



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Masterarbeit

Felix Plagemann

**Entwicklung einer Bewertungsmethode für
Pitchwinkelzeitreihen und das Entstehen von
Verschleiß auf Basis von Versuchen an einem
Grundlagenprüfstand für Blattlager von
Windenergieanlagen**

Felix Plagemann

**Entwicklung einer Bewertungsmethode für
Pitchwinkelzeitreihen und das Entstehen
von Verschleiß auf Basis von Versuchen
an einem Grundlagenprüfstand für
Blattlager von Windenergieanlagen**

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Berechnung und Simulation im Maschinenbau
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Fraunhofer Institut für Windenergiesysteme
Am Schleusengraben 22
21029 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Peter Dalhoff
Zweitprüfer/in: Arne Bartschat

Abgabedatum: 09.12.2021

Name des Studierenden

Felix Plagemann

Thema der Masterthesis

Entwicklung einer Bewertungsmethode für Pitchwinkelzeitreihen und das Entstehen von Verschleiß auf Basis von Versuchen an einem Grundlagenprüfstand für Blattlager von Windenergieanlagen

Stichworte

Blattlager, Verschleiß, Pitchwinkelzeitreihe, Windenergieanlage

Zusammenfassung

Blattlager ermöglichen die Bewegung der Rotorblätter einer Windenergieanlage um ihre Längsachse zur Regelung der Rotordrehzahl. Durch die Einzelblattverstellung können ebenfalls die Windlasten auf den Rotor reduziert werden. Die oszillierende Bewegung kann zu einem Abbau des vor Verschleiß schützenden Schmierfilms zwischen den Lagerringen und den Wälzkörpern führen. Der Abbau des Schmierfilms ist abhängig vom Bewegungsmuster des Blattlagers, den so genannten Pitchwinkelzeitreihen.

In dieser Arbeit werden simulierte Pitchwinkelzeitreihen mithilfe einer Korrelationsanalyse auf statistische Unterscheidungsmerkmale untersucht und in Gruppen eingeteilt. Die Einteilung der Gruppen erfolgt aufgrund der Standardabweichung der Doppelamplituden sowie der Steigung einer linearen Ausgleichsgeraden durch die Doppelamplituden. Die Pitchwinkelzeitreihen in einer Gruppe haben dabei eine ähnliche Standardabweichung sowie Steigung. Anschließend werden mehrere Pitchwinkelzeitreihen je Gruppe an einem Grundlagenprüfstand für oszillierend betriebene Lager auf ihre Dauer bis zum Abbau des Schmierfilms untersucht.

Die Versuche zeigen, dass die Dauer bis zum Abbau des Schmierfilms zwischen den Pitchwinkelzeitreihen unterschiedlich ist und dass die Unterscheidungsmerkmale nicht zu einer Eingruppierung der Pitchwinkelzeitreihen nach der Dauer bis zum Abbau des Schmierfilms führen.

Aus den Versuchen werden neue Erkenntnisse gewonnen und bestehende Annahmen weiter gefestigt. Es wird bewiesen, dass der Verschleiß begrenzt werden kann, wenn das Lager nach dem Überschreiten einer Drehmomentgrenze rotiert und der Schmierfilm wiederhergestellt wird. Auf diese Weise kann die Dauer bis zum abgebauten Schmierfilm für mehrerer Pitchwinkelzeitreihen auf einem Lagersatz untersucht werden. Der Wert der Drehmomentgrenze sollte durch weitere Versuche präzisiert werden. Außerdem wird gezeigt, dass aus der selben mittleren Windgeschwindigkeit Pitchwinkelzeitreihen folgen können, die in vollkommen unterschiedlich stark ausgeprägte Verschleißerscheinungsformen resultieren.

Name of Student

Felix Plagemann

Title of the paper

Development of an evaluation method for pitch angle time series and the occurrence of wear based on tests on a basic test rig for blade bearings of wind turbines.

Keywords

Pitch bearing, Wear, Pitch angle time series, Wind turbine

Abstract

Pitch bearings enable the rotor blades of a wind turbine to be rotated around their longitudinal axis to control the rotor speed. The individual pitch control can also reduce the wind loads on the rotor. The oscillating rotation can lead to a degradation of the lubricant film between the bearing raceway and the rolling elements, which protects against wear. The degradation of the lubricant film depends on the movement pattern of the pitch bearing, the so-called pitch angle time series. In this paper, simulated pitch angle time series are examined for statistical distinguishing features using a correlation analysis and the pitch angle time series are divided into groups based on this features. The classification of the groups is based on the standard deviation of the double amplitudes as well as the slope of a linear regression through the double amplitudes. The pitch angle time series in one group have a similar standard deviation and slope. Subsequently, several pitch angle time series per group are examined on a basic test rig for oscillating bearings for their duration until the lubricant film is degraded.

The tests show that the duration to degradation of the lubricant film differs between the pitch angle time series and that the distinguishing features do not lead to a grouping of the pitch angle time series according to the duration to degradation of the lubricant film.

New knowledge is gained from the tests and existing assumptions are further consolidated. It is proven that wear can be limited if the bearing is rotated after exceeding a torque limit and the lubrication film is restored. In this way, the duration until the lubricant film is removed can be investigated for several pitch angle time series on one bearing set. The value of the torque limit should be made more precise by further tests. It is also shown that pitch angle time series can follow from the same mean wind speed, resulting in completely different degrees of wear.

Aufgabenstellung

Thema:

Entwicklung einer Bewertungsmethode für Pitchwinkelzeitreihen und das Entstehen von Verschleiß auf Basis von Versuchen an einem Grundlagenprüfstand für Blattlager von Windenergieanlagen

Motivation und Problemstellung:

Die Leistungsregelung moderner Windenergieanlagen erfolgt im Vollastbetrieb über das Verstellen des Anströmwinkels an den Rotorblättern (Pitch). Dazu werden diese um ihre Längsachse verdreht, was eine drehbare Lagerung bedingt. Dazu werden für gewöhnlich doppelreihige 4-Punkt-Kugellager eingesetzt. Aufgrund steigender Leistung und Dimensionen der Windenergieanlagen müssen die Blattlager immer größeren Belastungen standhalten. Darüber hinaus können lastreduzierende Regelverfahren, wie die Einzelblattverstellung, zusätzlich für das Blattlager kritische Betriebsbedingungen erzeugen und somit ein vorzeitiges Versagen beschleunigen. Insbesondere die Entstehung von Verschleißschäden wird durch die zyklischen Bewegungsmuster beim Einsatz von Einzelblattverstellung sowie der schwelenden Belastung und vergleichsweise geringen Steifigkeit und damit einhergehenden Bewegungen durch Verformung begünstigt. Eine genaue Betrachtung der Einsatzbedingungen und Bewegungsmuster ist daher von großer Bedeutung für die Zuverlässigkeit der Blattlager und sollte bei der Entwicklung der Steuerung von Windenergieanlagen berücksichtigt werden.

Beschreibung der Arbeit:

Ziel dieser Arbeit ist es, den Einfluss kritischer Betriebszustände bei oszillierend betriebenen Wälzlagern auf das Entstehen von Verschleißschäden zu untersuchen. Dazu werden Versuche an einem Grundlagenprüfstand mit Wälzlagern vom Typ 7220 durchgeführt. Der Fokus der Versuche liegt auf der Untersuchung von Pitchwinkelzeitreihen und der Identifikation des Einflusses der Reihenfolge. Die gewonnenen Erkenntnisse werden anschließend verwendet, um simulierte Lastzeitreihen und Bewegungsmuster hinsichtlich kritischer Betriebsbedingungen zu untersuchen und zu bewerten. Dazu wird ein bestehendes Modell einer WEA mit einem parametrierbaren Controller verwendet. Ziel der Arbeit ist es reale Pitchwinkelzeitreihen in jeweils eine Verschleißgruppe einordnen zu können und den Einfluss der Reihenfolge der Verschleißgruppen auf den Lagerverschleiß zu identifizieren.

Die Arbeit umfasst dabei unter anderem die folgenden Punkte:

1. Definition charakteristischer Merkmale einer realen stochastischen Pitchwinkelzeitreihe
2. Erstellen eines Versuchsplanes für das Testen realer Pitchwinkelzeitreihen und insbesondere des Reihenfolgeinflusses unterschiedlicher Pitchwinkelzeitreihen mit verschiedenen Charakteristiken
3. Versuchsdurchführung und -auswertung
4. Untersuchung von simulierter Lastzeitreihen und Bewegungsmuster mit der entwickelten Methode

Inhaltsverzeichnis

Aufgabenstellung	VI
Abkürzungsverzeichnis	X
Symbolverzeichnis	XI
1. Einleitung	1
2. Theoretische Grundlagen	2
2.1. Moderne Windenergieanlagen	2
2.1.1. Typischer Aufbau einer pitchgeregelten Windenergieanlage	2
2.1.2. IWT7.5 Referenzwindenergieanlage	3
2.1.3. Luftströmung am Rotor	4
2.1.4. Belastungen	6
2.1.5. Regelungsstrategien	9
2.2. Lager	11
2.2.1. Wälzlager	11
2.2.2. Werkstoffe	12
2.2.3. Kontakt	13
2.2.4. Lagerkinematik	16
2.2.5. Blattlager	18
2.3. Tribologie	19
2.3.1. Tribologisches System	19
2.3.2. Schmierung	21
2.3.3. Reibung	22
2.3.4. Verschleiß	24
2.4. Statistik	29
2.4.1. Grundbegriffe der Statistik	29
2.4.2. Korrelation	30
2.5. Lagerprüfstand BEAT0.2	31
2.5.1. Aufbau des Prüfstandes	32
2.5.2. Skalierung der Pitchwinkelzeitreihen	33
3. Methodenentwicklung	35
3.1. Erzeugung der Pitchwinkelzeitreihen	35
3.2. Analyse der Pitchwinkelzeitreihen	38
3.2.1. Korrelation der Parameter	39
3.2.2. Auswahl der Merkmale zur Gruppierung der Pitchwinkelzeitreihen	42

3.2.3.	Nomenklatur der Gruppen	45
3.2.4.	Gruppenverteilung	45
4.	Versuchsplanung und -durchführung	47
4.1.	Grundlagen der Versuchsplanung	47
4.1.1.	Referenzzeitreihe	48
4.1.2.	Schmierzeitreihe	49
4.1.3.	Zeitreihen der Gruppen	50
4.1.4.	Wahl des Abbruchkriteriums	50
4.2.	Versuchspläne	50
4.2.1.	Versuchsplan Versuch 1	51
4.2.2.	Versuchsplan Versuch 2	52
4.2.3.	Versuchsplan Versuch 3	53
4.2.4.	Versuchsplan Versuch 4 und 5	53
4.3.	Versuchsdurchführung	54
4.4.	Versuchsunsicherheiten	54
5.	Auswertung	56
5.1.	Versuchsübersicht	56
5.2.	Versuch 1	56
5.2.1.	Zustand der Lager von Versuch 1	57
5.2.2.	Aufbau des Schmierfilms während Versuch 1	58
5.2.3.	Abbruch der Zeitreihen während Versuch 1	60
5.2.4.	Zusammenfassung Versuch 1	60
5.3.	Versuch 2-1	61
5.3.1.	Zustand der Lager von Versuch 2-1	61
5.3.2.	Aufbau des Schmierfilms während Versuch 2-1	62
5.3.3.	Abbruch der Zeitreihen während Versuch 2-1	63
5.3.4.	Zusammenfassung Versuch 2-1	64
5.4.	Versuch 2-2	64
5.4.1.	Zustand der Lager von Versuch 2-2	65
5.4.2.	Aufbau des Schmierfilms während Versuch 2-2	66
5.4.3.	Abbruch der Zeitreihen während Versuch 2-2	67
5.4.4.	Zusammenfassung Versuch 2-2	67
5.5.	Versuch 3	68
5.5.1.	Zustand der Lager von Versuch 3	68
5.5.2.	Aufbau des Schmierfilms während Versuch 3	69
5.5.3.	Abbruch der Zeitreihen während Versuch 3	70
5.5.4.	Zusammenfassung Versuch 3	71
5.6.	Auswahl der Pitchwinkelzeitreihen für Versuch 4 und 5	71
5.7.	Versuch 4 und 5	72
5.8.	Unsicherheiten der Versuche	73
5.9.	Evaluierung der Methode	74
5.10.	Weitere gewonnene Erkenntnisse	75

6. Kritische Reflexion	76
7. Fazit und Ausblick	78
Literatur	XIV
A. Tabellen	XXI
B. Abbildungen	XXVII
Eidesstattliche Erklärung	XXXIII

Abkürzungsverzeichnis

Avg	Mittelwert (engl. Average)
BEAT0.1	Bearing Endurance and Acceptance Test Rig 0.1
BEAT0.2	Bearing Endurance and Acceptance Test Rig 0.2
CPC	Collective Pitch Control
dA	Doppelamplitude
FE	Finite Elemente
GfT	Gesellschaft für Tribologie
GZ	Gruppenzeitreihe
IPC	Individual Pitch Control
IWES	Fraunhofer-Institut für Windenergiesysteme
IWT	IWES Wind Turbine
LTP	Unterer Umkehrpunkt (engl. Lower Turning Point)
Max	Maximum
Med	Median
Min	Minimum
NLGI	National Lubricating Grease Institute
PWZ	Pitchwinkelzeitreihe
RWEA	Referenzwindenergieanlage
RZ	Referenzzeitreihe
Std	Standardabweichung
SZ	Schmierzeitreihe
UTP	Oberer Umkehrpunkt (engl. Upper Turning Point)
WEA	Windenergieanlage

Symbolverzeichnis

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	Druckwinkel	°
δ	Hertz'sche Verformung	mm
δ^*	Wert des elliptischen Integrals zur Berechnung der Hertz'schen Verformung	
θ	Blatteinstellwinkel	°
κ_A	Schmiegung des Wälzkörpers zum Außenring	
κ_I	Schmiegung des Wälzkörpers zum Innenring	
μ	Reibungskoeffizient	
ν	Querkontraktionszahl	
ρ	Krümmung	mm ⁻¹
ρ_L	Luftdichte	kg/m ³
ω	aktuelle Winkelgeschwindigkeit	rad/s
$2a$	Kontaktellipsenhöhe	mm
$2b$	Kontakellipsenbreite	mm
A	Umströmte Fläche	m ²
a	halbe Kontaktellipsenhöhe	mm
a^*	Wert des elliptischen Integrals zur Berechnung der Kontaktellipsenhöhe	
B	Lagerbreite	mm
b	halbe Kontaktellipsenbreite	mm
b^*	Wert des elliptischen Integrals zur Berechnung der Kontaktellipsenbreite	
c_A	Auftriebsbeiwert	
c_W	Widerstandsbeiwert	
D	Lagerdurchmesser	mm
D_1	Borddurchmesser der breiten Außenringseitenfläche	mm
D_{WK}	Durchmesser Wälzkörper	mm
D_r	Rotordurchmesser	m
d	Bohrungsdurchmesser	mm
d_1	Borddurchmesser der breiten Innenringseitenfläche	mm
d_m	Teilkreisdurchmesser des Wälzkörpersatzes	mm
$dA_{max,std}$	Maximale angenommene Doppelamplitude für die Berechnung der Gruppengröße für die Gruppen der Standardabweichung der Doppelamplitude	°
E	Gleitzahl	
F_A	Auftriebskraft	N

Symbol	Beschreibung	Einheit
F_a	axiale Lagerkraft	N
F_N	Normalkraft	N
F_R	Reibungskraft	N
F_r	radiale Lagerkraft	N
F_W	Widerstandskraft	N
GS	Gruppengröße der Standardabweichungsgruppen	°
i_{WK}	Übersetzungsverhältnis zwischen dem Innenring und dem Rollweg der Wälzkörper	
M	Biegemoment	N · m
M_R	Reibmoment	N · m
n_{WK}	Wälzkörperanzahl	
n	Anzahl	
n	aktuelle Drehzahl	s ⁻¹
n_r	Nenn Drehzahl	min ⁻¹
P_{max}	maximale Kontaktpressung	MPa
P_r	Nennleistung	kW
Q	Kraft im Kontakt	N
R_x	äquivalenter Radius in Bewegungsrichtung	mm
R_{x1}	Wälzkörperradius in Bewegungsrichtung	mm
R_{x2}	Lagerringradius	mm
R_y	äquivalenter Radius senkrecht zur Bewegungsrichtung	mm
R_{y1}	Wälzkörperradius senkrecht zur Bewegungsrichtung	mm
R_{y2}	Lagerringradius senkrecht zur Bewegungsrichtung	mm
r	Abstand zur Rotornabe	m
r_{xy}	Korrelationskoeffizient	
s	Standardabweichung	
s^2	Varianz	
s_{xy}	empirische Kovarianz	
u	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
v	Windgeschwindigkeit	m/s
V_r	Nennwindgeschwindigkeit	m/s
x	Wälzkörper Rollweg	mm
\bar{x}	Mittelwert	
\tilde{x}	Median	
Z	Wälzkörperanzahl pro Reihe	

1. Einleitung

Die Lebensdauer von Wälzlagern wird spätestens seit der Industrialisierung erforscht. Seit 1947 kann die Lebensdauer bereits vor der Nutzung berechnet werden [33]. Dies gilt allerdings nicht uneingeschränkt für Blattlager von Windenergieanlagen. Blattlager ermöglichen die Rotation der Blätter einer Windenergieanlage um ihre Längsachse. Dadurch können die Rotationsgeschwindigkeit und die vom Rotor ausgehenden Lasten sowie die elektrische Leistung der Anlage gesteuert werden. Dazu müssen Blattlager typischerweise nur eine oszillierende Bewegung von 0 bis 90° ermöglichen. Die im Betrieb auftretenden Oszillationen sind meistens wesentlich kleiner [21] und werden vom Autor als Pitchwinkelzeitreihe (PWZ) bezeichnet. Für Blattlager gibt es Anpassung der gängigen Berechnungsmethoden für die Ermüdungsbelastung auf die oszillierende Bewegung des Lagers. [47] Diese erlauben aber keine Vorhersage des Verschleißes. Dies liegt an der schwierigen Bestimmung des Schmierfilms. Ein gut ausgeprägter Schmierfilm ist ein entscheidender Faktor zur Vermeidung von Verschleiß [7]. Bei oszillierender Belastung wird der Aufbau des Schmierfilms allerdings behindert [2]. Versuche sind daher unerlässlich.

Diese Arbeit gehört zum Forschungsprojekt iBAC - Intelligent Bearing Amplitude Control des Fraunhofer-Institut für Windenergiesysteme (IWES). Ziel des Projektes ist die Entwicklung eines intelligenten Condition Monitoring Systems, welches eine optimale Regelung im Spannungsfeld zwischen Schutz des Blattlagers, dem Energieertrag und der Lebensdauer der Windenergieanlage (WEA) ermöglicht. Zur Lösungsfindung in diesem Spannungsfeld ist es entscheidend den Einfluss einer PWZ auf den Schmierfilm im Blattlager zu kennen. [12] Das Ziel dieser Arbeit ist dafür die Entwicklung einer Bewertungsmethode zur Einteilung von PWZs nach ihrer Neigung für Verschleiß. Je schneller der Schmierfilm von einer PWZ dabei abgebaut wird, desto höher ist die Neigung für Verschleiß.

Die PWZs werden dazu auf charakteristische Merkmale untersucht und anhand dieser gruppiert. Anschließend soll den Gruppen, durch Versuche an einem Grundlagenprüfstand, die Neigung zu Verschleiß zugeordnet werden. Ebenso soll untersucht werden, ob die Reihenfolge dieser Gruppen einen Einfluss auf die Neigung zum Verschleiß hat. Dazu wird ein Versuch in entgegengesetzter Reihenfolge durchgeführt. In dieser Arbeit werden zuerst die theoretischen Grundlagen zu Windenergieanlagen, Blattlagern, der Tribologie innerhalb von Wälzlagern und der Statistik zur Charakterisierung der PWZs erläutert. Anschließend wird der Prüfstand vorgestellt. Danach erfolgt die Analyse der Pitchwinkelzeitreihen und die Entwicklung der Bewertungsmethode. Anschließend erfolgt die Versuchsplanung, -durchführung und -auswertung. Nach der Auswertung wird die Bewertungsmethode evaluiert. Abgeschlossen wird die Arbeit mit der kritischen Reflexion und dem Fazit.

2. Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die zum Verständnis dieser Arbeit notwendigen theoretischen Grundlagen sowie der Stand der Technik erläutert. Zuerst wird dabei auf den Aufbau einer WEA und das Wirkprinzip von Wälzlagern eingegangen. Darauf folgt der wissenschaftliche Stand zur Tribologie. Abgeschlossen wird das Kapitel mit statistischen Hintergründen, die für die Versuchsplanung sowie -auswertung benötigt werden und dem Aufbau des Lagerprüfstandes.

2.1. Moderne Windenergieanlagen

In diesem Abschnitt wird der typische Aufbau von WEAs mit pitchgeregelten Rotorblättern und die Referenzwindenergieanlage des IWES behandelt. Der Aufbau von WEAs mit vertikalen Rotorachsen und Rotoren, die nach dem Widerstandsprinzip arbeiten, sowie WEAs, die den Stall Effekt nutzen, werden in dieser Arbeit nicht erläutert, da die Typen keine Blattlager benötigen und die zuletzt genannten aufgrund geringer Effizienz kaum kommerziell genutzt werden. [21]

Die dominierenden Lasten für die Auslegung der Bauteile von WEA gehen vom Rotor aus. [21] Daher wird nach dem Aufbau zuerst die Wirkungsweise der Luftströmung auf den Rotor erläutert. Anschließend werden die daraus resultierenden Belastungen eingeführt und die Regelungsstrategien erläutert.

2.1.1. Typischer Aufbau einer pitchgeregelten Windenergieanlage

Moderne pitchgeregelte WEAs nutzen einen horizontalen Rotor mit drei Blättern. [21] Der schematische Aufbau ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Dieser Aufbau entspricht der Standardbauweise einer großen WEA mit Getriebe [21]. Im Folgenden wird grob auf die Funktion der einzelnen Bauteile eingegangen. Wichtige Details werden in späteren Unterkapiteln ergänzt.

Von Außen ersichtlich sind der Rotor, das Maschinenhaus und der Turm. Der Rotor besteht aus der Nabe und in der Regel aus drei Blättern. Aufgrund der Blattform kommt es durch den Wind zu einer Auftriebskraft, die den Rotor in Rotation versetzt (siehe Abschnitt 2.1.3). Die Blätter sind jeweils an der Blattwurzel über ein Blattlager (siehe Abschnitt 2.2) mit der Nabe verbunden. Durch die Blattlager wird die Rotation der Blätter um ihre Längsachse ermöglicht. Dies wird eingedeutscht als Pitchen bezeichnet. Die Nabe ist mit der Hauptwelle verbunden. Diese überträgt die Drehbewegung des Rotors an das Getriebe und den Generator innerhalb der Gondel. Der Generator wandelt die Rotationsenergie in elektrische Energie um. Der Turm verankert die Anlage über das Fundament mit dem Boden. In der Gondel oder im Turmfuß befinden sich Computer zur

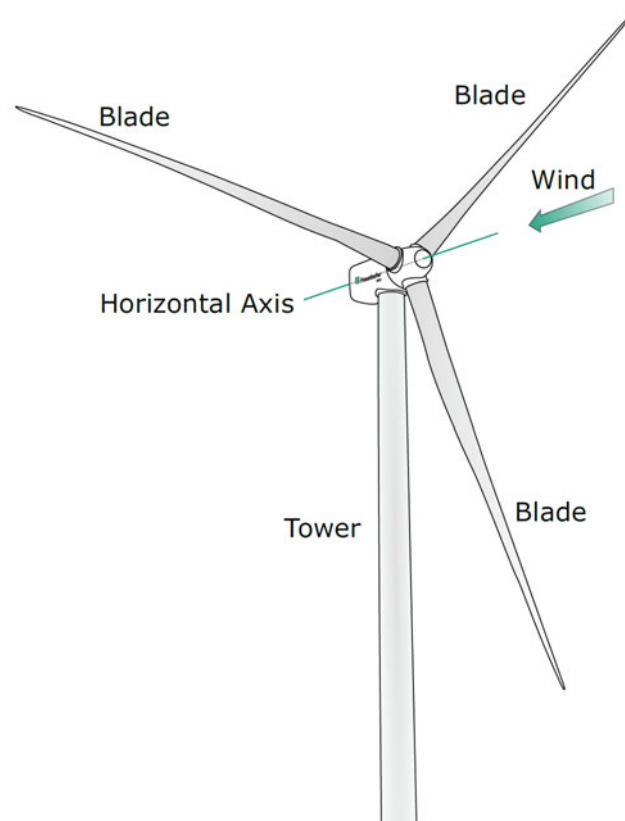


Abbildung 2.1.: Aufbau einer WEA mit horizontaler Rotorachse [50, S. 5].

Steuerung und Überwachung der WEA sowie Transformatoren zur Angleichung der elektrischen Spannung an die Netzspannung. [21]

Pitchgeregelte Windenergieanlagen bieten im Vergleich zu anderen Bauformen Vorteile, da

- durch Pitchen der Rotorblätter die Rotordrehzahl und die Leistung der WEA kontrolliert werden kann (siehe Kapitel 2.1.4) [21],
- durch den veränderlichen Anströmwinkel die Leistungsabgabe oberhalb der Nennwindgeschwindigkeit konstant auf Nennleistung gehalten werden kann [21],
- das Anlaufen durch Pitchen der Blätter erleichtert werden kann [21],
- durch Einzelblattverstellung die Lasten auf die mechanischen Komponenten verringert werden können (siehe Abschnitt 2.1.4) [4] und
- durch Einzelblattverstellung drei unabhängige aerodynamische Bremssysteme vorhanden sind, die es ermöglichen das mechanische Bremssystem als Parkbremse auszulegen [21].

2.1.2. IWT7.5 Referenzwindenergieanlage

Für Forschungsprojekte sind detaillierte Daten von WEAs notwendig. Diese sind häufig nicht öffentlich verfügbar, da die Hersteller ihr geistiges Eigentum schützen (müssen). Daher haben einige Forschungseinrichtungen Referenzwindenergieanlagen (RWEAs) konstruiert, deren Konstruktionsdetails, Regler, aerodynamische Eigenschaften der Blätter etc. öffentlich zugänglich sind.

Diese Anlagen bieten eine gute Grundlage. Sie erreichen aufgrund begrenzter Entwicklungsressourcen allerdings nicht die Gesamtqualität einer kommerziell verfügbaren WEA. Außerdem sollen RWEAs vor allem als Modell dienen, welches sich auf eine bestimmte Baugruppe fokussiert. [50] Da diese Arbeit am Fraunhofer-IWES entsteht, wird die RWEA des IWES verwendet.

Der Name der IWES Anlage ist IWES Wind Turbine (IWT)-7.5-164. Bei der Anlage handelt es sich um eine dreiblättrige Anlage mit luvseitigem Rotor für Nearshore Standorte mit hohen Windgeschwindigkeiten (IEC-Klasse A1). Die Anlage verfügt über einen Individual Pitch Control (IPC)-Regler sowie über einen Collective Pitch Control (CPC)-Regler. [43] In Abschnitt 2.1.5 wird auf die Unterschiede der Regler eingegangen.

Für die Simulation der später verwendeten PWZs wird nicht der in [43] veröffentlichte IPC-Regler der IWT, sondern ein modifizierter IPC-Regler, der dem IPC-Regler eines führenden Windenergieanlagenherstellers nachempfunden ist, verwendet. Dieser modifizierte Regler ist nicht veröffentlicht. Beide IPC-Regler unterscheiden sich nur in den Details und verhalten sich wie in Abschnitt 2.1.5 erläutert.

In Tabelle 2.1 sind die Haupteigenschaften der IWT-7.5-164 aufgelistet.

Tabelle 2.1.: Haupteigenschaften der IWT-7.5-164 [43].

Eigenschaft	Symbol	Wert	Einheit
Nennleistung	P_r	7542	kW
Rotordurchmesser	D_r	163,34	m
Nennwindgeschwindigkeit	V_r	11	m/s
Nennzahl	n_r	10	min ⁻¹
Teilkreisdurchmesser	d_m	4690	mm
Wälzkörperdurchmesser	D_{WK}	80	mm
Wälzkörperanzahl	n_{WK}	147	
Druckwinkel im Blattlager	α	45	°

2.1.3. Luftströmung am Rotor

Durch die Form der Rotorblätter entsteht in der Luftströmung ein Druckunterschied zwischen der Ober- und der Unterseite. Die daraus resultierende Kraft F_A wird Auftriebskraft genannt und steht senkrecht zur strömenden Luft. Sie versetzt die Blätter in Rotation und ist abhängig vom Auftriebsbeiwert c_A , der Luftdichte ρ_L , der umströmten Fläche A und dem Quadrat der Windgeschwindigkeit v : [21]

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot c_A \cdot \rho_L \cdot A \cdot v^2 \quad (2.1)$$

In Richtung der Strömung entsteht aus der Reibung am Blatt eine Widerstandskraft F_W . Diese unterscheidet sich zur Auftriebskraft um den Strömungsbeiwert. Die Berechnung erfolgt mit dem Widerstandsbeiwert c_W : [21]

$$F_W = \frac{1}{2} \cdot c_W \cdot \rho_L \cdot A \cdot v^2 \quad (2.2)$$

Die Strömungsbeiwerte sind geometrische Größen, die vom gewählten Flügelprofil und dem Anstellwinkel α abhängig sind. [21] Der Anstellwinkel wird, wie in Abbildung 2.2 dargestellt, zwischen der Profilsehne und der Luftanströmung gemessen. Der Anstellwinkel wird durch die Änderung vom Blatteinstellwinkel θ beeinflusst. Der Blatteinstellwinkel wird zwischen der Drehachse und der Profilsehne gemessen und ist damit unabhängig von der Geschwindigkeit der Luftströmung.

Die Luftanströmung setzt sich, aufgrund der Rotation der Blätter, vektoriell aus der Windgeschwindigkeit und der Umfangsgeschwindigkeit u zusammen. Die Umfangsgeschwindigkeit ist abhängig von der Winkelgeschwindigkeit des Rotors ω und dem Abstand zur Nabe r . Die Winkelgeschwindigkeit wird mit $\omega = 2\pi n$ aus der aktuellen Drehzahl n berechnet. [21]

$$u = \omega \cdot r = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r \quad (2.3)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit steigt mit zunehmendem Abstand von der Nabe zur Blattspitze an und verändert dadurch den Anströmwinkel. Zum Ausgleich der Änderung des Anströmwinkels ist das Blatt um die Längsachse verdreht. [21]

Die Auftriebs- und Widerstandskräfte können weiter zerlegt werden in tangentielle Kraftkomponenten, die in der Drehebene des Rotors verlaufen, sowie in normale Kraftkomponenten, die senkrecht auf der Drehebene stehen. Die tangentielle Komponente der Auftriebskraft abzüglich der tangentialen Komponente der Widerstandskraft resultiert in die Tangentialkraft. Durch Integration der Tangentialkraft über die Länge der Rotorblätter wird das Antriebsmoment bestimmt. Das Integral der normalen Kraftkomponenten bestimmt den Rotorschub. Die Geschwindigkeits- und Kraftkomponenten sind in Abbildung 2.2 für einen Blattabschnitt und in Abbildung 2.3 für den gesamten Rotor dargestellt. [21]

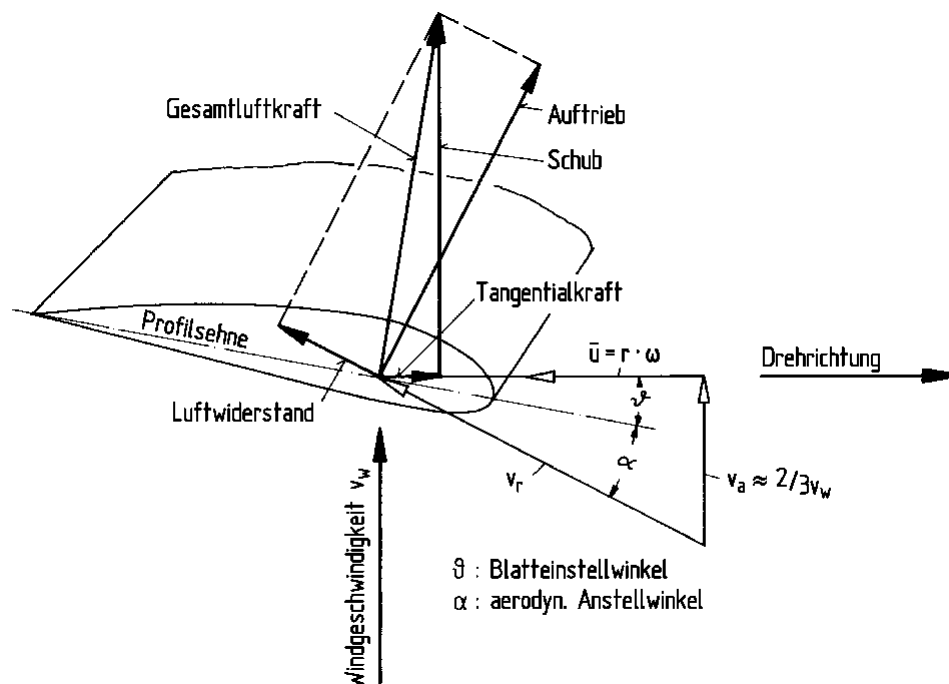


Abbildung 2.2.: Kräfte und Winkel am umströmten Blatt [21, S. 99].

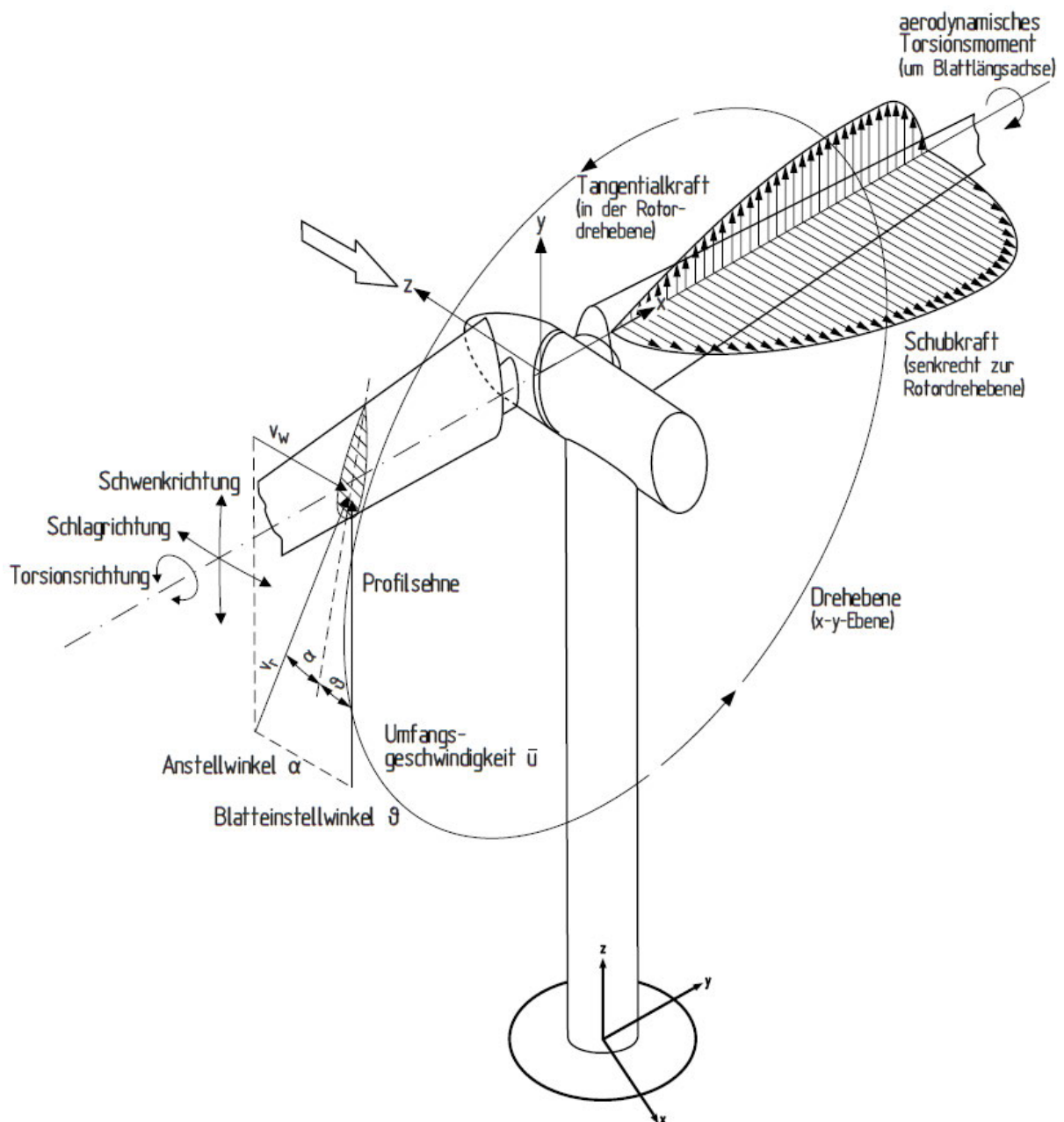


Abbildung 2.3.: Wirkende Luftkräfte auf den Rotor einer WEA [21, S. 187].

2.1.4. Belastungen

Bei der Dimensionierung von WEAs müssen vor allem drei Aspekte berücksichtigt werden. Die Bruchfestigkeit der Bauteile muss Extrembelastungen, wie schweren Stürmen oder Orkanen, widerstehen; die Bauteile müssen eine ausreichende Betriebsfestigkeit für 20 bis 30 Betriebsjahre aufweisen und die Bauteile dürfen nicht durch den Wind zu Schwingungen angeregt werden. [21] Der entscheidende Aspekt bei der Dimensionierung von Blattlagern ist dabei die lange Lebensdauer.

Zu den aerodynamischen Belastungen auf Windenergieanlagen kommen Massenkräfte, die als Fliehkräfte aus der Rotation resultieren sowie die Gewichtskraft und die Kreiselkräfte. Die Belastungen lassen sich hinsichtlich ihrer zeitlichen Wirkung in stationäre und instationäre Belastungen aufteilen. Die stationären Belastungen sind: [21]

- die Schubkraft aufgrund der mittleren Windgeschwindigkeit und
- die Fliehkraft aufgrund der mittleren Winkelgeschwindigkeit des Rotors.

Die instationären Belastungen werden weiter aufgeteilt in periodisch wechselnde Belastungen und nicht periodische, stochastische Belastungen. Die periodischen Belastungen resultieren aus: [21]

- dem Höhenwindprofil
- der Schräganströmung
- der Turmumströmung
- der Gewichtskraft und
- der Kreisel- und Corioliskräfte.

Zu den nicht periodischen Belastungen zählen die Windturbulenzen. [21]

Als Höhenprofil wird der Anstieg der Windgeschwindigkeit mit zunehmendem Abstand zum Erdboden bezeichnet. Durch die höhere Windgeschwindigkeit in der oberen Hälfte des Rotor erfahren die Rotorblätter eine umlaufperiodisch anschwellende und abnehmende Belastung. Im unteren Bereich kommt es für Luv-Läufer (Rotor sitzt vor Maschinenhaus) zusätzlich zu einer verringerten Windgeschwindigkeit im Bereich des Turmes. Bei Lee-Läufern (Rotor sitzt hinter dem Maschinenhaus) kommt es zusätzlich durch den Turm zu Turbulenzen innerhalb der Luftströmung. Diese Turbulenzen können das Blatt zu Schwingungen anregen. [21]

Neben der vertikal unterschiedlichen Windgeschwindigkeit kann es auch zu horizontal unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten kommen. Dies ist der Fall, wenn die Rotorkreisfläche nicht senkrecht zur Anströmungsrichtung steht und führt dadurch ebenfalls zu einer umlaufperiodisch anschwellende und abnehmende Belastung. Um diese auszugleichen können WEAs das Maschinenhaus inklusive Rotor um den Turm drehen. Allerdings erfolgt dies erst, wenn die Abweichung der Strömungsrichtung einen gewissen Wert überschreitet. [21]

Durch die Rotation wirkt die Gewichtskraft nicht konstant, sondern als umlaufperiodisch anschwellende und abnehmende Belastung. An der Blattwurzel entstehen wechselnde Zug- und Druckkräfte und es kommt zu wechselnden Biegemomenten um die Schwenkachse der Blätter. [21]

Während der Windrichtungsnachführung kommt es zu Belastungen durch Kreiseffekte. Diese führen zu Nickmomenten auf die Rotorachse. Um das Nickmoment klein und damit nicht dominierend für die Dimensionierung zu halten, wird der Rotor nur langsam nachgeführt. [21]

Durch die Turbulenzen des Windes kommt es zu nicht periodischen, stochastischen Beanspruchungen auf die Blätter. Zusätzlich zu hochfrequenten Fluktuationen werden die Blätter durch gelegentlich auftretende Böen belastet. Dabei kann die momentane Windgeschwindigkeit für eine Dauer von einigen bis einigen zehn Sekunden erheblich von der mittleren Windgeschwindigkeit

abweichen. Die Turbulenz stellt eine erhebliche Anforderung an die Ermüdungsfestigkeit der Blätter. [21]

Neben den erwähnten Belastungen kann es durch die Massenunwucht und die aerodynamische Unwucht zu einer periodischen Anregung um die Rotationsachse kommen. Um diese möglichst klein zu halten, ist es wichtig den Rotor auszuwuchten. Dazu wird bereits bei der Produktion und Zusammenstellung der drei Blätter für einen Rotor auf die einzelnen Massen sowie geometrische Abweichungen von der idealen Form geachtet. Durch Fehler in der Regelung des Blattwinkels kann es zusätzlich zu aerodynamischen Unwuchten kommen. [21]

Alle genannten Effekte sind nur als statistische Aussage zu verstehen. Durch Überlagerungen der Effekte oder besondere Geländeeinflüsse können die Wirkungen der Effekte abweichen. In Tabelle 2.2 sind die Wirkung von Luft- und Massenkräften auf eine WEA dargestellt.

Tabelle 2.2.: Wirkung von Luft- und Massenkräften auf den Rotor [21, S. 185].

