerdings eine derartige Beobachtungen bereits von Fähraeus (1929) gemacht. Er beobachtete, wie bei Unterschreitung eines bestimmten Kapillarendurchmessers die Blutkörperchen zur Mitte hin wanderten. Die physikalischen Ursachen konnte er damals noch nicht klären.

Tritt dieses Phänomen im SRL ein, so werden dort die korpuskularen Bestandteile durch diese Entmischung in einer reduzierten Konzentration in der Kanalmitte im Hauptströmungsfeld gehalten. Dadurch könnten sich diese nur erschwert an den Bauteilen anlagern und zur Thrombenbildung führen. Eine verbesserte Blutverträglichkeit beim SRL wäre die Folge.

8 Spirallrillenlager für eine Miniatur-Axialpumpe

Nach der Evaluierung eines ebenen Spirallrillenlager (SRL) in Kapitel 7 wird nun eine Miniatur-Axialpumpe mit einem derartigen SRL nach den Vorgaben von Kapitel 7.2.1 ausgerüstet. Zusätzlich wird, ohne detaillierte Voruntersuchungen, ein konisches SRL nach Muijderman (1964) ausgelegt. Beide Lager-Typen werden anschließend zusammen mit einer herkömmlichen, mechanischen Lagerversion hydraulischen Tests unterzogen und verglichen. Bei allen drei Lagerversionen werden sowohl Rotoren mit, als auch ohne Spülbohrung eingesetzt.

8.1 Versuchsaufbau

8.1.1 Rotor

Zur Förderung des Fluids kommt ein Miniatur-Axialrotor zum Einsatz. Die Auslegung erfolgte nach klassisch analytischen Methoden und kann beispielsweise in Sieß (1998) für den Einsatz in Blutpumpen nachgelesen werden. Abbildung 8.1 zeigt, wie sich zum Ende der Beschauelung die Nabe auf den Gehäusedurchmesser des Motors weitet, um die Strömung entsprechend umzulenken. In dieser Aufweitung steht Platz für die Magnetkupplung und das Lager zur Verfügung (siehe auch Kapitel 5.1.2).



(a) Rotor ohne Spülbohrung



(b) Rotor mit Spülbohrung

Abb. 8.1: Miniatur-Axialrotoren

8 Spirallinienlager für eine Miniatur-Axialpumpe

Als Betriebspunkt bei einer mittleren Viskosität von $0,0030 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ wird für den Rotor ein Fördervolumen von $2,5 \text{ l}/\text{min}$ gegen einen Druck von 80 mmHg gewählt.

Als Variante zum herkömmlichen Rotor existiert auch eine Version mit Spülbohrung. Dabei ermöglichen zwei Bohrungen in der Nabe einen Flüssigkeitsstrom zum Rotorinneren und damit zu dem sich dort befindenden Lager.

8.1.2 Antrieb und Gehäuse

Im Gegensatz zum späteren, geplanten Einsatz wird die Pumpe im Prüfstand extern angetrieben (Abb. 8.2). Ein Adapter simuliert hier das Motorgehäuse in Form und Größe (1). Es beinhaltet eine Welle, mit der die Motor-seitige Hälfte der Magnetkupplung von einem bürstenlosen DC-Servomotor¹ angetrieben wird (2). Die Rotor-seitige Geometrie kann dem jeweiligen Rotorlager angepasst werden (3).

Zusammen mit dem Rotor ist der Adapter in einem Gehäuse montiert, wie es auch später bei einer Implantation zum Einsatz kommen würde. Das Fluid wird axial vom Rotor angesaugt und verlässt das Gehäuse tangential. Dabei wird durch Konvektion die Kühlung des Adapters (später des Motors) unterstützt.

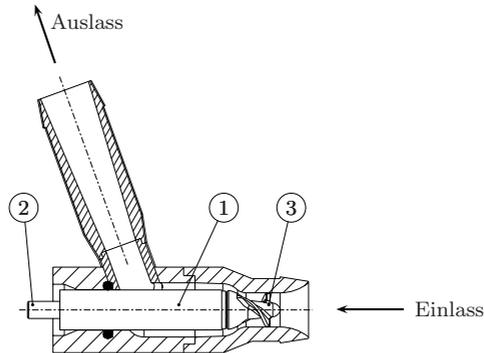


Abb. 8.2: Pumpen im Prüfstand

¹ Serie 1628 T 012B, Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG, Schönaich

8.1.3 Prüfstand

In Abbildung 8.3 ist der Aufbau des Prüfstandes schematisch wiedergegeben. Im wesentlichen besteht er aus einem Reservoir, von dem aus Flüssigkeit im Kreis gefördert wird. Dabei wird eine Wasser-Glycerin-Mischung eingesetzt, mit der die gewünschte Viskosität eingestellt werden kann (siehe Abb. B.1 auf Seite 148). Mit einer Drossel lässt sich der Gegendruck für die Pumpe einstellen.

Der Motor wird über einen Servoverstärker² angetrieben und die Drehzahl ausgegeben. Ein programmierbares Labornetzgerät³ dient als Konstantspannungsquelle. Über eine Miniatur-Kupplung⁴ wird der Motor mit der Welle der Magnetkupplung verbunden. Zur Druckmessung dienen Sensoren⁵ aus dem klinischem Bereich. Die Volumenstrommessung erfolgt berührungslos mit einem Ultraschall-Messkopf⁶, der von außen über den Schlauch geklemmt wird.

Zur weiteren Auswertung der Charakteristik eines Rotors werden die im Schema gezeigten Größen aufgenommen. Damit lassen sich Leistungsdaten erfassen und vergleichen, wie sie in Abbildungen 8.7 bis 8.9 auf Seiten 128–130 dargestellt sind.

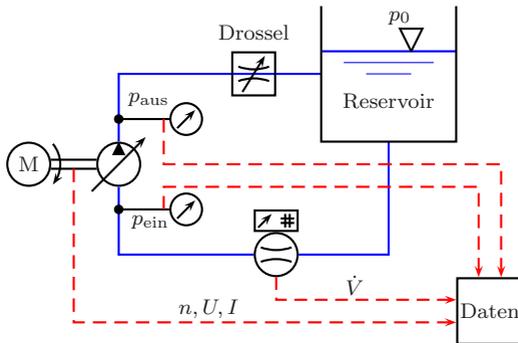


Abb. 8.3: Schemazeichnung des Versuchsaufbau

² Serie BLD 3502-SE2P, Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co. KG, Schönaich

³ HM 8142, HAMEG GmbH, Mainhausen

⁴ Typ MK1, R+W Antriebstechnik GmbH, Klingenberg

⁵ DPT-6000, Smiths Medical Deutschland GmbH, Kirchseeon

⁶ Messkopf H11XL1, Konsole HT109R, Transonic Systems Inc., Ithaca, USA

8.2 Auslegung verschiedener Lagergeometrien

8.2.1 Mechanisch-hydraulische Kugelspurlagerung

Als Basis für die Untersuchungen wird ein mechanisches Kugelspurlager genommen, welches in einer ähnlichen Auslegung in der *MicroVAD* eingesetzt wird (siehe Seite 20). Die axialen Kräfte durch die magnetische Stirndrehkupplung werden von einer Kugel in einer Kalotte im Rotor getragen. Durch eine Hartmetallachse wird diese Kalotte in das Nabenninnere des Rotors verlegt, um den Drehpunkt dieser Kugel in die Rotorspitze zu verlagern. Dadurch wirken sowohl die magnetischen Anziehungskräfte der Kupplung als auch die Strömungskräfte (außen am Rotor) radial stabilisierend und erzeugen eine radiale Rückstellkraft bei derartiger Auslenkung. An der Kalotte selbst ist eine radiale Auslenkung nicht möglich.

In Abbildung 8.4 ist ein Schema dieser Lagerung im ausgelenktem Zustand gezeigt. Man sieht an den gezeigten Kräften, dass eine radial rückstellende Kraft entsteht, die den Rotor zentriert. Die axiale Magnetkraft verhindert zudem eine axiale Bewegung entgegen der Strömung.

8.2.2 Ebenes Spiralrillennlager

Im Folgendem wird ein ebenes SRL für diesen Prüfstand konstruiert. Auch dieses soll sowohl für die geschlossene, als auch offene Rotorkonfiguration eingesetzt werden. Abbildung 8.5 zeigt eine Explosionsdarstellung beider Varianten.

Unter Berücksichtigung der geometrischen Randbedingungen und der Anforderungslisten (Kap. 3.4) ergeben sich mit Muijderman (1964) die in Tabelle 7.4 auf Seite 98 aufgelisteten, optimierten Lager-Kennzahlen

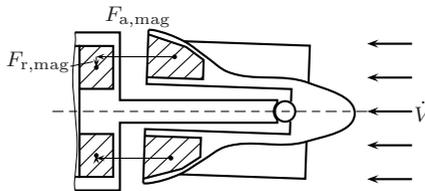


Abb. 8.4: Schemazeichnung einer Kugelspurlagerung

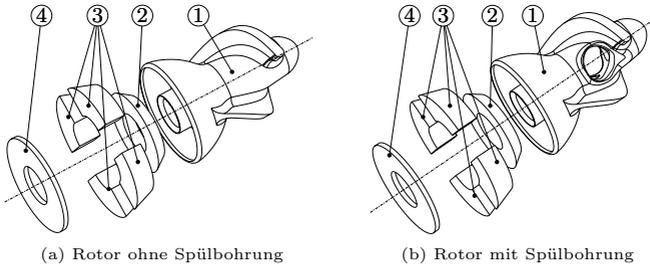


Abb. 8.5: Explosionsdarstellung ebener Spiralrillenlager-Varianten: (1) Rotor ohne/mit Spülbohrung, (2) magnetischer Rückschluss, (3) Magnetsegmente, (4) ebene, ungerillte Spurscheibe

für ein SRL ohne Durchfluss. Hier wurde auf die Fertigung des Lagers in der hauseigenen Werkstatt geachtet.

Die Geometrie-Eckdaten und Lagereigenschaften, die sich für einen nominellen Lagerspalt von $h_2 = 5 \mu\text{m}$ ergeben, sind in Tabellen 7.5 bis 7.6 auf Seiten 98–99 gezeigt. Die genauen Konstruktionsdaten für das Lager sind der Zeichnung D.4 auf Seite 157 im Anhang zu entnehmen.

Für die Lagereigenschaften ist es unerheblich, ob der profilierte Teil rotiert oder stillsteht. Aufgrund möglicher Resonanzen durch Unwuchten wird allerdings dieser Teil des Lagers als stehend festgelegt. Am Rotor ist als Gegenstück eine ebene Spurscheibe angebracht.

Für den Rotor mit Spülbohrung wird ein identisches SRL verwandt. Hier ist durch die zentrale Bohrung ein Durchfluss zur Rotorspitze möglich. Die zu erwartenden Lagereigenschaften sind allerdings schlechter, wie in Tabelle 6.2 in Kapitel 6.6 gezeigt wurde.

8.2.3 Konisches Spiralrillenlager

Abschließend wurde auch ein konisches SRL ausgelegt. Hier wurde ebenso den Vorgaben aus Muijderman (1964), bzw. Kapitel 6 gefolgt.

Abbildung 8.6 zeigt die zwei Lagerversionen für einen Rotor mit und ohne Durchspülung. Unter Berücksichtigung der Fertigungsmöglichkeiten der Werkstatt wurden die in Tabelle 8.1 beschriebenen optimalen Lager-Kennzahlen gefunden. Für die Tragkraft spielen vor allem der Kegel-Halbwinkel t und das Verhältnis der ungerillten zur gerillten, axialen Länge l_{p1}/l_a eine entscheidende Rolle.

8 Spirallinienlager für eine Miniatur-Axialpumpe

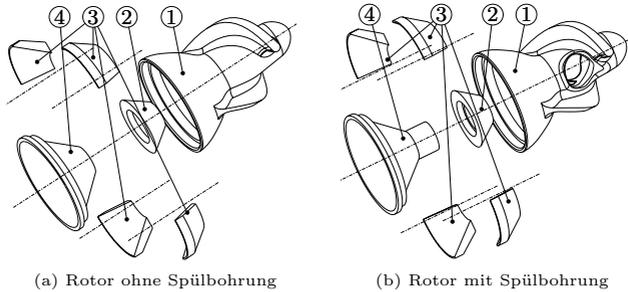


Abb. 8.6: Explosionsdarstellung konischer Spirallinienlager-Varianten: (1) Rotor ohne/mit Spülbohrung, (2) magnetischer Rückschluss, (3) Magnetsegmente, (4) konische, ungerillte Spurscheibe

Tab. 8.1: Kennzahlen eines konischen Spirallinienlager

k	α	δ	γ	t	l_{p1}/l_a
12	14,0°	0,34	0,93	40°	0,75

Bei einem axialen Lagerspalt von nominal 15 μm ergibt sich ein Spalt senkrecht zur Fläche von 10 μm . Mit einem Lager-Außenradius $R = 3,3\text{mm}$ und einer axialen Rilllänge $l_a = 1,5\text{mm}$ ergeben sich die in Tabelle 8.2 aufgezählten Eigenschaften. Die exakte Geometrie ist in Zeichnung D.3 auf Seite 156 aufgeführt.

Für die Berechnung der radialen Tragkraft W_{rad} wird nur der ungerillte Anteil des Kegels berücksichtigt. Der mittlere Durchmesser ergibt sich dafür zu $\bar{D} = 3,135\text{mm}$ und die relative Lagerbreite zu $B/\bar{D} = 0,36$. Der Berechnung wird eine relative Exzentrizität von $\varepsilon = 0,5$ zugrundegelegt.

Die Schwierigkeit in der Auslegung vom konischen SRL liegt insbesondere darin, die äußeren Baumaße der Pumpe nicht zu verändern und

Tab. 8.2: Lagereigenschaften des konischen Spirallinienlager

Tragkraft W_t	Lagerdruck p_{r1}	Reibmoment M_t	Reibkoeffizient f	Reibleistung P_R	Radialkraft W_r
8,21N	346 940Pa	0,209mN · m	0,0077	1,313W	0,18N

trotzdem eine Magnetkupplung zu integrieren, die das nötige Moment übertragen kann. In Abbildung 8.6 auf der vorherigen Seite ist bereits zu erkennen, dass der vorhandene Bauraum nur vergleichsweise kleine Magnetsegmente im Rotor zulässt (vgl. auch mit den ebenen SRL, Abb. 8.5 auf Seite 125). Bei den Versuchen wurde festgestellt, dass das Lager in dieser Konfiguration für höhere Drehzahlen nicht stabil läuft und der Rotor von der Kupplung abhebt. Eine bessere Kupplungskraft könnte durch stärkere Magnete erreicht werden, allerdings gehört das verwandte Selten-Erd Material bereits zu den besten auf dem Markt befindlichen (siehe Tab. 5.1 auf Seite 58). Alternativ könnte man die Anforderung an den Bauraum überdenken und durch eine Verlängerung des Rotors ein größeres Magnetvolumen ermöglichen.

