

Editor: Clemens Gühmann

Noushin Mokhtari

Überwachung hydrodynamischer Gleitlager basierend auf der Körperschallanalyse



Noushin Mokhtari Molk Abadi
**Überwachung hydrodynamischer Gleitlager
basierend auf der Körperschallanalyse**

Die Schriftenreihe *Advances in Automation Engineering*
wird herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann.

Noushin Mokhtari Molk Abadi

**Überwachung hydrodynamischer Gleitlager
basierend auf der Körperschallanalyse**

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.dnb.de> abrufbar.

Universitätsverlag der TU Berlin, 2020

<http://verlag.tu-berlin.de>

Fasanenstr. 88, 10623 Berlin

Tel.: +49 (0)30 314 76131 / Fax: -76133

E-Mail: publikationen@ub.tu-berlin.de

Zugl.: Berlin, Techn. Univ., Diss., 2020 u. d. T.: Überwachung hydrodynamischer Gleitlager hinsichtlich Reibung und Verschleiß basierend auf der Körperschallanalyse und maschineller Lernverfahren

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Robert Liebich

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Peter Kraemer (Universität Siegen)

Die Arbeit wurde am 30. September 2020 an der Fakultät IV unter Vorsitz von Prof. Dr.-Ing. Julia Kowal erfolgreich verteidigt.

Diese Veröffentlichung – ausgenommen Zitate und anderweitig gekennzeichnete Teile – ist unter der CC-Lizenz CC BY lizenziert.

Lizenzvertrag: Creative Commons Namensnennung 4.0

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0>

Umschlagfoto:

Blickpixel | <https://pixabay.com/de/photos/turbine-flugzeug-motor-rotor-590354/> | CC0

Druckerei: docupoint GmbH

Satz/Layout: Noushin Mokhtari

ORCID iD Noushin Mokhtari: 0000-0002-8180-8233

<https://orcid.org/0000-0002-8180-8233>

ISBN 978-3-7983-3183-9 (print)

ISBN 978-3-7983-3184-6 (online)

ISSN 2509-8950 (print)

ISSN 2509-8969 (online)

Zugleich online veröffentlicht auf dem institutionellen Repositoryum der Technischen Universität Berlin:

DOI 10.14279/depositonce-10642

<http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-10642>

Danksagung

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeiten als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin. Ein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann, für sein stetiges Interesse an meiner Forschungsarbeit, seine kompetente und ungezwungene Unterstützung und vor allem für das in mich gesetzte Vertrauen.

Weiterhin möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Robert Liebich, Leiter am Fachgebiet Konstruktion und Produktzuverlässigkeit und Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Kraemer, Leiter am Lehrstuhl für Mechanik mit Schwerpunkt Schädigungsüberwachung der Universität Siegen, für die zur Verfügung gestellte Zeit bei der Erstellung des Gutachtens bedanken. Für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danke ich Frau Prof. Dr.-Ing. Julia Kowal, Leiterin am Fachgebiet Elektrische Energiespeichertechnik.

Besonders danken möchte ich Herrn Dr.-Ing. Sebastian Nowoisky für seine großartige Betreuung im Rahmen des Forschungsprojektes mit Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG. Während der fünfjährigen Projektlaufzeit stand mir Herr Nowoisky jederzeit mit fachlichen Anregungen, produktiven Gesprächen sowie lieben und motivierenden Worten zur Seite.

Außerdem möchte ich mich bei dem gesamten Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik bedanken. Ganz besonders danke ich Herrn M.Sc. Mateusz Grzeszkowski. Sein fachliches Wissen im Bereich der Signalverarbeitung war eine entscheidende Stütze bei der Bearbeitung dieser Arbeit. Auch Herrn M.Sc. Marc Seimert möchte ich an dieser Stelle danken. Weiterhin möchte ich mich bei Herrn Peter Jaeck, Patrick Schulz, Felix Piprek und Dipl.-Ing. Frank Baeumer für die Unterstützung bei der Umsetzung des Gleitlagerprüfstandes bedanken. Für die Realisierung der Temperaturregelung, welche wesentlich zur Qualität dieser Arbeit beigetragen hat, möchte ich Herrn Dr.-Ing. René Knoblich danken.

Ein weiterer Dank gilt meinen Eltern, deren Unterstützung diesen akademischen Werdegang überhaupt erst möglich gemacht hat. An dieser Stelle möchte ich ebenfalls meiner Schwester Shirin danken, die mit ihrem stetigen Zuspruch meine Zweifel und Bedenken vergessen lies. Nicht zuletzt möchte ich meinem Ehemann, Herrn Dipl.-Ing. Hamed Mousavi, für seine wertvollen Ratschläge, die vielen ermutigenden Worte sowie das geduldige Zuhören danken.

Abstract

For aviation engines early fault detection of wear components is essential. However, reliable and effective monitoring of hydrodynamic journal bearings is a great challenge for the aviation industry. The measured variables used in most applications are either not sensitive enough or do not meet the requirements of limited design space. The acoustic emission (AE) technology meets both criteria, and is therefore used in this work. In order to perform automatic monitoring, machine learning methods are suitable, which recognize patterns in a data series based on mathematical algorithms and subsequently evaluate the system condition independently and automatically.

Hydrodynamic journal bearings use the supporting lubricant film, created by the relative movement between the shaft and the journal bearing material, to support loads. If the supporting lubricant film fails due to unfavourable operating conditions such as high loads, low speeds, high temperatures or start-stop operations, the sliding partners come into contact and mixed or dry friction occurs. These two friction conditions cause wear and therefore reduce the lifetime of hydrodynamic journal bearings. This work is thus divided into two main parts: Friction investigations to develop a friction state classifier and wear investigations to estimate the current wear volume using AE analysis and machine learning methods.

The friction states fluid, mixed and dry friction are generated by suitable experiments under varying speeds, loads and temperatures using journal bearing test rigs developed within the scope of this work. The patterns generated during these experiments are afterwards assigned to the correct friction class by preprocessing the AE signals, feature extraction from time, frequency and time-frequency domain and use of different classifiers such as k-nearest neighbor (kNN) or support vector machines (SVM). With the help of AE features and tactile surface measurements as validation the possibility of monitoring run-in wear during short-term tests is shown. In addition, long-term tests at constant speed, load and temperature are carried out, followed by the development of a model estimating the wear volume based on AE analysis. The integrated AE Root Mean Square (RMS) is used as independent variable and the journal bearing wear volume as the dependent variable of a regression model. These results lead to further questions, such as the localization of friction events over the circumference of the journal bearing. This is achieved by fusing the AE signal and the zero pulse signal of an incremental encoder as well as making use of the amplitude modulation effect.

Kurzfassung

Bei Getrieben der Luftfahrt ist die Schadensfrüherkennung von Verschleißkomponenten unerlässlich. Jedoch stellt die zuverlässige und effektive Überwachung hydrodynamischer Gleitlager die Luftfahrt-Industrie vor große Herausforderungen. Die in den meisten Anwendungen zum Einsatz kommenden Messgrößen sind entweder nicht ausreichend sensitiv oder erfüllen nicht die Anforderungen an begrenztem Bauraum. Die Körperschalltechnologie (engl. acoustic emission technology; kurz: AE technology) erfüllt beide Kriterien und wird daher in dieser Arbeit eingesetzt. Um die Überwachung automatisiert durchführen zu können, eignen sich Verfahren des maschinellen Lernens, welche auf Grundlage mathematischer Algorithmen Muster in einer Datenreihe erkennen und anschließend den Systemzustand eigenständig und automatisch beurteilen.

Hydrodynamische Gleitlager verwenden zur Lagerung den durch die Relativbewegung zwischen Welle und Gleitlagermaterial entstehenden tragenden Schmierfilm. Versagt dieser tragende Schmierfilm durch ungünstige Betriebsbedingungen wie z. B. hohe Lasten, geringe Drehzahlen, hohe Temperaturen oder Start-Stopp-Betrieb, so kommen die Gleitpartner in Kontakt und es entsteht Misch- oder Festkörperreibung. Diese beiden Reibungszustände verursachen Verschleiß und verringern so die Lebensdauer hydrodynamischer Gleitlager. Diese Arbeit gliedert sich somit in zwei wesentliche Bereiche: Reibungsuntersuchungen zur Entwicklung eines Reibungszustandsklassifikators und Verschleißuntersuchungen zur Schätzung des aktuellen Verschleißvolumens mithilfe der AE-Analyse und maschineller Lernverfahren.

Die Reibungszustände Flüssigkeits-, Misch- und Festkörperreibung werden durch geeignete Experimente unter variabler Drehzahl, Last und Temperatur an den im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Gleitlagerprüfständen erzeugt. Die während dieser Experimenten erzeugten Muster werden anschließend durch Vorverarbeitung der AE-Signale, Merkmalsbildung aus dem Zeit-, Frequenz und Zeit-Frequenzbereich und Verwendung unterschiedlicher Klassifikatoren wie k-Nächste-Nachbar (kNN) oder Support Vektor Maschinen (SVM) der korrekten Reibungsklasse zugeordnet. Mithilfe von AE-Merkmalen und taktile Oberflächenmessungen als Validierung wird die Möglichkeit der Überwachung von Einlaufverschleiß während Kurzzeitversuchen gezeigt. Zudem werden Langzeitversuche bei konstanter Drehzahl, Last und Temperatur durchgeführt und anschließend ein Modell zur Schätzung des Verschleißvolumens anhand der AE-Analyse entwickelt. Der integrierte AE-Effektivwert

(engl. Root Mean Square; kurz: RMS) wird dabei als unabhängige Variable und das Verschleißvolumen des Gleitlagers als abhängige Variable eines Regressionsmodells verwendet. Aus diesen Ergebnissen ergeben sich weitere Fragestellungen wie z. B. die Lokalisierung der Anstreifvorgänge über den Gleitlagerumfang. Dies geschieht durch die Fusionierung des AE-Signals und des Nullimpulssignals eines Inkrementalgebers sowie die Auswertung der entstehenden Amplitudenmodulation.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	V
Abstract	VII
Kurzfassung	IX
Inhaltsverzeichnis	XI
Nomenklatur	XV
Abkürzungen	XIX
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Forschungsfragen und Ziel der Arbeit	3
1.3 Aufbau der Arbeit	4
2 Grundlagen und Stand der Forschung	7
2.1 Rolls-Royce UltraFan®	7
2.1.1 Zweistromtriebwerke	7
2.1.2 Planetengetriebe	9
2.1.3 Aufbau und Innovationen	11
2.2 Tribologie	13
2.2.1 Reibung	14
2.2.2 Verschleiß	17
2.2.3 Zusammenhang zwischen Reibung und Verschleiß	21
2.2.4 Schmierung	22
2.3 Hydrodynamische Gleitlager	22
2.3.1 Schmierung und Druckverteilung	25
2.3.2 Stribeck-Kurve	28
2.3.3 Betriebssichere Auslegung	30
2.3.4 Schadensbilder	34
2.4 Zustandsüberwachung	37
2.4.1 Instandhaltungsstrategien	38
2.4.2 Technische Diagnostik	40
2.4.3 Maschinelles Lernen	40
2.4.4 Messgrößen zur Gleitlagerüberwachung	50

2.5	Körperschallanalyse	53
2.5.1	Entstehung und Ausbreitung	55
2.5.2	Sensorik und Messkette	57
2.5.3	Reibungsdetektion	59
2.5.4	Verschleißdetektion	61
2.6	Zusammenfassung	62
3	Gleitlagerprüfstände	65
3.1	Versuchsobjekt und Gleitpartner	65
3.2	Kleiner Gleitlagerprüfstand (KGP)	66
3.2.1	Mechanischer Aufbau	66
3.2.2	Messtechnik und Sensorik	67
3.2.3	Software zur Prüfstandssteuerung	69
3.3	Temperatur geregelter Gleitlagerprüfstand (TGP)	70
3.3.1	Mechanische Modifikationen	71
3.3.2	Messtechnische Modifikationen	72
3.4	Körperschallaufnahme	74
3.5	Zusammenfassung	75
4	Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände	77
4.1	Idee und methodische Vorgehensweise	77
4.2	Versuchsplanung und -durchführung	79
4.2.1	Drehzahl-Last-Kombinationen	80
4.3	Ergebnisse der Klassifikation	81
4.3.1	Signalvorverarbeitung	81
4.3.2	Merkmalsbildung	85
4.3.3	Datenlabeling	92
4.3.4	Trainieren von Klassifikatoren	93
4.3.5	Testen der Klassifikatoren	94
4.4	Einfluss der Schmiermitteltemperatur	94
4.4.1	Versuchsplanung und -durchführung	94
4.4.2	Ergebnisse zum Temperatureinfluss	96
4.5	Zusammenfassung	99
5	Überwachung des Einlaufverschleißes	101
5.1	Idee und methodische Vorgehensweise	101
5.2	Versuchsdurchführung	102
5.2.1	Vorversuche	103
5.2.2	Kurzzeitversuche	103
5.3	Ergebnisse zur Überwachung des Einlaufverschleißes	105
5.3.1	Voruntersuchungen	105

5.3.2	Kurzzeituntersuchungen	107
5.4	Zusammenfassung	109
6	Überwachung des Langzeitverschleißes	111
6.1	Künstlicher Verschleiß	111
6.1.1	Versuchsdurchführung	111
6.1.2	Ergebnisse zu künstlich erzeugtem Verschleiß	112
6.2	Realer Langzeitverschleiß	117
6.2.1	Versuchsdurchführung	117
6.2.2	Bestimmung des Verschleißvolumens	118
6.2.3	Ergebnisse zur Überwachung des Langzeitverschleißes	123
6.3	Zusammenfassung	125
7	Lokalisierung von Anstreibvorgängen	127
7.1	Idee und methodische Vorgehensweise	127
7.2	Versuchsdurchführung	129
7.3	Ergebnisse zur Lokalisierung von Anstreibvorgängen	129
7.3.1	Hüllkurve und Glättung im Zeitbereich	130
7.3.2	Resampling in den Winkelbereich	132
7.4	Zusammenfassung	133
8	Zusammenfassung und Ausblick	135
	Abbildungsverzeichnis	137
	Tabellenverzeichnis	143
	Literaturverzeichnis	145
	Anhang	161
A	Technische Zeichnungen	163
A.1	Gleitlagerbuchse	163
A.2	Welle	164
B	Designparameter der digitalen Filter	165
B.1	Entworfenen Filter	165
B.2	Notchfilterbank	165
C	Parameter der Klassifikatoren	167
C.1	Support Vektor Maschine (SVM)	167

C.2 k-Nächste-Nachbar (kNN)	167
C.3 Entscheidungsbaum (EB)	167

Nomenklatur

Bezeichnungen

Bezeichnung	Beschreibung
$E(x)$	Erwartungswert von x
R^2	Bestimmtheitsmaß
\underline{X}	Matrix
x'	Geänderte Version von x
\bar{x}	Arithmetischer Mittelwert von x
\hat{x}	Geschätzter Wert von x
\underline{x}	Vektor
$x(t)$	Kontinuierliches Zeitsignal
σ_x	Standardabweichung von x

Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Fläche	m^2
B	Amplitude des Spektrums	arb
C	Klasse	-
D	Geschwindigkeitsgefälle	1/s
ER	Erkennungsrate	-
F	Kraft	N
F_N	Normalkraft	N
$F_{N,hydr}$	Hydraulische Normalkraft	N
F_R	Reibungskraft	N
F_t	Scherkraft	N
G	Clusteranzahl	-
H	Materialhärte des weicheren Materials	MPa
I_{Motor}	Motorstrom	A
J	Archard'scher Verschleißkoeffizient	-
K	Klassenanzahl	-

Symbol	Beschreibung	Einheit
L	Euklidischer Abstand	arb
M_R	Reibungsmoment	Nm
N	Anzahl der Elemente	-
P_R	Reibungsleistung	Nm/s
Q	Schmierstoffdurchsatz	m ³ /s
Q_E	Schmierstoffdurchsatz infolge Eigendruck	m ³ /s
Q_p	Schmierstoffdurchsatz infolge Zuführdruck	m ³ /s
R	Rauheitsprofil	µm
R_a	Mittenrauwert	µm
R_C	Elektr. Widerstand der Prüfstandskomponenten	Ω
R_{KS}	Elektr. Widerstand über KS	Ω
$R_{Öl}$	Elektr. Widerstand des Öles	Ω
R_z	Gemittelte Rautiefe	µm
$R_{z,L}$	Gemittelte Rautiefe des Lagers	µm
$R_{z,w}$	Gemittelte Rautiefe der Welle	µm
S_o	Sommerfeldzahl	-
T	Temperatur	°C
T_L	Lagertemperatur	°C
$T_{Öl}$	Schmierstofftemperatur	°C
$T_{Öl,aus,1}$	$T_{Öl,aus}$ für die erste Iteration	°C
$T_{Öl,aus}$	Schmierstoffaustrittstemperatur	°C
$T_{Öl,ein}$	Schmierstoffeintrittstemperatur	°C
$T_{Öl,Tank}$	Schmierstofftemperatur im Tank	°C
T_{zul}	Zulässige Temperatur	°C
U	Spannungssignal	V
V_w	Verschleißvolumen	mm ³
$V_{w,Einl}$	Einlaufverschleißvolumen	mm ³
$V_{w,Lang}$	Langzeitverschleißvolumen	mm ³
W_R	Reibungsarbeit	Nm
Y	Merkmale einer Stichprobe	arb
Z	Nullimpulssignal des Inkrementalgebers	arb
a	Skalierungsparameter einer Basiswavelet	-
b	Breite	m
c	Position auf Zeitachse	s
d	Durchmesser	m
d_a	Außendurchmesser	m
d_i	Innendurchmesser	m
d_L	Lagerdurchmesser	m
d_w	Wellendurchmesser	m

Symbol	Beschreibung	Einheit
e	Exzentrizität	m
e_w	Reibungsenergiedichte/Verschleißkoeffizient/ verschleißspez. Reibungsarbeit	J/mm ³
f	Frequenz	Hz
f_{MedF}	Medianfrequenz	Hz
$f_{Mitt,Wavelet}$	Mittenfrequenz eines Wavelets	Hz
f_{Pseudo}	Pseudofrequenz	Hz
g	Rauschpunkt	arb
h	Schmierspalthöhe	m
h_{min}	Minimale Schmierspalthöhe	m
$h_{min,A}$	Übergangsschmierspalthöhe	m
$h_{min,zul}$	Zulässige minimale Schmierspalthöhe	m
h_w	Verschleißhöhe	m
$h_{w,zul}$	Zulässige Verschleißhöhe	m
i	Übersetzung	-
j	Laufindex oder Datenpunkt	-
k	Laufindex oder Datenpunkt	-
k_w	Verschleißintensität/spez. Verschleißrate	mm ³ /J
l	Länge	m
m	Merkmal	arb
\dot{m}_{Bypass}	Bypassmassenstrom	kg/s
\dot{m}_{Kern}	Kernmassenstrom	kg/s
n	Drehzahl	1/min
n_A	Übergangsdrehzahl	1/min
n_{hydr}	Drehzahl des Hydraulikaggregats	1/min
o	Laufindex oder Datenpunkt	-
p	Spezifische Lagerbelastung	MPa
p_{hy}	Hydrodynamischer Druck	Pa
p_{hydr}	Hydraulischer Zylinderdruck	bar
$p_{hy,L}$	Hydrodynamischer Druck zur Trennung der Gleitflächen	Pa
$p_{hy,max}$	Maximaler hydrodynamischer Druck	Pa
$p_{Öl,ein}$	Zuführöldruck	bar
p_{pneu}	Pneumatischer Zylinderdruck	bar
q	Binäre Indikatorvariable für k-Means- Algorithmus	-
r	Radius	m
r_a	Außenradius	m
s	Lagerspiel	m

Symbol	Beschreibung	Einheit
s_G	Gleitweg	m
s_R	Reibungsweg	m
t	Zeit	s
u	Zentrierte Rundheitsmessdaten	μm
v_G	Gleitgeschwindigkeit	m/s
v_R	Reibungsgeschwindigkeit	m/s
v_{Strm}	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
x	Signal oder unabhängige Variable	arb
x_S	x-Koordinate des Flächenschwerpunktes	arb
y	Abhängige Variable	arb
y_S	y-Koordinate des Flächenschwerpunktes	arb
α_N	Schmiernutwinkel	rad
β	Verlagerungswinkel von h_{min}	rad
δ	Clusterschwerpunkt	arb
ϵ	Relative Exzentrizität	-
η	Dynamische Viskosität	Pa · s
γ	Winkel bei $p_{hy,max}$	rad
κ	Kurtosis	arb
μ	Reibungskoeffizient	-
ν	Varianz	arb
Ψ_{eff}	Effektives relatives Lagerspiel	-
ϕ_R	Reibungsposition	rad
Ψ	Relatives Lagerspiel	-
ϕ	Winkelposition	rad
σ	Standardabweichung	arb
τ	Schubspannung	Pa
v	Maximaler Abstand zweier dichter Datenpunkte	arb
ω_H	Winkelgeschwindigkeit des Hohlrades	rad/s
ω_p	Winkelgeschwindigkeit des Planetenrades	rad/s
ω_s	Winkelgeschwindigkeit des Sonnenrades	rad/s
ω_c	Winkelgeschwindigkeit des Steges	rad/s
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s
ξ	Schiefe	arb
ζ	Basiswavelet	-

Abkürzungen

A/D Analog-zu-Digital

AE Acoustic Emission

BPR Bypass ratio

BP Bandpass

Co Compagnie

CO₂ Kohlenstoffdioxid

CTi Carbon/Titanium

CF Crest factor

CWT Kontinuierliche Wavelet Transformation

DBSCAN Density-Based Spatial Clustering of Applications with Noise

EB Entscheidungsbaum

DIN Deutsches Institut für Normung

FMMEA Function Failure Mode and Effects Analysis

FFT Fast Fourier Transformation

FKR Festkörperreibung

FL Flüssigkeitsreibung

FZG Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebebau

HK Hüllkurve

HLG Hochleistungsgetriebe

HP Hochpass

ISO Internationale Organisation für Normung

KG Kommanditgesellschaft

KGP Kleiner Gleitlagerprüfstand

kNN k-Nächste-Nachbar

KS Elektrische Kontaktspannung
Ltd Limited
MDT Elektronische Mess- und Diagnosetechnik
MCCI Minimum Circumscribed Circle
MICI Maximum Inscribed Circle
MR Mischreibung
NI National Instruments
NN Nächste-Nachbar
PAC Physical Acoustics Corporation
PCI Peripheral Component Interconnect
plc Public limited company
PS Pferdestärke
PWM Pulsweitenmodulation
PXI PCI Extension for Instrumentation
RMS Root Mean Square
RNT Radionuklidtechnik
RUL Remaining useful lifetime
SFC Specific fuel consumption
SG Savitzky-Golay Filter
STFT Short-time Fourier transform
SVM Support Vektor Maschine
TGP Temperatureregelter Gleitlagerprüfstand
TP Tiefpass
UDP User Datagram Protocol
USB Universal Serial Bus
VG Viskositätsklasse
WD Wideband

WDTU Wireless Data Transfer Unit

XWB Extra Wide Body

1 Einleitung

Die Anforderungen an Flugzeugtriebwerke hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, CO₂-Ausstoß und Lärmemission steigen kontinuierlich an, sodass die Triebwerkskomponenten stetig weiterentwickelt werden müssen. Um diesen erhöhten Anforderungen gerecht zu werden, kann z. B. das Nebenstromverhältnis (engl. bypass ratio; kurz: BPR) erhöht werden. Dieses Verhältnis ist abhängig von der Größe des Fandurchmessers. Um bei einer Erhöhung des Durchmessers Überschall an den Fanspitzen und die damit verbundenen Verluste und Emissionen zu vermeiden, wird in sogenannten Getriebefan-Triebwerken ein Untersetzungsgetriebe zwischen Fan und Niederdruckverdichter platziert. Meist kommen dabei Planetengetriebe zum Einsatz. Somit können beide Triebwerkskomponenten in ihren optimalen Drehzahlbereichen arbeiten.

Jedoch führt der Einsatz eines Getriebes zu zusätzlichen Versagensfällen, wie z. B. Gleitlagerversagen aufgrund von Verschleiß durch Misch- oder Festkörperreibung. Ein Ausfall von den in den Planeten des Getriebes integrierten hydrodynamischen Gleitlagern könnte gravierende Folgen für Mensch, Umwelt und Maschine haben. Nicht nur aus Gründen der Sicherheit, sondern auch der Wirtschaftlichkeit sollte das hydrodynamische Gleitlager ausreichend überwacht werden. Die Überwachung der meisten mechatronischen Systeme erfolgt durch eine gesetzlich vorgeschriebene, zeitbasierte Instandhaltung. Für viele Unternehmen ist diese Methode jedoch nicht effizient, da die Komponenten oft entweder zu früh ausgetauscht werden oder ein Schaden nicht registriert wird. Durch Anwendung einer zustandsbasierten Instandhaltung kann sowohl die Effizienz bei der Planung von Wartungsarbeiten erhöht, als auch die Maschinenlaufzeit verlängert werden. Voraussetzung für eine zustandsbasierte Instandhaltung ist ein stabil und zuverlässig arbeitendes Diagnosesystem.

1.1 Problemstellung

Die Schadensfrüherkennung stellt für Getriebe der Luftfahrt eine allgemeine Forderung dar. Die Untersuchung der Getriebearchitektur mithilfe analytischer Methoden der Zuverlässigkeitsprüfung (FFMEA, engl. Function Failure Mode and Effects Analysis) sowie eine umfangreiche Literaturrecherche zur Ermittlung von Möglichkeiten der Gleitlagerüberwachung ergaben, dass die

üblichen Verfahren wie Lagertemperatur-, Reibmomenten-, Positions-, Öl- sowie Vibrationsüberwachung mittels Beschleunigungssensoren entweder nicht sensitiv genug sind oder aufgrund von begrenztem Bauraum in Getrieben der Luftfahrt nicht infrage kommen (siehe dazu Abschnitt 2.4.4). Eine geeignete Möglichkeit Reibung bzw. Verschleiß hydrodynamischer Gleitlager in einem frühen Stadium detektieren zu können, ist die Verwendung der Körperschalltechnologie (engl. acoustic emission technology; kurz: AE technology) [43]. Abbildung 1.1 zeigt eine mögliche Umsetzung der Überwachung hydrodynamischer Gleitlager eines Planetengetriebes mithilfe der AE-Technologie. Die Signalübertragung muss drahtlos erfolgen, da der Steg rotiert. Das AE-Signal wird zur weiteren Verarbeitung über eine drahtlose Datenübertragungseinheit (engl. Wireless Data Transfer Unit; kurz: WDTU) auf eine statische Diagnoseeinheit übertragen. In dieser Arbeit wird das hydrodynamische Gleitlager jedoch losgelöst vom Planetengetriebe betrachtet, um in erster Linie geeignete Überwachungsmethoden zu entwickeln, welche in die Diagnoseeinheit integriert werden sollen. Die WDTU ist Gegenstand einer weiteren Forschungsarbeit.

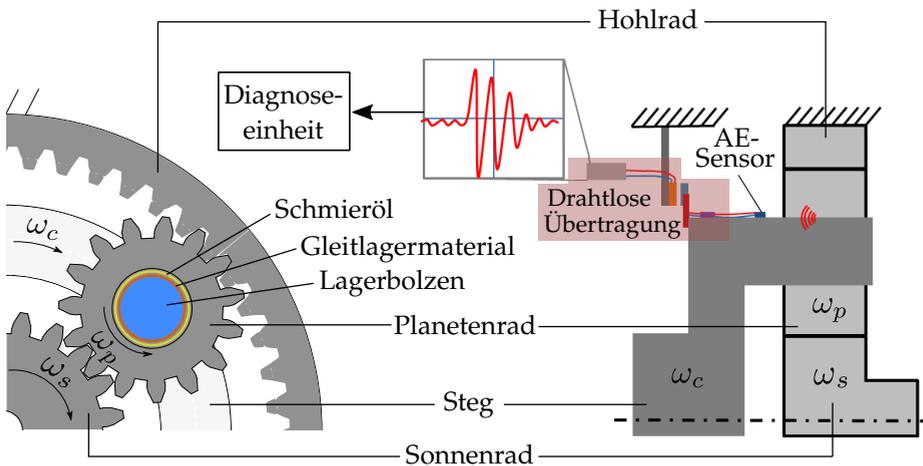


Abbildung 1.1: Schematischer Ausschnitt eines Planetengetriebes mit Diagnoseeinheit zur Überwachung der hydrodynamischen Gleitlager mithilfe der Acoustic Emission (AE) Technologie [71].

Vorangegangene Arbeiten haben bereits die Möglichkeit der Detektion von Misch- bzw. Festkörperreibung mittels AE bei rotierenden Maschinen und hydrodynamischen Gleitlagern gezeigt (siehe dazu Abschnitt 2.5.3). Eine zuverlässige und intelligente Methode zur Klassifikation unterschiedlicher Reibungszustände eines hydrodynamischen Gleitlagers fehlt jedoch bislang. Nur

durch eine solche Diagnoseeinheit kann das Gleitlager hinsichtlich bevorstehender Schäden ausreichend überwacht werden.

Neben der Kenntnis über den aktuellen Reibungszustand ist auch die Überwachung des durch Reibung entstehenden Verschleißes notwendig. Durch diesen Verschleiß ändert sich die Geometrie der Gleitlagerfläche, sodass die Funktionalität nicht mehr oder nur noch eingeschränkt gewährleistet werden kann. Nahezu alle bekannten Untersuchungen zur Detektion von Verschleiß mittels AE wurden an Stift-Scheibe-Tribometern durchgeführt, deren Ergebnisse die mögliche Übertragbarkeit auf reale Systeme nachweisen sollen (siehe dazu Abschnitt 2.5.4). Diese Untersuchungen sind idealisiert und ein Nachweis für die Übertragbarkeit fehlt.

1.2 Forschungsfragen und Ziel der Arbeit

Aus der Problemstellung ergibt sich für diese Arbeit folgende zentrale Forschungsfrage:

Ist eine zuverlässige Überwachung hydrodynamischer Gleitlager hinsichtlich Reibung und Verschleiß mithilfe der AE-Technologie und maschineller Lernverfahren möglich?

Um diese Frage zu beantworten wurden Gleitlagerprüfstände entwickelt und folgende Detailfragen mithilfe geeigneter Versuche untersucht:

- 1. Ist es möglich, die Reibungszustände Flüssigkeits-, Misch- und Festkörperreibung hydrodynamischer Gleitlager bei variabler Last und Drehzahl mithilfe der AE-Technologie und maschineller Lernverfahren zu klassifizieren?*
- 2. Ist eine Unterscheidung der Reibungszustände auch bei variabler Ölviskosität, hervorgerufen durch die Änderung der Schmierstofftemperatur, mithilfe der AE-Technologie und maschineller Lernverfahren möglich?*
- 3. Ist die Intensität der Festkörperreibung eines hydrodynamischen Gleitlagers mithilfe der AE-Technologie feststellbar?*
- 4. Ist es möglich, den Einlaufverschleiß eines hydrodynamischen Gleitlagers mithilfe der AE-Technologie zu überwachen?*
- 5. Ist es möglich, den Langzeitverschleiß eines hydrodynamischen Gleitlagers mithilfe der AE-Technologie und maschineller Lernverfahren zu überwachen?*
- 6. Ist eine Lokalisierung der Anstreifvorgänge über den Gleitlagerumfang mithilfe der AE-Technologie möglich?*

Diese Thematiken wurden in der Literatur noch nicht vollständig behandelt und sind somit eine neue Forschungsarbeit auf diesem Gebiet würdig.

Ziel der Arbeit ist es somit, mithilfe einer für die Industrie anwendbaren Messgröße sowie geeigneten maschinellen Lernverfahren, hydrodynamische Gleitlager zuverlässig hinsichtlich Reibung und Verschleiß zu überwachen. Zur Bewältigung dieser Aufgabe muss ein Gleitlagerprüfstand entwickelt werden, um sowohl die Reibungs- als auch die Verschleißuntersuchungen geeignet durchführen zu können. Dabei müssen mechanische, messtechnische sowie softwaretechnische Anforderungen beachtet werden.

1.3 Aufbau der Arbeit

Diese Arbeit ist, ausgenommen von Kapitel 1 als Einleitung und Kapitel 8 als Zusammenfassung und Ausblick, in weitere sechs Kapitel gegliedert.

In Kapitel 2 werden die für das Verständnis dieser Arbeit notwendigen Grundlagen vorgestellt. Dazu gehören die Beschreibung der Tribologie, der Handlungskomponente hydrodynamisches Gleitlager, etablierter Zustandsüberwachungsmethoden, des maschinellen Lernens und der AE-Technologie. Zudem werden in diesem Kapitel bereits durchgeführte, ähnliche Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Reibungs- und Verschleißdetektion mithilfe der AE-Technologie gezeigt und die Abgrenzungen zu dieser Arbeit diskutiert.

Zur Bearbeitung der Forschungsfragen wurden im Rahmen dieser Arbeit, Gleitlagerprüfstände entworfen sowie mechanisch, mess- und softwaretechnisch umgesetzt. Der sogenannte kleine Gleitlagerprüfstand (KGP; siehe Abbildung 3.2) und der temperaturgeregelte Gleitlagerprüfstand (TGP; siehe Abbildung 3.5) werden in Kapitel 3 vorgestellt.

In Kapitel 4 wird eine Methode zur Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände mithilfe maschineller Lernverfahren basierend auf AE-Signalen vorgestellt. Die Schwierigkeit besteht in der geeigneten Signalvorverarbeitung dieser störanfälligen Signale und insbesondere in der Bildung trennungswirksamer Merkmale. Dieses Kapitel schließt den Bereich der Reibungsüberwachung ab und stellt den Übergang zu den Verschleißuntersuchungen dar.

In Kapitel 5 wird untersucht, inwieweit es möglich ist, den Einlaufverschleiß eines Gleitlagers mithilfe der in Kapitel 4 ermittelten trennungswirksamen Merkmale zu überwachen. Dabei werden sogenannte Kurzzeitversuche durchgeführt und die Korrelation zwischen der Oberflächenrauheit des Gleitlagers und den AE-Merkmalverschiebungen untersucht. Zudem wird in diesem Kapitel auch gezeigt, dass es möglich ist die Reibungsintensität mithilfe der AE-Merkmale zu ermitteln.

In Kapitel 6 wird, unter Zuhilfenahme von Langzeitversuchen, die Möglichkeit der Überwachung von Langzeitverschleiß mithilfe der AE-Technologie vorgestellt. Dazu werden Regressionsmodelle entwickelt, wobei die AE-Merkmale die unabhängigen Variablen und die taktil ermittelten Verschleißvolumina des Gleitlagers die abhängigen Variablen darstellen.

Schließlich wird in Kapitel 7 eine Idee zur Lokalisierung von Anstreifvorgängen vorgestellt. Bei instationären Lastzonen oder einer Unwucht der Welle können Anstreifvorgänge an unterschiedlichen Positionen stattfinden. Eine wiederholte Reibung an derselben Position verringert die Lebensdauer des Gleitlagers stärker als über den Umfang verteilte Reibungsvorgänge gleicher Anzahl.

Die Forschungsfragen eins und zwei werden in Kapitel 4 beantwortet, die Forschungsfragen drei bis fünf in den Kapiteln 5 und 6 und die Forschungsfrage sechs in Kapitel 7.

2 Grundlagen und Stand der Forschung

Dieses Kapitel gibt einen Überblick über die für diese Arbeit relevanten Grundlagen und den Stand der Forschung in der Reibungs- und Verschleißüberwachung mittels AE-Analyse. Im ersten Abschnitt wird der Rolls-Royce UltraFan[®], in welchem die Handlungskomponente, das hydrodynamische Gleitlager, integriert ist, beschrieben. Als Grundlagenthemen ergeben sich für diese Arbeit die Beschreibung der Tribologie im Allgemeinen, der Funktionsweise und Auslegung hydrodynamischer Gleitlager, der existierenden Methoden zur Zustandsüberwachung von Maschinen, einschließlich der verschiedenen Möglichkeiten zur Gleitlagerzustandsüberwachung, bewährter maschineller Lernverfahren und der AE-Technologie. Zum Abschluss dieses Kapitels werden die wesentlichen Punkte zusammengefasst.

2.1 Rolls-Royce UltraFan[®]

Der UltraFan[®] ist eine Innovation des Triebwerksherstellers Rolls-Royce Holdings plc. Anfang 2014 wurde das Vorhaben des UltraFan[®] veröffentlicht und soll in Zukunft als Nachfolger der Trent-Triebwerke in zivilen Großraumflugzeugen eingesetzt werden. Bisher liefen der A350-900 und der A350-1000 mit den Trent XWB [85].

Da dieses neuartige Triebwerk im Wesentlichen aus einem Zweistromtriebwerk mit integriertem Planetengetriebe besteht, werden zunächst einmal die Funktionsweisen dieser beiden Hauptkomponenten erläutert. Anschließend werden der Aufbau des UltraFan[®] und dessen einzelne Innovationen vorgestellt.

2.1.1 Zweistromtriebwerke

In der strahlgetriebenen, zivilen Luftfahrt kommen fast ausschließlich Zweistromtriebwerke, auch Bypass- oder Turbofantriebwerke genannt, zum Einsatz. Der UltraFan[®] gehört ebenfalls zu dieser Klasse. Im Unterschied zu Einstromtriebwerken wird bei Zweistromtriebwerken ein Teil des angesaugten Luftmassenstroms an den Triebwerkskomponenten vorbei beschleunigt und

nimmt somit nicht am Verbrennungsprozess teil. Bei gleicher Schubkraft bewirkt das Zweistromtriebwerk, im Vergleich zum Einstromtriebwerk, einen geringeren Treibstoffverbrauch und eine geringere Schallemission. Der Bypassmassenstrom \dot{m}_{Bypass} liefert bei modernen Triebwerken ca. 80 % des Gesamtshubes. Somit wird der Kernmassenstrom \dot{m}_{Kern} hauptsächlich zum Antreiben der Turbinen verwendet. Bei aktuellen Trent 1000 liegt das Nebenstromverhältnis (engl. bypass ratio; kurz: BPR) bei 10:1 [12]:

$$BPR = \frac{\dot{m}_{Bypass}}{\dot{m}_{Kern}}. \quad (2.1)$$

Abbildung 2.1 zeigt den schematischen Aufbau eines Zweistromtriebwerks. Der Einfachheit halber ist ein Ein-Wellen-System abgebildet. In aktuellen sowie großen zivilen Trent-Triebwerken werden Drei-Wellen-Systeme verwendet, woraus sich dann für Verdichter und Turbine jeweils Nieder-, Mittel- und Hochdruckkomponenten ergeben [87].

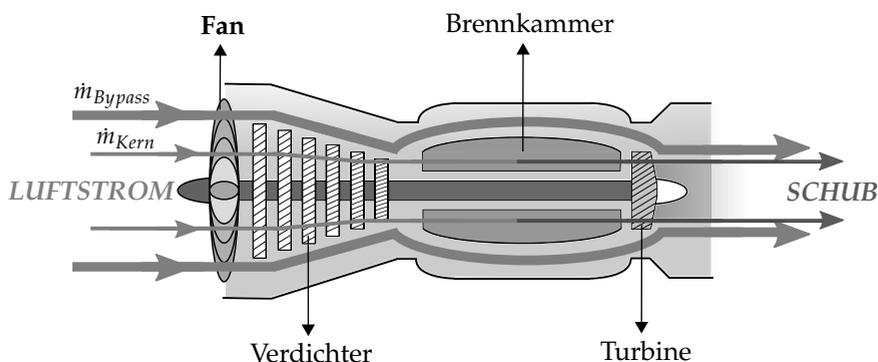


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau eines Zweistromtriebwerks.

2.1.1.1 Zweistromtriebwerke mit Getriebe

Um noch umweltfreundlichere und effizientere Triebwerke zu entwickeln, sollte somit das BPR weiter erhöht werden. Dies kann z. B. durch die Vergrößerung des Fandurchmessers erfolgen. Da sich der Fan, der Mitteldruckverdichter und die Niederdruckturbine auf derselben Welle befinden, ist aufgrund von Überschall an den Fanspitzen, nur eine begrenzte Erhöhung des Durchmessers möglich. Eine Möglichkeit den Durchmesser dennoch weiter zu erhöhen, ist die Entkopplung des Fans von den anderen Triebwerkskomponenten. Zu diesem Zweck wird ein Untersetzungsgetriebe, meist in Form eines Planetengetriebes, zwischen Fan und Mitteldruckverdichter eingesetzt. Das Zweistromtriebwerk wird nun Getriebefan genannt [12, 84].

Abbildung 2.2 zeigt einen solchen Getriebefan. Der Fan dreht langsamer, der Mitteldruckverdichter und die Niederdruckturbine wesentlich schneller. Die schnelllaufende Niederdruckturbine führt zu einer drastischen Reduzierung der Stufenanzahl, was Rieck [84] in seiner Arbeit anhand eines Rechenbeispiels zeigt. Dies führt zu einem wesentlich geringeren Gewicht des Triebwerks, was vor allem Kosten und Treibstoff reduziert. Ebenfalls zeigt Rieck [84] eine Studie zur Untersuchung von Zweistromtriebwerken ohne und mit Getriebe bei BPR-Werten von 6-14, wobei die SFC-Werte (engl. specific fuel consumption) gegenübergestellt wurden. Dabei zeigte sich eine deutliche Senkung des SFC-Wertes bei Verwendung von Getriebefan mit hohen BPR [84].

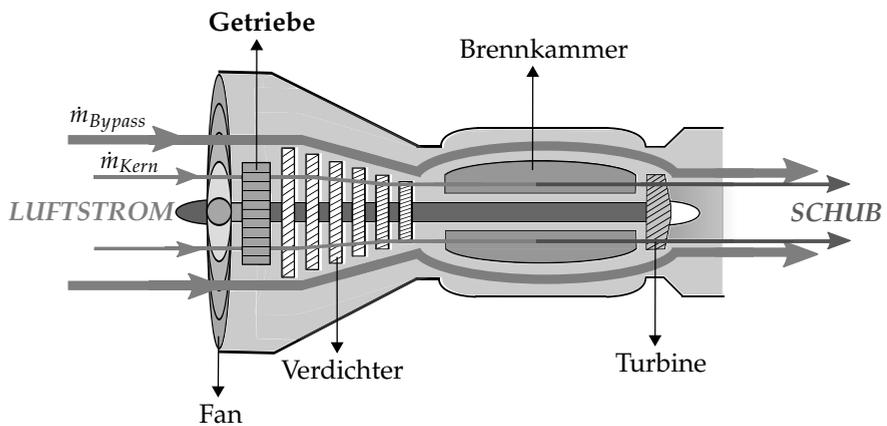


Abbildung 2.2: Schematischer Aufbau eines Getriebefans.

2.1.2 Planetengetriebe

Das Planetengetriebe gehört zu der Klasse der Umlaufgetriebe. Diese bieten gegenüber anderen Getriebearten Vorteile hinsichtlich Masse-Leistungsgewicht, Bauraum, Wirkungsgrad und Übersetzung [95]. Im Gegensatz zu einem Standgetriebe entsteht bei einem Umlaufgetriebe eine Erhöhung des Freiheitsgrades um 1, da neben den eigentlichen Wellen eine zusätzliche, umlaufende Achse vorhanden ist. Dadurch müssen insgesamt zwei Drehzahlen vorgegeben werden, um die dritte Drehzahl eindeutig bestimmen zu können. Eine der vorgegebenen Drehzahlen kann allerdings auch null betragen, wodurch dann ein Planetengetriebe im Zweiwellenbetrieb entsteht. Bei dieser Betriebsart unterscheidet man wiederum zwischen Standübersetzung (Stegwelle wird festgehalten, Hohl- und Sonnenrad bewegen sich) und Umlaufübersetzung (Hohlrad wird festgehalten, Sonnenrad und Steg bewegen sich) [95].

Die Abbildung 2.3 zeigt den im UltraFan[®] zum Einsatz kommenden Planetengetriebetyp schematisch. Festgehalten wird das Hohlräder, der Antrieb erfolgt über das Sonnenrad und der Abtrieb über den Steg. Dieser Getriebetyp wird aufgrund der im Vergleich zu den anderen Getriebetypen höheren mechanischen Übersetzung i verwendet, was einen direkten Einfluss auf die mögliche Leistungsübertragung hat. Im UltraFan[®] werden fünf statt drei Planeten verwendet.

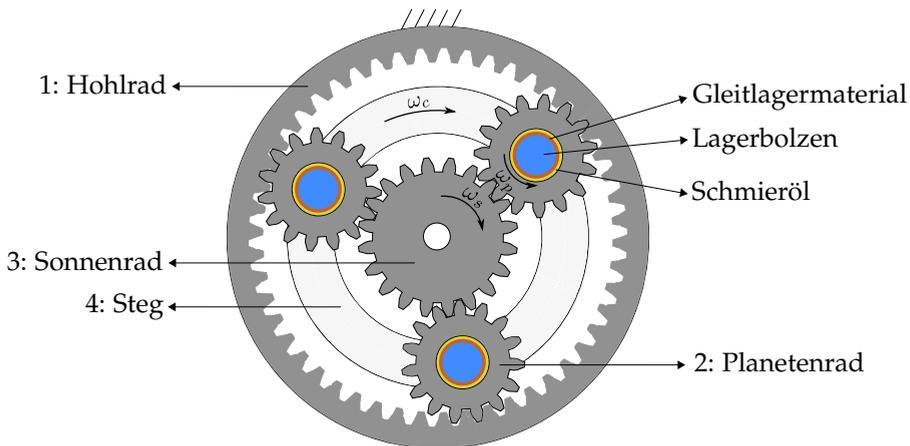


Abbildung 2.3: Schematischer Aufbau eines Planetengetriebes mit integrierten hydrodynamischen Gleitlagern.

Lagerung der Planetenräder

Die Planetenräder erfahren durch die überlagerten Bewegungen sowohl Zahn- als auch Fliehkräfte. Aus diesem Grund werden in die Planetenräder Lager integriert. In den meisten Fällen kommen Wälzlager zum Einsatz, da diese eine geringe Reibung besitzen, wenig Raum, kaum Wartung und Schmiermittel benötigen. Außerdem besitzen Wälzlager eine hohe Laufruhe [18]. Im Planetengetriebe des UltraFan[®] sollen jedoch hydrodynamische Gleitlager zum Einsatz kommen, da diese gegenüber Wälzlagern Vorteile hinsichtlich hoher Drehzahlen, Stoßbelastungen sowie starker Schwingungen und Vibrationen bieten [96]. Genau diese Eigenschaften werden für die Planetenräder des UltraFan[®] benötigt.

In Abbildung 2.3 sind die Planeten mit integrierten hydrodynamischen Gleitlagern abgebildet. Das Lagermaterial befindet sich auf dem Lagerbolzen, da an dieser Stelle die Lagerkraft zeitlich konstant wirkt. Damit wird das Lagermaterial ruhend beansprucht [95]. Die Innenbohrung des Planeten ist das härtere Material. Zwischen diesen Laufflächen befindet sich Schmieröl, was

bei Drehung einen hydrodynamischen Schmierfilm aufbaut und die Flächen voneinander trennt. Die Trennung dieser Laufflächen muss zwingend gewährleistet sein, da es ansonsten zu Reibung und letztlich Verschleiß kommt. Im nächsten Abschnitt werden der Aufbau des UltraFan® und die darin enthaltenen Innovationen beschrieben.

2.1.3 Aufbau und Innovationen

Die Abbildung 2.4 zeigt den UltraFan® und die darin enthaltenen Innovationen. Dieses neuartige Triebwerk verspricht mindestens 25 % weniger Kraftstoffverbrauch, eine CO₂-Reduzierung um ebenfalls mindestens 25 % und eine Verringerung der Lärmemissionen im Vergleich zum Vorgängermodell aufgrund der Erhöhung des BPR auf 15:1. Dieses höhere BPR soll in erster Linie durch das weltweit leistungsstärkste Luftfahrtgetriebe, das Hochleistungsgetriebe (HLG), zu erreichen sein.

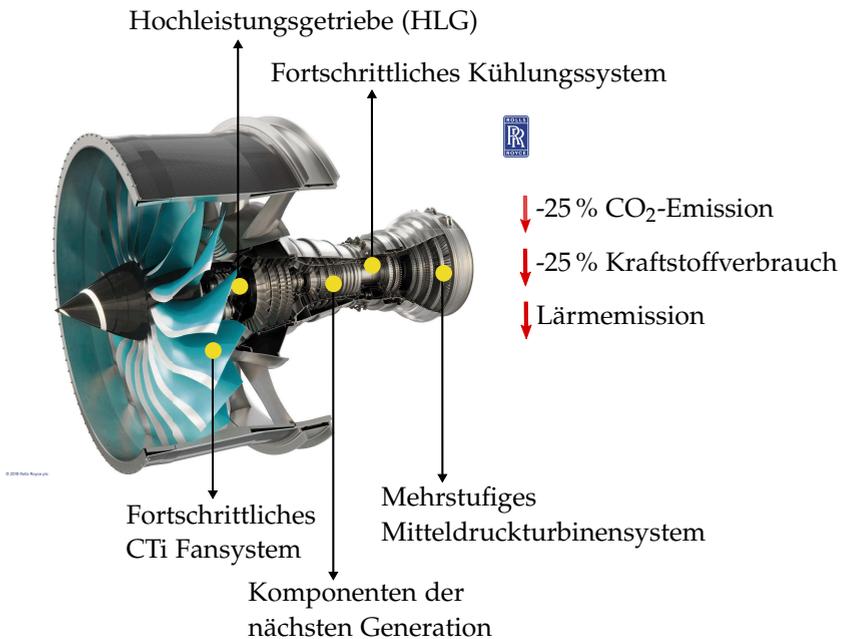


Abbildung 2.4: Der Rolls-Royce UltraFan® [86].

Mit dem fortschrittlichen CTi (engl. carbon/titanium) Fansystem soll es möglich sein, die Neigung der Fanschaufeln an die jeweilige Flugphase anzupassen. Damit entfällt die Notwendigkeit an eine Schubumkehr und erlaubt so

eine sehr schlanke Gondel, was zusätzlich zu einer Reduzierung der Luftreibung führt. Die Komponenten der nächsten Generation bezeichnen vor allem die Verwendung keramischer Verbundwerkstoffe für die Düsen und Verkleidungen oder Hybridkugellager, welche höheren Temperaturen ausgesetzt werden können. Mit dem fortschrittlichen Kühlungssystem ist es möglich, höherer Leistung zu fahren, ohne die Gefahr einer Überhitzung. Das neuartige, mehrstufige Mitteldruckturbinensystem erlaubt es sowohl den Fan als auch den Mitteldruckverdichter anzutreiben, wodurch die Niederdruckturbinen komplett entfällt. Auch bei dieser Komponente wurden fortschrittliche Materialien wie Titan-Aluminium-Legierungen, welche leichter sind und keramische Verbundwerkstoffe, welche höheren Temperaturen ausgesetzt werden können, verwendet [85].

Doch wie bereits im ersten Absatz erwähnt, ist die eigentliche Innovation das HLG, ein doppelschrägverzahntes Planetengetriebe, welches zwischen Mitteldruckverdichter und Fan platziert wird und diese Komponenten in ihren optimalen Drehzahlbereichen arbeiten lässt. Die Abbildung 2.5 zeigt das HLG, welches aus den wesentlichen Komponenten Sonnenräder, Hohlräder, Planetenräder, Steg und Lager besteht.

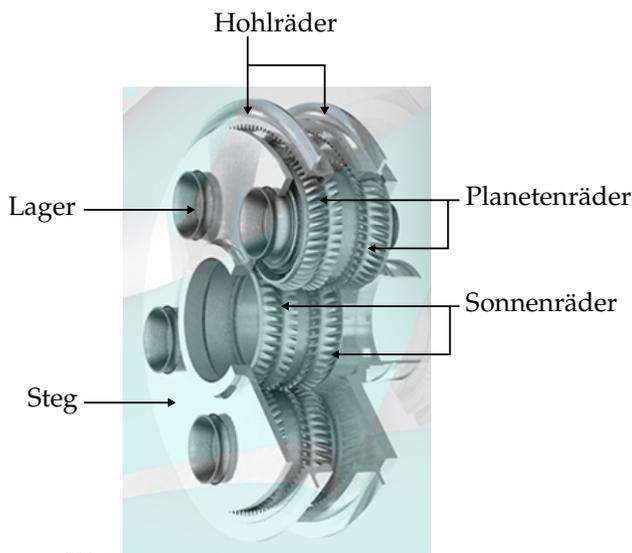


Abbildung 2.5: Das Hochleistungsgetriebe (HLG) [85].

Die Hohlräder sind in dieser Anwendung feststehend ($\omega_H = 0$). Der Antrieb erfolgt über die Sonnenräder mit ω_s , der Abtrieb über den Steg mit $\omega_c < \omega_s$. Somit dreht der Niederdruckverdichter mit ω_s und der Fan mit ω_c . Die Idee

zum Einsatz eines Planetengetriebes zwischen Niederdruckverdichter und Fan ist nicht neu. Pratt & Whitney hat einen solchen Getriebefan bereits seit 2016 im Einsatz. Der Unterschied liegt in der Leistungsklasse. Bereits erfolgreich wurde das Hochleistungsgetriebe mit 70.000 PS getestet, doch in Zukunft soll eine Übertragung von bis zu 100.000 PS möglich sein. Jedes Planetenrad des Getriebes soll dann in der Lage sein, die Kraft eines Trent XWB bei Volllast zu tragen [7]. Damit sind auch erhöhte Anforderungen an die Lager der Planetenräder gestellt. Verschleiß infolge von Misch- oder Festkörperreibung durch den Verlust des hydrodynamischen Schmierfilms muss frühzeitig registriert werden.

Im nächsten Abschnitt wird ein Exkurs in die Tribologie gegeben, um anschließend die Funktionsweise hydrodynamischer Gleitlager vorzustellen.