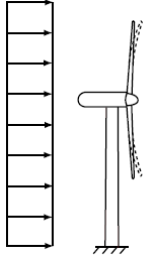
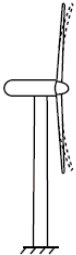
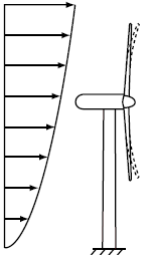
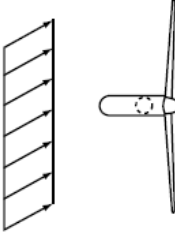
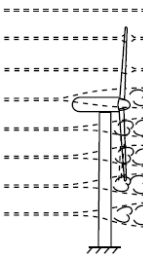
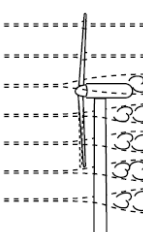
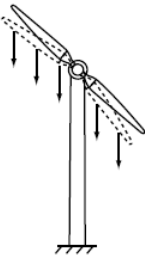
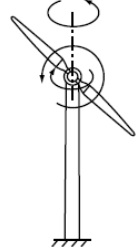
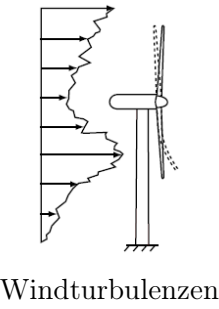
Belastungsart	Luftkräfte		Massenkräfte
Stationär	 <p data-bbox="667 1211 1043 1249">mittlere Windgeschwindigkeit</p>		 <p data-bbox="1230 1211 1369 1249">Fliehkräfte</p>
Instationär mit der Drehzahl periodisch wechselnd	 <p data-bbox="528 1570 799 1637">Höhenprofil der Windgeschwindigkeit</p>  <p data-bbox="544 1935 783 1973">Schräganströmung</p>	 <p data-bbox="879 1570 1118 1637">Turmschatten beim leeseitigen Rotor</p>  <p data-bbox="879 1921 1118 1989">Turmvorstau beim luvseitigen Rotor</p>	 <p data-bbox="1198 1585 1401 1624">Gewichtskräfte</p>  <p data-bbox="1214 1921 1385 1989">Kreisel- und Corioliskräfte</p>

Tabelle 2.2.: Wirkung von Luft- und Massenkräften auf den Rotor [21, S. 185] (fortgesetzt).

Belastungsart	Luftkräfte	Massenkräfte
<p>Instationär nicht periodisch, stochastisch</p>	 <p style="text-align: center;">Windturbulenzen</p>	

Im nächsten Kapitel werden Regelungsstrategien beschrieben, um die Materialermüdung durch die instationären Lasten zu reduzieren.

2.1.5. Regelungsstrategien

Die instationären Belastungen führen im Vergleich zu den stationären Belastungen zu Materialermüdung. Durch IPC-Regelung ist es möglich die instationären periodisch wechselnden Luftkräfte über den Rotordurchmesser auszugleichen. [3]

Abbildung 2.4 zeigt den schematischen Aufbau eines WEA-Reglers. Dieser besteht aus der Kombination eines IPC-Reglers (links) und einem CPC-Regler (rechts).

Die CPC-Regelung regelt die Geschwindigkeit des Rotors, sobald die Windgeschwindigkeit über der Nennwindgeschwindigkeit liegt. Dazu wird der Unterschied zwischen der gefilterten Winkelgeschwindigkeit des Generators $\bar{\Omega}$ und der vorgegebene Winkelgeschwindigkeit Ω_r berechnet und als Eingangsgröße an einen PI-Regler übergeben. In der gezeigten Regelung wird vereinfachend angenommen, dass die Rotordrehzahl mit dem Übersetzungsverhältnis des Getriebes aus der Generatorzahl berechnet werden kann, ohne die Massenträgheit oder Dämpfung des Getriebes und der Hauptwelle zu berücksichtigen. Die Ausgangsgröße des PI-Reglers wird mit dem Faktor $\eta_K = 1/(1 + (\theta_m/K_K))$ multipliziert. Dieser verringert die Rückkopplung bei großen mittleren Pitchwinkeln θ_m , die bei hohen Windgeschwindigkeiten auftreten. K_K ist ein wählbarer Divisor, der bei der Reglerauslegung bestimmt wird. Der Winkel θ_{col} ist der gemeinsame Pitchwinkel, der mit den einzelnen Pitchwinkeln $\theta_{cyc,1}$, $\theta_{cyc,2}$ und $\theta_{cyc,3}$ aus dem IPC-Regelkreis summiert und an die Pitchantriebe übergeben wird. [18]

Die IPC-Regelung basiert auf den an der Blattwurzel gemessenen oder geschätzten und aus der Schubkraft resultierenden Biegemomenten m_1^x , m_2^x und m_3^x sowie dem Azimutwinkel (Winkel der Rotorposition) Ψ_1 . Der Azimutwinkel gibt die Position eines der drei Blätter an. Die Inverse Coleman-Transformation (auch bekannt als Multiblade coordinate Transformation) transformiert die Biegemomente, die sich auf das mit dem Rotor rotierende Koordinatensystem beziehen, in das nicht rotierende Koordinatensystem des Maschinenhauses. Dabei werden die Biegemomente entsprechend ihrer Richtung addiert, sodass ein Nickmoment m_{tilt} und ein Giermoment m_{yaw}

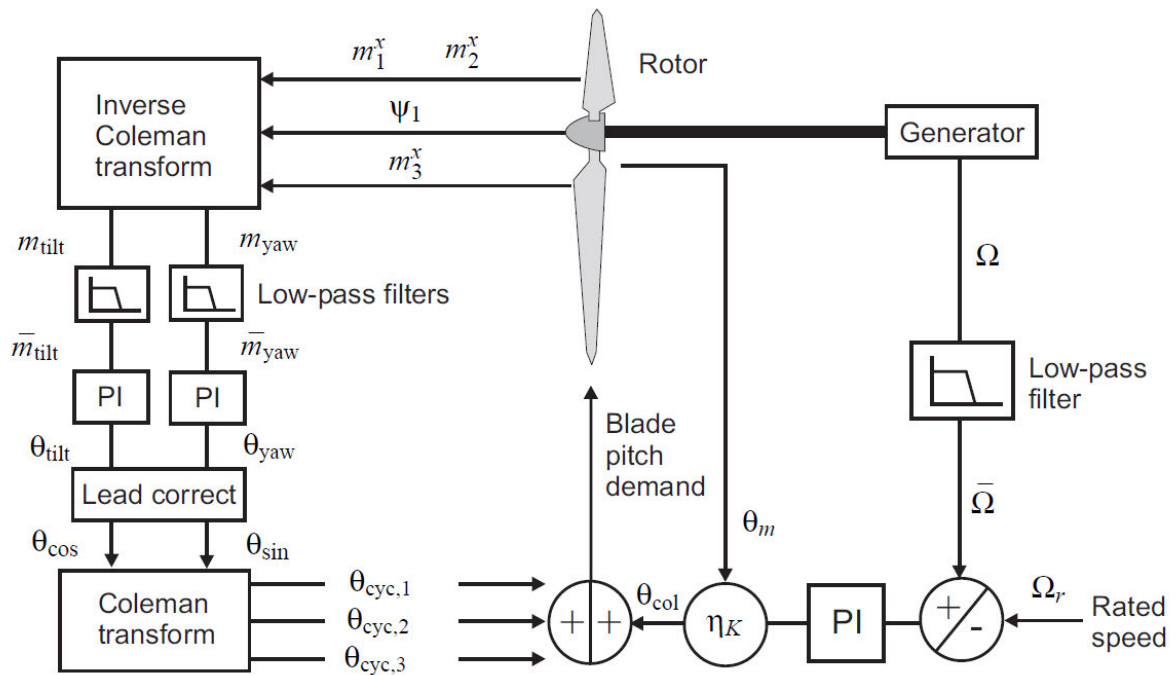


Abbildung 2.4.: Schematischer Aufbau eines WEA-Reglers bestehend aus einem lastreduzierenden IPC-Regler (links) und einem drehzahlregelnden CPC-Regler (rechts) [18, S. 39].

ausgegeben werden. Die Momente werden gefiltert und sind die Eingangsgrößen für jeweils einen PI-Regler. Die PI-Regler geben die Winkel θ_{tilt} und θ_{yaw} aus. Diese Winkel wären notwendig, um die Kombination des Nick- und des Giermoments im nicht rotierenden Koordinatensystem auszugleichen. Da die Blätter nicht starr, sondern flexibel sind, ist die Phase zwischen der Änderung des Pitchwinkels und den resultierenden Nick- und Giermomenten verschoben. Die Winkel θ_{cos} und θ_{sin} berücksichtigen die Phasenverschiebung und werden mit der Coleman-Transformation zurück transformiert in die drei Winkel $\theta_{\text{cyc},1}$, $\theta_{\text{cyc},2}$ und $\theta_{\text{cyc},3}$. Diese sind die notwendigen Pitchwinkel der Blätter, um die Nick- und Giermomente im rotierenden Koordinatensystem auszugleichen. Zu den Winkeln wird der Winkel θ_{col} , der aus dem CPC-Regler stammt, addiert und als Zielwinkel an den Pitchantrieb übergeben. [18]

Die IPC-Regelung reduziert die Lasten, die durch die instationäre Luftströmung entstehen. Der Ausgleich des Höhenprofils der Windgeschwindigkeit und des Turmschattens führen dabei zu Zyklen mit einem rampen- oder sinusförmigen Verlauf des Pitchwinkels. Die Drehzahlregelung durch die CPC-Regelung erfolgt erst oberhalb der Nennwindgeschwindigkeit und führt zu einer Vergrößerung des Mittelwerts der Zyklen. Bei konstanter mittlerer Windgeschwindigkeit oberhalb der Nennwindgeschwindigkeit bleibt der Mittelwert der Zyklen somit ebenfalls konstant. Häufig wird die IPC-Regelung von den Herstellern bei geringen Windgeschwindigkeiten deaktiviert bzw. reduziert, da die Lasten bei geringen Windgeschwindigkeiten gering sind und die Reduktion der Lasten zu einer erhöhten Pitchaktivität und dadurch zu einer erhöhten Belastung auf die Blattlager führt. Bossanyi et al. hat durch Messungen gezeigt, dass die durchschnittliche Pitchgeschwindigkeit von $1^\circ/\text{s}$ während CPC-Regelung auf $4^\circ/\text{s}$ bis $5^\circ/\text{s}$ während IPC-Regelung angestiegen ist. Dabei wurden die Ermüdungslasten auf die Blattwurzeln um 20 % bis 25 %, die Ermüdungslasten auf die Hauptwelle um 30 % bis 35 % und die nicht rotierenden Biegemomente

um 16 % bis 22 % reduziert. [4]

Die erhöhte Pitchaktivität durch die IPC-Regelung führt nicht direkt zu mehr Verschleiß in den Lagern. Der Vergleich von verschiedenen WEA Regelungen muss die Amplituden und die Lasten der Pitchaktivität berücksichtigen. Stammler et al. zeigt, dass trotz einer um insgesamt 4,6 % erhöhten Einschaltdauer des Pitchsystems die Neigung zu Verschleiß geringer wird, da die betrachtete IPC-Regelung eine Verringerung der Anzahl der verschleißkritischen Zyklen und eine Erhöhung der weniger bzw. für Verschleiß unkritischen Zyklen zur Folge hat. [52]

IPC-Regelungen haben als Nachteil, dass es durch die erhöhte Einschaltdauer des Pitchsystems zu einer erhöhten Energieaufnahme durch ebendieses kommt. Zusätzlich muss bei der Auslegung der Regelung sichergestellt werden, dass die umgewandelte elektrische Energie nicht durch die IPC-Regelung abnimmt. Letzteres ist möglich, wie Kotur et al. zeigt [31].

Allgemeingültige Aussagen über die veränderte Aktivität des Pitchsystems, die Lastreduktion auf die Komponenten der WEA und die Folgen für den Verschleiß oder die Ermüdung von Blattlagern sind unmöglich, da diese direkt von den verwendeten IPC- und CPC-Reglern, der Anlagenkonstruktion und den Belastungen abhängig sind. Messdaten werden von den Herstellern selten veröffentlicht und der theoretische Vergleich zweier Regler kann keine Aussage über die Schäden im Blattlager liefern. Diese Arbeit soll eine Grundlage für die Bewertung einer PWZ auf ihre Neigung Verschleiß zu erzeugen bieten. Dabei ist die Herkunft der PWZ nicht relevant. Dadurch können im Anschluss an den theoretischen Vergleich mehrerer Regler die daraus folgenden Erkenntnisse über die Verschleißneigung durch die Pitchwinkelzeitreihen gewonnen werden.

Im nächsten Kapitel wird dazu zunächst der Aufbau von Wälzlagern erläutert.

2.2. Lager

Lager stützen die relative Drehbewegung zweier Bauteile zueinander. Sie führen die Bewegung und nehmen die wirkenden äußeren Kräfte (quer, längs und/oder schräg zur Bewegungsachse) auf, um sie auf Fundamente, Gehäuse oder ähnliche Bauteile zu übertragen. Dabei erlauben sie die Drehbewegung um die Längsachse der Welle bzw. der Blätter, während die Bewegung in Richtung der anderen Freiheitsgrade verhindert wird. [54] In den folgenden Unterkapiteln wird zuerst der Aufbau eines Wälzlagers und die verwendeten Werkstoffe erklärt. Anschließend wird auf den Kontakt im Lager, die Lagerkinematik und die Besonderheiten von Blattlagern eingegangen.

2.2.1. Wälzlager

Abbildung 2.5 zeigt links den Aufbau eines Wälzlagerstyps, dem Rillenkugellager. Ein Wälzlager besteht aus zwei Rollbahnelementen, dem Innen- (1) und dem Außenring (5), den Wälzkörpern (4) und meistens einem Käfig (2) sowie zwei Dichtungen (3). Der Käfig verhindert die gegenseitige Berührung der Wälzkörper und hält den Abstand zwischen diesen konstant. Zur Minimierung der Reibung und dem Korrosionsschutz wird ein Schmiermittel verwendet. Meistens werden dazu Öle oder Fette genutzt. [54]

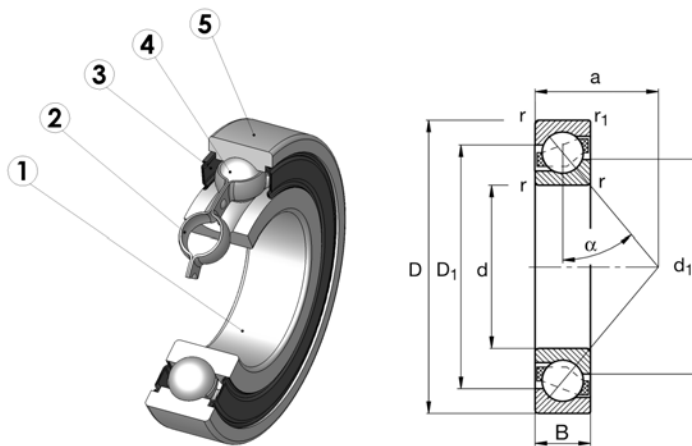


Tabelle 2.3.:
Lagerdimensionen FAG
7220-B-XL-TVP.

Symbol	Wert	Einheit
d	100	mm
D	180	mm
B	34	mm
D_1	149,6	mm
d_1	132,3	mm
D_{WK}	25,4	mm
d_m	139,809	mm
α	40	°

Abbildung 2.5.: Beispielhafter Aufbau eines Rillenkugellagers (links) [49] und die Zeichnung des verwendeten Schrägkugellagers (rechts) [44].

Für die Versuche innerhalb dieser Arbeit wird ein selbsthaltendes (nicht zerlegbares), einreihiges Schrägkugellager nach DIN 628 verwendet. Dieses ist rechts in Abbildung 2.5 dargestellt. Der Innen- und der Außenring haben eine niedrige und eine hohe Schulter, die so ausgeführt sind, dass der Druckwinkel $\alpha = 40^\circ$ beträgt [44]. Der Druckwinkel ist der Winkel zwischen der Radialebene und der Wirkungslinie der äußeren Kräfte. Auf der Wirkungslinie werden die äußeren Kräfte von einem Rollbahnelement über den Wälzkörper auf das andere Rollbahnelement übertragen. [54] Der Druckwinkel ist ebenfalls in Abbildung 2.5 dargestellt. Durch den vorgegebenen Druckwinkel von $\alpha = 40^\circ$ und zusätzlich durch eine höhere Kugelzahl kann es neben Radialkräften auch höhere Axialkräfte in Richtung der hohen Schulter aufnehmen als ein Rillenkugellager [54]. Neben der Abbildung sind die wichtigsten Maße des verwendeten Lagers in Tabelle 2.3 angegeben.

2.2.2. Werkstoffe

Für eine hohe Tragfähigkeit müssen die Werkstoffe für Wälzlager sehr rein und in den beanspruchten Zonen ausreichend hart und zäh sein. Dies wird durch Erschmelzungsverfahren und Vergüten erreicht. Dabei werden Härten von 670 HV 170 erzielt. Standard-Wälzlagerstähle müssen zum Erreichen dieser Härte durchhärtbar, einsatzhärtbar oder für Flamm- und Induktionshärtung geeignet sein. [42] Blattlagerringe werden üblicherweise aus Vergütungsstahl 42CrMo4 [25] und die Wälzkörper aus 100Cr6 hergestellt [21].

Die Wälzkörper sind durchgehärtet. In Europa gilt dies meist auch für Wälzlagering kleiner und mittlerer Durchmesser. In den USA sind diese meist nur einsatzgehärtet, wie auch die Lagerringe größerer Durchmesser in Europa. Die Käfige bestehen aus Kunststoffen, Messing oder Stahl. [42]

2.2.3. Kontakt

Im idealisierten und unbelasteten Zustand berührt die Kugel in einem Kugellager an zwei bis vier Stellen den Innen- und Außenring. Die Kontaktfläche ist punktförmig und infinitesimal klein. Die reale Berührung unter Belastung ist aufgrund der elastischen Verformung der Körper im Kontaktbereich und den dort auftretenden Normalspannungen eine Fläche. [2] Heinrich Hertz hat 1881 seine bis heute geltende Theorie zur Beschreibung des Kontakts veröffentlicht. [22]

In einem Kugellager nimmt die Kontaktfläche die Form einer Ellipse an; diese ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Die Ellipse hat die Höhe $2a$ und die Breite $2b$. [22]

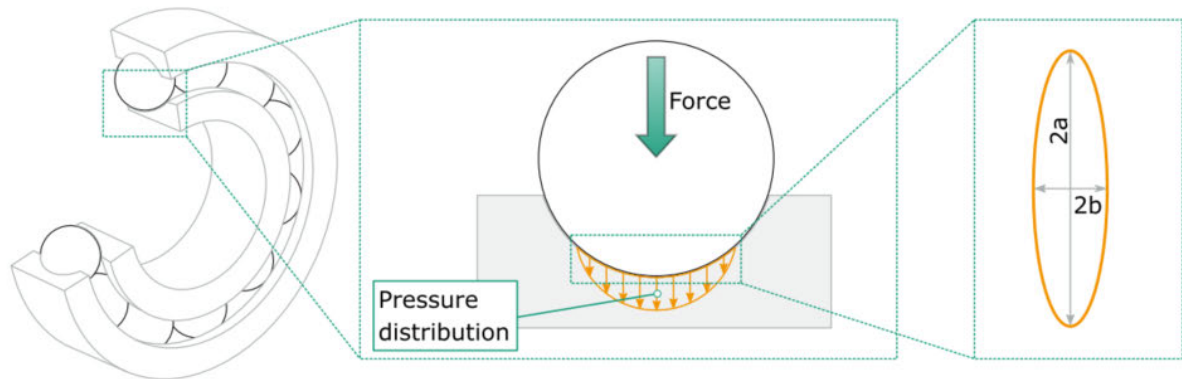


Abbildung 2.6.: Hertz'sche Kontaktfläche zwischen Kugel und Lagerlaufbahn [50, S. 15].

Die Form der Druckverteilung ist ebenfalls elliptisch. Für die Berechnung wird ein reibungsfreier, ungeschmierter und trockener Kontakt, homogene und isotrope Werkstoffe, keine plastischen Verformungen, ideale geometrische Oberflächen und eine kleine Kontaktfläche im Vergleich zum Radius der Körper vorausgesetzt. [2] Diese Voraussetzungen sind in der Realität nicht gegeben, dennoch werden akzeptable Ergebnisse erzielt. [5] Aufgrund der elliptischen Form müssen zur Berechnung der Spannungen elliptische Integrale gelöst werden. Dies ist analytisch nicht möglich. Im Folgenden wird daher der Ansatz von Houpert [23] genutzt, welcher eine vereinfachte technische Lösung definiert. [23] Heute können auch Finite Elemente (FE) Berechnungen zur Spannungsberechnung genutzt werden. Diese berücksichtigen auch die Reibung im Kontakt, die Interaktion zwischen Käfig und Kugel sowie die reale Laufbahngeometrie. [50] Der von Houpert vorgestellte Ansatz setzt eine konstante Ausrichtung der Kontaktpartner zueinander voraus. [23]

Die Abmessungen der Kontaktellipse und die Hertz'sche Verformung δ wird nach Houpert aus den äquivalenten Radien R_x und R_y , der Summe der Krümmung ρ und einer Funktion zur Beschreibung der Krümmungsdifferenz $F(\rho)$ mit den folgenden Gleichungen berechnet: [23]

$$R_x = \frac{R_{x1} \cdot R_{x2}}{R_{x1} \pm R_{x2}} \quad (2.4)$$

$$R_y = \frac{R_{y1} \cdot R_{y2}}{R_{y1} - R_{y2}} \quad (2.5)$$

$$\sum \rho = \frac{1}{R_{x1}} + \frac{1}{R_{y1}} \pm \frac{1}{R_{x2}} \pm \frac{1}{R_{y2}} \quad (2.6)$$

$$F(\rho) = \frac{\frac{1}{R_{x1}} - \frac{1}{R_{y1}} + \left(\pm \frac{1}{R_{x2}}\right) - \left(\pm \frac{1}{R_{y2}}\right)}{\sum \rho} \quad (2.7)$$

R_{x1} ist der Radius des Wälzkörpers und muss kleiner sein als der Radius des Innen- bzw. Außenrings R_{x2} . Das negative Vorzeichen in Gleichung 2.4 wird für den Außenring genutzt. Bei Kugellagern gilt $R_{y1} = R_{x1}$. Der Radius R_{y2} steht senkrecht zur Bewegungsrichtung. In Gleichung 2.6 und Gleichung 2.7 wird das negative Vorzeichen für die Radien der Laufbahn verwendet, wenn der Kontakt konkav ist. Bei Kugellagern ist das Vorzeichen von R_{x2} am Außenring und R_{y2} am Innen- und Außenring immer negativ. [23]

Die Radien R_{x2} und R_{y2} können für Kugellager mit den folgenden Gleichungen aus dem Wälzkörperdurchmesser und den Schmiegunen κ_I zum Innenring und κ_A zum Außenring berechnet werden. Das negative Vorzeichen gilt für den Innenring. [23]

$$R_{x2} = \frac{d_m}{2} \cdot \mp \cos(\alpha) \cdot R_{x1} \quad (2.8)$$

$$R_{y2} = \kappa \cdot D_{WK} \quad (2.9)$$

Die Abmessungen a und b der Kontaktellipse und die Hertz'sche Verformung δ sind durch die folgenden Gleichungen definiert: [23]

$$a = a^* \cdot \left[\frac{3 \cdot Q}{2 \cdot \sum \rho} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3} \quad (2.10)$$

$$b = b^* \cdot \left[\frac{3 \cdot Q}{2 \cdot \sum \rho} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{1/3} \quad (2.11)$$

$$\delta = \delta^* \cdot \left[\frac{3 \cdot Q}{2 \cdot \sum \rho} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \right]^{2/3} \cdot \frac{\sum \rho}{2} \quad (2.12)$$

Das Elastizitätsmodul E und die Querkontraktionszahl ν sind Werkstoffeigenschaften der beiden Kontaktpartner. Die Berechnung der Kraft im Kontakt Q erfolgt nach der Wind Turbine Design Guideline DG03 aus der radialen Lagerkraft F_r der axialen Lagerkraft F_a , dem Moment M und der Anzahl der Wälzkörperreihen Z sowie dem Druckwinkel α und dem Lagerdurchmesser d_m : [20, S. 18]

$$Q = \frac{2 \cdot F_r}{Z \cdot \cos \alpha} + \frac{F_a}{Z \cdot \sin \alpha} + \frac{4 \cdot M}{d_m \cdot Z \cdot \sin \alpha} \quad (2.13)$$

Die Parameter a^* , b^* und δ^* werden aus der Beschreibung der Krümmungsdifferenz mithilfe von elliptischen Integralen berechnet und können aus Tabellen [23, S. 585] entnommen und interpoliert werden.

Die maximale Kontaktpressung P_{max} wird aus der Fläche der Kontaktellipse $A = \pi \cdot a \cdot b$ und der Kraft im Kontakt berechnet: [23]

$$P_{max} = 1,5 \cdot \frac{Q}{A} \quad (2.14)$$

Die Größe der Kontaktellipse für das in den Versuchen verwendete Schrägkugellager wird im Folgenden mit den vorgestellten Gleichungen berechnet. Die Lagerdimensionen können Tabelle 2.3 entnommen werden. Für den Innenring mit der Schmiegun von $\kappa_I = 0,5200$ ergeben sich somit

die folgenden Maße:

$$\begin{aligned}
 R_{x1} &= 25,4 \text{ mm}/2 & &= 12,7000 \text{ mm} \\
 R_{x2,I} &= 139,809 \text{ mm}/2 - \cos(40^\circ) \cdot 12,7 \text{ mm} & &= 60,1757 \text{ mm} \\
 R_{x,I} &= \frac{12,7 \text{ mm} \cdot 60,1757 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm} + 60,1757 \text{ mm}} & &= 10,4868 \text{ mm} \\
 R_{y1} &= R_{x1} & &= 12,7 \text{ mm} \\
 R_{y2,I} &= 0,52 \cdot 25,4 \text{ mm} & &= 13,208 \text{ mm} \\
 R_{y,I} &= \frac{12,7 \text{ mm} \cdot 13,208 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm} - 13,208 \text{ mm}} & &= 330,2000 \text{ mm} \\
 \sum \rho_I &= \frac{2}{12,7 \text{ mm}} + \frac{1}{60,1757 \text{ mm}} - \frac{1}{13,208 \text{ mm}} & &= 0,0984 \text{ mm}^{-1} \\
 F_I (0,0984 \text{ mm}^{-1}) &= \frac{\frac{1}{60,1757 \text{ mm}} + \frac{1}{13,208 \text{ mm}}}{0,0984 \text{ mm}^{-1}} & &= 0,9384
 \end{aligned}$$

Aus der Interpolation von F_I ergeben sich die folgenden Werte der elliptischen Integrale:

$$\begin{aligned}
 a_I^* &= 3,7877 \\
 b_I^* &= 0,4141 \\
 \delta_I^* &= 0,6068
 \end{aligned}$$

Für den Außenring ergeben sich aus den vorgestellten Gleichungen mit der Schmiegun von $\kappa_A = 0,5220$ die folgenden Maße und Faktoren:

$$\begin{aligned}
 R_{x2,A} &= 139,809 \text{ mm}/2 + \cos(40^\circ) \cdot 12,7 \text{ mm} & &= 79,6333 \text{ mm} \\
 R_{x,A} &= \frac{12,7 \text{ mm} \cdot 79,6333 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm} - 79,6333 \text{ mm}} & &= 15,1097 \text{ mm} \\
 R_{y2,A} &= 0,522 \cdot 25,4 \text{ mm} & &= 13,2588 \text{ mm} \\
 R_{y,A} &= \frac{12,7 \text{ mm} \cdot 13,2588 \text{ mm}}{12,7 \text{ mm} - 13,2588 \text{ mm}} & &= 301,3364 \text{ mm} \\
 \sum \rho_A &= \frac{2}{12,7 \text{ mm}} - \frac{1}{79,6333 \text{ mm}} - \frac{1}{13,2588 \text{ mm}} & &= 0,0695 \text{ mm}^{-1} \\
 F_A (0,0695 \text{ mm}^{-1}) &= \frac{-\frac{1}{79,6333 \text{ mm}} + \frac{1}{13,2588 \text{ mm}}}{0,0695 \text{ mm}^{-1}} & &= 0,9045 \\
 a_A^* & & &= 3,1544 \\
 b_A^* & & &= 0,4560 \\
 \delta_A^* & & &= 0,6726
 \end{aligned}$$

Die Kraft im Kontakt ist für den Innen- und Außenring dieselbe und entsteht ausschließlich aufgrund der Axialkraft F_a , die in den Versuchen 90 kN betragen soll:

$$Q = \frac{90 \text{ kN}}{15 \cdot \sin(40^\circ)} = 9,3343 \text{ kN}$$

Mit den bisher berechneten Werten, werden nun die Kontaktdimensionen, die Hertz'sche Verformung und die maximale Hertz'sche Pressung berechnet. Der Term innerhalb der eckigen Klammern wird für eine höhere Übersichtlichkeit mit k abgekürzt. Das Elastizitätsmodul der Kontaktpartner beträgt jeweils $210\,000\text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}$ und die Querkontraktionszahl ist 0,3:

$$k = \left[\frac{3 \cdot 9,3343\text{ kN}}{2 \cdot 0,0984\text{ mm}^{-1}} \cdot \left(\frac{1 - 0,3^2}{210\,000\text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}} + \frac{1 - 0,3^2}{210\,000\text{ kN} \cdot \text{mm}^{-2}} \right) \right]$$

$$2 \cdot a_I = 2 \cdot 3,7877 \cdot k^{1/3} = 8,1240\text{ mm}$$

$$2 \cdot b_I = 2 \cdot 0,4141 \cdot k^{1/3} = 0,8882\text{ mm}$$

$$P_{max,I} = 1,5 \cdot \frac{9,3343\text{ kN}}{\pi \cdot \frac{8,1240\text{ mm}}{2} \cdot \frac{0,8882\text{ mm}}{2}} = 2,4706\text{ GPa}$$

$$\delta_I = 0,6068 \cdot k^{2/3} \cdot \frac{0,0984\text{ mm}^{-1}}{2} = 0,0343\text{ mm}$$

$$2 \cdot a_A = 2 \cdot 3,1544 \cdot k^{1/3} = 7,5967\text{ mm}$$

$$2 \cdot b_A = 2 \cdot 0,4560 \cdot k^{1/3} = 1,0982\text{ mm}$$

$$\delta_A = 0,6726 \cdot k^{2/3} \cdot \frac{0,0695\text{ mm}^{-1}}{2} = 0,0339\text{ mm}$$

$$P_{max,A} = 1,5 \cdot \frac{9,3343\text{ kN}}{\pi \cdot \frac{7,5967\text{ mm}}{2} \cdot \frac{1,0982\text{ mm}}{2}} = 2,1369\text{ GPa}$$

Die Kontaktellipse am Innenring hat während der Versuche die Abmessungen $2a_I = 8,1240\text{ mm}$ und $2b_I = 0,8882\text{ mm}$. Die Hertz'sche Pressung beträgt $2,4706\text{ GPa}$. Am Außenring hat die Kontaktellipse eine Abmessung von $2a_A = 7,5968\text{ mm}$ und $2b_A = 1,0982\text{ mm}$ und die Hertz'sche Pressung beträgt $2,1369\text{ GPa}$.

Im nächsten Abschnitt werden die kinematischen Verhältnisse im Wälzlager erläutert.

2.2.4. Lagerkinematik

Bei den meisten Anwendungen dreht sich nur einer der beiden Lagerringe. Bei Blattlagern dreht sich der mit dem Blatt verbundene Ring; dieser ist je nach Hersteller unterschiedlich. [21] Der ohne Schlupf zurückgelegte Rollweg x einer Kugel auf der Laufbahn ist vom Teilkreisdurchmesser der Wälzkörper d_m , dem Durchmesser der Wälzkörper D_{WK} , dem Pitchwinkel θ , dem Druckwinkel α und dem Übersetzungsverhältnis zwischen dem Innenring und der Position des Wälzkörpers i_{WK} abhängig und wird durch die folgenden Formeln beschrieben: [19]

$$x = \frac{\theta}{360^\circ} \cdot \pi \cdot \frac{d_m - \cos(\alpha) \cdot D_{WK}}{i_{WK}} \quad (2.15)$$

$$i_{WK} = 1 + \frac{d_m + \cos(\alpha) \cdot D_{WK}}{d_m - \cos(\alpha) \cdot D_{WK}} \quad (2.16)$$

Bei der Bewegung des inneren Rings liegt der Momentanpol der Wälzkörper am Außenring. Daraus folgt, wie in Abbildung 2.7 für ein Rillenkugellager zu sehen ist, dass die Geschwindigkeit der Wälzkörper halb so groß wie die Geschwindigkeit des Rings ist. [19] Das Verhältnis der

Geschwindigkeiten gilt ebenfalls für den zurückgelegten Weg. Für das verwendete Schrägkugellager vom Typ 7220 ergibt sich nach Gleichung 2.16 ein Übersetzungsverhältnis von $i_{WK} = 2,323$.

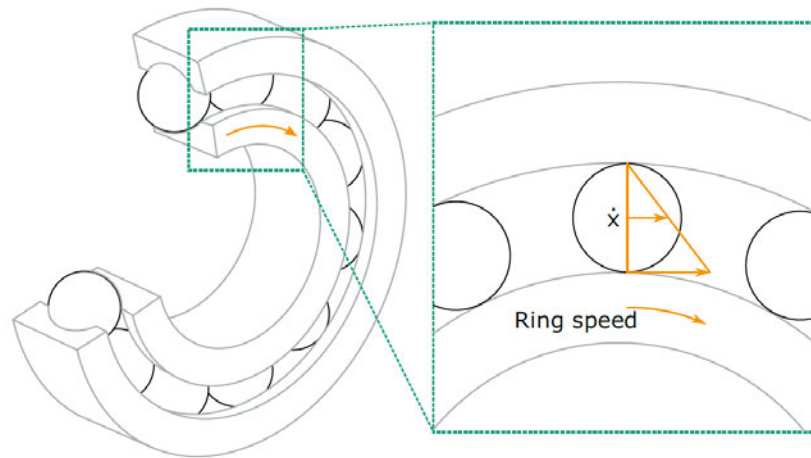


Abbildung 2.7.: Relativbewegungen im Wälzlager [50, S. 20].

In Abschnitt 2.2.3 wurde die Kontaktellipsenbreite $2b$ eingeführt. Das Verhältnis der zurückgelegten Strecke der Wälzkörper zur Kontaktellipsenbreite $x/2b$ ist ein dimensionsloser Parameter, der unabhängig von der Lagergröße ist. Mit dem Verhältnis können Wälzkörperbewegungen zwischen verschiedenen Lagergrößen miteinander verglichen werden. [50, 20f] In Abschnitt 2.3.2 wird gezeigt, dass es Mindestverhältnisse gibt, um einen Schmierfilm im Wälzkörperkontakt zu erzeugen bzw. zu erhalten. Außerdem können durch das $x/2b$ Verhältnis die dominierenden Schadensformen vorhergesagt werden (siehe Abschnitt 2.3.4). Abbildung 2.8 zeigt verschiedene $x/2b$ Verhältnisse. In orange ist dabei die Kontaktellipse im Ausgangszustand dargestellt. Die oszillierende Bewegung des Wälzkörpers um den Weg x führt zu den beiden grauen Ellipsen, die an den Umkehrpunkten der Bewegung liegen. In den drei Abbildungen ist die Breite der Kontaktellipse konstant.

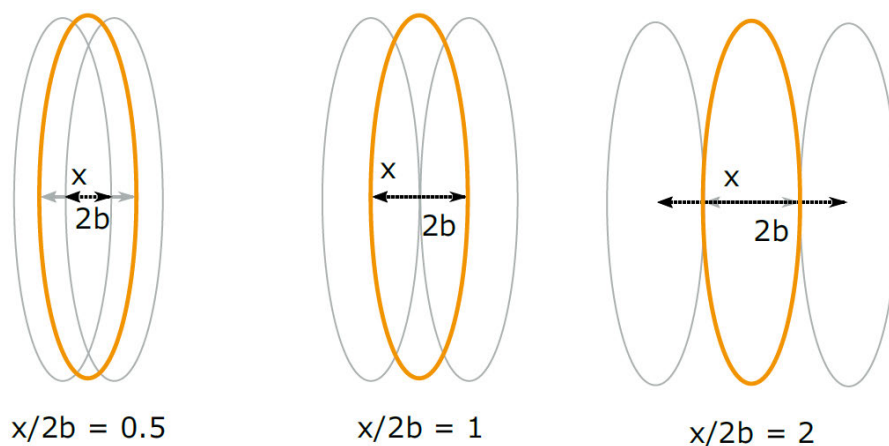


Abbildung 2.8.: Verschiedene $x/2b$ Verhältnisse [50, S. 21].

2.2.5. Blattlager

Rotorblätter werden üblicherweise nur zwischen 0° und 90° gepitcht. Dazu werden ein- oder zweireihige Vierpunktlager, dreireihige Zylinderrollenlager und gemischte Typen verwendet [26–29, 32, 53]. Abbildung 2.9 zeigt drei unterschiedliche Blattlagertypen; links ein doppelreihiges Vierpunktlager, in der Mitte ein dreireihiges Zylinderrollenlager und rechts eine gemischte Variante aus einer Reihe Zylinderrollen und zwei Reihen Kugeln. Die orangenen Pfeile zeigen mögliche Kraftvektoren zwischen den Wälzkörpern und den Laufbahnen.

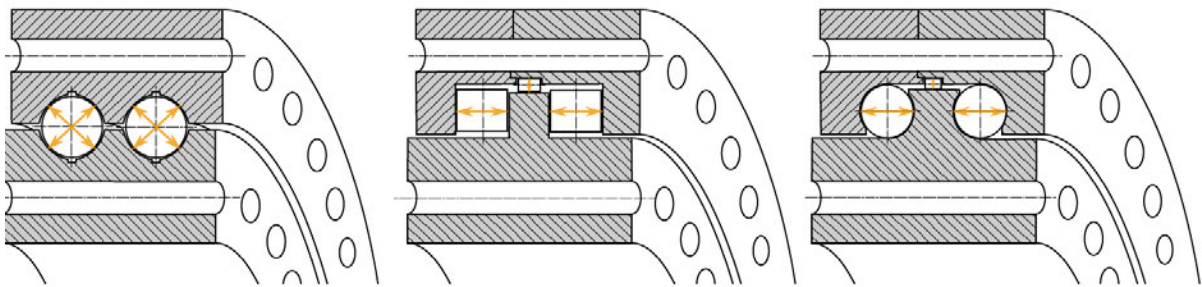


Abbildung 2.9.: Zweireihiges Vierpunktlager (links), dreireihiges Zylinderrollenlager (Mitte) und dreireihiger gemischter Lagertyp [50, S. 23].

Vierpunktlager können bei überwiegender Axialbelastung kleine Radialkräfte aufnehmen. [42] Die Wälzkörper sind größer als der Raum zwischen den Laufbahnen, sodass die Wälzkörper die Lagerringe an vier Stellen berühren und die Lager vorgespannt sind. Dadurch werden Stillstandsmarkierungen (siehe Stillstandsmarkierungen S. 27) verhindert. [50] Die Form der Laufbahnen ermöglicht, dass Axialbelastungen in beide Richtungen aufgenommen werden können. Vierpunktlager gehören aufgrund ihres Druckwinkels zu den Schräglagern und sind durch DIN 628-4 [10] genormt. [42] Unter Belastung verändert sich der Druckwinkel, sodass die Wälzkörper die Lagerringe nur noch an zwei Stellen berühren. Die Ringe sind durchgängig und die Wälzkörper werden durch Öffnungen im Außenring zwischen die Ringe gefüllt. [50]

Dreireihige Zylinderrollenlager und die gemischten Typen (vor allem bekannt als T-Solid von IMO [28, 29]) haben zwei Reihen für die axiale Kraftübertragung und eine Reihe mit kleineren Wälzkörpern für radiale Kräfte. Einer der Ringe ist geteilt, sodass die Wälzkörper während des Zusammenbaus eingefüllt werden können. [50]

Abbildung 2.10 zeigt einen Rotorblattanschluss mit einem einreihigen Vierpunktlager und einem Rotorblattflansch. Das Rotorblatt ist mit Schrauben dem Außenring des Blattlagers verbunden. Der Innenring ist mit der Rotornabe verbunden. Diese Verbindung wird aufgrund des schweren Rotorblattflansches nur bei kleinen Rotorblättern verwendet. Bei größeren Rotorblättern werden während der Fertigung des Blattes Hülsen, die später Schrauben aufnehmen, einlamiert. Alternativ werden Querbolzen, die die Schrauben aufnehmen, in die Blätter einlamiert. [21]

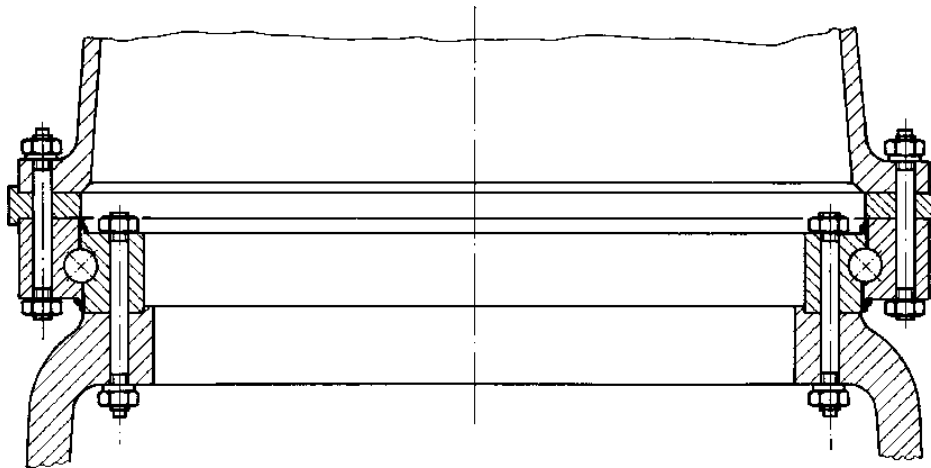


Abbildung 2.10.: Rotorblattanschluss mit einreihigem Vierpunktlager [21, S. 362].

Durch die geringen Drehbewegungen bei hohen dynamischen Belastungen ist die Belastungssituation im Lager für Wälzlager eher ungünstig. Die übliche Auslegung auf die Anzahl der Überrollungen spielt daher eine untergeordnete Rolle. [21, 37] Innerhalb dieser Arbeit wird kein rechnerischer Lagernachweis auf Ermüdungsfestigkeit durchgeführt, da der Einfluss von PWZs auf den Verschleiß im Lager untersucht werden soll. Für die Vorhersage von Verschleiß in Blattlagern gibt es keine ausreichend zuverlässigen Berechnungsmethoden [37].

2.3. Tribologie

Die Gesellschaft für Tribologie (GfT) definiert Tribologie als

„die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzflächenwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein.“
[14, S. 3]

Zur Verhinderung von Verschleiß an Blattlagern muss die Tribologie innerhalb eines Blattlagers verstanden werden. Das dazu notwendige Wissen wird in diesem Unterkapitel erläutert. Dazu wird zuerst ein Tribologisches System erklärt. Anschließend folgen die Themen Schmierung, Reibung und Verschleiß.