8.3 Auswertung der hydraulischen Analyse

Zum Vergleich der einzelnen Lager wurden in dem in Kapitel 8.1.3 beschriebenen Prüfstand für jeden Rotor Kennfelder aufgenommen. Zur Bewertung der hydraulischen Leistung wurde der Durchfluss und die Druckdifferenz über den Rotor aufgenommen. Unter Zuhilfenahme von verbrauchter Spannung, Strom und Drehzahl kann auf die hydraulische Effizienz sowie die Lagerverluste geschlossen werden.

In Abbildung 8.7 auf der nächsten Seite werden die Durchfluss-Druck-Kennkurven der einzelnen Rotoren dargestellt.

Man stellt fest, dass die hydraulischen Eigenschaften aller Lagertypen im Rahmen der Messgenauigkeit gleich sind. Der vorgegebene Betriebspunkt wird mit einer Drehzahl von rund $26\,000\text{min}^{-1}$ für alle Rotoren erreicht. Nur mit dem ebenen SRL ohne Spülbohrung war es möglich, Kennfelder auch bei höheren Drehzahlen aufzunehmen. Bei allen anderen Rotoren kam es bei zu hohen Drehzahlen oder Gegendrücken zu Instabilitäten. Als Folge entkoppelte der Rotor und die Magnetkupplung drehte durch, bis zwei abstoßende Magnetsegmente gegenüber lagen und der Rotor stromaufwärts abgestoßen wurde. Für keinen dieser Rotoren existiert ein Lager in diese axiale Richtung. Es wird lediglich durch eine Verjüngung im Einlass verhindert, dass der Rotor in den Kreislauf gelangen kann.

Abbildung 8.8 zeigt den Zusammenhang von Durchfluss und verbrauchter Leistung. Diese Werte wurden bereits um die Verluste in Antrieb, Miniatur-Kupplung und Adapter korrigiert. Dafür wurde die benötigte Leistung des Systems ohne Rotor für alle Drehzahlen gemessen.

Es ist eine deutliche Streuung aller Messdaten zu sehen. Dies liegt vor allem an der Schwierigkeit, den Stromverbrauch zuverlässig zu messen.

8 Spirallinienlager für eine Miniatur-Axialpumpe

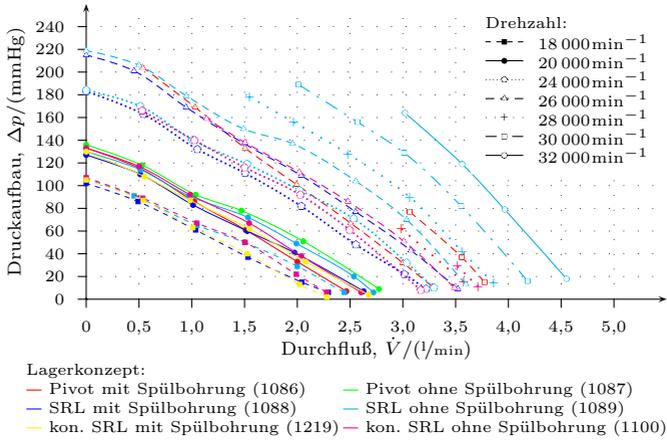


Abb. 8.7: Druck-Fluss Kennfeld: gleicher Rotor, verschiedene Lager ($\eta=0,0029 \text{ Pa} \cdot \text{s}$)

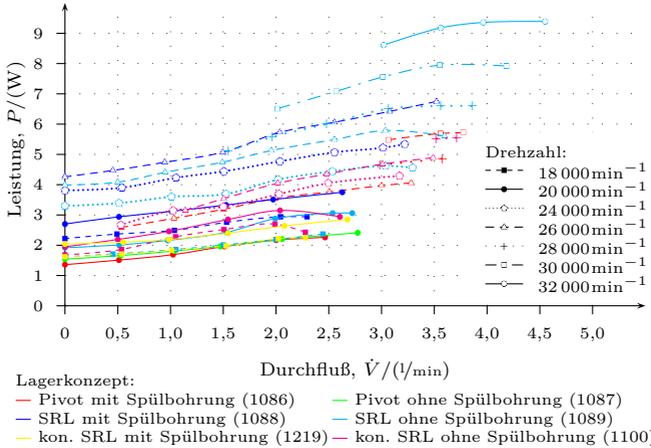


Abb. 8.8: Leistung-Fluss Kennfeld: gleicher Rotor, verschiedene Lager ($\eta=0,0029 \text{ Pa} \cdot \text{s}$)

Die Messung wird durch unterschiedliche Faktoren beeinflusst (wie Motorlager und Adapter, Walk-Verluste in der Miniatur-Kupplung, Viskositätsänderung durch Schwankungen der Raumtemperatur und ähnlichem). Trotz größter Sorgfalt bei den Versuchsvorbereitungen konnten nicht alle Einflussgrößen konstant gehalten werden.

Beim ebenen SRL ist deutlich ein Einfluss der Spülbohrung zu erkennen. Der Verbrauch ohne Bohrung ist erheblich geringer, als mit Bohrung. Dieser Effekt ist beim konischem SRL und der Kugelspurlagerung nicht zu beobachten. Auch lässt sich erkennen, dass der Leistungsverbrauch der hydrodynamischen Lager über dem der mechanischen liegt. Dies war zu erwarten, da bei den kleinen Spaltweiten die Flüssigkeitsreibung sehr hoch ist. Der Vorteil aber liegt in der vollständig berührungslosen Funktion.

Mit verbesserten Fertigungsmöglichkeiten kann man die Lager optimieren und dadurch die Flüssigkeitsreibung bei ausreichender Tragkraft minimieren. Dabei ist jedoch auf die potentielle Instabilität zu achten, die bei einem zu großem Spalt auftreten könnte (siehe 7.3.1).

Zuletzt wird in Abbildung 8.9 auf der nächsten Seite die Effizienz der einzelnen Rotoren dargestellt.

Wie zu erwarten, zeigen die mechanischen Lager die höchste Effizienz. Man kann auch gut erkennen, dass der Wirkungsgrad der konischen SRL höher liegt, als der der ebenen.

8.4 Aspekte der Fertigung

Es wurden im Zusammenhang mit den SRL bereits mehrmals Probleme in der Fertigung erwähnt. In der Tat bewegen sich die Größen der optimalen Geometrie in Bereichen, die nicht mehr ohne weiteres herzustellen sind.

Oftmals wurde zugunsten der spanabtragenden Fertigung im eigenem Haus nur eine suboptimale Geometrie für das SRL gewählt. So war bei der Auslegung des ebenen SRL die Rillenbreite ein begrenzendes Kriterium. Da die kleinsten zur Verfügung stehenden Schaftfräser einen Durchmesser von $\varnothing 0,15$ mm hatten, konnte das Lager nicht mit einer geforderten Anzahl von Rillen von mindestens $k = 15$ ausgestattet werden.

Des Weiteren war es im Hause nicht möglich, die Lageroberfläche nach dem Fräsen zu polieren und dabei zu gewährleisten, dass die Rillentiefe (zwischen $10\mu\text{m} - 30\mu\text{m}$) weiterhin der Spezifikation entspricht. Es konnte die geforderten Welligkeiten und Rauwerte von zusammen maximal $5\mu\text{m}$ nicht sicher eingehalten werden.

Als weitere Vereinfachung wurde Messing als Lagermaterial verwandt. Bei härteren Materialien hätten die Standzeiten der Werkzeuge nicht

8 Spiralrillenger für eine Miniatur-Axialpumpe

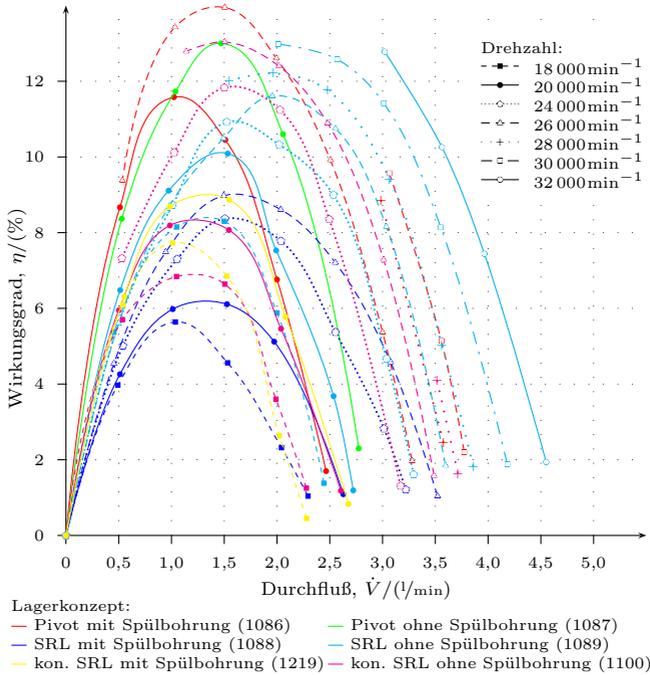


Abb. 8.9: Rotor-Wirkungsgrad η bei verschiedenen Lager ($\eta=0,0029 \text{ Pa} \cdot \text{s}$)

mehr ausgereicht und es wäre unmöglich gewesen, mit akzeptablen Aufwand und Kosten die hohen Genauigkeiten zu erreichen. Dieses Material kann man natürlich nur in Labortests verwenden, da es keine biokompatiblen Eigenschaften besitzt. Durch seine Weichheit hat es gute Einlauf-eigenschaften, weist allerdings keine Notlaufeigenschaften auf.

Trotz alledem genügten diese Lager den Anforderungen, die in dem entsprechenden Anwendungsfall für die Versuche gestellt wurden.

Für die Fertigung in größerer Stückzahlen laufen derzeit Untersuchungen am Gießerei-Institut Aachen (GI) in Zusammenarbeit mit dem Forschungszentrum ACCESS e.V. Dort wird ein modifiziertes Feinguss-Verfahren entwickelt, welches das Abgießen von Strukturen in einer Größe

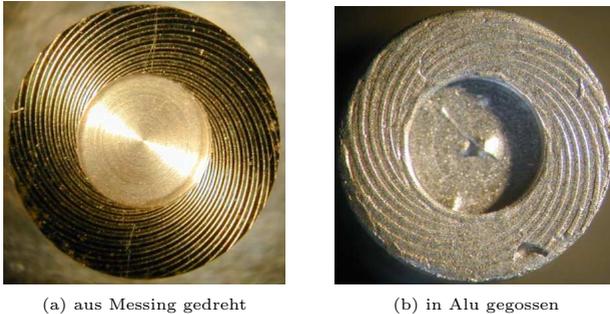


Abb. 8.10: Verschiedene Fertigungsverfahren für Spiralrillennlager: (a) Das Lager wurde am IPT mit einer Präzisionsmaschine gedreht. (b) Ein Abguss diesen Lagers: Lunker und Unreinheiten sind deutlich zu erkennen.

von weniger als $30\mu\text{m} \times 10\mu\text{m}$ erlaubt (Abb. 8.10b). Mit derartigen Verfahren ist man Material-unabhängig, solange jenes sich verflüssigen lässt. (Grohn u.a. 2004)

Die Urform dafür kann beispielsweise inter erhöhten Kosten mit Präzisionsmaschinen spanabtragend hergestellt werden. Das in Kapitel 7.3 besprochene SRL wurde am Fraunhofer-Institut für Produktionstechnologie (IPT) unter Einsatz eines *Fast Tool Servo Systems* auf einer Präzisions-Drehmaschine gefertigt (siehe Abb. 8.10a).

Weitere Möglichkeiten zur Fertigung in höhere Stückzahl bieten beispielsweise auch das Ätzen, Erodieren oder Prägen. Die Eignung dieser Verfahren muss allerdings noch im Detail geklärt werden und ist stark Material-abhängig.

8.5 Diskussion der Ergebnisse

Wie zu erwarten ist der Leistungsverbrauch der SRL höher, als der des mechanischen Kugelspurlagers. Dies liegt an der hohen Flüssigkeitsreibung verursacht durch den kleinen Spalt. Der Unterschied zwischen den Rotoren mit dem ebenen SRL lässt sich durch der Spülbohrung erklären. Wie aus Abbildung 6.4 auf Seite 73 zu entnehmen ist, kann der Tragdruck nur auf einer viel kleineren Fläche wirken, der zentrale Teil des Lagers entfällt hierfür. Daher muss sich ein kleinerer Spalt einstellen, um die gleiche Tragkraft zu erreichen. Diese wiederum begründet den

höhere Leistungsbedarf. Beim konischen Rotor wirkt der ungerillte Teil des Kegels wie ein Drosselspalt, in dem der Druck nicht sofort auf Umgebungsdruck abfällt. Es ist eine geringere Spaltänderung nötig, um die Tragkraft aufrecht zu erhalten und der Einfluss auf die Verlustreibung bleibt geringer.

Ein weiterer Unterschied zwischen dem ebenen SRL mit und ohne Spülbohrung ist in der Qualität der Spurscheibe am Rotor zu suchen. In Abbildung 8.11 auf der nächsten Seite sieht man deutlich die Unterschiede in Welligkeit und Oberflächen-Rauwert⁷. Beim Rotor ohne Spülbohrung (Abb. 8.11a) liegt ein Mittenrauhwert von $R_a = 0,05 \mu\text{m}$ bei einer maximalen Rauhtiefe von $R_{\text{max}} = 0,52 \mu\text{m}$ vor. Der Rotor mit Spülbohrung (Abb. 8.11b) hingegen weist einen Mittenrauhwert von $R_a = 0,15 \mu\text{m}$ bei einer maximalen Rauhtiefe von $R_{\text{max}} = 3,48 \mu\text{m}$ auf. Beide Rotoren wurden mit dem gleichen gerillten Axiallagerring betrieben. Damit ist klar zu erkennen, dass der Lagerspalt beim zweiten Rotor von wesentlich schlechterer Qualität ist und den Druckaufbau negativ beeinflusst. Bei einer Verschlechterung der Tragfähigkeit um 50% wäre bereits ein um 25% reduzierter Spalt nötig, um die gleichen Lasten zu tragen, wie im Idealfall (siehe Kap. 6.2). Wie bereits in Kapitel 6.2 erwähnt, nimmt die Tragkraft rapide ab, wenn die Lagerflächen nicht mehr auf ganzer Fläche parallel zueinander liegen. Bei vorhandener Kraft muss sich zum Ausgleich der Spalt verringern, was mit einem linearen Anstieg des Reibmoments einhergeht (siehe Gleichung (6.15) auf Seite 74).