2.2 Tribologie

Die Tribologie befasst sich mit der Beschreibung von Reibung, Verschleiß und Schmierung bei sich relativ zueinander bewegenden Körpern. Dabei werden sowohl die Wechselwirkungen zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen beschrieben. Abbildung 2.6 zeigt ein

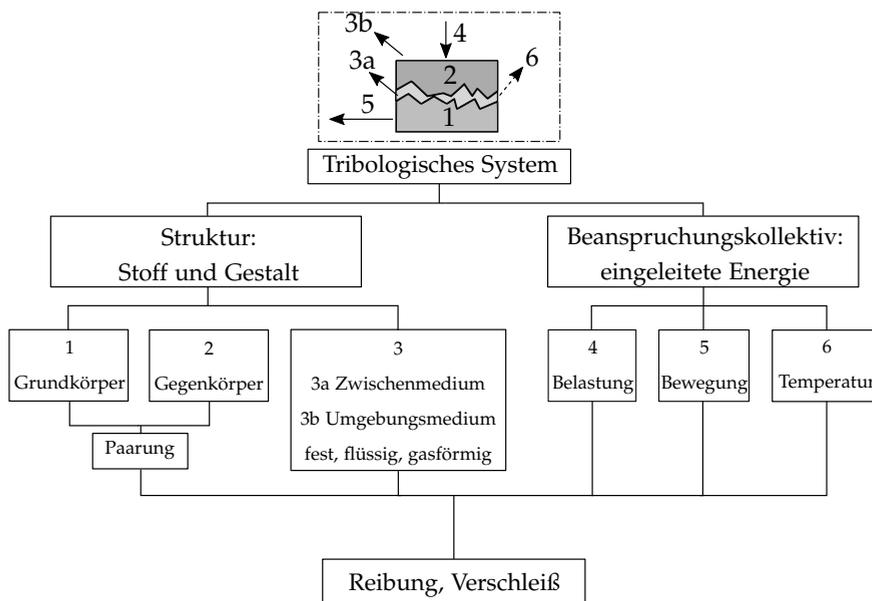


Abbildung 2.6: Tribologisches System nach [93].

vereinfachtes tribologisches System mit seinen kennzeichnenden Elementen: Funktion, Beanspruchungskollektiv, Struktur sowie Reibungs- und Verschleißkenngrößen. Mit der Funktion sind bereits erste Weisungen an Werkstoff und konstruktiver Gestaltung verbunden. Dem Beanspruchungskollektiv, welches die Belastung, Bewegung und Temperatur beschreibt und der Struktur, bestehend aus Grund- und Gegenkörper, sowie Zwischenstoff und Umgebungsmedium, was die Eigenschaften und ihre Wechselwirkungen miteinander beschreibt, sollte besondere Beachtung geschenkt werden. Geringe Abweichungen dieser Größen beeinflussen das tribologische System maßgebend und können erhebliche Schäden hervorrufen. Die Reibungs- und Verschleißmessgrößen beschreiben eine Ausgangsgröße, hervorgerufen durch die Struktur und insbesondere das Beanspruchungskollektiv [93].

Grund- und Gegenkörper beschreiben Formeigenschaften wie z. B. Gestalt, Abmessungen, Rauheit, Welligkeit oder Stoffeigenschaften wie z. B. Härte, Gefüge, Temperaturverhalten, Absorption oder Reaktivität mit Additiven. Der Zwischenstoff kann entweder fest, flüssig oder gasförmig sein, wobei z. B. die Art, Zusammensetzung oder Form eine wesentliche Rolle spielen. Das Umgebungsmedium kann flüssig oder gasförmig sein, wobei z. B. die Art, der Wassergehalt, die Feuchtigkeit oder Menge entscheidend sind. Bei einem hydrodynamischen Gleitlager stellt die Welle den Grundkörper dar, der Lagerwerkstoff den Gegenkörper, der Zwischenstoff ist meist Öl und das Umgebungsmedium in der Regel Luft. Die Art der Belastung kann z. B. statisch oder dynamisch sein und auch die Höhe, Richtung oder zeitlicher Verlauf können variieren. Bei der Bewegung kann z. B. Gleiten oder Rollen auftreten und der zeitliche Verlauf kann konstant, kontinuierlich oder periodisch sein. Die Temperatur umfasst die Umgebungstemperatur, Reibungswärme, den Temperaturgradient und deren zeitlichen Ablauf [93].

Mit den beschriebenen Abläufen wird ersichtlich, dass das Reibungs- bzw. Verschleißverhalten nicht nur von Werkstoffeigenschaften, sondern auch vom System abhängt. Die Systemgrößen spielen dabei eine zentrale Rolle und müssen bei der Betrachtung von Reibungs- und Verschleißverläufen unbedingt berücksichtigt werden [93].

2.2.1 Reibung

Nach DIN ISO 4378-2 [32] beschreibt die Reibung eine *„tangential zur Grenzfläche zwischen zwei Körpern wirkende Kraft und die damit verbundenen Erscheinungen des Widerstandes zu der Relativbewegung dieser beiden Körper, die im Falle der durch die Einwirkung einer äußeren Kraft verursachten Bewegung oder der Ruhe des einen Körpers in Bezug auf die Oberfläche des anderen Körpers erfolgt“*.

Je nach Art der Relativbewegung unterscheidet man zwischen drei verschiedenen Haupt-**Reibungsarten** [16, 19]:

- Gleitreibung: Die Berührungsflächen der Körper besitzen Geschwindigkeiten unterschiedlichen Betrages und Richtung. Gleitlager gehören dieser Reibungsart an.
- Rollreibung: Die Körper berühren sich punkt- oder linienförmig ohne Verluste, d.h ohne Schlupf, wobei im Berührungspunkt die Geschwindigkeiten in Betrag und Richtung gleich sind. Dabei muss sich ein Körper um eine im Kontaktbereich liegende Drehachse bewegen. In Realität kommt es bei dieser Reibungsart jedoch zusätzlich zu Mikroschlupf. Diese Reibungsart wird dann Wälzreibung genannt. Typische Maschinenelemente sind dabei Kugel- oder Wälzlager.
- Bohrreibung: Im Kontaktbereich führt mindesten einer der Körper eine Drehung um die Drehachse der Berührungsfläche aus. Diese Reibungsart findet z. B. bei Spitzenlagern statt.

Im nächsten Abschnitt werden die verschiedenen **Reibungszustände** beschrieben. Folgende können auftreten [97]:

- Flüssigkeitsreibung
- Festkörper- oder Grenzreibung
- Mischreibung

Die Abbildung 2.7 zeigt die bei den jeweilige Reibungszuständen entstehende Position des Grund- und Gegenkörpers zueinander.

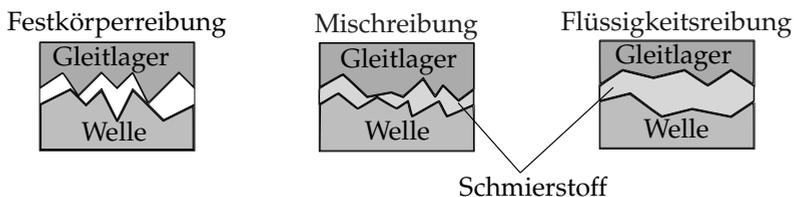


Abbildung 2.7: Reibungszustände eines tribologischen Systems.

Die Flüssigkeitsreibung beschreibt den Zustand vollständiger Trennung der Gleitpartner durch einen tragenden Schmierfilm. Ausschließlich die Scherung des Öles, wobei die einzelnen Moleküle des Schmieröles bei Relativbewegung in Kontakt kommen, verursacht die Reibung. Bei der Festkörperreibung findet ein direkter Kontakt zwischen drehender Welle und Gleitlagerbuchse statt

und führt letztlich zu Verschleiß. Die Grenzreibung beschreibt ebenfalls eine kontinuierliche Berührung der Körper, wobei die Flächen jedoch durch einen molekularen Grenzschriftfilm bedeckt sind. Innerhalb dieses Reibungszustandes kann kein hydrodynamischer Druck erzeugt werden. Die Grenzreibung wird im weiteren Verlauf als Teil der Festkörperreibung betrachtet. Die Mischreibung beschreibt den Zustand des gleichzeitigen Auftretens von Flüssigkeits- und Festkörperreibung. Es existieren Bereiche vollständiger Trennung der Gleitpartner und ebenfalls Bereiche, an denen die Rauheitsspitzen in Berührung sind [16, 19].

Bei hydrodynamischen Gleitlagern sind gerade die Misch- und Festkörperreibung schädlich und führen zu Verschleiß. Zustände wie z. B. Start-Stopp-Betrieb, geringe Drehzahlen, Überlasten, zu hohe Öltemperaturen oder Schmierstoffmangel sind dafür verantwortlich [45, 96].

2.2.1.1 Reibungsmessgrößen

Die Reibung kann je nach Anwendungsfall durch eine Reihe von Kenngrößen charakterisiert werden [64]:

- Die Reibungskraft F_R beschreibt die Kraft, welche bei Relativbewegung von Grund- und Gegenkörper entgegenwirkt. Die mathematische Gleichung lautet z. B. $F_R = \mu \cdot F_N$ in [N].
- Der Reibungskoeffizient μ beschreibt eine dimensionslose Kennzahl aus dem Verhältnis von Reibungskraft F_R und Normalkraft F_N . Diese Größe wird experimentell ermittelt.
- Das Reibungsmoment M_R beschreibt das Moment, welches durch die Reibungskraft und dem Wellenradius r erzeugt wird. Die mathematische Gleichung lautet z. B. $M_R = F_R \cdot r$ in [Nm].
- Die Reibungsarbeit W_R beschreibt den Verlust an mechanischer Energie. Die mathematische Gleichung lautet z. B. $W_R = F_R \cdot s_R$ in [Nm], wobei s_R den Reibungsweg beschreibt.
- Die Reibungsleistung P_R beschreibt den Verlust an mechanischer Leistung. Die mathematische Gleichung lautet z. B. $P_R = F_R \cdot v_R = M_R \cdot \omega$ in [Nm/s], wobei v_R die Reibungsgeschwindigkeit beschreibt.

Typische Werte für μ innerhalb des jeweiligen Reibungszustandes sind [93]:

- Festkörperreibung $\mu \gg 1$
- Grenzreibung $\mu = 0,1-0,3$
- Mischreibung $\mu = 0,01-0,1$
- Flüssigkeitsreibung $\mu \leq 0,01$

An dieser Stelle sei angemerkt, dass diese Werte nicht als konstante Kennwerte für ein Werkstoff oder eine Werkstoffpaarung angenommen werden können. Der Reibungskoeffizient hängt stark vom Belastungskollektiv und der Systemstruktur ab [97].

2.2.2 Verschleiß

Die Konsequenz aus der Berührung von Grund- und Gegenkörper ist Verschleiß. Laut DIN ISO 4378-2 [32] ist ein Verschleißprozess: *„Prozess des Materialverlusts aus der Oberfläche eines festen Körpers, der durch Reibung hervorgerufen wird und als allmähliche Verringerung der Maße und/oder als Änderung der Gestalt des Körpers in Erscheinung tritt“*.

Auch beim Verschleißprozess können **Verschleißarten** unterschieden werden [97]:

- Gleitverschleiß
- Wälzverschleiß
- Schwingungverschleiß
- Furchungverschleiß
- Kornverschleiß

Im Fall des hydrodynamischen Gleitlagers findet hauptsächlich Gleitverschleiß statt. Bei Vorhandensein von Partikeln zwischen den Gleitflächen kann auch Kornverschleiß auftreten. Der Gleitverschleiß findet bei Gleitreibung und somit durch den Kontakt zweier Körper bei Gleitbewegung statt. Befindet sich Schmierstoff zwischen den Gleitflächen, wird auch von Gleitverschleiß bei Misch- oder Grenzreibung gesprochen.

Es existieren vier wesentliche **Verschleißmechanismen**. Innerhalb des Gleitverschleißes können alle vier Mechanismen gleichzeitig auftreten:

- **Abrasion:** Bei hohen Härteunterschieden der Kontaktpartner tritt im Bereich des Kontaktes von Rauigkeitsspitzen des härteren und weicheren Materials abrasiver Verschleiß auf. Dabei treten die festen Körper in das weichere Material ein oder gleiten über dieses. Auch bei Vorhandensein von Verschleißpartikeln kann es zu Abrasion kommen [17].
- **Adhäsion:** Eine elastisch-plastische Verformung bei Zerstörung der Adsorptions- und Reaktionsschichten durch hohe Beanspruchung der Mikrokontakte. Dadurch werden neue atomare Bindungen hergestellt, welche auch als Haftbrücken oder Adhäsion bezeichnet werden. Bei metallischen Kontaktpartnern werden diese auch als Kaltverschweißungen bezeichnet. Bei einer höheren Festigkeit der Haftbrücken, im Vergleich zum weicheren Reibpartner, kommt es zu Ausbrüchen oder Materialabtrag auf dem härteren Körper [97].
- **Oberflächenzerrüttung:** Kommt es zu ständigen, periodischen Belastungen an bestimmten Kontaktstellen, so entsteht Oberflächenzerrüttung. Bei fortschreitender Belastung entstehen Mikrorisse, welche anschließend weiter wachsen und ausbrechen. Dieser Verschleißmechanismus ist sehr typisch bei Hertzischen Kontakten wie Wälzlager oder Zahnräder [17, 74].
- **Tribochemische Reaktion:** Durch tribologische Beanspruchung entstehen chemische Reaktionen zwischen den Gleitflächen, dem Schmierstoff und dem Umgebungsmedium. Diese so entstehenden Reaktionsprodukte können sowohl verschleißfördernd als auch verschleißmindernd wirken [17].

Die beschriebenen Verschleißmechanismen treten in unterschiedlichen Verschleißerscheinungsformen auf. So kann sich Adhäsion z. B. in Fresser, Löcher oder Materialabtrag zeigen. Kratzer, Riefen und Mulden finden bei Abrasion statt. Die Oberflächenzerrüttung zeigt sich vor allem in Rissen und Grübchen und die tribochemischen Reaktionen bewirken Reaktionsprodukte (Schichten, Partikel) [97].

2.2.2.1 Verschleißmessgrößen

Es existieren direkte Verschleißmessgrößen, welche Längen-, Flächen-, Masse- sowie Volumenänderungen der Reibungspartner durch Beanspruchung darstellen und als planimetrischer, massenmäßiger und volumetrischer Verschleißbetrag bezeichnet werden. Daneben existieren bezogene Verschleißmessgrößen, auch Verschleißrate genannt, welche häufiger zum Einsatz kommen. Dabei wird eine direkte Messgröße auf z. B. die Beanspruchungsdauer, den Gleit-

weg oder den Durchsatz bezogen. Daraus ergeben sich bezogene Verschleißmessgrößen wie Verschleißgeschwindigkeit, Verschleiß-Weg-Verhältnis oder Verschleiß-Durchsatz. Gerade beim Vergleich von Verschleiß bei unterschiedlichen Beanspruchungskollektiven, kann die Verwendung einer bezogenen Verschleißmessgröße Vorteile bieten. Bei hydrodynamischen Gleitlagern wird üblicherweise der lineare Verschleiß auf den Gleitweg s_G bezogen, da sich mit der Beanspruchungszeit die reale Kontaktfläche zwischen Grund- und Gegenkörper verändert [64]. In der DIN ISO 4378-2 [32] ist außerdem eine sogenannte spezifische Verschleißrate bzw. Verschleißintensität k_w beschrieben, welche das Verschleißvolumen V_w auf das Produkt von s_G und F_R bezieht:

$$k_w = \frac{V_w}{\mu \cdot F_N \cdot s_G} \quad (2.2)$$

Dadurch lässt sich der Verschleiß bei unterschiedlichen Lasten besser vergleichen.

2.2.2.2 Verschleißverlauf und Zuverlässigkeit

Der Verschleiß von Bauteilen führt zu unerwünschten Effekten und in vielen Fällen zu einem Ausfall des gesamten technischen Systems. Aus diesem Grund ist die Kenntnis über den Verschleißzustand eines Bauteils für die Zuverlässigkeit eines Systems zwingend notwendig. Der Verschleiß durchläuft während der Beanspruchungsdauer drei charakteristische Phasen: Einlaufverschleiß, Verschleiß im Beharrungszustand und progressiver Verschleiß. In Abbildung 2.8 ist der Verschleißverlauf mit der Verschleißhöhe h_w als Kenngröße dargestellt.

Jedes System besitzt eine zulässige Verschleißhöhe $h_{w,zul}$, welche das Ende der Lebensdauer kennzeichnet [97]. Wie lange die jeweiligen Phasen andauern

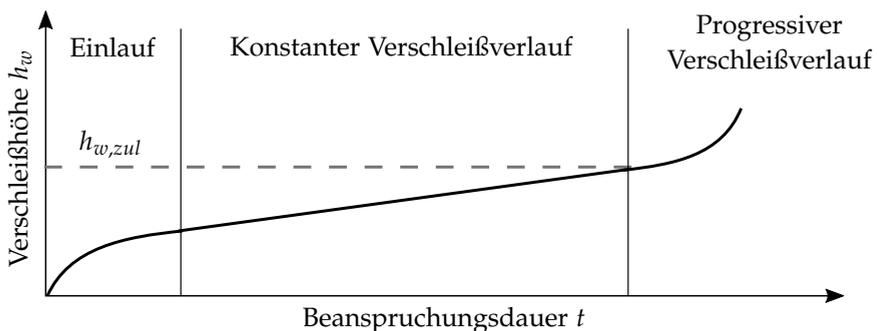


Abbildung 2.8: Verschleißhöhe in Abhängigkeit der Beanspruchungsdauer.

und wann $h_{w,zul}$ erreicht ist, hängt vom Beanspruchungskollektiv, der Struktur und anderen Faktoren ab, sodass es bei Wiederholungsversuchen zu unterschiedlichen Ausfallzeitpunkten kommen kann.

Zur Abschätzung der verschleißbedingten Ausfallzeit werden mathematische Zuverlässigkeitsfunktionen berechnet, welche die Wahrscheinlichkeit für einen Ausfall im betrachteten Zeitintervall bestimmen. Dazu wird eine Verteilungsdichtefunktion der Ausfallzeitpunkte bestimmt. Folgende Wahrscheinlichkeitsfunktionen sind für tribologische Systeme möglich: Normal-, Exponential-, Lognormal-, Weibull- oder Gammaverteilung. Laut [17] kommen je nach System unterschiedliche Verteilungsfunktionen infrage. Im Fall des hydrodynamischen Gleitlagers, wo meist Gleitverschleiß auftritt, wird die Normal- oder Lognormalverteilung empfohlen.

2.2.2.3 Verschleißmodelle

Prinzipiell ist die präzise Berechnung von Reibung und Verschleiß aufgrund von oft komplexen tribologischen Mechanismen nicht möglich, sodass Aussagen darüber meist aus experimentell ermittelten Daten getroffen werden. Jedoch sind solche Experimente aufwendig und teuer, sodass Verschleißmodelle entwickelt wurden, um eine ungefähre Abschätzung über den Verschleiß treffen zu können. Die wohl bekanntesten Modelle sind: das kontaktdruckbasierte Verschleißmodell nach Archard und das reibenergiebasierte Verschleißmodell nach Fleischer. Auch wenn diese Modelle nicht direkt in dieser Arbeit zum Einsatz kommen, sollen Sie dennoch der Vollständigkeit halber kurz vorgestellt werden.

Kontaktdruckbasiertes Verschleißmodell nach Archard

Dieses Modell beruht auf der Annahme, dass das Verschleißvolumen V_w mit der Normalkraft F_N und dem Gleitweg s_G zunimmt. Die Anzahl der in Berührung kommenden Mikrokontakte ist dabei linear abhängig von F_N und die Anzahl der Beanspruchungen nimmt mit s_G zu. Mit der Wahrscheinlichkeit der Ablösung eines Verschleißpartikels, welcher im Archard'schen Verschleißkoeffizienten J beschrieben ist, und der Materialhärte des weicheren Materials H ergibt sich folgender Zusammenhang [17]:

$$V_w = J \cdot \frac{F_N}{H} \cdot s_G \quad (2.3)$$

Der Verschleißkoeffizient J hängt dabei auch von den Systemeigenschaften des tribologischen Systems ab und kann somit nicht nur aus den Werkstoffeigenschaften bestimmt werden. Aus diesem Grund muss J aus Experimenten ermittelt werden [17]. Der Wert dieses Koeffizienten liegt für ungeschmierte

Metallkontakte bei ca. $J \sim 10^{-3}$, kann aber bei geschmierten Kontakten drei bis vier Größenordnungen kleiner sein [82].

Reibenergiebasiertes Verschleißmodell nach Fleischer

Dieses Modell geht von einem linearen Zusammenhang zwischen dem Verschleißvolumen V_w und der Reibungsarbeit W_R aus:

$$V_w = \frac{W_R}{e_w} \quad (2.4)$$

Die Theorie beruht auf der Energiespeicherhypothese, wonach jeder Impuls irreversibel im Gefüge gespeichert bleibt und bei Erreichen eines kritischen Energieniveaus ein Verschleißteilchen herausgelöst wird. Die Reibungsenergiegedichte, verschleißspezifische Reibungsarbeit oder auch Verschleißkoeffizient e_w beschreibt dabei ein Maß für dieses kritische Niveau und muss aufgrund der unterschiedlichen Systemstruktur für jedes System bestimmt werden [41]. Dies geschieht experimentell oder aus Tabellen. Die Einheit dieser Größe ist Joule pro Kubikmillimeter J/mm^3 und die Größenordnung reicht von $e_w \sim 10^{10}$ für Flüssigkeitsreibung bis hin zu $e_w \sim 10^1$ für Festkörperreibung [97].

2.2.3 Zusammenhang zwischen Reibung und Verschleiß

Wie im vorangegangenen Abschnitt erläutert, existieren einige Modelle zur Berechnung von Verschleiß, die jedoch hinsichtlich absoluter Werte umstritten sind. Zwar ist die Annahme einer Proportionalität zwischen Reibung und Verschleiß in vielen Fällen zutreffend, dennoch existieren Systeme, die sich nicht so verhalten. Wie bereits in diesem Kapitel beschrieben, handelt es sich bei Reibung und Verschleiß nicht um physikalische Kennwerte, sondern um Prozesskennwerte. Viele dieser Prozesskennwerte sind nicht bekannt, sodass kein universeller mathematischer Zusammenhang beschrieben werden kann. Im Betrieb ändern sich vor allem die Oberflächen, wodurch sich ein anderes Reibungs- und Verschleißverhalten zeigt. Um die Zusammenhänge von Reibung und Verschleiß dennoch zu ermitteln, sind für das jeweilige System Versuche durchzuführen.

Reibungsmessgrößen wie z. B. die Reibungskraft oder das Reibungsmoment sind im Betrieb einfacher zu messen als aufwendige Verschleißmessgrößen wie die Verschleißrate oder die Verschleißintensität. Das Ziel bei der Messung von Reibungsmessgrößen sollte die Abschätzung kritischer Zustände sein [93]. Auch über die Temperatur oder die AE-Messung lassen sich Aussagen über den Reibungszustand treffen. Inwieweit die AE-Technologie zur

Schätzung des Verschleißes bei hydrodynamischen Gleitlagern genutzt werden kann, wird in dieser Arbeit untersucht.

2.2.4 Schmierung

Die Schmierung ist nach DIN ISO 4378-3 [33] definiert als „ein Verfahren zur Verringerung der Reibungskraft und des Verschleißes bzw. der Qualitätsminderung der Oberflächen von zwei miteinander in Kontakt befindlichen und relativ zueinander bewegten Körpern, infolge des Einflusses und Wirkung des Schmierstoffes“.

Der Schmierstoff fungiert als Zwischenstoff und trennt somit den Grund- und Gegenkörper. In tribologischen Prozessen nimmt die Schmierung eine zentrale Rolle ein, denn durch diese lässt sich Reibung und Verschleiß wesentlich reduzieren. Auch eventuell auftretende Verschleißpartikel oder Wärme können durch eine geeignete Schmierung entfernt werden. Der Schmierstoff kann in verschiedenen Aggregatzuständen eingebracht werden: flüssige Schmierstoffe sind sehr verbreitet (Mineralöle, synthetische Öle, Wasser usw.), aber auch feste Schmierstoffe werden z. B. in Trockengleitlagern oder Gase bei Gaslagern verwendet [97]. In dieser Arbeit werden hydrodynamische Gleitlager mit einem flüssigen Schmierstoff betrachtet.

Auch bei der Schmierung lassen sich **Schmierungszustände** definieren:

- Vollschnierung
- Teilschnierung
- Grenzschnierung

Bezogen auf die Reibungszustände findet bei der Festkörperreibung keine Schmierung statt und führt somit zu hohen Verschleißraten und hohen Reibungszahlen. Bei der Grenzreibung findet Grenzschnierung statt, was jedoch zu keiner hydrodynamischen Trennung der Schichten führt, lediglich eine dünne Schmierschicht bewirkt eine Verringerung der Reibungszahl und Verschleißrate. Innerhalb der Mischreibung findet Teilschnierung statt, wobei die Schmierfilmdicke nicht dick genug ist, um die Kontaktflächen vollständig voneinander zu trennen. Bei der Flüssigkeitsreibung findet Vollschnierung statt, was zu einer lückenlosen Trennung der Kontaktpartner führt [97].

2.3 Hydrodynamische Gleitlager

Im HLG werden zur Lagerung der Planetenräder hydrodynamische Gleitlager verwendet. Diese Gleitlager bilden die Handlungskomponenten für diese Ar-

beit und sollen in Zukunft zuverlässig überwacht werden. Um eine Diagnose- und Prognosestrategie für diese Komponente erstellen zu können, sollten zu aller erst die physikalischen Hintergründe verstanden werden.

Lager haben nach DIN ISO 4378-1 die Aufgabe, gegeneinander bewegliche Bauteile zu halten bzw. stützen oder auf einer festgelegten Bahnkurve zu führen, sodass die Übertragung von Drehmomenten problemlos erfolgen kann [31]. Somit gehören Lager zu einer der wichtigsten Komponenten in der Maschine. Die am häufigsten im Maschinen- und Gerätebau zum Einsatz kommenden Lager-Bauarten sind Wälz- und Gleitlager. Wälzlager verwenden zur Lagerung Wälzkörper. Dadurch entsteht ein permanenter Materialkontakt, welcher als Rollreibung bezeichnet wird. Hydrodynamische Gleitlager hingegen verwenden zur Lagerung den durch die Relativbewegung zwischen Welle und Gleitlagermaterial entstehenden tragenden Schmierfilm [96]. Die Abbildung 2.9 zeigt den Vergleich des Aufbaus eines Wälz- und Gleitlagers.

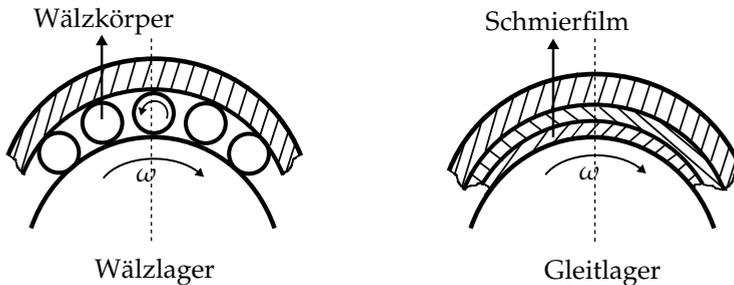


Abbildung 2.9: Vergleich von Wälz- und Gleitlager.

Bei Gleitlagern findet im optimalen Betriebsbereich kein Materialkontakt zwischen Welle und Gleitlagermaterial statt. Die meisten Gleitlager benötigen für den reibungsarmen und verschleißfreien Betrieb ein tragendes Zwischenmedium. Es können Gase, Öle, Fette, Wasser, Festschmierstoffe, ferromagnetische Suspensionen und Magnetfelder verwendet werden. Ohne Zwischenmedium arbeiten Trockenlager, die durch bestimmte Oberflächenbearbeitung auf ein Zwischenmedium verzichten können [75]. In dieser Arbeit werden Gleitlager mit Schmieröl als Zwischenmedium betrachtet. Aus diesem Grund wird speziell auf diese Art der Druckerzeugung eingegangen.

Die Lagerwirkung des Gleitlagers erfolgt durch eine Druckerzeugung zwischen Welle und Lagerschale. Dadurch entsteht ein tragender Schmierfilm, welcher die beiden Gleitflächen voneinander trennt. Je nach dem wie der Druck zwischen den Flächen erzeugt wird, unterscheidet man zwischen hydrodynamisch und hydrostatisch arbeitenden Gleitlagern. Hydrostatische Gleitlager verwenden zur Druckerzeugung eine Pumpe, welche das Öl von Außen

unter einem hohen Druck von bis zu 200 bar zwischen die Gleitflächen pumpt. Somit werden die Gleitflächen augenblicklich, unabhängig von der Drehung der Welle, voneinander getrennt. Jedoch kommen hydrostatische Gleitlager aufgrund der hohen Anforderungen an die Hochdruckpumpen und den damit verbundenen hohen Baukosten nicht häufig zum Einsatz. Hydrodynamische Gleitlager hingegen erzeugen den Druck und somit den tragenden Schmierfilm, allein durch die Relativbewegung zwischen Welle und Lager bei konvergierendem Schmierpalt. Ist diese Relativgeschwindigkeit groß genug, werden die Flächen voneinander getrennt. Bei dieser Bauweise kann eine Berührung der Gleitflächen nicht vermieden werden [20].

Hydrodynamische Gleitlager lassen sich in Radial- und Axiallager unterteilen. In Abbildung 2.10 sind diese beiden Bauarten schematisch dargestellt. Der Unterschied besteht in den Freiheiten der relativen Bewegung zwischen Welle und Lager. Bei Radialgleitlagern werden radiale Bewegungen unterbunden und bei Axialgleitlagern folglich axiale. Bei Radialgleitlagern steht das Lager fest, wobei sich die Welle dreht. Axialgleitlager hingegen bestehen aus einem drehenden Axiallagerring, welches fest mit der Welle verbunden ist, und einer feststehenden Lagerschale [75]. In dieser Arbeit werden hydrodynamische Radialgleitlager betrachtet, da diese Form der Lagerung für den Einsatz im UltraFan[®] vorgesehen ist.

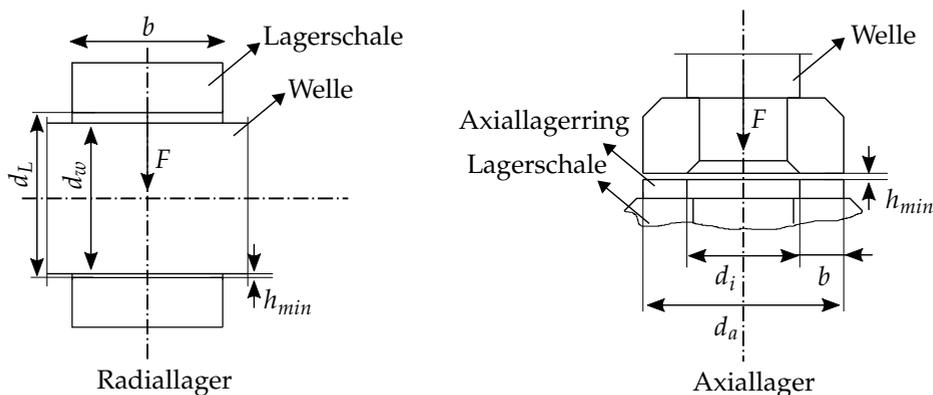


Abbildung 2.10: Vergleich Radial- und Axialgleitlager.

Wie bereits beschrieben, bauen hydrodynamische Gleitlager den tragenden Schmierfilm selbstständig auf. Die Voraussetzung dafür ist ein konvergierender Spalt zwischen Welle und Lagerschale und eine Relativbewegung der beiden Gleitflächen zueinander. Durch die Relativbewegung wird das Schmiermittel in den konvergierenden Schmierpalt gedrückt und so der Druck erzeugt. Im nächsten Abschnitt wird dieses Phänomen näher erläutert.

2.3.1 Schmierung und Druckverteilung

Bevor in diesem Abschnitt die hydrodynamische Schmierung beschrieben wird, soll zuerst einmal ein System bestehend aus zwei parallelen Gleitflächen, d. h. nicht-konvergierenden Flächen, beschrieben werden. In Abbildung 2.11 ist ein solches System dargestellt. Zwischen den Gleitflächen befindet sich der Schmierstoff. Eine Gleitfläche steht still und die andere bewegt sich mit einer Geschwindigkeit von v_G . Die mittlere Geschwindigkeit der Strömung nimmt vom Rand der bewegten Fläche mit $v_{Strm} = v_G$ zum Rand der stillstehenden Fläche mit $v_{Strm} = 0$ linear ab.

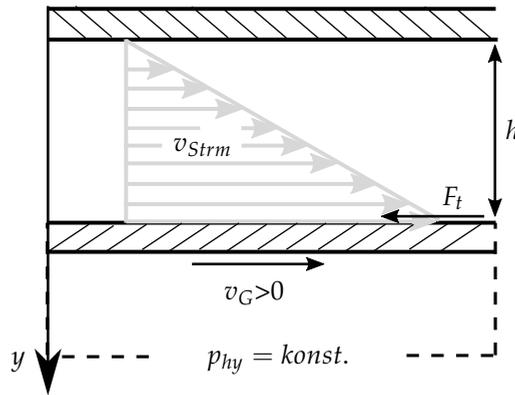


Abbildung 2.11: Geschwindigkeitsverteilung bei parallelen Gleitflächen.

Für die Geschwindigkeit der einzelnen Schmierstoffschichten gilt:

$$v_{Strm}(y) = v_G \cdot \frac{y}{h} \quad (2.5)$$

Damit der Schmierstoff seine Aufgabe erfüllen kann, muss es an den Gleitflächen haften, um auch bei hohen Drücken eine vollständige Schmierung zu gewährleisten. Dies geschieht durch die Viskosität (auch Zähigkeit) des Schmiermittels. Die Viskosität beschreibt die innere Reibung des Schmierstoffs und ist eine stoffspezifische Größe. Dieser Widerstand wird bei der gegenseitigen Verschiebung der Schichten entgegengesetzt.

Wie in Abbildung 2.11 zu sehen, wirkt der bewegten Fläche im Schmierfilm aufgrund der Bewegung der Gleitfläche mit einer Geschwindigkeit von v_G und der Viskosität η des Schmierstoffs eine Scherkraft F_t entgegen. Somit wirkt im Gleitraum eine reine Scherströmung. Newton gibt für die Schubspannung der Schmierstoffschichten folgende Gleichung an [75]:

$$\tau = F_t / A = \eta \cdot v_{Strm} / h = \eta \cdot D \quad (2.6)$$

Mit A der Querschnittsfläche, h der Schmierpalthöhe und D das Geschwindigkeitsgefälle. Die Schubspannung ist in diesem Fall konstant. Aufgrund der konstanten Druckverteilung können kaum Kräfte von der Flüssigkeit getragen werden [75].

In Abbildung 2.12 ist nun ein Schmierkeil abgebildet. Durch den konvergierenden Schmierpalt ergeben sich an verschiedenen Stellen entlang der x -Achse unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeitsprofile v_{Strm} über der Spalthöhe $h(y)$. Es entsteht eine kombinierte Scher- und Druckströmung. Die mittlere Schmierstoffgeschwindigkeit nimmt, unter der Voraussetzung der Inkompressibilität des Schmierstoffs und der Massenerhaltung, bei Querschnittsverengung zu und bei Querschnittserweiterung ab. Aufgrund der Stauung des Schmierstoffs steigt der Druck p_{hy} bis auf $p_{hy,max}$ an, anschließend nimmt der Druck wieder ab [75]. Bei $p_{hy,max}$ befindet sich ein lineares Geschwindigkeitsprofil, somit findet dort eine reine Schleppströmung statt.

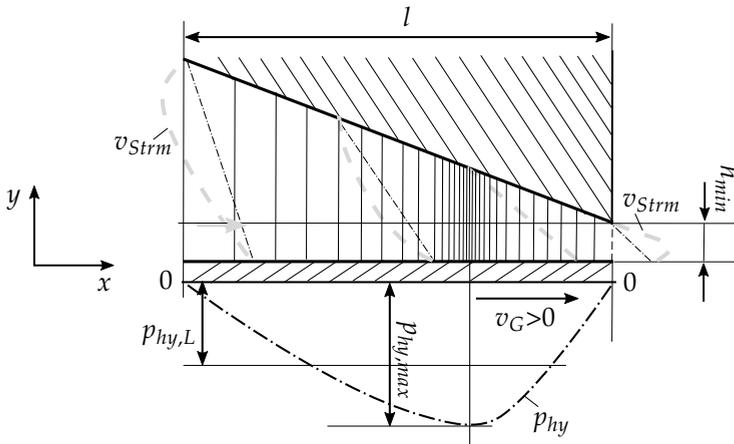


Abbildung 2.12: Hydrodynamische Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in einem Schmierkeil.

Vor dem Druckmaximum wird die Strömung, aufgrund des Druckanstiegs, abgebremst, dahinter wegen des Druckabfalls beschleunigt. Das Geschwindigkeitsgefälle D ist in diesem Fall nicht mehr konstant, sondern ändert sich von Schicht zu Schicht. Aus diesem Grund ändern sich auch die Schubspannungen τ , die den Druckspannungen infolge Stauung das Gleichgewicht halten. Ist der Druck hoch genug ($p_{hy,L}$), können die Welle und das Lager durch einen tragenden Schmierfilm getrennt werden. Wann Flüssigkeitsreibung genau eintritt, hängt von der minimalen Schmierfilmhöhe h_{min} und den Rauheiten der Gleitflächen ab [75].

In Abbildung 2.13 ist die Druckverteilung eines hydrodynamischen Radialgleitlagers schematisch dargestellt. Die Welle hat zum Lager eine Exzentrizität e , wodurch sich ein konvergierender Spalt einstellt. Das Lager sitzt fest im Gehäuse und kann sich nicht bewegen. Durch eine ausreichende Rotation der Welle wird sich ein tragender Schmierfilm aufbauen. Entlang des Schmiernutwinkels α_N , welcher die tiefste Lagerstelle angibt, baut sich der Druck auf, erreicht aber das Druckmaximum erst nach der tiefsten Lagerstelle beim Winkel γ , welcher die minimale Schmierfilthöhe angibt. Anschließend nimmt der Druck wieder ab [75].

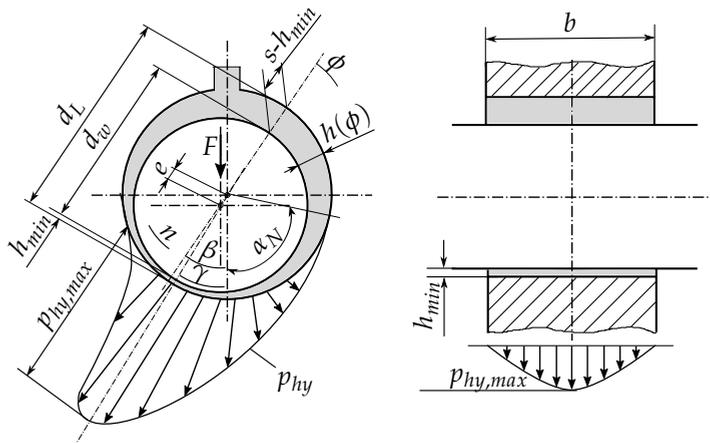


Abbildung 2.13: Druckverteilung eines hydrodynamischen Radialgleitlagers.

Wie sich die Gleitpartner bei verschiedenen Wellendrehzahlen zueinander bewegen und was dies für die Reibungszustände bedeutet, wird im Folgenden erläutert. In Abbildung 2.14 ist die Lage der Wellenmitte bei steigender Drehzahl n schematisch abgebildet. Im Stillstand ($n = 0$) liegt die Welle auf dem Lager auf. Dabei bildet sich aufgrund der Exzentrizität der Wellenmitte gegenüber der Lagerbohrungsmittellinie ein Lagerspiel von $s = d_L - d_w$ aus. Fängt die Welle an sich zu drehen, wird sie anfänglich an der Lagerschale hoch wandern (Festkörperreibung). Durch die Drehung wird Schmierstoff in den konvergierenden Spalt gedrückt. Je höher die Drehzahl der Welle wird, umso mehr Schmierstoff kann in den Spalt gezogen werden, wodurch sich aufgrund der Stauung der hydrodynamische Druck erhöht. Damit die Welle angehoben werden kann, muss dieser Druck so groß sein, um der Lagerkraft entgegenzuwirken. Nun wird das Gebiet der Mischreibung durchfahren. Bei weiterem Anstieg der Drehzahl kommen nun auch keine Rauheiten mehr in Berührung, wodurch Flüssigkeitsreibung entsteht ($h_{min} \geq h_{min,zul}$). Es entsteht eine Ex-

zentrität von $e = s/2 - h_{min}$ gegenüber der Wellenmitte. Steigt die Drehzahl weiter an, so nähert sich die Wellenmitte langsam der Lagerbohrungsmitte an. Aufgrund der Vergrößerung der minimalen Schmierstalthöhe h_{min} sinkt die Tragfähigkeit des Schmiermittels. Bei $n = \infty$ entsteht, wie in Abbildung 2.11 gezeigt, ein nicht-konvergierender Schmierstalt, dessen Tragfähigkeit sehr gering ist [75].

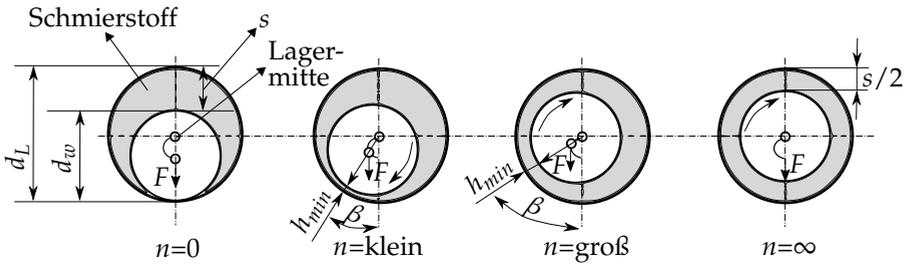


Abbildung 2.14: Lage der Wellenmitte bei steigender Drehzahl der Welle.

2.3.2 Stribeck-Kurve

Die verschiedenen Reibungszustände können auch durch die Stribeck-Kurve, wie in Abbildung 2.15 dargestellt, visualisiert werden. Diese Kurve beschreibt

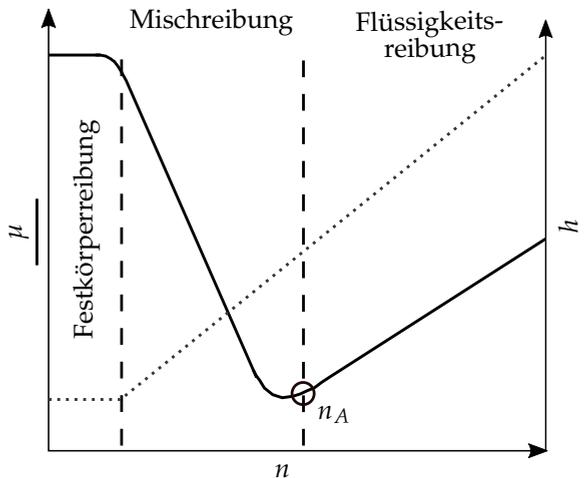


Abbildung 2.15: Stribeck-Kurve schematisch dargestellt.

den Verlauf des Reibungskoeffizienten μ über die Drehzahl n , Winkelgeschwindigkeit ω oder Gleitgeschwindigkeit v_G der Welle [75]. Auf einer zweiten Abszisse ist in Abbildung 2.15 die Schmierstalthöhe h schematisch gezeigt, welche mit sinkender Geschwindigkeit abnimmt und im Bereich der Festkörperreibung ein Minimum erreicht.

Aus der Stribeck-Kurve wird ersichtlich, dass es gerade beim Anfahren und Stoppen zu erhöhtem Festkörperkontakt kommt. Die Reibungskraft und somit auch der Reibungskoeffizient sind während dieser Zustände besonders hoch. Erhöht sich die Geschwindigkeit, so verringert sich die Reibungskraft aufgrund der sich immer weiter einsetzenden hydrodynamischen Strömung. Im Bereich der Mischreibung wird ein Minimum erreicht, welches jedoch noch nicht die Übergangsdrehzahl n_A in die Flüssigkeitsreibung angibt. Diese befindet sich, aufgrund der Oberflächenrauheiten der beiden Gleitpartner, etwas rechts vom Minimum [96]. Bei weiterer Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit wird der Bereich der Flüssigkeitsreibung und somit vollständiger Trennung der Gleitflächen erreicht. Die Erhöhung des Reibungskoeffizienten in diesem Bereich ist auf die innere Reibung des Schmierstoffes, welche aufgrund der Scherung des Öles entsteht, zurückzuführen [20]. Je höher die Gleitgeschwindigkeit ist, desto höher ist auch der durch den Kontakt der Ölmoleküle entstehende Widerstand. Trotzdem werden im Bereich der Flüssigkeitsreibung wesentlich geringere Reibungskoeffizienten als im Bereich der Festkörperreibung erreicht.

Die Stribeck-Kurve ist nicht nur von der Drehzahl, sondern insbesondere auch von der Lagerkraft F und der Viskosität η des Schmiermittels abhängig [75]. Die Abbildung 2.16 zeigt unterschiedliche Verläufe der Stribeck-Kurve für verschiedene, konstante Werte von F und η . Wird F erhöht, so verschiebt sich die Übergangsdrehzahl n_A hin zu höheren Drehzahlen. Der Grund dafür ist die bereits erläuterte Tatsache, dass der für eine vollständige Trennung der Flächen notwendige Schmierfilmdruck $p_{hy,L}$ höher sein muss als die wirkende Lagerkraft F . Folglich wird sich die Übergangsdrehzahl in Richtung höherer Drehzahlen verschieben, da der hydrodynamische Druck erst bei einer ausreichend hohen Wellendrehzahl erreicht werden kann. Bei Verringerung von F verschiebt sich die Übergangsdrehzahl hin zu geringeren Drehzahlen, da eine geringere Rotation der Welle notwendig ist, um die hydrodynamische Schmierung zu gewährleisten. Sinkt η aufgrund von Alterung oder erhöhter Temperatur, so wird die Übergangsdrehzahl ebenfalls hin zu höheren Drehzahlen verschoben. Das niedrigviskose Schmieröl besitzt bei gleicher Rotationsgeschwindigkeit eine geringere Tragkraft. Im Bereich der Flüssigkeitsreibung finden sich geringere Reibungskoeffizienten, da der Widerstand des Öles von η abhängt.

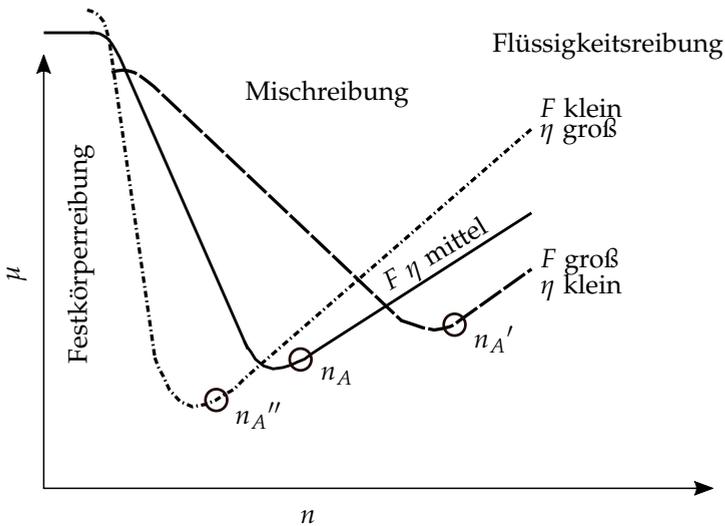


Abbildung 2.16: Stribeck-Kurve schematisch dargestellt für verschiedene, konstante F und η .

Nimmt η ab, dann wird auch die Reibung zwischen den Ölmolekülen bei gleicher Rotationsgeschwindigkeit abnehmen. Bei Erhöhung von η , wandert die Übergangsdrehzahl hin zu geringeren Drehzahlen und im Bereich der Flüssigkeitsreibung steigt der Reibungskoeffizient aufgrund der erhöhten Zähigkeit des Öles [20].

2.3.3 Betriebssichere Auslegung

Die Auslegung hydrodynamischer Gleitlager kann anhand der DIN 31652-1 [24] durchgeführt werden. Es beschreibt eine iterative Berechnungsmethode zur betriebssicheren Auslegung hydrodynamischer Gleitlager bei vollständiger Trennung von Welle und Lagerfläche durch einen Schmierfilm. In dieser Arbeit wird die Berechnungsmethode zur Bestimmung geeigneter Drehzahl-Last-Temperatur Kombinationen für die experimentellen Reibungs- und Verschleißuntersuchungen verwendet. Dadurch kann z. B. eine ausreichende Trainingsbasis für die Diagnosemethode (siehe Kapitel 4) erstellt werden.

Das Kriterium für den Übergang in die kritischen Reibungszustände stellt h_{min} dar. Laut [26] gilt als Grenzwert für die Beurteilung der Betriebssicherheit gegenüber Verschleiß für neue Lager:

$$h_{min,zul} = (0,5 \dots \underline{0,75} \dots 1,0) \cdot (R_{z,L} + R_{z,w}). \quad (2.7)$$

Für eingelaufene Lager kann sogar für den Übergang in die Mischreibung Folgendes angenommen werden:

$$h_{min,A} = \sum R_a, \quad (2.8)$$

oder

$$h_{min,A} = R_{z,w}. \quad (2.9)$$

Folgende Störeinfluss können nicht in die Berechnung einfließen:

- Störkräfte (Unwuchten, Schwingungen usw.)
- Formabweichungen von der Idealgeometrie
- Schmierstoffverunreinigungen durch feste, flüssige und gasförmige Fremdstoffe
- Korrosion, Elektroerosion

Ebenfalls gilt für die Berechnung die Annahme einer laminaren Strömung. Bei turbulenter Strömung, was jedoch nur bei sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Fall ist, ist aufgrund höherer Verlustleistungen und Lagertemperaturen nur eine näherungsweise Berechnung möglich. Die Berechnung liefert bei bekannten Lagerabmessungen und Betriebsdaten [24]:

- die relative Exzentrizität ϵ und minimale Schmierstalthöhe h_{min}
- die Reibungsleistung P_R
- den Schmierstoffdurchsatz Q
- die Wärmebilanz zur Ermittlung der Lagertemperatur

Es wird solange iteriert bis sich ein Wärmegleichgewicht zwischen entstehender und abgeführter Wärme eingestellt hat. Dies wird anhand der Schmierstoffaustrittstemperatur $T_{\dot{O}l,aus}$ bestimmt. Ist die Temperaturdifferenz zwischen $T_{\dot{O}l,aus}$ und der am Anfang geschätzten Austrittstemperatur $\hat{T}_{\dot{O}l,aus,1}$ klein genug (meist kleiner als $0,1^\circ\text{C}$), so ist die Iteration konvergiert. Laut DIN 31652-1 [24] konvergiert die Berechnung schnell, wenn als Startwert für $\hat{T}_{\dot{O}l,aus,1}$ gilt:

$$\hat{T}_{\dot{O}l,aus,1} \approx T_{\dot{O}l,ein} + (10...20)/\Psi_{eff}. \quad (2.10)$$

Dabei wird das effektive relative Lagerspiel Ψ_{eff} berechnet mit:

$$\Psi_{eff} = s/d. \quad (2.11)$$

Die minimale Schmierpalthöhe h_{min} berechnet sich dann zu:

$$h_{min} = 0,5 \cdot d \cdot \Psi_{eff} \cdot (1 - \epsilon), \quad (2.12)$$

mit der relativen Exzentrizität $\epsilon = f(So, b/d)$, welche abgelesen werden kann oder sich iterativ bestimmen lässt [25]. In Abbildung 2.17 ist das Schema des iterativen Verfahrens abgebildet. Für eine detaillierte Beschreibung aller zur Auslegung verwendeten Gleichungen wird auf die DIN Normen 31652-1 [24], 31652-2 [25] und 31652-3 [26] verwiesen.

Mit der Berechnung von h_{min} können somit die Betriebspunkte so gewählt werden, dass eine ausreichende Trainingsbasis mit allen Reibungszuständen bestimmt werden kann. Diese Berechnungsmethode liefert jedoch nur eine ungefähre Abschätzung von h_{min} bzw. des aktuellen Reibungszustandes. Erst im Betrieb lässt sich der genaue Übergang in die verschiedenen Reibungszustände anhand geeigneter Messgrößen bestimmen.

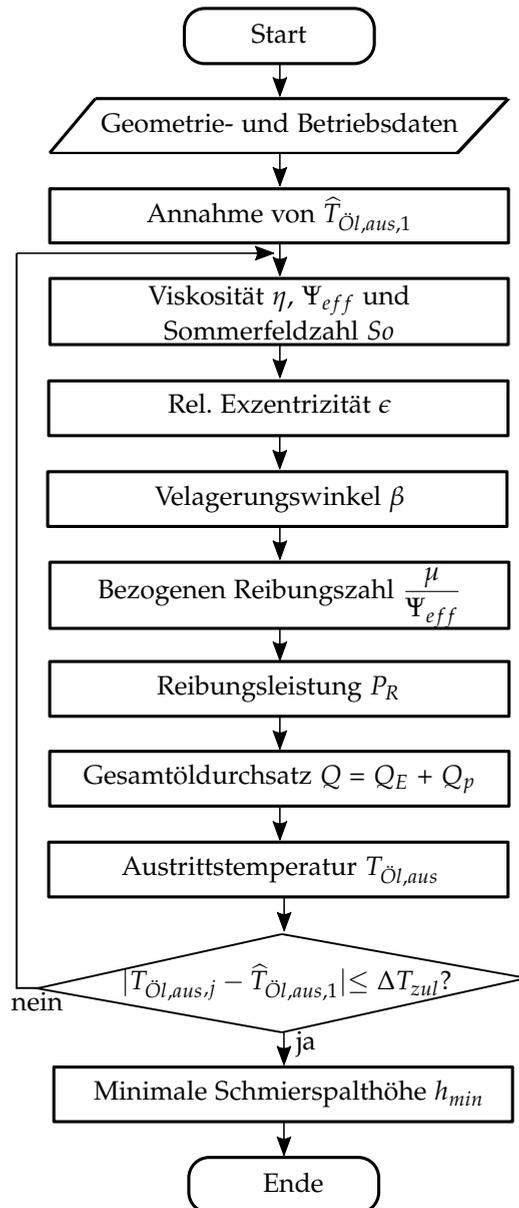


Abbildung 2.17: Programmablauf zur iterativen Bestimmung der minimalen Schmier-spalthöhe nach DIN 31652-1 [24].

2.3.4 Schadensbilder

Gleitlagerschäden sind laut DIN ISO 7146-1 [34] definiert als: „*Alle Veränderungen des Erscheinungsbildes an der Lagersoberfläche und/oder am Lagerrücken während des Betriebs, die die Lagerleistung negativ beeinflussen*“.

Diese können sowohl durch Konstruktions-, Fertigungs- oder Montagefehler auftreten, welche den Aufbau eines hydrodynamischen Schmierfilms erst gar nicht erlauben, als auch durch im Betrieb ungünstige Zustände, wie z. B. geringe Drehzahlen, Überlasten, Schmierstoffmangel, Schmierstoffunterbrechung oder auch Ölkontamination. Die Flüssigkeitsreibung wandelt sich dann in Misch- oder sogar Festkörperreibung um. Die Folgen sind Riefenbildung, Risse oder sogar Fresser [94].

Soll eine Schadensanalyse durchgeführt werden, muss zwischen Schadensbild, -merkmal, -ursache und -charakterisierung unterschieden werden. Das Schadensbild eines Gleitlagers beschreibt das Abbild, was letztendlich auf der Lagersoberfläche und/oder am Lagerrücken sichtbar ist und wird durch Schadensmerkmale beschrieben. Ein Schadensbild hat jedoch nicht immer dieselbe Schadensursache. Die Schadensursache beschreibt den Auslöser für einen Schaden und kann durch die Kenntnis der Schadenscharakterisierung ermittelt werden. Die Schadenscharakterisierung beschreibt die unmittelbaren Geschehnisse während des Schadens, die eine direkte Auswirkung auf das Gesamtsystem haben. Im Folgenden werden einige typische Schadensbilder und die Beschreibung ihrer Schadensmerkmale, -ursache und -charakterisierung vorgestellt [34, 27].

