

Simulation der Lagerverluste in Großmotoren und deren Validierung

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades Doktor der technischen
Wissenschaften eingereicht an der Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Graz



Technische Universität Graz

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Christoph Priestner

Betreuer:
Ao. Univ.-Prof. Dr. Hans-Herwig Priebisch
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Thomas Antretter
Institut für Mechanik, Montanuniversität Leoben

Graz, September 2012

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)

Inhaltsverzeichnis

	Seite
1 Einleitung	15
1.1 Problemstellung	15
1.2 Stand der Technik	17
1.3 Zielsetzung der Arbeit	21
1.4 Gliederung der Arbeit	21
1.5 Zusammenfassung der Ergebnisse	22
1.6 Ausblick	24
2 Allgemeiner Überblick zur mechanischen Reibung in Motoren	27
3 Methoden zur Berechnung der Reibung in dynamischen Systemen	31
3.1 Mehrkörpersimulation mit einfachen Reibparametern	34
3.2 Mehrkörpersimulation mit HD	38
3.3 Mehrkörpersimulation mit EHD	45
3.4 Mehrkörpersimulation mit EHD und Kontaktmodell	54
3.5 Verschleißberechnung	64
3.6 Gleitlagerberechnung mit FEM	70
4 Untersucher Großmotor	75
4.1 Welche Komponenten verursachen mechanische Verluste	75
4.2 Parameter zur Reibungsreduktion in Kurbeltriebs-Gleitlagern	80
4.3 Methodisches Vorgehen	83
5 Validierung der Simulationsmethode	87
5.1 Beschreibung der Gleitlagerprüfmaschine LP06 von MIBA	88
5.2 Messungen an der LP06 aus dem Standard-Prüfprogramm von MIBA	91
5.3 Messungen an der LP06 mit Einbereichsölen verschiedener SAE-Klassen	94
5.4 Untersuchungen zum Einfluss der Einfluss der Strukturelastizität	105
5.5 Ähnlichkeitsbetrachtungen	115
5.6 Entwicklung von Modellierungs- und Simulationsvorschriften	117
5.6.1 Modellaufbau	118
5.6.2 Bedatung des Greenwood und Tripp Kontakt Modells	120
5.6.3 Ölmodell	129
5.6.4 Definition der globalen Öltemperatur im Schmierpalt	129

5.6.5	Definition der Verschleißprofile	133
5.6.6	Vergleich Messung und Simulation	135
6	Anwendung der Methode auf das Großmotorenmodell	151
6.1	Modellaufbau	151
6.2	Berechnung der Gleitlagerverluste	162
6.3	Parametervariationen zur Reibungsreduktion	167
6.3.1	Ergebnisse der Parametervariationen	169
7	Zusammenfassung der Reduktionspotentiale	183
8	Verzeichnis der Abkürzungen	187

Abbildungsverzeichnis

Abbildung	Seite
2.1 Wirkungsgrad des vollkommenen Motors [19]	28
3.1 Scheinbare und reale Kontaktfläche im trockenen Kontakt	32
3.2 Stribeck-Kurve geschmierter Kontakte [51]	33
3.3 Diskretisierung eines Kurbeltriebs mit MKS	35
3.4 Gleitlagersteifigkeitskennwerte c^* als Funktion des Breiten-Druchmesser Verhältnisses B/D [18]	36
3.5 Koordinatentransformation	40
3.6 Kräfteverteilung am Kurbeltrieb mit Gleitlagern. (Links) Kreuzriss des Kurbeltriebs unter externer Brennraumkraft $F(t)$ abgestützt durch die Lagerreaktionskräfte aus Verdrängungsbewegung F_V und Drehbe- wegung F_D ; (Rechts) Aufriss des Kurbeltriebs mit den beiden resultie- renden Lagerreaktionskräften F_{res} , die sich durch Vektoraddition aus F_V und F_D ergeben	43
3.7 Abrollen und Diskretisierung der Lagerschale	43
3.8 Spalthöhenverlauf und hydrodynamische Druckverteilung bei starrer und elastischer Lagerstruktur [29]	44
3.9 Einfluss der Zapfendurchbiegung auf die Schmierpalthöhenverteilung im Gleitlager am Beispiel eines 1 Zylinder Kurbeltriebs; rote Kreise als Markierung kritischer Stellen mit verringerter Schmierpalthöhe und dadurch erhöhter Wahrscheinlichkeit für beginnenden Festkörperkontakt	47
3.10 Finite-Elemente Modell des Pleuels eines Groß-Gasmotors von GE- Jenbacher	48
3.11 Finite-Elemente Modell des Ausschnitte aus dem Kurbelgehäuse eines Groß-Gasmotors von GE-Jenbacher	48
3.12 Darstellung der übrigbleibenden Knoten „Retained Nodes“ am Beispiel des Pleuels eines Großmotors von GE Jenbacher	51
3.13 Berechnungsschema des EHD-Ansatzes [49]	53
3.14 Kontakt zwischen einer rauen Oberfläche (blau) und einer starren Ebe- ne (rot)	55
3.15 Einzelkontakt eines elastischen Asperitenm (blau) mit einer starren Ebene (rot)	56

3.16	Kontakt einer rauen elastischen Fläche (blau) mit einer starren Ebene (rot) an mehreren Asperitenspitzen	57
3.17	Transformation eines allgemeinen Kontaktproblems zweier rauer Flächen (links) auf ein vereinfachtes repräsentatives Kontaktproblem einer rauen Fläche mit einer Ebene (rechts) [22].	60
3.18	Einfluss der relativen Lage (r) einzelner Asperiten auf die Bestimmung der Eindringtiefe	61
3.19	Festkörperkontaktdruck p_a in Abhängigkeit der Schmierpalthehöhe h ; Parametervariationen: Blau: Referenz; Rot: $0.5 \cdot K$; Grün: $0.5 \cdot \sigma$	63
3.20	Festkörperkontaktdruck p_a in Abhängigkeit der Schmierpalthehöhe h ; Parametervariationen durch sequentielle Halbierung aller Parameterwerte: Blau: Referenz; Rot: $0.5 \cdot \beta$; Grün: $0.5 \cdot \eta$; Violett: $0.5 \cdot \sigma$	64
3.21	Festkörperkontaktdruck p_a in Abhängigkeit der Schmierpalthehöhe h ; Blau: Originalbedatund Kontaktmodell 100% σ ; Rot: 90% σ ; Grün: 70% σ ; Violett: 50% σ ; Blau: 30% σ ; Orange: 10% σ	65
3.22	Abscheren durch Festkörperkontakt verschleißter Asperiten. Fläche H_1 (oben) steht still $v_1 = 0$; Fläche H_2 (unten) bewegt sich mit v_2 relativ gegenüber Fläche 1. Die Relativbewegung führt zur Abscherung des weichen Materials und dadurch zum Verschleiß.	68
3.23	Allgemeiner Rotor mit finiten Elementen diskretisiert; oben: Aufriss, unten: Perspektive	71
3.24	Darstellung der drei untersuchten Lagerungsarten des Rotors. Oben: starre Lagerung an den Enden über die Lagerbreite; Mitte: Lagerung über Federn mit der linearen Steifigkeit c ; unten: Lagerung mittels <i>Hydrodynamik Joint</i>	72
3.25	Frequenz der 1. Biegemode bei starrer, gefederter und gleitgelagerter Rotorwelle	74
4.1	J624 Groß-Gasmotor von <i>GE Jenbacher</i>	76
5.1	Foto der LP06-Gleitlagerprüfmaschine der MIBA-Bearing Group	90
5.2	Zeichnung der LP06 zur Darstellung der einzelnen Bauteile und Messgeräte	90
5.3	Zeichnung des Prüfpleuels mit der Prüflagerschale; T1 bis T3 bezeichnen die drei Temperatursonden zur Messung der Lagerschalenrückentemperatur am Prüflager [51]	91
5.4	Darstellung des schematischen Aufbaus zur Kontaktspannungsmessung zwischen Welle (rot) und Lagerschale (blau)	92
5.5	Kontaktspannungssignal U als Funktion der der Schmierpalthehöhe über Zeit t aufgetragen	92
5.6	Zusammenfassung einiger repräsentativer Prüfläufe an der LP06	94

5.7	Prüfprogramm zur Vermessung der verschiedenen SAE-Klassen an der LP06	97
5.8	Messwerte zur dynamische Viskosität der untersuchten Motoröle bei $40^{\circ}C$ (blau) und $100^{\circ}C$ (rot); Quelle: OMV	99
5.9	Messwerte zur spezifische Wärmekapazität der untersuchten Motoröle bei steigender Öltemperatur; Quelle: OMV	100
5.10	Messwerte zur Dichte der untersuchten Motoröle; Quelle: OMV	100
5.11	Messwerte zum Viskositätsindex der untersuchten Motoröle; Quelle: OMV	103
5.12	Prozentuelle Viskositätssteigerung durch künstliche Alterung der Motoröle; dynamische Viskosität bei $40^{\circ}C$	103
5.13	Prozentuelle Viskositätssteigerung durch künstliche Alterung der Motoröle; dynamische Viskosität bei $100^{\circ}C$	104
5.14	Darstellung der Interaktion von Motor und Prüfmaschine im Entwicklungsprozess; Freigabe der Gleitlager für den Motorbetrieb unter Rückmeldung von aktuellen Belastungsprofilen, Schmierölkonditionen und Schadensmechanismen im Betrieb	106
5.15	Darstellung der Größenverhältnisse von LP06 Prüfpleuel (links) und Pleuel des J624 Groß-Gasmotors (rechts); daraus folgende Unterschiede in der Steifigkeitsverteilung der Strukturen beeinflussen die Phänomene im Gleitlager	107
5.16	Berechnete hydrodynamische Druckverteilung in Auf- und Kreuzriss des Prüfpleuels der LP06 (links) und des Pleuels J624 Groß-Gasmotors (rechts)	108
5.17	Darstellung der Festkörperkontaktbereiche an den abgewälzten Lagerschalen von LP06 (links) und Motor (rechts). Die beigestellte Farbskala kennzeichnet Bereiche ohne Festkörperkontakt mit Dunkelblau. Je höher der Betrag des Festkörperkontaktdrucks p_a , desto weiter geht die Färbung zu Rot hin. Die roten Ellipsen kennzeichnen Bereiche mit Festkörperkontakt an den Lagerschalenkanten zwischen Welle und Lagerschale. An der Prüfmaschine (links) findet reines Kantentragen statt; am Motor (rechts) sieht man einen breiteren Bereich des Kantentragens zufolge der elastischen Bundstruktur des Pleuels und einen mittig liegenden Tragbereich (orange Ellipse) hervorgerufen durch den steifen Pleuelschaft.	109
5.18	Probekörper zur Berechnung und Darstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Innenfläche; hier mit roten Punkten markiert	111
5.19	Darstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Innenfläche in Umfangs- und Breitenrichtung für den Körper aus Abbildung 5.18 in abgewälzter Form	112

5.20	Gegenüberstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Mittelebene zweier Körper mit gleicher Innenflächen. Für beide Körper sind die Nachgiebigkeitsverläufe qualitativ im Vorhinein bekannt, somit eignen sich diese für Grundsatzuntersuchungen und zum Zeigen der Methodenqualität	113
5.21	Darstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Lagerschalenoberfläche des Prüfpleuels der LP06 an verschiedenen Querschnitten. .	114
5.22	Darstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Lagerschalenoberfläche des Motorpleuels des Groß-Gasmotors an verschiedenen Querschnitten.	114
5.23	Gegenüberstellung der absoluten radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Lagerschalenoberfläche von Prüfpleuel und Motorpleuel	114
5.24	Darstellung der Krafteinleitungspunkte am Motorpleuel (links) und am Prüfpleuel der LP06 (rechts)	116
5.25	Darstellung der Reduktion der Steifigkeitsinformationen der Gesamtstruktur des Motorpleuels (links) auf einen repräsentativen Zylinder, das heißt Transformation der Steifigkeitsverteilung auf einen topologisch gleichen Zylinder mit anderen Abmessungen. Annäherung der Prüfpleuelstruktur (rechts), unter Berücksichtigung der Randbedingungen zur Krafteinleitung, auf die transformierte Zielsteifigkeitsverteilung des repräsentativen Zylinders.	117
5.26	Aufbau des MKS Modells der LP06 [51]	118
5.27	FE-Modelle von Prüfpleuel und Prüflagerschale	119
5.28	FE-Modelle von Stützlagerbock und Lagerschale	120
5.29	Darstellung der Krafteinleitungspunkte	121
5.30	Zusammenbau der virtuellen Lagerprüfmaschine	122
5.31	Rauigkeitsprofil einer eingelaufenen Lagerschale in der Hauptlastzone	123
5.32	Druckflussfaktoren in axialer Richtung und Umfangsrichtung als Funktion der Spalthöhe h	128
5.33	Verläufe der Dynamische Viskosität (oben) und Dichte (unten) aus dem druck- und temperaturabhängigen Ölmodell für SAE10: die rote Linie zeigt den Temperaturverlauf bei 0 MPa Öldruck; die grüne gestrichelte Linie den Verlauf bei 20 MPa Öldruck; die blaue gepunktete Linie den Verlauf bei 80 MPa Öldruck; die schwarze strichpunktete Linie den Verlauf bei 200 MPa Öldruck [1]	130
5.34	Berechnete Temperaturverteilung im Prüflager der LP06 [2]	132
5.35	Kantentragen durch elastische Deformation von Welle und Schale [51]	133
5.36	Für die Simulation aufbereitetes Verschleißprofil der Prüflagerschale im Aufriss und in der Perspektive [51]	135
5.37	Prüflager-Verschleißprofil als Abweichung vom idealen Zylinderprofil in μm für die EHD-Berechnung [3]	139

5.38	Gegenüberstellung der Reibleistung im Prüflager der LP06 bei 41MPa (oben) und 70MPa (unten), 2000 Upm Wellendrehzahl und verschiedenen Prüfüfen; in blau mit HD gekennzeichnet sind die hydrodynamischen Verluste im Gleitlager dargestellt, daneben in rot mit AC bezeichnet die Reibleistung zufolge Festkörperkontakt [3]	141
5.39	SAE40, 2000Upm: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Rot: Sim) bei 41MPa und 70MPa; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen [3]	142
5.40	SAE30, 2000Upm: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Rot: Sim) bei 41MPa und 70MPa; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen [3]	143
5.41	SAE20, 2000Upm: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Rot: Sim) bei 41MPa und 70MPa; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen [3]	144
5.42	SAE10, 2000Upm: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Rot: Sim) bei 41MPa und 70MPa; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen [3]	144
5.43	SAE40, 70MPa: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Grün: Sim) bei 2000Upm und 4500Upm; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen	146
5.44	SAE10, 70MPa: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Grün: Sim) bei 2000Upm und 4500Upm; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen	146
5.45	Gegenüberstellung des berechneten Verlaufs des Festkörperkontaktanteils (oben, rote Linie) und des durch Kontaktspannungsmessung aufgezeichneten Verlaufs (unten; rote Linie zeigt das originale Messsignal, in grün sieht man die geglättete Linie) [51].	147
5.46	Darstellung der hydrodynamischen Druckverteilung am Punkt der maximalen Belastung im Prüflager der LP06, bei einem Zerstörungstest unter Verwendung der temperatur- und druckabhängigen Ölviskosität $\eta(p, T)$	149
5.47	Darstellung der Festkörperkontaktgedruckverteilung am Punkt der maximalen Belastung im Prüflager der LP06, bei einem Zerstörungstest unter Verwendung der temperatur- und druckabhängigen Ölviskosität $\eta(p, T)$	149

5.48	Zerstörungstest SAE10, 76MPa: Vergleich der gemittelten Lagerreibungsmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Grün: Sim) bei 3000U pm ; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen	150
6.1	MKS-Modell des Groß-Gasmotor Kurbeltriebs; (links) Moduldarstellung, (rechts) dreidimensionale Anordnung	152
6.2	Reihung der Lagerkräfte nach aufsteigender Intensität der Belastung .	153
6.3	Detailansicht der Kurbelwellenlagerung mit EHD2-Joint	154
6.4	Hauptlagerbock des Groß-Gasmotors: Aufbereitung zur dynamischen Kondensierung für das elastische Mehrkörpersystem	155
6.5	Elementverteilung am Hauptlagerbock des Groß-Gasmotors	156
6.6	MKS-Modell mit elastischer Lagerstruktur des Groß-Gasmotors . . .	156
6.7	MKS-Modell mit elastischer Lagerstruktur des Groß-Gasmotors im Detail	157
6.8	Darstellung des Verschleißprofils am Hauptlager des Groß-Gasmotors; vergrößerter Maßstab für Verschleißprofil und Lagerstoß	158
6.9	Berechnungsmodell zur Pleuellageranalyse; (links) Moduldarstellung, (rechts) dreidimensionale Anordnung	159
6.10	Vernetztes Pleuel des Groß-Gasmotors	160
6.11	Hydrodynamische Druckverteilung im Pleuellager bei maximaler Zylinderkraft (links); Anordnung der Pleuelstangen am Hubzapfen als Basis für die hydrodynamische Druckverteilung (rechts)	160
6.12	Darstellung des Verschleißprofils am Pleuellager des Groß-Gasmotors; vergrößerter Maßstab für Verschleißprofil und Lagerstoß	161
6.13	Über alle Zylinder und mehrere Zyklen gemittelter Zylinderdruckverlauf des Groß-Gasmotors zur Lagerbeurteilung	163
6.14	Verlustleistung im Kurbelwellenlager bei 100°C Öltemperatur und 185.5bar maximalem Brennraumdruck mit SAE40 Motoröl; (rote Kurve) Verlauf der Verlustleistung im Lager über einen Zyklus; (grüne Kurve) Mittelwert der Verlustleistung im Lager über einen Zyklus. . .	164
6.15	Verlustleistungen im Pleuellager bei 105°C Öltemperatur und 185.5bar maximalem Brennraumdruck mit SAE40 Motoröl; (rote Kurve) Verlauf der Verlustleistung im Pleuellager des Zylinder 8 über einen Zyklus; (grüne Kurve) Verlauf der Verlustleistung im Pleuellager des Zylinder 20 über einen Zyklus; (blaue Kurve) Mittelwert der Verlustleistung im Pleuellager des Zylinder 8 über einen Zyklus; (schwarze Kurve) Mittelwert der Verlustleistung im Pleuellager des Zylinder 20 über einen Zyklus	165

6.16	Zusammenfassung der Parametervariationen im Kurbelwellenlager; Beurteilung der einzelnen Parameter durch die Gesamtreibleistung aller 13 Kurbelwellenlager; als Referenz dient die grüne horizontale Linie, welche die Originalkonfiguration des Groß-Gasmotors widerspiegelt .	170
6.17	MOFT (Minimum oil film thickness) am Hauptlager bei verschiedenen Zufuhrdrücken; (rot) 3.8bar, (grün) 3.0bar, (blau) 2.0 bar Ölzufuhrdruck; die roten Blitze kennzeichnen Zündzeitpunkte benachbarter Zylinder	171
6.18	Lage der Schmiernut im Hauptlager (oben); Zapfenverlagerungsbahn (unten) bei unterschiedlichen Ölzufuhrdrücken, (rot) 3.8bar, (grün) 3.0bar, (blau) 2.0 bar Ölzufuhrdruck	172
6.19	Ölfluss bei unterschiedlichen Ölzufuhrdrücken in das Hauptlager (oben), Ölfluss aus dem Lager (unten); (rot) 3.8bar, (grün) 3.0bar, (blau) 2.0 bar Ölzufuhrdruck; die roten Blitze kennzeichnen Zündzeitpunkte benachbarter Zylinder	173
6.20	Einfluss des Ölzufuhrdrucks auf den Füllgrad des Lagers bei großer Spalthöhe	174
6.21	Einfluss des Ölzufuhrdrucks auf den Füllgrad des Lagers bei geringer Spalthöhe	175
6.22	Darstellung der Ölfüllung des Kurbelwellenlagers bei unterschiedlichen externen Lasten, gezeigt am Verlauf der minimalen Schmierspalthöhe	176
6.23	Zusammenfassung der Parametervariationen im Pleuellager; Beurteilung der einzelnen Parameter durch die Gesamtreibleistung von 2 Pleuellager die an einem gemeinsamen Zapfen sitzen; als Referenz dient die grüne horizontale Linie, welche die Originalkonfiguration des Groß-Gasmotors widerspiegelt	177
6.24	Füllgrad des Pleuellagers bei unterschiedlichen Ölzufuhrdrücken . . .	178
6.25	Füllgrad des Pleuellagers bei unterschiedlichen Ölzufuhrdrücken . . .	179
6.26	Zusammenfassung und Beurteilung der Parametervariationen im Hauptlager des J624	181
6.27	Zusammenfassung und Beurteilung der Parametervariationen im Pleuellager des J624	182
7.1	Auflistung möglicher Quereinflüsse durch Parametervariationen; Systembetrachtung	186

Tabellenverzeichnis

Tabelle	Seite
4.1 Verlustteilung des J624	78
5.1 Eigenschaften der Basisöle; Quelle: OMV	98
5.2 Zusammenfassung aller an der LP06 gemessenen Reibmomente für verschiedene Prüföle und spezifische Lagerbelastungen [3]; die Werte in Klammer () sind Maximal- und Minimalwerte zufolge der Wiederholgenauigkeit mit den zugehörigen Fehlergrenzen	138
5.3 Abschätzung der globalen Öltemperaturen für die EHD-Berechnung für verschiedene Prüföle und spezifische Lagerbelastungen [3]	138
5.4 Detaillierten Vergleiche zwischen berechnetem Reibmoment M_{Sim} und den Messwerten M_{LP06} inklusive Vertrauensbereich für 2000rpm, verschiedene Lasten sowie unterschiedliche Viskositätsklassen des Prüföls [3]	145
6.1 Definition des Verschleißprofils für die Hauptlager des J624	158
6.2 Definition des Verschleißprofils für die Pleuellager des J624	162
6.3 Zusammenfassung der Reibleistungsanalyse	165
6.4 Parametervariationen für Hauptlager und Pleuellager des J624	169

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Problemstellung

Sich ständig verschärfende Abgasnormen und die steigenden Treibstoffpreise erfordern eine stetige Effizienzsteigerung aller Arten von Hubkolbenmotoren.

Für PKW Motoren tritt im Jänner 2015 die neue Euro 6 Abgasnorm in Kraft, die eine zusätzliche Reduktion der Abgaskomponenten HC und NOx um zirka 26% [13] im Vergleich zur aktuell gültigen Euro 5 vorsieht. Zudem regelt die im Juni 2009 verabschiedete Rechtsvorschrift (EC) 443/2009 die CO₂ Emissionen für PKW und leichte LKW bis 3500 kg. Diese sieht vor, dass der PKW Flottenverbrauch ab 2012 auf maximal 120 $\frac{g\ CO_2}{km}$ zu reduzieren ist. Eine definierte Einlaufphase bis 2015 unterstützt die Fahrzeughersteller bei der Einhaltung der festgelegten Grenzwerte. Im Jahr 2012 werden hierfür nur 65% der Fahrzeuge aus der gesamten Flotte für die Berechnung des Emissionsdurchschnitts herangezogen; ab 2015 wird der Flottenverbrauch dann von allen produzierten Fahrzeugen berechnet. Für leichte Nutzfahrzeuge kleiner 3500 kg setzt die EU den maximalen Emissionswert von 175 $\frac{g\ CO_2}{km}$ ab 2012 fest; ab 2015 sollen Neufahrzeuge nur noch 160 $\frac{g\ CO_2}{km}$ emittieren. Bei Überschreitungen der Emissionsgrenzwerte sieht die EU Strafzahlungen in der Höhe von 95 $\frac{Euro}{g\ CO_2}$ und verkauften Fahrzeug vor [16]. Als Langzeitziel für die durchschnittlichen Flotten-CO₂-Emissionen wurde ab 2020 von der EU 95 $\frac{g\ CO_2}{km}$ festgelegt.

Ein aktueller BMW 320d Baujahr 2011 emittiert laut Hersteller 128 $\frac{g\ CO_2}{km}$ bei einem angegebenen Gesamtverbrauch von 4.8 $\frac{Liter}{100\ km}$; (<http://www.bmw.at>). Betrachtet man das definierte Ziel von 95 $\frac{g\ CO_2}{km}$ erkennt man die hohen Anforderungen an die Effizienz zukünftiger Motorgenerationen.

Auch Hersteller von schweren LKW, größer 3500 kg, sind durch laufend strenger werdende Abgasvorschriften gezwungen, die Effizienz der Antriebe zu verbessern. Die EU verlangt durch die Einführung der Euro VI ab 2014 eine Reduktion der Stickoxide (NOx) um 80% und der Partikelemissionen (PM) um 66%; (<http://ec.europa.eu>).

Schiffsmotoren haben, verglichen mit PKW oder LKW Motoren, ein völlig anderes Anforderungsspektrum. Aus Kostengründen fordern Kunden immer höhere Betriebs-

dauern zwischen den einzelnen Services am Trockendock. Troberg und Delneri [58] geben an, dass die Motoren in Zukunft bis zu 22000 Betriebsstunden ohne Service am Trockendock laufen müssen. Zeitgleich fordert die kommende Abgasnormen - IMO III - wahre Technologiesprünge. Sie schreibt vor, bis zum Jahr 2016 die Stickoxidemissionen um 80 Prozent gegenüber dem heutigen Standard zu reduzieren. Die dafür nötigen Eingriffe in die aktuelle Motorentechnologie sind schwerwiegend. Neben der enormen Absenkung der Abgase ist zudem das Einhalten der Grenzen über die sehr hohe Betriebsdauer zu gewährleisten.

Diese geforderten Reduktionen sind nicht mehr allein durch Verbesserung der Verbrennung und der anschließenden Abgasnachbehandlung zu erreichen. Dafür sind grundlegende Eingriffe in die gesamte Verbrennungskraftmaschine nötig, die unter anderem auch die Reduktion der mechanischen Verluste erfordern. Eine Verbrauchsreduktion resultiert direkt in einer nachhaltigen Reduktion des Schadstoffausstoßes.

Bei der Herangehensweise an die Motorentwicklung gibt es deutliche Unterschiede in den einzelnen Sparten, abhängig von Motorgröße und Absatzmenge. In der PKW-Motorentwicklung ist es üblich, mehrere Versuchsträger mit hohem Messaufwand zu betreiben, und man kennt daher die Parameter des Motors relativ genau. Aus Kostengründen ist ein derartiger Aufwand bei Großmotoren nicht möglich. Hier werden nur wenige Versuchsmotoren installiert, an denen nur spezielle Prüfungen durchgeführt werden. Eine Zerstörung des Motors ist absolut zu vermeiden. Diese Randbedingungen machen Messreihen mit dem Ziel reibungsreduzierende Maßnahmen zu validieren nahezu unmöglich, weil das Risiko eines Versagens sehr hoch ist. Somit ist die Entwicklung großer Stationärmotoren erfahrungsgelitten und steht Innovationen sehr skeptisch gegenüber „never change a running system“.

Zu dem kommt ein genereller Trend weg vom realen Versuchsträger, hin zum virtuellen Versuchsträger. Sinn dahinter ist, einen großen Parameterraum bereits im Simulationsmodell abzufahren und mögliche erzielbaren Benefits und den Einfluss auf die Betriebssicherheit abzuschätzen. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, auch sehr innovative Ansätze zur Reibungsreduktion vorab virtuell zu untersuchen, ohne einen Versuchsträger betreiben zu müssen; mit der Gefahr diesen zu zerstören. Auch eine Berechnung mit validierten Methoden und Modellen kann einen abschließenden Versuch nicht zur Gänze ersetzen. Der Benefit dieser Herangehensweise ist jedoch eine deutliche Reduktion der nötigen Versuchsträger bzw. Versuche. Der größte Vorteil ergibt sich im Bereich der Großmotoren, da hier mögliche Reibungs-Reduktionspotentiale sehr detailliert aufgezeigt werden können und somit die Entscheidung im Management zur Realisierung dieser Maßnahmen deutlich erleichtern.

1.2 Stand der Technik

Der allgemeine Trend in der Automobilindustrie geht klar in Richtung Emissions- und Kraftstoffverbrauchsreduktion. Sowohl gesetzliche Vorgaben, wie auch die Kunden verlangen von den OEM (Original-Equipment-Manufacturer) eine kontinuierliche Weiterentwicklung und Effizienzsteigerung der Verbrennungskraftmaschine. Abkürzungen sind generell im Kapitel 8 zu finden. Hybride Lösungen und Methoden wie Motor Start-Stopp oder der Segelbetrieb sind effektive Sekundär-Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion. Die mechanische Reibung als primäre Energiesenke bleibt dabei von den aktuellen Methoden unbeeinflusst. Die Arbeiten von Matthews [36], Tung et. al [59] und Hoshi [27] zeigen einen Überblick der mechanischen Verluste in der Verbrennungskraftmaschine.

Da im realen Fahrzeugbetrieb eine Vielfalt verschiedener Bedingungen herrscht, ist eine effektive Verbrauchsreduktion ein Gesamtsystemthema und nicht an der Einzelkomponente des Motors lösbar. Die Arbeiten [17] und [52] zeigen am Beispiel unterschiedlicher Umgebungs- und Motorstarttemperaturen den Einfluss auf die entstehende Reibung und den daraus resultierenden Mehrverbrauch. Der Einfluss der Öltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch zeigt sich hier als signifikant und unterstreicht die Wichtigkeit zuverlässiger und akkurater Berechnungsmethoden, um bereits in frühen Phasen der Motorenentwicklung unterstützend zu wirken. Nur so sind die komplexen systemimmanenten Zusammenhänge zu verstehen und optimierte Lösungen realisierbar.

In den folgenden Absätzen wird einzeln auf die jeweiligen Teilbereiche einer Berechnungsmethode zur zuverlässigen Berechnung der Reibung in Radialgleitlagern eingegangen. Die Bestimmung der vorherrschenden Reibkraft erfolgt im Allgemeinen über einen Proportionalfaktor multipliziert mit der Kontaktkraft [4]. Daher folgt die Notwendigkeit, die Kontakt- beziehungsweise Lagerkräfte akkurat zu berechnen, um zuverlässige Aussagen über die Reibung treffen zu können. Dafür geeignete Methoden sind die Mehrkörpersimulation (MKS) und die Finite-Elemente-Methode (FEM). Die MKS dient zur Abbildung umfassender kinetischer Systeme, wie den Kurbeltrieb einer Verbrennungskraftmaschine [56] [57]. Die Verwendung von Massepunkten, die im allgemeinen starr oder über Federn und Dämpfer miteinander verbunden sind, reduziert die Matrizendimensionen der allgemeinen Bewegungsgleichung und ermöglicht daher eine effiziente Lösung des dynamischen Verhaltens; wenngleich ein Mehrkörpersystem durch die geringe Anzahl an Freiheitsgraden eine starke Vereinfachung des realen Systems darstellt.

Die FEM hingegen ermöglicht die detaillierte Betrachtung einzelner Bauteile unter Belastung [12] [8]. Vor allem das dynamische Verhalten der Bauteile wird hier entsprechend der Netzqualität sehr genau abgebildet.

Um auch in Mehrkörpersystemen elastische FE-Körper berücksichtigen zu können, besteht die Möglichkeit, diese modal zu kondensieren und mit einer deutlich reduzierten Anzahl an physikalischen Freiheitsgraden unter Verwendung von Modefor-

men zu verwenden [64] [9]. Speziell für Anwendungen der Elasto-Hydrodynamik sind die lokalen Strukturelastizitäten zu berücksichtigen. Diese ermöglichen zum einen die elastische Deformation der Lagerschale unter hydrodynamischer Druckbelastung und zum anderen die Berücksichtigung lokaler modaler Einflüsse auf die Schmierpalthevenverteilung durch Eigenformen der Pleuel- oder Lagerbügelstruktur [60] [30] [43].

Zur Darstellung der Eigenschaften des Gleitlager-Schmierfilms in Mehrkörpersystemen gibt es mehrere in der Komplexität geschichtete Methoden. Vom Kelvin-Voigt Modell - geringste Genauigkeit, höchste Recheneffizienz - existieren Methoden, welche die Reynolds-Differentialgleichung iterativ lösen. [10] zeigt in seiner Arbeit eine umfassende Gegenüberstellung der verschiedenen Methoden zur Abbildung der Gleitlagereigenschaften am Beispiel eines Kurbeltriebsgleitlagers. Hieraus ist zu erkennen, dass die Methoden der Elasto-Hydrodynamik (EHD) und der Thermo-Elasto-Hydrodynamik (TEHD) die höchste Ergebnisqualität, jedoch auch den höchsten Rechenzeitaufwand bringen. Zur akkuraten Lösung der Reynolds-Differentialgleichung sind die Reynolds-Randbedingungen zu verwenden, um im Übergang des geringsten Schmierpalts auch die Kontinuitätsgleichung zu erfüllen. [15] zeigt in seiner Arbeit einen umfassenden Vergleich verschiedener Randbedingungen und deren Einflüsse auf die Ergebnisse. [29] diskutiert in seiner Arbeit die Wichtigkeit der Berücksichtigung der Lagerstrukturelastizität in der Gleitlagerberechnung. Diese Erkenntnisse markieren den Stand der Technik im Einsatz der EHD beziehungsweise TEHD; wobei darauf hinzuweisen ist, dass für die Berechnung des Reibmoments im Gleitlager die EHD in Verbindung mit einem zuverlässigen Modell zur Berechnung einer repräsentativen Öltemperatur gleichwertige Ergebnisse wie die TEHD bei deutlich reduziertem Rechenaufwand bringt [2].

Im hydrodynamischen Bereich eines Gleitlagers wird die externe Kraft vollständig vom Schmierfilm getragen. Bei steigender Belastung auf das Gleitlager reduziert sich die Schmierpalthehöhe, bis Festkörperkontakt - Kontakt zwischen Lagerschalen- und Wellenzapfenoberfläche - auftritt. In diesem Fall verteilt sich die externe Last auf einen hydrodynamischen Traganteil und einen Festkörperkontakttraganteil. Um nun die im Festkörperkontakt entstehende Reibleistung berechnen zu können ist die Einbindung eines Mischreibungsmodells erforderlich. Da die Reynolds-Differentialgleichung ideal glatte Oberflächen annimmt, sind Modelle zur Abbildung rauer Oberflächen einzusetzen. Greenwood und Tripp [22] entwickelten aufbauend auf den Grundlagen von [23] ein analytisches Kontaktmodell zur Berechnung der Kontaktpressung als Funktion der Spalthöhe. Die Charakterisierung rauer Oberflächen, wie sie auch in [35] diskutiert wird, erfolgt dabei über statistische Methoden.

Alternativ dazu entwickelten Lee und Ren, wie in [34] beschreiben, ein numerisches Kontaktmodell, welches im Gegensatz zum rein elastischen Greenwood und Tripp Modell auch den plastischen Deformationsanteil im Kontakt berücksichtigt. Auch dieses Modell berechnet auf Basis einer vorgegebenen lokalen Spalthöhe den

entsprechenden Festkörperkontaktdruck.

Um von Festkörperkontaktdruck auf die resultierende Reibleistung zu schließen, ist die Kenntnis des Grenzreibkoeffizienten als Funktion der Materialpaarung, Oberflächenschichtbildung durch Additive, etc. erforderlich. Grossiord et al. [24] und Morina et al. [39] diskutieren in ihren Arbeiten die messtechnische Erfassung des für die Berechnung nötigen Grenzreibkoeffizienten und darauf wirkende Einflüsse aus dem Öl. Eine effiziente Berechnung des Grenzreibkoeffizienten aus rheologischen Modellen ist aktuell nicht bekannt. Die Arbeit [7] nähert sich dem Thema „Berechnung des Festkörperreibwerts“ über den Thermohaushalt des Lagers. Der Methode liegt zugrunde, dass die im Lager entstehende Reibung in Wärme umgewandelt und zur Gänze über den Schmierstoff abgeführt wird. Speziell in Zonen des Festkörperkontakts ist jedoch die lokale Wärmeabfuhr in die Lager- und Zapfenstruktur nicht zu vernachlässigen. Krasser beschrieb in seiner Arbeit [31] und [50], dass zirka 60% der Reibungswärme in das Motoröl gehen, der Rest jedoch an die Struktur übergeht.

Die Reynolds-Differentialgleichung benötigt die dynamische Viskosität zur Darstellung der Schmierstoffeigenschaften. Neben der direkten Vorgabe von Messwerten in Matrizenform existieren eine Reihe an empirischen Formeln zur Berechnung der dynamischen Viskosität. Lang [33] gibt einen umfassenden Überblick der empirischen Zusammenhänge. Im einfachsten Fall wird die dynamische Viskosität in Abhängigkeit der Öltemperatur dargestellt. Für zuverlässige dynamische Gleitlagerberechnungen, vor allem bei Mischreibung, ist die Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität zu berücksichtigen. Bereits bei Drücken von zirka 60MPa verdoppelt sich die dynamische Viskosität und beeinflusst somit die Tragfähigkeit des Lagers signifikant [1]. Alle Einbereichsöle lassen sich mit diesem Ansatz ausreichend genau abbilden.

Die dynamische Viskosität von Mehrbereichsölen ist durch die verwendeten Viskositätsindex-Verbesserer stark scherratenabhängig. Bukovnik et al. [11] zeigt die Scherratenabhängigkeit eines Motoröls mit unterschiedlichen Viskositätsindex-Verbesserern; die Scherratenabhängigkeit lässt sich mit der Erweiterung nach *Cross* ausreichend genau darstellen.

Die Charakterisierung des Motoröls alleine über die dynamische Viskosität ist nicht ausreichend. Durch die Ölchemie ergeben sich Beeinflussungen anderer Parameter, wie der Grenzreibkoeffizient durch Additivanlagerung an den Lageroberflächen. Diese Effekte können aktuell nur über den integralen Wert des Reibkoeffizienten des Kontaktmodells abgebildet werden. Eine Methode zur zuverlässigen, akkuraten und effektiven Berechnung dieser Einflüsse ist für die Anwendung der vorliegenden Arbeit in der Literatur nicht bekannt. Die Arbeit [3] diskutiert eine Methode zur Berechnung der für die EHD erforderlichen globalen Öltemperatur aus Messwerten eines Prüfstandversuchs. Da im Schmierfilm eines dynamisch belasteten Gleitlagers im Allgemeinen eine inhomogene und instationäre Temperaturverteilung - in Abhängigkeit der Lage der Hauptlastzone - vorherrscht, in der EHD jedoch nur *eine* globale Öltemperatur vorgegeben werden kann, ist die geeignete Beurteilung von heißen Bereichen

der Hauptlastzone und kühlen Bereichen der entlasteten Zone, sowie der Bereiche der Ölzufuhr, essenziell für die genaue Berechnung der Reibung im Lager.

1.3 Zielsetzung der Arbeit

Wie in der Beschreibung der Problemstellung in Absatz 1.1 bereits erwähnt, steigt der Bedarf an validierten Berechnungsmethoden zur sicheren Vorhersage der Reibung in Radialgleitlagern von Hubkolbenmotoren. Zielsetzung dieser Arbeit war somit die Entwicklung einer zuverlässigen, allgemein gültigen Berechnungsmethode zur Vorhersage der Reibung in Kurbeltriebsgleitlagern unter motorischen Betriebsbedingungen und die Anwendung auf einen Groß-Gasmotor, um Potentiale zur Reibungsreduktion zu erarbeiten.

Um die Zuverlässigkeit der entwickelten Berechnungsmethode zu gewährleisten, war eines der Hauptziele dieser Arbeit, diese anhand einer Vielzahl von Messungen mit verschiedenen Betriebsbedingungen und Schmierstoffen durch direkten Vergleich gemessener und berechneter Reibmomente breitbandig zu validieren.

Ein daraus folgendes Ziel war die Anwendung der validierten Gleitlager-Berechnungsmethode auf den zu untersuchenden J624 Groß-Gasmotor von *GE-Jenbacher*. Dabei gab es folgende Sub-Ziele, um das übergeordnete Ziel der Reibungsreduktion zu erreichen. Zuerst war die Durchführung einer simulatorischen Verlustteilung des Gesamtmotors durchzuführen, um die einzelnen Motorkomponenten nach ihren dissipativen Beiträgen zu reihen und die Reibbeiträge der Kurbeltriebsgleitlager darzustellen. In weiterer Folge war das Ziel, durch gezielte Parameterstudien - Variation geometrischer Parameter und Schmierstoffklassen - die Potentiale einzelner Maßnahmen zur Reibungsreduktion zu erfassen und einer Bewertung zuzuführen. Abschließend war das Ziel, durch eine Zusammenfassung und Gegenüberstellung aller untersuchten Variationen, auch systembetrachtend bewertete Reibungsreduktionsmaßnahmen am Motor nach ihrem Potential zu reihen und als Maßnahmenpaket für Modifikationen am bestehenden Motor oder für Neuentwicklungen vorzuschlagen.

1.4 Gliederung der Arbeit

Der technische Teil der vorliegenden Arbeit gliedert sich in 6 Hauptkapitel.

Einleitend gibt Kapitel 2 einen allgemeinen Überblick zur mechanischen Reibung in Motoren und geht dabei auf die Unterscheide von PKW-, LKW- und Großmotorenanwendungen ein.

Erweiternd dazu beschreibt Kapitel 3 die Methoden zur Berechnung der Reibung in dynamischen Systemen mit ansteigender Komplexität. Beginnend mit den allgemeinen Grundlagen der Reibung, konzentriert sich das Kapitel 3 auf die Abbildung geschmierter Kontakte von starren Mehrkörpersystemen mit einfachen Reibparametern

bis zur elastischen Mehrkörpersimulation mit Elastohydrodynamik und Kontaktmodell. Dabei folgt eine schrittweise Erweiterung der Modellkomplexität, um immer detailliertere Fragestellungen durch das Modell zu beantworten. Ergänzend findet sich im Kapitel 3 die Beschreibung einer performanten Methode zur Verschleißberechnung bei Mischreibung.

Im Kapitel 4 schwenkt der Inhalt auf den konkreten Arbeitsbereich. Hierin findet sich eine technische Beschreibung des untersuchten J624 Groß-Gasmotors von *GE-Jenbacher*, die Aufstufung und anteilmäßige Reihung der reibungserzeugenden Motorkomponenten, die Entwicklung und Diskussion möglicher Reibungsreduzierender Parameter und abschließend die Darstellung des methodischen Vorgehens zur Zielerreichung.

Kapitel 5 beinhaltet den Kern der Arbeit. Es beschreibt ausführlich die umfassende Validierung der entwickelten Methode zur Berechnung der Reibung in Radialgleitlagern mit Messungen an der Gleitlagerprüfmaschine LP06 von *MIBA*. Die darin beschriebene validierte Berechnungsmethode bildet die Basis für weiterführende Anwendungen an beliebigen Motormodellen. Zudem folgen Untersuchungen zur direkten Übertragbarkeit von Lagerprüfstandsmessergebnissen auf die Motoranwendung; in diesem Zusammenhang wird auch ein Ansatz für Ähnlichkeitsbetrachtungen diskutiert.

In Kapitel 6 folgt die Anwendung der validierten Berechnungsmethode auf das Modell des J624 Groß-Gasmotors von *GE-Jenbacher*. Hierin folgt eine detaillierte Beschreibung des Modellaufbaus und der damit durchgeführten Berechnungen der Gleitlagerverluste des Originalmotors als Vergleichsbasis für anschließende Parametervariationen. Im Weiteren diskutiert Kapitel 6 die durchgeführten Parametervariationen zur Darstellung der Reibungsreduktionspotentiale in den Kurbeltriebsgleitlagern.

Abschließend gibt Kapitel 7 eine Zusammenfassung der Parameter mit dem größten Potential zur Reibungsreduktion, auch in einem systembetrachtenden Rahmen mit möglichen Quereinflüssen auf andere Motorkomponenten. In diesem Zusammenhang folgen auch Vorschläge zu konkreten Maßnahmenpaketen, um die Gleitlagerreibung nachhaltig zu reduzieren.

1.5 Zusammenfassung der Ergebnisse

Einleitend wurde zur Verständnisbildung eine umfassende Darstellung der verschiedenen Teildisziplinen zur Reibungsberechnung in geschmierten Kontakten erstellt. Diese Darstellung zeigt am Beispiel der Gleitlagerberechnung einen aufbauenden Überblick vom einfachen zum komplexen Modell unter Zusammenführung der ver-

schiedenen Teildisziplinen MKS, FEM, HD, EHD, etc. als Funktion der Fragestellung und der damit verbundenen Genauigkeitsanforderung an das Berechnungsmodell.

Basierend auf den Grundgleichungen der Elasto-Hydrodynamik - Reynolds Differentialgleichung mit Kontaktmodell - wurden in Kapitel 4 potentielle Parameter zur Reibungsreduktion in Radialgleitlagern entwickelt, die für weitere Untersuchungen als Eingangsgrößen dienen.

In Kapitel 5 wurde einleitend ein spezielles Prüfprogramm für die Gleitlagerprüfmaschine LP06 von *MIBA* entwickelt, um den Einfluss verschiedener Betriebsbedingungen auf das Gleitlager zu untersuchen und vor allem die entwickelte Methode zur Berechnung der Reibung in Gleitlagern mit Messwerten umfassend zu validieren. Dafür wurden Groß-Gasmotor nahe Betriebsbedingungen wie spezifische Gleitlagerbelastung, Wellendrehzahl, SAE-Klasse des Motoröls, Ölzufuhrtemperaturen, etc. vorgegeben, die in bestimmten Grenzen um den Basispunkt variiert wurden. Als Variationsparameter, um auch zukünftigen Motorenentwicklungen gerecht zu werden, wurden die spezifische Gleitlagerbelastung, die Wellendrehzahl, die SAE-Klasse des Motoröls gewählt (SAE40 bis SAE10). Um bei Prüfläufen mit Motorölen unterschiedlicher SAE-Klassen Durchmischungseffekte zu vermeiden, wurde eine spezielle Reihenfolge der Prüfungen gewählt und kontinuierlich chemische Analysen der Prüföle durchgeführt, da die Ergebnisqualität der Messungen und auch die Vorhersagekraft der Berechnung stark von Durchmischungseffekten beeinflusst sind.

Im Vorfeld der Validierung der Methode zur Berechnung der Reibung in Gleitlagern wurden Untersuchungen zur Vergleichbarkeit von Gleitlagerprüfmaschine LP06 und Groß-Gasmotor durchgeführt. Untersuchungen der Pleuelstrukturen beider Maschinen unter ähnlichen Betriebsbedingungen zeigten, dass die Vorgänge im belasteten Prüfpleuel der Gleitlagerprüfmaschine nicht direkt auf Gleitlager des Groß-Gasmotors übertragbar sind. Abweichungen in den Lastpfaden und der radialen Lagerstrukturnachgiebigkeiten ergeben Unterschiede der sich einstellenden hydrodynamischen Druckverteilung und der Festkörperkontaktzonen an der Lagerschalenoberfläche. Die Ergebnisse der Gleitlagerprüfmaschine sind somit nicht auf Motorgleitlager übertragbar. Es folgte die Entwicklung einer effizienten Methode zur Visualisierung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung beliebiger Gleitlagerstrukturen, um einfache Relativvergleiche zwischen Lagerstellen anstellen zu können. Der Versuch, eine auf den Grundlagen der FEM basierende effiziente Methode zur Ähnlichkeitsbetrachtung von radialen Nachgiebigkeitsverteilungen verschiedener Gleitlagerstrukturen zu entwickeln, war nicht erfolgreich, weil sich die Materialmatrix nicht in der geeigneten Form transformieren lässt.

Kernergebnis der vorliegenden Arbeit ist die in Kapitel 5 beschriebene umfassende Validierung der entwickelten Methode zur Berechnung der Reibung in Gleitlagern.

Die Validierung wurde hier durch den direkten Vergleich der berechneten Reibmomente mit Messwerten der Gleitlagerprüfmaschine LP06 bei unterschiedlichen spezifischen Gleitlagerbelastungen, Wellendrehzahlen und SAE-Klasse des Motoröls erreicht. Die dargestellten Vergleiche zeigen, dass sowohl die viskosen Verluste als auch die Festkörperkontaktverluste akkurat abgebildet werden, da die Simulationsergebnisse für alle Betriebsbedingungen stets innerhalb der Fehlerbalken der Messungen liegen. Zudem bestätigen Thermo-Elasto-Hydrodynamik Berechnungen die Qualität des Kontaktmodells, da die Temperaturentwicklung in der Hochlastzone signifikant von der lokalen Mischreibung abhängt und sehr gut mit Messwerten übereinstimmt. Durch diese umfangreiche Validierung ist die Methode fertig für den Einsatz in beliebigen Verbrennungskraftmaschinen und bildet die Basis für die anschließend durchgeführten Parametervariationen am Groß-Gasmotoren Modell zur Findung und Beurteilung von Reibungsreduktionspotentialen.

Unter Verwendung der validierten Methode zur Berechnung der Reibung in Gleitlagern wurde ein Modell des Groß-Gasmotors aufgebaut, welches die Kurbelwellen- und Pleuellager detailliert abbildet. Mit diesem Modell wurde einleitend eine Verlustteilung des Gesamtmotors durchgeführt, um die einzelnen Motorkomponenten entsprechend ihrer Beiträge zur gesamten mechanischen Verlustleistung zu reihen. Zudem wurden Parametervariationen an den Kurbeltriebsgleitlagern durchgeführt, die Reibungsreduktionspotentiale im Vergleich zur Ausgangskonfiguration des Serienmotors zeigen und bewerten sollen. Diese Ergebnisse dienen der anschließenden systembetrachtenden Beurteilung.

Abschließend wurden, wie in Kapitel 7 diskutiert, auf Basis der durchgeführten Gegenüberstellung der Einflüsse verschiedener Parameter und Parameterkombinationen auf die resultierende Gleitlagerreibung, systembetrachtende Beurteilungen durchgeführt. Diese sollen mögliche negative Einflüsse auf andere Motorkomponenten aufzeigen oder positive Nebeneffekte dokumentieren. Abschließende Ergebnisse der Untersuchungen resultieren direkt in konkrete Vorschläge zur effektiven und am aktuellen Serienmotor sofort realisierbare Maßnahmen, die zu einer deutlichen Reibungsreduktion führen.

1.6 Ausblick

Während der Projektarbeit und auf Basis der daraus erzielten Ergebnisse ergaben sich eine Reihe zusätzlicher und weiterführender Themen, die im Folgenden kurz beschrieben werden.

- Reibungsreduktion ist nicht nur bei stationären Motoren ein Thema, wie in der vorliegenden Arbeit behandelt, sondern vor allem auch im PKW- und LKW-Bereich. Hier zwingen immer härtere Emissionsregulierungen die OEM zum

Handeln. Daher ist eine Ausweitung der Systemgrenzen auf drehzahlvariable Motorenkonzepte sinnvoll, da bei den hier verwendeten Mehrbereichsölen speziell die Scherratenabhängigkeit der Viskosität Reibung und Tragfähigkeit der Gleitlager signifikant beeinflussen. Ein spezieller Schwerpunkt zukünftiger Untersuchungen sind Leichtlauföle – Öle mit sehr geringen Viskositäten vgl. 0W30 – die einen erheblichen Beitrag zur Reibungs- und somit Verbrauchsabsenkung leisten. Bei immer weiter steigenden spezifischen Leistungen der Motoren und daraus resultierenden Bauteilbelastungen rückt neben der Effizienzsteigerung klar die Erhaltung der Betriebssicherheit der Lager in den Vordergrund.

- Aktuelle Verbrennungskraftmaschinen arbeiten bereits sehr effizient, daher sind komponentenspezifische Reibungsreduktionsmaßnahmen nicht mehr zielführend, das Schlagwort ist hier „Systembetrachtung“. Die einzelnen Motorkomponenten wie Kurbeltriebsgleitlager, Kolbengruppe, Steuertrieb, Ventiltrieb und Nebenaggregate interagieren nicht unabhängig voneinander, sondern beeinflussen sich gegenseitig, vor allem da diese mit demselben Motoröl arbeiten. Beispielsweise kann sich eine Absenkung des Ölzufuhrdrucks auf alle Motorkomponenten unterschiedlich positiv oder negativ auswirken. Eine reibungsreduzierende Wirkung durch Druckabsenkung in den Gleitlagern kann eine Unterversorgung der Kolbenkühlung und auch der Nocken-Tassen Tribo-Paarung verursachen. Somit sind in Folgevorhaben gezielt diese Systemeinflüsse mit zu berücksichtigen.
- Zur Vervollständigung der Kompetenzen zur Reibungsberechnung von Verbrennungskraftmaschinen ist die Erweiterung des Methodenportfolios auf die Kolbengruppe unerlässlich. Bereits die in der vorliegenden Arbeit gezeigte Verlustteilung des Groß-Gasmotors zeigt die hohen Anteile der Kolbengruppe an der Gesamtmotorreibung; diese bietet somit einiges an Reibungsreduktionspotential. Die von der Gleitlagerberechnung vorhandenen Kenntnisse der hydrodynamischen Berechnung, der Kontaktmodelle und der Abbildung des Motoröls sind direkt zur Methodenentwicklung für die Kolbenreibungsberechnung einsetzbar. Um die Aussagefähigkeit zu beweisen, sind ebenfalls umfassende Validierungen mit Prüfstandsmessungen durchzuführen.
- Die in der vorliegenden Arbeit gezeigte validierte Methode zur Berechnung der Reibung in Gleitlagern kann für semi-numerische Messungen herangezogen werden. Am Beispiel einer Schleppmomentmessung am Kurbel - Kurbeltriebsgleitlager und Kolben - kann durch Differenzbildung des gemessenen Gesamtreibmoments mit dem berechneten Gleitlagerreibmoment die Kolbengruppenreibung indirekt gemessen werden. Für die Anwendung auf einen Serienmotor sind hierfür noch detailliertere Methoden zur Messung zu entwickeln.
- Aus der vorliegenden Arbeit folgt, dass die Absenkung des Ölzufuhrdrucks in das Gleitlager die Reibung absenkt. Dies führt direkt auf die Anwendung

der entwickelten Methode zur Berechnung der Reibung in Gleitlagern auf den Fall einer bedarfsorientierten Ölversorgung durch kennfeldgeregelte Ölpumpen. Dabei lukriert man zwei reibungsreduzierende Effekte, zum einen die direkte Reduktion der Lagerreibung durch geringere Füllung des Schmierspalts, zum anderen eine deutliche Absenkung der Antriebsleistung der Ölpumpe, die auch als mechanischer Verlust gilt.

- Leichtlauföle und abgesenkte Ölzufuhrdrücke führen zu einer geringeren Tragfähigkeit der Gleitlager und somit möglicherweise zum vorzeitigen Versagen. Auch moderne effizienzsteigernde Konzepte wie Motor Start-Stopp und der Segelbetrieb erhöhen die tribologischen Belastungen der Gleitlager. Um dies auch in systembetrachtenden Untersuchungen mitberücksichtigen zu können, sind umfassende Validierungen der Methoden zur Verschleißberechnung und zur Beurteilung des Lagerfressens durchzuführen. Die vorliegende Arbeit beitet eine hervorragende Grundlage für diese Methoden, da das gezeigte leistungsfähige Kontaktmodell eine gute Basis für akkurate Verschleiß- und Fressberechnungen ist.
- Ein themenübergreifendes Arbeitsgebiet ist der Zielkonflikt Reibungsreduktion und NVH. Beispielsweise wirkt sich eine Viskositätsabsenkung des Motoröls positiv auf den Treibstoffverbrauch aus, jedoch kann es zur Verschlechterung der Motorakustik führen. Derartige Zielkonflikte sind in systembetrachtenden Untersuchungen zu beseitigen.

Die hier aufgelisteten Themen zeigen mögliche Anknüpfungspunkte an die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit. Da die Effizienzsteigerung aktuell und auch in Zukunft in der Fahrzeug- und Motorenentwicklung eine zentrale Rolle spielen wird, ist eine deutlich breitere Auswahl an Themen vorhanden.

Kapitel 2

Allgemeiner Überblick zur mechanischen Reibung in Motoren

Die mechanische Reibung ist nur einer von vielen Verlustmechanismen der Verbrennungskraftmaschine. Basis zur Darstellung der Verlustkette ist der Seilinger-Kreisprozess, als thermodynamische Idealisierung der Vorgänge im gefeuerten Hubkolbenmotoren; vollkommener Motor. Seilinger diskretisierte einen motorischen Zyklus in eine isentrope Verdichtung, gefolgt von einer erst isochoren und anschließend isobaren Wärmezufuhr durch die Verbrennung, einer isentropen Expansion und der anschließenden isochoren Wärmeabfuhr um den Ladungswechsel zu simulieren. Da das heiße Brenngas, beschränkt durch die Kurbeltriebskinematik, nicht bis auf Umgebungstemperatur expandiert werden kann, entstehen auch beim vollkommenen Motor Verluste durch das Ausstoßen des heißen, ungenutzten Gases. Ungenutzte Abgasenthalpie reduziert den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors.

Abbildung 2.1 zeigt den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses ϵ , des Luftverhältnisses λ und des Aufladegrades a . Grundsätzliche Zusammenhänge lassen sich durch diese Grafik leicht erkennen; so erzielt man einen hohen Wirkungsgrad η_v mit hohem Verdichtungsverhältnis ϵ bei magerem Betrieb mit hohem λ . Stetige Wirkungsgradsteigerung durch Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ϵ ist durch ein Sättigungsverhalten beschränkt. Zudem steigt bei hohen Verdichtungsverhältnissen ϵ die mechanische Belastung im Vergleich zum erzielten Wirkungsgradvorteil überproportional an. Auch dem Abmageren des Gemisches im Brennraum sind Grenzen gesetzt, die eine nachhaltige Wirkungsgradsteigerung verhindern. So kann ein zu mageres Gemisch im Homogenbetrieb eines Ottomotors nicht mehr entzündet werden, was zu Zündaussetzern oder völligem Absterben des Motors führen kann. Bei zu mager betriebenen Dieselmotor ist mit reduzierter Leistung und unrundem Motorlauf zu rechnen. Diese im Realbetrieb zu berücksichtigenden Grenzen schränken den erzielbaren Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ein.

Auf Basis des ideal erreichbaren Wirkungsgrads des vollkommenen Motors η_v , sind beim Realmotor noch eine Reihe an zusätzlichen Verlusten zu berücksichtigen. Von der durch den Treibstoff eingebrachten Arbeit bleibt nach Abzug von Ladungswech-

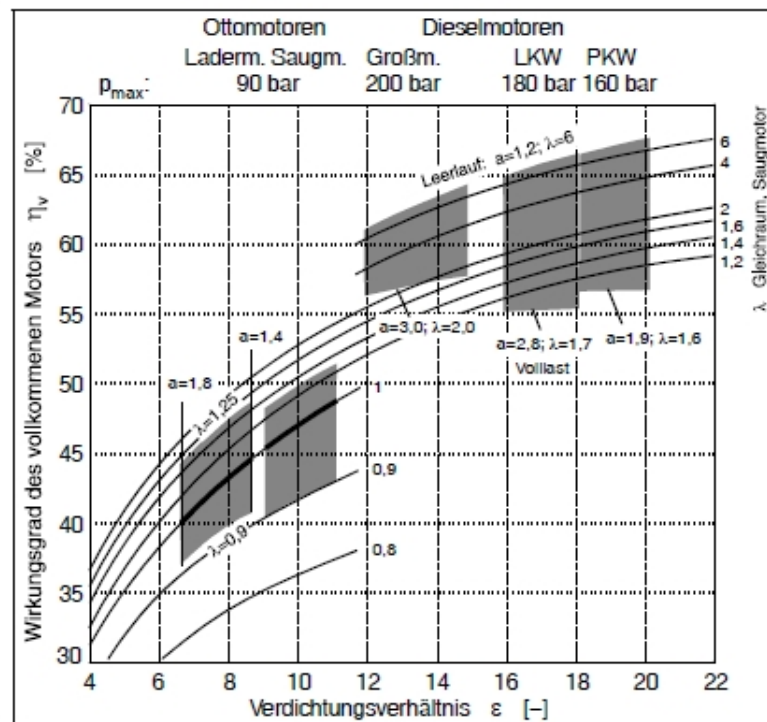


Abbildung 2.1: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors [19]

selverlusten, Wandwärmeverluste, Verluste durch den realen Verbrennungsverlauf und die unvollständige Verbrennung die indizierte Arbeit, als jene die im Brennraum zum Antrieb des Kurbeltriebs zur Verfügung steht [19]. Zwischen indizierter Arbeit W_{ind} und an der Kurbelwelle effektiv nutzbarer Arbeit W_{eff} steht nur noch die durch mechanische Reibung dissipierte Arbeit W_{diss} . Dabei ergibt das Verhältnis von W_{eff} zu W_{ind} den mechanischen Wirkungsgrad η_{mech} als normierte Beurteilungsgröße zum Vergleich verschiedener Motoren. Im Allgemeinen geht man davon aus, dass der mechanische Wirkungsgrad nur wenig von der Motordrehzahl, vielmehr jedoch von der Last abhängig ist. Da bei geringen Lasten die Nutzarbeit an der Kurbelwelle W_{eff} klein ist, resultieren im Niedriglastbereich schlechtere mechanische Wirkungsgrade als im Hochlastbereich. [19] ist zu entnehmen, dass der mechanische Wirkungsgrad herkömmlicher Otto- und Dieselmotoren bei geringer Last, hier 2 bar effektiver Mitteldruck, zwischen 78% – 68% liegt, wobei hoch belastete Dieselmotoren tendenziell geringere mechanische Wirkungsgrade aufweisen.

Im Fall eines PKW-Motors im niedrigen Lastbereich, reduziert die vorhandene Reibung die im Brennraum zur Verfügung stehende Arbeit um beachtliche 22% – 32% [19]. Erhöht man die Last, steigt der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} an und erreicht für einen herkömmlichen PKW-Motor bei Vollast entsprechend 84% [62].

Auch LKW-Motoren zeigen dieselben Lastabhängigkeiten des mechanischen Wirkungsgrades wie die PKW-Motoren. Der Verlustanalyse in [62] ist zu entnehmen, dass der mechanische Wirkungsgrad bei geringer Last sehr ungünstig ist; $\eta_{mech} \approx 68\%$ bei 2 bar effektivem Mitteldruck. Bei steigender Last wird η_{mech} kontinuierlich besser und erreicht bei Vollast deutlich bessere Werte als der PKW-Diesel; $\eta_{mech} \approx 91\%$ bei Vollast.

Die oben genannten Beispiele zeigen, dass der niedrige Lastbereich ein großes Problem darstellt, weil dort die Verluste durch Reibung am größten sind. Im Normalbetrieb jedoch werden PKW und LKW großteils nur im unteren Teillastbereich betrieben, genau dort, wo der mechanische Wirkungsgrad gering ist. Lastpunktverschiebungsstrategien – Downsizing oder Zylinderabschaltung – heben das Lastniveau gezielt an, um den mechanischen Wirkungsgrad auch bei geringem Leistungsbedarf zu verbessern.

Große Stationärmotoren, wie Blockheizkraftwerke, Gen-Sets, etc., werden im Allgemeinen bei maximaler Last und konstanter Drehzahl betrieben. [62] gibt an, dass sich der mechanische Wirkungsgrad η_{mech} von stationär betriebenen Groß-Gasmotoren im Bereich 93% – 95% bewegt. Verglichen mit den mechanischen Wirkungsgraden von PKW- und LKW-Motoren ist der Wertebereich gering; im Kombination mit den hohen Gesamtleistungen dieser Motoren ist die dissipierte Energiemenge jedoch beachtlich. Für den J624-Motor gibt GE-Jenbacher eine mechanische Leistung von zirka

4.2 MW an (<http://www.ge-jenbacher.com>). Damit dissipiert dieser Motor trotz seiner hervorragenden Werte bezüglich Reibung zirka 300 kW; das Leistungsvermögen eines starken Sportwagens.

Bei großen Stationärmotoren besteht die Möglichkeit die Konstruktion auf die gegebenen konstanten Bedingungen hin zu optimieren, wohingegen die im automobilen Bereich verwendeten Motoren im Parameterraum Drehzahl und Last einen Bestpunkt haben. Zudem ist dort die Systemreibung von Drehzahl und Last abhängig, was eine breitbandige Optimierung unmöglich macht. Beispielsweise kann der Schmierfilm im Gleitlager bei kleinen Kurbelwellendrehzahlen noch keine hohen Lasten tragen, was den Festkörpertraganteil erhöht. Hohe Drehzahlen erhöhen die Tragfähigkeit, führen jedoch wiederum zu erhöhter viskoser Reibung im Lager. Das Optimum liegt im Fall des Gleitlagers dazwischen; dort wo gerade kein Festkörperkontakt etabliert wird und die Umfangsgeschwindigkeit noch nicht zu hoch ist.

Da thermodynamisch kaum noch Optimierungspotentiale vorhanden sind, ist neben der Lastpunktverschiebungsstrategie – Downsizing oder Zylinderabschaltung – eine nachhaltige Reduktion der Reibung der beste Weg zur Wirkungsgradverbesserung moderner Verbrennungskraftmaschinen.

Im Folgenden sind jene Komponenten eines Motors aufgelistet, die mechanische Verluste verursachen:

- Kolbengruppe
- Gleitlager des Kurbeltriebs
- Ventiltrieb
- Steuertrieb
- Ölpumpe
- Wasserpumpe
- Dichtringe

Kapitel 3

Methoden zur Berechnung der Reibung in dynamischen Systemen

In den folgenden Sektionen werden verschiedene Möglichkeiten beschrieben, dynamische Systeme mit Radialgleitlagern für die Berechnung darzustellen; vom Detaillierungsgrad ansteigend dargestellt. Dabei ist zu berücksichtigen, dass eine direkte Abhängigkeit des gewählten Gleitlagermodells von der dahinter liegenden Lagerstruktur besteht; je nach dem, welche Fragen an das Berechnungsmodell gestellt werden. Ist es das Ziel die akkurate Abbildung der globalen Gesamtdynamik ohne Mischreibung im Lager zu berücksichtigen, so ist es ausreichend, im Mehrkörpersystem (MKS) das Gleitlager über Feder-Dämpfer abzubilden, wie in Sektion 3.1 näher beschrieben. Etwas aufwändiger, jedoch im gleichen Sinn anwendbar, ist die direkte Lösung der Reynolds-Differentialgleichung, um auf die Reaktionskräfte des Gleitlagers zu schließen, siehe Sektion 3.2. Hier ergibt sich als Reaktion auf eine Zapfenverschiebung die entsprechende hydrodynamische Druckverteilung, die im Integral zur Bestimmung der Schwerpunktlage in Abhängigkeit von Reaktionskraft und Phasenlage führt; die Ölfilmdämpfung ist hier inherent berücksichtigt, Mischreibung ist kein Thema. Sind genaue Öldruckverteilungen oder Mischreibung Fokus der Untersuchungen, ist eine örtliche Definition der Lagerstruktur erforderlich. Somit sind elasto-hydrodynamische (EHD) Gleitlagerberechnungen nur mit einem entsprechenden Finite-Elemente (FE) Modell der Lagerstruktur durchführbar, um die örtlichen Nachgiebigkeiten mit zu berücksichtigen, siehe Sektion 3.3. In fabriksneuen oder spezifisch hoch belasteten Gleitlagern kann es zum Kontakt zwischen der rauen Wellenzapfen- und Lagerschalenoberfläche kommen. Hier ist die Einführung geeigneter Kontaktmodelle erforderlich, siehe Sektion 3.4, die wiederum nur in Verbindung mit elastischen Lagerstrukturen und EHD sinnvoll einsetzbar sind. Festkörperkontakt führt im Allgemeinen zum Verschleiß der Lager- und Zapfenoberfläche, Sektion 3.5 beschreibt dafür eine allgemein gültige Methode zur Berechnung des Verschleißtiefen. Am Ende des Kapitels findet sich die Sektion 3.6, welche die Einbringung der hydrodynamischen Gleitlagerberechnung in eine kommerzielle FE-Software darstellt und erste Untersuchungen zum Verhalten von Gleitlagern ermöglicht.