Bei einer besseren Qualität der Lager ist eine Abnahme der Verlustleistung zu erwarten, weil sich durch höheren Druckaufbau ein größerer Spalt einstellen kann. Der Leistungsbedarf wird jedoch in der Größenordnung von 0,5W bis 1W bleiben. Dieser ist somit in einer vergleichbaren Größe zu den in Kapitel 2 vorgestellten Lagern. Der Vorteil der SRL liegt in ihren berührungsfreien Funktionsprinzip. Damit sind diese Lager komplett wartungsfrei und unterliegen keinem Verschleiß.

Bereits in Kapitel 7 wurden die Eigenschaften der SRL und die zu erwartende Blutschädigung diskutiert. Sollten die dortigen Annahmen über den Blutzellen-freien Lagerspalt zutreffen, so überwiegen die Vorteile der Wartungsfreiheit und Blutverträglichkeit dem Nachteil des erhöhten Leistungsbedarf bei weitem.

Mit einer verbesserten (größeren) Magnetkupplung ist es auch möglich, Rotoren mit konischem SRL bei höheren Drehzahlen anzutreiben. Abbildung 8.12 zeigt die Arbeitspunkte für gemessenen Kupplungskräfte beider Rotoren mit konischem SRL für zwei Drehzahlen. Wie bereits in

⁷ Messung mit Perthometer S3P, Mahr GmbH, Göttingen: Grenzwellenlänge $\lambda_c = 0,250 \text{ mm}$, Taststrecke $l_t = 1,750 \text{ mm}$.

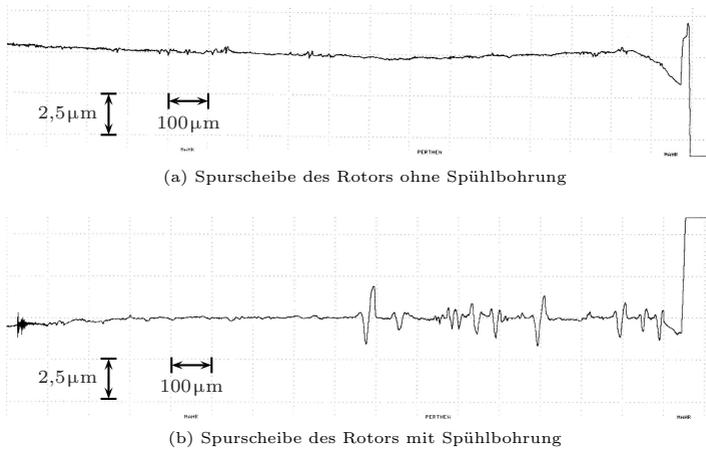


Abb. 8.11: Messung der Welligkeit und des Rauhwerts der Spurscheibe des ebenen SRL

Kapitel 7.3.1 diskutiert, befinden sich jene in sehr instabilen Bereichen, weshalb eine Messung bei höheren Drehzahlen nicht möglich war.

Bei gleicher Last wird sich bei höheren Drehzahlen ein größerer Spalt einstellen. Aus Gleichung (6.28) ist ersichtlich, dass sich bei einer linearen Drehzahlerhöhung der Spalt im Quadrat vergrößert ($W_t \sim \omega/h_2^2$). Gleichung (6.29) zeigt den linearen Zusammenhang zwischen Drehzahl und Spalt für das Drehmoment. Der vergrößerte Spalt führt also bei höheren Drehzahlen zu geringeren Verlusten im Lager. Ein Vergleich der Abbildungen 7.19 auf Seite 110 und 8.12 auf der nächsten Seite zeigt den größeren Spalt bei konischen SRL bei gleicher axialer Lagerkraft. Unter diesen Gesichtspunkten ist vor allem für das konische SRL die Anforderungsliste mit der Einschränkung auf die Baugröße nochmals zu überdenken (Tab. 3.1).

Allen Lagern fehlt die Möglichkeit, den Rotor gegen die Strömungsrichtung abzustützen. Durch die Magnet- und Strömungskräfte ist dies im normalen Betrieb nicht nötig. Eine Verjüngung des Einlass zu einem Durchmesser kleiner als der Schaufeldurchmesser bietet eine Sicherheit gegen eine Bewegung in diese Richtung. So wird verhindert dass der Rotor im Ausnahmefall in den Kreislauf gelangen könnte. Mit einer geeigneten Steuerung ist es in diesem Falle möglich, die Pumpe kurzzeitig

8 Spirallrillenlager für eine Miniatur-Axialpumpe

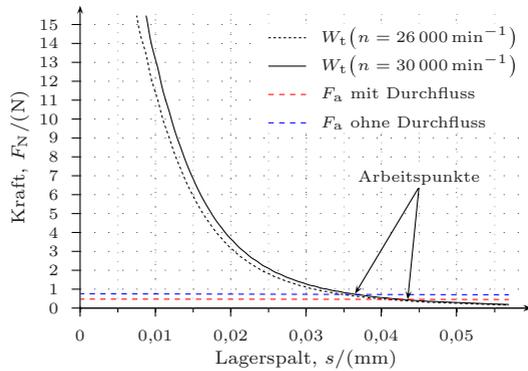


Abb. 8.12: Zusammenhang zwischen Tragkraft und axialem Lagerspalt beim konischem SRL. Es sind die Lagerkräfte für zwei unterschiedliche Geschwindigkeiten aufgetragen. Die Axialkräfte sind aufgrund unterschiedlicher Kupplungsqualitäten für beide Rotoren unterschiedlich.

zu stoppen, damit der Rotor sich wieder an den Motor ankoppeln kann.

Das konische SRL ist am besten in der Lage, sowohl axiale und radiale Kräfte, als auch Momente aufzunehmen. Im Gegensatz zu dem mechanischen Lager und ebenen SRL besitzt diese Bauform ein vollständiges hydrodynamisches Radiallager. Die beiden anderen Varianten sind hierfür auf die Magnetkraft der Kupplung und die äußeren Strömungskräfte ausschließlich angewiesen.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Im Vergleich zu konventionell, medikamentös therapierten Patienten zeigen klinische Studien bei Patienten mit Langzeit-implantierten Blutpumpen eine verbesserte Genesung. Entsprechend werden Pumpen heute auf eine wartungsfreie Lebensdauer von mehreren Jahren ausgelegt. Dabei zeigte sich, dass Dichtung und Rotorlager besonders kritisch zu betrachten sind. In dieser Arbeit wurde eine Rotorlagerung gesucht, die den Ansprüchen des Langzeiteinsatzes genügt und eine Dichtung vermeidet.

Zusammenfassung

Zunächst wurde eine Anforderungsliste erstellt, anhand derer die Randbedingungen für ein Lager festgelegt wurden. Dabei fanden vor allem die Biokompatibilität und die Lebensdauer der Lager Beachtung. Als Grundkonfiguration war eine koaxiale Anordnung von Motor und Rotor vorgegeben. Der Motor war hermetisch abgeschlossen, wobei die Drehenergie über eine magnetische Stirndrehkupplung übertragen wurde. In einer Analyse anhand der Konstruktionssystematik wurde das Lager mit einfachen Funktionen beschrieben. Daraufhin wurden physikalische Effekte gesucht, die diese Aufgabe übernehmen könnten. Die Bewertung der möglichen Effekte führte zu den Prinziplösungen der hydrodynamischen und passiv-magnetischen Lagerung.

Anschließend wurde die hydrodynamische Lagerung in Kombination mit der Magnetkraft der Magnetkupplung weitergehend untersucht. Eine rein magnetische Lösung schied aufgrund des hohen Raumbedarfs bei Miniatur-Blutpumpen aus. In qualitativen Gestaltvariationen wurden verschiedene Lagerkonfigurationen untersucht und bewertet.

Eine sehr vielversprechende Variante ergab das sogenannte Spiralrillengerät (SRL). Durch seine passive Druckerzeugung benötigte es keine äußere Energiezufuhr. Als Flächenlager war der Raumbedarf bei dieser Lösung kaum größer als der Flüssigkeitsspalt. Mit einfachen drei-dimensionalen Formen ließ sich so eine hoch-integrative Axial-Radial-Lagerung verwirklichen. Im Vergleich zu anderen hydrodynamischen Lagern zeichnete sich das SRL durch seine hohe Tragkraft mit niedrigem Reibkoeffizienten aus. Die theoretischen Grundlagen wurden erörtert und die Eignung in Bezug auf Tragkraft und Verluste nachgewiesen. Es wurden sowohl eine durchspülte als auch eine geschlossene Variante berücksichtigt.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Mit dem Werkzeug der Strömungssichtbarmachung wurde ein ebenes SRL ohne Durchfluss im Labor evaluiert. Aufgrund der komplexen Strömungssituation wurde ein Modell mit dem Prinzip der Ähnlichkeitstheorie 10-fach skaliert und mit der Methode der Microscale Particle Imaging Velocimetry (μ -PIV) untersucht. Es konnten voll entwickelte Geschwindigkeitsprofile in den Rillen ohne Totwassergebiete oder Rückströmungen sichtbar gemacht werden.

Durch die Numerische Strömungssimulation (CFD) konnten die Ergebnisse bezüglich der Druck- und Schubspannungsverteilung im Lager erweitert und die zu erwartenden Scherraten im Spalt bestätigt werden. Anhand von Stromlinien zeigte sich auch ein verminderter Austausch zwischen der Flüssigkeit im Spalt und dem Lageraußenrand. Die CFD Analyse machte die Überlegenheit der SRL im Vergleich zu konventionellen, hydrodynamischen Keilflächenlager deutlich.

An einem mechanischen Ersatzmodell wurde das Anlaufverhalten für die SRL erörtert. Es wurde gezeigt, dass die Lagerfläche sprunghaft vom Festkörperkontakt auf einen endlichen Minimalspalt aufschwimmt. Der sich einstellende Spalt und die damit erforderliche Oberflächengüte der Lagerflächen konnten hierbei abgeschätzt werden. Dieser Zusammenhang wurde für diesen Lagertyp allgemein gültig aufbereitet und graphisch dargestellt und erlaubt so für jede gegebene Last die Spaltweite in Abhängigkeit von der Betriebsdrehzahl zu ermitteln.

Zum Abschluss wurden vier Miniatur-Axialpumpen, die mit einem ebenen und einem konischen SRL (jeweils mit und ohne Durchfluss) ausgestattet wurden, untersucht. Diese Pumpen wurden hydraulischen Tests unterzogen und mit Axialpumpen mit Pivot-Lagerung verglichen. Es konnte kein negativer Einfluss der SRL auf die hydraulische Charakteristik der Pumpen festgestellt werden. Der Leistungsverbrauch war durch die Flüssigkeitsreibung erwartungsgemäß höher als bei den Pivot-Lagern. Nach einer kurzen Anlaufphase schwammen die Rotoren mit SRL ab einer Drehzahl von etwa 10% der Betriebsdrehzahl auf und versprachen so eine unbegrenzte Lebensdauer.

Die anfangs gestellten Anforderungen an das Lager konnten alle erfüllt werden. Der vorgegebene Bauraum war ausreichend und die Funktionalität wurde über weite Betriebsbereiche nachgewiesen. Die Untersuchungen hinsichtlich der Blutverträglichkeit stehen jedoch noch aus. Diese muss in weiterführenden Versuchen nachgewiesen werden.

Ausblick

Die in dieser Arbeit geschaffenen Grundlagen erlauben es, eine Miniatur-Blutpumpe mit einem Spiralrillenlager als berührungsloses Rotorlager auszustatten. Hydraulische Versuche mit einer Ersatzflüssigkeit haben

die Funktionalität dieser Lager nachgewiesen. Als nächster Schritt muss die Blutverträglichkeit gezeigt werden. Indizien bei den μ -PIV und den CFD Untersuchungen lassen die Vermutung zu, wonach der Lagerspalt frei von Blutzellen bleibt. Ließe sich das bestätigen, so würden die SRL eine Alternative für Rotorlager bieten, die aufgrund der Berührungslosigkeit eine unbegrenzte Lebensdauer besitzen.

Intensive Hämolyse-Versuche sollten mit diesen Lagern im Gesamtsystem durchgeführt werden. Der Anspruch auf die Fertigungsqualität ist dabei deutlich höher, als bei den hydraulischen Versuchen. Gegebenenfalls kann zunächst eine größere Pumpe mit einem SRL ausgestattet werden, wie beispielsweise die am Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik in Aachen entwickelte Mikrodiagonalpumpe.

Zusätzlich sollte das Phänomen der Wandentmischung detaillierter aufgearbeitet und untersucht werden. Mit einem besseren Verständnis dieser Vorgänge kann man gezielt Strukturen schaffen, die in Blutströmungen eingebracht eine Anlagerung von Zellen verhindern. Durch geeignete Oberflächenstrukturen ließen sich viele verschiedene blutführende Systeme hinsichtlich ihrer Biokompatibilität verbessern.

A Bewertung der Prinziplösungen

Tabellen A.1 bis A.7 zeigen die Gewichtung der Bewertungskriterien und die anschließende Bewertung der Prinziplösungen durch acht Ingenieure aus dem Bereich der kardiovaskulären Technik am Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik in Aachen (HIA). Fünf dieser Ingenieure sind direkt in der Blutpumpenentwicklung involviert, während die andern in anderen Bereichen der kardiovaskulären Technik arbeiten.