- **Polieren, Riefenbildung:** Die Merkmale sind Kratzer, welche in Gleitrichtung verlaufen und vorwiegend in der Lastzone auftreten. Durch Verschleißabtrag können diese auch glänzen. Die Schadenscharakterisierungen dieser Schadensbilder sind sowohl Abrieb an der Gleitfläche, als auch Kontaminierung durch Metallpartikel. Als Schadensursachen für Abrieb können extreme Betriebsbedingungen wie langsames Drehen oder Starten unter Last, kurzer und harter Kontakt mit der Gegenfläche, unzureichendes Spiel oder andere geometrische Defekte sowie Schadpartikel anderer Bauteile genannt werden. Die Ursachen für Kontaminierung durch Metallpartikel können Rückstände aus der Fertigung, Montage oder Inbetriebnahme (Metallspäne, Gussand, Farbe), beschädigte Filter, beschädigte Dichtungen, wodurch Partikeln aus anderen Teilen der Maschine eindringen können und Schadpartikel anderer Lager sein.

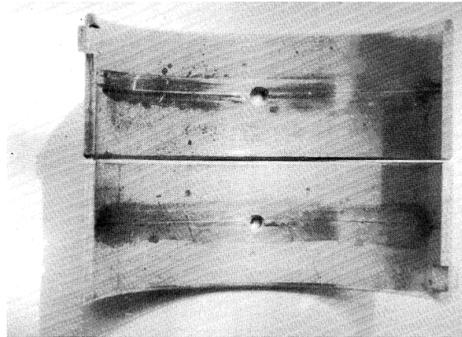


Abbildung 2.18: Umlaufende Riefe mit anschließender Glättung durch Verschleiß [34].¹

- **Ausschmelzen, Fressen:** Als Schadensmerkmal gelten Ausschmelzungen in Form von Perlen und Schlieren am Lagerrand mit einer deutlich erkennbaren Veränderung der Kristallstruktur. Bei dem Schadensbild Fressen ist die Zwischenschicht freigelegt und aufgeraut, sogar teilweise herausgerissen und das Lager ist stark riefig. Diese Schadensbilder gehören der Schadenscharakterisierung unzureichende Schmierung (Schmierstoffmangel) an. Hervorgerufen werden sie durch z. B. einer defekten Ölleitung oder beschädigte Dichtungen. Auch ein fehlendes Lagerspiel kann zu einer Reduzierung der Schmierstoffversorgung führen.

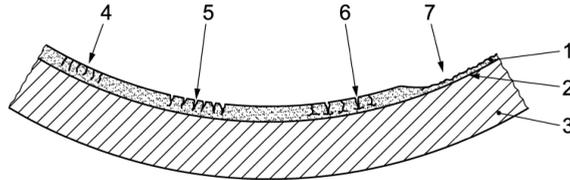


Abbildung 2.19: Fressen mit vollständiger Ablösung der Zwischenschicht sowie Ausschmelzung, Metallverschleiß und schwerwiegender Riefenbildung [34].²

¹Wiedergegeben mit Erlaubnis von DIN Deutsches Institut für Normung e. V. Maßgebend für das Anwenden der DIN-Norm ist deren Fassung mit dem neuesten Ausgabedatum, die bei der Beuth Verlag GmbH, Am DIN Platz, Burggrafenstraße 6, 10787 Berlin, erhältlich ist.

²Vgl. ¹

- **Ermüdungsrisse:** Als Merkmal dieses Schadensbildes gelten vertikal fortschreitende Risse auf der Gleitfläche oder am Lagerrücken, sowie pflastersteinartige Schichtablösungen. Die Schadenscharakterisierung ist eine dynamische Überlast, hervorgerufen durch z. B. zu hohe, wechselnde Schmierfilmdrücke mit hohen Druckgradienten aufgrund von Fehlaustrichtung des Lagers.



Legende

- | | |
|-------------------------|---|
| 1 Auskleidungswerkstoff | 5 erodierte Risse |
| 2 Bindungsbereich | 6 Risse mit sekrechter Ausbreitungsrichtung |
| 3 Werkstoff des Rückens | 7 Werkstofffreilegung |
| 4 Risse | |

Abbildung 2.20: Schematische Darstellung zur Ausbreitung von Ermüdungsrissen [34].³

- **Werkstofffreilegung:** Die Merkmale dieses Schadensbildes sind großflächige, in scharf begrenzte Zonen abgelöstes Lagermetall mit glattem und blankem Untergrund. Auch hier wird als Schadenscharakterisierung eine dynamische Überlast angegeben.



Abbildung 2.21: Ermüdungsrisse und Werkstofffreilegung durch dynamische Überlast [34].⁴

³Vgl. ¹

⁴Vgl. ¹

- **Eingebettete Partikel, Spuren von Partikelmigration, Entstehung von Wollabrieb:** Im Schadensbild zu sehen sind in der Laufschiene eingebettete nichtmetallische sowie metallische Fremdkörper und narbige Oberflächen mit teilweise noch eingedrückten Fremdpartikeln. Diese Schadensbilder bewirken eine Kontaminierung an der Gleitfläche hervorgeufen durch z. B. Rückstände aus der Fertigung usw.

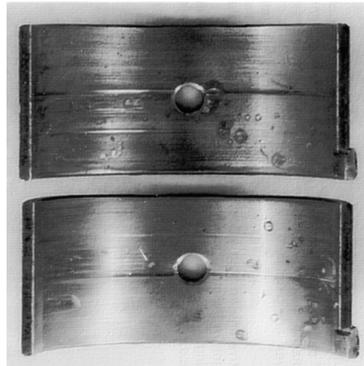


Abbildung 2.22: Einbettung von Partikeln [34].⁵

Für eine ausführliche Beschreibung der Schadensbilder sowie -merkmale, -ursachen und -charakterisierungen wird auf die DIN ISO 7146-1 [34] und DIN 31661 [27] verwiesen.

2.4 Zustandsüberwachung

In diesem Abschnitt soll die Bedeutsamkeit der Entwicklung eines Zustandsüberwachungssystems für industrielle Maschinen und Anlagen dargestellt werden. Dazu werden im ersten Abschnitt die wesentlichen Instandhaltungsstrategien und ihre Vor- und Nachteile vorgestellt. Im Anschluss wird das für ein Zustandsüberwachungssystem notwendige Verständnis der technischen Diagnose besprochen, um anschließend das maschinelle Lernen als Methode zur automatisierten Zustandsüberwachung vorzustellen. Zum Ende dieses Abschnittes werden häufig zum Einsatz kommende Messgrößen zur Gleitlagerüberwachung gezeigt und auf ihre Anwendbarkeit im HLG hin bewertet. Die Ausfallwahrscheinlichkeit eines Systems wird anhand der sogenannten Badewannenkurve beschrieben. Diese Kurve beschreibt die Wahrscheinlichkeit des Ausfalls eines Systems als Funktion der Betriebsdauer. Zu Anfang ist

⁵Vgl. ¹

eine relativ hohe Ausfallrate anzutreffen. Diese Ausfälle werden auch Säuglingssterblichkeit genannt und treten aufgrund von Fertigungs- und Montagefehlern oder zufälligen Defekten auf. Die Ausfallwahrscheinlichkeit nimmt mit der Betriebsdauer ab, bis ein Bereich geringer Ausfallrate erreicht ist. In diesem Bereich ist der Verschleiß gering und es treten nur noch vereinzelt Zufallsausfälle auf. Am Ende der Lebensdauer erhöht sich die Wahrscheinlichkeit des Ausfalls erneut, da es zu erhöhtem Verschleiß und Materialermüdung gekommen ist [3].

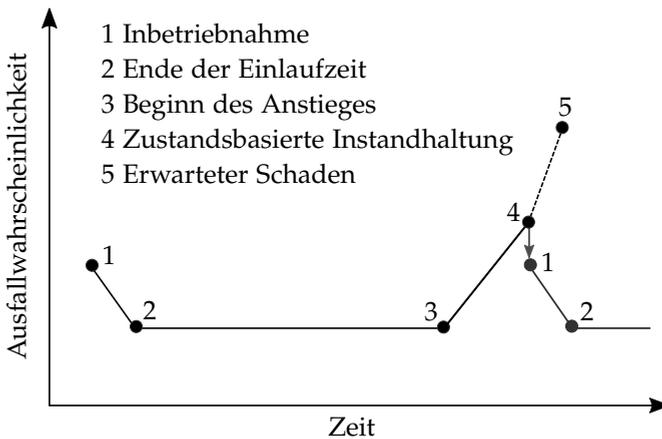


Abbildung 2.23: Ausfallwahrscheinlichkeit einer Maschine über die Betriebsdauer (Badewannenkurve) mit optionaler zustandsbasierter Instandhaltung nach [3].

2.4.1 Instandhaltungsstrategien

Wenn es um die Instandhaltung von Maschinen und Anlagen geht, dann werden vier wesentliche Strategien unterschieden:

- Schadensabhängige Instandhaltung
- Zeitbasierte Instandhaltung
- Zustandsbasierte Instandhaltung
- Vorausschauende Instandhaltung

Beim sogenannten „fahren bis zum Bruch“ oder besser der „schadensabhängigen Instandhaltung“ wird die Maschine bis zum Ausfall betrieben, ohne einen Austausch vorzunehmen. Diese Vorgehensweise ist für jene Maschinen unkritisch,

welche bei einem plötzlichen Ausfall keine Folgeschäden mit sich bringen und relativ einfach zu ersetzen sind. Dadurch kann auf jegliche Wartungskosten verzichtet werden. Es sind einzig und allein die Kosten für den Austausch oder die Reparatur notwendig. Diese Strategie wird häufig bei Haushaltsgeräten wie Staubsaugern, Waschmaschinen, Wäschetrockner usw. eingesetzt [58]. Bei industriellen Anwendung kann ein plötzlicher Ausfall gravierende Folgen für Maschine, Umwelt und Mensch mit sich bringen. Zudem ist eine Planung von Wartungsarbeiten unmöglich, da der Ausfallzeitpunkt nicht bekannt ist. Die meisten Maschinenteile sind außerdem nicht auf Lager erhältlich, was zu langen Stillzeiten führt.

Die Wartung der meisten industriellen Maschinen und Anlagen erfolgt durch eine gesetzlich vorgeschriebene, „zeitbasierte Instandhaltung“. Die Wartungsarbeiten finden dabei in festen Wartungsintervallen statt, wobei die Zeit zwischen zwei Intervallen kürzer als die Zeit zwischen zwei Schäden zu wählen ist. Die Wartungskosten sind in diesem Fall wesentlich höher als bei der schadensabhängigen Instandhaltung. Das Ziel dieser Strategie ist vor allem die Maschine vor unerwarteten Ausfällen zu schützen. Jedoch besteht trotzdem ein Restrisiko, dass die Komponente vor der nächsten Wartung ausfällt. Für viele Unternehmen ist diese Instandhaltungsstrategie jedoch nicht effizient, da die Komponenten oft entweder zu früh ausgetauscht werden oder ein Schaden nicht registriert wird.

Durch das Anwenden einer „zustandsbasierten Instandhaltung“ können diese Risiken minimiert werden. Dabei werden, basierend auf der Zustandsüberwachung (engl.: Condition Monitoring), fortlaufend Messdaten aufgezeichnet und geeignet ausgewertet, sodass eine Aussage über den aktuellen Gesundheitszustand der Maschine möglich ist. Eine Wartung wird erst dann durchgeführt, wenn eine Verschlechterung des Zustandes detektiert wird. Das Ergebnis dieser Instandhaltungsstrategie ist die Verlängerung der Maschinenlaufzeit, eine bessere Planung von Wartungsarbeiten, die Reduktion von Instandhaltungskosten und geringe Stillzeiten. Voraussetzung für eine zustandsbasierte Instandhaltung ist ein stabil und zuverlässig arbeitendes Zustandsüberwachungssystem. Ein solches System erfordert ein hohes Maß an Expertise hinsichtlich Hardware und Software [3]. Laut DIN ISO 17359 [30] wird die Zustandsüberwachung als ein „Oberbegriff über alle Aktivitäten (Überwachung, Zustandsbeurteilung, Diagnostik und Prognostik) zur Feststellung des technischen Zustands von Maschinen und Anlagen“ bezeichnet. Diese Überwachung wird dabei ohne die Demontage des Überwachungsobjektes vollzogen, sondern mittels indirekter Beobachtung oder Messung des Objektverhaltens. Dafür können verschiedene physikalische Größen, wie Temperatur, Drehzahl, Drehmoment oder mechanische Schwingungen, verwendet werden. Nicht jede Größe ist für

eine bestimmte Anwendung geeignet, sodass für ein neues zu überwachendes System immer zu aller erst eine Literaturrecherche hinsichtlich bereits vorhandener Überwachungsmöglichkeiten, FFMEA-Analysen und letztlich Laboruntersuchungen durchgeführt werden sollten.

Die „*vorausschauende Instandhaltung*“ (engl. Predictive Maintenance) ist eine Weiterentwicklung der zustandsbasierten Instandhaltung. Dabei wird in die Zukunft geschaut und eine Prognose hinsichtlich der verbleibenden Restlebensdauer getroffen. Im Gegensatz dazu wird bei der zustandsbasierten Instandhaltung nur der Istzustand berücksichtigt.

2.4.2 Technische Diagnostik

Um aus den aufgenommenen Messdaten eine Aussage über den aktuellen Gesundheitszustand der Maschine, den Zeitpunkt des Auftretens eines Fehlers, den Fehlerort, den konkreten Fehlerfall oder die Ursache des Fehlers treffen zu können, werden Methoden der technischen Diagnostik verwendet. Dabei kann entweder die modellbasierte Fehlerdiagnose, welche den Prozess durch ein Modell abbildet und daraus auf den Fehler schließt, oder die signalgestützte Fehlerdiagnose, welche aus den aufgenommenen Messsignalen geeignete Merkmale extrahiert und z. B. beim Überschreiten eines Grenzwertes den Fehler detektiert, angewendet werden [46]. In dieser Arbeit wird in erster Linie die signalgestützte Fehlerdiagnose behandelt.

Die aus den aufgenommenen Messdaten gewonnenen Merkmale werden hinsichtlich der Anwendbarkeit für den Schadfall bewertet. Entscheidend ist dabei, dass diese Parameter mit dem Schädigungsprozess korrelieren [62]. Kommt es zu keiner wesentlichen Veränderung des Merkmals, so gilt die Maschine als fehlerfrei. Sobald eine merkbare Veränderung des Merkmals auftritt, ist dies ein Indikator für einen sich entwickelnden Schaden.

Um die Zustandsüberwachung automatisiert durchführen zu können, also die verschiedenen Merkmale automatisiert den zugehörigen Schadklassen zuzuordnen, können Verfahren des maschinellen Lernens angewendet werden. Dabei spielt die Mustererkennung eine entscheidende Rolle, denn diese stellt die notwendigen mathematischen Algorithmen zur Verfügung.

2.4.3 Maschinelles Lernen

Im Prinzip basiert das Verfahren des maschinellen Lernens auf mathematischen Algorithmen, welche Muster in einer Datenreihe erkennen, um anschließend Systemzustände eigenständig und automatisch zu beurteilen. Die

Grundlage für ein erfolgreiches maschinelles Lernsystem bilden die Trainingsdaten, denn auf Basis dieser Daten werden die mathematischen Algorithmen erstellt. Ist der entwickelte Algorithmus erfolgreich, so können auch neue und ungesehene Daten beurteilt werden.

Der Aufbau eines Mustererkennungssystems lässt sich in die in Abbildung 2.24 gezeigten Bereiche unterteilen. Am Anfang der Kette befindet sich der Prozess, welcher verschiedene Fehlerfälle erfahren kann. Durch geeignete Sensoren, welche auf die bestehende Problematik abgestimmt sind, werden nun Signale aufgezeichnet [46]. Im Folgenden werden die Teilbereiche Signalvorverarbeitung, Merkmalsbildung und Klassifikation vorgestellt.

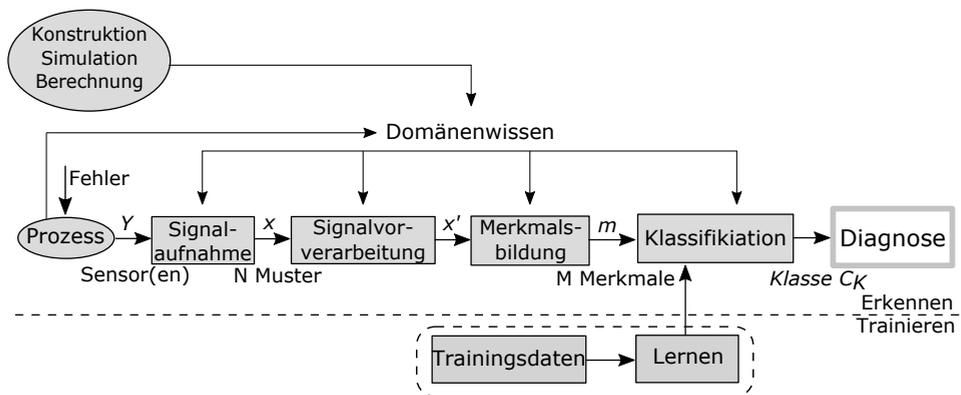


Abbildung 2.24: Mustererkennungskette.

2.4.3.1 Signalvorverarbeitung

Die Signalvorverarbeitung hat das Ziel, die Qualität des Signales zu verbessern und unerwünschte Störgeräusche zu minimieren, sodass die Variabilität zwischen den Mustern einer Klasse reduziert wird. Dabei können verschiedenste Filterfunktionen oder eine Fensterung zum Einsatz kommen. Welches Verfahren letztendlich geeignet ist, hängt vom jeweiligen Gesamtsystem ab. Die Beurteilung einer erfolgreichen Vorverarbeitung geschieht meist heuristisch durch z. B. einen visuellen Vergleich des originalen mit dem vorverarbeiteten Signal. Auch die Tatsache, dass sich Muster einer Klasse gering voneinander unterscheiden sollten, kann für die Beurteilung herangezogen werden [77]. Gerade bei störanfälligen Signalen, wie z. B. AE Signalen, kann eine Vorverarbeitung das Klassifikationsergebnis wesentlich beeinflussen. Die aus der Vorverarbeitung gewonnen Muster sollten bereits relevante Informationen über den Zustand des Prozesses enthalten [46].

2.4.3.2 Merkmalsbildung

Das Ziel der Merkmalsbildung ist in erster Linie die Reduktion der Datenmenge auf relevante Informationen, um einen effektiven und effizienten Einsatz maschineller Lernverfahren zu ermöglichen [92]. Effizient meint in diesem Fall die Anzahl der Merkmale, woraus sich kürzere Trainingszeiten und weniger Speicheranforderungen ergeben. Die Effektivität beinhaltet die bereits genannte Reduktion auf relevante Informationen, was zu einem größeren Signal-Rausch-Verhältnis führt [92]. Welche Informationen für einen bestimmten Anwendungsfall relevant sind, lässt sich pauschal nicht sagen. Es erfordert Domänenwissen, eine ausreichende Analyse des Anwendungsfalls oder auch analytische Auswahlverfahren. Niemann [78] veranschaulicht dies in seiner Arbeit mit dem Ziel der Unterscheidung der Buchstaben O und Q. Relevante Informationen sind in diesem Beispiel nur am rechten Rand zu finden. Die Auswahl geeigneter Merkmale ist somit entscheidend für die Güte des späteren Diagnosesystems.

Im Folgenden werden die Merkmalsextraktion, -normierung, -selektion und -transformation als Teilgebiete der Merkmalsbildung vorgestellt.

Merkmalsextraktion

Es existieren eine Reihe verschiedener Verfahren zur Merkmalsextraktion, welche sich im Bereich des maschinellen Lernens etabliert haben. Dabei werden häufig statistische Merkmale wie Effektivwert (engl. Root Mean Square; kurz: RMS), Mittelwert \bar{x} (engl. Mean), Standardabweichung σ (engl. standard deviation), Varianz ν (engl. variance), Schiefe ξ (engl. skewness), Wölbung κ (engl. kurtosis) usw. aus dem Zeit-, Frequenz- oder Zeit-Frequenzbereich extrahiert:

$$\text{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^N (x_j)^2}{N}} \quad (2.13)$$

$$\bar{x} = \frac{\sum_{j=1}^N x_j}{N} \quad (2.14)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})^2}{N - 1}} \quad (2.15)$$

$$\nu = \sigma^2 = \frac{\sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})^2}{N - 1} \quad (2.16)$$

$$\xi = \frac{\sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})^3}{(N - 1) \cdot \sigma^3}, \quad (2.17)$$

$$\kappa = \frac{\sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})^4}{(N-1) \cdot \sigma^4} \quad (2.18)$$

Hierbei beschreibt x_j das Signal und N die Anzahl der Datenpunkte. Zur Transformation in den Frequenzbereich wird meist eine schnelle Fourier-Transformation (engl. fast Fourier transform; kurz: FFT) durchgeführt. Aus charakteristischen Frequenzbändern können die statistischen Merkmale extrahiert werden. Zur Extraktion von Merkmalen aus dem Zeit-Frequenzbereich können Verfahren wie die Kurzzeit-Fourier-Transformation (engl. short-time Fourier transform; kurz: STFT), die Wavelet-Transformation oder die Wigner-Ville-Transformation eingesetzt werden. An dieser Stelle wird darauf verzichtet, alle Transformationsverfahren detailliert zu erläutern. Da jedoch die kontinuierliche Wavelet Transformation (engl. continuous wavelet transform; kurz: CWT) in Kapitel 4 zum Einsatz kommt, wird diese im Folgenden beschrieben.

Continuous wavelet transform (CWT)

Wavelets ζ sind mathematische Funktionen, welche, wie die Sinus- und Kosinusfunktionen bei der Fourier-Transformation, dazu verwendet werden, ein Zeitsignal $x(t)$ in seine Zeit- und Frequenzanteile zu zerlegen. Grundlage für eine CWT ist die Basiswavelet ζ , welche durch einen Faktor a gestreckt oder gestaucht und zu einer bestimmten Position c des Zeitsignals verschoben wird. Die so entstehenden neuen Wavelets werden als Waveletfamilie bezeichnet [55].

$$\text{CWT}(a, c) = \frac{1}{\sqrt{|a|}} \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) \zeta \left(\frac{t-c}{a} \right) dt \quad (2.19)$$

Beispielhaft sind zwei Basiswavelets Mexican Hat und Morlet in Abbildung 2.25 dargestellt. Es existieren neben der gezeigten Mexican Hat und Morlet Wavelet eine Reihe weiterer Wavelet Funktionen, die sich je nach Signalform mehr oder weniger eignen. Zu jedem Mitglied einer Waveletfamilie gehört ein Bandpassspektrum, dessen Mittelfrequenz und Bandbreite durch den Skalierungsparameter a verändert werden können. Daraus ergibt sich für die CWT bei einer hohen Analysefrequenz eine gute Zeit- und eine schlechte Frequenzauflösung. Für eine geringe Analysefrequenz ergibt sich dementsprechend eine gute Frequenz- und eine schlechte Zeitaufklärung. Dies kann eine Kurzzeit-Fouriertransformation nicht bieten.

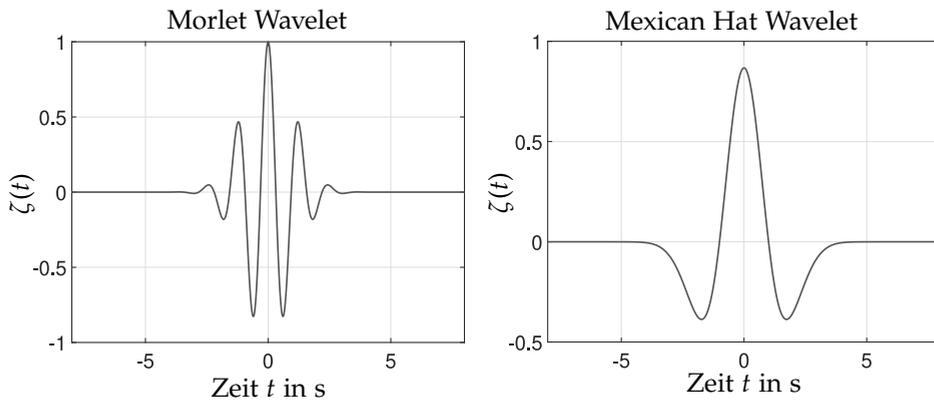


Abbildung 2.25: Morlet und Mexican Hat Wavelets.

Neben den Transformationen können auch andere Verfahren wie die Autokorrelation bzw. Kreuzkorrelation eingesetzt werden. Daraus lässt sich ein Signal entweder mit sich selbst oder mit einem anderen Signal für unterschiedliche zeitliche Verschiebungen vergleichen. Korrelationsanalysen bieten sich an, um z. B. den Zeitpunkt sich wiederholender periodischer Vorgänge zu ermitteln oder ein gemeinsames Signal in verrauschten Signalen zu identifizieren [60].

Merkmalsnormierung

Um eine Vergleichbarkeit zwischen den Merkmalen zu erreichen, ist es notwendig, eine Merkmalsnormierung vorzunehmen. Das Ziel ist ein Merkmalsvektor mit ähnlichen Werten, sodass es im Merkmalsraum möglichst zu keiner Verzerrung kommt. Im Folgenden werden drei gängige Verfahren vorgestellt. Bei der Standardisierung werden mittels Translation und Skalierung neue Merkmale $m'_{j,k}$ erzeugt. Diese neuen Merkmale besitzen alle einen Mittelwert von 0 und eine Standardabweichung von 1 [46]:

$$m'_{j,k} = \frac{m_{j,k} - \bar{m}}{\hat{\sigma}_k}. \quad (2.20)$$

Bei der Min-Max-Normierung wird eine Skalierung aller Merkmale im Bereich zwischen 0 und 1 vorgenommen [46]:

$$m'_{j,k} = \frac{m_{j,k} - m_{\min,k}}{m_{\max,k} - m_{\min,k}}. \quad (2.21)$$

Eine Normierung mit Sigmoidalfunktionen eignet sich gerade dann, wenn die Trainingsdaten nicht den kompletten zu erwartenden Wertebereich abdecken.

Dabei wird eine nichtlineare Transformation durchgeführt [46]:

$$m'_{j,k} = \frac{1}{1 + d \cdot \alpha} \quad (2.22)$$

mit

$$\alpha = \frac{m_{j,k} - \bar{m}}{\hat{\sigma}_k}. \quad (2.23)$$

Merkmalsselektion und -transformation

Im Merkmalsraum sollten die verschiedenen Merkmale kompakt auftreten und die sich ergebenden Bereiche der Klassen eindeutig trennbar sein. Nicht alle Merkmale sind für einen bestimmten Anwendungsfall geeignet oder es treten korrelierte Merkmale auf. Aus diesem Grund sollten geeignete Verfahren der Merkmalsselektion und -transformation angewendet werden, um sogenannte trennungswirksame Merkmale zu extrahieren. Bei der Merkmalsselektion werden zwei gängige Methoden unterschieden: die manuelle und die automatische Merkmalsselektion. Die manuelle Merkmalsselektion kann z. B. mithilfe von Domänen- oder Prozesswissen sowie durch eine händische Auswahl aus dem Vergleich von Merkmalsplots oder -verläufen über die Zeit, erfolgen. Bei der automatischen Merkmalsselektion werden Filter, Wrapper und embedded Methoden unterschieden. Beide Verfahren haben ihre Vor- und Nachteile [52]. Während die manuelle Auswahl eine deutlich geringe Anzahl an Merkmalen ermöglicht, welche zudem auf Plausibilität geprüft werden können, können mithilfe einer automatischen Selektion Merkmalsbeziehungen aufgedeckt werden, die mit bloßem Auge nicht zu sehen sind.

Da es in dieser Arbeit keine Möglichkeit gab die verschiedenen Gleitlagerreibungszustände zu labeln, konnten die automatischen Merkmalsreduktionsverfahren nicht angewendet werden. Aus diesem Grund wurden die trennungswirksamsten Merkmale manuell ausgewählt.

2.4.3.3 Klassifikation

Der Klassifikator hat nun die Aufgabe, die sich aus den Merkmalsvektoren ergebenden Muster der richtigen Klasse zuzuordnen. Die Vorgehensweisen basieren auf Wahrscheinlichkeits- oder Abstandsmaße [52]. Die Klassifikation nach dem Wahrscheinlichkeitsmaß bestimmt eine Wahrscheinlichkeit für die Zugehörigkeit eines Musters zu einer bestimmten Klasse, wobei die Klassifikation nach dem Abstandsmaß eine Diskriminanzfunktion, auch Trennfunktion genannt, mithilfe von Metriken zwischen den Mustern bestimmt. Im Folgenden werden einige Klassifikationsmethoden anhand geeigneter Beispiele erläutert.

Nächste-Nachbar (NN) Klassifikator

Der Nächste-Nachbar (NN) Klassifikator berechnet im einfachsten Fall den euklidischen Abstand $L(\underline{m}, \underline{Y}_j)$ zwischen einem zu klassifizierenden Merkmalsmuster \underline{m} und den Merkmalsmustern einer Stichprobe $\underline{Y}_1, \underline{Y}_2, \dots, \underline{Y}_N$. Dieser Abstand wird minimiert [46]. Es gilt:

$$L(\underline{m}, \underline{Y}_j) = \sqrt{\sum_{k=1}^K ((m_k - Y_{j,k}))^2} \quad (2.24)$$

$$\text{Funktion} = \arg \min_j L(\underline{m}, \underline{Y}_j) \quad 1 \leq j \leq N \quad (2.25)$$

Um die Robustheit gegenüber Ausreißern zu erhöhen, werden beim k-Nächste-Nachbar (kNN) Klassifikator mehrere Nachbarn berücksichtigt. Dabei wird das zu klassifizierende Merkmalsmuster \underline{m} anhand einer Mehrheitsentscheidung von k Merkmalsmustern mit dem geringsten Abstand einer Klasse zugeordnet. Die Anzahl der betrachteten Nachbarn sollte bei einem Zwei-Klassen-Problem ungerade sein [46].

Support Vektor Maschine (SVM)

Eine weitere Klassifikationsmethode ist die Verwendung von SVM. Dabei ist diejenige Trennebene, auch Hyperebene genannt, gesucht, die den Abstand der für diese Hyperebene relevanten Merkmalsmustervektoren maximiert. Die Entscheidung, welche Merkmalsmustervektoren relevant sind, wird durch ein klassisches quadratisches Optimierungsverfahren ausgewählt. Allgemein kann gesagt werden, dass nur die Merkmalsmustervektoren die Position bzw. Orientierung der Hyperebenen beeinflussen, welche nah an dieser Hyperebene gelegen sind. Diese Merkmalsmustervektoren werden Support Vektoren genannt [79]. Die SVM ist eigentlich ein linearer Klassifikator, jedoch können durch eine Überführung der Merkmalsmuster in einen höherdimensionalen Raum auch komplexere Klassifikationsprobleme gelöst werden. Für eine ausführliche Erläuterung der SVM wird auf die Literatur [79] verwiesen.

Da die klassische SVM nur binäre Klassifikationsprobleme lösen kann, jedoch in vielen Fällen z. B. drei Klassen unterschieden werden müssen, existieren erweiterte Formen der SVM. Eine Möglichkeit ist die One-vs-One Mehrklassenmethode, wobei jeweils für zwei Klassen ein eigener SVM-Klassifikator erstellt wird. Der jeweilige Klassifikator muss also nur zwischen zwei Klassen unterscheiden. Es müssen somit für K zu klassifizierende Klassen insgesamt $K(K-1)/2$ Klassifikatoren entworfen werden. Eine weitere Möglichkeit ist die One-vs-All Mehrklassenmethode, wobei jeweils ein Klassifikator pro Klasse trainiert wird. Die zu klassifizierende Klasse wird gegenüber allen anderen

Klassen klassifiziert. Die anderen verbleibenden Klassen werden dabei als Gesamtheit klassifiziert. In Abbildung 2.26 sind diese beiden Möglichkeiten zur Lösung eines Multiklassenproblems dargestellt.

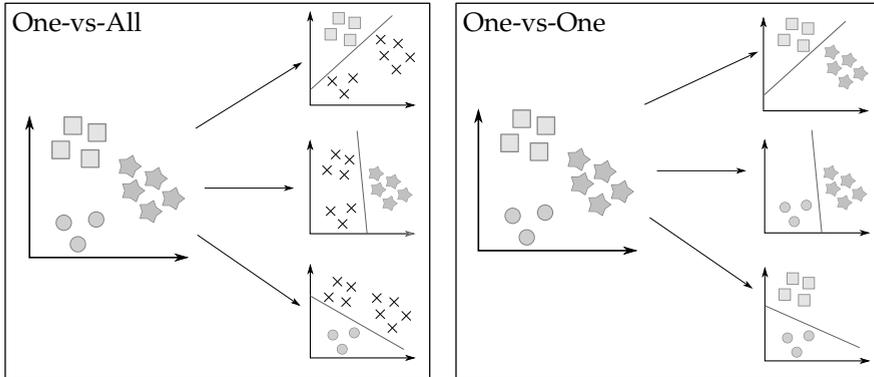


Abbildung 2.26: Möglichkeiten zur Lösung eines Mehrklassenproblems: One-vs-All (links) und One-vs-One (rechts).

Bewertung von Klassifikatoren

Zur Bewertung eines Klassifikators wird die geschätzte Erkennungsrate \widehat{ER} berechnet [46]:

$$\widehat{ER} = \frac{1}{K} \cdot \sum_{j=1}^K \frac{\text{Anzahl richtig klassifizierte Muster der Klasse } C_j}{\text{Anzahl der Muster der Klasse } C_j} \quad (2.26)$$

Die Stichprobe zur Bestimmung von \widehat{ER} teilt sich in eine Lernstichprobe und eine Test- bzw. Validierungsstichprobe. Nach welchem Prinzip diese beiden Stichproben bestimmt werden beeinflusst \widehat{ER} erheblich.

Die Resubstitutionsmethode setzt Lernstichprobe=Teststichprobe. Dadurch wird jedoch eine idealisierte Erkennungsrate erreicht, da die Diskriminanzfunktionen auf die Lernstichprobe abgestimmt sind. Bei der sogenannten Hold-Out-Methode wird die gesamte Stichprobe in zufällig ausgewählte Lern- und Teststichproben unterteilt. Der Klassifikator wird mit der Lernstichprobe entworfen und mit einer sich unterscheidenden Teststichprobe getestet. Verhältnisse von 1:1 oder 2:1 sind typisch [46]. Die k-fache Kreuzvalidierung teilt die Stichprobe zufällig in k gleichgroße Bereiche. Ein Bereich bildet dabei den Testdatensatz und die anderen Bereiche den Trainingsdatensatz. Dies wird für k-Iterationen durchgeführt, sodass jeder Bereich einmal als Testdatensatz fungiert. In Abbildung 2.27 ist diese Vorgehensweise dargestellt.



Abbildung 2.27: Vorgehensweise bei einer 3-fachen-Kreuzvalidierung.

2.4.3.4 Clustering

Ist die Zugehörigkeit der Muster zu der korrekten Klasse nicht bekannt, so spricht man von unüberwachten Lernverfahren. Dabei kommen Clustering-Verfahren zum Einsatz, die Ähnlichkeiten in einer Reihe von Daten finden und diese zu Gruppen, auch Cluster genannten, zusammenführen. In vielen Anwendungen ist das Labeln einer großen Menge an Daten sehr zeit- und kostenintensiv, sodass sich unter Aufsicht die ergebenden Cluster ungelabelter Daten als Label interpretieren lassen können [37].

Wie auch schon bei der Klassifikation, lassen sich Clustering-Verfahren in verschiedene Vorgehensweisen unterteilen: zentrumsbasierte, dichte-basierte, verteilungsbasierte und hierarchische Vorgehensweise. Im Folgenden werden der k-means-Clustering- und der DBSCAN-Clustering-Algorithmus als eine der verbreitetsten Verfahren vorgestellt.

k-means-Clustering

Das wohl bekannteste Verfahren der zentrumsbasierten Vorgehensweise ist das k-means-Clustering. Dabei findet eine Zuordnung des Musters x_j zu einer vorher festgelegten Anzahl von Clustern G in der Form statt, dass die Summe der quadrierten Abstände jedes Musters zu seinem Clusterschwerpunkt δ_k minimal ist. Die Größe $q_{jk} \in 0,1$ beschreibt einen Satz von binären Indikatorvariablen. Es ist $q_{jk} = 1$ wenn x_j dem Cluster zugeordnet wurde, andernfalls ist $q_{jk} = 0$. Somit müssen die Werte für q_{jk} und δ_k so gewählt werden, dass die folgende Funktion minimiert wird [9]:

$$\text{Funktion} = \sum_{j=1}^N \sum_{k=1}^G q_{jk} \|x_j - \delta_k\|^2. \quad (2.27)$$

DBSCAN-Clustering

Der DBSCAN-Algorithmus (engl. Density-Based Spatial Clustering of Applications with Noise) ist eine im Jahre 1996 von Martin Ester, Hans-Peter Kriegel, Jörg Sander und Xiaowei Xu vorgestellte dichtebasierte Methode zum Clustern von Daten [40]. Dabei gelten zwei Datenpunkte j und k als dichteverbunden, wenn sie durch Kernpunkte o mit mindestens einer Anzahl MinPts dichten Punkten verbunden werden können. Dicht meint hier in einer Umgebung von maximal v . Datenpunkte außerhalb dieses Clusters werden als Rauschpunkte g bezeichnet. Es werden drei Bezeichnungen von Punkten unterschieden:

- Kernpunkt o - Punkt innerhalb eines Clusters. Die Anzahl dieser Punkte muss MinPts betragen.
- Randpunkt j bzw. k - Punkt am Rand des Cluster.
- Rauschpunkt g - Punkt außerhalb des Clusters.

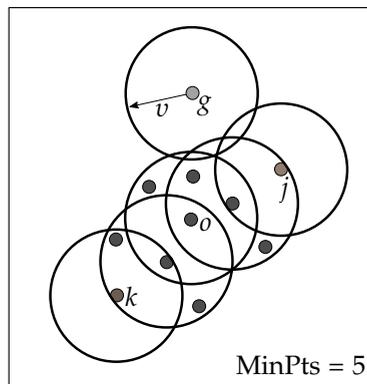


Abbildung 2.28: Visualisierung des DBSCAN-Algorithmus.

Die Vorteile von DBSCAN gegenüber k-means sind folgende:

- Der Verzicht von vorher bestimmter Anzahl von Clustern.
- Willkürlich geformte Cluster können gebildet werden.
- Rauschen (Ausreißer) kann beachtet werden.

Die Nachteile von DBSCAN gegenüber k-means sind folgende:

- Schlechter Umgang mit unterschiedlichen Dichteverteilungen verschiedener Cluster, da die Parameter nicht variabel sind.

- höhere Rechenzeit benötigt.
- Vorgabe vieler Parameter notwendig, was ein erhöhtes Expertenwissen erfordert.

Die in diesem Abschnitt erläuterten Teilschritte Merkmalsbildung, Klassifikation und Clustering sind im Bereich der tiefen neuronalen Netze (engl. Deep Neural Networks) nicht mehr notwendig. Im Idealfall ist das neuronale Netz fähig, diese Teilschritte zu überspringen und den Systemzustand direkt aus den Primärdaten eigenständig und automatisch zu Beurteilung. In dieser Arbeit wurde jedoch der klassische Weg über die Mustererkennungskette verfolgt. Es soll die generelle Machbarkeit des Ansatzes maschineller Lernverfahren zur Gleitlagerüberwachung mittels AE-Signalen gezeigt und dabei die verschiedenen Teilschritte transparent und nachvollziehbar gestaltet werden. Bei tiefen neuronalen Netzen ist es nicht möglich nachzuvollziehen, wieso eine bestimmte Entscheidung getroffen wurde (Blackbox-Problem).

2.4.4 Messgrößen zur Gleitlagerüberwachung

In diesem Abschnitt sollen nun die möglichen Messgrößen zur Überwachung hydrodynamischer Gleitlager vorgestellt werden. In der Literatur finden sich eine Reihe von Methoden zur Reibungs- bzw. Verschleißdetektion hydrodynamischer Gleitlager. Nicht alle diese Möglichkeiten genügen den Anforderungen an die Schadensfrüherkennung oder sind für die industrielle Anwendung geeignet.

2.4.4.1 Thermische Überwachung

Im einfachsten Fall wird die Temperatur nahe der Gleitfläche gemessen. Eine Anweisung zur Temperaturüberwachung von Gleitlagern wird in der DIN 31692-2 [28] gegeben.

In der Flüssigkeitsreibung entsteht durch die innere Reibung des Schmiermittels ein Temperaturgradient zur Umgebungstemperatur. Bei anhaltender Misch- oder Festkörperreibung erhöht sich die Temperatur im Bereich der Lastzone schlagartig [21]. In realen Anwendung können die Temperatursensoren jedoch nicht immer direkt in die Lastzone eingesetzt werden, was erhebliche Einbußen hinsichtlich der Sensitivität in Bezug auf Reibung und Verschleiß bewirkt. Dies führt dazu, dass ein Schaden entweder gar nicht, oder erst in einem fortgeschrittenen Stadium detektiert werden kann. Eine Temperaturmessung an der Gleitlagerschale als einziges Zustandsmerkmal ist somit

für eine Schadensfrüherkennung nicht geeignet. Es sollte lediglich unterstützend zu anderen Messgrößen verwendet werden.

2.4.4.2 Überwachung des Schmiermittels

Eine weitere Methode ist die Überwachung des Schmiermittels durch z. B. Füllstandssensoren im Tank. Ohne Schmiermittel läuft das Gleitlager trocken, was zu Misch- bzw. Festkörperreibung führt [21]. Jedoch deckt diese Überwachung nicht alle Schadensursachen ab, denn auch wenn Schmiermittel vorhanden ist, kann es durch Ursachen wie geringe Drehzahlen, hohe Lasten, Überhitzung usw. zu Gleitlagerschäden kommen.

Eine weitere Möglichkeit ist die Überprüfung der Schmiermittelqualität. Bei Verschleiß bzw. Misch- oder Festkörperreibung werden kleinste Partikel von der Kontaktfläche des Gleitlagers gelöst und wandern meist mit dem Schmiermittel aus dem Gleitlager heraus. Die Menge dieser Metallpartikel kann eine Auskunft über den Zustand des Gleitlagers geben [22]. Diese Methode ist jedoch nicht zuverlässig, da in einer Maschine meist mehrere Verschleißteile durch einen gemeinsamen Schmiermittelkreislauf versorgt werden und dadurch die Menge an Metallpartikel nicht eindeutig dem Gleitlager zugeordnet werden kann.

Eine weitere Methode ist die Verwendung von mit radioaktiv gekennzeichneten Lagermaterialien. Diese Methode ist allerdings nur für Laborversuche geeignet [21].

2.4.4.3 Überwachung des Reibmomentes

Das Auftreten von Misch- oder Festkörperreibung verursacht eine Veränderung des Reibungsmomentes bzw. der Reibungsleistung. Zur Ermittlung dieser Größen muss das am Gleitlager anliegende Drehmoment bestimmt werden. In den meisten Anwendungen ist die Bestimmung des Drehmomentes ohnehin schon mit sehr viel Aufwand verbunden oder wird indirekt aus anderen Messgrößen bestimmt. Meist kann auch nur das gesamte an der Welle anliegende Drehmoment erfasst werden. Somit wird das Reibungsmoment, was direkt am Gleitlager anliegt, verfälscht [21]. Für Laboruntersuchungen ist diese Methode jedoch gut geeignet.

2.4.4.4 Orbitanalyse

Bei der Orbitanalyse wird die Verlagerung der Welle berührungslos anhand zweier Positionssensoren (z. B. induktiv), welche horizontal und vertikal angeordnet werden, gemessen [99]. Eine deutliche Veränderung der Wellenverla-

gerung kann z. B. durch einen erhöhten Verschleiß hervorgerufen werden. Die Sensoren müssen jedoch unmittelbar an die Welle gebracht werden, was mit sehr viel Aufwand hinsichtlich der Installation verbunden ist. Zudem muss auf eine ausreichende Abdichtung geachtet werden, was in einer öligen Umgebung sehr schwer zu realisieren ist [21].

2.4.4.5 Elektrische Kontaktspannungsmessung

Eine weitere Methode Misch- oder Festkörperreibung zu detektieren, ist die Messung der elektrischen Kontaktspannung zwischen Welle und Gleitlager. Läuft das Gleitlager in der Flüssigkeitsreibung, so sind beide Kontaktflächen durch einen Schmierfilm voneinander getrennt. Da der Schmierfilm in der Regel nicht elektrisch leitend ist, ist der Übergangswiderstand in diesem Zustand unendlich. Kommen die metallischen Kontaktflächen in Berührung, so geht der Übergangswiderstand gegen null. Als Indikator für den metallischen Kontakt kann somit entweder die Spannung bei Gleichstrom oder der Strom bei Gleichspannung gemessen werden. Diese Methode genügt zwar den Anforderungen an die Schadensfrüherkennung, da bereits die Berührung kleinster Rauheitsspitzen in Echtzeit detektiert werden kann, jedoch ist die Isolation der Lagerschale oder der Welle zu den restlichen Komponenten in industriellen Anwendungen kaum möglich [76]. Außerdem ist diese Methode nur bei elektrisch leitfähigen Gleitlagern und Wellen möglich. Zudem kann es durch Metallpartikel im Öl zu einer Fehlinterpretation kommen.

2.4.4.6 Beschleunigungsüberwachung

Die Beschleunigungsüberwachung mittels piezoelektrischer Beschleunigungssensoren ist eine sehr weit verbreitete Methode zur Überwachung von Maschinenkomponenten. Dabei werden bei Beanspruchung der Maschinenteile mechanischen Schwingungen hervorgerufen, welche eine Kraft auf den Sensor ausüben. Diese Kraft wird dann durch den piezoelektrischen Effekt in ein elektrisches Signal umgewandelt. Der Sensor besteht im Wesentlichen aus einem piezoelektrischen Material und einer seismischen Masse. Kommt es zu einer mechanischen Schwingung, so wirkt über die seismische Masse eine Kraft auf das piezoelektrische Material. Durch den proportionalen Zusammenhang zwischen Kraft und Beschleunigung ist die an den Elektroden entstehende Ladung auch proportional zur Beschleunigung [57]. Einigen Autoren konnten bisher vereinzelt fortgeschrittene Gleitlagerschäden in Beschleunigungssignalen detektieren, jedoch war keine Schadensfrüherkennung möglich [43, 68, 83].

2.5 Körperschallanalyse

Eine weitere schwingungsbasierte Überwachungsmethode ist die Körperschallanalyse, auch Acoustic Emission (AE) Analysis genannt. Dabei werden laut DIN EN 13554 [29] transiente elastische Wellen, welche aufgrund der Freisetzung elastisch gespeicherter Energie aus einem Festkörper und/oder auf der Oberfläche eines Festkörpers entstehen, durch einen Körperschallsensor in ein elektrisches Signal umgewandelt. Die Ursachen für die Entstehung dieser elastischen Wellen sind vor allem Prozesse wie Reibung, Rissvorgänge, Bruchvorgänge, Kavitation, Phasenumwandlung oder auch plastische Verformungen [43].

Die Geschichte der AE-Analyse begann 1950 mit der von Joseph Kaiser vorgelegten Dissertation: „Untersuchungen über das Auftreten von Geräuschen beim Zugversuch“. Diese Arbeit und auch die danach folgenden Untersuchungen anderer Autoren befassten sich bis in die späten sechziger Jahre mit der Erarbeitung der Grundlagen der AE und untersuchten das AE-Verhalten bei Verformung unterschiedlicher Materialien [36]. Unter anderem wurde beschrieben, dass der Körperschall durch piezoelektrische Wandler und der Verwendung von Vor- und Hauptverstärker detektiert werden kann [72]. Ab Anfang der siebziger Jahre wurde der AE-Analyse großes Potenzial hinsichtlich der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung zugesprochen und diese Arbeiten durch eine Vielzahl von Fördergeldern seitens der USA, Westeuropa und Japan unterstützt. Es bildeten sich Arbeitsgruppen, welche spezielle Konferenzen zum Austausch der jüngsten Forschungsergebnisse organisierten und Auszeichnungen an herausragende Forschungen in diesem Bereich vergaben [36]. Ab den Achtzigerjahren bis heute wird die AE-Analyse, getrieben durch die Bedürfnisse der Industrie, zur Überwachung von Druckbehältern, Schneidwerkzeugen, rotierenden Maschinen und Lagern eingesetzt. Die AE-Analyse gilt seit den Achtzigerjahren als Hoffnungsträger bei Anwendungen, wo übliche Prüfverfahren zu zeit- und kostenaufwendig oder zerstörungsfreie Prüfungen bislang nicht möglich waren. Es hat beeindruckt als Verfahren der integralen Prüfung ganzer Anlagen und enttäuschte mit der Erkenntnis, dass für die erfolgreiche Anwendung Expertenwissen und viel Forschung notwendig war [72]. Auch musste bzw. muss sich die AE-Analyse in vielen Bereich erst einmal gegen die bereits etablierte Beschleunigungsanalyse durchsetzen, denn diese Technologie ist nicht nur komplizierter in der Aufnahme und Verarbeitung, sondern auch zeit- und kostenintensiver.

Mit dem Schall eines Körpers sind meist Frequenzen im hörbaren Bereich (16 Hz-16000 Hz) gemeint, wie etwa der Klang einer Geige oder das Quietschen einer Bremse [73]. Aber auch im Bereich des Ultraschalls zwischen

16000 Hz und 1 GHz finden sich die Körperschallsignale wieder. In dieser Arbeit wird der Körperschall im Ultraschallbereich untersucht. Der Grund liegt im emittierten Körperschallsignal bei Reibungs- und Verschleißvorgängen. Diese Signale besitzen einen relativ breiten Frequenzbereich von einigen Hertz bis zu mehreren Megahertz, während die Signalamplitude eher gering ist [3]. Das Signal im niederfrequenten Bereich wird durch z. B. Zahneingriffe, Rollenlagerschäden oder andere Maschinen- und Umgebungsgeräusche hoher Amplitude dominiert. Zudem finden Reibungs- und Verschleißvorgänge im Frühstadium in μm -Bereichen statt, sodass kurze Wellen mit hoher Eigenfrequenz emittiert werden. Durch eine Betrachtung im niederfrequenten Bereich können die Reibungseffekte somit nicht effektiv detektiert werden. Eine Betrachtung zu hoher Frequenzen ist wiederum auch nicht günstig, da in diesem Bereich der Schall wesentlich geschwächt wird. Aus diesem Grund hat sich eine Verwendung des Körperschallsignals im Bereich von ab ca. 100 kHz-300 kHz bewährt [72]. Diese Grenze ist keinesfalls als starr anzusehen, denn es existieren durchaus erfolgreiche Untersuchungen bei weitaus höheren Frequenzen [48].

Die AE-Technologie wird in vielen Anwendungen wie Dichtungs-, Rollenlager- oder Verzahnungsüberwachung bereits erfolgreich eingesetzt, einige Beispiele dazu finden sich in [13, 35, 38, 44, 47, 51, 65, 91, 104]. Bei der Überwachung von Verzahnungen und Rollenlagern wird diese Technologie in industriellen Anwendungen bereits eingesetzt. Bei der Beurteilung des Gleitlagerverhaltens wurde die Möglichkeit der Körperschallanwendung ebenfalls schon untersucht [2, 43, 69] und die Anwendbarkeit nachgewiesen. Jedoch hat sich diese Technologie für hydrodynamische Gleitlager in industriellen Anwendungen noch nicht in dieser Form durchgesetzt. Das Potenzial dies zu tun ist jedoch gegeben [22]. Weitere Untersuchungen haben gezeigt, dass die Körperschallüberwachung, verglichen mit der Beschleunigungsüberwachung, bei der Detektion von Reibungs- und Verschleißvorgängen sensitiver ist [50, 63, 68, 83]. Der wesentliche Grund dafür liegt in der unterschiedlichen Gestaltung der Sensorik und des verwendeten Frequenzbereiches, worauf in Abschnitt 2.5.2 näher eingegangen wird.

Durch die sich ständig weiterentwickelnden Bereiche der Datenaufnahme und -verarbeitung entstehen immer wieder neue Forschungsmöglichkeiten zur Verbesserung der Zustandsüberwachung verschiedenster Anwendungen durch die AE-Analyse. Die AE-Analyse steht im Fokus dieser Arbeit und wird als zentrale Sensorgröße zur automatisierten Zustandsüberwachung hydrodynamischer Gleitlager verwendet.

2.5.1 Entstehung und Ausbreitung

Wie bereits erwähnt, entsteht Körperschall aufgrund der Freisetzung der im Festkörper elastisch gespeicherten Energie. In Abbildung 2.29 ist dieser Vorgang aus Sicht der molekularen Gittertheorie dargestellt: Kommt es zu einem Reibungsvorgang zwischen zwei Körpern (P1), so wandert das Molekül aus dem unteren, stabilen Gitterzustand in den oberen, instabilen Zustand (P2). Die dabei entstehende Energie wird so lange aufsummiert, bis eine Grenze überschritten wird (P3). Anschließend wandert das Molekül wieder in den unteren, stabilen Zustand (P4). Bei diesem Verlagerungsvorgang breitet sich ein Teil der Energie in Form elastischer Spannungswellen vom Inneren des Körpers auf die Oberfläche aus (P5) [54]. Körperschallsignale können nur im Moment der Entstehung erfasst werden und sind daher irreversibel [72].

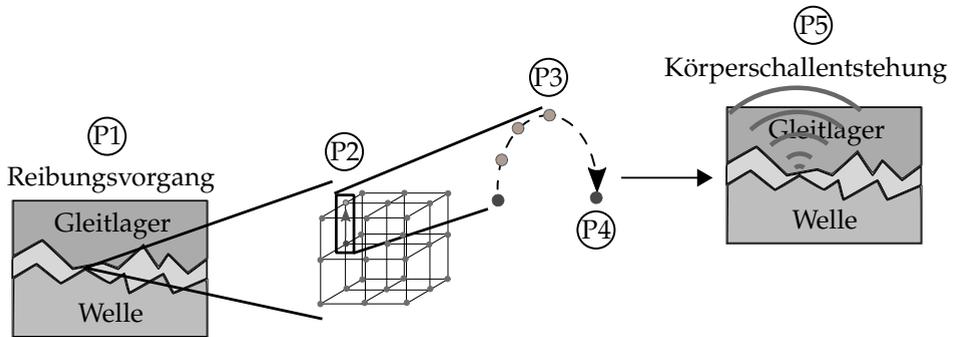


Abbildung 2.29: Theorie der Körperschallentstehung bei Reibungsvorgängen.