Das grundlegendste und in weiten Bereichen gültige Modell zur Beschreibung der Reibung im trockenen Kontakt ist jenes nach Coulomb. Coulomb fand in Experimenten den proportionalen Zusammenhang zwischen Normalkraft F_N und resultierender Reibkraft F_R und definierte damit das Coulombsche Gesetz, siehe Gleichung (3.1).

$$F_R = \mu \cdot F_N \quad (3.1)$$

Der Proportionalitätsfaktor μ (Reibkoeffizient) gilt als nahezu unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit, sowie von der scheinbaren Kontaktfläche des Körpers und von dessen Oberflächenrauigkeit [48]. Bei festen Körpern wie Metallen berühren sich die Körper nur an den Asperitenspitzen, wodurch die reale Kontaktfläche A_{real} deutlich kleiner ist als die scheinbare Kontaktfläche A , siehe Abbildung 3.1. Im belas-

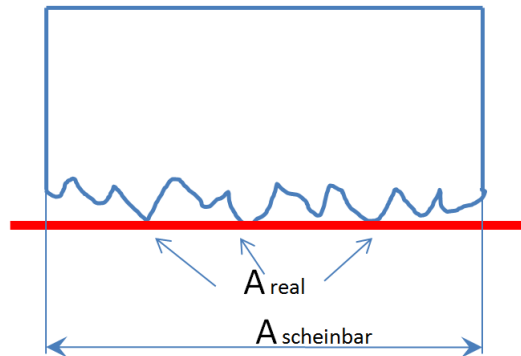


Abbildung 3.1: Scheinbare und reale Kontaktfläche im trockenen Kontakt

teten Kontakt werden die Asperiten elastisch und auch plastisch deformiert. Geht man von einer kleinen Belastung aus, wird die Last über die im Kontakt stehenden, elastisch-plastisch deformierten Asperiten getragen, wobei die reale Kontaktfläche A_{real} deutlich geringer ist als die scheinbare Kontaktfläche A . Bei steigender Belastung erhöht sich die Deformation der bereits im Kontakt stehenden Asperiten und auch neue Asperiten gelangen in Kontakt. Die reale Kontaktfläche A_{real} ändert sich durch diese Laststeigerung jedoch nur sehr gering verglichen mit dem hohen Betrag der scheinbaren Kontaktfläche A ; solange eine kritische Belastung nicht überschritten wird. Dieses Phänomen erklärt die „Unabhängigkeit“ des Reibkoeffizienten von der scheinbaren Kontaktfläche A . Lineare Abhängigkeit der Reibkraft F_R von der Normalkraft F_N gilt somit nur im Bereich nicht zu kleiner und nicht zu großer Normalkraft [48]. Nähert sich der Betrag der realen Kontaktfläche jenem der scheinbaren Kontaktfläche - $A_{real} \approx A$ - verliert das Coulombsche Gesetz seine Gültigkeit, da der Zusammenhang von Reibkraft F_R und Normalkraft F_N stark nichtlineare

Verläufe zeigt. Dies passiert bei übermäßig hoch belasteten Metall-Metall Kontakten oder bei Kontakten mit Polymeren, Elastomeren, etc. .

Bei der trockenen Reibung unterscheidet man zwei Vorgänge; das Losbrechen aus dem Stillstand - Haftreibung - und das aneinander Abgleiten zweier Oberflächen - Gleitreibung. Im Allgemeinen besteht kaum ein Unterschied zwischen den Reibkoeffizienten dieser beiden Vorgänge, $\mu_{Gleit} \approx \mu_{Haft}$ [48]. Nach längerem Stillstand der beiden aneinander gepressten Körper steigt der Haftreibungskoeffizient μ_{Haft} logarithmisch mit der Zeit an. Die modellhafte Erklärung für diesen Anstieg des Haftreibungskoeffizienten sind Kriechprozesse in den Mikrokontakten, welche die reale Kontaktfläche erhöhen; mit steigender Kontaktfläche verlangsamt sich der Prozess, was zum logarithmischen Verlauf führt. Es resultiert ein Haftreibungskoeffizient, welcher größer als der Gleitreibungskoeffizient ist: $\mu_{Haft} > \mu_{Gleit}$.

In den weiteren Ausführungen liegt der Schwerpunkt bei geschmierten Kontakten, wie Gleitlager im Kurbeltrieb einer Verbrennungskraftmaschine. Hier erweitert sich das Spektrum der Reibzustände, verglichen mit der reinen Trockenreibung. Entsprechend der Stribeck-Kurve, siehe Abbildung 3.2, unterscheidet man zwischen Haftreibung, Grenzreibung, Mischreibung und reiner Hydrodynamik. Entsprechend [33] resultiert

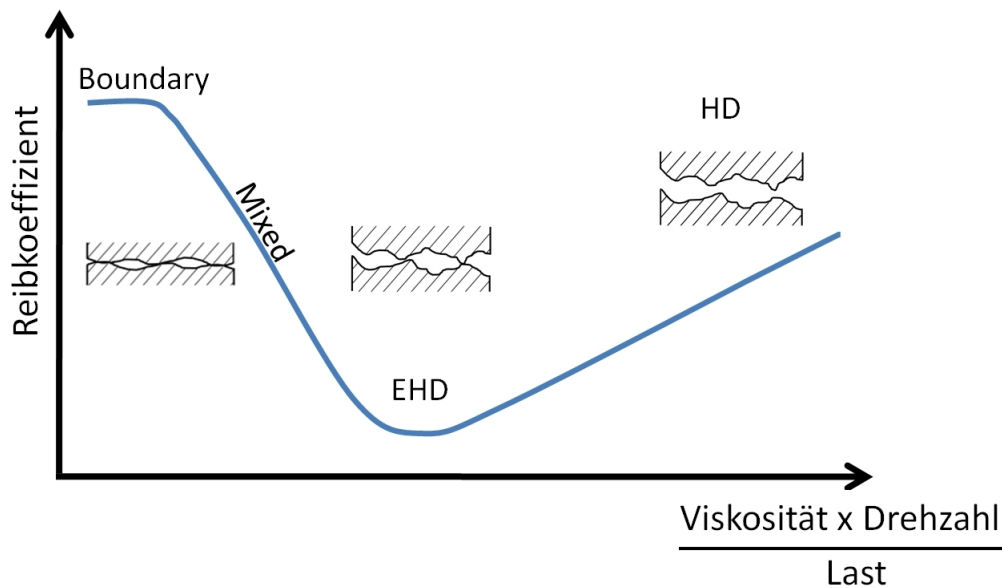


Abbildung 3.2: Stribeck-Kurve geschmierter Kontakte [51]

die Grenzreibung durch Kraftschluss und Formschluss der im Kontakt stehenden Asperiten. Der Kraftschluss entsteht durch Verschweißen und anschließendes Abscheren einzelner im Kontakt stehender Asperiten. Wobei durch Oberflächenschichten, Ver-

unreinigungen und adhäsiv angelagerte Schmierstoffreste, die Anzahl der Verschweißungen absinkt und die resultierende Reibung abnimmt. Kraftschluss entsteht wenn ein harter Asperit der Welle durch das weichere Lagermaterial „pflügt“.

Erhöht sich die Wellendrehzahl oder sinkt die Last, ändert sich das Regime von Grenzreibung zu Mischreibung. Hier können sich lokal vereinzelte Fluidpölster formieren, wodurch sich die Belastung auf Festkörperkontakt- und hydrodynamischen Druck aufteilt. Zu Beginn ist der hydrodynamische Traganteil noch sehr gering. Mit weiter steigender Drehzahl, bzw. sinkender Last verschiebt sich das Verhältnis von Festkörpertraganteil klar hin zum hydrodynamischen Tragen. Im Ausklinkpunkt - Punkt geringster Reibung - ist die Separierung von Welle und Lagerschale gerade so groß, dass sich die Asperiten nicht mehr berühren. Das Reibungsminimum in diesem Punkt entsteht durch den Wegfall der Festkörperkontaktreibung, wobei durch den minimalen Schmierspalt zugleich kaum Scherspannungen im Öl entstehen, da kaum Ölvolumen im Schmierspalt ist. Bei weiterem Anstieg der Schmierfilmdicke bewegt sich der Zustand im Lager immer weiter in den hydrodynamischen Bereich, wo nur noch die Schubspannungen des Fluids im Schmierspalt Reibung verursachen.

Die folgenden Sektionen zeigen einen Überblick verschiedener Methoden zur Berechnung der Dynamik gleitgelagerter Systeme und der im Lager entstehenden Reibung.

3.1 Mehrkörpersimulation mit einfachen Reibparametern

Zur groben Berechnung von Schnittkräften im Kurbeltrieb reichen rein kinetische Betrachtungen mit starren Gelenken und Lagern aus. Möchte man die Systemdynamik eines gleitgelagerten Kurbeltriebs genauer berechnen, sind die speziellen Eigenschaften der Gleitlager zu berücksichtigen. Für erste Näherungen lassen sich die Eigenschaften eines Gleitlagers durch eine Feder-Dämpfer Verbindung von Welle und Lagerschale abbilden, siehe Abbildung 3.3. Da hier nur die Steifigkeits- und Dämpfungswirkungen des Ölfilms im Fokus stehen, wird eine ausreichende Ölfilmhöhe angenommen, so dass es nicht zu Mischreibungszuständen kommt. In diesem Fall ist es zulässig, die Lagerstruktur als starr anzunehmen. Im linearen Fall lässt sich das System durch die allgemeine Bewegungsgleichung (3.2) einfach darstellen.

$$\underline{\underline{M}} \cdot \ddot{\underline{x}} + \underline{\underline{D}} \cdot \dot{\underline{x}} + \underline{\underline{K}} \cdot \underline{x} = \underline{f}^{ext} \quad (3.2)$$

$\underline{\underline{M}}$ ist die Massenmatrix des Mehrkörpersystems; \underline{f}^{ext} der Vektor der externen Lasten, z.B. Gaskräfte im Brennraum einer VKM; $\underline{x}, \dot{\underline{x}}, \ddot{\underline{x}}$ sind die Verschiebungs-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungskoordinaten des Mehrkörpersystems und deren Zeitableitungen. $\underline{\underline{K}} = \begin{pmatrix} k_{zz} & k_{zy} \\ k_{yz} & k_{yy} \end{pmatrix}$

$$\underline{\underline{D}} = \begin{pmatrix} d_{zz} & d_{zy} \\ d_{yz} & d_{yy} \end{pmatrix}$$

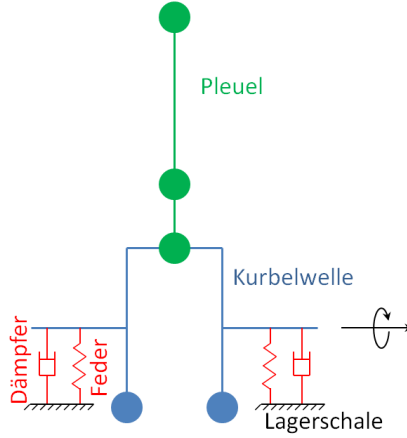


Abbildung 3.3: Diskretisierung eines Kurbeltriebs mit MKS

Dresig et.al. [18] gibt eine empirische Formel für die Steifigkeit von Radialgleitlagern an, mit der in erster Näherung das dynamische Verhalten im Mehrkörpersystem mit berücksichtigt sein kann. Hierbei ergibt sich die Lagersteifigkeit c als Funktion der Lagergeometrie und des Schmierfilms im Lager.

$$c = c^* \cdot 2\pi \cdot \frac{B \cdot D^3 \cdot \eta \cdot f}{(\Delta R)^3} \quad (3.3)$$

In der Gleichung beschreibt B die Lagerbreite, D den Lagerdurchmesser, η die dynamische Viskosität des Schmierstoffes, f die Wellendrehfrequenz, ΔR das radiale Lagerspiel und c^* einen Beiwert, der mit Hilfe der über die effektive Lagerbelastung F_L berechenbaren relativen Lagerkraft F^* , siehe Gleichung (3.4), aus dem Diagramm 3.4 gelesen werden kann.

$$F^* = \frac{2 \cdot F_L \cdot \Delta R^2}{\pi \cdot B \cdot D^3 \cdot \eta \cdot f} \quad (3.4)$$

Dämpfungskoeffizienten sind für Gleitlageranwendungen nur sehr schwer in einfache Formeln zu gießen, hier sind Erfahrungswerte anzuwenden oder detailliertere Berechnungsmethoden zu wählen. Gleitlager weisen im Allgemeinen eine hohe innere Reibung und somit Dämpfung auf. Zudem ist die Dämpfung noch stark von der Belastungshöhe und der Belastungsfrequenz abhängig, was bei der Wahl eines repräsentativen Dämpfungswertes zu berücksichtigen ist.

Um zudem noch eine grobe Abschätzung der Lagerreibung zu ermöglichen, geben Lang et. al [33] empirische Ansätze in Abhängigkeit der Sommerfeldzahl So an. Die Ansätze stützen sich auf die Herangehensweise von Coulomb, wo durch Angabe eines Reibkoeffizienten aus der anliegenden Oberflächennormalkraft direkt die Reibkraft

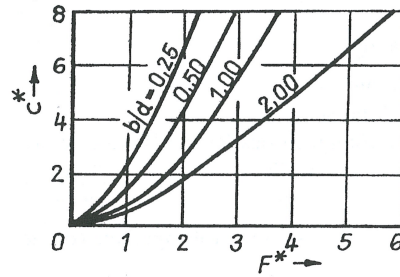


Abbildung 3.4: Gleitlagersteifigkeitskennwerte c^* als Funktion des Breiten-Durchmesser Verhältnisses B/D [18]

errechenbar ist.

Für schwach belastete Lager $So < 1$ gibt Petroff [46] folgenden in Gleichung (3.5) erkennbaren Zusammenhang zur Berechnung des Reibkoeffizienten an.

$$\mu = \frac{\psi \cdot \pi}{2 \cdot So} = \frac{\pi \cdot \eta \cdot \omega}{2 \cdot \bar{p}} \quad \text{mit} \quad So = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega} \quad (3.5)$$

μ beschreibt dabei das Äquivalent zum Coulombschen Reibkoeffizient, ψ das relative Lagerspiel als Quotient von radialem Lagerspiel und Lagerschalenradius ($\psi = \frac{\Delta R}{R}$), η die dynamische Viskosität des Schmierstoffes, ω die Winkelgeschwindigkeit der Welle und \bar{p} die spezifische Lagerbelastung als Quotient von externer Lagerkraft und projizierender Lagerschalenfläche.

Falz [20] erweitert den Ansatz für höher belastete Gleitlager $So > 1$, siehe Gleichung (3.6).

$$\mu = \frac{\psi \cdot 3.8}{\sqrt{So}} \quad (3.6)$$

Vogelpohl [61] glied den konstanten Faktor der Falz-Gleichung entsprechend seiner Beobachtungen an, wie in Gleichung (3.7) erkennbar.

$$\mu = \frac{\psi \cdot 3.0}{\sqrt{So}} \quad (3.7)$$

Alle gezeigten Ansätze berechnen überschlagsmäßig die viskosen Scherspannungen im Schmierpalt als Funktion von Viskosität und Wellendrehzahl; mit steigender Viskosität und Wellendrehzahl steigen die zu überwindenden Scherspannungen und somit die Reibung. Erhöht sich die spezifische Lagerbelastung, reduziert das entsprechend den Gleichungen (3.5) bis (3.7) den Reibkoeffizienten. Dies trägt der Tatsache Rechnung, dass sich mit steigender Belastung die Wellenauslenkung vergrößert, die minimale Schmierpalthöhe und damit das lokal verbleibende Schervolumen abnimmt;

daraus resultiert ein niedrigerer Reibkoeffizient bei hohen Lasten.

Die getroffenen Annahmen sind jedoch nur für grobe Näherungsbetrachtungen im Zuge erster Abschätzungen zulässig, da eine Reihe starker Vereinfachungen enthalten sind. Die Gleichungen (3.5) bis (3.7) berücksichtigen nicht explizit die Wellenauslenkung, sondern regeln die Variation der Schmierpalthe über die Lagerbelastung. Zudem sind Schmierstoffe im Allgemeinen piezoviskose Flüssigkeiten, deren Viskosität mit dem Druck ansteigt. Um das berücksichtigen zu können sind neben der Wellenauslenkung auch noch deren zeitliche Ableitung, die Wellenauslenkungsgeschwindigkeit zu berücksichtigen. In Verbrennungskraftmaschinen verwendete Gleitlager sind im Betrieb in den meisten Anwendungen während eines Zyklus nicht zur Gänze mit Schmierstoff gefüllt. In unbelasteten Zonen mit meist großen Schmierpalthe fließt Schmierstoff an den Rändern ab und Luft tritt in das Lager ein, wodurch weite Bereiche des Schmierpalthes nicht mehr mit Öl gefüllt sind. An diesen Stellen müssen auch keine Scherspannungen des Schmierstoffes überwunden werden, wodurch die gesamte Lagerreibung sinkt. Diese Situation im Lager wird „Mangelschmierung“ genannt und von Motorenherstellern gezielt zur Effizienzsteigerung eingesetzt. Zudem wird in den gezeigten Ansätzen nicht zwischen viskoser Reibung durch den Schmierstoff und Festkörperreibung durch Metall-Metall Kontakt von Welle und Lagerschale unterschieden. Rein hydrodynamisch laufen nur schwach belastete Lager. Bei steigender Belastung wird der Schmierpalt immer kleiner und die Wellenoberfläche nähert sich der Lagerschalenoberfläche. Erreicht die minimale Schmierpalthe Werte im Bereich der kumulativen Oberflächenrauigkeiten von Welle und Lagerschale, beginnen sich erste Asperitenspitzen zu berühren. Bei weiterer Belastungssteigerung etabliert sich in weiten Bereichen der Hauptlastzone Festkörperkontakt zwischen Asperiten von Welle und Lagerschale. Hierbei teilt sich die äußere Belastung auf die Traganteile aus Hydrodynamik und Festkörperkontakt auf.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die obigen Ansätze zur Berechnung der Lagerreibung für voll gefüllte, sehr schwach belastete Lager eine gute Näherung darstellen. Bei höheren, realistischen Lasten sind die berechneten Reibkoeffizienten jedoch nur für sehr grobe Abschätzungen zu verwenden.

Um genauere Abschätzungen zur Systemdynamik inklusive Gleitlagerreibung in Kurbeltrieben von Verbrennungskraftmaschinen durchführen zu können, ist eine akkuratere Darstellung der Gleitlager nötig. Die folgende Sektion zeigt eine erweiterte Methode unter Zuhilfenahme der Reynolds-Differentialgleichung.

3.2 Mehrkörpersimulation mit HD

Ist die Ergebnisqualität mit der zuvor in Sektion 3.1 beschriebenen Methode nicht ausreichend hoch, müssen die Reaktionskräfte am Lagerpunkt aus der direkten Lösung der Reynolds-Differentialgleichung resultieren. Auch hier ist die Annahme einer starren Lagerumgebung zulässig.

Die folgende Diskussion der Theorie zur Berechnung der Hydrodynamik im Gleitlager ist an die Arbeiten von Lang et al. [33] angelehnt.

Um die Eigenschaften eines Radialgleitlagers in einem MKS-Modell berücksichtigen zu können, ist die Kenntnis über die Reaktion des Schmierfilms zufolge der zeitlichen Zapfenbewegung und Zapfenbelastung erforderlich. Entscheidend für die erwähnten Reaktionen sind die Strömungs- und Druckverhältnisse im Schmierpalt des Lagers. Für allgemeine Strömungsaufgaben sind die Navier-Stokeschen Gleichungen das geeignete Werkzeug, um auf Basis äußerer Einflüsse und der Schmierstoffeigenschaften eine resultierende Druck- und Fluidströmungsverteilung berechnen zu können. Die allgemeinen Navier-Stokes Gleichungen sind jedoch sehr komplex und nur mit erheblichem Rechenaufwand zu lösen. Durch die spezielle Betrachtung einer Gleitlagerströmung sind eine Reihe von Vereinfachungen zulässig, die es ermöglichen, die allgemeinen Navier-Stokes Gleichungen in eine einfachere Form überzuführen, die Reynolds-Differentialgleichung. Auch die Reynolds-Differentialgleichung muss für dynamisch belastete Gleitlager endlicher Breite numerisch gelöst werden, verringert jedoch den Rechenaufwand gegenüber der vollständigen Lösung der Navier-Stokes Gleichungen erheblich. Am Weg von Navier-Stokes zu Reynolds werden folgende Annahmen getroffen [33]:

- Vernachlässigung der Trägheitskräfte, da diese im Vergleich zu den Zähigkeitskräften sehr gering sind. Diese Annahme ist gültig, solange eine laminare Strömung eines dünnflüssigen Motoröls im Lager etabliert ist.
- Wellenzapfen und Lagerschale sind starr, deren Oberflächen ideal glatt.
- Das radiale Lagerspiel ΔR ist gegenüber dem Wellenzapfenradius R sehr klein. Das relative Lagerspiel $\psi = \frac{\Delta R}{R}$ liegt bei motorischen Gleitlagern in der Größenordnung von 1‰; höhere Potenzen von ψ können somit vernachlässigt werden.
- Die Krümmung im Schmierpalt ist vernachlässigbar klein, weshalb der konvergierende Spalt durch 2 Ebenen dargestellt werden kann.
- Die Strömung ist laminar und das Öl daher als Newtonsches Fluid zu berücksichtigen.
- Der Fluiddruck wird über die gesamte Schmierpaltheöhe als konstant angenommen.

- Die Strömungsgeschwindigkeit in Spalthöhenrichtung wird gegenüber den Strömungsgeschwindigkeiten in Umfangs- und Achsrichtung vernachlässigt.
- Alle partiellen Ableitungen in Lagerbreiten- und Umfangsrichtung sind gegenüber jenen in Höhenrichtung vernachlässigbar.
- Die dynamische Viskosität η und Dichte ρ des Öls sind konstant und im gesamten Lager gleich.
- Haftbedingung der Fluidteilchen an den Oberflächen. Der für den Schmierstoff relevante Geschwindigkeitsgradient ergibt sich somit direkt aus der Drehzahldifferenz von Lagerschale und Wellenzapfen.
- Durch die Vernachlässigung der Spalthöhenrichtung kann das dreidimensionale Lager in ein ebenes Lager, dargestellt durch zwei Flächen, transformiert werden.

DIN 31 652 Teil 1 regelt die betriebssichere Auslegung von Gleitlagern und beinhaltet unter anderem die oben genannten Annahmen und Vereinfachungen.

Unter Berücksichtigung der oben aufgelisteten Vereinfachungen resultieren aus den allgemeinen Navier-Stokes Gleichungen zwei Gleichungen für die Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung und in axialer Richtung des Lagers. Diese zeigen, dass die Strömungsgeschwindigkeit in Umfangsrichtung durch Druck- und Scherströmung entsteht, wohingegen die axiale Strömungsgeschwindigkeit nur zufolge der Druckströmung resultiert. Diese beiden Gleichungen erlauben es, auf Basis des Druckgradienten und der Geschwindigkeitsdifferenz zwischen Wellenzapfen und Lagerschale für eine bestimmte Schmier-spalthöhe die resultierenden Fluidströmungsgeschwindigkeiten zu berechnen; die Gleichungen sind somit Strömungsgleichungen.

Um die Massenstromerhaltung zu gewährleisten, werden die beiden Gleichungen für die Strömungsgeschwindigkeiten in die allgemeine Kontinuitätsgleichung $div(\rho \underline{v})$ eingesetzt; mit ρ als Fluid-dichte und \underline{v} als Geschwindigkeitsvektor. Nach einer Reihe mathematischer Umformungen resultiert daraus die allgemein bekannte Form der Reynolds-Differentialgleichung [33], siehe Gleichung (3.8). Durch die Elimination der Strömungsgeschwindigkeiten resultiert eine reine Druckbilanz; die Reynolds-Differentialgleichung stellt somit nur eine Druckbilanz im Schmier-spalt auf.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6 \cdot \left[(U_1 + U_2) \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + 2 \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \right] \quad (3.8)$$

In der Gleichung (3.8) beschreibt x die Umfangsrichtung der Lagerschale, z die Axialrichtung der Lagerschale, ρ die Fluid-dichte, h die lokale Schmier-spalthöhe, η die dynamische Viskosität des Schmierstoffes, p den hydrodynamischen Druck, U_1 die Umfangsgeschwindigkeit der Lagerschale, U_2 die Umfangsgeschwindigkeit der Wellenzapfenoberfläche und t die Zeit.

Die Reynolds-Differentialgleichung ist allgemein gültig auf reale Gleitlager anwendbar und stellt den resultierenden Fluiddruck als Funktion der lokalen Koordinaten im Lager, der Zeit, der Geschwindigkeitsdifferenz von Welle und Lager und der lokalen Schmierpalthe dar.

Zur Berechnung der Lagerreaktionskräfte ist eine Lösung der Reynolds-Differentialgleichung hinsichtlich der Fluiddruckverteilung im Schmierpalt nötig. Hierfür ist zu erwähnen, dass die Reynolds-Gleichung eine partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung ist, welche den Druckaufbau zufolge einer Drehbewegung und einer radialen Verdrängungsbewegung des Zapfens beschreibt. Eine allgemeine Lösung kann somit durch Überlagerung der beiden Teillösungen aus Zapfendrehung und Verdrängungsbewegung gewonnen werden.

$$S_o = S_{oDrehung} + S_{oVerdrängung} \quad (3.9)$$

Lang et al. [33] modifiziert die allgemeine Form der Reynolds-Differentialgleichung (3.8) für die Anwendung auf Radialgleitlager wie folgt.

Da die Dichte ρ des Schmierstoffs im gesamten Schmierpalt als konstant angenommen wird, fällt sie aus der Reynolds-Differentialgleichung heraus. Die resultierende hydrodynamische Druckverteilung im Lager ist somit nicht mehr von der Dichte des Schmierstoffs abhängig.

Kartesische Koordinaten x, z werden wegen der Zylinderform des Gleitlagers in Zylinderkoordinaten φ, \bar{z} transformiert, siehe Gleichungen (3.10); R steht für den Lagerschalenradius, B für die Lagerschalenbreite. Die Abbildung 3.5 visualisiert das Vorgehen der Koordinatentransformation.

$$\varphi = \frac{x}{R} \quad \bar{z} = \frac{z}{0.5 \cdot B} \quad (3.10)$$

Dieser Koordinatentransformation folgen auch die translatorischen Umfangsgeschwin-

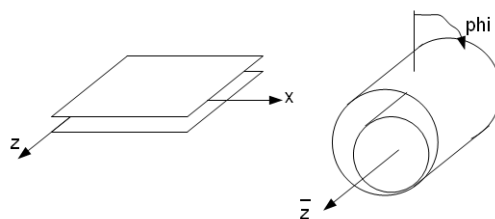


Abbildung 3.5: Koordinatentransformation

digkeiten von Welle und Lagerschale U_1 und U_2 ; sie werden durch das Produkt Winkelgeschwindigkeit des Wellenzapfens ω_z mit Wellenradius r entsprechend $U_1 = r \cdot \omega_z$

und Winkelgeschwindigkeit der Lagerschale ω_s mit Lagerschalenradius R entsprechend $U_2 = R \cdot \omega_s$ ersetzt.

Lang [33] gibt dimensionslose Größen an, die er in die Gleichung einarbeitet:

- relatives Lagerspiel $\psi = \frac{R-r}{R} = \frac{\Delta R}{R}$
- relative Exzentrizität $\epsilon = \frac{e}{\Delta R} = \frac{e}{R \cdot \psi}$
- relative Spalthöhe $H = \frac{h}{\Delta R} = \frac{h}{R \cdot \psi}$

In der obigen Aufzählung bezeichnet e die absolute Zapfenauslenkung vom Zentrum aus und h die lokale Schmierspalthöhe.

Nach Einsetzen der dimensionslosen Größen und Transformationen resultiert aus der allgemeinen Reynolds-Differentialgleichung (3.8) unter Verwendung der Druck-Kennzahl Π die Reynolds-Differentialgleichung für Radialgleitlager (3.11) als Funktion der relativen Spalthöhe H .

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(H^3 \cdot \frac{\partial \Pi}{\partial \bar{z}} \right) = 6 \cdot \left[\frac{\partial H}{\partial \varphi} + \frac{2}{\bar{\omega}} \frac{\partial H}{\partial t} \right] \quad (3.11)$$

Die eingeführte Druck-Kennzahl Π ist eine dimensionslose Kennzahl ähnlich der Sommerfeldzahl für die Drehbewegung.

$$\Pi = \frac{p \cdot \psi^2}{\eta \cdot \bar{\omega}} \quad (3.12)$$

In Gleichung (3.12) beschreibt $\bar{\omega}$ die hydrodynamisch wirksame Winkelgeschwindigkeit. Bei instationär belasteten Gleitlagern lässt sich die Zapfenmittelpunktsverlagerung in eine rein radiale Verdrängungskomponente und in eine Schwenkbewegung entlang eines zur Lagerschale konzentrischen Kreises aufteilen. Diese Schwenkbewegung lässt sich durch eine überlagerte Winkelgeschwindigkeit ω_S darstellen und erhöht oder verringert entsprechend die relative Drehbewegung zwischen Lagerschale und Wellenzapfen; daraus resultiert der Begriff „hydrodynamisch wirksame Winkelgeschwindigkeit“ die effektiv für den Druckaufbau im Schmierspalt zufolge Drehbewegung verantwortlich ist.

$$\bar{\omega} = \omega_{Zapfen} + \omega_{Schale} - 2 \cdot \omega_S \quad (3.13)$$

In Gleichung (3.13) ist zu erkennen, dass die Winkelgeschwindigkeit der Schwenkbewegung mit Faktor 2 in die hydrodynamisch wirksame Winkelgeschwindigkeit eingeht.

Für die direkte Lösung der Reynolds-Differentialgleichung existieren verschiedene

Ansätze, die je nach Anforderung an Ergebnisqualität und Fragestellung an das Berechnungsmodell anwendbar sind. Sonderlösungen erlauben die Annahmen einer unendlich breiten oder unendlich schmalen Lagerschale, wodurch sich die Reynolds-Differentialgleichung soweit reduziert, dass nach Anwendung der Randbedingungen analytische Formeln zur Berechnung der Sommerfeldzahlen So_V , So_D und des Lastangriffswinkels β resultieren. Im Fall der Lösung zufolge reiner Verdrängungsbewegung, sind die physikalischen Randbedingungen einfach umsetzbar und führen direkt zur Lösung. Anders verhält sich die Lösung zufolge reiner Drehbewegung. Hier erfordern die physikalischen Randbedingungen unter anderem, dass der Druckgradient am Druckbergende zu Null wird, um dort die Kontinuitätsgleichung nicht zu verletzen. Nun ergibt sich für die Winkellage des Druckbergendes φ_0 eine nur numerisch lösbare Bestimmungsgleichung. Somit kann für die reine Verdrängungsbewegung zwar eine analytische Formel für die resultierende Sommerfeldzahl erarbeitet werden, um diese anwenden zu können ist jedoch eine vorangehende numerische Lösung der Bestimmungsgleichung für die Lage des Druckbergendes für verschiedene relative Zapfenexzentrizitäten ϵ nötig.

Aus den vereinfachten Betrachtungen resultieren somit die Sommerfeldzahl zufolge Zapfendrehbewegung $So_D(\epsilon, \varphi_0) = \frac{F_D \psi^2}{B \cdot D \cdot \eta \cdot \bar{\omega}}$ und die Sommerfeldzahl zufolge Verdrängungsbewegung $So_V(\prod_{max}, \epsilon, \dot{\epsilon}) = \frac{F_V \psi^2}{B \cdot D \cdot \eta \cdot \dot{\epsilon}}$; der Winkel zwischen den beiden Traganteilen aus Dreh- und Verdrängungsbewegung F_D und F_V wird als Lastangriffswinkel β definiert. Die Vektoraddition von F_D und F_V ergibt die für das belastete Mehrkörpersystem nötige resultierende Lagerreaktionskraft F_{res} , siehe Abbildung 3.6.

Laut [33] sind die Sonderlösungen für das unendlich schmale Lager nur für Breiten-Durchmesser Verhältnisse bis $\frac{B}{D} < 0.25$ und für das unendlich breite Lager nur für Verhältnisse ab $\frac{B}{D} > 4$ gültig; da die in modernen Verbrennungskraftmaschinen eingesetzten Lager nicht in diese Grenzen fallen, sind die Näherungslösungen nur mit großen Abstrichen an Ergebnisgenauigkeit einsetzbar.

Die exakte Lösung der Reynolds-Differentialgleichung für Lager endlicher Breite ist nur numerisch möglich. Hierfür ist die Diskretisierung des Berechnungsgebiets in einzelne beherrschbare Segmente erforderlich, siehe Abbildung 3.7. Unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode lassen sich für die einzelnen Flächensegmente geeignete Ansatzfunktionen definieren, welche die numerische Lösung des Differentialgleichungssystems ermöglichen. Eine sehr einfache und vielfach genutzte Lösungsmethode ist jene der finiten Differenzen. Hierbei werden die Differentialquotienten zur Beschreibung der Ableitungen im Kontinuum durch Differenzenquotienten an diskreten Punkten ersetzt. Die Lösung der Differentialgleichung erfolgt somit jeweils für einen diskreten Knoten im Berechnungsgebiet; Werte dazwischen müssen durch geeignete Polynome interpoliert werden. Da sich für jeden Knotenpunkt eine Differenzengleichung aufstellen lässt, ergibt sich für das gesamte Berechnungsgebiet ein lineares Gleichungssystem mit $n \times n$ Unbekannten und genauso vielen Gleichungen;

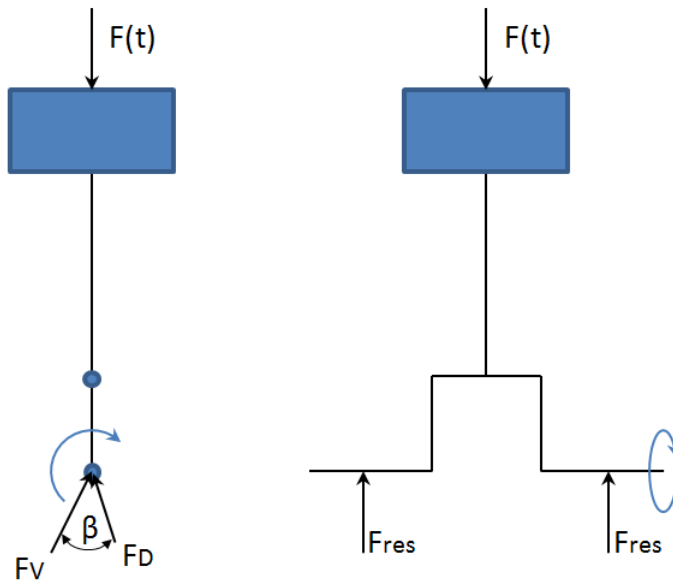


Abbildung 3.6: Kräfteverteilung am Kurbeltrieb mit Gleitlagern. (Links) Kreuzriss des Kurbeltriebs unter externer Brennkraft $F(t)$ abgestützt durch die Lagerreaktionskräfte aus Verdrängungsbewegung F_V und Drehbewegung F_D ; (Rechts) Aufriss des Kurbeltriebs mit den beiden resultierenden Lagerreaktionskräften F_{res} , die sich durch Vektoraddition aus F_V und F_D ergeben

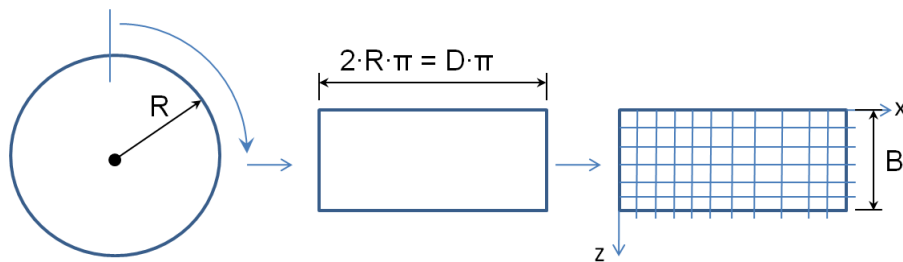


Abbildung 3.7: Abrollen und Diskretisierung der Lagerschale

n entspricht dabei der Anzahl an Freiheitsgraden. Dessen Lösung ergibt für jeden Knotenpunkt einen diskreten Druckwert und führt somit direkt auf die hydrodynamische Druckverteilung im Schmierpalt. Unter Berücksichtigung der Randbedingungen für die Lagerschalenränder und den Verlauf des Druckbergendes, sowie den Anfangsbedingungen der Zapfenlage, sind bis zur Konvergenz der Lösung mehrere

Iterationsschritte nötig.

Bei der Anwendung der beschriebenen Methode in einem praktischen Berechnungsbeispiel eines Kurbeltriebs, vgl. Gleichung (3.6), zur Berücksichtigung der Eigenschaften der Kurbelwellenlager in der Dynamiksimulation ist es wichtig, die einleitend beschriebenen vereinfachenden Annahmen noch einmal in Erinnerung zu rufen. Wie beschrieben sind sowohl der Lagerzapfen als auch die Lagerschale starr und lassen unter Druckbelastung keine elastische Deformation zu. Abbildung 3.8 zeigt die sich ergebenden Unterschiede in Spalthöhenverlauf und hydrodynamischer Druckverteilung bei starrer und elastischer Lagerstruktur. Vernachlässigt man die Lagerelastizität, kann sich die Struktur unter dem herrschenden Druck nicht deformieren, was zu sehr geringen, lokal konzentrierten Spalthöhen führt. Daraus resultiert ein unrealistisch hoher hydrodynamischer Druckberg mit sehr steilen Gradienten, der sich in ausgeführten Lagern so nicht ergibt; Maximaldruck und minimale Spalthöhe werden so stark über- bzw. unterbewertet. Da sich reale Lagerschalen unter Last deformieren, ist die Berücksichtigung der Strukturelastizität im Simulationsmodell unbedingt notwendig, um akkurate Berechnungsergebnisse zu erhalten. Auch eine genaue Berechnung der Lagereibung ist durch die zu steilen Druckgradienten und der unrealistisch kleinen Schmier-spalthöhen nicht möglich. Speziell bei instationär

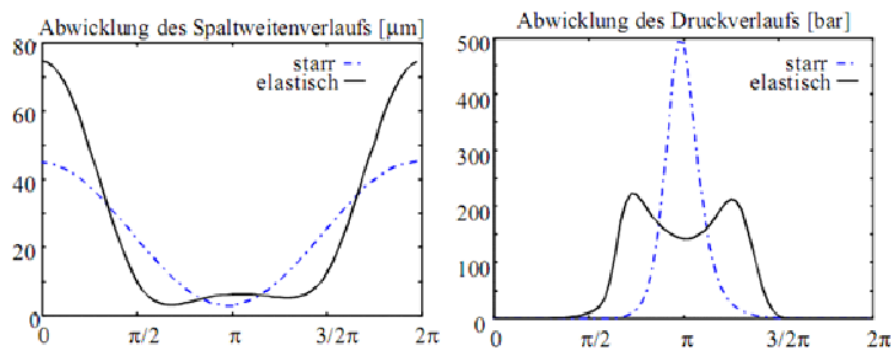


Abbildung 3.8: Spalthöhenverlauf und hydrodynamische Druckverteilung bei starrer und elastischer Lagerstruktur [29]

belasteten Gleitlagern in Hubkolbenmotoren ergeben sich beim Motorstart oder bei hohen Motorlasten gepaart mit geringen Drehzahlen kritische Zustände mit partieller Überschreitung der Tragfähigkeit des Schmierfilms. Erreicht die minimale Schmier-spalthöhe Beträge im Bereich der Summenoberflächenrauigkeit von Zapfen und Lagerschale, beginnen einzelne Rauigkeitsspitzen sich zu berühren. Steigt die Last darüber hinaus erhöht sich der Metall-Metall Kontakt zwischen Zapfen und Schale. In diesem Zustand wird die Last nicht mehr allein durch den hydrodynamisch aufgebauten Druck getragen, sondern teilweise auch über den Asperitenkontakt. Im Bereich

schwerer Mischreibung kann der Festkörpertraganteil bis zu $1/3$ betragen; dies ist jedoch begleitet durch kontinuierlichen Verschleiß und der Gefahr des Ausfalls. Wird, wie hier, kein Festkörperkontaktmodell verwendet, kann der zusätzliche Traganteil nicht genutzt werden und die Berechnung bei zu hohen Lasten nicht konvergieren, weil die externen Kräfte auf das Lager mit jenen vom Schmierfilmdruck nicht mehr ins Gleichgewicht gebracht werden können.

Zusammenfassend: Die exakte Lösung der Reynolds-Differentialgleichung ergibt die hydrodynamische Druckverteilung im Gleitlager zufolge der vorgegebenen Zapfenauslenkung und -auslenkungsgeschwindigkeit. Eingebettet in ein Mehrkörpersystem eines Kurbeltriebs können so die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften sowie die resultierende Reibung von Gleitlagern für kleine Zapfenauslenkungen $\epsilon \ll 1.0$ sehr gut berücksichtigt werden. Im Fall großer Zapfenauslenkungen $\epsilon \rightarrow 0.8 \dots 1.0$ resultieren lokal unrealistisch hohe hydrodynamische Drücke, wodurch unter diesen schweren Betriebsbedingungen die Gleitlagereigenschaften nicht richtig wiedergegeben werden können und die Methode versagt. Um im Berechnungsmodell höher belastete Gleitlager untersuchen zu können, ist die Einbindung der Elastizität von Wellenzapfen und Lagerschale unbedingt notwendig.

3.3 Mehrkörpersimulation mit EHD

In den bisher diskutierten Sektionen 3.1 und 3.3 war der Fokus auf der Integration der gleitlagerinherenten Eigenschaften in ein dynamisches Mehrkörpersystem, um die Systemantwort auf z.B. Gas- und Massenkräfte eines Kurbeltriebs richtig berechnen zu können. Verschiebt sich nun der Fokus auf die Vorgänge im Gleitlager selbst, z.B. durch hydrodynamische Druckverteilung, etc. ist eine wesentlich detailliertere Abbildung der Lagerstelle nötig. Da es im Detail vor allem um die lokale Schmierspaltverteilung geht, spielt bei kleinen Filmhöhen die elastische Deformation der Lagerstruktur zufolge Öldruck eine wesentlich Rolle. Um nun die Methode der Elasto-Hydrodynamik (EHD) zur detaillierten Abbildung der Vorgänge in hochbelasteten Lagern verwenden zu können, müssen die Steifigkeits- und Masseninformationen der Lagerstruktur bekannt sein; diese werden im Allgemeinen in Form dynamisch kondensierter FE-Bauteile in das elastische Mehrkörpersystem eingebunden.

Wie in Abbildung 3.8 gezeigt, resultieren aus den verschiedenen Annahmen zur Bauteilelastizität stark unterschiedliche Schmierspalthöhenverteilungen. Im starren Fall kann die Lagerstruktur unter dem lokal hohen hydrodynamischen Druck nicht elastisch ausweichen und es entstehen um die Hauptlastzone konzentrierte sehr kleine Schmierspalthöhen, die entsprechend der Reynolds-Differentialgleichung zu lokal unrealistisch hohen hydrodynamischen Drücken führen. Beide Verteilungen, sowohl Schmierspalthöhe, als auch jene des hydrodynamischen Drucks sind unrealistisch und

kommen so in realen Gleitlagern nicht vor. Diese Fakten verdeutlichen die Notwendigkeit, Wellenzapfen- und Lagerschalenelastizität in das Berechnungsmodell einzubinden.

Kurbelwellenzapfen sind im Allgemeinen aus gehärtetem Stahl gefertigt; der Elastizitätsmodul liegt somit im Bereich $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$. Der Aufbau von Gleitlagerschalen richtet sich nach dem Einsatzgebiet und der erwarteten Belastung. Man unterscheidet hier grundsätzlich Einstofflager aus Kupfer- oder Aluminiumbasislegierungen, Zweistofflager mit einer Stahlschale als Trägermaterial für ein darauf aufgewalztes Lagermaterial und Dreistofflager mit ähmlichem Aufbau wie der Zweistofflager mit einer zusätzlich aufgetragenen Beschichtung der Lageroberfläche. Der Elastizitätsmodul E von im Kurbeltrieb verwendeten Lagerschalen liegt somit im Bereich von zirka $E = 70\,000\text{ N/mm}^2$. Man erkennt den deutlichen Elastizitätsunterschied von Wellenzapfen und Lagerschale.

$$\frac{E_{Zapfen}}{E_{Schale}} = \frac{210\,000}{70\,000} = \frac{3}{1} \quad (3.14)$$

Um ein Gefühl für die erwarteten elastischen Deformationen zu bekommen, welche die Schmierspalthöhe beeinflussen, wird im Folgenden eine Relation des einachsigen Spannungs-Dehnungsgesetzes $\sigma = E \cdot \varepsilon$ verwendet; mit σ als Spannung und ε als linear-elastische Dehnung. Um einfache Abschätzungen zu machen, wird hier das einachsige Spannungs-Dehnungsgesetz verwendet:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \cdot \frac{\Delta l}{l} \rightarrow E = \frac{\sigma \cdot l}{\Delta l} \quad (3.15)$$

In Gleichung (3.15) bezeichnet l die Bezugslänge und Δl die elastische Längenänderung unter Belastung.

Setzt man die Beziehung aus Gleichung (3.15) jeweils für Zapfen und Schale ins Verhältnis, resultiert

$$\frac{E_{Zapfen}}{E_{Schale}} = \frac{\sigma_{Zapfen} \cdot l_{Zapfen} \cdot \Delta l_{Schale}}{\sigma_{Schale} \cdot l_{Schale} \cdot \Delta l_{Zapfen}} \quad (3.16)$$

Mit der vereinfachenden Annahme gleicher Bezugslänge für Zapfen und Schale $l_{Zapfen} = l_{Schale}$ und gleicher Spannungsverteilung an der Oberfläche durch gleiche hydrodynamische Druckverteilung im Lager $\sigma_{Zapfen} = \sigma_{Schale}$ reduziert sich die Gleichung (3.16) zu,

$$\frac{E_{Zapfen}}{E_{Schale}} = \frac{\Delta l_{Schale}}{\Delta l_{Zapfen}} = \frac{3}{1} \quad (3.17)$$

Man erkennt, dass die zu erwartenden lokalen elastischen Deformationen unter Last an der Lagerschale um den Faktor 3 höher sind als am Zapfen, der Beitrag vom Zapfen zur Änderung der Schmierspalthöhe durch elastische Deformation somit untergeordnet gering ist. Das ermöglicht eine vereinfachende Annahme, die unter anderem

Modellierungsaufwand und Rechenzeit einspart:

Im Berechnungsmodell ist es daher ausreichend, den Wellenzapfen aus mehreren miteinander verbundenen Balkenelementen darzustellen. Für die Lösung der Reynolds-Differentialgleichung wird eine die Balkenelemente umrandende Zylinderfläche verwendet. Hier sind keine Informationen der lokalen Steifigkeitsverteilung an der Zapfenoberfläche vorhanden, jedoch können globale Deformationen unter Last erfasst werden. Wichtig ist die Abbildung der Zapfendurchbiegung, da diese ebenfalls die Schmier-spalthöhenverteilung im Gleitlager und somit hydrodynamische Druckverteilung und Festkörperkontakt-druckverteilung beeinflusst. An einem symmetrischen Hubzapfen einer Pleuelstange resultiert aus der Zapfendurchbiegung eine Reduktion der Schmier-spalthöhe an den Lagerkanten und damit erhöhte Neigung zur Bildung von Festkörperkontakt im Lagerschalenkantenbereich, siehe Abbildung 3.9. Die roten Markierungen kennzeichnen Stellen mit stark reduzierter Schmier-spalthöhe und somit erhöhter Neigung zum Metall-Metall Kontakt an den Lagerschalenträndern.

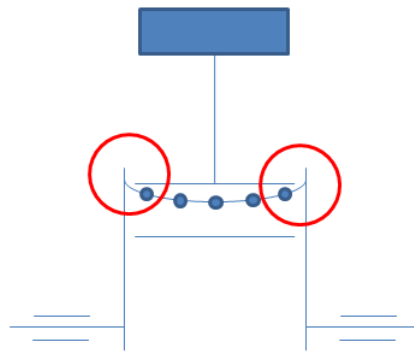


Abbildung 3.9: Einfluss der Zapfendurchbiegung auf die Schmier-spalthöhenverteilung im Gleitlager am Beispiel eines 1 Zylinder Pleueltriebs; rote Kreise als Markierung kritischer Stellen mit verringerter Schmier-spalthöhe und dadurch erhöhter Wahrscheinlichkeit für beginnenden Festkörperkontakt

Entsprechend der aufgestellten Beziehung in Gleichung (3.17) ist die Einbindung von Elastizitäts- und Massenverteilung der Gleitlagerstruktur sowohl im globalen, als auch im lokalen Sinn erforderlich. Zur Modellierung der Gleitlagerschale wird im Allgemeinen die Finite-Elemente-Methode verwendet. Da auch im Motorenbau Leichtbau an der Tagesordnung steht, um Effizienzsteigerung durch Massenreduktion zu schaffen, besitzen Pleuelstangen, Pleuelwellenlagerstrukturen, etc. lokal stark unterschiedliche Steifigkeiten, siehe Abbildung 3.10, die wiederum einen Einfluss auf

die elastische Deformation unter Schmierfilmdruck haben und die Schmierpalthe-höhenverteilung beeinflussen. Somit ist unter Berücksichtigung der Spannungsabnahme im Bauteil nach dem Saint-Venantschen Prinzip ein sinnvoller Anteil der umgebenden Struktur des Motorblocks, o.Ä. im elastischen Finite-Elemente Modell mit zu berücksichtigen. Im Fall einer Pleuelstange ist die das Lager umgebende Struktur so weit reduziert, dass die gesamte Pleuelstange mit finiten Elementen diskretisiert berücksichtigt wird; bei Kurbelwellenhauptlagern hingegen würde die Berücksichtigung der gesamten Motorblockstruktur keinen Sinn machen, hier wird entsprechend Abbildung 3.11 nur ein Ausschnitt der Gesamtstruktur unter Anwendung entsprechend sinnvoller Randbedingungen verwendet. Man erreicht hier eine umfassende

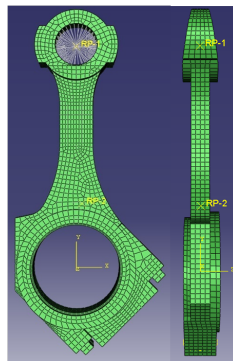


Abbildung 3.10: Finite-Elemente Modell des Pleuels eines Groß-Gasmotors von GE-Jenbacher

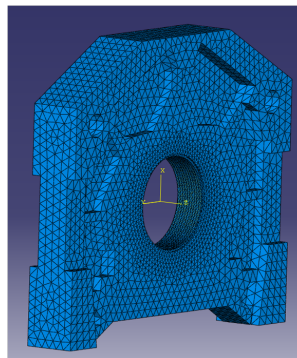


Abbildung 3.11: Finite-Elemente Modell des Ausschnittes aus dem Kurbelgehäuse eines Groß-Gasmotors von GE-Jenbacher

Abbildung der Steifigkeitsverteilung der Gleitlagerschale unter zusätzlicher Berücksichtigung der Elastizität der dahinter liegenden Struktur, die zur Berechnung einer

realistischen Schmierspalthöhenverteilung und damit hydrodynamischen Druckverteilung nötig ist.

Wie bereits in den Kapiteln 3.1 und 3.2 einleitend beschrieben, wird für jeden Zeitschritt die Bewegungsgleichung (3.2) in Verbindung mit der Reynolds-Differentialgleichung (3.8) gelöst. Die Finite-Elemente Methode ermöglicht es, die für die Bewegungsgleichung nötigen Anteile der Steifigkeitsmatrix $\underline{\underline{K}}$ und Massenmatrix $\underline{\underline{M}}$ zu berechnen; in Mehrkörpersystemen wird die in der Bewegungsgleichung vorkommende Dämpfungsmatrix $\underline{\underline{D}}$ meist über den Ansatz von Rayleigh bestimmt. Die Finite-Elemente Modelle weisen eine sehr hohe Anzahl an Freiheitsgraden auf, für das in Abbildung 3.10 gezeigte Pleuel sind es zirka 70 000 Freiheitsgrade. Die Wahl der Netzfeinheit der Bauteile basiert auf der erforderlichen FE-Netzdichte an der Lagerschalenoberfläche als Bindeglied zum Finite-Differenzen Netz zur Abbildung der Hydrodynamik. Auf diesem Oberflächennetz aufbauend wird die Bauteilstruktur so vernetzt, dass Fehler zufolge mangelnder Elementqualität minimiert sind und auch die Bauteileigenmoden, vor allem auch die lokalen Lagerschaleneigenmoden, ausreichend genau abgebildet werden. Eine direkte Einbindung der finite Elemente Matrizen in das Mehrkörpersystem würde die Anzahl der Systemfreiheitsgrade dramatisch erhöhen und somit die Effizienz des Mehrkörperansatzes vernichten. Der tiefere Sinn der Mehrkörpersimulation ist eine Darstellung des dynamischen Gesamtsystems durch nur wenige Freiheitsgrade, womit eine hohe Rechenzeiteffizienz erzielt wird. Durch zu große Dimensionen der beteiligten Matrizen $\underline{\underline{M}}$, $\underline{\underline{D}}$ und $\underline{\underline{K}}$ würde die Anwendung *ad absurdum* geführt. Um diesem Umstand entgegen zu wirken bietet sich der Einsatz geeigneter Reduktionsmethoden an, um die Dimension der finite Elemente Matrizen sinnvoll zu reduzieren.

In der vorliegenden Arbeit wird das Finite-Elemente-Softwarepaket *Abaqus* von Dassault-Systems verwendet und daher die darin hinterlegten Methoden beschrieben. Abaqus verwendet die weit verbreitete Methode der Synthese von Komponentenmoden (CMS - Component Mode Synthesis) in einer Variation nach Craig-Bampton [14].

Reduktionsmethoden reduzieren durch Verwendung geeigneter Transformationsmatrizen $\underline{\underline{W}}$ die Dimension der Finite-Elemente Matrizen $\underline{\underline{M}}$ und $\underline{\underline{K}}$ auf $\underline{\underline{M}}_{red}$ und $\underline{\underline{K}}_{red}$.

$$\underline{\underline{M}}_{red} = \underline{\underline{W}}^T \underline{\underline{M}} \underline{\underline{W}} \quad (3.18)$$

$$\underline{\underline{K}}_{red} = \underline{\underline{W}}^T \underline{\underline{K}} \underline{\underline{W}} \quad (3.19)$$

Bei der Reduktion der Freiheitsgrade, bzw. Kondensierung, unterscheidet man zwischen den verbleibenden Freiheitsgraden „*Retained DOF*“ und eliminierten Freiheitsgraden „*Internal DOF*“. Die „*Internal DOF*“ werden aus dem Gleichungssystem eliminiert und stehen dem Berechnungsmodell nicht mehr zur Verfügung. Übrig bleiben

nur die „*Retained DOF*“, an denen Randbedingungen oder Lasten aufgebracht werden oder die zur Auswertung von Ergebnissen im System verbleiben müssen. Da beim Kondensieren physikalische Freiheitsgrade eliminiert werden, können die dynamischen Eigenschaften des reduzierten Systems deutlich von jenen des vollständigen Systems abweichen. Entsprechend der gewählten Kondensierungsmethode ergeben sich unterschiedliche Transformationsmatrizen \underline{W} , die auf eine mehr oder weniger akkurate Abbildung des vollständigen Systems führen. Vorteil der CMS Methode gegenüber anderen Methoden ist die Berücksichtigung von „*Component-Mode-Shapes*“ und „*Constraint-Mode-Shapes*“ zum Aufbau der Transformationsmatrix \underline{W} . Dabei berücksichtigen die „*Component-Mode-Shapes*“ die Eigenformen unter Fixierung der „*Retained DOF*“, binden somit die modalen Eigenschaften der Struktur in die Betrachtung mit ein. Zur Berechnung der „*Constraint-Mode-Shapes*“ wird sequenziell jeder „*Retained DOF*“ mit einer Einheitsverschiebung belastet, während alle weiteren „*Retained DOF*“ im Raum fixiert sind; so finden die lokalen Nachgiebigkeiten der Struktur Eingang in die Transformationsmatrix. Das Ergebnis ist eine gute Näherung des dynamischen Verhaltens des reduzierten Systems an jenes des vollständigen Systems. Am Beispiel des Pleuels in Abbildung 3.10 können genau so viele reale Eigenfrequenzen mit dazugehörigen „*Component-Mode-Shapes*“ berechnet werden, wie Freiheitsgrade im Pleuelmodell sind. Eine derartig hohe Anzahl an „*Component-Mode-Shapes*“ ist nicht sinnvoll, somit werden für die Darstellung des dynamischen Verhaltens des kondensierten Pleuels nur wenige „*Component-Mode-Shapes*“ berücksichtigt. Entsprechend dem interessierenden Frequenzbereich ergibt sich die Anzahl an zu berücksichtigenden Moden. Als Faustformel gilt um eine akkurate Abbildung des dynamischen Verhaltens einer Struktur zu erhalten, sind alle Moden in der Transformationsmatrix zu berücksichtigen, die zirka dem 2.5-fachen der höchsten interessierenden Frequenz entsprechen.

Beispiel:

- Eine Struktur hat 11 reale Eigenfrequenzen im Frequenzbereich von 0 bis 2500 Hz.
- Der interessierende Frequenzbereich in einer dynamischen Analyse liegt zwischen 0 und 1000 Hz.
- Entsprechend der Faustformel ist die Kondensierung für den Frequenzbereich von 0 bis $2.5 * 1000 = 2500$ Hz durchzuführen, um die Moden bis 1000 Hz ausreichend genau abbilden zu können.
- Daher müssen alle 11 Eigenfrequenzen und zugehörige Eigenformen berücksichtigt werden.

In Abbildung 3.12 sind jene Knoten dargestellt, die dem Berechnungsmodell auch nach der Kondensierung noch zur Verfügung stehen. Die Lagerschalenknoten die-

nen als Interaktionsknoten mit der hydrodynamischen Druckverteilung, um lokale elastische Deformationen und deren Einfluss auf die Schmierstathöhe zu berücksichtigen; der Knoten im Schwerpunkt (COG - Center of Gravity) dient als einzelner Knoten zur Ansammlung von Masse die ihn umgibt, somit kann eine Dreipunkt-Massenaufteilung des Pleuels realisiert werden, die eine verbesserte Abbildung im dynamischen System gewährleistet; der zentrale Knoten im kleinen Pleuelauge verbindet ebenfalls die ihn umgebenden Knoten zu einem repräsentativen Knoten an dieser Stelle, um die Führungs- und Lastrandbedingungen im Modell aufbringen zu können. Mit der oben beschriebenen Reduktionsmethode schafft man am Beispiel

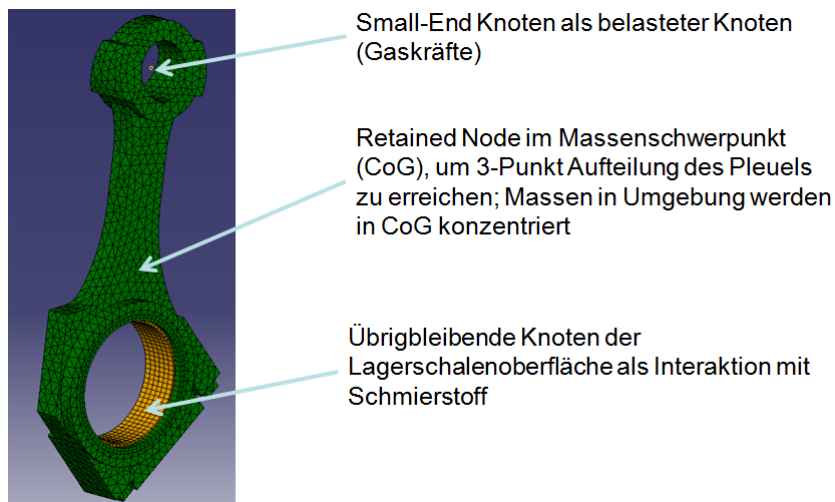


Abbildung 3.12: Darstellung der übrigbleibenden Knoten „Retained Nodes“ am Beispiel des Pleuels eines Großmotors von GE Jenbacher

der Pleuelstange in Abbildung 3.12, ohne grobe Einschränkung der Anwendbarkeit, eine Reduktion von zirka 70 000 auf zirka 1 100 Freiheitsgrade; ein Verhältnis der Größenordnung von **60**.

Mit der nun reduzierten Anzahl an Freiheitsgraden lässt sich die elastische Struktur für die Methode der Elasto-Hydrodynamik verwenden. Abbildung 3.13 zeigt das Berechnungsschema der Elasto-Hydrodynamik EHD. Wie oben beschrieben werden die Lagerschalen-, Lagerbock- und Wellenzapfenstruktur in kondensierter Form dem Berechnungsmodell übergeben. Sowohl der Wellenzapfen, als auch der Lagerbock werden durch allgemeine Bewegungsgleichungen dargestellt. Dabei ergeben sich Steifigkeits- und Massenmatrix \underline{K} und \underline{M} aus dem Aufbau des Mehrkörpersystems und den darin enthaltenen kondensierten Körpern; für den Aufbau der Dämpfungs-

matrix \underline{D} eignet sich für kondensierte Körper der Ansatz nach Rayleigh, dazu kommen noch Einträge von viskosen Dämpferelementen zwischen den einzelnen Massen des Mehrkörpersystems; \underline{x} beschreibt die generalisierten Koordinaten der einzelnen Knoten im Modell, $\dot{\underline{x}}$ und $\ddot{\underline{x}}$ deren Zeitableitungen. Externe Belastungen wie Zündkräfte etc. werden in \underline{f}^{ext} berücksichtigt; \underline{f}^{Lager} stellt die äquivalenten Knotenkräfte des hydrodynamischen Drucks dar. Wie das Bild 3.13 zeigt, interagieren Wellenzapfen und Lagerbockstruktur über die Reynolds-Differentialgleichung zur Darstellung der Schmierstoffeigenschaften iterativ miteinander. Beginnend mit einer initialen Wellenzapfenstellung, -geschwindigkeit und -beschleunigung \underline{x} , $\dot{\underline{x}}$ $\ddot{\underline{x}}$ ergibt sich eine initiale Schmierpalshöhenverteilung $h(x, \bar{z})$ an jedem Knotenpunkt des Finite-Differenzen Gitters des Schmierfilms zur Lösung der Reynolds-Differentialgleichung. Entsprechend dieser Schmierpalshöhenverteilung $h(x, \bar{z})$ ergibt sich aus der Lösung der Reynolds-Differentialgleichung eine hydrodynamische Druckverteilung $p(x, \bar{z})$. Durch Integration der Druckverteilung über die Lagerfläche A und Bildung äquivalenter Knotenkräfte, die auf Wellenzapfen- und Lagerschalenknoten wirken, ergibt sich die rechte Seite der beiden Bewegungsgleichungen, die zu einer neuen Zapfenlage, einer elastischen Deformation des Wellenzapfens und einer elastischen Deformation der Lagerschale unter der Drucklast führen. Dieses Ergebnis resultiert in einer neuen Schmierpalshöhenverteilung $h(x, \bar{z})$ und über die Lösung der Reynolds-Differentialgleichung zu einer neuen hydrodynamischen Druckverteilung $p(x, \bar{z})$. Dieses Iterationsschema zwischen Struktur und Fluid wird für jeden Zeitschritt soweit durchgeführt, bis sich zwischen zwei Iterationsschritten nur noch geringe Differenzen ergeben; kleiner als das Konvergenzkriterium vorgibt. Da das Finite-Differenzen Netz zur Lösung der Reynolds-Differentialgleichung feinmaschiger sein kann als das Finite-Elemente Netz der Lagerstruktur, ist eine Interpolation zwischen Finite-Elemente Knotenpunktverschiebung \underline{x} und Schmierpalshöhenverteilung $h(x, \bar{z})$ am Finite-Differenzen Netz nötig. Jede Interpolation bringt Fehler in das System, somit besagt eine Faustregel, dass zwischen zwei Finite-Elemente Knoten nicht mehr als zwei Finite-Differenzen Knoten liegen dürfen, um keine zu großen Fehler in die Spalshöhenberechnung einzubringen. Zu dem gezeigten Iterationsschema kommt hinzu, dass die dynamische Viskosität des Schmierstoffes η bei Mehrbereichsölen eine Funktion der Temperatur T , des Fluiddrucks p und der Scherrate $\dot{\gamma}$ als linearer Geschwindigkeitsgradient zwischen Welle und Lagerschale ist. In der Theorie der Elasto-Hydrodynamik EHD gilt die Annahme einer konstanten Fluidtemperatur im gesamten Schmierpalt. Der Fluiddruck p und die Scherrate $\dot{\gamma}$ hingegen sind Größen, die über die Lagerschale ein Skalarfeld aufbauen und somit in jedem Finite-Differenzen Knoten eines Zeitschritts unterschiedliche Werte annehmen können. Der Lösungsaufwand der Reynolds-Differentialgleichung steigt damit stark an; während der einzelnen Zeitschritte kann es durch die druckabhängige dynamische Viskosität zu lokal sehr hohen Viskositätswerten kommen, wodurch die Berechnung stark instabil werden kann.

Das in Abbildung 3.13 gezeigte und oben beschriebene Schema wird für jeden Zeit-

schritt so oft durchgeführt, bis Konvergenz erreicht ist. Die in Kapitel 3.2 beschriebene

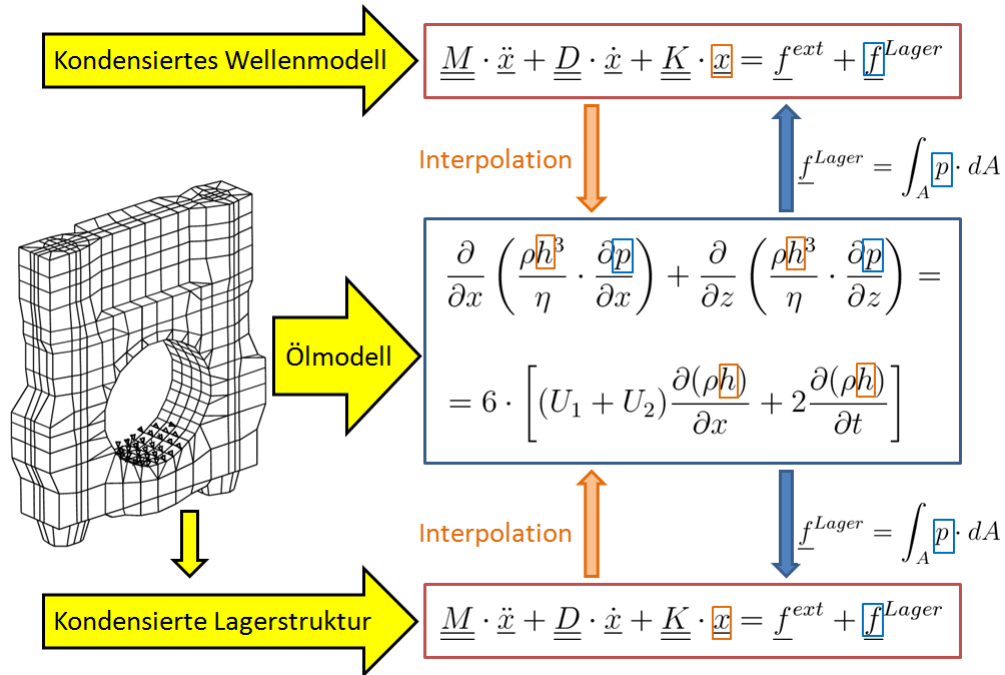


Abbildung 3.13: Berechnungsschema des EHD-Ansatzes [49]

nen Notwendigkeiten zur akkuraten Berechnung der Gleitlagerreibung sind durch die Verwendung der oben beschriebenen Methode sehr gut erfüllt. Gleichung (3.20) zeigt die einzelnen Beiträge zur Gesamtreibung im Gleitlager; Reibkraft zufolge Druckströmung R_{Press} , Scherströmung R_{Shear} und Asperiten-Kontakt R_{Bound} :

$$R_{tot} = R_{Press} + R_{Shear} + R_{Bound} \quad (3.20)$$

$$\begin{aligned} R_{tot} &= \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{h}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial \varphi} \cdot d\varphi \cdot dz \\ &+ \int_{-B/2}^{B/2} \int_{\varphi_3}^{\varphi_4} \left(\eta \cdot \frac{R}{h} \cdot (R \cdot \omega + \dot{e} \cdot \sin\varphi - e \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos\varphi) \right) d\varphi \cdot dz \\ &+ \mu_{Grenz} \cdot p_a \cdot A_a \quad [N] \end{aligned} \quad (3.21)$$

In Gleichung (3.21) beschreibt h die Schmierstreckenhöhe, $\frac{\partial p}{\partial \varphi}$ den Druckgradienten entlang des Schalenwinkels φ , $\varphi_1 \rightarrow \varphi_2$ den Bereich des Druckberges, $\varphi_3 \rightarrow \varphi_4$ den mit Öl gefüllten Bereich, B die Lagerschalenbreite, z die Lagerschalenaxialrichtung, η

die dynamische Viskosität des Öls, R den Lagerschalenradius, e und \dot{e} die Zapfenauslenkung und deren Zeitableitung und $\dot{\gamma}$ die Zeitableitung der Zapfenlage im Lager. e und γ beschreiben die Zapfenlage innerhalb der Lagerschale in Polarkoordinaten. Zur Beschreibung der Reibkraft aus Festkörperkontakten wird der Grenzreibbeiwert μ_{Grenz} , der Festkörperkontaktdruck p_a und die Kontaktfläche A_a in die Gleichung eingebunden.

Daraus erkennt man, dass zur Bestimmung der wirklichen Lagerreibung ein Kontaktmodell zur Berechnung von p_a und A_a nötig ist. Wie in den vereinfachenden Annahmen erwähnt, berücksichtigt die Reynolds-Gleichung keine realen Oberflächen, sondern nur ideal glatte Flächen. Somit muss ein zusätzlicher Ansatz zur Erfassung von Kontaktvorgängen rauer Oberflächen als Funktion der Spalthöhe eingearbeitet werden. Das hier verwendete Kontaktmodell ist jenes von Greenwood und Tripp [22], welches in Abschnitt 3.4 detaillierter beschrieben ist.