2.3.1. Tribologisches System

Relativbewegungen mehrerer Körper zueinander, wie sie zwischen Wälzkörper und Rollbahn dauerhaft vorkommen, sind stets mit Reibung und häufig mit Verschleiß verbunden. Da beide Größen keine Werkstoffeigenschaften, sondern Systemeigenschaften, sind, muss immer das Gesamtsystem analysiert werden. [6] In diesem Unterkapitel wird dieser Systembegriff eingeführt.

Für die Analyse eines tribologischen Systems müssen die an der Tribologie unmittelbar beteiligten Bauteile und Stoffe (Elemente) von den übrigen Bauteilen gedanklich abgegrenzt werden. In Abbildung 2.11 ist ein tribologisches System, auch Tribosystem genannt, schematisch dargestellt. Die Elemente charakterisieren zusammen mit den tribologisch wichtigsten Eigenschaften und Wechselwirkungen die Struktur des Tribosystems. Häufig gibt es vier Elemente; den Grundkörper (1), den Gegenkörper (2), den Zwischenstoff (3) und das Umgebungsmedium (4). Zum Gesamtsystem zählen außerdem die Ein- und Ausgangsgrößen. Das Beanspruchungskollektiv tritt in das Tribosystem ein. Aus dem Tribosystem treten die Veränderungen an der Oberfläche (Verschleißerscheinungsformen) und häufig Materialverlust und/oder umgewandelte Energie (Verschleiß-, Reibungs-Messgrößen) aus. [6, 14]

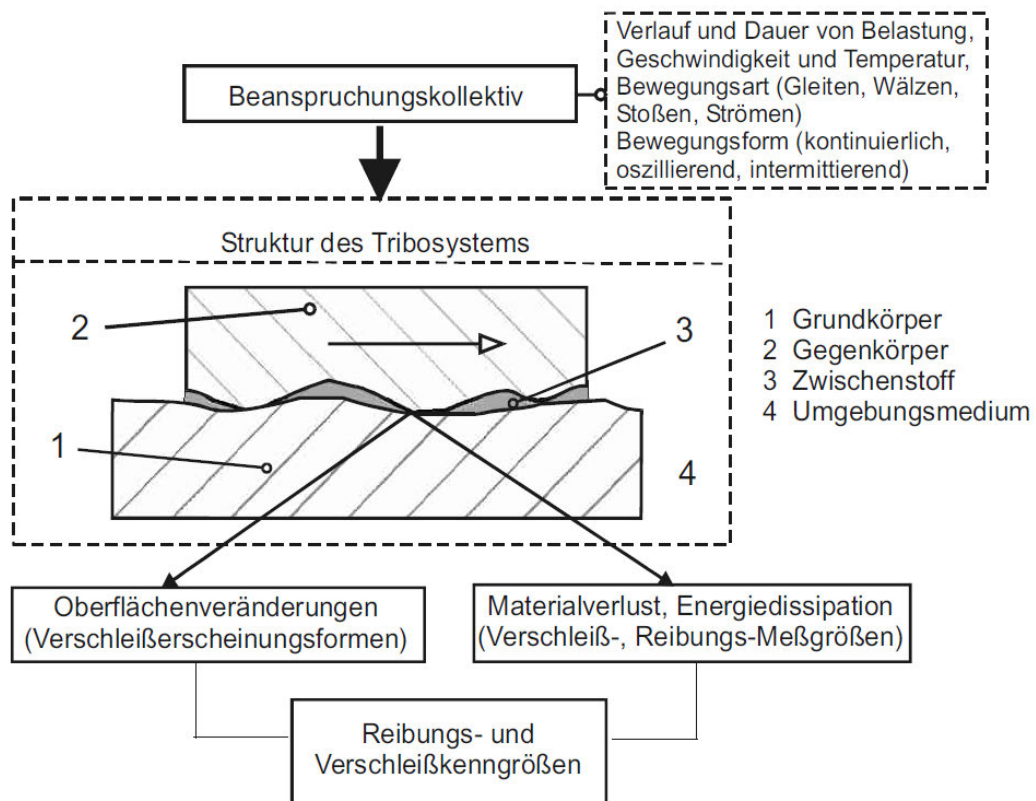


Abbildung 2.11.: Struktur eines tribologischen Systems [14, S. 6].

Auf ein Wälzlager bezogen ist der Grundkörper die innere bzw. äußere Rollbahn auf den Lagerringen, der Gegenkörper der Wälzkörper, der Zwischenstoff das Schmiermittel und das Umgebungsmedium die Luft. Die Eingangsgrößen wirken auf die Komponenten des Tribosystems. Daraus ergeben sich in der Kontaktzone tribologische Prozesse und Wechselwirkungen aus denen die Verlustgrößen resultieren. Zur Beschreibung des Tribosystems müssen die Verlustgrößen analysiert werden, da es bei Wälzlagern (fast) unmöglich ist während des Betriebs die Kontaktzone detailliert zu beobachten. [2]

Die Beschreibung von Schmierung, Reibung und Verschleiß innerhalb eines Wälzlagers erfolgt in den folgenden Unterkapiteln.

2.3.2. Schmierung

Die Aufgabe von Schmierung ist

„die Verminderung von Reibung und/oder Verschleiß, insbesondere von Oberflächenschäden, indem durch einen festen, flüssigen oder gasförmigen Zwischenstoff zwei Festkörperoberflächen vollkommen (Flüssigkeits- bzw. Gasreibung) oder teilweise (Mischreibung) getrennt werden.“ [11, zitiert nach 2, S. 81]

Daraus leiten sich spezifische Aufgaben für den Schmierstoff ab, für die dieser gezielt konstruiert werden kann. Ein Schmierstoff ist daher auch ein Konstruktionselement. Beispielsweise erfolgt die Konstruktion eines Fettes auf Ölbasis durch die Auswahl des Grundöls, der Additive und der Viskosität für die Aufgabe/n und die tribologische Beanspruchung. Die Aufgaben des Schmierstoffes in einem Blattlager sind dabei: [2, S. 82, 8, S. 28]

- Trennung der relativ zueinander bewegten Oberflächen
- Sicherung der Kraftübertragung
- Verschleiß vermeiden oder begrenzen
- Reibung vermeiden und damit Verlustleistung reduzieren
- Verschleißpartikel aus Reibkontakt abtransportieren
- Korrosion verhindern
- Abdichten (nur Fett)

Schmierstoffe sind meistens flüssig (u. a. Mineralöle, synthetische Öle, Wasser) oder Fette. [8] Blattlager sind fast ausschließlich mit Fett geschmiert. Das Fett wird beim Zusammenbau eingebracht und muss häufig bis zum Ende der Lebensdauer nicht gewechselt werden. In neueren WEAs sind Schmierstoffgeber installiert, die automatisch in vorgegebenen Zeitintervallen frisches Wälzlagerfett ins Lager geben. [21]

Für die Schmierung sind Bohrungen in einem Lagerring vorhanden, die über Schmierleitungen an eine zentrale Schmierstoffanlage angeschlossen sind, die sich in der Rotornabe befindet. Das Fett ist Teil des Abdichtungssystems und wird nahe der Laufbahn eingebracht, sodass es von der Laufbahn in Richtung der Lagerdichtungen gedrückt wird. Am gesamten Umfang der Dichtung soll Fett vorhanden sein, sodass Wasser und andere Fremdstoffe nicht von Außen durch die Dichtung zur Lagerlaufbahn durchdringen können. [53]

Während der Nachschmierung muss das Lager rotieren bzw. schwenken. Die notwendige Fettmenge und das Nachschmierintervall muss vom Hersteller an die Umgebungsbedingungen angepasst werden. Eine hohe Luftfeuchtigkeit und starke Temperaturschwankungen erhöhen den Fettbedarf. [53] IMO empfiehlt für Blattlager während des Testbetriebs eine Nachschmiermenge von 10 g/Betriebsstunde gleichmäßig verteilt auf alle Schmierbohrungen. Zusätzlich soll täglich eine Schmierfahrt um 5° und einmal wöchentlich eine Schmierfahrt um 90° durchgeführt werden, um für einen ausreichenden Schmierfilm zu sorgen. [24]

Dem Autor sind keine Informationen über die Nachschmiermengen und die Durchführung von Schmierfahrten während des normalen Anlagenbetriebs bekannt. Abbildung 2.12 zeigt den ein drei-

reihiges Zylinderrollenlager mit Labyrinthdichtung. Das Fett wird dabei in die radiale Laufbahn eingebracht und über die axialen Laufbahnen zu der Labyrinthdichtung gedrückt.

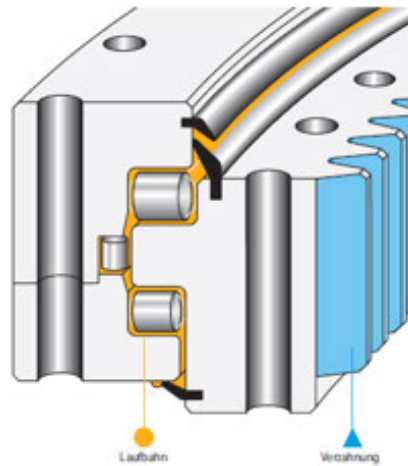


Abbildung 2.12.: Laufbahnschmierung an einem dreireihigen Zylinderrollenlager mit Labyrinthdichtung [53, S. 230].

Labyrinthdichtungen sind Strömungsdichtungen die einen Spalt zwischen den Dichtlippen aufweisen. An den engen Spalten wird Druckenergie in Geschwindigkeitsenergie umgewandelt. Die Geschwindigkeitsenergie wird in Reibungswärme durch Verwirbelung und Stoß umgewandelt. Der entscheidende Parameter zur Reduktion der Leckmenge ist die Spaltweite. Da diese nicht unbegrenzt verkleinert werden kann, werden häufig mehrere Dichtlippen hintereinander verbaut. Die vollständige Abdichtung nach Außen wird bei Labyrinthdichtungen durch die Füllung der Spalte mit Fett sichergestellt. Daher ist eine regelmäßige Nachschmierung notwendig. [54]

thyssenkrupp rothe erde gibt in [53] verschiedene Fette zur Benutzung in Blattlagern frei. Alle erwähnten Fette haben die Konsistenzklasse NLGI-Klasse 2. Die NLGI-Klasse wird durch eine vom National Lubricating Grease Institute (NLGI) entwickelte Prüfung bestimmt. Die Prüfung ist von vielen Standards wie auch der DIN 51818:1981-12 übernommen worden. Dabei wird mit einem Penetrometer die Eindringtiefe eines Konus in das Fett gemessen. Die NLGI-Klasse 2 beinhaltet weiche Fette, die für Wälzlager geeignet sind. [9] Das in den Versuchen verwendete Fett Gleitmo 585 K von Fuchs gehört ebenfalls in die NLGI-Klasse 2. [13]

Modellversuche von Maruyama et al. mit Kugeln auf geraden Platte haben gezeigt, dass unter oszillierender Belastung der Weg der Kugel um 60 % größer als die Kontaktellipsenbreite sein muss ($x/2b \geq 1,6$), damit ein Schmierfilm aufgebaut wird. Die Viskosität des Schmierstoffs sowie die Kontaktpressung ändern diese Grenze nicht. [34]

2.3.3. Reibung

Reibung entsteht bei der Wechselwirkung zwischen sich berührenden und relativ zueinander bewegten Stoffbereichen von Körpern. Reibung wirkt immer der Relativbewegung entgegen. [8] Reibung wird, je nach Anwendungsfall, durch verschiedene Kenngrößen charakterisiert. Gängig

sind dabei die Reibungskraft F_R , das Reibmoment M_R und der Reibungskoeffizient μ . Dieser beschreibt das Verhältnis der Reibungskraft zur Normalkraft F_N :

$$\mu = \frac{F_R}{F_N} \quad (2.17)$$

Die Reibungszahl ist kein konstanter Kennwert einer Werkstoffpaarung sondern eine Funktionsantwort des tribologischen Systems auf die Beanspruchung. [2]

Reibung wird in drei Hauptreibungsarten unterteilt. Die Unterteilung erfolgt in Abhängigkeit der Art der Relativbewegung. Die Hauptreibungsarten können sich überlagern, sodass Mischformen auftreten. [8] Im Folgenden sind zuerst die drei Hauptreibungsarten genannt; anschließend folgen die drei Mischformen:

- Gleitreibung
- Rollreibung
- Bohrreibung (spin)
- Gleit-Rollreibung (Wälzreibung)
- Gleit-Bohrreibung
- Roll-Bohrreibung

In Wälzlagern treten die Gleit- und die Rollreibung sowie deren Mischform auf. Gleitreibung wird die Reibung zwischen zwei Körpern genannt, deren Geschwindigkeiten an der Kontaktfläche nach Betrag und/oder Richtung unterschiedlich sind. [14]

Bei Rollreibung berühren sich zwei Körper punkt- oder linienförmig (idealisiert). In der Kontaktfläche sind die Geschwindigkeiten nach Betrag und Richtung gleich. Außerdem führt einer der beiden Körper eine Drehbewegung um eine momentane, in der Kontaktfläche liegende, Drehachse aus. Die Gleit-Rollreibung oder Wälzreibung ist Rollreibung überlagert mit einer Gleitkomponente, die Schlupf genannt wird. [14]

Neben der kinematischen Unterscheidung wird Reibung auch abhängig vom Aggregatzustand der beteiligten Stoffbereiche in verschiedene Reibungszustände unterschieden. Dabei werden die folgenden vier Zustände unterschieden: [8, S. 15]

- Festkörperreibung (Grenzreibung)
- Flüssigkeitsreibung
- Gasreibung
- Mischreibung

In geschmierten Wälzlagern tritt die Flüssigkeitsreibung auf. Die reine Festkörperreibung zwischen den Oberflächen zweier Werkstoffe tritt nur in einem Reinraum oder der Raumfahrt auf. [2]

Bei Flüssigkeitsreibung bzw. Gasreibung sind die Kontaktflächen vollständig durch eine Flüssigkeit/Gas getrennt. Die Reibung tritt dann im Inneren der Flüssigkeit/des Gases auf. Die Trennung der Kontaktflächen erfolgt durch hydrostatische oder hydrodynamische Schmierung bzw. aerostatische oder aerodynamische Schmierung. Als Mischreibung wird jede Mischform der Reibungszustände bezeichnet. [2]

2.3.4. Verschleiß

Die Gesellschaft für Tribologie definiert Verschleiß als den

„fortschreitende[n] Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d. h. Kontakt und Relativbewegung eines festen flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers. [...] In der Technik ist Verschleiß normalerweise unerwünscht, d. h. wertmindernd.“ [14, S. 5]

Verschleiß ist Teil eines Prozesses, bei dem verschiedene Verschleißarten zu einer Verschleißkenngröße führen. Verschleißarten sind dabei die verschiedenen Ursachen, die zu einer (sichtbaren) Veränderung der Materialoberfläche und in Art und Form unterschiedlich auftretenden Verschleißpartikeln führen. Diese Veränderungen und Partikel werden als Verschleißerscheinungsform zusammengefasst. Zusätzlich wird bei der Verschleißkenngröße die messbare Veränderung der Gestalt oder Masse eines Körpers durch Verschleiß als Verschleiß-Messgröße angegeben. [14]

Die Verschleiß-Messgröße wird direkt, bezogen oder indirekt angegeben. Direkte Messgrößen geben die Gestalt- oder Masseänderung an. Wenn diese Änderung auf die Beanspruchungsdauer, den -weg oder eine andere relevante Größe bezogen wird, dann wird die bezogene Verschleiß-Messgröße angegeben. Bei der indirekten Angabe wird im Allgemeinen die Dauer angegeben, in der ein Bauteil verschleißt oder ein Tribosystem seine Funktionsfähigkeit verliert. [14]

Aus einer nach dem Verschleißvorgang zu sehenden Verschleißerscheinungsform kann nicht immer auf die Verschleißart zurückgeschlossen werden, da eine Verschleißart zu mehreren -erscheinungsformen führen kann. In Abhängigkeit der tribologischen Beanspruchung und der am Verschleiß beteiligten Stoffe kann eine Verschleißerscheinungsform auch durch mehrere Verschleißarten entstehen. [14]

Stammler et al. hat für Schrägkugellager vom Typ 7220 nachgewiesen, dass durch einzelne größere Zyklen mit $x/2b = 40,2$ während oszillierender Bewegung das Auftreten von Verschleiß vollständig verhindert werden kann. Einzelne größere Zyklen mit einem $x/2b = 12$ führen unter den selben Bedingungen noch zu Verschleißerscheinungen. [51] Aus den Untersuchungen von Schwack et al. an Schrägkugellagern von Typ 7208 folgt, dass bei oszillierenden Bewegungen mit $x/2b = 29,1$ kein Verschleiß auftritt. [46]

Die zitierten Untersuchungen sind nicht vollständig mit der in Abschnitt 2.3.2 zitierten Untersuchung von Maruyama et al. vergleichbar. Bei allen Untersuchungen werden Kugeln als Wälzkörper unter oszillierender Bewegung untersucht. Maruyama et al. misst dabei den Schmierfilm zwischen der Kugel und einer geraden Platte. Stammler et al. und Schwack et al. führen Versuche mit Schrägkugellagern durch. Dabei wird nicht der Schmierfilm gemessen, sondern der Verschleiß nach den Versuchen untersucht. Daher ist nicht bekannt, ob während der Versuche ein Schmierfilm vorhanden ist und welche Größe dieser hat.

Die Annahmen der Versuche an den Schrägkugellagern sind besser auf die Betriebsbedingungen von Blattlagern zu übertragen, sodass angenommen werden kann, dass große Zyklen den Verschleiß in Kugellagern verringern bis verhindern können. Außerdem wird angenommen, dass die Zyklen

zur Verhinderung von Verschleiß ein wesentlich größeres $x/2b$ Verhältnis haben als zum Aufbau eines Schmierfilms notwendig ist.

Verschleißerscheinungsformen werden durch die Reibarbeit beeinflusst. Die Reibarbeit ist von der Kontaktpressung abhängig. Dieser Einfluss ist nicht kontinuierlich wie Gold et al. [15] und Grebe [17] zeigen. Es ist daher ausreichend, dass ein Schwellenwert der Kontaktpressung überschritten wird.

Blattlager können an vielen Stellen verschleifen sowie versagen. Dies ist bedingt durch die Größe, die komplexen Schnittstellen und die schwierigen Betriebsbedingungen.

Innerhalb dieser Arbeit werden nur die Verschleißkenngrößen an der Rollbahn untersucht. Diese Einschränkung wird gewählt, da die Belastungen während der Versuche für Schäden am Ring oder Käfig nicht ausreichend sind, das verwendete Lager keine Dichtungen, Schrauben oder Verzahnung besitzt und das verwendete Fett in der kurzen Versuchszeit unverändert bleibt.

Im Folgenden werden die Verschleißerscheinungsformen erläutert, die während der Versuche auf der Rollbahn zu erwarten sind.

Abrasion

Abrasiver Verschleiß ist der Materialabtrag durch furchende und ritzende Beanspruchung. [14] Dies geschieht entweder durch harte Rauheitshügel eines Kontaktpartners (Zwei-Körper-Abrasion) oder durch harte Partikel im Zwischenstoff (Drei-Körper-Abrasion). [2, 8] Ersteres kann durch eine entsprechende Schmierstoffdicke zwischen den Kontaktflächen verhindert bzw. verringert werden. Letzteres kann durch herausfiltern der Partikel aus dem Schmierstoff verhindert bzw. verringert werden. Diese Filterung findet bei fettgeschmierten Blattlagern, wie in Abschnitt 2.3.2 dargestellt, nicht statt.

Abrasiver Verschleiß ist in Abbildung 2.13 unten dargestellt. Im oberen Bereich der Abbildung ist die unbeschädigte Laufbahn des Lagers zu sehen; die horizontalen Schlieren sind beim letzten Fertigungsschritt, dem Hartdrehen, entstanden. Die parabelförmige Linie in der Mitte ist eine Stillstandsmarkierung (siehe Stillstandsmarkierungen S. 27), welche nach dem abrasiven Verschleiß und vor dem Ausbau des Lagers entstanden ist. [50]



Abbildung 2.13.: Abrasiver Verschleiß (unten), unbeschädigte Laufbahn (oben) und eine Stillstandsmarkierung (Mitte) [50, S. 42].

Adhäsion

Bei adhäsivem Verschleiß werden Haftverbindungen an den Grenzflächen durch z. B. „Kaltverschweißungen“ oder „Fressen“ aufgrund zu hoher punktueller Kräfte gebildet, die anschließend außerhalb der ursprünglichen Grenzfläche getrennt werden. Der Materialabtrag entsteht dabei am Reibpartner mit der geringeren Festigkeit. [14] Das abgetragene Material kann entweder auf dem härteren Reibpartner verbleiben, abgetrennt oder zurück übertragen werden. [8] Die Untersuchungen von Schwack et al. zeigen, dass Fressen bei Amplituden mit einem $x/2b > 3$ auftritt. [46] Adhäsiver Verschleiß an Wälzkörpern eines Wälzlagers ist in Abbildung 2.14 dargestellt.



Abbildung 2.14.: Adhäsiver Verschleiß an Wälzkörpern [45].

Oberflächenzerrüttung

Bei der Oberflächenzerrüttung (engl. Pitting) entstehen mikrostrukturelle Veränderungen in der Materialoberfläche eines Körpers. Diese reicht von der Rissbildung über das Risswachstum bis

zur Partikelabtrennung. Die Veränderung entsteht durch wechselnde und/oder stoßartige Beanspruchungen in der Oberfläche der Kontaktkörper und wird daher auch als Ermüdungverschleiß bezeichnet. [2] Abbildung 2.15 zeigt Oberflächenzerrüttung am Innenring eines Wälzlagers.



Abbildung 2.15.: Oberflächenzerrüttung am Innenring eines Wälzlagers [40].

Tribochemische Reaktion

Die Tribochemische Reaktion wird auch als Kontaktkorrosion bezeichnet. Dabei erfolgt eine chemische Reaktion zwischen dem Grundkörper, Gegenkörper und angrenzenden Medien, die durch die tribologische Beanspruchung aktiviert bzw. gefördert wird. Die dabei entstehenden Reaktionsschichten weisen eine (meist) höhere Abtragsrate auf als das Grundmaterial. Dadurch kommt es zu Materialabtrag. [2] Abbildung 2.16 zeigt drei Verschleißmarken mit Kontaktkorrosion an einem Lageraußenring. Diese sind an der bräunlichen Verfärbung zu erkennen.

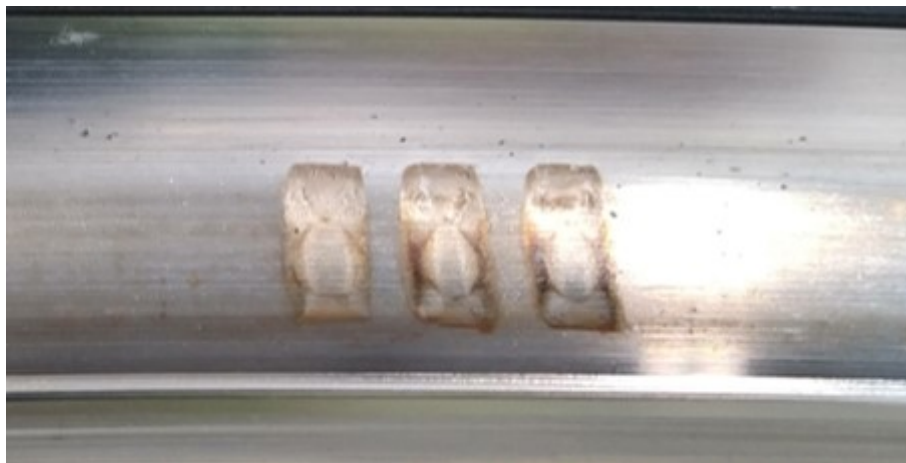


Abbildung 2.16.: Kontaktkorrosion an drei Stellen auf einem Lageraußenring ©Karsten Behnke.

Stillstandsmarkierungen

Die Begriffe Stillstandsmarkierungen oder False-Brinelling-Marken werden für muldenförmige Oberflächenschäden von Wälzpaarungen, die eine tribologische Ursache haben, verwendet. Die

Schäden entstehen durch kleine zyklische Bewegungen. Die Schäden können auf der Oberfläche periodisch oder aperiodisch verteilt sein. Bereits Markierungen ohne Mulden werden dazu gezählt. [16]

Im Folgenden sind die Unterschiede der Schäden aufgelistet. Dabei wird auch auf True-Brinelling eingegangen, welches eine ähnliche Verschleißerscheinungsform aufzeigt, aber auf einer anderen Verschleißart beruht.

- True Brinelling wird durch mechanische Überlast erzeugt. Dabei entstehen plastische Eindrücke in der Laufbahn, da die statische Tragfähigkeit des Materials überschritten wurde. Es wird kein Material entfernt. True Brinelling ist an Erhebungen um den Eindruck, einer mathematisch idealen Form und klaren Umgrenzungen zu erkennen. Es treten außerdem keine Oxidationsspuren auf. [16]

Abbildung 2.17 zeigt links eine durch Überlast erzeugten plastischen Eindruck in eine Lagerlaufbahn.

- Stillstandsmarkierungen sind einzelne oder mehrfach auftretenden Markierungen auf der Laufbahnoberfläche von Lagern. Der Abstand zwischen den Marken entspricht typischer Weise dem Wälzkörperabstand. Die Marken entstehen während des Stillstands. Dies kann bereits vor der ersten echten Verwendung des Lagers oder in Rotationspausen entstehen. Daher können auch mehr Markierungen als Wälzkörper vorhanden sein, wenn das Lager in unterschiedlichen Positionen zum Stillstand kommt. [16]

Die Entstehung zeichnet sich durch kleine Schwenkwinkel (z. B. durch externe Vibrationen) aus. Durch die kleinen Winkel wird die Kontaktstelle nicht geöffnet. Dadurch tritt kein frischer Schmierstoff in die Kontaktstelle ein und Verschleißpartikel sowie Reaktionsprodukte können nicht austreten. [16]

Stillstandsmarkierungen setzen trotz des Namens kleine Schwenkwinkel voraus und sind nicht zu verwechseln mit Markierungen aufgrund von Korrosion oder Stromdurchgang. [16] Abbildung 2.17 zeigt in der Mitte eine Stillstandsmarkierung auf der Laufbahn eines Axialrillenkugellagers.

- Bei False-Brinelling öffnet sich die Kontaktstelle zyklisch durch die größeren Schwenkwinkel. Dadurch kann, abhängig vom Nachfließverhalten, neuer Schmierstoff in die Kontaktstelle gelangen und Reaktionsprodukte können diese verlassen. Dies führt zu (tiefen) Mulden. [16] Die Untersuchungen von Schwack et al. zeigen, dass False-Brinelling bei kleinen Amplituden $x/2b = 0,9$ auftritt. Je kleiner die Amplituden werden, desto häufiger tritt False-Brinelling auf. [46]

Abbildung 2.17 zeigt rechts False-Brinelling-Markierungen auf der Laufbahn eines Kugellagers.

Bei Stillstandsmarkierungen und False-Brinelling werden ebenfalls die Wälzkörper beschädigt. Die Form der Schädigungen ist von den Krümmungsverhältnissen und den Schwenkwinkeln abhängig. Bei Kugellagern sind die Markierungen elliptisch. Die Schäden führen zu einer Störung des dynamischen Verhaltens, vergrößern das Anlaufreibmoment und erhöhen das Laufbahngeräusch. Außerdem werden Schwingungen erregt, die die Schäden weiter verstärken. [16]

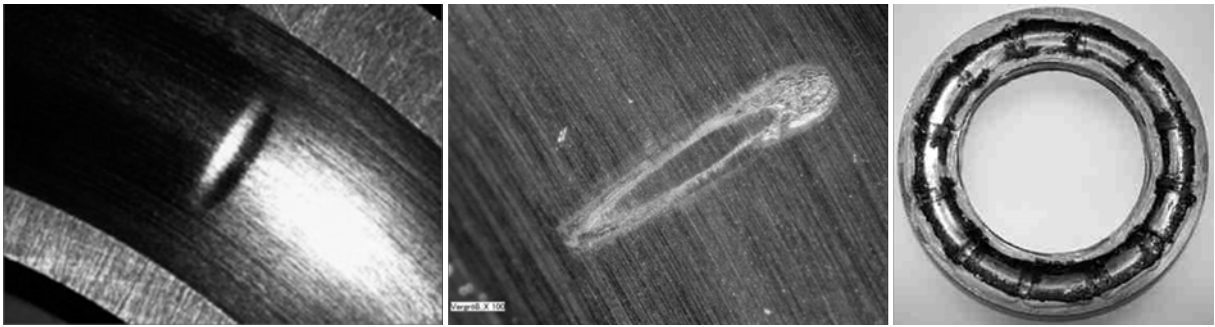


Abbildung 2.17.: True Brinelling (links) [16, S. 13], Stillstandsmarkierung (Mitte) [16, S. 9] und False-Brinelling-Markierungen (rechts) [16, S. 9].

Die Unterscheidung aufgrund der Schwenkwinkelgröße wurde von Grebe [16] eingeführt und für diese Arbeit übernommen. Dennoch werden die Begriffe außerhalb dieser Arbeit häufig synonym verwendet. Weitere Schadensformen wie Kanten- oder Wälzkörperbruch aufgrund von mechanischer Überlast oder der Stromdurchgang aufgrund eines Blitzeinschlages werden in dieser Arbeit nicht untersucht und daher nicht erläutert.

2.4. Statistik

In den folgenden Abschnitten werden die notwendigen Grundbegriffe der Statistik und die Korrelation erläutert. Auf diesen statistischen Methoden basiert die Gruppierung der Blattwinkelzeitreihen in Abschnitt 3.2.

2.4.1. Grundbegriffe der Statistik

Der **Mittelwert** \bar{x} ist der Durchschnittswert einer Probe x_1, x_2, \dots, x_n der Größe n : [41]

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (2.18)$$

Die **Varianz** s^2 und die **Standardabweichung** s beschreiben die Verteilung einer Stichprobe um ihren Mittelwert. Die Standardabweichung hat dieselbe Dimension und Einheit wie die Stichprobe: [41]

$$s^2 = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (2.19)$$

$$s = \sqrt{s^2} \quad (2.20)$$

Zur Bestimmung des **Medians** \tilde{x} , auch Zentralwert genannt, muss die Stichprobe eine natürliche Rangordnung besitzen. Der Median ist dabei der Wert, der in der Mitte dieser Rangordnung

vorliegt. Die Berechnung erfolgt mit folgender Fallunterscheidung: [38]

$$\tilde{x} = \begin{cases} x_{\binom{n+1}{2}} & \text{falls } n \text{ ungerade,} \\ \frac{1}{2} \cdot \left(x_{\binom{n}{2}} + x_{\binom{n}{2}+1} \right) & \text{falls } n \text{ gerade.} \end{cases} \quad (2.21)$$

2.4.2. Korrelation

Für Variablen, die numerische Werte enthalten und nicht nominell skaliert sind, können die Abstände zwischen den Werten interpretiert werden, um die Beziehung zwischen zwei Variablen zu beschreiben. Zu diesem Zweck wird die empirische Kovarianz s_{xy} eingeführt: [38]

$$s_{xy} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n ((x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})) \quad (2.22)$$

Die empirische Kovarianz ist skalen- und dimensionsabhängig. Zur besseren Vergleichbarkeit wird das Korrelationsmaß durch das Produkt der Standardabweichungen von X und Y dividiert. Dies ergibt den Korrelationskoeffizienten r_{xy} nach Bravais-Pearson: [38]

$$r_{xy} = \frac{s_{xy}}{s_x \cdot s_y} \quad (2.23)$$

Die Merkmale sind symmetrisch. Daher können X und Y beliebig gewählt werden. Das Vorzeichen von r_{xy} ist immer identisch mit dem von s_{xy} , da die Standardabweichungen im Nenner immer positiv sind. Daraus folgt, dass der Korrelationskoeffizient angibt, wie stark zwei Merkmale miteinander korrelieren. Bei $r = 1$ ist die Korrelation gleichläufig, während $r = -1$ für eine gegenläufige Korrelation steht. Bei $r = 0$ korrelieren die Merkmale nicht. [38]

Diese Korrelation kann auch grafisch dargestellt und in einem Streudiagramm entdeckt werden. Abbildung 2.18 zeigt vier Streudiagramme mit unterschiedlichen Korrelationskoeffizienten. Das Streudiagramm oben links zeigt eine proportionale Korrelation. Das Streudiagramm unten links zeigt eine gegenläufige Korrelation. Die Merkmale der Streudiagramme auf der rechten Seite korrelieren nicht (oben) oder nicht linear (unten). Aus diesem Beispiel wird deutlich, dass der Korrelationskoeffizient nur für eine lineare Korrelation verwendet werden kann. Bei $0 < |r| < 0,5$ handelt es sich um eine schwache Korrelation, bei $0,5 \leq |r| \leq 1$ um eine mittlere bis starke Korrelation und bei $r = 1$ um eine vollständige Korrelation. [38]

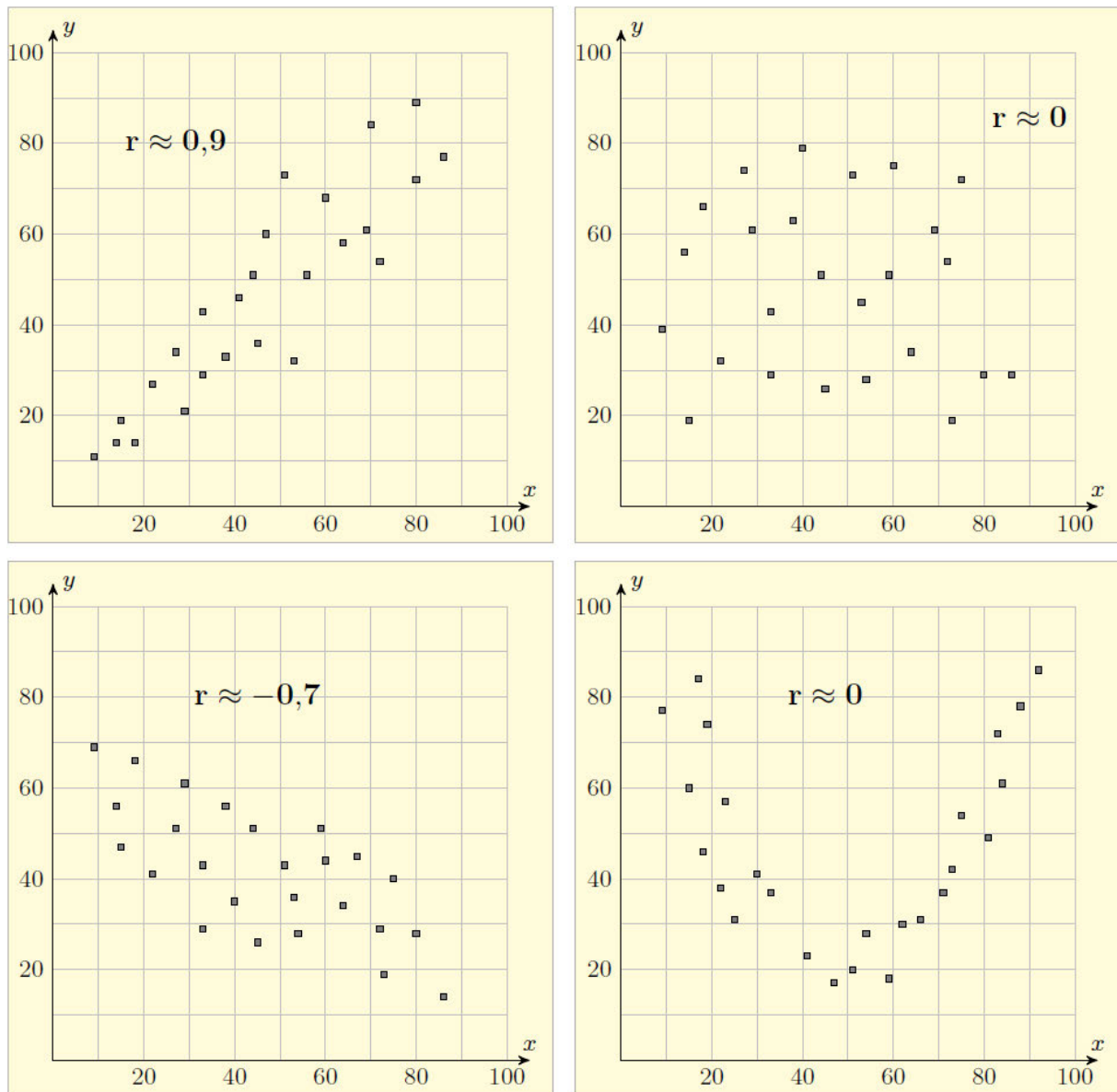


Abbildung 2.18.: Korrelationskoeffizienten verschiedener Streudiagramme [38, S. 127].

2.5. Lagerprüfstand BEAT0.2

In diesem Kapitel wird der verwendete Grundlagenprüfstand erläutert. Zuerst wird dieser erklärt, anschließend wird die notwendige Skalierung der Pitchwinkelzeitreihen vom Blattlager der IWT, welches für die Simulation verwendet wird, auf die Schrägkugellager, die im Prüfstand getestet werden, beschrieben.

2.5.1. Aufbau des Prüfstandes

Der Prüfstand Bearing Endurance and Acceptance Test Rig 0.2 (BEAT0.2) ist eine Weiterentwicklung des BEAT0.1. Abbildung 2.19 zeigt den Aufbau des Prüfstandes. Die Schrägkugellager (grün) werden im Prüfstandes mit einer Axialkraft belastet. Diese wird durch den Hydraulikzylinder (rot) auf den Außenring des rechten Lagers aufgebracht. Der Druck im Hydraulikzylinder wird mit einer Handpumpe eingestellt und ist während des Versuches konstant. Die Innenringe liegen formschlüssig an einem Wellenabsatz an und der Außenring des rechten Lagers wird gegen den Gehäusedeckel gedrückt, welcher mit Schrauben (blau) mit dem Gehäuse verbunden ist. Die Verbindung zwischen den Lagerinneringen und der Welle ist kraftschlüssig. Der Schrittmotor (orange) ist über zwei Kupplungen mit dem Drehmomentsensor (grau) und der Welle verbunden, sodass die Innenringe der Lager durch den Motor gedreht werden können.

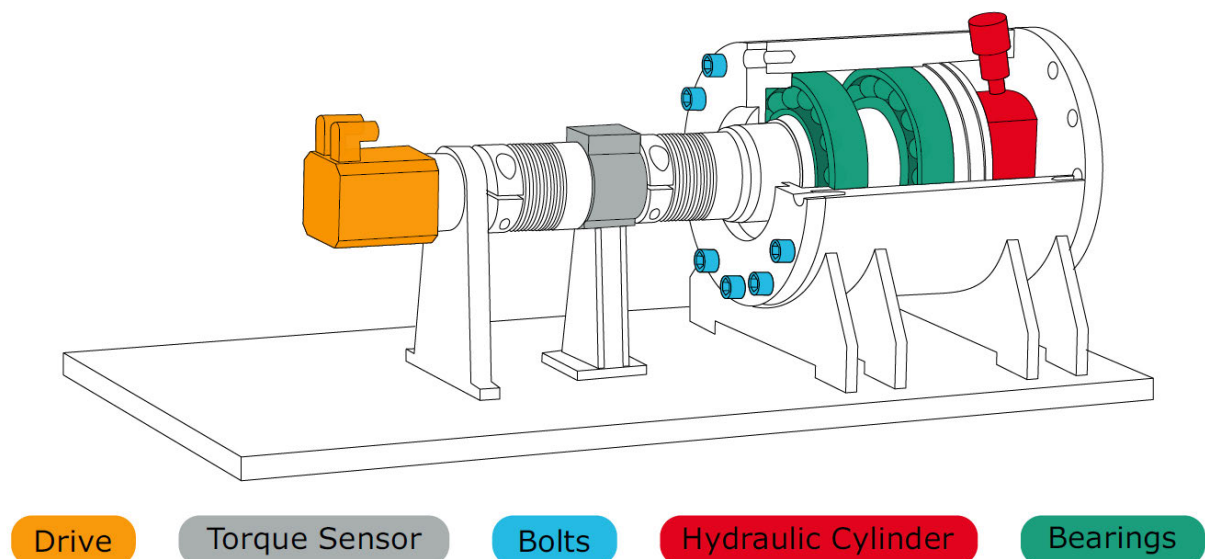


Abbildung 2.19.: Aufbau des Prüfstandes BEAT0.2 [50, S. 67].

Die Prüfstandssteuerung regelt den Motor, sodass die Innenringe genau dem vorgegebenen Winkel folgen. Die Steuerung liest dazu eine Datei mit den Winkeln ein. Die Winkel müssen dabei mit einer Frequenz von 1 kHz vorgegeben sein. Die Winkelgeschwindigkeiten und -beschleunigungen ergeben sich aus der Änderung des Winkel und der festen Abtastrate. Die Prüfstandssteuerung kann eine generische Zeitreihe (z. B. Sinusverlauf mit fester Amplitude und Frequenz) oder bis zu 50 als Datei vorgegebenen beliebigen Zeitreihen folgen. Die Anzahl der Wiederholungen kann dabei für jede Datei separat vorgegeben werden. Zusätzlich ist es möglich den Versuch bzw. die Zeitreihe der aktuellen Datei abzubrechen, sobald einer der überwachten Messwerte einen vorher definierten Wertebereich über- bzw. unterschreitet. Während eines Versuchs werden die folgenden Werte mit 1000 Hz überwacht und mit 100 Hz aufgezeichnet:

- Position
- Geschwindigkeit
- Drehmoment
- Axialkraft
- Zeit

Die Versuche am Grundlagenprüfstand erfordern einige Vereinfachungen. Die verwendeten Lager sind kleiner und unterscheiden sich in der möglichen Aufnahme der Belastungen zu den in Abschnitt 2.2.5 erläuterten Blattlagern. Die verwendeten Schrägkugellager können keine Momente sondern nur Axial- und Radialkräfte aufnehmen. Um die Ergebnisse dennoch vergleichen zu können, werden die Pitchwinkelzeitreihen auf die geringere Lagergröße skaliert, sodass das Verhältnis zwischen dem Weg der Wälzkörper und der Breite der Kontaktellipse konstant gehalten wird. Dies wird im nächsten Kapitel erläutert.

Außerdem werden die Schrägkugellager nur mit einer konstanten Axialkraft belastet. Im realen Betrieb werden Blattlager mit inkonstanten Kräften und Momenten in allen Freiheitsgraden belastet (siehe Abschnitt 2.1.4). Zur Untersuchung der Verschleißneigung kann die Krafteinleitung vereinfacht werden, da Verschleißerscheinungsformen von der Reibarbeit und damit von der Kontaktpressung abhängig sind. Die notwendige Kontaktpressung kann durch eine reine Axialkraft erzeugt werden, wie in Abschnitt 2.2.3 gezeigt wird. Außerdem ist der Einfluss der Kontaktpressung auf die Verschleißerscheinungsform nicht kontinuierlich, wie in Abschnitt 2.3.4 beschrieben ist.