Körperschall-Schwingungsverläufe unterscheiden sich je nach Art der Entstehung und Ausbreitung zum Sensor. Transiente Signale, auch Bursts genannt, treten bei spontaner Freisetzung der gespeicherten Energie durch z. B. Rissvorgänge oder Brüche auf. Diese Signale sind deutlich vom Grundrauschpegel unterscheidbar. Typische Parameter eines Burstsignals sind:

- Signaldauer: Zeitliches Intervall zwischen der ersten und der letzten Überschreitung eines Schwellwertes
- Ankunftszeit: Zeitpunkt der ersten Überschreitung eines Schwellwertes
- Anstiegszeit: Zeitliches Intervall zwischen der ersten Überschreitung eines Schwellwertes und der Maximalamplitude
- Abstiegszeit: Zeitliches Intervall zwischen der Maximalamplitude und der ersten Unterschreitung eines Schwellwertes

- Maximalamplitude
- Überschwingungen (Counts): Anzahl der Überschreitungen eines Schwellwertes innerhalb einer Signaldauer
- Energie

Demgegenüber stehen die kontinuierlichen Körperschallsignale, welche z. B. bei Reibungsvorgängen oder der Zerspanung metallischer Werkstoffe entstehen [3]. Bei hydrodynamischen Gleitlagern führen meist Misch- bzw. Festkörperreibungsvorgänge zu Schäden am Gleitlager. Aus diesem Grund liegt der Fokus dieser Arbeit auf der Untersuchung der kontinuierlichen Körperschallsignale. Jedoch können sich durch das Herausbrechen von Gleitlagermaterial auch transiente und kontinuierliche Signale überlagern. Gerade bei der Verschleißüberwachung sollte diese Überlagerung beachtet werden. Ein kontinuierliches Körperschallsignal besteht aus einer Vielzahl von Überschwingungen, die zusammen das Körperschallevent anzeigen. Hierbei ist der wohl aussagekräftigste Parameter der RMS des Signals. In dieser Arbeit werden noch eine Reihe weiterer Merkmale untersucht und auf ihre Eignung für die Zustandsüberwachung hydrodynamischer Gleitlager hin bewertet. In Abbildung 2.30 sind transiente und kontinuierliche Körperschallsignale gegenübergestellt.

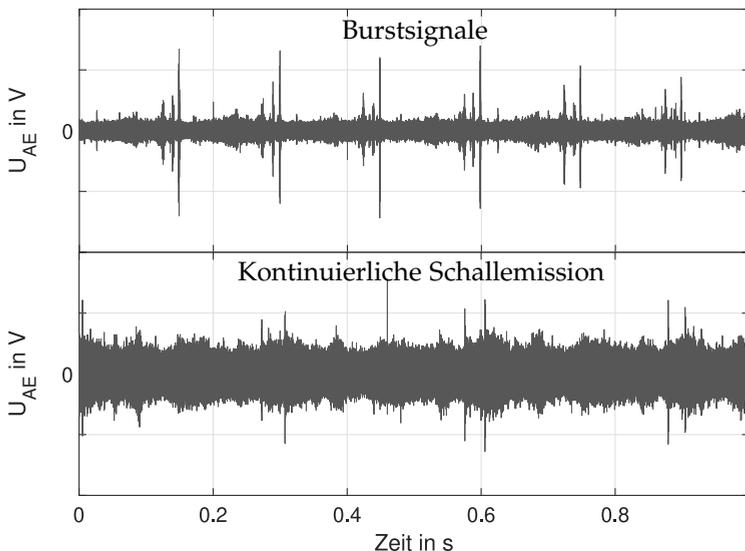


Abbildung 2.30: Gegenüberstellung transienter (Bursts) und kontinuierlicher Körperschallsignale.

2.5.2 Sensorik und Messkette

Das am weitesten verbreite Prinzip der Körperschallmessung basiert, wie auch bei Beschleunigungssensoren, auf dem piezoelektrischen Effekt [73]. Der Unterschied zwischen einem Beschleunigungs- und Körperschallsensor ist in Abbildung 2.31 schematisch dargestellt. Während ein Beschleunigungssensor eine seismische Masse besitzt, welche bei mechanischer Schwingung angeregt wird und somit den piezoelektrischen Effekt hervorruft, wird die Ladungsverschiebung bei einem Körperschallsensor einzig und allein durch die Trägheit des piezoelektrischen Elementes hervorgerufen. Die Körperschallwellen gelangen über eine dünne Membran zum piezoelektrischen Element, welches von einer Dämpfungsmasse umgeben ist. Die kleine Dämpfungsmasse wird ausschließlich zum Herabsetzen der Resonanzfrequenz verwendet [57]. Als Kopplungsmittel eignen sich je nach Anwendungsfall sowohl Schraubverbindungen als auch Klebeverbindungen.

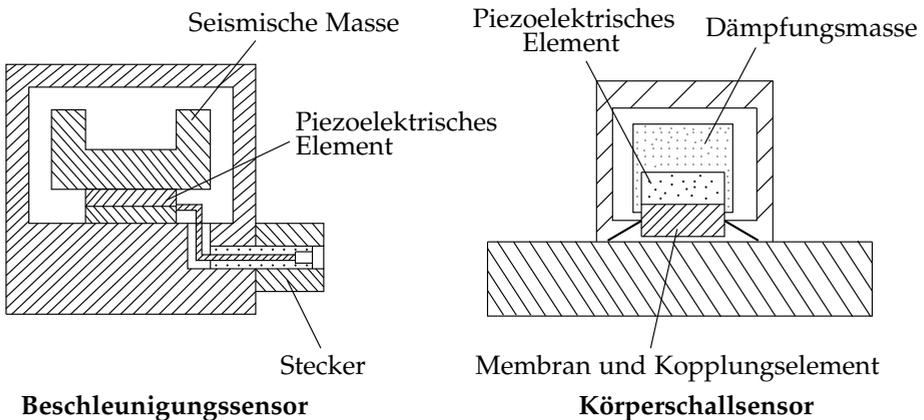


Abbildung 2.31: Schematische Darstellung eines Beschleunigungs- und Körperschallsensors nach [57].

Bei Reibungs- und Verschleißvorgängen reicht die Kraft nicht aus, um mechanische Schwingungen der Maschine zu erzeugen und somit die seismische Masse des Beschleunigungssensors anzuregen. Dieser Effekt ist umso größer, je größer die Maschine ist [63]. Bei einem Körperschallsensor ist eine mechanische Schwingung zur Erzeugung eines elektrischen Signals nicht notwendig. Bereits kleinste Reibungsvorgänge bewirken eine Ladungsverschiebung und können somit detektiert werden.

Um Körperschallsignale aufnehmen und anschließend analysieren zu können, sind einige Anforderungen an die Messkette gestellt:

- Die zu detektierende Spannung besitzt, je nach verwendetem Körperschallsensor, eine Amplitude von wenigen Mikrovolt bis einigen Millivolt, sodass zur Auswertung der Signale ein Signalverstärker verwendet werden sollte.
- Zur Vermeidung von Aliasing sollte ein Frequenzfilter in Form eines analogen Bandpassfilters verwendet werden.
- Zur Aufnahme des Körperschallsignals eignen sich A/D Messkarten hoher Abtastrate. Die genaue Abtastrate hängt vom Frequenzbereich des Körperschallsensors und dem verwendeten Frequenzfilter ab.
- Die so aufgenommenen Signale sollten zur weiteren Datenverarbeitung und -analyse auf einen geeigneten Rechner übertragen werden. Dabei sollte auf ausreichend Speicherplatz geachtet werden.

In Abbildung 2.32 ist die Messkette zur Körperschallmessung schematisch dargestellt.

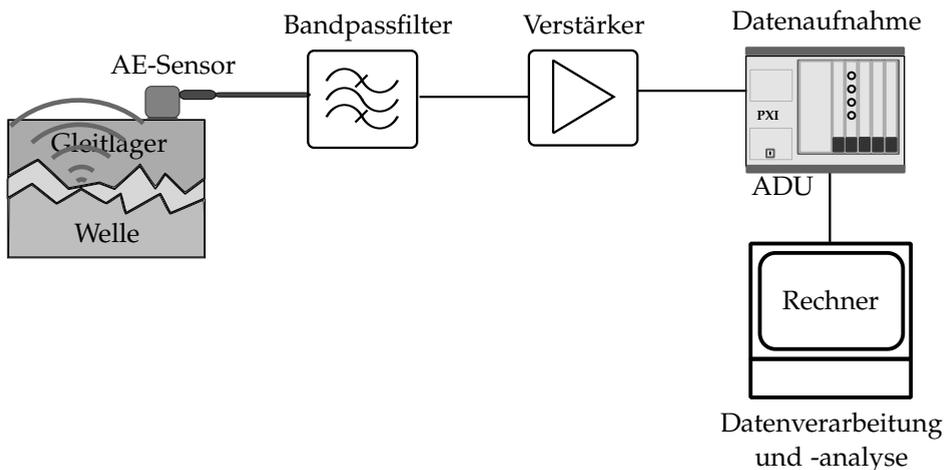


Abbildung 2.32: Schematische Darstellung einer Messkette zur Körperschallmessung.

Im Folgenden werden einige bereits durchgeführte Körperschalluntersuchungen zu Reibungs- und Verschleißvorgängen vorgestellt. Daraus ergeben sich die in Abschnitt 1.2 aufgeführten Forschungsfragen für diese Arbeit.

2.5.3 Reibungsdetektion

Es existieren eine Reihe von Arbeiten, welche die Beziehung zwischen Reibung und Körperschall untersucht haben. Diese Untersuchungen wurden mehrheitlich unter trockener Reibung ausgeführt. Meist wurden Tribometer verwendet bzw. sogenannte Stift-Scheibe-Versuche durchgeführt. Einige Beispiele finden sich in [50, 56, 59, 88, 101]. Als aussagekräftige Merkmale zeigten sich die Amplitude oder Energie-Verteilung des Körperschallsignals im Zeit- oder Frequenzbereich. Ebenfalls zeigte sich eine Korrelation des Reibungskoeffizienten mit dem RMS des Körperschallsignals, wobei es je nach Materialpaarung zu Unterschieden hinsichtlich der Güte der Korrelation gekommen ist.

Wang [103] zeigte, dass es bei Reibungsereignissen in rotierenden Maschinen zu einer Amplitudenmodulation durch das Aufmodulieren des hochfrequenten Körperschallsignals auf die niederfrequente Drehfrequenz des Rotors kommt. Dies geschieht nach dem gleichen Prinzip wie eine Trägerfrequenz bei Amplitudenmodulation im Radio. Fand keine Reibung statt, so fehlte diese Modulation. Mit der Beschleunigungsüberwachung war so eine Modulation nicht zu sehen. Auch andere Autoren befassten sich mit diesem, durch Reibung erzeugten, Modulationseffekt. Dabei wurden auch geschmierte Kontakte untersucht. Mba [65], Hall [47] und Leahy [61] konnten nicht nur die Amplitudenmodulation anhand der Reibung zwischen Welle und Dichtungen zeigen, eine Lokalisierung der Reibung entlang der Welle war ebenfalls möglich. Des Weiteren zeigte Mietttinen [67] in seiner Arbeit, dass es bei verschiedenen Reibungszuständen zwischen Welle und Dichtungen auch zu Unterschieden in der Amplitude des Körperschallsignals kommt. Bei einer einwandfrei arbeitenden Dichtung war die Amplitude höher als bei undichten Dichtungen. Der Grund liegt in der höheren Scherung des Öles der unbeschädigten Dichtungen. Bei trockenlaufenden Dichtungen war die Amplitude dann wiederum wesentlich höher.

2.5.3.1 Reibungsdetektion an hydrodynamischen Gleitlagern

Trotz der offensichtlichen Anwendbarkeit der AE-Analyse bei der Überwachung hydrodynamischer Gleitlager wurden diese, im Vergleich zu anderen Anwendungen, sehr spät untersucht. Diedrich [23], Sturm [98], Uhlemann [102], Förster [42] und Ellmer [39] adressierten wohl als erste ab 1985 den Körperschall dem hydrodynamischen Gleitlager. Dabei wurde in den ersten Untersuchungen noch die hochfrequente Impulsdichte aus dem Frequenzspektrum extrahiert und mittels eines vorher definierten Diskriminatorpegels der Zustand des Gleitlagers bewertet. Diese Methode erforderte jedoch eine genaue Kenntnis über diesen Pegel [43]. Später wurde der Kurzzeit-RMS aus

dem Zeitsignal der Körperschallemission bewertet und somit bessere Ergebnisse erzielt. Sato [89] beschrieb in seinen Untersuchungen 1990, dass die alleinige Bewertung der Energieänderung im Körperschallsignal zur Reibungsdetektion rotierender Maschinen nicht geeignet ist. Er schlug eine Auswertung mittels Hüllkurvenanalyse vor. Beim Anstreifen des Stators an die rotierende Welle modulieren sich die hochfrequenten Körperschallsignale auf die niederfrequente Drehfrequenz der Welle auf und erzeugen eine Amplitudenmodulation. Zudem schlussfolgerte er aus seinen Ergebnissen, dass die AE-Analyse hinsichtlich der Reibungsdetektion ausreichend sensitiv ist und sich für industrielle Anwendungen eignet.

Es folgten Untersuchungen von Fritz [43] im Jahre 2001, welcher den Integralwert des Amplitudenspektrums zwischen 80 und 140 kHz auswertete und somit einen sich entwickelnden Gleitlagerfresser detektieren konnte. Dabei wurde der Lagerfresser durch die Reduktion der Schmierung bzw. durch Überlast hervorgerufen. Die Lage des aussagekräftigen Frequenzbereiches änderte sich weder bei Drehzahlvariation noch bei Änderung der Öltemperatur. Fritz zeigte ebenfalls, dass durch die Schallemissionsanalyse dieser Lagerfresser früher detektiert werden konnte, verglichen mit der Analyse des Drehmomentes oder der Temperatur. In den darauffolgenden Jahren beschäftigten sich Albers et al [1, 2] weiter mit der Detektion kritischer Reibungszustände bei Gleitlagern. Eine Analogie des Körperschall-Mittelwertes mit der Stribeck-Kurve wurde in diesen Arbeiten gezeigt. Bei konstanter Last wurde die Drehzahl so weit reduziert, bis sich das Gleitlager in der Mischreibung befand. In diesen Untersuchungen fehlt jedoch eine Analyse bei unterschiedlichen Lasten und Ölviskositäten. Die Stribeck-Kurve hängt ebenfalls von diesen Parametern ab, sodass untersucht werden sollte, inwieweit diese Analogie bei Variation der Last und Ölviskosität noch zutrifft. Ebenfalls wurden Untersuchungen zur gleichzeitigen Detektion von Rollen- und Gleitlagern durchgeführt. Es zeigten sich im Fall des Gleitlagers bei Mischreibung die erwartete Amplitudenmodulation im Körperschallsignal und Signalanteile in einem breiten Frequenzbereich bis zu mehreren hundert Kilohertz. Das Rollenlager zeigte bei einem Außenringsschaden eher transiente Körperschallsignale, welche bis zu einer Frequenz von maximal 100 kHz detektierbar waren. Somit wurde nachgewiesen, dass es durchaus möglich ist, kritische Reibungszustände eines Gleitlagers bei gleichzeitigem Auftreten eines Rollenlagerschadens zu detektieren. Mirhadizadeh [68] untersuchte in seiner Dissertation zwar vorrangig den Bereich der Flüssigkeitsreibung und die Auswirkungen verschiedener Betriebsparameter auf das Körperschallsignal, jedoch wird in einem Kapitel auch die Mischreibung behandelt. Das Gleitlager wurde bei konstanter Drehzahl und drei unterschiedlichen Lasten in der Mischreibung betrieben. Im Körperschallsignal war der

Modulationseffekt deutlich zu sehen. Er postuliert aus diesen Ergebnissen, dass die Amplitude des modulierten Schwingungsverlaufes eine Funktion der Reibungsintensität ist. Um diese Aussage jedoch eindeutig prüfen zu können, sollte eine Verifikationsgröße verwendet werden. Zudem fehlen Untersuchungen unterschiedlicher Ölviskositäten.

Die Arbeit von Hosseini [53] aus dem Jahre 2015 ist die einzig bekannte Veröffentlichung, welche die Klassifikation der drei verschiedenen Reibungszustände eines Gleitlagers mithilfe maschineller Lernverfahren basierend auf der AE-Analyse behandelt. Dabei wurden Merkmale aus dem Zeit-Frequenzbereich extrahiert, mithilfe genetischer Algorithmen bewertet und anhand neuronaler Netze klassifiziert. Der Nachweis des aktuellen Reibungszustandes wurde anhand der Berechnung des Reibungskoeffizienten mithilfe der Betriebsdaten Drehzahl, Last und Temperatur und Raimondi-Boyd-Tabellen durchgeführt. Eine eindeutige Verifikationsgröße für die Trainingsdaten fehlt an dieser Stelle, denn Berechnungen dieser Art sind sehr ungenau. Die besten Ergebnisse wurden in einem Frequenzbereich zwischen 80-160 kHz und den Merkmalen RMS, Mittelwert, Standardabweichung und Clearance-Faktor erreicht. Der Klassifizierungsfehler lag dabei bei 0,03 %. Als Testdaten wurden Zustände ausgewählt, die eindeutig den jeweiligen Reibungszuständen zugeordnet werden konnten. Gerade in den Übergangsbereichen zwischen den verschiedenen Reibungszuständen, stellt die korrekte Klassifikation eine Herausforderung dar. Fein aufgelöste Betriebszustände und Untersuchungen zu Übergängen in die verschiedenen Reibungszustände fehlen in dieser Arbeit. Außerdem wird keine Aussage über die Dauer, Intensität oder Position der Reibung gemacht. Des Weiteren wurden in dieser Arbeit die unterschiedlichen Reibungszustände ausschließlich durch Variation der Drehzahl und Last erreicht, andere Betriebsparameter wie die Ölviskosität wurden nicht variiert.

Auf dem Gebiet der Reibungsüberwachung mittels AE-Analyse und maschineller Lernverfahren besteht somit weiterer Forschungsbedarf.

2.5.4 Verschleißdetektion

Um die Restlebensdauer tribologischer Systeme bestimmen zu können, ist die Kenntnis über den aktuellen Verschleißzustand, d. h. des aktuellen Materialverlustes, notwendig. Einige Arbeiten haben sich bereits mit der Detektion von Verschleiß mittels AE-Analyse beschäftigt. Es finden sich in der Literatur jedoch fast ausschließlich Untersuchungen an Stift-Scheibe-Tribometern, dessen Ergebnisse die mögliche Übertragbarkeit auf reale Systeme nachweisen sollen. In den meisten Fällen wird die Korrelation zwischen Verschleißmessgrößen und Körperschallmerkmalen untersucht. Diese Untersuchungen sind ideali-

siert und die Übertragbarkeit auf reale Anwendungen wird in den meisten Fällen nicht nachgewiesen.

Vielversprechend sind die Untersuchungen von Boness [10, 11], Sun [100], Benabdallah [6] oder Baccar [4, 5] die eine Korrelation des Verschleißvolumens mit dem integrierten RMS des Körperschallsignals zeigten. Dabei wurden die Versuche an einem Tribometer sowohl trocken als auch geschmiert durchgeführt. Andere Autoren wie Hase [48] untersuchten die Möglichkeit, verschiedene Verschleißmechanismen wie Abrasion und Adhäsion voneinander zu unterscheiden. Dabei zeigten sich bei unterschiedlichen Verschleißmechanismen verschiedene dominante Frequenzbereiche.

Dickerhof [22] untersuchte in seiner Dissertation die Korrelation der Verschleißgeschwindigkeit hydrodynamischer Gleitlager mit dem integrierten Körperschallkennwert (Leistung in den Frequenzbändern 80-230 kHz und 70-150 kHz). Der Verschleiß wurde mittels Radionuklidtechnik (RNT) anhand des Konzentrationsmessverfahrens gemessen. Dabei zeigte sich bei linearer Regression ein Bestimmtheitsmaß von unter 0,28 für das erste Frequenzband und 0,46 für das zweite Frequenzband. Die Datenbasis dieser Versuche war sehr gering, sodass weitere Untersuchungen notwendig sind, um eine Korrelation nachzuweisen.

2.6 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde ein Überblick über die für diese Arbeit relevanten Grundlagen und den Stand der Forschung in der Reibungs- und Verschleißüberwachung mithilfe der AE-Analyse gegeben. Dabei wurde im ersten Abschnitt der Rolls-Royce UltraFan[®] vorgestellt, in welchem die Handlungskomponente, das hydrodynamische Gleitlager, integriert ist. Dieses neuartige Triebwerk gehört zur Klasse der Zweistromtriebwerke und verspricht weniger Kraftstoffverbrauch sowie geringere CO₂- und Lärmemissionen. Die Hauptinnovation bildet das Hochleistungsgetriebe (HLG), ein doppelschrägverzahntes Planetengetriebe, welches zwischen Mitteldruckverdichter und Fan platziert wird. Dadurch können beide Komponenten in ihren optimalen Drehzahlbereichen arbeiten. Im HLG sollen zur Lagerung der Planetenräder hydrodynamische Gleitlager eingesetzt werden. Diese sind Verschleißkomponenten und sollten daher geeignet überwacht werden.

In diesem Zusammenhang wurden weiterhin verschiedene Aspekte eines tribologischen Systems besprochen. Die Tribologie befasst sich mit der Beschreibung von Reibung, Verschleiß und Schmierung bei sich relativ zueinander bewegenden Körpern. Dabei hängt das Reibungs- und Verschleißverhalten nicht

nur von Werkstoffeigenschaften, sondern insbesondere von Systemgrößen wie Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit, Temperatur, Zwischenstoff und Rauheit des härteren Körpers ab. Es werden sowohl bei der Reibung, als auch beim Verschleiß verschiedene Arten unterschieden, die auf den jeweiligen Anwendungsfall hindeuten. Bei hydrodynamischen Gleitlagern findet z. B. hauptsächlich Gleitreibung und Gleitverschleiß statt. Bei der Reibung wird zusätzlich noch zwischen Flüssigkeits-, Misch- und Fest- oder Grenzreibung unterschieden, welche sich durch die Position der Reibpartner zueinander unterscheiden. Bei hydrodynamischen Gleitlagern führen vor allem die drei letztgenannten Reibungszustände zu einer Lebensdauerminde- rung.

Hydrodynamische Gleitlager verwenden zur Lagerung den durch die Relativbewegung zwischen Welle und Gleitlagermaterial entstehenden tragenden Schmierfilm. Im optimalen Betriebsbereich findet kein Kontakt zwischen den Gleitpartnern statt und das Gleitlager befindet sich in der Flüssigkeitsreibung. Kommen die Gleitpartner jedoch in Kontakt, entsteht Misch- oder Festkörperreibung. Eine Visualisierung der Reibungszustände wird durch die Stribeck-Kurve geliefert. Es beschreibt den Verlauf des Reibungskoeffizienten μ über die Drehzahl n . Bei hohen Drehzahlen entsteht Flüssigkeitsreibung, welche sich mit sinkender Drehzahl zu Misch- und Festkörperreibung umwandelt.

Zur Wartung von Maschinen haben sich drei Instandhaltungsstrategien etabliert: die schadensabhängige, die zeitbasierte und die zustandsbasierte Instandhaltung. Die zustandsbasierte Instandhaltung bietet gegenüber den anderen Instandhaltungsstrategien Vorteile hinsichtlich Maschinenlaufzeit, Planung von Wartungsarbeiten, Instandhaltungskosten und Stillzeiten. Dabei werden fortlaufend Messdaten aufgezeichnet und geeignet ausgewertet. Um aus den aufgenommenen Messdaten eine Aussage über den aktuellen Gesundheitszustand einer Maschine treffen zu können, kommen Methoden der technischen Diagnose zum Einsatz. Dabei werden aus den Sensorsignalen Merkmale extrahiert, welche mit dem Schädigungsprozess korrelieren. Eine automatisierte Zustandsüberwachung kann weiterhin z. B. durch Verfahren des maschinellen Lernens realisiert werden. Dabei erkennen mathematische Algorithmen Muster in einer Datenreihe, um anschließend Systemzustände eigenständig und automatisch zu beurteilen.

Die automatisierte Zustandsüberwachung benötigt geeignete Sensorsignale, welche den jeweiligen Schädigungsfall in einem frühen Stadium erfassen können. Dazu eignen sich für hydrodynamische Gleitlager nicht alle in der Literatur vorkommenden Messgrößen. Als geeignet wurde die Körperschallsensorik im Ultraschallbereich erarbeitet. Es ist eine schwingungsbasierte Überwachungsmethode, wobei transiente elastische Wellen, welche aufgrund der Freisetzung elastische gespeicherter Energie hervorgerufen durch z. B. Rei-

bung, Rissvorgänge usw. aus dem Festkörper und/oder der Oberfläche eines Festkörpers entstehen. Diese werden meist durch den piezoelektrischen Effekt in ein elektrisches Signal umgewandelt. Seit den Achtzigerjahren wird die AE-Technologie zur Überwachung verschiedenster industrieller Anwendungen erfolgreich eingesetzt.

Im Bereich Reibungsdetektion hydrodynamischer Gleitlager mithilfe der AE-Technologie wurden ab 1985 Untersuchungen durchgeführt, wobei in den ersten Untersuchungen noch die hochfrequente Impulsdichte aus dem Frequenzspektrum extrahiert und mittels eines vorher definierten Diskriminatorpegels der Zustand des Gleitlagers bewertet wurde. Im Verlauf der Jahre wurden die Amplitudenmodulation und der Integralwert des Amplitudenspektrums zwischen 80 und 140 kHz als weitere Merkmale der Reibung ausgewertet. Schließlich erschien im Jahre 2015 eine Methode zur Klassifikation der drei verschiedenen Reibungszustände eines Gleitlagers mithilfe maschineller Lernverfahren basierend auf der AE-Analyse. In dieser Arbeit wird jedoch nur die Variation der Drehzahl und Last betrachtet, eine Untersuchung bei verschiedenen Schmiermitteltemperaturen erfolgt nicht. Zudem stellt gerade die korrekte Klassifikation in den Übergangsbereichen zwischen den verschiedenen Reibungszuständen eine Herausforderung dar. Fein aufgelöste Betriebszustände und Untersuchungen zu Übergängen in die verschiedenen Reibungszustände fehlen in dieser Arbeit. Auf dem Gebiet der Reibungsüberwachung mittels AE-Analyse und maschineller Lernverfahren besteht somit weiterer Forschungsbedarf.

Wenn es um die Verschleißdetektion geht, dann werden in den meisten Untersuchungen Tribometer verwendet, welche die Übertragbarkeit auf reale Systeme nachweisen sollen. Unter diesen Untersuchungen finden sich Arbeiten, die eine Korrelation des Verschleißvolumens mit dem integrierten RMS des Körperschallsignals zeigten. Weitere Untersuchungen sind auf diesem Gebiet notwendig, um den Verschleißbetrag eines hydrodynamischen Gleitlagers mithilfe der AE-Analyse anhand eines Modells schätzen zu können.

3 Gleitlagerprüfstände

Um Verfahren der Reibungs- und Verschleißüberwachung entwickeln zu können, müssen entsprechende Experimente durchgeführt werden. Zu diesem Zweck wurden im Rahmen dieser Arbeit zwei Gleitlagerprüfstände entworfen sowie mechanisch, mess- und softwaretechnisch umgesetzt. Im Folgenden wird das an diesen Prüfständen verwendete Versuchsobjekt und der dazugehörige Gleitpartner vorgestellt, um anschließend den kleinen Gleitlagerprüfstand (KGP) und den temperaturgeregelten Gleitlagerprüfstand (TGP) zu beschreiben.

3.1 Versuchsobjekt und Gleitpartner

Als Versuchslager wurde eine Gleitlagerbuchse aus dem Gusswerkstoff Rotguss (Cu Sn7 Zn4 Pb7-C) verwendet. Dieser Werkstoff aus einer Kupfer-Zink-Zinn-Legierung bietet gute Gleit- sowie Notlaufeigenschaft und ist relativ verschleißfest und kavitationsbeständig. Die Auswahl ist auf dieses Material gefallen, da es in vielen Anwendungen wie Turbinen, Kolbenmotoren und Getrieben eingesetzt wird. Die Versuchslager wurden von der Firma „Thomas Dengler, Zahnrad- und Getriebetechnik“ nach technischer Zeichnung (siehe Anhang A.1) hergestellt. Diese wurden gedreht und anschließend gehont.

	<p>Innendurchmesser [mm]: 50 D6 Außendurchmesser [mm]: 60 r6 Lagerbreite [mm]: 40 (Kapitel 4, 5, 6 & 7.1) Lagerbreite [mm]: 25 (Kapitel 7.2) Material: RG 7 Oberflächenrautiefe [μm]: $R_z = 4$</p>
	<p>Wellendurchmesser [mm]: 50 h5 Material: 16MnCr5 Oberflächenrautiefe [μm]: $R_z = 4$</p>

Abbildung 3.1: Versuchsobjekt (**oben**) und Gleitpartner (**unten**) mit den dazugehörigen Abmaßen und Eigenschaften [71].

Als Gleitpartner wurde eine gehärtete Welle aus dem Stahl 16MnCr5 verwendet. Mangan-Chrom-Legierungen werden eingesetzt, wenn eine hohe Verschleißfestigkeit gefordert wird. Da in dieser Arbeit Reibung und Verschleiß untersucht wird, wurde dieses Material verwendet, um einen Ausfall des Gleitpartners zu vermeiden. Die Welle wurde ebenfalls von der Firma „Thomas Dengler, Zahnrad- und Getriebetechnik“ nach Zeichnung (siehe Anhang A.2) hergestellt. Die Abmaße der Welle wurden so gewählt, dass sich ein Lagerspiel von $s = 93,5 \mu\text{m}$ und ein relatives Lagerspiel von $\Psi = 1,9 \%$ ergaben.

3.2 Kleiner Gleitlagerprüfstand (KGP)

Das Ziel der Versuche am KGP war zum einen ein besseres Verständnis für die Einflüsse verschiedener Parameter wie Drehzahl, Last und Schmierung auf das Körperschallsignal zu erhalten und zum anderen die Entwicklung eines Drei-Klassen-Klassifikators zur Unterscheidung der Reibungszustände (siehe Kapitel 4). Es ergaben sich anschließend weitere Untersuchungen und Ergebnisse an diesem Prüfstand, wie z. B. die Überwachung des Einlaufverschleißes (siehe Kapitel 5) oder die Lokalisierung der Mischreibung über den Gleitlagerumfang (siehe Kapitel 7).

3.2.1 Mechanischer Aufbau

In Abbildung 3.2 ist der KGP des Fachgebiets MDT und die an diesem Prüfstand möglichen Betriebsparameter abgebildet. Das Prinzip besteht darin, dass eine radiale Belastungskraft F_N auf das ruhende Lager ausgeübt wird, wodurch dieses gegen eine rotierende Welle gedrückt wird. Ist die Belastungskraft höher als der sich im Gleitlager aufbauende hydrodynamische Schmierfilmdruck, kommen die beiden Gleitpartner in Berührung und es entsteht Misch- bzw. Festkörperreibung, andernfalls findet Flüssigkeitsreibung statt. Die Welle wurde durch einen drehzahlgeregelten Servomotor der Firma „Mattke“ (HSR0530/L4-60-P) angetrieben. Dieser Motor besitzt ein Nenndrehmoment von 3 Nm und eine Nenndrehzahl von 6000 U/min. Die Ansteuerung geschieht über einen Servoregler (Mattke MDR 2300 SE). Ein Pneumatikzylinder der Firma „Festo“ (ADVC-63-10-A-P) wurde zur Erzeugung der radialen Belastungskraft verwendet. Zwei Stützlager der Firma „Mädler“ (62515000) waren rechts und links vom Gleitlager angebracht, um eine einfache Montage und Demontage des Lagers zu ermöglichen. Um Störsignale der Stützlager weitestgehend zu dämpfen, wurden zwei Kunststoffringe aus Nylon 6.6 zwischen die Welle und die Stützlager angebracht.

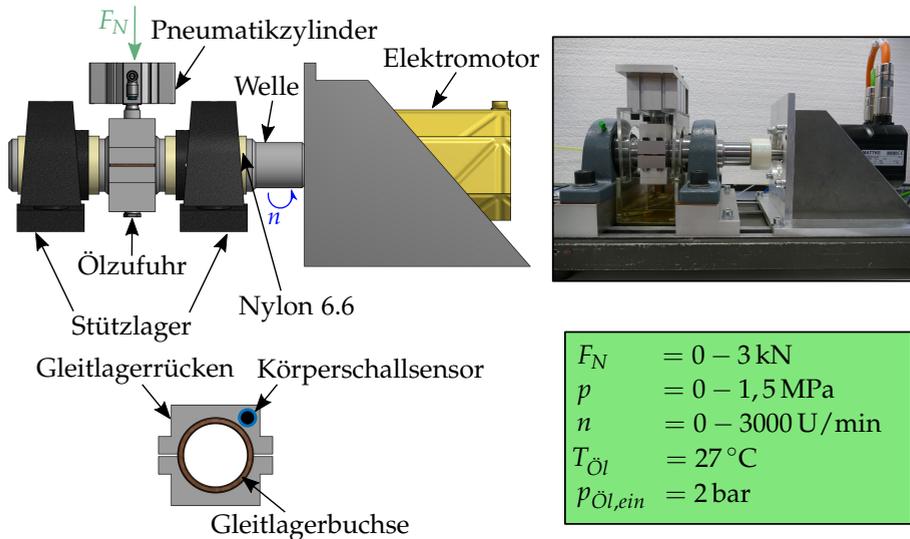


Abbildung 3.2: Mechanischer Aufbau und Betriebsparameter des kleinen Gleitlagerprüfstandes (KGP) [71].

Der Gleitlagerrücken bestand aus zwei Teilen, welche mit Schrauben befestigt wurden, um ein einfaches Auswechseln des Gleitlagers zu ermöglichen. Über eine Durchgangsbohrung wurde das Schmiermittel mithilfe einer Zahnradpumpe aus dem Tank in das Gleitlager befördert. Der Zuführöldruck $p_{\text{Öl,ein}}$ betrug dabei 2 bar. Das Schmiermittel lief im Betrieb an den Seiten des Gleitlagers heraus, wurde in einer Ölwanne aufgefangen und anschließend in einen zweiten Behälter befördert. Die Unterbrechung des Schmiermittelkreislaufes wurde notwendig, um die Schmiermitteltemperatur konstant halten zu können. Das Schmiermittel hatte während der Versuche eine nahezu konstante Temperatur von 27 °C. Die Schmierung der Gleitflächen erfolgte durch ein Mineralöl der ISO VG-Klasse 10. Da eine Erhitzung des Öles zu diesem Zeitpunkt noch nicht möglich war, wurde diese geringe Viskosität notwendig, um mit den gegebenen Drehzahl- und Lastgrenzen alle drei Reibungszustände abbilden zu können. Im weiteren Verlauf der Arbeit wurde der Gleitlagerprüfstand um eine Temperaturregelung modifiziert, sodass ein praxisnahes Schmieröl verwendet werden konnte (siehe Abschnitt 3.3).

3.2.2 Messtechnik und Sensorik

Zur Aufnahme von Betriebsdaten und des Körperschallsignals $AE(t)$ sowie zur Prüfstandssteuerung wurde ein Mess- und Steuerungssystem entwickelt,

3 Gleitlagerprüfstände

welches in Abbildung 3.3 zu sehen ist. Dieses besteht aus Sensorik, Signalverarbeitungseinheiten wie Verstärker, Filter oder Messumformer, einem Messdatenerfassungssystem zusammengesetzt aus A/D Messkarten und einem Mess- und Steuerungsrechner. In diesem System sind auch die Stellgrößen Belastungskraft F_N über den pneumatischen Zylinderdruck p_{pneu} , der Zuführöl- druck $p_{\dot{o}l,ein}$ und die Motordrehzahl n dargestellt. Die Ansteuerung des Servomotors geschieht durch einen Servoregler. Das hier beschriebene Mess- und Steuerungssystem wurde, für die späteren Verschleißversuche, um analoge Messgrößen wie Motordrehzahl n , Motorstrom I_{Motor} und Zylinderdruck erweitert (siehe Abschnitt 3.3.2). Zur Messung der Lagertemperatur $T_L(t)$ und Schmierstofftemperatur $T_{\dot{o}l}(t)$ wurden Pt100-Temperaturmessfühler verwendet. Das Ausgangssignal dieser Sensoren wurde durch Messumformer in ein Spannungssignal im Bereich von 0-10 V umgewandelt. Ein Druckmessumformer zur Relativdruckmessung wurde zur Bestimmung des Zuführöldruckes $p_{\dot{o}l,ein}(t)$ eingesetzt. Dieser wandelt Drücke zwischen 0 und 6 bar in ein lineares Ausgangssignal von 0-10 V um.

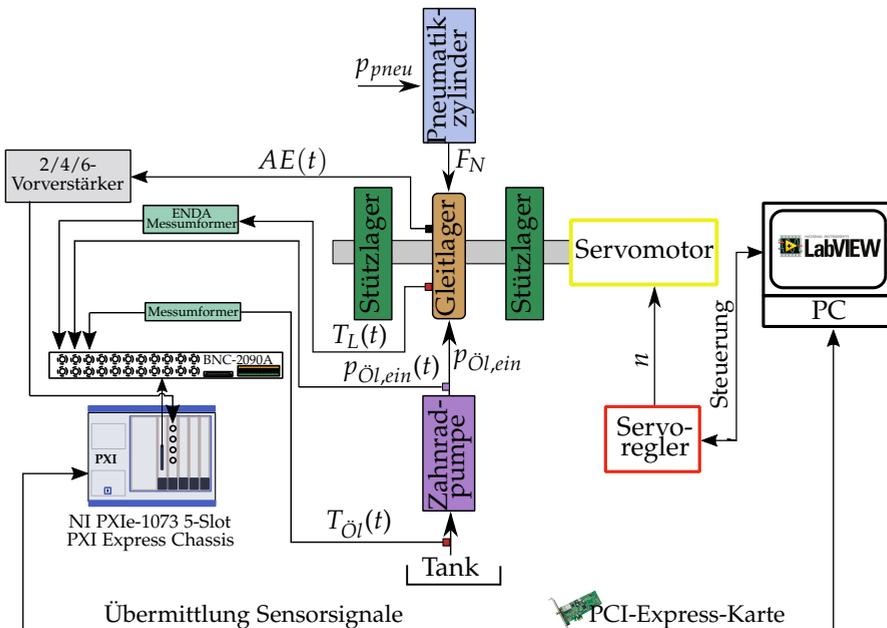


Abbildung 3.3: Mess- und Steuerungssystem zur Aufnahme von Betriebsdaten und des Körperschallsignals sowie zur Prüfstandssteuerung des kleinen Gleitlagerprüfstandes (KGP).

Die analogen Ausgangssignale dieser Sensoren wurden an eine 16 bit National Instruments PXI-Multifunktions-Messkarte (NI 6356) übermittelt. Die Messkarte wurde in ein NI-PXI-Express-Chassis integriert, welches durch eine PCI-Express-Karte mit dem Messrechner verbunden war. Sowohl die Steuerung des Prüfstandes als auch die Messdatenaufzeichnung erfolgten mit LabVIEW. Die Aufnahme der Körperschallemissionen wird in Abschnitt 3.4 erläutert.

3.2.3 Software zur Prüfstandssteuerung

Im Folgenden wird die Oberfläche zur Prüfstandssteuerung beschrieben. Zur Realisierung dieser Software wurde das grafische Programmierungssystem LabVIEW verwendet, da es bereits eine Vielzahl wichtiger Funktionen zur Verfügung stellt.

Die Prüfstandssteuerung besteht im Wesentlichen aus der Ansteuerung des Servomotors, um unterschiedliche reale Szenarien am Prüfstand simulieren zu können. Die Kommunikation zwischen Rechner und Servoregler konnte wahlweise über USB oder das User Datagram Protocol (UDP) erfolgen. In dieser Arbeit wurde eine Kommunikation über UDP gewählt. An dieser Stelle wird davon abgesehen die Kommunikation über UDP und die Realisierung in LabVIEW detailliert zu beschreiben. Für eine ausführliche Erläuterung wird auf [8] verwiesen.

Die entwickelte Software ist in der Lage, den Servomotor in den folgenden vier verschiedene Betriebsmoden zu steuern:

- Drehzahl beliebig: Die eingestellte Sollzahl wird durch eine Drehzahlregelung konstant gehalten.
- 9-Phasen-Modell: Eine beliebige Drehzahltrajektorie, bestehend aus neun Phasen, kann entworfen und durchfahren werden.
- Drehzahl-Inkrement: Die Drehzahl kann ausgehend von einer Anfangsdrehzahl in festen Intervallen erhöht bzw. verringert werden, bis die gewünschte Enddrehzahl erreicht ist.
- Positionieren: Ausgehend von der aktuellen Winkellage kann ein festgelegter Winkel angefahren werden.

Mithilfe der Betriebsart Drehzahl-Inkrement konnten die für die Klassifikation wichtigen Drehzahlrampen durchgeführt werden. Das 9-Phasen-Modell ermöglichte z. B. einen Start-Stopp-Betrieb.

3 Gleitlagerprüfstände

In Abbildung 3.4 ist die Steuerungsoberfläche beispielhaft für die Betriebsart Drehzahl-Inkrement dargestellt. Die Eingabefelder sind von 1-5 nummeriert und erlauben eine benutzerfreundliche Steuerung. In Feld 6 wird der draus resultierende Drehzahlverlauf als Vorschau angezeigt. Die aktuelle Ist-Drehzahl wird außerdem im Tachometer sichtbar. Die Parametrisierung des Servomotors wurde nicht durch die entwickelte Software, sondern durch die mitgelieferte Software ServoCommander durchgeführt.

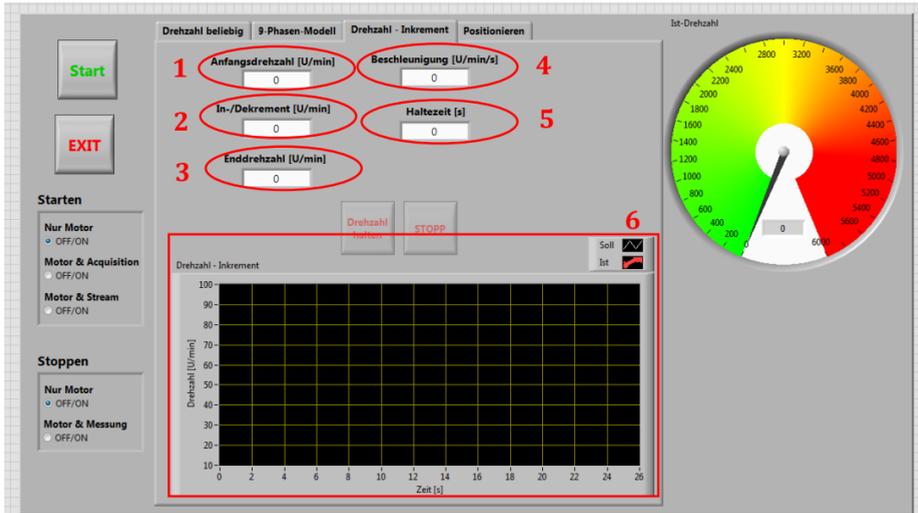


Abbildung 3.4: Benutzeroberfläche der Prüfstandssteuerung; Betriebsart Drehzahl-Inkrement [8].

3.3 Temperaturgeregelter Gleitlagerprüfstand (TGP)

Da der Reibungs- und Verschleißzustand eines Gleitlagers nicht nur von der Drehzahl und Last abhängt, sondern auch von der Änderung der Schmiermittelviskosität η , welche vor allem durch die Schmiermitteltemperatur beeinflusst wird, wurde der temperaturgeregelte Gleitlagerprüfstand (TGP) notwendig. An diesem Prüfstand war es nun möglich, neben der Drehzahl n und Belastungskraft F_N , auch definierte Schmierstofftemperaturen $T_{Öl}$ einzustellen. Dadurch konnte nun untersucht werden, inwieweit die am KGP ermittelten Zusammenhänge zwischen Reibungszustand und Körperschallsignal bei variierender Drehzahl und Last auch bei unterschiedlichen Schmiermittelvis-

regelventil und einem Druckbegrenzungsventil erweitert und befindet sich unterhalb des Versuchsbereiches. Der Ölbehälter besitzt ein Fassungsvermögen von 29 l. Die Heizelemente können für die Öltemperaturregelung eine Heizleistung von bis zu 1450 W liefern. Die eine Pumpe wird zur Kühlung verwendet und die andere fördert das Öl in das Gleitlager und in den Hydraulikzylinder. Bevor das Öl in diese Komponenten gefördert wird, passiert es einen Metallfilter (Optimicron, 10 μm), um Schäden durch Metallpartikel zu verhindern. Da die Temperatur an diesem Prüfstand geregelt wird, konnte das Öl nun in einem Kreislauf gefördert werden.

Durch die Möglichkeit der Erhöhung der Schmierstofftemperatur $T_{\text{Öl}}$ auf bis zu 100 °C konnte nun ein höher viskoses Schmieröl verwendet werden. Als Schmieröl kam das vollsynthetische Getriebeöl CKT 68 der Firma „Addinol“ zum Einsatz. Es ist besonders geeignet bei hohen Temperaturen von bis zu 120 °C. Durch diese Änderung musste auch die Druckaufbringung durch den Zylinder geändert werden, da nun höhere Kräfte notwendig wurden, um das Gleitlager in der Misch- bzw. Festkörperreibung betreiben zu können. Zur Erzeugung der hydraulischen radialen Belastungskraft $F_{N,hydr}$ wurde ein Hydraulikzylinder der Firma „Hydac“ (BZ500.50/32.02.201.25) verwendet. Es konnte nun eine hydraulische radiale Belastung von bis zu 20 kN, was einem hydraulischen Zylinderdruck p_{hydr} von 100 bar entspricht, auf das Gleitlager aufgebracht werden.

3.3.2 Messtechnische Modifikationen

Das modifizierte Mess- und Steuerungssystem ist in Abbildung 3.6 vereinfacht dargestellt. Die Messgrößen Motorstrom $I_{Motor}(t)$ und Motordrehzahl $n(t)$ wurden als analoge Ausgangssignale dem Elektromotor entnommen und mit 20 kS/s abgetastet. Die Abtastfrequenz des Zylinderdruckes $p_{hydr}(t)$, des Zufuhröldruckes $p_{\text{Öl},ein}(t)$, der Schmierstofftemperatur $T_{\text{Öl}}(t)$ und der Öltanktemperatur $T_{\text{Öl},Tank}(t)$ lag bei 50 S/s. Die elektrische Kontaktspannung $KS(t)$ wurde ebenfalls mit 20 kS/s abgetastet und ist in Abschnitt 3.3.2.1 näher beschrieben.

Zur Aufzeichnung des Zylinderdruckes $p_{hydr}(t)$ kam ein Drucksensor der Firma „Hydac“ (HDA4800) zum Einsatz. Die Schmierstofftemperatur $T_{\text{Öl}}(t)$ und Öltanktemperatur $T_{\text{Öl},Tank}(t)$ wurden durch Temperatursensoren der Firma „Hydac“ (ETS 4146-B-006-00 und ETS 4100-B250) gemessen.

Geregelt werden an diesem Prüfstand der Zufuhröldruck $p_{\text{Öl},ein}$, der hydraulische Zylinderdruck p_{hydr} , die Öltanktemperatur $T_{\text{Öl},Tank}$ sowie die Motordrehzahlen n und n_{hydr} .

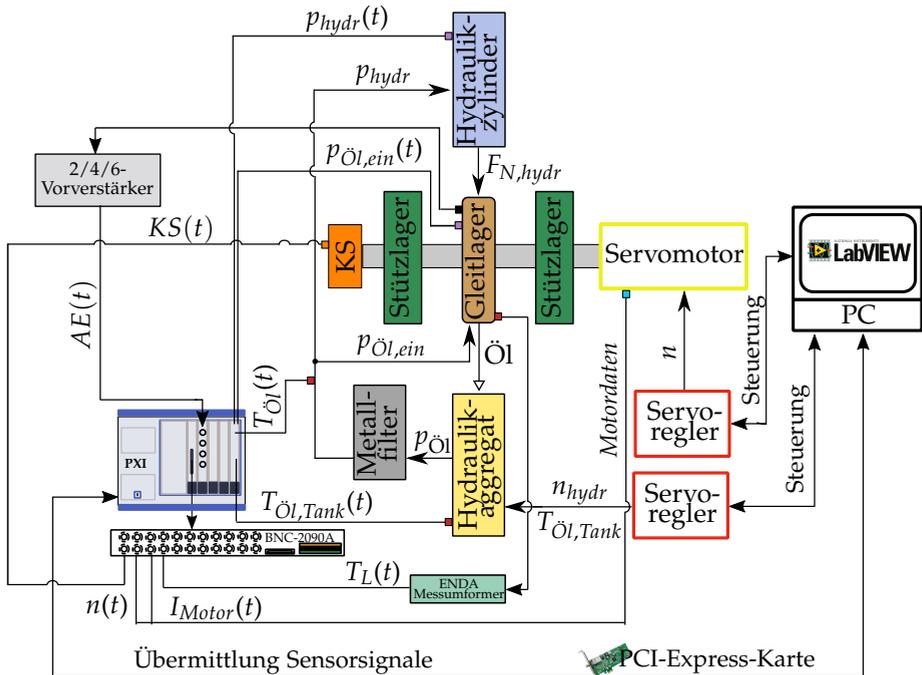


Abbildung 3.6: Mess- und Steuerungssystem zur Aufnahme von Betriebsdaten und des Körperschallsignals sowie zur Prüfstandssteuerung des temperaturregelter Gleitlagerprüfstandes (TGP) (vereinfacht).

3.3.2.1 Prinzip der elektrischen Kontaktspannungsmessung

Die Abbildung 3.7 zeigt das elektrische Schaltbild zur Messung der Kontaktspannung KS zwischen Gleitlager und Welle. Eine Spannungsquelle liefert 5 V Eingangsspannung. R_C stellt den Gesamtwiderstand der Prüfstandskomponenten wie den des Gleitlagers und der Welle dar und liegt bei ca. $0,2\Omega$. Der Widerstand des Öles $R_{\text{Öl}}$ ist variabel und ändert sich mit dem Reibungszustand. Die elektrische Kontaktspannung KS wird über dem Widerstand R_{KS} gemessen, welcher einen Wert von 50Ω besitzt. In der Flüssigkeitsreibung sind das Gleitlager und die Welle durch einen Schmierfilm voneinander getrennt. Aufgrund der geringen Leitfähigkeit des Öles entsteht ein sehr hoher Widerstand bei $R_{\text{Öl}}$. Die Spannung fällt über diesen Widerstand ab, sodass die über R_{KS} gemessene elektrische Kontaktspannung null ist. In der Festkörperreibung kommen das Gleitlager und die Welle in Berührung, sodass der Widerstand $R_{\text{Öl}}$ nahezu null ist. Fast die gesamte Spannung kann dann über R_{KS} abfließen.

Bei der Verwendung der elektrischen Kontaktspannungsmessung sollten jedoch einige Aspekte beachtet werden. Bei Vorhandensein von Metallpartikeln im Öl kann es zu einer Fehlinterpretation kommen. Es kommt dabei zu einem Ausschlag, obwohl das Gleitlager in der Flüssigkeitsreibung betrieben wird. Außerdem führen schon kleinste Berührungen der Rauheitsspitzen ebenfalls zu einem Ausschlag der elektrischen Kontaktspannung, obwohl diese sanften Berührungen noch keinen Einfluss auf das Verschleißverhalten des Gleitlagers haben. Aus diesen Gründen sollte die elektrische Kontaktspannungsmessung mit Bedacht angewendet werden.

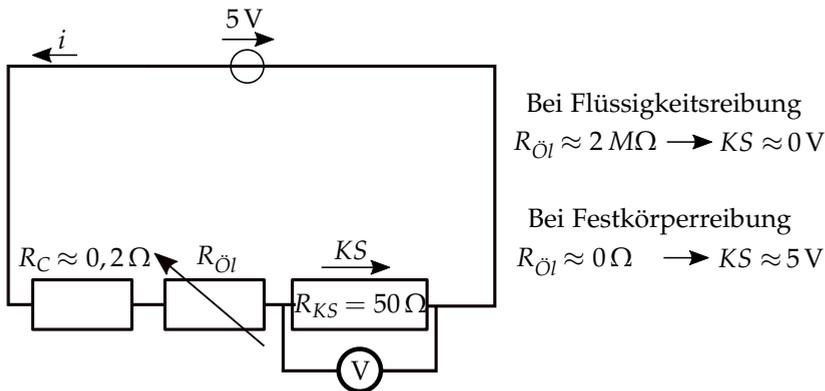


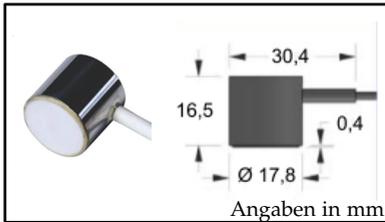
Abbildung 3.7: Elektrisches Schaltbild zur Messung der elektrischen Kontaktspannung KS .

3.4 Körperschallaufnahme

Zur Aufnahme der Körperschallemissionen kam der breitbandige, piezoelektrische Physical Acoustics Corporation (PAC) Wideband (WD) Sensor mit einem Frequenzbereich von 100–900 kHz zum Einsatz (siehe Abbildung 3.8). Als Kopplungsmittel zum Gleitlager wurde Epoxydharz verwendet. Da die Signalamplitude meist im μV -Bereich liegt, wurde ein durch die Firma „PAC“ speziell für die Körperschallmessung entwickelter Verstärker mit integriertem Bandpassfilter (2/4/6 Vorverstärker) eingesetzt. Dadurch wurden die Signale einerseits in den Millivolt bzw. Volt Bereich verstärkt und andererseits das Signal-Rausch-Verhältnis verbessert. Es können die drei Verstärkerstufen 20, 40 und 60 dB eingestellt werden, wobei für diese Arbeit 60 dB ausgewählt wurde, da Reibungssignale eine besonders geringe Signalamplitude aufweisen.

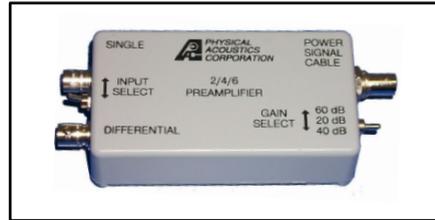
Ein Bandpassfilter wurde verwendet, um sehr niederfrequente oder sehr hochfrequente Störsignale zu dämpfen. Die Bandbreite dieses Filters lag bei 20–1200 kHz. Der Ausgang des Vorverstärkers ist eine Spannung im Bereich von 10 V_{pp}. Dieses analoge Ausgangssignal wurde mit einer 16 bit high-speed A/D Messkarte der Firma „Spectrum“ (MX4963) aufgezeichnet, welche eine Abtastrate von bis zu 50 MS/s bereitstellen kann.