3.4 Mehrkörpersimulation mit EHD und Kontaktmodell

Die Diskussionen der folgenden Sektion zur Theorie von Kontaktmodellen sind an die Arbeiten [23], [22] und [48] angelehnt.

Wie bereits in Sektion 3.3 erwähnt, ist die EHD speziell im Fall sehr geringer Schmier-spalthöhen sinnvoll einzusetzen, da hier die elastische Deformation der Lagerstruktur unter Öldruck eine wesentliche Änderung der Schmier-spalthöhe zur Folge hat und somit die Öldruckverteilung wesentlich beeinflusst. Je geringer die Schmier-spalthöhe wird, desto weiter nähert man sich dem Ausklinkpunkt - Übergang in den Mischreibungsbereich. Im Mischreibungsbereich beginnen sich Welle und Schale zu berühren und die externe aufgebrachte Kraft teilt sich nun auf zwei Traganteile des Lagers auf - hydrodynamischer Traganteil und Traganteil durch Festkörperkontakt. Um Festkörperkontakt im Modell berücksichtigen zu können, ist die Implementierung eines geeigneten Kontaktmodells erforderlich, was Thema dieser Sektion ist.

Radialgleitlager arbeiten bei geringen Belastungen und hohen Drehzahlen im rein hydrodynamischen Bereich, hierfür reichen die dargestellten Zusammenhänge aus Kapitel 3.3 zur Beschreibung der Lagereigenschaften aus. Steigt die Last oder sinkt die Wellendrehzahl, verringert sich durch geringer werdende Tragfähigkeit die minimale Schmier-spalthöhe und kommt bei weiter steigender Last in Größenbereiche der Oberflächenrauigkeit, wodurch Metall-Metall Kontakt zwischen einzelnen Asperiten entsteht. Wie in der Stribeck-Kurve dargestellt, siehe Abbildung 3.2, bewegt man sich dabei von rechts nach links; also von reiner Hydrodynamik über den Ausklink-

punkt in die Mischreibung und im höchst belasteten Fall sogar in die Grenzreibung. Eine direkte modelltechnische Darstellung der Topologie zweier rauher Oberflächen und des Kontakts zwischen diesen ist für allgemeine Gleitlagersimulationen nicht sinnvoll, da die Asperitenhöhen eine Größenordnung von $1 \mu m$ haben und in einem Quadratzentimeter Kontaktfläche mehrere Tausend Kontakte abzubilden wären. Modelle in diesem Genauigkeitsbereich würden viel zu groß und der Rechenaufwand unwirtschaftlich.

Somit besteht die Notwendigkeit, vereinfachte Modelle anzuwenden, die mit guter Näherung die realen Kontaktvorgänge abbilden können.

Greenwood und Williamson entwickelten ein statistisches Modell zur Charakterisierung der Kontaktvorgänge an rauhen ebenen Oberflächen [23] [48]. Dabei wurde eine Reihe vereinfachender Annahmen getroffen, welche die Lösung des Kontaktproblems deutlich vereinfachen. Greenwood und Williamson betrachten den Kontaktvorgang einer rauhen elastischen Oberfläche mit einer starren Ebene, siehe Abbildung 3.14. Auch treffen sie die Annahme, dass technische Flächen im Allgemeinen eine zufäl-

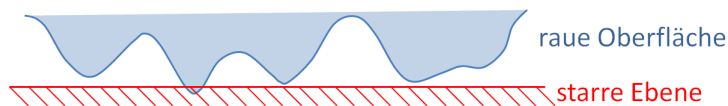


Abbildung 3.14: Kontakt zwischen einer rauhen Oberfläche (blau) und einer starren Ebene (rot)

lige Höhenverteilung der Oberflächenrauigkeiten aufweisen, die durch eine Gaußverteilung gut darstellbar ist. Verschlossene oder durch das Bearbeitungsverfahren geprägte Oberflächenrauigkeitsverteilungen weichen jedoch im Allgemeinen von einer Gaußverteilung ab. Hier gilt die Annahme, dass die im Kontakt stehenden Bereiche der Oberfläche wieder Gauß-verteilte Rauigkeiten aufweisen, da die frei stehenden Bereiche nicht relevant sind. Mit dieser Erklärung legitimieren Greenwood und Williamson ihre pauschale Definition der Gauß-verteilten Rauigkeiten von technischen Oberflächen.

Auch wenn in realen Kontakten stets elastische und gleichzeitig plastische Deformationen der Asperiten passieren, wird im Greenwood-Williamson Modell (GW-Modell) nur rein elastische Deformation der Asperiten angenommen.

Durch die Betrachtung des Kontakts zweier ebener Flächen ergibt sich eine große Kontaktfläche mit vielen einzelnen Asperitenkontakten. Hierfür lässt sich voraussetzen, dass der Kontakt zweier Asperiten keinen Einfluss auf die elastische Deformation von Nachbarasperiten hat; jeder Asperitenkontakt mit dessen elastischer Deformation somit ein Einzelereignis ist. Es resultiert der Vorteil, dass eine lokale Auflösung der Topologie der rauhen Fläche nicht nötig ist, da es für die Kontakte egal ist, an welcher

Stelle der Oberfläche sich die Asperiten befinden. Somit ist nur noch die Höhenverteilung der Asperiten wichtig, welche durch eine Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion $\phi(z)$ darstellbar ist; sie beschreibt die Häufigkeit des Auftretens von Asperiten der Höhe z .

Die oben genannten Annahmen erlauben die Beschreibung der Eigenschaften einer rauhen Oberfläche durch eine Aneinanderreihung gleicher Asperiten mit kugelförmigen Asperitenspitzen mit gleichen Krümmungsradien β_i , jedoch unterschiedlichen Asperitenhöhen, die durch eine Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Asperitenhöhen $\phi(z)$ beschreibbar sind.

Elastische Deformationen des im Kontakt stehenden Asperiten werden somit durch die Hertzsche Abplattung einer starren Ebene mit einer elastischen Kugel beschrieben. Für den Einzelkontakt, siehe Abbildung 3.15, ergeben sich folgende Zusammenhänge.

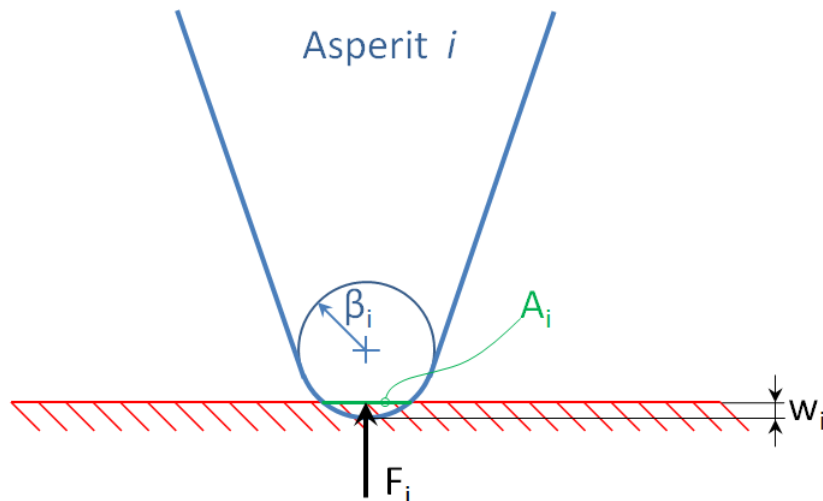


Abbildung 3.15: Einzelkontakt eines elastischen Asperitenm (blau) mit einer starren Ebene (rot)

Entsprechend der Hertz'schen Theorie folgt für den Asperiten i die Einzel-Kontaktfläche A_i und die Einzel-Kontaktkraft F_i in Abhängigkeit der Eindringtiefe w_i , dem Asperitenspitzenradius β_i und dem überlagerten Elastizitätsmodul E' beider im Kontakt stehender Flächen:

$$A_i = \pi \cdot \beta_i \cdot w_i \quad (3.22)$$

$$F_i = \frac{4}{3} \cdot E' \cdot \beta_i^{\frac{1}{2}} \cdot w_i^{\frac{3}{2}} \quad (3.23)$$

Um die Eindringtiefen w_i einzelner Asperiten zu berechnen, ist eine Referenzierung

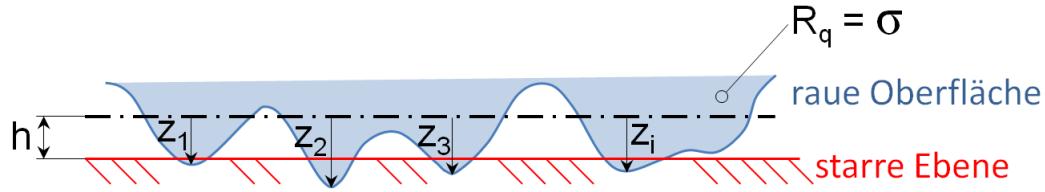


Abbildung 3.16: Kontakt einer rauhen elastischen Fläche (blau) mit einer starren Ebene (rot) an mehreren Asperitenspitzen

der Position der rauhen Fläche und der Ebene nötig. Die Beschreibung der Ebene ist einfach, da diese nur eine Linie im Raum ist. Als Referenzebene der rauhen Fläche wird von Greenwood und Williamson der quadratische Mittelwert der Oberflächenrauigkeit σ , auch als R_q -Wert bekannt, verwendet, siehe Abbildung 3.16 schwarze gestrichelte Linie. Somit ist es möglich, einen Wert für den Abstand der beiden Flächen h zu definieren. Auch die einzelnen Asperitenhöhen z_1, z_2, \dots, z_i lassen sich bezogen auf σ darstellen. Die Eindringtiefe eines Asperiten w_i ergibt sich daher aus der Höhe des Asperiten z_i und dem nominellen Abstand h , siehe Gleichung (3.24).

$$w_i = z_i - h \quad (3.24)$$

Wie erklärt beschreibt die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Asperitenhöhen $\phi(z)$ die Wahrscheinlichkeit des Auftretens eines Asperiten der Höhe z . Somit kann über das Integral

$$\int_h^\infty \phi(z) dz \quad (3.25)$$

die Wahrscheinlichkeit angegeben werden, mit der Asperiten im Höhenbereich z bis ∞ an der rauhen Oberfläche vorhanden sind. Unter Kenntnis der Gesamtanzahl N an Asperiten an der rauhen Oberfläche lässt sich so die Anzahl etablierter Asperitenkontakte mit der Ebene bei der Spalthöhe von h berechnen:

$$n = N \cdot \int_h^\infty \phi(z) dz \quad (3.26)$$

Mit der Kenntnis über die absolute Anzahl an Einzelasperitenkontakten, kann die gesamte reale Kontaktfläche A als Summe aller Einzelkontaktflächen A_i in Gleichung (3.22) berechnet werden:

$$A = A_i \cdot n = N \cdot \int_h^\infty \pi \cdot \beta \cdot w \cdot \phi(z) dz \quad (3.27)$$

Mit der getroffenen Annahme, dass alle Asperitenspitzenradien β gleich sind, und unter Berücksichtigung der Formel für die Eindringtiefe (3.24) lässt sich Gleichung (3.27) wie folgt umschreiben:

$$A = N \cdot \pi \cdot \beta \cdot \int_h^{\infty} (z - h) \cdot \phi(z) dz \quad (3.28)$$

In gleicher Weise ergibt sich die gesamte Kontaktkraft F bei einer Spalthöhe von h aus (3.23):

$$F = \frac{4}{3} \cdot N \cdot E' \cdot \sqrt{\beta} \cdot \int_h^{\infty} (z - h)^{\frac{3}{2}} \cdot \phi(z) dz \quad (3.29)$$

Greenwood und Williamson beschreiben in ihrer Arbeit [23] die oben gezeigten Zusammenhänge mit normierten Größen. So wird die absolute Spalthöhe h auf die Standardabweichung der Asperitenhöhenverteilung σ bezogen; $\frac{h}{\sigma}$. Auch die Anzahl etablierter Asperitenkontakte n wird mit der Asperitendichte η und der scheinbaren Fläche \mathcal{A} beschrieben. η als Asperitendichte beschreibt die Anzahl an Asperiten je Flächeneinheit der rauen Oberfläche.

$$N = \eta \cdot \mathcal{A} \quad (3.30)$$

$$n = \eta \cdot \mathcal{A} \cdot \int_h^{\infty} \phi(z) dz \quad (3.31)$$

Unter Einführung der Normierung auf σ mit $s = \frac{z}{\sigma}$ und $h^* = \frac{h}{\sigma}$ folgt:

$$n = \eta \cdot \mathcal{A} \cdot \int_{\frac{h}{\sigma}}^{\infty} \phi\left(\frac{z}{\sigma}\right) d\frac{z}{\sigma} = \eta \cdot \mathcal{A} \cdot \int_{h^*}^{\infty} \phi^*(s) ds \quad (3.32)$$

In gleicher Weise ergibt sich durch Normierung mit σ für die reale Kontaktfläche A :

$$A = \eta \cdot \mathcal{A} \cdot \pi \cdot \beta \cdot \int_{\frac{h}{\sigma}}^{\infty} (z - h) \frac{\sigma}{\sigma} \cdot \phi\left(\frac{z}{\sigma}\right) d\frac{z}{\sigma} = \eta \cdot \mathcal{A} \cdot \pi \cdot \beta \cdot \sigma \cdot \int_{h^*}^{\infty} (s - h^*) \cdot \phi^*(s) ds \quad (3.33)$$

Und für die gesamte Kontaktkraft F :

$$F = \frac{4}{3} \cdot \eta \cdot \mathcal{A} \cdot E' \cdot \sqrt{\beta} \cdot \sigma^{\frac{3}{2}} \int_{h^*}^{\infty} (s - h^*)^{\frac{3}{2}} \cdot \phi^*(s) ds \quad (3.34)$$

Zur Abkürzung definieren Greenwood und Tripp eine allgemeine Funktion F_n für die vorkommenden ähnlichen Integrale mit dem variablen Exponenten n .

$$F_n(h^*) = \int_{h^*}^{\infty} (s - h^*)^n \cdot \phi^*(s) ds \quad (3.35)$$

Wie in den einleitenden Beschreibungen des Modells erwähnt, beschreiben Greenwood und Williamson die Asperitenhöhenverteilung ϕ^* technischer Flächen mit einer Gaußverteilung; sie verwenden hierfür die nicht normierte Form:

$$\phi^*(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-0.5 \cdot s^2} \quad (3.36)$$

Damit ergibt sich für die Funktion $F_n(h^*)$:

$$F_n(h^*) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{h^*}^{\infty} (s - h^*)^n \cdot e^{-0.5 \cdot s^2} ds \quad (3.37)$$

Dieses Integral muss für jeden Kontaktvorgang gelöst werden.

Unter Einbindung der Integralabkürzung in die Gleichungen für Asperitenkontakanzahl n , Gleichung (3.32), reale Kontaktfläche A , Gleichung (3.33) und Gesamtkraft F , Gleichung (3.34) resultieren folgende Gleichungen:

$$n = \eta \cdot \mathcal{A} \cdot F_0(h^*) \quad (3.38)$$

$$A = \pi \cdot \eta \cdot \mathcal{A} \cdot \beta \cdot \sigma \cdot F_1(h^*) \quad (3.39)$$

$$F = \frac{4}{3} \cdot \eta \cdot \mathcal{A} \cdot E' \cdot \sqrt{\beta} \cdot \sigma^{\frac{3}{2}} F_{\frac{3}{2}}(h^*) \quad (3.40)$$

Die Ausführungen von Greenwood und Williamson zeigen, dass unter Vernachlässigung der plastischen Deformation von Asperiten das Kontaktverhalten rauher Oberflächen durch den Materialparameter E' und zwei Topologie-Parameter, den Asperiten-spitzenkrümmungsradius β und den quadratischen Mittelwert der Asperitenhöhen σ beschreibbar ist.

Greenwood und Tripp [22] beschäftigten sich im Anschluss an die Vorarbeiten von Greenwood und Williamson [23] mit der Frage, ob die Darstellung des Kontakts zweier rauher Oberflächen, Abbildung 3.17 links, durch den Kontakt einer rauhen Fläche mit einer starren Ebene, Abbildung 3.17 rechts, allgemein gültig ist. In technischen Anwendungen, wie zum Beispiel bei Radialgleitlagern, etablieren sich durch die makroskopischen Geometrien der Bauteile eher kleine Kontaktflächen. Das ist eine Abweichung der Annahme von Greenwood und Williamson, dass die beiden

Kontaktpartner als Ebenen großflächig aneinander geraten und somit die einzelnen Asperitenkontakte von anderen unabhängig sind, die Lage einzelner Asperiten zueinander somit vernachlässigbar ist. Trotzdem stellt sich heraus, dass eine Beschreibung des Kontaktproblems als raue Fläche im Kontakt mit einer Ebene ist somit durchführbar. Reduziert sich die Kontaktfläche bleibt zu untersuchen, ob die Näherungen von Greenwood und Williamson gültig bleiben. Greenwood und Tripp gehen von der

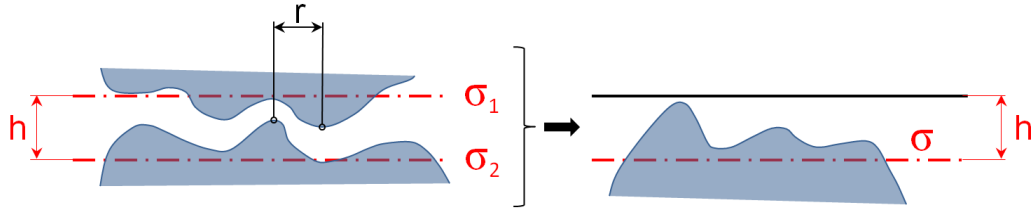


Abbildung 3.17: Transformation eines allgemeinen Kontaktproblems zweier rauer Flächen (links) auf ein vereinfachtes repräsentatives Kontaktproblem einer rauen Fläche mit einer Ebene (rechts) [22].

Darstellung in Abbildung 3.17 links aus. Für jede der rauen Flächen lässt sich der quadratische Mittelwert σ_1 und σ_2 berechnen, wodurch sich die Spalthöhe h definieren lässt. Zudem sind die einzelnen Asperitenhöhen nicht aufeinander ausgerichtet, haben somit einen Spitzenabstand r . Kontakt zwischen zwei Asperiten findet hier im Allgemeinen dezentral statt, da sich die Eindringtiefe, siehe Abbildung 3.18, nicht mehr nur aus der Subtraktion der Asperitenhöhen von der Spalthöhe ergibt, sondern um den Spitzenabstand entsprechend der Asperitenkontur zu korrigieren ist. Dadurch ist es möglich, dass trotz $z_1 + z_2 > h$ kein Asperitenkontakt stattfindet. Die Eindringtiefe w ergibt sich somit durch:

$$w = z_1 + z_2 - h - g(r) \quad (3.41)$$

Die Formfunktion des Asperiten $g(r)$ regelt hier den Berührungspunkt bei dezentralem Kontakt. Hertzsche Abplattung, Kontaktfläche und Kontaktkraft werden somit mit der neuen Eindringtiefe aus Gleichung (3.41) berechnet. Eine Darstellung des Kontaktproblems durch nur eine repräsentative raue Fläche im Kontakt mit einer Ebene eliminiert diese geometrische Information und vereinfacht das Modell. Die Eindringtiefe w lässt sich somit wieder in der einfachen Form $w = z - h$ berechnen. Greenwood und Tripp addieren für die Transformation die Rauigkeitsprofile beider Flächen, daraus resultiert eine repräsentative raue Fläche für den Kontakt mit einer Ebene.

In ihren Ausführungen kommen Greenwood und Tripp zum Schluss, dass jeder Kontakt zweier rauer Oberflächen durch einen Kontakt einer repräsentativen rauen

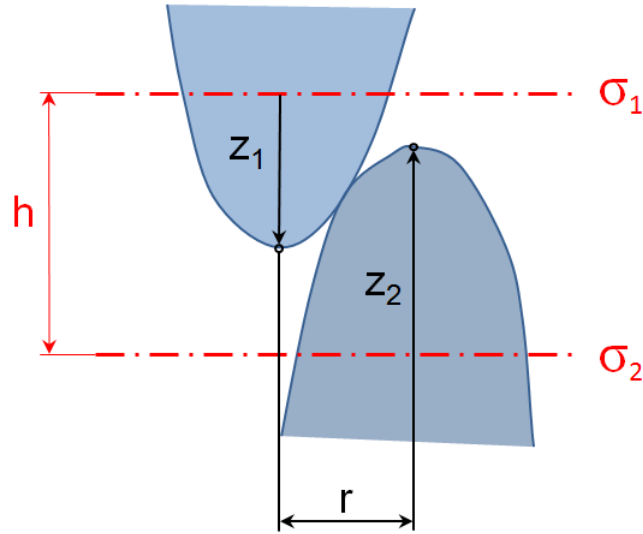


Abbildung 3.18: Einfluss der relativen Lage (r) einzelner Asperiten auf die Bestimmung der Eindringtiefe

Fläche mit einer Ebene dargestellt werden kann. Die Ergebnisse der beiden untersuchten Modellansätze unterscheiden sich dabei im vernachlässigbar kleinen Rahmen.

Für reine elastische Deformation der Asperiten geben Greenwood und Tripp im Fall des Kontakts zweier rauer Flächen folgende Gleichungen für die Kontaktpressung p in der Kontaktzone an:

$$p_a(h) = K \cdot E' \cdot F_{\frac{5}{2}}\left(\frac{h}{\sigma}\right) \quad (3.42)$$

K beschreibt die Oberflächentopologie, trifft jedoch keine Aussagen zur Asperitenhöhenverteilung.

$$K = \frac{16\sqrt{2}\pi}{15} \cdot (\eta \cdot \beta \cdot \sigma)^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \quad (3.43)$$

E' beschreibt den zusammengesetzten E-Modul der Materialien beider Kontaktpartner.

$$E' = \frac{1}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \quad (3.44)$$

$F_{\frac{5}{2}}\left(\frac{h}{\sigma}\right)$ beschreibt die Anzahl im Kontakt stehender Asperiten in Abhängigkeit der Spalthöhe h . Diese Funktion gibt durch die Asperitenhöhen-Verteilungsfunktion $\phi^*(s)$, hier normiert auf die Standardabweichung der Asperitenhöhen σ , Auskunft über die

Asperitenhöhenverteilung der rauen Oberfläche.

$$F_{\frac{5}{2}}\left(\frac{h}{\sigma}\right) = F_{\frac{5}{2}}(h^*) = \int_{h^*}^{\infty} (s - h^*)^{\frac{5}{2}} \cdot \phi^*(s) ds \quad (3.45)$$

Durch die Annahme einer Gauß-verteilten Oberflächenrauigkeit kann die normierte Verteilungsfunktion $\phi^*(s)$ durch die Formel für die Gaußverteilung ersetzt werden.

$$\phi^*(s) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-0.5 \cdot s^2} \quad (3.46)$$

Daraus ergibt sich für das Integral:

$$F_{\frac{5}{2}}(h^*) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{h^*}^{\infty} (s - h^*)^{\frac{5}{2}} \cdot e^{-0.5 \cdot s^2} ds \quad (3.47)$$

Für die Berechnung der resultierenden Kontaktpressung ist die wiederholte Lösung des Integrals (3.47) nötig. Hu et al. [28] entwickelten einen Polynomansatz zur einfachen analytischen Darstellung des Integrals. Somit lässt sich Gleichung (3.47) wie folgt in einfacher Form darstellen [37].

$$F_{\frac{5}{2}}(h^*) = \begin{cases} 4.4086 \cdot 10^{-5} (4 - h^*)^{6.804}, & \text{for } h^* \leq 4 \\ 0, & \text{for } h^* = 4 \end{cases} \quad (3.48)$$

Die Zahlenwerte $4.4086 \cdot 10^{-5}$, 6.804 und 4 resultieren aus einem Polynom-Fit für einen typischen Kolbenring-Zylinderbüchsen Kontakt, sind jedoch auch uneingeschränkt auf Radialgleitlager anwendbar.

Die Funktion in Gleichung (3.48) regelt über die Standardabweichung σ den Beginn des Metall-Metall Kontakts, wenn die bezogene Spalthöhe h^* den Wert 4 unterschreitet. Die Standardabweichung der Asperitenhöhen σ beschreibt die Abweichung vom Mittelwert des Rauigkeitsprofils. Beispielsweise besitzen polierte Flächen mit Asperiten ungefähr gleicher Höhe eine geringe Standardabweichung σ , wohingegen sehr zerklüftete von der Fertigung aufgeraute Fläche eine hohe Standardabweichung aufweisen. Bei großen Werten für σ beginnt der Metall-Metall Kontakt bereits bei größeren Spalthöhen h als bei geringer Standardabweichung.

Wie in den Gleichungen (3.42) dargestellt, ist der entstehende Festkörperkontakt- druck von der Funktion K , dem Material (E-Modul) und der Formfunktion $F_{\frac{5}{2}}$ abhängig. Abbildung 3.19 zeigt den entstehenden Festkörperkontaktdruck p_a in Abhängigkeit der Spalthöhe h . Die blaue Linie stellt den Verlauf eines mit Parametern von herkömmlichen Radialgleitlagern bedateten Modells dar; es bildet somit die Referenz. Die grüne Linie zeigt den Verlauf, wenn K mit 0.5 multipliziert wird, also nur

halb so groß ist wie bei der Referenz. Die rote Kurve resultiert aus der Halbierung der Standardabweichung σ . Man erkennt die Einflüsse der einzelnen Parameter. Eine Halbierung des topologieabhängigen Vorfaktors K führt zu einer Halbierung des entstehenden Festkörperkontaktendrucks, der Start des Metall-Metall Kontakts bleibt dabei unverändert. Halbiert sich die Standardabweichung σ , nimmt dies sowohl auf die Formfunktion, als auch auf K Einfluss. Das Resultat durch kleineres σ ist deutlich reduzierter Festkörperkontaktendruck und dem überlagert ein späterer Start des Metall-Metall Kontakts, da die Asperitenhöhen weniger stark von deren Mittelwert abweichen, die Fläche somit „glatter“ ist. In Abbildung 3.20 sieht man eine Gegen-

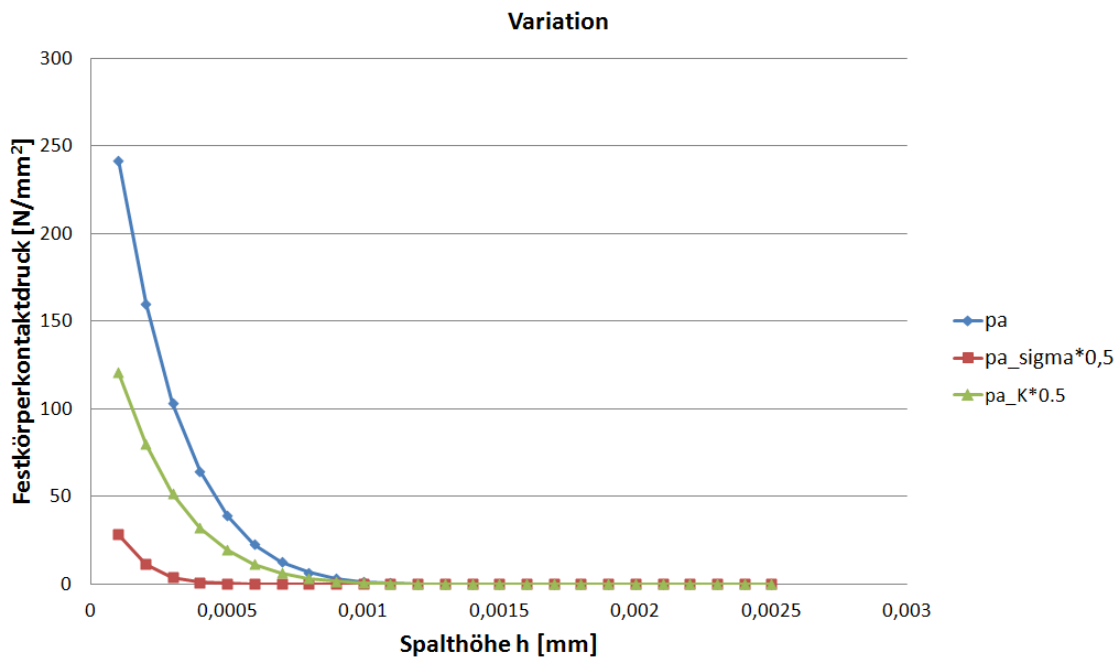


Abbildung 3.19: Festkörperkontaktendruck p_a in Abhängigkeit der Schmierpalhöhe h ; Parametervariationen: Blau: Referenz; Rot: $0.5 \cdot K$; Grün: $0.5 \cdot \sigma$

überstellung des Festkörperkontaktendruckverlaufs nach sequenzieller Halbierung aller Einzelparameter. Bei den einzelnen dargestellten Untersuchungen wurde jeweils ausgehend vom Originaldatensatz jeweils nur ein Parameter verändert, alle weiteren blieben unverändert. Die blaue Linie zeigt wieder die Referenz mit den Originalparametern. Eine Halbierung der Asperitenspitzenradien β führt auf eine deutliche Absenkung des Festkörperkontaktendrucks bei gleichbleibendem Kontaktbeginn, siehe rote Linie. Gleiches gilt für eine Halbierung der Asperitendichte η - Reduktion der absoluten Anzahl an Asperiten je Flächeneinheit - hierbei wird das Pressungsniveau auch deutlich abgesenkt, siehe grüne Linie. Den größten Einfluss sieht man in der

violetten Linie, hier wurde die Standardabweichung σ halbiert. Aus den vorangegangenen Überlegungen weiß man, dass σ sowohl auf den Anstieg des Festkörperkontakts, als auch auf den Kontaktbeginn Einfluss hat. Somit ergibt eine Reduktion von σ einerseits eine Absenkung des Pressungsniveaus, als auch ein späteres Eintreten des Kontakts. Durch den späteren Kontaktbeginn ist der Kontakt auch bei vergleichsweise geringer Spalthöhe noch nicht so stark ausgeprägt, was den großen Unterschied zum Originalmodell erklärt. Den doppelten Einfluss des Parameters σ

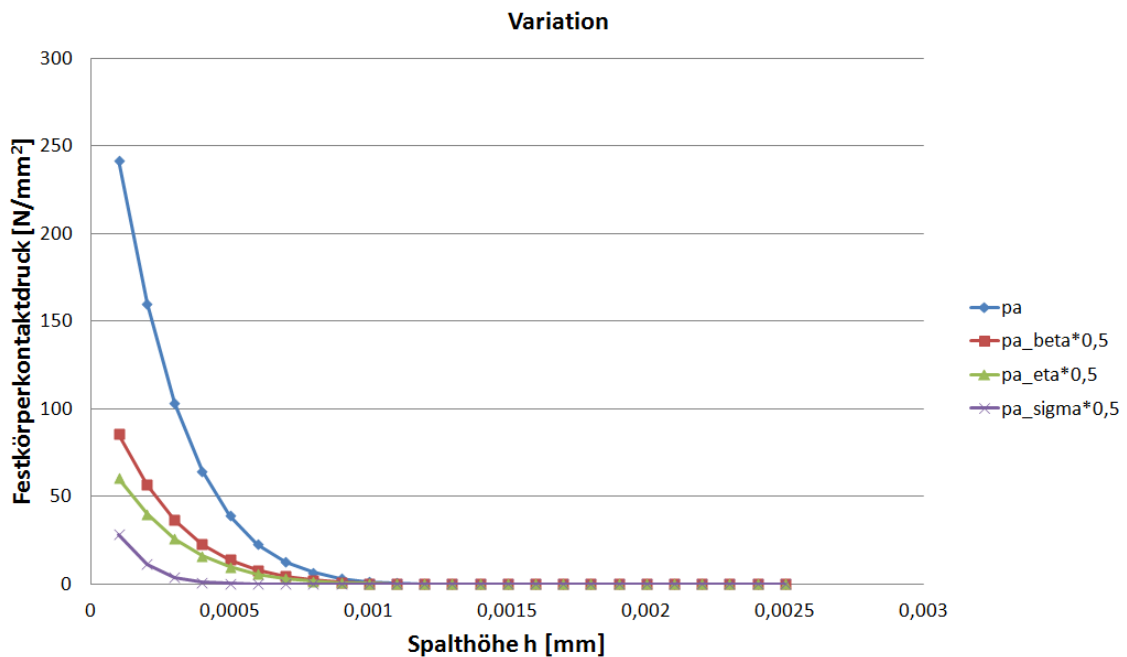


Abbildung 3.20: Festkörperkontaktdruck p_a in Abhängigkeit der Schmier-spalthöhe h ; Parametervariationen durch sequentielle Halbierung aller Parameterwerte: Blau: Referenz; Rot: $0.5 \cdot \beta$; Grün: $0.5 \cdot \eta$; Violett: $0.5 \cdot \sigma$

auf Kontaktdruck und Kontaktbeginn sieht man sehr gut in Abbildung 3.21.

3.5 Verschleißberechnung

Die folgende Diskussion zur Theorie der Verschleißberechnung in Gleitlagern ist an [48] angelehnt.

Wie in der vorangegangenen Sektion 3.4 beschrieben, ermöglicht die Verwendung eines Kontaktmodells die Berechnung der lokalen Festkörperkontaktdruckverteilung zwischen Lagerschalen- und Wellenzapfenoberfläche, bzw. Rauigkeitsspitzen. Betrachtet man fabriksneue Lagerschalen, weisen diese im Allgemeinen einen rechteckigen

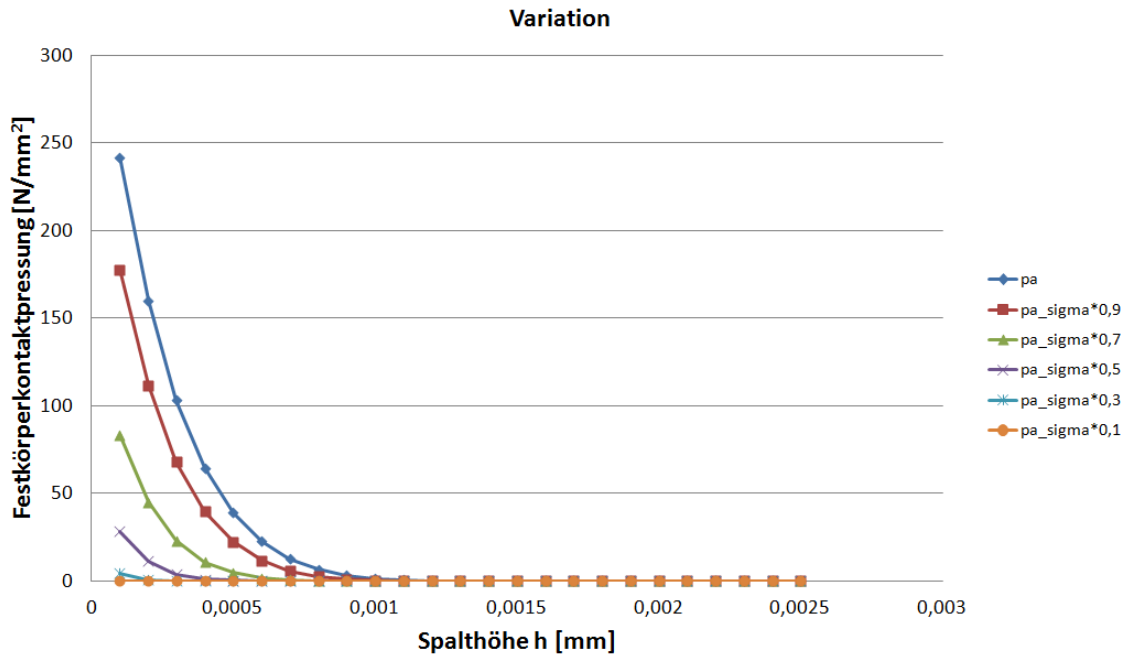


Abbildung 3.21: Festkörperkontaktspannung p_a in Abhängigkeit der Schmierfilmdicke h ; Blau: Originalbedatund Kontaktmodell 100% σ ; Rot: 90% σ ; Grün: 70% σ ; Violett: 50% σ ; Blau: 30% σ ; Orange: 10% σ

Schalenquerschnitt mit teils rechtwinkligen Kanten auf, besitzen quasi ideale Form. Nach initialer Belastung eingelaufene, oder im Langzeitversuch getestete Lagerschalen weisen jedoch eindeutig erkennbare Verschleißkonturen auf, an deren Stelle durch Metall-Metall Kontakt das Material abgetragen wurde. Bei fabriksneuen Lagerschalen ist ein Einlaufvorgang durchzuführen, während dessen sich die Lagerschalenkontur durch leichten Verschleiß relativ schnell in Richtung Betriebsform verändert. Im Anschluss an den Einlaufvorgang gibt es in vielen Anwendungen einen stetigen, jedoch langsam voranschreitenden Verschleiß, wo durch bestimmte Betriebsbedingungen kontinuierlich mit sehr kleiner Verschleißrate Material abgetragen wird. Dieser Langzeitverschleiß bildet in vielen Fällen nicht die Lebensdauergrenze des Lagers. Bei höher belasteten Lagern hingegen kann die Verschleißrate nach dem Einlauf weiter hoch bleiben, was in vielen Fällen zum Versagen führen kann.

Zur korrekten Berechnung des Festkörperkontaktspannung im Lager, bzw. zur Prüfung ob überhaupt Festkörperkontakt vorhanden ist, sind reale Verschleißkonturen der Lagerschalen und des Wellenzapfens zu berücksichtigen. Aus Messungen bekannte Verschleißprofile stehen nicht immer zur Verfügung, speziell dann, wenn in der frühen Vorentwicklung neue Lagerdimensionen und Belastungsprofile zu untersuchen sind. Daher ist eine modellhafte Erfassung der Verschleißmechanismen nötig, welche in der

Lage ist, auf Basis des Festkörperkontaktendrucks die Verschleißrate zu berechnen und zwischen einzelnen Iterationen das Material entsprechend abzutragen.

Popov [48] gibt an, dass der entstehende Verschleiß zweier kontaktierender Körper eine Funktion von Materialpaarung, Oberflächenbeschichtung, Oberflächendesign und natürlich der Schmierung sei. Zudem verursacht Reibung nicht notwendigerweise Verschleiß, es gibt auch verschleißfreie Reibung; im Allgemeinen sind bei technischen Anwendungen jedoch beide Phänomene gleichzeitig zu beobachten [48]. Beispielsweise kann ein Körper, der auf eine benachbarte Oberfläche gepresst wird, auch ohne Relativbewegung und somit Reibung den weicheren Gegenkörper verschleifen. Durch steigende Belastung der aneinandergesetzten Asperitenspitzen, überschreiten die lokalen Spannungen die Plastizitätsgrenze und führen zum Verschweißen der Asperitenspitzen. Bei Entlastung der Verbindung brechen die Schweißstellen auf, wobei die Bruchlinie im Allgemeinen im weicheren Material verläuft, daher Material aus dem Körper entfernt wird; das heißt Verschleiß ohne Reibung. Umgekehrt erzeugt rein elastische Deformation aneinander abgleitender Asperiten keinen Verschleiß, jedoch Reibung; verschleißfreie Reibung. Natürlich lässt sich das Phänomen Reibung nicht zur Gänze vom Phänomen Verschleiß trennen, da auftretender Verschleiß auch Reibung im System verursachen kann; somit ist ein gemeinsames Auftreten der beiden Mechanismen auch möglich und auch üblich.

Popov [48] unterteilt die verschiedenen Hauptgruppen von Verschleißmechanismen nach ihren physikalischen Eigenschaften:

- **Abrassiver Verschleiß:** Passiert im Kontakt zweier Materialien stark unterschiedlicher Oberflächenhärte.
- **Adhäsiver Verschleiß:** Ist ein Phänomen im Kontakt zweier Materialien gleicher oder ähnlicher Oberflächenhärte.
- **Korrosiver Verschleiß:** Chemische Modifikation der Oberflächen durch äußere Einflüsse mit Abtrag von Material.
- **Ermüdung:** In Abhängigkeit der Materialeigenschaften lässt eine Vielzahl an Belastungszyklen das Material ermüden, wodurch Risse entstehen, die zum Versagen führen. Bei Roll- oder Gleitkontakt ergibt sich die maximale Spannung im Kontakt nicht direkt an der Oberfläche, sondern knapp unterhalb dieser. Es bildet sich eine Spannungslinse unterhalb der Oberfläche, von wo aus das Material zu brechen beginnt bis Stücke aus der Oberfläche ausbrechen.

Obwohl ein Gleitlager im Allgemeinen allen vier genannten Verschleißmechanismen ausgesetzt ist, konzentriert sich die Arbeit in weiterer Folge auf abrasiven und adhäsiven Verschleiß.

Abrassiver und adhäsiver Verschleiß entsteht auf Grund zweier unterschiedlicher Mechanismen; diese lassen sich jedoch mit demselben Modellansatz darstellen, siehe Gleichung (3.49):

$$V = k \cdot \frac{W}{H^*} \quad (3.49)$$

Das entstehende Verschleißvolumen V ergibt sich durch das Produkt von k , einem Verschleißfaktor, mit dem Quotienten der Verschleißarbeit W und der Oberflächenhärte H^* .

Als Ersatzmodell für den abrasiven Verschleiß dient die Vorstellung eines harten kegelförmigen Partikels, das in ein weiches Gegenmaterial eine Furche schneidet. Das Verschleißvolumen V_{Abr} ergibt sich dabei zu

$$V_{Abr} = k_{Abr} \cdot \frac{F_N}{H^*} \cdot x \quad (3.50)$$

mit F_N als Oberflächennormalkraft und x als Verschleißweg. k_{Abr} ist ein Korrekturfaktor, der die Oberflächengeometrie- und Topologieeigenschaften der beiden Körper berücksichtigt. Da in der Gleichung (3.50) nur die externe Belastung, die Härte und eine Bewegungsgröße stehen, sind Informationen über die Oberflächenbeschaffenheit durch den Verschleißfaktor k_{Abr} zu berücksichtigen. Raue, wellige Oberflächen besitzen einen größeren k_{Abr} -Faktor als polierte Flächen.

Materialabtrag in Gleitlagern ist eher eine Mischform von abrasivem und adhäsivem Verschleiß. Harte Oberflächenbeschichtungen (DLC, etc.) oder Partikel (Russ, etc.) verursachen abrasiven Verschleiß, wohingegen im Kontakt zwischen Wellen- und Schalenmaterial, die ähnliche Oberflächenhärten aufweisen, eher adhäsiver Verschleiß dominiert.

Der Mechanismus des adhäsiven Verschleißes lässt sich wie folgt beschreiben. Entsprechend der externen Last und der Oberflächenrauigkeitsverteilung ergibt sich für jeden im Kontakt stehenden Asperiten eine lokale Pressung. Überschreitet diese Pressung die Plastizitätsgrenze, beginnen die Asperiten zu verschweißen, siehe Abbildung 3.22. Da die Schweißstelle härter ist als die benachbarten Materialien, bricht die Verbindung bei fortschreitender Relativbewegung von Zapfen und Schale knapp unterhalb der Schweißstelle im weicheren Material. So wird Material vom weicheeren Körper, meist von der Lagerschale, abgetragen. Übermäßiges, großflächiges Verschweißen von Asperiten unter sehr hohen externen Lasten führt zum Fressen der Kontaktpartner und somit zum Versagen des Gleitlagers. Adhäsiver Verschleiß lässt sich wie bereits erwähnt durch das Verschleißgesetz gemäß Gleichung (3.49) beschreiben. Adhäsiver Verschleiß ist eine Funktion der Anzahl an Mikroverschweißungen; je mehr Verschweißungen, desto höher die Verschleißrate. Der Faktor k_{Adh} ist in diesem

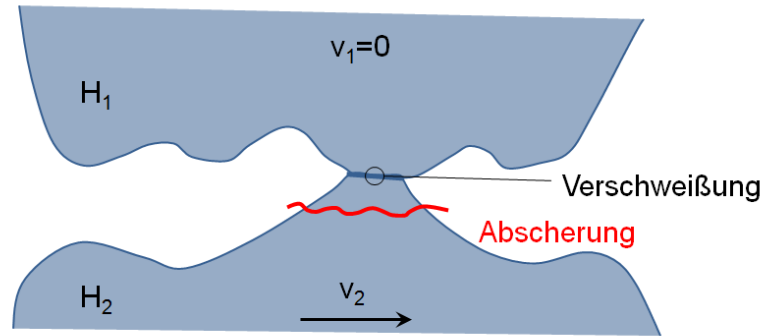


Abbildung 3.22: Abscheren durch Festkörperkontakt verschweißter Asperiten. Fläche H_1 (oben) steht still $v_1 = 0$; Fläche H_2 (unten) bewegt sich mit v_2 relativ gegenüber Fläche 1. Die Relativbewegung führt zur Abscherung des weicheren Materials und dadurch zum Verschleiß.

Modell als Verschleißwahrscheinlichkeitsfaktor zu interpretieren, da nicht notwendigerweise jeder etablierte Kontakt verschweißet, beziehungsweise ein Verschleißteilchen verursacht. Der Faktor macht somit hier keine Aussage über die Oberflächentopologie, sondern nur über die Wahrscheinlichkeit eines verschweißten Kontakts. Die Oberflächentopologie steckt durch die externe Kraft F_N angedeutet bereits indirekt in der Gleichung (3.51). Dies beschreibt das *Holm-Archard Modell* für adhäsiven Verschleiß.

$$V_{Adh} = k_{Adh} \cdot \frac{F_N}{H^*} \cdot x \quad (3.51)$$

Popov [48] gibt für nicht geschmierte Kontakte einen Wert von $k_{Adh} \approx 10^{-3}$ an. Die Werte können jedoch in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen stark variieren, da Oberflächenreinheit und Partikelanlagerungen einen starken Einfluss haben. Ist zwischen den Kontaktpartnern ein geeigneter Schmierfilm vorhanden, kann der Faktor bis auf $k_{Adh} \approx 10^{-7}$ abfallen.

Aus der Gleichung (3.51) lässt sich die Gleichung für die Verschleißhöhe in einem bestimmten Betrachtungszeitraum T_{Acc} entwickeln; T_{Acc} wird in diesem Zusammenhang auch Akkumulationszeit genannt. $p_a = \frac{F_N}{A}$ beschreibt den Festkörperkontakt-
druck p_a zwischen allen Asperitenspitzen als Summennormalkraft F_N bezogen auf die Summenasperitenkontaktfläche A . Eingesetzt in die Gleichung (3.51) ergibt das [5]:

$$V_{Adh} = A \cdot \bar{h} = k_{Adh} \cdot \frac{p_a \cdot A}{H^*} \cdot x \quad (3.52)$$

Das Verschleißvolumen in Gleichung (3.52) wird als Produkt von realer Kontaktfläche und Verschleißtiefe \bar{h} dargestellt. Nach Elimination von A auf beiden Seiten der

Gleichung, folgt:

$$\bar{h} = k_{Adh} \cdot \frac{p_a}{H^*} \cdot x \quad (3.53)$$

Zeitliche Ableitung des Verschleißwegs mit der Zeit führt auf die Verschleißgeschwindigkeit u , die mit der Winkelgeschwindigkeitsdifferenz von Lagerschale und Wellenzapfen übereinstimmt.

$$u = \frac{dx}{dt} \quad (3.54)$$

Über einen Verschleißzyklus, ausgedrückt durch die Akkumulationszeit T_{Acc} , ergibt sich das infinitesimale Weginkrement zu:

$$\int_t^{t+T_{Acc}} dx = \int_t^{t+T_{Acc}} u dt \quad (3.55)$$

$$x(t + T_{Acc}) - x(t) = \int_t^{t+T_{Acc}} u dt \quad \text{mit} \quad x(t) = 0 \quad \text{folgt} \quad (3.56)$$

$$x = \int_t^{t+T_{Acc}} u dt \quad (3.57)$$

Setzt man Gleichung (3.57) in Gleichung (3.53) ein, folgt:

$$\bar{h} = k_{Adh} \cdot \frac{1}{H^*} \cdot \int_t^{t+T_{Acc}} p_a \cdot u dt \quad (3.58)$$

Definiert man die über einen Zyklus gemittelte Verschleißarbeit mit $\bar{W} = \frac{1}{T_{Acc}} \cdot \int_t^{t+T_{Acc}} p_a \cdot u dt$ ergibt sich die Verschleißhöhe \bar{h} wie in Gleichung (3.59) zu sehen [5]:

$$\bar{h} = k_{Adh} \cdot \frac{1}{H^*} \cdot \bar{W} \cdot T_{Acc} \quad (3.59)$$

Aus Gleichung (3.59) ist zu lesen, dass harte Materialien weniger stark verschleifen. Umgekehrt resultiert aus einer hohen mittleren Belastung bei hoher mittlerer Relativgeschwindigkeit, zusammengefasst zur Verschleißarbeit \bar{W} , eine große Verschleißtiefe. Unabhängig von Belastung und Härte repräsentiert die Akkumulationszeit einen stetigen Verschleiß über die gesamte Betriebsdauer, wenn Festkörperkontakt auftritt.

In der Gesamtsimulation eines Radialgleitlagers mit Elasto-Hydrodynamik und Kontaktmodell ist die Verschleißberechnung ein Postprocessing-Schritt. Wie in Sektion

3.4 beschrieben lässt sich für jeden Knoten im Hydrodynamiknetz die resultierende Schmier-spalthöhe berechnen. Entsprechend Gleichung (3.48) beginnt Festkörperkontakt ab einer minimalen Spalthöhe h von $h^* < 4$; $h = 4 \cdot \sigma$. Unterschreitet die berechnete Spalthöhe den kritischen Wert, wird für den betroffenen Knoten ein Festkörperkontaktdruck berechnet. Nach einem Zyklus, z.B. 720 Grad Kurbelwinkel, wird für jeden Knoten ein mittlerer Kontaktpressungswert berechnet, der für die Verschleißtiefenberechnung entsprechend Gleichung 3.59 verwendet wird. Durch Vorgabe einer Akkumulationszeit kann somit für jeden Knoten des Netzes eine entsprechende Verschleißtiefe berechnet werden. Es ist jedoch darauf zu achten, dass die Akkumulationszeit nicht zu groß gewählt wird, da sonst an einzelnen Knoten überproportional viel Material abgetragen wird, wodurch Krater entstehen können, die das Berechnungsergebnis des Folgeschrittes verfälschen und auch instabil machen können. Zur Berechnung des Einlaufverschleißes eines neuen Gleitlagers ist eine Vielzahl an Iterationen nötig. Hierin wird erst die Festkörperkontaktdruckverteilung berechnet, anschließend werden die Verschleißtiefen der einzelnen Knoten, das Lagerschalenoberflächenprofil entsprechend angepasst und der Nachfolgesimulation zur Berechnung der Festkörperkontaktdruckverteilung zur Verfügung gestellt.

3.6 Gleitlagerberechnung mit FEM

Die folgende Sektion zeigt die Anwendung eines in der kommerziellen Finite-Elemente Software Abaqus realisierten, selbst programmierten Hydrodynamik-Joints zur Abbildung der Eigenschaften eines Radialgleitlagers.

Die Finite-Elemente Software ermöglicht die Einbindung eigenständiger Fortran-Codes, die während der Laufzeit kontinuierlich durchlaufen werden. Die hier verwendete Schnittstelle ist die *User Subroutine DLOAD*. Sie übergibt in Abhängigkeit externer Modell-Parameter, wie Knotenverschiebungen, lokale Druckwerte auf die Oberfläche vernetzter Bauteile. Im diskutierten Fall berechnet die *User Subroutine DLOAD* für jedes Rechen-Inkrement auf Basis der Zapfenposition eine resultierende Druckverteilung an der Zapfenoberfläche, die den betrachteten Bauteil zu jedem Zeitpunkt im Gleichgewicht hält. Innerhalb der *User Subroutine DLOAD* wird für jeden Iterationsschritt die Reynolds-Differentialgleichung mit dem Verfahren der finiten Differenzen gelöst. Eingangsgrößen sind die Zapfenmittelpunktverschiebung und deren Zeitableitung, sie repräsentieren die aktuelle Lage des Zapfens relativ zur Lagerschalenoberfläche und die Verdrängungsgeschwindigkeit und bestimmen somit die resultierende hydrodynamische Druckverteilung im Gleitlager. Dem FE-Oberflächennetz des Wellenzapfens wird dafür ein finite Differenzen (FD) Netz mit koinzidenten Knoten überlagert, an welchen die Lösungen berechnet werden. Zur Übertragung auf die FE-Oberfläche werden die berechneten FD-Druckwerte elementweise auf die Element-Integrationspunkte entsprechend der Definition der Drucklast

interpoliert. Die Finite-Elemente Software dient zur Lösung der allgemeinen Bewegungsgleichung elastischer Körper, die iterative Lösung der Reynolds-Differentialgleichung ermittelt dafür für jedes Inkrement die externen Lasten; „rechte Seite der Bewegungsgleichung“.

Praktisch anwendbar ist der *Hydrodynamik Joint* zur Eigenfrequenzberechnung gleitgelagerter Srtukturen, wie hier am Beispiel eines Rotors. Abbildung 3.23 zeigt den für die folgenden Untersuchungen verwendeten Rotor; er rotiert um die globale z-Achse. Ziel war hier den Einfluss der Lagerungsrandbedingungen auf die Eigenfrequenzen des Rotors darzustellen und anhand dieser Aussagen über die Eignung von Näherungen zu treffen.

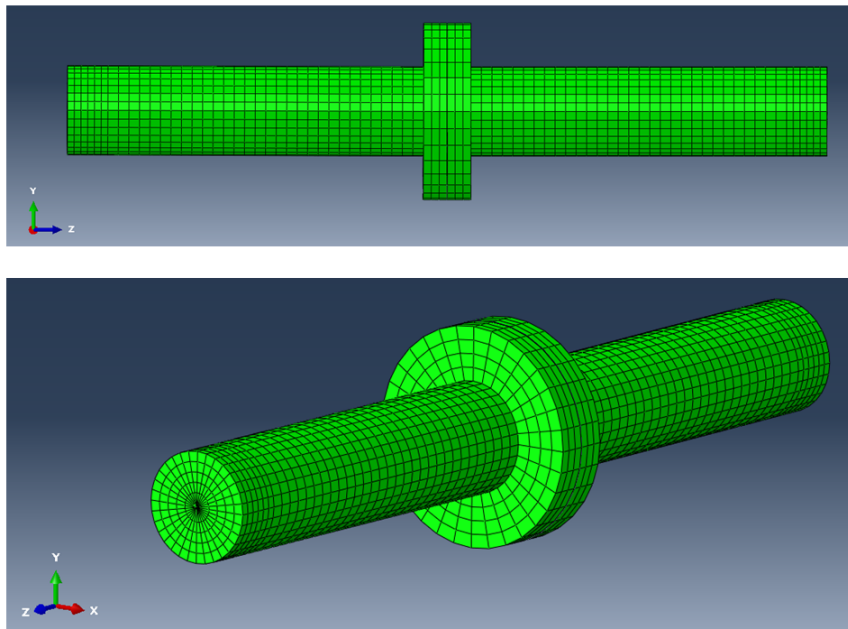


Abbildung 3.23: Allgemeiner Rotor mit finiten Elementen diskretisiert; oben: Aufriss, unten: Perspektive

Abbildung 3.24 zeigt die untersuchten Varianten. Basis ist die starre Lagerung, hierfür wurden alle Freiheitsgrade der Zentralknoten der Welle über die Lagerschalenbreite gesperrt, siehe Abbildung 3.24 oben. Eine Näherung an die elastische Wirkung eines Gleitlagers ist die Abbildung über eine lineare Feder an beiden Wellenenden, siehe Abbildung 3.24 Mitte. Da hydrodynamische Gleitlager eine stark nichtlineare Kraft-Verschiebungs Beziehung aufweisen, ist die Abbildung auf eine lineare Feder nur sehr eingeschränkt zulässig. Zur Bestimmung der repräsentativen linearen Federsteifigkeit

c wurde der Rotor unter Verwendung des *Hydrodynamik Joint* mit einer steigenden konstanten Kraft belastet und die zugehörige Zapfenverschiebung aufgezeichnet. Die Steigung der daraus entstandenen Kraft-Verschiebungskurve im Betriebspunkt wurde als repräsentative lineare Federsteifigkeit c verwendet. Die aufwändigste und somit rechenzeitintensivste Variante ist die Einbindung des *Hydrodynamik Joint* zur direkten detaillierten Abbildung der Eigenschaften des Gleitlagers, siehe Abbildung 3.24 unten.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in Abbildung 3.25 zusammengefasst und

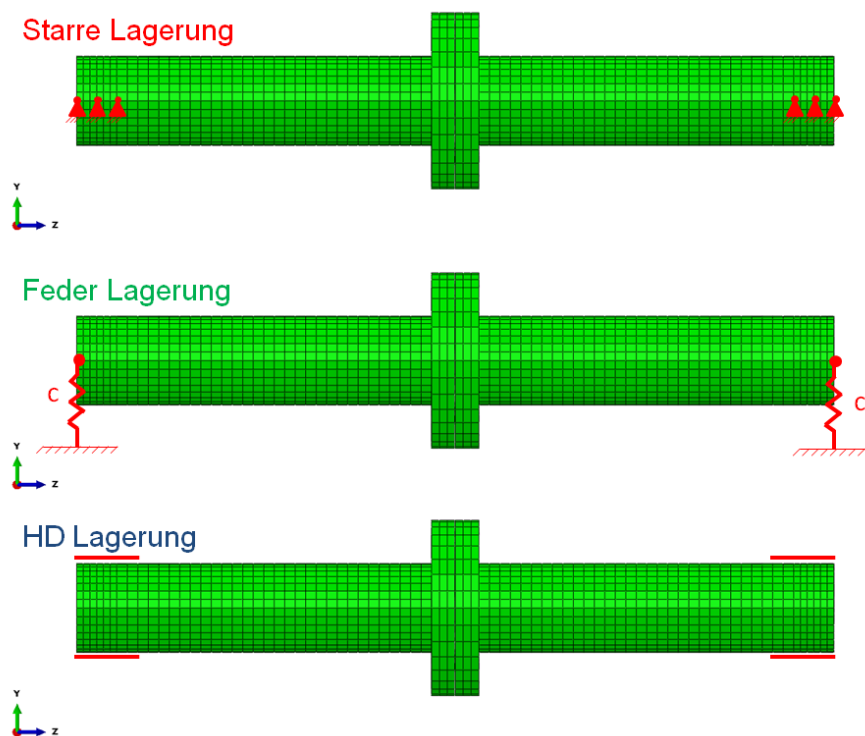


Abbildung 3.24: Darstellung der drei untersuchten Lagerungsarten des Rotors. Oben: starre Lagerung an den Enden über die Lagerbreite; Mitte: Lagerung über Federn mit der linearen Steifigkeit c ; unten: Lagerung mittels *Hydrodynamik Joint*

grafisch dargestellt. Da die Modelle mit starrer und gefederter Lagerung linear sind, ist eine direkte Berechnung der Eigenfrequenzen und Eigenformen über herkömmliche Methoden, wie das Lanczos-Verfahren [32], möglich. Die Ergebnisse finden sich als vertikale Geraden in Abbildung 3.25, die Amplituden sind nicht aussagekräftig, da sie normiert wurden. Zudem sind die beiden linearen Modelle ungedämpft, somit wären die Amplituden bei gleicher Anregung nicht mit jenen des hochdämpfenden

Gleitlagers vergleichbar und gemeinsam darstellbar.

Man erkennt in Abbildung 3.25, dass bei starrer Lagerung (rot) die 1. Biegeeigenfrequenz mit 820Hz die Obergrenze markiert.

Da im betrachteten Betriebspunkt die externe Last im Mittel gering ist, verursacht diese eine gegenüber der Struktur kleine Steifigkeit. Dies führt zur niedrigen 1. Biegeeigenfrequenz bei 290Hz (grün). Es ist darauf hinzuweisen, dass zur Bestimmung einer repräsentativen linearen Federsteifigkeit für ein Gleitlager bei dynamischen Lasten immer nur ein Lastpunkt herangezogen werden kann. Durch die starke Nichtlinearität des Gleitlagers hingegen findet eine entsprechend der Last periodische Änderung der Lagersteifigkeit über mehrere Potenzen statt.

Die Einbindung der *User Subroutine DLOAD* zur Lösung der Reynolds-Differentialgleichung und Abbildung der Eigenschaften des Gleitlagers und dessen stark nicht-lineares Kraft-Verschiebungs Verhalten bedingen die Notwendigkeit der Lösung im Zeitbereich. Man erhält somit das transiente Verhalten. Hier kommt die direkte Frequenzgang Analyse zum Einsatz. Bei diskreten Frequenzen wird hier der Rotor an der Scheibe mit einer wechselnden sinusförmigen Kraft mit einer Amplitude von 20N über mehrere Perioden belastet. Die daraus resultierende Amplitudenantwort ergibt eine Stützstelle im Diagramm, siehe Abbildung 3.25 (blau). Da für jede Frequenz-Stützstelle derselbe Kraftverlauf mit Amplitude 20N verwendet wird, nehmen bei höheren Frequenzen zufolge der Massenträgheit die Amplitudenantworten ab. Der kontinuierliche Amplitudenabfall stoppt im Bereich der 1. Biegeeigenfrequenz bei 750Hz . Aufgrund der hohen Dämpfung des Ölfilms im Gleitlager bildet sich hier kein signifikanter Gipfel aus, sondern es zeigt sich ein stark gedämpfter Hügel mit doch eindeutig zuordenbarem Maximum.

Zusammenfassend betrachtet zeigt der Vergleich die Leistungsfähigkeit des *Hydrodynamik Joint* im Finite-Elemente Tool und auch die Vorteile in der Anwendung durch deutliche Verbesserung der Ergebnisqualität im Vergleich zu linearen Näherungslösungen. Weiteres Potential zur Anwendung besteht in der Festigkeitsanalyse gleitgelagerter Wellen, da hier durch die akkurate Modellierung der Lagerrandbedingungen die Strukturspannungen sehr genau berechenbar sind.

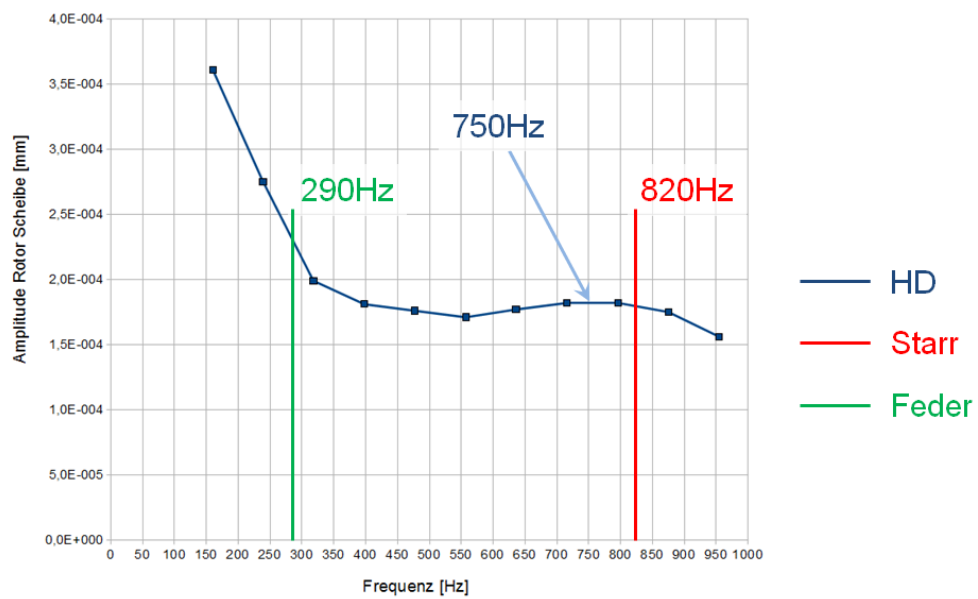


Abbildung 3.25: Frequenz der 1. Biegemode bei starrer, gefederter und gleitgelagerter Rotorwelle

Kapitel 4

Untersucher Großmotor

Wie in Sektion 1.3 bereits beschrieben, war die übergeordnete Zielsetzung die simulationsgestützte Verlustteilung eines Großmotors, mit anschließender Bewertung möglicher Reibungsreduktionspotentiale.

Als Untersuchungsobjekt wurde der J624 Groß-Gasmotor von *GE Jenbacher* definiert, siehe Bild 4.1. Es handelt sich hierbei um einen hoch modernen “State-of-the-Art” 24-Zylinder Hochleistungsmotor, der mit verschiedenen gasförmigen Medien befeuerbar ist. Hauptanwendungsbereiche sind Elektrizitätsauskopplung und kombinierte Elektrizitäts- und Wärmeauskopplung in exponierten Gebieten. Dabei erzeugt der 24-Zylinder V60° Motor bei konstanten 1500rpm 4MW elektrische Leistung. Die Vielzahl an nutzbaren Treibstoffen erhöht zum einen die Flexibilität für etwaige Endkunden, stellt jedoch vor allem die Ölzulieferer manchmal vor Schwierigkeiten. Einsetzbar sind unter anderem Erdgas, Grubengas, Deponiegas, etc. Um sich der Dimensionen des J624 bewusst zu werden, sind im Folgenden einige Basisabmessungen angegeben, (<http://www.ge-energy.com>):

- Länge x Breite x Höhe [m] 11.6 x 2 x 2.5
- Bohrung [mm] 190
- Hub [mm] 220
- Pleuellänge [mm] 446

4.1 Welche Komponenten verursachen mechanische Verluste

Der Aufbau eines Groß-Gasmotors entspricht im Allgemeinen jenem eines herkömmlichen LKW-Motors. Einzig die enormen Abmessungen und hohen Zylinderzahlen heben diese Motorkonzepte aus der Masse heraus. Beiträge zur mechanischen Reibung des Motors kommen vom Steuertrieb, Ventiltrieb, Kurbeltrieb, der Kolbengruppe und

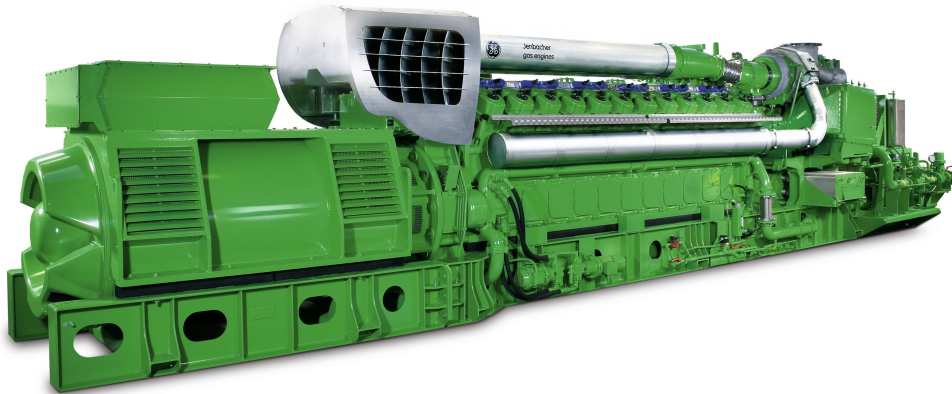


Abbildung 4.1: J624 Groß-Gasmotor von *GE Jenbacher*

der mechanisch angetriebenen Ölpumpe. Kurbeltrieb und Ventiltrieb sind durch eine Zahnradkaskade verbunden, die aus drei geradverzahnten Stirnrädern aufgebaut ist. Wie in herkömmlichen Verbrennungskraftmaschinen sind Kurbelwelle und Pleuel mit hydrodynamischen Gleitlagern gelagert, wobei die Ölversorgung von der Hauptölgalerie aus erst die Hauptlager versorgt und von diesen ausgehend die großen Pleuellager durch Steigbohrungen mit Öl versorgt werden. Die Kolbensmierung passiert mit Spritzdüsen, die von der Liner-Unterseite aus auf Zylinderwand und Kolbenboden spritzen. Der Ventiltrieb ist durch einen Stößelstangenmechanismus aufgebaut, der von einer zentral liegenden sehr langen Nockenwelle über Stößel die vier Ventile des Brennraums betätigt. Für einen großen Motor ist eine entsprechend große Ölpumpe nötig, diese ist direkt mit der Kurbelwelle verbunden und entzieht dieser entsprechend viel mechanische Leistung.

Die in der Zielsetzung definierte Verlustteilung des J624 wurde auf Basis der Berechnungen im abgeschlossenen Projekt erstellt und dient als Grundlage zur Bewertung und Reihung der einzelnen Verlustbeiträge aus den Komponenten. Hierbei lässt sich ein tieferes Verständnis für die einzelnen Beiträge zur Gesamtmotorreibung aufbauen, auf dessen Basis gezielt Reduktionsmaßnahmen erarbeitet und Reduktionspotenziale abgeschätzt werden können. Speziell im industriellen Umfeld sind wirtschaftliche Lösungen gefordert, somit können effizienz erhöhende Maßnahmen an den relevanten Komponenten durchgeführt werden, und man spart sich langwierige Optimierungen an bereits wenig dissipativen Komponenten.

