

Institut für Konstruktionstechnik
und Technisches Design
Universität Stuttgart
Prof. Dr.-Ing. H. Binz

Thomas Münzing

**Auslegung von Kugelgewindetrieben
bei oszillierenden Bewegungen und
dynamischer Belastung**

Bericht Nr. 672

Auslegung von Kugelgewindetrieben bei oszillierenden Bewegungen und dynamischer Belastung

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik der
Universität Stuttgart

zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

von

Dipl.-Ing. Thomas Münzing

geboren in Heilbronn

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Tag der mündlichen Prüfung: 13.09.2017

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design

Universität Stuttgart

2017

D 93

ISBN-13: 978-3-946924-02-9

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design

Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz

Universität Stuttgart

Pfaffenwaldring 9

D-70569 Stuttgart

Telefon +49 (0)711 685-66055

Telefax: +49 (0)711 685-66219

E-Mail: mail@iktd.uni-stuttgart.de

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Forschungstätigkeit am Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design (IKTD) der Universität Stuttgart im Zuge der Bearbeitung des Projekts „DrEADS - Drivetrain rolling Elements in Aeronautics, Design and Sizing for“, einem von der Europäischen Kommission innerhalb der CleanSky-Initiative geförderten Verbundprojekts, an dem sich neben dem IKTD die Firmen Umbra Cuscinnetti S.p.A. (Foligno, Italien), VGA s.r.l. (Deruta, Italien) sowie Airbus Group Innovations (Ottobrunn, Deutschland) als Koordinator beteiligten.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Hansgeorg Binz, für die Betreuung der Arbeit, sein großzügiges Vertrauen und die von ihm gewährten Freiheiten. Außerdem danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer für die kritische Durchsicht des Manuskripts und die Übernahme des Mitberichts.

Darüber hinaus danke ich meinen Kollegen Dipl.-Ing. Markus Wagner und Dipl.-Ing. Matthias Bachmann für die vielen intensiven Fachdiskussionen und das Korrekturlesen der Dissertation. Für die Jagd nach sprachlichen Fehlern danke ich Dipl.-Ing. Andrea Debarre und Herrn Dr.-Ing. Matthias Beck.

Meinen zahlreichen Bürokollegen, vor allem aber Dipl.-Ing. Miriam Wagner, Dipl.-Ing. Carsten Karthaus und Dr.-Ing. Benedikt Posner danke ich für die fachlichen und weniger fachlichen Diskussionen über den Tellerrand eines Maschinenbauers hinaus. Nicht zu vergessen die Öz- und die Kaffeerunden, die viel zu dem positiven Klima beigetragen haben.

Allen beteiligten Projektpartnern, namentlich M. Sc. Stefano Toro, M. Sc. Giuseppe Corradi, M. Sc. Francesco Mosconi, M. Phys. Francesca Pacieri, M. Sc. Romano Beffa, M. Sc. Christina Ceppi, M. Sc. Emiliano Mingardi, Dot. Federico Gallorini, Dipl.-Ing. Markus Christmann und Dr.-Ing. Sebastian Seemann möchte ich für das immer positive und produktive Klima sowie die in allen Belangen gute Zusammenarbeit danken.

Auf dem Weg zu dieser Doktorarbeit haben mich viele Menschen begleitet. Manche waren von Anfang an dabei, manche sind erst im Laufe der Zeit hinzugekommen, manche haben mich unterwegs verlassen. Jedem einzelnen von Ihnen gebührt meine tiefste Dankbarkeit. Für die Zeit, die Motivation, die Zerstreuung, die Ratschläge und natürlich für die Liebe und die Freundschaft, die ich erfahren durfte.

Während meiner Zeit am Institut wurde ich durch über 40 studentische Arbeiten und vier studentische Hilfskräfte, namentlich Thorsten Herrmann, Jonas Widmann, Marco Pennetti sowie Nick Schlömp, unterstützt. Die Arbeit mit den Studierenden hat mir stets große Freude bereitet und es war nur selten der Fall, dass Wissen ausschließlich vom Betreuer auf den Studierenden übergang, vielmehr habe ich die fachliche Diskussion zu allen Zeiten geschätzt und genossen. Nicht zu vergessen mehrere Tutoren, die mich bei der Erfüllung meiner Lehrverpflichtungen unterstützten.

Abschließend möchte ich der Europäischen Kommission für die finanzielle Förderung des begleitenden Forschungsprojekts mit den Worten danken, mit denen seit Projektbeginn alle meine Veröffentlichungen endeten:

The research leading to these results has received funding from the European Union's Seventh Framework Programme (FP7/2007-2013) for the Clean Sky Joint Technology Initiative under grant agreement n° CS-GA-2012-02-DrEads-325999.

Stuttgart, im September 2017

Thomas Münzing

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	III
Bezeichnungen und Einheiten	VI
Abstract	XIII
1 Einleitung	1
1.1 Vorteile von Kugelgewindetrieben und Elektromechanischen Aktoren	1
1.2 Auslegung von Kugelgewindetrieben und deren Defizite	3
1.3 Anwendungsfall Rotorblattverstellung am Hubschrauber	4
1.3.1 Motivation aus Sicht der Luftfahrt	5
1.3.2 Die Taumelscheibenaktorik	6
1.4 Herausforderungen	8
1.5 Ziel der Arbeit	10
1.6 Aufbau der Arbeit	10
2 Stand der Technik	13
2.1 Grundsätzlicher Aufbau eines Kugelgewindetriebs	13
2.2 Schädigungsmechanismen	16
2.2.1 Kontakt Kugel-Laufbahn	16
2.2.2 Kontakt Kugel-Kugel	18
2.2.3 Kontakt Kugel-Rückführung	19
2.2.4 Schadensformen	19
2.3 Normative Grundlagen	22
2.3.1 Statische Auslegung	23
2.3.2 Nominelle Lebensdauerberechnung	24
2.3.3 Erweiterte Lebensdauer	27
2.3.4 Nominelle und erweiterte Referenzlebensdauer	29
2.3.5 Einfluss von Lastkollektiven unterschiedlicher Lasten und Drehzahlen	29
2.3.6 Lagersysteme	29
2.3.7 Kritik an genormter Berechnungsmethode, insbesondere für Kugelgewindetriebe	31
3 Stand der Forschung	33
3.1 Erweiternde Berechnungsansätze der Normauslegung	34
3.1.1 Oszillierende Bewegungen	34
3.1.2 Hämmernde axiale Lasten	39
3.1.3 Ungleichförmige Lastverteilung	41
3.2 Verschleißberechnung	42

3.2.1	Allgemeine Verschleißberechnung	43
3.2.2	Verschleißberechnung am Wälzlager	44
3.2.3	Stillstehende Lager unter schwingender Beanspruchung.....	45
3.2.4	Verschleißberechnung am Kugelgewindetrieb	51
3.3	Einfluss des Schmiermittels	52
3.3.1	Öl- bzw. Fettschmierung.....	53
3.3.2	Festkörperschmierung	55
3.4	White Etching Cracks (WECs)	56
3.5	Generalisiertes Lebensdauerberechnungsverfahren	59
3.5.1	Motivation	59
3.5.2	Allgemeiner Berechnungsansatz	60
4	Fazit und Folgerungen für die eigene Arbeit.....	63
4.1	Bewertung von Stand der Technik und Forschung	63
4.2	Konkretisierung der Aufgabenstellung	65
5	Berechnungsansatz.....	71
5.1	Rahmenbedingungen für Ermüdungslebensdauerberechnung gewährleisten.....	71
5.1.1	Minimale Last - Vermeidung von Gleitbewegungen der Kugeln	71
5.1.2	Maximal zulässige Last	72
5.1.3	Verschleißvermeidung.....	73
5.2	Lebensdauerberechnung für den oszillierenden Betrieb von Kugelgewindetrieben	75
5.2.1	Modifizierte nominelle Ermüdungslebensdauerberechnung.....	75
5.2.2	Erweiterte Lebensdauerberechnung	76
5.2.3	Berücksichtigung ungleicher Lastverteilung	78
5.3	Erweiternde Berechnungsansätze	84
5.3.1	Berücksichtigung von Bewegungsprofilen des Kugelgewindetriebs	84
5.3.2	Berücksichtigung von Kugelnkettenunterbrechungen auf Grund der Rückführung	90
5.3.3	Fazit zu Kapitel 5.3.....	92
5.4	Zusammenfassung der Berechnungsansätze.....	93
6	Experimentelle Validierung.....	97
6.1	Prüflinge.....	98
6.1.1	Kugelgewindetriebe für Lebensdaueruntersuchungen	98
6.1.2	Kugelgewindetriebe für Verschleißuntersuchungen	99
6.1.3	Spindellager für False Brinelling Untersuchungen.....	100
6.2	Eingesetzte Prüfstände.....	103

6.2.1	Lebensdaueruntersuchungen am federvorgespannten Prüfstand	104
6.2.2	Verschleißuntersuchungen am hydraulisch verspannten Prüfstand	105
6.2.3	False Brinelling Untersuchungen	106
6.3	Versuchsparameter	107
6.3.1	Lebensdaueruntersuchungen.....	107
6.3.2	Verschleißuntersuchungen.....	108
6.3.3	False Brinelling Tests	109
6.3.4	Zusammenfassung.....	110
6.4	Versuchsauswertung	111
6.4.1	Lebensdaueruntersuchungen.....	111
6.4.2	Verschleißuntersuchungen.....	117
6.4.3	False Brinelling Untersuchungen	120
6.5	Fazit der Untersuchungen	129
6.5.1	Lebensdaueruntersuchungen.....	129
6.5.2	Verschleißuntersuchungen.....	129
6.5.3	False Brinelling.....	130
7	Übertragung auf den Anwendungsfall Rotorblattverstellung	131
8	Zusammenfassung der Arbeit	133
9	Ausblick.....	137
	Literaturverzeichnis	139
	Anhang	153
A.1	Materialeigenschaften der Prüflinge	154
A.2	False Brinelling Versuche	155
A.3	False Brinelling Versuche mit doppeltem Schwenkwinkel	164

Bezeichnungen und Einheiten

Abkürzungen

AFC	Anti Friction Coating
DEA	Dark Etching Area
DIN	Deutsches Institut für Normung e. V.
DLC	Diamond-like Carbon
DrEADS	Drivetrain rolling Elements in Aeronautics, Design and Sizing for
EMA	Elektromechanischer Aktor
EN	Europäische Norm (Comité Européen de Normalisation)
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
GBLM	Generalized Bearing Life Model
HB	Härte nach Brinell
HRC	Härte nach Rockwell, Prüfkörper Konus
HV	Härte nach Vickers
IEC	International Electrotechnical Commission
ISO	International Organization for Standardization
KGT	Kugelgewindetrieb
Mio.	Millionen
NLGI	National Lubricating Grease Institute
PTFE	Polytetrafluorethylen, umgangssprachlich Teflon
PVD	Physical Vapour Deposition
T.	Tausend
Umdr.	Umdrehungen
WEA	White Etching Area
WECs	White Etching Cracks

Formelzeichen

Die verwendeten Formelzeichen orientieren sich weitestgehend an der Nomenklatur, wie sie in [DIN 611 2010], [DIN 26281 2010], [DIN ISO 281 2010] sowie [DIN ISO 3408 2011] verwendet wird.

Symbol	Einheit	Erläuterung
a	mm	große Ellipsenhalbachse
a ₁	-	Lebensdauerbeiwert für die Zuverlässigkeit
a _{ISO}	-	Lebensdauerbeiwert auf der Grundlage einer Systembetrach- tung der Lebensdauerberechnung
a _u	-	Ermüdungsgrenzbelastungsfaktor
A	mm, N	Amplitude
A	mm ²	Fläche
A	-	Faktor zur Berücksichtigung des Schmierstoffs
b	mm	kleine Ellipsenhalbachse
b _m	-	Tragzahlbeiwert
c	-	Spannungskorrektorexponent
C	N	dynamische Tragzahl
C ₀	N	statische Tragzahl
C _γ	-	Konstante (Dreiparametrische Weibullverteilung)
D _c	mm	Durchmesser der Abrollbahn (contact diameter)
D _{pw}	mm	Kugelmittendurchmesser
D _w	mm	Kugeldurchmesser
e	-	Weibull-Exponent
e _c	-	Verschmutzungsbeiwert (contamination Factor)
E	Nmm ⁻²	Elastizitätsmodul
E(χ)	-	vollständiges elliptisches Integral der 2. Art
f	s ⁻¹ , Hz	Frequenz
f	-	Schmiegun

f_B	-	Betriebsbeiwert
f_c	-	Faktor zur Berücksichtigung von Geometrie, Herstellgenauigkeit und Werkstoff der Lagerteile
f_l	-	Hubbeiwert
f_v	-	Verschleißbeiwert
F	N	Kraft
$G(N)$	-	lastabhängige Reduktionsfunktion
h	-	Tiefenkorrektorexponent
\hat{h}	mm	Schichtdicke
i	-	Anzahl an Kugelumläufen
j	-	Laufvariable
l_s	-	Oberflächenschadensintegral
k	-	Faktor
k_A	-	Anwendungsfaktor
$K(\chi)$	-	vollständiges elliptisches Integral der 1. Art
l	mm	Länge
l_s	mm	Position, Hub
L	Umdr	(Ermüdungs-) Lebensdauer
L_{10}	Umdr	nominelle Lebensdauer, die mit 90 % Zuverlässigkeit verknüpfte rechnerische Lebensdauer
L_{10m}	Umdr	erweiterte nominelle Lebensdauer, mit 90 % verknüpft
L_{nmr}	Umdr	erweiterte Referenzlebensdauer
L_v		zulässige Betriebsdauer unter False Brinelling Bedingungen
m	-	Weibullexponent für Oberflächenschäden
M	-	Minimallastkonstante
n	min^{-1}	Drehzahl
n	-	Anzahl der Zustände in einem Lastkollektiv
n	%	Ausfallwahrscheinlichkeit

N	-	Anzahl an Lastwechseln bzw. Überrollungen
N _v	-	Zulässige Anzahl Lastwechsel unter False Brinelling Bedingungen
p	-	Exponent für die Lebensdauergleichung von Wälzlagern
p	Nmm ⁻²	Flächenpressung
p _H	Nmm ⁻²	Hertz'sche Pressung
P	N	Last
P _h	mm	Spindelsteigung
P _m		äquivalente Last
q	%	Zeitanteil
q	Nmm ⁻¹ s ⁻¹	spezifische Reibleistung
Q	N	Wälzkörperlast
Q _c	N	Tragzahl des Einzelkontakts
Q _e	N	aufgebrachte Last am Einzelkontakt
Q _m	N	äquivalente Einzellast
r	mm	Radius
R	Nμm ⁻¹	Steifigkeit
R _a	μm	Reibwert
S	-, %	Ergebniswahrscheinlichkeit, Zuverlässigkeit
S ₀	-	statischer Tragsicherheitsbeiwert
SD	diverse	Standardabweichung (Standard Deviation). Die Einheit von SD ist identisch mit der Einheit der Größe, für die sie bestimmt wird
u	-	Überrollungsverhältnis
U	-	Anzahl Umdrehungen
V	mm ³	Volumen
z ₀	mm	Tiefe, in der die maximale Schubspannung auftritt
z ₀ '	mm	spannungsgewichtete Durchschnittstiefe
Z	-	Anzahl Kugeln

Z_0	-	Anzahl unbelasteter Kugeln (in der Rückführung)
Z_l	-	Anzahl belasteter Kugeln (loaded, im Laufbahnbereich)
α_0	°	Nenndruckwinkel
α	°	Betriebsdruckwinkel
γ	-	charakteristische Wälzlagergröße, Geometriefaktor
δ	mm	Einfederung
δ	$N\mu m^{-1}$	Nachgiebigkeit
ζ	-	Verhältnis von lasttragenden Kugeln zu Gesamtzahl der Kugeln
η	-, %	Wirkungsgrad
θ	°, rad	Schwenkwinkel
κ	-	Viskositätsverhältnis
λ	-	Minderungsfaktor zur Berücksichtigung der Spannungskonzentration
λ	-	Faktor für ungleiche Lastverteilung
Δ	-	Verhältnis zur Quantifizierung von Rückführungsarten
ν_E	-	Querkontraktionszahl
ν_{gl}	mms^{-1}	Gleitgeschwindigkeit
ν	mm^2s^{-1}	Viskosität
$\Sigma\rho$	mm^{-1}	Krümmungssumme
σ	Nmm^{-2}	Spannung
σ_u	Nmm^{-2}	Ermüdungsgrenzbeanspruchung
τ	Nmm^{-2}	Schubspannung
τ_0	Nmm^{-2}	maximale Schubspannung in der Tiefe z_0
φ	°	Helixwinkel
φ	°, rad	Lagewinkel
ϕ	°	Restwinkel
χ	-	Verhältnis der beiden Halbachsen der Hertz'schen Druckellipse
ψ	°	Lastzonenwinkel

ω s^{-1} , Hz Winkelgeschwindigkeit

Indizes

a axial

B Betrieb

crit kritisch (critical)

dith Kontaktgröße (dither = Abdruck)

e Außenring

E Einlauf

i Innenring

i Laufvariable

j Laufvariable

l belastet (loaded)

m äquivalent

max maximal

n Mutter (nut)

o Außenring (outer ring)

osc oszillierend (oscillating)

pos Position

q spezifische Reibleistung betreffend

r (Laufbahn-) Rille

r radial

rec Rückführung (recirculation)

res Rest, verbleibend (residual)

s Spindel

s Oberfläche (Surface)

S Schaden

tr tragend

v	Volumen
wk	Wälzkörper
zul	zulässig
μ	rotierenden Lagerring betreffend
v	stillstehenden Lagerring betreffend

Abstract

Sizing of ball screws according to ISO-standard is strongly related to the sizing of roller bearings and focuses on their (until now) main usage in the feed axis of machine tools. Due to their high efficiency, the field of applications of ball screws extends into classical hydraulic piston applications.

In combination with an electric motor and a gearbox the ball screws of these so called electromechanical actuators (EMAs) are faced with load and motion profiles, that are not yet considered by standard sizing approaches. In particular, these conditions are oscillating or intermitting motions instead of continuous strokes or revolutions, highly frequent applied loads at (nearly) standstill and extreme temperature ranges. A challenging application in this context is the primary flight control system of a helicopter, represented by the swash plate actuation system. A failure of this system is life threatening for the passengers. Therefore, a reliable sizing of the used ball screws is mandatory.

The comparison of the required sizing tools with those delivered by given standards and available literature shows a lack concerning a rating life or modified rating life calculation, the general wear behaviour and the evaluation of special risks like the occurrence of False Brinelling.

The longitudinal section of a ball screw shows the similarity of its internal geometry to a complete bearing represented by a set of angular contact ball bearings or four point contact ball bearings. For that reason, on the one hand approaches of bearing sizing focusing on oscillating motions or the wear behaviour along the raceway can easily be adopted. On the other hand, the inevitable necessary recirculation system and the helix geometry of the ball chain results in an internal load distribution that cannot be described by analytical approaches, yet. Also, the used materials can vary from common bearing steel.

Based on bearing literature and standards the established sizing of ball screws can be modified into a new sizing approach. After checking criterions for minimum load, maximum load and the avoidance of wear (especially False Brinelling), a modified rating life calculation can be executed. Since real motion profiles are only seldom describable by a single sinusoidal signal, a more general approach is introduced considering an equivalent load and a stochastic positioning signal.

Furthermore, a method is shown that enables a modified rating life calculation taking lubrication conditions into account.

Finally, the special motion behaviour and load distribution within the ball screw is the starting point for advanced calculation approaches considering strokes, recirculation systems and single loads on balls. In contrast to established sizing approaches the last aspect requires load distribution information of a FEM simulation.

For proving the derived approaches, tests focusing on endurance were performed to validate fatigue life. Furthermore, the wear behaviour of different recirculation systems and ball screw materials was investigated. Finally, False Brinelling tests varying the choice of material and lubricant were performed to prove the resistance of the ball screw at standstill.

During endurance testing seven out of seven specimens reached the calculated number of oscillations. This means that the calculation approach is valid for 90 % of a large number of identical ball screws at the same loading, which is commonly known as L_{10} -life.

Wear tests performed with similar ball screws at very small oscillating motions showed that tube recirculations withstand longer severe wear conditions than internal recirculations realized by crossover inlays. Within the tests the impact of the recirculation design seems to be stronger than the raceway material which was represented by a highly wear resistant nitrogen bearing steel and a common bearing steel.

False Brinelling tests showed that aeronautic standard grease is more capable to avoid standstill marks than a common „bad reference“ industrial grease. The usage of ceramic balls instead of steel balls can make a positive contribution as well. However, highly wear resistant nitrogen raceway-steel showed no benefits.

Based on the new approaches and the validation tests a ball screw can be designed that fulfils the requirements of the primary flight control system of a helicopter.

1 Einleitung

1.1 Vorteile von Kugelgewindetrieben und Elektromechanischen Aktoren

Zum Umwandeln der rotierenden Bewegung eines Elektromotors in eine Linearbewegung stehen dem Konstrukteur neben Zahnstangen- und Trapezgewindetrieben unter anderem Kugelgewindetriebe (KGTs) zur Verfügung. Die Entscheidung für das jeweilige System hängt dabei von Faktoren, wie Anschaffungs- und Betriebskosten, Positioniergenauigkeit und realisierbarer Verfahrgeschwindigkeit bei gegebener äußerer Belastung ab. Dabei zeichnet sich der Kugelgewindetrieb durch seinen hohen Wirkungsgrad bei gleichzeitig großen Vorschubgeschwindigkeiten aus. Die Wälzreibung im Kugelgewindetrieb führt zu realisierbaren Wirkungsgraden von bis zu 90 %, wohingegen dieser bei Trapezgewindetrieben auf Grund der Gleitreibung auf maximal 30 % begrenzt ist [I+F12, Seite 1]. Je nach Herstellungsverfahren geben einige Hersteller realisierbare Wirkungsgrade von über 90 % an [EICHENBERGER13]. Mit dem höheren Wirkungsgrad gehen deutlich höhere Einschaltdauern (Kugelgewindetrieb 100 %, Gewindetrieb allgemein 10 % - 50 %) einher [LIPSETT16].

Die Eigenschaften des Kugel-Laufbahn-Kontakts ermöglichen in Kombination mit dem hohen Wirkungsgrad das interne Verspannen des Kugelgewindetriebs, wodurch auftretendes Spiel eliminiert wird und darüber hinaus die Steifigkeit des Gesamtsystems ohne die Gefahr des Klemmens erhöht werden kann.

Diese Eigenschaften haben dazu beigetragen, dass sich KGTs gegenüber Trapezgewindetrieben in Vorschubachsen von Werkzeugmaschinen etabliert haben und in diesem Umfeld stetig weiter entwickelt wurden. Hieraus ist zunächst mit [DIN 69051 1989] und der später erschienenen [DIN ISO 3408 2011] ein Normenwerk für Kugelgewindetriebe in den entsprechenden Normenausschüssen Machine Tools bzw. Werkzeugmaschinen entstanden, welches sehr speziell für deren Einsatz in Vorschubachsen zugeschnitten ist. Die Übertragbarkeit auf andere Anwendungen war nicht im Fokus.

Die positiven Erfahrungen aus dem Einsatz von Kugelgewindetrieben in Werkzeugmaschinen haben dazu beigetragen, dass diese in Kombination mit einem Elektromotor und ggf. einem Getriebe als eigenständige Systeme weiter entwickelt wurden. Diese „elektromechanischen Aktoren (EMAs)“ übernehmen in zunehmendem Maße die Auf-

gaben von hydraulischen und pneumatischen Positionier- und Schließsystemen und werden mittlerweile als einbaufertige Komplettlösungen angeboten [SCHAEFFLER13-1]. Sie folgen damit einem im Maschinenbau beobachtbaren Trend, hydraulische Systeme durch elektromechanische zu ersetzen [ESSER14]. So haben sie sich in Spritzgießmaschinen mit Schließkräften unter 300 Tonnen gegenüber hydraulischen Schließeinheiten nach [BOURDON13] mittlerweile durchgesetzt. Darüber hinaus ermöglichen sie, neue Funktionalitäten in bestehenden Systemen zu integrieren, wie die elektromechanische Verstellung von Operationstischen in der Medizintechnik [SCHMIDT13].

Abgesehen von der Einsparung von Peripheriekomponenten wie Aggregat, Schlauchleitungen und Überwachungssystemen sprechen für den Einsatz von EMAs die höhere Positioniergenauigkeit und ein höherer Wirkungsgrad [BRUCKSCH-RICHTER13], [KROPP13]. Des Weiteren verspricht der Einsatz von Elektromechanik gegenüber hydraulischen Systemen Energieeinsparungen von bis zu 77 %, gegenüber pneumatischen Systemen sogar von bis zu 90 % [POHL13-1], [POHL13-2]. Diese großen Einsparpotenziale resultieren vor allem aus der bedarfsgerechten Energieversorgung elektrischer Stellsysteme. Während hydraulische und pneumatische Systeme permanent Druck im Leitungssystem aufrechterhalten müssen, um ein ausreichend direktes Ansprechverhalten zu erzielen, ist bei elektromechanischen Systemen außerhalb von Aktuierungsphasen keine Versorgung mit elektrischer Energie erforderlich [SCHRÖDER13]. Nach [ROOSEN13] werden diese Differenzen durch modernere Arten der Ansteuerung von Aktoren zwar wieder relativiert, der Trend des zunehmenden Anteils an EMAs gegenüber Hydraulik ist jedoch nach wie vor ungebrochen.

Körper- und Luftschallemissionen des Hydrauliksystems können einerseits zu Ermüdungserscheinungen angrenzender Bauteile führen und sich andererseits im Bereich der Personenbeförderung negativ auf das Komfortgefühl auswirken. Daher werden erhebliche Aufwendungen in die Optimierung der Hydraulik investiert, die durch elektromechanische Lösungen entfallen könnten, wie z. B. in [SCHLEIß14] und [VOGEL14] gezeigt wird.