Tab. A.1: Gewichtung und Bewertung, Ingenieur I: mit Erfahrung

(a) Gewichtungs-Faktoren

Bewertungskriterien	(1) Biokompatibilität	(2) Funktionssicherheit	(3) Lebensdauer	(4) Bauraum	(5) Komplexität	(6) Leistungsbedarf	(7) Fertigung	$\sum g_+$
(1) Biokompatibilität	X	o	+	+	+	+	+	5
(2) Funktionssicherheit	o	X	+	+	+	+	+	5
(3) Lebensdauer	-	-	X	o	-	+	+	2
(4) Bauraum	-	-	o	X	-	o	+	1
(5) Komplexität	-	-	+	+	X	+	+	4
(6) Leistungsbedarf	-	-	-	o	-	X	+	1
(7) Fertigung	-	-	-	-	-	-	X	0

A Bewertung der Prinziplösungen

(b) Bewertungszahlen

Kriterium	mech.	hydrodyn.	aktiv magn.	passiv magn.
(1)	3	4	5	5
(2)	4	5	3	5
(3)	4	5	5	4
(4)	4	5	2	1
(5)	5	5	1	4
(6)	4	4	4	5
(7)	3	4	3	3

Tab. A.1: Gewichtung und Bewertung, Ingenieur II: mit Erfahrung

(a) Gewichtungs-Faktoren

Bewertungskriterien	(1) Biokompatibilität	(2) Funktionssicherheit	(3) Lebensdauer	(4) Bauraum	(5) Komplexität	(6) Leistungsbedarf	(7) Fertigung	$\sum g_+$
	(1) Biokompatibilität	X	o	+	+	+	+	
(2) Funktionssicherheit	o	X	+	+	+	+	+	5
(3) Lebensdauer	-	-	X	+	+	+	+	4
(4) Bauraum	-	-	-	X	-	-	+	1
(5) Komplexität	-	-	-	+	X	-	+	2
(6) Leistungsbedarf	-	-	-	+	+	X	+	3
(7) Fertigung	-	-	-	-	-	-	X	0

(b) Bewertungszahlen

Kriterium	mech.	hydrodyn.	aktiv magn.	passiv magn.
(1)	3	5	5	5
(2)	4	3	2	4
(3)	3	5	4	4
(4)	5	5	1	1
(5)	4	3	3	3
(6)	4	3	2	5
(7)	3	3	3	3

Tab. A.2: Gewichtung und Bewertung, Ingenieur III: ohne Erfahrung

(a) Gewichtungs-Faktoren

Bewertungskriterien	(1) Biokompatibilität	(2) Funktionssicherheit	(3) Lebensdauer	(4) Bauraum	(5) Komplexität	(6) Leistungsbedarf	(7) Fertigung	$\sum g_+$
(1) Biokompatibilität	X	o	+	+	+	+	+	5
(2) Funktionssicherheit	o	X	+	+	+	+	+	5
(3) Lebensdauer	-	-	X	+	+	+	+	4
(4) Bauraum	-	-	-	X	-	o	o	0
(5) Komplexität	-	-	-	+	X	o	o	1
(6) Leistungsbedarf	-	-	-	o	o	X	+	1
(7) Fertigung	-	-	-	o	o	-	X	0

(b) Bewertungszahlen

Kriterium	mech.	hydrodyn.	aktiv magn.	passiv magn.
(1)	1	3	5	5
(2)	3	3	2	3
(3)	1	4	4	5
(4)	3	4	1	2
(5)	2	4	1	4
(6)	2	4	2	4
(7)	2	4	2	4

A Bewertung der Prinziplösungen

Tab. A.3: Gewichtung und Bewertung, Ingenieur IV: mit Erfahrung

(a) Gewichtungs-Faktoren

Bewertungskriterien	(1) Biokompatibilität	(2) Funktionssicherheit	(3) Lebensdauer	(4) Bauraum	(5) Komplexität	(6) Leistungsbedarf	(7) Fertigung	$\sum g_+$
	(1) Biokompatibilität	X	o	+	+	+	+	
(2) Funktionssicherheit	o	X	+	+	+	+	+	5
(3) Lebensdauer	-	-	X	+	+	+	+	4
(4) Bauraum	-	-	-	X	o	o	o	0
(5) Komplexität	-	-	-	o	X	-	+	1
(6) Leistungsbedarf	-	-	-	o	+	X	-	1
(7) Fertigung	-	-	-	o	-	+	X	1

(b) Bewertungszahlen

Kriterium	mech.	hydrodyn.	aktiv magn.	passiv magn.
(1)	2	5	5	5
(2)	3	5	3	5
(3)	1	5	5	4
(4)	4	5	1	1
(5)	4	3	1	4
(6)	3	1	5	1
(7)	4	5	5	4

Tab. A.4: Gewichtung und Bewertung, Ingenieur V: ohne Erfahrung

(a) Gewichtungs-Faktoren

Bewertungskriterien	(1) Biokompatibilität	(2) Funktionssicherheit	(3) Lebensdauer	(4) Bauraum	(5) Komplexität	(6) Leistungsbedarf	(7) Fertigung	$\sum g_+$
(1) Biokompatibilität	X	o	o	+	+	+	+	4
(2) Funktionssicherheit	o	X	o	+	+	+	+	4
(3) Lebensdauer	o	o	X	+	+	+	+	4
(4) Bauraum	-	-	-	X	-	+	-	1
(5) Komplexität	-	-	-	+	X	-	-	1
(6) Leistungsbedarf	-	-	-	-	+	X	+	2
(7) Fertigung	-	-	-	+	+	-	X	2

(b) Bewertungszahlen

Kriterium	mech.	hydrodyn.	aktiv magn.	passiv magn.
(1)	3	4	4	4
(2)	3	4	3	3
(3)	3	4	3	3
(4)	4	4	2	2
(5)	4	4	1	4
(6)	4	4	3	5
(7)	4	2	1	3

A Bewertung der Prinziplösungen

Tab. A.5: Gewichtung und Bewertung, Ingenieur VI: mit Erfahrung

(a) Gewichtungs-Faktoren

Bewertungskriterien	(1) Biokompatibilität	(2) Funktionssicherheit	(3) Lebensdauer	(4) Bauraum	(5) Komplexität	(6) Leistungsbedarf	(7) Fertigung	$\sum g_+$
	(1) Biokompatibilität	X	o	+	+	+	+	
(2) Funktionssicherheit	o	X	+	+	+	+	+	5
(3) Lebensdauer	-	-	X	+	+	+	+	4
(4) Bauraum	-	-	-	X	+	o	+	2
(5) Komplexität	-	-	-	-	X	-	o	0
(6) Leistungsbedarf	-	-	-	o	+	X	+	2
(7) Fertigung	-	-	-	-	o	-	X	0

(b) Bewertungszahlen

Kriterium	mech.	hydrodyn.	aktiv magn.	passiv magn.
(1)	1	3	4	4
(2)	5	3	3	4
(3)	1	4	4	4
(4)	4	4	1	3
(5)	4	4	2	4
(6)	3	3	1	3
(7)	4	1	1	3

Tab. A.6: Gewichtung und Bewertung, Ingenieur VII: ohne Erfahrung

(a) Gewichtungs-Faktoren

Bewertungskriterien	(1) Biokompatibilität	(2) Funktionssicherheit	(3) Lebensdauer	(4) Bauraum	(5) Komplexität	(6) Leistungsbedarf	(7) Fertigung	$\sum g_+$
	(1) Biokompatibilität	X	+	+	+	+	+	+
(2) Funktionssicherheit	-	X	+	+	+	+	+	5
(3) Lebensdauer	-	-	X	o	+	+	+	3
(4) Bauraum	-	-	o	X	+	+	+	3
(5) Komplexität	-	-	-	-	X	+	o	1
(6) Leistungsbedarf	-	-	-	-	-	X	+	1
(7) Fertigung	-	-	-	-	o	-	X	0

(b) Bewertungszahlen

Kriterium	mech.	hydrodyn.	aktiv magn.	passiv magn.
(1)	2	3	5	5
(2)	2	3	4	5
(3)	2	4	5	5
(4)	3	4	1	3
(5)	3	4	2	3
(6)	4	4	2	5
(7)	3	3	2	3

A Bewertung der Prinziplösungen

Tab. A.7: Gewichtung und Bewertung, Ingenieur VIII: mit Erfahrung

(a) Gewichtungs-Faktoren

Bewertungskriterien	(1) Biokompatibilität	(2) Funktionssicherheit	(3) Lebensdauer	(4) Bauraum	(5) Komplexität	(6) Leistungsbedarf	(7) Fertigung	$\sum g_+$
(1) Biokompatibilität	X	o	+	+	+	+	+	5
(2) Funktionssicherheit	o	X	+	+	+	+	+	5
(3) Lebensdauer	-	-	X	o	o	o	+	1
(4) Bauraum	-	-	o	X	o	o	+	1
(5) Komplexität	-	-	o	o	X	o	+	1
(6) Leistungsbedarf	-	-	o	o	o	X	+	1
(7) Fertigung	-	-	-	-	-	-	X	0

(b) Bewertungszahlen

Kriterium	mech.	hydrodyn.	aktiv magn.	passiv magn.
(1)	4	3	3	5
(2)	4	5	2	5
(3)	3	5	5	5
(4)	5	3	1	3
(5)	5	5	1	3
(6)	5	5	1	5
(7)	5	2	1	3

B Strömungssichtbarmachung

B.1 Die Bestimmung der Knudsen-Zahl

Die KNUDSEN-Zahl Kn beschreibt das Verhältnis der mittleren freien Weglänge zu einer charakteristischen Länge eines Modells und ist zunächst nur für gasförmige Strömungen gültig. Sie erlaubt Rückschlüsse darauf, ob die Annahmen der Kontinuumsmechanik noch gültig sind und die NAVIER-STOKES-Gleichung mit den Randbedingungen des *No-Slip*, also der Wandhaftung, weiterhin angewandt werden können. Das ist der Fall für $Kn < 10^{-3}$, wobei sich Kn aus Gleichung B.1 bestimmen lässt. (Gad-Hak 2002)

$$Kn = \frac{\mathcal{L}}{D_h}. \quad (\text{B.1})$$

In Flüssigkeiten entspricht die mittlere freie Weglänge \mathcal{L} in etwa der intermolekularen Länge L_{IM} (Bindungslänge). Diese Länge bestimmt sich aus dem Volumen, das von einem Molekül eingenommen wird: (Goranić 2003; Koo u. Kleinstreuer 2003)

$$L_{\text{IM}} = \left(\frac{M}{\rho N_A} \right)^{1/3}. \quad (\text{B.2})$$

Hier bezeichnet M die molare Masse und N_A die AVOGADRO'sche Konstante, $N_A = 6,0220 \cdot 10^{26} \text{ kmol}^{-1}$.

Die molare Masse lässt sich aus der Zusammensetzung der Flüssigkeit im Lager bestimmen. Sie ergibt sich, wenn man die relative Atommasse (aus dem Periodensystem) der einzelnen Atome jedes Moleküls aufaddiert. Mit einer relativen Atommasse von $A_r(\text{H}) = 1,008$, $A_r(\text{C}) = 12,011$ und $A_r(\text{O}) = 15,999$ ergibt sich für Wasser eine molare Masse von $M(\text{H}_2\text{O}) = 18,015 \text{ g/mol}$ und für Glyzerin von $M(\text{C}_3\text{H}_5(\text{OH})_3) = 92,094 \text{ g/mol}$. Für die mittlere molare Masse der Versuchsflüssigkeit werden die Werte für Wasser und Glyzerin entsprechend ihres Mischungsverhältnisses gemittelt. (Hering u.a. 1992)

B Strömungssichtbarmachung

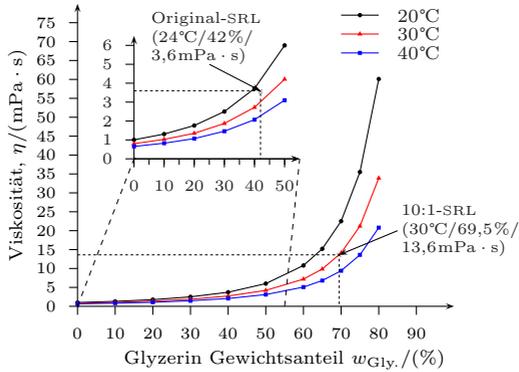


Abb. B.1: Viskosität eines Wasser-Glycerin-Gemisches in Abhängigkeit von Mischungsverhältnis und Temperatur (Daten aus DOW 2004)

Für das Spiralrillenlager (SRL) in Originalgröße werden dem Wasser 42% Glycerin beigemischt, damit bei Raumtemperatur (24°C) eine Viskosität von $0,0036 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ herrscht (Abb. B.1). Die mittlere molare Masse ergibt sich damit zu $M_{\text{mol,Org}} = 27,21 \text{ g/mol}$. Daraus errechnet sich die intermolekulare Länge aus Gleichung B.2 zu $L_{\text{IM}} = 0,35 \text{ nm}$. Für einen hydraulischen Durchmesser von $D_{\text{h}} = 2 \cdot h_{2,\text{Org}} = 2 \cdot 5 \mu\text{m}$ erhält man daraus die KNUDSEN-Zahl $Kn_{\text{Org}} = 3,5 \cdot 10^{-5} \ll 0,01$.

Bei dem SRL in 10-facher Vergrößerung werden dem Wasser 69,5% Glycerin beigemischt (Abb. B.1), um eine Viskosität von $0,0136 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ bei einer Temperatur von 30°C zu erhalten¹. Die gemittelte molare Masse ergibt sich dann zu $M_{\text{mol,10:1}} = 40,85 \text{ g/mol}$. Eingesetzt in Gleichung B.2 ergibt sich die intermolekulare Länge zu $L_{\text{IM}} = 0,39 \text{ nm}$ und damit die KNUDSEN-Zahl aus Gleichung B.1 zu $Kn_{10:1} = 3,9 \cdot 10^{-6} \ll 0,01$, wenn man für den hydraulischen Durchmesser $D_{\text{h}} = 2 \cdot h_{2,\text{H}_2\text{O}} = 2 \cdot 50 \mu\text{m}$ annimmt.

Für beide Fälle ist gezeigt, dass Wandhaftung herrscht und die Kontinuumsmechanik weiterhin ihre Gültigkeit behält.

¹ Aufgrund von Art des Prüfstands herrscht während der Versuche eine höhere Temperatur in der Versuchsflüssigkeit

B.2 Drehpunkt-Bestimmung

Bei der μ -PIV muss zunächst die absolute Lage der Aufnahme am Prüfstand bestimmt werden. Hierzu wird ein fest mit dem Lager rotierendes Objekt zweimal mit einem zeitlichen Abstand Δt aufgenommen. Mittels einfacher geometrischer Zusammenhänge, wie sie in Abbildung B.2 dargestellt sind, kann damit der Winkel φ und die Entfernung $\overrightarrow{P_1 P_2}$ bestimmt werden.