Um die Verlustteilung des J624 durchführen zu können, ist die Kenntnis über die Beiträge aller mechanischen Motorkomponenten erforderlich. Die Erfahrung zeigt, dass sich die mechanischen Verluste eines Groß-Gasmotors im Bereich 5 – 7 % der gesamten mechanischen Motorleistung bewegen. Im weiteren wurde für die beschrie-

benen Aktivitäten als Obergrenze der Wert $(1 - \eta_{mech}) = 7\%$ vereinbart, der für alle weiteren Betrachtungen heranzuziehen war. Aus dem Datenblatt des J624 ist zu lesen, dass die elektrische Generatorleistung bei $P_{el} = 4000\text{ kW}$ liegt und mit einem Generatorwirkungsgrad von $\eta_{Generator} = 95\%$ aus der Motorleistung erzeugt wird. Damit ergibt sich die mechanische Motorleistung zu

$$P_{mech} = \frac{P_{el}}{\eta_{Generator}} = \frac{4000}{0.95} = 4210\text{ kW}. \quad (4.1)$$

In Verbindung mit dem zuvor definierten mechanischen Wirkungsgrad, ergibt sich aus Gleichung (4.2) ein Wert für die gesamten mechanischen Verluste des J624.

$$P_{mech\text{ Verluste}} = P_{mech} \cdot (1 - \eta_{mech}) = 4210 \cdot 0.07 = 295\text{ kW} \quad (4.2)$$

In der Tabelle 4.1 ist die Verlustteilung aller mechanischen Verluste des J624 aufgelistet und in Prozent der gesamten Verluste dargestellt. Als Basis gilt, siehe Gleichung (4.2), eine mechanische Verlustleistung des J624 von 295 kW. Die Werte für Kolbengruppe und kleines Pleuellager basieren auf Angaben von GE-Jenbacher. Die Verluste des Gleitlagers im kleinen Pleuelauge sind sehr gering gegenüber den anderen Verlusten, da sich die Relativbewegung von Pleuel zu Kolben auf die Gleitpaarungen zwischen Bolzen-Kolben und Bolzen-Pleuel aufteilt; zudem ist die Schwingweite des Pleuels vor allem bei langhubigen Kurbeltrieben sehr gering. Somit ergibt sich zwar eine vergleichsweise schlechtere Schmierung des kleinen Pleuellagers, jedoch sind auch die Relativgeschwindigkeiten sehr gering, was untergeordnete Verlustbeiträge erzeugt. In Abhängigkeit von der Materialpaarung und der Belastung kann die Kolbenbolzenverbindung einerseits erhöhtem Verschleiß zwischen Bolzen und Pleuel, bzw. zwischen Bolzen und Kolben unterliegen. Im Fall von Fressen kann eine Klemmung der Kolbenbolzenverbindung die Kolbensekundärbewegung unterbinden, was den Kolben-Zylinderwand Kontakt in schwere Mischreibung bringt. Der Motor kann dadurch zerstört werden; das Auftreten solcher Ausfallsmechanismen wird von diversen Motorenherstellern bestätigt.

Die Verlustberechnungen von Haupt- und Pleuellager sind in Sektion 6.2 im Detail beschrieben.

33 kW Ölpumpenleistung ist der von GE Jenbacher angegebene Wert der dort umgewandelten mechanischen Leistung.

Die angegebenen Verlustbeiträge von Ventiltrieb und Steuertrieb sind Werte aus Simulationen des übergeordneten Forschungsprojekts „*Friction Reduction Validated for Large Engines*“ [53].

Größter Dissipator mechanischer Leistung ist die Kolbengruppe, wobei sich die Verlustleistung auf Ringpaket, Kolbenhemd und Kolbenbolzenlager aufteilt. Vorarbeiten von [38], [42], [63] zeigen, dass sich die Kolbenreibung zu annähernd gleichen Teilen hauptsächlich zwischen Kolbenhemd und dem Ringpaket aufteilt. Die Kolbenbolzenlagerung leistet hingegen untergeordnete Beiträge zur Kolbenreibung. Da die

Ges. Reibleistung = 295kW (7% der Motorleistung)		
Kolbengruppe + kleine Pleuellager	43.5 %	128 kW
Große Pleuellager	30.5 %	90 kW
Ölpumpe	11.2 %	33 kW
Hauptlager	9.8 %	29 kW
Ventiltrieb	4 %	12 kW
Steuertrieb	1 %	3 kW
	100 %	295 kW

Tabelle 4.1: Verlustteilung des J624

Schmierungssituation am Kolbenhemd ausreichend ist und daher auch in den Umkehrpunkten des Kolbens, sowie bei Maximalbelastung durch Zündkräfte weitgehend einen durchgängigen Schmierfilm ermöglicht, ist der Verlustbeitrag durch hydrodynamische Verluste dominiert. Daraus resultiert ein geschwindigkeitsproportionaler Reibbeitrag, der vor allem im Hochgeschwindigkeitsbereich der dominante Faktor für Verluste darstellt.

Der folgende Absatz ist an die Arbeit [41] angelehnt. Im Allgemeinen werden je Kolben drei von ihren Aufgabenbereichen unterschiedliche Kolbenringe verwendet. Die Kolbenringe realisieren die Abdichtung des Brennraums hin zum Kurbelgehäuse und streifen das Öl von der Zylinderwand, sodass nicht zu viel Öl durch heiße Gase von der benetzten Zylinderwand abdampft und im Abgas wieder zu finden ist. Somit sind die Aufgabengebiete der Kolbenringe ineinander übergehend. Der erste Ring, häufig ein Rechteckring, dient rein der Gas-Abdichtung des Brennraums hin zum Kurbelgehäuse. Ihm nachfolgende Verdichtungsringe, meist Minuten- oder Nasenringe, vereinen bereits die gas-abdichtende Wirkung mit einer zusätzlichen Öl-abstreiffunktion. An der dem Kurbelgehäuse zugewandten Seite des Kolbens sitzt abschließend ein Ölabstreifring, der die mit Spritzöl benetzte Zylinderwand vom Öl befreien soll.

Um die Funktion der einzelnen Ringe sicherzustellen, sind Kolbenringe im vorgespannten Zustand verbaut, haben somit eine initiale Anpressung an die Zylinderwand. Zudem drückt das Brennraumgas entsprechend des aktuellen Brennraumdrucks die Kolbenringe zusätzlich an die Wand. Der rein im hydrodynamischen Bereich laufende Ölabstreifring verursacht die höchsten Reibverluste, gefolgt vom zweiten Verdichtungsring. Der erste Verdichtungsring - Topring - hat die geringsten Reibbeiträge; nur während der Zündung trägt er zufolge der hohen Brennraum- und somit Anpressdrücke merklich zum momentanen Gesamtverlust bei. Bei reibungsreduzierenden Maßnahmen ist daher stets auf die Einhaltung der Grenzwerte von Blow-By und Ölabstreifvermögen, sowie Restölfilmstärke an der Zylinderwand zu achten.

Bei der V-Bauweise eines Motors, teilen sich je zwei Pleuel einen Hubzapfen. Das ergibt eine entsprechend höhere Anzahl an großen Pleuellagern als Kurbelwellen-Hauptlagern. Der betrachtete J624 Groß-Gasmotor hat ein Pleuellager- zu Hauptlager-Verhältnis von $\frac{24}{0.5 \cdot 24 + 1} = \frac{24}{13} \approx 1.8$. Es entsteht somit gesamtmotorisch betrachtet deutlich mehr Reibung in Pleuellagern als in Hauptlagern, was primär auf die höhere Anzahl an Pleuellagern zurückzuführen ist. Beim direkten Vergleich von Pleuellager und Hauptlager bezüglich Reibung kann das Pleuellager durchaus mehr Reibung erzeugen als ein Hauptlager; das ist jedoch für jeden Anwendungsfall einzeln zu betrachten und hängt von mehreren miteinander gekoppelten Parametern ab.

Große, leistungsstarke Motoren benötigen eine entsprechend groß dimensionierte Ölpumpe mit hoher Pumpleistung, um das nötige Motoröl in ausreichender Menge an alle Schmierstellen zu befördern. Wie in der Verlustteilungs-Tabelle 4.1 zu sehen, trägt die Ölpumpe mit 11.2% einen relativ hohen Anteil an den gesamten mechanischen Verlusten bei. Durch stationäre Motorbetriebsbedingungen kann eine bedarfsorientierte Ölversorgung die nötige Pumpleistung deutlich reduzieren, was einen großen Einfluss auf die Reduktion der mechanischen Gesamtverluste hat.

An vierter Stelle der Verlustteilung in Tabelle 4.1 stehen die Hauptlager. Analog zur Erklärung der Beiträge aus den Pleuellagern ist der gegenüber den Pleuellagerverlusten vergleichsweise geringe Beitrag zu den mechanischen Gesamtverlusten mit zirka 10% durch die geringere Anzahl an Hauptlagern erklärbar. In Summe gesehen sind die Kurbeltriebsgleitlager mit zirka 40% der zweitgrößte Verursacher mechanischer Verluste im Kurbeltrieb, fast gleichauf mit den Kolbengruppenverlusten.

An letzter Stelle der Tabelle 4.1 sind der Ventiltrieb und der Steuertrieb angeführt. Im Sinne einer konsequenten Reibungsminimierung im Motor gibt es auch bei Steuertrieb und Ventiltrieb deutliche Verbesserungspotentiale, doch wirken sich reibungsreduzierende Maßnahmen nur in sehr geringem Maße auf die mechanischen Verluste aus. Eine Halbierung der Steuertriebsverlustleistung - technisch bei Großmotoren nahezu nicht realisierbar - führt durch den Gesamtanteil an den mechanischen Verlusten von nur 1% auf eine minimale Reduktion der gesamten mechanischen Verluste von nur 0.5%. Daher befinden sich Steuertrieb und Ventiltrieb im Ranking der Komponenten mit Potential zur Reibungsreduktion sehr weit hinten.

Durch die Entscheidung von *GE Jenbacher*, die Kolbengruppe in einem weiteren Projekt zu analysieren, fiel der Schwerpunkt der Untersuchungen in den weiteren Kapiteln der Arbeit auf die Gleitlager des Kurbeltriebs, im Speziellen auf Haupt- und Pleuellager. Wie Tabelle 4.1 zeigt, dissipieren die Kurbeltriebs-Gleitlager neben der Kolbengruppe am meisten mechanische Energie und bieten daher ausreichend Potential zur Entwicklung reibungsreduzierender Maßnahmen.

4.2 Parameter zur Reibungsreduktion in Kurbeltriebs-Gleitlagern

Es existieren viel Möglichkeiten zur Reibungsreduktion in den Radialgleitlagern des Kurbeltriebs in Großmotoren. Jedoch reduziert die praktische Anwendung, meist getrieben von den Vorstellungen, Fertigungsmöglichkeiten und wirtschaftlichen Interessen der Motorenhersteller, den vielfältigen Parameterraum auf eine Handvoll Variationsmöglichkeiten. Im absoluten Vordergrund steht die Betriebssicherheit, gefolgt von einzuhaltenen Emissionsvorschriften und der Akustik als Schallemissionsgröße an die Umgebung. Dem Potential zur Verbrauchseinsparung zufolge einer Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrads wurde bisher weniger Bedeutung beigemessen, es rückt jedoch allmählich in allen Sparten immer deutlicher in den Vordergrund.

Anhand der Entstehung der Gesamtlagerreibung, Gleichungen (4.3) bis (4.6), lassen sich die möglichen Parameter einfach definieren.

Die gesamte Lagerreibung R_{Ges} setzt sich aus den Verlusten durch das im Schmierpalt vorhandene Öl R_{Hydr} und den Verlusten aus der Festkörperreibung R_{Fest} zusammen, siehe Gleichung (4.3).

$$R_{Ges} = R_{Hydr} + R_{Fest} \quad (4.3)$$

Hydrodynamische Verluste sind zudem noch eine Superposition von Verlusten zufolge der Druckströmung R_{Druck} und Verlusten zufolge der Scherströmung R_{Scher} im Schmierpalt, siehe Gleichung (4.4).

$$R_{Hydr} = R_{Druck} + R_{Scher} \quad (4.4)$$

Gleichung (4.4) in (4.3) führt somit auf die einzelnen Beitragsgruppen zur Gesamtreibung.

$$R_{Ges} = R_{Druck} + R_{Scher} + R_{Fest} \quad (4.5)$$

Erweitert man die Terme R_{Druck} und R_{Scher} in Gleichung (4.5) um die Ausdrücke, wie sie in der Reynolds-Differentialgleichung stehen siehe Gleichung (3.8), verdeutlichen

sich die einzelnen Einflüsse auf die Lagerreibung, siehe Gleichung (4.6).

$$\begin{aligned}
 R_{Ges} = & \underbrace{\int_{z=-B/2}^{B/2} \int_{\phi=\varphi_1}^{\varphi_2} \frac{h}{2} \cdot \frac{\partial p}{\partial \phi} \cdot d\phi \cdot dz}_{R_{Druck}} \\
 & + \underbrace{\int_{z=-B/2}^{B/2} \int_{\phi=\varphi_3}^{\varphi_4} \left(\eta \cdot \frac{0.5 \cdot D}{h} (0.5 \cdot D \cdot \omega + \dot{e} \cdot \sin\phi - e \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos\phi) \right) \cdot d\phi \cdot dz}_{R_{Scher}} \\
 & + \underbrace{\mu_{Grenz} \cdot p_a \cdot A_a}_{R_{Fest}}
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

Zeichenerklärung zu Gleichung (4.6): ϕ und z sind die Komponenten des Zylinderkoordinatensystems der Lagerschale; B bezeichnet die Lagerschalenbreite; φ_1 und φ_2 bezeichnen Anfang und Ende des Gebiets mit Druckgradienten ungleich Null; φ_1 und φ_2 bezeichnen die Integrationsgrenzen für das mit Öl gefüllte Volumen; h beschreibt die lokale Schmierpalthe; p den hydrodynamischen Druck; η die dynamische Viskosität des Öls; D den Lagerschalendurchmesser; ω die Winkelgeschwindigkeit des Wellenzapfens; e und \dot{e} die Auslenkung des Wellenzapfens und deren Zeitableitung; $\dot{\gamma}$ die Zapfendretrate zufolge der Zapfenmittelpunktsbewegung; μ_{Grenz} den Reibkoeffizienten bei Festkörperkontakt; p_a den Festkörperkontaktdruck und A_a die im Festkörperkontakt stehende Fläche des Lagers.

Aus dem Gleichungsteil, siehe Gleichung (4.6), für die Verluste durch Druckströmungen R_{Druck} ist zu erkennen, dass der Druckgradient $\frac{\partial p}{\partial \phi}$ und dessen Wirkungsbereich φ_1 bis φ_2 Einfluss auf die entstehende Reibung hat. Die Nachgiebigkeit und Nachgiebigkeitsverteilung der Lagerstruktur wirken sich hierauf signifikant aus. Sehr steife Konstruktionen erlauben nur geringe elastische Deformationen unter Druckbelastung, was in einem sehr hohen, spitzen Druckberg endet. Konzentrierte Druckspitzen haben zwar einen geringen Einflussbereich, jedoch sehr hohe Druckgradienten. Elastische Strukturen hingegen verteilen den Druckberg auf einen weiteren Bereich der Lagerschale, wodurch die Druckgradienten deutlich absinken. Das ergibt sich aus Faktoren wie Verteilung der Lagerbockstruktursteifigkeit und der Werkstoff ausgedrückt durch den Elastizitätsmodul.

Der Gleichungsteil, siehe Gleichung (4.6), für die Verluste durch Scherströmungen R_{Scher} zeigt die Abhängigkeit der Gleitlagerreibung von der dynamischen Viskosität des Schmierstoffs η , dem Lagerdurchmesser D , der lokalen Schmierpalthe h , der Winkelgeschwindigkeit ω , der Zapfenexzentrizität und -exzentrizitätsrate e und

$\dot{\epsilon}$ und der Zapfendrehrate $\dot{\gamma}$. Konstruktiv beeinflussbar sind vor allem η , D und ω . Leichtlauföle erfreuen sich immer höherer Beliebtheit bei den Methoden zur Reibungsminderung in Verbrennungskraftmaschinen, da eine geringere dynamische Viskosität direkt Einfluss auf die Gleitlagerreibung hat. Das wird deutlich, wenn man die dynamische Viskosität bei 100°C von SAE30 und SAE 20 vergleicht. Hierbei reduziert sich $\eta_{100^\circ\text{C}}$ um zirka 35% nur durch einen Umstieg von SAE30 auf SAE20. Auf die Aspekte der reduzierten Schmierstalthöhe und der Gefahr erhöhter Festkörperkontakte wird im Folgenden noch einzugehen sein. Auch ein Anheben der Öltemperatur im Lager senkt die dynamische Viskosität deutlich ab und kann so die Reibung reduzieren. Der Lagerdurchmesser D ist proportional zum Schervolumen. Beim voll gefüllten Lager ist überall Schmierstoff vorhanden, auch in den unbelasteten Zonen. Um den Zapfen unter Last tragen zu können, ist jedoch nur in der Hauptlastzone Schmierstoff nötig. In den unbelasteten Bereichen des Lagers entstehen beim voll gefüllten Lager somit verlustzeugende Scherspannungen, die nichts zum Tragverhalten beitragen, nur Energie dissipieren. Je weniger Gleitlagervolumen außerhalb der Hauptlastzone mit Öl gefüllt ist, desto geringer sind die Beiträge der viskosen Verluste zur gesamte Gleitlagerreibung. Der Trend geht hier klar in Richtung Mangelschmierung von Gleitlagern. Auch die Wellenwinkelgeschwindigkeit ω hat direkten Einfluss auf die Scherspannungen, da diese den Geschwindigkeitsgradienten zur Bestimmung der Scherspannungen im Schmieröl erzeugt. Aktuelle Trends, die Motorbetriebsdrehzahl abzusenken, haben somit auch positiven Einfluss auf die Gleitlagerreibung.

Für stabilen Motorbetrieb ist ständiger Festkörperkontakt zwischen Welle und Lager zu unterbinden. Speziell bei fabriksneuen Lagerschalen und auch unter sehr hohen Lasten kann es zu Metall-Metall Kontakt kommen, der im Allgemeinen den weicheeren Werkstoff verschleißt. Durch immer bessere Motorölformulierungen ist es möglich, entsprechende Additive zu aktivieren, die eine verschleißschützende Schicht an der Lageroberfläche aufbauen. Das ermöglicht in kritischen Betriebsbedingungen auch verschleißfreien Festkörperkontakt, der das Lager nicht beschädigt. Auch reibungsreduzierende Additive, sogenannte „Friction Modifier“ ermöglichen den partiell nicht festkörperkontaktfreien Betrieb unter Erhaltung der Betriebssicherheit. Allgemein ist jedoch darauf zu achten, dass möglichst kein Festkörperkontakt auftritt, da dieser die Gleitlagerreibung entsprechend direkt beeinflusst. Im Falle von kontrolliert auftretendem Festkörperkontakt ist auf die Materialpaarung sowie das Additivpackage des Motoröls zu achten, was direkt auf den Grenzreibungskoeffizienten μ_{Grenz} wirkt. Der Festkörperkontakttdruck p_a wird direkt über die Oberflächenrauigkeitsverteilung und die Materialpaarung gesteuert, auch hier können entsprechende Materialkombinationen die Reibung positiv beeinflussen.

Alle diese aufgezählten Reibungsreduktionsmöglichkeiten stehen in hoch nichtlinearem Zusammenhang zueinander. Variationen eines Parameters wirken sich auf alle

weiteren Parameter aus. Zudem ist immer darauf zu achten, dass die Grenzen der Tragfähigkeit nie erreicht werden dürfen, da so der Anteil des Festkörperkontakts die Erfolge der Reibungsreduktion auf einen Schlag zerstört. Zudem sind Gleitlager mit unzureichender Tragfähigkeit in der Praxis nicht einsetzbar und somit nicht Teil des Betrachtungsraums der vorgestellten Arbeit. Aus den oben beschriebenen Zusammenhängen lassen sich sinnvolle Parameter für die anschließenden Untersuchungen von Reibungsreduktionspotentialen des J624 Groß-Gasmotors zusammenfassen:

- Lagerschalen- und Lagerbockmaterial: E-Modul.
- Radiale Steifigkeitsverteilung der Lagerbockstruktur, zur Steuerung elastischer Nachgiebigkeit unter hydrodynamischem Druck.
- Viskositätsklasse des Schmieröls, zur Reduktion der viskosen Verluste, bei Verwendung von Leichtlaufölen.
- Ölzufuhrtemperatur in das Gleitlager; höhere Temperaturen reduzieren die dynamische Viskosität und somit die viskosen Verluste.
- Absenken der Betriebsdrehzahl. Geringere Drehzahl bei gleichem Wellendurchmesser reduziert den lokalen Geschwindigkeitsgradienten und somit die Scherspannungen im Öl, welche viskose Verluste zur Folge haben.
- Variationen der Lagerbreite und des Lagerdurchmessers beeinflussen das mit Öl gefüllte Volumen und somit direkt die viskosen Verluste. Kleinere Lagerabmessungen senken die Verluste, reduzieren jedoch gleichzeitig deutlich die Tragfähigkeit des Lagers.
- Relatives Lagerspiel; dies beeinflusst sowohl die Tragfähigkeit, als auch das Füllungsvolumen des Gleitlagers.
- Ölzufuhrdruck; beeinflusst direkt die Lagerfüllung, jedoch auch die nötige Ölpumpenleistung. Bei kleinerem Zufuhrdruck werden die ölfreien Bereiche im Lager größer, wodurch die viskosen Verluste absinken.

4.3 Methodisches Vorgehen

Großmotoren, wie der J624, besitzen in der Regel enorme Abmessungen, sind daher in der Fertigung aufwändiger und weisen zudem deutlich kleinere Verkaufszahlen auf wie herkömmliche PKW- oder LKW-Motoren. Zudem steht eine lange Lebensdauer von bis zu 60.000 Betriebsstunden in der Anforderungsliste mit Abstand an erster Stelle. Die Motorakustik beispielsweise spielt dabei eine untergeordnete Rolle, da derartige Motoren sowieso in Kapselungen arbeiten. Enorme Fertigungskosten und die

großen Abmessungen erlauben es somit nur eine sehr geringe Anzahl an Versuchsmotoren zu betreiben; diese werden dann jedoch hauptsächlich im Dauerlauf betrieben, um die Betriebssicherheit zu gewährleisten. Prüfstandstechnische Erprobungen oder Parameteruntersuchungen, um Potentiale zur Reibungsreduktion zu beziffern, sind in einem derartigen Umfeld extrem kostenintensiv und daher kaum durchgeführt. Zudem steigt mit den durchgeführten Parametervariationen auch die Versagensgefahr, wenn Grenzbereiche erprobt werden, sodass die Zerstörung des Motors in das Risiko mit einzuplanen ist. Schäden am Motor, oder sogar Komplettausfall sind finanztechnisch nicht tragbare Risiken.

Randbedingungen wie diese benötigen eine alternative Herangehensweise. Da die Gleitlagersimulationen nicht direkt am Großmotor validiert werden können, ist ein Ausweichen auf einen Prüfstand die sinnvollste Alternative. Die Gleitlagerprüfmaschine LP06 von *MIBA* bietet alle für eine umfangreiche Methodvalidierung nötigen Komponenten, wird daher für die im Anschluss gezeigte Methodvalidierung herangezogen. Auch ergeben sich durch die Validierung mit dem Prüfstand weitere Vorteile, da er eine „sterile“ Umgebung bietet, das heißt frei von unerwünschten und störenden Einflüssen. Im Kurbeltrieb überlagern sich viele Effekte aus Massenträgheit, Verbrennung, Dämpfung, etc. die im Simulationsmodell mit nur begrenzter Genauigkeit erfasst werden können. Zudem sind Messgeräte im beengten Raum des Kurbeltriebs nicht einfach zu realisieren und nicht immer an den erforderlichen Stellen installierbar. Die zu erwartenden Reibmomente sind jedoch kleine Größen, die durch überlagerte Ungenauigkeiten aus der Modellierung stark verfälscht werden können. Die LP06 bietet einen klaren Aufbau mit einfacher Kinematik, umfangreicher Ausstattung mit Messinstrumenten und genau bekannten Randbedingungen. Zudem lassen sich verschiedene Lasten, Lastfrequenzen, Wellendrehzahlen und auch Öle einfach variieren und Parametervariationen messtechnisch schnell durchführen.

Da die LP06 und der Groß-Gasmotor unterschiedliche Lasteinbringungspunkte in das Pleuel und stark abweichende Geometrien und Abmessungen aufweisen, wurden einleitend Vergleiche der Strukturnachgiebigkeiten angestellt und darauf aufbauend versucht, durch Ähnlichkeitsbetrachtungen vergleichbare Zustände herzustellen. Für diesen Zweck wurde eine Methode entwickelt um in einfacher Weise die radiale Nachgiebigkeit einer Lagerstruktur grafisch darzustellen und anderen gegenüberzustellen. In einem weiteren Schritt wurde versucht, basierend auf den Grundlagen der FEM eine Methode zu entwickeln, die es ermöglicht, auf einfache Weise die radiale Nachgiebigkeitsverteilung einer beliebigen Motor-Pleuelstruktur auf jene des Prüfpleuels der LP06 zu transformieren; die radiale Nachgiebigkeitsverteilung der LP06 Pleuelstruktur durch mechanische Fertigung an jene des Motorpleuels anzupassen, um gleiche Vorgänge im Lager zu erzeugen.

Zur erfolgreichen und breitbandigen Validierung der Simulationsmethode zur Rei-

bungsberechnung in Gleitlagern wird ein Simulationsmodell der LP06 aufgebaut. Zuerst sind jedoch Ähnlichkeitsuntersuchungen anzustellen, da die Bedingungen im Gleitlager der LP06 nicht direkt jenen des Großmotorbetriebs entsprechen; zum Beispiel hinsichtlich Umfangsgeschwindigkeit, spezifische Last, etc. Nach Skalierung der Parameter auf Werte wie sie im Großmotor vorkommen, kann die Modellbedatung starten. Ein wesentlicher Punkt hierbei ist die akkurate Bedatung des Kontaktmodells zur zuverlässigen Berechnung der Kontaktpressung nach Unterschreiten der kritischen Schmierstathöhe. Entsprechend der Theorie nach *Greenwood und Tripp* sind die statistischen Parameter der rauen Oberfläche von Zapfen und Schale dem Modell zu übergeben, diese resultieren aus einem Profilometer-Messschrieb der Lagerschale in der bereits verschlissenen Hauptlastzone. Durch parallel durchgeführte Messungen und Simulationen kann im ständigen direkten Vergleich der Reibmomente die Qualität der Ergebnisse und der entwickelten Methode bewertet werden. Auch die direkten Vergleiche von Messung und Simulation helfen, noch nicht verstandene physikalische Phänomene besser zu interpretieren und dadurch die Modellqualität zu steigern. Durch die Vorgabe einer konstanten Temperatur im gesamten Gleitlager zufolge der EHD-Theorie, ist eine gute Temperaturabschätzung aus den bekannten Messergebnissen zu erarbeiten.

Nach erfolgreicher Validierung kann die neu entwickelte Methode für die Reibungsberechnung und die Parameteruntersuchungen im Großmotorenmodell verwendet werden. Hierfür ist das bedatete Gleitlagerelement in das Großmotorenmodell zu übernehmen. Durch die Berücksichtigung der Ähnlichkeiten zwischen Motor und Prüfstand sind die Einstellungen der Gleitlagerelemente im Modell direkt einsetzbar. Mit dem erstellten Modell des Großmotors sind alle gewünschten Parametervariationen durchführbar und der Einfluss auf die resultierende Gleitlagerreibung abschätzbar.

Kapitel 5

Validierung der Simulationsmethode zur zuverlässigen Reibleistungsberechnung in Radialgleitlagern mit Messungen an der LP06

Das folgende Kapitel beschreibt im Kern die Entwicklung und die umfassende Validierung der Methode zur Berechnung der Reibung in Radialgleitlagern. Eine kurze Beschreibung des Aufbaus der zur Validierung verwendeten Lagerprüfmaschine LP06 zeigt deren Einsatzbereiche und auch das installierte Messequipment. Zwei weitere Unterkapitel beschäftigen sich zum einen mit dem Standardprüfprogramm bei MIBA und zum anderen mit den speziellen Messungen unter Einsatz der OMV-Öle. Vorlaufende Untersuchungen beschäftigten sich mit der Übertragbarkeit von Prüfstandsergebnissen auf die Gleitlager des Groß-Gasmotors anhand der Strukturelastizität der Lagerstellen und deren Einfluss auf die Phänomene im Gleitlager. Abschließend werden Ähnlichkeitsbetrachtungen diskutiert, die zum Ziel haben, die Lagerstruktur der Prüfmaschine jeder Pleuel- oder Motorblockstruktur einer beliebigen Verbrennungskraftmaschine anzupassen, sodass direkte Ähnlichkeiten realisiert sind.

Um zuverlässige Aussagen über das Potential zur Reibungsreduktion im Kurbeltrieb des J624 treffen zu können, sind durch Messungen validierte Simulationsmodelle erforderlich. Da das Zusammenspiel aller Komponenten im Großmotor die isolierte Betrachtung der Vorgänge im Gleitlager nicht zulassen und nur sehr wenige Randbedingungen exakt bekannt sind, ist die Validierung der Simulationsmethode zur Berechnung der Lagerreibung durch Versuche am Gesamtmotor nicht ausreichend akkurat durchführbar. Hierfür stellt die Gleitlagerprüfmaschine LP06 von MIBA eine geeignete Umgebung dar, wobei alle nötigen Randbedingungen bekannt sind. Dies ermöglicht es, Parameterabweichungen zwischen realer Maschine und Simulations-

modell zu vermeiden, die unnötige Unsicherheiten mitbringen. Somit kann man sich ohne parasitäre Einflüsse den Vorgängen im Gleitlager widmen.

5.1 Beschreibung der Gleitlagerprüfmaschine LP06 von MIBA

Die folgende Sektion beschreibt den Aufbau und die messtechnische Ausstattung zur Datenakquisition der Gleitlagerprüfmaschine LP06. Hier aufgezeichnete Messdaten dienen als Eingangsgrößen für das Berechnungsmodell und zum Vergleich mit Berechnungsergebnissen.

Prüfmaschinen bieten eine gute Möglichkeit zur detaillierten und vom Gesamtsystem entkoppelten Betrachtung von Teilsystemen und zur Validierung darauf spezialisierter Simulationsmethoden.

Aufgrund des relativ einfachen Aufbaus der Gleitlagerprüfmaschine LP06 von MIBA ist es möglich, alle physikalisch relevanten Parameter im Simulationsmodell genau zu berücksichtigen. Das ermöglicht eine qualitativ hochwertige Validierung der Simulationsmethode durch direkten Vergleich der aufgezeichneten Messdaten mit den Simulationsergebnissen.

Wie in Abbildung 5.1 und 5.2 erkennbar, besteht die LP06 aus einem Grundgerüst mit schwerer Montageplatte (Base plate) auf der die beiden Stützlagerböcke und die Antriebseinheit (Main drive) montiert sind. Das Prüfpleuel trägt das Prüflager (Test part) und wird durch einen hydraulischen Aktuator (Hydraulic actuator) uniaxial harmonisch zu Schwingungen angeregt. Die Welle ist durch die elektrische Antriebseinheit angetrieben und schwimmt zwischen den zwei Stützlagern und dem Prüflager getragen durch den Ölfilm. Zur Schmierung der Gleitlager steht der Prüfmaschine bezüglich Zufuhrdruck und Zufuhrtemperatur konditioniertes Öl zur Verfügung. Dieses wird dem Prüflager sowie den beiden Stützlagern über Schmiernuten in der jeweils unbelasteten Lagerschale zugeführt; vergleichbar mit Kurbeltriebshauptlagern.

Der hydraulische Aktuator überträgt über das Pleuel und das darin liegende Prüflager eine maximale dynamische Kraft von 500kN im Frequenzbereich von 0-100Hz uniaxial vertikal auf das Prüfpleuel. Zur Vorgabe der Ölzufuhrtemperatur in die Gleitlager ist der Öltank mit einer Konditioniereinheit versehen, die das Öl auf 50-170 °C erhitzt. Für Standardtests verwendet MIBA SAE10 Öl (dynamische Viskosität: $\eta_{(40^{\circ}C)} = 21.410 \text{ mPas}$, $\eta_{(100^{\circ}C)} = 4.084 \text{ mPas}$; Dichte: $\rho_{(40^{\circ}C)} = 835.50 \text{ kg/m}^3$, $\rho_{(100^{\circ}C)} = 799.20 \text{ kg/m}^3$).

Im Tagesgeschäft von MIBA wird die LP06 unter anderem für Material-, Verschleiß- und Lebensdauertests verschiedener Lagerarten eingesetzt. Für dieses Forschungsprojekt wurden sukzessive Messinstrumente adaptiert, um die Validierungsmöglichkeiten der entwickelten Simulationsmethode zu erweitern.

Eine wichtige Größe ist die Öltemperaturverteilung im Schmierpalt. Da die verwendete EHD-Methode nur eine globale Öltemperatur im Schmierpalt kennt, ist eine geeignete Abschätzung einer repräsentativen Schmierfilmtemperatur nötig, um die Lagerreibung akkurat abschätzen zu können. Hierfür sind mehrere Thermoelemente des Typs K mit einer Genauigkeit von $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$ im Einsatz, um einen Überblick über die Temperatur im Lager zu geben. Wie erwähnt kann die Ölzufuhrtemperatur durch die Konditioniereinheit eingestellt werden. Da die Ölversorgung über eine, mit einem Hauptlager vergleichbare, einen Winkel von ca. 180° umlaufende Ölnut geschieht, lässt sich abschätzen, dass in diesem Bereich die Öltemperatur von der Zufuhrtemperatur dominiert wird. Wichtige Hinweise über die Temperaturverteilung im Bereich der Hauptlastzone geben die drei Temperatursensoren am Lagerschalentrücken, siehe Abbildung 5.3. Sie berühren mit ihren Spitzen den Lagerschalentrücken und messen so die Materialtemperatur an den Stellen 0° und $\pm 45^\circ$. Bei Kenntnis des Wärmeübergangs und der Wärmeleitung kann die Öltemperatur an der Lagerschalenoberfläche abgeschätzt werden. Da der Schmierfilm im Bereich der Hauptlastzone nur $1 - 2\text{ }\mu\text{m}$ dick ist, kann die gefundene Temperatur als lokale Schmierfilmtemperatur interpretiert werden. Zusammen mit einer speziell installierten Seitenflusstemperaturmessung kann ein sehr guter Überblick über das Thermomanagement von Prüflager und Stützlagern gewonnen werden; zudem lässt dies die Entwicklung einer fundierten Temperaturabschätzung für die EHD-Methode zu. Der Seitenfluss ist jener Ölstrom, der an den Seiten des Gleitlagers austritt.

Wichtigste Messgröße für die Validierung der entwickelten Simulationsmethode ist das Gleitlager-Reibmoment. Dieses wird, durch die Konstruktion der LP06 bedingt, als Summenmoment von Prüflager und den beiden Stützlagern gemessen, siehe Abbildung 5.2. Das stellt jedoch keine Einschränkung dar, da hierfür das Simulationsmodell den gesamten Prüf- und Stützlageraufbau enthält und so die direkte Vergleichbarkeit der gemessenen und berechneten Reibmomente bestehen bleibt. Durch die umfassende Instrumentierung der LP06, auch an den Stützlagern, kann das Simulationsmodell für den Validierungsprozess solide erstellt werden. Das Reibmoment wird mit einem HBM Sensor des Typ T10F mit einer Genauigkeit von 0.1 Nm aufgezeichnet

Zur Detektion von Festkörperkontakt zwischen Lagerschale und Wellenzapfen wurde eine Kontaktspannungsmessung an der LP06 realisiert, welche ein elektrisches Potential zwischen Zapfen und Lagerschale aufbaut. Das Kontaktspannungssignal indiziert das Vorhandensein und die Intensität von Festkörperkontakt zwischen Zapfen und Lagerschale, dient somit zur Identifikation von Beginn, Ende und der Mischreibungsphasen eines Zyklus.

Zur Kontaktspannungsmessung wird eine konstante Spannung von zirka 3 mV , zwischen Welle und Prüflagerschale angelegt, die eine vollständige Separierung der beiden Kontaktpartner indiziert, siehe Abbildung 5.4. Sinkt die Spannung auf Werte kleiner 3 mV weist das auf Festkörperkontakt hin, siehe Abbildung 5.5, wobei das

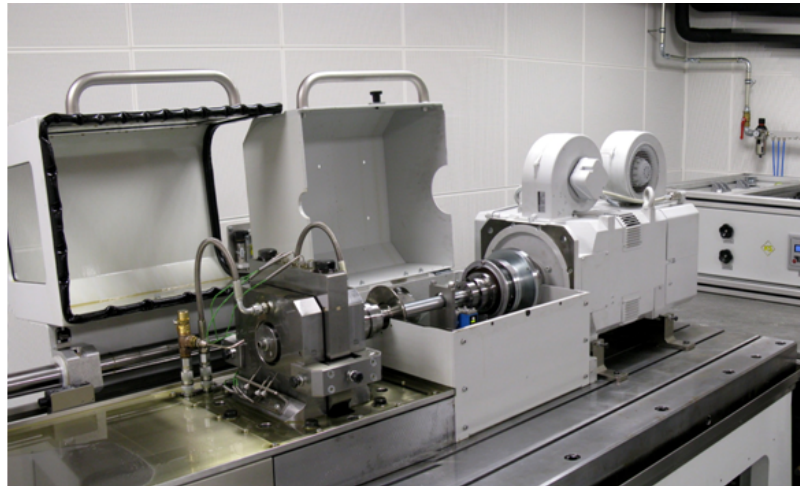


Abbildung 5.1: Foto der LP06-Gleitlagerprüfmaschine der MIBA-Bearing Group

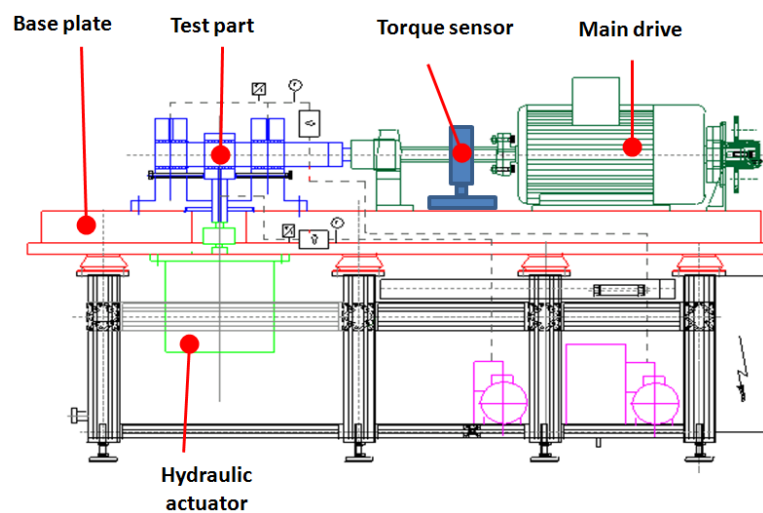


Abbildung 5.2: Zeichnung der LP06 zur Darstellung der einzelnen Bauteile und Messgeräte

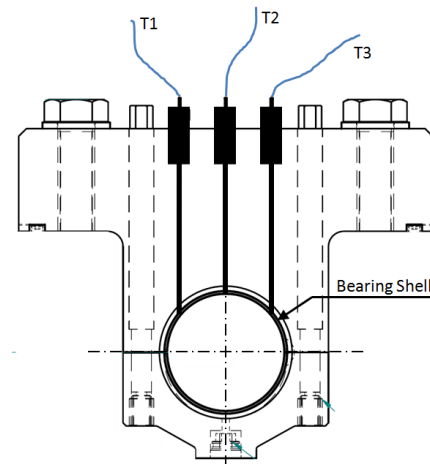


Abbildung 5.3: Zeichnung des Prüfpleuels mit der Prüflagerschale; T1 bis T3 bezeichnen die drei Temperatursonden zur Messung der Lagerschalenrückentemperatur am Prüflager [51]

Spannungssignal entsprechend der Anzahl sich im Kontakt befindlicher Asperiten stetig, jedoch nicht notwendigerweise linear geringer wird. Daher ist eine Unterscheidung zwischen leichtem und schwerem Festkörperkontakt möglich; es ist darauf zu achten, dass bei unterschiedlichen Temperaturen oder Ölen, welche auch Oberflächenschichten aufbauen, die elektrische Leitfähigkeit variiert und die Spannungssignale daher nicht direkt vergleichbar sein können. Schwerpunkt dieser Methode ist daher die Detektion von Beginn und Dauer des Festkörperkontakts. Zudem dient sie der Validierung der Simulationsmethode. Um auch in der Simulation den Festkörperkontakt richtig abzubilden, sind neben den Bauteilelastizitäten auch die korrekten Lagerschalenverschleißprofile mit zu berücksichtigen. Zur Messung des Lagerschalenverschleisses wurden die Lagerschalen vor und nach den Prüfläufen entsprechend eines von MIBA definierten Rasters im Bereich der Hauptlastzone vermessen. Die Differenz beider Profile ergab den Verschleiß während einer bestimmten Betriebsdauer, passend zum gewählten Prüfprogramm. Bei Langzeitversuchen, größer 60 Stunden, wurde in konstanten Abständen die Lagerschale ausgebaut, vermessen und zur Weiterverwendung wieder eingebaut. So waren auch transiente Verschleißuntersuchungen möglich.

5.2 Messungen an der LP06 aus dem Standard-Prüfprogramm von MIBA

Die folgende Sektion beschreibt das Standard-Prüfprogramm, wie es im Tagesgeschäft bei MIBA zur Erprobung und Freigabe von Gleitlagern eingesetzt wird. Es werden

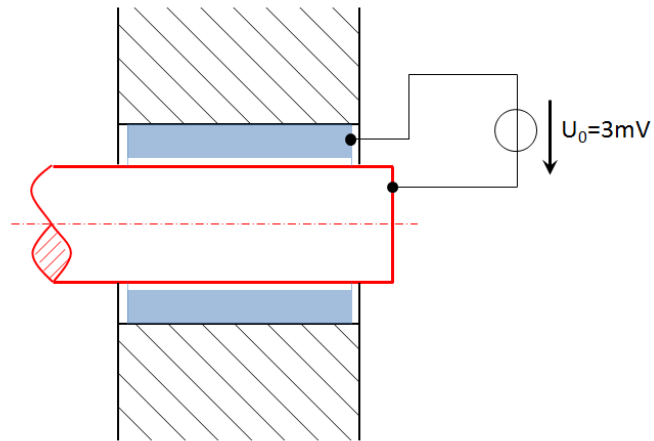


Abbildung 5.4: Darstellung des schematischen Aufbaus zur Kontaktspannungsmessung zwischen Welle (rot) und Lagerschale (blau)

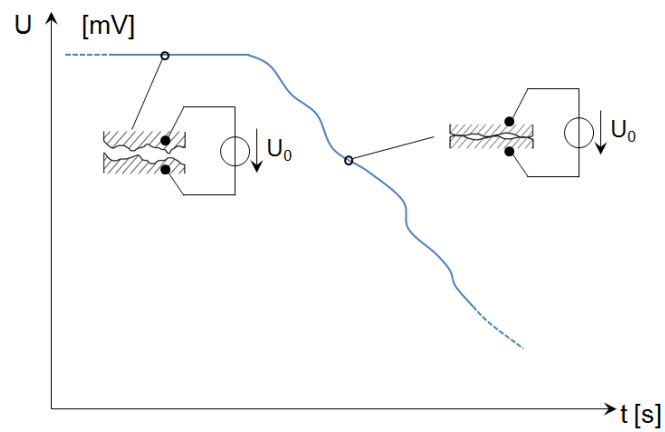


Abbildung 5.5: Kontaktspannungssignal U als Funktion der der Schmierpalthe über Zeit t aufgetragen

die im Vorfeld durchgeführten Versuche aufgelistet, die als Basis zur Entwicklung der Berechnungsmethode dienten; diese Standard-Versuche wurden zeitlich noch vor den speziellen Versuchen mit OMV-Einbereichsölen, siehe Sektion 5.3, durchgeführt.

Das Standard-Prüfprogramm von MIBA dient im Allgemeinen der Lebensdauerbestimmung der Gleitlagermaterialien und Freigabe neuer Gleitlager für den Motorenbetrieb. Da aktuelle Lager schon sehr hohe Tragfähigkeitswerte und Verschleißbeständigkeit aufweisen, ist eine beschleunigte Prüfung erforderlich, um in vertretbarem Zeitraum Schädigungen an den Lagern zu sehen und deren Verhalten beurteilen zu können. Dies wird durch hohe spezifische Lagerbelastungen, hohe Öltemperaturen und sehr niedrigviskose Öle, hier SAE10, realisiert. Durch die sehr hohe Belastung der Lager in diesen Prüfzyklen (Zerstörungstests), eignen sich die daraus gewonnenen Messdaten zur Validierung des Simulationsmodells unter extremen Bedingungen; das ermöglicht das Aufzeigen der Grenzen von Simulationsmodell und -methode. Wie in der Zielsetzung in Sektion 1.3 beschrieben, ist die Berechnungsmethode dahingehend zu validieren, dass sie im Anschluss für virtuelle Reibungsreduktionsuntersuchungen am Großmotorenmodell verwendet werden kann. Dies benötigt jedoch motornähe Prüfbedingungen. Um sich der Validierung der Methode somit über den belastungsärmeren motornahen Betrieb zu nähern, wurden zu den hier beschriebenen Messungen aus dem Standardprüfprogramm von MIBA zusätzliche, in der nächsten Sektion 5.3 beschriebene Prüfprogramme definiert.

Im Zuge dieses Projekts wurde zur Validierung der Simulationsergebnisse eine Vielzahl an Versuchen durchgeführt und deren Messwerte dokumentiert. Als Prüf- und Stützlager dienten moderne Drei-Stofflager mit Sputterschicht. Folgende Größen wurden bei konstanter Wellendrehzahl von 3000 U_{pm} und konstantem Lagerschalendurchmesser von 76mm variiert:

- Lagerbreite \rightarrow 25 und 34mm
- Lastfrequenz \rightarrow 50 und 100Hz
- Spezifische Lagerlast \rightarrow 55, 75, 100 und 120MPa
- Relatives Lagerspiel \rightarrow $1.0 \leq \psi \leq 1.4 \%$

Um die vordefinierte Ölförderrate von 2 Liter pro Minute einzustellen, sind entsprechend der Wahl des Lagerspiels 3-5 bar Ölzufuhrdruck einzustellen. Für jeden neuen Prüflauf wurden neue Lagerschalen verbaut und das relative Lagerspiel ψ eingestellt; ($\psi = \frac{\text{absolute clearance}}{\text{shell radius}} [\%]$).

Prüflauf Nummer	Lagerbreite [mm]	Lastfrequenz [Hz]	spez. Last [MPa]	rel. Lagerspiel [‰]	T_in [°C]	T_PL1 [°C]	T_PL2 [°C]	T_PL3 [°C]	T_STL1 [°C]	T_STL2 [°C]	T_STL3 [°C]	M_Reib [Nm]
215	34	100	70	1.001	110	125.7	128.0	123.3	109.9	113.8	112.7	5.4
226	34	50	55	1.436	110	121.6	128.7	126.5	104.3	110.8	107.9	5.1
	34	50	75	1.436	110	128.3	135.9	134.1	107.6	114.5	111.5	5.7
	34	50	100	1.436	110	136.6	144.7	143.5	111.4	119.0	116.0	7.1
	34	50	120	1.436	110	145.2	153.1	152.3	115.5	123.4	120.5	8.7
227	34	50	55	0.974	110	117.4	123.3	121.9	106.3	111.3	110.0	5.7
	34	50	75	0.974	110	123.9	130.2	129.6	109.6	114.5	113.1	6.0
	34	50	100	0.974	110	131.6	138.3	138.5	113.8	118.7	117.3	8.1
	34	50	120	0.974	110	140.6	147.4	148.1	119.0	123.8	122.3	9.6
236	25	50	100	1.304	110	131.3	141.3	138.5	109.5	116.5	113.9	6.2
240	25	50	75	1.317	110	123.8	132.9	129.2	106.8	113.8	111.2	5.2
265	34	50	100	1.158	110	133.3	140.1	139.0	113.5	121.7	117.9	7.0
269	34	50	75	1.079	110	126.3	132.4	131.9	109.4	117.1	113.7	5.9

Abbildung 5.6: Zusammenfassung einiger repräsentativer Prüfläufe an der LP06

5.3 Messungen an der LP06 mit Einbereichsölen verschiedener SAE-Klassen

In der folgenden Sektion wird die Herleitung motornaher Betriebsbedingungen für die Versuche an der LP06 und das zugehörige Prüfprogramm diskutiert. Weiters finden sich Beschreibungen der Versuchsöle mit deren physikalisch-chemischen Eigenschaften und eine kurze Beschreibung gängiger Kennzahlen zur Charakterisierung von Ölen allgemein. Ein wichtiger Punkt ist der durchmischungsfreie Betrieb, bei sequenziellem Test verschiedener SAE-Klassen; daher wird auch die chronologische Abfolge des Prüfprogramms diskutiert.

In Kooperation mit den Industriepartnern *GE-Jenbacher*, *MIBA Bearing Group* und *OMV Refining and Marketing* wurde ein motornahes Prüfprogramm erstellt, um die entwickelte Berechnungsmethode zur Reibungsvorhersage in Gleitlagern umfassend durch direkten Vergleich mit Messergebnissen zu validieren.

Um die direkte Vergleichbarkeit zu gewährleisten, sind Ähnlichkeitsbetrachtungen zwischen J624 Groß-Gasmotor und Gleitlagerprüfmaschine LP06 anzustellen. Die Ölzufuhr in das Prüflager der LP06 und in das Hauptlager des J624 sind konstruktiv gleich, lediglich die Lagerdimensionen sind unterschiedlich; Hauptlagerdurchmesser $d_{J624} = 195\text{mm}$, Prüfmaschinenlagerdurchmesser $d_{LP06} = 76\text{mm}$. Um ähnliche Bedingungen zu realisieren sind folgende Parameter anzugleichen.

Die Ölzufuhrdrücke zur LP06 und zum Großmotor J624 sollen gleich sein $p_{ZU\ LP06} = p_{ZU\ J624} = 3.8\text{bar}$, dies ergibt ähnliche Volumenströme und gleiche Kavitationsbedingungen.

Die Ölzufuhrtemperatur des J624 richtet sich nach dessen Ölsumpftemperatur. Öltemperatur und dynamische Viskosität stehen in direktem Zusammenhang, wodurch zur realistischen Abbildung der Vorgänge im Motor das Öl mit derselben Temperatur in die LP06 zu fördern ist: $T_{ZU\ LP06} = T_{ZU\ J624} = 85^\circ$

Druckaufbau und Lagerreibung und die damit verknüpfte Lagererwärmung sind unter anderem über die Lagerumfangsgeschwindigkeit gesteuert. Um hier ähnliche Bedingungen zu schaffen, sind folgende Beziehungen einzuhalten, siehe Gleichungen (5.1) bis (5.3).

$$v_{LP06} = v_{J624} \quad (5.1)$$

Mit $v = r \cdot \omega = \frac{D}{2} \cdot \frac{n \cdot \pi}{30}$ lässt sich die Umfangsgeschwindigkeit v über den Lagerdurchmesser D und die Winkelgeschwindigkeit ω und somit über die Wellendrehzahl n darstellen. Einsetzen der Beziehungen in Gleichung (5.1) und Kürzen von $\frac{\pi}{30}$ führt auf Gleichung (5.2)

$$r_{LP06} \cdot n_{LP06} = v_{J624} \cdot n_{J624} \quad (5.2)$$

$$n_{LP06} = n_{J624} \cdot \frac{n_{J624}}{r_{LP06}} = 1500 \cdot \frac{195}{76} = 3849 \text{ Upm} \quad (5.3)$$

Um das Gleitlager der LP06 mit derselben Umfangsgeschwindigkeit zu betreiben wie jenes des J624, muss die Welle der LP06 mit einer Drehzahl von 3849 Umdrehungen pro Minute drehen. Das entspricht einer Umfangsgeschwindigkeit von zirka 15 m/s .

Die Höhe des Druckbergs im Ölfilm ist von der Lagerbelastung abhängig. Im Großmotor ergibt sich diese aus dem Brennkammerdruck und den überlagerten Trägheitskräften der bewegten Kurbeltriebsbauteile. Bei 1500 Upm dominieren jedoch die Lagerkräfte zufolge Brennraumdruck aus der Verbrennung. Als Vergleichsgröße bietet sich hier die spezifische Lagerbelastung als Quotient von maximaler Lagerkraft und projizierter Lagerfläche $p_{spez} = \frac{F_{max}}{A_{proj}}$ an. Für das Kurbeltriebshauptlager des J624 wird als maximale Lagerbelastung der maximale Verbrennungsdruck von $p_{max} = 173 \text{ bar}$ verwendet. Multipliziert mit der Kolbenfläche als Funktion des Kolbendurchmessers d_{Kolben} ergibt sich die maximale Lagerbelastung F_{max} .

$$F_{max} = p_{max} \cdot \frac{d_{Kolben}^2 \cdot \pi}{4} = 17.3 \cdot \frac{190^2 \cdot \pi}{4} = 490505 \text{ N} \quad (5.4)$$

Als projizierte Lagerfläche des Hauptlagers dient das Produkt aus Lagerdurchmesser $d_{HL \text{ J624}}$ und Lagerbreite $b_{HL \text{ J624}}$.

$$A_{proj} = d_{HL \text{ J624}} \cdot b_{HL \text{ J624}} = 190 \cdot 60 = 11700 \text{ mm}^2 \quad (5.5)$$

Der Quotient der beiden Größen F_{max} und A_{proj} führt auf eine spezifische Lagerbelastung des J624 Hauptlagers von zirka 42 MPa .

Um gleiche Phänomene im LP06-Lager zu sehen, wie sie im Großmotorenlager auftreten, sind auch die Nachgiebigkeiten der Lagerbockstrukturen mit zu berücksichtigen. Steifere Strukturen erzeugen spitzere Druckberge, wohingegen weiche Strukturen den

Umschlingungswinkel stark ansteigen lassen und somit den Druckberg ebnen. Möchte man Phänomene der LP06 auf den Groß-Gasmotor extrapolieren oder umlegen, müssen diese Ähnlichkeiten mit berücksichtigt werden. Eine genauere Untersuchung der Strukturnachgiebigkeiten der Lagermaschine und des J624 wird in der folgenden Sektion 5.4 näher beschrieben.

Bei Einhaltung der oben aufgelisteten Ähnlichkeiten sind die Bedingungen in LP06-Gleitlager sehr nahe jenen des J624. Ein auf diese Prüfstandskonfiguration hin validiertes Berechnungsmodell lässt bereits fundierte numerische Untersuchungen der Lagerreibung des Großmotors zu. Möchte man Variantenstudien durchführen, um mögliche Reibungsreduktionspotentiale zu finden und zu bewerten, muss die Berechnungsmethode breitbandiger validiert werden. Zu diesem Zweck wurde ein umfangreicheres Prüfprogramm definiert.

Da die Hauptlager des J624 einer spezifischen Lagerbelastung von zirka 42 MPa ausgesetzt sind, bildet diese Last die untere Grenze des Betrachtungsraums, und zwar deshalb, weil sich zukünftige Motorkonzepte durch stetig steigenden Zylinderdruck auszeichnen und daher mit steigenden spezifischen Lagerbelastungen zu rechnen ist. Zudem sind moderne LKW und PKW Lager bis 120MPa deutlich höher belastet; eine dahingehende Validierung ermöglicht den späteren fundierten Einsatz der Methode auch auf derart hoch belastete Maschinen. Somit wird eine stufenweise Steigerung der spezifischen Lagerbelastung von 42MPa bis 76MPa vorgeschrieben.

Der Wellendurchmesser der LP06 von 76mm entspricht einem Hauptlagerdurchmesser eines mittelschweren LKW. Um auch hier den Betrachtungsraum Richtung LKW- und PKW-Anwendung auszudehnen, sind Variationen der Umfangsgeschwindigkeit, abweichend von jener des J624 mit 15m/s , durchzuführen. Als Untergrenze wird 8m/s für Niedrigdrehzahlkonzepte und Motorleerlauf, als Obergrenze 18m/s für Hochdrehzahlanwendungen definiert.

Ziel dieser Messreihe war neben der erweiterten Validierung der Simulationsmethode auch eine messtechnische Darstellung der Einflüsse verschiedener SAE-Klassen des Motoröls auf die Reibung im Gleitlager. Dafür wurden von der OMV 5 Frischöle (SAE10, 20, 30, 40 und 50) mit gleichem Additivpackage für die Vermessung in der LP06 aufbereitet. Sinn hinter der gleichen Additivierung ist es, den chemischen Additiveinfluss auf die resultierende Lagerreibung, z. B. durch Schichtenbildung, im Vergleich zu anderen SAE-Klassen auszuschalten und nur den viskosimetrischen Einfluss der Basisöle auf die Lagerreibung zu untersuchen.

Zusammenfassung der definierten Variationen für die umfassende Validierung der Simulationsmethode:

5.3 Messungen an der LP06 mit Einbereichsölen verschiedener SAE-Klassen

- Druck 42MPa , 49MPa , 56MPa , 63MPa , 69MPa und 76MPa
- Umfangsgeschwindigkeit 8m/s bis 18m/s in zehn Stufen
- Motoröle der Viskositätsklassen SAE10, 20, 30, 40 und 50

Abbildung 5.7 zeigt das Prüfprogramm, welches für jede Versuchsölklasse durchlaufen wird. Gleichzeitig werden alle Messgrößen, wie in Sektion 5.1 beschrieben, erfasst. Zu Beginn jedes Messdurchlaufs wird ein zweistündiger Einlauf durchgeführt, um den initialen Einlaufverschleiß abzuschließen und stabile Bedingungen zu gewährleisten. Wie in Abbildung 5.7 dargestellt, durchläuft das Prüfprogramm für jede Laststufe

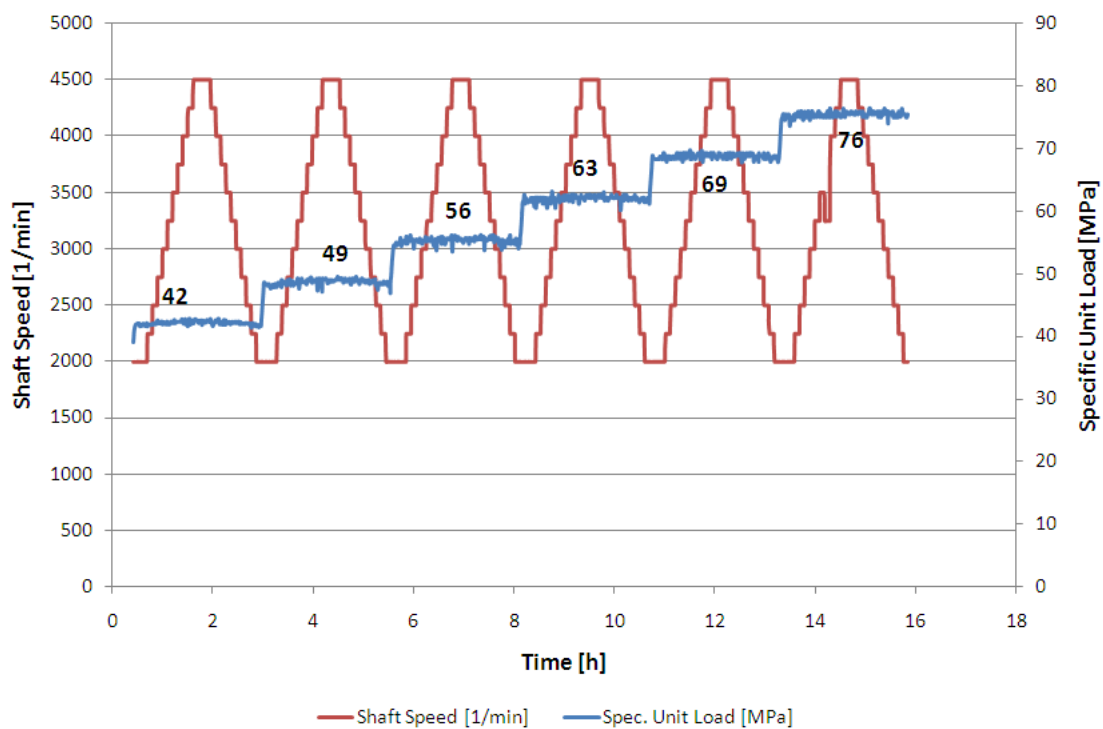


Abbildung 5.7: Prüfprogramm zur Vermessung der verschiedenen SAE-Klassen an der LP06

eine Drehzahlrampe von 2000 bis 4500 U_{pm} (7.96 bis 17.9 m/s Umfangsgeschwindigkeit bei 76 mm Zapfendurchmesser), um verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten für etwaige alternative Kurbelwellendrehzahlen zu berücksichtigen. Die Last steigert sich dabei kontinuierlich von zirka 42 MPa bis auf 76 MPa . Durch den Beginn mit geringer Last passt das Einlaufverschleißprofil der Prüflagerschale zum Lastniveau und passt sich entsprechend der kontinuierlichen Laststeigerung stetig relativ rasch an, ohne die Messergebnisse zu beeinflussen. Geringe Laststeigerungen gewährleisten ein schnelles Angleichen des Lagerschalenverschleißprofils.

Eine Besonderheit dieser Messreihe ist die Verfügbarkeit mehrerer Einbereichsöle verschiedener Viskositätsklassen für die LP06. Jedes dieser Einbereichsöle entspricht einem vollständig formulierten Gasmotorenöl, mit gleichem Additivgehalt. Die einzelnen Ölproben unterscheiden sich daher chemisch nicht voneinander. Der einzige Unterschied ist die Rheologie. Somit kann der Einfluss verschiedener Viskositätsklassen auf die Gleitlagerreibung untersucht werden, ohne störende Einflüsse unterschiedlicher Additivierungen zu haben.

Die Tabelle 5.1 zeigt die Werte einer Frischölanalyse vor den Messreihen an der LP06. $\eta_{40^\circ C}$ und $\eta_{100^\circ C}$ sind die gemessenen dynamischen Viskositäten bei $40^\circ C$ und $100^\circ C$; $\rho_{40^\circ C}$ die Öldichte bei $40^\circ C$; TBN die Basenzahl, NZ die Neutralisationszahl. Am Tabellenende sind die Additivanteile in ppm angegeben.

SAE-Klasse	SAE10	SAE20	SAE30	SAE40	SAE50
$\eta_{40^\circ C}$ [mPas]	25.62	58.13	90.64	139.20	203.80
$\eta_{100^\circ C}$ [mPas]	5.11	8.23	10.85	14.24	18.34
$\rho_{40^\circ C}$ [kg/m^3]	847.6	874.6	881.3	886.4	891.1
TBN	5.2	5.3	5.6	5.7	6.0
NZ	0.22	0.21	0.27	0.24	0.24
Phosphor [ppm]	235	230	229	225	236
Schwefel [ppm]	838	1138	2270	5730	5300
Calzium [ppm]	1140	1150	1150	1160	1180
Zink [ppm]	289	298	287	280	294

Tabelle 5.1: Eigenschaften der Basisöle; Quelle: OMV

Abbildung 5.8 zeigt den Verlauf der dynamischen Viskositäten aller untersuchten Schmieröle bei 40° (blau) und bei 100° (rot). Man erkennt die deutliche Abnahme der dynamischen Viskosität von SAE50 zu SAE10 speziell bei 40° , hier reduziert sie sich um einen Faktor von zirka 8. Bei 40° resultiert eine Reduktion der SAE-Klasse um eine Stufe in einer Reduktion der dynamischen Viskosität um zirka $\frac{1}{3}$, bei 100° resultiert hier nur noch eine Reduktion der dynamischen Viskosität um zirka $\frac{1}{5}$.

Die folgende Diskussion der Öl-charakterisierenden Kennzahlen und Wirkungen von Viskositätsindexverbesserern ist an die Arbeit von Mortier et al. [40] angelehnt:

TBN Die Basenzahl ist ein Mass für den Gehalt alkalisch wirkender Zusätze im Öl. Sie beschreibt die Aufnahmekapazität des Öles für die durch den Verbrennungsvorgang anfallenden sauren Anteile aus den Verbrennungsgasen. Die TBN wird in mgKOH/g angegeben und damit definiert durch die Menge Kaliumhydroxid

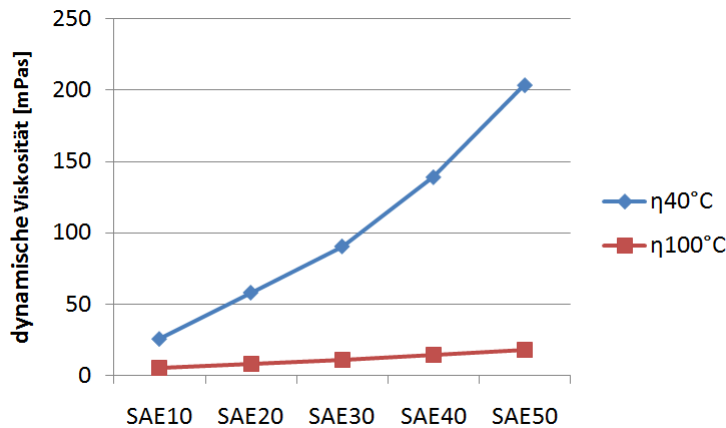


Abbildung 5.8: Messwerte zur dynamische Viskosität der untersuchten Motoröle bei 40°C (blau) und 100°C (rot); Quelle: OMV

(KOH) in mg, die dem Neutralisationsvermögen der in 1 g Öl enthaltenen alkalischen Wirkstoffe entspricht. Durch die ständig aufzunehmenden Säuren und die hohen Betriebstemperaturen nimmt die TBN im Laufe der Einsatzzeit des Öls permanent ab. Sinkt die TBN unter 60 % des Ausgangswertes ab, kündigt sich die Erschöpfung des Öls hinsichtlich seiner Säureaufnahmefähigkeit an, und ein Ölwechsel ist kurzfristig durchzuführen.

NZ Die Neutralisationszahl/Säurezahl verändert sich durch Abbau von Öladditiven und Öloxidation [mgKOH/g]. Sie definiert die benötigte Menge Kalilauge, um die in 1 Gramm Öl enthaltenen Säuren zu neutralisieren.