Die Versuche unter vereinfachten Bedingungen bieten deutliche Kostenvorteile gegenüber Versuchen mit realen Blattlagern und sind daher für die erste Entwicklung einer Bewertungsmethode vorzuziehen.

2.5.2. Skalierung der Pitchwinkelzeitreihen

In diesem Unterkapitel wird die Skalierung der PWZs vom Blattlager der IWT (Simulation) auf die Schrägkugellager vom Typ 7220 (Versuche) erläutert.

Oszillierende Bewegungen werden hauptsächlich durch die Amplitude und die Frequenz bzw. die Geschwindigkeit beschrieben. Da die Breite der Kontaktellipse von der Lagergröße abhängt, sollte nicht die absolute Amplitude, sondern das Verhältnis zwischen dem Kugelweg und der Kontaktellipsenbreite ($x/2b$ -Verhältnis, siehe Abschnitt 2.2.4) über alle Lagergrößen konstant gehalten werden.

Für Frequenz und Geschwindigkeit ist das nicht möglich, da bei kleineren Lagern und konstanter Frequenz die Geschwindigkeit geringer wird oder die Frequenz bei konstanter Geschwindigkeit ansteigt. In dieser Arbeit wird die Frequenz möglichst gleich gehalten, da Untersuchungen zum Aufbau von tribologischen Schichten gezeigt haben, dass diese von der verfügbaren Zeit abhängig sind. [30]

Abbildung 2.20 zeigt als Beispiel links eine PWZ vor der Skalierung und rechts die selbe PWZ skaliert auf ein Schrägkugellager vom Typ 7220. In Abschnitt 3.1 wird die Erzeugung der PWZs und deren Nomenklatur erläutert.

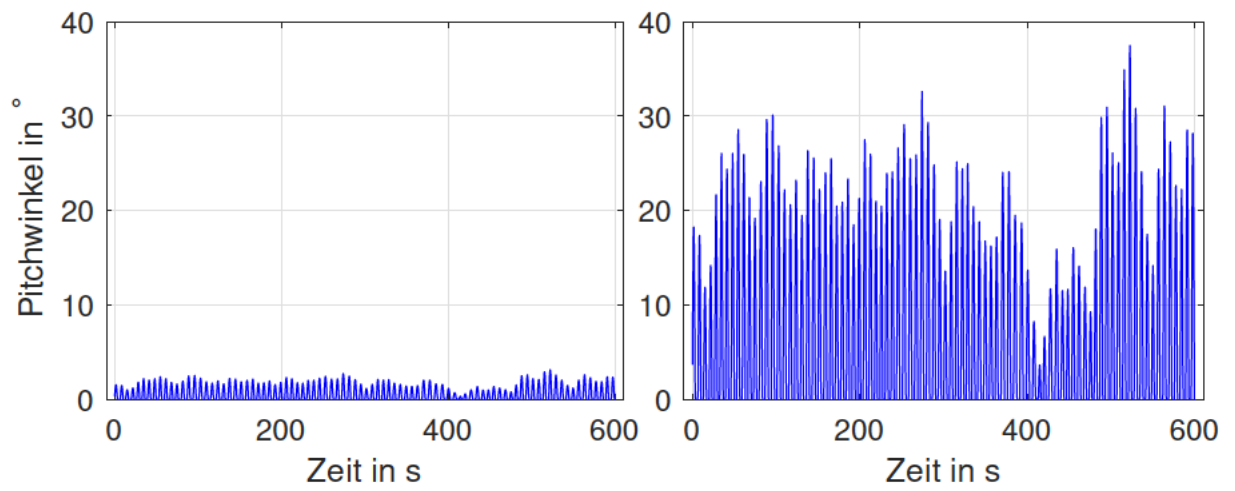


Abbildung 2.20.: Pitchwinkelzeitreihe 10-1 vom IWT Blattlager (links) skaliert auf ein Schrägkugellager vom Typ 7220 (rechts).

3. Methodenentwicklung

In diesem Kapitel wird die Methode entwickelt, die eine beliebige Pitchwinkelzeitreihe auf ihre Verschleißneigung bewerten können soll. Dazu wird zuerst die Datengrundlage erläutert. Anschließend werden die zugrunde liegenden Pitchwinkelzeitreihen nach (statistischen) Unterscheidungsmerkmalen untersucht. Dafür wird eine Korrelationsanalyse verwendet. Die Methode zur Bewertung der Pitchwinkelzeitreihen auf ihre Verschleißneigung ergibt sich aus den geeignetsten Merkmalen zur Unterscheidung der Pitchwinkelzeitreihen.

3.1. Erzeugung der Pitchwinkelzeitreihen

Für die grundlegende Untersuchung einer PWZ auf deren Neigung Verschleiß zu erzeugen, bietet es keinen Vorteil, gemessene PWZs eines bestimmten Anlagentyps zu verwenden, da diese in der Regel nicht öffentlich zugänglich und von der Konstruktion und der Regelung der WEA abhängig sind. Daher ist es notwendig, möglichst realistische PWZs zu erzeugen.

Die erzeugten PWZs basieren auf Windmessdaten, die zwischen Oktober 2017 und Oktober 2018 an einem Nearshore Standort aufgezeichnet wurden. Die vorliegenden Daten sind dabei Mittelwerte, eines 10 minütigen Messbereichs. Für die Lastsimulation werden Daten eines Windfeldes benötigt. Die Windfelder werden mit der Software TurbSim [39] erzeugt.

Die erzeugten Windzeitreihen haben dabei dieselbe mittlere Windgeschwindigkeit, dieselbe Turbulenzintensität und denselben Höhenwindgradienten wie die gemessenen Windzeitreihen.

Aufgrund begrenzter Rechen- und Speicherkapazitäten ist es nicht sinnvoll hochauflösende Daten für den gesamten Messzeitraum von einem Jahr zu erzeugen und zu untersuchen. Daher muss eine Auswahl der möglichst relevanten Zeiträume erfolgen. Dabei soll der Zeitbereich ausgewählt werden, der bereits besonders kritisch für Verschleiß ist. Es gilt als bewiesen, dass Zyklen auf der selben Stelle innerhalb des Blattlagers zu einem schnelleren Abbau der schützenden Schmierschicht führen als die selbe Anzahl an Zyklen verteilt auf eine größere Laufbahnfläche.

Daraus folgt für die Auswahl der Windmessdaten, dass die Bewegung im Blattlager möglichst lange über eine gleichbleibende Stelle im Lager mit kleinen Amplituden erfolgen soll. Außerdem muss die Last dabei groß genug sein, sodass es überhaupt zu Verschleißschäden kommen kann. Die Last auf die Rotorblätter ist nahe der Nennwindgeschwindigkeit am größten [21].

WEAs mit kombinierter IPC- und CPC-Regelung, wie sie in Abschnitt 2.1.5 erklärt ist, nutzen die IPC-Regelung zur Reduktion der Lasten und die CPC-Regelung im Volllastbereich zur Begrenzung der Drehzahl und der Nennleistung. Eine konstante mittlere Windgeschwindigkeit führt zu einer konstanten Drehzahl und dementsprechend zu einem konstanten Pitchwinkel aus der CPC-Regelung. Der Pitchwinkel wird bei konstanter mittlerer Windgeschwindigkeit nur zur

Reduktion der Lasten, die aus der instationären Luftströmung (siehe Abschnitt 2.1.4) entstehen, geändert. Der mit der Drehzahl periodisch wechselnde Anteil der instationären Strömung führt zu einer Veränderung des Pitchwinkels und somit zu Pitchzyklen. Die Amplitude der Zyklen verändert sich dementsprechend nur bei einer Änderung der Drehzahl und aufgrund einer Änderung der Schräganströmung oder des Höhenwindgradienten. Somit ändert sich bei konstanter mittlerer Windgeschwindigkeit der Mittelwert und die Amplitude der Zyklen vor allem aufgrund der Windturbulenzen, sodass im Blattlager höchstwahrscheinlich immer wieder die selben Stellen überrollt werden.

Die Datenpunkte der Windmessung werden dazu auf die Anzahl der aufeinanderfolgenden gleichen Windgeschwindigkeit untersucht. Dafür werden die Datenpunkte in Klassen (sog. Bins) gleicher mittlerer Windgeschwindigkeit eingeteilt. Ein Bin hat dabei die Breite von 1 m/s. Der Name des Bins gibt dabei den Mittelpunkt des Bins an. Beispielsweise sind alle Datenpunkte mit der mittleren Windgeschwindigkeit im Bereich von 4,5 bis 5,5 m/s dem Bin 5 zugeordnet. Für jedes Bin wird die Anzahl der zeitlich direkt aufeinanderfolgender Messpunkte gezählt. Die Verteilungen, die sich aus dieser Zählung für jeden Bin ergibt, sind in Abbildung 3.1 als Boxplots dargestellt. Die Box begrenzt dabei das 25. und 75. Perzentil der Daten. Die Höhe der Box entspricht dem Interquartilsabstand. Die rote Linie in der Mitte ist der Median. Die gestrichelten Linien heißen Whisker und reichen vom 75. Perzentil bis zum Maximum. Sie sind aber maximal 50 Prozent länger als der Interquartilsabstand. Die Punkte oberhalb der Whisker werden als Ausreißer angesehen. Boxplots zeigen die Verteilung einzelner Werte innerhalb von Daten. Die absolute Anzahl von Datenpunkten wird nicht wiedergegeben.

In den Messdaten folgen maximal 31 Datenpunkte innerhalb eines Bins aufeinander. Dieser lange Zeitraum mit einer konstanten Windgeschwindigkeit ist ein Ausreißer und tritt innerhalb des Messzeitraums nur einmal auf. Innerhalb der Anlagenlebensdauer von 20 bis 25 Jahren sind noch längere Perioden gleicher Windgeschwindigkeit nicht auszuschließen. In den Messdaten tritt die maximale Anzahl in Bin 9 auf. Die mittlere Windgeschwindigkeit in diesem Bin beträgt zwischen 8,5 m/s und 9,5 m/s und ist nahe der Nennwindgeschwindigkeit der IWT-7.5-164, die 11 m/s beträgt. Die Lasten während der Pitchzyklen in diesem Bin sollten daher groß genug sein, um

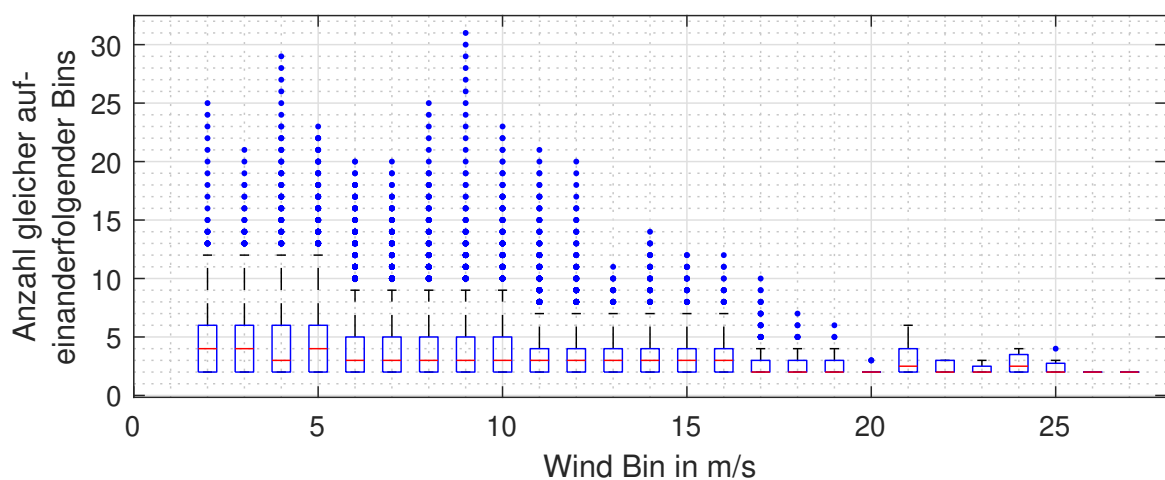


Abbildung 3.1.: Anzahl gleicher aufeinanderfolgender Bins.

Verschleiß im Blattlager zu erzeugen. 31 Bins entsprechen 310 Minuten in denen der Pitchwinkel hauptsächlich zur Lastreduktion durch die IPC-Regelung angepasst wird und daher immer die selbe Stelle im Blattlager von den Wälzkörpern überrollt wird.

Die 31 aufeinander folgenden Datenpunkte werden als Grundlage der Simulation der Windzeitreihen ausgewählt. Die simulierten Windzeitreihen haben dabei die selbe mittlere Windgeschwindigkeit, den selben Höhenwindgradienten und die selbe Windturbulenz wie die gemessenen Datenpunkte. Da dies über 10 Minuten gemittelte statistische Werte sind, werden für jeden der 31 Datenpunkte sechs unterschiedliche Windzeitreihen erzeugt, sodass insgesamt 186 Windzeitreihen untersucht werden.

Um die Windzeitreihen in Pitchwinkelzeitreihen zu überführen muss die Reaktion einer WEA auf den Wind simuliert werden. Für die Simulation werden neben den Windzeitreihen noch ein aeroelastisches Simulationsmodell einer WEA, ein WEA-Regler und ein Pitchaktuatormodell benötigt. Der Ablauf der Simulation ist in Abbildung 3.2 dargestellt.

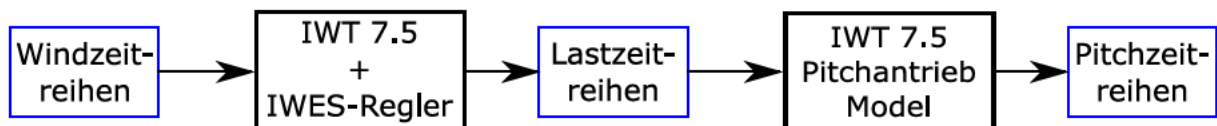


Abbildung 3.2.: Ablauf der Simulation von Pitchwinkelzeitreihen.

Als aeroelastisches Simulationsmodell wird die RWEA IWT-7.5-164 (siehe Abschnitt 2.1.2) verwendet. Der Regler verwendet im Teillastbereich nur IPC und für den Pitchwinkel nur den Bereich zwischen $-0,05^\circ$ und 90° [48]. Die Windzeitreihen sind die Eingangswerte des aeroelastischen Modells, aus dem die Lastzeitreihen hervorgehen. Die Lastzeitreihen sind die Eingangswerte des Modells des Pitchantriebs. Als Modell wird dabei der Pitchantrieb der IWT genutzt. Aus der Simulation mit dem Modell des Pitchantriebs folgen die Pitchzeitreihen, mit denen die IWT auf die Windzeitreihen reagiert.

Die Pitchzeitreihen werden im nächsten Abschnitt auf statistische Unterschiede untersucht. Zur Identifikation sind die Pitchzeitreihen in ihrer zeitlichen Abfolge aufsteigend nummeriert und nach einem Bindestrich ist die Nummer der jeweiligen Windsimulationen an gegangen.

Abbildung 3.3 zeigt den Verlauf des Pitchwinkels am Beispiel der PWZ 01-3. Die Zeitachse der Zeitreihen verläuft immer von 20 bis 620 s, da die Simulationen mit einem stehenden Rotor starten und dieser in den ersten 20 s anläuft.

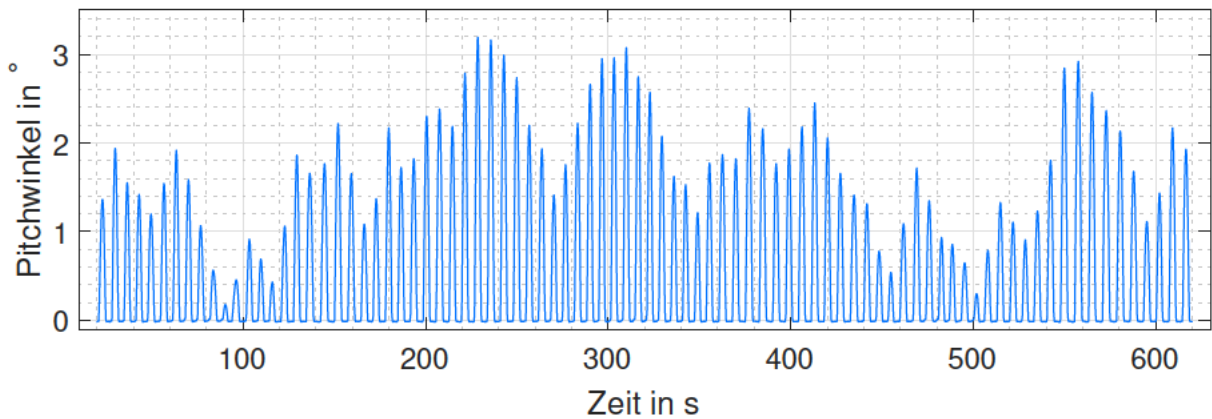


Abbildung 3.3.: Verlauf des Pitchwinkels der Pitchwinkelzeitreihe 01-3.

Die bis hier erläuterten Schritte sind kein Bestandteil der vorliegenden Arbeit, sondern bilden deren Grundlage. Die Ansätze sind von Arne Bartschat erdacht und durchgeführt worden. Die Präsentation auf der WESC 2021 [1] sowie der tägliche Austausch dienen als Grundlage der erläuterten Schritte.

3.2. Analyse der Pitchwinkelzeitreihen

Abbildung 3.4 zeigt die ersten 60 Sekunden der PWZ im Detail. Dabei sind jeweils der obere Umkehrpunkt (engl. upper turning point) (UTP) und der untere Umkehrpunkt (engl. lower turning point) (LTP) der neun Zyklen markiert. Aus den Umkehrpunkten wird die Doppelamplitude (dA) berechnet. Der abgebildete Ausschnitt soll als Beispiel und zur Einführung dieser Nomenklatur dienen. Im Anhang Anhang B sind die getesteten PWZs dargestellt. Diese sind bereits auf die Versuchslager skaliert.

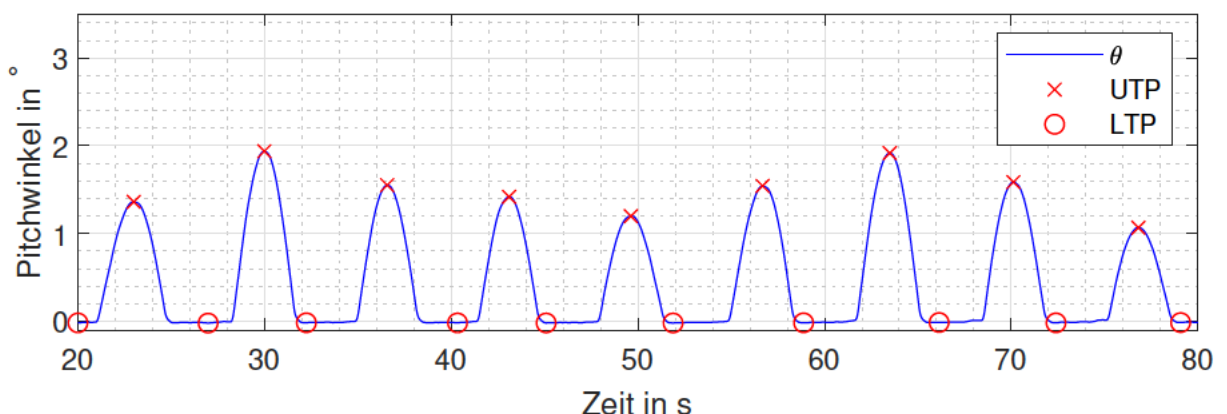


Abbildung 3.4.: Detailausschnitt des Pitchwinkels der Pitchwinkelzeitreihe 01-3.

Tabelle 3.1 zeigt, die statistischen Werte Minimum (Min), Maximum (Max), Mittelwert (engl. Average) (Avg), Median (Med) und Standardabweichung (Std) der simulierten PWZs. Anhand der statistischen Daten ist zu erkennen, dass die untersuchten PWZs sehr ähnlich sind. In den PWZs treten immer 84 bis 90 Zyklen mit einer dA von $0,011^\circ$ bis $4,128^\circ$ auf, sodass der Pitchwinkel

immer zwischen $-0,028^\circ$ und $4,111^\circ$ beträgt. Die LTP liegen immer unterhalb der UTP, sodass in jedem Pitchzyklus mindestens eine Stelle auf dem Lagerring überrollt wird. Diese Vermutung ist für die untersuchten PWZs somit bestätigt. Die hohe Ähnlichkeit der PWZs ist zu erwarten, da die mittlere Windgeschwindigkeit der betrachteten Zeitreihen in einem Bin liegt.

Tabelle 3.1.: Statistische Übersicht der Pitchwinkelzeitreihen.

Parameter	Min	Max	Avg	Med	Std
Zyklenzahl	84	90	87,586	88	1,698
Pitchwinkel/$^\circ$	$-0,028$	4,111	0,390	0,016	0,590
LTP/$^\circ$	$-0,028$	$-0,011$	$-0,018$	$-0,018$	0,002
UTP/$^\circ$	$-0,005$	4,111	1,239	1,221	0,671
Pitchgeschwindigkeit/($^\circ$/s)	$-15,824$	17,562	0,002	0,011	2,547
Periodendauer/s	1,135	12,775	3,399	3,399	1,087
Doppelamplitude/$^\circ$	0,011	4,128	1,256	1,239	0,671
Steigung der dA/($^\circ \cdot 10^{-4}$/s)	$-2,582$	2,064	0,072	0,095	0,721
Kontaktpressung (Innen)/(GPa)	1,750	2,383	2,140	2,142	0,075
Kontaktpressung (Außen)/(GPa)	1,723	2,347	2,107	2,109	0,074

Aus Tabelle 3.1 wird deutlich, dass zur Unterscheidung der PWZs die unteren Umkehrpunkte kaum geeignet sind, da diese einen sehr geringen Wertebereich und eine sehr niedrige Standardabweichung aufweisen. Ebenfalls kann die Kontaktpressung zur Unterscheidung der PWZs nicht berücksichtigt werden, da diese nicht gemessen werden kann, sondern aus der Lastmessung und der Lagergeometrie bestimmt wird. Die Steigungen der Doppelamplituden wird durch eine linearen Regressionsgraden der dAs bestimmt.

3.2.1. Korrelation der Parameter

Einige der Parameter der 186 PWZs sind voneinander abhängig. Neben den offensichtlichen Abhängigkeiten der aktuellen Geschwindigkeit bzw. Beschleunigung mit dem Verlauf des Pitchwinkels gibt es weitere Zusammenhänge. Für die Methodenentwicklung ist es notwendig die Abhängigkeiten zu kennen, um nur voneinander unabhängige Merkmale zur Unterscheidung zu verwenden. Dazu werden durch eine Korrelationsanalyse die Korrelationskoeffizienten (siehe Abschnitt 2.4.2) zwischen den verschiedenen Parametern bestimmt. Dabei werden nicht nur die Parameter untereinander, sondern auch die statistischen Größen Min, Max, Avg, Med und Std der einzelnen Parameter untersucht.

Abbildung 3.5 auf Seite 41 zeigt die Korrelationsmatrix der in Tabelle 3.2 aufgelisteten Merkmale. Alle weiteren möglichen Kombinationen und Merkmale führen zu keinen weiteren Erkenntnissen und sind zur besseren Übersicht daher nicht aufgeführt.

Tabelle 3.2.: Betrachtete Merkmale in der Korrelationsmatrix in Abbildung 3.5.

Abkürzung	Merkmal
STD (θ)	Standardabweichung des aktuellen Pitchwinkels
AVG (θ)	Mittelwert der aktuellen Pitchwinkels
AVG (dA)	Mittelwert der Doppelamplitude
MAX (θ)	Maximalwert des aktuellen Pitchwinkels
STD (dA)	Standardabweichung Doppelamplitude
AVG (dA_T)	Mittelwert der Periodendauer
ANZAHL ZYKLEN	Zyklusanzahl
MIN (θ)	Minimalwert des aktuellen Pitchwinkels
dA STEIGUNG	Steigung der Doppelamplitude

Auf der Hauptdiagonalen der Korrelationsmatrix sind Histogramme der Merkmale dargestellt. In den anderen Feldern sind Streudiagramme der beiden Merkmale dargestellt. Beispielsweise zeigt das Feld in Zeile 2 und Spalte 4 auf der x-Achse den Verlauf von Merkmal 4 (Maximalwert des aktuellen Pitchwinkels) und auf der y-Achse den Verlauf von Merkmal 2 (Mittelwert des aktuellen Pitchwinkels). In den Streudiagrammen sind Referenzlinien eingetragen. Die Steigung der Referenzlinien entspricht dem Korrelationskoeffizienten zwischen den Merkmalen. Die Werte der Koeffizienten sind in den Feldern eingetragen. Die Zeilen und Spalten der Korrelationsmatrix sind sortiert, um das Verständnis zu erleichtern.

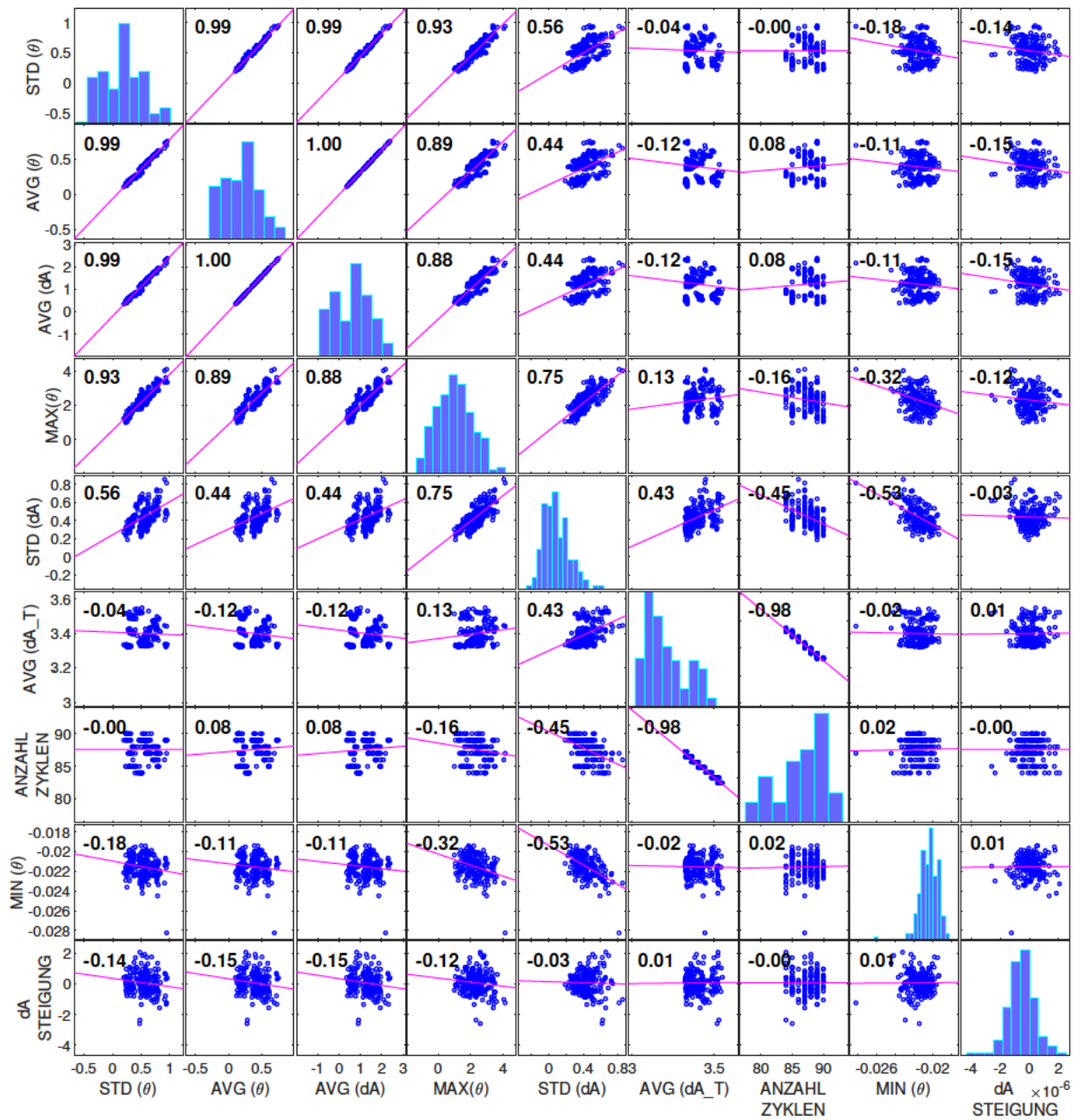


Abbildung 3.5.: Korrelationsmatrix der betrachteten Merkmale aus Tabelle 3.2.

Die Merkmale Standardabweichung, Mittelwert und Maximalwert des aktuellen Pitchwinkels korrelieren stark untereinander und mit dem Mittelwert der Doppelamplitude. Die Standardabweichung der Doppelamplitude korreliert mit der Standardabweichung des Pitchwinkels und korreliert stark mit dem Maximum des Pitchwinkels. Der Mittelwert der Periodendauer korreliert stark gegenläufig mit der Zyklanzahl. Zu den weiteren Merkmalen besteht für beide Merkmale keine Korrelation. Das Minimum des Pitchwinkels korreliert nur gegenläufig mit der Standardabweichung der Doppelamplitude, aber keinem weiteren Merkmal. Die Steigung der Doppelamplitude korreliert mit keinem anderen Merkmal. Die einzelnen Korrelationskoeffizienten können der Matrix entnommen werden. Im Folgenden wird auf Besonderheiten eingegangen und es werden die aus der Matrix zu ziehenden Erkenntnisse erläutert.

- Pitchwinkel Avg, Std, Max; dA Avg** Der Mittelwert, die Standardabweichung und der Maximalwert der PWZs korrelieren untereinander und mit dem Mittelwert der Doppelamplitude stark. Dies ist nachvollziehbar, da durch die feste untere Grenze des Pitchwinkels (siehe Pitchwinkel Min) bei einem Anstieg des maximalen Pitchwinkels automatisch auch einen Anstieg im Mittelwert erfolgen muss. Dies führt auch zu einer Erhöhung der mittleren Doppelamplitude. Die Standardabweichung des Pitchwinkels korreliert mit den Merkmalen ebenfalls, da die Standardabweichung aufgrund der festen unteren Grenze nur durch größere Pitchwinkel ansteigen kann. Es kann somit nur eine dieser drei Größen zur Unterscheidung der PWZs genutzt werden.
- dA Avg** Der Mittelwert der Doppelamplitude korreliert mit dem Pitchwinkel und bietet diesem gegenüber keinen Vorteil zur Unterscheidung der PWZs (siehe auch Pitchwinkel Avg, Std, Max; dA Avg).
- dA Std** Die Standardabweichung der Doppelamplitude korreliert mit der Standardabweichung des Pitchwinkels und korreliert stark mit den Maximalwerten des Pitchwinkels. Da die Standardabweichung der dAs aufgrund der festen unteren Grenze des Pitchwinkels nur durch größere Pitchwinkel ansteigen kann, ist die Standardabweichung der dAs stark von den Maximalwerten der Pitchzyklen abhängig.
- Zyklusanzahl** Die Anzahl der Zyklen innerhalb einer Zeitreihe korreliert gegenläufig mit der Periodendauer eines Zyklus. Dies ist zu erwarten, da die Dauer der Zeitreihe konstant ist und die mittlere Dauer eines Pitchzyklus somit gegenläufig zur Anzahl der Zyklen verläuft.
- Pitchwinkel Min** Das Minimum der PWZs korreliert mit keinem anderen Wert, da die Werte an der unteren Grenze des WEA-Reglers liegen. Veränderungen des Minimums sind erst zu erwarten, wenn die Windgeschwindigkeit oberhalb der Nennwindgeschwindigkeit ist. Die mittlere Windgeschwindigkeit in den untersuchten PWZs ist unterhalb der Nennwindgeschwindigkeit. Trotz der Unabhängigkeit zu anderen Merkmalen wird der Minimale Wert der PWZ aufgrund des geringen Wertebereichs nicht zur Unterscheidung der Zeitreihen genutzt.
- Steigung dA** Der Steigungsverlauf der Doppelamplituden korreliert mit keinem anderen betrachteten Merkmal und ist daher gut zur Unterscheidung der PWZs geeignet.

Zusätzlich sind auch die Cross-Correlation (Korrelation einer Pitchwinkelzeitreihe x mit einer anderen (ggf. verschobenen) Pitchwinkelzeitreihe y) mit der MATLAB Funktion `xcorr(x,y)` [36] und zeitabhängige Wiederholung einer Pitchwinkelzeitreihe mit sich selbst ebenfalls mit der MATLAB Funktion `xcorr(x)` untersucht worden. Dabei wurden keine weiteren Korrelationen oder Abhängigkeiten festgestellt. Letzteres ist auch erwartbar, da der Wind zufällig schwankt und nicht von sich selbst abhängig ist.

3.2.2. Auswahl der Merkmale zur Gruppierung der Pitchwinkelzeitreihen

Im Folgenden erfolgt die Auswahl der Merkmale, die zur Gruppierung genutzt werden. Anschließend wird die Nomenklatur der Gruppen, in die PWZs einsortiert werden, erklärt. Abgeschlossen wird dieses Kapitel mit der Verteilung der Zeitreihen in die Gruppen.

Aus der Korrelationsanalyse ergibt sich eine mögliche Trennung der Zeitreihen in Gruppen nach den Merkmalen:

- Std, Avg, Max des Pitchwinkels oder Avg der Doppelamplitude,
- Standardabweichung der Doppelamplitude,
- Anzahl der Zyklen und
- Steigung der Doppelamplitude.

Es ist bekannt, dass einzelne größere Zyklen Verschleißerscheinungen verringern bis verhindern können [51]. Von den vier genannten Merkmalen vergrößern einzelne große Zyklen vor allem die zuerst genannten Merkmale und die Standardabweichung der Doppelamplitude. Die zur Berechnung der Doppelamplitude verwendeten Extrempunkte sind ebenfalls im Verlauf des Pitchwinkels enthalten. Abbildung 3.4 zeigt, dass ungefähr die Hälfte der Messpunkte des Pitchwinkels um 0° liegen. Ein großer Zyklus hat daher nur einen geringen Einfluss auf die Standardabweichung und den Mittelwert des Pitchwinkels. Auf die Standardabweichung der Doppelamplitude wird ein großer Zyklus hingegen einen größeren Einfluss haben.

Die Anzahl der Zyklen in den Zeitreihen liegt nur zwischen 84 und 90 (siehe Tabelle 3.1). Dieser Unterschied ist sehr gering. Die Anzahl der Zyklen wird einen Einfluss auf die Neigung zu Verschleiß haben. Allerdings wird der Einfluss der Anzahl wahrscheinlich überbewertet, wenn der Unterschied zwischen den Zeitreihen maximal sechs Zyklen innerhalb von 10 Minuten beträgt. Die Anzahl der Zyklen wird daher nicht als Unterscheidungskriterium herangezogen.

Zusätzlich soll in dieser Arbeit der Einfluss der Reihenfolge der Zyklen untersucht werden. Die Beschreibung der Reihenfolge ist kompliziert. 90 Zyklen können in $90! = 1,49e138$ verschiedenen Möglichkeiten aneinander gereiht werden. Eine Unterscheidung aufgrund der Reihenfolge einzelner Zyklen im Detail scheidet daher aus. Eine Einteilung der Doppelamplituden in Klassen mit einer Breite von 1° ist untersucht worden. Diese Einteilung korreliert stark gegenläufig mit dem Mittelwert des Pitchwinkels ($r = -0,862$) und ermöglicht daher keine weitere Möglichkeit zur Klassifizierung.

Der Verlauf der Amplituden kann über die Steigung einer Ausgleichsgeraden durch die Doppelamplitude bestimmt werden. Dieser Verlauf korreliert nicht mit anderen Merkmalen. In Abbildung 3.6 sind die PWZs 23-2 (oben) und 01-3 (unten) vergleichend dargestellt. Die PWZ 23-2 verläuft gleichmäßiger als die PWZ 01-3. Dies zeigt auch die Standardabweichung der Doppelamplitude (rot gestrichelte Linie). Die Standardabweichung ist $0,282^\circ$ bei 23-2 und $0,723^\circ$ bei 01-3. Die Steigung der Doppelamplitude beträgt $0,211^\circ \cdot 10^{-4}/s$ und $2,278^\circ \cdot 10^{-4}/s$.

Die Gruppierung der PWZs erfolgt aufgrund der bisher erläuterten Erkenntnisse nach den folgenden drei Kriterien:

1. Die Überschneidung des Laufbahnbereichs,
2. der Standardabweichung der Doppelamplitude und
3. dem Verlauf der Doppelamplitude.

Die Überschneidung des Laufbahnbereichs ist in den untersuchten Zeitreihen immer gegeben, da die LTP immer unterhalb der UTP liegen. Dennoch wird dieses Kriterium aufgelistet, damit

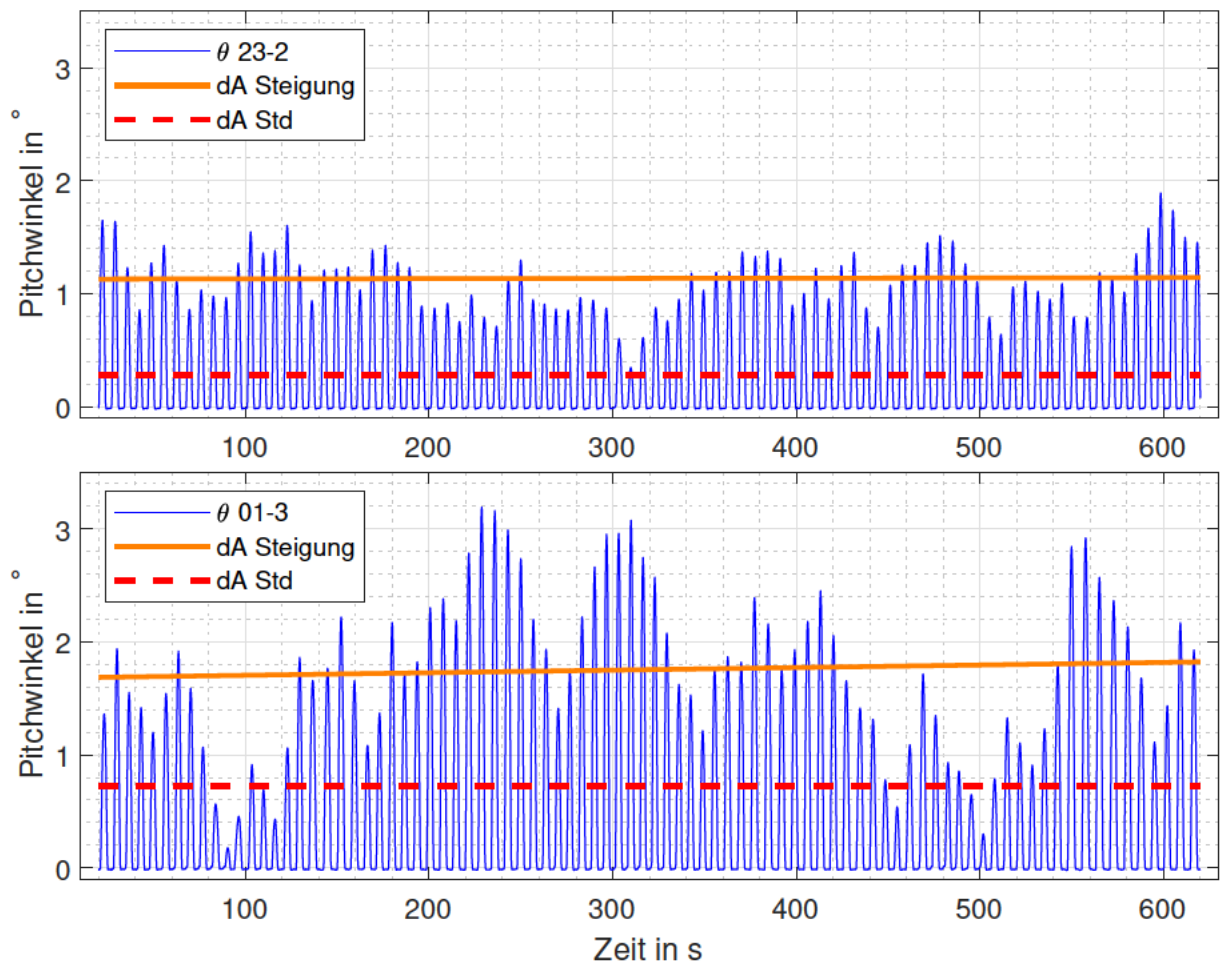


Abbildung 3.6.: Vergleich der Zeitreihen 23-2 (oben) und 01-3 (unten).

die Einteilung nach dieser Methode allgemeingültig bleibt. Sobald die Überschneidung des Laufbahnbereiches nicht mehr gegeben ist. Müsstend die PWZ an dieser Stelle getrennt und die beiden Laufbahnbereiche einzeln betrachtet werden.

Als drittes Unterscheidungskriterium wird die Standardabweichung der Zyklenamplitude genutzt. Bei einer großen Standardabweichung ist die Amplitude der Zyklen stark unterschiedlich. Dies führt zu unterschiedlichen überrollten Stellen auf der Laufbahn. Während in vielen konstanten Zyklen der Schmierfilm durch die gleichen Amplituden reduziert wird, da der Schmierstoff aus dem Kontakt gedrückt wird und kein neuer in den Kontakt eintreten kann, kann durch zwischenzeitlich auftretende größere Zyklen dem Kontakt wieder neuer Schmierstoff zugeführt werden. Stammler et al. hat die Schutzfunktion größerer Zyklen innerhalb generischer Zeitreihen mit konstanter dA in [51] bewiesen.

Der Verlauf der dA dient der Beschreibung der Reihenfolge unterschiedlicher Pitchzyklen innerhalb einer PWZ, da aus der unterschiedlichen Aneinanderreihung verschiedener Pitchzyklen unterschiedliche Steigungen resultieren.