Neben den Argumenten Ressourceneffizienz, reduzierte Schwingungsbeanspruchung und Komfort wird durch den Einsatz von EMAs die Verwendung von Hydrauliköl im Aktorsystem überflüssig. Abgesehen von den Umweltaspekten hinsichtlich Leckage und Entsorgung, stellt Öl ein brennbares Medium dar, durch dessen Wegfall die Brandsicherheit einer Anlage gesteigert werden kann. Dadurch können Überwachungs- und

Löschsysteme eingespart werden oder bestimmte mechanische Lösungskonzepte überhaupt erst realisiert werden.

Dennoch stellt im EMA der Kugelgewindetrieb auf Grund seiner hochbelasteten Tribokontakte und seiner Empfindlichkeit gegenüber Überlastungen das leistungsbegrenzende Element dar [ROOSEN13].

1.2 Auslegung von Kugelgewindetrieben und deren Defizite

Maschinenelemente mit abwälzenden Kontakten – wie der Zahneingriff bei Zahnradgetrieben in [DIN 3990 1987] oder zwischen Wälzkörpern und den Laufbahnen bei Wälzlagern – werden für das Erreichen einer bestimmten Lebensdauer vor dem Auftreten von Grübchenschäden dimensioniert und ausgelegt. Ausgehend von einem wahrscheinlichkeitstechnischen Ansatz wird diese Ermüdungslebensdauer von einem bestimmten Prozentsatz identischer Bauteile bei gleicher Belastung mindestens erreicht. Einen Sicherheitsnachweis, bei dem eine zulässige mit einer wirkenden Belastung ins Verhältnis gesetzt wird, um diesen Quotienten mit einem Mindestsicherheitsbeiwert zu vergleichen, gibt es in der Wälzlagertechnik nur für den statischen Fall. Eine zuverlässige Schmierung im Wälzkontakt vorausgesetzt, kann der Werkstoff eine endliche Anzahl an Belastungen ertragen, bevor es zu ersten Rissen an Werkstoffinhomogenitäten oder Einschlüssen im Gefüge und im weiteren Verlauf zu Ausbrüchen an der Oberfläche kommt. Ist eine zuverlässige Schmierung nicht gewährleistet, können Verschleißerscheinungen wie Fressen auftreten.

Die genormte Auslegung von Wälzlagern, wie sie in [DIN ISO 281 2010] beschrieben ist, setzt eine kontinuierliche und gleichmäßige Rotationsbewegung des Lagers voraus. Durch den sich herausbildenden tragenden Schmierstoffkeil zwischen Wälzkörper und Laufbahn wird eine ausreichende Trennung der Kontaktpartner sichergestellt, wodurch Verschleißmechanismen vermieden werden können und als wesentliche Versagensursache Ermüdung zugrunde gelegt werden kann. Die Berechnung nach Norm ergibt somit eine endliche Anzahl ertragbarer Umdrehungen.

Analog zu diesem Vorgehen erfolgt die Auslegung von Linearwälzlagern nach [DIN ISO 14728-1 2005] und von Kugelgewindetrieben nach [DIN ISO 3408 2011].

Tabelle 1.1 veranschaulicht die kinematische Ähnlichkeit der Kugelmutter von Kugelgewindetrieben mit der von (Rotativ-) Wälzlagern und Linearlagern.

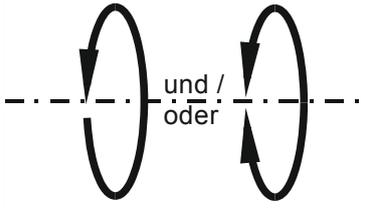
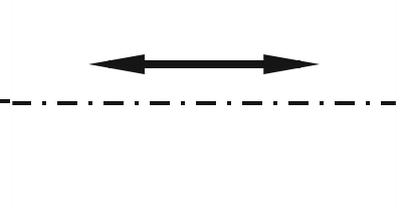
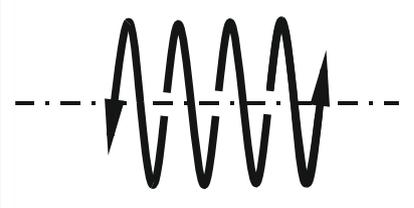
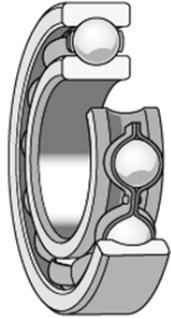
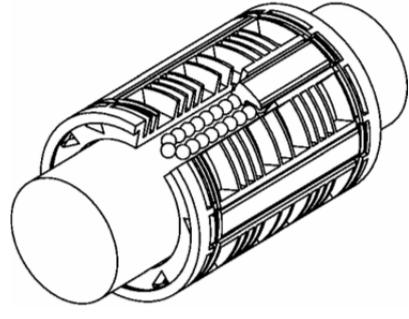
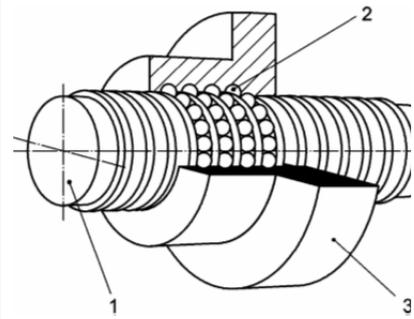
Bewegungsform	 <p>rotierend / oszillierend</p>	 <p>translatorisch, alternierend</p>	 <p>rotierend + translatorisch</p>
konstruktive Umsetzung	 <p>(Rotativ-) Wälzlager nach [SKF14, Seite 26]</p>	 <p>Linearwälzlager [DIN ISO 14728-1 2005]</p>	 <p>Kugelgewindtrieb [DIN ISO 3408-1 2011]</p>

Tabelle 1.1: Kinematik der Wälzkörper von Wälzlagern, Linearwälzlagern und Kugelgewindtrieben (unter Vernachlässigung des Rückführsystems)

Während die Forderung einer kontinuierlichen Rotationsbewegung bei Wälzlagern zumindest in Einzelfällen gewährleistet werden kann, ist dies bei Kugelgewindtrieben auf Grund ihrer endlichen Länge und der überlagerten Rotations- und Translationsbewegung nicht gegeben. Sowohl Wälzlager als auch Kugelgewindtriebe können in reversierenden oder oszillierenden Betriebszuständen eingesetzt werden, wobei die Wälzkörper eine ständige Drehrichtungsumkehr erfahren und somit die kontinuierliche Rotation nicht gegeben ist. Auch kann im (Quasi-) Stillstand eine dynamische äußere Belastung zu Ermüdungserscheinungen führen. Dieser Mechanismus wird in der Normauslegung bislang jedoch nicht erfasst. Darüber hinaus führt der innere Aufbau des Kugelgewindtriebs zu Inhomogenitäten in der Lastverteilung, wie sie bei Wälzlagern nicht auftreten.

Damit werden in der genormten Auslegung von Kugelgewindtrieben Betriebszustände angenommen, die in der Praxis nicht vorliegen.

1.3 Anwendungsfall Rotorblattverstellung am Hubschrauber

Der bislang anspruchsvollste angedachte Anwendungsfall für den Einsatz von Kugelgewindtrieben in der Luftfahrt findet sich in der Primärflugsteuerung von Hubschraubern. Als Primärflugsteuerung werden dabei jene Systeme verstanden, die vom Piloten für die direkte Kontrolle von Nick-, Roll-, Gier- sowie vertikalen Bewegungen eines Hubschraubers eingesetzt werden. [EASA08]

1.3.1 Motivation aus Sicht der Luftfahrt

Die Art der Energieversorgung sowie der hohe Wirkungsgrad empfehlen den elektromechanischen Aktor für dessen Einsatz in der Luftfahrt. Ähnlich den Entwicklungen in der Automobilindustrie zielen aktuelle Projekte der Luftfahrtindustrie auf eine zunehmende Elektrifizierung sowohl von Teilsystemen, aber auch vom Gesamtsystem Hubschrauber bzw. Flugzeug. Ein erstes Konzept für diese „more“ bzw. „all electric transportation models“ wird von Milkin in [MILKIN10] am Beispiel eines Hubschraubers mit Hybridantrieb vorgestellt und verspricht Vorteile hinsichtlich Verbrauch, Schall- und Schadstoffemissionen. In diesem Zuge sollen hydraulische Stellsysteme durch elektromechanische ersetzt werden. Bereits heute findet diese Substitution teilweise bei Aktoren von Landeklappen, wie in Bild 1.1 dargestellt, und Stabilisatoren statt.

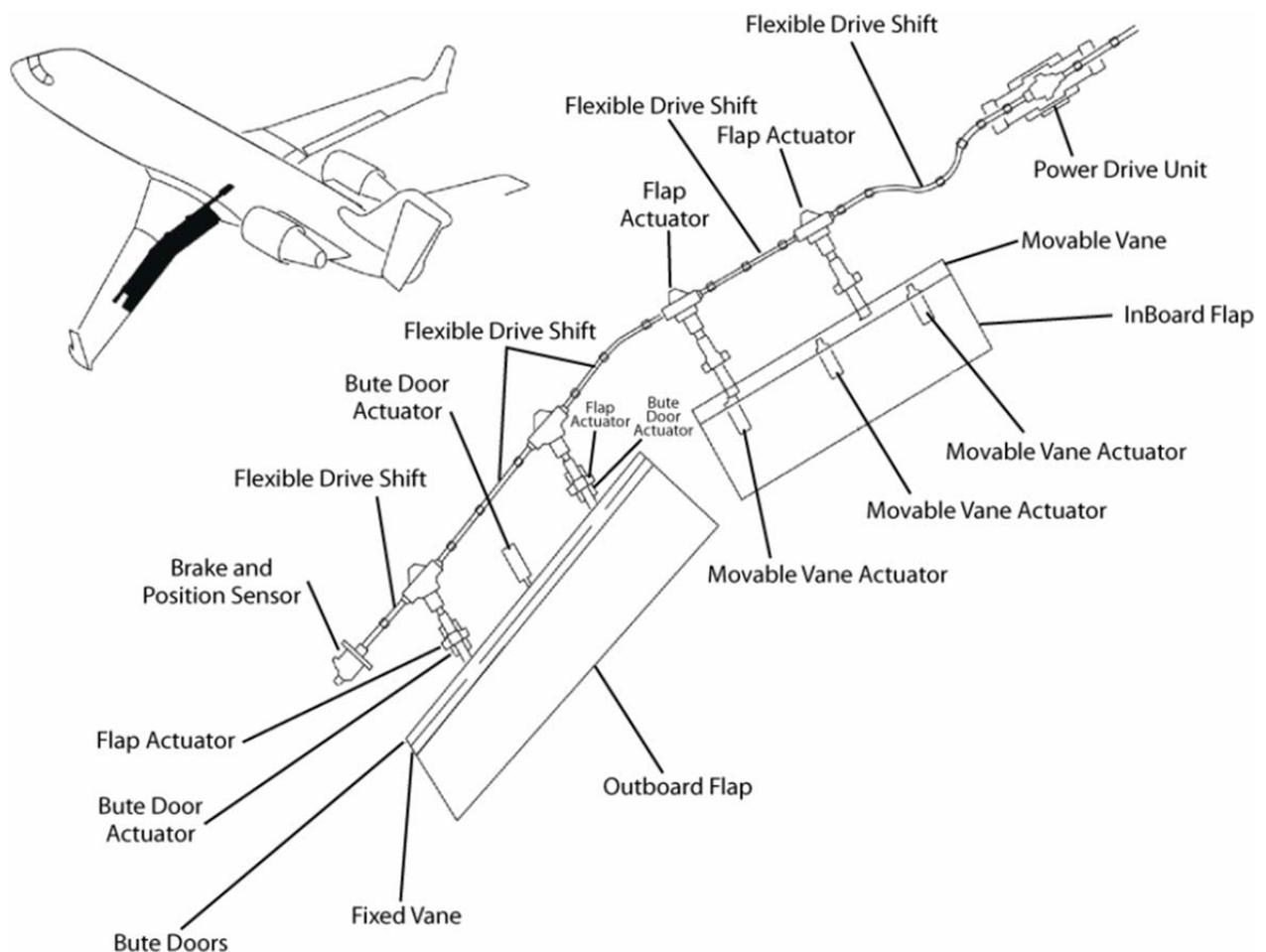


Bild 1.1: Elektromechanische Landeklappenverstellung einer Bombardier CL-600-2B19 C-GJZF [PERRIER06, Seite 15]

Diese bisher realisierten Systeme sind dadurch gekennzeichnet, dass sie bei einem Ausfall den sicheren Flugbetrieb nicht gefährden und somit den Komponenten der Sekundärflugsteuerung zugeordnet werden können. Für den Einsatz in der Primärflug-

steuerung fehlen bislang hinreichende Auslegungsvorschriften, was einer weiteren Elektrifizierung entgegensteht. Beim Hubschrauber ist eine wesentliche Komponente der Primärflugsteuerung die Rotorblattverstellung, welche über ein zentrales Axiallager (Taumelscheibe) und drei Aktoren erfolgt.

1.3.2 Die Taumelscheibenaktorik

Ein Hubschrauber in „Standard-Konfiguration“ verfügt über einen Haupt- und einen Heckrotor [BITTNER14, Seite 14]. Beide werden über Getriebe durch die Turbinen des Hubschraubers angetrieben. Zur Realisierung der Manövrierbarkeit müssen die Rotorblätter des Hauptrotors sowohl kollektiv als auch zyklisch während eines Umlaufs im Anstellwinkel verstellt werden können. Dies erfolgt über die Taumelscheibe, welche die Funktion eines Axiallagers übernimmt und sich entlang der Rotorwelle verschieben und relativ zu dieser verkippen lässt.

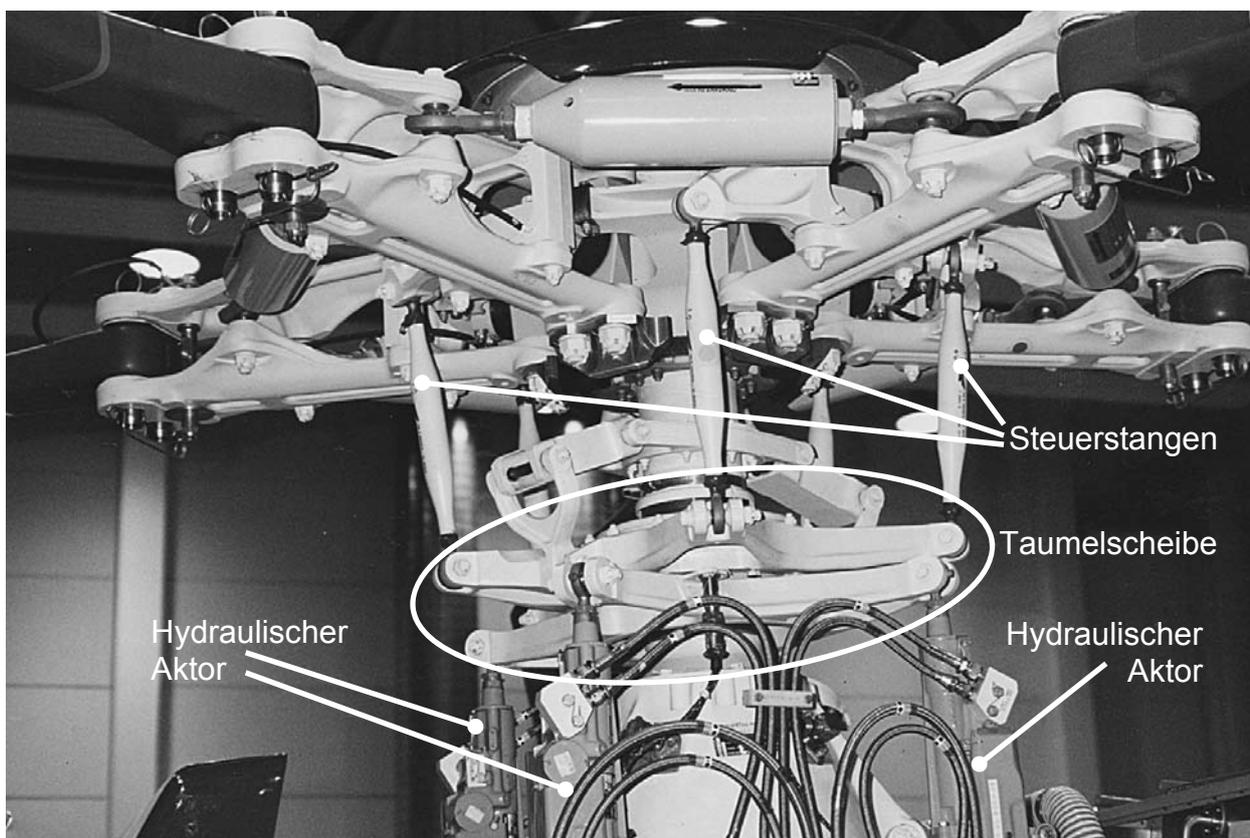


Bild 1.2: Rotorkopf eines Eurocopter EC 155 [JAYPEE06]

Der obere Teil der Taumelscheibe läuft mit dem Rotor um und ist über Steuerstangen mit den einzelnen Rotorblättern verbunden. Während die Hauptlast der Rotorblätter über den Rotorkopf und die Hauptwelle übertragen wird, übertragen die Steuerstangen Stellkräfte. Der untere Teil der Taumelscheibe wird über eine Aktorik am Hauptgetriebegehäuse des Hubschraubers abgestützt und dreht sich nicht. Die Aktorik setzt dabei

einerseits die Steuersignale von Piloten und Regelung um und erfährt andererseits dynamische Belastungen vom Rotor sowie Vibrationsanregungen durch Turbinen und Getriebe. Darüber hinaus haben die Aktoren in einem weiten Temperaturbereich zuverlässig zu arbeiten, welcher auch einen eventuellen Brand des Hauptgetriebes mit einschließt [CLEANKSY12, Seite 133ff].

In Bild 1.3 ist exemplarisch der qualitative Verlauf eines repräsentativen Last- und Bewegungsprofils eines Taumelscheibenaktors dargestellt. Das Bewegungsprofil der Taumelscheibe lässt sich in Phasen großer Aktorbewegungen während einer Flugzustandsänderung und verhältnismäßig kleinen, stochastisch angeordneten Bewegungen innerhalb eines Flugzustands unterscheiden. Während eines Flugzustands werden der idealen Aktorposition Korrekturvorgaben des Piloten, von Reglerkreisläufen etc. überlagert. Werden Kugelgewindetriebe für die Realisierung des Positionssignals eingesetzt, so werden für die geforderten Bewegungen innerhalb eines Flugzustands Schwenkbewegungen der angetriebenen Spindel benötigt, welche geringer als eine halbe Umdrehung sind. Nach den Ausführungen in [DIN ISO 5593 1999] kann in diesem Fall von einer oszillierenden Belastung gesprochen werden.

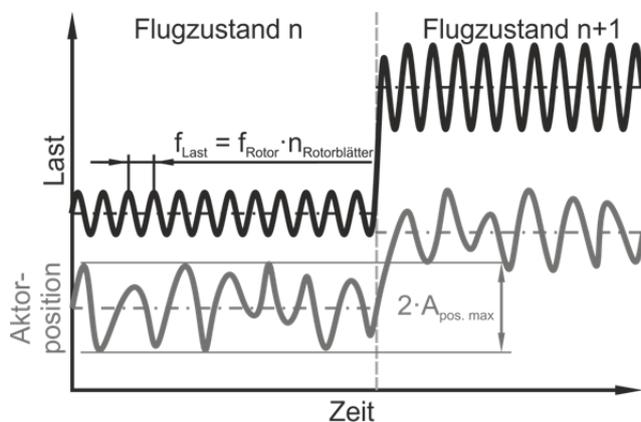


Bild 1.3: Qualitatives Last- und Bewegungsprofil eines Aktors [MÜNZING14]

Dem relativ trägen Positionssignal stehen hochdynamische Lastanregungen durch die Rotorblätter gegenüber, die aufgrund der endlichen Steifigkeit des Aktorsystems zu mikroskopisch kleinen Oszillationsbewegungen des Spindel systems führen. Die Lastanregung durch den Rotor lässt sich als Sinussignal mit konstanter Amplitude auffassen, dessen Frequenz sich aus dem Produkt von Rotordrehzahl und Rotorblattanzahl ergibt.

Vergleicht man die Voraussetzung für die Gültigkeit der genormten Auslegung von Kugelgewindetrieben mit dem vorliegenden Szenario, zeigt sich, dass eine Auslegung bislang nicht möglich ist. Dies ist insbesondere auf das Bewegungsprofil zurückzuführen.

ren, das sich deutlich von der in der Norm angenommenen kontinuierlichen Rotationsbewegung unterscheidet.

1.4 Herausforderungen

Die bisherige genormte Auslegung von Kugelgewindetrieben nach [DIN ISO 3408 2011] geht von einer homogenen Lastverteilung über alle Kugeln aus. Damit können Berechnungsansätze aus der Wälzlagertechnik einfach übernommen werden. Des Weiteren ist das bisherige Einsatzgebiet (vornehmlich Vorschubachsen in Werkzeugmaschinen) von großen Verfahrenswegen geprägt, wodurch der Kugelgewindetrieb bei jeder Hubbewegung eine Vielzahl an Umdrehungen vollführt. Durch die Relativbewegung der Mutter entlang der Spindel sind, anders als beim Wälzlager, Spindel- und Mutterlaufbahnen zu unterschiedlichen Zeitanteilen an der Lastübertragung beteiligt.

Der helixförmige Aufbau der Kugelkette und deren Unterbrechung aufgrund des Rückführsystems und damit Schwächung des Mutternkörpers, rufen lokale Beanspruchungsüberhöhungen hervor, die der Annahme einer homogenen Lastverteilung innerhalb des Kugelgewindetriebs widersprechen. Exemplarisch zeigt Bild 1.4 eine Gegenüberstellung der Kontaktkräfte einzelner Kugeln in einem Kugelgewindetrieb, wie sie in der genormten Berechnung angenommen werden und wie sie im Rahmen einer FE-Untersuchung von Pacieri in [PACIERI13] ermittelt wurden. Der betrachtete Kugelgewindetrieb verfügt über 12 tragende Umläufe mit einer internen Rückführung nach jedem Umlauf. Die Last an den Einzelkontakten kann sich in diesem Fall deutlich von dem gemittelten Wert unterscheiden. Der Einfluss dieser Ungleichverteilung wird in der Lebensdauerberechnung bislang jedoch nicht berücksichtigt.

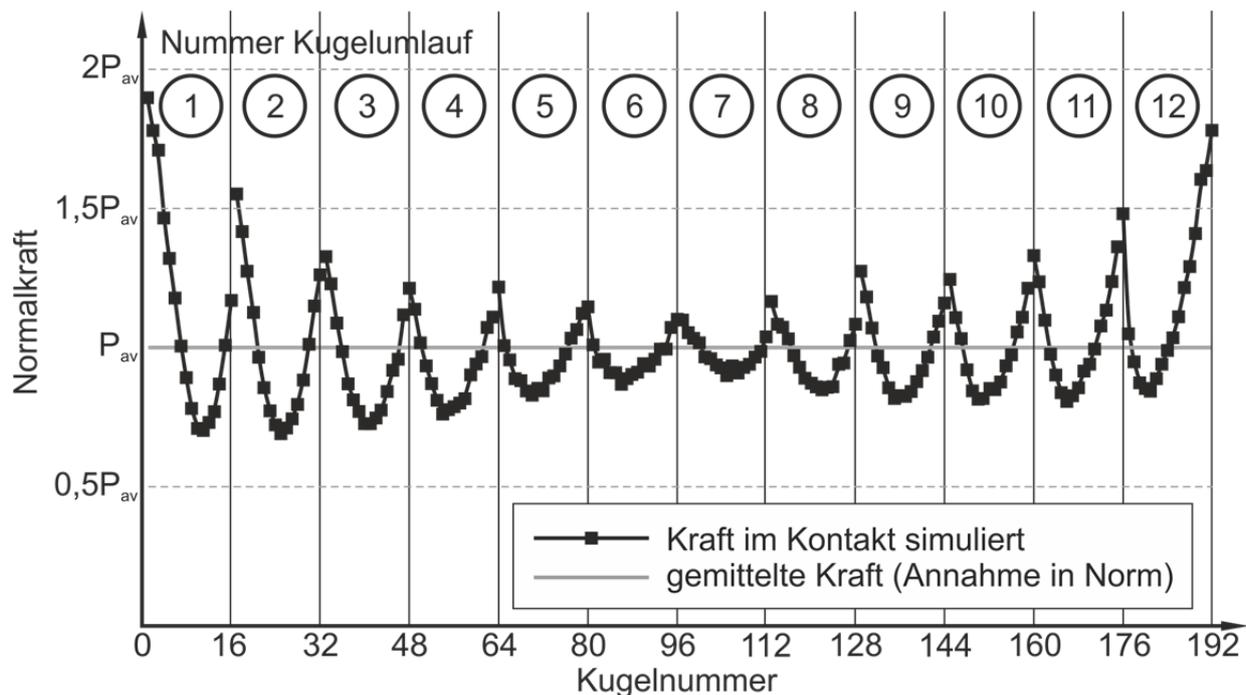


Bild 1.4: Kontaktkräfte in einem Kugelgewindetrieb nach [PACIER13]

Während bei einem Kugelgewindetrieb mit großen Hubbewegungen sowohl die Kugeln als auch die Spindellaufbahnbereiche die Zonen unterschiedlicher Beanspruchungshöhe durchlaufen, verharren Spindel und Kugeln im oszillierenden Betrieb bei kleinen Schwenkwinkeln stets in den gleichen Bereichen, wodurch sich bereichsabhängig unterschiedliche Lebensdauern ergeben. Verglichen mit dem genormten Ansatz kann so die im praktischen Einsatz erreichte Lebensdauer deutlich unterhalb der berechneten liegen.

Beim Einsatz von Kugelgewindetrieben und deren dazugehörigen Anbindung als Teil von elektromechanischen Aktoren in der Taumelscheibenaktuatorik sind diese Belastungen ausgesetzt, die durch die Auslegung nach [DIN ISO 3408 2011] nicht berücksichtigt werden. Diese sind insbesondere

- hochdynamische, axiale Lasten,
- oszillierende Schwenkbewegungen,
- weite Temperaturbereiche sowie
- eine vertikale Anordnung, was andere Schmierungsbedingungen zur Folge hat.

Neben der Gestaltung hinsichtlich ausreichender Festigkeit und Steifigkeit sind Fragen der Lebensdauerberechnung und einer sichergestellten Schmierung zu beantworten.