Chemisch gesehen haben Öle mit geringerer SAE-Klasse Vorteile gegenüber jenen mit höherer Klasse. Je geringer die SAE-Klasse, desto höher ist die spezifische Wärmekapazität. Abbildung 5.9 zeigt, dass jedoch der Unterschied zwischen den einzelnen SAE-Klassen eher gering ist; im Allgemeinen 0.4 – 0.5%, von SAE20 auf SAE10 hingegen bereits 2%. Die Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazität ist hingegen wesentlich deutlicher ausgeprägt und für alle SAE-Klassen zirka gleich. Zwischen 0° und 175° steigt die spezifische Wärmekapazität um zirka 30% an. Heißes Öl besitzt somit eine höhere spezifische Wärmekapazität als kaltes Öl, benötigt somit je Masseneinheit mehr Wärme, um eine Temperatursteigerung im Medium hervorzurufen. Die Rate der Temperaturzunahme nimmt daher ständig ab. Wirkung und Höhe lokaler Wärmehotspots an der Lagerschale lassen sich durch eine höhere Wärmekapazität des Öls abdämpfen, beziehungsweise ganz vermeiden. Abbildung 5.10 zeigt die Dichte verschiedener SAE-Klassen. Obwohl die Grafik einen Abfall der Dichte hin zu niedrigviskosen Ölen darstellt, sei angemerkt, dass die Unterschiede von einer zur nächst niedrigeren Viskositätsklasse nur zirka 0.5% betragen. Nur der Übergang von SAE20 auf SAE10 bringt eine zirka 3%-ige Reduktion der Dichte mit sich. Zur

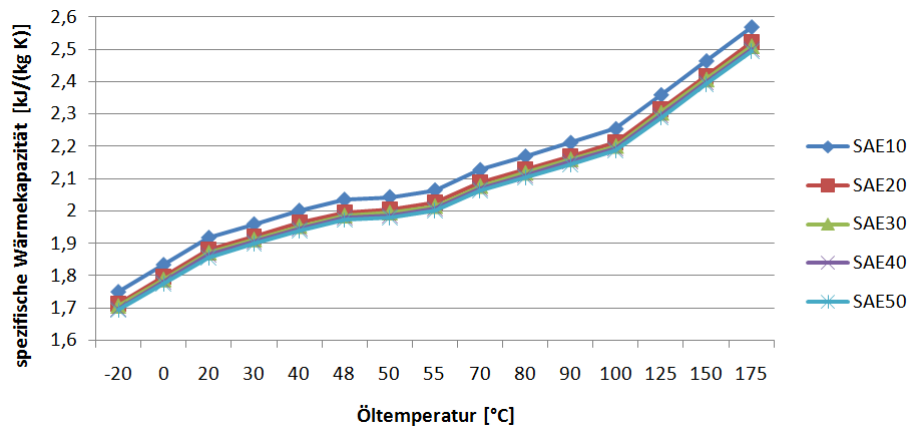


Abbildung 5.9: Messwerte zur spezifische Wärmekapazität der untersuchten Motoröle bei steigender Öltemperatur; Quelle: OMV

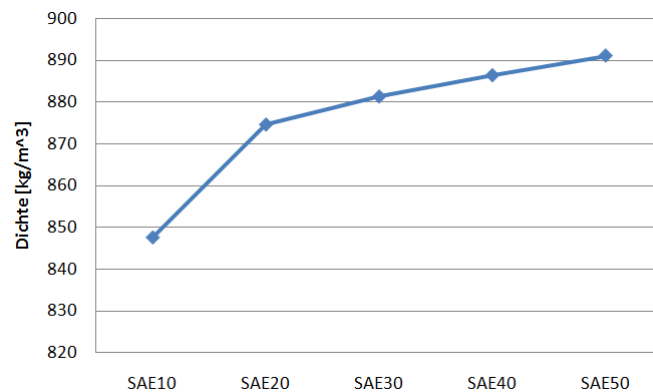


Abbildung 5.10: Messwerte zur Dichte der untersuchten Motoröle; Quelle: OMV

Charakterisierung der Temperaturabhängigkeit der Viskosität von Motorölen wird der *Viskositätsindex VI* verwendet, vor allem weil dieser den direkten Vergleich verschiedener Öle ermöglicht. Zur Bestimmung des VI wird die kinematische Viskosität bei 40°C und bei 100°C gemessen und mit einer Referenz-Skala verglichen. Hierbei gibt die Norm ASTM 2270 eine Tabelle vor, aus der für die gemessene kinematische Viskosität bei 100°C die beiden Werte L und H für die Gleichung (5.6) auslesbar sind. U ist gleich der gemessenen kinematische Viskosität bei 40°C ; $U = \nu_{40^{\circ}\text{C}}$ [40].

$$VI = 100 \cdot \frac{(L - U)}{(L - H)} \quad (5.6)$$

Die Entwicklung dieser Skala basiert auf der Festlegung des Wertes 100 für ein zum damaligen Zeitpunkt aktuelles Premiumöl mit sehr geringer Temperaturabhängig-

keit der Viskosität und des Wertes 0 für ein Öl mit sehr hoher Temperaturabhängigkeit der Viskosität [40]. Durch die Entwicklung ständig neuer und besserer Öle gibt es bereits Motoröle mit $VI > 100$, da deren Temperaturabhängigkeit sehr gering ist. Speziell synthetische Öle, wie die Polyalphaolefine PAO haben bereits deutlich höhere VI-Werte als 100. Besonders in Verbrennungskraftmaschinen hat die temperaturabhängige Viskosität Nachteile, da die Viskosität im Kaltstart sehr hoch ist und Reibung verursacht, hingegen bei Betriebstemperatur sehr stark abnimmt, was sich negativ auf die Tragfähigkeit des Schmierfilms auswirken kann. Daher sind in VKM ausschließlich Mehrbereichsöle im Einsatz, die unter Zusetzung von speziellen langkettigen, bzw. hochmolekularen Polymeren die Viskosität im hohen Temperaturbereich aufrecht erhalten sollen; diese Polymere werden auch VI-Verbesserer genannt. Ein typischer Vertreter der Mehrbereichsöle ist das SAE10W-40, dies hat im unteren Temperaturbereich ($40^{\circ}C$) eine SAE10 Viskosität, durch die eingesetzten Polymere jedoch im Hochtemperaturbereich ($100^{\circ}C$) ein Viskositätsverhalten wie ein SAE40 Öl, ist also bei $100^{\circ}C$ deutlich dicker als das SAE10. Die Nachteile des Zusetzens von Polymeren sind: Mehrbereichsöle weisen eine ausgeprägte Abhängigkeit der Viskosität von der Scherrate im Schmierpalt auf; die Scherrate ist der Geschwindigkeitsgradient im Schmierpalt. Bei hohen Scherraten beginnen sich die anfangs in Kneuelform vorliegenden Polymerketten zu entwirren und ziehen sich in die Länge, was einen Einbruch der Viskosität zur Folge hat. Bei sehr hohen Scherraten geht somit die viskositätssteigernde Wirkung bei hohen Temperaturen verloren und die lokale Schmierstoffviskosität sinkt auf den Wert des Basisöls; im Fall von SAE 10W-40 auf den Wert von SAE10. Sogenannte „Wide Viscosity Span Multigrades“, wie SAE 10W-60 ($\Delta 50$) oder SAE 5W-50 ($\Delta 45$) haben einen großen Polymergehalt und somit eine hohe Scherratenabhängigkeit, da die Hochtemperatur-Viskosität von zum Beispiel 60 sehr weit auf 10 herabfällt [40]. „Narrow Viscosity Span Multigrades“, wie SAE 0W-30 ($\Delta 30$) besitzen einen geringen Polymergehalt, sind somit nicht so stark von der Scherrate abhängig. Der nötige Gehalt an Polymeren zur Erzielung der gewünschten Wirkung ist zudem noch vom Basisöl abhängig. Herkömmliche mineralische Öle oder Hydrocrack-Öle benötigen eine hohe Menge an Polymeren. Synthetische Öle wie Polyalphaolefine PAO oder esterbasierte Öle benötigen für dieselbe Wirkung eine geringere Menge an Polymeren. Diese synthetischen Öle haben aus der Produktion heraus bereits eine geringere Temperaturabhängigkeit der Viskosität, besitzen daher bereits selbst eine geringe VI-Verbesserungswirkung. Somit kann mit einer geringeren Polymermenge dieselbe Wirkung erzielt als bei mineralischen Ölen mit einer beträchtlich höheren Menge. Zudem ist auch der Scherrateneinfluss geringer und das Temperaturverhalten stabiler.

Es gibt eine Reihe verschiedener Polymere mit unterschiedlichen Molekulargewichten die als VI-Verbesserer Verwendung finden. Das am breitesten, für alle Massenprodukte wie SAE 10W-40, SAE 20W-40, etc. eingesetzte Polymer ist OCP (Ethylen-Propylen Copolymer). Es entsteht aus der Vervielfachung von einzelnen Olefin-Ethylen-

Propylen Bausteinen. Wirtschaftlich gesehen ist dieses Produkt ein gängiger Standard, da die Anschaffungskosten gering sind. Jedoch sind die Polymerketten nicht sehr fest und scheren sich bereits nach geringer Belastungszeit ab; bei PKW-Motoren ergeben sich hierfür Standzeiten bis zirka 15.000 km, für Groß-Gasmotoren Betriebszeiten von 2000-3000 Stunden einschließlich kontinuierlicher Ölnachfüllung. OCP Polymere haben sehr hohe Molekulargewichte, weshalb sie nicht sehr gut im Basisöl gelöst werden können.

Ein weiterer VI-Verbesserer ist PIB (Polyisobutylen); hierbei handelt es sich um ein hochmolekulares Polymer mit sehr hoher Festigkeit. Polymere mit hohen Festigkeiten als Widerstand gegen mechanisches Abscheren und somit Wirkungsverlust eignen sich hervorragend für Getriebeanwendungen. Dem Vorteil der hohen Festigkeit wirkt ein sehr schlechtes Tieftemperaturverhalten dieser Polymerketten entgegen.

PAMA (Polyalkylmethacrylat) ist aus vielen Acrylat-Bausteinen aufgebaut. Im Trägeröl wird es im Allgemeinen mit einem Masseanteil von 40 – 60% gelöst. Das sehr hohe Molekulargewicht verleiht ihm sehr gute Eigenschaften, so besitzt es ausgezeichnetes Tieftemperaturverhalten und bleibt bis -40°C ausreichend pumpbar. Leider ist es in der Anschaffung teuer, wird jedoch für Hochleistungsöle gerne eingesetzt.

SICP (Styrol-Isopren-Copolymers) wird für heutige moderne Hochleistungsmotoröle verwendet. Es besitzt sehr gute Tieftemperatureigenschaften, weist jedoch gleichzeitig auch sehr hohe Scherstabilität und Hochtemperaturviskosität auf. Mit diesem Polymer lassen sich ausgezeichnete HTHSV-Werte erzielen. HTHSV (High-Temperature-High-Shear-Viscosity) ist ein von OEM vorgeschriebener Wert zur Qualitätssicherung von Motorölen für deren Anwendung. Der Wert schreibt die Viskosität bei 150°C und einem Schergefälle von $10^{-6} \frac{1}{\text{s}}$ fest. Öle mit einem hohen HTHSV-Wert besitzen sehr stabile Viskositätseigenschaften unter diesen harten Bedingungen.

Eine neue Gruppe von VI-Verbesserern sind sogenannte „Star Polymers“, sternförmige Polymere. Sie sind mit einer sehr geringen Menge von 5 – 10 Gewichtsprozent im Trägeröl gelöst und sind zudem sehr gut lösbar. Die Eigenschaften sind überragend; sehr scherstabil, bereits bei geringer Konzentration eine hohe VI-Verbesserung, beeinflusst die Basisölviskosität bei tiefen Temperaturen nicht, etc. Die Marktreife ist Gegenstand aktueller Untersuchungen.

Abbildung 5.11 zeigt den Viskositätsindex verschiedener Einbereichsöle von SAE50 bis SAE10. Man erkennt einen deutlichen Anstieg des VI in Richtung niedrigviskoser Öle (SAE50 \rightarrow SAE10). Der VI von SAE10 ist im Vergleich zu SAE50 bereits um zirka $\frac{1}{3}$ höher, was eine deutlich geringere Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur zur Folge hat. Auch die Alterungsbeständigkeit von niedrigviskosen Ölen

5.3 Messungen an der LP06 mit Einbereichsölen verschiedener SAE-Klassen

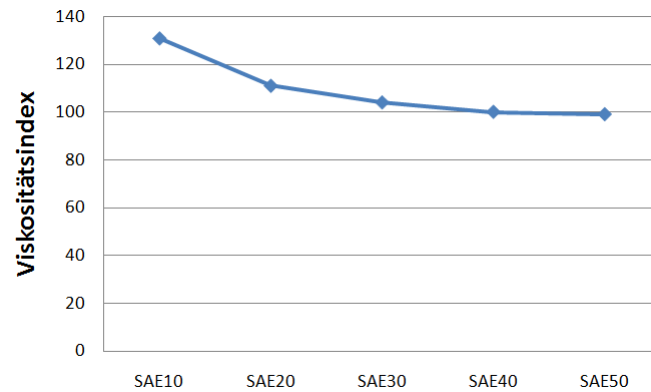


Abbildung 5.11: Messwerte zum Viskositätsindex der untersuchten Motoröle; Quelle: OMV

ist deutlich besser, verglichen mit jener der hochviskosen Öle. Das bedeutet, dass die Viskosität sich mit der Betriebszeit weniger verändert und somit die Ölqualität länger erhalten bleibt. Ölalterung resultiert aus geringfügigen Zerfallsprozessen, dominant wirkt jedoch die Aufdickung des Öls. Abbildungen 5.12 und 5.13 zeigen die prozentuelle Viskositätsänderung bei 40°C und 100°C durch künstliche Alterung des Öls, nach 48, 96, 144 und 192 Stunden thermischer Belastung mit katalytischen Materialien, zum Beispiel Kupfer. Hier ist zu erkennen, dass niedrigviskose Öle wie SAE10 kaum Änderungen der Viskosität durch Alterung erfahren, wohingegen dicke Öle wie SAE40 oder SAE50 doch deutliche Anstiege verzeichnen, die im Motorbetrieb und vor allem auch in Simulationen zu berücksichtigen sind.

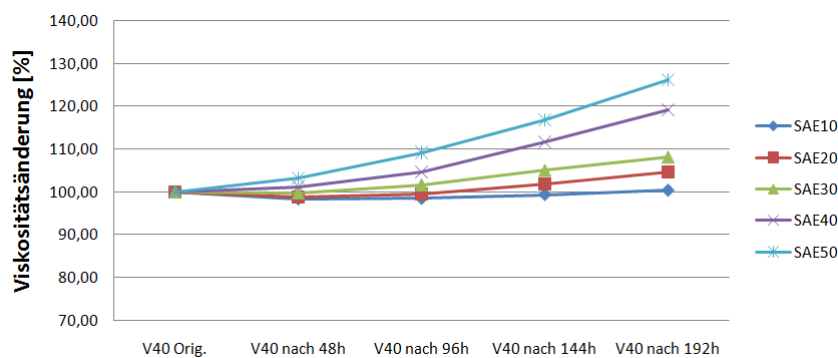


Abbildung 5.12: Prozentuelle Viskositätssteigerung durch künstliche Alterung der Motoröle; dynamische Viskosität bei 40°C

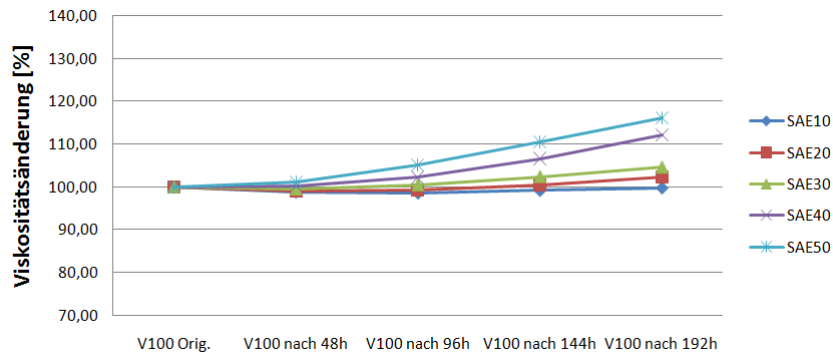


Abbildung 5.13: Prozentuelle Viskositätssteigerung durch künstliche Alterung der Motoröle; dynamische Viskosität bei 100°C

Wie erwähnt wurden Messungen an der Gleitlagerprüfmaschine LP06 unter anderem auch mit verschiedenen Ölen durchgeführt. Die Additivierung der einzelnen Öle war dabei gleich, sie unterschieden sich lediglich in ihren rheologischen Eigenschaften, der dynamischen Viskosität. Möchte man sequenziell verschiedene Öle in derselben Prüfmaschine laufen lassen, ist auf die Vermeidung von Durchmischung mit alten Ölresten in der Prüfmaschine zu achten. Die Standardtests bei MIBA werden mit einem speziell formulierten, stark zinkhaltigen SAE10 Einbereichsöl durchgeführt. Um nun Vermischungen mit den OMV-Ölen zu vermeiden, ist eine umfassende Demontage, Reinigung und Spülung der Maschine nötig. Würden Reste des MIBA-Öls mit dem OMV-Öl vermischt, käme es zu einer Anhebung des Zinkgehalts und somit zu einer stärkeren ZDDP-Bildung, was den Grenzreibwert bei Mischreibung modifiziert, wodurch die Vergleichbarkeit der einzelnen Versuche untereinander nicht mehr gegeben ist. Zudem senkt die Vermischung von SAE50 mit SAE40 die Viskosität messbar ab.

Um derartige Vermischungseffekte durch geringe Restölmengen in der Maschine zu vermeiden wurde eine spezielle Prüfreihefolge festgelegt.

Reihenfolge der Versuche in der LP06:

- SAE10 MIBA -> Ausgangssituation
- SAE10 OMV -> Spülen der Maschine
- SAE50 OMV -> Testen der Vermischung und Additivgehalte
- SAE40 OMV
- SAE30 OMV
- SAE20 OMV

- SAE10 OMV -> Ölanalysen mit vorheriger Messung vergleichen
- SAE40 OMV -> Verdünnung des SAE40 durch zuvor verwendetes SAE10 prüfen

Ausgehend von der letzten Messung an der LP06 mit MIBA-SAE10 wird die Maschine mit OMV-SAE10 befüllt und zur Spülung damit betrieben. Etwaige Ölreste werden dabei aufgenommen, wobei speziell die Additive des MIBA-Öls aus der Maschine verschwinden und nachfolgende Messungen nicht chemisch beeinflussen. In weiterer Folge werden nach erneuter Demontage und Entleerung der ölführenden Bauteile die verschiedenen SAE-Klassen von 50 bis 10 sequenziell vermessen. Während und am Ende der Messungen werden Ölproben entnommen, um die Qualitätskonstanz des Öls und somit auch die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Am Ende der Messreihe wurde noch einmal ein Test mit SAE40 durchgeführt, um Einflüsse des zuvor vermessenen SAE10 auf die nachfolgende Messung zu prüfen.

Zur Absicherung der Ergebnisse auf Reproduzierbarkeit, wurden für jedes Öl mindestens 3 Messläufe unter gleichen Bedingungen durchgeführt.

5.4 Untersuchungen zum Einfluss der Strukturelastizität von Pleuel und Lagerschale auf die Vorgänge im Gleitlager

Die folgende Sektion beschreibt den rechnerischen Vergleich der Vorgänge im Gleitlager der LP06 gegenüber dem Groß-Gasmotor. Es wird die Frage behandelt, ob Ergebnisse der LP06 direkt auf den Groß-Gasmotor übertragbar sind. Dabei wird eine Methode beschrieben, die eine einfache Charakterisierung der Strukturabhängigkeit von Gleitlagern in Abhängigkeit der dahinter liegenden Struktur ermöglicht; diese Untersuchungen bilden die Basis für anschließende Ähnlichkeitsbetrachtungen. Wie in Sektion 5.2 erwähnt, dient die Gleitlagerprüfmaschine in ihrer ursprünglichen Funktion der Freigabe neuer Lagermaterialien, Lagerformen, Beschichtungen, etc. durch Zerstörungstests. Halten die Lager einer bestimmten Belastung eine vorgegebene Zeit stand, sind sie für den Einsatz in Motoren freigegeben. Nun unterscheidet sich der Aufbau der LP06 und des J624 Groß-Gasmotors doch deutlich in Aufbau und Bauteilabmessungen, wie in Abbildung 5.14 zu erkennen ist. In der LP06 können Lagerschalen bis max. 76mm Durchmesser verbaut und getestet werden, im J624 sind jedoch Pleuellager mit Durchmesser 175mm und Hauptlager mit 195mm verbaut. Daher ist es nicht möglich, dieselben Lagerschalen zu testen, wie sie im J624 verbaut sind, denn dort sind ähnliche Schalen im Einsatz. Freigaben für Motor-Gleitlager, im Speziellen für die Anwendung in diesem Großmotor, passieren jedoch mit der

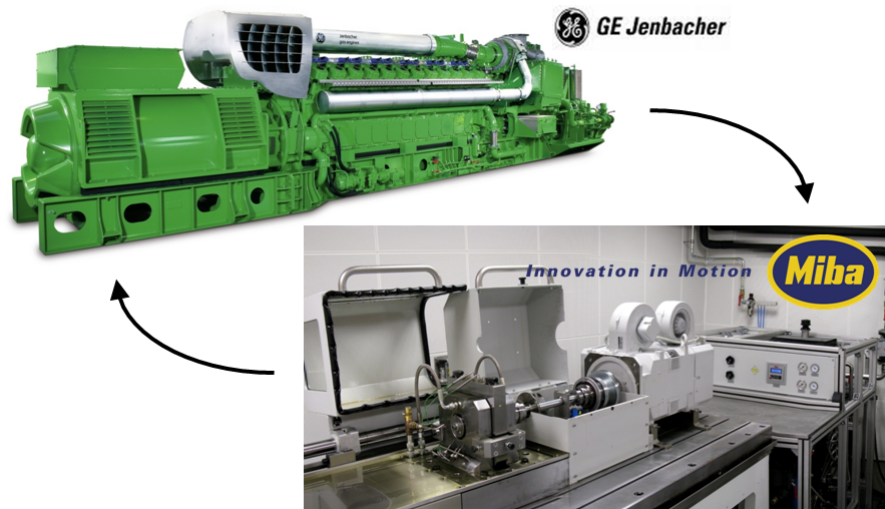


Abbildung 5.14: Darstellung der Interaktion von Motor und Prüfmaschine im Entwicklungsprozess; Freigabe der Gleitlager für den Motorbetrieb unter Rückmeldung von aktuellen Belastungsprofilen, Schmierölkonditionen und Schadensmechanismen im Betrieb

Gleitlagerprüfmaschine. Es stellt sich somit die Frage, ob die Kenngrößen der Lagerauslegungskriterien an Prüfmaschine und Motor in vergleichbarer Weise erkennbar sind. Beispiele typischer Lagerauslegungskriterien sind:

- Minimalspalt h_{min}
- Umschlingungswinkel α
- Maximaldruck p_{max}
- Hydrodynamische Druckverteilung
- Reibleistung – Festkörperkontakt

Die Lagerprüfmaschine LP06 verwendet zwar in Durchmesser und Breite skalierte Lagerschalen, Aufbau, Materialien und Oberflächenrauigkeiten sind jedoch gleich mit den Lagerschalen des J624. Dies ist eine logische Folge der Herstellung der Prüflagerschalen. Diese werden aus derselben Produktionsreihe wie die J624 Lagerschalen hergestellt, lediglich die Lagerschalendimensionen sind an die LP06 angepasst. Zur besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse besitzt auch die Prüfwellen der Motorkurbelwelle geometrisch ähnliche Oberflächenrauigkeit, was zur Folge hat, dass sowohl bei der LP06 als auch beim J624 bei gleicher minimaler Schmier-spalthöhe h_{min} beginnender Festkörperkontakt zu erkennen ist.

Im günstigsten Fall trägt das Gleitlager eine externe Belastung, z.B. Zündkraft, rein

durch den aufgebauten hydrodynamischen Druck; die Integration des Druckberges über die mit Öl gefüllte Lagerfläche führt auf die Reaktionskraft, die mit der externen Belastung im Gleichgewicht steht. Einfach betrachtet bildet somit die Definition einer spezifischen Lagerbelastung als Quotient von maximaler externer Kraft und projizierter Lagerfläche eine geeignete Größe, um ähnliche Belastungszustände zu generieren. Für gleiche Belastung zweier geometrisch unterschiedlicher Lager sind somit gleiche spezifische Lagerbelastungen vorzugeben.

Als Umschlingungswinkel α wird jener Bereich definiert, über den sich der Druckberg erstreckt. Dieser Wert steht in direktem Zusammenhang mit der Nachgiebigkeit der dahinter liegenden Struktur.

Um sinnvoll prüfen zu können, bzw. die Prüfergebnisse im Anschluss an die Messungen auf den Motor überführen zu können, sind ähnliche Bedingungen im Prüfmaschinenlager und im motorischen Gleitlager zu realisieren.

Die folgenden Simulationsergebnisse sollen zeigen, dass unter ähnlichen Lastbedingungen in der aktuellen Konfiguration der LP06 noch deutliche Unterschiede in den genannten Lagerauslegungsgrößen existieren. Abbildung 5.15 zeigt die Größenverhältnisse des Motor-Gleitlagers und des Prüfmaschinenleitlagers. Von der Form-

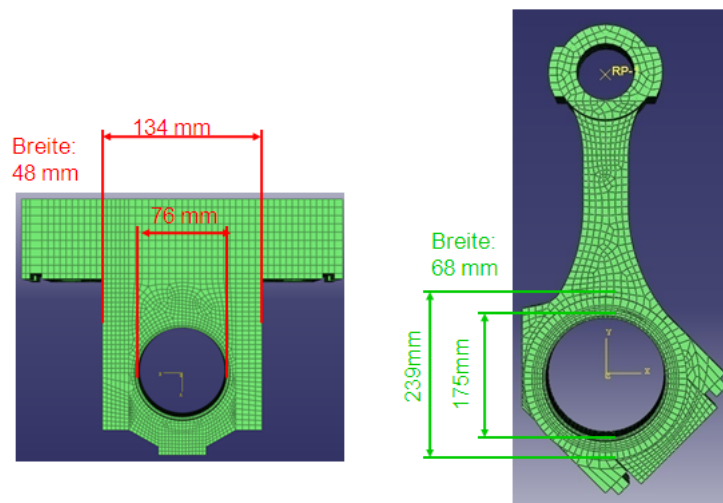


Abbildung 5.15: Darstellung der Größenverhältnisse von LP06 Prüfpleuel (links) und Pleuel des J624 Groß-Gasmotors (rechts); daraus folgende Unterschiede in der Steifigkeitsverteilung der Strukturen beeinflussen die Phänomene im Gleitlager

gebung her ist das Motorpleuel, wegen der Forderung möglichst geringer bewegter Massen im Kurbeltrieb, deutlich nachgiebiger aufgebaut als das massive, blockartige Prüfmaschinenpleuel. Durch den enormen Größenunterschied ist jedoch das Motorpleuel lokal steifer als das Prüfmaschinenpleuel. Auch die Nachgiebigkeitsverteilung

der beiden Strukturen, sowohl in axialer als auch in Umfangsrichtung unterscheidet sich deutlich, was in den Ergebnissen der vergleichenden Berechnungen zu sehen ist. Abbildung 5.16 zeigt die berechnete hydrodynamische Druckverteilung in Auf- und Kreuzriss vom Prüfpleuellager (links) und vom großen Pleuellage des Motors (rechts). Die weißen Linien kennzeichnen den Umschlingungswinkel als jenen Bereich, in dem der hydrodynamische Druck größer als der Umgebungsdruck ist. Er ist, wie bereits erwähnt, eine Funktion der radialen Steifigkeitsverteilung der Lagerschalen- und Pleuellstruktur. Als Hochdruckbereich oder Hauptlastzone lässt sich jener Raum des Lagers bezeichnen, wo der hydrodynamische Druck am höchsten ist, dieser ist in Abbildung 5.16 mit roten Linien an beiden Lagern markiert. Wie erwartet zeigen sich trotz ähnli-

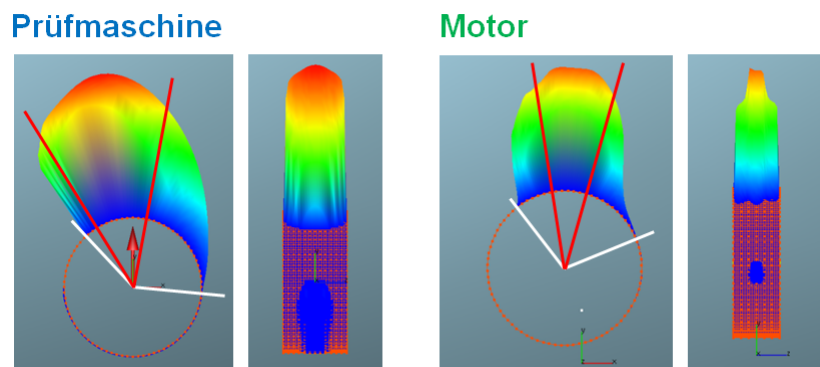


Abbildung 5.16: Berechnete hydrodynamische Druckverteilung in Auf- und Kreuzriss des Prüfpleuels der LP06 (links) und des Pleuels J624 Groß-Gasmotors (rechts)

cher Belastung und rheologischer Randbedingungen deutlich unterschiedliche Druckberge. Das durch kleinere Abmessungen nachgiebigere Prüfmaschinenpleuel führt zu einem sehr stetigen Druckberg mit großem Umschlingungswinkel und einer breiten Hauptlastzone auch in axialer Richtung. Beim Motorpleuellager ist der resultierende Druckberg ein Spiegelbild seiner strukturellen Elastizitätsverteilung in Umfang- und Axialrichtung. Der Pleuelschaft verringert lokal sehr stark die Strukturnachgiebigkeit, wobei gleichzeitig die sehr schlanke Reststruktur eine vergleichsweise hohe Nachgiebigkeit aufweist. Dies führt zur Konzentration des Druckbergs in der steifen Zone des Pleuelschafts, da die Reststruktur unter dem auftretenden hydrodynamischen Druck elastisch stark nachgibt und somit der Druck lokal abfällt. Ein kleiner Umschlingungswinkel und eine sowohl in Umfangsrichtung als auch axial, sehr konzentrierte Hauptlastzone ist die Folge.

Unterschiede in der Druckverteilung können zu voneinander abweichenden Festkörperkontakt-druckverteilungen führen. Abbildung 5.17 zeigt die beiden zu den hydrodynamischen Druckverteilungen aus Abbildung 5.16 gehörigen Festkörperkontakt-druckverteilungen; die Bereiche mit Festkörperkontakt zwischen Welle und Lager-

schale sind mit roten Ellipsen gekennzeichnet. Auch hier lassen sich trotz im Mittel gleicher minimaler Schmier-spalthöhen Unterschiede in Betrag und Verteilung erkennen. Festkörperkontakt tritt im Prüfmaschinenlager, Abbildung 5.17 links, nur an den Schalenkanten mit geringer Intensität auf. Die Verlagerung des Kontaktbereichs von der Vertikalen weg entsteht durch die drehzahl- und lastproportionale Zapfenverschiebung. Das Motorpleuelgleitlager, Abbildung 5.17 rechts, hat zusätzlich zum Kantenkontakt (rote Ellipsen) noch einen flächigen Kontaktbereich (orange Ellipsen) direkt unterhalb des steifen Pleuelschafts. Somit zeigt sich, dass die Nachgiebigkeit

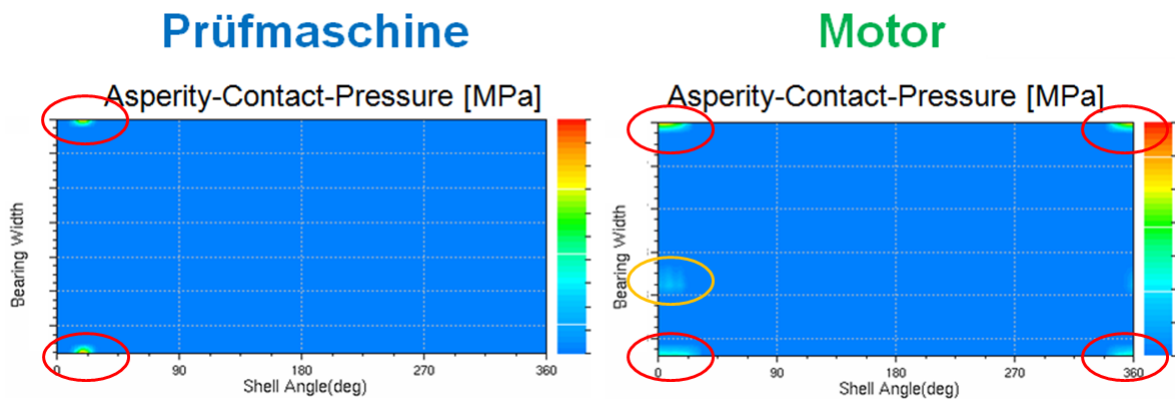


Abbildung 5.17: Darstellung der Festkörperkontaktbereiche an den abgewälzten Lagerschalen von LP06 (links) und Motor (rechts). Die beige-stellte Farbskala kennzeichnet Bereiche ohne Festkörperkontakt mit Dunkelblau. Je höher der Betrag des Festkörperkontakt-drucks p_a , desto weiter geht die Färbung zu Rot hin. Die roten Ellipsen kennzeichnen Bereiche mit Festkörperkontakt an den Lagerschalenkanten zwischen Welle und Lagerschale. An der Prüfmaschine (links) findet reines Kantentragen statt; am Motor (rechts) sieht man einen breiteren Bereich des Kantentragens zufolge der elastischen Bundstruktur des Pleuels und einen mittig liegenden Tragbereich (orange Ellipse) hervorgerufen durch den steifen Pleuelschaft.

der Pleuelstruktur einen signifikanten Einfluss auf die Vorgänge im Gleitlager hat. Direkte Vergleiche zwischen LP06 und J624 Pleuellagern sind somit nicht zulässig. Deshalb folgen detailliertere Untersuchungen in der Sektion 5.5.

Neben den bereits aufgezählten Ähnlichkeitsgrößen, stellt die radiale Nachgiebigkeit der Lagerstruktur eine wichtige Größe dar, um gleiche Bedingungen für Gleitlager herzustellen. Dies erfordert die Entwicklung einer Methode zur einfachen Darstellung der radialen Nachgiebigkeit der Gleitlagerstrukturen von LP06 und J624.

Im Speziellen möchte man hier die Steifigkeitseigenschaften einer geometrisch komplexen Struktur, wie ein Pleuel einer Hubkolbenmaschine, auf die Lagerschalenoberfläche reduzieren und diese dann in einem ebenen Plot darstellen und mit anderen vergleichen. Für allgemein gültige und einfache Anwendungen bietet sich hier die Methode der statischen Kondensation an.

Ausgangspunkt für die statische Kondensation ist die allgemeine statische Kraft-Verschiebungsbeziehung. $\underline{K} \cdot \underline{q} = \underline{F}$, mit \underline{K} als Steifigkeitsmatrix, \underline{q} als Spaltenvektor der generalisierten Koordinaten und \underline{F} als Vektor der externen Belastungen. Durch Einteilung der Komponenten des Vektors der generalisierten Koordinaten in „Retained DOF“ \underline{q}_t und „Internal DOF“ \underline{q}_0 lässt sich \underline{q} neu sortieren.

$$\underline{q} = \begin{bmatrix} \underline{q}_t \\ \underline{q}_0 \end{bmatrix} \quad (5.7)$$

Durch die Umformung in Gleichung (5.8) lassen sich die „Retained DOF“ \underline{q}_0 explizit ausdrücken.

$$\underline{q}_0 = \underline{G}_{0t} \cdot \underline{q}_t \quad (5.8)$$

\underline{G}_{0t} ist hierbei die Transformations-Matrix und beschreibt den Zusammenhang zwischen „Retained DOF“ und „Internal DOF“. Sie errechnet sich aus der Steifigkeitsmatrix \underline{K} . Angewandt auf die Massen- und Steifigkeitsmatrix der allgemeinen Bewegungsgleichung elastischer Systeme reduziert die Transformationsmatrix \underline{G}_{0t} die Ordnung des Gleichungssystems, wodurch nur noch die „Retained DOF“ \underline{q}_t im System bleiben. Massen und Steifigkeitseigenschaften der Gesamtstruktur sind somit in die „Retained DOF“ kondensiert. Da bei der Methode der statischen Kondensation keinerlei vereinfachende Annahmen getroffen wurden, ist das reduzierte System eine exakte Abbildung des Gesamtsystems. Statische Berechnungen mit dem reduzierten System führen somit zu denselben Ergebnissen wie im Gesamtsystem.

Als Maß für die radiale Steifigkeitsverteilung werden die Diagonalelemente der reduzierte Steifigkeitsmatrix herangezogen.

$$\underline{K}_{red} = \underline{G}_{0t} \cdot \underline{K} \cdot \underline{G}_{0t}^T \quad (5.9)$$

Durch Auslesen der Werte, referenzieren zum jeweiligen Freiheitsgrad und plotten auf einer Ebene, als Repräsentation der abgewälzten Lagerschalenoberfläche, lässt sich die radiale Steifigkeitsverteilung einer Gleitlagerstruktur grafisch darstellen.

Abbildung 5.18 zeigt einen Testkörper zum Beschreiben der Vorgehensweise und zur Verdeutlichung der Vorgänge. Der Testkörper ist in erster Näherung einem Lagerbock ähnlich, besitzt einen kreisförmigen Oberteil, einen blockförmigen Unterteil und eine angedeutete Gleitlagerschalenoberfläche. Gemäß dem Ziel, die Steifigkeitseigenschaften dieser Struktur auf die Lagerschalenoberflächenknoten zu reduzieren,

repräsentieren die in rot gekennzeichneten Knoten die „Retained DOF“ q_t . Alle weiteren, nicht markierten Knoten werden entfernt und bilden die Spaltenmatrix q_0 . Da die radiale Steifigkeitsverteilung der Lagerschalenoberfläche an einer abgewälzten Ebene dargestellt wird, ist ein Ausgangspunkt der Winkelzählung zu definieren, hier 0° an der vertikalen Achse. In Abbildung 5.19 ist die radiale Steifigkeitsverteilung, be-

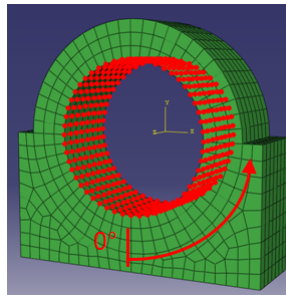


Abbildung 5.18: Probekörper zur Berechnung und Darstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Innenfläche; hier mit roten Punkten markiert

ziehungsweise nach Invertierung der reduzierten Steifigkeitsmatrix, die radiale Nachgiebigkeitsverteilung für den Körper aus Abbildung 5.18 im bereits abgewälzten Zustand dargestellt. In der Flächendarstellung der gesamten Lagerschalenoberfläche lassen sich die formbedingten Nachgiebigkeitsunterschiede nicht einfach auslesen, weil die Nachgiebigkeit der Randknoten sehr groß ist gegenüber den innenliegenden Knoten. Ein Knoten in der Mittelebene der Lagerschalenoberfläche besitzt in axialer Richtung betrachtet zwei Nachbarknoten und somit an beiden Seiten angrenzendes Material, welche die Nachgiebigkeit gering hält. Ein Knoten am Lagerschalenrand stellt jedoch einen speziellen Punkt dar, denn dieser besitzt nur einen angrenzenden Bereich mit stützendem Material. Die dort berechnete Nachgiebigkeit ist daher deutlich höher, wie in Abbildung 5.19 zu sehen ist. Allgemein ist auch erkennbar, dass die Nachgiebigkeit vom Lagerschalenzentrum zu den Rändern hin kontinuierlich abnimmt, jedoch eher in kleinen Schritten verglichen mit dem Rand. Um nun die Plausibilität der berechneten Ergebnisse zu prüfen, wurden zwei Prinzipmodelle miteinander verglichen. Wie in Abbildung 5.20 in den kleinen Bildern zu sehen, wird der Vergleich zwischen einem Rohrstück (oben rechts) und dem bereits beschriebenen Lagerbock (unten rechts) angestellt. Der Lagerbock ist dabei jedoch eine Modifikation des Rohrstücks dahingehend, als dass die Geometrie der oberen Hälfte in beiden Fällen identisch ist. Das soll für die radiale Nachgiebigkeit der Struktur der oberen Hälfte identische Ergebnisse bringen, lediglich die berechneten Nachgiebigkeiten der unteren Hälfte sollen voneinander abweichen. Das soll beweisen, dass Ergebnisse verschiedener Strukturen untereinander vergleichbar sind. Ziel der Methode ist es auch die radialen Nachgiebigkeitsverteilungen von LP06-Pleuel und J624-Pleuel miteinander vergleichen zu können.

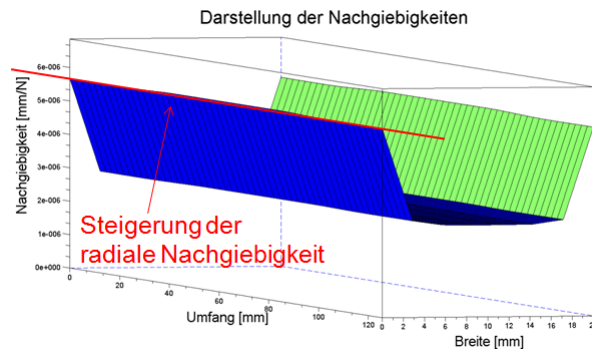


Abbildung 5.19: Darstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Innenfläche in Umfangs- und Breitenrichtung für den Körper aus Abbildung 5.18 in abgewälzter Form

Die in Abbildung 5.20 dargestellten Ergebnisse zeigen jeweils die radiale Nachgiebigkeitsverteilung für einen Querschnitt im axialen Zentrum des Lagers bei halber Lagerbreite. Man erkennt die erwartete Übereinstimmung der Beträge der radialen Nachgiebigkeit im Bereich der oberen Hälfte der Strukturen. Der Kantensprung bei 90° und bei 270° ergibt durch die lokal höheren Widerstandsmomente einen deutlichen Einbruch der radialen Nachgiebigkeit, der auch einen Einfluss auf die noch identischen Bereiche der oberen Hälfte aufweist. Im Bereich 45° und 315° besitzt die Lagerbockstruktur die größte radiale Ausdehnung, was zum Minimum der radialen Nachgiebigkeit an diesem Punkt führt. Zum Winkel 0° beziehungsweise 360° hin wird die radiale Ausdehnung der Struktur wieder geringer, was den erneuten Anstieg erklärt. Auf Basis der gezeigten Ergebnisse kann man zusammenfassend sagen, dass die Vergleichbarkeit von berechneten Ergebnissen verschiedener Pleuel- und Lagerbockstrukturen gegeben ist; die Methode somit für die Anwendung zum Vergleich der radialen Nachgiebigkeitsverteilung von LP06- und J624-Pleuel zur Verfügung steht. Der Vorteil dieser einfach zugänglichen und hinsichtlich Rechenzeit sehr effiziente Methode lässt sich auf alle beliebige Strukturen mit modellierten Radialgleitlager-schalen anwenden.

Zur Anwendung auf die in Abbildung 5.15 gezeigten Pleuel der LP06 und des J624 wurden auch diese entsprechend der oben beschriebenen Methode statisch kondensiert und deren radiale Nachgiebigkeitsverteilung in grafischer Form dargestellt. Abbildungen 5.21 und 5.22 zeigen die Ergebnisse der berechneten Nachgiebigkeitsverteilung an bestimmten axialen Querschnitten; deren Position ist in der zugehörigen Legende angegeben. Das Prüfmaschinenpleuel der LP06 ist im Aufriss und Kreuzriss symmetrisch aufgebaut, siehe Abbildung 5.15. Von unten stößt zentral eine Ölzufuhrbohrung direkt an den Lagerschalenrücken, zudem sind zur Montage des unten liegenden Lagerbügels an die Pleuelstruktur links und rechts der Lagerschale Boh-

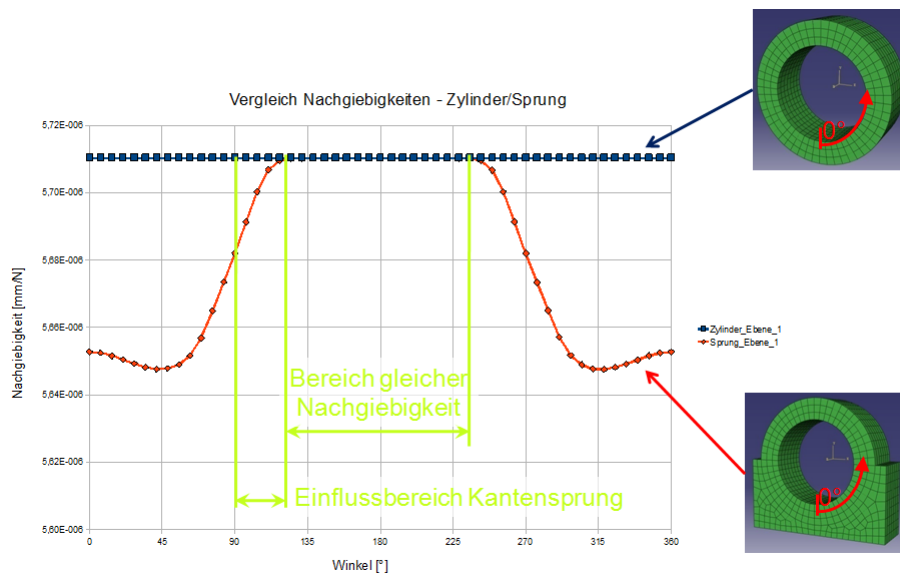


Abbildung 5.20: Gegenüberstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Mittelebene zweier Körper mit gleicher Innenflächen. Für beide Körper sind die Nachgiebigkeitsverläufe qualitativ im Vorhinein bekannt, somit eignen sind diese für Grundsatzuntersuchungen und zum Zeigen der Methodenqualität

ungen für die Schraubenführung vorhanden. Durch den axial symmetrischen Aufbau sieht man auch in den Ergebnissen für das LP06-Pleuel in Abbildung 5.21 eine zu den Lagerschalenrändern hin ansteigende Nachgiebigkeit. Zudem sind die strukturschwächenden Bohrungen der Schraubenführungen und der Ölzufuhrbohrung deutlich zu erkennen. Die Nachgiebigkeitsverteilung ist wie der Pleuelaufbau sehr symmetrisch.

Im Vergleich dazu zeigt die Nachgiebigkeitsverteilung des J624-Pleuels keinerlei Symmetrien. Jedoch lassen sich auch hier die einzelnen Strukturbereiche anhand der dargestellten Nachgiebigkeitsverläufe sehr gut wiederfinden. Das J624-Pleuel hat axial gesehen links einen stärkeren Bund als auf der rechten Seite, was die axial unterschiedlichen Nachgiebigkeitsniveaus erklärt. Zum anderen sind die massiven Strukturen der Schraubenaufnahme deutlich erkennbar.

Absolut gesehen ist das LP06-Pleuel deutlich nachgiebiger als das J624-Pleuel. Das ist auf die bereits beschriebenen Größenunterschiede zurückzuführen. Das J624-Pleuel hat auf Grund seiner Größe lokal höhere Widerstandsmomente als das LP06-Pleuel, ist daher auch deutlich steifer; also weniger nachgiebig.

Die einführenden Ähnlichkeitsüberlegungen haben gezeigt, dass ähnliche radiale

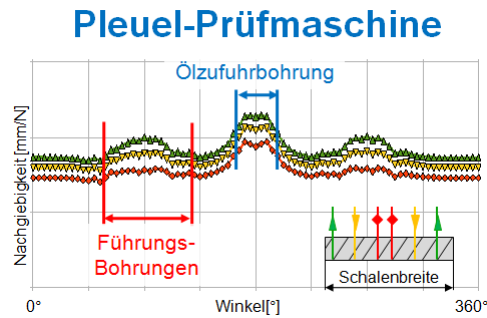


Abbildung 5.21: Darstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Lagerschalenoberfläche des Prüfpleuels der LP06 an verschiedenen Querschnitten.

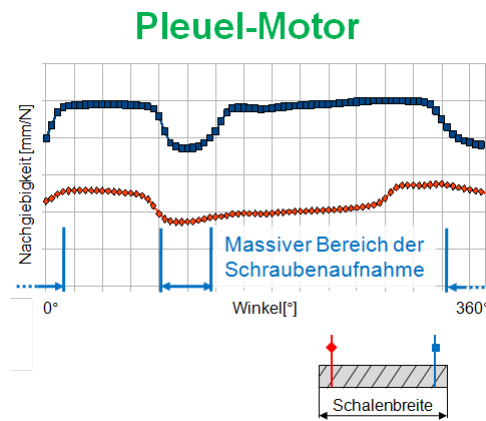


Abbildung 5.22: Darstellung der radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Lagerschalenoberfläche des Motorpleuels des Groß-Gasmotors an verschiedenen Querschnitten.

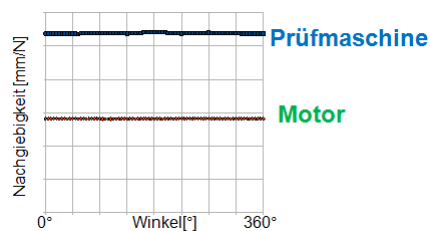


Abbildung 5.23: Gegenüberstellung der absoluten radialen Nachgiebigkeitsverteilung der Lagerschalenoberfläche von Prüfpleuel und Motorpleuel

Nachgiebigkeitsverteilungen der Lagerstrukturen für die Vergleichbarkeit von Prüfstandsergebnissen und Vorgängen im Motor sehr wichtig sind. Stimmen die Verteil-

lungen nicht überein, kann sich nicht derselbe Druckbergverlauf einstellen. Auch die elastischen Deformationen unter Druck weichen so stark voneinander ab, dass sie nie auf vergleichbare Ergebnisse auch hinsichtlich Festkörperkontaktanteil während eines Zyklus führen können.

Aus den oben gezeigten Ergebnissen kann somit abgeleitet werden, dass die Nachgiebigkeitsverteilungen von LP06-Pleuel und J624-Pleuel nicht übereinstimmen und eine direkte Übertragbarkeit von gemessenen Ergebnissen vom Prüfstand auf den Motor nicht zulässig ist. Um diesen Umstand zu eliminieren und die direkte Übertragbarkeit von Ergebnissen zu ermöglichen, ist ein Angleich der radialen Nachgiebigkeitsverteilung des LP06-Pleuels an die Verteilung des J624-Pleuels erforderlich.

Im Folgenden wird der Versuch beschrieben, eine allgemein gültige und effiziente Methode zu entwickeln, mit der es möglich ist, die radiale Nachgiebigkeitsverteilung des LP06-Pleuels durch mechanische Bearbeitung an jede beliebige Lagerstrukturform von Verbrennungskraftmaschinen anzupassen.

5.5 Ähnlichkeitsbetrachtungen

Wie bereits in der vorangegangenen Sektion 5.4 beschrieben, existieren geometrische Abweichungen zwischen dem Prüfpleuel der LP06 und den Lagerstrukturen des Groß-Gasmotors, siehe Abbildung 5.15; Pleuel-, Hauptlager. Diese geometrischen Abweichungen bedingen Unterschiede in den radialen Nachgiebigkeitsverteilungen der Lagerschalen, was wiederum Form, Höhe und Verteilung der hydrodynamischen Druckberge beeinflusst, siehe Abbildung 5.16.

Die folgende Sektion diskutiert den Versuch der Entwicklung einer einfachen, effizienten Methode, basierend auf den Grundlagen der FEM, die zum Ziel, hat die radiale Nachgiebigkeitsverteilung des LP06 Prüfpleuels an jene einer beliebigen Motorgleitlagerstruktur anzupassen, um im Prüfbetrieb möglichst realitätsnahe Bedingungen nachzustellen. Für die folgenden Überlegungen wird auf die Arbeiten von Bathe [8] und Burnett [12] verwiesen.

Lagerschale und Pleuelstruktur der LP06 und des Groß-Gasmotors haben nicht nur unterschiedliche Dimensionen, sondern auch voneinander abweichende Krafteinleitungspunkte. Beim Motorpleuel wird die Belastung zentral vom Kolben über den Kolbenbolzen über das kleine Pleuelauge in die Pleuelstruktur geleitet, siehe Abbildung 5.24 links, wohingegen beim Prüfpleuel die Belastung über zwei am Hydraulikzylinder befestigte Schrauben eingeleitet wird, siehe Abbildung 5.24 rechts. Diese Randbedingungen sind jedoch fix und für den Angleich der Strukturen zur Realisierung ähnlicher radialer Nachgiebigkeitsverteilungen zu berücksichtigen; sonst wäre die Prüfpleuelstruktur im Grenzübergang ein exaktes Abbild der Motorpleuelstruktur, um gleiche radiale Nachgiebigkeiten zu realisieren.

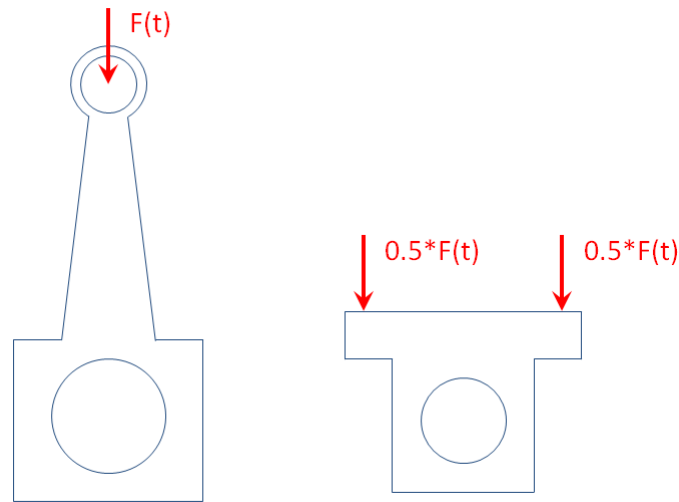


Abbildung 5.24: Darstellung der Kräfteinleitungspunkte am Motorpleuel (links) und am Prüfpleuel der LP06 (rechts)

Der hydrodynamische Druck im Gleitlager wirkt direkt auf die Lagerschalenoberfläche und erzeugt dort lokale elastische Deformationen. Gleiches gilt sowohl am Realbauteil als auch im Berechnungsmodell; relevant für die elastischen Deformationen ist somit die Steifigkeitsverteilung an der Lagerschalenoberfläche bedingt durch die dahinter liegende Struktur. Dies erlaubt die statische Kondensation der Steifigkeitseigenschaften der Gesamtstruktur des Pleuels auf die Lagerschalenoberfläche, um auf eine neutral vergleichbare Form zu kommen, siehe auch Sektion 5.4. Die reduzierte Steifigkeitsmatrix des verbleibenden Zylinders ist somit eine akkurate und in ihrer Form einfache Abbildung der Steifigkeit der Gesamtstruktur, siehe Abbildung 5.25 (links). Schafft man eine Transformation vom Zylinder der Motorpleuellagerschale auf den Zylinder der Prüfpleuellagerschale, ergibt sich die Zielnachgiebigkeitsverteilung für die Prüfpleuelstruktur, siehe Abbildung 5.25 von links nach rechts. Anhand dieser Zielnachgiebigkeitsverteilung an der Lagerschalenoberfläche lässt sich die dahinter liegende Struktur des Prüfpleuels verändern, bis die Zielwerte erreicht sind. Die Zielfunktion ist somit der Unterschied des Verschiebungsfeldes der beiden Zylinder, siehe Abbildung 5.25. Unter Anwendung einer geeigneten Methode zur Topologieoptimierung kann die Prüfpleuelstruktur entsprechend angepasst werden. Dies ist jedoch nicht mehr Teil dieser Dissertation und wird in einer weiterführenden Arbeit untersucht.

Für die Validierung der Methode zur zuverlässigen Berechnung der Reibung in Radialgleitlagern stellt dies jedoch keine Einschränkung dar.

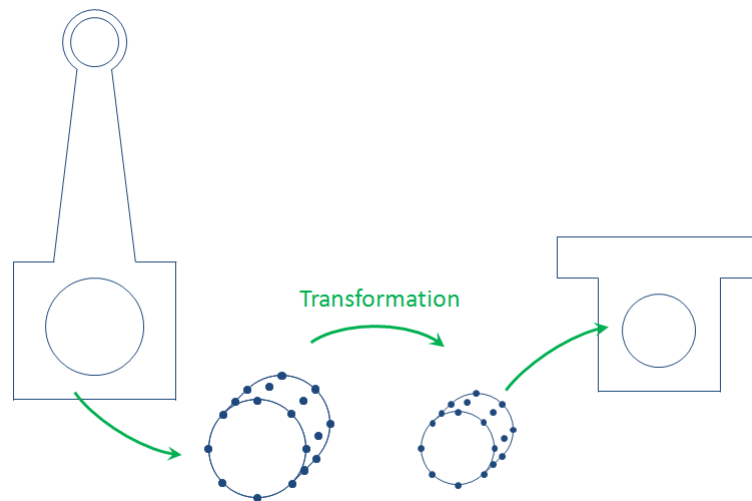


Abbildung 5.25: Darstellung der Reduktion der Steifigkeitsinformationen der Gesamtstruktur des Motorpleuels (links) auf einen repräsentativen Zylinder, das heißt Transformation der Steifigkeitsverteilung auf einen topologisch gleichen Zylinder mit anderen Abmessungen. Annäherung der Prüfpleuelstruktur (rechts), unter Berücksichtigung der Randbedingungen zur Kräfteinleitung, auf die transformierte Zielsteifigkeitsverteilung des repräsentativen Zylinders.

5.6 Entwicklung von Modellierungs- und Simulationsvorschriften zur zuverlässigen Reibungsberechnung in Radialgleitlagern mit Hilfe der LP06

Die folgende Sektion beschreibt im Detail den Aufbau des Berechnungsmodells der LP06 in einem elastischen Mehrkörperprogramm mit Elasto-Hydrodynamik zur Abbildung der Gleitlager. Zudem werden Hintergrund und Bedatung des Kontaktmodells, des Ölmodells, des Lagerschalenverschleißprofils und des Modells zur Bestimmung der globalen Öltemperatur im Schmierspalt beschrieben. Der Kern dieser Sektion ist die umfassende Validierung der entwickelten Methode zur Berechnung der Reibung in Gleitlagern durch direkten Vergleich der Berechnungsergebnisse mit Messergebnissen der LP06. Auf Basis der validierten Methode lassen sich beliebige Motor-Gleitlager, wie jenes des Groß-Gasmotors, berechnen und untersuchen.

5.6.1 Modellaufbau

Um die Simulationsergebnisse direkt mit Messergebnissen vergleichen zu können, wird die LP06 virtuell abgebildet; die verwendete kommerzielle Software ist AVL Excite Power Unit. Wie in Abbildung 5.26 zu sehen, berücksichtigt das Modell die beiden Stützlagerböcke, das Prüfpleuel mit Kraftereinleitungspunkten und die Prüf- welle; alle verwendeten Teile sind elastisch. Der Modellaufbau umfasst neben dem Prüfpleuel auch die beiden Stützlagerböcke, da an der Prüfmaschine auch das integrale Reibmoment aller 3 Lager gemessen wird.

Um die Bauteilelastizitäten im Modell zu berücksichtigen, werden Stützlagerbö-

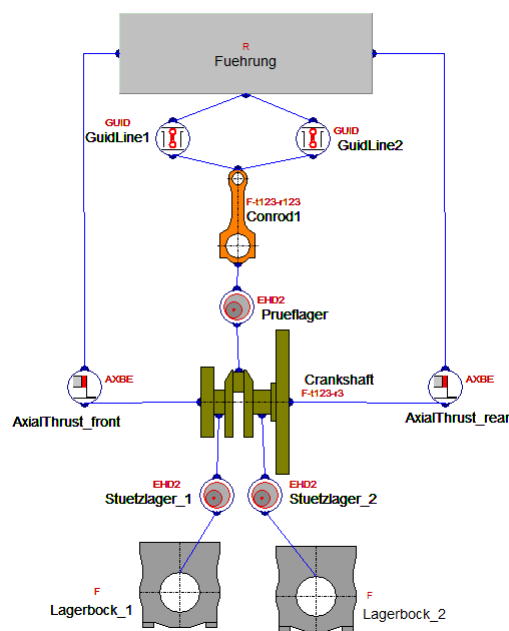


Abbildung 5.26: Aufbau des MKS Modells der LP06 [51]

cke und das Prüfpleuel mit finiten Elementen vernetzt und mittels statischer und modaler Reduktionsverfahren für die Verwendung im elastischen Mehrkörpersystem der Prüfmaschine vorbereitet. Mit den hier verwendeten Reduktionsverfahren werden Massen- und Steifigkeitsinformationen des Gesamtkörpers auf die *Interface-Nodes* reduziert. Somit stehen im Berechnungsmodell die Lagerschalenknoten zur Verfügung, um die Ölfilminteraktion mit der Schalenoberfläche zu realisieren.

Abbildung 5.27 zeigt das finite Elemente Modell des Prüfpleuels (links) und der Prüf- lagerschale mit dargestellter Ölnut (rechts). Wie bereits bei der Beschreibung der Gleitlagerprüfmaschine erwähnt, erfolgt die Ölzufuhr in jedes der drei Gleitlager ähnlich wie in Kurbelwellenhauptlagern über eine 180° Ölnut in der unbelasteten La-

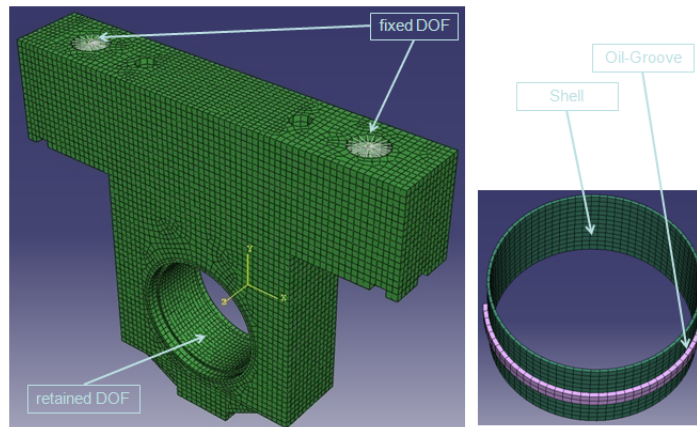


Abbildung 5.27: FE-Modelle von Prüfpleuel und Prüflagerschale

gerschalenhälfte, siehe Abbildung 5.27 rechts. Hierfür sind in der Pleuel- und Stützlagerstruktur entsprechende Ölnuten eingefräst, die gespeist von der Ölzufuhrbohrung das Öl über die Lagerschalennut in den Schmierspalt fördern. Der hinter der Lagerschale liegende mit Öl gefüllte Raum weist jedoch nicht mehr dieselbe Steifigkeit auf wie das Restpleuel. Die Elastizität des Öls in der Ölnut wird im FE-Modell durch Elemente geringerer Steifigkeit dargestellt. Somit kann die lokal geringere Schalensteifigkeit berücksichtigt werden, die vor allem bei EHD-Berechnungen eine große Rolle spielt.

Um Lasten auf das Prüfpleuel aufzubringen sind die Knoten der Führungsflächen jeweils mit einem Zentralknoten verbunden, der auch im reduzierten System bestehen bleibt „fixed DOF“, siehe Abbildung 5.27 links. Der mit „Retained DOF“ gekennzeichnete Bereich bildet die Lagerschalenoberfläche, auf deren Knoten die Bauteileigenschaften kondensiert sind.

Auch die Stützlagerböcke sind als FE-Modelle realisiert und werden so dem Kondensierungsprozess zugeführt, siehe Abbildung 5.28. Da diese an der LP06 mit dem „starren“ Prüfstandsrahmen verbunden sind, werden die Anbindungsknoten im Raum fixiert. Die beiden oberen Bilder in Abbildung 5.28 zeigen die Lagerschale (blau) und die darunter liegende Ölnut (orange) zur Abbildung der reduzierten Steifigkeit durch die Ölfüllung. Abbildung 5.28 unten zeigt die gesamte Stützlagerbockstruktur. Zur Einleitung der Systembelastung stehen im Berechnungsmodell, wie oben beschrieben, zwei Knoten zur Verfügung, siehe Abbildung 5.29. Als dynamische Kräfte werden jene aus dem Messprotokoll der LP06 bekannten und während der Prüfläufe verwendeten Belastungen für die Berechnung direkt übernommen und anschließend auf die zwei Knoten zu jeweils 50% verteilt. Diese Anregung entspricht jener, wie sie in der LP06 realisiert ist. Abbildung 5.30 zeigt die 3D-Darstellung des virtuellen Lagerprüfstands

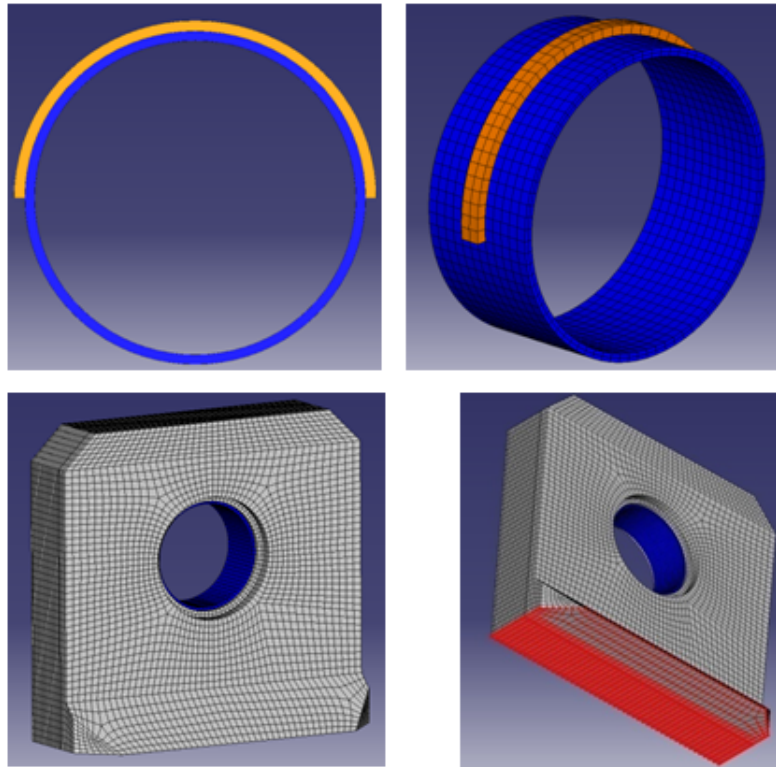


Abbildung 5.28: FE-Modelle von Stützlagerbock und Lagerschale

in der Berechnungsumgebung; in grün das belastete Prüfpleuel und in blau die beiden Stützlagerböcke. Die Stützlager sind fix mit der Umgebung verbunden und stützen die im Ölfilm frei schwimmende Antriebswelle.

5.6.2 Bedatung des Greenwood und Tripp Kontakt Modells

Das Kontaktmodell von Greenwood und Tripp wird, wie bereits in Sektion 3.4 ausführlich beschrieben, zur Berechnung des Festkörperkontaktendrucks p_a und der zugehörigen realen Kontaktfläche A_a , in Abhängigkeit von der lokalen Schmierstathöhe h , verwendet.

Abweichend von den Beschreibungen in Sektion 3.4 arbeitet das verwendete elastische MKS Tool direkt mit den statistischen Werten der Asperiten-Spitzen-Verteilung, nicht mit der Oberflächenrauigkeitsverteilung [5].

Im Folgenden sind der Vollständigkeit halber noch einmal alle Gleichungen zusammengefasst, die der Berechnungsmethode zugrunde liegen, um den Kontakt rauer Oberfläche abbilden zu können.

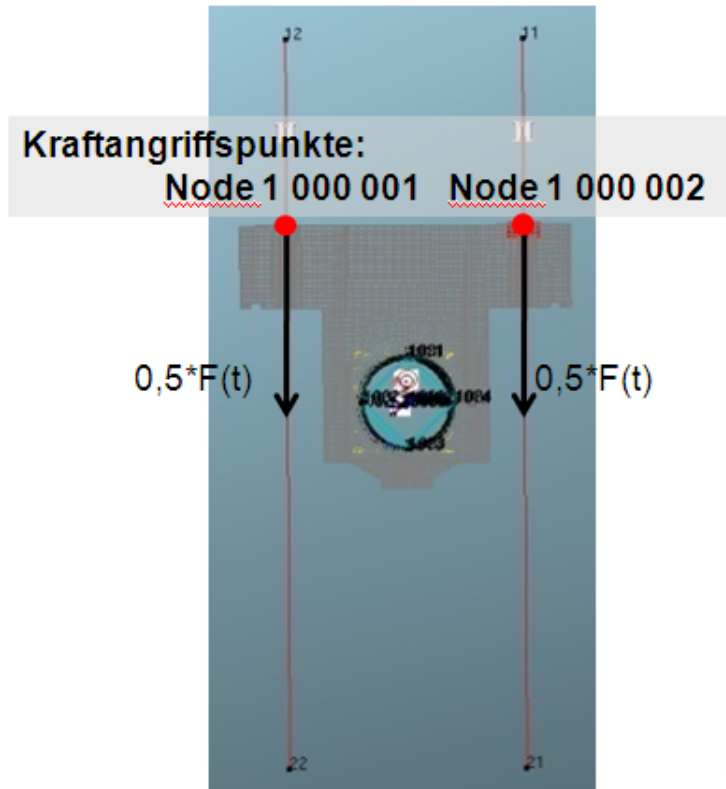


Abbildung 5.29: Darstellung der Krafteinleitungspunkte

Gleichung (5.10) beschreibt den Festkörperkontaktdruck p_a in Abhängigkeit des Elastizitätsmoduls K , des Misch-Elastizitätsmoduls E^* und der Formfunktion $F_{\frac{5}{2}}$. Hierbei ist H_s die dimensionslose Spalthöhenfunktion $H_s = \frac{h - \bar{\delta}_s}{\sigma_s}$ als Quotient der absoluten Schmierstreckhöhe h abzüglich einer sogenannten *Mean Summit Height* $\bar{\delta}_s$ und der *Summit Roughness* σ_s , eine exakte Definition folgt weiter unten siehe Gleichungen (5.13) und (5.15).

$$p_a = K \cdot E^* \cdot F_{\frac{5}{2}}(H_s) \quad [N/mm^2], \quad (5.10)$$

Die Formfunktion $F_{\frac{5}{2}}$ beschreibt die Grenze zwischen vollständiger Separierung von Welle und Schale - kein Metall-Metall Kontakt - und dem ersten Kontakt einzelner Asperiten. Gleichung (5.11) zeigt, dass für $H_s = 4$ die Formfunktion zu Null wird, wodurch p_a ebenfalls zu Null wird. $H_s = 4$ stellt somit die erwähnte Grenze zwischen Kontakt und Nicht-Kontakt dar; die Theorie dahinter wurde bereits in Sektion 3.4

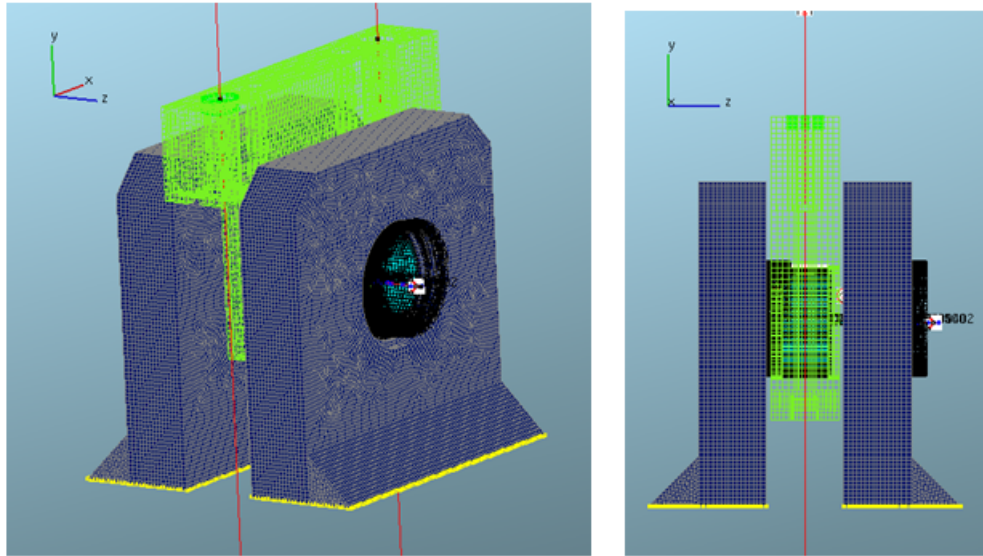


Abbildung 5.30: Zusammenbau der virtuellen Lagerprüfmaschine

Gleichung (3.48) ausführlich beschrieben.

$$F_{\frac{5}{2}}(H_s) = \begin{cases} 4.4086 \cdot 10^{-5} (4 - H_s)^{6.804}, & \text{for } H_s < 4 \\ 0, & \text{for } H_s \geq 4 \end{cases} \quad (5.11)$$

Da Misch-Elastizitätsmodul E^* und Formfunktion $F_{\frac{5}{2}}$ nach Wahl der Materialien fixe Größen sind, bleibt noch der Elastikfaktor K . Dieser ergibt sich, wie in Gleichung (5.12) dargestellt, aus einem konstanten Vorfaktor und den statistischen Größen *Summit Density* η_s , *Summit Roughness* σ_s und *Mean Summit Radius* $\bar{\beta}_s$.

$$K = \frac{16 \cdot \sqrt{2} \cdot \pi}{15} \cdot (\sigma_s \cdot \bar{\beta}_s \cdot \eta_s)^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_s}{\bar{\beta}_s}} \quad [1], \quad (5.12)$$

Als oberflächenbeschreibende Parameter sind entsprechend den oben gezeigten Zusammenhängen in Gleichung (5.10) bis (5.12), die statistischen Größen η_s , σ_s , $\bar{\beta}_s$ und $\bar{\delta}_s$ zu bestimmen.