3.2.3. Nomenklatur der Gruppen

Die Nomenklatur der Gruppen folgt dem Format A-B mit den Platzhaltern A für die Steigung der Doppelamplitude und B für die Gruppennummer basierend auf der Standardabweichung der Doppelamplitude. Die Steigungen werden nach folgendem Schema benannt. a steht in der folgenden Gleichung für die Steigung der Doppelamplitude:

$$A = \begin{cases} \text{N} & -\infty \leq \frac{a \cdot 10^4}{\text{°/s}} \leq -0.01 \\ \text{O} & -0.01 < \frac{a \cdot 10^4}{\text{°/s}} < 0.01 \\ \text{P} & 0.01 \leq \frac{a \cdot 10^4}{\text{°/s}} \leq \infty \end{cases} \quad (3.1)$$

Die Gruppennummer ergibt sich aus der Einteilung nach dem Wert der Standardabweichung der Doppelamplitude in eine von zehn Gruppen. Die Berechnung der Gruppengröße GS erfolgt in Abhängigkeit des gewählten Lagers nach den Gleichung 3.2 bis Gleichung 3.5, sodass die Einteilung auch für andere Lager funktioniert. Für die Berechnung der maximalen Standardabweichung wird ein sinusförmiger Zyklus mit einer Doppelamplitude $dA_{max,std}$, bei der die Wälzkörper an die Position des nächsten Wälzkörpers rotieren, angenommen. Die Schrittweite zur Berechnung von x beträgt $\pi/1000$:

$$dA_{max,std} = \frac{360^\circ}{z_{WK}} \cdot i_{WK} \quad (3.2)$$

$$y = \frac{dA_{max,std}}{2} \cdot \sin(x) \quad \text{mit } 0 \leq x \leq 2 \cdot \pi \quad (3.3)$$

$$s = std(y) \quad \text{nach Gleichung 2.20} \quad (3.4)$$

$$GS = \frac{s}{10} \quad (3.5)$$

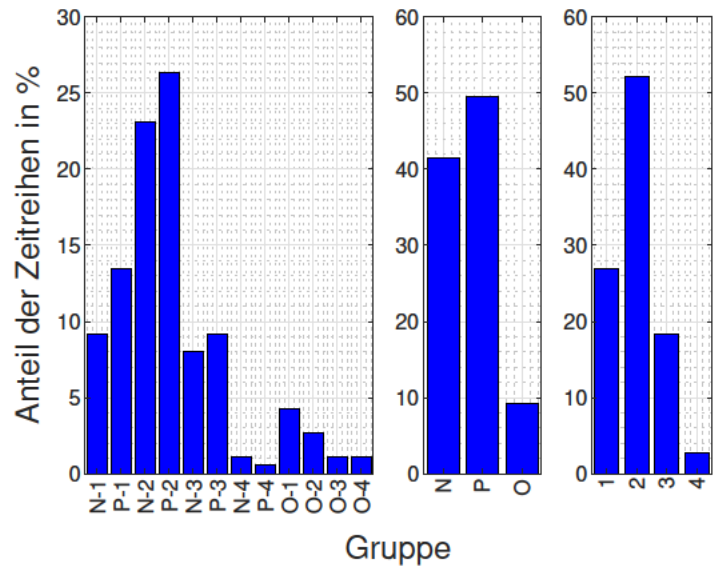
Die Gruppengröße für das Lager der IWT-7.5 beträgt somit 0,1752. Ob die Unterteilung in zehn Gruppen gleicher Größe zu fein oder zu grob ist, wird sich ggf. zum Ende dieser Arbeit zeigen. Allerdings bedarf die Einteilung einer genauen Untersuchung in zukünftigen Arbeiten, falls sich die entwickelte Methode als sinnvoll herausstellt.

3.2.4. Gruppenverteilung

Die entwickelte Methode teilt die 186 simulierten Zeitreihen in zwölf unterschiedliche Gruppen ein. Tabelle 3.3 und Abbildung 3.7 zeigen die Verteilung der PWZs auf die Gruppen, die Steigungsgruppen und die Std-Gruppen. 91 % der PWZs haben eine Steigung. Die Steigung von 49 % der PWZs ist positiv. 27 % der PWZs sind der Std-Gruppe 1 zugeordnet. Mit 52 % gehören die meisten der PWZs der Std-Gruppe 2 an. Die wenigstens PWZs sind in der Std-Gruppe 4 eingeordnet. Dies sind nur 4 %. Mit 49 Zeitreihen ist die Gruppe P-2 die Gruppe mit den meisten zugehörigen PWZ. In die Gruppen N-4, O-3 und O-4 sind nur zwei PWZ und in der Gruppe P-4 sogar nur eine PWZs eingeordnet.

Tabelle 3.3.: Gruppenverteilung. Abbildung 3.7.: Gruppenverteilung.

Gruppe	Anzahl
N-1	17
P-1	25
N-2	43
P-2	49
N-3	15
P-3	17
N-4	2
P-4	1
O-1	8
O-2	5
O-3	2
O-4	2
Summe	186



4. Versuchsplanung und -durchführung

In diesem Kapitel werden zuerst die Grundlagen der Versuchsplanung und anschließend die Versuchspläne sowie die Versuchsdurchführung erläutert. Abgeschlossen wird das Kapitel mit den Versuchsunsicherheiten.

4.1. Grundlagen der Versuchsplanung

Insgesamt sind fünf Versuche geplant. Diese bestehen neben den bisher als Pitchwinkelzeitreihen bezeichneten Zeitreihen aus einer Referenzzeitreihe (RZ) und der Schmierzeitreihe (SZ). Die Notwendigkeit der letztgenannten wird im Folgenden erklärt. Anschließend erfolgt die Erläuterung der Versuchspläne.

Alle der drei Zeitreihen können als Pitchwinkelzeitreihe bezeichnet werden, da diese jeweils den Pitchwinkel vorgeben. Zur Vermeidung von Verwechslungen werden die bisher als Pitchwinkelzeitreihen bekannten simulierten und in Gruppen eingeteilten Pitchwinkelzeitreihen von nun an als Gruppenzeitreihe (GZ) bezeichnet.

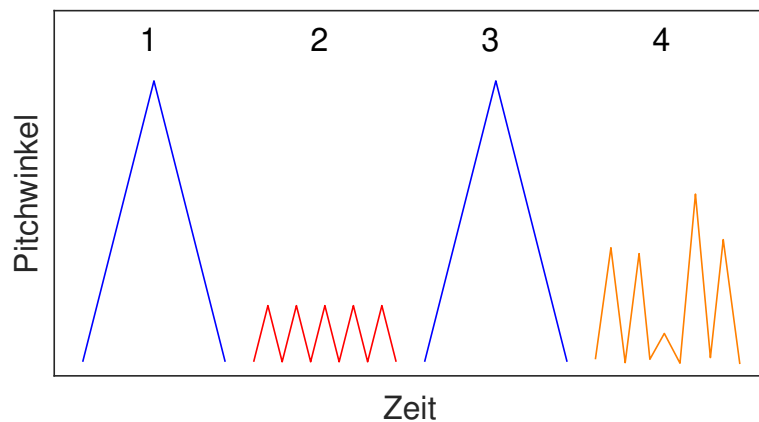
Der gewählte Ansatz für die Versuche dieser Arbeit ist neu, sodass viele Annahmen getroffen werden müssen. Die Versuche sind daher direkt nach der Durchführung ausgewertet worden, um die Annahmen so weit wie möglich zu verifizieren und die Erkenntnisse iterativ für die Versuchsplanung der folgenden Versuche zu nutzen.

Das Ziel der Versuche ist den Abbau des Schmierfilms durch verschiedene GZs zu untersuchen. Die Dicke des Schmierfilms ist innerhalb eines Wälzlagers nicht direkt messbar. Als Indikator dient daher das Drehmoment. Das Drehmoment allein kann Verschleiß nicht vorhersagen oder charakterisieren, da Reibung und Verschleiß eine Systemantwort des Tribosystems sind. Es ist bekannt, dass ein ausgeprägter Schmierfilm die Reibung im Wälzlager verringert, sodass angenommen werden kann, dass die Reibung beim Abbau des Schmierfilm größer wird (siehe Abschnitt 2.3.2). Ebenso verschlechtert eine Verschleißerscheinungsform die Oberfläche im Wälzlager, sodass ebenfalls die Reibung ansteigen sollte (siehe Abschnitt 2.3.4) Daher kann angenommen werden, dass das Drehmoment als Abbruchkriterium für eine GZ dienen kann.

Der Versuchsplan wird in Blöcken, bestehend aus vier Schritten, erstellt. Die Reihenfolge innerhalb eines Blockes ist in Tabelle 4.1 aufgelistet. Die Abbildung 4.1 rechts daneben zeigt schematisch den Pitchwinkel der Zeitreihen. Detaillierte Abbildungen der Zeitreihen sind in den folgenden Unterkapiteln dargestellt.

Tabelle 4.1.:
Versuchsschritte.

Nr.	Zeitreihe
1.	Schmierzeitreihe
2.	Referenzzeitreihe
3.	Schmierzeitreihe
4.	Gruppenzeitreihe

Abbildung 4.1.: Schematische Darstellung der Versuchsschritte
(nicht maßstabsgerecht).

Zwischen jeder Referenz- oder Gruppenzeitreihe wird der Schmierfilm durch die Schmierzeitreihe zurückgesetzt. Außerdem erfolgt vor jeder Gruppen- eine Referenzzeitreihe, um Veränderungen des Tribosystems zu erkennen. Um die 18 ausgewählten Gruppenzeitreihen zu testen sind somit 18 Blöcke notwendig. Nach der letzten Gruppenzeitreihe erfolgt eine Schmier- und eine Referenzzeitreihe, um den finalen Zustand des Tribosystems festzuhalten. Dies führt zu 74 Versuchsschritten. Diese können nicht alle in einzelnen Dateien an den Prüfstand übergeben werden, da die Steuerung auf 50 Dateien limitiert ist. Aufgrund dieser Limitierung werden in einer Datei immer die Schmierzeitreihe und die darauf folgende Referenz- bzw. Gruppenzeitreihe zusammengefasst.

Bei mehrfacher Überschreitung eines gewählten Drehmoments wird der aktuelle Schritt abgebrochen und der nächste Schritt ausgeführt. Um die Neigung zu Verschleiß durch eine dauerhafte Belastung an der selben Stelle im Lager zu reduzieren starten die Zeitreihen versetzt. Dies wird erreicht, in dem jeder Schmierzeitreihe ein Offset addiert wird. Als Offsetwert wird 7° gewählt, da dies weder ein Vielfaches der Doppelamplitude der Referenzzeitreihe noch ein Teiler des Teilungswinkels des verwendeten Lagers ist. Dadurch liegen die Wälzkörper zu Beginn einer Zeitreihe nie an der selben Stelle.

Die Lager werden mit 90 kN axial verspannt. Dies führt zu den in Abschnitt 2.2.3 berechneten Abmessungen.

Alle Versuche werden mit dem Fett Gleitmo 585 K von Fuchs durchgeführt, da dies ein bei Blattlagern häufig verwendetes Fett ist. Die Bewertung von GZs ist unabhängig vom verwendeten Schmiermittel. Für die Auswahl des Schmiermittels ist daher nur entscheidend, dass dieses Verschleiß nicht vollständig verhindert. Das ist bei dem verwendeten Fett gegeben.

4.1.1. Referenzzeitreihe

Um den Zustand des Tribosystems über den gesamten Versuchszeitraum zu überwachen, wird eine Zeitreihe benötigt, die den Schmierfilm auf jeden Fall abbaut und reproduzierbar ist. Die gewählte Zeitreihe wird am IWES sehr häufig für Verschleißtests an Blattlagern verwendet. Ein 20 sekundiger Ausschnitt ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Die Referenzzeitreihe besteht aus 50,5

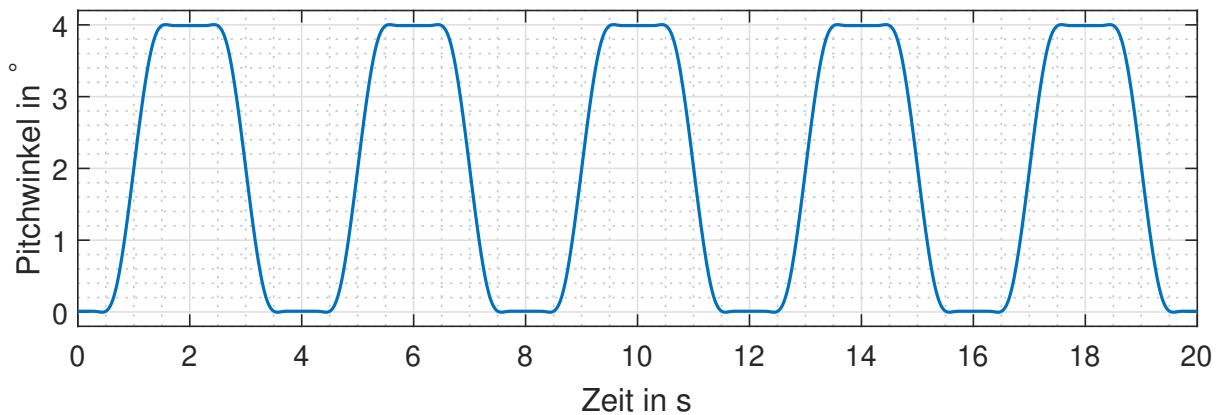
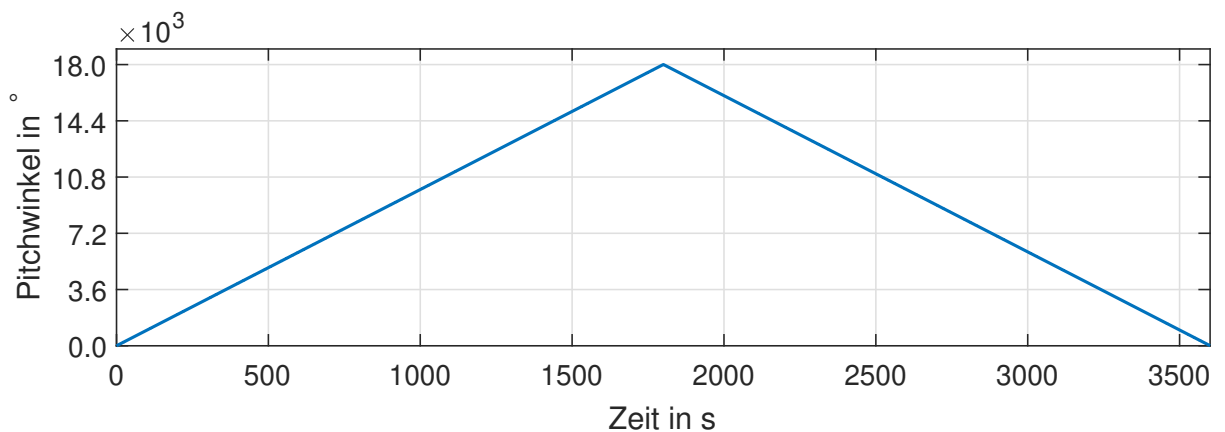


Abbildung 4.2.: Ausschnitt der Referenzzeitreihe.

Zyklen mit einer Doppellamplitude von $3,98^\circ$ und einer Frequenz von $0,5\text{ Hz}$. Das $x/2b$ -Verhältnis am Innenring beträgt $2,026$. An den Umkehrpunkten wird jeweils für eine Sekunde pausiert. Die Pause dient zur Abkühlung des Motors. Diese ist am BEAT0.2 nicht notwendig; sie wird dennoch beibehalten, um die Vergleichbarkeit mit Versuchen am BEAT0.1 zu ermöglichen.

4.1.2. Schmierzeitreihe

Um den Schmierfilm innerhalb der Lager wiederherzustellen, wird ein großer Zyklus mit einer dA von 1800° (5 Umdrehungen) bzw. 18000° (50 Umdrehungen) durchfahren. Die dA ergibt sich aus der Annahme, dass mehrere vollständige Rotationen das Fett im Lager wieder verteilen und dadurch den Schmierfilm wieder aufbauen. Zuerst sind dafür 5 Umdrehungen angenommen worden. Bereits Versuch 1 hat gezeigt, dass dies nicht immer ausreichend ist, daher sind ab Versuch 2 50 Umdrehungen verwendet worden. Der Zyklus wird jeweils mit $10^\circ/\text{s}$ gefahren und der Verlauf ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

Abbildung 4.3.: Schmierzeitreihe bis 18000° .

4.1.3. Zeitreihen der Gruppen

Aus den zwölf Gruppen sind insgesamt 18 GZs ausgewählt worden. Es wird dabei angenommen, dass die statistische Ähnlichkeit der GZs zu einer ähnliche Neigung zum Verschleiß führt. Dennoch wurde je Gruppe die Zeitreihe mit der kleinsten und größten Steigung ausgewählt, um zu überprüfen, ob die Extrema der Steigung der dAs zu unterschieden in der Verschleißneigung führen. Für die Gruppen ohne Steigung wird nur eine Zeitreihe ausgewählt. Da der Gruppe P-4 nur eine Zeitreihe zugeordnet wird und die Steigung der Zeitreihen in Gruppe N-4 annähernd gleich ist, wird nur je eine Zeitreihe dieser Gruppen ausgewählt. Die ausgewählten Zeitreihen sind in Anhang B dargestellt.

4.1.4. Wahl des Abbruchkriteriums

Die aktuelle Zeitreihe soll abgebrochen werden, sobald das Drehmoment zu groß wird, um das Lager vor Verschleiß zu schützen und nur die Dauer bis zum Abbau des Schmierfilms zu untersuchen. Dazu wird ein Schwellenwert definiert, der mehrfach überschritten werden muss, um den Abbruch nicht durch einzelne Ausreißer auszulösen. Durch die oszillierende Bewegung treten auch negative Drehmomente auf, sodass auch die Unterschreitungen der unteren Grenze gezählt werden. Als Grenzwert wird 30 % über dem Drehmoment bei rotatorischer Bewegung gewählt. Dies basiert auf Erfahrungswerten des IWES und ist nach dem ersten Versuch nicht verändert worden, da das Auftreten von Verschleiß ausreichend verhindert wurde. Außerdem sollten möglichst wenig Parameter zwischen den Versuchen verändert werden, um die Vergleichbarkeit der Versuche zu gewährleisten. Daraus folgen $\pm 28 \text{ N} \cdot \text{m}$ als Grenzwerte.

Die Zählung der Überschreitungen der Grenzwerte erfolgt direkt auf der Prüfstandssteuerung mit 1000 Hz, da die Messdaten nur mit 100 Hz aufgezeichnet werden, können in den aufgezeichneten und untersuchten Daten weniger Über- bzw. Unterschreitungen des Grenzwerts auftreten. Daher kann die Position der einzelnen Überschreitungen nicht genau nachvollzogen werden.

4.2. Versuchspläne

In diesem Unterkapitel werden die Versuchspläne erläutert. Aufgrund der Länge der Versuchspläne sind in den Unterabschnitten nur die wichtigsten Teile der Versuchspläne abgebildet. Die vollständigen Versuchspläne sind im Anhang B zu finden.

4.2.1. Versuchsplan Versuch 1

Der erste Versuch dient grundsätzlich zur Validierungen der notwendigen Annahmen. Es werden alle 18 ausgewählten GZs getestet. Insgesamt sind somit 74 Schritte notwendig. Die Schmierzeitreihen haben eine Doppellamplitude von 1800° . Tabelle 4.2 zeigt die Reihenfolge der GZs. Jede dieser 10 minütigen Zeitreihen wird wiederholt bis 10 Wiederholungen erfolgt sind oder fünf Mal der Grenzwert von $\pm 28 \text{ N} \cdot \text{m}$ überschritten wird (siehe Abschnitt 4.1.4). Die GZs der selben Standardabweichungsgruppe werden hintereinander getestet. Innerhalb der Standardabweichungsgruppen erfolgt die Reihenfolge aufsteigend von der kleinsten absoluten Steigung der Amplituden zur größten. Der vollständige Versuchsplan ist um die Schmier- und Referenzzeitreihen erweitert und in Tabelle A.1 dargestellt.

Tabelle 4.2.: Reihenfolge der Gruppenzeitreihen in Versuch 1.

Schritt	Gruppe	Sim ID	Zyklusanzahl
4	N-1	09-4	870
8	P-1	20-6	890
12	N-1	12-4	890
16	P-1	12-1	900
20	O-1	23-2	890
24	N-2	30-6	870
28	P-2	07-5	890
32	N-2	15-1	890
36	P-2	17-3	880
40	O-2	25-3	880
44	P-3	18-4	860
48	N-3	10-1	870
52	P-3	27-5	840
56	N-3	27-1	850
60	O-3	05-2	840
64	P-4	01-3	860
68	N-4	01-5	870
72	O-4	01-6	870

4.2.2. Versuchsplan Versuch 2

Die weiteren Versuche basieren auf den Erkenntnissen aus dem ersten Versuch. Die Reihenfolge der Gruppenzeitreihen wird für Versuch 2 nicht geändert. Die Doppelamplitude der Schmierzeitreihen nach den Gruppenzeitreihen wird auf $18\,000^\circ$ erhöht, da die Anzahl der Wiederholungen einer Gruppenzeitreihe auf 30 erhöht wird. Die Doppelamplitude der Schmierzeitreihen nach den Referenzzeitreihen bleibt bei 1800° . Außerdem werden die Zeitreihen erst nach 10 Überschreitungen von $\pm 28\text{ N}\cdot\text{m}$ abgebrochen. Daraus ergibt sich die Reihenfolge der Gruppenzeitreihen in Tabelle 4.3 und der vollständige Versuchsplan in Tabelle A.2.

Tabelle 4.3.: Reihenfolge der Gruppenzeitreihen in Versuch 2.

Schritt	Gruppe	Sim ID	Zyklenanzahl
4	N-1	09-4	2610
8	P-1	20-6	2670
12	N-1	12-4	2670
16	P-1	12-1	2700
20	O-1	23-2	2670
24	N-2	30-6	2610
28	P-2	07-5	2670
32	N-2	15-1	2670
36	P-2	17-3	2640
40	O-2	25-3	2640
44	P-3	18-4	2580
48	N-3	10-1	2610
52	P-3	27-5	2520
56	N-3	27-1	2550
60	O-3	05-2	2520
64	P-4	01-3	2580
68	N-4	01-5	2610
72	O-4	01-6	2610

4.2.3. Versuchsplan Versuch 3

Im folgenden Versuch wird die Reihenfolge der Zeitreihen umgekehrt. Falls das Abbruchkriterium und die Schmierzeitreihen den Lagerzustand nicht vollständig zurücksetzen können, wird durch die geänderte Reihenfolge sichergestellt, dass die später getesteten GZs am Beginn mit einem neuen Lager und frischem Schmierfilm getestet werden. Alle weiteren Parameter werden im Vergleich zum vorherigen Versuch beibehalten. Die Reihenfolge der Gruppenzeitreihen sind in Tabelle 4.4 und der gesamte Versuchsplan in Tabelle A.3 dargestellt.

Tabelle 4.4.: Reihenfolge der Gruppenzeitreihen in Versuch 3.

Schritt	Gruppe	Sim ID	Zyklusanzahl
4	O-4	01-6	2610
8	N-4	01-5	2610
12	P-4	01-3	2580
16	O-3	05-2	2520
20	N-3	27-1	2550
24	P-3	27-5	2520
28	N-3	10-1	2610
32	P-3	18-4	2580
36	O-2	25-3	2640
40	P-2	17-3	2640
44	N-2	15-1	2670
48	P-2	07-5	2670
52	N-2	30-6	2610
56	O-1	23-2	2670
60	P-1	12-1	2700
64	N-1	12-4	2670
68	P-1	20-6	2670
72	N-1	09-4	2610

4.2.4. Versuchsplan Versuch 4 und 5

Zum Abschluss werden zwei GZs ausgewählt und ohne Abbruchkriterium oder Schmierfahrt wiederholt bis Verschleiß auftritt. Dazu wird ein Lagersatz in Versuch 4 mit einer GZ beansprucht, die in den vorherigen Versuchen nach wenigen Zyklen das Abbruchkriterium erreicht hat und ein weiterer Lagersatz wird in Versuch 5 mit einer GZ beansprucht, die in den vorherigen Versuchen erst nach sehr vielen Zyklen bzw. im besten Fall nie abgebrochen ist. Dadurch wird verglichen, ob der schnelle Abbau des Schmierfilms auch zu mehr Verschleiß führt.

Für Versuch 4 wird die GZ 09-4 aus der Gruppe N-1 verwendet. Diese enthält 87 Zyklen und wird 87 Mal wiederholt, sodass 7569 Zyklen auftreten. Die GZ 01-5 aus der Gruppe N-4 wird für Versuch 5 verwendet. Diese enthält ebenfalls 87 Zyklen und wird auch 87 Mal wiederholt, sodass 7569 Zyklen auftreten. Die Begründung der Auswahl dieser beiden Zeitreihen erfolgt in Abschnitt 5.6.

4.3. Versuchsdurchführung

Vor dem Zusammenbau des Prüfstandes werden die Lager gesäubert und auf die Welle aufgezogen. Anschließend werden die Lager eingefettet und in das Gehäuse des Prüfstandes geschoben. Für alle Versuche wird das Gleitmo 585 K von Fuchs verwendet. Die Welle wird über die Kupplung mit dem Motor verbunden und die Lager werden mit $48^\circ/\text{s}$ bis auf $36\,000^\circ$ eingelaufen. Währenddessen wird die Last schrittweise auf 90 kN erhöht. Anschließend wird wieder die 0° -Position angefahren und der Versuch kann mit geschmierten Lagern gestartet werden.

4.4. Versuchsunsicherheiten

Die Versuche am BEAT0.2 sind mit Unsicherheiten behaftet. Die Unsicherheiten und die Möglichkeiten zur Reduzierung dieser werden im Folgenden erläutert.

Die Kontaktpressung im Lager könnte über den Umfang nicht gleich sein. Dadurch könnten die Verschleißerscheinungsformen über den Umfang unterschiedlich stark ausgeprägt sein. Außerdem würde das Drehmoment bei rotierender Bewegung sinusförmig verlaufen. Dies könnte durch nicht parallel ausgerichtete Lager entstehen.

Die gemessene Axialkraft könnte aufgrund der nicht parallelen Ausrichtung ebenfalls sinusförmig verlaufen. Die Kraft könnte daher nicht genau eingestellt werden. Dieses Problem würde zusätzlich durch die verwendete Handpumpe weiter verstärkt werden, da diese keine feine Einstellung des Druckes am Zylinder erlaubt.

Die zur Schmierung eingebrachte Fettmenge wird nicht gemessen, sodass unterschiedliche Fettmengen im Lager vorhanden sein können. Ebenfalls ist nicht bekannt, wie viel Fett ins Lager eingebracht werden muss, um eine ausreichende Schmierung zu gewährleisten. Vorbeugend wird das Lager daher komplett gefüllt, während es mit der Hand rotiert wird. Das Fett wird mit einer Kartuschenpresse direkt zwischen die Kugeln gepresst, sodass die Lager höchstwahrscheinlich ausreichend geschmiert sind.

Die Temperatur und Luftfeuchtigkeit in der Umgebung des Prüfstandes wird weder gemessen noch konstant gehalten, dennoch sollte dieser Einfluss sehr gering sein, da die Lager im Prüfstand zur Umgebung hin abgedichtet sind und der Prüfstand in einem dauerhaft beheizten Gebäude steht. Die Reibung ist ebenfalls gering, sodass keine Temperaturerhöhung aufgrund der Bewegung innerhalb der Lager zu erwarten ist. Außerdem ist das verwendete Fett für einen Temperaturbereich von -45°C bis 130°C zugelassen.

Durch den zeitlichen Abstand zwischen den Versuchen könnten unterschiedliche Produktionschargen des Fetts mit nicht konstanten Eigenschaften verwendet werden.

Die Wälzlager könnten ebenfalls aus unterschiedlichen Produktionschargen stammen. Außerdem könnten die Toleranzen der Lagerbauteile unterschiedlich ausfallen, sodass die Reibung und die Kontaktpressung unterschiedlich wären. Bei der Reinigung der Lager und/oder dem Zusammenbau des Prüfstandes könnten Fremdstoffe ins Lager eindringen, sodass der Verschleiß im Lager erhöht und der Abbau des Schmierfilms beschleunigt werden würde.

Diese Effekte würden dazu führen, dass die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse nicht vollständig gegeben ist.

Zusätzlich ist unbekannt, ob der Schmierfilm nach einer Referenzzeitreihe oder einer GZ durch eine rotatorische Bewegung zurückgesetzt werden kann. Da Lager bei rotatorischen Bewegungen unter den vorhandenen Lasten nicht innerhalb der Versuchsdauer verschleifen, wird dies allerdings angenommen. Unklar ist dennoch wie viele Rotationen zum Aufbau des Schmierfilms notwendig sind und wie groß die Winkelgeschwindigkeit dabei sein muss bzw. darf.

Die Wahl des Abbruchkriteriums basiert auf Vermutungen, die bisher nicht validiert sind. Ebenso ist unklar, ob das Abbruchkriterium erst nach Abbau des Schmierfilms zum Abbau führt. Die Zeitreihen könnten daher zu früh abbrechen oder erst nach Beginn des Verschleißprozesses abbrechen. Ersteres wäre weniger kritisch, da diese Ungenauigkeit für alle Zeitreihen gleichermaßen gilt; letzteres würde alle nachfolgenden Messwerte verfälschen. Um den entgegen zu wirken endet die Schmierzeitreihe 7° früher. Dadurch starten alle Referenz- und Gruppenzeitreihen mit einem Offset von 7° . Dieser Wert wird gewählt, da 360° kein Vielfaches von 7° ist. Erst nach sieben vollständigen Umdrehungen bzw. 360 getesteten Zeitreihen werden die selben Stellen wieder belastet.

Wenn es während einer Zeitreihe einmalig zu Schlupf des Wälzkörpersatzes kommt, dann verschiebt sich der Kontaktpunkt. Bei dauerhaft auftretendem Schlupf wird das $x/2b$ Verhältnis verändert. Durch beides kann der Schmierfilm im Kontakt geändert werden, aus denen zum einen Größenänderungen der Verschleißmarken und zum anderen Veränderungen am gemessenen Drehmoment auftreten.

Die Reproduzierbarkeit der Referenzzeitreihen innerhalb eines Versuch könnte nicht gegeben sein. Dadurch würde diese den Zustand des Lagers nicht beschreiben. Durch den Offset nach den Schmierzeitreihen beschreiben die Referenzzeitreihen nur die Kontaktbedingungen in der Nähe der GZ.

Ebenso könnte die Referenzzeitreihe bereits Verschleiß erzeugen, falls das Abbruchkriterium nicht rechtzeitig zum Abbruch führen würde. Außerdem könnte die Referenzzeitreihe den Zustand des Schmierfilms verändern, falls dieser nicht durch die Schmierzeitreihe zurückgesetzt werden würde.

Die Steuerung des Prüfstandes erlaubt maximal 50 Schritte. Da für die Versuche mehr Schritte notwendig sind, sind die Schmierfahrten mit den darauf folgenden Zeitreihen zusammengefasst. Dadurch würden Drehmomentspitzen während der Schmierfahrt bereits mitgezählt, sodass die folgende Zeitreihe ggf. früher abbrechen oder gar nicht getestet werden würde.

5. Auswertung

Die Auswertung und Visualisierung der Daten erfolgt mit MATLAB. Die Lagerringe werden mit einem Laser Mikroskop auf Verschleißschäden untersucht. Da die verwendeten Lager selbsthaltende Lager sind, müssen die Außenringe vor dem Mikroskopieren zerteilt werden, sodass es sich um eine zerstörende Prüfung handelt. Zuerst werden die Versuche einzeln ausgewertet. Anschließend erfolgt die Auswertung der Zeitreihen über die Versuche hinweg. Die Methodik der Auswertung wird für Versuch 1 ausführlich erläutert. Für die weiteren Versuche werden nur Besonderheiten bzw. Änderungen sowie die Ergebnisse detailliert erklärt.

5.1. Versuchsübersicht

Tabelle 5.1 zeigt einen Überblick auf alle Versuche, Versuch IDs und Lager IDs sowie das Datum des Tests und die Anzahl der getesteten Reihen.

Tabelle 5.1.: Versuchsübersicht.

Versuch	Versuchsplan	Test ID	Lager ID		Testdatum	Anzahl Zeitreihen
			Motorseite	Zylinderseite		
1	1	79	0138	0137	22.06.2021	18
2-1	2	81	0142	0141	10.08.2021	18
2-2	2	83	0145	0146	24.08.2021	18
3	3	84	0148	0147	03.09.2021	18
4	4	93	0165	0164	11.10.2021	1
5	5	94	0167	0166	12.10.2021	1

5.2. Versuch 1

Der erste Versuch hat die Test ID 79 und ist am 22.06.2021 mit den Lager 0138 auf der Motorseite und dem Lager 0137 auf der Zylinderseite durchgeführt worden. Der Versuchsplan ist in Abschnitt 4.2.1 beschrieben.

5.2.1. Zustand der Lager von Versuch 1

Abbildung 5.1 zeigt auf der x-Achse die Nummern der GZs und darunter deren jeweilige Gruppe und auf der y-Achse das Drehmoment der Referenzzeitreihen von Versuch 1. Die grauen vertikalen Linien trennen die in Abschnitt 4.1 erläuterten Blöcke voneinander. Die vertikalen schwarzen gestrichelten Linien trennen die Standardabweichungsgruppen voneinander. In blau ist das maximale Drehmoment des ersten Zyklus der Referenzzeitreihe und in rot das maximale Drehmoment innerhalb der Referenzzeitreihe eingetragen.

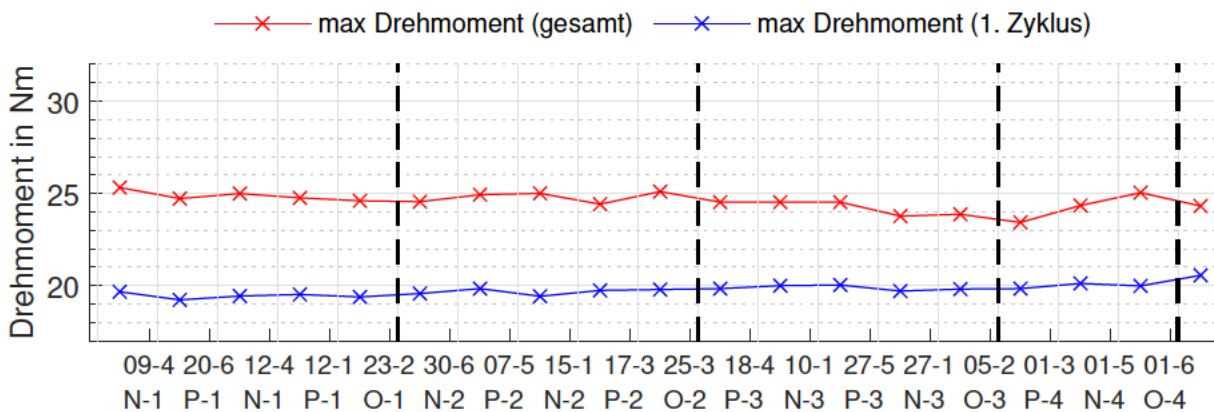


Abbildung 5.1.: Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihen in Versuch 1.

Das Drehmoment zu Beginn des Versuches ist annähernd konstant und steigt leicht zum Ende des Versuches an. Das maximale Drehmoment während der Referenzzeitreihen nimmt bis Gruppe P-4 ab und steigt dann auf das Niveau zu Beginn des Versuches. Es wird davon ausgegangen, dass sich der Schmierzustand nicht über den Versuchszeitraum verschlechtert, sodass jede Zeitreihe zu Beginn mit einem vollständig ausgeprägten Schmierfilm startet.

Auf allen Laufbahnen sind kleine Eindrücke und Kratzer in axialer Richtung vorhanden. Zusätzlich sind Laufspuren in radialer Richtung zu erkennen. Diese sind so gering ausgeprägt, dass sie von den Spuren der Oberflächenbearbeitung, dem Hartdrehen, kaum zu unterscheiden sind.

Am Innenring des zylinderseitigen Lagers befindet sich eine Verschleißmarke durch Kontaktkorrosion. Die Marke ist Abbildung 5.2 5-fach vergrößert dargestellt. Durch die Marke verläuft einer der Kratzer. Der abrasive Materialabtrag aufgrund der Kontaktkorrosion sowie die Abgrenzung zur ungeschädigten Laufbahn sind deutlich zu erkennen. Die Verschleißmarken können keiner der Zeitreihen zugeordnet werden, da die Position der Marken auf dem Lagerring nicht mit der Position des Motors zusammengeführt werden können.¹ Auf den Wälzkörpern sind kleine Kratzer zu erkennen.

¹ Die Lager werden nach dem Ausbau mit einem willkürlich gezeichneten Strich gekennzeichnet. Dadurch können Verschleißmarken später identifiziert werden. Allerdings ist es nicht möglich die Position mit der Positionsmessung des Prüfstandes oder einer Kontaktstelle zu vergleichen, da die Bewegung des Lagers während des Ausbaus nicht verhindert werden kann und die Positionen der Kugeln während des Versuches unbekannt sind.

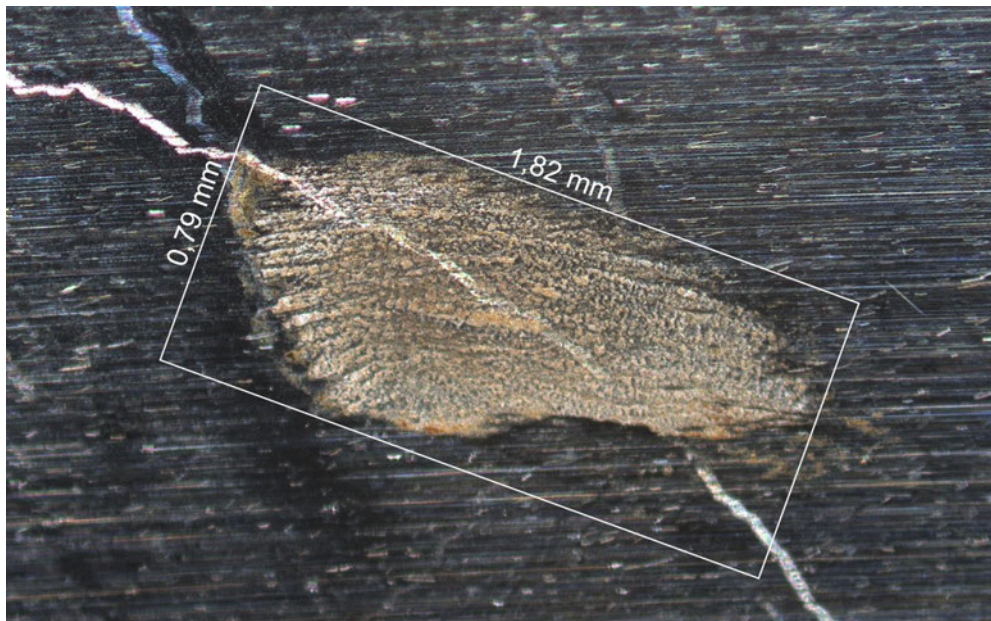


Abbildung 5.2.: Kontaktkorrosion und Kratzer am Innenring des zylinderseitigen Lagers von Versuch 1 (5-fach vergrößert).

5.2.2. Aufbau des Schmierfilms während Versuch 1

Die Distanz bis der Schmierfilm durch rotieren des Lagers aufgebaut bzw. wiederhergestellt ist, wird durch den Verlauf des Drehmoments bestimmt. Das Drehmoment ist über eine Umdrehung nicht konstant. Dies liegt wahrscheinlich an einer geringen Verkippung der Lager zueinander, sodass der Kraftfluss über den Umfang der Lager nicht konstant ist. Daher kann kein Grenzwert definiert werden, unter den das Drehmoment bei einem geschmierten Lager fallen muss. Es wird angenommen, dass der Schmierfilm aufgebaut ist, sobald der Verlauf des Drehmoments glatt ist. Außerdem sollte im weiteren Verlauf der Rotation das Drehmoment nicht mehr signifikant geringer werden. Diese Annahmen basieren auf der Annahme, dass im geschmierten Zustand die Reibung am geringsten ist und das Fett im Lager gleichmäßig verteilt ist, sodass keine Sprünge im Drehmoment auftreten. Diese Annahme kann in dieser Arbeit nicht validiert werden, da die Schmierfilmdicke nicht gemessen werden kann.

Abbildung B.5 zeigt den Verlauf des Drehmoments während der Schmierzeitreihe nach der ersten Referenzzeitreihe von Versuch 1. Zusätzlich sind die Drehmomentsspitzen gekennzeichnet. Aufgrund der Größe ist dieses Diagramm im Anhang aufgeführt. Die Drehmomentsspitzen werden durch die MATLAB-Funktion `findpeaks` mit der Option `MinPeakProminence` und dem Wert 2 bestimmt. Mit dieser Option werden Drehmomentsspitzen gefunden, die aufgrund ihres Werts gegenüber benachbarten Spitzenwerten hervorstechen [35]. Der Wert 2 hat sich dabei als zielführend herausgestellt. Dennoch muss dieses Ergebnis noch manuell überprüft und ggf. korrigiert werden. Einer Korrektur bedarf es, wenn das Niveau des Drehmoments sinkt. In diesem Fall wird der Schmierfilm erst nach dem Abfall des Niveaus als aufgebaut betrachtet. Die Distanz wird ebenfalls korrigiert, wenn nach mehreren Umdrehungen ohne Drehmomentsspitzen vereinzelt weitere Spitzen auftreten. Dies geschieht häufig, wenn der maximale Winkel der Schmierzeitreihe erreicht ist und die Drehrichtung geändert wird oder zum Ende der Zeitreihe, wie im Beispiel im Anhang zu

sehen ist. Aus der Position des letzten Spitzenwerts nach der Korrektur ergibt sich Distanz bis der Schmierfilm wiederhergestellt ist.

Abbildung 5.3 zeigt die Distanzen bis zur Wiederherstellung des Schmierfilms aller Schmierzeitreihen von Versuch 1. In blau sind die Schmierzeitreihen gekennzeichnet, die den Schmierfilm wieder aufgebaut haben und in rot die Schmierzeitreihen die den Schmierfilm nicht wiederhergestellt haben. Dies ist immer dann der Fall, wenn bis zum Ende der Schmierzeitreihen noch Drehmomentspitzen auftreten und kein glatter Verlauf des Drehmoments erreicht wird. Die Schmierzeitreihen nach den Referenzzeitreihen sind mit einem Kreuz gekennzeichnet, die Schmierzeitreihen nach den GZs sind als Stern eingezeichnet. Die umkreisten Markierungen kennzeichnen Schmierzeitreihen nach abgebrochenen GZs bzw. abgebrochenen Referenzzeitreihen (siehe Abschnitt 5.2.3). Auf der x-Achse sind die GZs in der Reihenfolge des Versuchsplans aufgeführt. Die grauen vertikalen Linien trennen die in Abschnitt 4.1 erläuterten Blöcke voneinander. Die vertikalen schwarzen gestrichelten Linien trennen die Standardabweichungsgruppen voneinander ab.