Dabei bezeichnet P_1 das Objekt zum Zeitpunkt t_0 und P_2 zum Zeitpunkt $t_0 + \Delta t$.

$$\varphi = \arctan \left| \frac{x_{P_2} - x_{P_1}}{y_{P_2} - y_{P_1}} \right| \quad (\text{B.3})$$

$$\overrightarrow{P_1 P_2} = \sqrt{(x_{P_2} - x_{P_1})^2 + (y_{P_2} - y_{P_1})^2} \quad (\text{B.4})$$

Mit der Drehgeschwindigkeit ω und Δt ergibt sich der Winkel β zwischen den Punkten zu

$$\beta = \omega \frac{360}{2\pi} \Delta t. \quad (\text{B.5})$$

Daraus resultiert der Radius für den Punkt P

$$r_P = \overrightarrow{P_1 P_2} \frac{\sin\left(\frac{180-\beta}{2}\right)}{\sin \beta} \quad (\text{B.6})$$

und somit mit φ die Lage des Drehpunktes 0. (siehe auch Bronštein u. Semendjajew 1991)

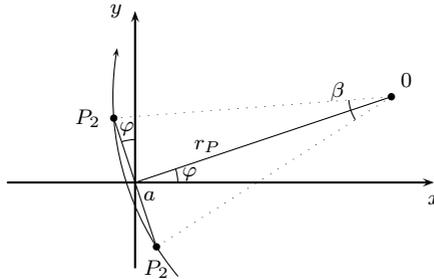


Abb. B.2: Drehpunktbestimmung bei der μ -PIV-Auswertung

C Die GÜMBEL-Zahl im Spiralrillenlager

Zur Berechnung der GÜMBEL-Zahl im Spiralrillenlager (SRL) darf nur der Anteil der Tragkraft und Querkraft berücksichtigt werden, der über den Rillen entsteht. So gilt im ebenen SRL ohne Durchfluss zunächst

$$W_t = W_{\text{Ri}} + W_C \quad (\text{C.1})$$

$$\bar{p} = \bar{p}_{\text{Ri}} + p_C \quad (\text{C.2})$$

$$M_t = M_{\text{Ri}} + M_C \quad (\text{C.3})$$

Wie in Muijderman (1964) angegeben, kann der Anteil am Reibmoment im Zentrum des Lagers mit $h_c \gg h_0$ vernachlässigt werden, $M_C \approx 0$. Der Druck im Zentrum entspricht dem Druck am Radius r_1 , $p_C = p_{r_1}$. Damit ergibt sich die Tragkraft W_t zu

$$W_t = \int_{r_2}^{r_1} \bar{p}_{\text{Ri}} dr \cdot \pi(r_2^2 - r_1^2) + p_{r_1} \cdot \pi r_1^2$$

bzw. nur für den gerillten Teil mit gelöstem Integral

$$W_{\text{Ri}} = \frac{3\pi\eta\omega r_2^4}{2h_2^2} (1 - \lambda^2)^2 g_1(\alpha, H, \gamma) C_2^{*2} \quad (\text{C.4})$$

Der Faktor $g_1(\alpha, H, \gamma)$ beinhaltet die Lagergeometrie (siehe Gleichung (6.10)). C_2^* ist der Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der Endeffekte (siehe auch Abb. 6.4 auf Seite 73):

$$c_2^* = \frac{1}{(1 - \lambda^2)} \left(e^{-\frac{\pi}{k} \left(1 - \frac{\alpha}{90^\circ}\right) \tan \alpha \frac{2}{1+\gamma} \frac{1-H^3}{1+H^3} Fr_2} - \lambda^2 e^{\frac{\pi}{k} \left(1 - \frac{\alpha}{90^\circ}\right) \tan \alpha \frac{2}{1+\gamma} \frac{1-H^3}{1+H^3} Fr_1} \right) \quad (\text{C.5})$$

C Die Gumbel-Zahl im Spiralrillenlager

Ohne Durchfluss ($S = 0$) gilt:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_r \quad (\text{C.6})$$

$$F_r = \frac{A_1 \cot \alpha}{A_1 \cot \alpha + B_1} = \left(1 + \frac{B_1}{A_1 \cot \alpha} \right)^{-1} \quad (\text{C.7})$$

mit Gleichungen (6.6) und (6.7) ($S = 0$)

$$A_1 = -\frac{6\eta U_1 d}{h_1^2 p_0} \left(\frac{-\gamma(1-H)(1+\gamma H^3)}{(1+\gamma H^3)(\gamma+H^3)+H^3(\cot \alpha)^2(1+\gamma)^2} \right) \quad (\text{C.8})$$

$$B_1 = -\frac{6\eta U_1 d}{h_1^2 p_0} \left(\frac{\gamma H^3(\cot \alpha)(1+\gamma)(1-H)}{(1+\gamma H^3)(\gamma+H^3)+H^3(\cot \alpha)^2(1+\gamma)^2} \right) \quad (\text{C.9})$$

wird C_2^* zu

$$C_2^* = \frac{1}{(1-\lambda^2)} \left(e^{-\frac{\pi}{k}(1-\frac{\alpha}{90^\circ}) \tan \alpha \frac{2}{1+\gamma} \frac{(1-H^3)^2}{(1+H^3)(1+\gamma H^3)}} - \lambda^2 e^{\frac{\pi}{k}(1-\frac{\alpha}{90^\circ}) \tan \alpha \frac{2}{1+\gamma} \frac{(1-H^3)^2}{(1+H^3)(1+\gamma H^3)}} \right) \quad (\text{C.10})$$

Setzt man nun in Gleichung (C.4) die Lagerdaten von Kapitel 7.2.1 ein, so ergibt sich die Tragkraft des gerillten Teils zu

$$W_{\text{Ri}} = 9,5 \text{ N} \quad (\text{C.11})$$

Zur Kontrolle kann man den Anteil des inneren Lagerbereichs berechnen. Mit Gleichungen (C.2) und (C.11) ergibt sich

$$p(r_1) = 804\,631 \text{ Pa} \quad (\text{C.12})$$

$$W_C = 4,3 \text{ N} \quad (\text{C.13})$$

und somit die Summe $W_{\text{Ri}} + W_C$ zu 13,8 N. Die Abweichung zu dem in Tabelle 7.6 auf Seite 99 angegebenen Wert von 13,4 N ergibt sich durch Rundungsfehler und Ungenauigkeiten im Modell.

D Konstruktionszeichnungen

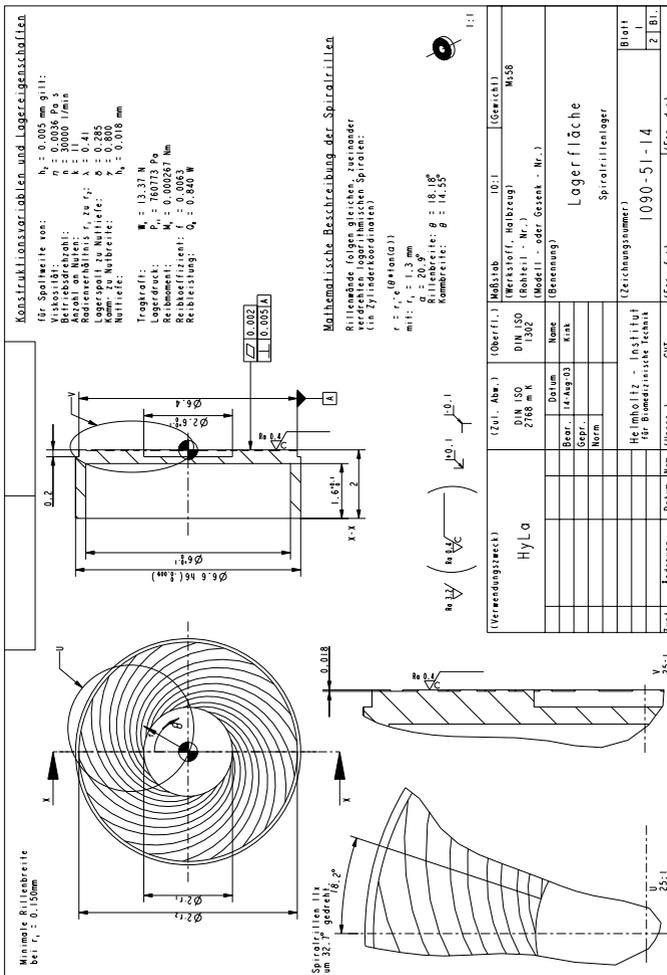


Abb. D.4: Ebenes Spirallinienlager, 1090-51-14

Literaturverzeichnis

- AHA 2002** AMERICAN HEART ASSOCIATION (Hrsg.): *International Cardiovascular Disease Statistics*. Version:2002. <http://www.americanheart.org/presenter.jhtml?identifier=1200026>. American Heart Association. (Biostatistical Fact Sheet – Populations). – Online-Ressource, Abruf: 04.12.2003. – Research Report
- Allaire u. a. 1998** ALLAIRE, P. ; HILTON, E. ; BALOH, M. ; MASLEN, E. ; BEARNSON, G. ; NOH, D. ; KHANWILKAR, P. ; OLSEN, D.: Performance of a continuous flow ventricular assist device: magnetic bearing design, construction, and testing. In: *Artificial Organs* 22 (1998), Nr. 6, S. 475–480
- Anastasiadis 2003** ANASTASIADIS, Kyriakos: Mechanical Support of the Circulatory System. In: *Hellenic Journal of Cardiology* 44 (2003), S. 341–347
- Apel 2002** APEL, J.: *Numerische Simulation der Strömung in Miniaturkreiselpumpen zur Blutförderung*, RWTH Aachen, Dissertation, 2002
- Barber u. Emerson 2002** BARBER, R. W. ; EMERSON, D. R.: The Influence of Knudsen Number on the Hydrodynamic Development Length Within Parallel Plate Micro-Channels. In: RAHMAN, M (Hrsg.) ; VERHOEVEN, R (Hrsg.) ; BREBBIA, C. A. (Hrsg.): *Fourth International Conference on Advances In Fluid Mechanics (Ghent 01 Jan. 2002)*. Ghent : WIT Press, 2002 (Advances in Fluid Mechanics IV), S. 207–216
- Barthelmes 2000** BARTHELMES, Georg: *Theoretische Untersuchungen zum Einfluß der Agglomeration auf die Rheologie konzentrierter Suspensionen*, Universität Karlsruhe, Dissertation, July 2000
- Bleifeld 1973** BLEIFELD, W.: Strömungsdynamische Einflussgrößen der mechanischen Hämolyse bei Herzklappenfehlern. In: *Thoraxchirurgie, Vasculäre Chirurgie* 21 (1973), Nr. 2, S. 130–135

- Boyce u.a. 2001** BOYCE, S. W. ; CREVENSTEN, G. ; FINE, R. B.: An anatomically compatible, wearless, reliable, and nonthrombogenic centrifugal blood pump. In: *The Annals of Thoracic Surgery* 71 (2001), Nr. 3 Suppl, S. S190
- Brändlein u.a. 1995** BRÄNDLEIN, Johannes ; ESCHMANN, Paul ; HASBARGEN, Ludwig ; WEIGAND, Karl: *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. 3. Aufl., neu bearb. von J. Brändlein. Mainz : Vereinigte Fachverlage GmbH, 1995. – ISBN 3-7830-0290-7
- Breißing u. Knosala 1997** BREIßING, Alois ; KNOSALA, Ryszard: *Bewerten technischer Systeme: theoretische und methodische Grundlagen bewertungstechnischer Entscheidungshilfen*. Berlin : Springer-Verlag, 1997. – ISBN 3-540-61086-3
- Breuer 2002** BREUER, Kenneth S.: Lubrication in MEMS. In: GADDEL-HAK, Mohamed (Hrsg.): *The MEMS Handbook*. Boca Raton : CRC Press LLC, 2002 (The Mechanical Engineering Handbook Series), Kapitel 9, S. 1 – 27. – ISBN 0-8493-0077-0
- Bronštein u. Semendjajew 1991** BRONŠTEIN, Il'ja N. ; SEMENDJAJEW, K. A. ; GROSCHE, G. (Hrsg.) ; ZIEGLER, V. (Hrsg.) ; ZIEGLER, D. (Hrsg.): *Taschenbuch der Mathematik*. 25. Auflage. Stuttgart : B. G. Teubner Verlagsgesellschaft, 1991. – ISBN 3-8154-2000-8
- Bryanston-Cross u.a. 2000** BRYANSTON-CROSS, P. ; BURNETT, M. ; TIMMERMAN, B. ; LEE, W. K. ; DUNKLEY, P.: Intelligent diagnostic optics for flow visualization. In: *Optics & Laser Technology* 32 (2000), Nr. 7-8, S. 641-654
- Butler u.a. 1997** BUTLER, K. ; THOMAS, D. ; ANTAKI, J. ; BOROVETZ, H. ; GRIFFITH, B. ; KAMENEVA, M. ; KORMOS, R. ; LITWAK, P.: Development of the Nimbus/Pittsburgh axial flow left ventricular assist system. In: *Artificial Organs* 21 (1997), Nr. 7, S. 602-610
- Butler u.a. 1999** BUTLER, K. C. ; DOW, J. J. ; LITWAK, P. ; KORMOS, R. L. ; BOROVETZ, H. S.: Development of the Nimbus/University of Pittsburgh innovative ventricular assist system. In: *The Annals of Thoracic Surgery* 68 (1999), Nr. 2, S. 790-794
- Butler u.a. 1990** BUTLER, K. C. ; MOISE, J. C. ; WAMPLER, R. K.: The Hemopump - A New Cardiac Prothesis Device. In: *IEEE Transaction on Biomedical Engineering* 37 (1990), Nr. 2, S. 193-196

- Cedighian 1973** CEDIGHIAN, Suren: *Die Magnetischen Werkstoffe: Grundlagen, Eigenschaften, Anwendungen*. Düsseldorf : VDI-Verlag GmbH, 1973
- Chen u.a. 1998** CHEN, H. M. ; SMITH, W. A. ; WALTON, J. F.: High efficiency magnetic bearing for a rotary blood pump. In: *ASAIO Journal* 44 (1998), Nr. 5, S. M728–M732
- Clausen u. Hubbard 1993** Schutzrecht DE 693 31 271 T2 (1993–07–28). CLAUSEN, Earl W. ; HUBBARD, Lloyd C. (Erfinder); COBE Cardiovascular Inc. (Anmelder). Pr.: F 04 D 29/22 (1992–07–30) – (*Kreisellblutpumpe*)
- COBE CV 2001** COBE CARDIOVASCULAR INC. (Hrsg.): *Cobe Revolution™*. Version:2001. <http://www.cobecv.com/revolution.htm>. – Online-Ressource, Abruf: 15.12.2003. – Produktbeschreibung
- CTSNet 2003** CTSNET, CARDIOTHORACIC SURGERY NETWORK (Hrsg.): *RotaFlow – Centrifugal Pump*. Version:2003. <http://www.ctsnet.org/jostraproduct/696>. – Online-Ressource, Abruf: 15.12.2003. – Produktbeschreibung
- Derek u. Carl 2002** DEREK, C. T. ; CARL, D. M.: Apparent fluid slip at hydrophobic microchannel walls. In: *Physics of Fluids* 14 (2002), Nr. 3, S. L9–L12
- DIN 31652 T1 1983** Norm DIN 31652 Teil 1 April 1983. *Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb*
- DOW 2004** THE DOW CHEMICAL COMPANY (Hrsg.): *DOW Glycerine: Resources*. Version:Juni 2004. <http://www.dow.com/glycerine/resources/physicalprop.htm>. – Online-Ressource, Abruf: 28.06.2004
- Eichler 2003** EICHLER, Michael J.: *In vitro Kavitationsuntersuchungen an mechanischen Herzklappenprothesen*, RWTH Aachen, Dissertation, 2003
- Fähræus 1929** FÄHRAEUS, Robin: The Suspension Stability of the Blood. In: *Physiological Reviews* IX (1929), April, Nr. 2, S. 241 – 274
- Feldhusen 2004** FELDHUSEN, Jörg: *Konstruktionslehre I: Anforderungsliste*. Version:2004. http://www.ikt.rwth-aachen.de/downloads/kl/kl1_v02.pdf. RWTH Aachen, Lehrstuhl und Institut für Allgemeine Konstruktionstechnik des Maschinenbaus. – Online-Ressource, Abruf: 04.03.2005. – Vorlesungsfolien