Bei MIBA wurde dafür an einer verschlissenen Prüflagerschale eines repräsentativen Prüflaufs in der Hauptlastzone die Oberflächentopologie in axialer Richtung vermessen und als Basis für die Berechnung der oberflächenbeschreibenden Parameter zur Verfügung gestellt. Abbildung 5.31 zeigt den Messschrieb der Oberflächenrauigkeit

über ca. 5mm der Lageroberfläche am Lagerschalenrand. Durch Extraktion der Parameter aus einem Messschrieb passiert hier eine physikalisch korrekte Abbildung der Oberfläche, ohne Notwendigkeit eines Parameterfits.

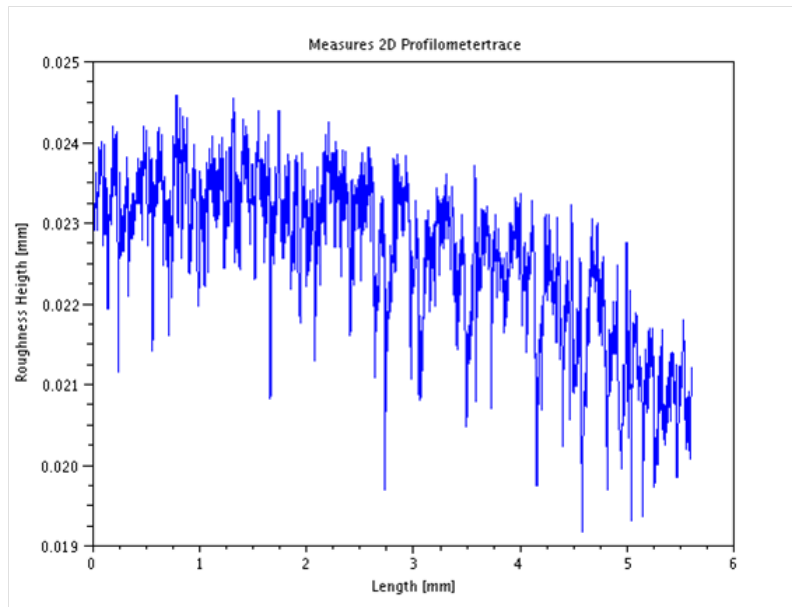


Abbildung 5.31: Rauigkeitsprofil einer eingelaufenen Lagerschale in der Hauptlastzone

Durch die gewählte Messmethode zeigt der Messschrieb in Abbildung 5.31 einen konstanten Offset von einer Bezugsebene und zusätzlich die globale Balligkeit der verschlissenen Lagerschalenrandkontur, von links nach rechts hin durch Kantenträgen des Lagers abfallend. Dem Messsignal sind zudem noch tieffrequente Anteile wie Rattermarken und Riefen aus der mechanischen Fertigung und hochfrequente Anteile durch das Rauschen des Messsignals überlagert. Für das Greenwood und Tripp Modell sind jedoch nur die realen Oberflächenrauigkeiten von Interesse. Somit sind die Messwerte vor der Berechnung der Parameter noch zu bearbeiten beziehungsweise zu reinigen. In Abhängigkeit aller Stützstellen des Messsignals lässt sich eine Ausgleichskurve zweiter Ordnung mit Offset zum Ursprung definieren. Nach Subtraktion der Ausgleichskurve von den Messwerten, liegt ein um die Nullachse schwankendes Messsignal vor; Offset und Verschleißkontur sind eliminiert. Dies ist absolut zulässig und beeinflusst die Ergebnisqualität nicht, da die Verschleißkontur als Knotenpunktverschiebung der Lagerschalenstruktur im Modell separat Berücksichtigung findet. Um nun die nicht rauigkeitsrelevanten Größen der Bearbeitungsriefen und des Messrauschens zu eliminieren, ist die Transformation des Messsignals in den Frequenzbereich

sinnvoll. Hier lassen sich durch Definition eines Bandpassfilters die zu tiefen und zu hohen Frequenzen des Signals abschneiden und das bereinigte Frequenzspektrum anschließend wieder rücktransformieren. Bei diesem Schritt wird deutlich, dass durch die Transformation in den Frequenzbereich mit anschließender Rücktransformation die räumlichen Informationen des Rauigkeitsmesssignals verloren gehen, das bearbeitete Messsignal somit ein absolut synthetisches Signal ist, wie es das Modell nach Greenwood und Tripp verlangt. Aus einem realen Oberflächenprofil wird eine synthetische Repräsentation. Eliminieren des Messrauschens ist wichtig, um die berechneten Rauigkeitswerte nicht künstlich abzusenken. Es wäre jedoch ein erheblicher Eingriff die tieffrequenten Bearbeitungs- und Verschleißspuren durch aufeinander eingelaufene Oberflächen, die zu konformen Oberflächen führen, zu eliminieren. Die Abbildung der realen Fläche muss daher durch einen Kunstgriff berücksichtigt werden [26].

Im Folgenden sind die Parameter zur Berechnung des Elastikfaktors K und zur Bedatung des Greenwood und Tripp Modells zusammengefasst und beschrieben [26], [5]:

Die *Mean Summit Height* $\bar{\delta}_s$ ergibt sich durch Mittelwertbildung der Höhen aller Asperitenspitzen. Sie beschreibt den Abstand zwischen mittlerer Oberflächenrauigkeit und mittlerer Asperitenspitzenrauigkeit, stellt somit die Beziehung zwischen beiden Arten der Rauigkeitsbeschreibung auf. Hierfür sind zuvor im zur Verfügung stehenden Messsignal alle Asperitenspitzen zu identifizieren und der statistischen Auswertung zuzuführen.

Mean Summit Height:

$$\bar{\delta}_s = \frac{1}{N_s} \cdot \sum_{i=1}^{N_s} \delta_{s(x_i)} \quad [mm] \quad (5.13)$$

Als *Summit Density* η_s wird im Allgemeinen die Anzahl an identifizierten Asperiten-Spitzen je Flächeneinheit bezeichnet. Der Wert beschreibt somit die maximal mögliche Anzahl an Asperitenkontakten. Als flächenbezogenes Problem beschreibt man die *Summit Density* durch den Quotient aus der Anzahl an Asperitenspitzen zur Fläche. Um diesen Wert bestimmen zu können, wären flächige Rauigkeitsmessungen nötig, beispielsweise mit Weißlichtinterferometer. Da von MIBA ein zweidimensionaler Messschrieb zur Verfügung gestellt wurde, ist auf die Beziehung in Gleichung (5.14) zurückzugreifen. Diese basiert auf beobachteten Erfahrungen in der Oberflächenbeschreibung und ermöglicht die Berechnung eines flächenspezifischen Wertes aus einem linienförmigen Messsignal [26].

Summit Density:

$$\eta_s \approx 1.2 \dots 1.8 \cdot \left(\frac{\text{Number of Summits}}{\text{Length of Measurement}} \right)^2 \quad [1/mm^2], \quad (5.14)$$

Die Standardabweichung der Oberflächenrauigkeit *Summit Roughness* σ_s wird durch

den quadratischen Mittelwert aller Asperitenspitzenamplituden gebildet und beeinflusst deutlich die Entwicklung des Festkörperkontaktdrucks in Abhängigkeit der lokalen Schmierstathöhe.

Summit Roughness:

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{1}{N_s} \cdot \sum_{i=1}^{N_s} \delta_{s(x_i)}^2} \quad [mm] \quad (5.15)$$

Wie bereits erwähnt, arbeitet das Greenwood und Tripp Modell mit der Annahme eines kugelförmigen Asperitenkontakts mit einer ideal starren Ebene. Der Krümmungsradius der Asperiten spielt somit für die lokale auftretende elastische Deformation und die damit zusammenhängende Reaktionskraft eine große Rolle. Da im Modell nicht jeder Einzelkontakt berücksichtigt wird ist auch hier eine Mittelung aller Asperitenkrümmungsradien nötig, um einen repräsentativen Wert im Modell zu verwenden. Der *Mean Summit Radius* $\bar{\beta}_s$ berechnet sich somit über den Mittelwert aller Einzelkrümmungsradien, die zuvor für jeden identifizierten Asperiten separat zu berechnen sind.

Mean Summit Radius:

$$\bar{\beta}_s = \frac{1}{N_s} \cdot \sum_{i=1}^{N_s} r_{(x_i)} \quad [mm]. \quad (5.16)$$

Die gesuchten Größen $\bar{\delta}_s$, η_s , σ_s und $\bar{\beta}_s$ lassen sich mit den gezeigten Gleichungen (5.14) bis (5.16) auf Basis des bereits beschriebenen 2-dimensional bearbeiteten Oberflächen-Rauigkeitsmesssignals berechnen. Somit ist auch der Elastikfaktor K eine Rechengröße und kann entsprechend der Messgenauigkeit bestimmt werden.

Die Auswertung der vermessenen und aufbereiteten Lageroberflächenrauigkeit führt in weiterer Folge auf den berechneten Elastikfaktor $K = 0.003$. Der Wert der *Summit Roughness* ergibt sich zu $\sigma_s = 0.46\mu m$. Wie bereits beschrieben, definieren Greenwood und Tripp als Annahme für deren Kontaktmodell eine zufällig verteilte Oberflächenrauigkeit von Lagerschale und Welle, was aber nicht dem Oberflächenbild eingelaufener oder durch mechanische Fertigungsprozesse geformter Oberflächen entspricht. Bei eingelaufenen Lagern ergeben sich deutliche Orientierungen entsprechend der Drehrichtung durch den Abrieb an der Welle, somit ergeben sich in Laufrichtung konforme Oberflächenstrukturen in der Größenordnung der Rauigkeiten, welche die Fluidströmung beeinflussen [1]. Um diesem Einfluss Rechnung zu tragen, wurde die Herangehensweise von Tyagi et al. [54, 55] gewählt, die zeigen, dass bei konformen Oberflächen der Festkörperkontakt erst bei wesentlich dünneren Ölfilmen eintritt als bei zufällig verteilten Oberflächenrauigkeiten. Daher wurde der zuvor zu $\sigma_s = 0.46\mu m$ berechnete Wert für Lagerschale und Welle um ca. die Hälfte auf $\sigma_s = 0.2\mu m$ reduziert.

[1] Der Ansatz von Greenwood und Tripp hat jedoch seine Grenzen, speziell bei der

Berücksichtigung der Interaktion von Öl und dessen Additiven mit der Lagerschalenoberfläche. Entsprechend dem Reibgesetz von Coulomb für die Gleichung (3.21) kann nur ein Wert für den Grenzreibungskoeffizienten μ_{Grenz} definiert werden. Dieser stellt somit einen Summenwert aller Oberflächenschichten und Reaktionen dar. Oberflächenschichten aus angelagerten Additiven finden keine direkte Berücksichtigung im Modell, sind jedoch in realen Anwendungen durch die heutzutage verwendeten modernen hochadditivierten Öle sehr präsent. Zur Funktionserhaltung nötige Verschleißschutzschichten und reibungsreduzierende Schichten sind nur ein kleiner Teil der chemischen Interaktion des Öls mit der Oberfläche durch Festkörperkontakt und lokale Temperaturen. Diese Schichten sind sehr dünn, zirka 100nm, liegen somit einige Größenordnungen unterhalb der Oberflächenrauigkeit. Die Schicht lagert sich an den Asperiten an, ändert daher nicht die statistischen Werte zur Charakterisierung der Oberflächenrauigkeit, ändert jedoch den Reibbeiwert der Paarung und somit die lokale Festkörperreibung.

Moderne Motorenöle enthalten Reibbeiwert-modifizierende Additive, wie ZDDP oder Molybdenbasierte Verbindungen, um die Reibung bei Festkörperkontakt zu reduzieren [1]. ZDDP (Zinc Dialkyldithiophosphat) ist eine Verbindung aus Zink, Schwefel und Phosphor. Pin-on-Disc Versuche studieren die Wirkweise dieser Additive, wobei Reibbeiwerte im Bereich 0.02–0.05 [25, 39] gemessen wurden. Es ist jedoch darauf zu achten, dass diese Messwerte nicht ohne nähere Betrachtung der Randbedingungen in der Simulation verwendet werden können. Materialpaarung, Oberflächenrauigkeit, Last und Konformität der eingelaufenen Oberflächen von Pin-on-Disc Versuchen unterscheiden sich von jenen im Gleitlager. Die im Projekt durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass für das verwendete Greenwood und Tripp Kontaktmodell ein Grenzreibbeiwert von $\mu_{Bound} = 0.01$ ein guter Ansatz ist.

Allmaier et al. [1] zeigen, dass im Allgemeinen die einzelnen Beiträge zur Gesamtreibung im Gleitlager - viskoser Anteil und Festkörperkontaktanteil - nicht unabhängig voneinander betrachtet werden können, da eine starke Vernetzung besteht. Eine Reduktion der dynamischen Viskosität senkt die hydrodynamischen Verluste. Geringere dynamische Viskosität bedeutet geringere Tragfähigkeit bei gleicher Temperatur und somit geringere Schmierspalthöhe, was beginnenden oder erhöhten Festkörperkontakt zur Folge haben kann. Durch den überlagerten Dissipationsmechanismus Festkörperkontakt kann die durch Reduktion der dynamischen Viskosität erzielte Reibungsreduktion wieder kompensiert werden, da entsprechend Gleichung (5.11) die Schmierspalthöhe mit der siebten Potenz in die Erhöhung des Festkörperkontaktendrucks eingeht, der Festkörperkontaktverlustterm somit überproportional stark ansteigt.

In der Theorie der allgemeinen Reynolds-Gleichung ist zu erkennen, dass sie einerseits keine Strömungsgleichung darstellt sondern lediglich eine Druckbilanz und zudem ideal glatte Oberflächen für die Bildung dieser Druckbilanz annimmt. Das beschriebene

Kontaktmodell hat auf die lokalen Druckbilanzen keinen Einfluss, es wird lediglich als zusätzliche Reaktionskraft zur Gleichgewichtsbildung verwendet. Diese Annahmen sind solange gültig, wie die Schmierpalthehöhe deutlich größer als die Oberflächenrauigkeit ist, und somit kein Einfluss der Rauigkeitsspitzen auf die Fluidströmung existiert. Bei lokalen Spalthöhen in der Größenordnung der Rauigkeit, jedoch vor allem im Mischreibungsbereich, beeinflussen die Oberflächenrauigkeiten die Mikrofluidströmungen im sehr engen Spalt, der zudem noch durch eingeschlossene Fluidkavitäten im Mischreibungsbereich beeinflusst wird. Hier spielen auch die bereits erwähnten konformen Rauigkeitsprofile durch Verschleiß und Bearbeitung eine entscheidende Rolle, da sie die Mikroströmungen durch orthogonale Muster behindern oder durch parallele Verschleißriefen begünstigen. Da, wie erwähnt, die allgemeine Reynolds-Gleichung diese Effekte auf Grund ihrer Definition nicht erfassen kann, verwendet man die *Averaged-Reynolds-Equation*, wie sie von Patir und Cheng [44, 45] entwickelt wurde. Hier wird der allgemeinen Reynolds-Gleichung durch die Einführung von Druckfluss- und Scherflussfaktoren der Strömungsanteil zufolge der Asperiten der Grundströmung überlagert.

Der Druckflussfaktor ist abhängig von der Ölfilmstärke, der kombinierten *Summit Roughness* σ_S von Welle und Lagerschale und der Rauigkeitsorientierung, üblicherweise durch den Peklenik-Faktor γ ausgedrückt, für weitere Details siehe [1].

$$\gamma = \frac{\lambda_{0.5x}}{\lambda_{0.5y}}, \quad (5.17)$$

Hier bezeichnet λ die Autokorrelationslänge entlang der Umfangsrichtung (x) und der Axialrichtung (y). Der Scherflussfaktor ergibt sich aus einem komplexeren Zusammenhang. Er ist zusätzlich von den flächenindividuellen Rauigkeiten und deren Standardabweichung abhängig. Zuzufolge fehlender Detailinformationen war die direkte Berechnung des Peklenik-Faktors und der Kreuzkorrelations-Funktion entsprechend Tyagi [54] nicht möglich. Dieser Informationsmangel beeinflusst die Bestimmung beider Flussfaktoren, zudem benötigt man für die Berechnung des Scherflussfaktors noch zusätzliche Informationen zur Oberflächenrauigkeit und deren Standardabweichung des Wellenzapfens, die ebenfalls im Rahmen dieser Arbeit nicht exakt bekannt waren. Für eine eingelaufene Paarung von Wellenzapfen und Lagerschale wurde ein longitudinales Oberflächenmuster angenommen, z. B. $\gamma > 1$.

Simulationsergebnisse zeigen eine minimale Ölfilmstärke im Bereich von $0.6 \mu\text{m}$, was den eher konservativen Ansatz $\gamma = 2$ zulässt, da hier erst bei sehr geringen Schmierpalthehöhen kleiner $0.6 \mu\text{m}$ eine deutliche Beeinflussung der Fluidströmung durch die Asperiten eintritt. Wird angenommen, dass durch den abgeschlossenen Einlaufprozess die Oberflächenrauigkeiten und Orientierungen von Wellenzapfen und Lagerschale gleich sind, ergibt sich der Scherflussfaktor zu Null, also $\phi_S = 0$. Die Abbildung 5.32 zeigt die sich aus den oben genannten Annahmen ergebenden Druckflussfaktoren in Lagerschalenumfangs- und Lagerschalenaxialrichtung als Funktion der relativen Schmierpalthehöhe h ; Details zu h siehe Sektion 3.3. Im direkten Vergleich zu

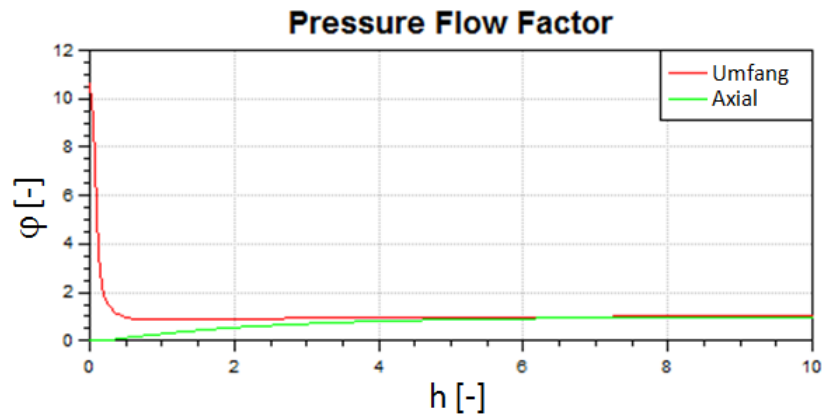


Abbildung 5.32: Druckflussfaktoren in axialer Richtung und Umfangsrichtung als Funktion der Spalthöhe h

Berechnungen mit der allgemeinen Reynolds-Gleichung zeigt sich jedoch, dass die Ergebnisqualität durch die deutlich rechenzeitintensivere Averaged Reynolds-Gleichung nicht signifikant ansteigt. Für die in dieser Arbeit behandelten Gleitlagersimulationen kann auf die Verwendung der Averaged Reynolds-Gleichung verzichtet werden.

Obwohl das Greenwood und Tripp Modell eines der verbreitetsten Kontaktmodelle ist, hat es doch Schwächen, die in seiner Anwendung nicht unberücksichtigt bleiben dürfen. In realen Kontakten setzt sich die Deformation im Allgemeinen aus elastischen und auch plastischen Anteilen zusammen. Speziell bei neuen Oberflächen und auch bei Vorgängen mit steigender Belastung überschreiten einzelne Asperitenkontaktspannungen immer wieder die Plastizitätsgrenze des Werkstoffs und verformen sich plastisch. Diese Effekte kann das Greenwood und Tripp Modell nicht berücksichtigen, da es in allen Bereichen rein elastische Deformation der Asperiten annimmt. Dies resultiert in einem nicht ganz mit realen Kontakten übereinstimmenden Kontaktspannungs- und Kontaktflächenverlauf. Mit abnehmender Schmier-spalthöhe beginnt die Kontaktpressung nur sehr langsam zu steigen, der Kontaktbeginn wird unrealistisch weich abgebildet. Bei weiterem Zusammenpressen der rauen Oberflächen steigt die Kontaktspannung überproportional stark an, da das rein linear elastische Modell immer höhere Reaktionskräfte an den einzelnen Asperitenspitzen generiert, ohne diese durch plastische Anteile deckeln zu können. Für bereits eingelaufene, stationär betriebene Lager kann dies eine gültige Methode zur Beschreibung sein. Fabriksneue oder stark instationär betriebene Lager werden hingegen im realen Betrieb immer kleine plastische Anteile in der Gesamtdeformation aufweisen.

Unabhängig davon zeigt das Greenwood und Tripp Modell zur Berechnung der Lagerreibung absolut seine Stärken, siehe Sektion 5.6.6.

5.6.3 Ölmodell

Wie in Sektion 3.2 beschrieben, wird die Reynolds-Gleichung für jeden HD-Knoten separat gelöst. Hierfür steht für die Lösung der Gleichung je Knoten nur ein Wert für die dynamische Viskosität des Schmieröls zur Verfügung. Wie bereits erwähnt, ist die dynamische Viskosität des Schmieröls von Temperatur T , Druck p und Scherrate $\dot{\gamma}$ abhängig. Die Scherratenabhängigkeit existiert jedoch nur bei Mehrbereichsölen. Zur Validierung der Simulationemethode für den Einsatz in einem Groß-Gasmotorenmodell kann die Scherratenabhängigkeit vernachlässigt werden, da diese Motoren ausschließlich mit Einbereichsölen betrieben werden. Es bleibt somit die Beschreibung der dynamischen Viskosität η als Funktion von lokaler Temperatur T und lokalem Druck p .

Hierfür existieren eine Reihe empirischer Modelle, wie zum Beispiel das Vogel-Modell [33] zur Beschreibung der temperaturabhängigen Viskosität; exponentieller Viskositätsabfall mit steigender Temperatur. Die Barus-Gleichung [33] beschreibt parallel dazu die Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität, also den exponentiellen Viskositätsanstieg mit steigendem Druck.

Um dem Simulationsmodell möglichst realitätsnahe Werte zur Verfügung zu stellen, wurden im OMV-Labor Frischölproben von SAE10, SAE20, SAE30, SAE40 und SAE50 analysiert und deren Viskositäts-Temperatur- und Dichte-Temperaturverhalten aufgenommen; diese Daten stellen das temperaturabhängige Ölmodell dar. Zur verbesserten Modellierung des Öls wurde das Modell um die Druckabhängigkeit in Form der Barus-Gleichung erweitert. Die Werte in der Barus-Gleichung stammen von [11], wobei die daraus resultierenden dynamischen Viskositäten sehr gut mit experimentellen Daten übereinstimmen, siehe [6]. Abbildung 5.33 zeigt den Verlauf der dynamischen Viskosität und Dichte über Temperatur des $\eta(p, T)$ -Ölmodells für ein SAE10-Öl mit entsprechenden Linien für verschiedene Fluiddrücke. Wie man sieht, führt ein Fluiddruck von zirka 60MPa bereits zu einer Verdoppelung der dynamischen Viskosität, er hat somit deutlichen Einfluss auf das Tragverhalten des Lagers in der Hauptlastzone, jedoch auch auf die hydrodynamischen Verluste.

5.6.4 Definition der globalen Öltemperatur im Schmierspalt

Die Wahl der EHD-Methode zur Gleitlagerberechnung bringt eine Limitierung mit sich; es kann nur eine globale Öltemperatur im Schmierspalt definiert werden. Durch eine im gesamten Lager und über den gesamten Berechnungszyklus konstante Öltemperatur fällt der Temperatureinfluss auf die dynamische Viskosität weg, es bleibt nur die Druckabhängigkeit. Eine Weiterentwicklung dieser Methode ist die deutlich komplexere und auch rechenzeitintensivere Thermo-EHD, wo das Temperaturfeld im Schmierspalt Teil der Lösung ist und somit lokale Temperaturen auflösbar sind. Dies

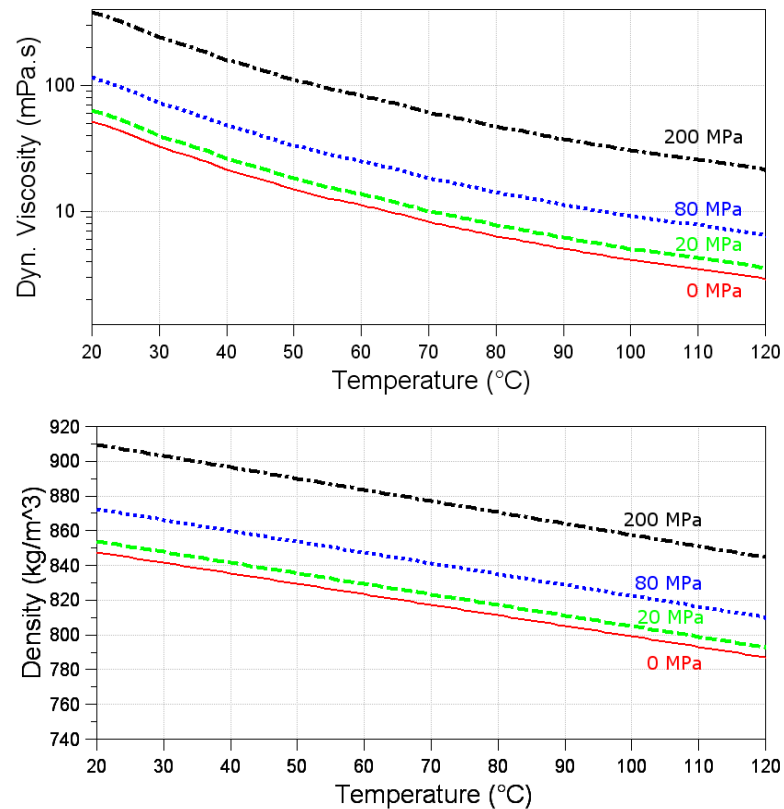


Abbildung 5.33: Verläufe der Dynamische Viskosität (oben) und Dichte (unten) aus dem druck- und temperaturabhängigen Ölmodell für SAE10: die rote Linie zeigt den Temperaturverlauf bei 0 MPa Öldruck; die grüne gestrichelte Linie den Verlauf bei 20 MPa Öldruck; die blaue gepunktete Linie den Verlauf bei 80 MPa Öldruck; die schwarze strichpunktierte Linie den Verlauf bei 200 MPa Öldruck [1]

ermöglicht eine lokale Bestimmung der dynamischen Viskosität. Allmaier et al. [2] stellen die Zusammenhänge genau dar und zeigt auch das Potential der Methode gegenüber der herkömmlichen EHD. Zusammenfassend lässt sich jedoch sagen, dass zur Berechnung der Lagerreibung unter Verwendung einer geeigneten Öltemperaturabschätzung die EHD eine sehr gute und akkurate Methode darstellt. Sie ist gegenüber der TEHD deutlich einfacher zu bedaten und die Rechenzeit signifikant geringer, wobei die Ergebnisqualität annähernd gleich bleibt. Sinnvolle Einsatzbereiche für die TEHD sind beispielsweise Berechnung der Lagererwärmung und Thermomanagement im Gleitlager.

Die Wahl der repräsentativen Öltemperatur ist komplex, da die Temperatur einen starken Einfluss auf die dynamische Viskosität hat und somit deutlich auf die minimale Schmierpalthe und den Festkörperkontakt Einfluss nimmt. Nun stellt die Annahme der EHD, eine im gesamten Schmierpalt gleiche und über einen Zyklus konstante Öltemperatur zu verwenden, einen vorerst grob wirkenden Ansatz dar. Speziell bei Kurbelwellenhauptlagern zeigt sich ein sehr heterogenes Temperaturfeld im Schmierpalt, da sich in der unbelasteten Lagerschalenhälfte eine über 180° erstreckte Ölzufuhrnut befindet, über die kontinuierlich kühles Öl mit der Ölsumpftemperatur ins Lager befördert wird. In der Hauptlastzone steigt hingegen die lokale Temperatur durch hohe Scherspannungen und möglichen Festkörperkontakt stark an und bildet einen Temperatur-Hotspot, siehe Abbildung 5.34. Die Wahl der globalen Temperatur im $\eta(T)$ -Ölmodell heißt somit, einen Kompromiss zu finden zwischen Minderbewertung der hydrodynamischen Verluste (bei hoher Temperatur, um die Vorgänge in der Hochlastzone richtig abzubilden), oder Minderbewertung der Verluste durch Festkörperkontakt (bei niedriger Temperatur, um die hydrodynamischen Verluste im gesamten Lager richtig abzubilden). Auf Basis dieser Argumentation wird in [2] eine Methode vorgestellt, die es ermöglicht, aus den am Prüfstand gemessenen Temperaturen eine repräsentative globale Öltemperatur im Schmierpalt zu berechnen, um die Gleitlagerreibungsanteile korrekt abbilden zu können.

Bei dem verwendeten druckabhängigen $\eta(p, T)$ -Ölmodell gestaltet sich die Bestimmung der globalen Öl-Temperatur einfacher, da die druckabhängige Steigerung der dynamischen Viskosität, vor allem in der Hauptlastzone, bereits ab zirka 1MPa dominant wird gegenüber einer Viskositätsänderung durch leicht variierende Öl-Temperatur. Aus den durchgeführten Simulationen ist bekannt, dass der hydrodynamische Druck im Lager in großen Bereichen bis zu 120 MPa ansteigt, was die Dominanz des druckabhängigen Ölverhaltens gegenüber der Temperaturabhängigkeit bestätigt.

Zusammenfassend zeigen die Untersuchungen, dass zur Reibungsberechnung in Radialgleitlagern die EHD-Methode eine einfache und akkurate Lösung ist. Einzig die Bestimmung der globalen Schmierpalttemperatur erfordert die Anwendung einer ge-

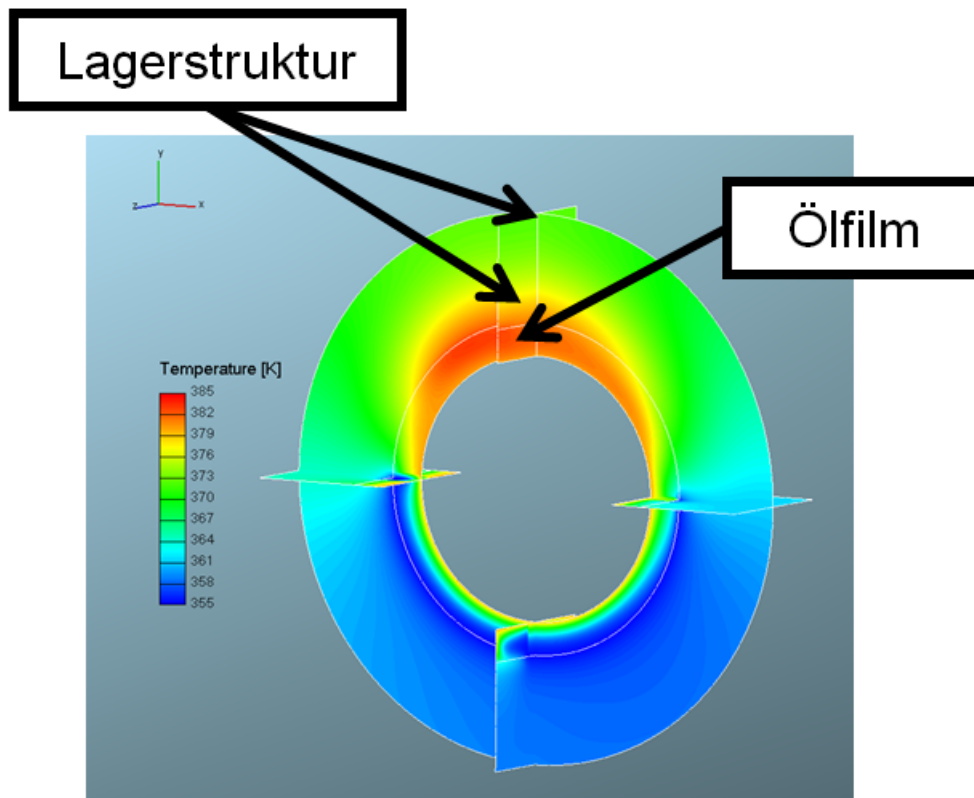


Abbildung 5.34: Berechnete Temperaturverteilung im Prüflager der LP06 [2]

eigneten Methode zur Abschätzung einer äquivalenten Temperatur. Die Arbeit [21] zeigt eine umfangreiche Dokumentation von Temperaturmessungen an einem PKW-Ottomotor im gefeuerten Betrieb. Zwar sind die Gleitlager des diskutierten Motors geringer belastet als jene des J624 Groß-Gasmotors, jedoch sind Ölzufuhrdruck und -temperatur gleich, wie auch die Lagerschalenrückentemperaturen beider Motoren sehr ähnlich sind. Die Arbeit ist in ihrer Vollständigkeit im Rahmen der untersuchten Literaturstellen einzigartig und soll einen umfassenden Überblick über die Temperaturverteilungen im Motor geben. Hierin zeigt sich, dass die Temperaturverteilung im Lager des großen Pleuelauges, über mehrere Betriebszustände sehr gleichmäßig ist; es herrscht nahezu gleiche Temperatur an der gesamten Lagerschale. In diesem Fall stellt die Annahme der globalen Temperatur für den EHD-Kontakt keine grobe Näherung mehr da, da real auch eine konstante Temperatur vorliegt.

Furuhama et al. [21] zeigt zudem auch Messungen der Lagertemperatur der Pleuellager. Hier gibt es eine deutliche Temperaturverteilung im Schmierpalt, da die Temperaturen im Pleuellager von den Scherspannungsverlusten dominiert sind. Reibungsberechnungen in den Pleuellagern erfordern die Anwendung der speziell entwickelten Methode zur Temperaturabschätzung, wie in [2] beschrieben.

5.6.5 Definition der Verschleißprofile

In Abhängigkeit der gewählten Betriebsbedingungen und Lastprofile gemäß der Stribeck-Kurve können Gleitlager vom gesicherten hydrodynamischen Bereich in die Mischreibung laufen. Der hierbei auftretende Metall-Metall Kontakt kann in Abhängigkeit von Materialpaarung und vorhandenen Oerflächenschichten zu Materialabtrag führen und so die Mikrokontur der Lagerschale verändern. Unter stationären Betriebsbedingungen kann eine durch Materialverschleiß induzierte Reduktion der Festkörperkontaktspannung auftreten, und im Idealfall kann das Gleitlager nach der Einlaufphase wieder vollständig im hydrodynamischen Bereich laufen.

Um die Reibung zufolge Festkörperkontakt im Gleitlager akkurat berechnen zu können, ist eine möglichst realistische Modellierung des vorhandenen Verschleißprofils der Lagerschale erforderlich. Perfekt rechteckige Lagerschalenprofile führen durch die elastischen Deformationen von Lagerschale und Lagerzapfen unter Last zu extremem Kantentragen und somit unrealistisch hohen Festkörperkontaktdrücken, siehe Abbildung 5.35. Das führt wiederum zu einer deutlichen Überbewertung des entstehenden Reibmoments.

Die Situation in Abbildung 5.35 zeigt im Allgemeinen die Konfiguration eines fabriks-

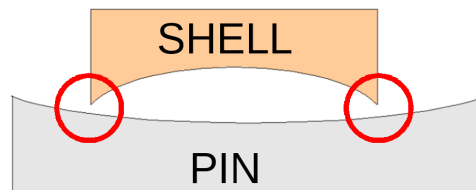


Abbildung 5.35: Kantentragen durch elastische Deformation von Welle und Schale [51]

neuen Gleitlagers in der Hauptlastzone. Hydrodynamische Drücke im Schmierpalt und externe Lasten verursachen die elastische Deformation der Lagerschale und des Wellenzapfens. In roten Ringen markiert zeigt Abbildung 5.35 die Stellen mit hohem Festkörperkontakt und in folgedessen lokalem Materialabtrag. Dieser Materialabtrag gleicht die Lagerschalenform im Mikrometerbereich an, sodass der Festkörperkontaktanteil schwindet. Im unbelasteten Zustand zeigt die Lagerschale somit die typischen balligen Verschleißkonturen in den Hauptlastzonen.

Am Ende und nach bestimmten zuvor vereinbarten Betriebsstunden wurden die Verschleißprofile der Gleitlagerschalen an der Gleitlagerprüfmaschine LP06 vermessen. Dies ermöglichte die Auswertung des fortschreitenden Verschleißes und somit eine Einteilung in Einlaufverschleißphase und Langzeitverschleißphase.

In einem ersten Schritt wurden die zum jeweiligen Prüflauf gehörigen Messwerte

der Verschleißprofile als Input für den EHD-Joint im Berechnungsmodell verwendet. Man sieht jedoch an den gemessenen Verschleißprofilen, dass teilweise asymmetrische Zustände durch Montagetoleranzen von Lagerschale und Pleuel entstehen. Da diese Effekte im perfekt symmetrischen Simulationsmodell nicht vorkommen, ist eine direkte Verwendung der gemessenen Verschleißprofile im Berechnungsmodell nicht zielführend. Um ein für die Berechnung repräsentatives Lagerschalenverschleißprofil zu generieren, wurde über mehrere gemessene Profile verschiedener Prüfläufe gemittelt. Das dient der statistischen Absicherung, denn durch Filterung von Ausreißern, anschließende Mittelung und Symmetrisierung in axialer Richtung entstehen die für die Simulation aufbereiteten initialen Verschleißprofile.

Diese sind jedoch für den Berechnungsprozess noch nicht direkt geeignet, allerdings ein sehr guter Startpunkt. Zur Generierung eines endgültigen Verschleißprofils für die Berechnungen sind zuvor noch zwei bis vier Verschleißberechnungszyklen zu durchlaufen. Während dieser Zyklen wird auf Basis der berechneten mittleren Festkörperkontaktspannung lokal Material abgetragen; auf das Modell übertragen wird das vorgegebene Verschleißprofil entsprechend angepasst, siehe Abbildung 5.36. Wichtig ist anzumerken, dass für die in der folgenden Sektion 5.6.6 gezeigten Vergleiche zwischen Messung und Berechnung für alle betrachteten Fälle dasselbe Verschleißprofil verwendet wurde.

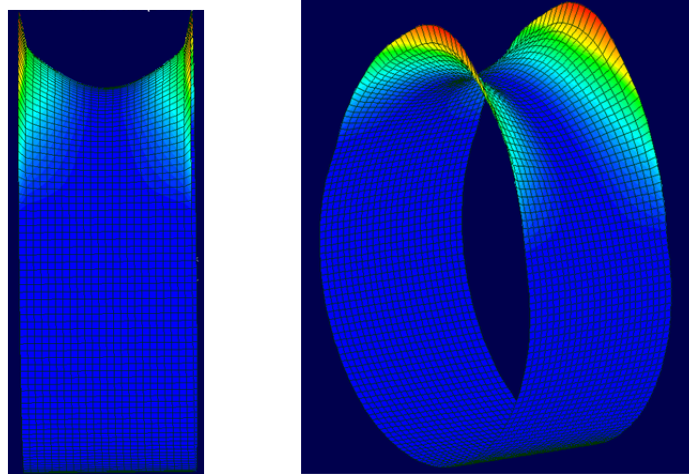


Abbildung 5.36: Für die Simulation aufbereitetes Verschleißprofil der Prüflagerschale im Aufriss und in der Perspektive [51]

5.6.6 Vergleich Messung und Simulation

Ein zentraler Punkt dieser Arbeit ist die umfassende Validierung der entwickelten Simulationsmethode mit Messergebnissen der Gleitlagerprüfmaschine LP06. Ein Vorteil der verwendeten Prüfumgebung ist, dass alle wesentlichen Eigenschaften der Maschine, wie Bauteilmassen, Kinematik, Wärmeflüsse, Temperaturen, etc. bekannt sind und so ein sehr realitätsnahes Modell der LP06 erstellt werden konnte. So ist ein direkter Vergleich der berechneten und gemessenen Ergebnisse möglich, welcher die hohe Qualität des Modells belegt. Als validierte Methode kann sie in beliebigen Motormodellen mit ähnlichen Randbedingungen eingesetzt werden. Direkte Validierung von Methoden mit Messungen am Realmotor sind komplex, da viele grundlegende Randbedingungen unbekannt sind und vor allem die Thermodynamik ins System zu integrieren ist, um die lokalen Schmierstofftemperaturen abzuschätzen.

Im Folgenden sind die Validierungsschritte im Detail beschrieben; diese sind ebenfalls in [3] veröffentlicht.

Validierung durch Prüfläufe mit OMV-Ölen verschiedener SAE-Klassen

Der Messumfang und das zugehörige Messprogramm wurden in Sektion 5.3 bereits detailliert beschrieben. Dem Messplan entsprechend waren die Einflüsse verschiedener Ölklassen, Lasten und Wellendrehzahlen auf das Reibmoment zu vermessen und für die Validierung der Berechnungsmethode zu verwenden. Im Umfang waren Ölklassen von SAE10 bis SAE50 geplant, um ein möglichst breites Spektrum der motorischen Anwendungen abzudecken. Entsprechend dem definierten Messplan, siehe Sektion 5.3, sollten Einflüsse des MIBA-Testöls auf die OMV-Versuchssole minimiert werden, indem die Lagerprüfmaschine zuerst mit einem OMV SAE10 Öl

gespült wird. Erst im Anschluss an die Spülung konnte das Messprogramm beginnend mit dem OMV SAE 50 Öl starten. Kontinuierliche Ölprobenziehungen nach jedem Prüflauf sollten durch anschließende Ölanalysen im Labor die Qualität der Messungen belegen. Hierbei zeigten sich, trotz Spülung mit OMV SAE 10, deutliche Vermischungen des OMV SAE 50 Öls mit dem MIBA-Prüföl. Das MIBA Prüföl ist im Vergleich zu den OMV-Ölen deutlich stärker mit Zink und Phosphor additiviert und enthält große Mengen an Schwefel, weshalb die Vermischung über eine starke Anreicherung des OMV Öls mit Zink, Phosphor und Schwefel erkennbar war. Alle weiteren OMV Öle zeigten keine derartige Anreicherung, weshalb Durchmischungseffekte mit Fremdülen auszuschließen waren. Rheologisch gesehen fiel die dynamische Viskosität des OMV SAE 50 durch die Vermischung mit MIBA SAE 10 auf Werte im Bereich von SAE 30 herunter, auch die Änderung der Chemie durch Anreicherung mit Zink, Phosphor und Schwefel führt zu einer deutlich verstärkten Produktion von ZDDP, welches verschleißschützende und reibungsmodifizierende Schichten an der Lagerschalenoberfläche bietet und somit die relative Vergleichbarkeit zu den anderen OMV Ölen verhindert. Aus diesen Gründen schied das OMV SAE 50 Öl zur Validierung der Berechnungsmethode aus. Übrig blieben die Öle OMV SAE40 bis OMV SAE10 zum Vergleich von Berechnungs- und Messergebnissen.

Das in Abbildung 5.7 bereits gezeigte Prüfprogramm als Kombination verschiedener Lasten und Wellendrehzahlen zeigt, dass sowohl bei 2000rpm als auch bei 4500rpm jeweils die doppelte Anzahl an Messpunkten zur Verfügung stand als bei den Drehzahlplateaus dazwischen. Um eine möglichst geringe Streuung der Messwerte zu erhalten, ist eine ausreichende Anzahl an Messpunkten erforderlich; so kann die Standardabweichung gering bleiben. Da die einzelnen Plateaus eher eine geringe Anzahl an Stützstellen aufwiesen, wurden die beiden Extrempunkte 2000rpm und 4500rpm für die Vergleiche mit der Berechnung herangezogen, um die Fehlerbalken ausreichend eng zu halten. Dies verschärft die Genauigkeitsanforderungen an die Simulation. Zudem kann davon ausgegangen werden, dass Drehzahlen zwischen den beiden Extrempunkten durch das Simulationsmodell mit gleicher Aussagequalität abbildbar sind.

Basierend auf Beschränkungen seitens des Ringspeichers der Gleitlagerprüfmaschine konnten nur mittlere Reibmomente gemessen und ausgegeben werden. Deshalb pasierte der Vergleich von Messungs- und Berechnungsergebnissen zur Validierung der Methode auf gleich ausgewerteten Signalen über zeitlich gemittelte Reibmomente. Um den Vergleich von berechneten und gemessenen Reibmomenten zulässig durchzuführen, ist eine einleitende Abschätzung der Messfehler durchzuführen, innerhalb derer sich die berechneten Ergebnisse befinden müssen. Der gesamte Messfehler ergibt sich aus der Summe von Messgenauigkeit des Drehmomentenmessflansches, der statistischen Schwankung der Messergebnisse und der Wiederholbarkeit mehrerer Prüfläufe.

HBM (Hottinger Baldwin Messtechnik) gibt für den verwendeten Drehmomentenmessflansch einen Messfehler von $\pm 1 Nm$ an. Statistische Schwankungen des Messsignals, beurteilt durch die Standardabweichung, wurden durch Mittelung der Messpunkte über die einzelnen Drehzahlplateaus evaluiert. Da jedem Prüflauf mindestens zwei Wiederholprüfläufe folgten, ist auch eine Erfassung der Wiederholbarkeit möglich. Bei 41MPa ergibt sich eine Standardabweichung von von zirka $0.3 Nm$ und bei 70MPa von zirka $0.4 Nm$. Addiert zum Fehler des Drehmomentenmessflansches ergibt das einen Messfehlerbereich von $\pm 0.4 Nm$ für 41MPa und $\pm 0.5 Nm$ für 70MPa. Die Wiederholbarkeit wird separat berücksichtigt.

Tabelle 5.2 zeigt eine Zusammenfassung der gemessenen Reibmomente für alle Prüfläufe bei 2000rpm und spezifischen Lagerbelastungen von 41MPa und 70MPa. In der Spalte M_{LP06} sind in Klammer die Maximal- und Minimalwerte zufolge der Wiederholgenauigkeit eingetragen; die zuvor definierten Fehlergrenzen sind angehängt. Diese aus Messungen extrahierten Werte sind nun bereit für den direkten Vergleich zu den Berechnungsergebnissen.

Im Folgenden wird noch einmal kurz auf die Randbedingungen des Berechnungsmodells eingegangen, mit dem die Validierung durchgeführt wurde [3].

Die globalen Öltemperaturen kamen, wie in Untersektion 5.6.4 beschrieben, aus der speziell dafür entwickelten Methode zur Temperaturabschätzung. Tabelle 5.3 gibt einen Überblick zu den berechneten globalen Öltemperaturen für die EHD-Methode. Schwankungen von zum Beispiel $10^\circ C$, zwischen absolut $90^\circ C$ und $100^\circ C$, führen beim OMV SAE 40 zu einer 25–prozentigen Differenz der dynamischen Viskosität. Hingegen zeigt der piezo-viskose Effekt beim gleichen Öl bei $95^\circ C$ eine Viskositätsanstieg zwischen Umgebungsdruck und 200bar von zirka 700%; $\eta(SAE40, Umgebungsdruck, 95^\circ) = 14 mPas$, $\eta(SAE40, 200bar, 95^\circ) = 103 mPas$. Dies verdeutlicht nocheinmal die Dominanz der Druckabhängigkeit der dynamischen Viskosität im Vergleich zur Temperaturabhängigkeit.

Verschleißprofile wurden, wie bereits in Subsektion 5.6.5 beschrieben, auf Basis der vermessenen Lagertopologie für OMV SAE 10 Prüfläufe bei 70MPa und 2000rpm für das Berechnungsmodell erstellt und in allen anderen Berechnungen gleich weiterverwendet. Dies ist zulässig, da für die OMV SAE 10 Prüfläufe bei 70MPa und 2000rpm die höchsten Festkörperkontaktanteile erwartet werden und alle weiteren Prüfläufe somit einfachere Bedingungen vorfinden. Damit besteht auch keine Notwendigkeit mittels Parameterfits die Modelle zu tunen, was die Glaubwürdigkeit und Vorhersagefähigkeit untermauert. Abbildung 5.37 zeigt das verwendete Prüflager-Verschleißprofil als Abweichung vom idealen Zylinderprofil in μm . Die unterschiedlichen Farben, rot bis schwarz, stellen Querschnitte durch die Lagerschale dar, wobei die rote Linie an der Lagerschalenkante, die grüne Linie $1.4mm$ in axialer Richtung von der Lagerschalenkante aus liegt. Durch den symmetrischen Aufbau des Prüfstands ist das Verschleißprofil um den axialen Mittelpunkt gespiegelt aufgebaut,

OMV Öl	spez. Last [MPa]	M_{LP06} [Nm]
SAE10	41	$(3.2-3.5) \pm 0.4$
SAE10	70	$(4.4-4.8) \pm 0.5$
SAE20	41	$(3.9-4.2) \pm 0.4$
SAE20	70	$(5.3-5.9) \pm 0.5$
SAE30	41	$(4.6-4.8) \pm 0.4$
SAE30	70	$(5.9-6.3) \pm 0.5$
SAE40	41	$(4.8-5.3) \pm 0.4$
SAE40	70	$(6.1-6.8) \pm 0.5$

Tabelle 5.2: Zusammenfassung aller an der LP06 gemessenen Reibmomente für verschiedene Prüfole und spezifische Lagerbelastungen [3]; die Werte in Klammer () sind Maximal- und Minimalwerte zufolge der Wiederholgenauigkeit mit den zugehörigen Fehlergrenzen

SAE10	T_{41MPa} [°C]	T_{70MPa} [°C]
	87.4	94.6
SAE20	T_{41MPa} [°C]	T_{70MPa} [°C]
	89.2	96.8
SAE30	T_{41MPa} [°C]	T_{70MPa} [°C]
	89.8	97.9
SAE40	T_{41MPa} [°C]	T_{70MPa} [°C]
	91.8	99.6

Tabelle 5.3: Abschätzung der globalen Öltemperaturen für die EHD-Berechnung für verschiedene Prüfole und spezifische Lagerbelastungen [3]

siehe auch Abbildung 5.36.

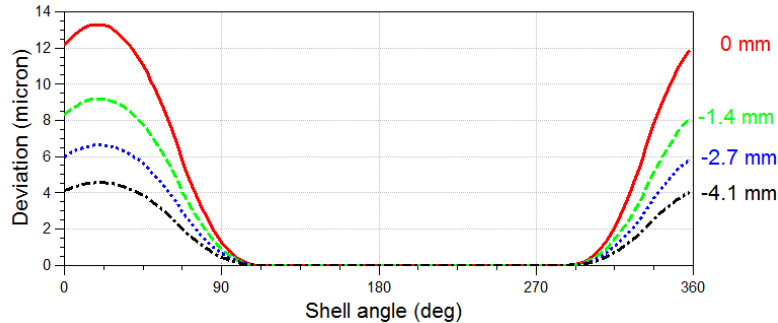


Abbildung 5.37: Prüflager-Verschleißprofil als Abweichung vom idealen Zylinderprofil in μm für die EHD-Berechnung [3]

Abbildung 5.38 zeigt vorab alle berechneten Ergebnisse für 2000rpm und 41MPa beziehungsweise 70MPa, aufgeteilt in Reibleistungsanteile aus den Scherspannungen im hydrodynamischen Bereich (HD) und Reibleistungsanteilen zufolge Festkörperkontakt (AC). Die Summe der beiden Anteile gibt jeweils die Gesamtreibleistung des Gleitlagers im jeweiligen Betriebspunkt. Für die relativ geringe spezifische Belastung von 41MPa, Abbildung 5.38 oben, ist zu erkennen, dass auch bei geringen Drehzahlen von 2000rpm, entsprechend einer Umfangsgeschwindigkeit von $8\frac{m}{s}$, für keine der untersuchten Viskositätsklassen Festkörperkontakt auftritt. Somit entspricht die Gesamtreibleistung des Gleitlagers für diesen Betriebspunkt der hydrodynamischen Verlustleistung.

Für beide Lastpunkte, 41MPa und 70MPa, ist zu erkennen, dass die viskosen Verluste (HD) mit abnehmender Viskositätsklasse - SAE40 zu SAE10- stetig abnehmen. Im Betriebspunkt 41MPa reduzieren sich die viskosen Verluste durch die Reduktion der SAE-Klasse von 518 W für SAE40 auf 340 W für SAE10 um 35%. Gleichzeitig reduziert sich die ausschlaggebende Größe, die dynamische Viskosität, für diese Punkte von $\eta(41MPa, SAE40, T = 92^\circ C, Umgebungsdruck) = 15 mPas$ auf $\eta(41MPa, SAE10, T = 87^\circ C, Umgebungsdruck) = 5.4 mPas$ um 64% und für die höhere Last von $\eta(70MPa, SAE40, T = 100^\circ C, Umgebungsdruck) = 12 mPas$ auf $\eta(70MPa, SAE10, T = 95^\circ C, Umgebungsdruck) = 4.6 mPas$ um 62%; die Temperaturen sind Tabelle 5.3 zu entnehmen. Man erkennt, dass die prozentuellen Reibleistungsreduktionen deutlich geringer ausfallen als die zugehörige prozentuelle Viskositätsabsenkung, obwohl der Term der dynamischen Viskosität direkt als Vorterm des Schergefälles angegeben wird. Das ist darauf zurückzuführen, dass durch die geringer werdende Viskosität auch die Tragfähigkeit des Lagers abnimmt und somit die minimalen Schmierspalthöhen geringer werden. Dies führt wiederum zu einem

leichten Anstieg der lokalen Schmierfilmdrücke, die wiederum durch den piezoviskosen Effekt von Schmierölen die dynamische Viskosität wieder leicht anheben. Dieser Einfluss auch beim direkten Vergleich der viskosen Verluste (HD) zwischen 41MPa und 70MPa deutlich. Im höher belasteten Fall, 70MPa, sind die Schmierspalthöhen deutlich geringer als bei 41MPa, somit passieren in der Hochlastzone lokale Spitzen der dynamischen Viskosität, was in einem verringerten Reduktionspotential zu erkennen ist; 64% Reduktion für 41MPa, 62% Reduktion für 70MPa.

In Abbildung 5.38 unten sieht man den steigenden Festkörperkontaktanteil mit sinkender Viskositätsklasse, da hier lokal die Tragfähigkeit des Schmierfilms nicht mehr ausreicht. Bei 70MPa und SAE10 trägt die Festkörperkontaktreibleistung (AC) bereits zirka 15% zur Gesamtreibleistung des Gleitlagers bei, was im Allgemeinen dazu führt, dass die gewonnene Reibungsreduktion durch steigenden Metall-Metall Kontakt wieder verloren geht und zudem die Lagerlebensdauer durch Abtragen von Lauffschichten kontinuierlich abnimmt.

Im Folgenden sind die Vergleiche von gemessenen und berechneten Reibmomenten für eine Wellendrehzahl von 2000rpm detaillierter beschrieben [3]. Für die Validierung der Berechnungsmethode hinsichtlich Lastsensitivität wurde die geringste untersuchte Wellendrehzahl verwendet, da diese die niedrigste Tragfähigkeit des Lagers erzeugt und somit Metall-Metall Kontakt früher eintritt.

Das Diagramm in Abbildung 5.39 zeigt den direkten Vergleich von gemessenem zu berechnetem Reibmoment für 41MPa und 70MPa spezifische Lagerbelastung und dem OMV SAE40 Prüföl. In blau (LP06) ist das durch den Drehmomentenmessflansch der Gleitlagerprüfmaschine LP06 aufgenommene mittlere Reibmoment von Stützlager und Prüflager aufgetragen, erweitert um den Bereich des Messfehlers und der Wiederholbarkeit, wie in Tabelle 5.4 aufgelistet. Die Höhe des blauen Balkens entspricht somit dem Mittelwert des mit der schwarzen Klammer dargestellten Vertrauensbereichs. Der rote Balken (Sim) zeigt den Mittelwert des berechneten Reibmoments für den direkten Vergleich mit der Messung. Man erkennt in Abbildung 5.39, dass sowohl im niedrigen als auch im hohen Lastbereich die berechneten Reibmomente innerhalb des Vertrauensbereichs der Messung liegen.

OMV SAE 40 und 41MPa spezifische Lagerbelastung entsprechen einem typischen stabile Betriebspunkt eines Hauptlagers des J624 Groß-Gasmotors. Somit kann von ausreichend hoher Tragfähigkeit des Schmierfilms und rein hydrodynamischen Bedingungen im Lager ausgegangen werden. Diese vorab angestellten Annahmen sind durch die Darstellung in Abbildung 5.38 bestätigt. Darauf basierend resultiert die Reibung im Gleitlager rein aus den hydrodynamischen Scherverlusten.

Der Fall 70 MPa entspricht einer in Zukunft durch Weiterentwicklung möglichen Hauptlagerbelastung bei höheren Brennraumdrücken, um die Leistungsausbeute zu erhöhen. Auch hier stellt sich durch das relativ hochviskose Öl noch ein stabiler Lauf des Lagers ein, ohne in der Stribeck-Kurve zu weit nach links zu kommen und Metall-

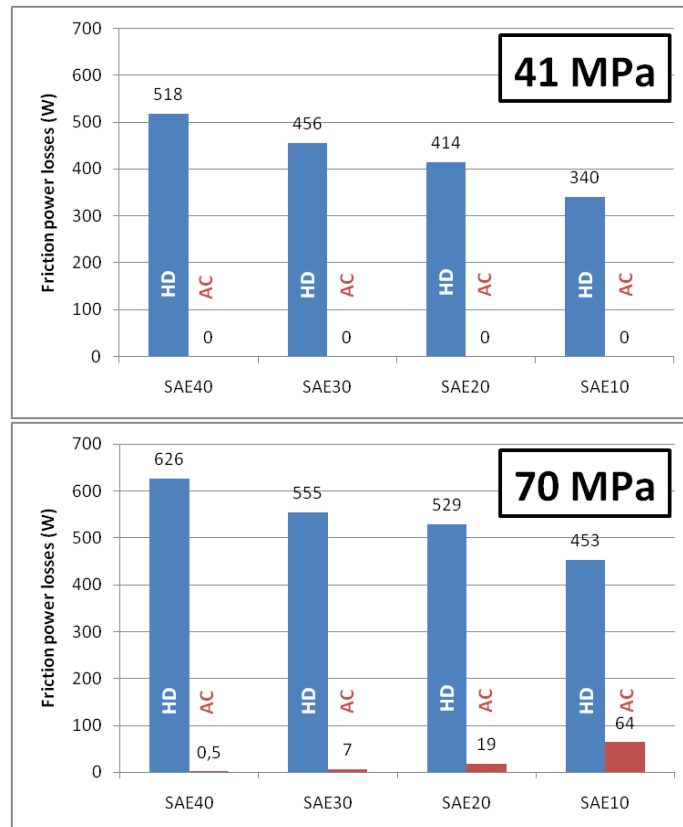


Abbildung 5.38: Gegenüberstellung der Reibleistung im Prüflager der LP06 bei 41MPa (oben) und 70MPa (unten), 2000 Upm Wellendrehzahl und verschiedenen Prüfölen; in blau mit HD gekennzeichnet sind die hydrodynamischen Verluste im Gleitlager dargestellt, daneben in rot mit AC bezeichnet die Reibleistung zufolge Festkörperkontakt [3]

Metall Kontakt zu riskieren.

Im direkten Vergleich der beiden Belastungsfälle ist zu erkennen, dass auch bei rein hydrodynamischen Betriebsbedingungen die Reibung im Lager mit steigender Last zunimmt. Dies ist speziell bei Einbereichsölen auf den piezoviskosen Effekt des Motoröls zurückzuführen. Höhere Lasten erzeugen höhere Fluiddrücke und diese wiederum einen Anstieg der dynamischen Viskosität, die direkt proportional zur Lagerreibung ist. Aus den Berechnungsergebnissen ist bekannt, dass sich der maximale Fluiddruck signifikant mit der externen Last ändert, während kaum ein Einfluss verschiedener Viskositätsklassen erkennbar ist. Im konkreten Fall stieg der maximale Fluiddruck von 90 MPa auf 120 MPa für die spezifischen Lasten von 41MPa und 70MPa.

Um nun, wie in der Zielsetzung definiert, die Reibungsreduktion in Gleitlagern

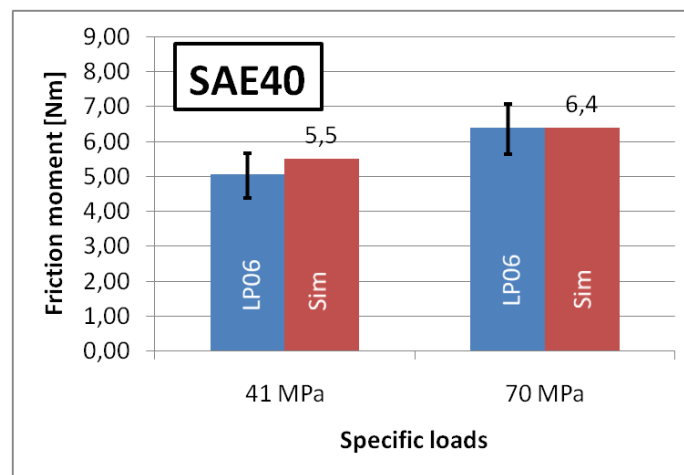


Abbildung 5.39: SAE40, 2000Upm: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Rot: Sim) bei 41MPa und 70MPa; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen [3]

zu schaffen, stellt die Herabsetzung der dynamischen Viskosität eine sehr effektive Möglichkeit dar. Bei gleichen thermischen Randbedingungen aus dem motorischen Betrieb, Sumpftemperatur, etc. bedeutet dies die Reduktion der SAE-Klasse, wie in den folgenden Vergleichen von Abbildung 5.40 bis 5.42 illustriert ist.

Auch im Vergleich der Abbildung 5.40 zeigt sich die Qualität des Berechnungsmodells durch eine sehr gute Übereinstimmung von Experiment und Berechnung. Gleiches gilt für die Fälle mit OMV SAE20, Abbildung 5.41, und OMV SAE10, Abbildung 5.42. Somit konnte eine für verschiedene Lagerbelastungen umfassende Validierung der entwickelten Berechnungsmethode gezeigt werden.

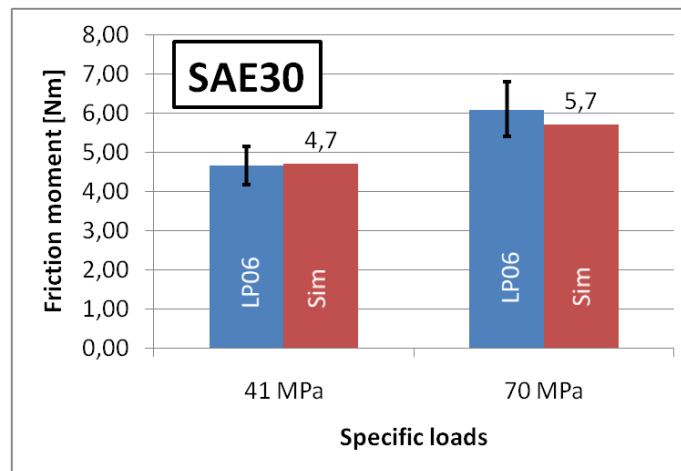


Abbildung 5.40: SAE30, 2000Upm: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Rot: Sim) bei 41MPa und 70MPa; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen [3]

Tabelle 5.4 zeigt noch einmal zusammenfassend die detaillierten Vergleiche zwischen berechnetem Reibmoment und den Messwerten inklusive Vertrauensbereich für 2000rpm und verschiedene Lasten sowie unterschiedliche Viskositätsklassen des Prüföls. Hier ist noch einmal der reibungsreduzierende Einfluss geringerer Viskosität, sowie der reibungserhöhende Einfluss der Lagerbelastung zu erkennen. Es fällt auch der schleichende Einfluss steigenden Metall-Metall Kontakts für 70MPa auf, der die Lagerreibung gegenüber dem rein hydrodynamischen Betrieb erhöht. Für die motornahe Parameterkombination des Kurbelwellenlagers 41MPa und 2000rpm lässt sich das Potential zur Reibungsreduktion bereits sehr gut abschätzen; es tritt auch bei SAE10 noch kein Metall-Metall Kontakt auf, jedoch reduziert sich die viskose Reibung auf knapp die Hälfte.

Der Vollständigkeit halber sind in den Abbildungen 5.43 und 5.44 noch zwei Beispiele der Vergleiche von Messung und Berechnung bei verschiedenen Drehzahlen dargestellt. Zur Beurteilung der Qualität der Methode ist die maximale Last - 70MPa - gepaart mit der geringsten Umfangsgeschwindigkeit bei 2000rpm zu untersuchen. Hier ergeben sich durch die mangelnde hydrodynamische Tragfähigkeit die kritischsten Bedingungen für das Lager. Liegen die Berechnungsergebnisse innerhalb der Fehlerschranken der Messung, beweist das die betragsmäßig akkurate Erfassung der viskosen Verluste sowie der Verluste zufolge Metall-Metall Kontakt. Die untersuchte maximale Wellendrehzahl war 4500rpm. Gepaart mit der höchsten untersuchten Last von 70MPa resultiert aus diesem Fall das größte gemessene Reibmoment für die je-

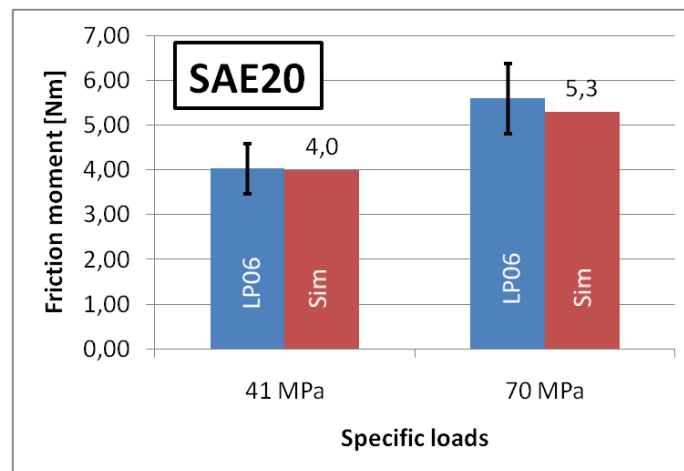


Abbildung 5.41: SAE20, 2000Upm: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Rot: Sim) bei 41MPa und 70MPa ; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen [3]

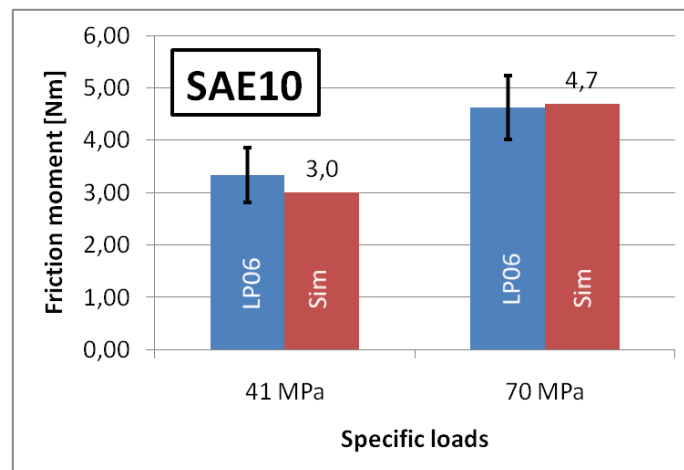


Abbildung 5.42: SAE10, 2000Upm: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Rot: Sim) bei 41MPa und 70MPa ; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen [3]

OMV Öl	spez. Last [MPa]	M_{Sim} [Nm]	M_{LP06} [Nm]
SAE10	41	3.0	$(3.2-3.5) \pm 0.4$
SAE10	70	4.7	$(4.4-4.8) \pm 0.5$
SAE20	41	4.0	$(3.9-4.2) \pm 0.4$
SAE20	70	5.3	$(5.3-5.9) \pm 0.5$
SAE30	41	4.7	$(4.6-4.8) \pm 0.4$
SAE30	70	5.7	$(5.9-6.3) \pm 0.5$
SAE40	41	5.5	$(4.8-5.3) \pm 0.4$
SAE40	70	6.4	$(6.1-6.8) \pm 0.5$

Tabelle 5.4: Detaillierten Vergleiche zwischen berechnetem Reibmoment M_{Sim} und den Messwerten M_{LP06} inklusive Vertrauensbereich für 2000rpm, verschiedene Lasten sowie unterschiedliche Viskositätsklassen des Prüföls [3]

weilige Viskositätsklasse. Dies ist durch die hohen viskosen Scherspannungsverluste bei hohen Drehzahlen, superponiert mit steigenden Scherspannungen durch den lokalen Viskositätsanstieg in der Hauptlastzone bei gleichzeitig geringer werdendem Schmierspalt und damit verbundenem Gradientenzuwachs zu erklären. Somit zeigen die beiden Vergleiche in Abbildung 5.43 und 5.44 die Extrempunkte der Untersuchungen. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass Betriebspunkte mit geringeren Lasten und Drehzahlen zwischen 2000rpm und 4500rpm ebenso akkurate Ergebnisse des Lagerreibmoments bringen.