Körperschallsensor



Material: Keramik
 Frequenzbereich: 100–900 kHz
 Kopplungsmittel: Epoxydharz

Verstärker + Bandpassfilter



Verstärkung: 20/40/60 dB
 Bandbreite: 20–1200 kHz
 Ausgangsspannung: 10 V_{pp}

Abbildung 3.8: Körperschallsensor und Vorverstärker [81, 80].

3.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden die für die Reibungs- und Verschleißexperimente entwickelten Gleitlagerprüfstände vorgestellt. Diese wurden im Rahmen dieser Arbeit entworfen sowie mechanisch, mess- und softwaretechnisch umgesetzt. Das Prinzip beider Prüfstände besteht darin, dass eine radiale Belastungskraft auf das ruhende Gleitlager ausgeübt wird, wodurch dieses gegen eine rotierende Welle gedrückt wird. Ist der sich im Lager aufbauende Schmierfilmdruck höher als die Belastungskraft, entsteht Flüssigkeitsreibung, ansonsten Misch- oder Festkörperreibung. Als Versuchsobjekt kam eine Gleitlagerbuchse aus dem Gusswerkstoff Rotguss (RG 7) zum Einsatz. Als Gleitpartner wurde eine gehärtete Welle aus Stahl eingesetzt. Als Körperschallsensor wurde der piezoelektrische Physical Acoustics Corporation (PAC) Wideband (WD) Sensor mit einem Frequenzbereich von 100–900 kHz verwendet. Der Körperschallsensor wurde auf die Gleitlagerhalterung aufgeklebt.

Am kleinen Gleitlagerprüfstand (KGP) war es möglich, die Drehzahl und Last zu variieren. Da der Reibungs- und Verschleißzustand eines Gleitlagers nicht nur von der Drehzahl und Last abhängt, sondern auch von der Änderung der Schmiermittelviskosität, welche vor allem durch die Schmiermitteltempe-

ratur beeinflusst wird, wurde der temperaturgeregelten Gleitlagerprüfstand (TGP) notwendig. Um die Temperaturregelung zu realisieren, wurden dabei mechanische sowie messtechnische Modifikationen am KGP vorgenommen. Zudem ergaben sich durch die Möglichkeit der Erhitzung des Schmiermittels andere Voraussetzungen an die Schmierölsorte und Druckaufbringung. Durch die Temperaturregelung wurde außerdem sichergestellt, dass die Temperatur über die Versuchszeit konstant bleibt. Dies ist gerade für die Langzeituntersuchungen wichtig. Zusätzlich zur Körperschallmessung war es am temperaturgeregelten Gleitlagerprüfstand möglich, die elektrische Kontaktspannung (*KS*) als Validierungsgröße für den Reibungszustand zu messen.

4 Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände

In diesem Kapitel wird die Entwicklung eines Klassifikators zur Unterscheidung der drei Reibungszustände Flüssigkeits-, Misch- und Festkörperreibung eines Gleitlagers basierend auf Körperschallsignalen und maschineller Lernverfahren vorgestellt.

Ob sich ein hydrodynamisches Gleitlager im Gut- oder Schlecht-Zustand befindet, hängt in erster Linie vom Reibungszustand ab. Der Gut-Zustand wird der Flüssigkeitsreibung zugeordnet und dabei eine theoretisch unendliche Lebensdauer angenommen, der Schlecht-Zustand wird der Misch- und Festkörperreibung zugeordnet. Zur Entwicklung eines stabil und zuverlässig arbeitenden Diagnosesystems ist somit die Kenntnis über den aktuellen Reibungszustand des Gleitlagers notwendig. Die Versuchsreihen zur Entwicklung dieses Klassifikators wurden am kleinen Gleitlagerprüfstand (KGP) des Fachgebiets MDT (siehe Abschnitt 3.2) durchgeführt. Im folgenden Abschnitt wird die Idee und methodische Vorgehensweise zur Entwicklung dieses Dreiklassen-Reibungszustandsklassifikators beschrieben. Im Anschluss werden die Ergebnisse der jeweiligen Teilschritte detailliert vorgestellt.

Um zu untersuchen, ob die Unterscheidung der Reibungszustände auch bei variabler Ölviskosität, hervorgerufen durch die Änderung der Schmierstofftemperatur, möglich ist, wurden anschließend Versuche am temperaturgeregelten Gleitlagerprüfstand (KGP) des Fachgebiets MDT (siehe Abschnitt 3.3) durchgeführt. Die Ergebnisse dazu finden sich in Abschnitt 4.4.

4.1 Idee und methodische Vorgehensweise

In Abbildung 4.1 sind die Teilschritte zur Entwicklung eines Klassifikators zur Erkennung der Gleitlagerreibungszustände dargestellt. Im ersten Schritt wurden geeignete Versuche geplant. Dabei kam für die Auswahl der Betriebspunkte die DIN 31652 [24] zum Einsatz. Die unterschiedlichen Betriebspunkte mussten so gewählt werden, dass alle drei Reibungszustände im Gesamtdatensatz vorhanden waren. Anschließend wurden die ausgewählten Versuche durchgeführt und die Körperschallsignale aufgezeichnet. Zur Untersuchung der Körperschallsignale ist eine sorgfältige Signalvorverarbeitung unverzichtbar. Ohne eine solche Vorverarbeitung werden die Reibungssignaturen durch

4 Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände

andere Maschinengeräusche gestört. Im Anschluss an die Signalvorverarbeitung wurden Merkmale aus dem Zeit-, Frequenz- und Zeit-Frequenzbereich extrahiert. Nicht alle extrahierten Merkmale eignen sich für eine Klassifikation der Reibungszustände, sodass anhand von Experten- und Domänenwissen trennungswirksame Merkmale manuell ausgewählt wurden.

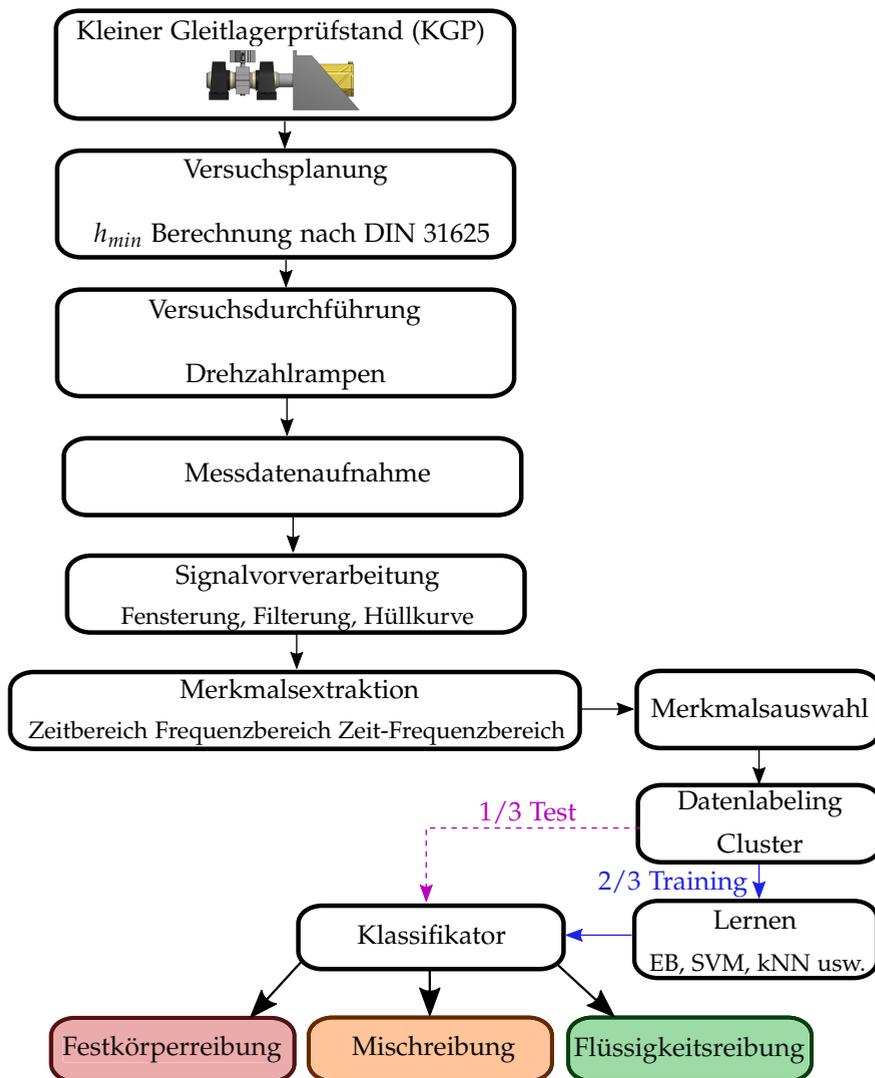


Abbildung 4.1: Teilschritte zur Entwicklung eines Drei-Klassen-Klassifikators zur Zustandserkennung der Gleitlagerreibungszustände.

Da es an diesem Prüfstand aufgrund fehlender Validierungsgrößen nicht möglich war die aufgezeichneten Muster den korrekten Klassen zuzuordnen, wurde ein Clustering-Verfahren zum Labeln der Reibungsdaten angewendet. Anschließend wurden verschiedene Lernverfahren eingesetzt, um Klassifikatoren anzutrainieren. Dabei wurden 2/3 der gesamten Stichprobe als Trainingsdaten eingesetzt. Die entwickelten Klassifikatoren wurden schließlich auf Grundlage ihrer Erkennungsrate hin bewertet. Anschließend wurde mit den verbliebenen 1/3 der gesamten Stichprobe getestet. Der Ausgang der Klassifikation sind drei verschiedene Klassen: Festkörperreibung, Mischreibung und Flüssigkeitsreibung.

4.2 Versuchsplanung und -durchführung

Die Anforderung an die Versuche war in erste Linie die Erzeugung aller drei Reibungszustände, um einen ausreichenden Datensatz zu generieren. Mit Hilfe der DIN 31652 [24] entstand die in Abbildung 4.2 dargestellte Tabelle. Zu sehen ist die für diesen Prüfstand berechnete minimale Schmierstalthöhe h_{min} bei unterschiedlichen Drehzahl-Last-Kombinationen. Der rot markierte Bereich stellt die kritischen Reibungszustände dar. Diese ergeben sich aus der zulässigen minimalen Schmierstalthöhe $h_{min,zul}$, welche für diese Gleitpartnerkombination bei ca. $4\mu\text{m}$ liegt. Aus dieser Tabelle lässt sich nun für jede Laststufe ein geeigneter Drehzahlbereich definieren, sodass möglichst alle Rei-

Minimale Schmierstalthöhe in μm											
Belastungs- kraft in N	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
Drehzahl in U/min											
40	3,08	1,97	1,53	1,28	1,07	0,93	0,86	0,79	0,72	0,65	0,58
80	5,08	3,97	3,08	2,32	1,97	1,74	1,53	1,38	1,28	1,17	1,07
120	7,59	5,08	4,26	3,67	3,08	2,49	2,20	1,97	1,81	1,67	1,53
160	8,85	6,97	5,08	4,41	3,96	3,52	3,08	2,64	2,31	2,14	1,96
200	9,69	8,09	6,58	5,07	4,49	4,14	3,79	3,43	3,08	2,72	2,38
240	11,37	8,84	7,58	6,32	5,06	4,55	4,25	3,96	3,66	3,37	3,07
280	12,57	9,38	8,30	7,21	6,13	5,05	4,59	4,34	4,08	3,83	3,57
320	13,47	10,29	8,83	7,89	6,94	5,99	5,04	4,62	4,40	4,17	3,95
360	14,17	11,34	9,25	8,41	7,56	6,71	5,87	5,02	4,64	4,44	4,24
400	15,21	12,18	9,62	8,82	8,06	7,30	6,53	5,77	5,01	4,66	4,48
440	16,22	12,86	10,54	9,16	8,47	7,78	7,08	6,39	5,69	5,00	4,67
480	17,07	13,44	11,30	9,45	8,81	8,17	7,54	6,90	6,26	5,62	4,98

Abbildung 4.2: Minimale Schmierstalthöhe h_{min} für verschiedene Drehzahl-Last-Kombinationen nach DIN 31652 [24].

Reibungszustände erzeugt werden können. An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Berechnung nach DIN 31652 nicht den genauen Übergang in die Mischreibung angeben kann, da einige Vereinfachungen wie z. B. die Vernachlässigung der Oberflächenglättung durch Misch- oder Festkörperreibung getroffen werden. Die Berechnung nach DIN 31652 soll lediglich eine Unterstützung bei der Definition der Betriebspunkte darstellen.

4.2.1 Drehzahl-Last-Kombinationen

Durch die Stribeck-Kurve (Abschnitt 2.3.2) ist bekannt, dass der Reibungszustand eines Gleitlagers vor allem von einer Kombination aus Drehzahl, Last und Ölviskosität abhängt. Um diese Kurve zu erzeugen, wurde am Gleitlagerprüfstand die Drehzahl bei konstanter Last in definierten Schritten reduziert. In Abbildung 4.3 ist der Versuchsablauf einer Drehzahlrampe schematisch dargestellt. Bei konstanter radialer Last wird die Wellendrehzahl stufenweise in 20-U/min-Schritten reduziert. Jede Drehzahl wird für drei Sekunden gehalten, um mindestens eine Umdrehung pro Drehzahlschritt zu gewährleisten. Dadurch wird ebenfalls sichergestellt, dass es nicht zu starken Drehzahlschwankungen kommt, was die spätere Signalanalyse vereinfacht. Es ergeben sich insgesamt 209 unterschiedliche Drehzahl-Last-Kombinationen, welche die gesamte Stichprobe darstellen. Diese Stichprobe wird in 2/3 Trainingsdatensatz und 1/3 Testdatensatz aufgeteilt.

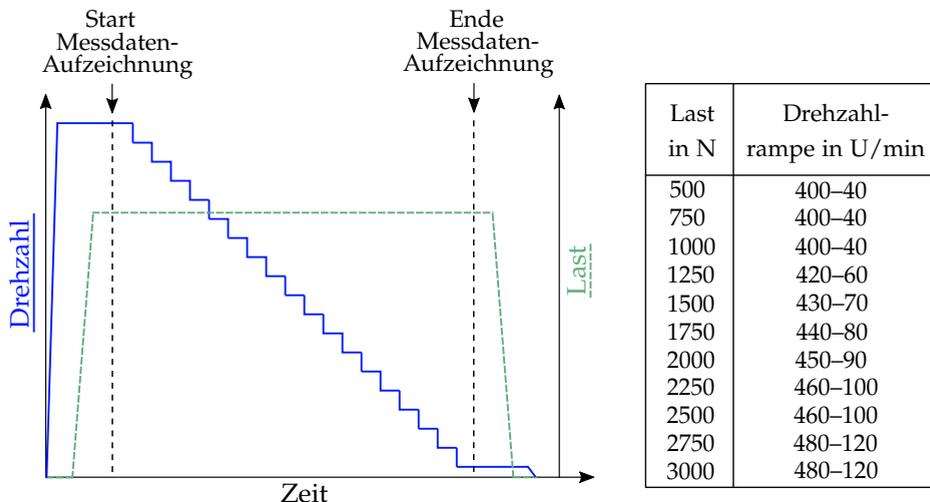


Abbildung 4.3: Versuchsablauf einer Drehzahlrampe (**links**) und durchgeführte Drehzahl-Last-Kombinationen (**rechts**).

4.3 Ergebnisse der Klassifikation

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Klassifikation der Reibungszustände beschrieben. Es beinhaltet die Signalvorverarbeitung, die Merkmalsbildung, das Labeln der Körperschallmuster mit einem Clustering-Verfahren sowie das Trainieren und Testen von Klassifikatoren.

4.3.1 Signalvorverarbeitung

Die Signalvorverarbeitung der aufgezeichneten Körperschallsignale bildet die Grundlage für eine erfolgreiche Merkmalsbildung und anschließende Klassifikation. Ohne eine Vorverarbeitung wird das Nutzsignal, welches in diesem Fall das Reibungssignal darstellt, mit Rauschen anderer Komponenten überlagert. Im Folgenden werden die Fensterung und Filterung der Signale als zentrale Vorverarbeitungsschritte erläutert.

Fensterung: Für eine erfolgreiche Merkmalsextraktion sollten die Daten so segmentiert werden, dass innerhalb eines Musters nur eine Reibungsklasse vorhanden ist. Wird diese Fensterung nicht durchgeführt, so kann es zu einer Unsicherheit bei der Zuordnung der jeweiligen Reibungszustandsklasse kommen, da gleichzeitig mehrere Reibungszustände in einem einzelnen Da-

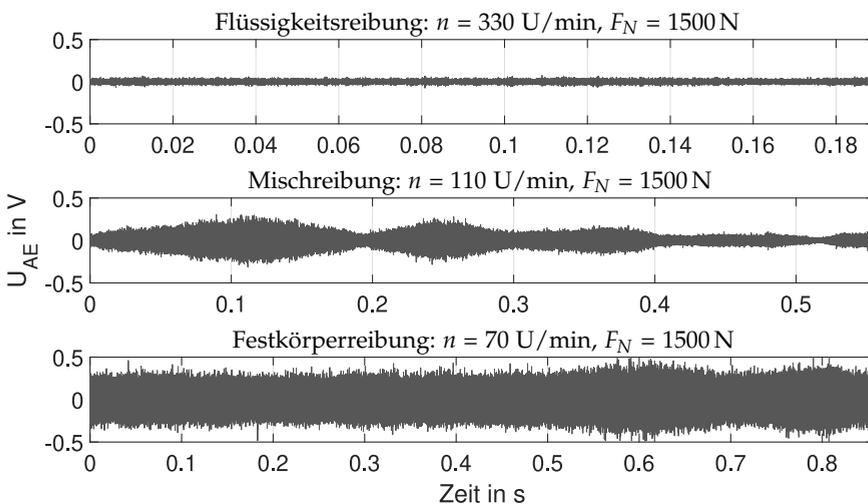


Abbildung 4.4: Darstellung des gefensterten Körperschallsignals über die Zeit für Flüssigkeitsreibung (**oben**), Mischreibung (**mitte**) und Festkörperreibung (**unten**).

tensatz auftreten. In dieser Arbeit wurde eine Fensterung von jeweils einer Umdrehung durchgeführt. Die Abbildung 4.4 zeigt die gefensterten Körperschallsignale für die drei Reibungszustände, welche durch eine Reduzierung der Drehzahl hervorgerufen wurden.

Filterung: Im Betrieb wird der durch Gleitlagerreibung emittierte Körperschall durch andere Maschinengeräusche überlagert, was die anschließende Klassifikation der Reibungszustände erheblich erschwert oder gar unmöglich macht. Der Vorteil der Betrachtung des Ultraschallbereichs für die Reibungsdetektion wurde bereits von anderen Autoren gezeigt [43]. Maschinengeräusche finden sich eher im hörbaren Bereich, wobei Reibung auch im hochfrequenten detektierbar ist. Die Verwendung eines Frequenzbereiches von 100 kHz-300 kHz für die Detektion von Reibungsereignissen mithilfe der Körperschallsensorik hat sich bislang bewährt [72]. In Abbildung 4.5 ist ein sogenanntes Wasserfalldiagramm dargestellt, welches die Frequenzspektren über die Drehzahl für eine konstante Last zeigt. Zu sehen ist zunächst einmal, dass mit sinkender Drehzahl Frequenzanteile ab 300 kHz aufgrund von Misch- und Festkörperreibung dominant werden. Jedoch sinkt mit höher werdender Frequenz auch die Signalamplitude. Welcher Frequenzbereich für die Reibungszustandsunterscheidung am besten geeignet ist, lässt sich allein anhand dieser Graphik nicht ermitteln.

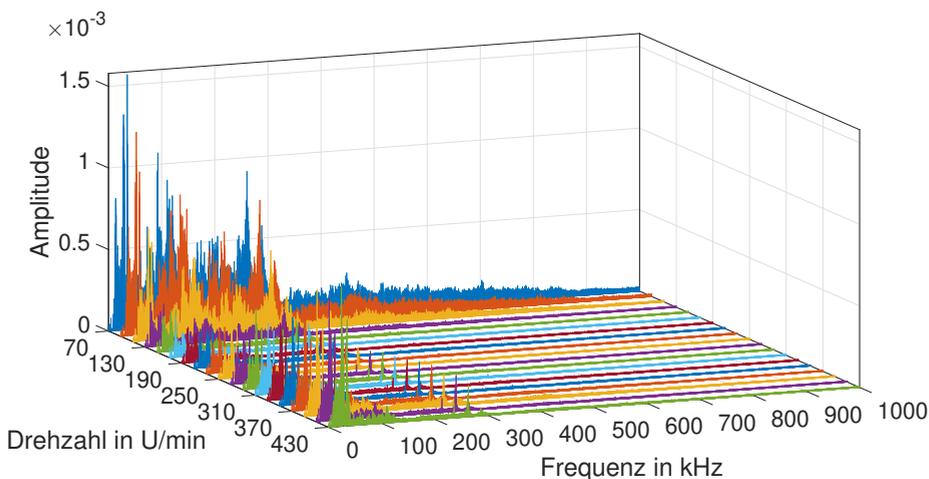


Abbildung 4.5: Wasserfalldiagramm des Körperschallsignals bei Durchführung einer Drehzahlrampe.

Aus diesem Grund wurden in dieser Arbeit verschiedene Band-, Hoch- und Tiefpassfilter erstellt, welche in Abbildung 4.6 zu sehen sind. In Anhang B.1

sind die Designparameter der entworfenen Filter aufgeführt. Zur Beurteilung der Auswirkungen dieser Filter auf das Körperschallsignal wird ein in der Literatur häufig eingesetztes Merkmal, der RMS-Wert des Körperschallsignals, verwendet. Idealerweise sollte ein trennungswirksames Merkmal keine wesentlichen Änderungen im Bereich der Flüssigkeitsreibung aufweisen, da keine mechanische Reibung in diesem Bereich auftritt. Am Übergang zur Mischreibung sollte das Merkmal mit zunehmendem Anteil der Festkörperreibung ansteigen, um zwischen der Flüssigkeitsreibung und den beiden anderen Reibungszuständen unterscheiden zu können. Je größer die Differenz zwischen RMS-Wert der Flüssigkeitsreibung und dem der Misch- oder Festkörperreibung ist, desto besser lassen sich diese Reibungszustände voneinander differenzieren. Bei Anwendung des Tiefpassfilters TP1 mit einer Grenzfrequenz von 50 kHz ist im Bereich der Flüssigkeitsreibung ein Anstieg des RMS-Wertes mit steigender Drehzahl zu sehen. Dies ist unter anderem durch das Vorhandensein von Maschinengeräuschen im Signal zu begründen. Auch der Übergangsbereich in die Mischreibung ist durch die Maschinengeräusche wesentlich gedämpft. Die Unterscheidung der Flüssigkeitsreibung von der Mischreibung ist durch eine solche Filterung nicht möglich. Im Gegensatz dazu werden jedoch durch die Anwendung der Bandpassfilter oder des Hochpassfilters die Maschinengeräusche wesentlich gedämpft. Im Bereich der Flüssigkeitsreibung ist ein beinahe linearer Verlauf zu erkennen und der Übergangsbereich in die Mischreibung ist deutlich von der Flüssigkeitsreibung unterscheidbar. Das beste Ergebnis liefert aufgrund des höheren Signal-Rausch-Verhältnisses der digitale Hochpassfilter HP1 mit einer Grenzfrequenz von 100 kHz.

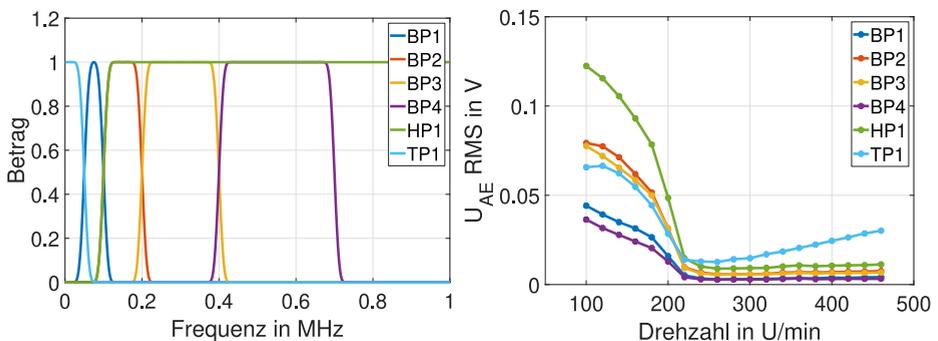


Abbildung 4.6: Verschiedene Band-, Hoch- und Tiefpassfilter (**links**) und die RMS-Werte des Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 2250 N nach der Signalzerlegung (**rechts**).

4.3.1.1 Pulsweitenmodulation des Elektromotors

Bei der Auswertung der Messdaten hat sich gezeigt, dass die Pulsweitenmodulation (PWM) des Elektromotors sehr dominant im Körperschallsignal zu sehen ist. Es musste eine Möglichkeit gefunden werden, diese breitbandigen, periodisch auftretenden Störsignale entweder mechanisch von der Körperschallsensorik zu entkoppeln oder softwaretechnisch aus dem Körperschallsignal zu eliminieren.

Als erste Maßnahme wurde eine Kunststoffkupplung (Nylon 6.6) zwischen Elektromotor und Welle angebracht, was die Übertragung der PWM-Signale auf den Körperschallsensor reduzierte. Jedoch wurden die geringen Reibungsamplituden, welche im μV -Bereich liegen, weiterhin überlagert. Abbildung 4.7 zeigt die Reduktion der PWM-Frequenzen durch die Anwendung der Kunststoffkupplung.

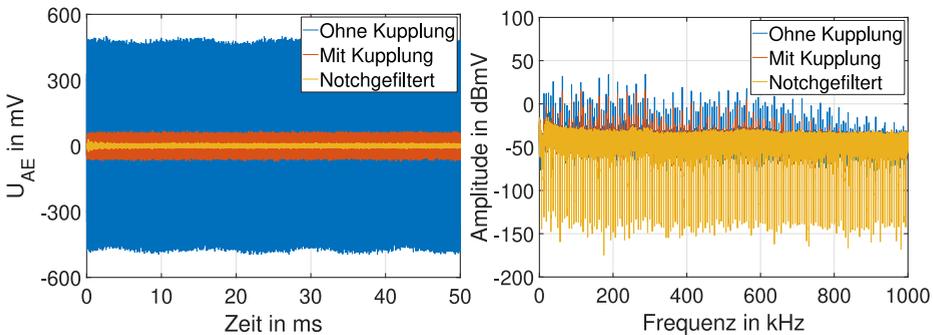


Abbildung 4.7: Darstellung des Körperschallsignals im Zeitbereich (**links**) und im Frequenzbereich (**rechts**) mit überlagerten PWM-Frequenzen des Elektromotors.

Eine weitere Maßnahme war die Filterung der PWM-Frequenz und seiner Harmonischen aus dem Körperschallsignal. Da diese Frequenzen durch die Zykluszeit des Motors bekannt sind, können alle Frequenzen eliminiert werden. Die Zykluszeit wurde außerdem softwareseitig so gewählt, dass die Harmonischen möglichst weit voneinander entfernt lagen. Anschließend wurden diese Frequenzanteile durch eine digitale Notchfilterbank entfernt. Die Designparameter der entworfenen Filterbank sind in Anhang B.2 aufgeführt. In Abbildung 4.7 ist die Auswirkung der Notchfilterbank auf das Signal zu sehen. Die PWM-Signale sind weitestgehend gedämpft. Dieser Vorverarbeitungsschritt für Körperschallsignale ist prüfstandsspezifisch, sodass für jeden neuen Prüfstand zu Anfang alle Störeinflüsse erfasst und anschließend gedämpft oder eliminiert werden sollten.

4.3.2 Merkmalsbildung

Bei der Merkmalsextraktion wurden statistische Merkmale wie RMS, Skewness, Kurtosis, Scheitelfaktor (engl. crest faktor; kurz: CF), Shannon-Entropie, Medianfrequenz usw. aus dem Zeit-, Frequenz- und Zeit-Frequenzbereich extrahiert. Da es an diesem Prüfstand noch keine Möglichkeit gab, die verschiedenen Gleitlagerreibungszustände automatisch zu labeln, konnten die gängigen Merkmalsreduktionsverfahren nicht angewendet werden. Aus diesem Grund wurden die trennungswirksamsten Merkmale manuell ausgewählt. Diese händische Vorgehensweise ermöglicht eine geringe Anzahl an Merkmalen, welche zudem auf Plausibilität geprüft werden können. Anschließend wurden die ausgewählten trennungswirksamen Merkmale zum Labeln der Daten verwendet, was durch ein Clustering-Verfahren erfolgte (siehe Abschnitt 4.3.3). Im Folgenden werden einige geeignete sowie ungeeignete Merkmale zur Unterscheidung der drei verschiedenen Reibungszustände vorgestellt.

4.3.2.1 Merkmale aus dem Zeitbereich

Abbildung 4.8 zeigt den aus dem gefensterten und mit 100 kHz hochpassgefilterten Körperschallsignal extrahierten RMS-Verlauf (nach Gleichung 2.13) aus dem Zeitbereich für eine Drehzahlrampe bei konstanten Lasten von 1250 N und 1750 N. Die Analogie zu der Stribeck-Kurve ist deutlich zu erkennen. Mit sinkender Drehzahl sinkt auch der RMS-Wert, wobei es bei der Last 1250 N bei ca. 120 U/min zu einem Minimum kommt. Der RMS-Wert steigt ab dieser Drehzahl wieder an. Es ist naheliegend, dass dieses Minimum den Übergang in die Mischreibung (Übergang MR) andeuten könnte.

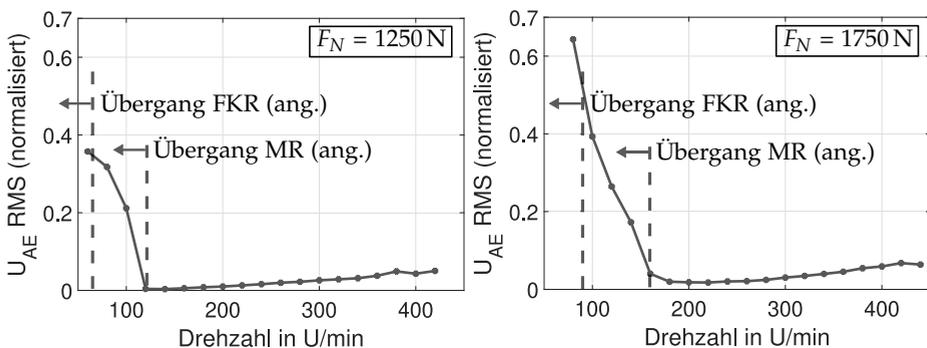


Abbildung 4.8: RMS des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).

4 Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände

Aus der Theorie der Stribeck-Kurve ist weiterhin bekannt, dass sich bei höher werdender Last dieses Minimum hin zu höheren Drehzahlen verschiebt. Dies ist bei einem Vergleich mit der Last 1750 N auch bei dem RMS des Körperschallsignals zu sehen. Der Übergang in die Mischreibung geschieht bereits bei ca. 160 U/min. Des Weiteren ist bei vergleichbaren Drehzahlen der Betrag des RMS-Wertes in der Mischreibung bei einer Last von 1750 N höher als bei einer Last von 1250 N. Dies lässt vermuten, dass sich die Intensität der Reibung über die Körperschallanalyse ermitteln lässt. Dieser Verdacht wurde in den Abschnitten 4.4.2 und 5.3.2 weiter untersucht. Die angenommenen Übergänge in die Festkörperreibung (Übergang FKR) werden durch eine Kombination verschiedener Merkmale ersichtlich. Diese Kombination ist in Abschnitt 4.3.3 gezeigt. An dieser Stelle sollte angemerkt werden, dass die eingezeichneten Übergänge in die Mischreibung eine Annahme, basierend auf der Veränderung des Merkmals ab dieser Drehzahl, darstellen. Die Zuordnung der Merkmalsmuster zu den jeweiligen Reibungszuständen wurde durch eine Clusteringmethode (siehe Abschnitt 4.3.3) durchgeführt.

Aus Abbildung 4.9 ist zu erkennen, dass die Kurtosis (nach Gleichung 2.18) mit sinkender Drehzahl bis zum Übergang in die MR keine nennenswerte Veränderung zeigt. Beim Erreichen des Übergangs in die MR kommen Rauheitsspitzen in Kontakt, wodurch sich das Körperschallmuster beginnt zu ändern. Aus diesem Grund steigt die Kurtosis an. Ein Maximum wird erreicht und die Kurtosis beginnt zu sinken, sobald die Rauheitsspitzen abgeflacht sind und der Gleitkontakt sich verstärkt. Die Verschiebung des Übergangs in die MR hin zu höheren Drehzahlen bei höherer Last lässt sich auch bei diesem Merkmal beobachten. Die Kurtosis scheint somit ein wirksames Merkmal zur Bestimmung der Übergangsdrehzahl in die Mischreibung n_A zu sein.

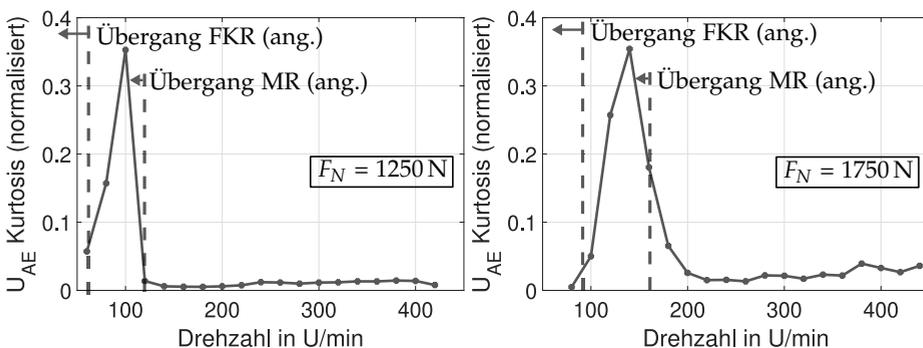


Abbildung 4.9: Kurtosis des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).

Die Shannon-Entropie wird folgendermaßen berechnet:

$$\text{Shannon-Entropie} = - \sum_{j=1}^N x_j^2 \cdot \log(x_j^2) \quad (4.1)$$

Es beschreibt den Informationsgehalt eines Signals. Sind im Signal keine neuen Informationen enthalten, so verändert sich die Entropie nicht. Entstehen im Gegensatz dazu weitere Informationen, so steigt die Entropie an.

Aus Abbildung 4.10 wird die Ähnlichkeit des Entropie-Verlaufes mit dem des RMS-Verlaufs deutlich. Sie unterscheiden sich jedoch gerade im Bereich der Flüssigkeitsreibung. Der Entropie-Verlauf ist dort wesentlich flacher, was die Unterscheidung der Flüssigkeitsreibung von der Mischreibung deutlich vereinfacht. Die Shannon-Entropie scheint im Vergleich zum RMS ein trennungswirksames Merkmal darzustellen.

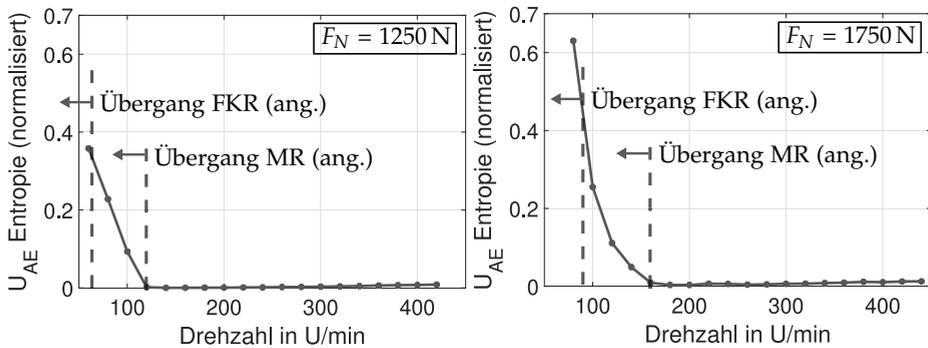


Abbildung 4.10: Shannon-Entropie des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).

Ein Beispiel für ein trennungsunwirksames Merkmal stellt z. B. die Skewness (nach Gleichung 2.17) dar. Aus Abbildung 4.11 wird ersichtlich, dass mit sinkender Drehzahl keine Korrelation des Merkmals mit einem der Reibungszustände entsteht. Dieses Merkmal ist somit für die Unterscheidung der Reibungszustände ungeeignet und wird nicht für das Anlernen des Klassifikators verwendet.

4 Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände

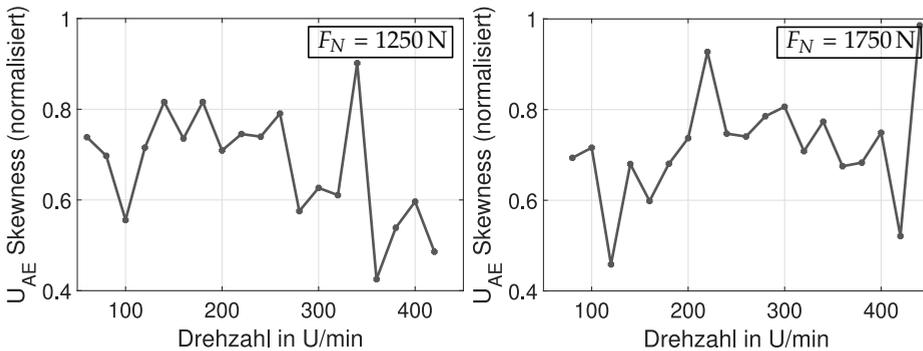


Abbildung 4.11: Skewness des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).

4.3.2.2 Merkmale aus dem Frequenzbereich

Aus dem Frequenzbereich wurde die Medianfrequenz f_{MedF} extrahiert:

$$\int_{f_1}^{f_{MedF}} f \cdot B(f)^2 df = \int_{f_{MedF}}^{f_2} f \cdot B(f)^2 df \quad (4.2)$$

Es beschreibt die Frequenz, bei der das Frequenz-Leistungsspektrum in zwei Regionen gleicher Amplitude aufgeteilt wird. Die Größe B beschreibt dabei die Amplitude des Spektrums. In Abbildung 4.12 ist der Verlauf der Medianfrequenz über die Drehzahl dargestellt.

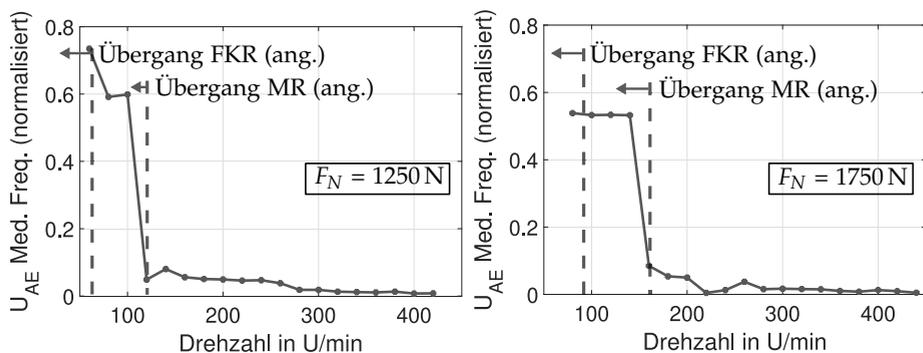


Abbildung 4.12: Medianfrequenz des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).

Ab dem Übergang in die Mischreibung scheint die Medianfrequenz schlagartig anzusteigen und bleibt bei sinkender Drehzahl nahezu konstant. Dies ist auf den erhöhten Einfluss des hochfrequenten Signalanteils auf das Leistungsspektrum bei Misch- und Festkörperreibung zurückzuführen. Dieses Merkmal scheint die Flüssigkeitsreibung von den anderen zwei Reibungszuständen unterscheiden zu können.

Ein weiteres Merkmal stellt die Mittenfrequenz dar:

$$\text{Mittenfrequenz} = \frac{\int_{f_1}^{f_2} f \cdot U(f)^2 df}{\int_{f_1}^{f_2} f df}, \quad (4.3)$$

In Abbildung 4.13 ist zu sehen, dass dieses Merkmal mit sinkender Drehzahl zwar ansteigt, aber keine eindeutige Trennung zwischen Flüssigkeitsreibung und den anderen Reibungszuständen möglich ist. Dieses Merkmal ist somit ungeeignet und wird nicht für das Anlernen des Klassifikators verwendet.

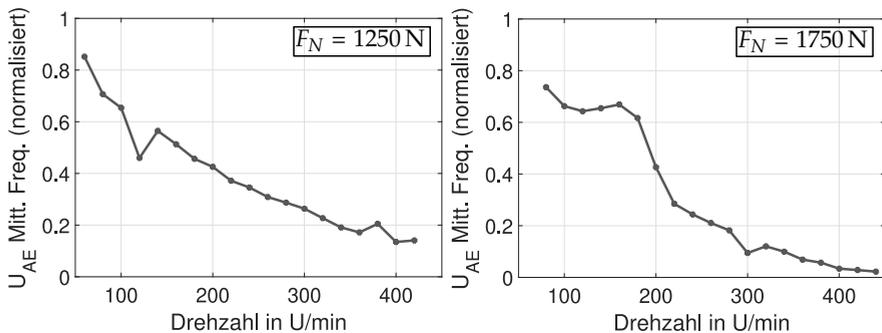


Abbildung 4.13: Mittenfrequenz des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).

4.3.2.3 Merkmale aus dem Zeit-Frequenzbereich

Zusätzlich zu den Merkmalen aus dem Zeit- und Frequenzbereich wurden Merkmale aus dem Zeit-Frequenzbereich extrahiert und bewertet. Dazu wurde die CWT (siehe Abschnitt 2.4.3.2) angewendet. Als Basiswavelet kam die Morlet Wavelet zum Einsatz. Um die Beziehung zwischen den Skalen des Wavelets und den Frequenzen zu ermitteln, wird die Gleichung 4.4 angewendet.

$$f_{Pseudo} = \frac{f_{Mitt, Wavelet}}{a} \quad (4.4)$$

4 Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände

Dabei beschreibt f_{Pseudo} die Pseudofrequenz, $f_{Mitt,Wavelet}$ die Mittenfrequenz des Wavelets und a den Skalenfaktor. Aus dieser Gleichung lässt sich erkennen, dass mit größer werdender Skala die Pseudofrequenz abnimmt und folglich mit kleiner werdender Skala diese zunimmt.

In Abbildung 4.14 sind das Zeitsignal und die CWT des Körperschallsignals für eine Umdrehung in der Flüssigkeitsreibung dargestellt. Ausgeprägt sind Frequenzen im Bereich von 16-50 kHz. Diese Frequenzen scheinen sich nicht nennenswert über die Zeit zu verändern.

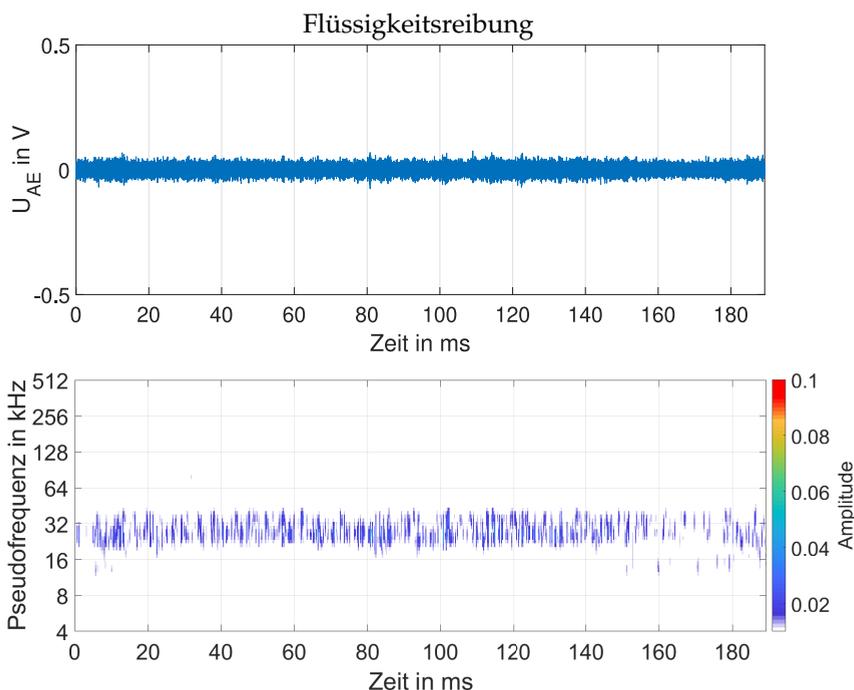


Abbildung 4.14: Körperschallsignal über die Zeit (**oben**) und CWT des Körperschallsignals (**unten**) für den Bereich der Flüssigkeitsreibung mit einer Drehzahl von 330 U/min und einer Last von 1500 N für eine Umdrehung.

In Abbildung 4.15 sind das Zeitsignal und die CWT des Körperschallsignals in der Mischreibung dargestellt. Deutlich zu sehen sind zusätzlich Anteile im Bereich von 100-250 kHz. Durch diese Abbildung wird die eigentliche Definition der Mischreibung deutlich. Es ist definiert als der Zustand des gleichzeitigen Vorhandensein von Flüssigkeits- und Festkörperreibung (siehe Abschnitt 2.2.1). Durch die unterschiedlichen Kontaktflächen und Kontaktdrücke entstehen unterschiedlich ausgeprägte Amplitudenmodulationen.

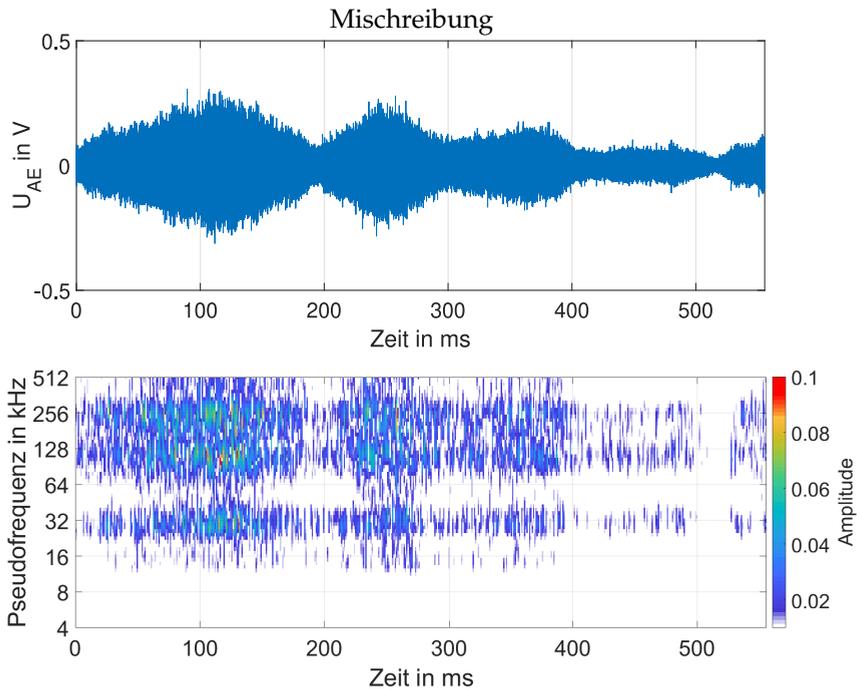


Abbildung 4.15: Körperschallsignal über die Zeit (**oben**) und CWT des Körperschallsignals (**unten**) für den Bereich der Mischreibung mit einer Drehzahl von 110 U/min und einer Last von 1500 N für eine Umdrehung.

Um trennungswirksame Merkmale zu erhalten, sollten die Wavelet-Koeffizienten für geringe Skalen bestimmt werden. Die Skalen zwischen 6-16 wurden festgelegt, da diese für die Morlet Wavelet einer Pseudofrequenz von ca. 100-270 kHz entsprechen. Zur Beurteilung der CWT, im Vergleich zu einer einfachen Hochpassfilterung, wurden Merkmale aus den jeweiligen Bereich für identische Betriebspunkte extrahiert. Abbildung 4.16 zeigt, dass es durch die Anwendung der CWT zu einer leichten Verbesserung der Trennungswirksamkeit des jeweiligen Merkmals gekommen ist.

4 Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände

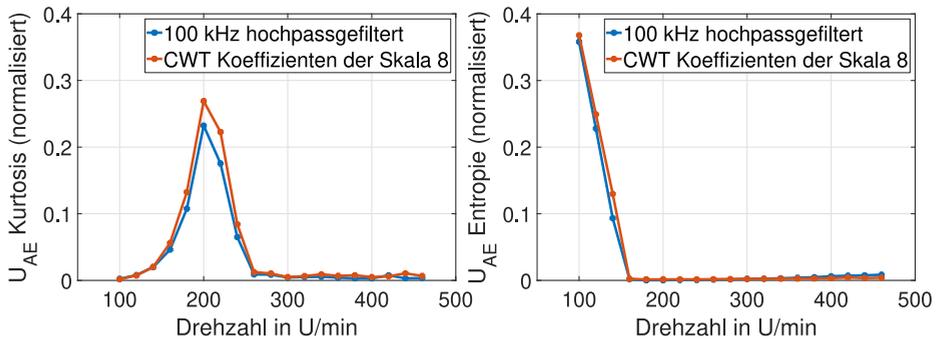


Abbildung 4.16: Kurtosis (**links**) und Shannon-Entropie (**rechts**) jeweils für 100 kHz hochpassgefiltert und CWT Koeffizienten der Skala 8 für eine Drehzahlrampe bei einer konstanten Last von 2250 N.

4.3.2.4 Normierung der Merkmale

Um eine Vergleichbarkeit der Merkmale zu gewährleisten, ist eine Merkmalsnormierung notwendig. In dieser Arbeit wurde die Min-Max-Normierung nach Gleichung 2.21 angewendet.

4.3.3 Datenlabeling

Zur Kennzeichnung der Daten (Datenlabeling) wurde das k-means-Clustering-Verfahren eingesetzt. Die Funktionsweise und Vorteile dieses Verfahrens sind in Abschnitt 2.4.3.4 dargestellt. Die zu labelnden Reibungszustandsmuster

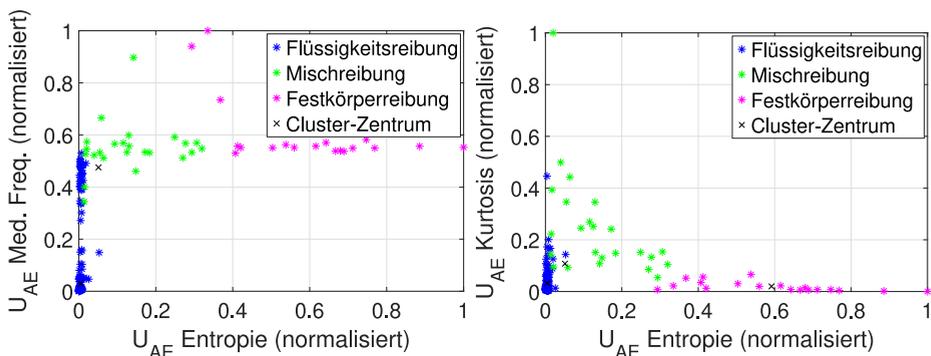


Abbildung 4.17: Gruppierte Merkmalsmuster mithilfe des k-means-Clustering-Verfahrens.

wurden aus der Merkmalskombination Kurtosis und Shannon-Entropie (aus Skala 8 CWT) und Medianfrequenz zusammengesetzt. In Abbildung 4.17 sind die mit dem k-means-Algorithmus gruppierten Merkmalsmuster farblich dargestellt. Jedem Muster kann dadurch ein Label zugeordnet werden. Nun kann mit den gelabelten Mustern und den extrahierten Merkmalen ein Klassifikator antrainiert werden.

4.3.4 Trainieren von Klassifikatoren

Zur Klassifikation der Reibungszustände wurden jeweils ein EB-Klassifikator, ein kNN-Klassifikator und drei SVM-Klassifikatoren in Kombination mit der One-vs-All Multiklassenmethode, antrainiert (siehe Abschnitt 2.4.3.3). Dabei wurde 2/3 der gesamten Stichprobe verwendet. In Anhang C sind die wichtigsten Parameter der trainierten Klassifikatoren aufgeführt. Zur Validierung wurde eine 6-fache-Kreuzvalidierung durchgeführt (siehe Abschnitt 2.4.3.3). Die Leistungsfähigkeit der einzelnen Klassifikatoren ist in Abbildung 4.18 durch die Konfusionsmatrix dargestellt. Die Gesamterkennungsrate ergibt sich aus Gleichung 2.26. Für den EB-Klassifikator beträgt die Gesamterkennungsrate 89,8%, für den kNN-Klassifikator 93,4% und für die SVM-Klassifikation 90,3%. Die trainierten Klassifikatoren können nun auf neue und ungesehene Reibungsdaten angewendet werden.

Echte Klasse	FL	EB: 103	EB: 2	EB: 1	EB: 97,1 %	EB: 2,9 %
		kNN: 105	kNN: 1	kNN: 0	kNN: 99 %	kNN: 1 %
		SVM: 105	SVM: 1	SVM: 0	SVM: 99 %	SVM: 1 %
	MR	EB: 2	EB: 13	EB: 1	EB: 81,2 %	EB: 18,8 %
		kNN: 2	kNN: 13	kNN: 1	kNN: 81,2 %	kNN: 18,8 %
		SVM: 2	SVM: 13	SVM: 1	SVM: 81,2 %	SVM: 18,8 %
	FKR	EB: 1	EB: 0	EB: 10	EB: 90,9 %	EB: 9,1 %
		kNN: 0	kNN: 0	kNN: 11	kNN: 100 %	kNN: 0 %
		SVM: 0	SVM: 1	SVM: 10	SVM: 90,9 %	SVM: 9,1 %
		FL	MR	FKR		
		Vorhergesagte Klasse				

Abbildung 4.18: Konfusionsmatrix der trainierten Klassifikatoren Entscheidungsbaum (EB), k-Nächste-Nachbar (kNN) und Support Vektor Maschinen (SVM).

4.3.5 Testen der Klassifikatoren

Zum Testen der trainierten Klassifikatoren wurden die verbleibenden 1/3 der gesamten Stichprobe verwendet. In Tabelle 4.1 sind die Erkennungsraten der verschiedenen Klassifikatoren nach Gleichung 2.26 dargestellt. Mit dem verwendeten Testdatensatz liefert der kNN-Klassifikator mit 95,83 % das beste Ergebnis. Insgesamt lässt sich festhalten, dass mit den angewendeten Klassifikatoren eine Zuordnung der Reibungszustandsklassen möglich ist. Somit ist das Ziel dieser Untersuchungen erreicht. Ob eine Verbesserung um einige wenige Prozent durch z. B. Optimierung der Klassifikator-Parameter noch möglich ist oder andere Klassifikatoren bessere Ergebnisse liefern, könnte in Zukunft weiter untersucht werden.

Tabelle 4.1: Erkennungsraten der Klassifikatoren mit dem Testdatensatz.