1.5 Ziel der Arbeit

In der vorliegenden Arbeit soll eine Auslegungsmethode für Kugelgewindetriebe erarbeitet werden, welche die bisherigen Defizite der genormten Berechnung hinsichtlich dynamischer Lasten und kleiner oszillierender Schwenkwinkel behebt. Dadurch wird der Einsatz dieser Maschinenelemente in Anwendungen ermöglicht, deren Last- und Bewegungsprofile bislang nicht durch die genormte Auslegung erfasst werden können. Das gegenwärtig anspruchsvollste bekannte Anwendungsszenario stellt dabei die Taumelscheibenaktorik eines Hubschraubers dar, für welche der Einsatz eines EMAs durch das zu erarbeitende Berechnungsverfahren ermöglicht werden soll.

Die momentan eingesetzte Aktorik erfährt hohe dynamische Belastungen bei kleinen Hübten (was bei Kugelgewindetrieben in kleinen Schwenkwinkeln resultiert) und hat darüber hinaus in einem weiten Temperaturbereich betriebssicher zu arbeiten. Abgesehen von der Dimensionierung ist somit ein modifiziertes Lebensdauerprognosemodell zu erstellen, das oszillierende Bewegungen berücksichtigt. Darüber hinaus soll eine geeignete Form der Kugelrückführung sowie eine geeignete Werkstoffkombination der einzelnen Komponenten des Kugelgewindetriebs ermittelt werden.

1.6 Aufbau der Arbeit

Zum Erreichen der in Kapitel 1.5 definierten Ziele soll entsprechend Bild 1.5 vorgegangen werden. Nachdem zunächst die Motivation für die vorliegende Arbeit anhand der Vorteile und der Defizite bei der Auslegung von Kugelgewindetrieben sowie dem konkreten Anwendungsfall dargelegt wurden, werden in Kapitel 2 und 3 verfügbare Ansätze zur Erweiterung der Kugelgewindetriebauslegung auf Basis von Normenwerken, Literatur sowie aktuellen Forschungsprojekten präsentiert.

Darauf aufbauend folgt in Kapitel 4 zunächst eine Bewertung des Stands der Technik und Forschung hinsichtlich der Anwendbarkeit auf die vorliegende Problemstellung sowie eine Ableitung von eigenen Schwerpunkten innerhalb einer Konkretisierung der Aufgabenstellung.

Diese Schwerpunkte werden in Kapitel 5 systematisch betrachtet und Lösungsansätze erarbeitet. Dabei wird in Ansätze unterschieden, welche die beschriebenen Herausforderungen hinsichtlich Hub und dynamischer Last beinhalten, sowie Ansätze, welche weitere Defizite aufgreifen, die sich im Rahmen des Fazits von Kapitel 4 ergeben haben.

Neben den theoretischen Untersuchungen sollen experimentelle Validierungsversuche zum einen die Gültigkeit des bestimmten Ansatzes zur Ermüdungslebensdauerberechnung nachweisen, zum anderen sind geeignete Werkstoff- und Schmierstoffkombinationen für den Einsatz bei Quasi-Stillstand zu bestimmen. Auch soll mit Stichprobenversuchen die Eignung bestimmter Formen der Rückführung sowie Werkstoffe untersucht werden. Die Gestaltung von Prüfständen, die Wahl von Prüflingen sowie die Definition von Versuchsparametern sind Inhalt von Kapitel 6. Anschließend werden wesentliche Versuchsergebnisse präsentiert und dem Berechnungsverfahren gegenübergestellt.

Die hergeleiteten und in Kapitel 6 validierten Ansätze werden in Kapitel 7 angewendet, um einen Kugelgewindetrieb für den in der Motivation beschriebenen Anwendungsfall der Taumelscheibenaktuatorik zu dimensionieren. Die Arbeit endet mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse sowie einem Ausblick im Hinblick auf offene Fragestellungen.

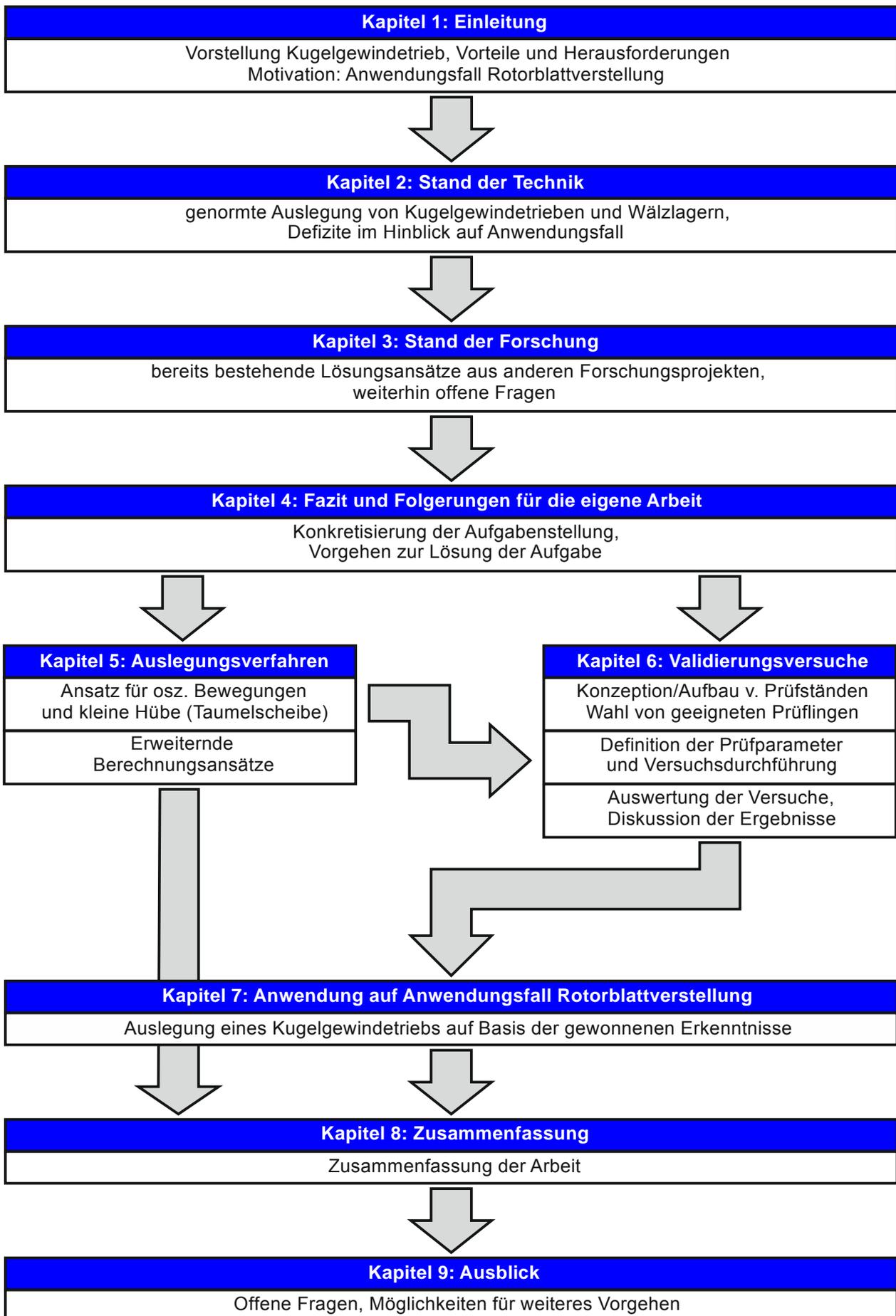


Bild 1.5: Aufbau der Arbeit

2 Stand der Technik

Gemäß den Definitionen in [DIN 69051, Seite 1] lässt sich ein Kugelgewindetrieb beschreiben als „die Gesamtheit eines Wälzschraubtriebes mit Kugeln als Wälzkörper. Er dient zur Umsetzung einer Drehbewegung in eine Längsbewegung oder umgekehrt“ [DIN 69051, Teil 1, Seite 1]. Analog zur Übersicht von Linearwälzlagern in [DIN 631 2010, Seite 3], kann ein Kugelgewindetrieb aus technischer Sicht durch seine Tragfähigkeit, Steifigkeit, Gebrauchsdauer, Genauigkeit, Dynamik, sein Dämpfungsverhalten, seinen Bauraum sowie die intern auftretende Reibung charakterisiert werden.

2.1 Grundsätzlicher Aufbau eines Kugelgewindetriebs

Ein Kugelgewindetrieb setzt sich aus den drei wesentlichen Komponenten Spindel, Mutter und Kugeln zusammen (Bild 2.1).

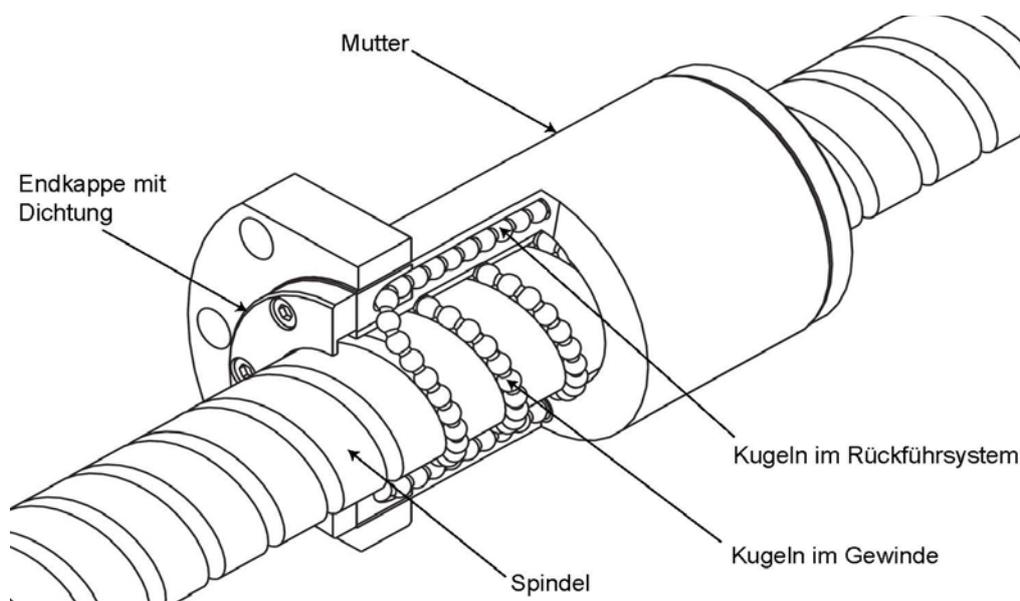


Bild 2.1: Komponenten eines Kugelgewindetriebs [THK13, Seite 2]

Da sich die Kugeln entlang einer Schraubenbahn nicht nur in Umfangsrichtung, sondern auch axial relativ zu Spindel und Mutter bewegen, ist eine Kugelrückführung nötig. Die Kugelkette kann dabei in einen lasttragenden (Spindel-Mutter-Laufbahnbereich) und einen lastfreien Bereich (Rückführkanal) unterteilt werden. Kugeln im lasttragenden Bereich, die infolge der Längsbewegung das Ende ihres Umlaufs erreicht haben, werden über Umlenkstücke aus dem Laufbahnbereich herausgehoben und über die Rückführung wieder an den Beginn des Umlaufs zurückgefördert. Eine mögliche Einteilung der Rückführungsarten zeigt Bild 2.2. Grundsätzlich kann zwischen internen

(Kugeln werden über das Gewinde geführt) und externen (Kugeln werden aus Gewindebereich herausgefördert) Rückführsystemen unterschieden werden.

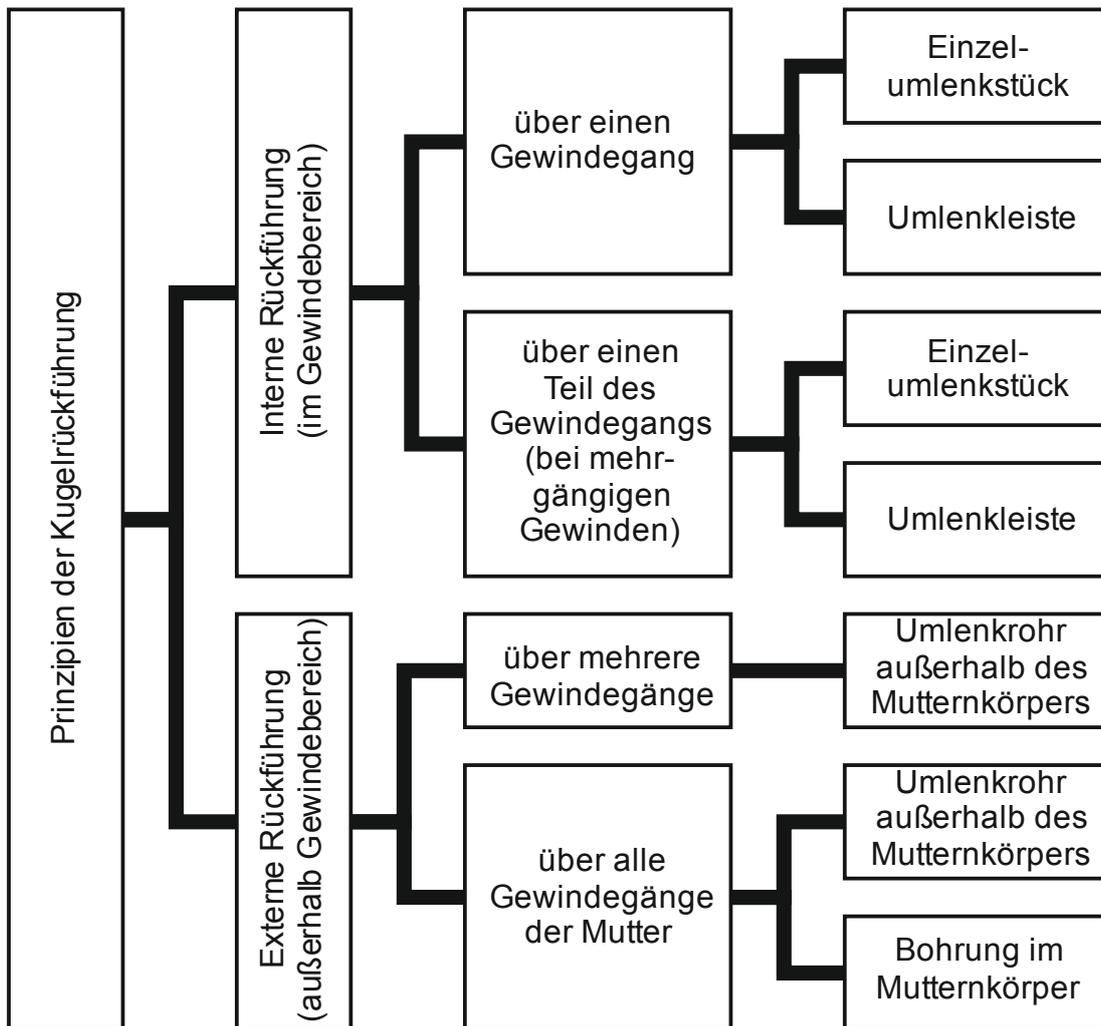


Bild 2.2: Prinzipien der Kugelrückführung nach [HABERKERN98, Seite 43]

Beispiele für die konstruktive Umsetzung der einzelnen Rückführarten zeigt Bild 2.3. Bei der Wahl spielt nicht nur die Spindelsteigung eine Rolle, sondern vor allem auch axialer und radialer Bauraum. Systeme mit interner Rückführung benötigen in der Regel weniger radialen Bauraum, sind aber dafür länger. Die zylindrische Mutterform ermöglicht die einfache Integration in z. B. einen Werkzeugschlitten, wo der geringe Mutterdurchmesser eine möglichst dichte Positionierung des KGTs an der Linearführung des Schlittens ermöglicht.

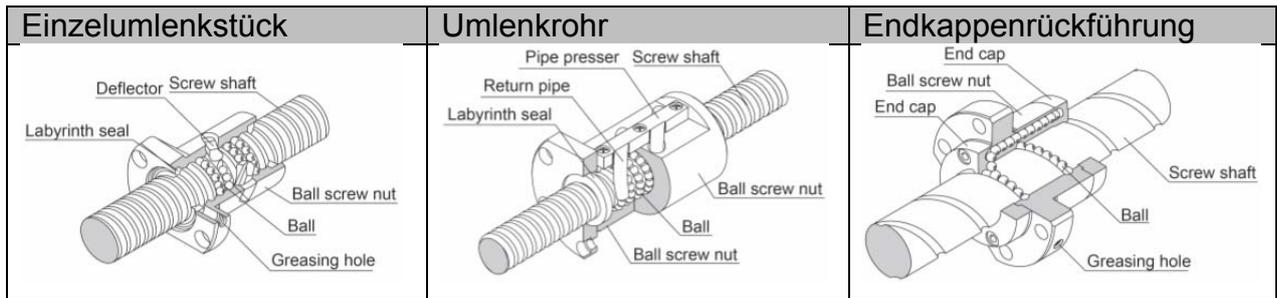


Bild 2.3: Beispiele für Rückführsysteme [THK15, Seite 15-43]

Systeme mit externer Rückführung benötigen mehr radialen Bauraum als solche mit interner, sind aber dafür axial kürzer. Ein Beispiel zeigt Bild 2.4.



Bild 2.4: Luftfahrt-Kugelgewindetrieb mit Rohrumlenkung [UMBRA17]

Wesentliche geometrische Größen zur Beschreibung eines Kugelgewindetriebs sind in Bild 2.5 dargestellt. Hieraus lassen sich in der Wälzlagertechnik charakteristische Größen, wie der Geometriefaktor γ (Gleichung (2.1)) und die Schmiegun zwischen Wälzkörper und Laufbahn f_r (Gleichung (2.2)), bestimmen.

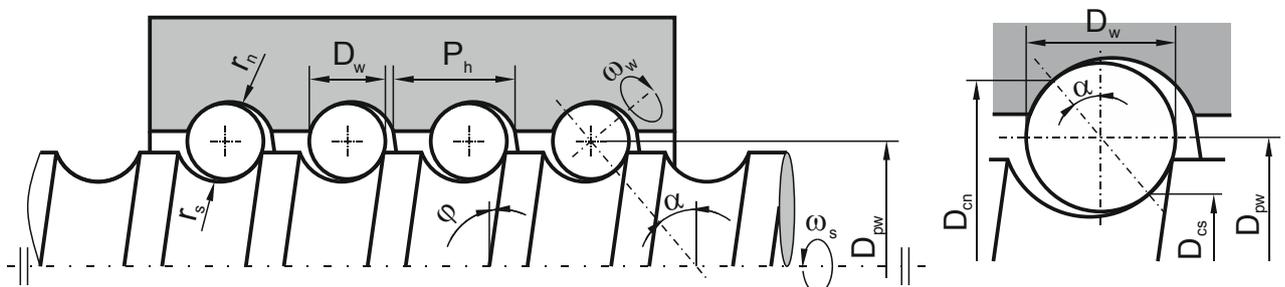


Bild 2.5: Geometrische Grundlagen am Gesamt-KGT sowie an einem Umlauf

Während der Geometriefaktor γ dazu genutzt werden kann, den Durchmesser der Abwälzbahnen der Kugeln D_c an Innen- und Außenring über Gleichung (2.3) zu bestimmen, beschreibt die Schmiegun das Verhältnis von Laufbahnradius zu

Kugeldurchmesser. Dieses ist maßgeblich für das Einfederungsverhalten des Kontakts zwischen Kugel und Laufbahn verantwortlich.

$$\gamma = \frac{D_w}{D_{pw}} \cdot \cos \alpha \quad (2.1)$$

$$f_{rs,n} = \frac{r_{s,n}}{D_w} \quad (2.2)$$

$$D_{cs,n} = D_{pw} \cdot (1 \mp \gamma) \quad (2.3)$$

Bild 2.5 verdeutlicht darüber hinaus die Ähnlichkeit von Kugelgewindetrieben mit Wälzlagern. Unter Vernachlässigung des Helixwinkels φ wird der Kugelgewindetrieb zu einem System parallel geschalteter (Axial-) Schrägkugellager, bzw. in Sonderfällen (bei der Verwendung gothischer Laufbahnprofile oder Spitzbogenprofile in Kombination mit übermaßbehafteten Kugeln) zu einem System parallel geschalteter Vierpunktlager.

2.2 Schädigungsmechanismen

Je nach betrachtetem Kugelkettenabschnitt sind die Wälzkörper eines Kugelgewindetriebs im Kontakt mit

- benachbarten Kugeln, Spindellaufbahn und Mutternlaufbahn (lasttragender Teil)
- benachbarten Kugeln und Rückführsystem (lastfreier Teil).

In jedem Kontakt herrschen unterschiedliche kinematische Beziehungen vor, welche eine große Anzahl an Schädigungsmechanismen hervorrufen. [HABERKERN08]

2.2.1 Kontakt Kugel-Laufbahn

Bei kontinuierlicher Bewegung des KGTs wälzen die Kugeln auf den Laufbahnen von Spindel und Mutter ab. Hieraus resultiert eine schwellende Laufbahnbeanspruchung. Direkt unterhalb der Kugel wird das Laufbahnvolumen rein durch Druck beansprucht. Wie in Bild 2.6 am infinitesimalen Element verdeutlicht wird, werden Volumenbereiche vor und hinter dem idealen Kontaktpunkt zusätzlich durch Schubspannungen beansprucht, welche im Laufe einer Überrollung ihr Vorzeichen wechseln. Die so, in Bild 2.7 dargestellte, entstehende Wechselschubspannung ist verantwortlich für das von Palmgren und Lundberg in [Lundberg47] beschriebene Ermüdungsversagen der Laufbahnen, welches der Lebensdauerberechnung von Lagern und Kugelgewindetrieben zugrunde liegt.

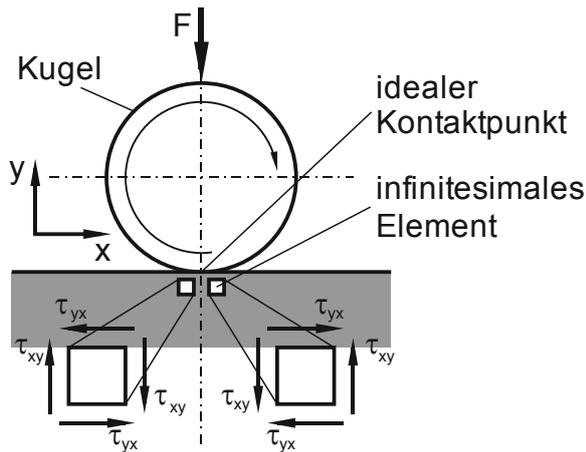


Bild 2.6: Infinitesimale Elemente unterhalb des Kugel-Laufbahn-Kontakts

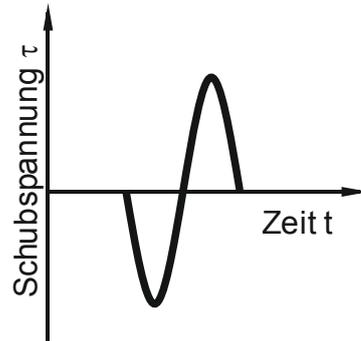


Bild 2.7: Schubspannungsverlauf während einer Überrollung

Neben der Ermüdung können abrasive und adhäsive Gleitverschleißerscheinungen auftreten. Diese finden auf Grund von Schlupf sowohl im mikroskopischen Bereich des Hertz'schen Kontakts als auch im makroskopischen Bereich statt. Mikroskopischer Schlupf ist dabei eine Folge des Pressungsverlaufs im Kontakt und der äußeren aufgeprägten Bewegung. Nur bei ideal starren Körpern tritt in genau einem Punkt (bei Punktkontakt) bzw. einer Linie (bei Linienkontakt) eine reine Abrollbewegung auf. Wie von Hertz in [HERTZ1881] beschrieben und von Mundt in [MUNDT50] näher dargelegt, bildet sich unter Last durch elastische Verformungen eine Kontaktellipse aus, in der außerhalb ihres Zentrums Gleiten mit entsprechenden Querschubspannungen an den Kontaktpartnern auftritt. In Bild 2.8 ist die Entstehung der Kontaktellipse sowie deren Einteilung in Haft- und Gleitzone in Abhängigkeit des Kontaktdrucks veranschaulicht.

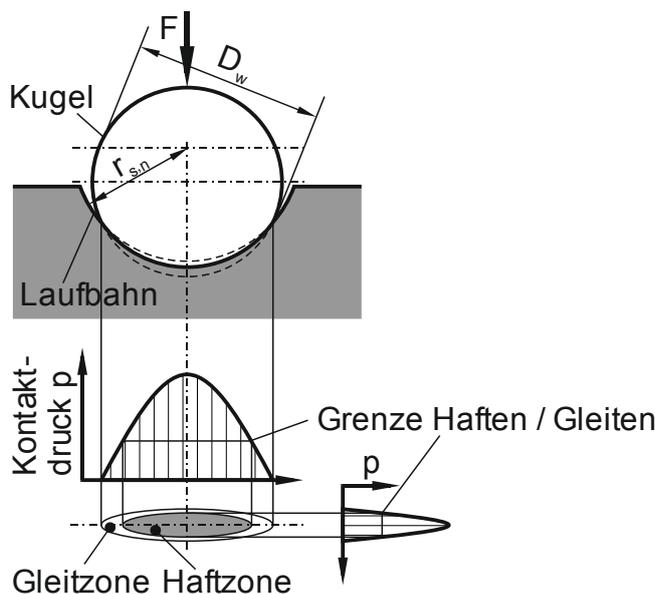


Bild 2.8: Entstehung der Hertz'schen Kontaktellipse sowie Gleit- und Haftzone

Zusätzlich zu dem vor- und nachlaufenden Schlupf durch den Hertz'schen Kontakt tritt beim Kugelgewindetrieb, wie auch bei Schrägkugellagern, darüber hinaus Bohrschlupf auf.

Makroskopischer Schlupf hingegen ist die Folge der Massenträgheit der Kugeln bei Anfahrvorgängen bzw. Lastumkehrungen. Im Allgemeinen wird von einem Haften der Kugeln an der Mutter und einem Gleiten an der Spindel ausgegangen [HABERKERN98], [JAROSCH08].