Die Vergleiche aller gezeigten Gegenüberstellungen verdeutlichen, dass für die untersuchten Betriebsbedingungen am Prüfstand der reibungssteigernde Einfluss von Last- und Drehzahlerhöhung ungefähr die gleichen Ausmaße hat. Die diskutierten Vergleiche der Reibmomente von Messung und Berechnung zeigen jedoch immer nur den Summenwert aus viskosen Verlusten und Festkörperkontaktverlusten. Die Vergleiche bei SAE40 und SAE30 – kein bis vernachlässigbar kleiner Festkörperkontakt – zeigen die Qualität des Modells zur Berechnung der viskosen Verluste. Eine Möglichkeit zur Validierung des Kontaktmodells ist die bereits diskutierte Kontaktspannungsmessung. Abbildung 5.45 (oben) zeigt den berechneten Festkörperkontakt-Traganteil in Prozent der gesamten Gleitlageroberfläche; im Bereich um 630° Wellendrehwinkel wird der Wellenzapfen durch die leicht wechselnde Belastung kurz von der Lagerschale abgehoben, wodurch der Festkörperkontakt-Traganteil Null wird und rein hydrodynamischer Betrieb vorherrscht. Man beachte, dass die Aufzeichnungen nach einer vollen Umdrehung, also 360° , beginnen um Einschwingvorgänge zu minimieren. Durch die anschließend wieder ansteigende Belastung bei zirka 700° Wellendrehwinkel erhöht sich auch der Festkörperkontakt-Traganteil. Abbildung 5.45 (unten) zeigt

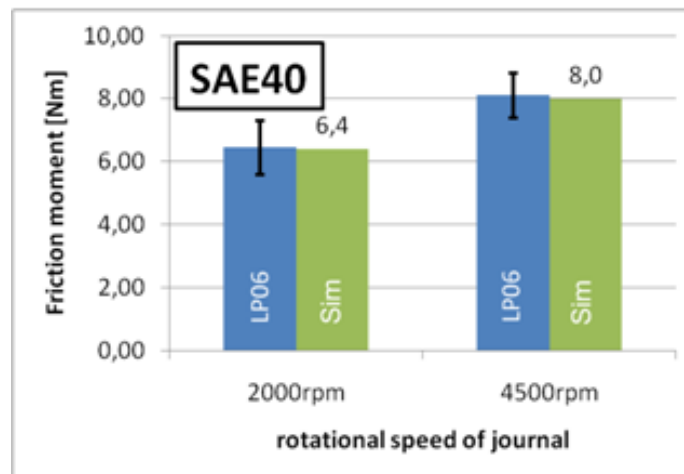


Abbildung 5.43: SAE40, 70MPa: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Grün: Sim) bei 2000 U_{pm} und 4500 U_{pm} ; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen

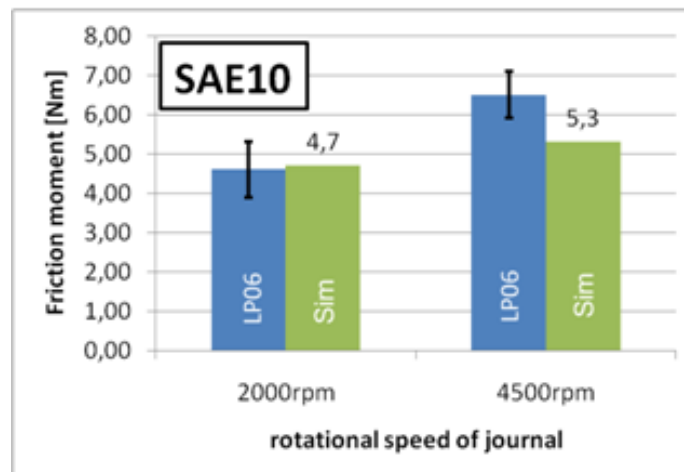


Abbildung 5.44: SAE10, 70MPa: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Grün: Sim) bei 2000 U_{pm} und 4500 U_{pm} ; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen

die an der LP06 gemessene Kontaktspannung zwischen Wellenzapfen und Lagerschale; das Rohsignal in Rot und eine mit gleitendem Durchschnitt geglättete Signalkurve in Grün. Die Ausgangsspannung bei vollständiger Separierung liegt bei zirka 3.3 mV , kommt es zum Festkörperkontakt bricht die Spannung ein. Somit zeigt der Vergleich in Abbildung 5.45, dass sowohl Beginn als auch Ende des Festkörperkontakts an der LP06 und im Berechnungsmodell sehr gut Übereinstimmungen; die Qualität des Kontaktmodells ist somit bestätigt. Zusammenfassend zeigt sich eine sehr umfang-

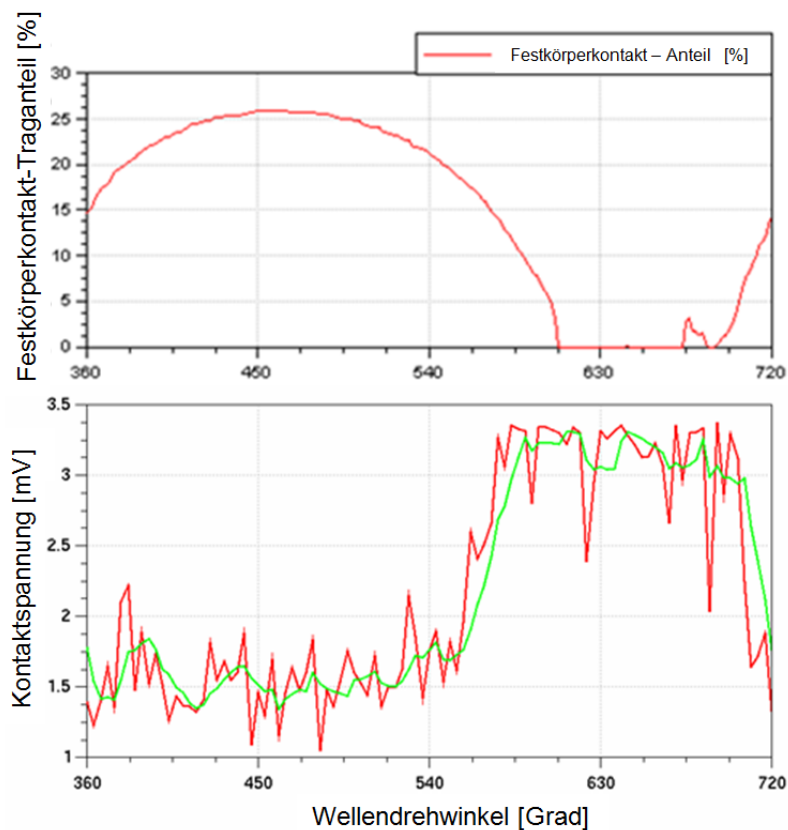


Abbildung 5.45: Gegenüberstellung des berechneten Verlaufs des Festkörperkontaktanteils (oben, rote Linie) und des durch Kontaktspannungsmessung aufgezeichneten Verlaufs (unten; rote Linie zeigt das originale Messsignal, in grün sieht man die geglättete Linie) [51].

reiche Validierung der entwickelten Methode zur Berechnung der Reibung in Radialgleitlagern durch den direkten und umfassenden Vergleich mit Messergebnissen einer Gleitlagerprüfmaschine. Somit ist die breite Anwendbarkeit auch in Vorentwicklungsprojekten zur Abschätzung der Tragfähigkeit und Reibung neuer und modifizierter Motorkonzepte gewährleistet.

Erweiterte Validierung durch Zerstörungstest an der LP06 mit SAE10

Unter Verwendung eines allgemeinen Lager-Lebensdauertests von MIBA mit SAE10-Öl können die Grenzen des Simulations-Modells unter extremen Bedingungen untersucht werden. Um die Lagerlebensdauer in geraffter Zeit erfassen zu können, ist das Lager mehreren extremen Randbedingungen ausgesetzt. Es wird sehr dünnes Öl (SAE10), hohe Ölzufuhrtemperatur (110°C), hohe Last (76MPa) bei einer Wellendrehzahl von 3000rpm - das entspricht einer Umfangsgeschwindigkeit von $12\frac{\text{m}}{\text{s}}$ - verwendet, was zu hohem Festkörperkontaktanteil und Verschleiß führt. Dieser Test läuft über 15 Stunden, was eine hohe Anzahl an Messwerten ergibt und eine präzisere Bestimmung des mittleren gemessenen Reibmoments ermöglicht.

Entsprechend der in Abschnitt 5.6.4 beschriebenen Methode resultiert eine globale Öltemperatur im EHD-Joint von 115.3° , was nur 5°C höher ist als die Ölzufuhrtemperatur. Bei diesem Versuch an der LP06 wurde die Seitenflusstemperatur nicht mitgemessen, was zu der Annahme führt, dass durch die Vernachlässigung dieser eher hohen Temperatur im Mittelungsprozess eine geringere Öltemperatur entsteht, was sich positiv auf den Festkörperkontaktanteil zufolge der höheren Ölviskosität auswirkt.

In den Berechnungsergebnissen erkennt man, dass die Reibleistung zufolge Festkörperkontakt bereits zirka ein Viertel der gesamten Reibleistung darstellt. Die Simulation der Vorgänge im Lager zeigt, dass der eher große Anteil der Festkörperkontaktverluste nur von 6% der gesamten Lageroberfläche erzeugt wird.

Abbildung 5.46 zeigt die hydrodynamische Druckverteilung im Prüflager bei maximaler Last und unterstreicht die Wichtigkeit der Berücksichtigung der Druckabhängigkeit des Öls in der Simulation. In großen Bereichen des Lagers herrschen Drücke im Bereich von 120MPa , die eine deutliche Erhöhung der dynamischen Viskosität und damit eine Verbesserung der Tragfähigkeit bewirken.

Zum Vergleich zeigt Abbildung 5.47 den Festkörperkontaktdruck im Prüflager, der an den Schalenrändern konzentriert mit 100MPa einen Teil der externen Last mitträgt. Als letzten Validierungsschritt zeigt die Abbildung 5.48 den Vergleich des durch Messung und Berechnung bestimmten Werts der Gleitlagerreibung, analog zu den oben gezeigten Vergleichen. Auch hier liegt das berechnete Reibmoment gut innerhalb der Grenzen des Messfehlers, die in diesem Fall wie erwähnt durch die hohe Anzahl an Messwerten relativ gesehen deutlich enger sind als in den vorigen Vergleichen. Anzumerken ist hier die hohe Qualität des Berechnungsmodells, vor allem des Kontaktmodells, da wie erwähnt bei diesem Zerstörungstest der Festkörpertraganteil sehr hoch ist.

Aus den gezeigten Vergleichen von Messergebnissen und Simulationsergebnissen bei verschiedenen SAE-Klassen, Lagerbelastungen und Wellendrehzahlen geht hervor, dass die entwickelte Methode in allen Bereichen absolut anwendbar validiert ist. Das hier bestehende System kann somit jederzeit als prädiktives Verfahren zur Un-

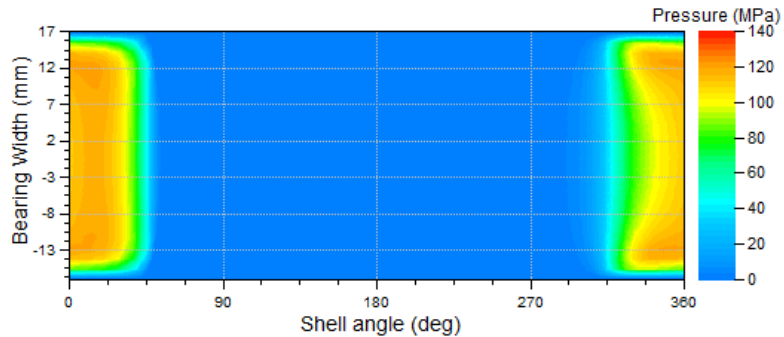


Abbildung 5.46: Darstellung der hydrodynamischen Druckverteilung am Punkt der maximalen Belastung im Prüflager der LP06, bei einem Zerstörungstest unter Verwendung der temperatur- und druckabhängigen Ölviskosität $\eta(p, T)$

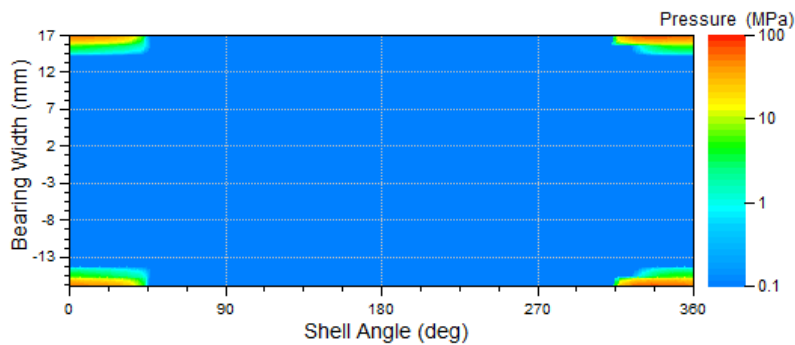


Abbildung 5.47: Darstellung der Festkörperkontaktdruckverteilung am Punkt der maximalen Belastung im Prüflager der LP06, bei einem Zerstörungstest unter Verwendung der temperatur- und druckabhängigen Ölviskosität $\eta(p, T)$

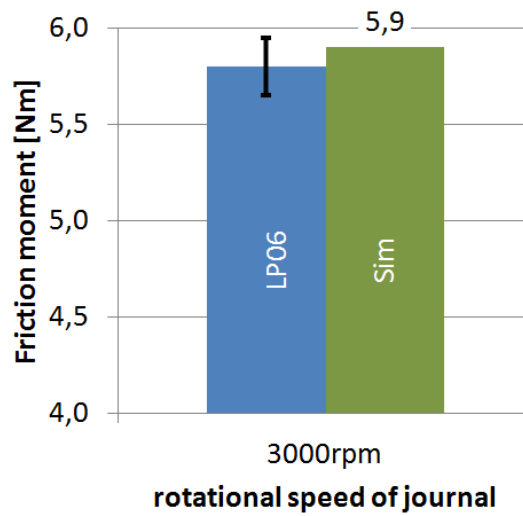


Abbildung 5.48: Zerstörungstest SAE10, 76MPa: Vergleich der gemittelten Lagerreibmomente aus Messung (Blau: LP06) und Berechnung (Grün: Sim) bei 3000U $\dot{p}m$; gemittelte Messwerte sind mit einem entsprechenden Fehlerbalken versehen

tersuchung von Vorgängen im Gleitlager und zur Berechnung der Gleitlagerreibung verwendet werden.

Kapitel 6

Anwendung der Methode auf das Großmotorenmodell

Das folgende Kapitel diskutiert den Aufbau des Groß-Gasmotor Modells zur Berechnung der Reibung in dessen Kurbeltriebsgleitlagern, auf Basis der in Kapitel 5 entwickelten und validierten Methode. In einer ersten Berechnung der Gleitlagerreibung mit den Originalparametern des realen Motors wird die mechanische Verlustteilung des Gesamtmotors gezeigt. Aufbauend auf die Berechnungen mit den Originalparametern werden Parametervariationen definiert und deren Potentiale zur Reibungsreduktion im Groß-Gasmotor im gegenseitigen Vergleich bewertet. Zusammenfassend zeigen Tabellen für Pleuel- und Hauptlager die Einflüsse einzelner Parameter auf die entstehende Reibung als Basis für Beurteilungen.

6.1 Modellaufbau

Die folgende Sektion beschreibt den Aufbau des Groß-Gasmotor Modells in einem elastischen MKS zur Berechnung der Reibung in dessen Kurbeltriebsgleitlagern, inklusive der Vorbereitung dafür nötiger Finite-Elemente Bauteile. Zuerst werden am starren MKS des Kurbeltriebs die am höchsten belasteten Lager detektiert, die in weiterer Folge als repräsentative Lager für die Untersuchungen herangezogen werden. Modellaufbau und Bedatung basieren auf der in Kapitel 5 entwickelten und validierten Methode.

Der Kurbeltrieb des J624 besteht aus einer Vielzahl von Gleitlagern, im Betrachtungsraum der Untersuchungen waren 13 Kurbelwellenlager und 24 große Pleuellager. Durch die V-Bauweise des Motors sind bedeutend weniger Kurbelwellenlager als Pleuellager verbaut, was einen positiven Einfluss auf die Gesamtreibung hat, verglichen mit Reihenmotoren.

Da die Gleitlageranalyse durch die wiederholte Lösung der Reynolds-Differentialgleichung in Interaktion mit der Strukturelastizität der Bauteile und dem Kontaktmodell einen sehr hohen Rechenaufwand erzeugt, ist eine Ausmodellierung aller 13 Hauptlager und 24 Pleuellager nicht handhabbar.

Zur Erhaltung der Modelleffizienz, die vor allem für die anschließenden Parameter-

studien essenziell ist, sind Pleuellager unabhängig voneinander in verschiedenen, reduzierten Modellen zu untersuchen. Die Reduktion bezieht sich dabei darauf, dass jeweils nur ein repräsentatives Gleitlager detailliert mit Hydrodynamik, etc. abgebildet wird, alle weiteren Gleitlager nur über Feder- Dämpferelemente approximiert sind. Dies gewährleistet die Reduktion des Berechnungsaufwands unter Beibehaltung der Schnittkraftverläufe und Lagerbelastungen aus der Pleuellagerdynamik.

Berechnungsmodell für die Pleuellager-Analyse des J624

Das Belastungsprofil eines Pleuellagers ist abhängig von den Eigenschaften der benachbarten Lagerstellen der Pleuellager, der Pleuellager mit Pleuellager, etc.; zusammengefasst also von der Trägheit und Pleuellageranregung des gesamten Pleuellagertriebs. Ein realistisches Belastungsprofil ist somit nur durch ein Gesamtmodell des Pleuellagertriebs zu erreichen; eine von den Pleuellagerstellen und Pleuellager isolierte Betrachtung eines Pleuellagerlagers ist nicht möglich.

Abbildung 6.1 links zeigt den schematischen Aufbau und Abbildung 6.1 rechts den räumlichen Aufbau des Pleuellagertrieb-Mehrkörpersystems des 24-Zylinder Motors. Zur Pleuellageranalyse wird im gezeigten Mehrkörpermodell eine Pleuellagerstelle detailliert mit einer Finite-Elemente Pleuellagerwand und dem Hydrodynamik-Joint modelliert. Als repräsentatives Pleuellager wird im Allgemeinen das am höchsten belastete Pleuellager verwendet. Dazu wurde vorab eine Pleuellageranalyse des Gesamtpleuellagermodells durchgeführt und die Pleuellagerkräfte über einen Pleuellagerzyklus ausgewertet.

Die Berechnungsergebnisse der Pleuellageranalyse sind in Abbildung 6.2 tabellarisch

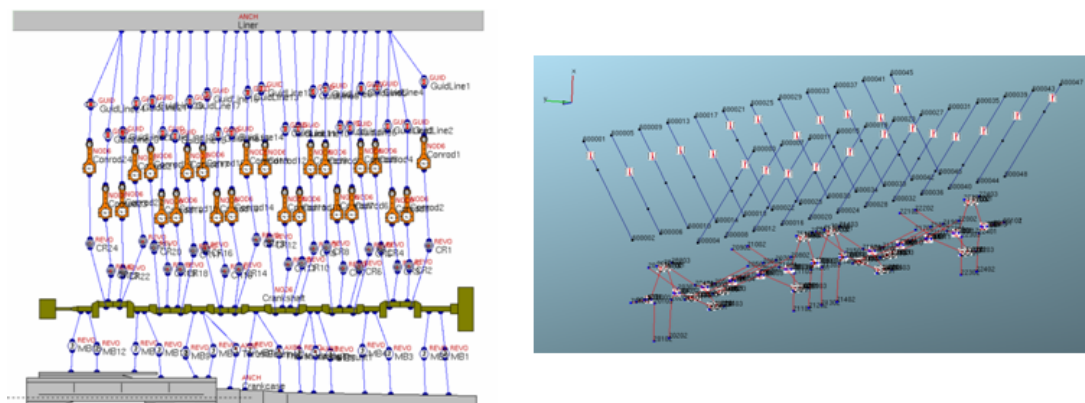


Abbildung 6.1: MKS-Modell des Groß-Gasmotor Pleuellagertriebs; (links) Moduldarstellung, (rechts) dreidimensionale Anordnung

dargestellt. Zur Evaluierung der Belastungsintensität wurde der arithmetische Mittel-

wert und der Maximalwert aller Kraftverläufe bestimmt und in sinkender Reihenfolge aufgelistet. Den höchsten Kraft-Mittelwert erfährt das Kurbelwellenlager 2, wobei Kurbelwellenlager 5 den höchsten Maximalwert zu ertragen hat. Kurbelwellenlager 3 liegt sowohl mit Mittelwert als auch mit Maximalwert bereits an der Stelle 2, wird somit als repräsentatives Kurbelwellenlager für alle weiteren Betrachtungen herangezogen. Nach erfolgreicher Identifikation des repräsentativen Kurbelwellenlagers wird

HL-Belastung [N]	
Arith. Mean	Max.
MB2	MB5
MB3	MB3
MB9	MB11
MB1	MB9

↓
sinkende Last

Abbildung 6.2: Reihung der Lagerkräfte nach aufsteigender Intensität der Belastung

das Gesamtmotormodell zur Untersuchung der Vorgänge im Gleitlager umgestellt. Deshalb wird das bisher durch Federn und Dämpfer modellierte Kurbelwellenlager 3 durch einen EHD2-Joint und kondensierte FE-Strukturen der Lagerschale und des Kurbelgehäuses ersetzt. Durch diese Komponenten wird die detaillierte Lageranalyse ermöglicht. Abbildung 6.3 zeigt im Detail die Modellierung der Umgebung des Hauptlager 3. Wie bereits erwähnt wird das Hauptlager 3 mittels EHD2-Joint und kondensierter Gehäusestruktur modelliert, wobei alle anderen Gleitlager durch je 3 REVO-Joints (Feder-Dämpfer-Elemente mit Rotationsfreiheitsgrad) abgebildet sind. Die drei REVO-Joints sind am Zapfen axial verteilt und verhindern das freie Kippen des Lagerzapfens, was im Gleitlager geführten Fall auch nicht möglich ist. Um die elastische Lagerwand und die elastische Lagerschale im Simulationsmodell verwenden zu können, wird die Geometrie aufgebaut und mit Finiten Elementen vernetzt, wie in Abbildung 6.4 gezeigt. Es ist nicht nötig, den gesamten Motorblock zu modellieren, hier reicht ein Ausschnitt aus dem Gehäuse. Denn entsprechend der St. Venantschen Theorie gehen die Bauteilspannungen und somit die Knotenverschiebungen in ausreichender Entfernung zur Krafteinleitungsstelle gegen Null. Somit gibt es einen sinnvollen Rahmen, wieviel von der Gehäusestruktur im Modell Berücksichtigung finden muss. Der gezeigte Lagerbock stellt einen Schnitt durch das Kurbelgehäuse dar, wobei entsprechend der Annahme des Ebenbleibens der Schnittfläche unter Last (keine Verwölbung) die Randbedingungen vergeben wurden. Als „Retained Nodes“ werden in der verwendeten Finite-Elemente Software jene Knoten bezeichnet, auf welche

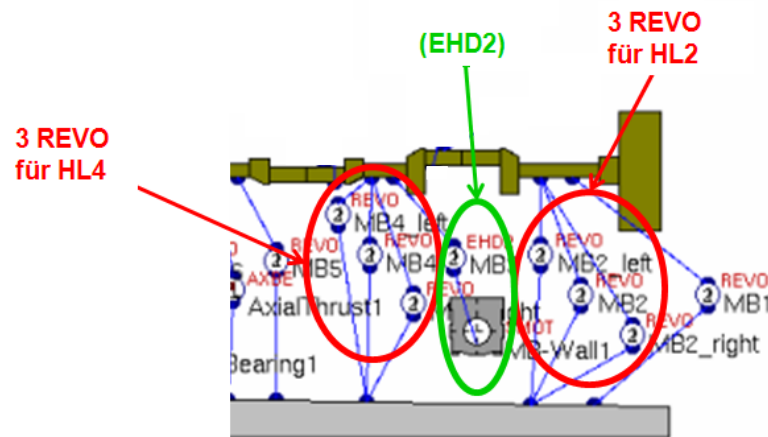


Abbildung 6.3: Detailansicht der Kurbelwellenlagerung mit EHD2-Joint

Steifigkeits- und Masseninformationen der Gesamtstruktur kondensiert werden und die anschließend auch im elastischen Mehrkörpersystem angreifbar sind. Die Vergabe der Elemente ist aus Abbildung 6.5 zu entnehmen. Für höchste Rechengenauigkeit und Formtreue werden quadratische Tetraeder-Elemente (C3D10; C...Continuum-Element, 3D...dreidimensional, 10...Knotenanzahl) für die Struktur des Lagerbocks verwendet. Die Lagerschale ist aus modifizierten quadratischen Tetraeder-Elementen (C3D10M; C...Continuum-Element, 3D...dreidimensional, 10...Knotenanzahl, M...Spezielle Formulierung für den Einsatz im Kontakt) aufgebaut und mit einer Membranschicht (M3D4; M...Membrane-Element, 3D...dreidimensional, 4...Knotenanzahl) überlagert, um die Krafteinleitung des hydrodynamischen Drucks ausreichend genau in die Struktur einleiten zu können. Das Finite Differenzen Netz zur Lösung der Reynolds-Differentialgleichung hat äquidistante Stützstellen an der Lagerschalenoberfläche in Axial- und Umfangsrichtung und spannt somit ein rechtwinkeliges Gitter auf. Die Finite-Differenzen Lösung ergibt Druckwerte an den Knotenpunkten des rechtwinkeliges Gitters, welche über die lokalen Flächensegmente in äquivalente Knotenkräfte umgerechnet werden. Um diese Knotenkräfte an die Finite Elemente Lagerstruktur mit geringst möglichem Fehler weitergeben zu können, ist ein entsprechendes Finite Elemente Netz erforderlich. Die Reduktion der Elementordnung der Lagerstruktur von den quadratischen Tetraedern auf lineare Elemente an der Lageroberfläche ist zur sauberen Kopplung mit dem Finite Differenzen Netz des Fluids erforderlich. Bei Nichtkoinzidenz von FE- und HD-Knoten steigt der Interpolationsaufwand der Knotenreaktionskräfte und sinkt zugleich die Ergebnisqualität drastisch ab.

Abbildung 6.5 zeigt die Elementverteilung im Hauptlagerbock, welcher das Kurbelwellengleitlager trägt. Die Ölversorgung von Kurbelwellengleitlagern passiert im

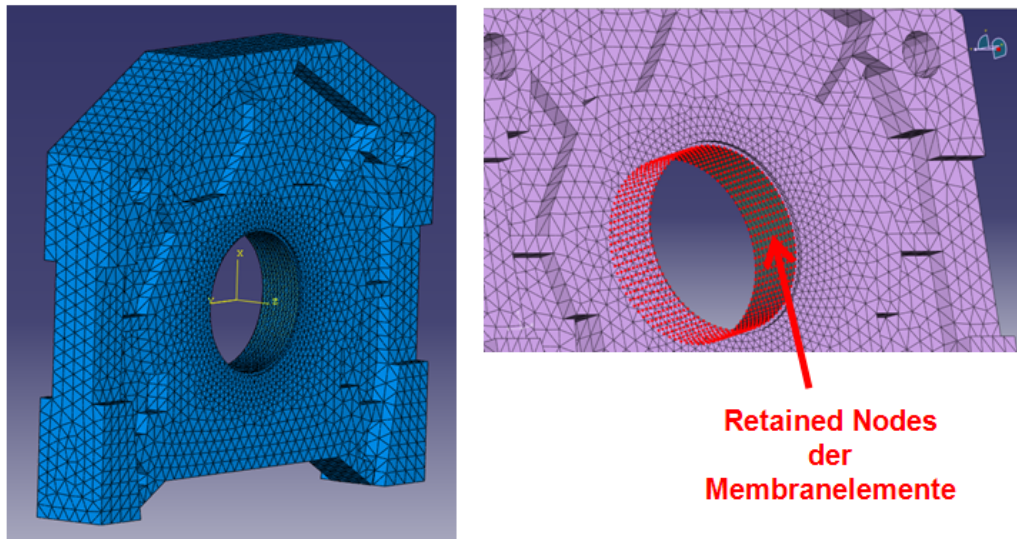


Abbildung 6.4: Hauptlagerbock des Groß-Gasmotors: Aufbereitung zur dynamischen Kondensierung für das elastische Mehrkörpersystem

Allgemeinen von der Hauptölleitung über eine obenliegende 180° Nut in der Lagerbockstruktur. Hier tritt das Öl über eine genutete obenliegende Lagerschale in den Schmierspalt ein. Da das fehlende Material der Ölnut in der Lagerbockstruktur die radiale Lagerschalennachgiebigkeit erhöht, durch die Ölfüllung der Nut jedoch eine Fluidsteifigkeit vorhanden ist, ist der Einfluss im Modell auch zu berücksichtigen. Er wird durch das Einsetzen von Finiten Elementen mit reduziertem Elastizitätsmodul realisiert, welche das mit Öl gefüllte Nutvolumen simulieren und somit das radiale Deformationsverhalten einer belasteten Lagerschale ausreichend genau abbilden.

Die Abbildungen 6.6 und 6.7 zeigen das Mehrkörpermodell mit integriertem elastischen Teilkörper des Kurbelgehäuses zur Auflösung der elastischen Fluid-Struktur-Interaktion. Man erkennt die 24-Zylinder Kurbelwelle, beaufschlagt durch die Brennraumgaskräfte, die an den Pleueln wirken. Durch Einlaufverschleiß und möglichem Langzeitverschleiß ergibt sich ein charakteristisches Verschleißprofil an den Schalen der Kurbelwellenlager. Um die hydrodynamische Druckverteilung, jedoch vor allem den lokalen Festkörperkontakt richtig zu erfassen, ist eine entsprechende Definition des Lagerschalenverschleißprofils nötig. Die Definition des Verschleißprofils für das J624 Hauptlager basiert auf dem Untersuchungsbericht Nr.08130 von MIBA; das heißt eine Verschleißanalyse im Zuge der gängigen Service-Intervalle. Darin war zu entnehmen, dass die Hauptlager kaum messbaren Verschleiß in den hauptbelasteten Zonen aufweisen. Neue Lagerschalen neigen jedoch zu leichtem Kantentragen, was in den ersten Betriebsstunden durch kleinen Kantenschleiß eliminiert wird. Messungen des Lagerschalenverschleißes sind jedoch am Schalenrand nicht möglich, so

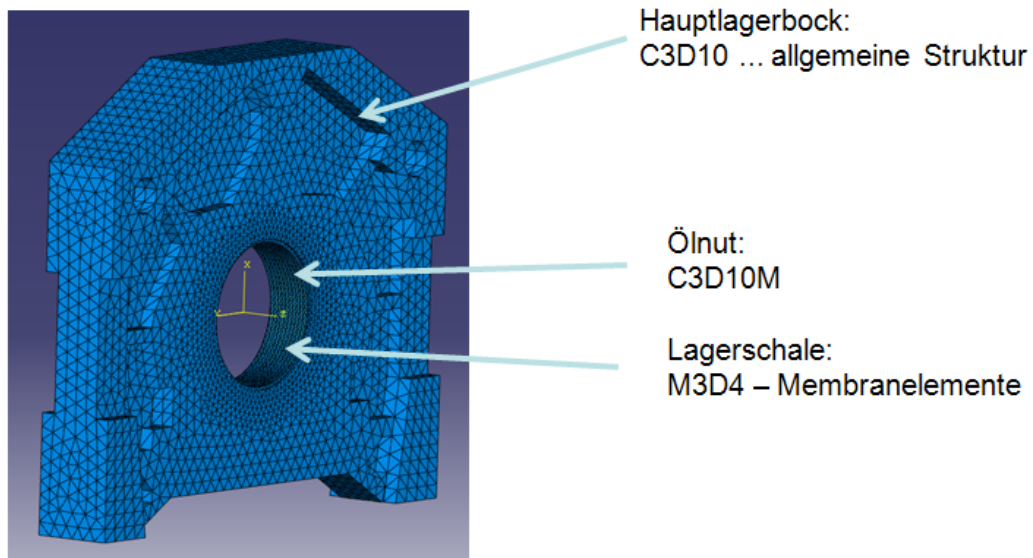


Abbildung 6.5: Elementverteilung am Hauptlagerbock des Groß-Gasmotors



Abbildung 6.6: MKS-Modell mit elastischer Lagerstruktur des Groß-Gasmotors

ist der Effekt im Messprotokoll nicht zu sehen; wird jedoch zur korrekten Berechnung berücksichtigt. Tabelle 6.1 zeigt die Verschleißprofildefinition basierend auf den Messwerten und in Abbildung 6.8 ist die dreidimensionale Darstellung des Verschleißprofils mit den Lagerstößen in verschiedenen Ansichten dargestellt. Der Lagerstoß entsteht an den Fügestellen der beiden Lagerschalenhälften nach der Montage und bildet einen keilförmige Spalt, der Einfluss auf die lokale Entwicklung des hydrodynamischen Drucks hat.

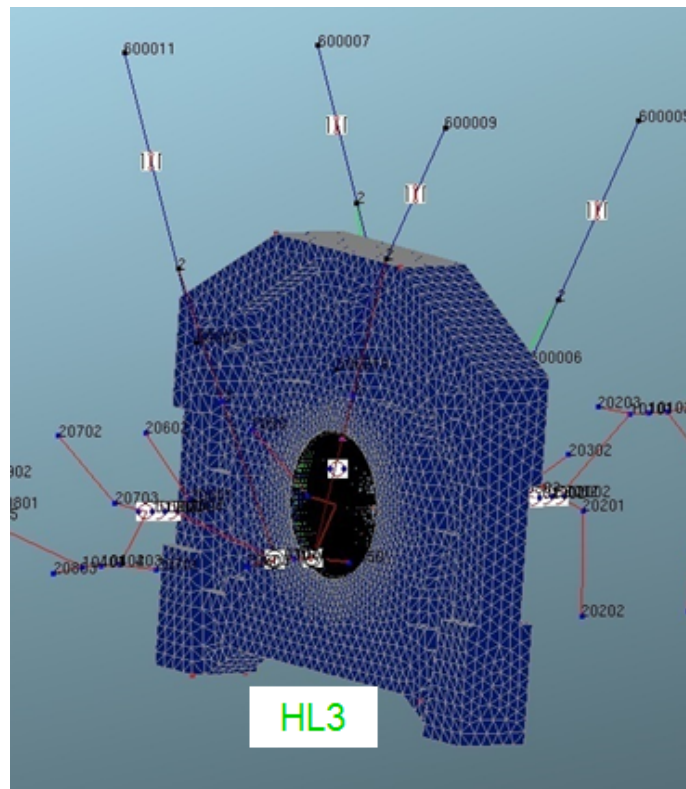


Abbildung 6.7: MKS-Modell mit elastischer Lagerstruktur des Groß-Gasmotors im Detail

Berechnungsmodell für die Pleuellager-Analyse des J624

Analog zum Modell für die Pleuellageranalyse wird auch hier ein reduzierter Pleuellager betrachtet, um die Berechnungsmethode effizient zu halten. Die Ergebnisse zweier repräsentativer Pleuellager lassen sich im Anschluss einfach auf den Gesamtverlust aller Pleuellager summieren. Durch die V-Bauweise des J624 Motors sitzen zwei Pleuellager an einem Pleuellagerzapfen. Da die Kraftverläufe in den beiden im Detail untersuchten Pleuellagern im Allgemeinen nur von den lokalen Pleuellager-, Pleuellagerbolzen- und Pleuellagermassen und vom Pleuellagerdruck abhängen, somit von den Nachbarpleuellagern unabhängig sind, kann das Motormodell auf einen Pleuellagerzapfen reduziert werden. Das reduzierte Modell ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Um die Pleuellagerzapfenstellung an den Enden der V2-Pleuellagerzapfen jener des Gesamtmotors anzupassen, wurden die Pleuellagerzapfenenden mit drei REVO-Joints gelagert, die eine Pleuellagerlagerung nachbilden. Da die Pleuellagerdrehzahl durch das Programm vorgegeben ist, spielen veränderte Drehungleichförmigkeiten durch die reduzierten Pleuellager-

Φ [°]	Left End [μm]	Left [μm]	Middle [μm]	Right [μm]	Right End [μm]
0	0	0	0	0	0
85	0	0	0	0	0
90	20	20	20	20	20
95	0	0	0	0	0
180	8	6	6	6	8
265	0	0	0	0	0
270	20	20	20	20	20
275	0	0	0	0	0
360	0	0	0	0	0

Tabelle 6.1: Definition des Verschleißprofils für die Hauptlager des J624

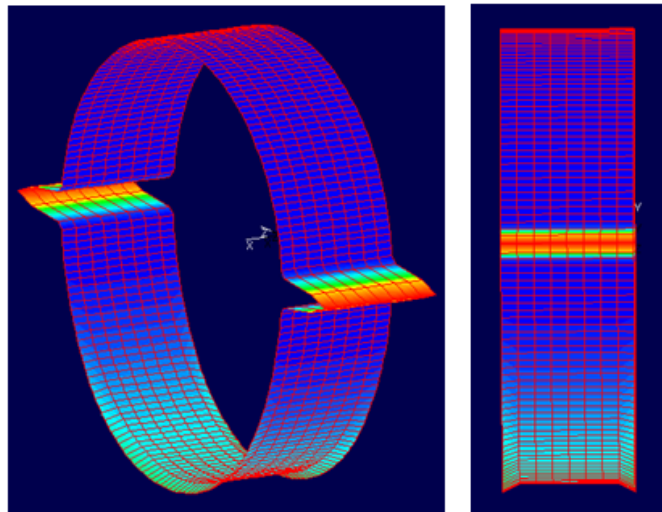


Abbildung 6.8: Darstellung des Verschleißprofils am Hauptlager des Groß-Gasmotors; vergrößerter Maßstab für Verschleißprofil und Lagerstoß

heiten des Kurbeltriebs keine Rolle. Somit ist die Reduktion des V24 auf einen V2 für die Pleuellageranalyse zulässig.

Abbildung 6.9 (rechts) zeigt die 3D-Darstellung des reduzierten Kurbeltriebs mit den Finite-Elemente Modellen der kondensierten Pleuelstrukturen. Aus einer Analyse der Zündreihenfolge wurden die Zylinder 8 und 20 als jene identifiziert, welche die ungünstigste Belastungssituation ertragen müssen, da die aufeinanderfolgenden Zündungen relativ nahe zueinander liegen und somit den Schmierfilm stark belasten. Sie wurden daher als repräsentative Lager für die Analyse herangezogen. Die Lage der Pleuelteilung ist so gewählt, dass die Pleuelschrauben durch die horizontal zu-

gängliche Kurbelgehäuseöffnung angezogen werden können.

Abbildung 6.10 zeigt das Finite-Elemente Modell des J624 Pleuels. Auch in die-

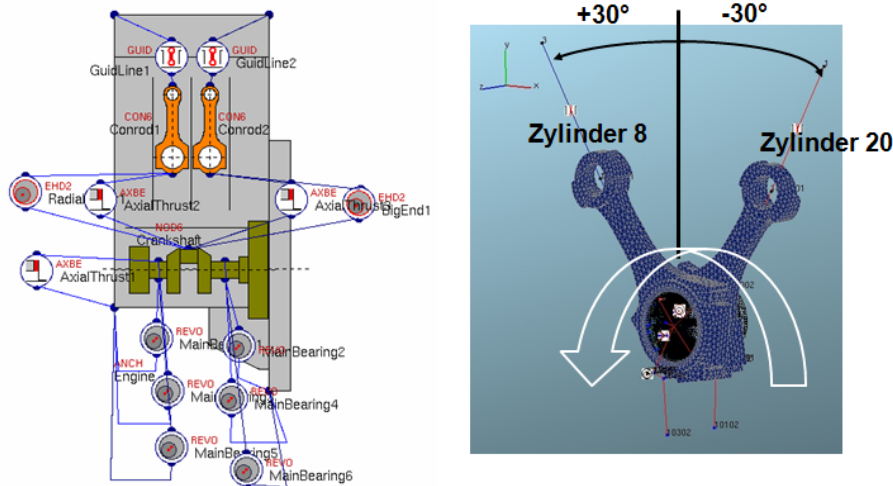


Abbildung 6.9: Berechnungsmodell zur Pleuellageranalyse; (links) Moduldarstellung, (rechts) dreidimensionale Anordnung

sem Modell wird das Pleuel als kondensierte Finite-Elemente Struktur berücksichtigt. Der Pleuelkörper ist mit quadratischen Tetraedern (C3D10), die Lagerschale mit linearen Hexaedern (C3D8) (2 Lagen für Schale, 2 Lagen in der Pleuelstruktur) vernetzt, die Verbindung der beiden an sich nicht kompatiblen Netze erfolgt über „Tie-Constraints“. Dies soll wiederum die Kompatibilität des Fluidnetzes mit dem Strukturnetz gewährleisten und unnötige Interpolationsfehler vermeiden.

Die dynamische Kondensierung der Pleuelstruktur erfolgte bis 1500Hz. Der Frequenzbereich einer Gasmotor-Verbrennung reicht bis ca. 600Hz, bis dorthin treten relevante Anregungen auf. Um alle relevanten Eigenformen in ausreichender Ergebnisqualität zu berücksichtigen, muss mindestens bis zur 2.5-fachen Anregefrequenz kondensiert werden, was auf die 1500Hz führt.

Abbildung 6.11 zeigt ein erstes Ergebnis der Lageranalyse. Links ist der hydrodynamische Druck der beiden Lager dargestellt, wobei der Zylinder 20 maximalen Gasdruck aufweist. Die dargestellte Druckverteilung zeigt die unterschiedlichen Nachgiebigkeiten der Pleuelstruktur, die im rechten Bild markiert sind. Weichere Strukturteile, wie die schmalen Bunde links und rechts, ergeben unter dem anliegenden hydrodynamischen Druck eine höhere elastische Deformation und realisieren somit einen größeren Schmierpalt mit geringerem hydrodynamischen Druck. Die unterschiedlichen Bereiche des Pleuels, linker Bund, rechter Bund und Pleuelschaft wirken entsprechend ihrer radialen Nachgiebigkeit unterschiedlich auf die Druckverteilung im Lager, was die Sensitivität der Druckverteilung auf die dahinter liegende Struktur verdeutlicht. Um die hydrodynamische Druckverteilung, jedoch vor allem den

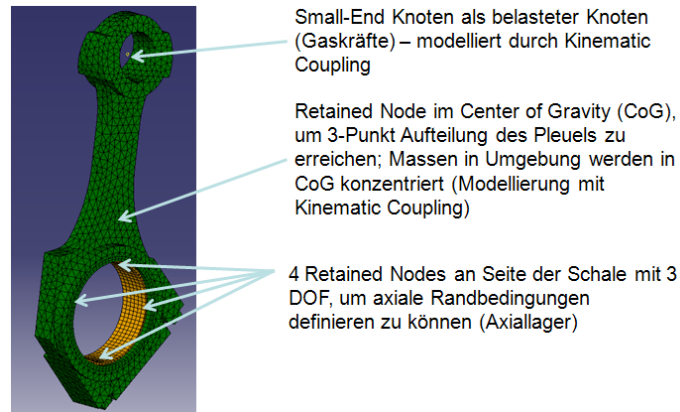


Abbildung 6.10: Vernetztes Pleuel des Groß-Gasmotors

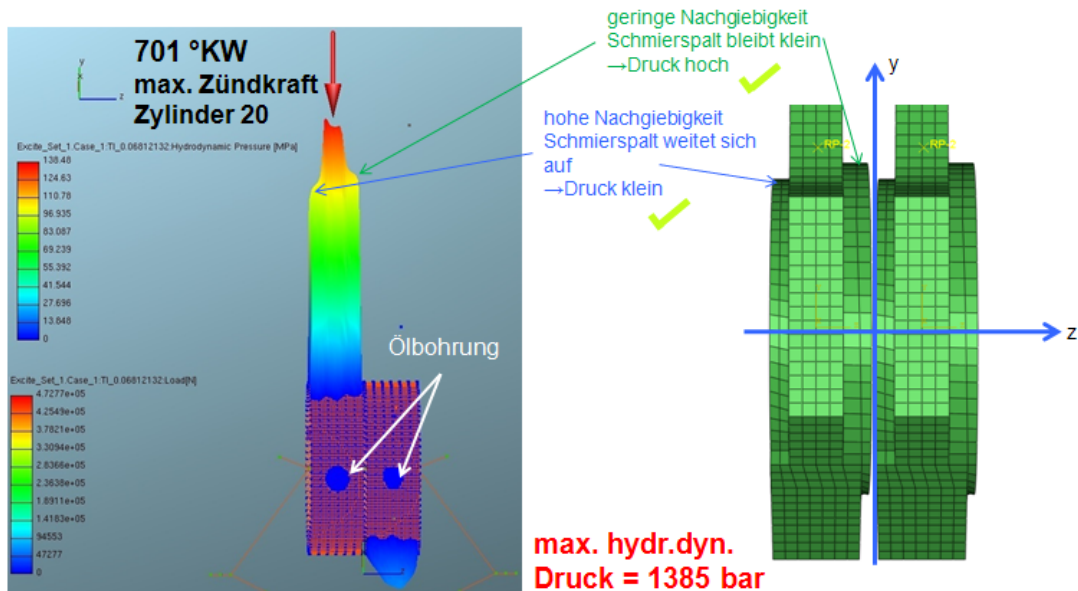


Abbildung 6.11: Hydrodynamische Druckverteilung im Pleuellager bei maximaler Zylinderkraft (links); Anordnung der Pleuelstangen am Hubzapfen als Basis für die hydrodynamische Druckverteilung (rechts)

lokalen Festkörperkontakt richtig zu erfassen, ist eine entsprechende Definition des Lagerschalenverschleißprofils nötig. Die Definition des Verschleißprofils für das J624 Pleuellager basiert auf dem Untersuchungsbericht Nr.08130 von MIBA. Darin war zu entnehmen, dass die Pleuellager kaum messbaren Verschleiß in den hauptbelasteten Zonen aufweisen. Bei den Fremdkörpern, welche die Riefen in Verlängerung der Fixiernasen verursachten, handelt es sich um FeCrNi-Teilchen. Diese wurden offensichtlich durch einen Montagefehler aus den Pleuelstangen durch den Freiraum

der zurückgesetzten Fixiernasen in die Lagerung geschwemmt und dort sofort in das Lagermaterial eingebettet und unschädlich gemacht. Tabelle 6.2 zeigt die Verschleißprofildefinition für die Lagerschale des Berechnungsmodells, und in Abbildung 6.12 ist die 3D-Darstellung des Pleuellagerverschleißprofils in verschiedenen Ansichten dargestellt; auch hier sind die Phasen zur Vermeidung des Kantentrags sichtbar.

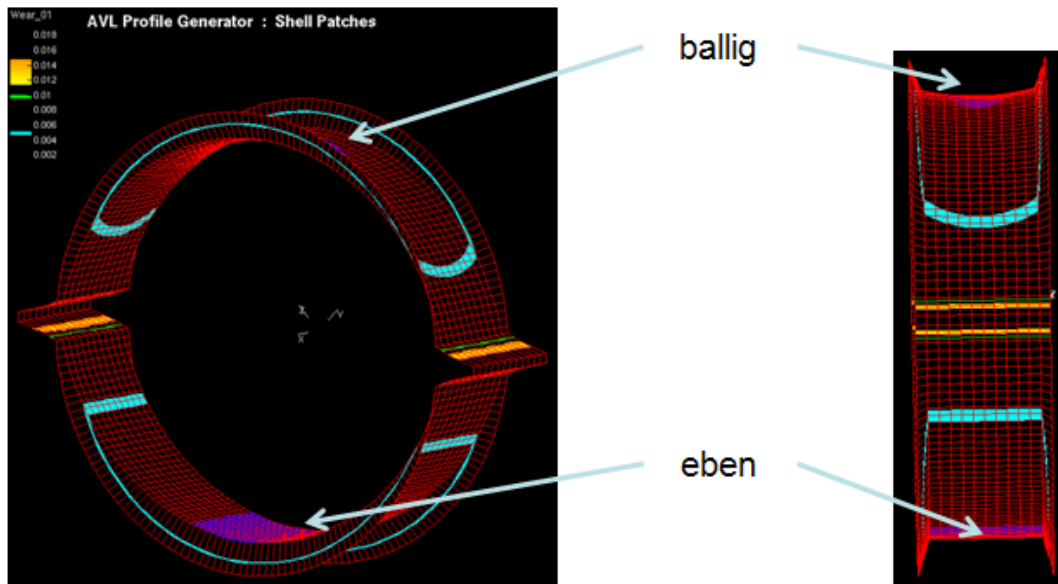


Abbildung 6.12: Darstellung des Verschleißprofils am Pleuellager des Groß-Gasmotors; vergrößerter Maßstab für Verschleißprofil und Lagerstoß

Stützpunkte in Lagerschalenbreitenrichtung [mm]							
Φ [°]	0 [μm]	0.003767 [μm]	0.008 [μm]	27 [μm]	63.994 [μm]	63.996243 [μm]	54 [μm]
45	8	3.767	2	0	2	3.767	8
130	8	8	8	8	8	8	8
135	20	20	20	20	20	20	20
140	8	8	8	8	8	8	8
225	8	0	0	0	0	0	8
310	8	8	8	8	8	8	8
315	20	20	20	20	20	20	20
320	8	8	8	8	8	8	8

Tabelle 6.2: Definition des Verschleißprofils für die Pleuellager des J624

6.2 Berechnung der Gleitlagerverluste

In der folgenden Sektion werden Verlustberechnungen der Pleuellager mit betriebsnahen Parametern des Groß-Gasmotors durchgeführt, um eine Vergleichsbasis für weiterführende Parametervariationen mit dem Ziel der Reibungsreduktion zu schaffen. Die berechneten Gleitlagerverluste werden einer übergeordneten mechanischen Verlustteilung beigelegt; die Verlustteilung des Gesamtmotors zeigt eine Reihung aller mechanischen Verlustquellen.

Die in Sektion 6.1 gezeigten Modelle bilden die Basis für die Berechnung der Reibleistung in den Pleuellagern des J624 und dienen zur Charakterisierung der Ausgangssituation als Referenz für etwaige Verbesserungsmaßnahmen.

Als externe Last dient der am Realmotor gemessene repräsentative Zylinderdruckverlauf, siehe Abbildung 6.13. Dieser resultiert aus einer Mittelung über mehrere Zyklen und allen Zylindern und weist einen Maximalwert von 185.8 bar, 11° nach dem oberen Totpunkt OT auf.

Zur Bestimmung der globalen Schmierspalttemperatur in den Pleuellagern steht beim Realmotor nur die Ölsumpftemperatur zur Verfügung. Sie beträgt im stabilen stationären Betrieb konstant 85°C, wobei das Öl vom Hauptölkanal aus durch die Pleuellager versorgt. Da keine Messdaten der Pleuellagerückentemperaturen zur Verfügung standen war die direkte Anwendung der in Sektion 5.6.4 gezeigten Methode nicht möglich. Hier wurde auf Erfahrungswerte der vorangegangenen Berechnungen mit der Pleuellagerprüfmaschine LP06 zurückgegriffen, die eindrucksvoll zeigen, welchen Einfluss Last und Drehzahl auf die Temperaturentwicklung im Lager haben. Da das Pleuellager eine höhere Reibleistungsdichte als das Hauptlager hat, ist die Temperaturerhöhung im Pleuellager stärker ausgeprägt. So wurden für die weiterfolgenden Berechnungen folgende globale Öltemperaturen

ermittelt:

- Hauptlager 100 °C
- Pleuellager 105 °C

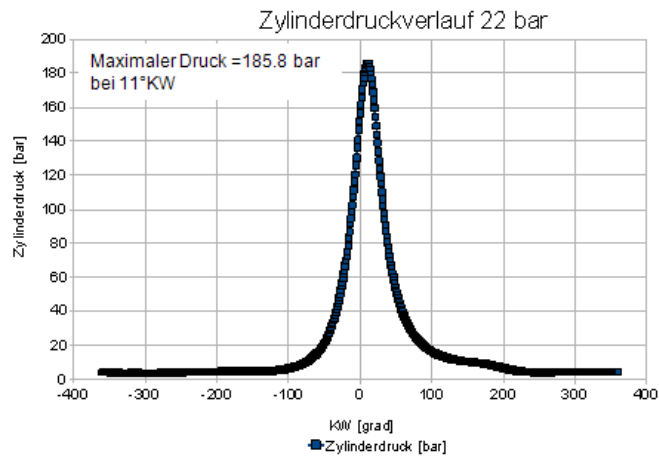


Abbildung 6.13: Über alle Zylinder und mehrere Zyklen gemittelter Zylinderdruckverlauf des Groß-Gasmotors zur Lagerbeurteilung

Die Abbildungen 6.14 und 6.15 zeigen die Berechnungsergebnisse für Reibleistungen im jeweiligen repräsentativen Kurbelwellenlager und Pleuellager des J624. Die rote Kurve in Abbildung 6.14 zeigt den Verlauf der Reibleistung des repräsentativen Kurbelwellenlagers über einen Zyklus von $720^\circ KW$. Es ist anzumerken, dass für die untersuchten Bedingungen im gesamten Zyklus kein Metall-Metall Kontakt auftritt. Als Beurteilungskriterium für den anschließenden Vergleich verschiedener Reibungsreduktionsmaßnahmen wird der Mittelwert einer Periode verwendet, dargestellt durch die grüne Linie.

Entsprechend Abbildung 6.14 verursacht ein Kurbelwellenlager eine mittlere Verlustleistung von $2.2 kW$. Im J624 sind davon 13 Stück verbaut, was eine Gesamtreibleistung aller Kurbelwellenlager von **29 kW** ergibt.

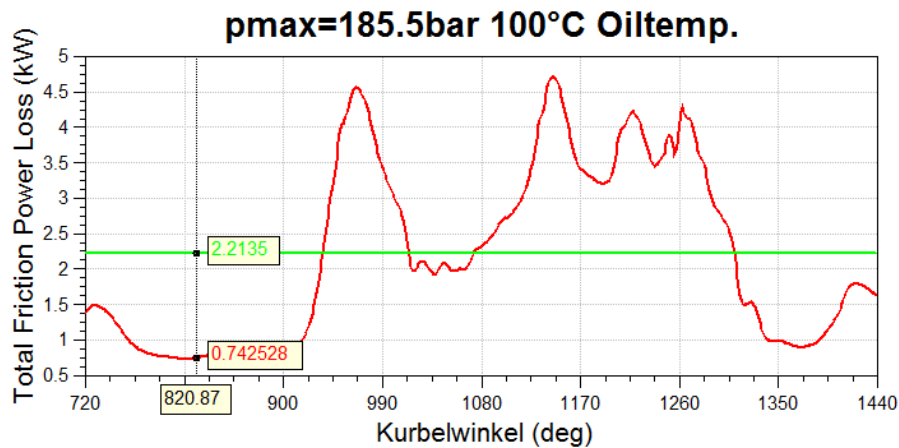


Abbildung 6.14: Verlustleistung im Kurbelwellenlager bei $100^\circ C$ Öltemperatur und 185.5bar maximalem Brennraumdruck mit SAE40 Motoröl; (rote Kurve) Verlauf der Verlustleistung im Lager über einen Zyklus; (grüne Kurve) Mittelwert der Verlustleistung im Lager über einen Zyklus.

Durch die V-Bauweise des Motors befinden sich je zwei Pleuel (Pleuellager) auf einem Hubzapfen. Abbildung 6.15 zeigt die Reibleistungsverläufe der Pleuellager des Zylinder 8 (rot) und Zylinder 20 (grün); die mit *Mean Zyl.X* bezeichneten Geraden stellen den arithmetischen Mittelwert der Reibleistungsverläufe über einen gesamten Zyklus dar. Auch bei den Pleuellagern ist kein Festkörperkontakt während des Betriebs erkennbar, die Verluste resultieren somit zur Gänze aus der inneren Reibung des Schmierstoffes. Die leichten Abweichungen der mittleren Reibleistung von Zylinder 8 und Zylinder 20 sind auf die unterschiedlichen Strukturnachgiebigkeiten der schräg geteilten Pleuelstangen zurückzuführen. Um einen repräsentativen Verlustleistungswert eines Pleuellagers zu extrahieren, werden die Ergebnisse beider Pleuellager

eines Hubzapfens arithmetisch gemittelt. Für ein repräsentatives Pleuellager folgt somit eine mittlere Verlustleistung von 3.75 kW ; summiert über alle 24 Pleuelstangen resultiert eine Gesamtreibleistung der großen Pleuellager von **90 kW**.

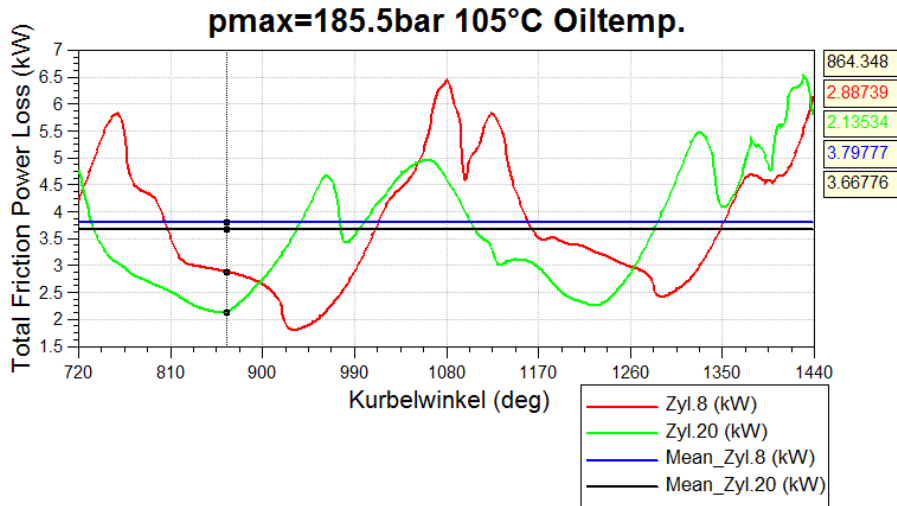


Abbildung 6.15: Verlustleistungen im Pleuellager bei 105°C Öltemperatur und 185.5bar maximalem Brennraumdruck mit SAE40 Motoröl; (rote Kurve) Verlauf der Verlustleistung im Pleuellager des Zylinder 8 über einen Zyklus; (grüne Kurve) Verlauf der Verlustleistung im Pleuellager des Zylinder 20 über einen Zyklus; (blaue Kurve) Mittelwert der Verlustleistung im Pleuellager des Zylinder 8 über einen Zyklus; (schwarze Kurve) Mittelwert der Verlustleistung im Pleuellager des Zylinder 20 über einen Zyklus

Tabelle 6.3 zeigt eine Zusammenfassung der berechneten Ergebnisse und ermöglicht so die Gegenüberstellung und Interpretation. Hierin ist zu erkennen, dass die mittlere Reibleistung eines Pleuellagers deutlich größer ist als jene eines Pleuellagers. Da beide Lager im betrachteten Betriebspunkt rein hydrodynamisch laufen, sind nur die Scherspannungen im Öl für Verluste verantwortlich. Anders als die über

	Pleuellager	Kurbelwellenlager
$P_{Verl\ Lager} [kW]$	3.75	2.20
$P_{Verl\ Gesamt} [kW]$	90	29
$A_{Lager} [mm^2]$	$175 \cdot \pi \cdot 52 = 28588$	$195 \cdot \pi \cdot 60 = 36757$
$RLD [W/m^2]$	126	60

Tabelle 6.3: Zusammenfassung der Reibleistungsanalyse

die Hauptölleitung zwangsversorgten Pleuellager, passiert die Versorgung der Pleuellager über Sticleitungen vom Pleuellager. Dies führt auf eine geringere Füllung des Pleuellagers gegenüber dem Pleuellager. Obwohl das Pleuellager ein geringeres Schervolumen aufweist und auch die lokale Öltemperatur höher ist, sind die Verluste eines Pleuellagers dennoch höher als jene eines gut gefüllten Pleuellagers. Dies ist auf die höhere Belastung der Pleuellager und die damit verbundenen höheren hydrodynamischen Drücke in Verbindung mit der durch den piezoviskosen Effekt ansteigenden dynamischen Viskosität des Öls zurückzuführen. Das dickere Öl verursacht um ein Vielfaches mehr Verluste als durch unvollständige Füllung und höhere Öltemperatur gewonnen werden kann. Als Vergleichswert zur Gegenüberstellung verschiedener Lager kann hier die Reibleistungsdichte RLD herangezogen werden, sie folgt aus dem Quotient von Verlustleistung je Lager und der entsprechenden Lagermantelfläche. Hier wird der flächenbezogene Unterschied der Verlustleistungserzeugung zwischen Pleuel- und Pleuellager deutlich. In Summe dissipieren die Pleuellager deutlich mehr Energie als die Pleuellager, nicht nur zufolge der höheren Reibleistungsdichte sondern vor allem aufgrund der wegen der V-Bauweise deutlich höheren Anzahl an Pleuellagern.

Um die Verlustteilung des J624 durchführen zu können, ist die Kenntnis über die Beiträge aller mechanischen Motorkomponenten erforderlich. Die Erfahrung zeigt, dass sich die mechanischen Verluste eines Groß-Gasmotors im Bereich 5 – 7 % bewegen. Im weiteren wurde mit den Partnern vereinbart, als Obergrenze den Wert $(1 - \eta_{mech}) = 7\%$ für die weiteren Betrachtungen heranzuziehen. Aus dem Datenblatt des J624 ist zu lesen, dass die elektrische Generatorleistung bei $P_{el} = 4000\text{ kW}$ liegt und mit einem Generatorwirkungsgrad von $\eta_{Generator} = 95\%$ aus der Motorleistung erzeugt wird. Damit ergibt sich die mechanische Motorleistung zu,

$$P_{mech} = \frac{P_{el}}{\eta_{Generator}} = \frac{4000}{0.95} = 4210\text{ kW}. \quad (6.1)$$

In Verbindung mit dem zuvor definierten mechanischen Wirkungsgrad, ergibt sich aus Gleichung 6.2 ein Wert für die gesamten mechanischen Verluste des J624.

$$P_{mech\text{ Verluste}} = P_{mech} \cdot (1 - \eta_{mech}) = 4210 \cdot 0.07 = 295\text{ kW} \quad (6.2)$$

In Tabelle 4.1 ist die Verlustteilung aller mechanischen Verluste des J624 aufgelistet und in Prozent der gesamten Verluste dargestellt. Als Basis gilt, 295 kW mechanische Verlustleistung des J624, siehe Gleichung 6.2. Die Werte für Pleuellager und Pleuellager basieren auf Literaturwerten. Die Verluste des Pleuellagers sind sehr gering gegenüber den anderen Verlusten, da sich die Relativbewegung von Pleuel zu Pleuellager auf die Gleitpaarungen zwischen Pleuellager-Pleuellager und Pleuellager-Pleuellager aufteilt; zudem ist die Pleuellagerweite des Pleuellagers vor allem bei langhubigen Pleuellagern sehr gering. Somit ergibt sich zwar eine schlechte Schmierung des Pleuellagers

Pleuellagers, jedoch sind auch die Relativgeschwindigkeiten sehr gering, was insgesamt untergeordnete Verlustbeiträge erzeugt.

Die Verluste von Haupt- und Pleuellager resultieren aus den bereits im Detail diskutierten Simulationen.

Der von GE Jenbacher angegebene Wert für die Ölpumpenleistung beträgt 33 kW. Die berechneten Verlustleistungen von Ventiltrieb und Steuertrieb entspringen dem Bericht des übergeordneten Forschungsprojekts [53].

6.3 Parametervariationen zur Reibungsreduktion

Die folgende Sektion konzentriert sich auf die Reibung in den Kurbeltriebsgleitlagern und zeigt dafür die Festlegung zu variierender Parameter für anschließende Berechnungen. Es werden die Ergebnisse der Parametervariationen für Pleuel- und Hauptlager visualisiert und deren Potential zur Reibungsreduktion beurteilt. Abschließend wird eine globale Zusammenfassung aller Ergebnisse der Parametervariationen zur Darstellung der übergeordneten Zusammenhänge gezeigt.

Tabelle 4.1 zeigt die Reihung der motorischen Energiesenken. Führend steht die Kolbengruppe an erster Stelle, gefolgt von Pleuellagern, Ölpumpe und Kurbelwellenlagern. Da im betreffenden Forschungsvorhaben die Kolbengruppe explizit aus dem Betrachtungsraum genommen wurden und die Ölpumpenleistung eher durch Sekundärmaßnahmen wie reduzierten Zufuhrdruck, absenkbar ist, rücken die Kurbeltriebsgleitlager in den Fokus der Parametervariationen.

Die Parameterwahl wurde mit GE Jenbacher dahingehend abgestimmt, dass alle untersuchten Änderungen an einem bestehenden J624 relativ einfach realisiert werden können. Es wurde somit kein expliziter Fokus auf unkonventionelle Lösungen für absolute Neukonstruktionen gelegt. Folgende Auflistung zeigt die gemeinsam definierten Parameter für Haupt- und Pleuellager:

- Lagerbreite
- Lagerspiel
- Ölzufuhrdruck
- Ölsumpftemperatur
- SAE-Klasse des Motoröls

Unter Zuhilfenahme der detaillierten Reynolds-Differentialgleichung (3.21) lassen sich die möglichen reibungsbeeinflussenden Parameter einfach erarbeiten. Die Lagerbreite hat direkt Einfluss auf das mit Öl gefüllte Spaltvolumen und somit auf das Volumenintegral der Scherspannungen; geringere Breite führt zu geringerem Schervolumen und somit reduzierter Lagerreibung. Das Lagerspiel hat sowohl Einfluss auf

das Spaltvolumen, wenn auch nur in sehr geringem Ausmaß, als auch auf die resultierende Druckverteilung und der Lagerfüllung. Große Lagerspiele verkleinern die Druckbergausdehnung, erhöhen somit die Gradienten und dadurch auch die druckinduzierten Reibanteile. Bei unveränderter Ölzufuhr ins Lager ergibt sich bei größer werdendem Lagerspiel ein schlechterer Füllgrad mit Schmierstoffkonzentrationen in der Hochlastzone. Diese reduzierten Füllbereiche verursachen auch deutlich geringere Scherspannungen und somit Reibverluste. Variationen des Ölzufuhrdrucks beeinflussen wiederum direkt den Füllgrad des Lagers, das heißt das Verhältnis des mit Öl gefüllten Volumens zum Gesamtpaltvolumen und so das Schervolumen. Da die dynamische Viskosität in Gleichung (3.21) direkt vorangestellt ist, hat sie eine große Wirkung auf das Gesamtergebnis. Absenken der Viskosität hat somit signifikanten Einfluss auf die resultierende Lagerreibung. Eine Beeinflussung der dynamischen Viskosität kann durch Verwendung geringerer Viskositätsklassen des Öls, jedoch auch durch Anheben der Öltemperatur erfolgen. Es ist jedoch darauf zu achten, dass all die erwähnten Parameter Einfluss auf die Tragfähigkeit von Gleitlagern haben. Daher ist bei der Evaluierung der Ergebnisse darauf zu achten, dass die Betriebssicherheit gewährleistet bleibt und kein übermäßiger Metall-Metall Kontakt auftritt.