	Erkennungsrate
EB	90,00 %
kNN	95,83 %
SVM	87,50 %

4.4 Einfluss der Schmiermitteltemperatur

Aus der Stribeck-Kurve ist bekannt, dass mit sinkender Ölviskosität, welche direkt mit der Schmiermitteltemperatur zusammenhängt, die tragenden Eigenschaften des Öles abnehmen und sich somit der Übergangsbereich von Misch- zu Flüssigkeitsreibung hin zu höheren Drehzahlen verlagert. Die Ölviskosität hat somit einen wesentlichen Einfluss auf den Reibungszustand. Bisher wurden die Untersuchungen ausschließlich bei konstanten Schmiermitteltemperaturen durchgeführt. Um die Auswirkungen unterschiedlicher Ölviskositäten auf die Körperschallmerkmale zu untersuchen kam der TGP (siehe Abschnitt 3.3) zum Einsatz. Dabei wurden unterschiedliche Ölviskositäten durch Variation der Schmierstofftemperatur erzeugt.

4.4.1 Versuchsplanung und -durchführung

Ziel bei der Versuchsplanung war es, die Kombination aus Drehzahl, Belastung und Schmiermitteltemperatur so zu wählen, dass alle drei Reibungszu-

stände erzeugt werden konnten. Da sich einige Prüfstandsbedingungen wie die Ölart, die Höhe der radialen Belastung oder die Möglichkeit zur Regelung der Öltemperatur gegenüber dem KGP geändert hatten, musste die Betriebsparameter aktualisiert werden. Dazu wurde die DIN 31625 [24] verwendet, um die minimale Schmier-spalthöhe h_{min} zu berechnen. Es ergaben sich für die jeweiligen Drehzahl-Last-Schmiermitteltemperatur-Kombinationen die in Abbildung 4.19 dargestellten minimalen Schmier-spalthöhen. In rot sind die kritischen Reibungszustände dargestellt.

Minimale Schmier-spalthöhe in μm									
Temperatur in $^{\circ}C$	40			50			60		
Belastungskraft in kN	4	6	8	4	6	8	4	6	8
Drehzahl in U/min									
50	1,75	1,23	0,94	1,18	0,86	0,65	0,87	0,53	0,44
90	3,16	2,02	1,57	1,97	1,39	1,03	1,41	0,98	0,80
130	4,30	3,00	2,18	2,82	1,91	1,47	1,94	1,37	1,03
170	4,90	3,91	2,91	3,82	2,41	1,88	2,45	1,71	1,34
210	6,27	4,47	3,66	4,44	3,11	2,25	3,14	2,05	1,57
250	7,35	4,85	4,17	4,86	3,74	2,62	3,80	2,40	1,87
290	8,14	5,63	4,54	5,32	4,20	3,24	4,28	2,77	2,10
330	8,73	6,52	4,82	6,30	4,55	3,70	4,64	3,31	2,38
370	9,20	7,23	5,25	7,07	4,82	4,06	4,93	3,74	2,60
410	9,58	7,79	6,00	7,70	5,04	4,35	5,16	4,08	3,01
450	9,89	8,26	6,62	8,21	5,54	4,59	5,59	4,37	3,39

Abbildung 4.19: Minimale Schmier-spalthöhe h_{min} für verschiedene Drehzahl-Last-Temperatur-Kombinationen nach DIN 31652 [24].

4.4.1.1 Drehzahl-Last-Temperatur-Kombinationen

In Abbildung 4.20 ist der Versuchsablauf einer Drehzahlrampe bei konstanter Last und Schmiermitteltemperatur schematisch dargestellt. Bei konstanter Belastung und Temperatur wird die Wellendrehzahl stufenweise in 20-U/min-Schritten reduziert. Jede Drehzahl wird für drei Sekunden gehalten, um mindestens eine Umdrehung pro Drehzahlschritt zu gewährleisten. Dadurch wird ebenfalls sichergestellt, dass es nicht zu starken Drehzahlschwankungen kommt, was die spätere Signalanalyse vereinfacht. Unter Berücksichtigung von Abbildung 4.19 werden die in Abbildung 4.20 aufgeführten Drehzahl-Last-Temperatur-Kombinationen für die Versuche festgelegt.

4 Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände

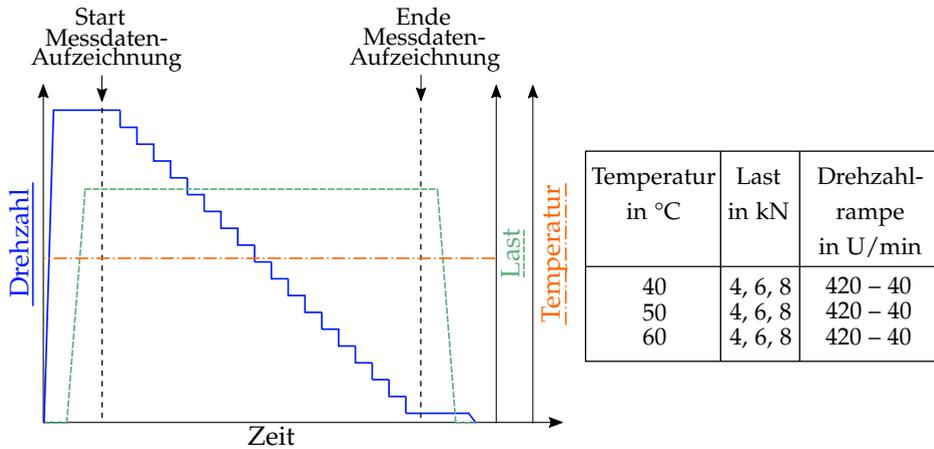


Abbildung 4.20: Versuchsablauf einer Drehzahlrampe (**links**) und durchgeführte Drehzahl-Last-Temperatur-Kombinationen (**rechts**).

4.4.2 Ergebnisse zum Temperatureinfluss

Abbildung 4.21 zeigt die Kontaktspannung (KS) aufgetragen über die Drehzahl bei konstanten Lasten von 6 kN und 8 kN für verschiedene Schmiermitteltemperaturen $T_{Öl}$. Besteht kein mechanischer Kontakt zwischen Welle und Gleitlager, so beträgt die KS null. Mit sinkender Drehzahl kommen ab der Übergangsdrehzahl die Rauheitsspitzen der beiden Gleitpartner in Kontakt, sodass die KS anfängt anzusteigen. Die maximale KS ist erreicht, wenn die

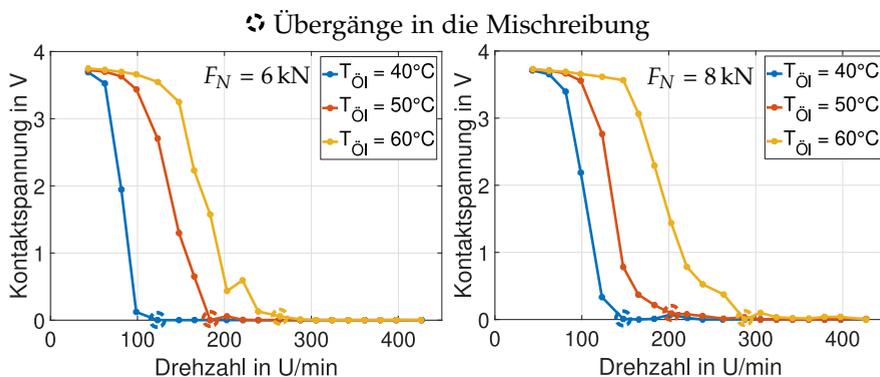


Abbildung 4.21: Kontaktspannung über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 6 kN (**links**) und 8 kN (**rechts**) für verschiedene Schmiermitteltemperaturen $T_{Öl}$.

Welle und das Gleitlager vollflächig in Kontakt sind. Die KS steigt, anders als die Stribeck-Kurve, mit sinkender Drehzahl nicht weiter an. Somit lässt sich mit der Kontaktspannung keine Aussage über den Reibungskoeffizienten treffen, nicht in der Mischreibung und auch nicht in der Flüssigkeitsreibung. Aus Abbildung 4.21 ist weiterhin zu erkennen, dass sich der Übergang in die Mischreibung mit steigender Schmiermitteltemperatur hin zu höheren Drehzahlen verschiebt. Dies stimmt mit der bekannten Theorie überein, dass eine Abnahme der Ölviskosität zu geringeren tragenden Eigenschaften des Öles führt.

Die Abbildung 4.22 zeigt das Körperschallmerkmal Shannon-Entropie aufgetragen über die Drehzahl bei konstanten Lasten von 6 kN und 8 kN für verschiedene Schmiermitteltemperaturen. Zu sehen ist zunächst einmal der erwartete flache Verlauf im Bereich der Flüssigkeitsreibung. Mit sinkender Drehzahl wird die Übergangsdrehzahl in die Mischreibung erreicht und die Shannon-Entropie beginnt anzusteigen. Auch diese Beobachtung stimmt mit den Ergebnissen am kleinen Gleitlagerprüfstand (KGP) überein. Weiter ist zu erkennen, dass in der Mischreibung die Amplitude des Merkmals mit steigender Schmiermitteltemperatur ansteigt. Dies zeigt, dass auch der Einfluss der geringeren Ölviskosität auf die Reibungskraft in diesem Merkmal zu sehen ist. Des Weiteren ist die Amplitude des Merkmals für eine Last von 6 kN geringer als für 8 kN. Dies könnte auf die geringere Reibungskraft in der Mischreibung bei sonst gleicher Drehzahl und Temperatur hindeuten.

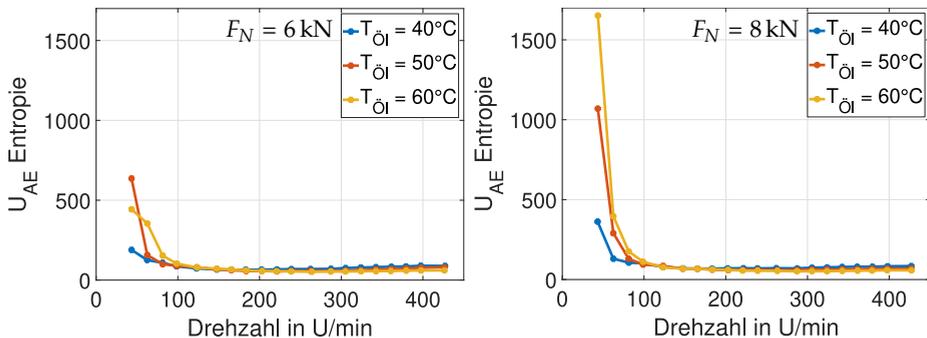


Abbildung 4.22: Shannon-Entropie des gefensternten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 6 kN (**links**) und 8 kN (**rechts**) für verschiedene Schmiermitteltemperaturen $T_{\text{Öl}}$.

Um für dieses Merkmal die genauen Übergangsdrehzahlen in die Mischreibung zu veranschaulichen, wird die Abbildung 4.23 herangezogen. Es zeigt einen Detailausschnitt. Zur Markierung der Übergänge in die Mischreibung

wurde die KS verwendet. Zu sehen ist, dass sich das Minimum der Kurven bei gleicher Last und mit steigender Temperatur hin zu höheren Drehzahlen verschiebt. Weiterhin ist zu beobachten, dass das Merkmal im Bereich der Flüssigkeitsreibung trotz des flachen Verlaufes für geringere Schmiermitteltemperaturen eine höhere Amplitude besitzt. Auch dies stimmt mit der Stribeck-Kurve überein. Eine höhere Viskosität bewirkt einen höheren Widerstand im Bereich der Flüssigkeitsreibung und somit einen höheren hydrodynamischen Reibungskoeffizienten. Dieses Merkmal liefert somit auch unter variabler Ölviskosität, hervorgerufen durch unterschiedliche Schmiermitteltemperaturen, plausible Ergebnisse. Die Amplitude ist im Bereich der Flüssigkeitsreibung jedoch so gering, dass es keinen wesentlichen Einfluss auf die Differenzierung von Misch- und Flüssigkeitsreibung haben sollte.

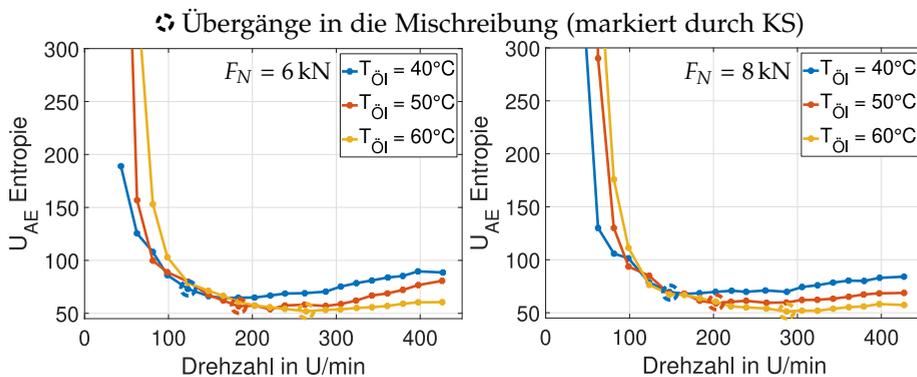


Abbildung 4.23: Detailausschnitt der Shannon-Entropie des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 6 kN (**links**) und 8 kN (**rechts**) für verschiedene Schmiermitteltemperaturen $T_{\text{Öl}}$.

Abbildung 4.24 zeigt ein weiteres Merkmal, die Kurtosis. Auch hier wurden die Übergänge in die Mischreibung mithilfe der KS markiert. In der Flüssigkeitsreibung besitzt die Kurtosis wie erwartet einen relativ flachen Verlauf. Beim Übergang in die Mischreibung fängt die Kurtosis an zu steigen. Des Weiteren ist kurz nach dem Übergang ein erneutes Absinken der Kurtosis gefolgt von einem starken Anstieg zu beobachten. Die Ursache dafür konnte nicht abschließend geklärt werden. Das Merkmal Kurtosis zeigt dennoch plausible Ergebnisse.

An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Berechnung der minimalen Schmier-spalthöhe h_{min} (siehe Abbildung 4.19) höhere Übergangsdrehzahlen anzeigt, als durch die KS ermittelt. Der Grund dafür könnte in der von der DIN 31625 [24] vorgeschlagenen Bestimmung der zulässigen minimalen Schmier-spalthöhe

he $h_{min,zul}$ liegen. Mithilfe der KS als Validierungsgröße zur Ermittlung des Übergangs in die Mischreibung wird eine zulässige minimale Schmierespalt-
höhe von ungefähr $3\ \mu\text{m}$ angenommen.

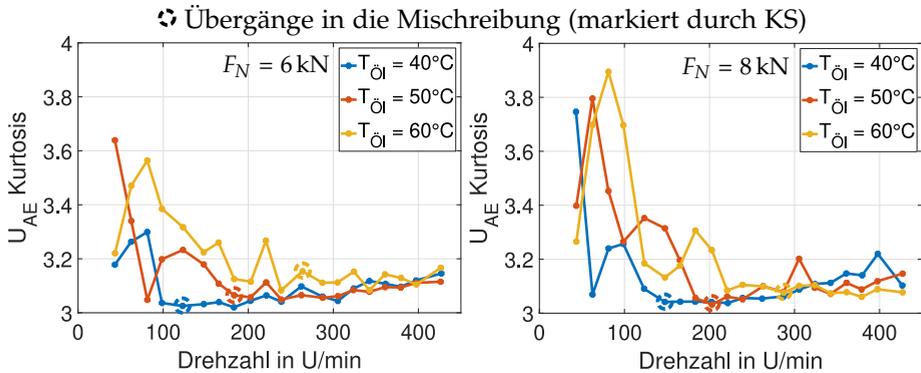


Abbildung 4.24: Kurtosis des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 6 kN (**links**) und 8 kN (**rechts**) für verschiedene Schmiermitteltemperaturen $T_{\dot{O}l}$.

4.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde eine Klassifikationsmethode zur Erkennung der drei Gleitlagerreibungszustände Flüssigkeits-, Misch- und Festkörperreibung basierend auf Körperschallsignale und maschineller Lernverfahren entwickelt. Dabei wurden die störanfälligen Signale geeignet vorverarbeitet, trennungswirksame Merkmale extrahiert und anschließend mithilfe eines Klassifikators den zugehörigen Reibungszuständen zugeordnet.

Zur Aufnahme geeigneter Reibungsdaten wurden Drehzahlrampen unter Zuhilfenahme der DIN 31652 [24] definiert. Dabei wurden die Drehzahl-Last-Kombinationen so gewählt, dass alle drei Reibungszustände erzeugt werden konnten. Es ergaben sich im Einzelnen folgende Ergebnisse:

- Bei der Signalvorverarbeitung konnten durch die Verwendung eines digitalen Notchfilters die motorseitigen PWM-Signale weitestgehend eliminiert sowie durch eine digitale Hochpassfilterung mit einer Grenzfrequenz von 100 kHz die Maschinengeräusche gedämpft werden. Zudem konnte durch die Fensterung einer Umdrehung die Betrachtung nur eines Reibungszustandes innerhalb eines Musters erfolgen.

4 Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände

- Als trennungswirksamste Merkmale ergaben sich die Kurtosis und Shannon-Entropie der CWT Koeffizienten und die Medianfrequenz aus dem Frequenzbereich.
- Zum Labeln der Daten wurde ein Clustering-Verfahren nach dem k-means-Algorithmus angewendet.
- Die gelabelten Merkmalsmuster wurden in 2/3 Trainingsdaten und 1/3 Testdaten aufgeteilt. Mit diesen Daten wurden Klassifikatoren antrainiert und anschließend getestet.

Mit der in dieser Arbeit entwickelten Klassifikationsmethode können die drei Reibungszustände eines Gleitlagers zuverlässig unterschieden werden. Durch die beschriebene Vorgehensweise wurde mit dem kNN-Klassifikator eine Erkennungsrate von 95,83 % erzielt.

Da der Reibungszustand eines Gleitlagers nicht nur von der Drehzahl und Last, sondern ebenso von der Ölviskosität abhängt, wurden weiterhin Untersuchungen bei variabler Ölviskosität, hervorgerufen durch die Änderung Schmiermitteltemperatur, am temperaturgeregelten Gleitlagerprüfstand (TGP) durchgeführt. Es wurde untersucht, inwieweit die trennungswirksamen Merkmale auch bei variabler Ölviskosität anwendbar sind. Als Validierungsgröße für den Übergang in die Mischreibung kam die Kontaktspannung (KS) zum Einsatz. Es zeigten sich für die trennungswirksamen Merkmale plausible Ergebnisse, sodass eine Unterscheidung der Reibungszustände auch bei variabler Ölviskosität möglich ist.

5 Überwachung des Einlaufverschleißes

In Kapitel 4 wurde eine Methode zur Klassifikation der Gleitlagerreibungszustände vorgestellt. Zur vollständigen Überwachung eines Gleitlagers ist neben der Kenntnis über den aktuellen Reibungszustand ebenso die Kenntnis über den durch Reibung entstehenden Verschleiß notwendig. Der Verschleiß verändert die Gestalt des Gleitlagers derart, dass der tragende Schmierfilm ab einer gewissen Verschleißhöhe nicht mehr aufgebaut werden kann.

Wie aus der Stand der Technik in Abschnitt 2.2.2.2 bereits bekannt, setzt sich der Gesamtverschleiß eines Gleitlagers über seine Lebensdauer aus dem Einlaufverschleiß, dem konstanten Verschleiß und dem progressiven Verschleiß zusammen. Die zulässige Verschleißhöhe ist beim Übergang in den progressiven Verschleißbereich erreicht. Zur Beurteilung des Degradierungszustandes sollte somit die Verschleißhöhe bis zu diesem Zeitpunkt der Lebensdauer überwacht werden.

Die Vermutung liegt nahe, dass die für die Reibungsdetektion bereits ermittelten Körperschallmerkmale auch für die Verschleißdetektion anwendbar sein könnten, denn bekanntlich besteht zwischen Reibung und Verschleiß häufig ein proportionaler Zusammenhang (siehe Abschnitt 2.2.3). In diesem Kapitel soll untersucht werden, inwieweit sich der Einlaufverschleiß eines Gleitlagers mithilfe der Körperschalltechnologie und den bereits erarbeiteten trennungswirksamen Merkmalen aus Kapitel 4 überwachen lässt. Der Einlaufverschleiß ist die Menge an Verschleiß, die durch die Einglättung der Oberflächenrauigkeiten entsteht. Dieser startet vom Laufzeitbeginn mit einem werksneuen Gleitlager und endet mit einer deutlichen Laufspiegelausprägung im Lastbereich. Im Folgenden wird die Idee und methodische Vorgehensweise dazu vorgestellt.

5.1 Idee und methodische Vorgehensweise

In Abbildung 5.1 ist die methodische Vorgehensweise bei den Untersuchungen zur Überwachung des Einlaufverschleißes mithilfe der Körperschallanalyse dargestellt. Zur Durchführung der Versuche sowie zur Aufnahme der Messdaten wird der kleine Gleitlagerprüfstand (KGP) (siehe Abschnitt 3.2) verwendet. Der Einlaufverschleiß eines Gleitlagers hängt in großem Maße von

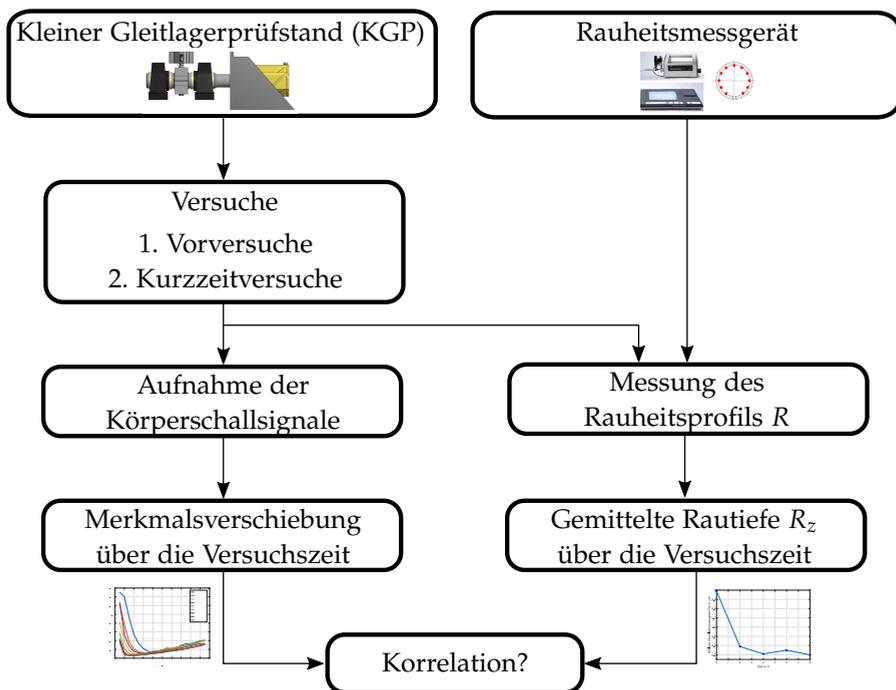


Abbildung 5.1: Methodische Vorgehensweise zur Überwachung des Einlaufverschleißes mithilfe der Körperschallanalyse.

der Einglättung der Oberfläche ab, sodass vor und nach den Versuchen die Oberflächenrauheit der Gleitlager bestimmt wurde. Dies geschah mithilfe eines taktilen Rauheitsmessgerätes. Vorversuche wurden durchgeführt, um im ersten Schritt die Machbarkeit der Detektion des Einglättungsvorgangs mithilfe der Körperschalltechnologie zu überprüfen. Anschließend wurden die von Meier [66] vorgeschlagenen Kurzzeitversuche zur Einglättung der Gleitlageroberfläche durchgeführt. Dadurch war es möglich, Einlaufverschleiß zu erzeugen. Die über die gesamte Einlaufversuchszeit aufgenommenen Körperschallmerkmale und Rauheitswerte wurden im letzten Schritt analysiert, um eine Korrelation nachzuweisen.

5.2 Versuchsdurchführung

Die Anforderung an die Versuche war in erster Linie der Betrieb des Gleitlagers in der Mischreibung für eine definierte Zeit, um Einlaufverschleiß zu

erzeugen. Darüber hinaus sollte durch die Auswahl geeigneter Betriebspunkte auch die Gefahr eines Fressens bei Festkörperreibung minimiert werden. Die Vorversuche dienten zur Überprüfung der Hypothese: „die Einglättung der Gleitlageroberfläche aufgrund von Einlaufverschleiß ist mit den trennungswirksamen Merkmalen des Körperschallsignals detektierbar.“ Die Überprüfung dieser Hypothese bildet die Grundlage für die weiteren Untersuchungen. Mithilfe der darauf folgenden Kurzzeitversuche, welche aus stationären Drehzahlstufen und Drehzahlrampen bestanden, war die Erzeugung von kontinuierlichem Einlaufverschleiß möglich. Diese Kurzzeitversuche wurden dazu genutzt, um die Merkmalsverschiebung mit steigendem Einlaufverschleiß zu untersuchen.

5.2.1 Vorversuche

Um zu untersuchen, ob die in Meier [66] gemachten Beobachtungen des Einglättungsvorgangs bei konstanten Betriebsbedingungen in der Mischreibung auch im Körperschallsignal zu sehen sind, wurden zuerst Voruntersuchungen durchgeführt. Dabei wurde ein Gleitlager bei einer konstanten Drehzahl von 80 U/min und einer konstanten Last von 1500 N für 4 h 45 min. betrieben. Das Körperschallsignal wurde alle 15 min. aufgezeichnet.

5.2.2 Kurzzeitversuche

Untersuchungen von Meier [66] haben gezeigt, dass sich ein Gleitlager innerhalb der Einlaufphase bei konstanten Betriebsbedingungen (Drehzahl, Last, Viskosität) immer wieder in die Flüssigkeitsreibung „rettet“. Dies geschieht durch die Einglättung der Oberfläche aufgrund der Berührung von Rauigkeiten im Mischreibungsgebiet. Die ersten Oberflächenrauigkeiten glätten sich nach kurzer Zeit ein, sodass bis zu diesem Zeitpunkt nur eine geringe Menge an Verschleiß entstehen kann. Somit ist kein stabiler Mischreibungszustand innerhalb der Einlaufphase bei konstanten Betriebsbedingungen möglich.

Um die Oberfläche weiter einzuglätten und somit weiteren Einlaufverschleiß zu erzeugen, müssen die Betriebsbedingungen angepasst werden. Aus diesem Grund wurden von Meier [66] Kurzzeitversuche definiert. Dabei wird die Drehzahl in mehreren Stufen unter konstanter Last reduziert. Durch die schrittweise Absenkung der Drehzahl wird der durch die Einglättung entstandene größere Spalt verringert, sodass erneut Mischreibung entstehen kann. In dieser Arbeit wurden die stationären Drehzahlstufen für 2 h gehalten. Nach jeder Drehzahlstufe wurde eine Drehzahlrampe gefahren, um den Übergang in die Mischreibung anzuzeigen. Parallel zu der gefahrenen Rampe wurden die

Körperschallsignale kontinuierlich aufgezeichnet. Nach jeder Drehzahlrampe wurde das Gleitlager ausgebaut und die Oberflächenrauheit taktlich vermessen. Abbildung 5.2 zeigt dieses Vorgehen schematisch. Insgesamt wurden neun Drehzahlstufen durchgeführt, sodass das Gleitlager insgesamt 18 h betrieben wurde.

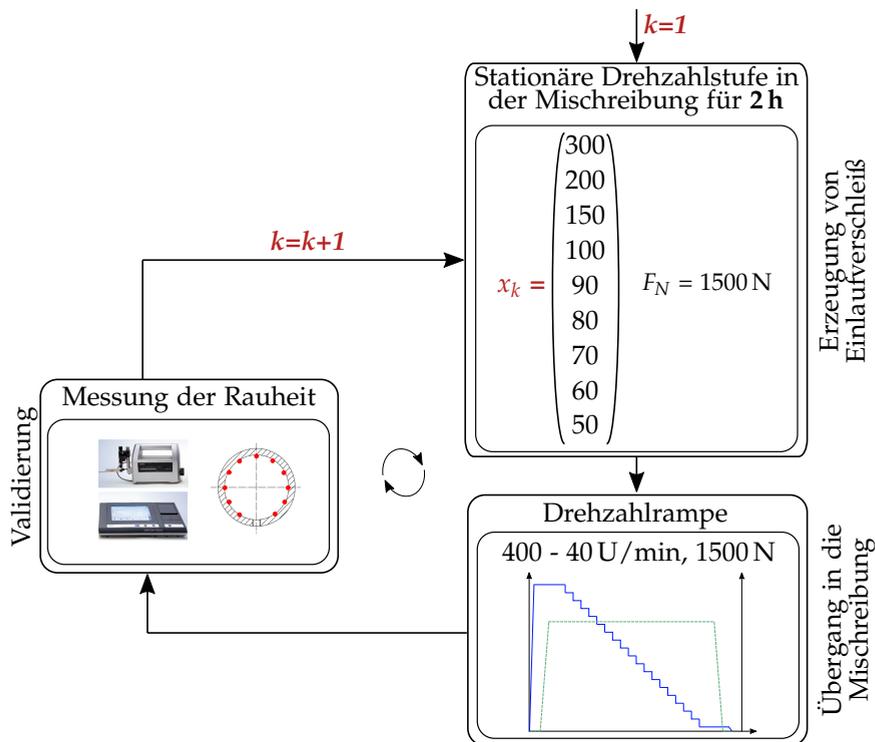


Abbildung 5.2: Schematische Darstellung der Vorgehensweise bei den Kurzzeitversuchen.

5.2.2.1 Messung des Rauheitsprofils

Zur Bestimmung der Einglättung der Oberfläche wurde nach jedem Versuch die Oberflächenrauheit des Gleitlagers vermessen. Dazu kam das Rauheitsmessgerät SURFCOM TOUCH Series der Firma Zeiss zum Einsatz. Die Rauheit wurde an elf über dem Umfang verteilte Positionen entlang der Breite des Gleitlagers vermessen. Die Position der Öleinlassbohrung wurde dabei vernachlässigt. Abbildung 5.3 zeigt das verwendete Rauheitsmessgerät und die Messpositionen.



Abbildung 5.3: Rauheitsmessgerät SURFCOM TOUCH Series der Firma Zeiss und Darstellung der Messpositionen über dem Lagerumfang [15].

Zur Auswertung der so aufgezeichneten Rauheitsprofile R wurde zunächst die gemittelte Rautiefe R_z für jeden Winkel nach folgender Vorschrift bestimmt:

$$R_z = \frac{1}{5} \cdot (R_z(l_1) + R_z(l_2) + R_z(l_3) + R_z(l_4) + R_z(l_5)). \quad (5.1)$$

Die Einzelrautiefen werden aus der Höhendifferenz zwischen dem maximalen und dem minimalen R -Wert innerhalb einer Einzelmessstrecke l berechnet. Die Messstrecke ist genormt und beträgt in diesem Fall $l = 0,8 \text{ mm}$. Anschließend wurde die mittlere gemittelte Rautiefe $\overline{R_z}$ bestimmt und über die Versuchszeit aufgetragen:

$$\overline{R_z} = \frac{R_z(30^\circ) + R_z(60^\circ) + \dots + R_z(300^\circ) + R_z(330^\circ)}{11} \quad (5.2)$$

5.3 Ergebnisse zur Überwachung des Einlaufverschleißes

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Vor- und Kurzzeitversuche vorgestellt.

5.3.1 Voruntersuchungen

Die Abbildung 5.4 zeigt die vorverarbeiteten Körperschallsignale für jeweils zwei Umdrehungen nach jeder Versuchszeit. Zu sehen ist eine deutliche Amplitudenmodulation direkt beim Start, was ein Anzeichen für Mischreibung darstellt. Mit steigender Versuchszeit wird diese Modulation immer geringer und verschwindet nach ca. 3 h 30 min. nahezu vollständig.

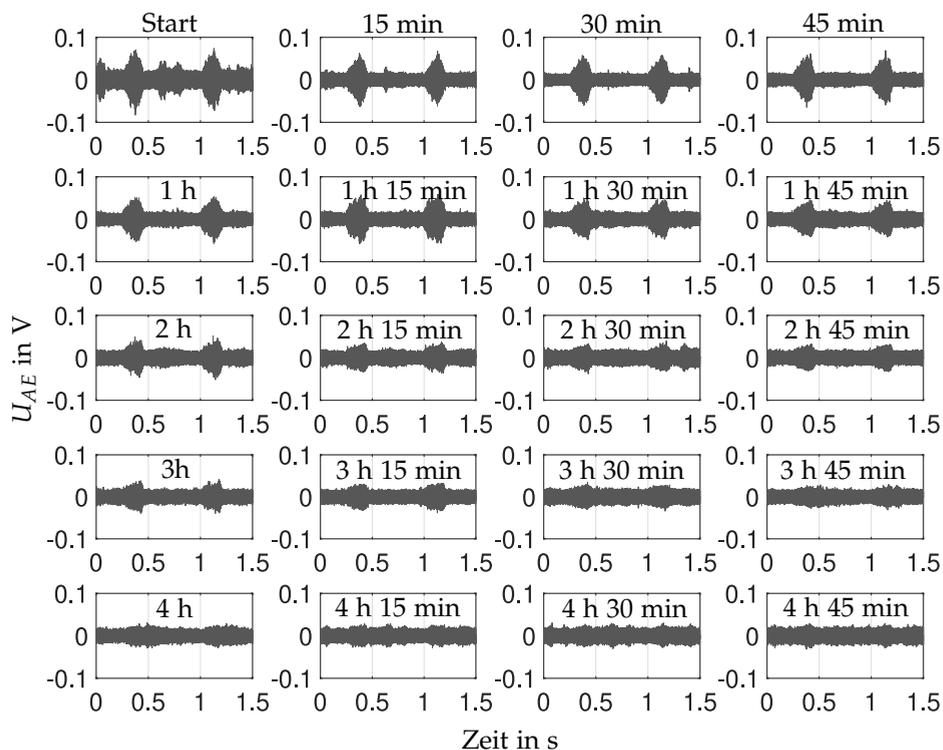


Abbildung 5.4: Körperschallsignale für jeweils zwei Umdrehungen über die Zeit bei 80 U/min und 1500 N.

Zudem wurden für jeden Zeitschritt die in Kapitel 4 vorgestellten trennungswirksamen Merkmale aus dem gefensterten und vorverarbeiteten Körperschallsignal extrahiert und über die gesamte Versuchszeit aufgetragen (siehe Abbildung 5.5). Zu sehen ist eine deutliche Veränderung der Merkmale Shannon-Entropie und Kurtosis über die Zeit. Die Shannon-Entropie sinkt über die Zeit, was auf ein Lösen des Festkörperkontaktes hindeutet. Die Kurtosis erreicht sein Maximum bei 45 min. und sinkt dann ab diesem Zeitpunkt immer weiter. Ab 3 h 30 min. erreicht die Kurtosis sein Minimum, was in Kombination mit der Shannon-Entropie ein Nachweis für Flüssigkeitsreibung darstellt.

Mit diesen Ergebnissen liegt die Vermutung nahe, dass der in Meier [66] gezeigte Einglättungsvorgang mit der Körperschallanalyse detektierbar ist.

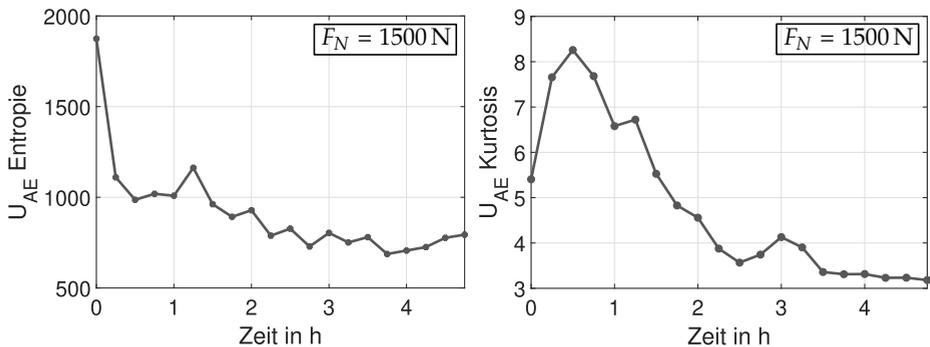


Abbildung 5.5: Körperchallmerkmale über die Versuchszeit bei 80 U/min und 1500 N.

5.3.2 Kurzzeituntersuchungen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Kurzzeitversuche vorgestellt. Dabei soll untersucht werden, inwieweit eine Merkmalsverschiebung mit steigendem Einlaufverschleiß zu beobachten ist. Zur Beurteilung des Zusammenhangs zwischen Merkmalsverschiebung und Einlaufverschleiß eignen sich die nach jeder Drehzahlstufe durchgeführten Drehzahlrampen. Diese zeigen den Übergang von der Flüssigkeitsreibung in die Mischreibung. Bei einer identischen Drehzahlrampe kann eine Verschiebung der Übergangsdrehzahl nur durch eine Veränderung der Gleitlageroberfläche begründet werden.

Abbildung 5.6 zeigt die Verläufe der vorverarbeiteten Shannon-Entropie und Kurtosis der Körperchallsignale für die nach den jeweiligen stationären Drehzahlstufen durchgeführten Drehzahlrampen. Zu sehen ist, dass sich das Minimum des Merkmals Shannon-Entropie, was die Übergangsdrehzahl in die Mischreibung anzeigt (vgl. dazu Kapitel 4), mit steigender Versuchszeit in Richtung geringerer Drehzahlen verschiebt. Auch der Anstieg der Kurtosis, was ebenfalls den Übergang in die Mischreibung andeutet, verschiebt sich in Richtung geringerer Drehzahlen. Somit kann die bereits erwähnte Einglättung der Gleitlageroberfläche ebenfalls mit den Körperchallmerkmalen ermittelt werden. Lediglich ein Ausreißer ist zu erkennen. Der Grund dafür könnte z. B. ein Verschleißpartikel im Schmierpalt sein. Da der hier verwendete Datensatz am kleinen Gleitlagerprüfstand erfasst wurde, war keine Validierungsmessung möglich. Die Übergänge in die Mischreibung ergeben sich aus den in Abschnitt 4.4 gezeigten Untersuchungen, bei welchen die KS als Validierungsgröße verwendet werden konnte.

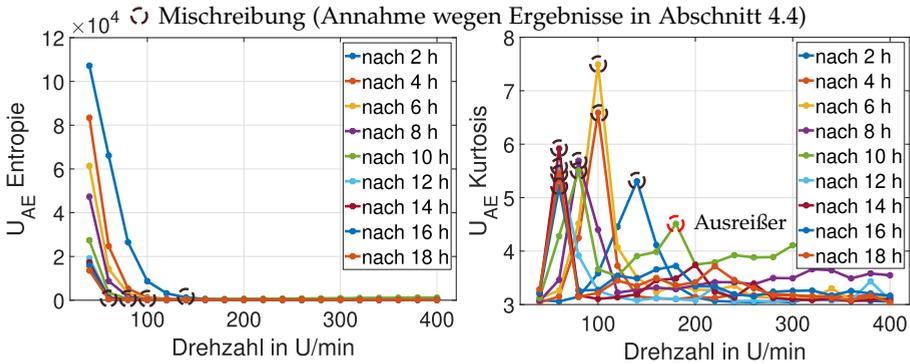


Abbildung 5.6: Verläufe der Shannon-Entropie und Kurtosis der Körperschallsignale für Drehzahlrampen von 40-400 U/min und 1500 N nach den jeweiligen stationären Drehzahlstufen.

In [66] nimmt der Reibungskoeffizient bei gleichem Betriebspunkt mit steigendem Einlaufverschleiß ab. Interessanterweise ist dies auch im Merkmal Shannon-Entropie zu sehen. Als Beispiel sei hier die Drehzahl 40 U/min genannt: Die Amplitude der Shannon-Entropie nimmt chronologisch mit steigender Versuchszeit ab. Aus diesem Grund kann die Vermutung aufgestellt werden, dass dieses Merkmal nicht nur zwischen den Reibungszuständen unterscheiden kann (wie in Kapitel 4 gezeigt), sondern auch eine zur Reibungskraft F_R korrelierende Größe darstellt. Dies ist für die weiteren Untersuchungen in Bezug auf den Langzeitverschleiß eine wichtige Erkenntnis. Dadurch könnte sich aufgrund des häufig proportionalen Zusammenhangs zwischen Reibung und Verschleiß der aktuelle Verschleißbetrag ermitteln lassen.

Des Weiteren ist ab 12h Versuchszeit nur noch eine geringe Veränderung der Shannon-Entropie zu erkennen, was auf eine zunehmend geglättete Oberfläche hindeutet. Der Einlaufvorgang scheint zu diesem Zeitpunkt nahezu abgeschlossen zu sein. Mit diesen Ergebnissen scheint eine Überwachung des Einlaufverschleißes mit der Körperschallanalyse möglich zu sein.

Zur Validierung dieser Ergebnisse wurde die Rauheit des Gleitlagers nach jeder Drehzahlrampe bestimmt. Die Abbildung 5.7 zeigt die nach Gleichung 5.2 berechnete mittlere gemittelte Rautiefe $\overline{R_z}$ über die Versuchszeit. Nach den ersten 4h ist bereits eine deutliche Reduzierung der Oberflächenrauigkeit zu erkennen. Nach 6h scheint die Rauheit etwas anzusteigen, was jedoch auf Metallpartikel auf der Oberfläche oder Messungenauigkeiten zurückzuführen ist. Anschließend sinkt die Rauheit erneut.

Die Auswertung der Rauheit wurde nach 8h Versuchszeit, was einer stationären Drehzahlstufe von 100 U/min entspricht, gestoppt.

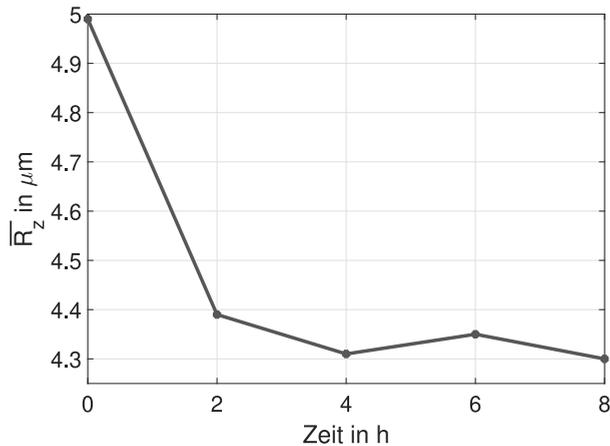


Abbildung 5.7: Mittlere gemittelte Rautiefe $\overline{R_z}$ über die Versuchszeit nach den jeweiligen stationären Drehzahlstufen.

5.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden die Untersuchungen zur Überwachung des Einlaufverschleißes vorgestellt. Zu Anfang wurde ein Gleitlager in Vorversuchen bei einer konstanten Drehzahl von 80 U/min und einer Last von 1500 N für 4 h 45 min. in der Mischreibung betrieben. Das Ziel dieser Vorversuche war es, die generelle Machbarkeit der Detektion des Einglättungsvorgangs mithilfe der Körperschallanalyse zu zeigen. Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

- Im vorverarbeiteten Körperschallsignal ist eine deutliche Abnahme der Amplitudenmodulation mit steigender Versuchszeit zu erkennen. Dies ist ein Indikator für das „Lösen“ des Festkörperkontakts.
- Die Merkmale Shannon-Entropie und Kurtosis zeigen eine deutliche Veränderung über die Versuchszeit. Zu Anfang der Versuchszeit zeigen die Merkmale Mischreibung an und ab ca. 3 h 30 min. nahezu Flüssigkeitsreibung.

Zudem wurden sogenannte Kurzzeittest durchgeführt, welche aus stationären Drehzahlstufen und anschließender Drehzahlrampe bestanden. Durch diese Versuche sollte ein kontinuierlicher Betrieb in der Mischreibung gewährleistet werden, sodass Einlaufverschleiß erzeugt werden kann.

Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

- Mit steigender Versuchszeit und somit steigender Einglättung durch Einlaufverschleiß verschiebt sich das Minimum des Körperschallmerkmals Shannon-Entropie in Richtung geringerer Drehzahlen. Die Einglättung ist somit in diesem Merkmal zu sehen.
- Mit steigender Versuchszeit und somit steigender Einglättung durch Einlaufverschleiß verschiebt sich das Maximum des Körperschallmerkmals Kurtosis in Richtung geringerer Drehzahlen. Die Einglättung ist somit in diesem Merkmal zu sehen.
- Die Amplitude der Shannon-Entropie nimmt chronologisch mit steigender Versuchszeit ab. Somit könnte durch dieses Merkmal auch eine mit der Reibungskraft F_R (oder Reibungskoeffizient μ) korrelierende Größe bestimmt werden.
- Nach 12 h Versuchszeit ist nur noch eine geringe Veränderung der Merkmale zu erkennen, was auf eine zunehmend geglättete Oberfläche hindeutet.
- Die nach jeder Drehzahlrampe aus den aufgenommenen Rauheitsprofilen des Gleitlagers berechnete mittlere gemittelte Rautiefe $\overline{R_z}$ sinkt ebenfalls mit steigender Versuchszeit. Dies bestätigt die Verschiebung der Merkmale aufgrund von Einlaufverschleiß.

Als Fazit dieses Kapitels kann festgehalten werden, dass die Überwachung des Einlaufverschleißes eines hydrodynamischen Gleitlagers mithilfe der trennungswirksamen Merkmale generell möglich ist.

6 Überwachung des Langzeitverschleißes

Wie bereits in Kapitel 5 erläutert, ist zur vollständigen Überwachung eines Gleitlagers die Kenntnis über den aktuellen Verschleißzustand notwendig. Während in Kapitel 5 die Detektierbarkeit des Einlaufverschleißes mithilfe der Körperschallanalyse untersucht wurde, soll in diesem Kapitel untersucht werden, inwieweit sich der Langzeitverschleiß eines hydrodynamischen Gleitlagers überwachen lässt. Dazu soll ein Regressionsmodell entwickelt werden, wobei die Körperschallmerkmale die unabhängigen Variablen x_k und das Verschleißvolumen aus taktilen Oberflächenmessungen die abhängigen Variablen y_k darstellen.

Im ersten Schritt wird in Abschnitt 6.1 die Detektierbarkeit von künstlich eingebrachtem Verschleiß untersucht. Anschließend wird in Abschnitt 6.2 der Verschleiß durch Langzeitversuche am temperaturgeregelten Gleitlagerprüfstand (TGP) (siehe Abschnitt 3.3) erzeugt und nach jedem Versuch das Verschleißvolumen bestimmt.

6.1 Künstlicher Verschleiß

Um die Machbarkeit der Detektion von Langzeitverschleiß mithilfe der Körperschalltechnologie erst einmal nachzuweisen, wurden im ersten Schritt Vorversuche mit künstlich eingebrachten Verschleißhöhen durchgeführt. Dabei wurde untersucht, ob und inwieweit sich die Körperschallmerkmale eines Gleitlagers mit künstlich eingebrachtem Verschleiß, verglichen mit den Körperschallmerkmalen eines Gleitlagers im Neuzustand, verändern.

6.1.1 Versuchsdurchführung

Zur Erzeugung von künstlichem Verschleiß wurden die Gleitlager mit Schleifpapier unterschiedlicher Körnung bearbeitet. Im Folgenden wird zwischen leichte Polierung für eine feine Körnung (162–82 μm) und starke Polierung für eine grobe Körnung ($> 600 \mu\text{m}$) unterschieden. Poliert wurde die Innenseite des Gleitlagers im Bereich der Lastzone. Zu diesem Zeitpunkt war es noch nicht möglich, die genaue Verschleißhöhe zu ermitteln. Im Verlauf der Arbeit

wurde zur Messung des realen Langzeitverschleißes ein Rundheitsmessgerät herangezogen.

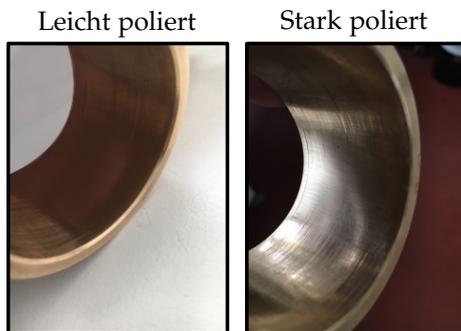


Abbildung 6.1: Bearbeitete Fläche des Gleitlagers: leichte Polierung (**links**) und starke Polierung (**rechts**).

Zur Durchführung der Vorversuche sowie zur Aufnahme der Messdaten wurde der kleine Gleitlagerprüfstand (KGP) verwendet (siehe Abschnitt 3.2). Es wurde jeweils ein Gleitlager im Neuzustand, leicht poliert und stark poliert bei gleichen Betriebspunkten betrieben und parallel dazu die Körperschallsignale aufgezeichnet. Die Gleitlager wurden jeweils bei zwei Lasten und fünf Drehzahlen betrieben. Die Tabelle 6.1 zeigt die Betriebsparameter bei den jeweiligen Vorversuchen.

Tabelle 6.1: Betriebsparameter der Versuche zur Überwachung des künstlich erzeugten Verschleißes.

	Neuzustand	Leicht poliert	Stark poliert
Drehzahl	160-80 U/min	160-80 U/min	160-80 U/min
Last	500 & 1000 N	500 & 1000 N	500 N

6.1.2 Ergebnisse zu künstlich erzeugtem Verschleiß

Leichtes Polieren

Last = 500 N: Für eine Last von 500 N ist kein Unterschied zwischen einem unbearbeiteten und einem leicht polierten Gleitlager in den Körperschallsignalen zu sehen gewesen. Es ist davon auszugehen, dass die geringe Verschleißhöhe

in Kombination mit der geringen Last noch keinen wesentlichen Einfluss auf die Tragfähigkeit des Gleitlagers verursacht.

Last = 1000 N: Abbildung 6.2 zeigt die vorverarbeiteten Körperschallsignale für die Vorversuche im Neuzustand und leicht poliert bei einer Last von 1000 N. Es ist ein deutlicher Unterschied bei gleichen Betriebspunkten zu sehen. Die Misch- bzw. Festkörperreibung ist bei dem bearbeiteten Gleitlager wesentlich intensiver.

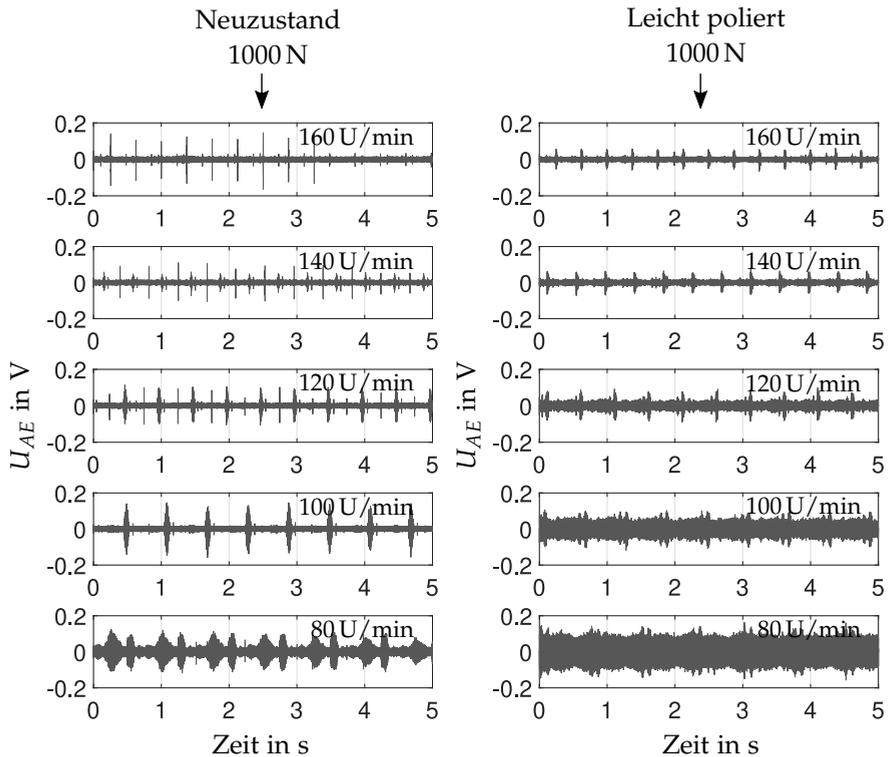


Abbildung 6.2: Körperschallsignal des Gleitlagers im Neuzustand (**links**) und nach leichter Polierung (**rechts**) bei verschiedenen Drehzahlen und einer konstanten Last von 1000 N.

Um diese Aussage weiter zu überprüfen, wurden die bereits ermittelten trennungswirksamen Merkmale Shannon-Entropie, Kurtosis und Medianfrequenz aus dem vorverarbeiteten Körperschallsignal extrahiert (siehe Abbildung 6.3). Die Shannon-Entropie steigt in beiden Fällen mit sinkender Drehzahl an. Die Steigung für den Fall des leicht polierten Gleitlagers ist höher, was ein Anzeichen für eine höhere Intensität der Reibung ist. Die Medianfrequenz des

Gleitlagers im Neuzustand ändert sich kaum und bleibt auf dem Niveau der milden Mischreibung, wobei die Medianfrequenz des leicht polierten Gleitlagers ab einer Drehzahl von 120 U/min signifikant ansteigt. Bei dem Gleitlager im Neuzustand scheinen einige Rauheitsspitzen vorhanden zu sein, welche gerade bei den Drehzahlen 160 U/min und 140 U/min sehr dominant im Körperschallsignal zu sehen sind. Dies zeigt sich auch durch die sehr hohen Werte der Kurtosis. Im Fall des leicht polierten Gleitlagers fällt die Kurtosis und nähert sich mit sinkender Drehzahl der Normalverteilung, was ein Anzeichen für einen sich verstärkenden Metall-zu-Metall Kontakt darstellt.

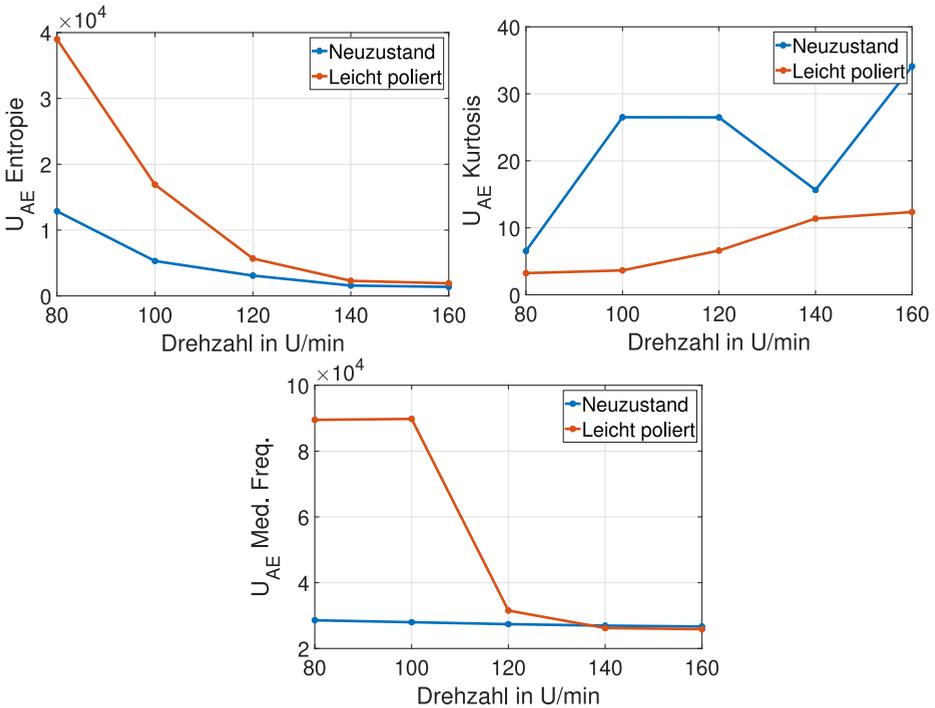


Abbildung 6.3: Vergleich der Körperschallmerkmale für ein Gleitlager im Neuzustand und bei leichter Polierung bei verschiedenen Drehzahlen und einer konstanten Last von 1000 N.