2.2.2 Kontakt Kugel-Kugel

Im Gegensatz zu Wälzlagern sind Kugelgewindetriebe in aller Regel ohne Käfig ausgeführt. Der daraus resultierende direkte Kontakt der Wälzkörper hat eine erhöhte Gleitreibung zur Folge. Die Gleitgeschwindigkeit ist dabei die doppelte Umfangsgeschwindigkeit einer Kugel.

Während das Kontakt- und Abwälzverhalten der Kugeln im lasttragenden Teil gut beschreibbar ist, kann im lastfreien Teil (der Rückführung) kein eindeutiges Bewegungsmuster abgeleitet werden. Hier vollführen die Kugeln keine definierte Abrollbewegung, sondern werden vielmehr entlang des Rückführkanals geschoben. Während dieser kombinierten Gleit- und Rollbewegung erfahren die Kugeln Stöße durch den Aus- und Wiedereintritt in den lasttragenden Teil des KGTs. [HABERKERN98, Seite 43], [FORSTMANN10, Seite 10]

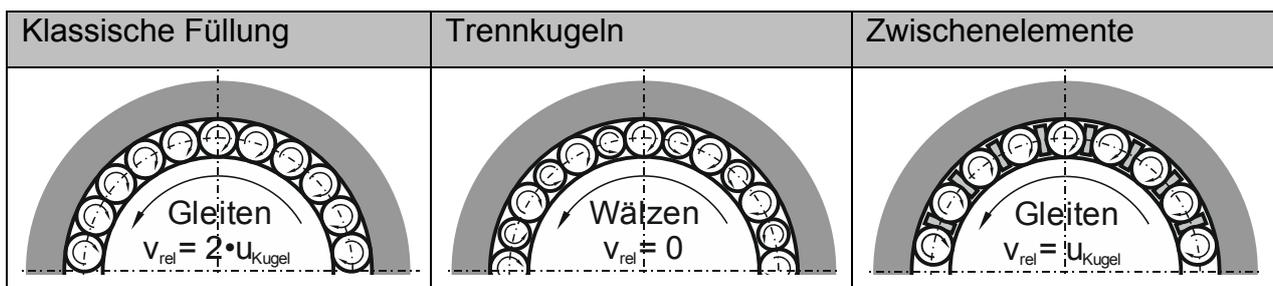


Bild 2.9: Konstruktive Anpassungen zur Reduktion der Reibung zwischen benachbarten Kugeln (links Ausgangssituation, Mitte nach [UMBRA13], rechts nach [THK13-1])

Bild 2.9 zeigt konstruktive Anpassungen von KGT-Herstellern, um die Reibung und damit möglichen Verschleiß im Kugel-Kugel-Kontakt zu reduzieren. Im mittleren Bild ist jede zweite lasttragende Kugel durch eine kleinere Kugel ersetzt. Diese Trennkugeln sind nicht an der Kraftübertragung im KGT beteiligt und werden daher von den größeren, lasttragenden Kugeln angetrieben. Sie rotieren damit entgegengesetzt zu den Tragkugeln. Die Gleitbewegung wird so zu einem Abwälzen [UMBRA13]. Da durch diese

Anordnung die Anzahl der lasttragenden Kugeln praktisch halbiert wird, steht den günstigeren kinematischen Bedingungen eine deutlich längere Spindelmutter gegenüber. Eine Alternative ist im rechten Bild dargestellt, wo die Trennkugeln durch gleitende Zwischenelemente ersetzt werden. Hier tritt zwar nach wie vor Reibung auf, die Gleitgeschwindigkeit ist gegenüber der klassischen Anordnung jedoch halbiert. Des Weiteren können diese Zwischenelemente durch Schmierstofftaschen und Festschmierstoffe zur Schmierung des Systems beitragen [THK13-1].

2.2.3 Kontakt Kugel-Rückführung

Innerhalb der Rückführung werden die Kugeln in einem nicht näher beschreibbaren Bewegungszustand durch den Rückführkanal geschoben. Der Kontakt zwischen Kugel und Rückführung erfolgt dabei stochastisch über den Rückführkanal verteilt. Je nach Bewegungszustand überwiegen hier Gleitreibungsanteile mit teilweise überlagerter Wälzreibung. [HABERKERN98]

Im Übergangsbereich vom lasttragenden in den lastfreien Bereich werden die Kugeln aus dem Laufbahnbereich herausgehoben, was je nach Ausführung mit dynamischen Stößen am Umlenkstück verbunden ist. Beim Wiedereintritt in den lasttragenden Bereich werden die Kugeln beschleunigt, was der Ausgangspunkt von Anschmiereffekten sein kann.

2.2.4 Schadensformen

Ausgehend von den genannten Kontakt- und Bewegungsarten hat Haberkern in [HABERKERN98] die daraus resultierenden Schadensmechanismen und deren Schadensformen für einen Kugelgewindetrieb im Einsatz als Vorschubachse einer Werkzeugmaschine dargestellt (Bild 2.10). Er ordnet den Teilsystemen Kugel-Laufbahn sowie Kugel-Rückführung/Umlenkung jeweils charakteristische Bewegungsformen zu und leitet daraus resultierende Schadensmechanismen ab. Diese haben verschiedene Schadensformen zur Folge. Neben dem „langsamen Spätausfall“ infolge von Ermüdungserscheinungen, fällt im Kugel-Laufbahn-Bereich vor allem der „langsame Vorspannungsverlust“ auf. Dieser ist das Resultat von abrasiven und adhäsiven Verschleißerscheinungen, die nur bedingt durch Schmierung und Beschichtung reduziert werden können.

Versagen im Bereich von Umlenkung und Rückführung ist vor allem eine Folge von konstruktiv ungünstig gestalteten Systemen oder unerwarteten Belastungskollektiven. Diese haben einen „plötzlichen Frühausfall“ zur Folge. [HABERKERN98, Seite 54f]

Der „langsame Spätausfall“ ist für rotierende Kugelgewindetriebe mit den Ansätzen des folgenden Kapitels 2.3 berechenbar und mit, z. B. Schwingungssensoren, detektierbar. Der „langsame Vorspannungsverlust“ ist bislang nicht vollständig formelhaft beschreibbar. Er ist vor allem für Anwendungen mit hoher Positioniergenauigkeit relevant, da mit dem Verlust der Vorspannung auch ein Steifigkeitsverlust einhergeht. Entsprechend kann er beispielsweise über das Leerlaufdrehmoment des KGTs bestimmt werden.

Der „plötzliche Frühausfall“ ist die Folge einer plastischen Verformung oder eines plötzlichen Ausbrechens. Damit ist er kaum detektierbar und nicht mit einer Lebensdauerberechnung zu erfassen. Unvermeidbaren Bewegungsformen, die zu dieser Schadensform führen, kann man mit entsprechenden Werk- und Schmierstoffen bzw. Beschichtungen entgegen wirken. Vermeidbare Bewegungsformen sind vor allem konstruktive Herausforderungen der Applikation.

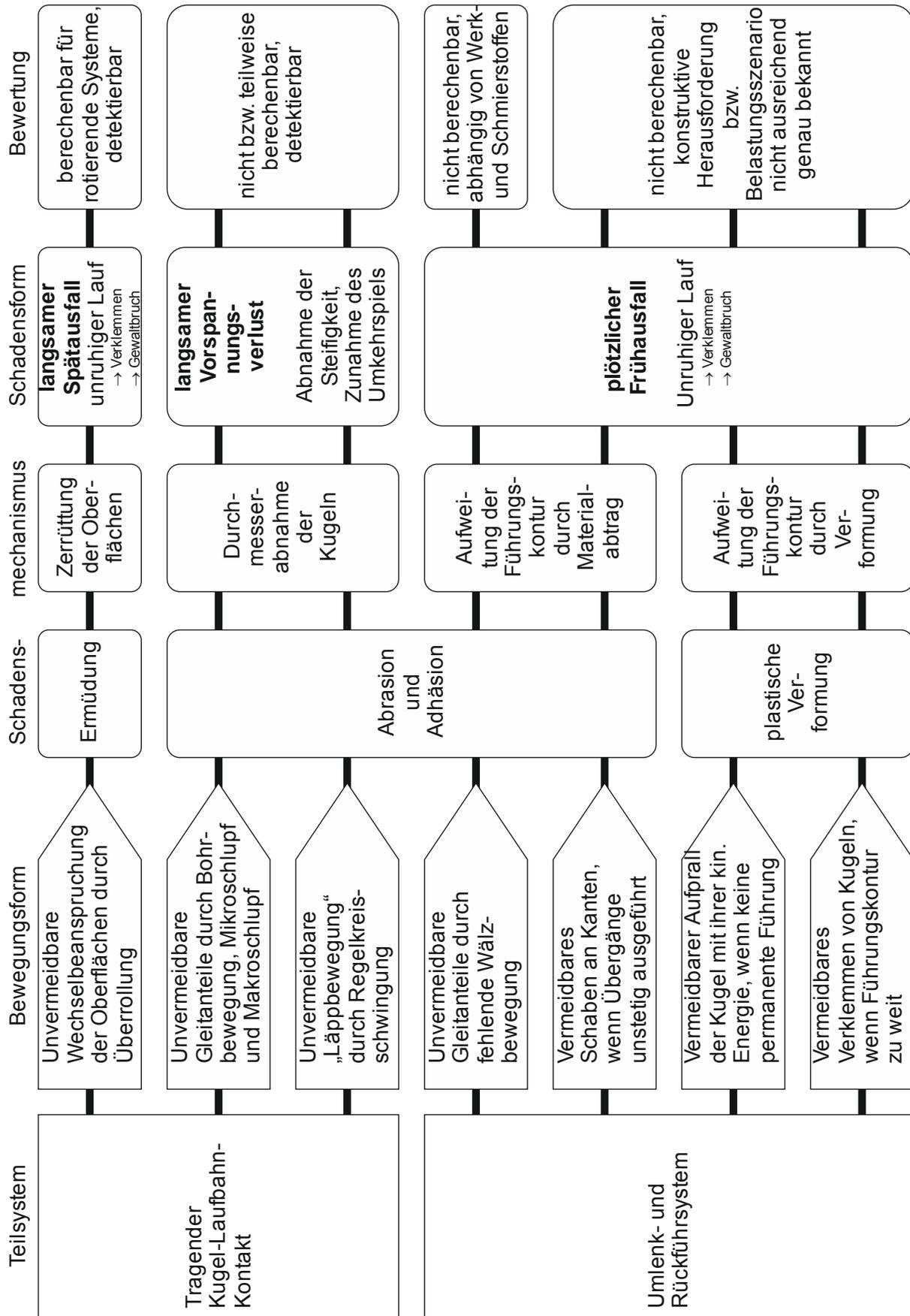


Bild 2.10: Schadensmechanismen und Schadenformen nach [HABERKERN98, Seite 54f] sowie eigene Bewertung

Kann ein „plötzlicher Frühausfall“ nicht akzeptiert werden, so sind entsprechend redundante Systeme, wie sie Christmann, Seemann und Jänker in [Christmann10] vorstellen, oder Kugelgewindetriebe mit zusätzlicher Fangmutter vorzusehen, die im Fall des Versagens des Kugelgewindetriebs noch eine Art Notlauf als Gleitspindel gewährleisten. Eine entsprechende Sicherheitsmutter zeigt beispielhaft Bild 2.11.

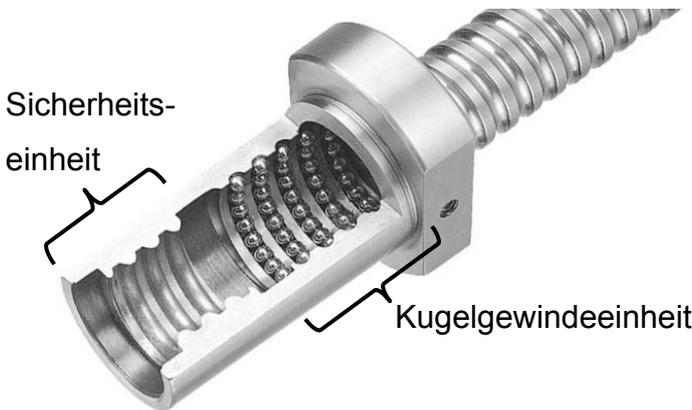


Bild 2.11: Mutter, bestehend aus Kugelgewinde- und Sicherheitseinheit [SCHÄFER15]

Die abgebildete Sicherheitseinheit ist so gestaltet, dass sie im normalen Betrieb nicht im Kontakt mit der Spindellaufbahn ist, sondern nur bei massiver Schädigung der Kugelgewindeeinheit (zum Beispiel durch Überlast) die Kraftübertragung übernimmt.

2.3 Normative Grundlagen

Das Normenwerk zu Wälzlager ist so umfassend, dass mit [DIN 611 2010] eine eigene Norm geschaffen wurde, um eine Übersicht aller weiteren Regelwerke hinsichtlich Terminologie, Baureihen, Toleranzen, Messverfahren, Werkstoffen etc. zu geben.

Normen, die den statischen Tragsicherheitsnachweis sowie die Lebensdauerberechnung betreffen, sind in Tabelle 2.1 aufgeführt.

Maschinenelement	Wälzlager	Kugelgewindetrieb
Grundlagen	[DIN ISO 76 2009]: C_0 / S_0 [DIN ISO 281 2010]: C, L_{10}, L_{10m}	[DIN ISO 3408 2011]: $C_0 / S_0, C, L_{10}$
Erläuterungen	[DIN SPEC 1281-1 2010]: C [ISO/TR 1281-2 2008]: a_{ISO} [DIN ISO 76 BBL. 1]: C_0	
Erweiterungen bzw. Vertiefungen	[DIN 26281 2010]: Q_c, L_{10r}	

Tabelle 2.1: Übersicht über Berechnungsnormen für Wälzlager und KGTs

Neben den grundlegenden Auslegungsverfahren finden sich insbesondere bei Wälzlager erläuterte und vertiefende Regelwerke, wohingegen sich die Auslegung von Kugelgewindetrieben, abgesehen von der Bestimmung der axialen Steifigkeit, auf die

Berechnung des statischen Tragsicherheitsbeiwerts und einer nominellen Lebensdauer beschränkt.

Alle Regelwerke setzen für ihre Gültigkeit in der Wälzlagerpraxis übliche hohe Herstellungsqualitäten und einheitliche Oberflächenhärten von mindestens 58 HRC voraus. Die Auslegung erfolgt jeweils für den ruhenden Zustand sowie für kontinuierliche rotierende Bewegung.

2.3.1 Statische Auslegung

Für Lager, die

- stillstehen und dabei dauernd oder kurzzeitig stoßartig belastet werden,
- langsame Schwenk- oder Einstellbewegungen unter Last vollführen,
- mit weniger als 10 min^{-1} rotieren und nur eine kurze Lebensdauer zu erreichen haben oder
- während einer Umdrehung zusätzlich zur normalen Betriebsbelastung eine kurzzeitige Stoßbelastung erfahren

ist eine statische Auslegung durchzuführen. [SKF12, Seite 76f]

Für diesen (Quasi-) Stillstand wird die statische Tragzahl C_0 als die Last definiert, welche eine bleibende Verformung des 0,0001fachen Kugeldurchmessers D_w in der Laufbahn hinterlässt [DIN ISO 76 2009]. Im Falle von Rillenkugellagern oder Schrägkugellagern entspricht dies einer Hertz'schen Pressung von ungefähr 4200 MPa [DIN ISO 76 2009, Seite 4]. Das Lager ist damit nicht ausgefallen, im weiteren Betrieb kommt es durch das Überrollen der entstandenen Mulden jedoch zu erhöhten Laufgeräuschen und Vibrationen [BRÄNDLEIN98]. Auf Grund der getroffenen Annahmen zur Werkstoffbeschaffenheit reduziert sich die Bestimmung von C_0 weitestgehend auf geometrische Betrachtungen basierend auf den Theorien von [HERTZ1881]. Durch Verhältnisbildung von statischer Tragzahl und wirkender Last, lässt sich der statische Tragsicherheitsbeiwert S_0 anhand von Gleichung (2.4) ermitteln.

$$S_0 = \frac{C_0}{P} \quad (2.4)$$

Wie Harris und Kotzalas zeigen, kann, je nach Art der auftretenden Belastungen (ruhend, starke Vibrationen und Stöße), S_0 sowohl Werte größer als auch kleiner eins annehmen. [HARRIS07, Band 1, Seite 179] Mindesttragsicherheitsbeiwerte finden sich sowohl in der Norm [DIN ISO 76 2009] oder werden von Herstellern, wie in Tabelle 2.2 dargestellt, zur Verfügung gestellt.

	umlaufende Lager			nicht umlaufende Lager
	Anforderung an Laufruhe			
Betriebsweise	Gering	Normal	hoch	-
ruhig, erschütterungsfrei	0,5	1	2	0,4
normal	0,5	1	2	0,5
stark stoßbelastet	≥ 1,5	≥ 1,5	≥ 2	≥ 1

Tabelle 2.2: Tragsicherheitsbeiwerte für Kugellager [SKF12, Seite 77]

Im rotierenden Betrieb kann die aufgebrachte Last größer sein als nach Gleichung (2.4) zulässig, da sich die herausbildenden Bahnen weniger kritisch auf die Laufruhe des Lagers auswirken als einzelne Mulden. [HARRIS07, Band 1, Seite 178]

2.3.2 Nominelle Lebensdauerberechnung

Im Gegensatz zur statischen Auslegung zielt die dynamische Berechnung wälzgelagerter Systeme auf die Bestimmung einer Ermüdungslebensdauer. Ihr liegen umfangreiche Arbeiten von Weibull sowie Lundberg und Palmgren zugrunde, die unter anderem in [WEIBULL39-1], [WEIBULL39-2], [LUNDBERG47] und [LUNDBERG52] beschrieben werden. Dabei postuliert Weibull unter dem Begriff der „Weakest Link Theorie“ einen allgemeinen Ansatz zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Last und Ausfallwahrscheinlichkeit, welcher von Lundberg und Palmgren auf Wälzlager übertragen wird. Davon ausgehend, dass die Wahrscheinlichkeit S einer Ermüdungsrisssbildung proportional zur Größe des betrachteten Volumens V und der Anzahl der erlebten Belastungen N ist, lässt sich ein Zusammenhang gemäß Gleichung (2.5) aufstellen. Dabei gehen Lundberg und Palmgren in [LUNDBERG47] davon aus, dass für die Rissentstehung die an stochastisch verteilten Fehlstellen auftretende wechselnde Oktaederschubspannung τ_{xy} verantwortlich ist, welche ihr Maximum τ_0 in der Tiefe z_0 erreicht.

$$\ln \frac{1}{S} \propto \frac{N^e \cdot \tau_0^c \cdot V}{z_0^h} = \frac{L^e \cdot u^e \cdot \tau_0^c \cdot V}{z_0^h} \quad (2.5) \quad \longrightarrow \quad L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \cdot 10^6 \quad (2.6)$$

Angewandt auf die Geometrie eines Wälzlagers und unter Zuhilfenahme der Theorie nach Hertz kann Gleichung (2.5) in die bekannte Form von Gleichung (2.6) überführt werden, die für 90 % einer großen Anzahl identischer Lager bei gleicher Belastung die mindestens zu erwartende nominelle Lebensdauer in Umdrehungen L_{10} beschreibt. Die dabei eingeführte dynamische Tragzahl C ist definiert als die Last, die 90 % einer großen Anzahl an identischen Lagern mindestens eine Millionen Umdrehungen erträgt [DIN ISO 281 2010], [BRÄNDLEIN98].

Durch Division mit der Wälzlagerdrehzahl kann die Lebensdauer in Umdrehungen L_{10} in die Lebensdauer in Stunden L_{10h} umgeformt werden. Wird die L_{10} -Lebensdauer eines Kugelgewindetriebs mit dessen Spindelsteigung P_h multipliziert, ergibt sich eine Lebensdauer in zurückgelegter Wegstrecke.

Die dynamische Tragzahl setzt sich aus den Einzeltragzahlen C_μ des rotierenden und C_v des stillstehenden Rings entsprechend Gleichung (2.7) zusammen. Diese können wiederum als Summe der Tragzahlen der jeweiligen Einzelkontakte Q_c aufgefasst werden. Für Wälzlager ($\varphi = 0^\circ$) sowie Kugelgewindetriebe mit Druckwinkeln α kleiner 45° und Kugeldurchmessern bis zu 25,4 mm ergibt sich Q_c gemäß Gleichung (2.8). Dabei steht das obere Rechenzeichen in der Formel für den Innenring, das untere für den Außenring. [DIN 26281 2010], [DIN SPEC 1281-1 2010]

$$C = \left(C_\mu^{-\frac{10}{3}} + C_v^{-\frac{10}{3}} \right)^{\frac{3}{10}} = C_\mu \cdot \left[1 + \left(\frac{C_\mu}{C_v} \right)^{\frac{10}{3}} \right]^{-\frac{3}{10}} \quad (2.7)$$

$$Q_c = 98,0665 \cdot \lambda \cdot \left(\frac{2 \cdot f_r}{2 \cdot f_r - 1} \right)^{0,41} \cdot \frac{(1 \mp \gamma)^{1,39}}{(1 \pm \gamma)^{\frac{1}{3}}} \cdot \left(\frac{Y}{\cos \alpha} \right)^{0,3} \cdot (\cos \varphi)^{0,3} \cdot D_w^{1,8} \cdot Z^{-\frac{1}{3}} \quad (2.8)$$

In Tabelle 2.3 ist die Bestimmung der Tragzahlen für den rotierenden und den stillstehenden Ring für Wälzlager unterschiedlicher Bauformen sowie für Kugelgewindetriebe dargestellt.

Tragzahl eines einzelnen Rings	Wälzlager		Kugelgewindetrieb
	$\alpha < 45^\circ$	$45^\circ \leq \alpha < 90^\circ$	
$C_\mu =$	$0,407 \cdot Q_{c,\mu} \cdot Z_I \cdot \cos \alpha$	$Q_{c,\mu} \cdot \sin \alpha \cdot Z_I$	$Q_{c,\mu} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi \cdot Z_I$
$C_v =$	$0,389 \cdot Q_{c,v} \cdot Z_I \cdot \cos \alpha$	$Q_{c,v} \cdot \sin \alpha \cdot Z_I$	$Q_{c,v} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi \cdot Z_I$
	[DIN SPEC 1281-1 2010, Seite 18]		[-]

Tabelle 2.3: Bestimmung der Tragzahl eines Einzelrings für Wälzlager und Kugelgewindetriebe

Bei Radiallagern (d. h. $\alpha < 45^\circ$) wird bei radialer Lasteinleitung nur ein Teil der Laufbahn belastet, der gegenüberliegende entlastet, was durch die in Tabelle 2.3 beschriebenen Vorfaktoren berücksichtigt wird. Im Gegensatz dazu wird bei Axiallagern eine Belastung aller Laufbahnabschnitte angenommen. Gleiches gilt beim Kugelgewindetrieb.

Durch Zusammenfassen von Geometrie-, Genauigkeits- und Werkstoffeinflussgrößen im Faktor f_c und Einführung des Tragzahlbeiwerts b_m , der unter anderem die Werkstoffart, Werkstoffqualität und Wärmebehandlungsverfahren berücksichtigt, kann Gleichung

(2.8) zur Bestimmung der Tragzahl eines Axialkugellagers in Gleichung (2.9) überführt werden.

$$C_a = b_m \cdot f_c \cdot (\cos \alpha)^{0,7} \cdot \tan \alpha \cdot Z_1^2 \cdot D_w \quad (2.9)$$

Eine entscheidende Größe zur Bestimmung der Tragzahl ist das in Gleichung (2.5) enthaltene Überrollungsverhältnis u , welches sich gemäß Gleichung (2.10) beschreiben lässt. Mit steigender Anzahl lasttragender Kugeln Z_1 können einerseits größere Kräfte übertragen werden ($C_{\mu,v}$ steigt), andererseits erhöht sich damit die Anzahl an Überrollungen je Umdrehung, was die Anzahl an Umdrehungen bis zum Erreichen der Ermüdungslebensdauer reduziert.

$$u_{i,o} = \frac{1}{2} \cdot (1 \pm \gamma) \cdot Z_1 \quad (2.10)$$

Während beim Wälzlager Innen- und Außenring permanent im Kontakt mit den Wälzkörpern sind, ist dies beim Kugelgewindetrieb nur für die Mutter der Fall. Die Laufbahnabschnitte der Spindel werden abhängig von der Mutterposition beansprucht. Angewendet auf Gleichung (2.5) sinkt mit zunehmendem Hub das Überrollungsverhältnis an der Spindel, was zu einer Tragzahlsteigerung führt. [HILMER78] verwendet diesen Ansatz um eine modifizierte Tragzahl zu bestimmen. Bei unendlich großen Hüben wird damit die Tragzahl lediglich abhängig von der Muttertragzahl [HILMER78, Seite 76]. Er vernachlässigt dabei jedoch das gleichzeitig ebenfalls ansteigende, zu betrachtende überrollte Laufbahnvolumen, welches dem Effekt teilweise entgegen wirkt. An dieser Stelle zeigt sich ein Defizit bei der Übertragung der Palmgren-Lundberg-Regel aus Gleichung (2.5) für Wälzlager auf Kugelgewindetriebe, da es fraglich ist, ob bei einem KGT mit unendlich langem Hub von einem Ermüdungsversagen der Spindellaufbahn auszugehen ist.

Unterschiedliche Zeitanteile an der Belastung treten auch bei Schiene und Schlitten von Linearwälzlager auf, wie sie exemplarisch in Bild 2.12 dargestellt sind. In der Linearwälzlager behandelnden Norm [DIN ISO 1728-1 2005] wird daher die Tragzahl für einen Referenzhub bestimmt, welcher der tragenden Länge der Hülse bzw. des Schlittens entspricht. Für größere Hübe ergibt sich eine konservative Abschätzung, kleinere Hübe werden durch einen Kurzhubfaktor berücksichtigt. Anders als bei rotierenden Lagern wird hier die Tragzahl C als die Last definiert, die ein Linearwälzlager 100 Kilometer lang erträgt, bevor erste Ermüdungserscheinungen auftreten.