- Fremerey 2003** FREMEREY, J. K.: *Permanentmagnetische Lager*. Version: 2003. <http://www.fz-juelich.de/zat/magnet/0b30.pdf>. – Online-Ressource, Abruf: 28.06.2004
- Gad-el-Hak 2002** GAD-EL-HAK, Mohamed: Flow Physiks. In: GAD-EL-HAK, Mohamed (Hrsg.): *The MEMS Handbook*. Boca Raton : CRC Press LLC, 2002 (The Mechanical Engineering Handbook Series), Kapitel 4, S. 1 – 38. – ISBN 0-8493-0077-0
- Göbel u.a. 1997** GÖBEL, C. ; EILERS, R. ; REUL, H. ; SCHWINDKE, P. ; JÖRGER, M. ; RAU, G.: A new blood pump for cardiopulmonary bypass: the HiFlow centrifugal pump. In: *Artificial Organs* 21 (1997), Nr. 7, S. 841–845
- Golding 2003** GOLDING, Leonard: New Aspects of Rotary Blood Pump Control and Energy Management. In: KÖRFER, R. (Hrsg.) ; MINAMI, K. (Hrsg.) ; WADA, J. (Hrsg.): *11th Congress of the International Society for Rotary Blood Pumps (ISRBP), Bad Oeynhausen, Germany, August 31st – September 2nd, 2003*. Bad Oeynhausen, Germany : International Society for Rotary Blood Pumps, 2003 (Cardiovascular Engineering). – ISSN 1432-9077, S. 15
- Goldowsky 2004** GOLDOWSKY, Michael: Magnevad—The World’s Smallest Magnetic-bearing Turbo Pump. In: *Artificial Organs* 28 (2004), Nr. 10, S. 945–952
- Goranović 2003** GORANOVIĆ, Goran: *Electrohydrodynamic aspects of two-fluid microfluid systems: theory and simulation*, Technical University of Denmark, Department of Micro and Nanotechnology, Ph.D. Thesis, August 2003
- Görner 2003** GÖRNER, Pia-Maria: *Hightech aus Berlin erhält europäische Zulassung*. Version: April 2003. http://www.berlinheart.de/news/pm_20030403.html. Berlin Heart AG. – Online-Ressource, Abruf: 04.12.2003. – Pressemitteilung
- Graf 1992** GRAF, Thomas: *Kavitation an mechanischen Herzklappen in vitro: Ursachen, Verlauf, Wirkung*, RWTH Aachen, Dissertation, 1992
- Greenwood u. Williamson 1966** GREENWOOD, J. A. ; WILLIAMSON, J. B. P.: Contact of Nominally Flat Surfaces. In: *Journal Information for Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* (1966), S. 300–319

- Grohn u.a. 2004** GROHN, M. ; NOMINIKAT, J. ; BÜHRIG-POLCZEK, A. ; SCHMITZ, G. J.: Investment Casting of Micropatterned Metallic Surfaces. In: *11th World Conference on Investment Casting, Edinburgh, May 23 - 26, 2004*. Edinburgh, United Kingdom : Cast Metals Federation, 2004
- Gümbel u. Everling 1925** GÜMBEL, Ludwig ; EVERLING, Emil: *Reibung und Schmierung im Maschinenbau*. Berlin : Verlag von M. Krayn, 1925
- Hart u.a. 1996** HART, R. M. ; FILIPENCO, V. G. ; KUNG, R. T.: A magnetically suspended and hydrostatically stabilized centrifugal blood pump. In: *Artificial Organs* 20 (1996), Nr. 6, S. 591–596
- Havlik u.a. 2001** HAVLIK, R. ; KERKHOFFS, W. ; JIAO, L. R. ; SCHUMACHER, O. ; REUL, H. ; HABIB, N.: Intravascular micropump for augmented liver perfusion: first in vivo experience. In: *Artificial Organs* 25 (2001), Nr. 5, S. 392–394
- Hering u.a. 1992** HERING, Ekbert ; MARTIN, Rolf ; STOHRER, Martin: *Physik Für Ingenieure*. 4., verb. Aufl. Düsseldorf : VDI-Verlang GmbH, 1992. – ISBN 3–18–401227–1
- Hildebrandt 1994** HILDEBRANDT, Helmut (Hrsg.): *Psyhyrembel Klinisches Wörterbuch*. 257., neu bearbeit. Aufl. Berlin : Walter de Gruyter, 1994. – ISBN 3–11–012692–3
- Horvath u.a. 2001** HORVATH, D. J. ; GOLDING, L. A. ; MASSIELLO, A. ; MEDVEDEV, A. L. ; GERHART, R. L. ; OCHIAI, Y. ; KROGULECKI, A. ; FUKAMACHI, K.: The CorAide blood pump. In: *The Annals of Thoracic Surgery* 71 (2001), Nr. 3 Suppl, S. 191–191
- Hubbard u. Clausen 1994** Schutzrecht WO 95/09984 (1994–10–12). HUBBARD, Lloyd C. ; CLAUSEN, Earl W. (Erfinder); Spin Corporation (Anmelder). Pr.: F04D 29/04 (1993–10–07) – (*Centrifugal Blood Pump with Impeller Blades Forming a Spin Inducer*)
- Hüber u. Hällstedt 1972** HÜBER, Wolfgang ; HÄLLSTEDT, G.: Berechnung und Anwendung von Spiralrillen-Kalottenlagern. 1972 (SKF Sonderschrift WTS 72 10 20). – Forschungsbericht. – 393–397 S
- IBS-Magnet 1999** IBS-MAGNET: Magnetismus: Dauermagnete, Werkstoffe und Systeme / IBS-Magnet, Ing. K. H. Schroeter. Kurfürstenstr. 92, 12105 Berlin Mariendorf, Deutschland, 1999. – Produktkatalog

- Ichikawa u.a. 2003** ICHIKAWA, Seiji ; NONAKA, Kenji ; MOTOMURA, Tadashi ; ISHITOYA, Hiroshi ; WATANABE, Kuniyoshi ; ASHIZAWA, Satoshi ; SHINOHARA, Toshiyuki ; SUMIKURA, Hirohito ; ICHIHASHI, Fumiyuki ; OESTMANN, Daniel ; NOSÉ, Y.: Antithrombogenicity of the Gyro Permanently Implantable Pump with the RPM Dynamic Suspension System for the Impeller. In: *Artificial Organs* 27 (2003), Nr. 10, S. 865–869
- Jarvik 1995** JARVIK, R. K.: System considerations favoring rotary artificial hearts with blood-immersed bearings. In: *Artificial Organs* 19 (1995), Nr. 7, S. 565–570
- Kalkowski u.a. 2001** KALKOWSKI, G. ; RISSE, S. ; FÜRLE, T. ; GUYENOT, V.: Balancing of a High Speed Rotor in Aerodynamic Bearing. (2001)
- Kawahito u.a. 2003** KAWAHITO, S. ; MAEDA, T. ; MOTOMURA, T. ; TAKANO, T. ; NONAKA, K. ; LINNEWEBER, J. ; ICHIKAWA, S. ; KAWAMURA, M. ; GLUECK, J. ; FUJISAWA, A. ; MAKINOCHI, K. ; NOSÉ, Y.: Long-term ex vivo bovine experiments with the Gyro C1E3 centrifugal blood pump. In: *ASAIO Journal* 49 (2003), Nr. 1, S. 112–116
- Kerkhoffs u.a. 2004** KERKHOFFS, Wolfgang ; SCHUMACHER, Oliver ; MEYNS, Bart ; VERBEKEN, Erik ; LEUNENS, Veerle ; BOLLEN, Hilde ; REUL, Helmut: Design, Development, and First In Vivo Results of an Implantable Ventricular Assist Device, MicroVad. In: *Artificial Organs* 28 (2004), Nr. 10, S. 904–910
- Koller 1994** KOLLER, Rudolf: *Konstruktionslehre für den Maschinenbau: Grundlagen für Neu- und Weiterentwicklung technischer Produkte mit Beispielen*. 3., völlig neubearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer, 1994. – ISBN 3–540–57928–1
- Koller u. Kastrup 1998** KOLLER, Rudolf ; KASTRUP, Norbert: *Prinziplösungen zur Konstruktion technischer Produkte*. 2. Aufl. Berlin : Springer – Verlag, 1998. – ISBN 3–540–63060–0
- König 2004** KÖNIG, Josef: *RUB-Medizin: Weltweit erste Implantation von DuraHeart*. Version:2004. <http://idw-online.de/pages/de/news74737>. Ruhr-Universität Bochum. – Online-Ressource, Abruf: 21.01.2004. – Informationsdienst Wissenschaft

- Kono u. a. 1997** KONO, S. ; NISHIMURA, K. ; YAMADA, T. ; OONISHI, T. ; TSUKIYA, T. ; AKAMATSU, T. ; BAN, T.: In vivo and in vitro evaluation of the pulsatile mode of a magnetically suspended centrifugal pump. In: *ASAIO Journal* 43 (1997), Nr. 5, S. M580–M584
- Koo u. Kleinstreuer 2003** KOO, Junemo ; KLEINSTREUER, Clement: Liquid flow in microchannels: experimental observations and computational analyses of microfluidics effects. In: *Journal of Micromechanics and Microengineering* 13 (2003), Nr. 5, S. 568–579
- Krause 1990** KRAUSE, Egon: Strömungslehre II / RWTH Aachen. Lehrstuhl für Strömungslehre, 1990. – Vorlesungs-Umdruck
- Kuchling 1978** KUCHLING, Horst: *Physik: Formeln und Gesetze*. 15. Aufl. Leipzig : VEB Fachbuchverlag, 1978. – Lizenzausgabe für die Buch- und Zeit-Verlagsgesellschaft mbH, Köln
- Lang u. Steinhilper 1978** LANG, Otto R. ; STEINHILPER, Waldemar ; KOLLMANN, Karl (Hrsg.): *Konstruktionsbücher*. Bd. 31: *Gleitlager: Berechnung und Konstruktion von Gleitlagern mit konstanter und zeitlich veränderlicher Belastung*. Berlin : Springer – Verlag, 1978. – ISBN 3–540–08678–1
- Lewis u. Wiebusch 2003** LEWS, John ; WIEBUSCH, Bruce: *Maglev pumps sustain the wounded heart*. Version:2003 <http://www.manufacturing.net/dn/toc/06/05/00>. – Online-Ressource, Abruf: 05.11.2003. – Design News online
- Loree II u. a. 2001** LOREE II, H. M. ; BOURQUE, K. ; GERNES, D. B. ; RICHARDSON, J. S. ; POIRIER, V. L. ; BARLETTA, N. ; FLEICHLI, A. ; FOIERA, G. ; GEMPP, T. M. ; SCHOEB, R. ; LITWAK, K. N. ; AKIMOTO, T. ; KAMENEVA, M. ; WATACH, M. J. ; LITWAK, P.: The HeartMate III: Design and In Vivo Studies of a Maglev Centrifugal Left Ventricular Assist Device. In: *Artificial Organs* 25 (2001), Nr. 5, S. 386–391
- Macris u. a. 1997** MACRIS, M. P. ; PARNIS, S. M. ; FRAZIER, O. H. ; FUQUA, J. M. ; JARVIK, R. K.: Development of an Implantable Ventricular Assist System. In: *The Annals of Thoracic Surgery* 63 (1997), Nr. 2, S. 367–370
- Maslen u. a. 1998** MASLEN, E. H. ; BEARNSON, G. B. ; ALLAIRE, P. E. ; FLACK, R. D. ; BALOH, M. ; HILTON, E. ; NOH, M. D. ; OLSEN, D. B. ; KHANWILKAR, P. S. ; LONG, J. D.: Feedback control applications in

Literaturverzeichnis

- artificial hearts. In: *Control Systems Magazine, IEEE* 18 (1998), Nr. 6, S. 26–34
- Masuzawa u.a. 2003** MASUZAWA, T. ; EZOE, S. ; KATO, T. ; OKADA, Y.: Magnetically suspended centrifugal blood pump with an axially levitated motor. In: *Artificial Organs* 27 (2003), Nr. 7, S. 631–638
- Masuzawa u.a. 2000** MASUZAWA, T. ; KITA, T. ; MATSUDA, K. ; OKADA, Y.: Magnetically suspended rotary blood pump with radial type combined motor-bearing. In: *Artificial Organs* 24 (2000), Nr. 6, S. 468–474
- Masuzawa u.a. 2001** MASUZAWA, T. ; KITA, T. ; OKADA, Y.: An ultradurable and compact rotary blood pump with a magnetically suspended impeller in the radial direction. In: *Artificial Organs* 25 (2001), Nr. 5, S. 395–399
- Masuzawa u.a. 2002** MASUZAWA, T. ; ONUMA, H. ; KIM, S. J. ; OKADA, Y.: Magnetically suspended centrifugal blood pump with a self bearing motor. In: *ASAIO Journal* 48 (2002), Nr. 4, S. 437–442
- Meinhart u.a. 1999** MEINHART, C. D. ; WERELEY, S. T. ; SANTIAGO, J. G.: PIV Measurements of a microchannel flow. In: *Experiments in Fluids* 27 (1999), Nr. 5, S. 414–419
- Mendler u.a. 1995** MENDLER, N. ; PODECHTL, F. ; FEIL, G. ; HILTMANN, P. ; SEBENING, F.: Seal-less centrifugal blood pump with magnetically suspended rotor: rot-a-flot. In: *Artificial Organs* 19 (1995), Nr. 7, S. 620–624
- Mielnik u. Saetran 2003** MIELNIK, Michal M. ; SAETRAN, Lars R.: Micro-PIV Investigation of a Sinusoidal Crossflow Microfiltration Module. In: KANDLIKAR, S. G. (Hrsg.): *International Conference on Microchannels and Minichannels (24 Apr. 2003)*, American Society of Mechanical Engineers, 2003 (2003 Proceedings of the 1st International Conference on Microchannels and Minichannels), S. 1–8
- Muijderman 1964** MULJDERMAN, E. A.: *Spiral Groove Bearings*, Technological University Delft, Dissertation, 1964
- Muijderman 1993** MULJDERMAN, E. A.: Luftgeschmierte Spirallagerungen. In: BARTZ, Wilfried J. (Hrsg.): *Luftlagerungen: Grundlagen und Anwendungen* Bd. 78. 2., völlig neubearb. und erw. Aufl. Ehningen bei Böblingen : expert verlag, 1993, S. 155–195. – ISBN 3–8169–0992–2