Starkes Polieren

Last = 500 N: Abbildung 6.4 zeigt die vorverarbeiteten Körperschallsignale für die Vorversuche im Neuzustand und stark poliert bei einer Last von 500 N. Der Unterschied zwischen Neuzustand und stark poliert ist deutlich zu sehen. Bei dem unbearbeiteten Gleitlager sind bei jeder Drehzahl nur einige we-

nige Bursts zusehen, was ein Anzeichen für leichte Rauheitsberührungen darstellt. Bei der stark polierten Oberfläche scheint jedoch schon bei der höchsten Drehzahl von 160 U/min starke Mischreibung bis hin zu Festkörperreibung aufzutreten.

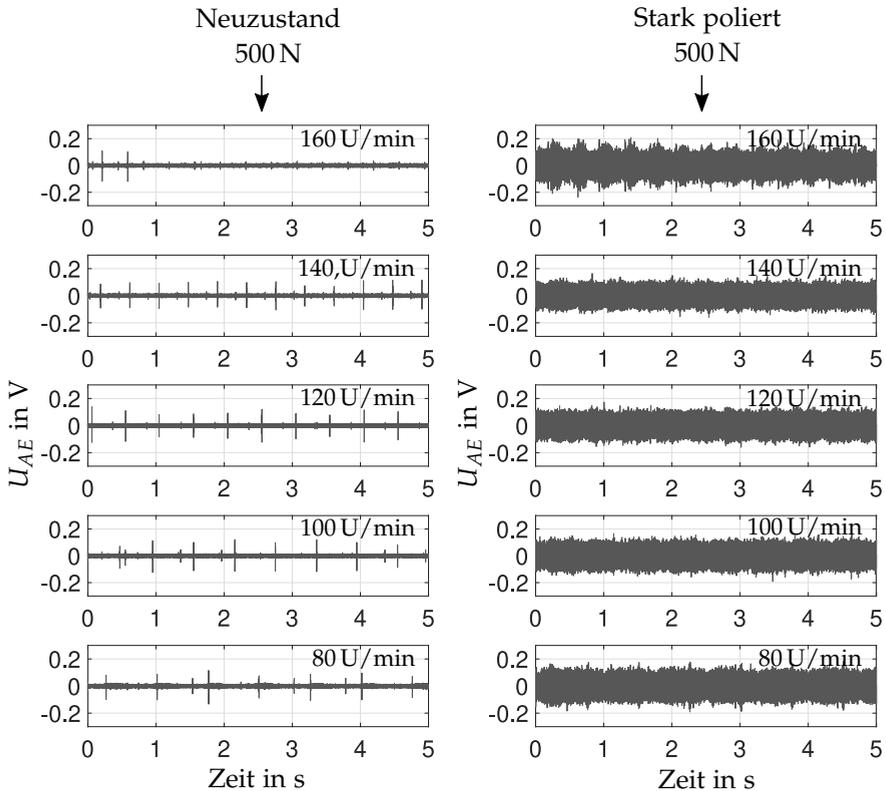


Abbildung 6.4: Körperschallsignal des Gleitlagers im Neuzustand (**links**) und nach starker Polierung (**rechts**) bei verschiedenen Drehzahlen und einer konstanten Last von 500 N.

Die trennungswirksamen Merkmale sind in Abbildung 6.5 gezeigt. Die Shannon-Entropie besitzt wie erwartet beim Gleitlager im Neuzustand durchgängig einen geringen Wert und auch die hohe Kurtosis und die geringe Medianfrequenz weisen auf die erwartete geringe Mischreibung bis hin zu Flüssigkeitsreibung hin. Bei dem stark polierten Gleitlager ist wie erwartet ein durchgängig sehr hohes Niveau der Shannon-Entropie zu sehen und auch die geringe Kurtosis weist auf die bereits vermutete starke Mischreibung bis hin zu Festkörperreibung hin. Lediglich die Medianfrequenz passt mit seinem geringen

Wert nicht zu dieser Feststellung. Es wird vermutet, dass dieser geringe Wert auf die zusätzlich entstanden niederfrequenten Vibrationen aufgrund der Destabilisierung des Gleitlagers zurückzuführen ist. Diese Anteile bewirken ein Absinken der Medianfrequenz, obwohl ein hoher hochfrequenter Anteil im Körperschallsignal enthalten ist. Diese zusätzlichen niederfrequenten Vibrationen kommen somit dann zustande, wenn das Gleitlager einen hohen Verschleißgrad erreicht hat. Dies unterstützt auch die bereits bekannte Feststellung, dass durch die Körperschallanalyse, verglichen mit der Vibrationsanalyse, Schäden früher detektiert werden können.

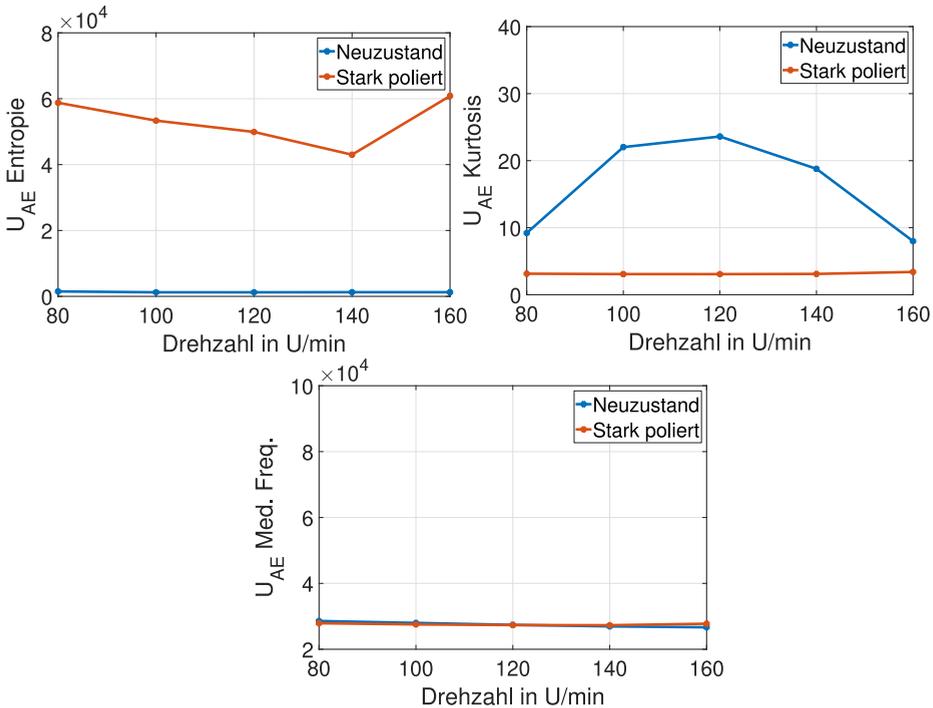


Abbildung 6.5: Vergleich der Körperschallmerkmale für ein Gleitlager im Neuzustand und bei starker Polierung bei verschiedenen Drehzahlen und einer konstanten Last von 500 N.

Last = 1000 N: Es wurde an dieser Stelle auf eine Last von 1000 N verzichtet, da es schon bei geringen Lasten zu hohen niederfrequenten Vibrationen gekommen ist, was auf eine Destabilisierung des Gleitlagers hindeutet. Es ist davon auszugehen, dass die durch das Polieren erzeugte Geometrieänderung einen Schmierfilmaufbau nicht mehr zulässt.

Die hier anhand von zwei Beispielen gezeigten Ergebnisse des künstlich eingebrachten Verschleißes lassen den Schluss zu, dass eine Unrundheit des Gleitlagers mithilfe der Körperschallmerkmale detektiert werden kann. Es sind deutliche Unterschiede zwischen den Merkmalen des Gleitlagers im Neuzustand und der bearbeiteten Oberflächen zu sehen.

Der nächste Schritt dieser Untersuchungen ist die Erzeugung von realem Gleitlagerverschleiß am Prüfstand.

6.2 Realer Langzeitverschleiß

In diesem Abschnitt werden die Untersuchungen zur Überwachung des durch Langzeitversuche erzeugtem Langzeitverschleißes vorgestellt. Zur Durchführung der Versuche sowie zur Aufnahme der Messdaten wurde der temperaturgeregelte Gleitlagerprüfstand (TGP) (siehe Abschnitt 3.3) verwendet, um die Drehzahl, Last und Schmiermitteltemperatur über die Versuchszeit weitestgehend konstant halten zu können. Die Bestimmung der Verschleißvolumina als abhängige Variablen y_k des Regressionsmodells geschah durch die Vermessung der Gleitlageroberfläche anhand taktiler Rauheits- und Rundheitsmessgeräte sowie geeigneter Berechnungsmethoden.

6.2.1 Versuchsdurchführung

Die Anforderung an die Versuche war in erster Linie der Betrieb des Gleitlagers in der Mischreibung für eine definierte Zeit, um Langzeitverschleiß zu erzeugen. Darüber hinaus sollte durch die Auswahl geeigneter Betriebspunkte ebenso die Gefahr eines Fressens bei Festkörperreibung minimiert werden. Zur Definition der Betriebspunkte wurde einerseits die minimale Schmier-spalthöhe nach DIN 31625 berechnet und andererseits die Kontaktspannung K_S für das tatsächliche Vorhandensein eines metallischen Kontakts zwischen Gleitlager und Welle verwendet.

Für die Langzeitversuche kamen drei Gleitlagerbuchsen zum Einsatz, welche im Folgenden mit RG01, RG02 und RG03 bezeichnet werden. Es ergaben sich insgesamt 22 Versuchspunkte, welche Werte zwischen $n = 50-400$ U/min, $F_N = 2-16$ kN und $T_{Öl} = 40-70$ °C annahmen. Nach jedem Versuch wurde die Rundheit und die Rauheit des Lagers taktil vermessen, um das entstandene Verschleißvolumen zu bestimmen. Die Körperschallsignale wurden alle fünf Minuten für einen Zeitraum von 20 Sekunden aufgezeichnet.

6.2.2 Bestimmung des Verschleißvolumens

Der Verschleiß eines Gleitlagers verursacht geometrische Veränderungen der Gleitlageroberfläche. Aus diesem Grund wurde neben der in Abschnitt 5.2.2.1 gezeigten Rauheitsmessung auch die Rundheit der Oberfläche mithilfe eines geeigneten taktilen Messgerätes erfasst (siehe Abschnitt 6.2.2.2). Daraus lässt sich das Einlaufverschleißvolumen $V_{w, Einl}$ aus den Rauheitsmessdaten und das Langzeitverschleißvolumen $V_{w, Lang}$ aus den Rundheitsmessdaten bestimmen. Das nach jedem Versuch entstehende Gesamtverschleißvolumen V_w ergibt sich dann zu:

$$V_w = V_{w, Einl} + V_{w, Lang} \quad (6.1)$$

Im Folgenden werden die Messgeräte und die Berechnung der Einzelverschleißvolumina aus den Messdaten dieser erläutert. An dieser Stelle sei angemerkt, dass die berechneten Verschleißvolumina Näherungswerte angeben. Es müssen sowohl Messunsicherheiten der Messgeräte als auch Vereinfachungen bei den Berechnungen, wie z. B. Interpolationen oder die Bildung statistischer Größen, beachtet werden.

6.2.2.1 Messung und Auswertung des Rauheitsprofils

Zur Bestimmung des Einlaufverschleißvolumens $V_{w, Einl}$ wurde nach jedem Versuch die Oberflächenrauheit des Gleitlagers vermessen. Dazu kam das in Abschnitt 5.2.2.1 gezeigte taktile Rauheitsmessgerät zum Einsatz.

Um die vermessenen Rauheitsprofile visuell darzustellen, wurde zunächst die gemittelte Rautiefe R_z nach Gleichung 5.1 bestimmt. Es ergeben sich bei einer Lagerbreite von 25 mm insgesamt sechs verschiedene R_z -Werte, die im Folgenden mit $R_{z,k}$ mit $k = 1-6$ bezeichnet werden. Diese wurden für alle elf Messpositionen bestimmt und über die Lagerbreite und dem Umfangswinkel dargestellt. Die Abbildung 6.6 zeigt ein Beispiel dieser R_z -Verteilung für ein Lager im Neuzustand und nach der Einglättung. In der Lastzone ist ein stark verschlissener Bereich sichtbar. Außerhalb der Lastzone ist eine leichte Glättung zu erkennen, was auf den Ein- und Ausbau sowie auf Messfehler zurückzuführen ist.

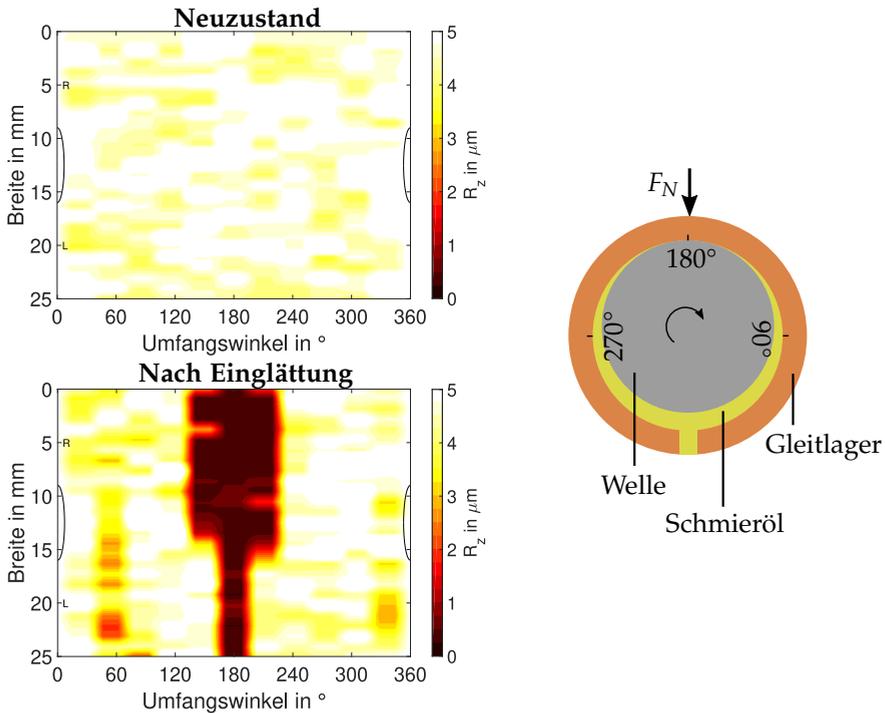


Abbildung 6.6: Rauheitsverteilung für ein Lager im Neuzustand und nach der Einglättung mit Kennzeichnung der Drehrichtung.

Um die Einglättung zu beurteilen, wurden weitere Größen bestimmt, welche im Folgenden vorgestellt werden.

Bestimmung der mittleren gemittelten Rautiefe $\overline{R_z}$

Da die Einglättung meist nur in der Lastzone auftritt, wurde die mittlere gemittelte Rautiefe $\overline{R_z}$ für die Winkel der Lastzone bestimmt:

$$\overline{R_z}(\text{Winkel}) = \frac{1}{6} \sum_{k=1}^6 R_{z,k}. \quad (6.2)$$

Es ergibt sich beispielsweise für den Winkel 180° der in Abbildung 6.7 gezeigte Verlauf von $\overline{R_z}$ über die in chronologischer Reihenfolge durchgeführten Versuche. Zu Anfang tritt eine starke Einglättung auf, was durch das Absinken von $\overline{R_z}$ auf ca. $1,1 \mu\text{m}$ zu erkennen ist. Ab der Versuchsnummer 4 scheint sich $\overline{R_z}$ kaum noch zu ändern, was auf eine minimal erreichbare Einglättung hindeutet.

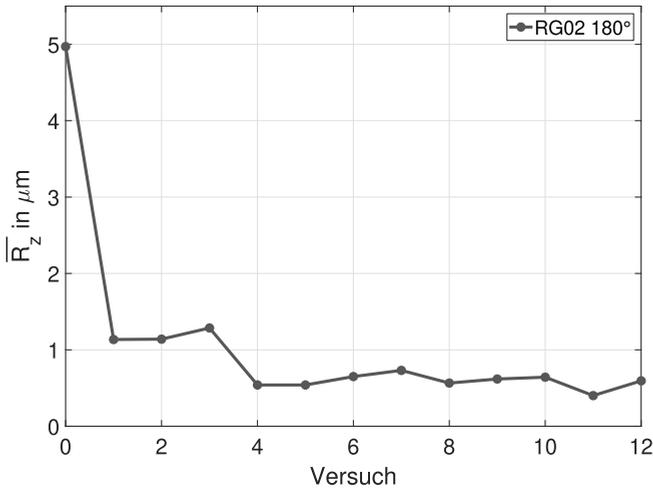


Abbildung 6.7: Verlauf der mittleren gemittelten Rautiefe \bar{R}_z über die in chronologischer Reihenfolge durchgeführten Versuche.

Bestimmung des Einlaufverschleißvolumens $V_{w,Einl}$

Das sogenannte Einlaufverschleißvolumen $V_{w,Einl}$ entsteht durch die Abtragung der Rauheitsspitzen und hat nur eine geringe Auswirkung auf die Rundheit des Gleitlagers. Da diese Abtragungen jedoch einen wesentlichen Einfluss auf das Körperschallsignal haben, wird im Folgenden eine Methode zur Bestimmung der Menge von $V_{w,Einl}$ anhand der Rauheitsmessdaten vorgestellt. Die nach jedem Versuch erfassten Rauheitsprofile R unterscheiden sich in der Mittellinie, da die Oberflächenzustände unterschiedlich sind. Um die Profile dennoch miteinander vergleichen zu können, um letztlich $V_{w,Einl}$ zu bestimmen, muss eine andere Bezugslinie gefunden werden. An dieser Stelle sei angemerkt, dass für die weiteren Betrachtungen angenommen wird, dass nur die Spitzen vom Verschleiß betroffen sind und sich die Täler somit nicht verändern. Zunächst wird der Median aller Täler, sowohl für die Initialmessung $R_{Ini,Tal}$ als auch für die Verschleißmessung $R_{Ver,Tal}$, bestimmt [49]. Werden diese Werte voneinander subtrahiert so entsteht ein Offset, welcher auf die Verschleißdaten R_{Ver} addiert wird:

$$\text{Offset} = \text{Median}(R_{Ini,Tal}) - \text{Median}(R_{Ver,Tal}) \quad (6.3)$$

$$R_{Ver,neu} = R_{Ver} + \text{Offset} \quad (6.4)$$

Dadurch stehen die beiden Rauheitsprofile in Bezug zueinander. Um nun das Verschleißvolumen zu bestimmen, wird das Integral der positiven Werte von

R_{Ini} und $R_{Ver,neu}$ bestimmt und mit dem Umfang des Gleitlagers multipliziert. Das Einlaufverschleißvolumen $V_{w,Einl}$ ergibt sich dann zu:

$$V_{w,Einl} = V_{R,Ini} - V_{R,Ver}, \quad (6.5)$$

wobei $V_{R,Ini}$ das Volumen der Rauheitsinitialdaten und $V_{R,Ver}$ das Volumen der Rauheitsverschleißdaten darstellt.

6.2.2.2 Messung und Auswertung des Rundheitsprofils

Zur Bestimmung des Verschleißvolumens $V_{w,Lang}$ wurde die Rundheit des Gleitlagers nach jedem Versuch vermessen. Dazu kam das Rundheitsmessgerät RONDCOM TOUCH der Firma Zeiss zum Einsatz. Die Rundheit wurde an sechs über die Lagerbreite verteilte Positionen gemessen. Abbildung 6.8 zeigt das verwendete Rundheitsmessgerät und die Messpositionen.

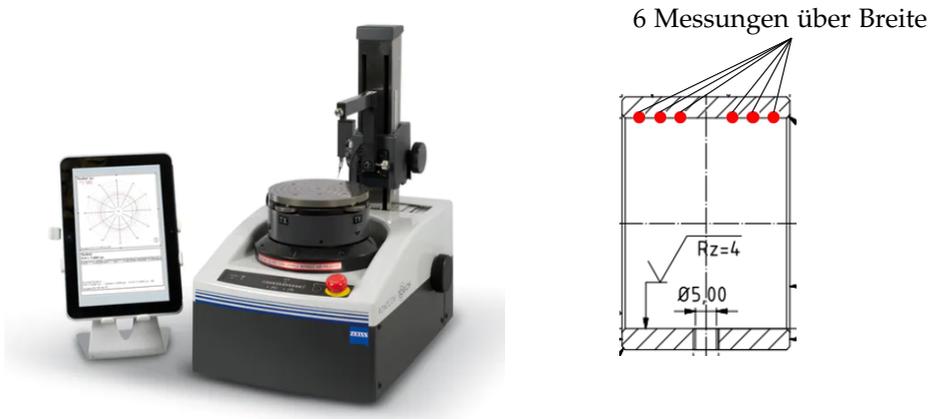


Abbildung 6.8: Rundheitsmessgerät RONDCOM TOUCH der Firma Zeiss und Darstellung der Messpositionen über die Lagerbreite [14].

Zentrierung und Offset

Um die nach jedem Versuch aufgenommenen Rundheitsprofile untereinander vergleichen zu können, müssen die Rundheitsdaten geeignet zentriert und der Offset bereinigt werden. Ein Offset zwischen den Rundheitsprofilen entsteht durch das manuelle Ansetzen der Messspitze an das Gleitlager. Es existieren einige Zentrierverfahren wie das Maximum Inscribed Circle (MICI) oder Minimum Circumscribed Circle (MCCI) Verfahren. Bei MICI wird der Pferchkreis aus den Rundheitsdaten bestimmt und zentriert und bei MCCI wird der Hüllkreis bestimmt und zentriert. Der Mittelpunkt dieser Kreise wird jedoch auf den Mittelpunkt eines idealen Kreises gesetzt. Bei Verschleiß entsteht in

der Lastzone eine Verschleißmulde, sodass der Kreis keinesfalls ideal ist. Weiterhin wird bei der Bereinigung des Offsets der Mittelwert aus allen Daten gebildet und abgezogen. Der durch diese Verfahren ermittelte Mittelpunkt bezieht alle Rundheitsdaten mit ein, sodass es durch den Verschleiß zu einer Verschiebung des Mittelpunktes kommt.

Aus diesen Gründen wurde eine andere Methode angewendet, um die Rohdaten zu zentrieren und den Offset zu bereinigen. Dazu werden die aufgenommenen Rundheitsmessdaten als kleine Kreissegmente angesehen und aus diesen der Flächenschwerpunkt berechnet [49]:

$$x_S = \frac{\iint_A x dA}{\iint_A dA} \quad (6.6)$$

$$y_S = \frac{\iint_A y dA}{\iint_A dA} \quad (6.7)$$

Werden diese Flächenschwerpunkte aufsummiert ergibt sich der Mittelpunkt aller Messdaten. Durch die Bestimmung der Koordinaten des Mittelpunktes können die Rundheitsdaten nun über einen idealen Kreis verschoben werden. Der Offset wird aus dem Mittelwert der verschobenen Daten bestimmt und von diesen subtrahiert.

Die beschriebene Methode eignet sich jedoch in dieser Form nicht für verschlissene Gleitlager mit einer Verschleißmulde, da sich der Mittelpunkt in Bezug auf die Initialmessung verschiebt. Auch der Offset wird dadurch beeinflusst. Für die Zentrierung und Offsetbereinigung der Verschleißdaten wird aus diesem Grund angenommen, dass nur auf der Halbschale der Lastzone eine Verschleißmulde entsteht. Es wird angenommen, dass auf der anderen Halbschale keine Veränderung entsteht. Die bereits beschriebene Zentrierung der Initialmessdaten wird für die sich nicht ändernde Hälfte durchgeführt. Der Offset wird näherungsweise berechnet mit [49]:

$$\text{Offset} = \frac{u_{Ini}(90^\circ) - u_{Ver}(90^\circ) + u_{Ini}(270^\circ) - u_{Ver}(270^\circ)}{2}, \quad (6.8)$$

dabei beschreibt u_{Ini} die zentrierten Initialdaten und u_{Ver} die zentrierten Verschleißdaten. Für eine ausführliche Beschreibung der Zentrierung und Offsetbereinigung wird auf die die Referenz [49] verwiesen.

Abbildung 6.9 zeigt das Rundheitsprofil eines Gleitlagers im Neuzustand und nach dem Verschleißversuch. Im Bereich der Lastzone ist eine deutliche Vertiefung zu erkennen. Diese Veränderung der Rundheit ist auf Langzeitverschleiß zurückzuführen. Nach Meier [66] stellt sich die maximale Verschleißhöhe beim Erreichen des doppelten Lagerspiels ein. Für diese Arbeit ist $s = 93,5 \mu\text{m}$, somit ist das theoretische Ende der Lebensdauer nach weiteren $93,5 \mu\text{m}$ erreicht.

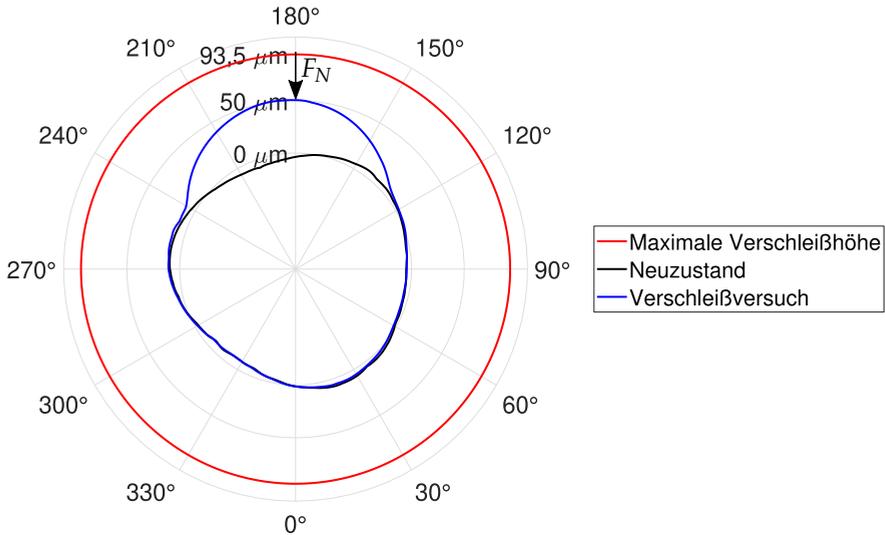


Abbildung 6.9: Rundheitsprofil eines Gleitlagers im Neuzustand und nach dem Verschleißversuch mit Kennzeichnung der maximalen Verschleißhöhe.

Bestimmung des Langzeitverschleißvolumens $V_{w,Lang}$

Die Bestimmung des Langzeitverschleißvolumens $V_{w,Lang}$ geschieht durch die Aufsummierung von Volumina kleiner Zylinderabschnitte im Abstand von $\Delta\phi = 0,1^\circ$. Allgemein lautet die Gleichung:

$$\text{Volumen} = \iiint_K dz dy dx \quad (6.9)$$

Dabei ist dz die Breite zwischen zwei Messpositionen, dy der Winkel $\Delta\phi$ zwischen zwei Messpunkten in Radiant und dx die Differenz zwischen dem Innenradius $r(\phi)$ und dem Außenradius r_a . Das Verschleißvolumen $V_{w,Lang}$ berechnet sich zu:

$$V_{w,Lang} = V_{Rundheit,Ini} - V_{Rundheit,Ver} \quad (6.10)$$

wobei $V_{Rundheit,Ini}$ das Volumen der Rundheitsinitialdaten und $V_{Rundheit,Ver}$ das Volumen der Rundheitsverschleißdaten darstellt.

6.2.3 Ergebnisse zur Überwachung des Langzeitverschleißes

Wie bereits erwähnt ist das Ziel der Langzeituntersuchungen ein Regressionsmodell zu entwickeln, welches nur anhand von Körperschallmerkmalen das aktuelle Verschleißvolumen eines Gleitlagers schätzen kann. Dazu wurden nach jedem Versuch das Gesamtverschleißvolumen V_w nach Gleichung

6.1 und der integrierten RMS des Körperschallsignals Int AE RMS als Merkmal bestimmt.

$$\text{Int AE RMS} = \int_0^t \text{RMS}_{\text{AE}} dt \quad (6.11)$$

Dieses Merkmal fand unter anderem Anwendung in der Arbeit von Boness [10], der einen linearen Zusammenhang mit dem an einem Pin-Scheibe Prüfstand erzeugten Verschleißvolumen zeigte. In Abbildung 6.10 sind die Verschleißvolumina V_w der Gleitlager RG01, RG02 und RG03 als abhängige Variablen y_k und die dazugehörigen Int AE RMS als unabhängigen Variablen x_k gegeneinander aufgetragen.

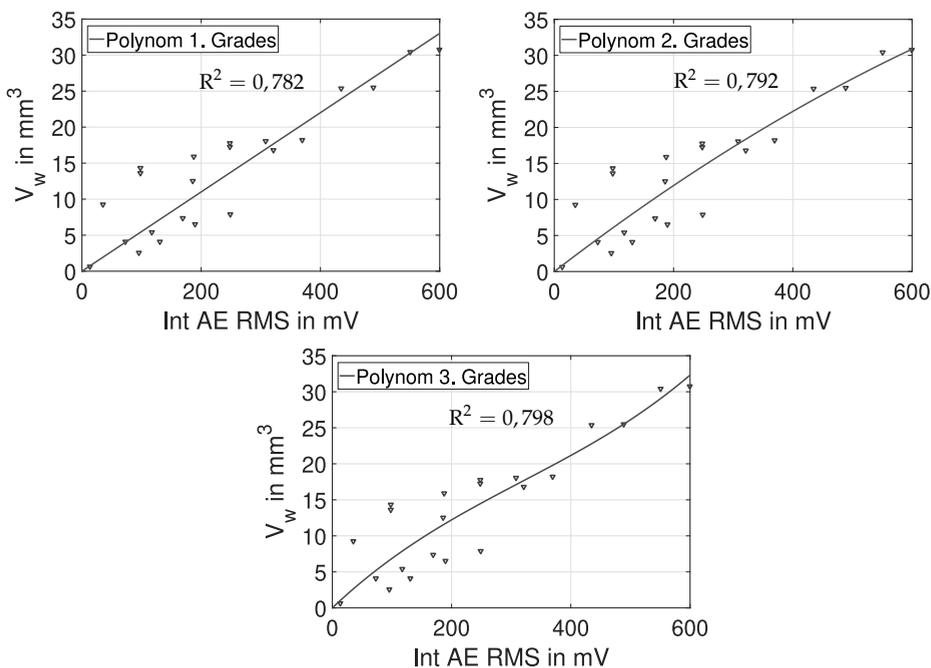


Abbildung 6.10: Visualisierung der Regressionsmodelle zur Bestimmung des Gesamtverschleißvolumens \hat{V}_w mithilfe des integrierten RMS des Körperschallsignal Int AE RMS.

Es wurden anhand der gegebenen Versuchspunkte drei Regressionsmodelle unterschiedlichen Grades (Polynome vom Grad 1-3) bestimmt. Zur Bestimmung der Regressionskoeffizienten wurde die Methode der kleinsten Quadrate angewendet.

Regressionsmodell 1. Grades: $\hat{y}_k = 0,055x_k$

Regressionsmodell 2. Grades: $\hat{y}_k = -2,05e^{-5}x_k^2 + 0,064x_k$

Regressionsmodell 3. Grades: $\hat{y}_k = 1,146e^{-7}x_k^3 - 1,098e^{-4}x_k^2 + 0,0785x_k$

Das Bestimmtheitsmaß für das Modell 1. Grades beträgt $R^2 = 0,782$, 2. Grades $R^2 = 0,792$ und 3. Grades $R^2 = 0,798$. Alle drei Regressionsmodelle zeigen somit eine gute Anpassung an die vorhandenen Versuchspunkte.

6.3 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden die Untersuchungen zur Überwachung des Langzeitverschleißes vorgestellt. Im ersten Schritt wurde untersucht, inwieweit sich die Körperschallmerkmale eines verschlissenen Gleitlagers und eines im Neuzustand unterscheiden. Dabei wurde der Verschleiß durch Polieren künstlich erzeugt. Zwei verschiedene Körnungsgrade wurden verwendet, um das Gleitlager zu schädigen. Es wurden jeweils zwei Lasten 500 N und 1000 N und fünf verschiedene Drehzahlen $n = 160-80$ U/min gefahren. Parallel dazu wurde das Körperschallsignal aufgezeichnet. Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

- Leichtes Polieren: Bei einer Last von 500 N konnte kein Unterschied in den Körperschallmerkmalen zwischen poliert und Neuzustand verzeichnet werden. Für eine Last von 1000 N sind bei gleicher Drehzahl deutliche Unterschiede zu erkennen. Für das polierte Lager scheint die Misch- bzw. Festkörperreibung wesentlich intensiver zu sein.
- Starkes Polieren: Im Neuzustand findet hauptsächlich Flüssigkeitsreibung bis milde Mischreibung statt, wobei bei dem polierten Lager starke Misch- bzw. Festkörperreibung bei gleicher Drehzahl auftritt. Somit destabilisieren schon kleinste Lasten ein stark verschlissenes Gleitlager.

Im nächsten Schritt wurde in Langzeitversuchen realer Verschleiß erzeugt. Parallel dazu wurde alle 5 min. für 20 s das Körperschallsignal aufgezeichnet. Nach jedem Versuch wurde das Gleitlager ausgebaut und die Rundheit und Rauheit vermessen. Aus diesen Oberflächendaten wurde das Verschleißvolumen berechnet und als abhängige Variable y_k eines Regressionsmodells verwendet. Insgesamt wurden 22 Versuchspunkte aufgezeichnet, welche Werte zwischen $n = 50-400$ U/min, $F_N = 2-16$ kN und $T_{Öl} = 40-70$ °C annahmen.

Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

- Mithilfe des integrierten RMS des Körperschallsignals Int AE RMS als unabhängige Variable x_k eines Regressionsmodells kann das Gesamtverschleißvolumen \widehat{V}_w geschätzt werden.
- Als Regressionsmodelle wurden drei Polynome (Grad 1-3) verwendet. Das Bestimmtheitsmaß für das Modell 1. Grades beträgt $R^2 = 0,782$, 2. Grades $R^2 = 0,792$ und 3. Grades $R^2 = 0,798$.

Weitere Untersuchungen sind auf diesem Gebiet notwendig und werden derzeit am Fachgebiet MDT durchgeführt.

7 Lokalisierung von Anstreifvorgängen

Die in den Kapiteln 4 bis 6 vorgestellten Methoden wurden unabhängig von der Kenntnis der aktuellen Reibungsposition ϕ_R und des aktuellen Reibungswegs s_R über den Gleitlagerumfang entwickelt. Die Kenntnis dieser Größen ist jedoch notwendig für Anwendungen, bei denen die Reibung nicht an der gleichen Position auftritt, wie z. B. bei instationären Lastzonen oder bei einer Unwucht der Welle. Eine wiederholte Reibung an derselben Position verringert die Lebensdauer des Gleitlagers stärker als über den Umfang verteilte Reibungsvorgänge gleicher Anzahl. Ebenso steht s_R durch folgende Gleichung:

$$V_w = k_w \cdot F_R \cdot s_R \quad (7.1)$$

in direktem Zusammenhang mit dem Verschleißvolumen V_w , wobei k_w die spezifische Verschleißrate bzw. Verschleißintensität darstellt und experimentell bestimmt werden muss. Somit stellen diese Größen für die Bestimmung der verbleibenden Restlebensdauer (engl. remaining useful lifetime; kurz: RUL) wichtige Informationen dar.

In diesem Kapitel wird eine Idee zur Schätzung der Reibungsposition $\widehat{\phi}_R$ und des Reibungswegs \widehat{s}_R anhand der Körperschallanalyse vorgestellt. An dieser Stelle wird darauf hingewiesen, dass dieses Kapitel lediglich die ersten Untersuchungen zu dieser Idee vorstellen soll. Um diese zu validieren sind weitere Untersuchungen notwendig.

7.1 Idee und methodische Vorgehensweise

In Kapitel 4 wurde das Körperschallsignal bereits hinsichtlich der verschiedenen Reibungszustände untersucht. Im Zustand Mischreibung war eine deutliche Amplitudenmodulation im Zeitsignal zu sehen. Diesen Modulationseffekt haben bereits andere Autoren [61, 47] bei Dichtungen detektiert und als auftretende Reibungsevents interpretiert. Die Arbeit von Hall [47] bestimmt die Position der Reibung unterschiedlicher Dichtungen entlang einer Welle durch diese Körperschallmodulation. Inspiriert durch diese Arbeit ist die Idee, diesen Modulationseffekt zur Schätzung von $\widehat{\phi}_R$ und \widehat{s}_R zu verwenden. Die Abbildung 7.1 zeigt die Vorgehensweise dabei.

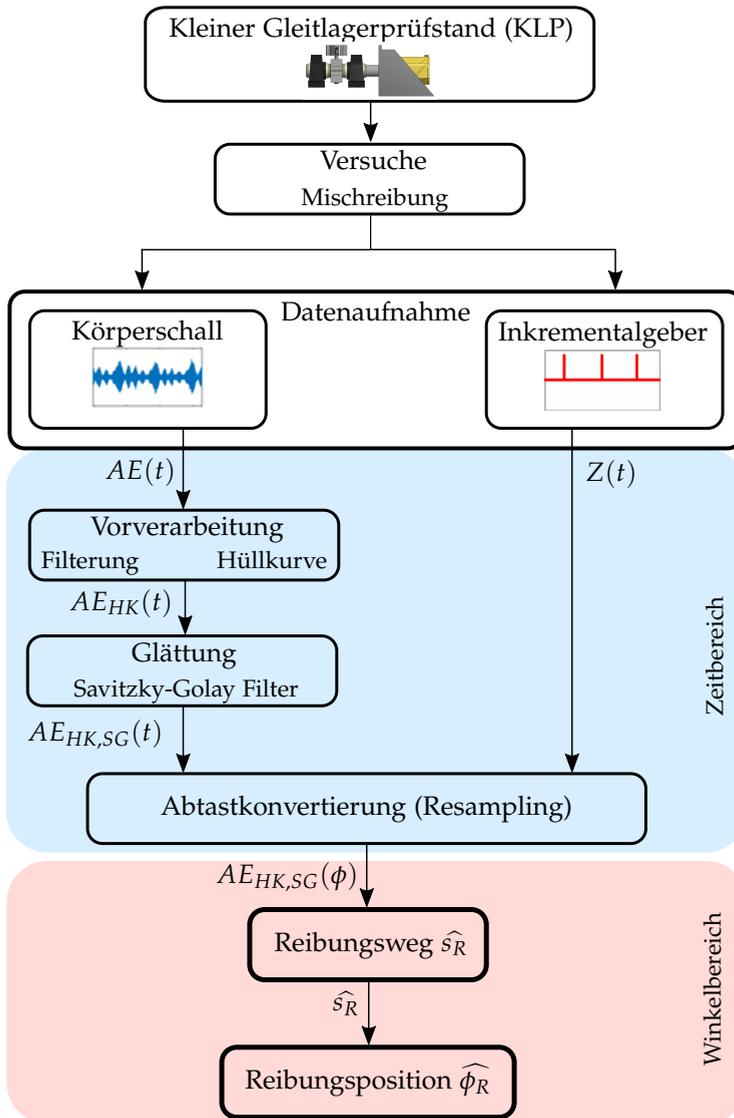


Abbildung 7.1: Methodische Vorgehensweise zur Schätzung der Reibungsposition $\widehat{\phi}_R$ und des Reibungswegs \widehat{s}_R .

Zur Durchführung der Versuche sowie zur Aufnahme der Messdaten wird der kleine Gleitlagerprüfstand (KGP) verwendet (siehe Abschnitt 3.2). Aufgenommen werden das Körperschallsignal $AE(t)$ und das Nullimpulssignal des Inkrementalgebers $Z(t)$.

Zunächst wird, wie auch schon in Kapitel 4, das Körperschallsignal digital mit einer Grenzfrequenz von 100 kHz hochpassgefiltert, um die Maschinengeräusche weitestgehend zu dämpfen. Anschließend wird die Einhüllende des hochfrequenten Körperschallsignals bestimmt, um lokale Minima und Maxima ermitteln zu können. Die Einhüllende ist, je nach Anzahl der Stützpunkte, mit mehr oder weniger Rauschen behaftet, sodass die Ermittlung der Minima und Maxima erschwert wird. Aus diesem Grund wurde ein Savitzky-Golay-Filter zur Glättung der Einhüllenden verwendet. Anschließend wurde die entstandene Kurve unter Zuhilfenahme von $Z(t)$ vom Zeit- in den Winkelbereich überführt. Dabei wurde eine Abtastkonvertierung (engl. Resampling) vorgenommen. Jedem Punkt der Einhüllenden kann anschließend eine Winkelposition zugeordnet werden. Als geschätzte Reibungsposition $\widehat{\varphi}_R$ sind die Winkelpositionen der lokalen Maxima definiert und als geschätzter Reibungsweg \widehat{s}_R die Strecke zwischen den Schnittpunkten der Einhüllenden und eines definierten Schwellwertes.

7.2 Versuchsdurchführung

Es wurde sowohl eine Drehzahl-Last-Kombination in der Flüssigkeitsreibung als auch in der Mischreibung durchgeführt. Die folgende Tabelle 7.1 zeigt die Betriebsparameter für die jeweiligen Versuche.

Tabelle 7.1: Betriebsparameter der Versuche zur Lokalisierung der Anstreifvorgänge.

	Flüssigkeitsreibung	Mischreibung
Drehzahl	340 U/min	80 U/min
Last	1500 N	1500 N

7.3 Ergebnisse zur Lokalisierung von Anstreifvorgängen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse zur Lokalisierung von Anstreifvorgängen über den Gleitlagerumfang vorgestellt. In Abbildung 7.2 sind für zwei Umdrehungen in der Flüssigkeits- bzw. Mischreibung das Nullimpuls- und Körperschallsignal dargestellt. Bei Flüssigkeitsreibung ist erwartungsgemäß keine Amplitudenmodulation zu sehen, wobei in der Mischreibung die Amplitudenmodulation deutlich zu erkennen ist.

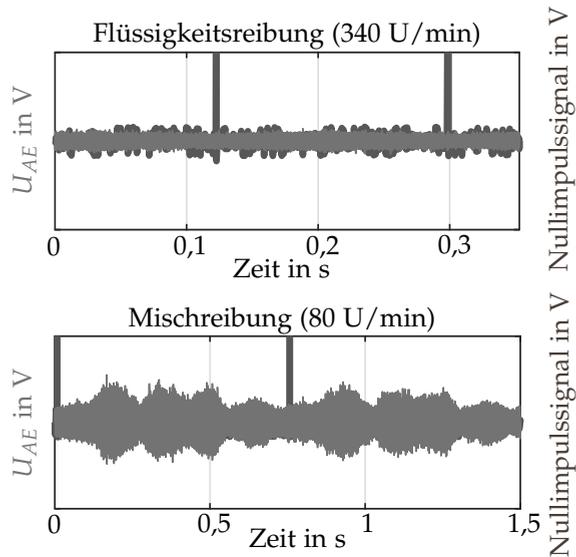


Abbildung 7.2: Körperschall- und Nullimpulssignal für zwei Umdrehungen in der Flüssigkeitsreibung (**oben**) und Mischreibung (**unten**) bei einer Last von 1500 N.

7.3.1 Hüllkurve und Glättung im Zeitbereich

Im ersten Schritt wurden alle Werte des Körperschallsignals kleiner als null auf einen Wert von null gesetzt. Anschließend wurde die Hüllkurve gebildet, um die lokalen Minima und Maxima bestimmen zu können. Verfahren wie die Hilbert-Transformation kommen zur Bildung der Einhüllenden infrage. Für die hier vorgestellte Anwendung ist es jedoch vollkommen ausreichend die Energie der Einhüllenden zu kennen. Es muss lediglich erkannt werden, an welcher Stelle lokale Maxima und Minima auftreten. Das hier verwendete Verfahren bildet über eine bestimmte Anzahl von Signalpunkten den RMS-Wert und speichert diesen Wert in einen neuen Vektor. Somit entsteht eine Art gleitender Mittelwert des Signals, woraus die lokalen Maxima und Minima bestimmt werden können. In diesem Fall wurde über jeweils 4000 Samples der RMS-Wert gebildet. Daraus ergab sich über eine Versuchszeit von 1,5 s ein neuer Vektor mit 750 Datenpunkten. Abbildung 7.3 zeigt die Einhüllende des Körperschallsignals $AE_{HK}(t)$ und das Nullimpulssignal $Z(t)$ des Inkrementalgebers bei Mischreibung für zwei Umdrehungen.

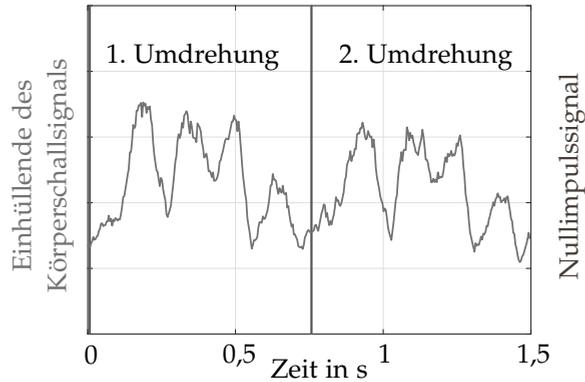


Abbildung 7.3: Einhüllende des Körperschallsignals und das Nullimpulssignal des Inkrementalgebers bei Mischreibung über die Zeit.

Diese Einhüllende ist jedoch mit Rauschen behaftet, sodass für die weitere Bestimmung der lokalen Minima und Maxima diese Kurve geglättet wurde. Dazu eignen sich Näherungspolynome geringer Ordnung, um eine möglichst gute Glättung zu realisieren. Eine Möglichkeit ist die Verwendung des Savitzky-Golay-Filters [90]. Dieses Verfahren glättet ein Signal durch stückweise Anpassung einer Polynomfunktion an das Signal. Diese Anpassung geschieht durch die Methode der kleinsten Quadrate. Abbildung 7.4 zeigt die mit dem Savitzky-Golay-Filter 3. Ordnung geglättete Einhüllende des Körperschallsignals $AE_{HK,SG}(t)$. Aus dieser neuen Kurve lassen sich die lokalen Minima und Maxima eindeutig bestimmen.

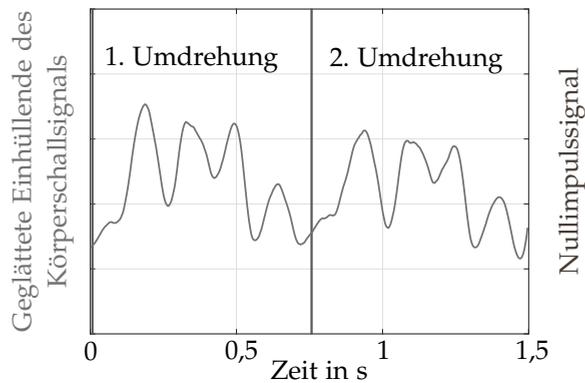


Abbildung 7.4: Geglättete Einhüllende des Körperschallsignals und das Nullimpulssignal des Inkrementalgebers bei Mischreibung über die Zeit.

7.3.2 Resampling in den Winkelbereich

Im nächsten Schritt wird die geglättete Einhüllende aus dem Zeit- in den Winkelbereich überführt. Dazu wird das Nullimpulssignal verwendet. Vom Zeitpunkt t_1 des Nullimpulspeaks x_1 bis zum Zeitpunkt t_2 des nächsten Nullimpulspeaks x_1 ist genau eine Umdrehung und somit 2π vergangen. Zwischen den Peaks werden die fehlenden Winkel so interpoliert, dass sich die gleiche Sampleanzahl wie bei der geglätteten Einhüllenden des Körperschallsignals ergibt. Jedem Datenpunkt des Körperschallsignals kann somit ein Winkel zugeordnet werden. In Abbildung 7.5 ist die geglättete Einhüllende über den Wellenwinkel aufgetragen. Die lokalen Maxima dieser Kurve zeigen nun die Positionen des Anstreifvorgangs der Welle an das Gleitlager an.

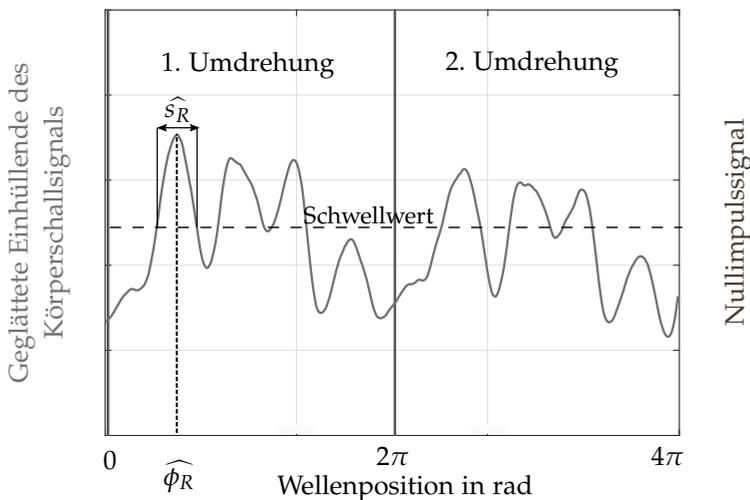


Abbildung 7.5: Geglättete Einhüllende des Körperschallsignals und das Nullimpulssignal des Inkrementalgebers bei Mischreibung über den Wellenwinkel.

Wird nun ein bestimmter Schwellwert auf der y-Achse definiert, kann ein geschätzter Reibungsweg \hat{s}_R ermittelt werden. Dieser ist die Strecke zwischen den Schnittpunkten des Schwellwertes mit der Einhüllenden. Der Schwellwert muss für jede Anwendung neu bestimmt werden. Um die in diesem Kapitel gezeigte Methode zu überprüfen und einen geeigneten Schwellwert zu bestimmen, sollte die Rauheit der Lagersoberfläche vermessen werden. Dies ermöglicht eine Validierung der geschätzten Reibungspositionen $\hat{\phi}_R$ und des Reibungswegs \hat{s}_R .

7.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde eine Idee zur Schätzung der Reibungsposition $\widehat{\phi}_R$ und des Reibungswegs \widehat{s}_R über dem Gleitlagerumfang vorgestellt. Dabei wurde die bei der lokalen Berührung der Welle und des Gleitlagerbelages entstehende Amplitudenmodulation ausgenutzt. Diese Modulation entsteht aufgrund der Überlagerung der niederfrequenten Wellendrehfrequenz auf das hochfrequente Körperschallsignal, nach dem gleichen Prinzip wie eine Trägerfrequenz bei Amplitudenmodulation im Radio.

Das Gleitlager wurde für eine definierte Zeit in der Mischreibung betrieben und parallel dazu das Körperschall- und Nullimpulssignal des Inkrementalgebers aufgezeichnet. Folgende Ergebnisse wurden erzielt:

- Die mit dem Savitzky-Golay Filter geglättete Hüllkurve des amplitudenmodulierten Körperschallsignals kann durch die Ermittlung der lokalen Maxima eine geschätzte Reibungsposition $\widehat{\phi}_R$ über die Versuchszeit anzeigen.
- Mithilfe des Nullimpulssignals des Inkrementalgebers wurde die Hüllkurve durch eine Abtastkonvertierung (engl. Resampling) aus dem Zeit- in den Winkelbereich überführt.
- Durch das Setzen eines Schwellwertes auf der y-Achse kann zusätzlich zur Reibungsposition $\widehat{\phi}_R$ auch ein Reibungsweg \widehat{s}_R bestimmt werden.

Als Fazit dieses Kapitels kann festgehalten werden, dass die Lokalisierung der Anstreifvorgänge eines hydrodynamischen Gleitlagers mithilfe der Hüllkurve des amplitudenmodulierten Körperschallsignals und anschließender Abtastkonvertierung in den Winkelbereich unter Zuhilfenahme des Nullimpulssignals generell möglich ist. Dennoch sollten in Zukunft weitere Untersuchungen durchgeführt werden, um die Anstreifvorgänge mithilfe von z. B. einer Vermessung der Oberfläche validieren zu können. Zudem verbessert die Verwendung eines Inkrementalgebers mit einer höheren Auflösung die Abtastkonvertierung.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Die frühe und zuverlässige Detektion von Reibungs- und Verschleißzuständen hydrodynamischer Gleitlager eines Planetengetriebes stellt die Luftfahrt-Industrie vor große Herausforderungen. Die meisten zum Einsatz kommenden Messgrößen sind entweder nicht sensitiv genug oder erfüllen nicht die Anforderungen an begrenztem Bauraum. Eine geeignete Messgröße stellt die Körperschallanalyse (engl. Acoustic Emission Analysis; kurz: AE Analysis) dar. Vorangegangene Arbeiten haben bereits gezeigt, dass kritische Reibungszustände eines Gleitlagers mithilfe der AE-Analyse bestimmt werden können. Jedoch fehlt eine für die Industrie automatisierte Zustandsüberwachung. Dies kann mithilfe einfacher maschineller Lernverfahren erfolgen, welche auf Grundlage mathematischer Algorithmen Muster in einer Datenreihe erkennen und anschließend den Systemzustand eigenständig und automatisch beurteilen. Neben der Kenntnis des aktuellen Reibungszustandes ist auch die Kenntnis über den durch Reibung entstehenden Verschleiß notwendig. Im Bereich der Verschleißdetektion mittels AE-Analyse werden vorwiegend Stift-Scheibe-Tribometer verwendet, welche die mögliche Übertragbarkeit auf reale Systeme nachweisen sollen. Diese Untersuchungen sind jedoch idealisiert. Daraus ergibt sich die in dieser Arbeit beantwortete zentrale Forschungsfrage:

Ist eine zuverlässige Überwachung hydrodynamischer Gleitlager hinsichtlich Reibung und Verschleiß mithilfe der AE-Technologie und maschineller Lernverfahren möglich?