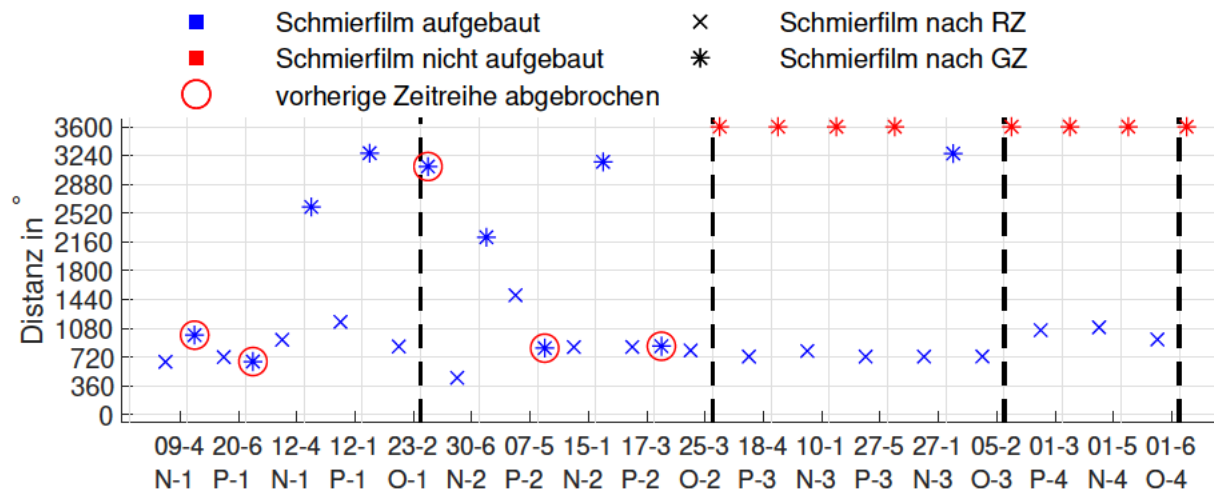


Abbildung 5.3.: Distanz bis der Schmierfilm bei Versuch 1 durch Rotation wieder aufgebaut ist.

Der Schmierfilm wird nach den Referenzzeitreihen immer wiederhergestellt. Dazu wird durchschnittlich eine Distanz von 865° benötigt. Alle GZ starten daher mit einem vollständig ausgeprägten Schmierfilm. Die Schmierdistanzen nach den abgebrochenen GZ liegen im selben Bereich wie die Schmierdistanzen nach den Referenzzeitreihen. Eine Ausnahme bildet dabei nur die Schmierdistanz nach der GZ 30-6, da diese erst 4 Zyklen vor dem eigentlichen Ende abbricht, ist dies erwartbar. Die Schmierdistanzen nach den GZs beträgt mindestens 664° . Die durchschnittliche Schmierdistanz nach den nicht abgebrochenen Zeitreihen beträgt mindestens 3311° . Dieser Wert ist als untere Grenze zu verstehen, da nach der GZ 25-3 der Schmierfilm durch die Schmierzeitreihe nach den GZs nicht wiederhergestellt werden kann. Eine Ausnahme bildet die Schmierzeitreihe nach der GZ 27-1, für die 3265° benötigt werden.

Die generell größere notwendige Schmierdistanz nach den GZs deutet daraufhin, dass die Dauer zur Wiederherstellung des Schmierfilms von der Anzahl der Zyklen abhängt. Der im vorherigen Kapitel analysierte Drehmomentverlauf der Referenzzeitreihen zeigt keine negativen Auswirkungen durch den nicht wiederhergestellten Schmierfilm nach den GZs. Die Auswertemethodik scheint daher entweder nicht zielführend zu sein oder der Einfluss des Schmierfilmzustandes auf das

Drehmoment ist eher gering. Da nur auf einer Lagerlaufbahn eine kleine Stelle mit Verschleiß zu erkennen ist, muss der Schmierfilm dennoch ausreichend ausgeprägt sein.

5.2.3. Abbruch der Zeitreihen während Versuch 1

Abbildung 5.4 zeigt den Anteil der getesteten Zyklen bis zum Abbruch (siehe Abschnitt 4.1.4) der GZs in Versuch 1. Die GZs sind als Kreuz, die Referenzzeitreihen als Punkt und die Schmierzeitreihen als Quadrat eingezeichnet. Die vollständig getesteten Zeitreihen sind in blau dargestellt, während die abgebrochenen Zeitreihen in rot eingezeichnet sind. Die grauen vertikalen Linien trennen die in Abschnitt 4.1 erläuterten Blöcke voneinander. Die vertikalen schwarzen gestrichelten Linien trennen die Standardabweichungsgruppen voneinander.

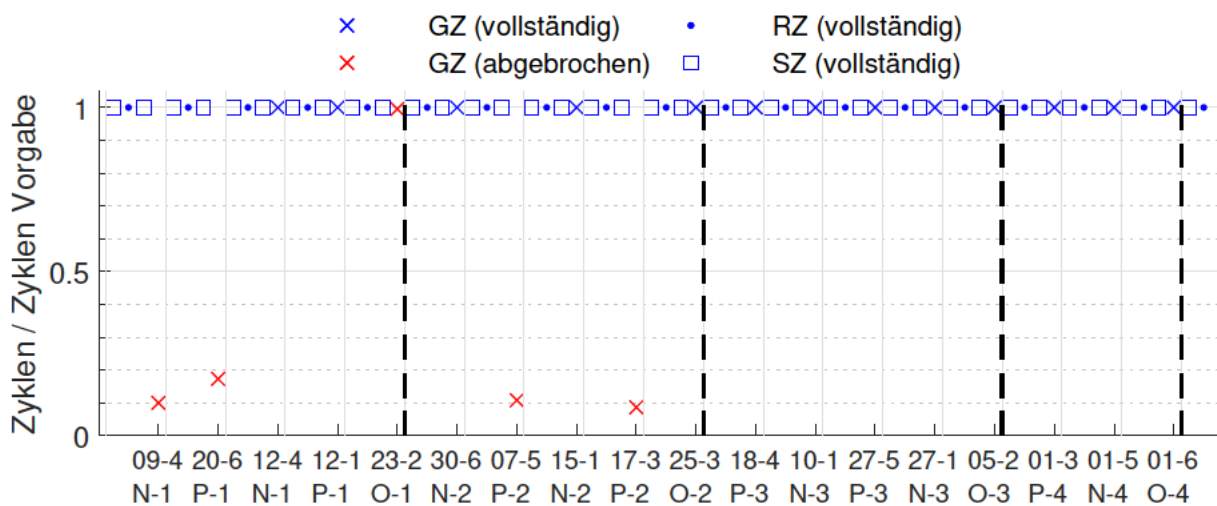


Abbildung 5.4.: Anteil der durchfahrenen Zyklen je GZ in Versuch 1.

Im ersten Versuch brechen fünf der 18 GZs ab. Dazu muss der Grenzwert von $\pm 28 \text{ N} \cdot \text{m}$ fünf Mal über- oder unterschritten werden. Die GZ 23-2 bricht nach 886 der 890 Zyklen ab und wird daher als vollständige Zeitreihe interpretiert.

Die GZs 17-3, 09-4, 07-5 und 20-6 brechen ähnlich früh nach 9%, 10%, 11% bzw. 17% ab. Diese Abbrüche sind, wie bereits erläutert, nicht auf eine Schädigung im Lager oder auf generelle Veränderungen des Schmierfilms zurückzuführen, sondern müssen aus den GZ selbst resultieren.

5.2.4. Zusammenfassung Versuch 1

Die Anzahl der Wiederholungen einer GZ wird in den nachfolgenden Versuchen erhöht, um mehr bis bestenfalls jede GZ abbrechen zu lassen. Daher wird ebenfalls die dA der Schmierzyklen erhöht, um einen vollständig ausgeprägten Schmierfilm vor jeder Zeitreihe des Lagers sicherzustellen. Außerdem wird die Anzahl der Über- bzw. Unterschreitungen bis zum Abbruch der Zeitreihen von 5 auf 10 erhöht, um den Abbruch weniger abhängig von einzelnen Zyklen mit hohem bzw. niedrigen Drehmoment zu machen.

5.3. Versuch 2-1

Der zweite Versuch hat die Test ID 81 und ist am 10.08.2021 mit den Lager 0142 auf der Motorseite und dem Lager 0141 auf der Zylinderseite durchgeführt worden. Der Versuchsplan ist in Abschnitt 4.2.2 beschrieben. Die Anzahl der Wiederholungen einer GZ ist um Faktor 3, die Anzahl der Überschreitungen bis zum Abbruch der Zeitreihe um Faktor 2 und die dA der Schmierzeitreihen nach den GZ um Faktor 10 im Vergleich zu Versuch 1 erhöht.

5.3.1. Zustand der Lager von Versuch 2-1

Abbildung 5.5 zeigt den Verlauf des Drehmoments der Referenzzeitreihen von Versuch 2-1. Die erste Drehmomentspitze liegt bereits zu Beginn bei $20,3 \text{ N} \cdot \text{m}$ und damit um $0,6 \text{ N} \cdot \text{m}$ höher als beim ersten Versuch. Dieses Niveau steigt nach der GZ O-1 auf $21,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ an. Nach der GZ 07-5 steigt es weiter auf $23,1 \text{ N} \cdot \text{m}$. Die Schmierbedingung wird ab GZ 25-3 wieder besser, bis nach GZ 05-2 mit $23,4 \text{ N} \cdot \text{m}$ fast das alte Niveau wieder erreicht wird. Ab der GZ 01-3 steigt die Reibung im Lager stark an. Die vorletzte Zeitreihe bricht bereits nach 34 der 50,5 Zyklen ab. Die erste Drehmomentspitze der letzten Referenzreihe liegt bei $24,7 \text{ N} \cdot \text{m}$ während der Maximalwert bei $28,4 \text{ N} \cdot \text{m}$ liegt. Diese Referenzzeitreihe wird bereits nach 10 der 50,5 Zyklen abgebrochen.

Der Verlauf des Maximalwerts der Referenzzeitreihen folgt dem Verlauf der ersten Drehmomentspitzen. Die Maximalwerte sind bis GZ 23-2 denen aus Versuch 1 sehr ähnlich.

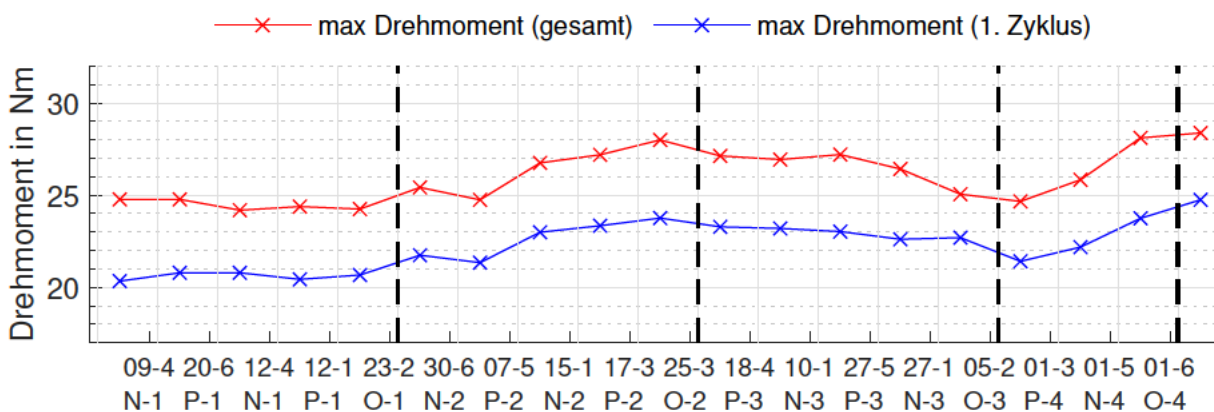


Abbildung 5.5.: Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihe in Versuch 2-1.

Die Verläufe deuten daraufhin, dass die Reibung im Lager größer ist als beim ersten Versuch. Der Anstieg ab GZ 23-2 deutet auf eine Verschlechterung der Schmierbedingung hin. Da die Reibung direkt zu Beginn höher ist als in Versuch 1, wird der Versuch 2-1 wiederholt. Dadurch soll ausgeschlossen werden, dass bei einem der beiden Versuche während der Montage der Lager Fehler gemacht wurden.

Die Unterschiede in den Verläufen der Drehmomente im Vergleich zu Versuch 1 sind ab einem gewissen Punkt zu erwarten, da die Lager und der Schmierfilm mit mehr Zyklen belastet wurden.

Beide Lagerringe zeigen über die gesamte Laufbahn kleine Eindrücke und Kratzer, wie auch die Lager aus Versuch 1. Auch die Laufspuren in radialer Richtung sind vorhanden. Zusätzlich sind

am Innenring des zylinderseitigen Lagers 15 Marken gleichmäßig verteilt mit Reibkorrosion. Diese erstrecken sich vor allem in radialer Richtung. Einige der Verschleißmarken deuten daraufhin, dass die Marken während mehrerer Zeitreihen entstanden sind und ineinander übergehen (siehe Abbildung B.6). Am dazugehörigen Außenring ist an 3 Stellen Reibkorrosion zu erkennen. Auf der Laufbahnen des motorseitigen Lagers sind 2 Marken mit Reibkorrosion mit einem Abstand von 25° zu erkennen. Der dazugehörige Außenring weist keine Verschleißmarken auf. Auf den Wälzkörpern sind kleine Kratzer zu erkennen.

Abbildung 5.6 zeigt eine der Verschleißmarken auf dem Innenring des motorseitigen Lagers. Auch hier ist der abrasive Materialabtrag durch die Kontaktkorrosion zu erkennen. Die Abgrenzung der Verschleißmarke zur restlichen Lagerlaufbahn ist nicht scharf, sondern die Marke geht in die Laufbahn über.

Die Verschleißmarken auf den Außenring können aufgrund der Form des Außenrings nicht mikroskopiert werden. Außerdem kann das Verschleißvolumen der Marken auf dem Innenring nicht bestimmt werden, da die Krümmung der Lagerlaufbahn über die Größe der Verschleißmarken zu groß ist und die Höhenmessung des Mikroskops beeinflusst.

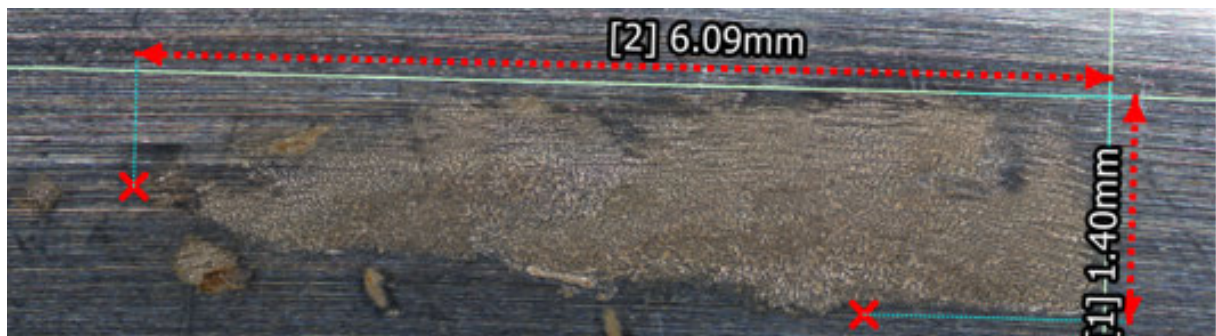


Abbildung 5.6.: Kontaktkorrosion am Innenring des motorseitigen Lagers von Versuch 2-1 (5-fach vergrößert).

5.3.2. Aufbau des Schmierfilms während Versuch 2-1

Abbildung 5.7 zeigt die Distanzen bis zur Wiederherstellung des Schmierfilms aller Schmierzeitreihen von Versuch 2-1. Der Schmierfilm wird jeweils nur nach den ersten fünf Referenz- und GZs wieder aufgebaut, sodass nur die ersten sechs GZ mit einem aufgebauten Schmierfilm starten.

Der Schmierfilm wird nach den ersten Referenzzeitreihen nach durchschnittlich 1283° wiederhergestellt. Nach den ersten fünf GZ liegt der Durchschnitt bei 9524° . Wobei nach den nicht abgebrochenen GZs 12-4 und 12-1 der Schmierfilm bereits nach 4271° und 4938° erreicht wird. Ein abgebauter Schmierfilm, der die GZ zum Abbruch bringt, benötigt somit länger zum Wiederaufbau des Schmierfilms. Dies deutet darauf hin, dass die gewählte Methode zur Bestimmung der notwendigen Distanz doch geeignet ist.

Nach der GZ 23-2 scheint es Veränderungen am Schmierfilm und/oder der Laufbahn zu geben. Der Schmierfilm wird im Anschluss noch aufgebaut, allerdings steigt bereits das Drehmoment während der Referenzzeitreihen und es wird ab dieser GZ kein weiterer Schmierfilm mehr aufgebaut. Letzteres ist unabhängig davon, ob die Zeitreihen abbrechen oder vollständig getestet werden.

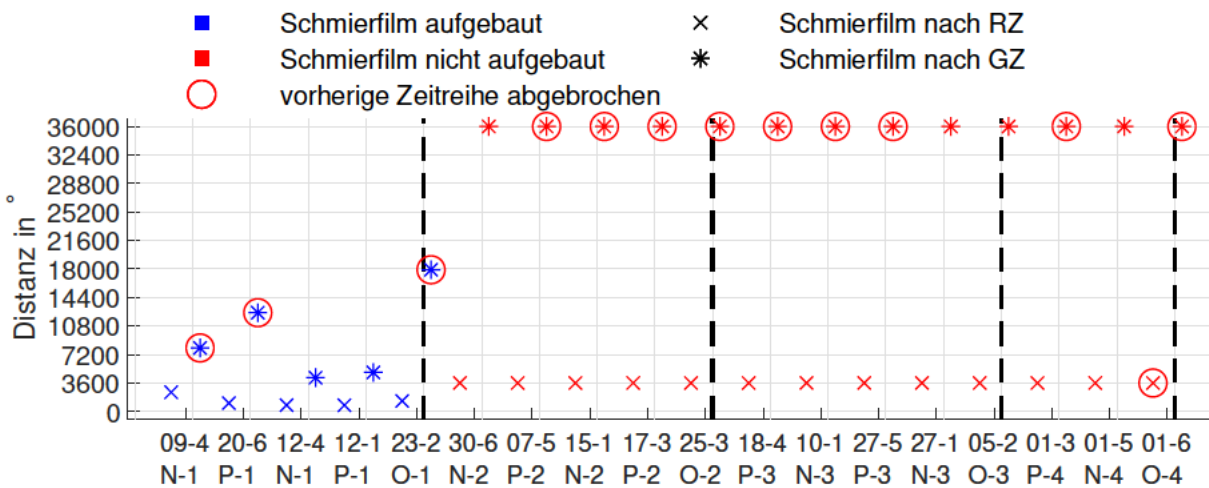


Abbildung 5.7.: Distanz bis der Schmierfilm bei Versuch 2-1 durch Rotation wieder aufgebaut ist.

Die klare Veränderung im Lager nach GZ 23-2 ist ein weiterer Grund für die Wiederholung des Versuch mit einem neuen Lagersatz. Die dA der Schmierzeitreihen nach den Referenzzeitreihen nicht zu erhöhen, ist ein Fehler der bei einer erneuten Durchführung von Versuchen dieser Art nicht wiederholt werden sollte.

5.3.3. Abbruch der Zeitreihen während Versuch 2-1

Abbildung 5.8 zeigt den Anteil der getesteten Zyklen bis zum Abbruch (siehe Abschnitt 4.1.4) der GZs in Versuch 2-1. Die Erklärung des Diagramms erfolgt in Abschnitt 5.2.3. 12 der 18 GZs brechen ab. Ebenso die letzten beiden Referenzzeitreihen.

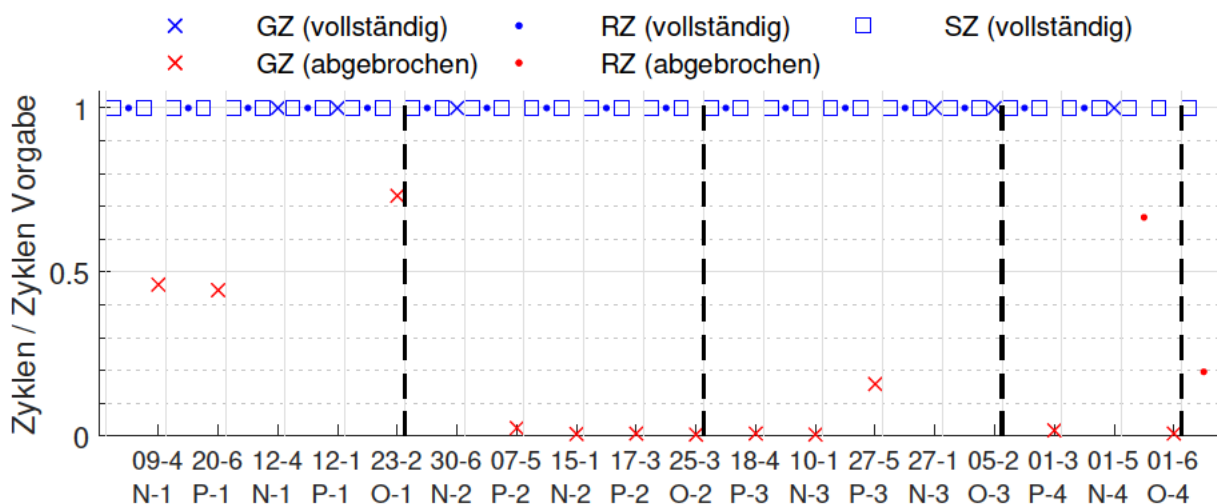


Abbildung 5.8.: Anteil der durchgeführten Zyklen je GZ in Versuch 2-1.

Die GZs 09-4 und 20-6 brechen nach 46 % und 44 % ab. Die GZ bricht nach 73 % ab. Trotz der bereits erkannten Veränderung im Lager ab GZ 23-2 wird die nachfolgende Zeitreihe vollständig getestet. Die GZs 07-5 bis 10-1 brechen nach 13 bis 67 Zyklen bzw. 0 % und 2 % ab. Die GZ 27-5 bricht nach 16 % ab. Die beiden darauf folgenden GZs 27-1 und 05-2 werden vollständig getestet. Die GZ 01-3 danach bricht nach 2 % ab, während die vorletzte GZ 01-5 vollständig getestet wird.

Die darauf folgende Referenzzeitreihe bricht nach 34 Zyklen bzw. 67% ab. Die letzte GZ 01-6 bricht anschließend nach 1% ab.

Die letzte Referenzzeitreihe bricht nach 10 Zyklen ab. Die 10 Überschreitungen des Grenzwertes treten allerdings nicht nur in der Referenzzeitreihe auf, sondern bereits vorher in der Schmierzeitreihe. Aufgrund der Zusammenführung der Dateien aufgrund der Limitierung der Prüfstandssteuerung (siehe Abschnitt 2.5), muss diese Ungenauigkeit hingenommen werden.

Auffällig ist, dass die GZs 09-4, 20-6 und 23-2 später abbrechen als in Versuch 1. Die Gründe für dieses Verhalten bleiben ungeklärt. Alle weiteren abbrechenden GZs brechen eher ab als in Versuch 1. Auch der Abbruch zweier Referenzzeitreihen deutet auf einen erheblichen Einfluss der Verschleißmarken im zylinderseitigen Lager hin. Die zum Ende vollständig getesteten GZs scheinen einen positiven Einfluss auf den Schmierfilm zu haben, da diese trotz eines nicht ausgeprägten Schmierfilms zu Beginn nicht abbrechen. Gegen dieses Erkenntnis spricht, dass die beiden Referenzzeitreihen nach der letzten vollständigen GZ abbrechen. Dies passiert zum ersten Mal und deutet auf eine starke Verschlechterung der Schmierbedingungen im Lager hin.

5.3.4. Zusammenfassung Versuch 2-1

Versuch 2-1 wird wiederholt, da das Drehmoment schon zu Beginn höher war als beim ersten Versuch. Wenn dabei wieder eine starke Veränderung im Lager nach der GZ 23-2 zu erkennen ist, dann deutet dies darauf hin, dass die Verschleißmarken während dieser GZ entstanden sind.

Die Verdreifachung der maximalen Zyklenanzahl der GZs hat sich als erfolgreich erwiesen, da nun fast alle GZ abgebrochen sind. Eine weitere Erhöhung wird nicht durchgeführt, um die Vergleichbarkeit des wiederholten Versuchs zu gewährleisten. Außerdem sind sehr viele Zeitreihen bereits so früh abgebrochen, dass diese auch ohne Erhöhung auf jeden Fall wieder abbrechen sollten.

Eine weitere Erhöhung der dA der Schmierzeitreihe wird nicht in Betracht gezogen, da zum einen die Versuchsparameter weitestgehend gleich gehalten werden sollen und zum anderen kein Grund zur Annahme besteht, dass durch mehr als 100 vollständige Rotationen der Verlauf des Drehmoments während der zusätzlichen Rotation geglättet wird. Außerdem dauert die Schmierfahrt bereits eine Stunde und ist damit für den Einsatz in einer WEA ungeeignet.

5.4. Versuch 2-2

Der zweite Versuch ist ohne Änderung der Parameter wiederholt worden. Die Wiederholung hat die Test ID 83 und ist am 24.08.2021 mit den Lager 0145 auf der Motorseite und dem Lager 0146 auf der Zylinderseite durchgeführt worden. Der Versuchsplan ist in Abschnitt 4.2.2 beschrieben.

5.4.1. Zustand der Lager von Versuch 2-2

Abbildung 5.9 zeigt den Verlauf des Drehmoments der Referenzzeitreihen von Versuch 2-2 und im Vergleich dazu auch den Verlauf des Drehmoments aus dem vorherigen Versuch.

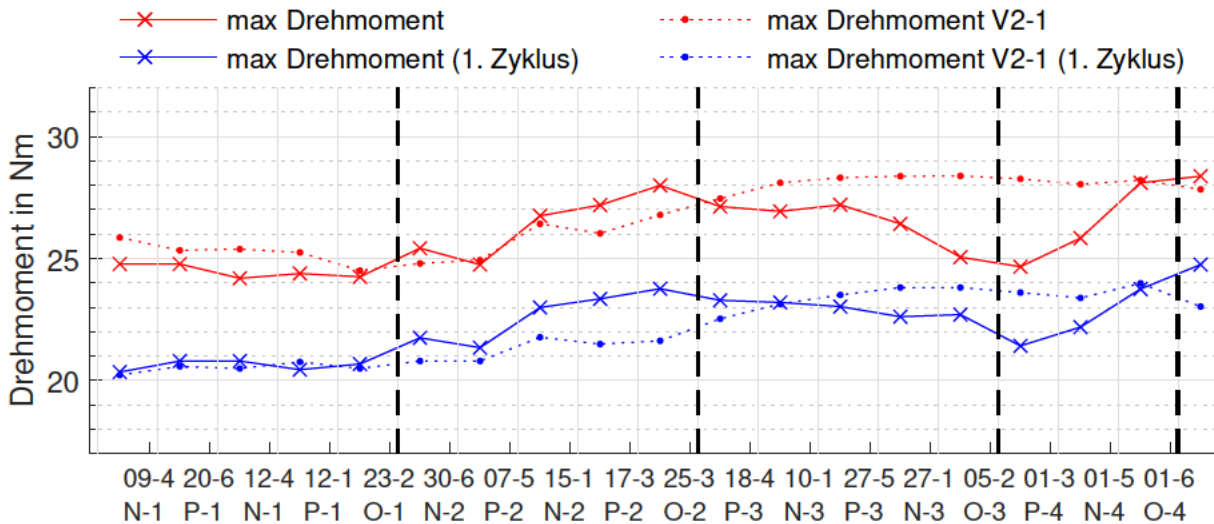


Abbildung 5.9.: Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihe in Versuch 2-2 und Versuch 2-1.

Die erste Drehmomentspitze der Referenzzeitreihen verläuft bis nach GZ 12-1 sehr ähnlich wie im vorherigen Versuch. Dann folgt ein Anstieg des Drehmoments, wie auch im vorherigen Versuch. Der Anstieg der ersten Drehmomentspitze ist dabei aber geringer und die Spitzen liegen bis nach GZ 17-3 unter $22 \text{ N} \cdot \text{m}$. Nach dieser Zeitreihe ist das Drehmoment im vorherigen Versuch wieder gesunken, dies ist nun nicht mehr der Fall. Der Verlauf des maximalen Drehmoments des ersten Zyklus steigt langsam auf das vorläufige Maximum von $23,8 \text{ N} \cdot \text{m}$ nach GZ 27-5 und nach 27-1. Innerhalb der nächsten beiden Referenzzeitreihen fällt das Drehmoment um $0,4 \text{ N} \cdot \text{m}$ ab. Nach der GZ 01-5 beträgt es $24,0 \text{ N} \cdot \text{m}$ und nach der letzten GZ 01-6 nur noch $23,0 \text{ N} \cdot \text{m}$.

Das maximale Drehmoment innerhalb der Referenzzeitreihe sinkt bis nach der GZ 12-1. Die Werte sinken von $25,9 \text{ N} \cdot \text{m}$ auf $24,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ und liegen über denen der vorherigen beiden Versuche. Bis nach GZ 07-5 steigt das maximale Drehmoment, wie auch in Versuch 2-1. Ab hier unterscheiden sich die Verläufe der beiden Versuche. Nach GZ 15-1 sinkt das Drehmoment, um dann anschließend kontinuierlich, wie die ersten Drehmomentspitzen, anzusteigen auf $28,3 \text{ N} \cdot \text{m}$ nach GZ 18-4. Der maximale erreichte Wert beträgt $28,4 \text{ N} \cdot \text{m}$. Ab GZ 18-4 liegt das Maximum oberhalb des Grenzwertes des Abbruchkriteriums. Fünf der sieben folgenden Referenzzeitreihen brechen im Bereich von 61 bis 69% ab. Auffällig ist, dass die Drehmomente nach GZ 01-5 beide die selben Werte wie im vorherigen Versuch erreichen.

Der Zustand des Tribosystems scheint sich zwei GZs später zu verschlechtern als im vorherigen Versuch. Die Reibung nimmt während des letzten Versuchs drittels allerdings nicht mehr ab, sondern zu und das Drehmoment steigt höchstwahrscheinlich nur aufgrund des Abbruchkriteriums nicht weiter an.

Beide Lagerringe zeigen über die gesamte Laufbahn kleine Eindrücke und Kratzer, wie auch die Lagerringe der vorherigen Versuche. Auch die Laufspuren in radialer Richtung sind vorhanden.

Auf dem zylinderseitigen Lagerinnenring sind keine Verschleißmarken vorhanden. Es sind an vier Stellen Gruppen mit axialen Kratzern zu erkennen, diese sind deutlich geringer ausgeprägt als die Kratzer im folgenden Versuch (siehe Abbildung 5.13) und sind aufgrund der Lage nicht mikroskopierbar.

Am dazugehörigen Außenring gibt es eine Marke mit Reibkorrosion. Ebenso wie am Innenring des motorseitigen Lagers. Am Außenring sind keine weiteren Auffälligkeiten vorhanden. Die Wälzkörper sind von leichten Kratzern überzogen.

Der Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihen deutete auf deutlichere Verschleißerscheinungen hin. Eine Änderung der Viskosität des Fetts aufgrund der Temperatur scheint nicht wahrscheinlich, da die Tests in einem dauerhaft geheizten Gebäude stattfinden und das Fett für Temperaturbereich von -45 °C bis 130 °C zugelassen ist. Dieser ist wesentlich größer als die zu erwartende Temperaturschwankung während des Versuchs. Ohne eine zeitgleiche Messung der Temperatur kann dieser Effekt dennoch nicht ganz ausgeschlossen werden. Die Unterschiede im Lagerzustand im Vergleich zum vorherigen Versuch sind nicht erklärbar und deuten daraufhin, dass die Wiederholbarkeit am verwendeten Prüfstand nicht gegeben ist. Anscheinend gibt es weitere Einflussfaktoren, die sich zwischen den Versuchen geändert haben müssen.

5.4.2. Aufbau des Schmierfilms während Versuch 2-2

Abbildung 5.10 zeigt die Distanzen bis zur Wiederherstellung des Schmierfilms aller Schmierzeitreihen von Versuch 2-2. Diese unterscheiden sich auf den ersten Blick bereits stark von denen des vorherigen Versuchs.

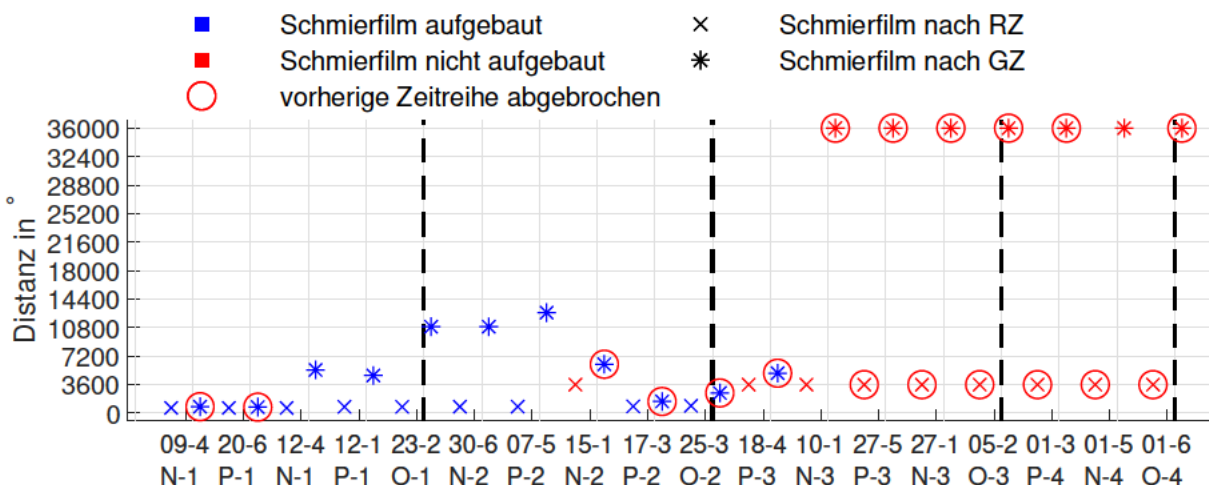


Abbildung 5.10.: Distanz bis der Schmierfilm bei Versuch 2-2 durch Rotation wieder aufgebaut ist.

Der Schmierfilm wird nach den ersten elf GZs wieder aufgebaut. Nach den restlichen sieben GZs kann dieser nicht mehr aufgebaut werden. Nach GZ 10-1 scheint es eine Änderung im Lager oder am Schmierfilm zu geben, sodass der Aufbau nicht wieder möglich ist. Der Schmierfilm nach den Referenzzeitreihen wird für die letzten acht GZs und die GZ 15-1 nicht aufgebaut. Die durchschnittliche Dauer bis zum Aufbau des Schmierfilms nach den Referenzzeitreihen beträgt 775° und ist damit 40% geringer als im vorherigen Versuch. Nach den nicht abgebrochenen GZs

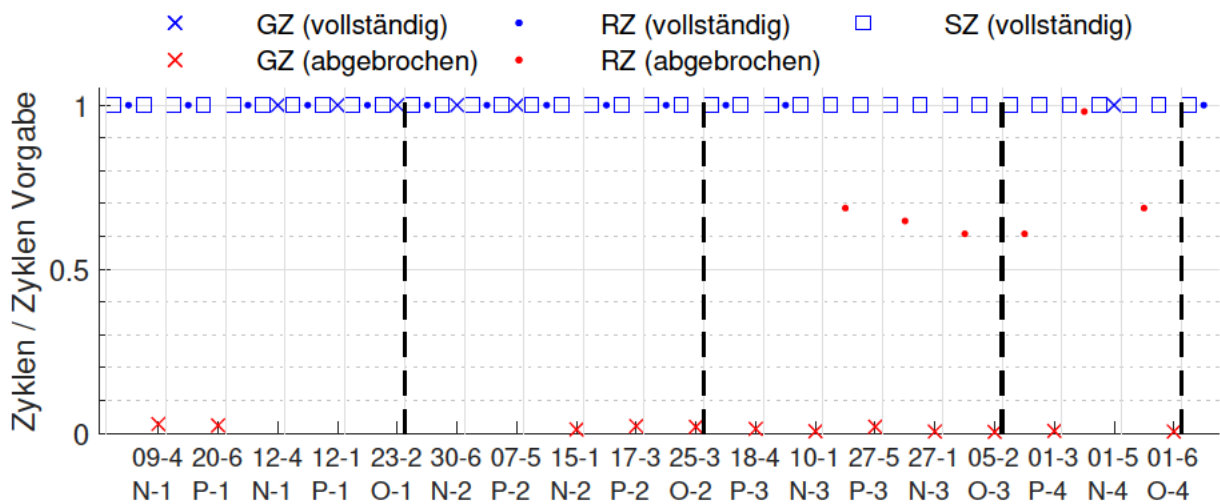


Abbildung 5.11.: Anteil der durchfahrenen Zyklen je GZ in Versuch 2-2.

beträgt der Durchschnitt bis zum wiederhergestellten Schmierfilm 8947° . Die Durchschnittsdistanz nach den abgebrochenen GZs ist 2802° . Der Abbruch der GZs erfolgte aber bereits nach spätestens 75 Zyklen. Die GZs haben den Schmierfilm dementsprechend wesentlich stärker abgebaut als die Referenzzeitreihen.

5.4.3. Abbruch der Zeitreihen während Versuch 2-2

Abbildung 5.11 zeigt den Anteil der getesteten Zyklen bis zum Abbruch (siehe Abschnitt Abschnitt 4.1.4) der GZs in Versuch 2-2.

Wie in Versuch 2-1 sind wieder 12 der 18 GZs abgebrochen. Die GZs sind zwischen 0 bis 3% abgebrochen und damit früher als im vorherigen Versuch. Die GZs 23-2 und 07-5 sind nicht mehr abgebrochen, dafür aber die GZs 27-1 und 05-2. Zusätzlich sind alle bis auf die letzte Referenzzeitreihen ab GZ 10-1 abgebrochen. Diese sind nach 31 bis 35 Zyklen abgebrochen. Die Referenzzeitreihe nach der GZ ist im 50. Zyklus abgebrochen und bildet daher eine Ausnahme. Wieder ist die GZ 01-5 nicht abgebrochen.

5.4.4. Zusammenfassung Versuch 2-2

Die starken Unterschiede in der Dauer bis die ersten beiden GZs abbrechen und die Unterschiede in den Verschleißmarken der Lagerringe zeigt, dass die Wiederholbarkeit der Versuche nicht gewährleistet werden kann. Der Verlauf des Drehmoments innerhalb der Referenzzeitreihen zeigt hingegen, dass die Schmierung im Lager zu Beginn bei beiden Versuchen gleich ist, sodass die Ergebnisse des Versuchs 2-1 verwendet werden können. Außerdem ist es notwendig im nächsten Versuch die Reihenfolge der GZs zu vertauschen, da die Lagerbedingungen durch die Schmierzeitreihe und das Abbruchkriterium nicht konstant gehalten werden können.

5.5. Versuch 3

Der dritte Versuch hat die Test ID 84 und ist am 03.09.2021 mit den Lager 0165 auf der Motorseite und dem Lager 0164 auf der Zylinderseite durchgeführt worden. Der Versuchsplan ist in Abschnitt 4.2.3 beschrieben. Im Vergleich zu Versuch 2-1 und 2-2 ist nur die Reihenfolge der GZs umgekehrt worden.

5.5.1. Zustand der Lager von Versuch 3

Abbildung 5.12 zeigt den Verlauf des Drehmoments der Referenzzeitreihen von Versuch 3.

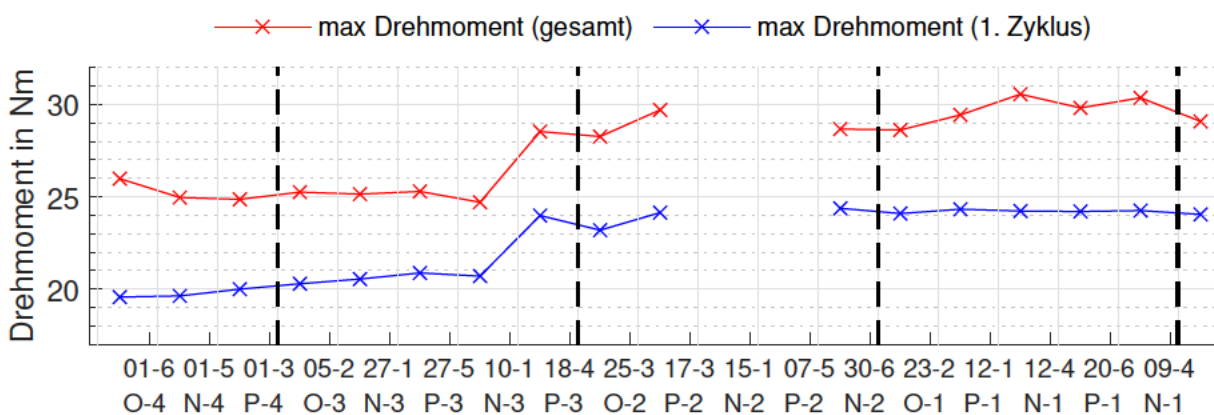


Abbildung 5.12.: Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihe in Versuch 3.

Die erste Drehmomentspitze liegt $0,1 \text{ N} \cdot \text{m}$ unterhalb der ersten Drehmomentspitze von Versuch 1 und ist damit das niedrigste aller Versuche. Das maximale Drehmoment während der ersten Referenzzeitreihe beträgt $26,0 \text{ N} \cdot \text{m}$ und ist damit das höchste aller vier Versuche. Das maximale Drehmoment im ersten Zyklus der Referenzzeitreihe steigt innerhalb der ersten 6 Referenzzeitreihen auf $20,9 \text{ N} \cdot \text{m}$ und fällt dann um $0,2 \text{ N} \cdot \text{m}$ ab. Anschließend kommt es nach der GZ 10-1 zu einem starken Anstieg auf $24,0 \text{ N} \cdot \text{m}$. Auf diesem Niveau bleibt die erste Drehmomentspitze über den restlichen Verlauf des Versuches.

Die Referenzzeitreihen nach den GZs 17-3 und 15-1 sind nicht getestet worden, da die Referenzzeitreihen aufgrund der Dateibegrenzung der Prüfstandssteuerung bereits während der Schmierzeitreihe abgebrochen sind (siehe Abschnitt 2.5).

Das Maximale Drehmoment in den Referenzzeitreihen sinkt nach der ersten GZ auf $25,0 \text{ N} \cdot \text{m}$ und schwankt zum Anstieg nach der GZ 10-1 zwischen $24,7 \text{ N} \cdot \text{m}$ und $25,3 \text{ N} \cdot \text{m}$. Der Maximalwert nach der Zeitreihe GZ beträgt $28,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ und tritt bereits im 16. Zyklus auf. Nach der GZ 25-3 beträgt das Maximum bereits im 6. Zyklus $29,7 \text{ N} \cdot \text{m}$. Mindestens vier Mal ist der Grenzwert somit bereits in der Schmierzeitreihe davor überschritten worden.