- Muijderland u.a. 1980** MUIJDERMAN, E. A. ; REMMERS, G. ; TIELEMANS, L. P. M.: Spiralrillenlager mit Fettschmierung. In: *Philips Technische Rundschau* 39 (1980), Nr. 6/7, S. 176–191
- Nishimura u.a. 1997** NISHIMURA, K. ; TSUKIYA, T. ; AKAMATSU, T. ; KONO, S. ; YAMADA, T. ; BAN, T.: Control of the pressure flow relationship with a magnetically suspended centrifugal pump in a chronic animal experiment. In: *ASAIO Journal* 43 (1997), Nr. 5, S. M553–M556
- Nojiri u.a. 1997** NOJIRI, C. ; KIJIMA, T. ; MAEKAWA, J. ; HORIUCHI, K. ; KIDO, T. ; SUGIYAMA, T. ; MORI, T. ; SUGIURA, N. ; ASADA, T. ; SHIMANE, H. ; NISHIMURA, K. ; BAN, T. ; AKAMATSU, T. ; OZAKI, T. ; ITO, H. ; SUZUKI, M. ; AKUTSU, T.: More than 1 year continuous operation of a centrifugal pump with a magnetically suspended impeller. In: *ASAIO Journal* 43 (1997), Nr. 5, S. M548–M552
- Noon u.a. 2001** NOON, G. P. ; MOLEY, D. L. ; IRWIN, S. ; ABDELSAYED, S. V. ; BENKOWSKI, R. ; LYNCH, B. E.: Clinical Experience with the MicroMed DeBackey Ventricular Assist Device. In: *The Annals of Thoracic Surgery* 71 (2001), S. 133–138
- Nosé u. Motomura 2003** NOSÉ, Yukihiko ; MOTOMURA, Tadashi: *ICMT Publication on Artificial Organs*. Bd. III: *Cardiac Prosthesis – Artificial Heart and Assist Circulation – Past, Present, and Future*. 4. Auflage. Houston, Texas, USA : ICMT Press, 2003. – ISBN 0–936022–45–0
- Ochiai u.a. 2001** OCHIAI, Y. ; GOLDING, L. A. ; MASSIELLO, A. L. ; MEDVEDEV, A. L. ; GERHART, R. L. ; CHEN, J. F. ; TAKAGAKI, M. ; FUKAMACHI, K.: In vivo hemodynamic performance of the Cleveland Clinic CorAide blood pump in calves. In: *The Annals of Thoracic Surgery* 72 (2001), Nr. 3, S. 747–752
- Okada u.a. 2003** OKADA, Yohji ; MASUZAWA, Toru ; MATSUDA, Ken I. ; OHMORI, Kunihiro ; YAMANE, Takashi ; KONISHI, Yoshiaki ; FUKAHORI, Shinya ; UENO, Satoshi ; KIM, Seung J.: Axial Type Self-Bearing Motor for Axial Flow Blood Pump. In: *Artificial Organs* 27 (2003), Nr. 10, S. 887–891
- Olsen 2000** OLSEN, D. B.: The history of continuous-flow blood pumps. In: *Artificial Organs* 24 (2000), Nr. 6, S. 401–404

- Olsen u. Adrian 2000** OLSEN, M. G. ; ADRIAN, R. J.: Out-of-focus effects on particle image visibility and correlation in microscopic particle image velocimetry. In: *Experiments in Fluids* 29 (2000), S. 166–174
- Pahl u.a. 2003** PAHL, Gerhard ; BEITZ, Wolfgang ; FELDHUSEN, Jörg ; GROTE, Karl-Heinrich: *Konstruktionslehre: Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendungen*. 5., neu bearb. und erw. Aufl. Berlin : Springer – Verlag, 2003. – ISBN 3–540–00319–3
- Paul 2000** PAUL, R.: *Untersuchungen zur Blutschädigung durch laminare Strömung im Couette-System*, RWTH Aachen, Dissertation, 2000
- Paul u.a. 2003** PAUL, R. ; APEL, J. ; KLAUS, S. ; SCHÜGNER, F. ; SCHWINDKE, P. ; REUL, H.: Shear Stress Related Blood Damage in Laminar Couette Flow. In: *Artificial Organs* 27 (2003), Nr. 6, S. 517–529
- PCO 2003** GMBH, PCO Computer O. (Hrsg.): *SensiCam, SensiCam-QE*. Version:2003. www.pco.de. (05/2003). – Online–Ressource, Abruf: 07.07.2004. – Bedienungsanleitung
- Polytec 2003** GMBH, Polytec (Hrsg.): *Polytec*. Version:2003. <http://www.polytec.de>. – Online–Ressource, Abruf: 07.07.2004. – Spezifikationen
- Post u. Ryutov 1998** POST, Richard F. ; RYUTOV, D. D.: Ambient-Temperature Passive Magnetic Bearings : Theory and Design Equations. In: *Proceedings of the Sixth International Symposium on Magnetic Bearings (Cambridge, MA, USA 05 Aug. 1998)*. Cambridge, MA, USA, 1998, S. 109–122
- Ramsay 2004** RAMSAY, Sally: *The First Miniaturized Heart Pump for Children Approved: MicroMed's DeBakey VAD Child*. Version:March 2004. <http://www.micromedtech.com/news/03-04-04.htm>. MicroMed Technology, Inc.. – Online–Ressource, Abruf: 09.04.2004
- Reul u.a. 2003** REUL, Helmut ; AKDIS, Mustafa ; MARTIN, Michael ; ARVAND, Arash: The Microdiagonal Pump (MDP) : A New Rotary Blood Pump for VAD Applications. In: ROBBINS, Robert C. (Hrsg.): *5th Fall Education Meeting, Orlando, Florida, USA, November 7 – 8, 2003*. Orlando, FL, USA : The International Society for Heart & Lung Transplantation, 2003

- Rose u.a. 2001** ROSE, E. A. ; GELIJNS, A. C. ; MOSKOWITZ, A. J. ; HEITJAN, D. F. ; STEVENSON, L. W. ; DEMBITSKY, W. ; LONG, J. W. ; ASCHEIM, D. D. ; TIERNEY, A. R. ; LEVITAN, R. G. ; WATSON, J. T. ; MEIER, P. ; RONAN, N. S. ; SHAPIRO, P. A. ; LAZAR, R. M. ; MILLER, L. W. ; GUPTA, L. ; FRAZIER, O. H. ; DESVIGNE-NICKENS, P. ; OZ, M. C. ; POIRIER, V. L.: Long-term mechanical left ventricular assistance for end-stage heart failure. In: *The New England Journal of Medicine* 345 (2001), Nr. 20, S. 1435–1443
- Roth 2001** ROTH, Karlheinz: *Konstruieren mit Konstruktionskatalogen*. Bd. 2. Kataloge. 3. Aufl. Berlin : Springer – Verlag, 2001. – ISBN 3-540-67026-2
- Schima u.a. 1995** SCHIMA, H. ; SCHMALLEGGER, H. ; HUBER, L. ; BIRGMANN, I ; REINDL, Ch ; SCHMIDT, C. ; ROSCHAL, K. ; WIESELTHALER, G. ; TRUBEL, W. ; LOSERT, U. ; WOLNER, E.: An implantable seal-less centrifugal pump with integrated double-disk motor. In: *Artificial Organs* 19 (1995), Nr. 7, S. 639–643
- Schima 2003** SCHIMA, Heinrich: *Vienna Pump und Hemobear*. persönliche Email, Dezember 2003
- Schlichting u.a. 1997** SCHLICHTING, Herrmann ; GERSTEN, Klaus ; KRAUSE, Egon (Mitarb.) ; OERTEL, Herbert (Mitarb.): *Grenzschicht-Theorie*. 9., völlig neubearbeitete und erweiterte Auflage. Berlin : Springer, 1997. – ISBN 3-540-55744-X
- Schöb u.a. 2003** SCHÖB, R. ; BARLETTA, N. ; FLEICHLI, A. ; FOIERA, G. ; GEMPP, T. ; REITER, H.-G. ; POIRIER, V. ; GERNES, D. ; BOURQUE, K. ; LOREE, H. ; RICHARDSON, J. S.: A Bearingless Motor for a Left Ventricular Assist Device (LVAD). In: SCHWEITZER, Gerhard (Hrsg.) ; SIEGWART, Roland (Hrsg.) ; LÖSCH, Florian (Hrsg.) ; HEROT, Hana (Hrsg.): *7th International Symposium on Magnetic Bearings, Zürich Switzerland (Zürich, Switzerland 23 Aug. 2000)*. Zürich, Switzerland : International Center for Magnetic Bearings, 2003
- Sieß 1998** SIESS, T.: *Systemanalyse und Entwicklung intravasaler Rotationspumpen zur Herzunterstützung*, RWTH Aachen, Dissertation, June 1998
- Sill Optics 2004** KG, Sill Optics GmbH & C. (Hrsg.): *Bildverarbeitung 2004*. Version:2004. www.silloptics.de. (03/04). – Online-Ressource, Abruf: 07.07.2004. – Katalog

- Song u.a. 2003** SONG, X. ; THROCKMORTON, A. L. ; UNTARIOU, A. ; PATEL, S. ; ALLAIRE, P. E. ; WOOD, H. G. ; OLSEN, D. B.: Axial flow blood pumps. In: *ASAIO Journal* 49 (2003), Nr. 4, S. 355–364
- Song u.a. 2004** SONG, X. ; WOOD, H. G. ; OLSEN, D.: Computational Fluid Dynamics (CFD) study of the 4th generation prototype of a continuous flow Ventricular Assist Device (VAD). In: *Journal of Biomechanical Engineering* 126 (2004), Nr. 2, S. 180–187
- Steinhilper u. Röper 1996** STEINHILPER, Waldemar ; RÖPER, Rudolf: *Maschinen- und Konstruktionselemente 3: Elastische Elemente, Federn, Achsen und Wellen; Dichtungselemente; Reibung; Schmierung; Lagerungen*. 2. Aufl. Berlin : Springer – Verlag, 1996. – ISBN 3–540–60645–9
- Sutton 2004** SUTTON, Colin: *ASX – Pilot Trial Update 3 March 2004*. Version: March 2004. <http://www.ventracor.com/default.asp?cp=news%2Fnews%5Fnewsevents%2Ea%sp>. Ventracor Limited. – Online–Ressource, Abruf: 09.03.2004
- Sweeney 1999** SWEENEY, M. S.: The Hemopump in 1997: a clinical, political, and marketing evolution. In: *The Annals of Thoracic Surgery* 68 (1999), Nr. 2, S. 761–763
- Thomas u.a. 1997** THOMAS, D. C. ; BUTLER, K. C. ; TAYLOR, L. P. ; LE BLANC, P. ; GRIFFITH, B. P. ; KORMOS, R. L. ; BOROVIETZ, H. S. ; LITWAK, P. ; KAMENEVA, M. V. ; CHOI, S. ; BURGEE, G. W. ; WAGNER, W. R. ; WU, Z. ; ANTAKI, J. F.: Continued development of the Nimbus/University of Pittsburgh (UOP) axial flow left ventricular assist system. In: *ASAIO Journal* 43 (1997), Nr. 5, S. M564–M566
- Thoratec 2003** THORATEC® CORPORATION (Hrsg.): *Heartmate III*. Version: 2003. http://www.thoratec.com/ventricular-assist-device/heartmate_III_future.%htm. – Online–Ressource, Abruf: 04.12.2003
- Truckenbrodt 1980** TRUCKENBRODT, Erich: *Fluidmechanik: Grundlagen und elementare Strömungsvorgänge dichtebeständiger Fluide*. Bd. 2. 2., völlig neubearb. u. erw. Aufl. Berlin : Springer-Verlag, 1980. – ISBN 3–540–09499–7
- Vidakovic u.a. 2000** VIDAKOVIC, S. ; AYRE, P. ; WOODARD, J. ; LINGAND, N. ; TANSLEY, G. ; REIZES, J.: Paradoxical Effects of Viscosity on the VentrAssist Rotary Blood Pump. In: *Artificial Organs* 24 (2000), Nr. 6, S. 478–482

- Volman 1975** VOLMAN, H. J. W. M.: Das Zug-Druck Spiralrillenlager - ein Scheibenlager mit einer sich selbst einstellenden inneren Vorspannung. In: *Philips Technische Rundschau* 35 (1975), Nr. 1, S. 12–15
- Wakisaka u.a. 1997** WAKISAKA, Y. ; TAENAKA, Y. ; CHIKANARI, K. ; OKUZONO, Y. ; ENDO, S. ; TAKANO, H.: Development of an implantable centrifugal blood pump for circulatory assist. In: *ASAIO Journal* 43 (1997), Nr. 5, S. M608–M614
- Wakisaka u.a. 1995** WAKISAKA, Y. ; TAENAKA, Y. ; TATSUMI, E. ; ARAKI, K. ; MASUZAWA, T. ; NAKATANI, T. ; BABA, Y. ; ANAI, H. ; EYA, K. ; TODA, K.: Improvement in antithrombogenicity in a centrifugal pump with self wash-out structure for long-term use. In: *ASAIO Journal* 41 (1995), Nr. 3, S. M350–M355
- Walowit u.a. 1997** WALOWIT, J. A. ; MALANOSKI, S. B. ; HORVATH, D. ; GOLDING, L. R. ; SMITH, W. A.: The analysis, design, and testing of a blood lubricated hydrodynamic journal bearing. In: *ASAIO Journal* 43 (1997), Nr. 5, S. M556–M559
- Wampler u.a. 1999** WAMPLER, R. ; LANCISI, D. ; INDRAVUDH, V. ; GAUTHIER, R. ; FINE, R.: A sealless centrifugal blood pump with passive magnetic and hydrodynamic bearings. In: *Artificial Organs* 23 (1999), Nr. 8, S. 780–784
- Watanabe u.a. 2003** WATANABE, Nobuo ; FUJIMOTO, Tetsuo ; REUL, Helmut ; TAKATANI, Setsuo: Computational Fluid Dynamics (CFD) Analysis of Flow Field Inside a Centrifugal Blood Pump / Tokyo Medical and Dental University. 2003 (Reports of the Institute of Biomaterials and Bioengineering 37). – Forschungsbericht. – 68–74 S
- Watterson u.a. 2000** WATTERSON, P. A. ; WOODARD, J. C. ; RAMSDEN, V. S. ; REIZES, J. A.: VentrAssist Hydrodynamically Suspended, Open, Centrifugal Blood Pump. In: *Artificial Organs* 24 (2000), Nr. 6, S. 475–477
- Westphal 1994** WESTPHAL, D.: *Entwicklung einer Zentrifugalpumpe zur Blutförderung*, RWTH Aachen, Dissertation, Jan. 1994
- Willis u.a. 2003** WILLIS, J. P. ; LOCKE, D. H. ; HRYNIEWICZ, P. ; JAHANMIR, S. ; HESHMAT, H. ; WEISS, W. J. ; LUKIC, B. ; PAE, W. E.:

- In Vivo Study of an LVAD Prototype With a Hybrid Magnetic Bearing. In: MURPHY, William P. (Hrsg.) ; PENNINGTON, Glenn (Hrsg.) ; PHILLIPS, Winfred M. (Hrsg.) ; PIERCE, William S. (Hrsg.): *ASAIO Conference (Washington, DC, USA 19 June 2003)*. American Society for Artificial Internal Organs
- Yamane u.a. 1995** YAMANE, T. ; IKEDA, T. ; ORITA, T. ; TSUTSUI, T. ; JIKUYA, T.: Design of a Centrifugal Blood Pump with Magnetic Suspension. In: *Artificial Organs* 19 (1995), Nr. 7, S. 625–630
- Yamane u.a. 2004** YAMANE, T. ; MARUYAMA, O. ; NISHIDA, M. ; TOYODA, M. ; TSUTSUI, T. ; JIKUYA, T. ; SHIGETA, O. ; SANKAI, Y.: The most profitable use of flow visualization in the elimination of thrombus from a monopivot magnetic suspension blood pump. In: *Artificial Organs* 28 (2004), Nr. 4, S. 390–397
- Yamane u.a. 1997a** YAMANE, T. ; NISHIDA, M. ; ASZTALOS, B. ; TSUTSUI, T. ; JIKUYA, T.: Fluid dynamic characteristics of monopivot magnetic suspension blood pumps. In: *ASAIO Journal* 43 (1997), Nr. 5, S. M635–M638
- Yamane u.a. 1997b** YAMANE, T. ; NISHIDA, M. ; KIJIMA, T. ; MAEKAWA, J.: New mechanism to reduce the size of the monopivot magnetic suspension blood pump: direct drive mechanism. In: *Artificial Organs* 21 (1997), Nr. 7, S. 620–624
- Yamane 2002** YAMANE, Takashi: The Present and future state of nonpulsatile artificial heart technology. In: *Journal of Artificial Organs* 5 (2002), Nr. 3, S. 149–155
- Yasuda u.a. 2002** YASUDA, T. ; FUNAKUBO, A. ; FUKUI, Y.: An investigation of blood damage induced by static pressure during shear-rate conditions. In: *Artificial Organs* 26 (2002), Nr. 1, S. 27–31
- Yoshino u.a. 2001** YOSHINO, M. ; UEMURA, M. ; TAKAHASHI, K. ; WATANABE, N. ; HOSHI, H. ; OHUCHI, K. ; NAKAMURA, M. ; FUJITA, H. ; SAKAMOTO, T. ; TAKATANI, S.: Design and evaluation of a single-pivot supported centrifugal blood pump. In: *Artificial Organs* 25 (2001), Nr. 9, S. 683–687
- Zirkelback u. Andrés 2000** ZIRKELBACK, Nicole ; ANDRÉS, Luis S.: Finite Element Analysis of Herringbone Groove Journal Bearings: A Parametric Study. In: *Journal of Tribology* 120 (2000), S. 234–240

Index

A

ABIOMED Pump, 15–16
Adhäsion, *siehe* Effekte
Ähnlichkeitstheorie, 85
Analyse
 hydraulisch, 127
Anforderungsliste, 33–38
 Forderung
 eigenstörungsbedingt, 37
 gesellschaftsbedingt, 36
 marktbedingt, 35
 umweltbedingt, 36
 werdegangsbedingt, 37
Anlaufbewegung, 111
Arbeitspunkt, 110, 111
Aufnahmesystem, 89
Auswerte-Verfahren, 90

B

Bauraum, 54, 55
BCM-Gyro, 13–14
 NEDO BVAD, 14
BERNOULLI
 Gesetz von, *siehe* Effekte
Bewertung
 Kriterien, 48
Bewertungskriterien, 48
 Gewichtung, 49
Blutschädigung, 30–33, 106
 Modell, 106
Blutverträglichkeit, 25

C

COBE Revolution, 3–4
CorAide, 16–17
COULOMB
 Gesetze von, *siehe* Effekte
Cube-Square-Law, 50

D

Dampfdruck, 32, 33
DD9, 17
DeBakey VAD, 4
Differentialgleichung
 REYNOLDS'sche, 44
Diffusion
 hydrodynamische, 119
Drallbewegung, 101, 104
Drosselspalt, 70
Druck, 74
Druckaufbau, 79
Druckgradient, 70
Druckverlauf, **70**, 72, 73, 100, 108
DuraHeart LVAS, 8

E

EARNSHAW-Theorem, 8, 28
Effekt
 physikalischer, 39, 42
Effekte
 Adhäsion, 41, 42
BERNOULLI
 Erweitertes Gesetz von, 41
 Gesetz von, 41, 42
COULOMB
 erstes Gesetz, 41, 44
 zweites Gesetz, 42, 44
Elektroosmose, 42
Ferroelektrika, 42
Flüssigkeitsreibung, 42
Gravitation, 42
Hebeleffekt, 41
Hydrodynamik, 41, 42
Impulssatz, 41
Inkompressibilität, 41
Keileffekt, 42
Kohäsion, 42

Index

- Kompressibilität, 42
- Oberflächenspannung, 42
- Reibung, 42
- Effektsynthese, 41
- Eindeutigkeit, 53
- Einfachheit, 54
- Embolie, 27, 32
- Endeffekt, 73, 74
- Energieerhaltungssatz, 43
- Energiegleichung, 70
- Energiesätze, 42
- Entmischung, 97
- Ersatzsystem, 111, 112, 115
- Erythrozyten, 30, 31

- F**
- Fehler, *siehe* Messfehler
- Fehleranalyse, 94
- Feldkraftlager, 8, 27
- Fertigung, 129
- Festkörperkontakt, 111, 116
- Forderung, *siehe* Anforderungsliste
- Funktionssynthese, 39, 41

- G**
- Geschwindigkeit
 - radial, 103
- Geschwindigkeitsfeld, 92–94
- Geschwindigkeitsvektor, 92–94
- Geschwindigkeitsverteilung
 - radial, 102
- Gestaltsynthese
 - Bewertung, 66
 - qualitativ, 53, 66
- Gestaltvariation, 59
 - Axial-Radial-Lager, 65, 66
 - Axiallager, 59–62
 - Radiallager, 61, 63, 64
- Gleitlager, 29
 - axial, 47
 - radial, 47
- Grundregel der Gestaltung, 53
- GÜMBEL-Zahl, 115, 116, 117, 151
- Gyro C1E3, 5, 13

- H**
- Halbfrequenzwirbel, *siehe* $1/2$ - ω -Wirbel
- Hämolyse, 30, 31

- Hämostase, 30, 31
- Heartmate II, 5–6
- Heartmate III, 8–9
- HeartQuest VAD, 9–10
- Hemobear VAD, 18–19
- Hemopump, 14–15
- HiFlow, 6

- I**
- Ibaraki Pump, 10
- IMALP, 20
- Impulssatz, 42
- INCOR I, 10–11
- Infarkt, 27, 32

- J**
- Jarvik 2000, 6–7

- K**
- Kavitation, 32, 33
 - Dampfkavitation, 32
 - Gaskavitation, 32
- Keilflächenlager, *siehe* Lager
- Kennfeld
 - Druck-Fluss, 128
 - Leistung-Fluss, 128
 - Rotor-Wirkungsgrad, 130
- KNUDSEN-Zahl, 87, 147
- Kohäsion, *siehe* Effekte
- Konstruktionsparameter, 53
- Konstruktionsprozess, 39, 40
- Konstruktionssystematik, 39
- Kontinuitätsgleichung, 43, 70
- Konzentrationsgradient, 119
- Kriton VAD, 19
- Kugelspurlagerung, 124, 129
- Kupplungskraft, 110

- L**
- Lager
 - axial, 68
 - hybrid, 15
 - hydraulisch, 46
 - hydrodynamisch, 13, 28, 42, 47, 50, 51, 64
 - hydrostatisch, 42, 47
 - Keilflächen, 107–109
 - magnetisch, 45, 50, 51

aktiv, 28, 46
 passiv, 28, 46
 Material, 129
 mechanisch, 3, 26, 42, **45**
 Oberfläche, 129
 Lagerauslegung
 Spiralrillennlager, 69
 Lagerposition, 55
 Lagerspalt, 109, 110, 133
 Lagerzahl, 56
 Leistungsverbrauch, 131
 Kugelspurlager, 131
 Spiralrillennlager, 131
 Leukozyten, 30
 logarithmische Spirale, 73
 Loxodrom, 75

M
 Magnetkraft, 66
 Magnetkupplung, 57, 67
 Magnetlager, *siehe* Lager
 Magnevad, 11–12
 Mehrflächengleitlager, 22–23
 Messfehler, 91
 Messoptik, 89
 Microscale Particle Imaging Velocimetry, 84
 MicroVad, 20
 Migration, 119
 Mikrodiagonalpumpe, 19–20
 Mikrofluidik, 87
 Mischreibung, 26
 MiTiHeart LVAD, 12
 Mittenrauhwert, 26, 132
 MSCBP, *siehe* DuraHeart LVAS
 MSCP, *siehe* DuraHeart LVAS

N
 NAVIER-STOKES-Gleichung, 43, 70
 NCVC-CP, 15
 Numerische Strömungssimulation, 98

P
 Particle Imaging Velocimetry, 83, 84
 Partikel
 axiale Lage, 95
 Dichte, 95

scheinbarer Durchmesser, 92
 Verteilung, 95
 Prinziplösung, 45
 Bewertung, 48, 139
 hydraulisch, 46–48
 hydrodynamisch, **47**, **50**, 53
 magnetisch, **45–46**, **50**
 mechanisch, **45**
 Prüfstand, 87, 88, 90, 122, 123

R
 Rauhtiefe, 132
 Reibkoeffizient, *siehe* Reibungskoeffizient
 Reibleistung, 74, 79
 Reibmoment, 74
 Reibung, 78, 111
 Reibungskoeffizient, 74, 78, 115
 reduziert, 68, 80
 REYNOLDS-Zahl, 85–86
 Rillennmuster, 69, 72
 RotaFlow, 7
 Rückstellkraft, 58, 59, 67

S
 Scherrate, 31, 119
 Scherratengradient, 119
 Schmierfilmtheorie, 107
 Schubspannung, 102, 104
 Verlauf, 102, 105
 Sicherheit, 54
 Simulationsmodell, 98
 Single-Pivot VAD, 18
 Spalthöhe
 dimensionslos, 116
 Spiralrillennlager, 23, 66, 69, 81
 axial, 60, 61, 68
 eben, **72**, 72–75, 98, 124, 129
 Eigenschaften, 85, 99
 Kennzahlen, 85, 86, 98
 konisch, **77**, 77–80, 125, 129
 Eigenschaften, 126
 Kennzahlen, 126
 Modellbetrachtung, 111
 radial, 63, **79**, 79–80
 sphärisch, **75**, 76, 80
 Wirkprinzip, 69
 Zug-Druck-Lager, 23
 Stagnation, 27

Index

Stirndrehkupplung, 54, 57
Streamliner, 12–13
STRIBECK-Kurve, 115
Strömungskraft, 66
Strömungssichtbarmachung, 83, 147
STROUHAL-Zahl, 85–86

T

T-ILVAS, *siehe* DuraHeart LVAS
telezentrisches Objektiv, 89
Thrombozyten, 30
Thrombus, 27, 32
Tiefenschärfe, 97
Trägerflüssigkeit, 87
Tragkraft, 74, 79, 80
 axial, 77
 dimensionslos, 68
 radial, 77, 79
Transmissionsverluste, 88
Triggersignal, 90

U

Unwucht, 66

V

VentrAssist, 21
Verschleiß, 111
Versuchsprotokoll, 89
Verweilzeit, 101, 103
Vienna Pump, 21–22
Viskositätsgradient, 119

W

Wärmegleichung, 43
Welligkeit, 132

Z

Zustandsgleichung des Schmiermit-
tels, 43
Zweckbeschreibung, 39

Ziffern und Zahlen

$1/2$ - ω -Wirbel, **23**, 63, 65, 80

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name Thomas Christoph Kink
Geburtsdatum 26. November 1971
Geburtsort Wasserburg am Inn
Familienstand Ledig
Nationalität Deutsch

Schulbildung

1976–1982 Grundschule in Eiselfing
1982–1991 Chiemgau Gymnasium in Traunstein

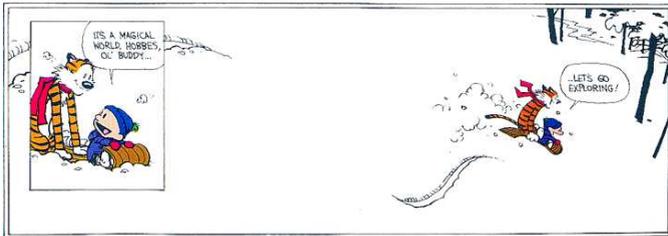
Studium

1991–1994 Grundstudium Maschinenbau an der RWTH Aachen
1994–1997 Hauptstudium Maschinenbau an der RWTH Aachen, Fachrichtung Grundlagen des Maschinenwesens
1997 Externe Diplomarbeit an der Cleveland Clinic Foundation, Cleveland, Ohio, USA

Berufstätigkeit

1997 Research Fellow an der Cleveland Clinic Foundation in Cleveland, Ohio, USA
1998–2000 Research Engineer an der Cleveland Clinic Foundation in Cleveland, Ohio, USA
2000–2001 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Helmholtz-Institut für Biomedizinische Technik
2001–2004 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Biomedizinische Technologien der RWTH Aachen

Aachen, 21. März 2005



Bill Watterson, 1995

CALVIN AND HOBBS ©(1995) Watterson. Reprinted with permission of UNIVERSAL
PRESS SYNDICATE. All rights reserved.