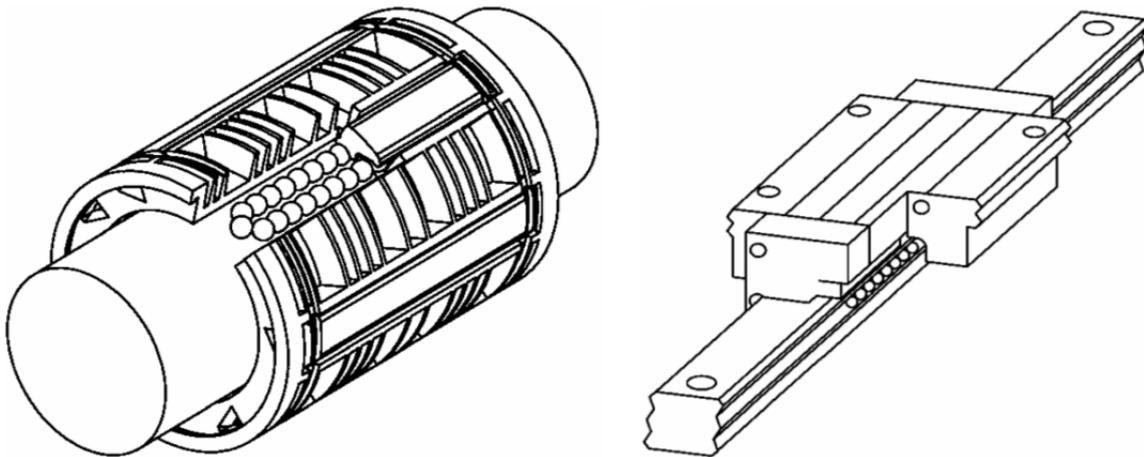


Bild 2.12: Beispiele für Linearwälzführungen [DIN ISO 1728-1 2005, Seite 7]

Der Ansatz nach Gleichung (2.7) geht von Oberflächenermüdung der Laufbahnen aus, da ein Versagen der Kugeln bei üblichen Werkstoffen und Fertigungsverfahren deutlich unwahrscheinlicher ist. Um Ermüdungsversagen der Kugeln in der Berechnung zu berücksichtigen, kann Gleichung (2.7) durch Miteinbeziehen der Wälzkörpertragzahl C_{wk} in Gleichung (2.11) überführt werden. Da die Kugeln sowohl mit dem Innen- als auch dem Außenring im Kontakt sind, wird C_{wk} zweimal berücksichtigt. [HARRIS07], [CORRENS15]

$$C = \left(C_{\mu}^{-\frac{10}{3}} + C_v^{-\frac{10}{3}} + C_{wk}^{-\frac{10}{3}} + C_{wk}^{-\frac{10}{3}} \right)^{-\frac{3}{10}} \quad (2.11)$$

2.3.3 Erweiterte Lebensdauer

Ioannides und Harris verallgemeinern in [IOANNIDES85] den Ansatz von Lundberg und Palmgren zu Gleichung (2.12).

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^e \int_V \frac{\{\sigma_i - \sigma_u\}^c}{z'^h} dV \quad (2.12) \quad \longrightarrow \quad L_{10m} = a_{iso} \cdot L_{10} \quad (2.13)$$

Zunächst betrachten sie neben der Oktaederschubspannung weitere mögliche Spannungszustände (allgemein σ_i) als kritische Belastungsart, um damit auch Phänomene in anderen Maschinenelementen beschreiben zu können, wie die oberflächennahe Vergleichsspannung nach von Mises. Des Weiteren führen sie eine Ermüdungsgrenzbelastung σ_u ein, unterhalb derer es zu keinem Versagen kommt (Dauerfestigkeit). Darüber hinaus wird durch Gleichung (2.12) der Übergang vom reibungsfreien zum reibungsbehafteten Wälzkontakt ermöglicht. Durch die Einführung der spannungsgewichteten Durchschnittstiefe z' können Schubspannungseffekte an der

Laufbahnoberfläche erfasst werden, wodurch der Ort der maximalen Vergleichsspannung zu dieser hin wandert [GLEß09]. Die Theorien von Ioannides und Harris lassen sich in dem a_{ISO} -Wert nach [DIN ISO 281 2010] zusammenfassen, wodurch sich die nominelle Lebensdauer in die erweiterte Lebensdauer L_{10m} gemäß Gleichung (2.13) überführen lässt. Die oberflächennahen Effekte fließen dabei über die Höhe des trennenden Schmierfilms sowie dessen Reinheit in den a_{ISO} -Wert ein. [ISO/TR 1281-2 2008]

Anders als in der Wälzlagerberechnung sind in [DIN ISO 3408 2011] für Kugelgewindetriebe die Ansätze von Ioannides und Harris bislang nicht eingegangen. Dies dürfte in erster Linie mit den komplexen Bewegungszuständen im KGT zu begründen sein, die eine Bewertung der Schmierungsbedingungen erschweren. Des Weiteren kann ein Versagen nicht nur an den Laufbahnen, sondern auch an Umlenkstücken und Kugelmückführungen auftreten, was durch die L_{10} -Lebensdauer nicht berücksichtigt werden kann.

Für Überlebenswahrscheinlichkeiten $S = 100 \% - n \neq 90 \%$ wird der Korrekturfaktor a_1 eingeführt, der ausgehend von der L_{10} -Lebensdauer diese auf Basis der zugrunde gelegten Weibull-Kurve zu L_n modifiziert. Wird für die Beschreibung des Ausfallverhaltens eine zweiparametrische Weibullverteilung angesetzt (bei Losgrößen bis ca. 30 Lager), ermittelt sich der a_1 -Wert gemäß Gleichung (2.14), für die Korrektur mittels dreiparametrischer Weibullverteilung nach Gleichung (2.15). [DIN SPEC 1281-1: 2010, NA2]

$$a_1 = \left[\frac{\ln\left(\frac{100}{S}\right)}{\ln\left(\frac{100}{90}\right)} \right]^{\frac{1}{e}} \quad (2.14)$$

$$a_1 = (1 - C_Y) \cdot \left[\frac{\ln\left(\frac{100}{S}\right)}{\ln\left(\frac{100}{90}\right)} \right]^{\frac{1}{e}} + C_Y \quad \text{mit} \quad C_Y = 0,05 \quad (2.15)$$

Damit ergibt sich die erweiterte Lebensdauer für $n = 100 - S$ entsprechend Gl. (2.16).

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{iso} \cdot L_{10} \quad (2.16)$$

Bei Kugelgewindetrieben geht [DIN ISO 3408 2011] grundsätzlich von einer zweiparametrischen Weibullverteilung aus.

2.3.4 Nominelle und erweiterte Referenzlebensdauer

Die Lebensdauerberechnung nach [DIN ISO 281 2010] bzw. [DIN ISO 3408 2011] und die zugrundeliegende Tragzahlbestimmung nach [DIN SPEC 1281-1 2010] liefert einen einfachen Ansatz zur überschlägigen Lebensdauerberechnung bei gegebenen äußeren Lasten. Ein Verkippen oder ein Verschieben der Lagerringe relativ zu einander infolge dieser Last bzw. aufgrund von Wellendurchbiegung oder Gehäusenachgiebigkeiten wird dabei vernachlässigt. Mit [DIN 26281 2010] lässt sich durch Bilden von Kräfte- und Momentengleichgewichten an jedem einzelnen Wälzkontakt die äquivalente Einzelkontaktbelastung $Q_{ei,e}$ und damit die Lebensdauer des Einzelkontakts bzw. des Lagerrings bestimmen. Durch Anwenden des Additionssatzes der Wahrscheinlichkeit ergibt sich Gleichung (2.17), welche die Referenzlebensdauer L_{10r} des Wälzlagers beschreibt.

$$L_{10r} = \left[\left(\frac{Q_{ci}}{Q_{ei}} \right)^{-\frac{10}{3}} + \left(\frac{Q_{ce}}{Q_{ee}} \right)^{-\frac{10}{3}} \right]^{-\frac{9}{10}} \quad (2.17)$$

Analog zur nominellen Lebensdauerberechnung kann mit den Beiwerten a_1 und a_{ISO} eine erweiterte Referenzlebensdauer L_{nmr} bestimmt werden

$$L_{nmr} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10r} \quad (2.18)$$

2.3.5 Einfluss von Lastkollektiven unterschiedlicher Lasten und Drehzahlen

Mit Hilfe der Schadensakkumulationstheorie nach Miner [MINER45] kann ein Lastkollektiv unterschiedlicher Lasten und Drehzahlen durch die Bestimmung einer äquivalenten Last P_m nach Gleichung (2.19) für Systeme mit Punktkontakt in die Berechnung einbezogen werden.

$$P_m = \sqrt[3]{ \sum_{j=1}^n P_j^3 \cdot \frac{n_j}{n_m} \cdot \frac{q_j}{100} } \quad (2.19)$$

Da das Auftreten erster Ermüdungseffekte, wie Grübchen und Pittings, nicht zwangsläufig den sofortigen Ausfall bedeutet, kann die technische Gebrauchsdauer deutlich über der berechneten Ermüdungslebensdauer liegen [Haberker98].

2.3.6 Lagersysteme

Werden Lager in Baugruppen angeordnet, so ergibt sich die Ausfallwahrscheinlichkeit S des Gesamtsystems aus den Einzelausfallwahrscheinlichkeiten gemäß

Gleichung (2.20). Für $S = 90\%$ ergibt sich die Lebensdauer des gesamten Lagersystems nach Gleichung (2.21). [Lundberg47]

$$S = S_1 \cdot S_2 \cdot \dots \quad (2.20) \quad \longrightarrow \quad \frac{1}{L} = \left[\left(\frac{1}{L_1} \right)^e + \left(\frac{1}{L_2} \right)^e + \dots \right]^{\frac{1}{e}} \quad (2.21)$$

Unter der Annahme, dass sich ein System aus i baugleichen Lagern zusammensetzt, welche jeweils die gleiche dynamische Tragzahl C_i aufweisen und mit der gleichen Last beaufschlagt werden, kann mit $e = 10/9$ die Lebensdauerbestimmung aus den Einzellebensdauern nach Gleichung (2.21) vereinfacht in der Form von Gleichung (2.6) durchgeführt werden. Die dabei einzusetzende dynamische Tragzahl des Gesamtsystems ergibt sich anhand von Gleichung (2.22).

$$C = i^{0,7} \cdot C_i \quad (2.22)$$

Analog zu Lagergruppen geht Hilmer in [HILMER78] bei der Beschreibung der Tragzahl eines Kugelgewindetriebs vor. Werden die einzelnen Kugelumläufe eines KGTs als voneinander unabhängige, identische Lager angesehen, kann die Gesamttragfähigkeit aus der Tragfähigkeit eines einzelnen Umlaufs bestimmt werden. Damit handelt es sich um einen rein wahrscheinlichkeitstheoretischen Ansatz, der eventuell auftretende ungleiche Lastverteilungen im KGT unberücksichtigt lässt.

Hilmer und Spieß bilden gemeinsam in [HILMER78] und [SPIESS70] die Grundlage der Lebensdauer- und Steifigkeitsberechnung von [DIN 69051 1989] bzw. der daraus hervorgegangenen [DIN ISO 3408 2011]. Anstelle des Exponenten von 0,7 aus Gleichung (2.22), den auch Hilmer in [HILMER78] verwendet, verwendet die Norm einen Wert von 0,86, der nicht begründet wird und von zahlreichen Autoren, wie Haberkern oder Forstmann in [HABERKERN98] bzw. [FORSTMANN10] kritisiert wird. Selbst im zuständigen DIN-Normenausschuss Werkzeugmaschinen, Unterabteilung Kugelgewindetriebe ist die Herkunft des Werts 0,86 unbekannt [NEUMEISTER15]. Gegenüber Wälzlagern ergibt sich damit eine größere dynamische Tragzahl und somit eine längere rechnerische nominelle Lebensdauer.

Da bei Kugelgewindetrieben keine Systembetrachtung im Rahmen einer erweiterten Lebensdauerberechnung vorgenommen wird, bleiben unter anderem die Betriebsbedingungen des betrachteten KGTs unberücksichtigt. Da die erweiterte Lebensdauer L_{10m} zustandsabhängig sowohl größere als auch kleinere Werte als L_{10} annehmen kann, besteht hier die Gefahr, einen Kugelgewindetrieb mit nicht ausreichender Sicherheit zu gestalten – insbesondere wenn dieser im Quasi-Stillstand betrieben wird, wo die

Bildung eines tragenden Schmierstoffkeils zwischen den Wälzkontaktpartnern nicht sichergestellt werden kann.

2.3.7 Kritik an genormter Berechnungsmethode, insbesondere für Kugelgewindetriebe

In [DIN ISO 281 2010] und [DIN ISO 3408 2011] wird der Versagensmechanismus der Ermüdung nach [IOANNIDES99] zugrunde gelegt. Wie Bild 2.13 jedoch verdeutlicht, fallen nach Dahlke in [DAHLKE94] in der Praxis gerade einmal 30 % der eingesetzten Lager auf Grund von Ermüdung aus.

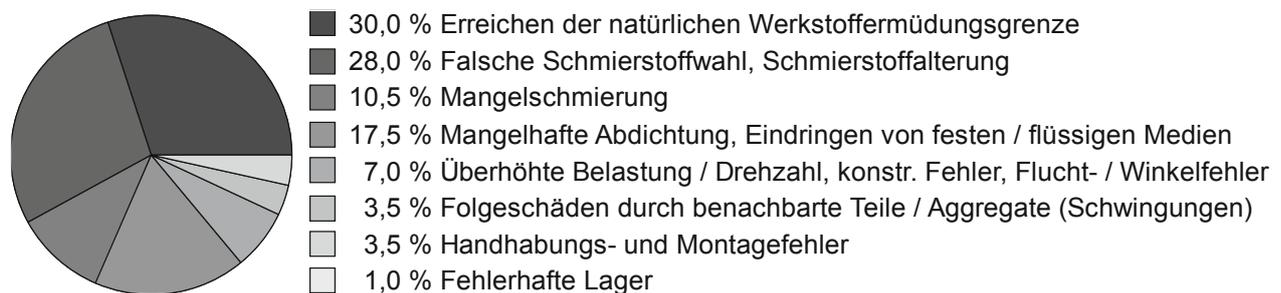


Bild 2.13: Versagensursachen ausgefallener Wälzlager nach [DAHLKE94, Seite 202]

In neueren Arbeiten, wie [LACEY08], wird davon gesprochen, dass dank moderner Verfahren in der Fertigung und der Oberflächenbearbeitung Schäden durch Ermüdung mittlerweile weniger als 3 Prozent der gesamten Lagerausfälle ausmachen. Die meisten Ausfälle werden durch mangelhafte Schmierung, Verschmutzung, extreme Temperaturen und ungünstige Einbaubedingungen hervorgerufen. In [ZARETSKY10] wird darüber hinaus die grundsätzliche Existenz einer Dauerfestigkeit bei Wälzlagern angezweifelt, da Untersuchungen von Shimizu in [SHIMIZU09] sowie Saki in [SAKI07] selbst bei niedrigsten Lasten nach ausreichend langer Prüfzeit zu einem Ermüdungsversagen geführt haben. Des Weiteren seien die gewählten Lebensdauerexponenten ($p = 3$ für Lager mit Punktkontakt und $p = 10/3$ für Lager mit Linienkontakt) für heutige hohe Herstellungsqualitäten deutlich zu niedrig. So beschreibt zum Beispiel NSK in [NSK08] Wälzlagerwerkstoffe, die eine bis zu viermal höhere Ermüdungslebensdauer ermöglichen, als [DIN ISO 281 2010] vorsieht. Zaretsky fordert daher Lebensdauerexponenten von mindestens vier für Punktkontakt und fünf für Linienkontakt [ZARETSKY10, SEITE 38]. Bei Zahnrädern, die ebenfalls einen abwälzenden Kontakt aufweisen, beträgt der in p enthaltene Weibull-Exponent e ($=10/9$ für Punktkontakt) bis zu 1,5, was zu einem steileren Verlauf der Weibull-Kurve führt. [BERTSCHE04, Seite 256]

Die Tragzahlbestimmung von Kugelgewindetrieben unterstellt gleiche kinematische Zusammenhänge wie bei Wälzlagern. Da sich die Mutternlaufbahn während einer Hubbewegung permanent an der Lastübertragung beteiligt, Spindellaufbahnbereiche aber nur zeitweise (abhängig von der Mutternposition), erfährt die Spindellaufbahn bewegungskollektivabhängig deutlich weniger Überrollungen als die Laufbahn der Mutter. Die Tragzahlbestimmung des KGTs ist damit an dieser Stelle äußerst konservativ. Andererseits kritisiert Hilmer in [HILMER78, Seite 79], dass bei der genormten Berechnung von Kugelgewindetrieben keine Ermüdungsgrenzbelastung der Laufbahnen berücksichtigt wird. Damit kann auch keine Dauerfestigkeit bestimmt werden, die bei Wälzlagern über den a_{ISO} -Wert in die Berechnung mit einfließt.

Alle Normenwerke setzen bislang kontinuierliche, rotatorische Bewegungen und konstante bzw. äquivalente Lastniveaus voraus. Stoßartige Belastungen und oszillierende Bewegungen können daher nicht berücksichtigt werden.

Gleiches gilt für die Lastverteilung innerhalb des Kugelgewindetriebes. Helixförmige Kugelmutter und Singularitätsstellen in der Lastverteilung infolge der Rückführung können zu Lastverteilungen, wie in Bild 1.4 dargestellt, führen. Die Norm geht dagegen von einem konstanten Lastniveau aus, was lokal zu einer Überbeanspruchung bzw. einer zu geringen Lebensdauer einzelner Laufbahnabschnitte führen kann.

3 Stand der Forschung

Wie in Kapitel 2.1 dargestellt wurde, bestehen die wesentlichen Defizite der genormten Auslegung von Wälzlagern und Kugelgewindetrieben im Hinblick auf den vorliegenden Anwendungsfall in der mangelnden Berücksichtigung oszillierender Bewegungen. Darüber hinaus fokussieren sich diese Berechnungsansätze ausschließlich auf den Versagensmechanismus der Laufbahnermüdung. Dabei können vor Erreichen der Ermüdungslebensdauer bereits der Verlust der Vorspannung oder Schäden im Rückführsystem zum Versagen des Kugelgewindetriebs führen. Auch der Lastverteilung innerhalb des Kugelgewindetriebs wird nicht ausreichend Rechnung getragen. Daher sollen im Folgenden Arbeiten vorgestellt werden, die diese Schadensmechanismen berücksichtigen und entsprechende Erweiterungen in der Berechnung vornehmen. Die Schmierung wird in [DIN ISO 281 2010] zwar berücksichtigt, ihr Einfluss beschränkt sich aber auf eine Korrektur der Ermüdungslebensdauer. Von der Oberfläche ausgehende Schädigungen, wie Verschleiß oder Rissbildung an der Oberfläche, werden bislang nicht betrachtet. Um weitere Schädigungsmechanismen beschreiben zu können, soll daher der Einfluss des Schmiermittels zusätzlich betrachtet werden.

Forschungsvorhaben an Kugelgewindetrieben zielen mit Blick auf deren Haupteinsatzgebiet in Werkzeugmaschinen primär auf die Steigerungen der Positioniergenauigkeit, Erhöhung der Prozessgeschwindigkeiten sowie Lebensdauervorhersagen auf Basis von Zustandsüberwachungen ab und sind damit für den vorliegenden Anwendungsfall von untergeordneter Bedeutung. Des Weiteren beschränken sich diese Arbeiten weitestgehend auf den lasttragenden Teil der Kugelkette, obwohl in Bild 2.10 zahlreiche weitere Schadensorte und –mechanismen beschrieben werden.

Das dieser Arbeit zugrunde gelegte Last- und Bewegungsprofil der Taumelscheibenak-torik eines Hubschraubers aus Kapitel 1.3 ist teilweise mit dem von Kugelgewindetrie-ben in Schließeinheiten von Pressen und Spritzgießanlagen vergleichbar. Diese wurden von Jarosch und Forstmann in [JAROSCH08] bzw. [FORSTMANN10] hinsichtlich eines erweiterten Lebensdauerprognosemodells untersucht. Daher sollen im Folgenden vor allem diese Arbeiten unter dem Gesichtspunkt der ungleichen Lastverteilung näher vorgestellt werden.

3.1 Erweiternde Berechnungsansätze der Normauslegung

3.1.1 Oszillierende Bewegungen

3.1.1.1 Oszillierende Schwenkbewegungen beim Wälzlager

Wie Schmelter in [SCHMELTER11] darlegt, ist die genormte Wälzlagerberechnung nur für Wälzlager unter kontinuierlicher Rotationsbewegung, wie in Bild 3.1 dargestellt, zulässig. Daher werden von Brändlein et al., Harris et al. und Houpert Ansätze zur Lebensdauerberechnung für Lager bereitgestellt, die keine ganze Umdrehung vollführen [BRÄNDLEIN98], [HARRIS07], [HARRIS09], [HOUPERT99]. Hierzu wird der Oszillationswinkel θ eingeführt, der die Verdrehung von Lagerinnen- zu Außenring beschreibt. Darüber hinaus wird der kritische Oszillationswinkel θ_{crit} als der Winkel definiert, unterhalb dessen die einzelnen Wälzkörper nicht in Berührung mit dem Laufbahnbereich eines benachbarten Wälzkörpers kommen (Bild 3.2).

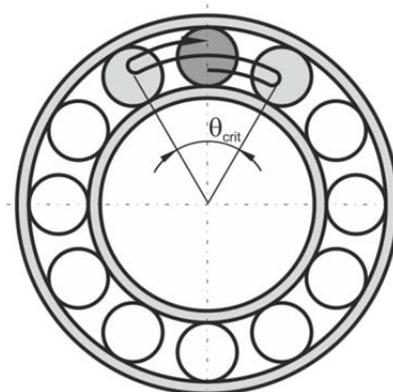
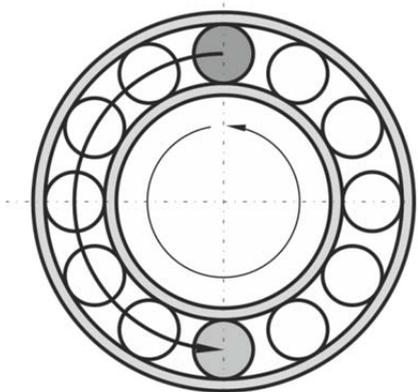


Bild 3.1: Rotierend bewegtes Wälzlager

Bild 3.2: Oszillierend bewegtes Wälzlager

θ_{crit} lässt sich nach Gleichung (3.1) berechnen, wobei das obere Vorzeichen für den Außenring und das untere Vorzeichen für den Innenring steht.

$$\theta_{crit} = \frac{720^\circ}{Z \cdot (1 \mp \gamma)} \quad [\text{HARRIS09, Seite 12}] \quad (3.1)$$

Bei gleicher Frequenz (und $\theta < 180^\circ$) erfahren die Laufbahnen oszillierend bewegter Lager weniger Wälzkörperüberrollungen als die rotierend angetriebener. Wie Bild 3.1 und Bild 3.2 darstellen, erlebt ein Laufbahnabschnitt im rotierenden Betrieb während einer Umdrehung, bei Vernachlässigung vom Geometriefaktor γ , näherungsweise $Z/2$ Wälzkörperüberrollungen, wohingegen dieser im oszillierenden Betrieb während eines Schwingspiels $2 \cdot \theta / \theta_{crit}$ Berührungen erfährt. Den Zusammenhang zwischen oszillierender und rotierender Drehzahl bzw. Frequenz liefert Gleichung (3.2). Die Laufbahnen eines mit Schwenkwinkel θ und Schwenkfrequenz n_{osc} oszillierenden Lagers erfahren

so viele Wälzkörperüberrollungen wie ein identisches, rotierendes Lager mit der Drehzahl n .

$$n = \frac{\theta}{180^\circ} \cdot n_{\text{osc}} \quad \text{für } \theta_{\text{crit}} \leq \theta \leq 180^\circ \quad (3.2)$$

Analog zur modifizierten Drehzahl führen Brändlein et al. und Harris et al. in [BRÄNDLEIN98, Seite 172] bzw. [HARRIS07, Band 1, Seite 245] Korrekturen der in Gleichung (2.6) beschriebenen, genormten Lebensdauerberechnung ein. Dabei wird eine Modifikation der wirksamen Last vorgenommen, was zu Gleichung (3.3) führt.

$$L_{\text{osc}} = \left(\frac{C}{P_{\text{osc}}} \right)^p \cdot 10^6 \quad \text{mit} \quad P_{\text{osc}} = P \cdot \left(\frac{\theta}{180^\circ} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (3.3)$$

Die Ansätze aus Gleichung (3.2) und (3.3) setzen dabei voraus, dass der durch die Drehrichtungsumkehr hervorgerufene Vorzeichenwechsel der Schubspannung während der Überrollung keinen Einfluss auf das Ermüdungsverhalten der Laufbahnen hat. Bild 3.3 verdeutlicht die Laufbahnbeanspruchung anhand eines Laufbahnsegments im rotierenden und oszillierenden Lager für einen Schwenkwinkel von $\theta = \theta_{\text{crit}}$.