Tabelle 6.4 beinhaltet die vereinbarten Zahlenwerte der geplanten Parametervariationen. Diese wurden mit den bereits in Sektion 6.1 beschriebenen Berechnungs-Modellen durchgeführt.

Um eine Fehlinterpretation durch Quereinflüsse anderer Parameter auf die Lagerreibung zu vermeiden, wurde jeweils nur ein Parameter variiert; alle andere Parameter wurden dabei mit ihren Originalwerten belegt. Dies ermöglicht eine neutrale Darstellung der Potenziale einzelner Parameter. Auf Basis dieser Einzelparameter-Einflüsse wurde eine Reihung vorgenommen, welche Parameter den signifikantesten Einfluss auf die Lagerreibung haben. Dies diente als Grundlage für kombinierte Variationen mehrerer Parameter gleichzeitig, um noch größere Reibungsreduktionspotentiale auszuloten.

Kurbelwellenlager:					
Parameter	Original	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
Lagerbreite [mm]	60	65	55	-	-
Lagerspiel [‰]	1.538	1	2	3	-
Ölzufuhrdruck [bar]	3.8	2.0	3.0	-	-
Ölumpftemperatur [°C]	85	95	75	-	-
SAE-Klasse [–]	SAE40	SAE10	SAE20	SAE30	SAE50
Pleuellager:					
Parameter	Original	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
Lagerbreite [mm]	54	49	59	-	-
Lagerspiel [‰]	1.4	1	2	3	-
Ölzufuhrdruck [bar]	3.8	2.0	3.0	-	-
Ölumpftemperatur [°C]	85	95	75	-	-
SAE-Klasse [–]	SAE40	SAE10	SAE20	SAE30	SAE50

Tabelle 6.4: Parametervariationen für Hauptlager und Pleuellager des J624

6.3.1 Ergebnisse der Parametervariationen

Abbildung 6.16 zeigt die Ergebnisse der Parametervariationen am Kurbelwellenlager, bewertet durch die gemittelte Summen-Reibleistung aller 13 Kurbelwellenlager.

Deutlich zu erkennen ist der positive Einfluss eines reduzierten Ölzufuhrdrucks auf die resultierende Reibung des Kurbelwellengleitlagers. Der zugehörige Verlauf der minimalen Schmierspalthöhe MOFT (Minimum oil film thickness) in Abbildung 6.17 zeigt, dass der Ölzufuhrdruck im betrachteten Variationsbereich keinen Einfluss auf die minimale Schmierspalthöhe hat und somit keine Verschlechterung der Lagerreibung und Betriebssicherheit durch zusätzlich auftretenden Festkörperkontakt auftritt. Die roten Blitze stellen die Zündzeitpunkte der benachbarten Zylinder dar. Abbildung 6.18 oben zeigt die Schmiernutposition des Kurbelwellenlagers neben der Zapfenverlagerungsbahn während eines Zyklus in Abbildung 6.18 unten. Die Gegenüberstellung dient der Plausibilisierung der Ergebnisse für Ölzufluss und Ölabfluss des Lagers, dargestellt in Abbildung 6.19. „Oil Inflow“ bezeichnet den Ölzufuhrvolumenstrom aus der Schmiernut in das Lager; „Outflow“ bezeichnet das Seitenflussvolumen. Man erkennt, dass im unbelasteten Bereich 800 bis 900°KW der Zapfen relativ zentral läuft und die Öffnung zur Schmiernut gering ist. Dies erzeugt bei konstantem Ölzufuhrdruck einen relativ geringen Ölzufuhrvolumenstrom in das Lager. Bei Zündung wird der Zapfen aus dem Schalenzentrum in Richtung Unterschale verschoben und gibt damit die Schmiernut in der Oberschale frei und erhöht den Zufluss des Öls in das Lager und somit natürlich auch den Abfluss aus dem La-

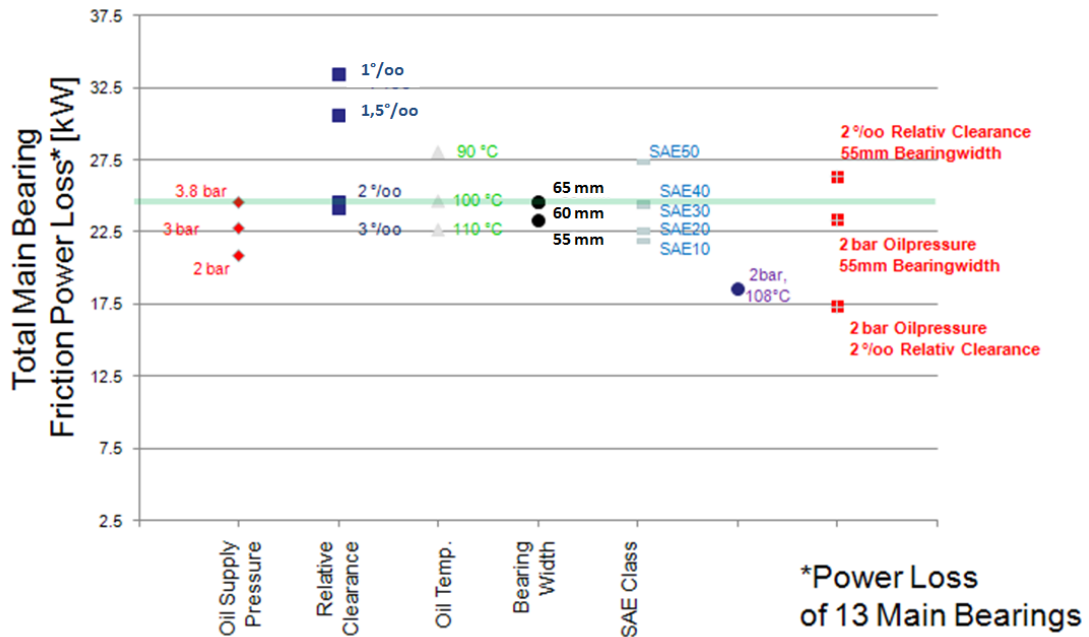


Abbildung 6.16: Zusammenfassung der Parametervariationen im Kurbelwellenlager; Beurteilung der einzelnen Parameter durch die Gesamtreibleistung aller 13 Kurbelwellenlager; als Referenz dient die grüne horizontale Linie, welche die Originalkonfiguration des Groß-Gasmotors widerspiegelt

ger. Der Grund für die Reibungsreduktion bei sinkendem Zufuhrdruck ist der kleiner werdende Füllgrad im Lager. Durch das bei sinkendem Füllgrad geringere Schervolumen entstehen weniger Reibungsverluste im Lager. Die Grafiken in Abbildung 6.20 zeigen den Füllgrad des Lagers im abgewälzten Zustand bei verschiedenen Ölzufuhrdrücken. Rote Farbe kennzeichnet volle Füllung, blau steht für ölfreie Bereiche. Der gezeigte Betriebspunkt bei 810°KW befindet sich im unbelasteten Bereich, wo der Zapfen relativ zentral läuft. Man erkennt in alle Grafiken die gute Füllung in der oberen Lagerschalenhälfte, verursacht durch die dort liegende Ölnut. Direkt nach dem minimalen Schmierpalt ergibt sich, in Übereinstimmung mit der Lagertheorie, ein Bereich mit geringerem Schmierfilmdruck, hier ein Bereich mit niedriger bis kaum vorhandener Ölfüllung. Erst bei Beginn der Ölnut bei 270°-Lagerschalenwinkel steigt die Füllung bedingt durch das dort zwangsweise austretende Öl wieder an. Der niedrig gefüllte Bereich des Lagers entsteht dadurch, dass das Öl in der Hochdruckzone vor dem minimalen Schmierpalt an den Lagerränder in Form des Seitenflusses aus den Lager fließt. Reduziert man nun der Ölzufuhrdruck, ist zu erkennen, dass sich der mit Öl gefüllte Bereich in Richtung der Ölnut einzieht und somit weitere Bereiche mit geringer bis keiner Ölfüllung entstehen, in welchen auch keine Scherspannungen

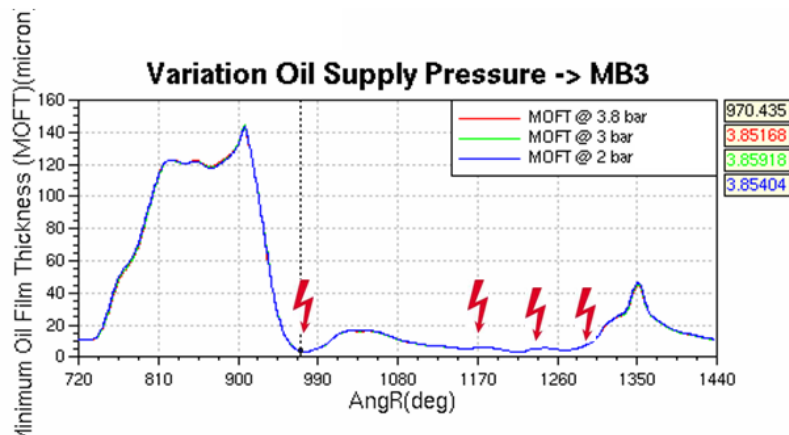


Abbildung 6.17: MOFT (Minimum oil film thickness) am Hauptlager bei verschiedenen Zufuhrdrücken; (rot) 3.8bar, (grün) 3.0bar, (blau) 2.0 bar Ölzufuhrdruck; die roten Blitze kennzeichnen Zündzeitpunkte benachbarter Zylinder

aufzubringen sind.

Gleiches gilt für die in Abbildung 6.21 dargestellten Ergebnisse der Ölfüllungsverteilung im abgewickelten Lager bei geringer Spalthöhe. Der gezeigte Betriebspunkt befindet sich im Bereich mit bereits stark reduziertem minimalen Schmierpalt bei 970°KW , wo der Zapfen durch die Zündung eines benachbarten Zylinders von der Ölnut wegbewegt ist. Die obere Lagerschalenhälfte ist durch die weiter freigegebene Ölnut immer noch voll gefüllt. Im Hochlastbereich sieht man jedoch, dass die Füllung durch den geringeren Schmierpalt deutlich höher ist als im unbelasteten Zustand, da Öl in den schlecht gefüllten Bereich gepresst wird. Doch auch hier ist eine Abnahme der Ölfüllung des Lagers bei reduziertem Ölzufuhrdruck deutlich zu erkennen. Abbildung 6.22 zeigt noch einmal zum Verständnis die durch externe Belastungen verursachten unterschiedlichen Ölfüllgrade des Kurbelwellenlagers in Gegenüberstellung zum Verlauf der minimalen Schmierpalthöhe. Man erkennt deutlich die bereits beschriebenen Effekte der Teilfüllung im unbelasteten Bereich und der vollen Füllung bei hohen Belastungen verursacht durch Gas- und Massenkräfte.

Der reibungsreduzierende Mechanismus beim Parameter Ölzufuhrdruck ist somit die Lagerölfüllung; mit sinkendem Zufuhrdruck sinkt der Ölvolumenstrom in das Lager, somit auch dessen Befüllung mit Öl, was zu geringeren viskosen Verlusten führt.

Eine Erhöhung des relativen Lagerspiels von 2‰ auf 3‰ hat im Fall des Kurbelwellenlagers des betrachteten Großmotors kaum Einfluss auf die Lagerreibung, wo-

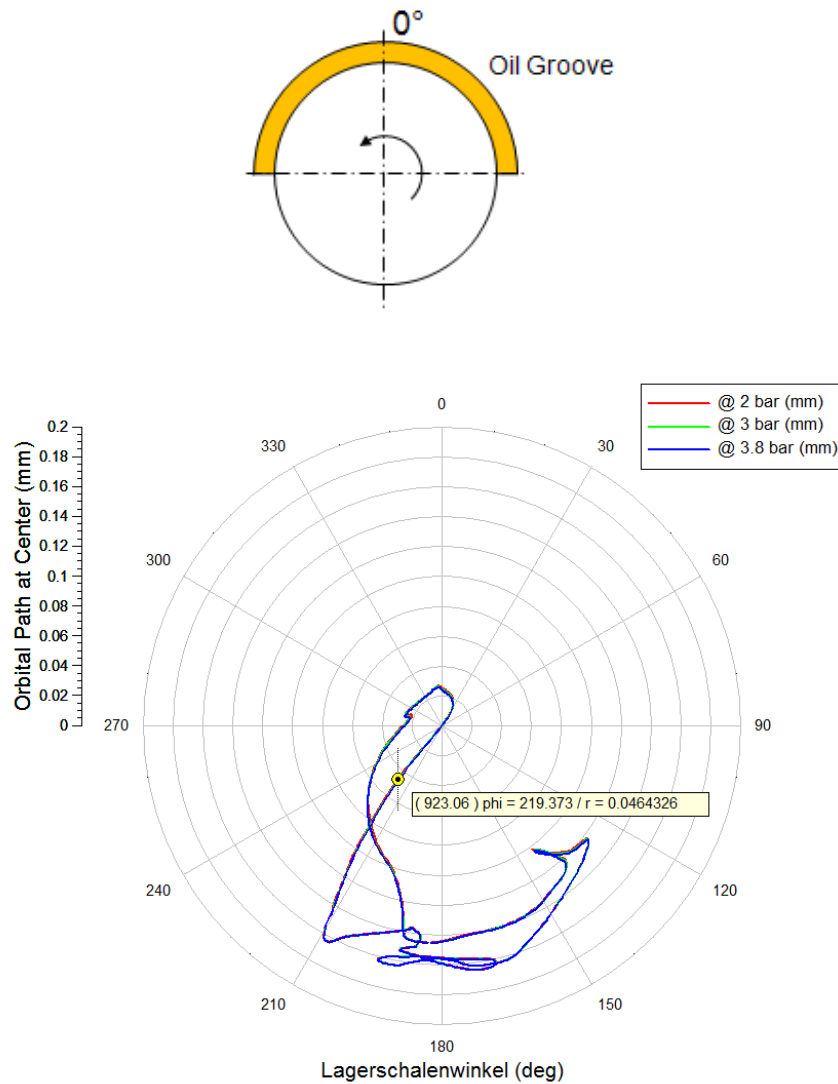


Abbildung 6.18: Lage der Schmiernut im Hauptlager (oben); Zapfenverlagerungsbahn (unten) bei unterschiedlichen Ölzufuhrdrücken, (rot) 3.8bar, (grün) 3.0bar, (blau) 2.0 bar Ölzufuhrdruck

hingegen eine Lagerspielreduktion von 2‰ auf 1‰ die Lagerreibung stark ansteigen lässt.

Eine Erhöhung der globalen Öltemperatur im Lager senkt die dynamische Viskosität und somit auch die viskosen Verluste. Durch eine höhere Ölsumpfemperatur kann die globale Öltemperatur im Lager erhöht werden, wobei hier auf das Gesamtsystem geachtet werden muss, um keine komponentenschädigenden Quereffekte zu

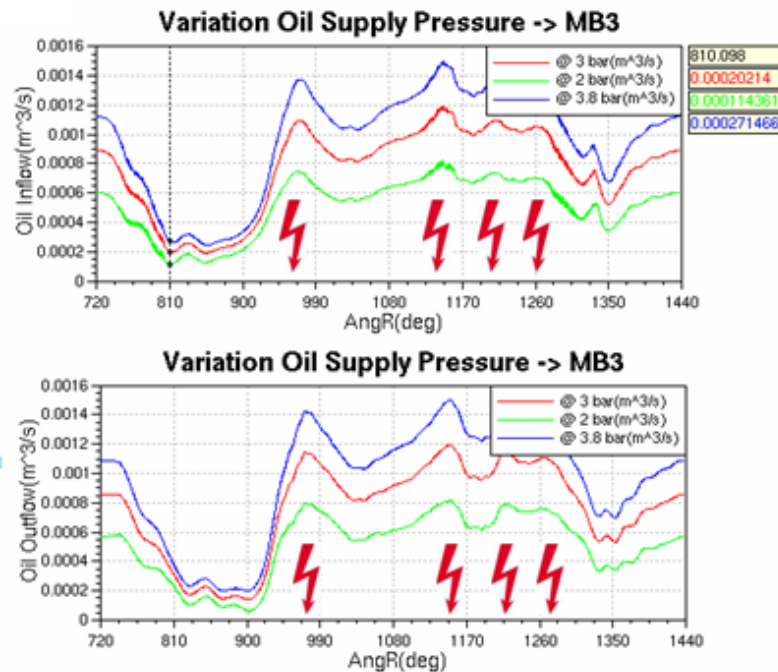


Abbildung 6.19: Ölfluss bei unterschiedlichen Ölzufuhrdrücken in das Hauptlager (oben), Ölfluss aus dem Lager (unten); (rot) 3.8bar, (grün) 3.0bar, (blau) 2.0 bar Ölzufuhrdruck; die roten Blitze kennzeichnen Zündzeitpunkte benachbarter Zylinder

erzeugen.

Die Variation der Lagerbreite beeinflusst wieder direkt den Betrag des Schervolumens und somit den Betrag der viskosen Verluste. Bei Reduktion der Lagerbreite sinkt das Schervolumen und damit auch die Lagerreibung, wobei hier die Tragfähigkeit des Lagers gewährleistet bleiben muss und auch etwaiger Beginn von Festkörperkontakt genau zu analysieren ist, da sonst die gewonnene Reibungsreduktion durch beginnenden Festkörperkontakt vernichtet wird. Gleiches gilt für eine geänderte SAE-Klasse, da hier auch die dynamische Viskosität den Betrag der viskosen Verluste direkt beeinflusst. In der Gegenüberstellung in Abbildung 6.16 ist deutlich zu erkennen, dass das Reibungsreduktionspotential durch Lagerschalenbreitenreduktion deutlich geringer ist als jenes durch Reduktion der Viskositäts-Klasse des Motoröls. Der signifikante Verlust an Tragfähigkeit durch reduzierte Lagerschalenbreite erhöht deutlich die Wahrscheinlichkeit von Metall-Metall Kontakt, bei entsprechend geringer Reibungsreduktionsfähigkeit. Somit kann hier eine Kombination von breiter Lagerschale mit niedrig viskosem Motoröl vorgeschlagen werden; es bleibt eine gute Tragfähigkeit bei gleichzeitig reduzierten Scherspannungen im Lager.

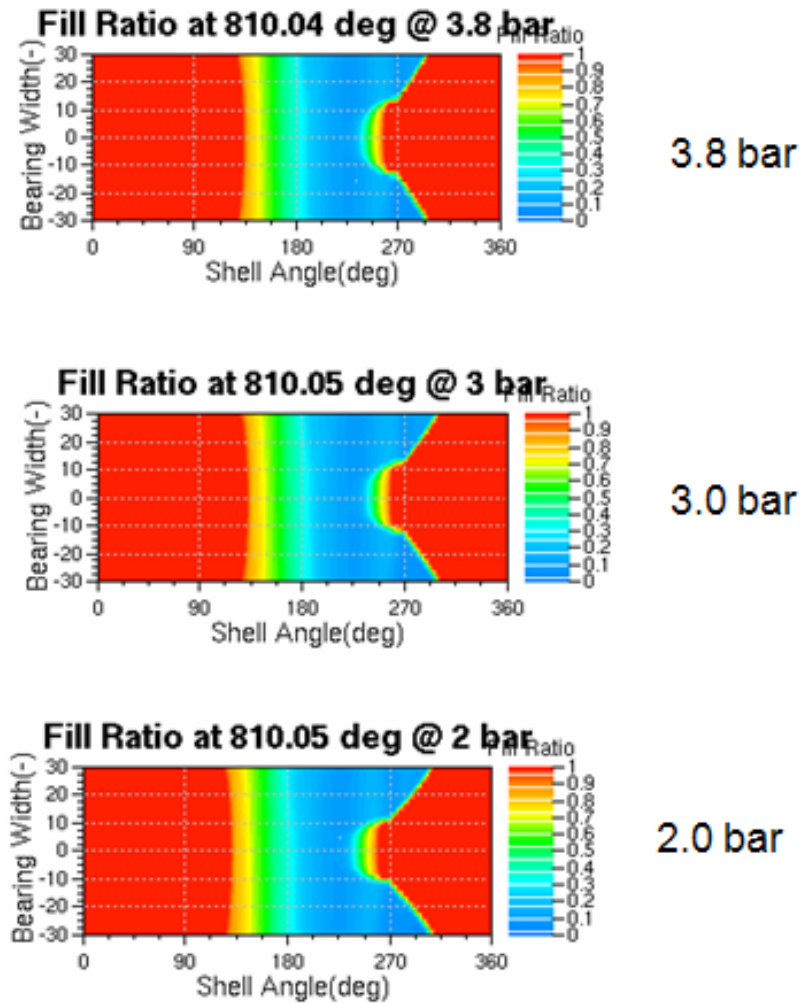


Abbildung 6.20: Einfluss des Ölzufuhrdrucks auf den Füllgrad des Lagers bei großer Spalthöhe

Da die Lagermaterialien keinen ständigen Festkörperkontakt während des Betriebs über längere Zeit ertragen können, ist die klare Vorgabe ein vollständig im hydrodynamischen Bereich laufendes System. Dies führt zur natürlichen Begrenzung der Parameterräume auf jene Parameter welche die viskosen Verluste reduzieren, ohne die Tragfähigkeit des Lagers soweit zu beeinträchtigen, dass schwerer Festkörperkontakt auftritt. Kleine Beträge an identifizierten Festkörperkontaktstellen werden durch Verschleiß des Lagermaterials eliminiert, und das Lager kann wieder vollständig hydrodynamisch laufen.

Die vielversprechendsten Parameter der Einzelparametervariationen wurden anschließend kombiniert untersucht, um deren Reduktionsverhalten zu analysieren. In Ab-

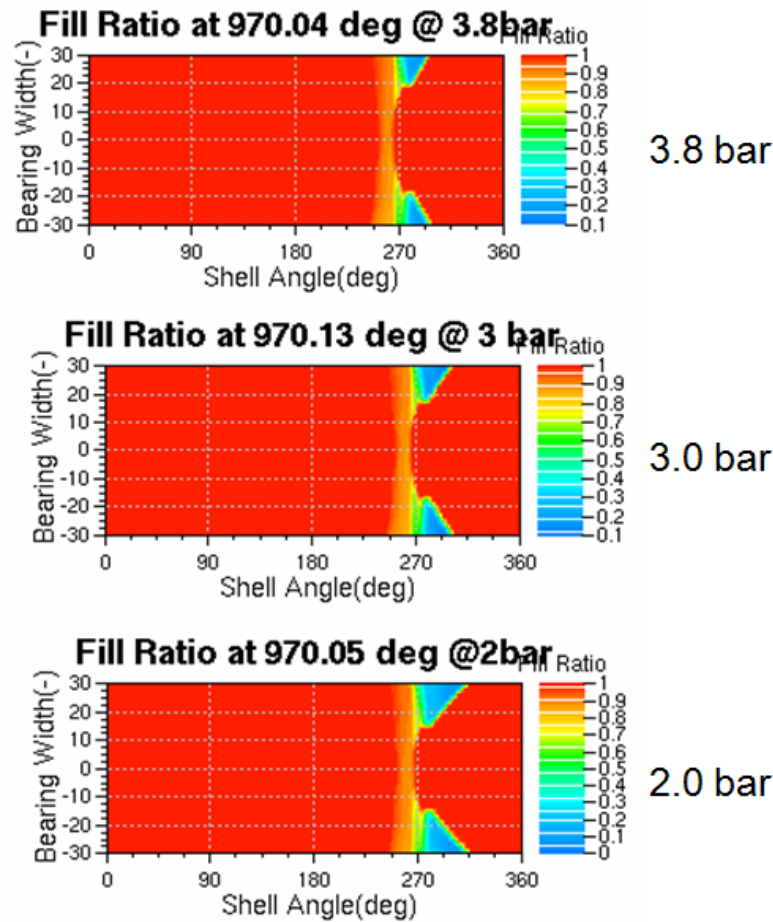


Abbildung 6.21: Einfluss des Ölzufuhrdrucks auf den Füllgrad des Lagers bei geringer Spalthöhe

bildung 6.16 (rechts) sieht man in Rot diese Kombinationen, wobei die Kombination 2 bar Ölzufuhrdruck und 2‰ relatives Lagerspiel das größte Potential zur Reibungsreduktion im Kurbelwellenlager zeigt.

Abbildung 6.23 zeigt die Ergebnisse der Parametervariationen am Pleuellager des J624, bewertet durch die mittlere Reibleistung der Pleuellager eines Hubzapfens; 2 Pleuellager je Hubzapfen.

Hier erkennt man, dass der Ölzufuhrdruck, verglichen mit dem Hauptlager, einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Lagerreibung hat. Der Grund dafür ist die bereits sehr geringe Füllung des Pleuellagers mit Öl. Durch den reduzierten Zufuhrdruck sinkt auch der Volumenstrom in das Lager, jedoch nur sehr geringfügig. Er beeinflusst

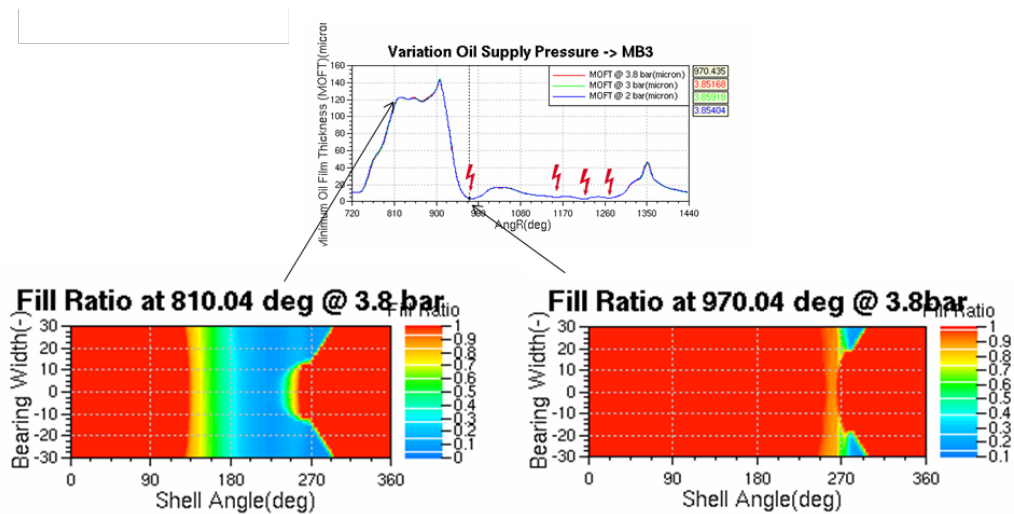


Abbildung 6.22: Darstellung der Ölfüllung des Kurbelwellenlagers bei unterschiedlichen externen Lasten, gezeigt am Verlauf der minimalen Schmierstalthöhe

daher die Füllung kaum, wie in den Abbildungen 6.24 und 6.25 sichtbar wird. Auch in diesen Ergebnisdarstellungen stehen rote Bereiche für Zonen mit 100% Ölfüllung und blaue für ölfreie Zonen. Beim Pleuellager erfolgt die Ölzufuhr über die Stichbohrungen vom Kurbelwellenlager am Hubzapfen der Kurbelwelle. Diese auch in der Grafik mit „Ölbohrungen“ gekennzeichneten Bereiche wandern zufolge der Drehbewegung von links nach rechts durch das feste Lagerschalensystem. Dabei hinterlassen die Bohrungen durch das austretende Öl einen teilgefüllten Bereich als Markierung der Bewegungshistorie. In den Ergebnisgrafiken sind auch die Lagerstöße als Kerben sichtbar, die durch das Aneinanderpressen der beiden Lagerschalenhälften während der Montage entstehen. Lagerstöße stören im Allgemeinen die Ausbildung des hydrodynamischen Druckbergs und sind daher mögliche Stellen beginnender Mischreibung.

Weiter beziehend auf die gegenübergestellten Ergebnisse in Abbildung 6.23 zeigt sich, dass das relative Lagerspiel auf die Reibung des Pleuellagers größeren Einfluss hat als auf die Kurbelwellenlager. Beispielsweise ist bei sehr hohen relativen Lagerspielen von 3‰ eine deutliche Reduktion der Lagerreibung zu erkennen. Auch beim Pleuellager gelten die Voraussetzungen des reinen hydrodynamischen Betriebs für die Gewährleistung der Betriebssicherheit über lange Laufzeiten. Somit sind auch hier die viskosen Verluste des Lagers der größte Hebel zur Reibungsreduktion. Das sieht man auch in den Ergebnissen mit höherer globaler Öltemperatur, geringerer Lagerbreite und niedrigerer SAE-Klasse. Auch für das Pleuellager gilt, dass eine Lagerschalenbreitenreduktion in weit geringerem Ausmaß die Reibung reduziert als eine Viskositätsklassen-Reduktion. Auch hier gilt die Empfehlung, ein breiteres Lager zur

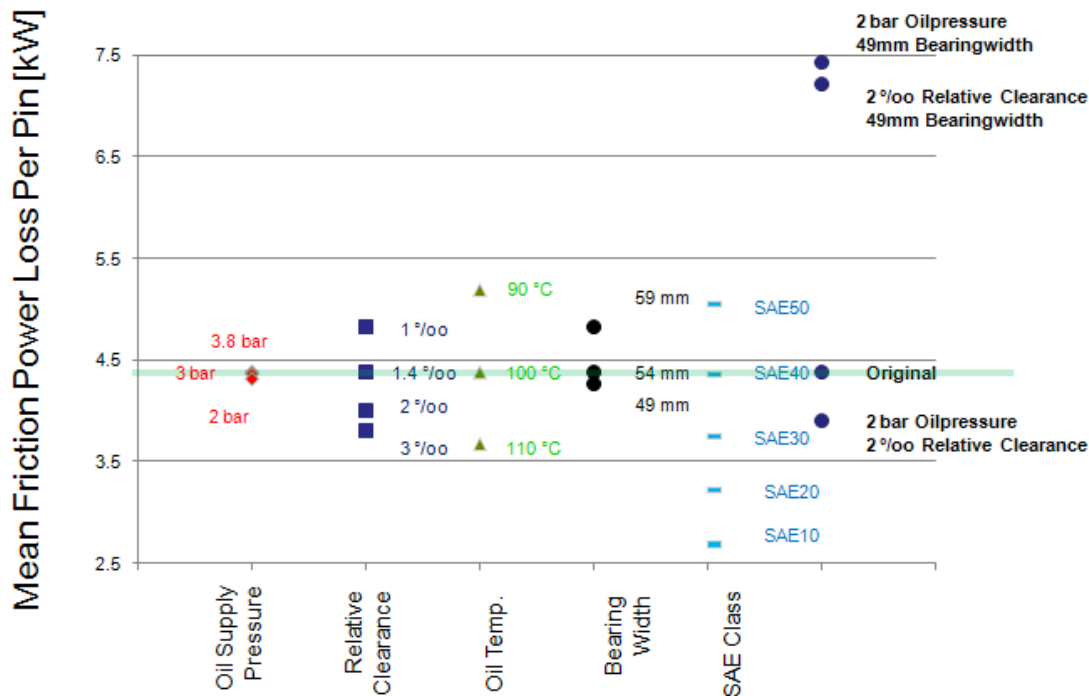


Abbildung 6.23: Zusammenfassung der Parametervariationen im Pleuellager; Beurteilung der einzelnen Parameter durch die Gesamtreibleistung von 2 Pleuellager die an einem gemeinsamen Zapfen sitzen; als Referenz dient die grüne horizontale Linie, welche die Originalkonfiguration des Groß-Gasmotors widerspiegelt

Gewährleistung der Tragfähigkeit zu verwenden und gleichzeitig durch niedrigviskose Öle eine signifikante Reibungsreduktion zu realisieren.

Auch beim Pleuellager erweist sich $2\text{bar} + 2\text{‰}$ Lagerspiel als beste Kombination der Parameter. Jedoch zeigt sich im Vergleich, dass die simpelste und sofort zu realisierende Maßnahme die Verwendung eines SAE30 anstatt des bisher üblichen SAE40 Motoröls ist. Hier ist auf Antrieb ohne Betriebssicherheitseinbußen der Lager die höchste Reibungsreduktion in den Pleuellagern möglich.

Die Abbildung 6.26 und 6.27 geben einen Überblick und eine Bewertung der Parametervariationen für Haupt- und Pleuellager.

Am Kopf der Tabellen sind die einzelnen Parameter und deren Variationen aufgelistet; die Färbungen sollen die Evaluierungen visuell unterstützen. Es wurden verschiedene Beurteilungs- und Vergleichskriterien, z.B. “*Min MOFT loaded*”, “*Asperity Contact*”, etc., gewählt, um einen globalen Blick auf die Einflüsse verschiedener Parameter auf die Vorgänge im Lager aufzuzeigen. Als Bezugsgröße für jeden Ver-

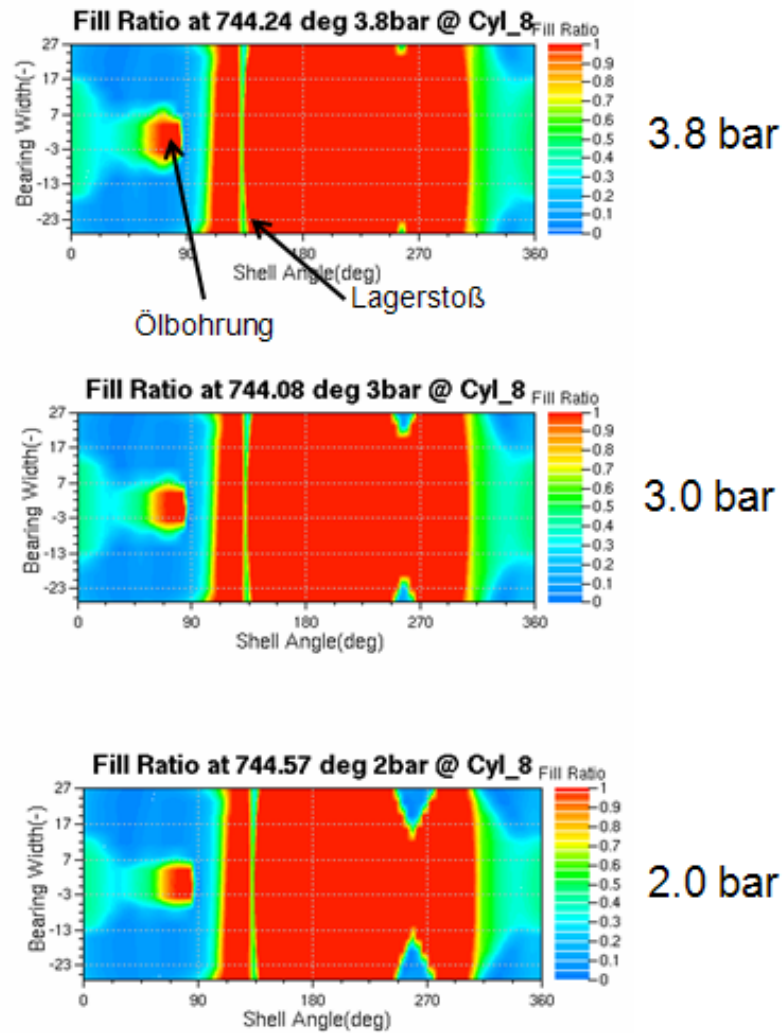


Abbildung 6.24: Füllgrad des Pleuellagers bei unterschiedlichen Ölzufuhrdrücken

gleich gilt die Originalkonfiguration des J624, hier mit 100% bewertet. Im Block “*Min MOFT loaded*” wird die bei verschiedenen Parametern berechnete minimale Spalthöhe bei maximalen Zünddruck in Prozent der Ausgangssituation dargestellt. Das heißt, bei Variation des Ölzufuhrdrucks ändert sich an der minimalen Spalthöhe nichts, wohingegen bei steigendem radialen Lagerspiel die minimale Spalthöhe deutlich ansteigt. Die Farben **rot** und **grün** ermöglichen eine einfache visuelle Bewertung für **Verschlechterung** und **Verbesserung** des Systems. Ob eine Verbesserung oder Verschlechterung bei einer bestimmten Parametervariation eintritt, ist durch Analyse der Wirkung auf das Gesamtsystem zu entscheiden. Zum Beispiel wirkt sich eine Reduktion der minimalen Spalthöhe im Allgemeinen negativ auf das Gesamtsystem aus, da die Gefahr von Festkörperkontakt steigt. Hingegen hat eine Absenkung der

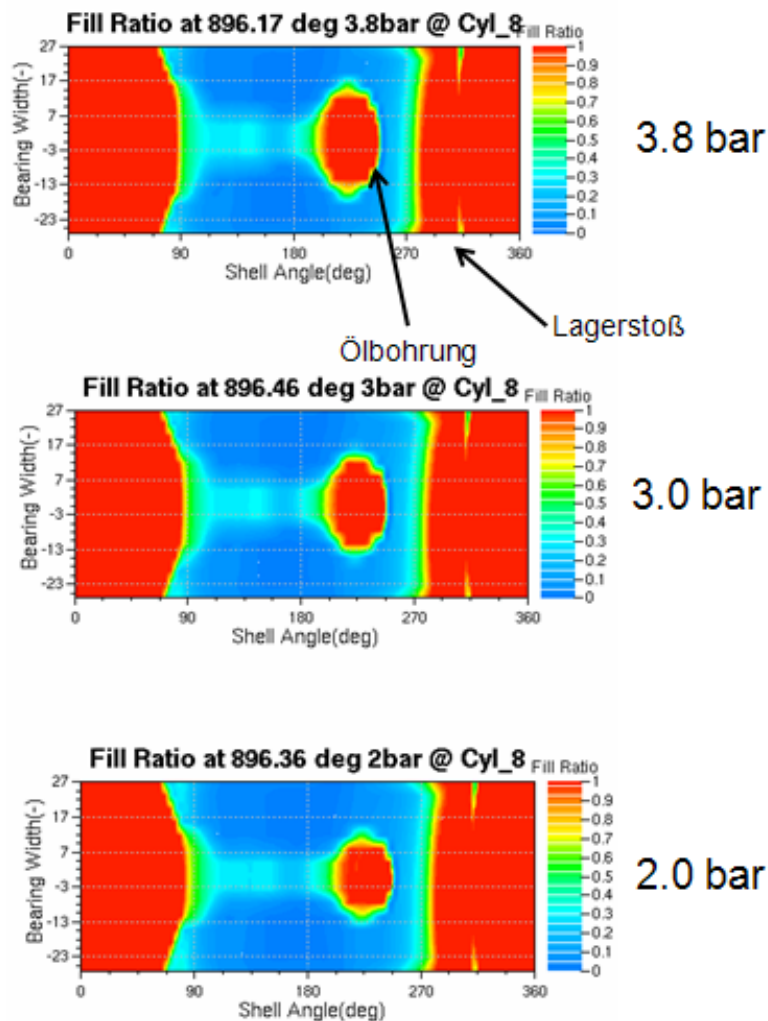


Abbildung 6.25: Füllgrad des Pleuellagers bei unterschiedlichen Ölzufuhrdrücken

globalen Öltemperatur positiven Einfluss auf die Tragfähigkeit des Lagers und ist somit im Block „*Min MOFT loaded*“ mit grün zu bewerten.

Felder, die keine Färbung aufweisen, zeigen zu geringe Unterschiede der einzelnen Variationen, sodass keine gesicherte Aussage über ein Verbesserungspotential möglich ist.

Im Folgenden sind die Begriffe der Beurteilungskriterien näher erklärt:

„*Min MOFT loaded*“ ist der geringste Betrag der minimalen Schmierspalthöhe über einen Belastungszyklus von 720° Kurbelwinkel; „*Mean MOFT*“ ist der Mittelwert der minimalen Schmierspalthöhe über einen Belastungszyklus von 720° Kurbelwinkel; „*Oil inflow loadless*“ beziehungsweise „*Oil inflow loaded*“ ist der Ölzufuhrstrom in das Gleitlager bei geringem Brennraumdruck beziehungsweise bei Zündung; „*Mean*

Oil inflow“ ist der Mittelwert des Ölzufuhrstroms in das Gleitlager über einen Belastungszyklus von 720° Kurbelwinkel; „*Friction Power Loss*“ ist die Reibleistung und „*Asperity Contact*“ der auftretende Festkörperkontakt während eines Belastungszyklus von 720° Kurbelwinkel.

6.3 Parametervariationen zur Reibungsreduktion

		Original					Verbesserung		Verschlechterung		
Parameter	Ölzufuhrdruck	3,8bar	2,0bar	3,0bar							
	Radiales Lagerspiel	1,5°/oo	1,0°/oo	2,0°/oo	3,0°/oo						
	Mittlere Öltemperatur	100°C	90°C	110°C							
	Lagerbreite	60mm	55mm	65mm							
	SAE Klasse	SAE40	SAE10	SAE20	SAE30	SAE50					
		Original									
Min MOFT loaded		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]					
	Ölzufuhrdruck	100	100	100							
	Radiales Lagerspiel	100	73	120	176						
	Mittlere Öltemperatur	100	133	77							
	Lagerbreite	100	64	162							
	SAE Klasse	100	43	58	76	128					
Oil inflow loadless		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]					
	Ölzufuhrdruck	100	42	75							
	Radiales Lagerspiel	100	23	234	753						
	Mittlere Öltemperatur	100	69	138							
	Lagerbreite	100	114	78							
	SAE Klasse	100	327	191	139	74					
Oil inflow loaded		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]					
	Ölzufuhrdruck	100	54	80							
	Radiales Lagerspiel	100	32	204	622						
	Mittlere Öltemperatur	100	73	133							
	Lagerbreite	100	110	81							
	SAE Klasse	100	302	179	133	77					
Friction Power Loss		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]					
	Ölzufuhrdruck	100	85	93							
	Radiales Lagerspiel	100	124	98	136						
	Mittlere Öltemperatur	100	114	92							
	Lagerbreite	100	95	100							
	SAE Klasse	100	99	89	92	112					
Asperity Contact		[-]	[-]	[-]	[-]	[-]					
	Ölzufuhrdruck	0	0	0							
	Radiales Lagerspiel	0	0	0	0						
	Mittlere Öltemperatur	0	0	0							
	Lagerbreite	0	0	0							
	SAE Klasse	0	1++	1++	0	0					

Abbildung 6.26: Zusammenfassung und Beurteilung der Parametervariationen im Hauptlager des J624

		Original			Verbesserung		Verschlechterung	
Parameter	Ölzufuhrdruck	3,8bar	2,0bar	3,0bar				
	Radiales Lagerspiel	1,4°/oo	1,0°/oo	2,0°/oo	3,0°/oo			
	Mittlere Öltemperatur	100°C	90°C	110°C				
	Lagerbreite	54mm	49mm	59mm				
	SAE Klasse	SAE40	SAE10	SAE20	SAE30	SAE50		
		Original						
Mean MOFT		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]		
	Ölzufuhrdruck	100	100	100				
	Radiales Lagerspiel	100	100	98	92			
	Mittlere Öltemperatur	100	120	85				
	Lagerbreite	100	86	57				
SAE Klasse	100	52	70	83	115			
Min MOFT		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]		
	Ölzufuhrdruck	100	100	100				
	Radiales Lagerspiel	100	112	83	68			
	Mittlere Öltemperatur	100	133	82				
	Lagerbreite	100	62	54				
SAE Klasse	100	63	73	83	128			
Mean oil inflow		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]		
	Ölzufuhrdruck	100	84	63				
	Radiales Lagerspiel	100	45	258	321			
	Mittlere Öltemperatur	100	80	125				
	Lagerbreite	100	103	99				
SAE Klasse	100	258	161	126	83			
Friction Power Loss		[%]	[%]	[%]	[%]	[%]		
	Ölzufuhrdruck	100	98	99				
	Radiales Lagerspiel	100	110	91	86			
	Mittlere Öltemperatur	100	118	83				
	Lagerbreite	100	97	110				
SAE Klasse	100	61	73	86	116			
Asperity Contact		[-]	[-]	[-]	[-]	[-]		
	Ölzufuhrdruck	0	0	0				
	Radiales Lagerspiel	0	0	1	1++			
	Mittlere Öltemperatur	0	0	1				
	Lagerbreite	0	1	1++				
SAE Klasse	0	1++	1++	0	0			

Abbildung 6.27: Zusammenfassung und Beurteilung der Parametervariationen im Pleuellager des J624

Kapitel 7

Zusammenfassung der Reduktionspotentiale und Gegenüberstellung zum Gesamtwirkungsgrad

Die Abbildung 7.1 zeigt zusammenfassend die Reibungsreduktionspotentiale in Systembetrachtung mit allen möglichen Quereinflüssen im Gesamtmotor des J624. Im Detail zeigt sie mögliche Quereinflüsse von Reibungsreduktionsmaßnahmen auf andere mechanische Komponenten wie z.B. den Ventiltrieb, betrachtet mögliche positive Sekundäreffekte, bewertet die mögliche Reibungsreduktion anhand der gesamten Motorleistung und berücksichtigt auch mögliche finanzielle Einflüsse. In der gezeigten Matrix sind horizontal verschiedene untersuchte Reibungsreduktionsmaßnahmen aufgelistet, die über vertikal angeordnete Beurteilungsspalten bewertet sind. „Risiken und Nebeneffekte“ beschreiben mögliche Einflüsse auf andere Motorkomponenten. „Positive Nebeneffekte“ beschreiben indirekte positive Einflüsse der direkten Reibungsreduktionsmaßnahmen. In den Spalten „Erwartete Reibungsreduktion“ sind die Reduktionspotentiale von Pleuel- und Hauptlager absolut und in Prozent zur mechanischen Gesamtmotorleistung des J624 aufgelistet. Die Reduktionspotentiale der Ölpumpe sind nur qualitativ beurteilt. Die letzte Spalte zeigt eine qualitative Abschätzung der Kosten zufolge von Reibungsreduktionsmaßnahmen.

Zeile 1 behandelt die Reduktion der Ölviskositätsklasse von SAE40 auf SAE30. Durch die geringere Viskosität kann es zu erhöhtem Verschleiß im Ventiltrieb, speziell im Nocken-Rolle Kontakt, kommen. In der Kolbengruppe wirkt sich das niedriger-viskose Öl positiv aus, da hier wesentliche Anteile der viskosen Verluste im Hemd- und Ringbereich eingespart werden können. Zudem ist SAE30 thermisch und auch chemisch stabiler als das konventionelle SAE40, es verfügt über eine geringere Versäuerungs- und Oxidationsneigung und ermöglicht somit ein Absenken der Additivmenge im Basisöl. Die verbesserte Ölstabilität ermöglicht längere Ölwechselintervalle, was auch finanzielle Vorteile für die Endkunden und einen Wettbewerbsvorteil für den OEM

bringt. Diese Vorteile wurden in der Arbeit von Polt et al. [47] auf Basis der Ergebnisse der vorliegenden Arbeit untermauert. Da Großmotoren im Allgemeinen einen sehr hohen Ölverbrauch haben, das Öl also sukzessive mit verbrannt wird, wirkt sich der abgesenkte Additivgehalt positiv auf die Ablagerungen im Brennraum und auf die Abgasnachbehandlung aus. Ein zudem von Natur aus gegebenes verbessertes Additivansprechverhalten des SAE30 Motoröls ermöglicht eine weitere Absenkung der Additivmengen gegenüber dem konventionellen SAE40. Eine geringere Viskosität des Motoröls führt auch auf weniger Rohrleitungsverluste, somit kann die Pumpenleistung wegen besserer Pumpbarkeit abgesenkt werden. Dies ermöglicht den Einsatz einer kleineren Ölpumpe und spart somit Energie; zudem sind die Anschaffungskosten geringer. Auch die Filtrierbarkeit des Öls steigt, in Folge dessen können feinmaschigere Filter zum Einsatz kommen, wodurch sich die Schwebeteilchen reduzieren. Dies verbessert wiederum die Ölreinheit und somit die Standzeit des Motors. Aus der Gleitlagerberechnung weiß man, dass SAE30 ausreichend tragfähig ist, um nicht in den Mischreibungsbereich zu gelangen. Zudem hat SAE30 eine höhere Wärmeleitfähigkeit und auch spezifische Wärmekapazität, weshalb das System allgemein etwas kühler läuft. Negative Einflüsse auf den Turbolader sind nicht zu erwarten. Bezogen auf die Gesamtmotorleistung ermöglicht ein Wechsel von SAE40 auf SAE30 alleine in den Kurbeltriebsgleitlagern eine Verlustleistungseinsparung von zirka 0.4%. Da die geringere Viskosität jedoch auf alle Motorkomponenten, vor allem auf die Kolbengruppe wirkt, ist hier eine deutlich höheres Einsparungspotenzial vorhanden.

Eine Lagerschalenbreitenreduktion hingegen zeigt ein deutlich geringeres Einsparungspotenzial, von zirka 0.1% für Haupt- und Pleuellager. Diese Maßnahme wirkt zudem auch nur in den betroffenen Gleitlagern und hat somit keinen Einfluss auf andere Motorkomponenten. Einziger positiver Nebeneffekt ist eine mögliche Verringerung des Bauraums durch kleinere Bauteile. Allfällige Einflüsse auf die Ölpumpe sind speziell zu untersuchen.

Sehr großes Potential zur Reibungsreduktion von zirka 0.4% zeigt auch die Kombination von reduziertem Ölzufuhrdruck (2 bar) und geringerem Lagerspiel (2 ‰) für Pleuel- und Hauptlager. Durch den reduzierten Hauptölleitungsdruck können erhöhte Verschleißraten im Nocken-Rolle Kontakt auftreten, die durch eine Überarbeitung der Ölversorgung des Ventiltriebs abfederbar sind. Ebenfalls anzupassen sind die Ölspritzdüsen zur Kolbenkühlung, um den thermischen Haushalt des Kolbens zu kontrollieren. Zudem ermöglicht die Absenkung des Ölzufuhrdrucks eine Reduktion der nötigen Pumpenleistung und somit den Einsatz einer kleineren, kostengünstigeren Ölpumpe.

Eine Reduktion des relativen Lagerspiels alleine hat keinen Einfluss auf andere Motorkomponenten, auch eventuelle positive Nebeneffekte sind in weiterführenden Untersuchungen im Detail zu erarbeiten. Erste Erkenntnisse zeigen jedoch, dass diese

Maßnahme nur lokal auf die Gleitlagerreibung Einfluss hat.

Eine Absenkung des Ölzufuhrdrucks in die Kurbeltriebsgleitlager zeigt relativ zur Gesamtmotorleistung eher mäßiges Reduktionspotential von zirka 0.1%. Jedoch besteht hier neben dem direkten Einfluss auf die viskosen Verluste im Gleitlager, wieder die Einsparung von Pumpenleistung durch Einsatz einer kleineren Ölpumpe.

Es lässt sich somit festhalten, dass von den näher betrachteten Varianten die Kombination 2bar Ölzufuhrdruck und 2‰ relatives Lagerspiel das größte realisierbare Reduktionspotential für Haupt- und Pleuellager aufweist. Zudem ergibt sich aus der Reduktion des Ölzufuhrdrucks von 3.8 bar auf 2 bar eine deutlich reduzierte erforderliche Ölpumpenleistung, die mit 33 kW ca. 11% der mechanischen Verluste erzeugt. Mögliche zusätzliche negative Einflüsse auf Ventiltrieb, Kolbentemperatur und Turbolader sind in weiterführenden detaillierten Betrachtungen zu erarbeiten.

Als sofort realisierbare Reibungsreduktionsmaßnahme ergibt sich sogar eine weitere Kombination aus Umstieg auf SAE30 mit reduziertem Ölzufuhrdruck von 2bar Ölzufuhrdruck und 2‰ relatives Lagerspiel in Pleuel- und Hauptlagern und Verwendung breiterer Lagerschalen, um die Tragfähigkeit aufrecht zu erhalten. Dies ermöglicht eine sofortige Wirkungsgradsteigerung mit geringem Änderungsaufwand an der bestehenden Konstruktion des J624. Es wäre sogar eine weitere Reibungsreduktion bei einem Umstieg auf SAE20 gefahrlos möglich, wird aber derzeit vom Industriepartner nicht ins Auge gefasst. Es ist jedoch anzumerken, dass eine effektive Reduktion der mechanischen Verluste nur unter Berücksichtigung des Gesamtsystems und bei Einbindung der dargestellten Methoden bereits in der Vorentwicklungsphase stattfinden kann.

Kapitel 7 Zusammenfassung der Reduktionspotentiale

Parameters / Effects	Risiken und Effekte						Erwartete Reibungsreduktion			Kosteneinfluss	
	Ventiltrieb	Kolbengruppe	Ölpumpe	Ölfiter	Gleitlager	Turbolader	Positive Nebeneffekte	Hauptlager	Pleuellager		Ölpumpe
SAE 40 → SAE 30	Verschleiß	Besseres Hochtemperaturverhalten, weniger Ablagerungen	Bessere Pumpbarkeit durch Viskositätsreduktion	Bessere Filterbarkeit durch Viskositätsreduktion	Entsprechend Berechnung kein Festkörperkontakt, besserer Wärmeabtransport, geringere Öltemperatur durch höhere Wärmekapazität	Entsprechend Berechnung kein Festkörperkontakt, besserer Wärmeabtransport, geringere Öltemperatur durch höhere Wärmekapazität	verlängertes Serviceintervall, kleinere Ölmenge	-2.3 kW 0.06 %*	-14 kW 0.3 %*	Leistungsreduktion an Nebenaggregat durch kleinere Pumpe	Neutral
Breite Pleuellager ↓	None	None	None	None	Entsprechend Berechnung kein Festkörperkontakt	None	Kleinerer Bauraum der Lagerstellen	-	-2.7 kW 0.064 %*	speziell zu untersuchen	Neutral
Breite Hauptlager ↓	None	None	None	None	Entsprechend Berechnung kein Festkörperkontakt	None	Kleinerer Bauraum der Lagerstellen	-1.45 kW 0.034 %*	-	speziell zu untersuchen	Neutral
Kombinierte Maßnahmen	Möglicher Verschleißanstieg im Nocken-Stößelkontakt	None	Geringere Pumpenleistung nötig	Vernachlässigbar	Entsprechend Berechnung kein Festkörperkontakt, Temperaturerhöhung	None	Kleinere Ölmenge	-7.5 kW 0.18 %*	-9.9 kW 0.23 %*	Leistungsreduktion an Nebenaggregat durch kleinere Pumpe	Kostenersparung durch kleinere Pumpe
Lagerspiel	None	None	None	None	Entsprechend Berechnung kein Festkörperkontakt	None	welter zu untersuchen	-0.58 kW 0.014 %*	-7.83 kW 0.186 %*	None	Neutral
Ölzufuhrdruck ↓	None	None	None	None	Entsprechend Berechnung kein Festkörperkontakt	None	welter zu untersuchen	-	-11.88 kW 0.282 %*	None	Neutral
	Möglicher Verschleißanstieg im Nocken-Stößelkontakt	Anstieg der Kolbentemperatur, Ölspitzdüsen anpassen	Geringere Pumpenleistung nötig	Vernachlässigbar	Temperaturanstieg, Kavitationsneigung ??	None	kleinere Ölmenge	-4.35 kW 0.103 %*	-1.44 kW 0.034 %*	speziell zu untersuchen	Kostenersparung durch kleinere Pumpe
3 bar	Möglicher Verschleißanstieg im Nocken-Stößelkontakt	Anstieg der Kolbentemperatur, Ölspitzdüsen anpassen	Geringere Pumpenleistung nötig	Vernachlässigbar	Temperaturanstieg, Kavitationsneigung ??	None	kleinere Ölmenge	-2.03 kW 0.046 %*	-0.45 kW 0.011 %*	speziell zu untersuchen	Kostenersparung durch kleinere Pumpe

Ges. mech. Leistung ca. 4210 kW
 * %= of the whole engine performance

Abbildung 7.1: Auflistung möglicher Quereinflüsse durch Parametervariationen; Systembetrachtung

Kapitel 8

Verzeichnis der Abkürzungen

AC	Festkörperkontakt - Asperity Contact
CMS	Methode der Synthese von Komponentenmoden - Component Mode Synthesis
COG	Massenschwerpunkt - Center of Gravity
EHD	Elasto-Hydrodynamik
DOF	Freiheitsgrad - Degree of Freedom
DLC	diamantähnlichen Kohlenstoff - Diamond-Like Carbon
FEM	Finite Elemente Methode
FE	Finite Elemente
FD	Finite Differenzen
HD	Hydrodynamik
J624	24-Zylinder Groß-Gasmotor von GE-Jenbacher
LP06	Gleitlagerprüfmaschine der MIBA Bearing Group
LKW	Lastkraftwagen
MKS	Mehrkörpersimulation
MOFT	Minimum oil film thickness; minimale Schmierstathöhe
NVH	Noise-Vibration-Harshness
NZ	Neutralisationszahl
OEM	Original Equipment Manufacturer
PKW	Personenkraftwagen
RLD	Reibleistungsdichte
SAE	Society of Automotive Engineers
TEHD	Thermo-Elasto-Hydrodynamik
TBN	Basenzahl
VI	Viskositätsindex
VKM	Verbrennungskraftmaschine
ZDDP	Zinc Dialkyldithiophosphat

Literaturverzeichnis

- [1] H. Allmaier, C. Priestner, F.M. Reich, H.H. Priebisch, C. Forstner, and F. Novotny-Farkas. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings - the importance of extensive oil-models. *Tribology International*, 48:93 – 101, 2012.
- [2] H. Allmaier, C. Priestner, F.M. Reich, H.H. Priebisch, and F. Novotny-Farkas. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings - extending the EHD simulation model to TEHD. *Submitted to Tribology International*, 2011.
- [3] H. Allmaier, C. Priestner, C. Six, H.H. Priebisch, C. Forstner, and F. Novotny-Farkas. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings - a systematic validation of simulation results with experimental measurements. *Tribology International*, 44:1151 – 1160, 2011.
- [4] M. Amontons. Über den Widerstand in Maschinen. *Memoires de L'Académie Royale de Sciences*, pages 203–222, 1699.
- [5] AVL List GmbH, Hans-List-Platz 1, A-8020 Graz, Austria. *Excite Power Unit - User Guide*, edition 11/2010 edition, 11 2010.
- [6] S. Bair, J. Jarzynski, and W.O. Winer. The temperature, pressure and time dependence of lubricant viscosity. *Tribology International*, 34:461–468, 2001.
- [7] D. Bartel and L. Bobach. Gleitlagerversagenskriterien-Versagenskriterien für Motorengleitlager bei transients thermo-elasto-hydrodynamischer Beanspruchung. *FVV-Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen*, (769-2), 2003.
- [8] K.J. Bathe. *Finite-Elemente-Methoden (Deutsche Übersetzung von P. Zimmermann)*. Springer Verlag, 1990.
- [9] M. Beitelschmidt, P. Koutsovasilis, and V. Quarz. Zur Modellierung und Simulation der Kolbenmaschinendynamik unter Berücksichtigung von Strukturelastizitäten. *Proc. ANSYS*, 24, 2006.
- [10] S. Bukovnik, N. Dörr, V. Čaika, W.J. Bartz, and B. Loibnegger. Analysis of diverse simulation models for combustion engine journal bearings and the influence of oil condition. *Tribology international*, 39(8):820–826, 2006.

- [11] S. Bukovnik, G. Offner, V. Caika, H.H. Pribsch, and W.J. Bartz. Thermo-elasto-hydrodynamic lubrication model for journal bearing including shear rate-dependent viscosity. *Lubrication Science*, 19:231–245, 2007.
- [12] D.S. Burnett. *Finite element analysis: from concepts to applications*. Addison-Wesley Reading, MA, 1987.
- [13] COMMISSION OF THE EUROPEAN COMMUNITIES. Regulation of the european parliament and of the council on the approximation of the laws of the member states with respect to emissions from on-road heavy duty vehicles and on access to vehicle repair information. Impact Assessment COM(2007) 851 final SEC(2007) 1720, Brussels, 21.12.2007.
- [14] M. Craig, R.; Bampton. Coupling of substructures for dynamic analyses. *AIAA Journal*, 6:1313 – 1319, 1968.
- [15] C. Daniel, E. Woschke, and J. Strackeljan. Modellierung von Gleitlagern in rotordynamischen Modellen. In *Proc. of 8th SIRM, International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Vienna, Austria, Paper-ID*, volume 33, 2009.
- [16] Delphi. Worldwide emissions standard; passenger cars & light duty vehicles 2010-201.
- [17] N. Deußen. Einfluss der Starttemperatur auf den Kraftstoffverbrauch. *Wärme-management des Kraftfahrzeugs V*, 5:143, 2006.
- [18] H. Dresig and F. Holzweißig. *Maschinendynamik*. Springer, 2005.
- [19] H. Eichseder, S. Hausberger, and A. Wimmer. Zukünftige Otto-DI-Brennverfahren-Thermodynamische Potenziale und Grenzen im Vergleich zu Dieselmotoren. 2007.
- [20] E. Falz. *Grundzüge der Schmiertechnik*. Spriger Berlin, 1931.
- [21] S. Furuham, Y. Oya, and H. Sasaki. Temperature measurements of the connecting rod, piston pin and crankpin bearing of an automobile gasoline engine. *Bulletin of JSME*, 9(33):181–189, 1966.
- [22] J.A. Greenwood and J.H. Tripp. The contact of two nominally flat rough surfaces. *ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196)*, 185(1970):625–634, 1970.
- [23] J.A. Greenwood and J.B.P. Williamson. Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A. Mathematical and Physical Sciences*, 295(1442):300, 1966.

- [24] C. Grossiord, JM Martin, T. Le Mogne, and T. Palermo. In situ MoS₂ formation and selective transfer from MoDPT films. *Surface and Coatings Technology*, 108:352–359, 1998.
- [25] C. Grossiord, JM Martin, T. Le Mogne, and T. Palermo. In situ MoS₂ formation and selective transfer from MoDPT films. *Surface and Coatings Technology*, 108:352–359, 1998.
- [26] H. M. Herbst. *Theoretical modeling of the cylinder lubrication in internal combustion engines and its influence on piston slap induced noise, friction and wear*. PhD thesis, Technical University of Graz, 2007.
- [27] M. Hoshi. Reducing friction losses in automobile engines. *Tribology international*, 17(4):185–189, 1984.
- [28] Y. Hu, H.S. Cheng, T. Arai, Y. Kobayashi, and S. Aoyama. Numerical simulation of piston ring in mixed lubrication - a nonaxisymmetrical analysis. *Journal of tribology*, 116:470–478, 1994.
- [29] G. Knoll, K. Backhaus, J. Lang, and K. Wilhelm. Berechnung von Motoren-Gleitlagern unter Berücksichtigung der Deformation. *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, 59:652–657, 1998.
- [30] G. Knoll, H. Peeken, P. Troppmann, J. Zeischka, and F. Maessen. Simulation der Dynamik elastischer Kurbelwellen unter Berücksichtigung der Grundlagersteifigkeit sowie der hydrodynamischen Schmierfilmreaktionen. *VDI-Berichte*, pages 135–162.
- [31] J. Krasser. *Thermoelastohydrodynamische Analyse dynamisch belasteter Radialgleiter*. PhD thesis, Technische Universität Graz, 1996.
- [32] C. Lanczos. *An iteration method for the solution of the eigenvalue problem of linear differential and integral operators*. United States Governm. Pr. Office, 1950.
- [33] W. Lang, O. R. Steinhilper. *Gleitlager*. Springer-Verlag, 1978.
- [34] S.C. Lee and N. Ren. Behavior of elastic-plastic rough surface contacts as affected by surface topography, load, and material hardness. *Tribology transactions*, 39(1):67–74, 1996.
- [35] H.W. Lemke, J. Seewig, H. Bodschwinn, and S. Brinkmann. Kenngrößen der Abbott-Kurve zur integralen Beurteilung dreidimensional gemessener Zylinderlaufbahn-Oberflächen. *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, 05:438 – 444, 2003.

- [36] R. Matthews. Reduced engine friction and wear. Technical report, University of Texas, 2005.
- [37] P.C. Mishra, H. Rahnejat, and P.D. King. Tribology of the ring-bore conjunction subject to a mixed regime of lubrication. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 223(4):987, 2009.
- [38] K.N. Mistry. Simulation and modeling of friction force and oil film thickness in piston ring-cylinder liner assembly of an IC engine. In *Proceedings of the World Congress on Engineering*, volume 2. Citeseer, 2009.
- [39] A. Morina and A. Neville. Understanding the composition and low friction tribofilm formation/removal in boundary lubrication. *Tribology International*, 40:1696–1704, 2007.
- [40] R.M. Mortier, M.F. Fox, and S.T. Orszulik. *Chemistry and technology of lubricants*. Springer Verlag, 2009.
- [41] Heilbronn Motor Service Marketing; DIE NECKARPRIN ZEN GmbH. *Kolbenringe für Verbrennungsmotoren 2. Auflage*. MS Motor Service International GmbH, 2010.
- [42] R.A. Mufti, M. Priest, and R.J. Chittenden. Analysis of piston assembly friction using the indicated mean effective pressure experimental method to validate mathematical models. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 222(8):1441–1457, 2008.
- [43] Y. Okamoto, M. Hanahashi, and T. Katagiri. Effects of housing stiffness and bearing dimension on engine bearing performance by elastohydrodynamic lubrication analysis. *Journal of tribology*, 122:697, 2000.
- [44] N. Patir and H.S. Cheng. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication. *ASME, Transactions, Journal of Lubrication Technology*, 100:12–17, 1978.
- [45] N. Patir and H.S. Cheng. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces. *ASME, Transactions, Journal of Lubrication Technology*, 101:220–230, 1979.
- [46] N. Petroff. *Neue Theorie der Reibung*. Akademische Verlagsgesellschaft Leipzig, 1927.
- [47] G. Polt and F. Novotny-Farkas. Potential benefits by introducing SAE 30 viscosity grade oils for stationary gas engines. In *Proceedings of the ÖTG Symposium 2011, Tribologie in Industrie und Forschung*, November 2011.

- [48] V. L. Popov. *Kontaktmechanik und Reibung: Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik*. Springer, 2010.
- [49] H. H. Priebsch. Virtuelle Geräuschquelle Motor - Herausforderung bei der Simulation von mechanischem Geräusch. CDG Workshop: Virtuelle Welten - Neue Chancen für Wissenschaft und Wirtschaft, 2002. Presentation.
- [50] H.H. Priebsch and J. Krasser. Simulation of the oil film behaviour in elastic engine bearings considering pressure and temperature dependent oil viscosity. *Tribology Series*, 32:651–659, 1997.
- [51] C. Priestner, H. Allmaier, H.H. Priebsch, and C. Forstner. Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime. *Tribology International*, 46:200 – 207, 2012.
- [52] C. Priestner, H. Allmaier, F.M. Reich, C. Forstner, and F. Novotny-Farkas. Reibung in hochbelasteten Gleitlagern. *MTZ-Motortechnische Zeitschrift*, 04:310 – 315, 2012.
- [53] Christoph Priestner. Friction reduction validated for large engines. Technical report, K2-Forschungsprojekt, Virtual Vehicle Research Center, Graz, 2010.
- [54] M. Ram Tyagi and A. Sethuramiah. Asperity level conformity in partial EHL Part I: its characterization. *Wear*, 197:89–97, 1996.
- [55] M. Ram Tyagi and A. Sethuramiah. Asperity level conformity in partial EHL Part II: Its influence in lubrication. *Wear*, 197:98–104, 1996.
- [56] G. Rill and T. Schaeffer. *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation*. Vieweg+ Teubner Verlag/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2010.
- [57] R. Schwertassek and O. Wallrapp. *Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme*, volume 98. Vieweg Braunschweig, 1999.
- [58] D. Troberg, M. und Delneri. Roadmap zur Erfüllung der TIER-III-Abgasnorm für Schiffsmotoren. *Motortechnische Zeitschrift*, 06:394–401, 2010.
- [59] S.C. Tung and M.L. McMillan. Automotive tribology overview of current advances and challenges for the future. *Tribology International*, 37(7):517–536, 2004.
- [60] S. Tuzcu. *Elastohydrodynamische MKS-Simulation von Motoren unter strukturdynamischen, tribologischen und akustischen Gesichtspunkten: Optimale Modellierungstiefe, Effizienz und Aussagesicherheit*. PhD thesis, Universität Kassel, Institut für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik, 2005.

- [61] G. Vogelpohl. *Betriebssichere Gleitlager, Berechnungsverfahren für Konstruktion und Betrieb*. Springer Berlin, Heidelberg, New York, 1967.
- [62] A. Wimmer. Thermodynamik des Verbrennungsmotors. Skriptum zur Vorlesung, Februar 2004.
- [63] V.W. Wong, L.L.F. Moughon, et al. *Effects of piston design and lubricant selection on reciprocating engine friction*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2006.
- [64] E. Woschke, C. Daniel, and J. Strackeljan. Reduktion elastischer Strukturen für MKS Anwendungen, Tagungsband 8. *Magdeburger Maschinenbau-Tage*, 2007.