Nach der Unterbrechung liegt das maximale Drehmoment in der Referenzzeitreihe zwischen $28,6 \text{ N} \cdot \text{m}$ und $30,6 \text{ N} \cdot \text{m}$. Dies tritt in den Zyklen 5 bis 8 auf.

Der Zustand des Schmierfilms in den Lagern ist nach der GZ 27-5 nicht mehr vergleichbar mit dem Zustand davor.

Wie auch im vorherigen Versuch unterscheidet sich der Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihen stark von den auftretenden Verschleißerscheinungsformen. Auf den Lagerlaufbahnen sind keine Verschleißmarken vorhanden. Neben den bereits bekannten Kratzern, Eindrücken und den Laufspuren treten nur am Außenring des zylinderseitigen Lagers eine kleine Schattierung, die auf eine beginnende Verschleißmarke deuten könnte, sowie am dazugehörigen Innenring an einer Stelle starke axiale Kratzer auf. Ein Ausschnitt der Kratzer ist in Abbildung 5.13 zu sehen. Aufgrund der Position auf der Laufbahn kann nur der dargestellte Ausschnitt mikroskopiert werden. Die Wälzkörper sind wie bisher immer mit leichten Kratzern überzogen.

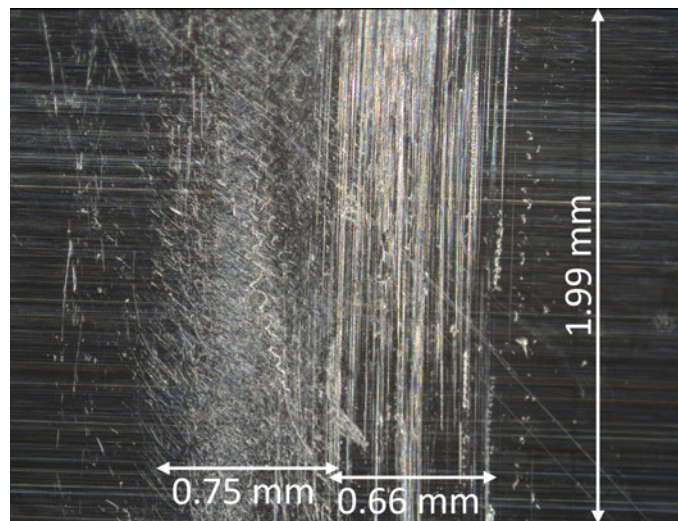


Abbildung 5.13.: Kratzer auf der Laufbahnoberfläche des zylinderseitigen Innenrings von Versuch 3 (5-fache Vergrößerung).

5.5.2. Aufbau des Schmierfilms während Versuch 3

Abbildung 5.14 zeigt die Distanzen bis zur Wiederherstellung des Schmierfilms aller Schmierzeitreihen von Versuch 3. Die Schmierzeitreihen nach den GZs 17-3 und 15-1 und die Schmierzeitreihen nach den Referenzzeitreihen ab GZ 30-6 sind bereits nach ca. 300° abgebrochen und daher nicht aufgeführt. Der Schmierfilm kann ab der GZ 10-1 nicht wiederhergestellt werden. Nach den Referenzzeitreihen wird für die Wiederherstellung des Schmierfilms durchschnittlich 854° und nach den nicht abgebrochenen GZs 7750° benötigt.

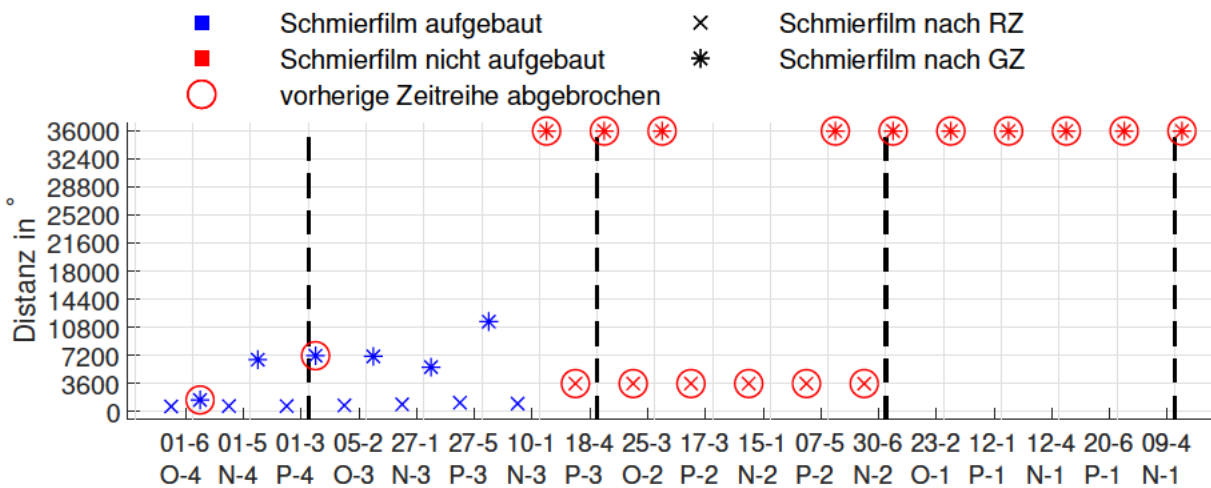


Abbildung 5.14.: Distanz bis der Schmierfilm bei Versuch 3 durch Rotation wieder aufgebaut ist.

5.5.3. Abbruch der Zeitreihen während Versuch 3

Abbildung 5.15 zeigt den Anteil der getesteten Zyklen bis zum Abbruch der GZs in Versuch 3. 14 der 18 GZs sind abgebrochen. Bis zur starken Veränderung des Lagers ab GZ 10-1 sind nur die GZ 01-5, 05-2, 27-1 und 27-5 nicht abgebrochen. Ab der Veränderung sind ebenfalls alle Referenzzeitreihen abgebrochen. Zusätzlich sind ab der GZ 17-3 ebenfalls sieben der neun Schmierzeitreihen nach den Referenzzeitreihen abgebrochen. Die GZs nach der GZ 30-6 sind nicht mehr getestet worden, da die vorherigen Schmierzeitreihen bereits abgebrochen sind.

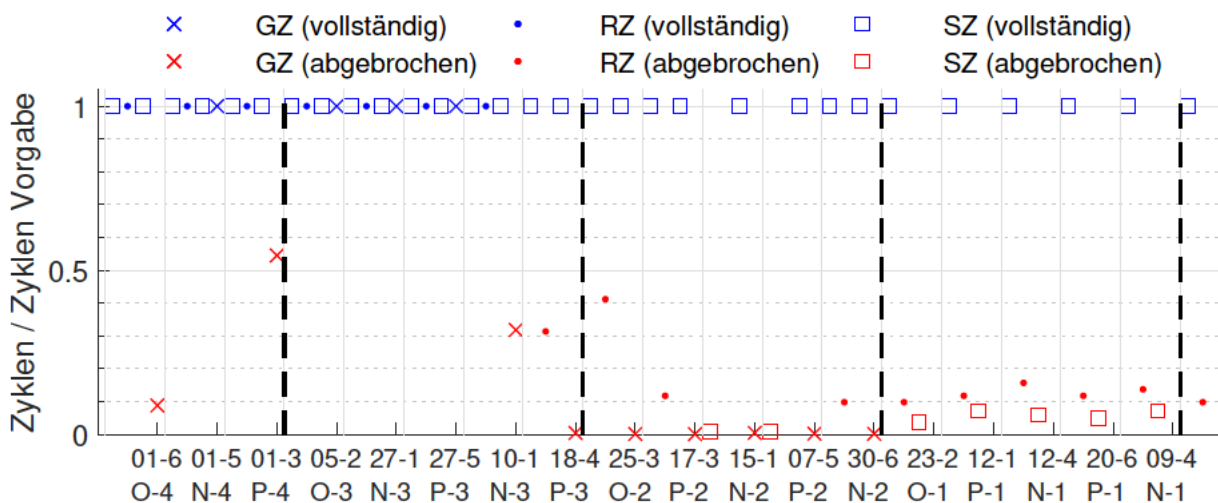


Abbildung 5.15.: Anteil der durchfahrenen Zyklen je GZ in Versuch 3.

5.5.4. Zusammenfassung Versuch 3

Nach der GZ 10-1 verändert sich das Verhalten im Lager. Das Drehmoment während der Referenzzeitreihen steigt stark an, der Schmierfilm wird nicht mehr wiederhergestellt und alle folgenden GZ und Referenzzeitreihen brechen ab. Ab GZ 17-3 brechen ebenfalls alle Schmierzeitreihen nach den GZs ab. Für die Entstehung der axialen Kratzer auf der Laufbahn des Innenrings des zylinderseitigen Lagers kann keine Erklärung gefunden werden, dennoch führen diese Kratzer höchstwahrscheinlich zu den Veränderungen.

5.6. Auswahl der Pitchwinkelzeitreihen für Versuch 4 und 5

Abbildung 5.16 zeigt den Anteil der Zyklen je GZ für alle Versuche. Nur die GZ 01-5 aus Gruppe N-4 bricht in keinem der Versuche ab. Diese wird daher für Versuch 5 als GZ mit der geringsten Neigung zu Verschleiß ausgewählt.

Die GZ 17-3 aus Gruppe P-2 wird in allen Versuchen getestet und bricht in allen Versuchen ab. In Versuch 3 bricht diese Zeitreihe nach 2 Zyklen ab, sodass der Abbruch nicht aufgrund der Zeitreihe selbst, sondern aufgrund der Vorschädigung erfolgt. Daher werden für die Auswahl der GZ mit hoher Verschleißneigung ebenfalls die GZs 09-4 (N-1) und 17-3 (P-2) einbezogen. Diese sind in Versuch 4 nicht getestet worden, aber sie sind in den anderen Versuchen immer abgebrochen.

Aus den drei GZs wird die GZ 09-4 für Versuch 4 gewählt, da diese in den ersten drei Versuchen als erste GZ getestet wurde und das Lager oder der Schmierfilm somit noch keine Vorschädigung aufgewiesen hat.

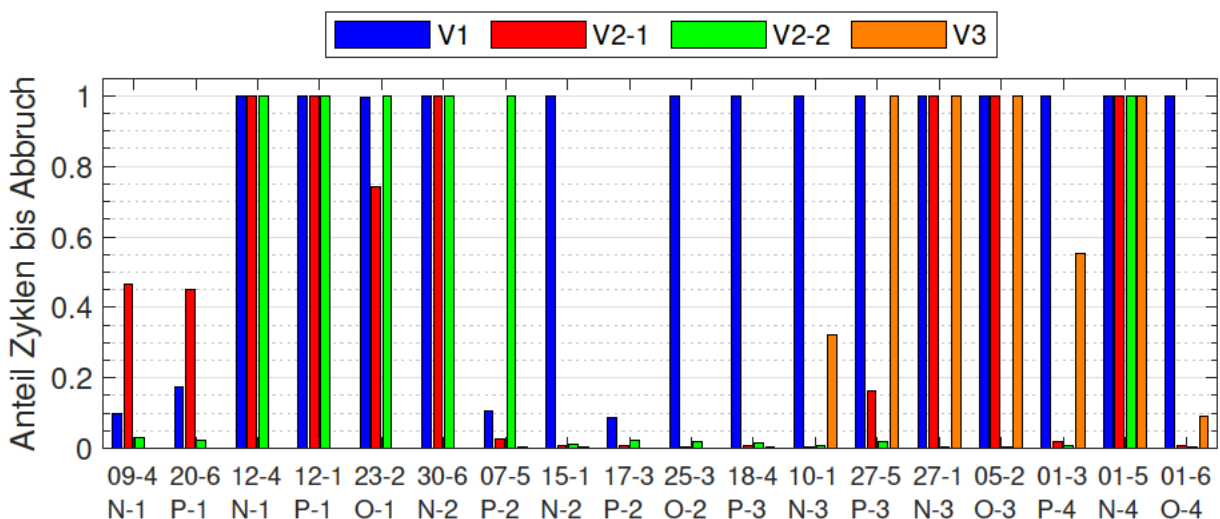


Abbildung 5.16.: Anteil der durchfahrenen Zyklen je GZ je Versuch.

Abbildung 5.17 zeigt die beiden GZs im Vergleich. Die GZ 09-4 (oben) hat entsprechend ihrer Gruppenzuordnung in Gruppe N-1 eine geringere Standardabweichung der Doppelamplituden als die GZ 01-5 aus der Gruppe N-4 für Versuch 5. Zusätzlich sind die Amplituden generell kleiner.

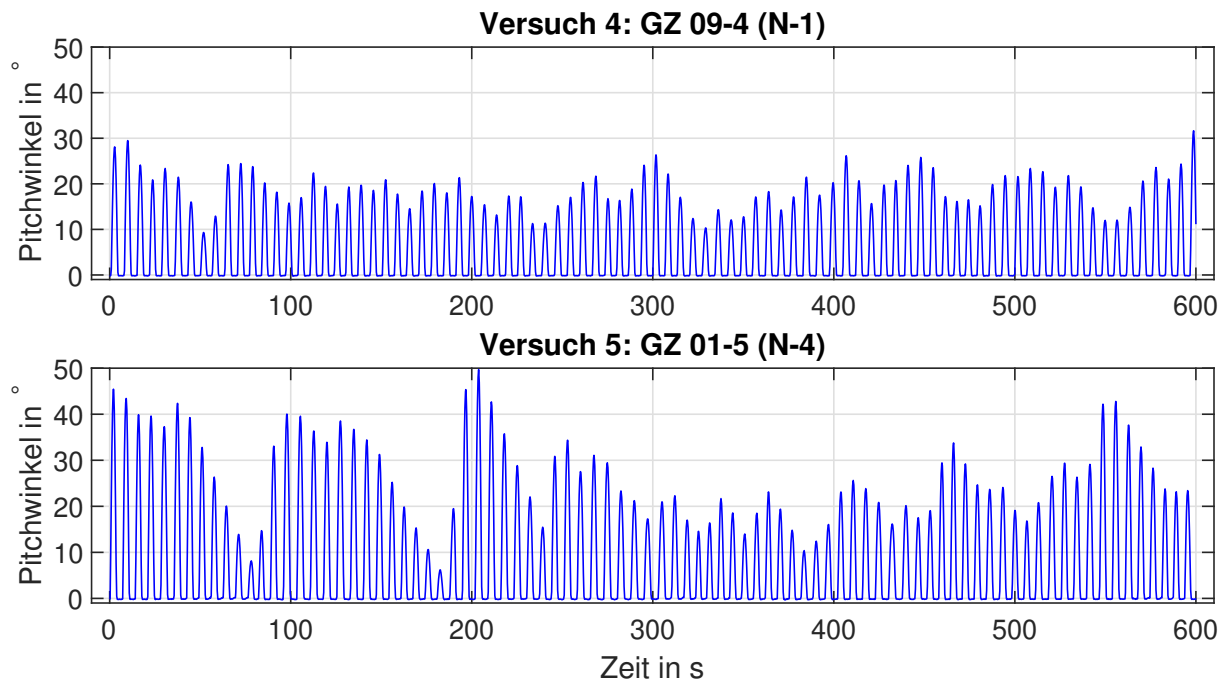


Abbildung 5.17.: Vergleich der GZs von Versuch 4 und Versuch 5..

5.7. Versuch 4 und 5

In diesem Kapitel werden die Versuche 4 und 5 zusammen ausgewertet. Die Auswertung erfolgt zusammen, da die Versuche im Vergleich zueinander stehen und die Extremwerte der Verschleißneigung der getesteten GZs abbilden. Der Versuch 4 hat die Test ID 93 und ist am 11.10.2021 mit den Lagern 0165 auf der Motorseite und dem Lager 0164 auf der Zylinderseite durchgeführt worden. Der Versuch 5 folgte am nächsten Tag mit der Test ID 94 und den Lagern 0167 auf der Motorseite sowie 0166 auf der Zylinderseite.

Die Lager von Versuch 4 weisen jeweils elf Verschleißmarken auf den Innenringen auf. Diese haben eine ungefähre Länge von 17,5 mm und eine Breite von 7,5 mm. Die Lagerlaufbahn weist in diesem Bereich starken Materialverlust durch Abrasion auf. Diese wird durch Kontaktkorrosion hervorgerufen. Die Wälzkörper weisen ebenfalls Spuren der Korrosion auf. Diese verteilen sich über eine große Oberfläche der Wälzkörper, da diese während der Zyklen um alle Achsen rotieren. Auf der Laufbahn sind nur wenige Kratzer zu erkennen. Vermutlich resultieren die Kratzer auf den Laufbahnen der zuvor getesteten Lager aus der rotatorischen Bewegung der Lager während der Schmierzyklen, die in Versuch 4 und 5 nicht stattfinden.

Die Lager von Versuch 5 weisen auf der Zylinderseite zwei sehr kleine Verschleißmarken sowie zwei kleine Schattierungen auf. Am Außenring des zylinderseitigen Lagers sind drei sehr kleine Verschleißmarken vorhanden. Am Lager auf der Motorseite sind nur am Außenring fünf kleine Verschleißmarken vorhanden. Alle Verschleißmarken sind durch Kontaktkorrosion entstanden.

Beide Lager wurden mit der selben Anzahl an Zyklen belastet. Die GZ 09-4 hat die Lager von Versuch 4 deutlich stärker korrodieren lassen als die GZ 01-5.

Der Verlauf der Drehmomente über die Anzahl der Zyklen ist in Abbildung 5.18 dargestellt. Das Drehmoment verhält sich sehr unterschiedlich innerhalb der Versuche. Das Drehmoment von Versuch 4 steigt ab 2000 Zyklen an und beträgt nach 7476 Zyklen maximal $87,57 \text{ N} \cdot \text{m}$. Das maximale Drehmoment im Versuch 5 tritt bereits im 6. Zyklus auf und beträgt $29,58 \text{ N} \cdot \text{m}$.

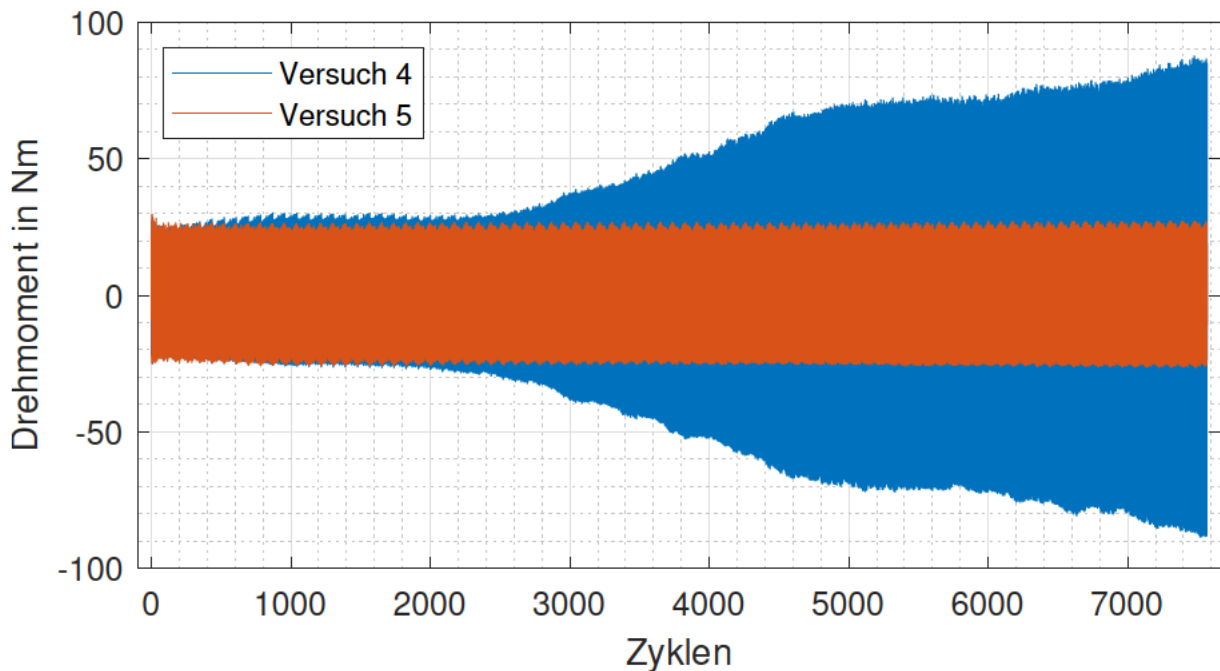


Abbildung 5.18.: Drehmoment über Zeit von Versuch 4 und 5.

Versuch 5 zeigt, dass das Abbruchkriterium bei dem verwendeten Grenzwert von $\pm 28 \text{ N} \cdot \text{m}$ Verschleiß nicht vollständig verhindern kann. Vermutlich bedingt durch die großen Zyklen oder die höhere Standardabweichung, von GZ 01-5 in Versuch 5, kann der Schmierfilm dauerhaft erhalten werden, sodass wesentlich kleinere Verschleißmarken auftreten und das Drehmoment nach den ersten sechs Zyklen sogar abnimmt.

Versuch 4 und 5 zeigen, dass Pitchwinkelzeitreihen, die aus der selben mittleren Windgeschwindigkeit resultieren, zu vollkommen verschiedenen Verschleißerscheinungsformen führen. Aus dem Vergleich der Windgeschwindigkeiten kann daher keine Erkenntnis über die Entstehung von Verschleiß im Blattlager gewonnen werden.

5.8. Unsicherheiten der Versuche

In diesem Abschnitt werden die vermuteten Versuchsunsicherheiten überprüft. Die Auswertung der Versuche hat einige der vermuteten Versuchsunsicherheiten bestätigt.

Die Verschleißerscheinungen sind zwischen den Lagerringen, den Lagern und innerhalb des Lagerrings unterschiedlich. Dies deutet auf unterschiedliche Kontaktpressungen hin, die aufgrund unterschiedlicher axialer Belastungen auftreten und wird durch einen sinusförmigen Verlauf der

axialen Kraftmessung und des Drehmoments während der Schmierfahrten bestätigt.

Es kann nicht festgestellt werden, dass eine Lagerlaufbahn über alle Versuche die stärksten Verschleißerscheinungen aufweist, sodass die Position der stärksten Verschleißerscheinung wahrscheinlich durch einen Faktor beeinflusst wird, der zwischen den Versuchen unterschiedlich ist. Dies könnte der Lagereinbau oder das Aufziehen der Lager auf die Welle sein. Bereits geringe Abweichungen vom Optimum scheinen dabei einen großen Einfluss auf die Verschleißerscheinungen zu haben.

Die eingebrachte Fettmenge scheint ausreichend gewesen zu sein, da nicht alle Lager Verschleißerscheinungen aufweisen und das Drehmoment erst durch die GZ und Referenzzeitreihen angestiegen ist. Außerdem haben die Schmierzeitreihen das Drehmoment durch Rotation reduzieren können.

Die Wiederholung des Versuchs 2-1 zeigt deutlich, dass die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse mit dem Prüfstand nicht gegeben ist. Die Vergleichbarkeit der Versuche ist dennoch gegeben, da zwischen den Versuche keine Veränderungen am Prüfstand vorgenommen wurden und die Unterschiede daher auf unbekannte, nicht beeinflussbare und möglicherweise zufällig auftretende Parameter beruhen. Dennoch sollten Maßnahmen getroffen werden, um die Reproduzierbarkeit der Versuche und dementsprechend auch den Wert der Erkenntnisse zu erhöhen. Auch die Versuchsergebnisse sind verwertbar, da die Ausprägung der Verschleißerscheinungsformen und die Unterschiede der Zyklenanteile bis zum Abbruch einer GZ deutlich sind.

5.9. Evaluierung der Methode

In Abbildung 5.16 sind keine Zusammenhänge zwischen der Neigung zum Verschleiß, die als Dauer bis zum Abbruch der Zeitreihe definiert ist, und der zugehörigen Gruppe der Pitchwinkelzeitreihen zu erkennen. Für einen erkennbaren Zusammenhang müssten entweder die GZ einer Steigungsgruppe (z. B. N) immer früh oder immer spät abbrechen oder alle GZ einer Standardabweichungsgruppe der Doppelamplitude (z. B. 4) müssten immer früh bzw. spät abbrechen.

Dies zeigt auch die Tabelle 5.2, welche den gemittelten Anteil der GZs bis zum Abbau des Schmierfilms aufgeteilt nach den zur Gruppierung genutzten Merkmalen zeigt. Die Mittelwerte bis zum Abbruch der GZ bestätigen, dass es keinen Zusammenhang zwischen den Merkmalen zur Gruppierung und der Neigung zu Verschleiß gibt. Weder die Einteilung nach der Steigung trennt GZ mit hoher Verschleißneigung von Gruppen mit niedriger Verschleißneigung, noch werden die Gruppen anhand ihrer Neigung zu Verschleiß durch die dA Std-Gruppe voneinander getrennt.

Tabelle 5.2.: Gemittelter Anteil bis zum Abbruch der Gruppenzeitreihen aufgeteilt nach Gruppenzuteilung.

	Werte in %	dA Steigung		
		N	O	P
	1	60	91	61
dA Std	2	67	26	21
Gruppe	3	54	75	46
	4	100	28	39

5.10. Weitere gewonnene Erkenntnisse

Die entwickelte Methode kann beliebige Pitchwinkelzeitreihen nicht nach ihrer Verschleißneigung trennen, dennoch werden aus den Versuchen wertvolle Erkenntnisse gewonnen, die im Folgenden aufgeführt sind.

1. Ein Drehmomentgrenzwert kann als Abbruchkriterium zur Verhinderung/Verminderung von Kontaktkorrosion genutzt werden. Der gewählte Grenzwert von $\pm 28 \text{ N} \cdot \text{m}$ verhindert Kontaktkorrosion nicht vollständig, dennoch sind die Lager der Versuche 1 bis 3 und 5 weniger stark von Kontaktkorrosion betroffen als die Lager von Versuch 4. In den Versuchen 1 bis 3 ist der Schmierfilm wiederhergestellt worden, nachdem der Grenzwert überschritten wurde und in Versuch 5 ist der Grenzwert nie überschritten worden.
2. Das Drehmoment ist vermutlich geeignet um den Abbau des Schmierfilms zu beschreiben.
3. Der Schmierfilm kann durch vollständige Rotationen wiederhergestellt werden. Dies ist zum Schutz realer Blattlager allerdings eher ungeeignet, da bereits nach wenigen Pitchzyklen sehr viele vollständige Umdrehungen zur Wiederherstellung des Schmierfilms notwendig sind.
4. Die notwendige Anzahl an Rotationen zum Wiederherstellen eines Schmierfilms hängt von der Anzahl der Pitchzyklen ab, die den Schmierfilm abgebaut haben.
5. Große Zyklen können den Schmierfilm in einem Lager unter oszillierenden Bewegung wiederherstellen, sodass das Auftreten von Kontaktkorrosion vermindert werden kann, wie der Vergleich von Versuch 4 und 5 zeigt.
6. Kurze Referenzzeitreihen sind geeignet, um den Zustand der Lager über den Verlauf der Versuche zu erfassen.
7. Mehrere Pitchwinkelzeitreihen können auf einem Lagersatz zerstörungsfrei untersucht werden, wenn der Zustand des Lagers mit Referenzzeitreihen überwacht und der Schmierfilm mit Schmierzeitreihen zwischendurch wiederhergestellt wird.

6. Kritische Reflexion

In diesem Kapitel wird das Vorgehen kritisch reflektiert. Viele der folgenden Punkte sind in den entsprechenden Unterkapiteln bereits genannt worden, dennoch werden diese im Folgenden wiederholt, um dieses Kapitel als Grundlage für zukünftige Forschungsarbeiten oder für Verbesserungen an der entwickelten Methode nutzen zu können.

Die verwendeten Blattwinkelzeitreihen sind simuliert und beziehen sich auf die Regelung und die Eigenschaften der IWT. Dadurch sind sie öffentlich zugänglich, allerdings können sowohl die Regelung als auch der Pitchantrieb von realen WEAs abweichen.

Die untersuchten Pitchwinkelzeitreihen unterscheiden sich nur geringfügig untereinander. Möglicherweise ist die Methode besser geeignet, wenn die Pitchwinkelzeitreihen stärkere Unterschiede aufweisen.

Die Versuche sind nicht an Blattlagern durchgeführt worden. Ebenso sind die Lager während der Versuche nur mit einer konstanten Axialkraft belastet; dies entspricht nicht der Belastung eines realen Blattlagers. Außerdem müssen die Pitchwinkelzeitreihen skaliert werden, um das Verhältnis zwischen der Bewegung der Wälzkörper und der Kontaktellipse beizubehalten. Dabei ändert sich die Winkelgeschwindigkeit der Pitchwinkelzeitreihe.

Die Pitchwinkelzeitreihen werden aufgrund ihrer statistischen Ähnlichkeit eingruppiert. Dazu wird angenommen, dass statistisch ähnliche Pitchwinkelzeitreihen die selbe Verschleißneigung aufweisen. Diese Annahme ist nicht bewiesen.

Die Einteilung der Pitchwinkelzeitreihen in zwölf unterschiedliche Gruppen kann zu grob sein. Außerdem erfolgte die Auswahl der getesteten Pitchwinkelzeitreihen aus den Gruppen unabhängig von der Anzahl der Pitchwinkelzeitreihen innerhalb einer Gruppe, sodass einzelne Gruppen in den Tests über- bzw. unterrepräsentiert sind.

Der Einfluss der Grenzwerte des Abbruchkriteriums wird nicht untersucht. Weiterhin wird angenommen, dass das Drehmoment den Zustand des Schmierfilms beschreiben kann. Dies wurde nicht durch Messungen bestätigt.

Die Grenzwerte des Abbruchkriteriums sind starr und berücksichtigen weder das initiale Drehmoment der Lager zu Beginn der Versuche noch die Schwankungen des Drehmoments während der gleichmäßigen Rotation. Auch weitere Einflussparameter wie die aktuelle Winkelgeschwindigkeit, -beschleunigung oder die Massenträgheit werden nicht berücksichtigt.

Durch die um 1/10 geringere Frequenz der Messdaten im Vergleich zur Abtastrate können die Überschreitungen der Grenzwerte in den Messdaten nicht nachvollzogen werden.

Da Zeitreihen für die Prüfstandssteuerung zusammengefasst werden müssen, werden Überschreitungen der Grenzwerte des Abbruchkriteriums bereits während der Schmierzeitreihen gezählt, sodass

die nachfolgenden Referenz- und Gruppenzeitreihen bereits nach weniger als der vorgegebenen Anzahl an Überschreitungen abbrechen können.

Die Annahme, dass der Schmierfilm wiederhergestellt ist, sobald der Verlauf des Drehmoments keine Drehmomentspitzen aufweist, kann nicht uneingeschränkt bestätigt werden. Zum einen wird die Definition einer Drehmomentspitze nicht validiert und zum anderen ist das Drehmoment zu Beginn der Referenzzeitreihen nach einem nicht wiederhergestellten Schmierfilm nicht immer höher als bei vergleichbaren Referenzzeitreihen. Die Auswertemethodik scheint daher entweder nicht zielführend zu sein oder der Einfluss des Schmierfilmzustandes auf das Drehmoment ist geringer als vermutet.

Die Aussagekraft der Ergebnisse ist aufgrund der fehlenden Reproduzierbarkeit der Versuche eingeschränkt.

7. Fazit und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung einer Bewertungsmethode für Pitchwinkelzeitreihen auf ihre Neigung Verschleiß in Blattlagern zu erzeugen. Die Blätter von Windenergieanlagen können um ihre Längsachse rotiert werden, um die Drehzahl des Rotors zu kontrollieren und zusätzliche die Ermüdungslasten auf weitere Bauteile der Windenergieanlage zu reduzieren. Dabei wird das Blattlager oszillierend bewegt. Dieses Bewegungsmuster führt zum Abbau des vor Verschleiß schützenden Schmierfilms innerhalb des Blattlagers. Zum Schutz der Blattlager vor Verschleiß ist es daher entscheidend den Abbau des Schmierfilms aufgrund der Pitchwinkelzeitreihen zu kennen.

Die Methode zur Bewertung der Pitchwinkelzeitreihen basiert auf einer statistischen Untersuchung von 186 simulierten Pitchwinkelzeitreihen, die aus zeitlich zusammenhängenden Windzeitreihen mit gleicher mittlerer Windgeschwindigkeit simuliert wurden. Dabei werden die Pitchwinkelzeitreihen in Gruppen die ähnliche statistische Parameter aufweisen, eingeteilt. Die Gruppen unterscheiden sich in drei Parametern.

Die Unterscheidung aufgrund der Überschneidung der Pitchzyklen auf der Lagerlaufbahn ist für die untersuchten Daten nicht relevant, da sich alle Pitchzyklen innerhalb einer Pitchwinkelzeitreihe überschneiden. Die Aufteilung erfolgt somit nur anhand der Steigung einer linearen Ausgleichsgeraden durch die Doppelamplitude der Pitchzyklen und der Standardabweichung der Doppelamplitude der Pitchzyklen.

Um die Neigung für Verschleiß der einzelnen Gruppen zu bestimmen und die Effektivität der Methode zu überprüfen, sind Versuche mit den eingruppierten Pitchwinkelzeitreihen an einem Grundlagenprüfstand für Lager durchgeführt worden. Dazu sind die Zeitreihen auf die neue Lagergröße skaliert und hintereinander bis zum Abbau des Schmierfilms getestet worden.

Die Versuche beweisen, dass die entwickelte Methode nicht geeignet ist, die Pitchwinkelzeitreihen mit unterschiedlicher Neigung für Verschleiß zuverlässig voneinander zu trennen, obwohl die Neigung Verschleiß zu erzeugen zwischen den untersuchten Pitchwinkelzeitreihen unterschiedlich ist. Zusätzlich wird nachgewiesen, dass kein Zusammenhang besteht zwischen der mittleren Windgeschwindigkeit, auf die die Regelung der Windenergieanlage mit einer Pitchwinkelzeitreihe reagiert, und dem auftretenden Verschleiß im Blattlager.

Aus den Versuchen können noch einige weitere Erkenntnisse gewonnen werden, die eine kritische Untersuchung der getroffenen Annahmen und eine Weiterentwicklung der Methode begründen. Auch das Vorgehen mehrere Pitchwinkelzeitreihen auf einem Lagersatz zu testen hat sich als zielführend herausgestellt.

Da vorherige Untersuchungen an zyklischen Pitchwinkelzeitreihen und Versuch 5 gezeigt haben, dass einzelne große Zyklenamplituden einen positiven Effekt auf den Aufbau eines schützenden Schmierfilms haben, sollten zukünftige Untersuchungen die Pitchwinkelzeitreihen nicht nur statistisch miteinander vergleichen, sondern auch die Auswirkung einzelner Zyklen mit großer

Doppelamplitude weiter untersuchen. Dazu sollte die Methode um ein Kriterium zur Bewertung der absoluten Größe der Doppelamplitude unabhängig von deren Standardabweichung erweitert werden.

Literatur

- [1] Bartschat, A. und Requate, N.: The effect of site-specific wind conditions and individual pitch control on wear of blade bearings. In: WESC 2021. Hrsg. von Wind Energy Science Conference. 2021, S. 53–54.
- [2] Bauer, F.: Tribologie. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. ISBN: 978-3-658-32919-8.
- [3] Bossanyi, E. A.: Individual Blade Pitch Control for Load Reduction. In: Wind Energy 6.2 (2002), S. 119–128. ISSN: 1095-4244.
- [4] Bossanyi, E. A.; Fleming, P. A. und Wright, A. D.: Validation of Individual Pitch Control by Field Tests on Two- and Three-Bladed Wind Turbines. In: IEEE Transactions on Control Systems Technology 21.4 (2013), S. 1067–1078. DOI: 10.1109/TCST.2013.2258345.
- [5] Brändlein, J.; Eschmann, P. und Hasbargen, L.: Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. 3. Auflage. Mainz: Vereinigte Fachverlage, 1998.
- [6] Czichos, H.: Tribologische Systeme. In: Tribologie-Handbuch. Hrsg. von Czichos, H. und Habig, K.-H. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 41–53. ISBN: 978-3-658-29483-0.
- [7] Czichos, H. und Habig, K.-H., Hrsg.: Tribologie-Handbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020. ISBN: 978-3-658-29483-0. DOI: 10.1007/978-3-658-29484-7.
- [8] Deters, L.: Reibung, Verschleiß und Schmierung. In: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Hrsg. von Sauer, B. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018, S. 1–68. ISBN: 978-3-642-39502-4.
- [9] Deutsches Institut für Normung, Hrsg.: Schmierstoffe; Konsistenz-Einteilung für Schmierfette; NLGI-Klassen. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1. Dez. 1981.
- [10] Deutsches Institut für Normung: Wälzlager – Radial-Schräggugellager – Teil 4: Einreihig, zweiseitig wirkend – nicht selbsthaltend, mit geteiltem Innenring (Vierpunktlager). Berlin, 2008.
- [11] Fleischer, G.; Gröger, H. und Thum, H.: Verschleiß und Zuverlässigkeit. Verlag Technik, 1980. URL: <https://books.google.de/books?id=Ihg5NAECAAJ>.
- [12] Fraunhofer-Institut für Windenergiesysteme: iBAC - Intelligent Bearing Amplitude Control. 2019. URL: <https://www.iwes.fraunhofer.de/de/forschungsprojekte/aktuelle-projekte/ibac.html> (besucht am 23. 11. 2021).
- [13] Fuchs Lubritech GmbH: Gleitmo 585 K Datenblatt. URL: <https://www.fuchs.com/lubritech/de/product/product/8205-gleitmo-585-k/> (besucht am 01. 09. 2021).

- [14] Gesellschaft für Tribologie (Hrsg.): GfT Arbeitsblatt 7 - Tribologie. Aug. 2002. URL: https://neu.gft-ev.de/wp-content/uploads/2002_AB_7_Tribologie.pdf (besucht am 02.08.2021).
- [15] Gold, P. W. und Hentschke, C.: Einfluss der Wälzlager-Baugröße auf das Verschleißverhalten von Wälzlagern. In: Forschungsreport 2008. Hrsg. von Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. Frankfurt (Main), 2008.
- [16] Grebe, M.: False-Brinelling und Stillstandsmarkierungen bei Wälzlagern: Schäden bei Vibrationsbelastung oder kleinen Schwenkwinkeln. *utb-studi-e-book*. Renningen und Stuttgart: expert-verlag und UTB, 2019. ISBN: 978-3-8385-5160-9. URL: <https://www.utb-studi-e-book.de/9783838551609>.
- [17] Grebe, M.; Feinle, P. und Hunsicker, W.: Einfluss verschiedener Faktoren auf die Entstehung von Stillstandsmarkierungen (False-Brinelling-Effekt). In: Reibung, Schmierung und Verschleiß: 48. Tribologie-Fachtagung. Hrsg. von Gesellschaft für Tribologie (Hrsg.) Gesellschaft für Tribologie e.V., 2007.
- [18] Hansen, M. H. und Zahle, F.: Aeroelastic Optimization of MW Wind Turbines. Denmark. Forskningscenter Risoe. Risoe-R. Roskilde: Danmarks Tekniske Universitet, Risø Nationallaboratoriet for Bæredygtig Energi, 2011. ISBN: 978-87-550-3962-9.
- [19] Harris, T. A. und Kotzalas, M. N.: Essential concepts of bearing technology. 5. ed. Rolling bearing analysis. Boca Raton, Florida: CRC Press, 2007. ISBN: 978-0-8493-7183-7.
- [20] Harris, T. A.; Rumbarger, J. H. und Butterfield, C. P.: Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life. 2009. DOI: 10.2172/969722.
- [21] Hau, E.: Windkraftanlagen. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016. ISBN: 978-3-662-53153-2.
- [22] Hertz, H.: Ueber die Berührung fester elastischer Körper. In: Journal für die reine und angewandte Mathematik 1881.92 (1881), S. 156–171.
- [23] Houpert, L.: An Engineering Approach to Hertzian Contact Elasticity—Part I. In: Journal of Tribology 123.3 (2001), S. 582–588. ISSN: 0742-4787.
- [24] IMO GmbH & Co. KG: Fetttempfehlung für 42-804690-4-12480. Unter Mitarb. von Fraunhofer Institut für Windenergiesysteme. E-Mail. Gremsdorf, 28. Aug. 2018.
- [25] IMO GmbH & Co. KG (Hrsg.): Drehverbindungen für Erneuerbare Energien. 2021. URL: <https://www.imo.de/drehverbindungen-erneuerbare-energien> (besucht am 20.09.2021).
- [26] IMO GmbH & Co. KG (Hrsg.): T-SOLID 4IPC: (Produktkatalog). 2021. URL: <https://www.imo.de/drehverbindungen-erneuerbare-energien> (besucht am 02.08.2021).
- [27] IMO GmbH & Co. KG (Hrsg.): T-SOLID: (Produktkatalog). 2021. URL: <https://www.imo.de/drehverbindungen-erneuerbare-energien> (besucht am 02.08.2021).
- [28] IMO GmbH & Co. KG (Hrsg.): Wind Turbines Offshore: Blade & Yaw Bearings (Produktkatalog). 2021. URL: <https://www.imo.de/drehverbindungen-erneuerbare-energien> (besucht am 02.08.2021).
- [29] IMO GmbH & Co. KG (Hrsg.): Wind Turbines Onshore: Blade & Yaw Bearings (Produktkatalog). 2021. URL: <https://www.imo.de/drehverbindungen-erneuerbare-energien> (besucht am 02.08.2021).