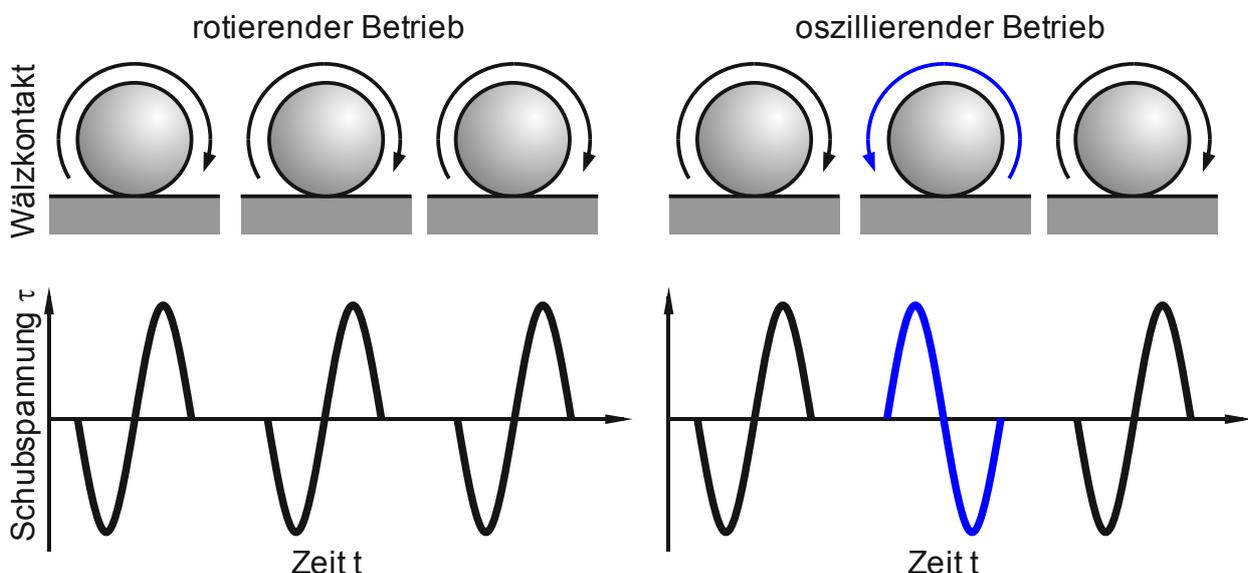


Bild 3.3: Schubspannungsverlauf eines überrollten Laufbahnsegments im rotierenden und oszillierenden Betrieb (bei $\theta = \theta_{\text{crit}}$)

Für Schwenkwinkel unter 180° ist die so ermittelte Ermüdungslebensdauer (in Schwenkbewegungen) jeweils länger als bei rotierenden Anwendungen (in Umdrehungen). Die Anzahl an Lastwechseln je Laufbahnabschnitt bleibt jedoch die gleiche.

Houpert führt in [HOUPERT99] einen korrigierenden oszillatorischen Lebensdauerbeiwert a_{osc} ein, der nach [SCHMELTER11] aber äußerst aufwendig zu bestimmen ist. Wesentli-

cher Bestandteil ist dabei die genaue Beschreibung der Lastverteilung innerhalb des Lagers, da diese im oszillierenden Betrieb zu unterschiedlichen Lebensdauern einzelner Laufbahnabschnitte führt. Dafür lässt sich der Ansatz einfach in Gleichung (2.6) und (2.16) integrieren. So wird z. B. Gleichung (2.16) zu Gleichung (3.4).

$$L_m = a_1 \cdot a_{iso} \cdot a_{osc} \cdot L_{10} \quad (3.4)$$

In Windenergieanlagen führen sowohl Blatt- als auch Azimutlager (Bild 3.4) im Betrieb nur geringe Rotationsbewegungen aus, sind aber stetig wechselnden Windlasten ausgesetzt. Damit ähnelt ihr Last- und Bewegungsprofil dem von Stellsystemen elektromechanischer Aktoren. Es ergeben sich dabei ungünstige Schmierungsbedingungen, welche neben Ermüdungsschäden zu Ausfällen durch Stillstandsmarkierungen oder Verschleiß führen können.

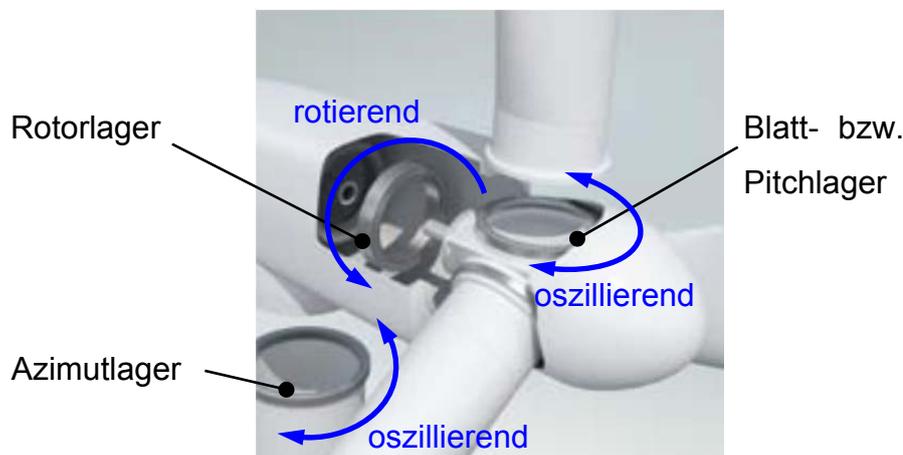


Bild 3.4: Azimut-, Rotor- und Blattlager einer Windenergieanlage [THYSSENKRUPP13]

Für diesen speziellen Anwendungsfall der Windenergieanlagen entwickelt Harris in [HARRIS09] eine modifizierte dynamische Tragzahl $C_{a,osc}$ gemäß Gleichung (3.5) sowie eine modifizierte äquivalente Belastung $P_{m,osc}$, nach Gleichung (3.6). Ergänzend zu den Ansätzen aus [BRÄNDLEIN98] und [HARRIS07] für Schwenkwinkel $\theta < 180^\circ$ wird in [HARRIS09] der Überlagerungswinkel θ_{dith} eingeführt, bei dem Teile der Kontaktpartner trotz Wälzbewegung ständig Teil der Kontaktzone sind. In diesen Bereichen kann herausgepresster Schmierstoff nicht nachfließen, wodurch die Gefahr von Oberflächenschädigungen besteht. [HARRIS09, Seite 13]

$$C_{a,osc} = C_a \cdot \left(\frac{180^\circ}{\theta} \right)^{\frac{3}{10}} \cdot Z^{0,033} \quad \text{für } \theta > \theta_{dith} \text{ und } \theta < \theta_{crit} \quad (3.5)$$

$$P_{m, \text{osc}} = \sqrt[3]{\frac{\sum_i P_i^3 \cdot n_i \cdot q_i \cdot \theta_i^x}{\sum_i n_i \cdot q_i \cdot \theta_i^x}} \quad \text{mit } x = \frac{1}{3} \text{ für } \theta > \theta_{\text{crit}} \text{ und } x = 1 \text{ für } \theta \leq \theta_{\text{crit}} \quad (3.6)$$

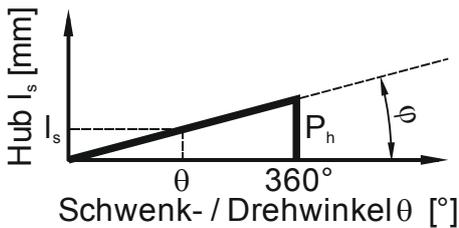
Ab Schwenkwinkeln größer 180° kann der Einfluss der Oszillationsbewegung vernachlässigt und die Tragfähigkeit von kontinuierlichen rotatorischen Bewegungen angewendet werden [HARRIS09, Seite 12]. Neben der Einführung von Korrekturwerten diskutiert [Houpert99] die Diskretisierung einer Oszillationsbewegung durch ein Kollektiv aus Rotationsgeschwindigkeiten, welches dann mit den Ansätzen aus [DIN ISO 281 2010] beschreibbar wäre.

[SCHMELTER11] stellt die verschiedenen Ansätze von Brändlein, Harris und Houpert einander gegenüber und bestimmt für ein exemplarisches Lager dessen zu erwartende Lebensdauer. Da in seinem Beispiel alle Ansätze zu einer größeren zu erwartenden Lebensdauer als [DIN ISO 281 2010] führen, rät er, die konservative Berechnung nach Norm den Ansätzen von Harris und Houpert vorzuziehen. Die Ansätze aus [BRÄNDLEIN98] und [HARRIS07] finden sich auch in [SCHAEFFLER13, Seite 457] und [SCHAEFFLER15-1, Seite 259]. Dabei sei nochmals darauf hingewiesen, dass sich diese Lebensdauersteigerung durch den Einheitenwechsel von Umdrehungen hin zu Schwenkbewegungen ergibt. Die tatsächliche ertragbare Anzahl an Laufbahnüberrollungen bis zum Erreichen der Ermüdungslebensdauer bleibt davon unberührt. Aufgrund ungünstigerer Schmierungsbedingungen gegenüber dem rotierenden Betrieb, wo sich ein permanenter tragender Schmierstoffkeil ausbilden kann, wird eine nachfolgende erweiterte Lebensdauerberechnung zu tendenziell niedrigeren Lebensdauern führen.

3.1.1.2 Oszillierende Hubbewegungen bei Linearachsen

Ein kleiner Schwenkwinkel beim Kugelgewindetrieb resultiert in einem kleinen Hub bzw. Kurzhub. Beide lassen sich mit dem Zusammenhang aus Bild 3.5 bzw. Gleichung (3.7) in einander überführen.

Für Linearwälzlager mit Kugelrückführung nach [DIN ISO 14728-1 2005] ist Kurzhub als eine Längsbewegung, die kleiner als die doppelte tragende Länge einer Kugelkette l_r ist, definiert.



$$\frac{l_s}{\theta} = \frac{P_h}{360^\circ} \cong \frac{P_h}{2\pi} = \tan \varphi \quad (3.7)$$

Bild 3.5: Zusammenhang zwischen Schwenkwinkel und Hub

Hersteller, wie SKF in [SKF11], geben Korrekturfaktoren f_s an, mit denen Gleichung (2.6), wie in Gleichung (3.8) beschrieben, erweitert werden kann.

$$L_{10m} = f_s \cdot L_{10} \quad (3.8)$$

In Bild 3.6 ist der Verlauf eines solchen Korrekturfaktors dargestellt.

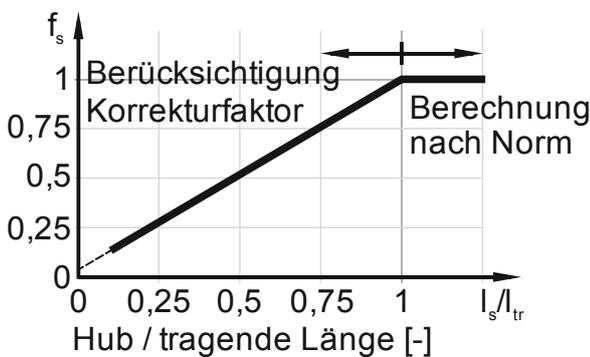


Bild 3.6: Kurzhubfaktor nach [SKF11, Seite 14]

Auch Yagmur führt in [YAGMUR14, Seite 118] analog hierzu einen Hubfaktor f_L ein, der den Betrag der aufgebrachten Last innerhalb der Lebensdauergleichung modifiziert. Der Faktor f_L ergibt sich dabei gemäß Gleichung (3.9) in Abhängigkeit von der Anzahl an Umdrehungen U pro Hubbewegung.

$$f_L = \begin{cases} \frac{2}{\sqrt{U}} & \text{für } U < 4 \\ 1 & \text{für } U \geq 4 \end{cases} \quad (3.9)$$

Damit wird bei Linearwälzlagern und Kugelgewindetrieben im Kurzhubbetrieb ein grundsätzlich anderes Verhalten beschrieben, als bei oszillierend bewegten Wälzlagern. Bei den Ansätzen für rotierende Lager bleibt die Anzahl ertragbarer Überrollungen je Laufbahnabschnitt konstant, wohingegen bei Linearwälzlagern und Kugelgewindetrieben eine Reduktion vorgenommen wird.

Dies lässt sich zum einen auf die abweichenden Definitionen der Tragzahl zurückführen. Zum anderen basieren die Korrekturfaktoren der Hersteller auf empirischen Daten,

die bereits den Schmierzustand beinhalten, der bei Wälzlagern durch den zusätzlichen a_{ISO} -Faktor berücksichtigt wird.

3.1.2 Hämmernde axiale Lasten

Die Lebensdauerberechnungen nach [DIN ISO 281 2010] und [DIN ISO 3408 2011] gehen jeweils von konstanten Lastniveaus innerhalb eines Lastkollektivs aus. Zur Berücksichtigung zeitlich veränderlicher, kontinuierlicher Lasten, die mit Sinus- oder Sägezahnverläufen beschrieben werden können, finden sich unter anderem in [BRÄNDLEIN98] oder [HARRIS07] Näherungsgleichungen zur Bestimmung einer äquivalenten Last. Wissenschaftliche Arbeiten zur allgemeinen Beschreibung des Einflusses von diskontinuierlichen Lasten, wie Stöße und Vibrationen, stehen bislang nicht zur Verfügung. Stöße werden vielmehr über den in Kapitel 2.3.1 beschriebenen statischen Tragsicherheitsnachweis gemäß Gleichung (2.1) berücksichtigt, fließen aber sonst nicht weiter in die Lebensdauerberechnung mit ein. Des Weiteren beschränken sich die in [HARRIS07], [SKF14] und in weiteren Quellen angegebenen Mindestwerte für die statische Tragsicherheit S_0 allesamt auf Wälzlager.

Aufgrund der Spindelgeometrie im KGT ist eine Vorhersage des Einflusses hämmernder Lasten auf einzelne Schädigungsmechanismen deutlich komplexer. Während ein Teil der Last zu einem Eindringen der Kugelkörper in die Laufbahnen führt, wird ein anderer Teil der Axiallast in eine Rotationsbewegung umgewandelt und ist damit abhängig von der Spindelsteigung bzw. der Trägheit des gesamten Triebstrangs. Die fehlende genaue Kenntnis über die Vorgänge bei hämmernden Lasten hat bei Herstellern von Kugelgewindetrieben zu zahlreichen internen Ergänzungen der genormten Auslegungsrichtlinien geführt. So berücksichtigen einige Hersteller die Auswirkungen von Vibrationen auf die Lebensdauer durch einen entsprechenden Korrekturfaktor f_B , der jedoch jeweils unterschiedlich bestimmt wird und auf verschiedene Teile der genormten Lebensdauerberechnung Einfluss nimmt, wie zum Beispiel in [HIWIN12], [UMBRA02], [FLI12] und [KORTA09].

$$P_m \text{ ([HIWIN12])} = \sqrt[3]{\sum_{j=1}^n P_j^3 \cdot \frac{n_j}{n_m} \cdot \frac{q_j}{100} \cdot f_{Bj}^3} \quad (3.10)$$

$$L \text{ ([UMBRA02])} = \left(\frac{C_a}{P_m \cdot f_B} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (3.11)$$

$$P_m ([KORTA09]) = \frac{2 \cdot P_m'}{f_B + f_{B1}} \tag{3.12}$$

Darüber hinaus finden sich in einigen Herstellerkatalogen die Norm ergänzende Ausführungen zum statischen Grenzfaktor, zur Berechnung der maximalen Drehzahl aus Drehzahlkennwert und Biegeschwingungen, zum Versagen des Kugelgewindetriebs durch Ausknicken, zur Auswirkung der Durchbiegung durch Eigengewicht, zur thermischen Ausdehnung sowie Möglichkeiten zur Berechnung von Momenten, Leistungen und Wirkungsgrad [STEINMEYER05], [EICHENBERGER12], [FLI12], [HEPCO12], [HIWIN12], [I+F12], [KAMMERER08] etc.

In Bild 3.7 wurde jeweils die nominelle Lebensdauer eines KGTs für ein fiktives Lastkollektiv bestimmt. Dabei wurden eventuelle Korrekturwerte für die Einschaltdauer zu eins gesetzt. Zu wählende Korrekturbeiwerte wurden für den Fall „mittlere Stöße“ bzw. „Kurzhub“ gewählt.

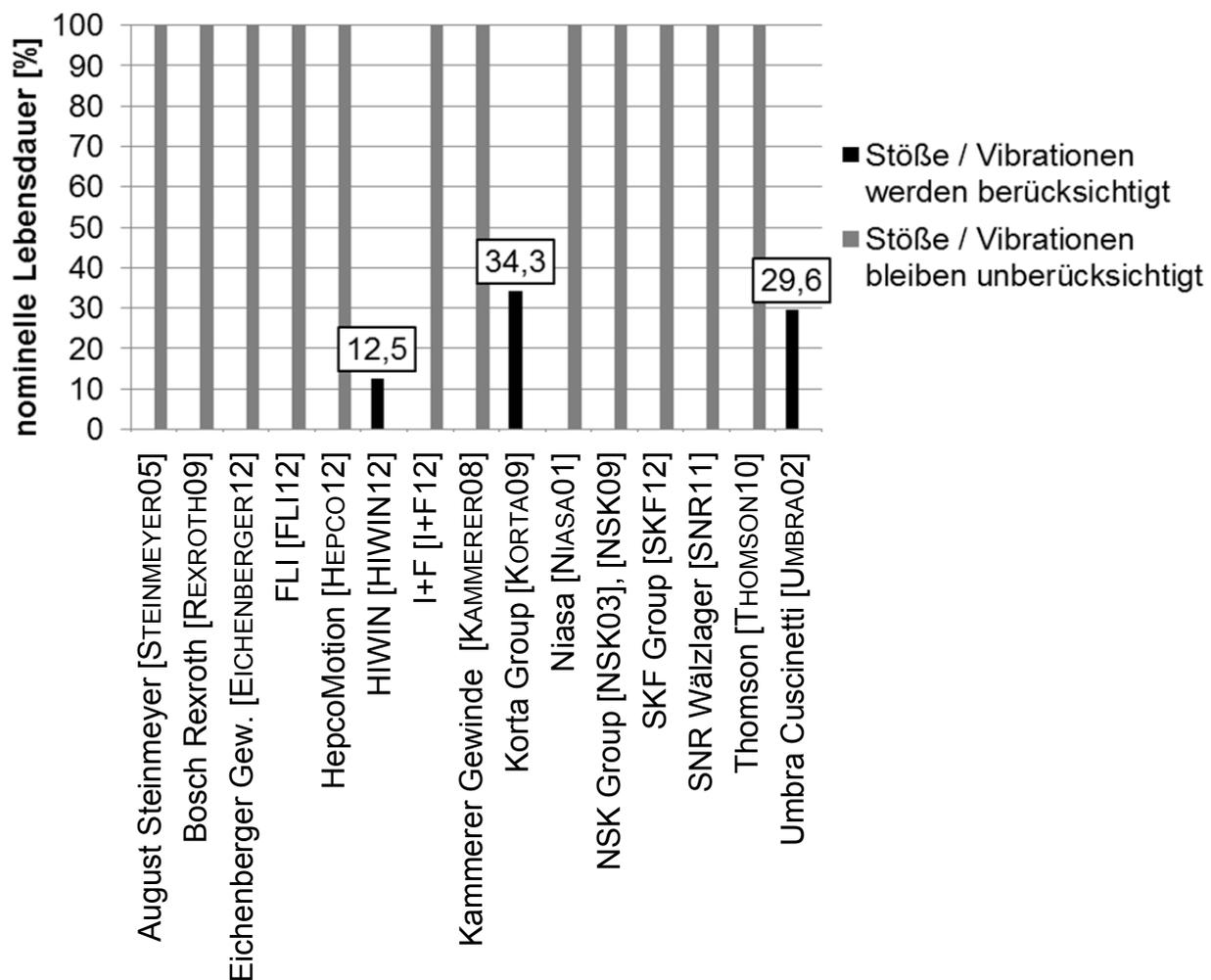


Bild 3.7: KGT-Hersteller und deren Berücksichtigung von Stößen bzw. Vibrationen

Ansätze zur Berücksichtigung von Stößen und Vibrationen zeigen eine teils deutliche Reduzierung der zu erwartenden Lebensdauer.

Die geringe Verbreitung von Berechnungsansätzen und die große Varianz innerhalb der zur Verfügung stehenden Berechnungsmethoden deuten auf die mangelnde Kenntnis des Einflusses von Vibrationen sowie Stößen und den daraus resultierenden Forschungsbedarf hin.

3.1.3 Ungleichförmige Lastverteilung

Aufgrund des elastischen Verhaltens der Lagerwerkstoffe werden beim Radiallager lastabhängig unterschiedlich große Laufbahnabschnitte belastet und mit dem Lastzonenwinkel ψ gemäß Bild 3.8 beschrieben. Diesem Verhalten wird durch die Einführung eines konservativen Vorfaktors bei der Ermittlung der dynamischen Tragzahl gemäß [DIN 26281 2010] Rechnung getragen.

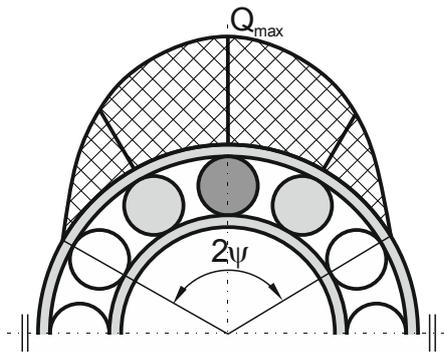


Bild 3.8: Lastzonenwinkel ψ nach [HOUPERT99]

Im Gegensatz zum Radiallager unter Radiallast, ist beim Axiallager unter reiner Axiallast von einer homogenen Lastverteilung über sämtliche Wälzkörper auszugehen.

Dieser Annahme liegt auch die Tragzahlbestimmung von Kugelgewindetrieben zugrunde, welche die Kugelkette als Hintereinanderschaltung identischer Axial- bzw. Axialschräggugellager auffasst.

Dem gegenüber hat [FORSTMANN10] mittels FEM eine ungleichförmige Lastverteilung, mit den höchsten Kontaktspannungen im Bereich der Lasteinleitung nachgewiesen und ein modifiziertes Berechnungsverfahren für die nominelle Lebensdauer vorgestellt. Dabei berechnet er die Lebensdauer eines jeden Umlaufes und erhält mittels Additionssatz der Wahrscheinlichkeit die Lebensdauer des Gesamtkugelgewindetriebs nach Gleichung (3.13), wie sie bereits von [LUNDBERG47, Seite 46] für vollständige Lagerungen bzw. Lagersysteme definiert wurde. [FORSTMANN10, Seite 46]

$$\frac{1}{L_{10}} = \left[\sum_i \left(\frac{1}{L_{10,i}} \right)^{\frac{10}{9}} \right]^{\frac{9}{10}} \quad (3.13)$$

Der Ansatz von Forstmann geht von einer homogenen Lastverteilung innerhalb eines einzelnen Umlaufs aus, weshalb die Betrachtung eines Kreissegments in seinen Untersuchungen genügt. Ungleiche Lastverteilungen innerhalb eines Umlaufs können damit nicht bzw. nur mit der Bildung einer äquivalenten Belastung für rotierende Anwendungen berücksichtigt werden.

Mei et al. haben neben der Lastverteilung den Einfluss von Fehlstellen auf der Laufbahn, damit einhergehende Lastüberhöhungen an einzelnen Kugeln und daraus resultierende Änderungen in der Steifigkeit des Kugelgewindetribs untersucht. Der Einfluss auf die Lebensdauer wird dabei nicht berücksichtigt. [MEI03]

Eine Lastverteilung, wie sie in Bild 1.4 dargestellt ist, kann bislang nicht ausreichend berücksichtigt werden.

3.2 Verschleißberechnung

Die Reibung kann definiert werden als der Verlust an mechanischer Energie beim Ablaufen oder Beginnen bzw. Beenden einer Relativbewegung sich berührender Stoffbereiche. Verschleiß ist die infolge Reibung eintretende bleibende Formänderung und bzw. oder Stoffänderung der die Oberfläche von Festkörpern bildenden Stoffbereiche, die außerhalb einer technologisch beabsichtigten Formgebung oder Stoffänderung liegen. [FLEISCHER72]

Abhängig vom Verschleißmechanismus zeigt Bild 3.9 typische Schadensverläufe.

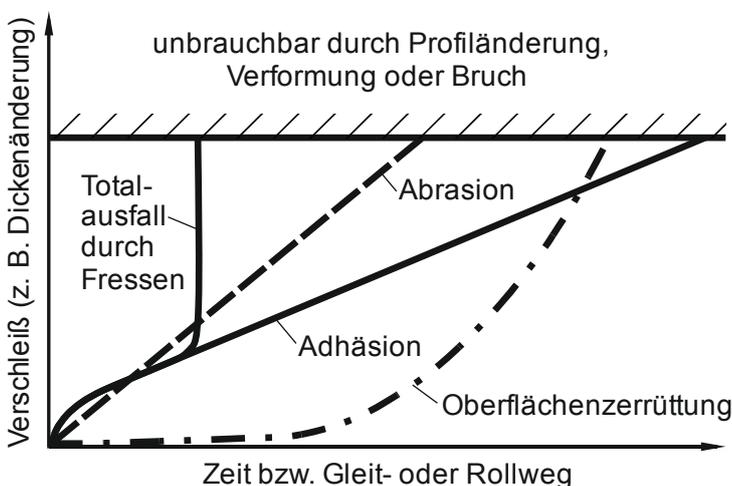


Bild 3.9: Verlauf unterschiedlicher Verschleißmechanismen [SOMMER10, Seite 29]

Während es beim Fressschaden zum plötzlichen Versagen kommt, findet beim adhäsiven und abrasiven Verschleiß ein kontinuierlicher Materialabtrag statt. Oberflächenzerrüttung (Ermüdung) ist dagegen von einer längeren Phase geringer Schädigung geprägt, bevor es anschließend zunehmend zu Oberflächenschäden kommt.

Nach [ESCHMANN64, Seite 89f] führt der Verschleiß in Wälzlagern zu einer Zunahme des Radialspiels im Lager, was zu einer reduzierten Führungsgenauigkeit und steigenden Laufgeräuschen führt. In vorgespannten Lagerungen verringert sich die Vorspannung, was in einer reduzierten axialen Steifigkeit und somit einer geringeren axialen Positioniergenauigkeit resultiert. In [ESCHMANN64, Seite 96] werden Erfahrungswerte für den zulässigen Verschleiß für gängige, industrielle Anwendungen anhand des dort eingeführten Verschleißfaktors f_v zur Verfügung gestellt. Ein allgemeiner Beschreibungsansatz ist darin allerdings nicht enthalten. Auch Haberkern beschreibt in [HABERKERN98] Ansätze zur Lebensdauersteigerung, wobei er den Verschleiß durch verschiedene Arten der Beschichtung zu minimieren versucht. Ein darüber hinaus gehendes, umfassendes Berechnungsmodell existiert bislang jedoch nicht.