Um diese und weitere Fragestellungen zu beantworten, wurden geeignete Gleitlagerprüfstände entworfen sowie mechanisch, mess- und softwaretechnisch umgesetzt. Zudem kamen zur Validierung der AE-Analyse die Kontaktspannungsmessung sowie eine taktile Rauheits- und Rundheitsmessung der Gleitlageroberfläche zum Einsatz. Diese Arbeit gliederte sich in zwei zentrale Bereiche: die Reibungsuntersuchungen und die Verschleißuntersuchungen. Im Rahmen der Reibungsuntersuchungen wurde ein Klassifikator zur Unterscheidung der drei wesentlichen Reibungszustände: Flüssigkeits-, Misch- und Festkörperreibung mithilfe von AE-Signalen und maschineller Lernverfahren entwickelt. Dies geschah unter variabler Drehzahl und Last durch Vorverarbeitung der AE-Signale, Extraktion und Auswahl geeigneter AE-Merkmale aus dem Zeit-, Frequenz- und Zeit-Frequenzbereich mittels CWT und Anwendung verschiedener Klassifikatoren wie EB, SVM und kNN. Für dieses drei-Klassen Problem wurde mit dem kNN-Klassifikator eine Erkennungsrate von 95,83 %

erzielt. Darüber hinaus wurde gezeigt, dass es möglich ist, die drei Reibungszustände auch bei variablen Ölviskositäten zu unterscheiden.

Im Rahmen der Verschleißuntersuchungen wurden Kurzzeit- und Langzeitverschleißversuche durchgeführt. Bei den Kurzzeitversuchen wurde die Möglichkeit der Überwachung des Einlaufverschleißes untersucht. Es zeigte sich eine Merkmalsverschiebung mit steigendem Einlaufverschleiß. Zudem konnte anhand dieser Ergebnisse die Vermutung aufgestellt werden, dass mithilfe der AE-Analyse auch die Intensität der Festkörperreibung feststellbar ist. Anhand von Langzeitverschleißversuchen bei konstanter Drehzahl, Last und Temperatur wurden Regressionsmodelle entwickelt, welche nur anhand von AE-Merkmalen das aktuelle Verschleißvolumen schätzen können.

Bei instationären Lastzonen oder einer Unwucht der Welle ist zudem die Lokalisierung der Anstreifvorgänge über dem Gleitlagerumfang von großer Bedeutung. In dieser Arbeit wurde eine Idee zur Lokalisierung dieser Anstreifvorgänge vorgestellt. Dabei wurde die bei Reibungsvorgängen entstehende Amplitudenmodulation ausgewertet. Dazu wurde das AE-Signal mit dem Nullimpulssignal des Inkrementalgebers fusioniert, um so ein AE-Signal im Winkelbereich zu erhalten. Daraus lassen sich die Reibungsposition sowie der Reibungsweg schätzen.

Die bearbeiteten Themen liefern weitere mögliche Forschungsfelder. Um den Klassifikator weiterzuentwickeln, sollten in Zukunft Messdaten des temperaturgeregelten Gleitlagerprüfstandes in den Trainingsdatensatz aufgenommen werden. Außerdem sollte untersucht werden, ob und inwieweit Verfahren der künstlichen Intelligenz (z.B. tiefe neuronale Netze) zur Klassifikation der Reibungszustände anwendbar sind. Zur Verbesserung der Robustheit des entwickelten Regressionsmodells sollten weitere Langzeitversuche durchgeführt werden, um die Datenbasis zu erhöhen. Um die Idee zur Lokalisierung der Anstreifvorgänge weiterzuentwickeln, sollte die tatsächliche Reibungsposition und der tatsächliche Reibungsweg mithilfe taktiler Oberflächenmessungen ermittelt werden.

Um die AE-Technologie und die in dieser Arbeit entwickelten Überwachungsmethoden im Planetengetriebe des Rolls-Royce UltraFan[®] anwenden zu können, muss sich der AE-Sensor in der Nähe der Reibungsstelle befinden. Im Fall des Hochleistungsgetriebes bedeutet dies auf der drehenden Stegwelle. Dazu ist eine drahtlose Datenübertragung notwendig. Die gemeinsame Anwendung der entwickelten Methoden zur Gleitlagerüberwachung und der drahtlosen Datenübertragung sind Gegenstand von Untersuchungen am Planetengetriebeprüfstand der Forschungsstelle für Zahnräder und Getriebbau (FZG) der Technischen Universität München in 2020.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Schematischer Ausschnitt eines Planetengetriebes mit Diagnoseeinheit zur Überwachung der hydrodynamischen Gleitlager mithilfe der Acoustic Emission (AE) Technologie [71].	2
2.1	Schematischer Aufbau eines Zweistromtriebwerks.	8
2.2	Schematischer Aufbau eines Getriebefans.	9
2.3	Schematischer Aufbau eines Planetengetriebes mit integrierten hydrodynamischen Gleitlagern.	10
2.4	Der Rolls-Royce UltraFan [®] [86].	11
2.5	Das Hochleistungsgetriebe (HLG) [85].	12
2.6	Tribologisches System nach [93].	13
2.7	Reibungszustände eines tribologischen Systems.	15
2.8	Verschleißhöhe in Abhängigkeit der Beanspruchungsdauer. . . .	19
2.9	Vergleich von Wälz- und Gleitlager.	23
2.10	Vergleich Radial- und Axialgleitlager.	24
2.11	Geschwindigkeitsverteilung bei parallelen Gleitflächen.	25
2.12	Hydrodynamische Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in einem Schmierkeil.	26
2.13	Druckverteilung eines hydrodynamischen Radialgleitlagers. . . .	27
2.14	Lage der Wellenmitte bei steigender Drehzahl der Welle.	28
2.15	Stribeck-Kurve schematisch dargestellt.	28
2.16	Stribeck-Kurve schematisch dargestellt für verschiedene, konstante F und η	30
2.17	Programmablauf zur iterativen Bestimmung der minimalen Schmier-spalthöhe nach DIN 31652-1 [24].	33
2.18	Umlaufende Riefe mit anschließender Glättung durch Verschleiß [34].	35
2.19	Fressen mit vollständiger Ablösung der Zwischenschicht sowie Ausschmelzung, Metallverschleiß und schwerwiegender Riefenbildung [34].	35
2.20	Schematische Darstellung zur Ausbreitung von Ermüdungsris-sen [34].	36
2.21	Ermüdungsrisse und Werkstofffreilegung durch dynamische Über-last [34].	36
2.22	Einbettung von Partikeln [34].	37

2.23	Ausfallwahrscheinlichkeit einer Maschine über die Betriebsdauer (Badewannenkurve) mit optionaler zustandsbasierter Instandhaltung nach [3].	38
2.24	Mustererkennungskette.	41
2.25	Morlet und Mexican Hat Wavelets.	44
2.26	Möglichkeiten zur Lösung eines Mehrklassenproblems: One-vs-All (links) und One-vs-One (rechts).	47
2.27	Vorgehensweise bei einer 3-fachen-Kreuzvalidierung.	48
2.28	Visualisierung des DBSCAN-Algorithmus.	49
2.29	Theorie der Körperschallentstehung bei Reibungsvorgängen.	55
2.30	Gegenüberstellung transienter (Bursts) und kontinuierlicher Körperschallsignale.	56
2.31	Schematische Darstellung eines Beschleunigungs- und Körperschallsensors nach [57].	57
2.32	Schematische Darstellung einer Messkette zur Körperschallmessung.	58
3.1	Versuchsobjekt (oben) und Gleitpartner (unten) mit den dazugehörigen Abmaßen und Eigenschaften [71].	65
3.2	Mechanischer Aufbau und Betriebsparameter des kleinen Gleitlagerprüfstandes (KGP) [71].	67
3.3	Mess- und Steuerungssystem zur Aufnahme von Betriebsdaten und des Körperschallsignals sowie zur Prüfstandssteuerung des kleinen Gleitlagerprüfstandes (KGP).	68
3.4	Benutzeroberfläche der Prüfstandssteuerung: Betriebsart Drehzahl-Inkrement [8].	70
3.5	Mechanischer Aufbau und Betriebsparameter des temperaturgeregelten Gleitlagerprüfstandes (TGP) mit Kennzeichnung der Modifikationen in rot [71].	71
3.6	Mess- und Steuerungssystem zur Aufnahme von Betriebsdaten und des Körperschallsignals sowie zur Prüfstandssteuerung des temperaturgeregelten Gleitlagerprüfstandes (TGP) (vereinfacht).	73
3.7	Elektrisches Schaltbild zur Messung der elektrischen Kontaktspannung K_S	74
3.8	Körperschallsensor und Vorverstärker [81, 80].	75
4.1	Teilschritte zur Entwicklung eines Drei-Klassen-Klassifikators zur Zustandserkennung der Gleitlagerreibungszustände.	78
4.2	Minimale Schmierspalthöhe h_{min} für verschiedene Drehzahl-Last-Kombinationen nach DIN 31652 [24].	79

4.3	Versuchsablauf einer Drehzahlrampe (links) und durchgeführte Drehzahl-Last-Kombinationen (rechts).	80
4.4	Darstellung des gefensterten Körperschallsignals über die Zeit für Flüssigkeitsreibung (oben), Mischreibung (mitte) und Festkörperreibung (unten).	81
4.5	Wasserfalldiagramm des Körperschallsignals bei Durchführung einer Drehzahlrampe.	82
4.6	Verschiedene Band-, Hoch- und Tiefpassfilter (links) und die RMS-Werte des Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 2250 N nach der Signalzerlegung (rechts).	83
4.7	Darstellung des Körperschallsignals im Zeitbereich (links) und im Frequenzbereich (rechts) mit überlagerten PWM-Frequenzen des Elektromotors.	84
4.8	RMS des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).	85
4.9	Kurtosis des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).	86
4.10	Shannon-Entropie des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).	87
4.11	Skewness des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).	88
4.12	Medianfrequenz des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).	88
4.13	Mittenfrequenz des gefensterten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 1250 N (links) und 1750 N (rechts).	89
4.14	Körperschallsignal über die Zeit (oben) und CWT des Körperschallsignals (unten) für den Bereich der Flüssigkeitsreibung mit einer Drehzahl von 330 U/min und einer Last von 1500 N für eine Umdrehung.	90
4.15	Körperschallsignal über die Zeit (oben) und CWT des Körperschallsignals (unten) für den Bereich der Mischreibung mit einer Drehzahl von 110 U/min und einer Last von 1500 N für eine Umdrehung.	91

4.16	Kurtosis (links) und Shannon-Entropie (rechts) jeweils für 100 kHz hochpassgefiltert und CWT Koeffizienten der Skala 8 für eine Drehzahlrampe bei einer konstanten Last von 2250 N.	92
4.17	Gruppierte Merkmalsmuster mithilfe des k-means-Clustering-Verfahrens.	92
4.18	Konfusionsmatrix der trainierten Klassifikatoren Entscheidungsbaum (EB), k-Nächste-Nachbar (kNN) und Support Vektor Maschinen (SVM).	93
4.19	Minimale Schmier-spalthöhe h_{min} für verschiedene Drehzahl-Last-Temperatur-Kombinationen nach DIN 31652 [24].	95
4.20	Versuchsablauf einer Drehzahlrampe (links) und durchgeführte Drehzahl-Last-Temperatur-Kombinationen (rechts).	96
4.21	Kontaktspannung über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 6 kN (links) und 8 kN (rechts) für verschiedene Schmiermitteltemperaturen $T_{öl}$	96
4.22	Shannon-Entropie des gefenstersten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 6 kN (links) und 8 kN (rechts) für verschiedene Schmiermitteltemperaturen $T_{öl}$	97
4.23	Detailausschnitt der Shannon-Entropie des gefenstersten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 6 kN (links) und 8 kN (rechts) für verschiedene Schmiermitteltemperaturen $T_{öl}$	98
4.24	Kurtosis des gefenstersten und hochpassgefilterten Körperschallsignals über die Drehzahl bei einer konstanten Last von 6 kN (links) und 8 kN (rechts) für verschiedene Schmiermitteltemperaturen $T_{öl}$	99
5.1	Methodische Vorgehensweise zur Überwachung des Einlaufverschleißes mithilfe der Körperschallanalyse.	102
5.2	Schematische Darstellung der Vorgehensweise bei den Kurzzeitversuchen.	104
5.3	Rauheitsmessgerät SURFCOM TOUCH Series der Firma Zeiss und Darstellung der Messpositionen über dem Lagerumfang [15].	105
5.4	Körperschallsignale für jeweils zwei Umdrehungen über die Zeit bei 80 U/min und 1500 N.	106
5.5	Körperschallmerkmale über die Versuchszeit bei 80 U/min und 1500 N.	107
5.6	Verläufe der Shannon-Entropie und Kurtosis der Körperschallsignale für Drehzahlrampen von 40-400 U/min und 1500 N nach den jeweiligen stationären Drehzahlstufen.	108

5.7	Mittlere gemittelte Rautiefe $\overline{R_z}$ über die Versuchszeit nach den jeweiligen stationären Drehzahlstufen.	109
6.1	Bearbeitete Fläche des Gleitlagers: leichte Polierung (links) und starke Polierung (rechts).	112
6.2	Körperschallsignal des Gleitlagers im Neuzustand (links) und nach leichter Polierung (rechts) bei verschiedenen Drehzahlen und einer konstanten Last von 1000 N.	113
6.3	Vergleich der Körperschallmerkmale für ein Gleitlager im Neuzustand und bei leichter Polierung bei verschiedenen Drehzahlen und einer konstanten Last von 1000 N.	114
6.4	Körperschallsignal des Gleitlagers im Neuzustand (links) und nach starker Polierung (rechts) bei verschiedenen Drehzahlen und einer konstanten Last von 500 N.	115
6.5	Vergleich der Körperschallmerkmale für ein Gleitlager im Neuzustand und bei starker Polierung bei verschiedenen Drehzahlen und einer konstanten Last von 500 N.	116
6.6	Rauheitsverteilung für ein Lager im Neuzustand und nach der Einglättung mit Kennzeichnung der Drehrichtung.	119
6.7	Verlauf der mittleren gemittelten Rautiefe $\overline{R_z}$ über die in chronologischer Reihenfolge durchgeführten Versuche.	120
6.8	Rundheitsmessgerät RONDCOM TOUCH der Firma Zeiss und Darstellung der Messpositionen über die Lagerbreite [14].	121
6.9	Rundheitsprofil eines Gleitlagers im Neuzustand und nach dem Verschleißversuch mit Kennzeichnung der maximalen Verschleißhöhe.	123
6.10	Visualisierung der Regressionsmodelle zur Bestimmung des Gesamtverschleißvolumens \widehat{V}_w mithilfe des integrierten RMS des Körperschallsignal Int AE RMS.	124
7.1	Methodische Vorgehensweise zur Schätzung der Reibungsposition $\widehat{\phi}_R$ und des Reibungswegs \widehat{s}_R	128
7.2	Körperschall- und Nullimpulssignal für zwei Umdrehungen in der Flüssigkeitsreibung (oben) und Mischreibung (unten) bei einer Last von 1500 N.	130
7.3	Einhüllende des Körperschallsignals und das Nullimpulssignal des Inkrementalgebers bei Mischreibung über die Zeit.	131
7.4	Geglättete Einhüllende des Körperschallsignals und das Nullimpulssignal des Inkrementalgebers bei Mischreibung über die Zeit.	131

7.5	Geglättete Einhüllende des Körperschallsignals und das Nullimpulssignal des Inkrementalgebers bei Mischreibung über den Wellenwinkel.	132
A.1	Technische Zeichnung der Gleitlagerbuchse.	163
A.2	Technische Zeichnung der Welle.	164

Tabellenverzeichnis

4.1	Erkennungsraten der Klassifikatoren mit dem Testdatensatz. . . .	94
6.1	Betriebsparameter der Versuche zur Überwachung des künstlich erzeugten Verschleißes.	112
7.1	Betriebsparameter der Versuche zur Lokalisierung der Anstreichvorgänge.	129
B.1	Designparameter der entworfenen Filter.	165
B.2	Designparameter der Notchfilterbank.	165
C.1	Parameter der linearen SVM-Klassifikatoren.	167
C.2	Parameter des kNN-Klassifikators.	167
C.3	Parameter des EB-Klassifikators.	167

Literaturverzeichnis

- [1] Albert Albers und Markus Dickerhof. „Simultaneous monitoring of rolling-element and journal bearings using analysis of structural-born ultrasound acoustic emissions“. In: *International Mechanical Engineering Congress & Exposition* (Vancouver, Kanada). Hrsg. von ASME. Nov. 2010, S. 1–9.
- [2] Albert Albers, R. Sovino und Markus Dickerhof. „Monitoring Lubrication Regimes in Sliding Bearings Using Acoustic Emission Analysis“. In: *Practicing Oil Analysis* 9.3 (2006), S. 8–12.
- [3] Christian Auerswald. „Mikromechanischer Körperschall-Sensor zur Strukturüberwachung“. Dissertation. Techn. Universität Chemnitz, 2016.
- [4] Dorra Baccar, Sandra Schiffer und Dirk Söffker. „Acoustic Emission-Based Identification and Classification of Frictional Wear of Metallic Surfaces“. In: *7th European Workshop on Structural Health Monitoring* (Nantes, Frankreich). Juli 2014, S. 1178–1185.
- [5] Dorra Baccar und Dirk Söffker. „Wear detection by means of wavelet-based acoustic emission analysis“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 60-61.1 (2015), S. 198–207.
- [6] Habib Benabdallah und D. A. Aguilar. „Acoustic Emission and Its Relationship with Friction and Wear for Sliding Contact“. In: *Tribology Transactions* 51.6 (2008), S. 738–747.
- [7] Berlin-Brandenburg Aerospace Allianz e.V. *Rolls-Royce stellt mit Ultrafan™ Leistungsgetriebe neuen Luftfahrtrekord auf*. [abgerufen am 18.07.2019]. 2019. URL: <http://www.bbaa.de/aktuelles/news/1105-rolls-royce-stellt-mit-ultrafan-leistungsgetriebe-neuen-luftfahrtrekord-auf>.
- [8] Jonas Beuchert, Enrico Niedziella und Daniel Hein. „Steuerung eines Servomotors mittels LabVIEW“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnostik der Technischen Universität Berlin, 2017.
- [9] Christopher M. Bishop, Michael Jordan, Jon Kleinberg und Bernhard Schölkopf. „Pattern Recognition and Machine Learning“. In: Bd. 1. Springer Science + Business Media, 2006. Kap. 9. ISBN: 978-0387-31073-2.
- [10] R. J. Boness und S. L. McBride. „Adhesive and abrasive wear studies using acoustic emission techniques“. In: *Wear* 149.1-2 (1991), S. 41–53.

- [11] R. J. Boness, S. L. McBride und M. Sobczyk. „Wear studies using acoustic emission techniques“. In: *Tribology International* 23.5 (1990), S. 291–295.
- [12] Willy J. G. Bräunling. *Flugzeugtriebwerke*. Bd. 3. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2009. ISBN: 978-3-540-76368-0.
- [13] Wahyu Caesarendra, Buyung Kosasih, Anh Kiet Tieu, Hongtao Zhu, Craig A.S. Moodie und Qiang Zhu. „Acoustic emission-based condition monitoring methods: Review and application for low speed slew bearing“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 72.1 (2016), S. 134–159.
- [14] Carl Zeiss Industrielle Messtechnik GmbH. *RONDCOM TOUCH*. [abgerufen am 15.01.2020]. 2020. URL: <https://www.zeiss.de/messtechnik/produkte/systeme/form-und-oberflaechenmsstechnik/formtester/rondcom-touch.html>.
- [15] Carl Zeiss Industrielle Messtechnik GmbH. *SURFCOM TOUCH Serie*. [abgerufen am 15.01.2020]. 2020. URL: <https://www.zeiss.de/messtechnik/produkte/systeme/form-und-oberflaechenmsstechnik/mobile-oberflaechenmessung/surfcom-touch-series.html>.
- [16] Horst Czichos und Karl-Heinz Habig. „Tribologie Handbuch – Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik“. In: Bd. 4. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. Kap. 4. ISBN: 978-3-8348-1810-2.
- [17] Horst Czichos und Karl-Heinz Habig. „Tribologie Handbuch – Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik“. In: Bd. 4. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. Kap. 5. ISBN: 978-3-8348-1810-2.
- [18] Karl-Heinz Decker, Frank Rieg, Frank Weidemann, Gerhard Engelken und Reinhard Hackenschmidt. „Maschinenelemente“. In: Bd. 7. Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2014. Kap. 18. ISBN: 978-3-446-43856-9.
- [19] Karl-Heinz Decker, Frank Rieg, Frank Weidemann, Gerhard Engelken und Reinhard Hackenschmidt. „Maschinenelemente“. In: Bd. 7. Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2014. Kap. 16. ISBN: 978-3-446-43856-9.
- [20] Karl-Heinz Decker, Frank Rieg, Frank Weidemann, Gerhard Engelken und Reinhard Hackenschmidt. „Maschinenelemente“. In: Bd. 7. Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG, 2014. Kap. 17. ISBN: 978-3-446-43856-9.

- [21] Jörg Deckers. „Entwicklung einer Low-Cost Körperschallsensorik zur Überwachung des Verschleißverhaltens von wälz- oder gleitgelagerten Kreiselpumpen“. Dissertation. Gerhard-Mercator-Universität Duisburg, 2001.
- [22] Markus Dickerhof. „Potentiale der Schallemissionsanalyse zur Überwachung und Diagnose tribologischer Systeme“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2011.
- [23] P. Diedrich. „Untersuchungen zur Diagnose von Reibungszustandsänderungen an geschmierten Maschinenelementen mittels Schallemissionsanalyse“. In: *Schmierungstechnik* 4.1 (1986), S. 115–118.
- [24] *DIN 31652-1 Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 1: Berechnung von Kreiszyylinderlagern*. Deutsche Norm. Juni 2015.
- [25] *DIN 31652-2 Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 2: Funktionen für die Berechnung von Kreiszyylinderlagern*. Deutsche Norm. Juni 2015.
- [26] *DIN 31652-3 Gleitlager – Hydrodynamische Radial-Gleitlager im stationären Betrieb – Teil 3: Betriebsrichtwerte für die Berechnung von Kreiszyylinderlagern*. Deutsche Norm. Juni 2015.
- [27] *DIN 31661 Gleitlager – Begriffe, Merkmale und Ursachen von Veränderungen und Schäden*. Deutsche Norm. Dezember 1983.
- [28] *DIN 31692-2 Gleitlager – Teil 2: Temperaturüberwachung*. Deutsche Norm. März 1996.
- [29] *DIN EN 13554 Zerstörungsfreie Prüfung - Schallemissionsprüfung - Allgemeine Grundsätze*. Deutsche Norm. Apr. 2011.
- [30] *DIN ISO 17359 Beiblatt 1 Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen – Allgemeine Anleitung; Beiblatt 1: Erläuterung zu Fachbegriffen*. Deutsche Norm. Feb. 2017.
- [31] *DIN ISO 4378-1 Gleitlager – Begriffe, Definitionen, Einteilung und Symbole*. Deutsche Norm. Dezember 2013.
- [32] *DIN ISO 4378-2 Gleitlager – Begriffe, Definitionen, Einteilung und Symbole - Teil 2: Reibung und Verschleiß*. Deutsche Norm. Dezember 2013.
- [33] *DIN ISO 4378-3 Gleitlager – Begriffe, Definitionen, Einteilung und Symbole - Teil 3: Schmierung*. Deutsche Norm. Dezember 2013.
- [34] *DIN ISO 7146-1 Gleitlager – Terminologie und Schadenscharakterisierung für ölgeschmierte metallische Gleitlager - Teil 1: Allgemeines*. Deutsche Norm. Nov. 2014.

- [35] Saad Al-Dossary, R. I. Raja Hamzah und David Mba. „Observations of changes in acoustic emission waveform for varying seeded defect sizes in a rolling element bearing“. In: *Applied Acoustics* 70.1 (2009), S. 58–81.
- [36] T. F. Drouillard. „Acoustic emission: The first half century“. In: *12. International Acoustic Emission Symposium*. 1994, S. 1–15.
- [37] Richard O. Duda, Peter E. Hart und David G. Stork. „Pattern Classification“. In: Bd. 2. Wiley-Interscience, 2000. Kap. 10. ISBN: 978-0-471-05669-0.
- [38] Babak Eftekharnjad und David Mba. „Seeded fault detection on helical gears with Acoustic Emission“. In: *Applied Acoustics* 70.4 (2009), S. 547–555.
- [39] G. Ellmer. „Anwendung des Kurzzeiteffektivwertes der Schallemission bei der Gleitlagerdiagnose“. Dissertation. Technische Hochschule Zittau, 1991.
- [40] Martin Ester, Hans-Peter Kriegel, Jörg Sander und Xiaowei Xu. „A density-based algorithm for discovering clusters in large spatial databases with noise“. In: *Second International Conference on Knowledge Discovery and Data Mining* (Portland, USA). Hrsg. von AAAI. Aug. 1996, S. 226–231.
- [41] G. Fleischer, H. Gröger und H. Thum. „Verschleiß und Zuverlässigkeit“. In: Verlag Technik Berlin, 1980.
- [42] R. Förster, G. Thalinger und G. Ellmer. „Diagnose gefährlicher Gleitlagerzustände“. In: *Wiss. Berichte THZ* 24.1 (1990), S. 46–49.
- [43] M. Fritz, W. Burger und Albert Albers. „Schadensfrüherkennung an geschmierten Gleitkontakten mittels Schallemissionsanalyse“. In: *Tribologie Fachtagung Reibung, Schmierung und Verschleiß* 1.1 (2001), S. 1–9.
- [44] Abdullah M. Al-Ghamd und David Mba. „A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size“. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 20.7 (2006), S. 1537–1571.
- [45] Karl-Heinrich Grote und Jörg Feldhausen. „Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau“. In: Bd. 23. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. Kap. 5. ISBN: 978-3-642-17305-9.
- [46] Clemens Gühmann. „Mustererkennung und Technische Diagnose“. Vorlesungsskript. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2013.

- [47] L. D. Hall und David Mba. „Diagnosis of continuous rotor–stator rubbing in large scale turbine units using acoustic emissions“. In: *Ultrasonics* 41.9 (2004), S. 765–773.
- [48] Alan Hase, Hiroshi Mishina und Masaki Wada. „Correlation between features of acoustic emission signals and mechanical wear mechanisms“. In: *Wear* 292–293.1 (2012), S. 144–150.
- [49] Tobias Haug. „Entwicklung und experimentelle Validierung eines Verschleißmodells zur Schätzung der Restlebensdauer hydrodynamischer Gleitlager“. Masterarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnostik der Technischen Universität Berlin, 2019.
- [50] Yongyong He, Xinyun Yin und Fulei Chu. „Modal Analysis of Rubbing Acoustic Emission for Rotor-Bearing System Based on Reassigned Wavelet Scalogram“. In: *Vibration and Acoustics* 130.6 (2008), S. 1–8.
- [51] Brandon Van Hecke, David He und Yongzhi Qu. „On the Use of Spectral Averaging of Acoustic Emission Signals for Bearing Fault Diagnostics“. In: *Vibration and Acoustics* 136.1 (2014), S. 1–13.
- [52] Nikolai Johannes Helwig. „Zustandsbewertung industrieller Maschinen mittels multivariater Sensordatenanalyse am Beispiel hydraulischer und elektromechanischer Antriebssysteme“. Dissertation. Universität des Saarlandes, 2018.
- [53] Sadegh Hosseini, Mehdi Ahmadi Najafabadi und Mehdi Akhlaghi. „Classification of acoustic emission signals generated from journal bearings at different lubrication conditions based on wavelet analysis in combination with artificial neural network and genetic algorithm“. In: *Tribology International* 95.1 (2015), S. 426–434.
- [54] Qi Huang, Lu-ping Li, Hong-de Rao, Feng-hua Jin und Yue-qing Tang. „The AE Law of Sliding Bearings in Rotating Machinery and Its Application in Fault Diagnosis“. In: *International Conference on Power Engineering* (Hangzhou, China). 2007, S. 541–546.
- [55] Rolf Isermann. „Fault-Diagnosis Systems“. In: Bd. 1. Springer-Verlag, 2006. Kap. 8. ISBN: 978-3-540-24112-6.
- [56] Sagar Kamarth, Sivarit Sultornsanee und Abe Zeid. „In-situ work piece surface roughness estimation in Turning“. In: *IEEE International Conference on Automation Science and Engineering* (Taipei, Taiwan). Hrsg. von IEEE. Aug. 2014, S. 328–332.
- [57] Fritz Klocke und Wilfried König. „Fertigungsverfahren 1: Drehen, Fräsen, Bohren“. In: Bd. 8. Springer-Verlag, 2008. Kap. 8. ISBN: 978-3-540-023458-6.

- [58] Josef Kolerus und Johann Wassermann. „Zustandsüberwachung von Maschinen“. In: Bd. 7. Expert Verlag, 2017. Kap. 1. ISBN: 978-3-8169-3377-9.
- [59] E. A. Kolubaev, A. V. Kolubaev und O. V. Sizova. „Analysis of Acoustic Emission during Sliding Friction of Manganese Steel“. In: *Technical Physics Letters* 36.8 (2010), S. 762–765.
- [60] Thomas Kuttner. „Praxiswissen Schwingungsmesstechnik“. In: Bd. 1. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015. Kap. 12. ISBN: 978-3-658-04637-8.
- [61] M. Leahy, David Mba, P. Cooper, A. Montgomery und D. Owen. „Experimental investigation into the capabilities of acoustic emission for the detection of shaft-to-seal rubbing in large power generation turbines: a case study“. In: *Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology* 220.7 (2006), S. 607–615.
- [62] Marco Lewandowski. „Entwicklung eines Integrationsmodells zur Zustandserfassung und Optimierung der Instandhaltung komplexer technischer Systeme“. Dissertation. Universität Bremen, 2016.
- [63] Yanqiu Li und Weiliang Cheng. „An Online Monitoring System of Friction Fault Based on Acoustic Emission Technology“. In: *2nd International Conference on Power Electronics and Intelligent Transportation System* (Piscataway, USA). Hrsg. von IEEE. 2009, S. 329–332.
- [64] Michael Mäurer. „Tribologische Untersuchungen an Radialgleitlagern aus Kunststoffen“. Dissertation. Technische Universität Chemnitz, 2002.
- [65] David Mba, A. Cooke, D. Roby und G. Hewitt. „Detection of shaft–seal rubbing in large-scale power generation turbines with acoustic emissions. Case study“. In: *Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 218.2 (2004), S. 71–81.
- [66] V. Meier und T. Illner. „Gleitlagerverschleißgrenzen - Einsatzgrenzen von hydrodynamischen Weißmetallgleitlagern infolge von Verschleiß“. Abschlussbericht BMWi / AiF-Nr. 16191 BG. RWTH Aachen, 2009.
- [67] Juha Miettinen und Veli Siekkinen. „Acoustic Emission in Monitoring Sliding Contact Behaviour“. In: *10th International Conference on Wear of Materials*. 1995, S. 1–8.
- [68] Seyed Ali Mirhadizadeh. „Monitoring hydrodynamic bearings with Acoustic Emission and vibration analysis“. Dissertation. Cranfield University, 2012.

- [69] Seyed Ali Mirhadizadeh und David Mba. „Observations of Acoustic Emission in a Hydrodynamic Journal Bearing“. In: *2nd International Conference on Technical Inspection and NDT* (Tehran, Iran). 2008, S. 1–11.
- [70] Noushin Mokhtari, René Knoblich, Sebastian Nowoisky, José-Luis Bote-Garcia und Clemens Gühmann. „Differentiation of Journal Bearing Friction States under varying Oil Viscosities based on Acoustic Emission Signals“. In: *IEEE International Conference on Prognostics and Health Management (ICPHM)* (San Francisco, USA). Hrsg. von IEEE. Juni 2019, S. 1–7.
- [71] Noushin Mokhtari, Jonathan Gerald Pelham, Sebastian Nowoisky, José-Luis Bote-Garcia und Clemens Gühmann. „Friction and Wear Monitoring Methods for Journal Bearings of Geared Turbofans Based on Acoustic Emission Signals and Machine Learning“. In: *Lubricants* 8.29 (2020), S. 1–27.
- [72] Winfried Morgner. „Schallemission - Schallillusion?“ In: *Vaupel-Vortrag anlässlich der DGZfP-Jahrestagung*. 1997, S. 1–29.
- [73] Michael Mörser und Wolfgang Kropp. „Körperschall - Physikalische Grundlagen und technische Anwendungen“. In: Bd. 3. Springer-Verlag, 2009. Kap. 7. ISBN: 978-3-540-40336-4.
- [74] Dieter Muhs, Herbert Wittel, Dieter Jannasch und Joachim Voßiek. „Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung“. In: Bd. 18. Vieweg & Sohn Verlag, 2007. Kap. 4. ISBN: 978-3-8348-0262-0.
- [75] Dieter Muhs, Herbert Wittel, Dieter Jannasch und Joachim Voßiek. „Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung“. In: Bd. 18. Vieweg & Sohn Verlag, 2007. Kap. 15. ISBN: 978-3-8348-0262-0.
- [76] Huu Toan Nguyen. „Optimierung des Schmiermittelangebots zur Steigerung der Energieeffizienz von hydrodynamischen Gleitlagern mittels Körperschallanalyse“. Dissertation. Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [77] Heinrich Niemann. „Klassifikation von Mustern“. In: Bd. 2. Springer-Verlag, 2003. Kap. 2. ISBN: 978-3-540-12642-3.
- [78] Heinrich Niemann. „Klassifikation von Mustern“. In: Bd. 2. Springer-Verlag, 2003. Kap. 3. ISBN: 978-3-540-12642-3.
- [79] Heinrich Niemann. „Klassifikation von Mustern“. In: Bd. 2. Springer-Verlag, 2003. Kap. 4. ISBN: 978-3-540-12642-3.

- [80] Physical Acoustics Corporation. *2/4/6 - SWITCH SELECTABLE GAIN SINGLE ENDED AND DIFFERENTIAL PREAMPLIFIER*. [abgerufen am 26.10.2020]. 2020. URL: <https://www.physicalacoustics.com/by-product/2-4-6/>.
- [81] Physical Acoustics Corporation. *WD - 100-900 KHZ WIDEBAND DIFFERENTIAL AE SENSOR*. [abgerufen am 26.10.2020]. 2020. URL: <https://www.physicalacoustics.com/by-product/sensors/WD-100-900-kHz-Wideband-Differential-AE-Sensor>.
- [82] Valentin L. Popov. „Kontaktmechanik und Reibung – Von der Nanotribologie bis zur Erdbebendynamik“. In: Bd. 3. Springer Vieweg, 2015. Kap. 17. ISBN: 978-3-662-45974-4.
- [83] Parno Raharjo. „An Investigation of Surface Vibration, Airbourne Sound and Acoustic Emission Characteristics of a Journal Bearing for Early Fault Detection and Diagnosis“. Dissertation. University of Huddersfield, 2013.
- [84] Hans Rick. „Gasturbinen und Flugantriebe“. In: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013, S. 738–743. ISBN: 978-3-540-79445-5.
- [85] Rolls-Royce Holdings plc. *Future of flight*. [abgerufen am 18.07.2019]. 2019. URL: <https://www.rolls-royce.com/media/our-stories/innovation/2016/advance-and-ultrafan.aspx>.
- [86] Rolls-Royce plc. *UltraFan Cutaway poster 2019*. [abgerufen am 16.10.2020]. 2019. URL: <https://www.flickr.com/photos/rolls-royceplc/48421626132/in/album-72157644584413758/>.
- [87] Cord-Christian Rossow, Klaus Wolf und Peter Horst. *Handbuch der Luftfahrzeugtechnik*. Cord-Christian Rossow, Klaus Wolf, Peter Horst, 2014. ISBN: 978-3-446-42341-1.
- [88] V. E. Rubtsov, E. A. Kolubaev, A. V. Kolubaev und V. L. Popov. „Using Acoustic Emission for the Analysis of Wear Processes during Sliding Friction“. In: *Technical Physics Letters* 39.2 (2013), S. 223–225.
- [89] Ichiya Sato. „Rotating machinery diagnosis with acoustic emission techniques“. In: *Electrical Engineering in Japan* 110.2 (1990), S. 145–152.
- [90] Abraham Savitzky und Marcel Jules Edouardo Golay. „Smoothing and Differentiation of Data by Simplified Least Squares Procedures“. In: *Anal. Chem.* 36.8 (1964), S. 1627–1639.
- [91] Christian Scheer, Wilfried Reimche und Friedrich-Wilhelm Bach. „Schallemissions- und Waveletanalysen zur frühzeitigen Schadenserkennung an hochbelasteten rotierenden Bauteilen“. In: *DGZfP-Jahrestagung*. 2007, S. 1–9.

- [92] Tizian Schneider. „Methoden der automatisierten Merkmalsextraktion und -selektion von Sensorsignalen“. Masterarbeit. Universität des Saarlandes, 2015.
- [93] Karl Sommer, Rudolf Heinz und Jörg Schöfer. „Verschleiß metallischer Werkstoffe“. In: Bd. 1. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2010. Kap. 2. ISBN: 978-3-8351-0126-5.
- [94] Karl Sommer, Rudolf Heinz und Jörg Schöfer. „Verschleiß metallischer Werkstoffe“. In: Bd. 1. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2010. Kap. 4. ISBN: 978-3-8351-0126-5.
- [95] Waldemar Steinhilper und Bernd Sauer. „Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2“. In: Bd. 7. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. Kap. 15.6. ISBN: 978-3-642-24302-8.
- [96] Waldemar Steinhilper und Bernd Sauer. „Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2“. In: Bd. 7. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. Kap. 11.2. ISBN: 978-3-642-24302-8.
- [97] Waldemar Steinhilper und Bernd Sauer. „Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2“. In: Bd. 7. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011. Kap. 10. ISBN: 978-3-642-24302-8.
- [98] Adolf Sturm. „Diagnostik an Gleitlagerpaarungen durch Schallemissionsanalyse“. In: *Maschinenbautechnik* 3.1 (1985), S. 129–132.
- [99] Adolf Sturm und Rudolf Förster. „Maschinen- und Anlagendiagnostik für die zustandsbezogene Instandhaltung“. In: Bd. 1. Vieweg+Teubner Verlag, 1990. Kap. 1. ISBN: 3-519-06333-6.
- [100] Jun Sun, R. J. K. Wood, L. Wang, I. Care und H. E. G. Powrie. „Wear monitoring of bearing steel using electrostatic and acoustic emission techniques“. In: *Wear* 259.1 (2005), S. 1482–1489.
- [101] Pengyi Tian, Yu Tian, Lei Shan, Yonggang Meng und Xiangjun Zhang. „A correlation analysis method for analyzing tribological states using acoustic emission, frictional coefficient, and contact resistance signals“. In: *Friction* 3.1 (2015), S. 36–46.
- [102] S. Uhlemann. „Zur Diagnose von Reibungszustandsänderungen in Radial-Gleitlagern mittels SEA“. In: *Wiss. Berichte IHZ* 664.1 (1986), S. 12–15.
- [103] Q. Wang und F. Chu. „Experimental Determination of the Rubbing Location by means of Acoustic Emission and Wavelet Transformation“. In: *Sound and Vibration* 248.1 (2001), S. 91–103.
- [104] Yu Zhang, Wenxiu Lu und Fulei Chu. „Planet gear fault localization for wind turbine gearbox using acoustic emission signals“. In: *Renewable Energy* 109.1 (2017), S. 449–460.

Eigene Publikationen

- [Mokh+17a] Noushin Mokhtari, Mateusz Grzeszkowski und Clemens Gühmann. „Vibration Signal Analysis for the Lifetime-Prediction and Failure Detection of Future Turbofan Components“. In: *Technische Mechanik* 37.2-5 (2017), S. 422–431.
- [Mokh+17b] Noushin Mokhtari, Farid Rahbar und Clemens Gühmann. „Differentiation of journal bearing friction states and friction intensities based on feature extraction methods applied on acoustic emission signals“. In: *Messtechnisches Symposium der Arbeitskreise der Hochschullehrer für Messtechnik (AHMT)* (Clausthal, Deutschland). Hrsg. von De Gryter Oldenburg. Sep. 2017, S. 42–47.
- [Mokh+18a] Noushin Mokhtari und Clemens Gühmann. „Classification of journal bearing friction states based on acoustic emission signals“. In: *Technisches Messen* 85.6 (2018), S. 434–443.
- [Mokh+18b] Noushin Mokhtari, Clemens Gühmann und Sebastian Nowoisky. „Approach for the Degradation of Hydrodynamic Journal Bearings based on Acoustic Emission Feature Change“. In: *IEEE International Conference on Prognostics and Health Management (ICPHM)* (Seattle, USA). Hrsg. von IEEE. Juni 2018, S. 1–5.
- [Mokh+19] Noushin Mokhtari, René Knoblich, Sebastian Nowoisky, José-Luis Bote-Garcia und Clemens Gühmann. „Differentiation of Journal Bearing Friction States under varying Oil Viscosities based on Acoustic Emission Signals“. In: *IEEE International Conference on Prognostics and Health Management (ICPHM)* (San Francisco, USA). Hrsg. von IEEE. Juni 2019, S. 1–7.
- [Nowo+19] Sebastian Nowoisky, Mateusz Grzeszkowski, Noushin Mokhtari, Jonathan Gerald Pelham und Clemens Gühmann. „Monitoring Concept Study for Aerospace Power Box Drive Train“. In: *VDI International Conference on Gears* (München, Deutschland). Hrsg. von Verein Deutscher Ingenieure (VDI). Sep. 2019, S. 1–9.

- [Mokh+20] Noushin Mokhtari, Jonathan Gerald Pelham, Sebastian Nowoisky, José-Luis Bote-Garcia und Clemens Gühmann. „Friction and Wear Monitoring Methods for Journal Bearings of Geared Turbofans Based on Acoustic Emission Signals and Machine Learning“. In: *Lubricants* 8.29 (2020), S. 1–27.

Eigene Patente

- [Mokh+19a] Noushin Mokhtari und Sebastian Nowoisky. „Method and Apparatus for Monitoring a Sliding Bearing“. US-Pat. 2019063503A1. Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG. 28. Feb. 2019.
- [Mokh+19b] Noushin Mokhtari und Sebastian Nowoisky. „Verfahren und Vorrichtung zur Überwachung eines Gleitlagers“. Europ. Pat. 3447469A1. Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG. 27. Feb. 2019.
- [Mokh+20a] Noushin Mokhtari, Sebastian Nowoisky und Mateusz Grzeszkowski. „Method and Device for Estimating the State of Wear of a Journal Bearing“. US-Pat. 2020096418A1. Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG. 26. März 2020.
- [Mokh+20b] Noushin Mokhtari, Sebastian Nowoisky und Mateusz Grzeszkowski. „Verfahren und Vorrichtung zur Schätzung des Verschleisszustandes eines Gleitlagers“. Europ. Pat. 3628998A1. Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG. 1. Apr. 2020.
- [Mokh+20c] Noushin Mokhtari, Sebastian Nowoisky und Jonathan Pelham. „Method and Device for Monitoring a Journal Bearing“. Europ. Pat. 3627135A1. Rolls-Royce Deutschland Ltd & Co KG. 25. März 2020.
- [Mokh+20d] Noushin Mokhtari, Sebastian Nowoisky und Jonathan Pelham. „Method and Device for Monitoring a Journal Bearing“. US-Pat. 2020088605A1. Rolls-Royce Deutschland. 19. März 2020.

Betreute Arbeiten

- [Dile+16] Hasan Dilek und Alexander Heike. „Modellierung des Reibzustandes von Gleitlagerungen in Abhängigkeit verschiedener Betriebsparameter“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2016.
- [Jagi+16] Pawel Jagiello und Roman Duka. „Körperschallbasierte Untersuchungen eines Stirnradgetriebes“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2016.
- [Pawl16] Benz Pawlitzki. „Modellierung der Druckverteilung im Schmierpalt eines hydrodynamischen Radialgleitlagers bei ausgewählten Gleitlagerfehlerfällen“. Masterarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2016.
- [Bajr+17] Lorik Bajrami und Dominique-Max Möhrke. „Bewertung von Vibrations- und Körperschallsignalen auf ihre Empfindlichkeit gegenüber Mischreibung“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2017.
- [Beuc+17] Jonas Beuchert, Enrico Niedziella und Daniel Hein. „Steuerung eines Servomotors mittels LabVIEW“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2017.
- [Deng+17] Ruiyang Deng und Yong Peng. „Klassifikation von Körperschallsignalen verschiedener Reibungszustände eines Gleitlagers“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2017.
- [Fisc+17] Eva Fischerauer, T. Dat Phan und Sascha Jahn. „Bewertung von Vibrations- und Körperschallsignalen auf ihre Empfindlichkeit gegenüber Mischreibung“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2017.

- [Haug+17] Tobias Haug, Abdeljalil Ait Baoune und Adem Taman. „Klassifikation von Körperschallsignalen verschiedener Reibungszustände eines Gleitlagers“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2017.
- [Rahb17] Farid Rahbar. „Gleitlagerreibzustandsidentifizierung und Differenzierung ausgewählter Gleitlagerschadensfälle mit Hilfe der Schallemissionsanalyse“. Masterarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2017.
- [Celi+18] Tugba Celik, Aaron Grapentin und Apostolos Vrontos. „Mischreibungsidentifikation einer Gleitlager-Wellen-Paarung mit Hilfe der Widerstandsmessung zur Verifikation von Körperschallsignalen“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2018.
- [Haug19] Tobias Haug. „Entwicklung und experimentelle Validierung eines Verschleißmodells zur Schätzung der Restlebensdauer hydrodynamischer Gleitlager“. Masterarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2019.
- [Jend19] Christopher Jendretschak. „Implementierung ausgewählter Mustererkennungsalgorithmen zur Reibzustandsidentifizierung hydrodynamischer Gleitlager“. Bachelorarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2019.
- [Ke19] Yuzhen Ke. „Vergleich ausgewählter Regressionsanalyseverfahren zur Bestimmung der Verschleißhöhe an Hand von Prüfstandsmessgrößen“. Projektarbeit. Fachgebiet Elektronische Mess- und Diagnosetechnik der Technischen Universität Berlin, 2019.

Anhang

A Technische Zeichnungen

A.1 Gleitlagerbuchse

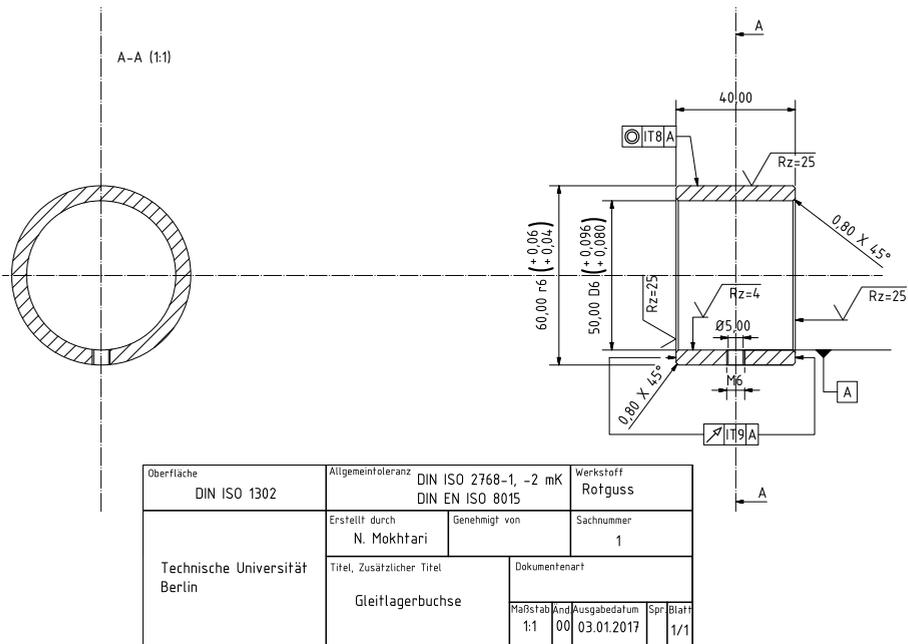
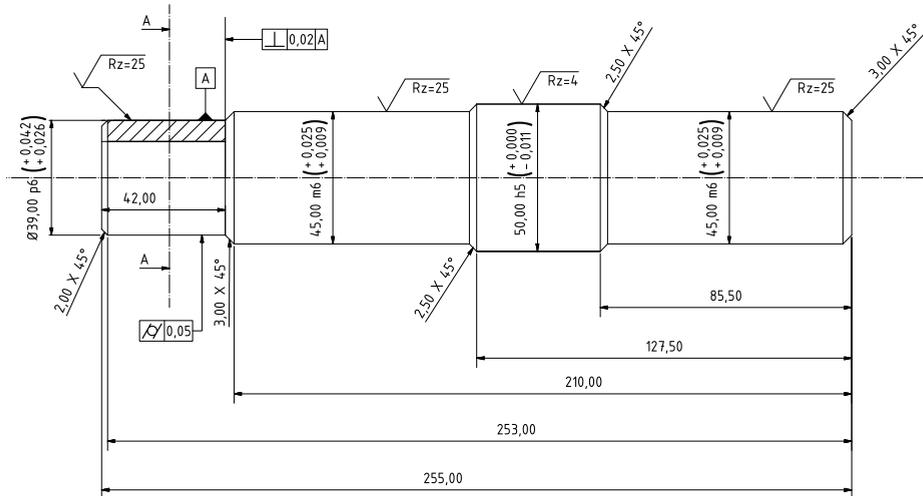


Abbildung A.1: Technische Zeichnung der Gleitlagerbuchse.

A.2 Welle



Oberfläche DIN ISO 1302	Allgemeintoleranz DIN ISO 2768-1, -2 mK DIN EN ISO 8015	Werkstoff Stahl	
Technische Universität Berlin	Erstellt durch N. Mokhtari	Genehmigt von	Sachnummer 1
	Titel, Zusätzlicher Titel Welle gehärtet		Dokumentenart
	Maßstab 1:1	Kind 00	Ausgabedatum 03.01.2017
		Spri 1/1	Blatt 1/1

Abbildung A.2: Technische Zeichnung der Welle.

B Designparameter der digitalen Filter

B.1 Entworfenene Filter

Tabelle B.1: Designparameter der entworfenen Filter.

	Typ	Fensterfunktion	Ordnung	F_{c1} [Hz]	F_{c2} [Hz]
Hochpass	FIR	Blackman	200	100000	-
Tiefpass	FIR	Blackman	200	50000	-
Bandpass	FIR	Blackman	200	50000	100000
	FIR	Blackman	200	100000	200000
	FIR	Blackman	200	400000	700000

B.2 Notchfilterbank

Tabelle B.2: Designparameter der Notchfilterbank.

	Typ	Ordnung	F_{pass1} [Hz]	F_{pass2} [Hz]	Anzahl der Filter
Bandstopp	IIR Butterworth	20	5750	6750	159

C Parameter der Klassifikatoren

C.1 Support Vektor Maschine (SVM)

Tabelle C.1: Parameter der linearen SVM-Klassifikatoren.

	Gewichte	Bias	Kernelfkt.	Kernelprm.	Strafprm.
SVM 1	-1,0009; -1,8140; 1,5145	1,5174	Linear	1,5739	1
SVM 2	1,2957; 0,0408; 1,0597	-1,9562	Linear	1,1081	1
SVM 3	-1,2603; 1,7667; 0,6657	-2,1548	Linear	1,7320	1

C.2 k-Nächste-Nachbar (kNN)

Tabelle C.2: Parameter des kNN-Klassifikators.

	Abstandsmaß	Anzahl der Nachbarn	Suchmethode	Distanzwichtung
kNN	Euklidisch	10	k-d-Baum	$1/Abstand^2$

C.3 Entscheidungsbaum (EB)

Tabelle C.3: Parameter des EB-Klassifikators.

	Split-Kriterium	Mind. Anzahl Objekte pro Knoten	Max. Anzahl Splits
EB	Gini-Index	10	100

Advances in Automation Engineering

Hrsg.: Prof. Dr.-Ing. Clemens Gühmann

ISSN 2509-8950 (print)

ISSN 2509-8969 (online)

1. Nowoisky, Sebastian: Verfahren zur Identifikation nichtlinearer dynamischer Getriebemodelle. - 2016. - VIII, 224 S.

ISBN 978-3-7983-2854-9 (print) 15,00 EUR

ISBN 978-3-7983-2855-6 (online)

DOI 10.14279/depositonce-5420

2. Huang, Hua: Model-based calibration of automated transmissions. - 2016. - XXI, 134 S.

ISBN 978-3-7983-2858-7 (print) 14,00 EUR

ISBN 978-3-7983-2859-4 (online)

DOI 10.14279/depositonce-5461

3. Röper, Jan: Entwicklung eines virtuellen Getriebeprüfstands. - 2017. - xxvi, 133 S.

ISBN 978-3-7983-2951-5 (print) 14,00 EUR

ISBN 978-3-7983-2952-2 (online)

DOI 10.14279/depositonce-6073

4. Funck, Jürgen Helmut: Synchronous data acquisition with wireless sensor networks. - 2018. - xix, 327 S.

ISBN 978-3-7983-2980-5 (print) 19,50 EUR

ISBN 978-3-7983-2981-2 (online)

DOI 10.14279/depositonce-6716

5. Kiffe, Axel: Echtzeitsimulation leistungselektronischer Schaltungen für die Hardware-in-the-Loop-Simulation. - 2018. - x, 212 S.

ISBN 978-3-7983-3013-9 (print) 14,00 EUR

ISBN 978-3-7983-3014-6 (online)

DOI 10.14279/depositonce-7227

6. Lück, Rudolf: Überwachung hybrider Schrägkugellager in Luftfahrttriebwerken. - 2018. - XXIII, 169 S.

ISBN 978-3-7983-3021-4 (print) 18,50 EUR

ISBN 978-3-7983-3022-1 (online)

DOI 10.14279/depositonce-7283



Überwachung hydrodynamischer Gleitlager basierend auf der Körperschallanalyse

Bei Getrieben der Luftfahrt ist die Schadensfrüherkennung von Verschleißkomponenten unerlässlich. Jedoch stellt die zuverlässige und effektive Überwachung hydrodynamischer Gleitlager die Luftfahrt-Industrie vor große Herausforderungen. Die in den meisten Anwendungen zum Einsatz kommenden Messgrößen sind entweder nicht ausreichend sensitiv oder erfüllen nicht die Anforderungen an begrenztem Bauraum. Die Körperschalltechnologie (engl. acoustic emission technology; kurz: AE technology) erfüllt beide Kriterien und wird daher in dieser Arbeit eingesetzt. Um die Überwachung automatisiert durchführen zu können, eignen sich Verfahren des maschinellen Lernens, welche auf Grundlage mathematischer Algorithmen Muster in einer Datenreihe erkennen und anschließend den Systemzustand eigenständig und automatisch beurteilen.

Diese Arbeit gliedert sich in zwei wesentliche Bereiche: Reibungsuntersuchungen zur Entwicklung eines Reibungszustandsklassifikators und Verschleißuntersuchungen zur Schätzung des aktuellen Verschleißvolumens mithilfe der AE-Analyse und maschineller Lernverfahren.

ISBN 978-3-7983-3183-9 (print)

ISBN 978-3-7983-3184-6 (online)



ISBN 978-3-7983-3183-9



<http://verlag.tu-berlin.de>