- [30] Inacker, O. und Forschungsvereinigung Antriebstechnik: Triboschutzschichten II: Zusammenhänge zwischen Zahnrad- und Wälzlagerschäden und tribologischen Veränderungen des oberflächennahen Werkstoffbereichs; Abschlussbericht; Forschungsvorhaben Nr. 289/Ib + IIb; Berichtszeitraum: 2001-2003. Forschungsvereinigung Antriebstechnik. FVA, 2004. URL: <https://books.google.de/books?id=EF3VtwAACAAJ>.
- [31] Kotur, D. und Zeljko, D.: Individual pitch control for wind turbine load reduction recognizing atmospheric stability. In: WindEurope Summit Proceedings. WindEurope Summit 2016 (Hamburg, 27.–29. Sep. 2016). Hrsg. von WindEurope. Brüssel, 2016.
- [32] Liebherr-Components AG (Hrsg.): Lösungen für die Windenergie: (Produktkatalog). 2021. URL: https://www.liebherr.com/de/deu/produkte/komponenten/anwendungen/windenergie/komponenten-f%C3%BCr-die-windkraft.html#rtm?id=ribbon-tab-module-1329149&tab=ribbon-tab__1329149_0 (besucht am 04.08.2021).
- [33] Lundberg, G. und Palmgren, A.: Dynamic capacity of rolling bearings. Stockholm: Generalstabens litografiska anstalts förlag, 1947.
- [34] Maruyama, T. und Saitoh, T.: Oil film behavior under minute vibrating conditions in EHL point contacts. In: Tribology International 43.8 (2009), S. 1279–1286. ISSN: 0301679X. DOI: 10.1016/j.triboint.2009.11.004. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0301679X0900320X?via%3Dihub> (besucht am 04.04.2021).
- [35] MathWorks: findpeaks. 2021. URL: <https://de.mathworks.com/help/signal/ref/findpeaks.html> (besucht am 23.11.2021).
- [36] MathWorks: xcorr - Cross-correlation. 2021. URL: <https://de.mathworks.com/help/matlab/ref/xcorr.html>.
- [37] Menck, O.; Stammler, M. und Schleich, F.: Fatigue lifetime calculation of wind turbine blade bearings considering blade-dependent load distribution. In: Wind Energy Science 5.4 (2020), S. 1743–1754. DOI: 10.5194/wes-5-1743-2020.
- [38] Mittag, H.-J.: Statistik. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017. ISBN: 978-3-662-55320-6.
- [39] National Renewable Energy Laboratory: TurbSim. TurbSim is a stochastic, full-field, turbulence simulator primarily for use with InflowWind-based simulation tools. 2012. URL: <https://www.nrel.gov/wind/nwtc/turbsim.html> (besucht am 03.12.2021).
- [40] Ottobismarck: Pitting am Innenring eines Wälzlagers Aufgenommen im Institut für Werkstoffkunde und Angewandte Mathematik der TH Köln. 2018. URL: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=65875897> (besucht am 21.09.2021).
- [41] Papula, L.: Mathematische Formelsammlung: Für Ingenieure und Naturwissenschaftler ; mit zahlreichen Rechenbeispielen und einer ausführlichen Integraltafel. 10., überarbeitete und erweiterte Auflage. Studium. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009. ISBN: 978-3-834-80757-1.
- [42] Poll, G.: Lagerungen, Gleitlager und Wälzlager. In: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2. Hrsg. von Sauer, B. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018, S. 70–189. ISBN: 978-3-642-39502-4.

- [43] Popko, W. u. a.: IWES Wind Turbine IWT-7.5-164 Rev 4. Hrsg. von Fraunhofer Institut für Windenergiesysteme. Bremerhaven, 2018. URL: <https://www.iwes.fraunhofer.de/de/forschungsspektrum/einstiegsseite-hersteller-und-zulieferer/aerodynamik-fuer-r-windenergieanlagen/Lastrechnung-und-Systemdynamik.html#1330606953> (besucht am 19. 08. 2021).
- [44] Schaeffler Technologies AG & Co. KG (Hrsg.): 7220-B-XL-TVP. 2021. URL: <https://medias.schaeffler.de/de/produkt/rotary/waelz--und-gleitlager/kugellager/schraegkugellager/7220-b-xl-tvp/p/359731> (besucht am 02. 04. 2021).
- [45] Scherbaum, U.: Schadensanalysen und -gutachten. Hrsg. von Wind-Check. 2020. URL: <http://www.wind-check.de/leistungen/schadensanalysen-und-gutachten/> (besucht am 27. 09. 2021).
- [46] Schwack, F. u. a.: A study of grease lubricants under wind turbine pitch bearing conditions. In: *Wear* 454-455 (2020), S. 203335. DOI: 10.1016/j.wear.2020.203335.
- [47] Schwack, F. u. a.: Comparison of Life Calculations for Oscillating Bearings Considering Individual Pitch Control in Wind Turbines. In: *Journal of Physics: Conference Series* 753 (2016), S. 112013.
- [48] Shan, M.: IPC-Controller for IWT-7.5. (Unveröffentlichtes Manuskript), 2021.
- [49] Silberwolf: File:Radial-deep-groove-ball-bearing din625-t1 2rs 120 labelled.png. Hrsg. von Wikimedia Commons. URL: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=4569019> (besucht am 12. 08. 2021).
- [50] Stammler, M.: Endurance Test Strategies for Pitch Bearings of Wind Turbines. Dissertation. Hannover: Gottfried Wilhelm Leibniz Universität, 2020.
- [51] Stammler, M.; Poll, G. und Reuter, A.: The influence of oscillation sequences on rolling bearing wear. In: *Bearing World Journal* 4 (2019), S. 19–25.
- [52] Stammler, M. u. a.: Effect of load reduction mechanisms on loads and blade bearing movements of wind turbines. In: *Wind Energy* 2 (2019), S. 274–290. ISSN: 1095-4244. DOI: 10.1002/we.2428.
- [53] thyssenkrupp rothe erde Germany GmbH (Hrsg.): rothe erde Großwälzlager: Kundenspezifische Lösungen für individuelle Anforderungen (Produktkatalog).
- [54] Wittel, H. u. a.: Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung. 24., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019. ISBN: 978-3-658-26279-2.

Abbildungsverzeichnis

2.1. Aufbau einer WEA mit horizontaler Rotorachse	3
2.2. Kräfte und Winkel am umströmten Blatt	5
2.3. Wirkende Luftkräfte auf den Rotor einer WEA	6
2.4. Schematischer Aufbau eines WEA-Reglers bestehend aus einem lastreduzierenden IPC-Regler (links) und einem drehzahlregelnden CPC-Regler (rechts)	10
2.5. Beispielhafter Aufbau eines Rillenkugellagers (links) und die Zeichnung des verwendeten Schrägkugellagers (rechts)	12
2.6. Hertz'sche Kontaktfläche zwischen Kugel und Lagerlaufbahn	13
2.7. Relativbewegungen im Wälzlager	17
2.8. Verschiedene $x/2b$ Verhältnisse	17
2.9. Zweireihiges Vierpunktlager (links), dreireihiges Zylinderrollenlager (Mitte) und dreireihiger gemischter Lagertyp (rechts)	18
2.10. Rotorblattanschluss mit einreihigem Vierpunktlager	19
2.11. Struktur eines tribologischen Systems	20
2.12. Laufbahnschmierung an einem dreireihigen Zylinderrollenlager mit Labyrinthdichtung	22
2.13. Abrasiver Verschleiß (unten), unbeschädigte Laufbahn (oben) und Stillstandsmarkierung (Mitte)	26
2.14. Adhäsiver Verschleiß an Wälzkörpern	26
2.15. Oberflächenzerrüttung am Innenring eines Wälzlagers	27
2.16. Kontaktkorrosion an drei Stellen auf einem Lageraußenring	27
2.17. True Brinelling (links), Stillstandsmarkierung (Mitte) und False-Brinelling-Markierungen (rechts)	29
2.18. Korrelationskoeffizienten verschiedener Streudiagramme	31
2.19. Aufbau des Prüfstandes BEAT0.2	32
2.20. Pitchwinkelzeitreihe 10-1 vom IWT Blattlager (links) skaliert auf ein Schrägkugellager vom Typ 7220 (rechts)	34
3.1. Anzahl gleicher aufeinanderfolgender Bins	36
3.2. Ablauf der Simulation von Pitchwinkelzeitreihen	37
3.3. Verlauf des Pitchwinkels der Pitchwinkelzeitreihe 01-3	38
3.4. Detailausschnitt des Pitchwinkels der Pitchwinkelzeitreihe 01-3	38
3.5. Korrelationsmatrix der betrachteten Merkmale aus Tabelle 3.2	41
3.6. Vergleich der Zeitreihen 23-2 (oben) und 01-3 (unten)	44
3.7. Gruppenverteilung	46
4.1. Schematische Darstellung der Versuchsschritte (nicht maßstabsgerecht)	48
4.2. Ausschnitt der Referenzzeitreihe	49

4.3. Schmierzeitreihe bis 18 000°	49
5.1. Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihen in Versuch 1	57
5.2. Kontaktkorrosion und Kratzer am Innenring des zylinderseitigen Lagers von Versuch 1 (5-fach vergrößert)	58
5.3. Distanz bis der Schmierfilm bei Versuch 1 durch Rotation wieder aufgebaut ist	59
5.4. Anteil der durchfahrenen Zyklen je GZ in Versuch 1	60
5.5. Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihe in Versuch 2-1 . . .	61
5.6. Kontaktkorrosion am Innenring des motorseitigen Lagers von Versuch 2-1 (5-fach vergrößert)	62
5.7. Distanz bis der Schmierfilm bei Versuch 2-1 durch Rotation wieder aufgebaut ist	63
5.8. Anteil der durchfahrenen Zyklen je GZ in Versuch 2-1	63
5.9. Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihe in Versuch 2-2 und Versuch 2-1	65
5.10. Distanz bis der Schmierfilm bei Versuch 2-2 durch Rotation wieder aufgebaut ist	66
5.11. Anteil der durchfahrenen Zyklen je GZ in Versuch 2-2	67
5.12. Verlauf des Drehmoments während der Referenzzeitreihe in Versuch 3	68
5.13. Kratzer auf der Laufbahnoberfläche des zylinderseitigen Innenrings von Versuch 3 (5-fache Vergrößerung)	69
5.14. Distanz bis der Schmierfilm bei Versuch 3 durch Rotation wieder aufgebaut ist	70
5.15. Anteil der durchfahrenen Zyklen je GZ in Versuch 3	70
5.16. Anteil der durchfahrenen Zyklen je GZ je Versuch	71
5.17. Vergleich der GZs von Versuch 4 und Versuch 5.	72
5.18. Drehmoment über Zeit von Versuch 4 und 5	73
B.1. Übersicht der Gruppenzeitreihen N-1, P-1 und O-1	XXVII
B.2. Übersicht der Gruppenzeitreihen N-2, P-2 und O-2	XXVIII
B.3. Übersicht der Gruppenzeitreihen N-3, P-3 und O-3	XXIX
B.4. Übersicht der Gruppenzeitreihen N-4, P-4 und O-4	XXX
B.5. Drehmomentverlauf während der Schmierzeitreihe nach der ersten Referenzzeitreihe von Versuch 1	XXXI
B.6. Verschleißmarken auf Lager 0141 an Position 10° (links) und 45° (rechts) . . .	XXXII

Tabellenverzeichnis

2.1. Haupteigenschaften der IWT-7.5-164	4
2.2. Wirkung von Luft- und Massenkräften auf den Rotor	8
2.3. Lagerdimensionen FAG 7220-B-XL-TVP	12
3.1. Statistische Übersicht der Pitchwinkelzeitreihen	39
3.2. Betrachtete Merkmale in der Korrelationsmatrix in Abbildung 3.5	40
3.3. Gruppenverteilung	46
4.1. Versuchsschritte	48
4.2. Reihenfolge der Gruppenzeitreihen in Versuch 1	51
4.3. Reihenfolge der Gruppenzeitreihen in Versuch 2	52
4.4. Reihenfolge der Gruppenzeitreihen in Versuch 3	53
5.1. Versuchsübersicht	56
5.2. Gemittelter Anteil bis zum Abbruch der Gruppenzeitreihen aufgeteilt nach Gruppenzuteilung	74
A.1. Versuchsplan 1	XXI
A.2. Versuchsplan 2	XXIII
A.3. Versuchsplan 3	XXV

A. Tabellen

Tabelle A.1.: Versuchsplan 1.

Schritt	Typ	Gruppe	Sim ID	Doppelamplitude/°	Zyklenanzahl
1	SZ			1800	1
2	RZ			3,98	50,5
3	SZ			1800	1
4	GZ	XO-1	09-4		870
5	SZ			1800	1
6	RZ			3,98	50,5
7	SZ			1800	1
8	GZ	XO-1	20-6		890
9	SZ			1800	1
10	RZ			3,98	50,5
11	SZ			1800	1
12	GZ	XO-1	12-4		890
13	SZ			1800	1
14	RZ			3,98	50,5
15	SZ			1800	1
16	GZ	XO-1	12-1		900
17	SZ			1800	1
18	RZ			3,98	50,5
19	SZ			1800	1
20	GZ	OO-1	23-2		890
21	SZ			1800	1
22	RZ			3,98	50,5
23	SZ			1800	1
24	GZ	XO-2	30-6		870
25	SZ			1800	1
26	RZ			3,98	50,5
27	SZ			1800	1
28	GZ	XO-2	07-5		890
29	SZ			1800	1
30	RZ			3,98	50,5
31	SZ			1800	1
32	GZ	XO-2	15-1		890
33	SZ			1800	1
34	RZ			3,98	50,5
35	SZ			1800	1
36	GZ	XO-2	17-3		880
37	SZ			1800	1
38	RZ			3,98	50,5
39	SZ			1800	1
40	GZ	OO-2	25-3		880

Tabelle A.1.: Versuchsplan 1 (fortgesetzt).

Schritt	Typ	Gruppe	Sim ID	Doppelamplitude/°	Zyklusanzahl
41	SZ			1800	1
42	RZ			3,98	50,5
43	SZ			1800	1
44	GZ	XO-3	18-4		860
45	SZ			1800	1
46	RZ			3,98	50,5
47	SZ			1800	1
48	GZ	XO-3	10-1		870
49	SZ			1800	1
50	RZ			3,98	50,5
51	SZ			1800	1
52	GZ	XO-3	27-5		840
53	SZ			1800	1
54	RZ			3,98	50,5
55	SZ			1800	1
56	GZ	XO-3	27-1		850
57	SZ			1800	1
58	RZ			3,98	50,5
59	SZ			1800	1
60	GZ	OO-3	05-2		840
61	SZ			1800	1
62	RZ			3,98	50,5
63	SZ			1800	1
64	GZ	XO-4	01-3		860
65	SZ			1800	1
66	RZ			3,98	50,5
67	SZ			1800	1
68	GZ	XO-4	01-5		870
69	SZ			1800	1
70	RZ			3,98	50,5
71	SZ			1800	1
72	GZ	OO-4	01-6		870
73	SZ			1800	1
74	RZ			3,98	50,5

Tabelle A.2.: Versuchsplan 2.

Schritt	Typ	Gruppe	Sim ID	Doppelamplitude/°	Zyklusanzahl
1	SZ			18 000	1
2	RZ			3,98	50,5
3	SZ			1800	1
4	GZ	XO-1	09-4		2640
5	SZ			18 000	1
6	RZ			3,98	50,5
7	SZ			1800	1
8	GZ	XO-1	20-6		2700
9	SZ			18 000	1
10	RZ			3,98	50,5
11	SZ			1800	1
12	GZ	XO-1	12-4		2730
13	SZ			18 000	1
14	RZ			3,98	50,5
15	SZ			1800	1
16	GZ	XO-1	12-1		2730
17	SZ			18 000	1
18	RZ			3,98	50,5
19	SZ			1800	1
20	GZ	OO-1	23-2		2700
21	SZ			18 000	1
22	RZ			3,98	50,5
23	SZ			1800	1
24	GZ	XO-2	30-6		2640
25	SZ			18 000	1
26	RZ			3,98	50,5
27	SZ			1800	1
28	GZ	XO-2	07-5		2700
29	SZ			18 000	1
30	RZ			3,98	50,5
31	SZ			1800	1
32	GZ	XO-2	15-1		2700
33	SZ			18 000	1
34	RZ			3,98	50,5
35	SZ			1800	1
36	GZ	XO-2	17-3		2670
37	SZ			18 000	1
38	RZ			3,98	50,5
39	SZ			1800	1
40	GZ	OO-2	25-3		2670
41	SZ			18 000	1

Tabelle A.2.: Versuchsplan 2 (fortgesetzt).

Schritt	Typ	Gruppe	Sim ID	Doppelamplitude/°	Zyklusanzahl
42	RZ			3,98	50,5
43	SZ			1800	1
44	GZ	XO-3	18-4		2610
45	SZ			18 000	1
46	RZ			3,98	50,5
47	SZ			1800	1
48	GZ	XO-3	10-1		2640
49	SZ			18 000	1
50	RZ			3,98	50,5
51	SZ			1800	1
52	GZ	XO-3	27-5		2650
53	SZ			18 000	1
54	RZ			3,98	50,5
55	SZ			1800	1
56	GZ	XO-3	27-1		2580
57	SZ			18 000	1
58	RZ			3,98	50,5
59	SZ			1800	1
60	GZ	OO-3	05-2		2550
61	SZ			18 000	1
62	RZ			3,98	50,5
63	SZ			1800	1
64	GZ	XO-4	01-3		2610
65	SZ			18 000	1
66	RZ			3,98	50,5
67	SZ			1800	1
68	GZ	XO-4	01-5		2610
69	SZ			18 000	1
70	RZ			3,98	50,5
71	SZ			1800	1
72	GZ	OO-4	01-6		2640
73	SZ			18 000	1
74	RZ			3,98	50,5

Tabelle A.3.: Versuchsplan 3.

Schritt	Typ	Gruppe	Sim ID	Doppelamplitude/°	Zyklusanzahl
1	SZ			18 000	1
2	RZ			3,98	50,5
3	SZ			1800	1
4	GZ	OO-4	01-6		2640
5	SZ			18 000	1
6	RZ			3,98	50,5
7	SZ			1800	1
8	GZ	XO-4	01-5		2610
9	SZ			18 000	1
10	RZ			3,98	50,5
11	SZ			1800	1
12	GZ	XO-4	01-3		2610
13	SZ			18 000	1
14	RZ			3,98	50,5
15	SZ			1800	1
16	GZ	OO-3	05-2		2550
17	SZ			18 000	1
18	RZ			3,98	50,5
19	SZ			1800	1
20	GZ	XO-3	27-1		2580
21	SZ			18 000	1
22	RZ			3,98	50,5
23	SZ			1800	1
24	GZ	XO-3	27-5		2650
25	SZ			18 000	1
26	RZ			3,98	50,5
27	SZ			1800	1
28	GZ	XO-3	10-1		2640
29	SZ			18 000	1
30	RZ			3,98	50,5
31	SZ			1800	1
32	GZ	XO-3	18-4		2610
33	SZ			18 000	1
34	RZ			3,98	50,5
35	SZ			1800	1
36	GZ	OO-2	25-3		2670
37	SZ			18 000	1
38	RZ			3,98	50,5
39	SZ			1800	1
40	GZ	XO-2	17-3		2670
41	SZ			18 000	1

Tabelle A.3.: Versuchsplan 3 (fortgesetzt).

Schritt	Typ	Gruppe	Sim ID	Doppelamplitude/°	Zyklusanzahl
42	RZ			3,98	50,5
43	SZ			1800	1
44	GZ	XO-2	15-1		2700
45	SZ			18 000	1
46	RZ			3,98	50,5
47	SZ			1800	1
48	GZ	XO-2	07-5		2700
49	SZ			18 000	1
50	RZ			3,98	50,5
51	SZ			1800	1
52	GZ	XO-2	30-6		2640
53	SZ			18 000	1
54	RZ			3,98	50,5
55	SZ			1800	1
56	GZ	OO-1	23-2		2700
57	SZ			18 000	1
58	RZ			3,98	50,5
59	SZ			1800	1
60	GZ	XO-1	12-1		2730
61	SZ			18 000	1
62	RZ			3,98	50,5
63	SZ			1800	1
64	GZ	XO-1	12-4		2730
65	SZ			18 000	1
66	RZ			3,98	50,5
67	SZ			1800	1
68	GZ	XO-1	20-6		2700
69	SZ			18 000	1
70	RZ			3,98	50,5
71	SZ			1800	1
72	GZ	XO-1	09-4		2640
73	SZ			18 000	1
74	RZ			3,98	50,5

B. Abbildungen

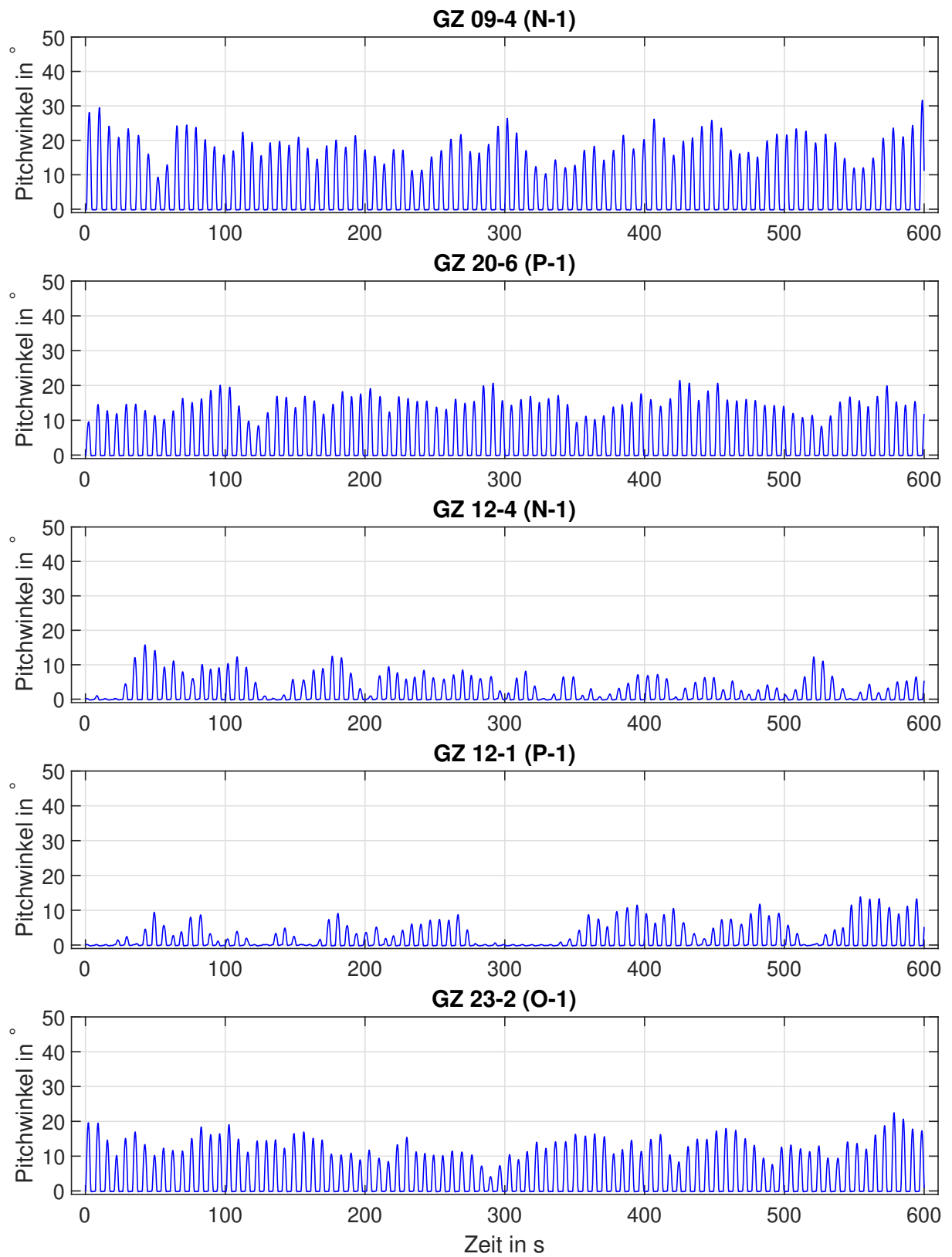


Abbildung B.1.: Übersicht der Gruppenzeitreihen N-1, P-1 und O-1.

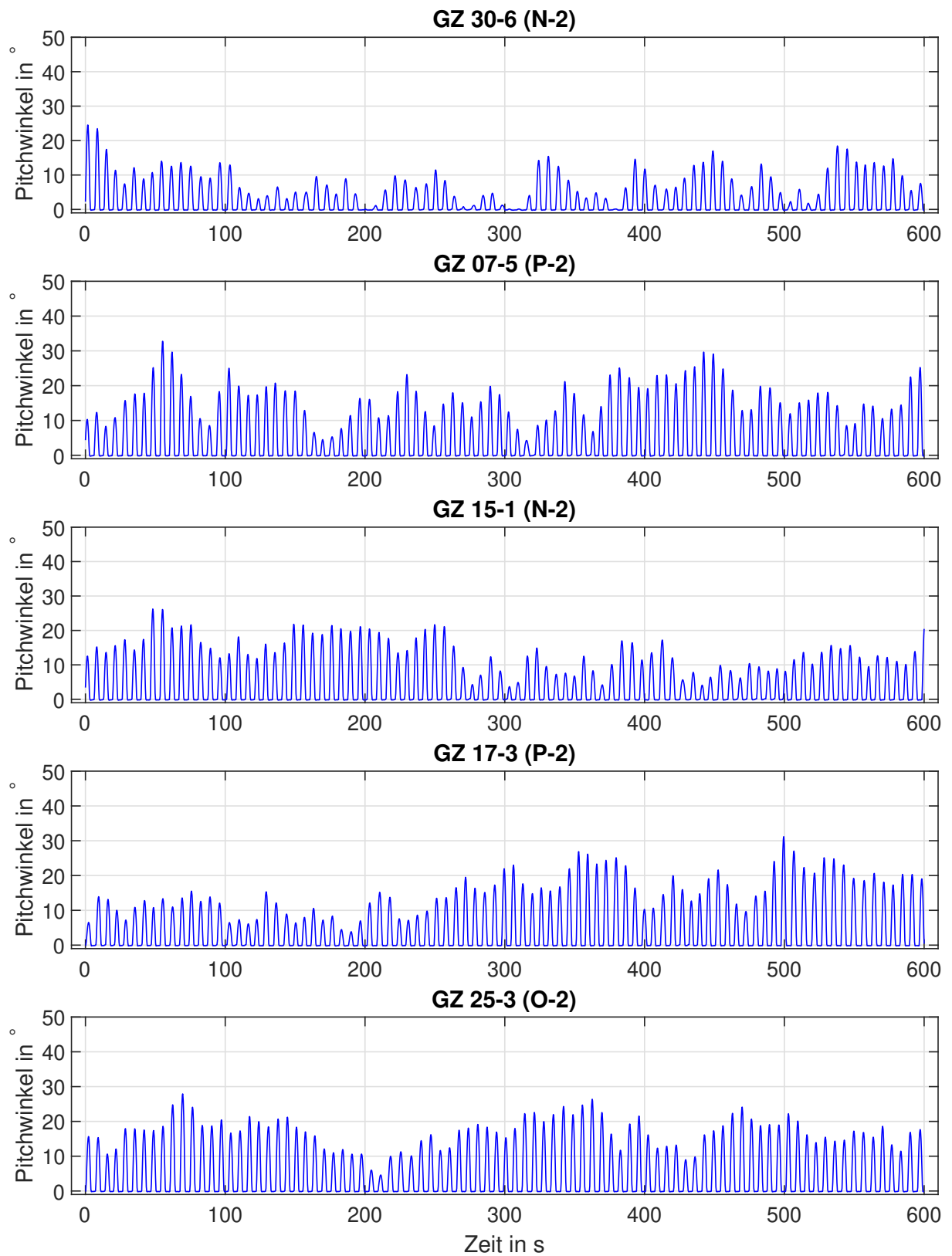


Abbildung B.2.: Übersicht der Gruppenzeitreihen N-2, P-2 und O-2.

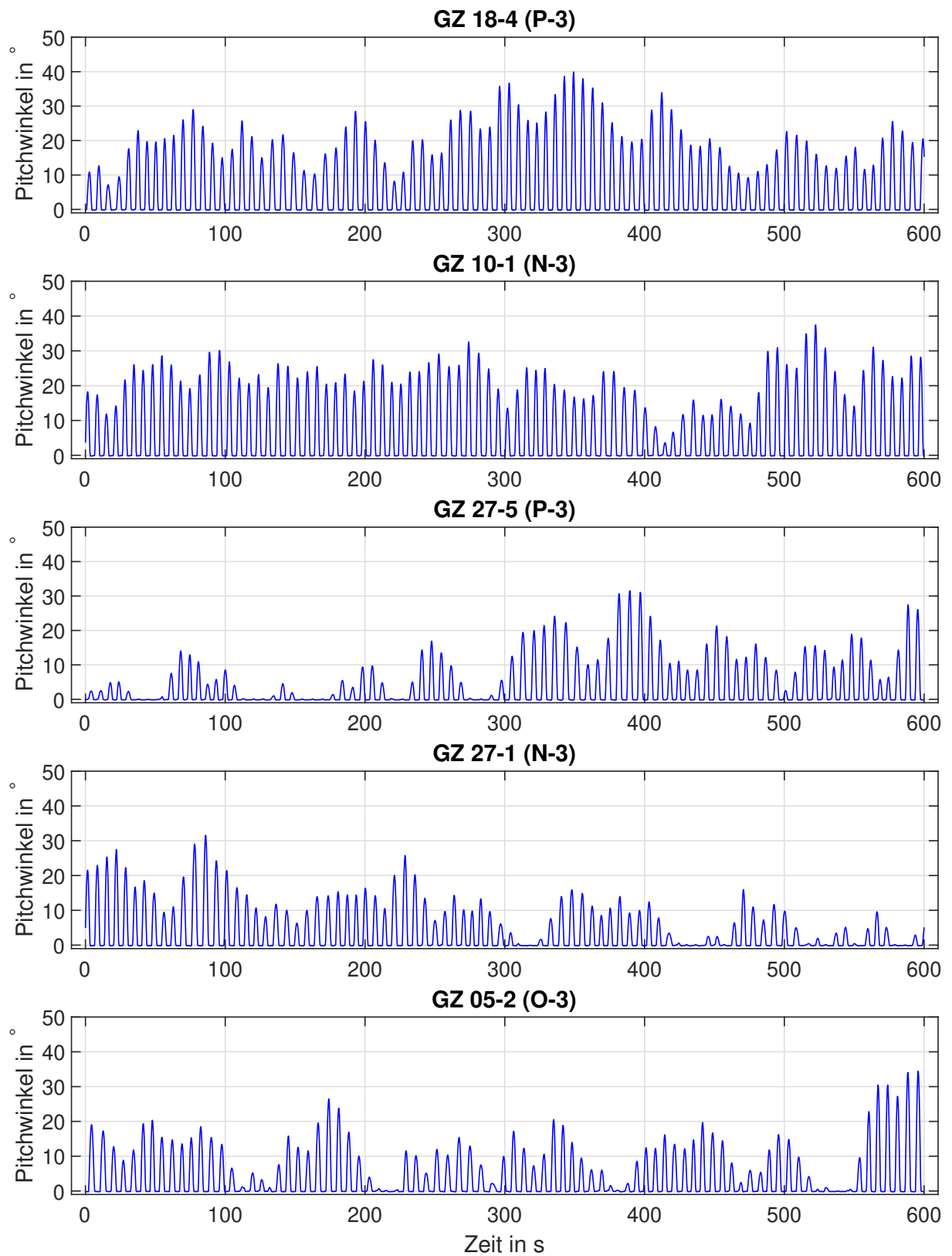


Abbildung B.3.: Übersicht der Gruppenzeitreihen N-3, P-3 und O-3.

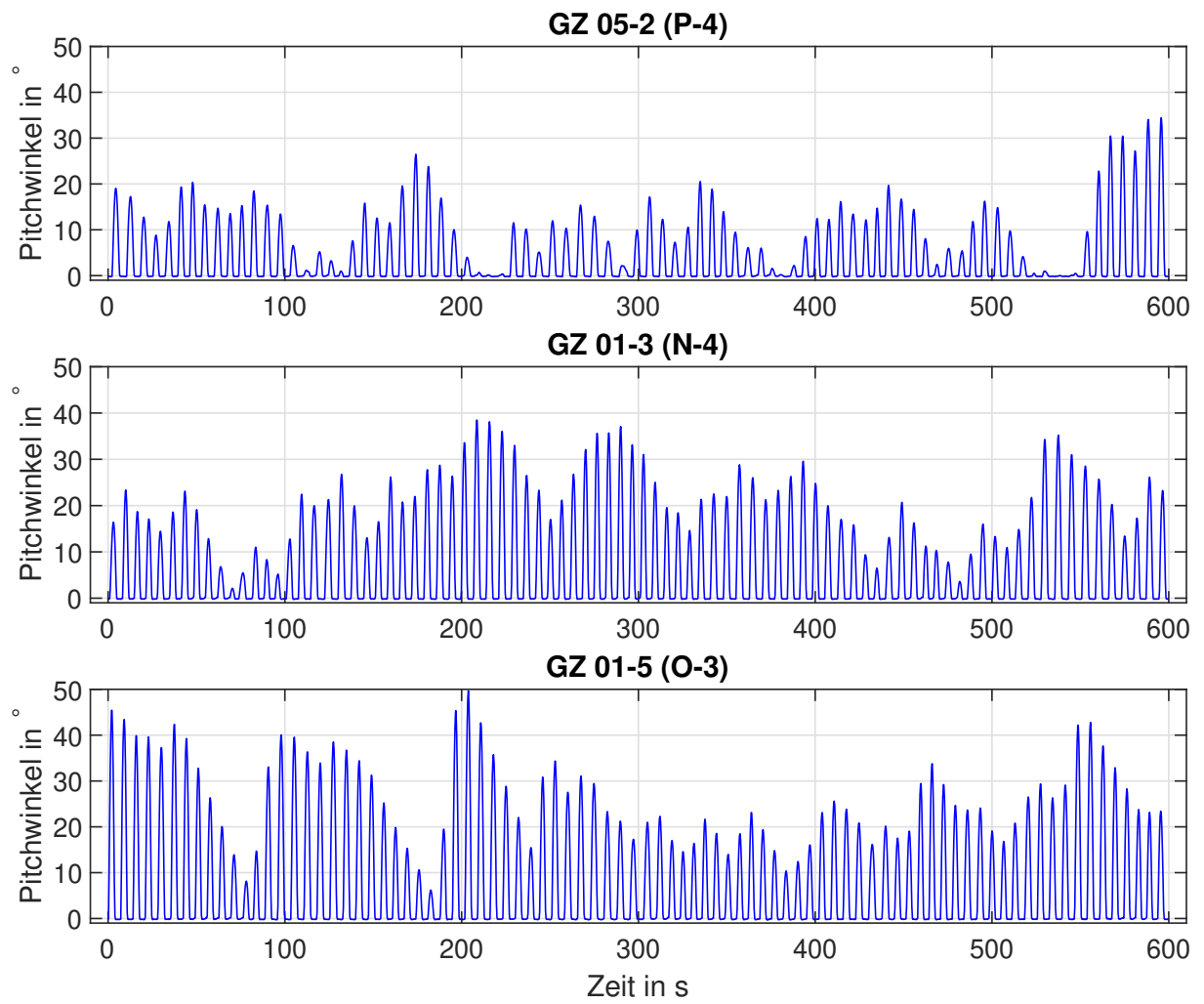


Abbildung B.4.: Übersicht der Gruppenzeitreihen N-4, P-4 und O-4.

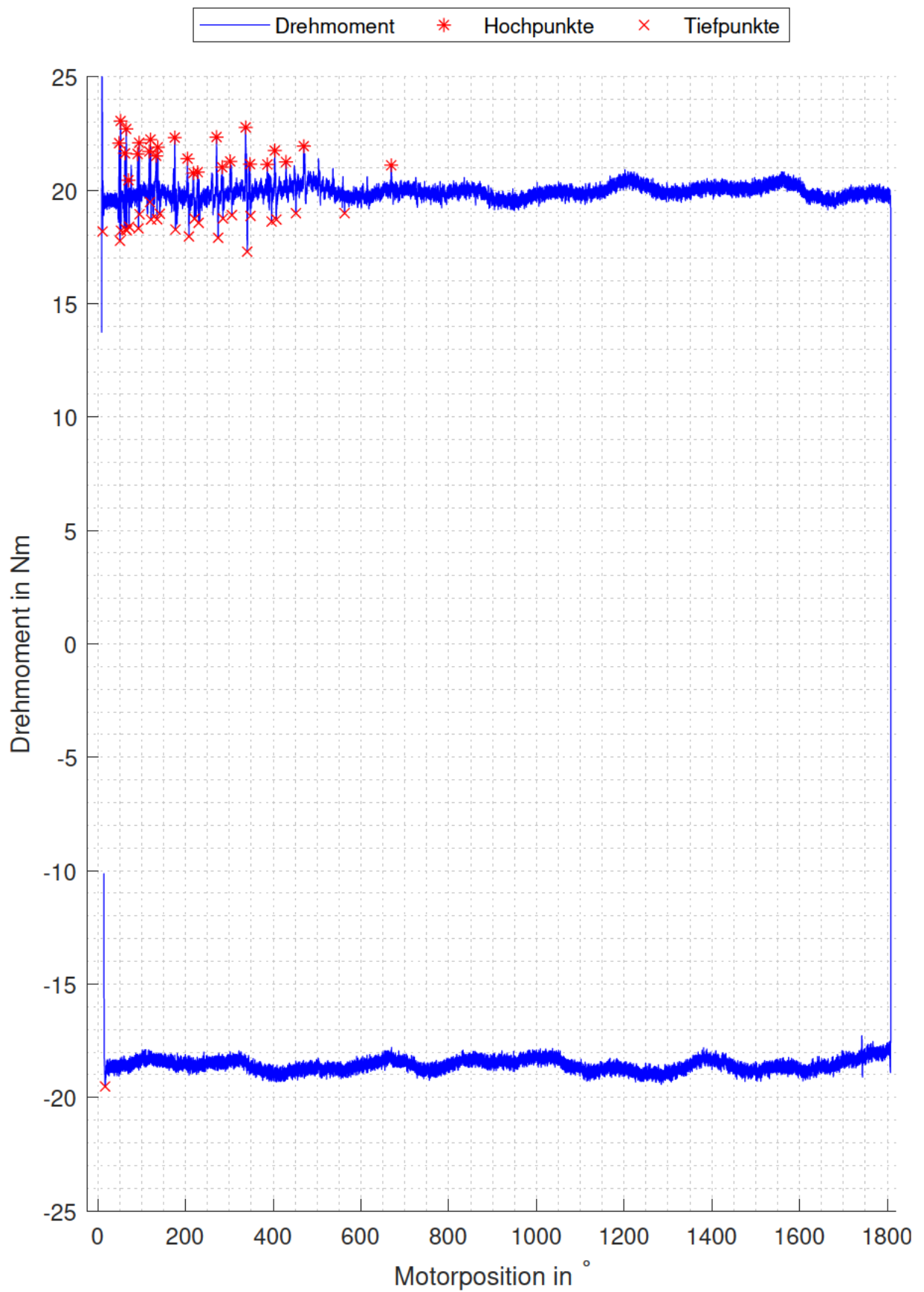


Abbildung B.5.: Drehmomentverlauf während der Schmierzeitreihe nach der ersten Referenzzeitreihe von Versuch 1.

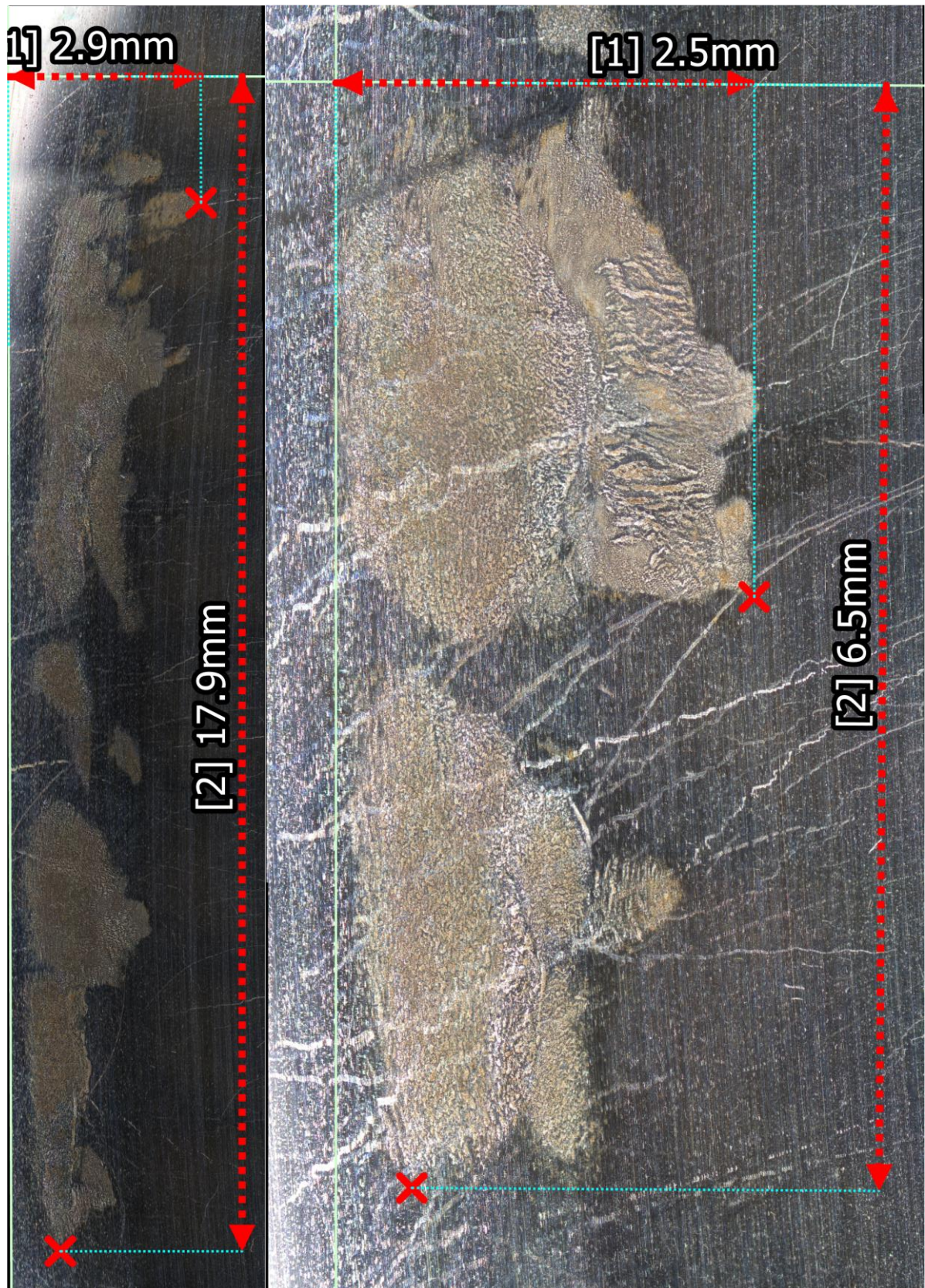


Abbildung B.6.: Verschleißmarken auf Lager 0141 an Position 10° (links) und 45° (rechts).

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit versichere ich, Felix Plagemann, dass ich die vorliegende Masterarbeit mit dem Thema **Entwicklung einer Bewertungsmethode für Pitchwinkelzeitreihen und das Entstehen von Verschleiß auf Basis von Versuchen an einem Grundlagenprüfstand für Blattlager von Windenergieanlagen** ohne fremde Hilfe selbstständig und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.



Ort, Datum

Unterschrift