3.2.1 Allgemeine Verschleißberechnung

Bei der Verschleißberechnung haben sich zwei grundsätzliche Herangehensweisen herausgebildet [HOLLAND78]. Das klassische Verschleißmodell nach Archard, das dieser in [ARCHARD53] beschreibt, geht von einem linearen Zusammenhang zwischen Normalkraft und Mikrokontaktstellen aus. Bei Kontakt kommt es demnach zu Mikroverschweißungen, die beim Weitergleiten der Kontaktpartner zu Ausbrüchen an der Oberfläche führen. Dabei kann nach [WOLF08] vereinfachend ein linearer Zusammenhang zwischen Verschleißvolumen, Normalkraft und Reibweg angesetzt werden.

Die moderne Berechnung des Verschleißes basiert auf den Arbeiten von Fleischer, die er in [FLEISCHER76-1] erstmals beschreibt und dann kontinuierlich weiterentwickelt. Er formuliert einen Energieansatz, welcher eine Verschleiß-Energiedichte e_v als Verhältnis von Reibungsarbeit W_R und Verschleiß-Volumen V_v bzw. Reibungsvolumen V_R definiert [FLEISCHER04-1]. Hiermit lässt sich die „Verschleiß-Grundgleichung“ für die auftretende Reibschubspannung τ_R formulieren.

Analog geht Fleischer in [Fleischer04-2] bei der Definition einer Verformungs-Energiedichte e_{def} vor, mit welcher der Einfluss von Eindrückungen durch Partikel ermittelt werden kann.

Nach Festlegung eines zulässigen Verschleißvolumens bzw. eines maximalen Abtrags, lässt sich in Anlehnung an Bild 3.10 ein einfacher Ansatz zur Bestimmung der Lebensdauer nach der Einlaufphase definieren.

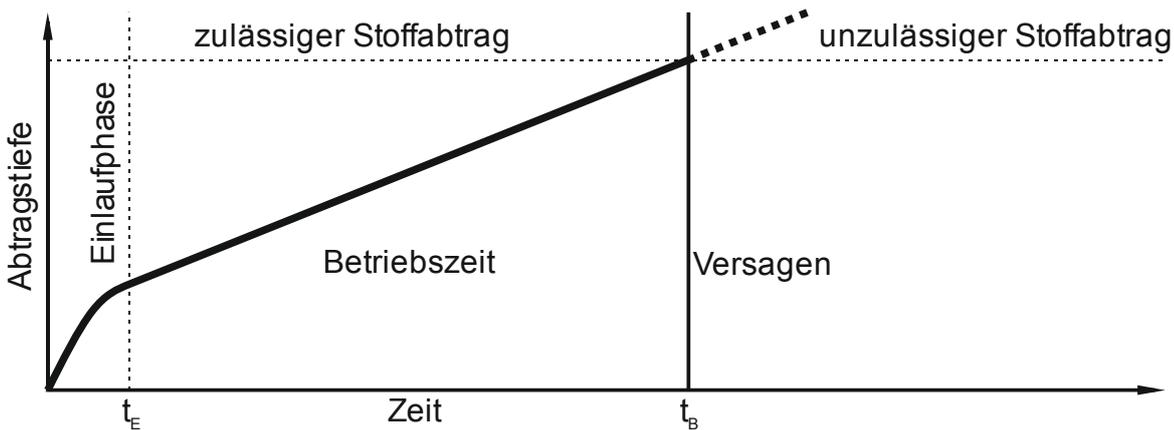


Bild 3.10: Grundlage für Lebensdauerberechnung mittels Verschleiß-Energiedichte nach [FLEISCHER76]

Bei der Beschreibung einer Verschleißlebensdauer ergeben sich zwei grundsätzliche Probleme. Zunächst ist das Ende der Einlaufphase schwierig zu definieren. Dies kann teilweise durch einen Schmierstoffaustausch nach ausreichend langer Zeit und Start der Lebensdauerberechnung ab diesem Zeitpunkt umgangen werden. Ein größeres Problem ist die Definition eines zulässigen Stoffabtrags, der für jede Anwendung variieren kann.

Daher war es bislang nicht möglich ein „allgemeines Verschleißlebensdauermodell“ zu formulieren.

3.2.2 Verschleißberechnung am Wälzlager

Der Ansatz der Verschleiß-Energiedichte wird von Holland in [HOLLAND78] weitergeführt und mit Hilfe der Ansätze des Hertz'schen Kontaktes auf die Laufbahnen im Wälzlagerkontakt übertragen.

Dabei untersucht Holland systematisch die Einflüsse von Temperatur, Last sowie Luftfeuchtigkeit auf die Gebrauchsdauer von feststoffgeschmierten Wälzlagern. Es werden verschiedene Arten der Schmierstoffauftragung betrachtet, die einen wesentlichen Einfluss auf die erzielbaren Lastwechsel haben [HOLLAND78]. Schon verhältnismäßig

geringe Temperaturerhöhungen führen zu einer deutlichen Reduktion der Gebrauchsdauer [HOLLAND78, Seite 215].

Das schmierstoffabhängige Verschleißverhalten axial belasteter Wälzlager untersucht Wolf in [WOLF08]. Er betrachtet unter anderem die Effekte des Einlaufverschleißes, welcher zu Beginn der Lebensdauer eines Lagers auftritt, und die dabei entstehenden Partikel, welche die Ausgangssituation für das weitere Verschleißverhalten bilden. Ihm folgen die Ansätze von Forstmann in [FOSTMANN10], der in seinem Verschleißmodell ebenfalls eine „Vorschädigung“ durch initial vorhandene Verschleißpartikel berücksichtigt.

An einem schmierstoffabhängigen Verschleißlebensdauermodell haben darüber hinaus Van de Sandt, Wolf, Hentschke und Berninger in auf einer aufbauenden Arbeiteten geforscht [VAN DE SANDT01], [WOLF06], [HENTSCHE11], [BERNINGER15]. Während in [VAN DE SANDT01] zunächst relevante Parameter ermittelt und grundlegende Zusammenhänge beschrieben werden, untersuchen Wolf und Hentschke den Einfluss des Schmierstoffs und der Baugröße auf die Verschleißlebensdauer. Demnach sind wesentliche Parameter die Schlupfzustände im Kontakt, die Pressung und die Schmierfilmhöhe sowie die Oberflächenhärte [WOLF06], [HENTSCHE11]. Berninger untersucht zuletzt in [BERNINGER15] den Einfluss von Regenerationszeiten auf bereits geschädigte Oberflächen, wobei unter Regenerationszeit die Zeit zwischen zwei Überrollungen verstanden wird. Damit ist diese Zeit abhängig von Bauart und Drehzahl des Wälzlagers. Es zeigen sich teilweise widersprüchliche Ergebnisse. Eine Erhöhung der Regenerationszeit beider Kontaktpartner führt zu einer Reduktion der Beanspruchbarkeit, eine Regenerationszeiterhöhung nur eines Partners dagegen zu einer Steigerung. [BERNINGER15, Seite 27]

3.2.3 Stillstehende Lager unter schwingender Beanspruchung

3.2.3.1 Erscheinungsformen

Trotz Quasi-Stillstand können die Wälzkontakte eines Lagers durch Vibrationsanregungen dynamischen Beanspruchungen und kleinen oszillierenden Schwenkbewegungen unterworfen sein. Die hieraus resultierende mögliche Schädigung wurde erstmals von Almen in [ALMEN37] dokumentiert und als False Brinelling-Schaden bezeichnet. Er beobachtete beim Transport von Pkws per Schiff oder Eisenbahn Muldenbildungen an deren Radlagern. Der Begriff leitet sich von dem gleichnamigen Härteprüfverfahren nach [DIN EN ISO 6506 2015] ab, bei dem eine harte Kugel in eine metallische Ober-

fläche gedrückt wird, wodurch sich diese plastisch verformt. Im Gegensatz zu diesem, wie in Bild 3.11 dargestellt, „Real“ Brinelling, handelt es sich beim False Brinelling jedoch um einen tribologisch induzierten Verschleißmechanismus [SCHADOW10-1].



Bild 3.11: Stillstandsmarkierungen (Überlast) am Außenring eines zweireihigen Pendelkugellagers, nach [SKF08, Seite 11]

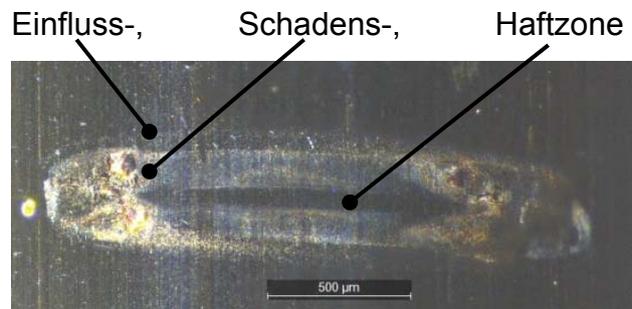


Bild 3.12: False Brinelling Marke (Riffel) an einem Schrägkugellager (vgl. Anhang A.1)

Der Entstehungsmechanismus von False Brinelling-Schäden ist bislang nicht eindeutig geklärt. Im Allgemeinen tritt er bei kleinen Relativbewegungen zwischen Wälzkörper und Laufbahn auf. Diese können die Folge von extern eingeleiteten Vibrationsbewegungen oder Änderungen in der Hertz'schen Kontaktellipse durch wechselnde Lasten sein. Da der Begriff der „kleinen Bewegung“ je nach Auffassung unterschiedlich definiert wird, können eine Vielzahl von Mechanismen wirksam sein. Im deutschen Sprachgebrauch haben sich für False Brinelling u. a. die Begriffe „Stillstandsmarkierung“, „Riffelbildung“ und „Muldenbildung“ etabliert, welche teilweise unterschiedlich definiert sind, sich aber nicht eindeutig gegeneinander abgrenzen lassen.

Mundt und Pittroff beobachten in [MUNDT63] insbesondere an Wälzlagern mit Linienkontakten Riffelbildungen. Sie begründen deren Entstehung durch lokale Kaltverfestigung einzelner Rauheitsberge in der Kontaktzone infolge der externen Anregung, welche im Folgenden ausbrechen, korrodieren und zu einem erhöhten Verschleiß in den Laufbahnen führen. Insbesondere ab Schadenstiefen von $3 \cdot 10^{-4} \cdot D_w$ können diese bei weiteren Kugelüberrollungen Ausgangspunkt von Ermüdungsrissen sein [MUNDT63, Seite 9]. Als Gegenmaßnahmen nennen sie die Wahl eines geeigneten Schmiermittels, Oberflächenbehandlungen wie Sandstrahlen zur Erzeugung von Schmierstoffdepots in der Laufbahn sowie Reduzierung des radialen Spiels bzw. Vorspannen des Lagers. Jede der genannten Maßnahmen begünstigt jedoch andere Schadensursachen bzw. reduziert Qualitätsmerkmale. So bewirkt eine sandgestrahlte Oberfläche ein deutlich

höheres Laufgeräusch, ein vorgespanntes Lager neigt eher zur Bildung plastischer Deformationen in der Kontaktzone. [MUNDT63]

Thiede und Deters beobachten in [THIEDE99] bei Untersuchungen zum Schmierungsverhalten von langsam oszillierenden Gleit- und Wälzbewegungen, wie sie bei Gelenklagern auftreten, die Bildung von Verschleißmulden. Im Umkehrpunkt einer Oszillationsbewegung ist die Winkelgeschwindigkeit Null. Es kann zum Abriss des trennenden Schmierfilms zwischen Wälzkörper und Laufbahn und somit zu Grenzreibung kommen. Hierdurch steigt in diesem Bereich der Betrag der Reibung und somit der Tangentialkräfte, was zu Schäden durch Fressen und zu plastischen Verformungen führen kann [THIEDE99, Seite 33, 43]. Die beobachteten Verschleißmulden treten im modifizierten FE8-Test gemäß [DIN 51819 1999] nur bei den „oberen“ Wälzkörpern auf. Hieraus lässt sich schließen, dass eingebrachtes Fett im Betrieb nach unten fließt und durch die Oszillationsbewegung (hier $\pm 5^\circ$) nicht in ausreichendem Maße zurückgefördert wird. [THIEDE99]

In jüngerer Zeit haben Grebe sowie Schadow und Deters in [GREBE12], [SCHADOW10-1], [SCHADOW10-2] und [SCHADOW15] Untersuchungen zu False Brinelling-Schäden durchgeführt. Grebe nutzt hierzu einen vertikal angeordneten Prüfstands Aufbau, mit dem er statisch vorgespannte Axiallager oszillierenden Schwenkbewegungen aussetzt. Demgegenüber verwenden Schadow und Deters einen horizontalen Prüfaufbau in Anlehnung an [DIN 51819 1999], welchen sie durch Piezoaktoren zur dynamischen axialen und radialen Lastaufbringung erweitern. Alle untersuchen den Einfluss unterschiedlicher Schmierstoffe, Frequenzen, Schwenkwinkel, Temperaturen und Beschichtungen.

Nach den Ausführungen in [SCHADOW10-2] kommt es bei stillstehenden Wälzlagern unter oszillierender externer Lasteinleitung zu Mikrogleitbewegungen zwischen Wälzkörpern und Laufbahnen, die zu einer Oberflächenzerrüttung der Laufbahn im Bereich des Hertz'schen Kontakts führen können. Schadow untersucht mehrere Einflüsse auf die Entstehung von False Brinelling-Schäden bei axialer Lasteinleitung und bei Schwenkwinkeln von bis zu $\pm 1^\circ$. Hierzu gehören insbesondere die Art des Schmierstoffs, wobei er zwischen Öl, Fett und verschiedenen Arten der Additivierung variiert, sowie die Betriebstemperatur, welche im Versuch auf -20°C und Raumtemperatur eingestellt wurde. Es zeigt sich, dass es bei stillstehender Lagerung und dynamischer Lastaufbringung nur zu geringer Schädigung kommt, wohingegen oszillierende Schwenkbewegungen in Kombination mit dynamischer Lastaufbringung starke Schäden

hervorrufen. Ölschmierung sei grundsätzlich besser zur Vermeidung von False Brinelling-Schäden geeignet als Fettschmierung. Des Weiteren weist Shadow darauf hin, dass beim Einsatz von Fetten auf eine hohe Ölabscheidung bzw. einen niedrigen Speichermodul zu achten ist [SCHADOW10-1]. DLC-Schichten in Verbindung mit Stahlkugeln erzielten außerordentlich gute Ergebnisse. Es konnten jedoch keine allgemeinen Zusammenhänge zwischen Fetteigenschaften und Verschleißvolumina ermittelt werden. Es werden Kriterien zur Untersuchung von False Brinelling festgelegt. Analytische Zusammenhänge oder Beschreibungsansätze werden hierbei nicht hergeleitet. [SCHADOW10-2]

Grebe kommt in [GREBE12] und [GREBE13] zu vergleichbaren Ergebnissen. Er unterteilt jedoch den Begriff des False Brinellings abhängig vom Schwenkwinkel in eine verschleißfreie und eine verschleißbehaftete Muldenbildung. Ähnlich wie [HARRIS09] definiert er einen Winkel, bei dem Teile der Berührflächen nie die Kontaktzone verlassen. Bei so kleinen Bewegungen wird der Verschleiß von örtlich hohen Tangentialspannungen dominiert, die zu lokalen Plastifizierungen führen und so ohne Verschleißpartikelbildung Vertiefungen in den Laufbahnen formen. Bei größeren Schwenkwinkeln kommt es in zunehmendem Maße zu Oxid- und Partikelbildung, was auf eine Fressschädigung schließen lässt. Aufgrund der nur kurzzeitig freigelegten Kontaktflächen kann Schmierstoff nur unzureichend nachfließen. Partikel verbleiben somit im Kontakt und wirken zunehmend verschleißfördernd. [GREBE13]

Während die verschleißfreie Muldenbildung somit in erster Linie von den Werkstoffen der Wälzpartner und deren Oberflächenbeschaffenheit abhängig ist, wird die verschleißbehaftete Muldenbildung durch die Eigenschaften der Schmierung bestimmt.

In [SCHADOW16] wird aufbauend auf einem transienten FE-Modell eines Schrägkugellagersegments der auftretende Schlupf zwischen Kugel und Laufbahn beschrieben. Damit kann der Schlupf in die einzelnen Komponenten Differentialschlupf, Kraftschlusschlupf, Bohrschlupf sowie Schlupf infolge dynamischer Kontaktnormalkräfte unterteilt werden. Durch Summation der in der Simulation ermittelten Gleitwege definiert Shadow den „kumulierten Gleitweg“ mit welchem eine False Brinelling Marke qualitativ abgebildet werden kann [SCHADOW15, Seite 27]. Im Versuch konnte im Folgenden nachgewiesen werden, dass mit zunehmender Laufbahnhärte das Ausmaß an False Brinelling Schädigung zurückgeht. Der Einsatz keramischer Wälzkörper hatte teilweise positiven, aber auch negativen Einfluss. [SCHADOW15]

Dennoch setzen Wälzlagerhersteller bei False Brinelling gefährdeten Anwendungen, wie in [SCHAEFFLER11] dargelegt, auf Lager mit keramischen Wälzkörpern und begründen dies mit der besseren Eignung von Hybridlagern im Betrieb unter Mischreibungsbedingungen.

3.2.3.2 Berechnungsansätze

Ausgehend von den Untersuchungen in [MUNDT63] stellt Breward in [BREWARD73] einen ersten Ansatz für die Berechnung einer False Brinelling Lebensdauer vor. Dabei überführt er die von Mundt und Pittroff eingeführte Schadenstiefe in eine im Labor einfacher zu messende Schadensbreite b gemäß Gleichung (3.14), in Abhängigkeit von der Betriebsdrehzahl n , wenn das Lager außerhalb von den False Brinelling Bedingungen betrieben wird. [BREWARD73]

Aus diesen Angaben zeigt sich bereits, dass Breward False Brinelling Marken anders definiert als [Schadow10-1] oder [Grebe12], da sich bei ihnen die Ausmaße der Markierung, entsprechend Bild 3.12, in der Größenordnung der Hertz'schen Kontaktellipse bewegen. Abgesehen vom Kugeldurchmesser fließen in Brewards Ansatz keine weiteren Faktoren ein.

$$b = 0,018 \cdot k \cdot D_w, \text{ mit } k = \begin{cases} 1 & \text{für } \frac{1}{2} n_{\text{grenz}} < n \leq n_{\text{grenz}} \\ 2 & \text{für } n \leq \frac{1}{2} n_{\text{grenz}} \end{cases} \quad (3.14)$$

Ausgehend von Untersuchungen in [PITTROFF64], wo erreichbare Lebensdauern nach einem False Brinelling Schaden untersucht werden, führt Breward mit Gleichung (3.15) eine zulässige Betriebsdauer L_v ein, in der ein Lager unter False Brinelling Bedingungen eingesetzt sein darf, bevor es zu kritischen Vorschädigungen kommt. Diese ist abhängig von der Anzahl zulässiger Lastwechsel bzw. Schwingspiele N_v und der Frequenz der Anregung f . [BREWARD73]

Des Weiteren wird ein Faktor zur Berücksichtigung der Schmierstoffs A eingeführt.

$$L_v = \frac{N_v \cdot A}{3600 \cdot f}, \text{ mit } A = \begin{cases} 15 & \text{für Fettschmierung} \\ 30 & \text{für Ölschmierung} \end{cases} \quad (3.15)$$

Die Anzahl zulässiger Lastwechsel N_v lässt sich dabei nach Bild 3.13 ermitteln. Aus [BREWARD73] geht nicht hervor, warum der Schmierstoff bei der Bestimmung von L_v berücksichtigt wird, bei der Anzahl zulässiger Lastwechsel N_v jedoch nicht.

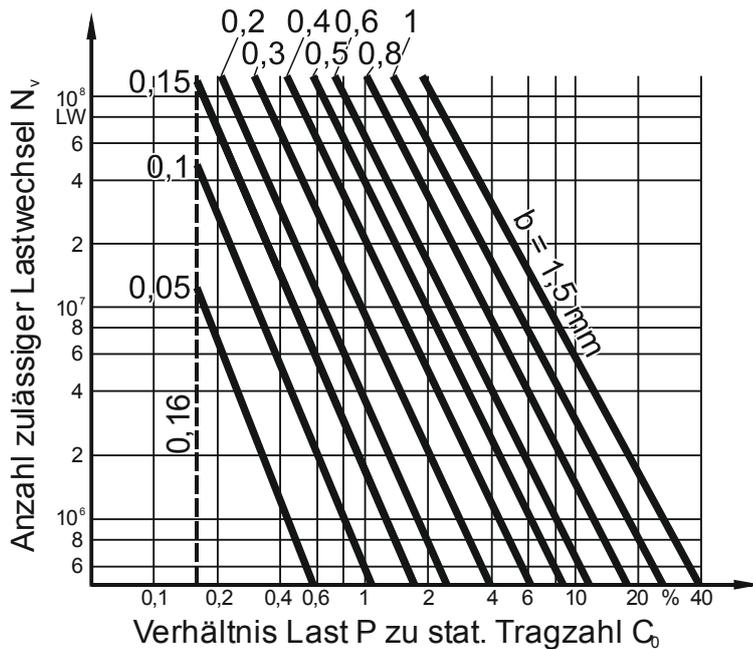


Bild 3.13: Ermittlung der zulässigen Lastwechselzahl unter False Brinelling Bedingungen nach [BREWARD73]

Vorausgesetzt, dass die Wälzkörper bei einer zwischenzeitlichen, größeren Bewegung nicht wieder an der gleichen Stelle der Laufbahn zum Stehen kommen, beginnt die Berechnung von L_v bei erneuten False Brinelling Betriebsbedingungen wieder von vorne. [BREWARD73]

Durch die Vernachlässigung von Werkstoffen, der nur groben Einteilung des Schmierstoffs hinsichtlich Öl- oder Fettschmierung sowie der unterschiedlichen Definition der Schadensgröße gegenüber der heutigen Definition von False Brinelling Marken, ist der von Beward hergeleitete Ansatz höchstens für eine erste Abschätzung des zulässigen Betriebs unter False Brinelling Bedingungen geeignet.

Vergleichbare Schadensbilder, wie das False Brinelling bei Wälzlagern, wurden von Erichello in [ERRICHELLO04] an Zahnrädern sowie von Breitenbach und Kunze in [BREITENBACH15-1] bzw. Breitenbach, Kunze, Illner und Deters in [BREITENBACH15-2] an Zahnkupplungen beobachtet. Bei Zahnkupplungen vollführt der Punktkontakt nur kleine Gleitbewegungen bei kleinen Verlagerungswinkeln und gleichzeitig unzureichenden Schmierungsbedingungen, wodurch Fresserscheinungen auftreten. Mit Hilfe der tatsächlichen spezifischen Reibleistung q nach Gleichung (3.16), der kritischen (zulässigen) spezifischen Reibleistung q_{krit} (Gleichung (3.17)), die sich aus [FLEISCHER04-2] ergibt, und den genormten Ansätzen zur Bestimmung der Flächenpressung an Zahnflanken, kann ein Sicherheitsbeiwert für das Auftreten von Fressschäden gemäß Gleichung (3.18) abgeleitet werden.

$$q = p \cdot v_{gl} \cdot \mu \rightarrow q_{max} \quad (3.16)$$

$$q_{krit} = e_{def,total} \cdot k_m \cdot v_{gl} \cdot p_{zul}, \text{ mit } p_{zul} \text{ nach [DIN 3990 1987]} \quad (3.17)$$

$$S_q = \frac{q_{krit}}{q_{max}} \quad (3.18)$$

Hierbei sind die Faktoren $e_{def,total}$ und p_{zul} komplett und k_m teilweise vom jeweiligen Werkstoff abhängig. Darüber hinaus sind exakte Kenntnisse über das Einfederungsverhalten und Bewegungsverhalten der Kontaktpartner erforderlich.

Durch Definition einer zulässigen Verschleißhöhe und Ermittlung der bauteilspezifischen Reibungsarbeit sind die Autoren in der Lage, in einem zweiten Schritt einen Ansatz zur Bestimmung einer Verschleißlebensdauer für den Anwendungsfall Zahnkupplung herzuleiten. [BREITENBACH15-2]

Ob das Verfahren geeignet ist, um Fressschäden bei Wälzlagern im Stillstand abzubilden bzw. eine Verschleißlebensdauer vorherzusagen, wurde bislang nicht untersucht.

3.2.3.3 Fazit

Die starke Abhängigkeit der False Brinelling-Entstehung von Faktoren, wie Werkstoffpaarung, Schmierstoffeigenschaften und Beanspruchungszustand, haben bislang keine Herleitung eines allgemeinen Ansatzes zur Berechnung einer False Brinelling Lebensdauer ermöglicht. Es konnte jedoch in [SCHADOW10-2] und [SCHADOW15] gezeigt werden, dass die Ermüdungslebensdauer eines False Brinelling vorgeschädigten Lagers massiv reduziert bzw. dass die berechnete nominelle Lebensdauer nicht erreicht wird. Um ein Lager bzw. einen Kugelgewindetrieb im (Quasi-) Stillstand unter dynamischer Lasteinleitung zuverlässig auf eine Ermüdungslebensdauer hin zu dimensionieren, muss durch geeignete Wahl von Schmier- und Werkstoffen das Auftreten von kritischen False Brinelling Marken vermieden werden. In [BREWARD73] wird zwar ein rudimentärer Ansatz zur Bestimmung der zulässigen Stillstandszeit geliefert, dieser vernachlässigt aber Geometrie, Werk- sowie Schmierstoffe. Seine Relevanz für die Praxis ist damit fraglich.

3.2.4 Verschleißberechnung am Kugelgewindetrieb

Jarosch und Forstmann bestimmen in [JAROSCH08] und [FORSTMANN10] ein erweitertes Lebensdauerprognosemodell für Kugelgewindetriebe unter zyklischer Belastung in Kunststoffspritzgießmaschinen. Dabei bauen sie auf den Arbeiten von Haberkern auf. Dieser unterteilt den KGT in [HABERKERN98] entsprechend Bild 2.10 in einzelne Teilsys-

teme, definiert deren Versagensmöglichkeiten und stellt ein Verschleißmodell auf Basis von [KRAGEL'SKIJ83] und [IKRAMOV87] auf, welche ein geometrieunabhängiges Verschleißmodell entwickeln. Während die genormte Auslegung nach [DIN ISO 3408 2011] lediglich den Schadensmechanismus der Ermüdung berücksichtigt, wird zusätzlich Abrasivverschleiß eingeführt, wodurch der Verlust der Vorspannung und somit der Steifigkeit als weiteres Versagenskriterium neben der Lebensdauerberechnung zur Auslegung herangezogen werden kann. Ausgehend von der Verschleißarbeit kann ein Verschleißbetrag bestimmt werden, der zu einer erhöhten Verschmutzung des tribologischen Systems im KGT führt. Wie in [ESCHMANN63] und [ESCHMANN64] an Wälzlagern gezeigt wurde, hat dies eine Reduzierung der Lebensdauer zur Folge.

Die Betriebstemperatur ist in Forstmanns Anwendungsfall konstant, weshalb deren Einfluss unberücksichtigt bleibt. Nach den Ausführungen von [FORSTMANN10] könnte diese jedoch mit den Ansätzen aus [WOLTERS08] mittels Arrhenius-Modell oder Eyring-Modell in den bestehenden Ansatz integriert werden.

3.3 Einfluss des Schmiermittels

Reibung und Verschleiß können durch eine geeignete Art der Schmierung reduziert werden. Es wird die Realisierung einer hydrodynamischen (HD) Schmierung bei Gleitkontakten bzw. einer elasto-hydrodynamischen (EHD) Schmierung bei Wälzkontakten angestrebt [HABERKERN98, Seite 24]. Beide setzen eine ausreichende Relativgeschwindigkeit der Kontaktpartner und genügend sauberen Schmierstoff im Kontakt voraus. Zumindest ersteres ist bei oszillierenden Bewegungen am jeweiligen Umkehrpunkt der Bewegung nicht gewährleistet. Somit ist in einem solchen Fall stets von einer Kombination von Festkörper-, Misch- und ggf. Flüssigkeitsreibung auszugehen.

Bereits leichte Verunreinigungen führen nach [DIN ISO 281 2010, Gleichung 31ff] zu mehr als einer Halbierung der Lebensdauer unter idealen Bedingungen.

Schmierstoffeigenschaften werden an einem genormten Vierkugel-Apparat nach [DIN 51350 2010] oder einem FE8-Prüfstand nach [DIN 51819 1999] ermittelt. Zur Untersuchung des Einflusses von unterschiedlichen Temperaturen, kleinen Schwenkwinkeln und oszillierenden Lasten auf das tribologische System bestehend aus Wälzkörpern, Laufbahnen und Schmiermittel wird insbesondere der FE8-Aufbau durch zusätzliche Möglichkeiten der Klimatisierung, Lasteinleitung (wie in [SCHADOW10-1]) und / oder Zustandsüberwachung (siehe [KNOLL10]) erweitert.

Für eine EHD-Schmierung ist ein ausreichend dicker Schmierfilm nötig. Die nötige Schmierfilmdicke ergibt sich nach [RHODES10] als eine exponentielle Funktion in Abhängigkeit von Viskosität und Betriebstemperatur. Wird eine kritische Schmierfilmdicke unterschritten, kann es zu metallischem Kontakt zwischen den Wälzpartnern kommen. Wie Wolf in [WOLF08] jedoch anmerkt, kann durch geeignete Additivierung eine vorübergehend tragfähige Reaktionsschicht gebildet werden, die das Auftreten von Verschleiß verhindert.

3.3.1 Öl- bzw. Fettschmierung

Wälzlager sind zu ca. 95 % fettgeschmiert [FUCHS10]. Ähnliches gilt für Kugelgewindetriebe. Die Zusammensetzung von Fett ist in Bild 3.14 dargestellt. Die beiden wesentlichen Komponenten sind Grundöl und Dickungsstoff, weshalb Öl- und Fettschmierung an dieser Stelle gemeinsam betrachtet werden sollen. Hinzu kommen diverse Additive und Festschmierstoffe.

Wie Lugt beschreibt kann durch die höhere Viskosität von Schmierfett dieses leichter zurückgehalten werden, was weniger komplexe Dichtsysteme erlaubt [LUGT13]. Poll merkt des Weiteren an, dass hierdurch weniger Schmierstoff benötigt wird [POLL04]. Umgekehrt wird allerdings der Abtransport von Wärme und Verschleißpartikeln erschwert.

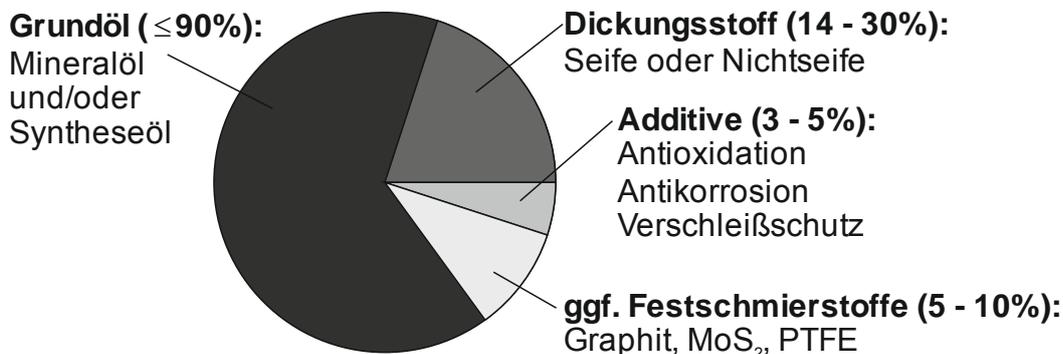


Bild 3.14: Zusammensetzung von Schmierfett nach [FUCHS10]

Fettschmierung lässt sich nach den Ausführungen in [LUGT13] in die drei Phasen Walkphase, Ölseparationsphase und schwerwiegende Unterbrechung des Schmierfilms unterteilen, wobei letztgenannte Phase durch rechtzeitige Nachschmierungen zu vermeiden ist. Zu Beginn der Gebrauchsdauer wird frisch eingebrachtes Fett durch die Wälzkörper in freie Hohlräume verdrängt (Walkphase). Hier gibt das Fett im Folgenden Öl ab, welches von den vorbeigleitenden Wälzkörpern aufgenommen wird und so in den Kontaktstellen verdrängtes oder oxidiertes Schmiermittel ersetzt [LUGT13]. Der Betrag

der Ölabscheidung wird in [DIN 51817 1998] definiert. Es wird deutlich, dass fettgeschmierte Wälzlager eine gewisse Mindestbewegung vollführen müssen, um einen sicheren Schmierfilm am Wälzkontakt sicherzustellen.

Schmierstoffe weisen nach [KÜHL13] ein temperaturabhängiges Schmier- aber auch Alterungsverhalten auf. Die jeweilige Einsatztemperatur wird in [DIN 51825 2004] festgelegt. Wie in [KÜHL98] beschrieben wird, sinkt mit abnehmender Temperatur die Ölabgabe und das Öl versteift sich, wodurch interne Walkverluste ansteigen. Beim Überschreiten einer maximalen Einsatztemperatur setzt Schmierfettabbau ein. Es kommt zu einer übermäßigen Ölabgabe (Ausbluten) in Kombination mit verstärkten Oxidations- und Verdampfungsverlusten. Die Gebrauchsdauer des Fetts wird dadurch deutlich reduziert [KÜHL98]. Nach [BOTS13] resultiert eine Temperaturerhöhung um 15 °C oberhalb von 60 °C bei synthetischen Ölen in einer verdoppelten Ölalterung. Bei Mineralölen erfolgt diese Lebensdauererminderung bereits bei jedem 10 °C-Temperatursprung oberhalb 40 °C. In [LUGT13] wird ein vergleichbarer Effekt ebenfalls bei Schmierfetten beschrieben.

Für Kugellager liegt die ideale Einsatztemperatur für ein Fett nach [KÜHL98] dann vor, wenn die Ölabscheidungsrate mindestens ein Prozent nach [DIN 51817 1998] beträgt [KÜHL98, Seite 4]. Es zeigt sich, dass diese Forderung für Temperaturen unter 20 °C von den wenigsten bei ihm untersuchten Fetten erfüllt werden kann.

Poll führt in [POLL99] grundlegende Untersuchungen zur Wälzlagerfettenschmierung bei niedrigen Temperaturen durch und definiert Kriterien zur Beurteilung der Schmierfähigkeit von Fetten. Dauerhafter Betrieb bei niedrigen Temperaturen liegt demnach dann vor, wenn die Umgebungstemperatur so stark kühlend wirkt, dass die für Fette üblichen Betriebstemperaturen, von in der Regel +40 .. +80 °C, im Betrieb nicht erreicht werden [POLL99, Seite 4]. Es kann ein Zusammenhang zwischen statischer Ölabgabe und Laufzeit bzw. Verschleißwerten beobachtet werden, was in [POLL04] bestätigt wird. Unter Berücksichtigung der Schubspannung und der scheinbaren dynamischen Viskosität kann das zu erwartende Verhalten des Schmierstoffs im Wälzlager beschrieben werden. Darüber hinaus wird ein Verfahren zur Bestimmung der unteren Gebrauchstemperatur eingeführt, welche unter anderem von der Lagerart abhängt. Eine Absenkung der Betriebstemperatur hat eine Steigerung der Viskosität zur Folge, was in sinkenden Ölabscheidungsraten und einem verringerten Adhäsionsverhalten mündet [POLL04, Seite 83f]. Von einer reinen Auslegung auf Basis von physikalischen Größen

rät Poll ab und empfiehlt vielmehr eine experimentelle Validierung entsprechend dem in [POLL04] definierten dynamischen Prüfverfahren.

3.3.2 Festkörperschmierung

Festkörperschmierung kann in Form einer reibungsminimierenden Beschichtung (Anti Friction Coating, AFC) oder als Compound-Werkstoff, z. B. bei Lagerkäfigen, eingesetzt werden.

Die Beschichtungsverfahren können nach [DIN 8580 2003] weiter differenziert werden. Bei dem Verfahren des Lackierens werden Gleitlacke aus Molybdän-Disulfid (MoS_2), Polytetrafluorethylen („Teflon“, PTFE) oder Grafit eingesetzt [KLÜBER11]. Zusätzlich zu Rauheiten von $R_a < 2 \mu\text{m}$ gewährleisten diese einen sicheren Korrosionsschutz und sind bei Kontaktdrücken bis zur Streckgrenze des Grundwerkstoffes einsetzbar [KLÜBER11]. Da sie keinen Beitrag zur Kühlung der Kontaktstellen leisten können, kommen sie für Anwendungen mit großer Wärmeentwicklung im Wälzkontakt bislang nicht in Betracht. Chiba et al. weisen in [CHIBA91] die Einsetzbarkeit feststoffgeschmierter Kugelgewindetriebe für deren Verwendung im Vakuum für die Raumfahrt nach. Mit einem MoS_2 -beschichteten Kugelgewindetrieb werden Wirkungsgrade von 95 % und 10^7 Lastwechsel im Lebensdauerversuch erzielt. Allerdings sind die Untersuchungen bei niedrigen Lasten (Hertz'sche Pressung $< 160 \text{ MPa}$) durchgeführt worden. In [HOLLAND78] wird eine starke Temperaturabhängigkeit von MoS_2 -geschmierten Wälzlagern nachgewiesen und darüber hinaus die Einflüsse von Luftfeuchtigkeit, Last und verfügbarem Sauerstoff untersucht. Abhängig von den Umgebungsbedingungen kann sich Molybdänoxid oder Molybdänoxysulfid bilden, welche jeweils korrodierende und damit lebensdauersenkende Wirkungen haben [HOLLAND78, Seite 21].

Galvanisch erzeugte Beschichtungen, wie z. B. Chrom, bilden eine verschleißfeste, harte Oberfläche. Die relativ großen Schichtdicken machen Chrombeschichtungen für Lageranwendungen mit Blick auf die geforderten Maßhaltigkeiten allerdings ungeeignet [HABERKERN98, Seite 25].

Abgesehen von der galvanischen Beschichtung steht seit einiger Zeit die Beschichtung aus der Gasphase zur Verfügung. Zur Herstellung sind insbesondere das Chemical Vapour Deposition (CVP) und das Physical Vapour Deposition (PVD) Verfahren verbreitet. Beide Verfahren sind geeignet, um z. B. harte Kohlenstoffschichten (Diamond-like Carbon, DLC) in mikrometerstarken Schichten auf einem Trägermaterial abzuscheiden.

Lagerkäfige aus Grafit oder Grafitpasten erzeugen im Betrieb einen schmierenden Grafitstaub. Die Anwendung ist auf Drehzahlen bis 100 min^{-1} und nur geringe Stoßbelastungen beschränkt. Käfige aus Grafit-Compound können bei Drehzahlen bis 2000 min^{-1} und starker Stoßbelastung eingesetzt werden [SKF09].

Des Weiteren ist aufgrund von Regularien in der Lebensmittelindustrie häufig nur der Einsatz festkörpergeschmierter KGTs möglich.

Festkörperschmierung dient damit vor allem der Steigerung bzw. Sicherstellung der Gebrauchsdauer durch Vermeidung von Verschleißerscheinungen oder Erhöhung der Stoßfestigkeit.

3.4 White Etching Cracks (WECs)

Neben der klassischen Ermüdungsrissbildung können im Gefüge nach Schliffbilderstellung und Anätzung mit Nital Risse detektiert werden, die unter dem Mikroskop weiß erscheinen. Wie Bild 3.15 zeigt, können diese sowohl parallel, als auch schräg zur Laufbahnoberfläche verlaufen. Das Phänomen wird unter anderem als weiß anätzende Risse bzw. White Etching Cracks (WECs) bezeichnet. Sie gehen auf ein nanokristallines, karbidfreies, ferritisches Gefüge zurück, welches den eigentlichen Riss umgibt. [STADLER13], [EVANS13], [HARADA05], [LUYCKX11]

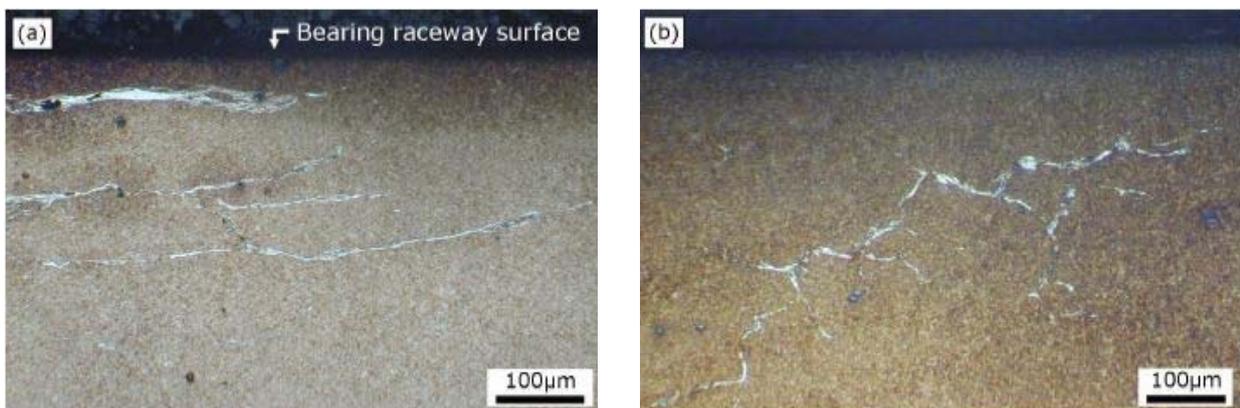


Bild 3.15: White Etching Cracks im Schliffbild [EVANS13]

Die Rissbildung mit anschließenden Abplatzern an der Oberfläche kann bereits nach einer Laufzeit von 5 - 10 % der berechneten Lebensdauer auftreten. Die Risse finden sich dabei meist auf dem Innenring der betroffenen Lager [STADLER13].

Bislang ist der Entstehungsmechanismus von WECs nicht hinreichend geklärt. Nach [EVANS13] werden gegenwärtig drei wesentliche Hypothesen unterschieden:

- WEC-Bildung ausgehend von der Oberfläche: Dabei wird durch hohe Last im Schmierstoff gebundener Wasserstoff an bereits bestehenden Rissflanken freigesetzt. Diese verspröden und begünstigen so ein weiteres Risswachstum.
- WEC-Bildung ausgehend von Fehlstellen im Volumen: Diese Fehlstellen können initial eingebrachte Einschlüsse oder im Betrieb entstandene Butterflies (vgl. Bild 3.16) sein, wobei der Entstehungsmechanismus letzterer ebenfalls noch nicht abschließend geklärt ist.
- WEC-Bildung ausgehend von Gefügeänderungen entlang adiabater Scherbänder („Zonen mit extrem hohen, inhomogenen Schubverzerrungen“ [BAI92] mit entsprechend geringer Aufnahmefähigkeit von Schubbeanspruchungen) in Folge hoher Last: Das neue Gefüge setzt sich aus Bereichen unterschiedlicher Härte zusammen, was eine Rissbildung im weicheren Material ermöglicht. [GEGNER11]

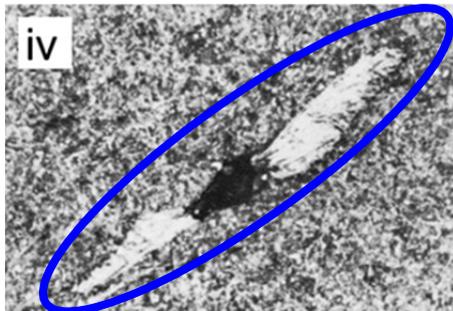


Bild 3.16: Butterfly-Struktur [BADESHIA12, Seite 397]

Die in Bild 3.15 dargestellten WEC-Schäden können aufgrund unterschiedlicher Mechanismen entstanden sein. Daher können alle genannten Ansätze einen Beitrag zur WEC-Entstehung leisten. Es konnte allerdings im Versuch durch das aktive Einbringen von Wasserstoff bei Lasten nahe der Ermüdungsgrenzbelastung der Schadensfortschritt deutlich beschleunigt werden. [RUELLAN13], [RUELLAN14]

Da sowohl klassische Ermüdungsrisse als auch WECs zu Abplatzern führen, hängt der Zeitpunkt des Ermüdungsschadens von den Beanspruchungen im Werkstoff ab, welche einen der beiden Mechanismen begünstigen. Daher beschreibt Stadler in [STADLER16] den in Bild 3.17 dargestellten Ansatz, mit dem er die Rissentstehung im Gefüge sowohl für die klassische Ermüdung als auch die WEC-Schädigung erklären kann und bezeichnet diese als (klassische) Wälzkontaktermüdung oder beschleunigte Ermüdung. Laut Stadler geht einer Rissinitiierung stets eine plastische Deformation in der Mikrostruktur voraus. Diese kann ihre Ursache sowohl in der normalen zyklischen Beanspruchung haben, sie kann aber auch als Folge von Spannungsüberhöhungen an Werkstoffinhomogenitäten oder reduzierter Festigkeit durch Wasserstoffversprödung auftreten. Nach

der Rissentstehung ist der weitere Schadensfortschritt grundsätzlich ähnlich, äußert sich aber in unterschiedlichen Geschwindigkeiten. [STADLER16]

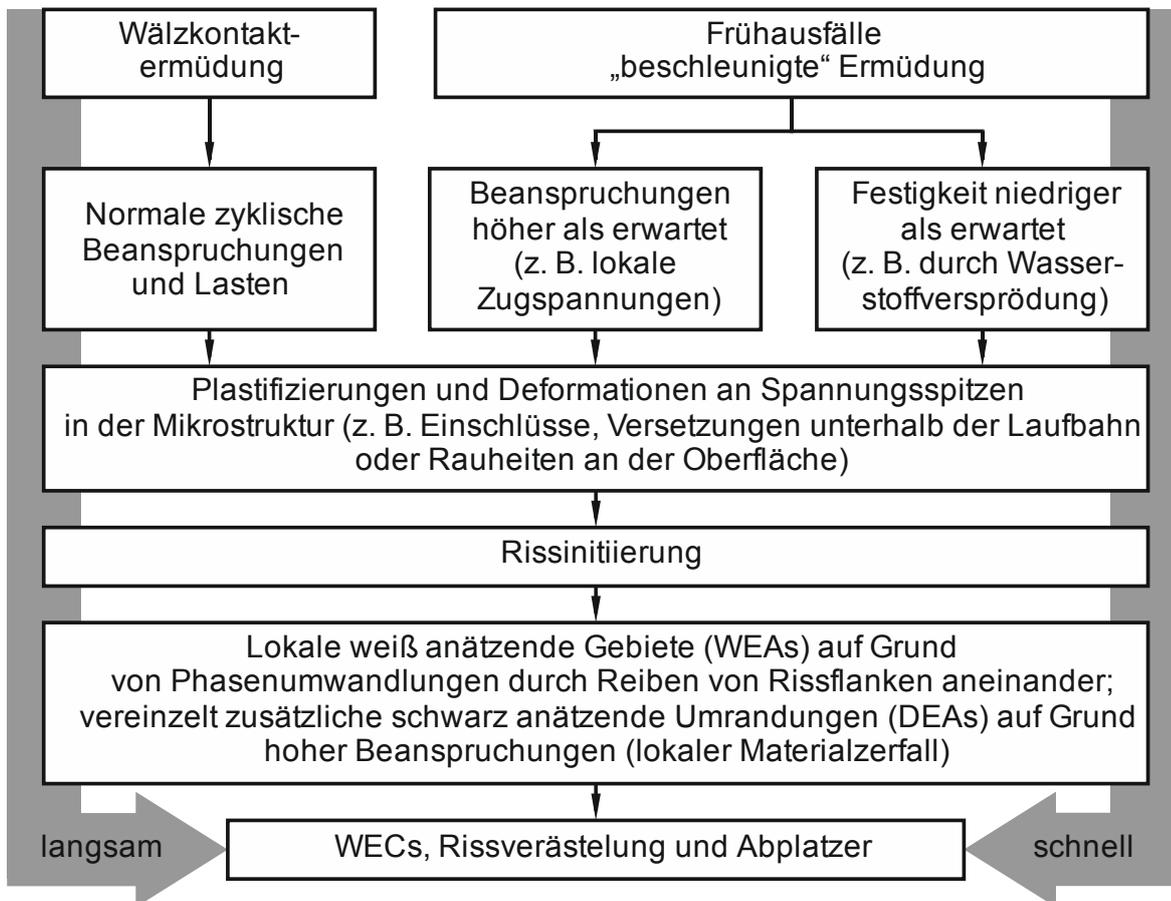


Bild 3.17: Entstehung von Abplatzern nach [STADLER16]

Durch die mangelnden Kenntnisse hinsichtlich der Schadensursachen von WECs konzentrieren sich zahlreiche Untersuchungen auf die Wahl geeigneter Schmier- und Werkstoffkombinationen, um deren Eignung zur WEC-Vermeidung experimentell nachzuweisen.

So haben [GEGNER11], [NSK14], [STADLER13] und [SCHAEFFLER15-2] übereinstimmend für das Behandlungsverfahren des Brünierens dessen Eignung nachgewiesen, der WEC-Bildung entgegenzuwirken.

Hinsichtlich der Schmierung zeigt [ENEKES14], dass ein größer werdendes Verhältnis von AW- (anti wear) zu EP- (extreme pressure) Additiven zu einer Reduzierung von WEC-Erscheinungen führt.

Darüber hinaus sind nach [HOHLWEGER14] bislang keine WECs bei der Verwendung von X30CrMoN15-1 (Handelsname Cronidur®30) als Laufbahnwerkstoff aufgetreten. Die Material- und Bearbeitungskosten schließen diesen Werkstoff jedoch für die meisten Anwendungen aus.

3.5 Generalisiertes Lebensdauerberechnungsverfahren

3.5.1 Motivation

Wie in den vorangegangenen Kapiteln gezeigt wurde, greifen bestehende Berechnungsansätze zur Lebensdauerberechnung von Wälzlagern und Kugelgewindetrieben einzelne Versagensmechanismen auf und versuchen diese formelhaft zu beschreiben. Daraus resultieren einzelne „Sicherheitsnachweise“, wie der zum Erreichen einer geforderten Ermüdungslebensdauer L_{10} .

In Bild 2.13 ist dargestellt, dass bei über der Hälfte der ausgefallenen Lager die Schmierung und damit oberflächennahe Effekte für das Versagen der Lagerung verantwortlich sind. Diese Einflüsse werden zwar im a_{ISO} -Faktor von Gleichung (2.13) berücksichtigt, die Berechnung zielt jedoch nach wie vor auf eine Ermüdungslebensdauer im Werkstoffvolumen ab. Werden die bislang beschriebenen Versagensarten hinsichtlich des Ausgangspunkts in „Laufbahnvolumen“, „Laufbahnoberfläche“ und „sonstige Ursachen“ unterteilt, so sind auf Basis der genormten Berechnung bislang nur die Mechanismen im Volumen beschreibbar.

So zeigen zum Beispiel Tallian [TALLIAN67] und Olver [OLVER05], dass neben dem klassischen Schadensbild der Ermüdung im Volumen noch weitere Mechanismen existieren, die sich teilweise gegenseitig beeinflussen und je nach Betriebsbedingungen und Lagereigenschaften bereits vor dem Erreichen der Ermüdungslebensdauer zum lebensdauerbestimmenden Kriterium werden.

Zaretsky stellt in [ZARETSKY99] die verschiedenen, mit einander agierenden, oberflächenfernen und oberflächennahen Schadensmechanismen gegenüber. Er unterscheidet dabei:

- Abplatzer ausgehend in der Tiefe des Laufbahnmaterials
 - Beginnend bei Einschlüssen und Carbiden
 - Strukturveränderungen unterhalb der Laufbahn
 - laufbahnferne Ermüdung
- Abplatzer ausgehend von der Laufbahnoberfläche
 - Ausgangspunkt am Punktkontakt
 - geometrische Spannungskonzentrationen
 - Mikroabplatzer
- Ausbrüche senkrecht zur Oberfläche (Querschnitt) [ZARETSKY99]

Einerseits nimmt die Ermüdungslebensdauer durch den Einsatz immer höherwertiger Werkstoffe kontinuierlich weiter zu, was unter anderem in [SCHAEFFLER10], [SCHLAPP13] oder [SKF12] gezeigt wird. Andererseits begünstigen die Schmierung mit immer niedrigviskoserem Schmierstoffen zur Wirkungsgradsteigerung (und damit dünneren tragenden Schmierfilmen), höhere Drehzahlen und Temperaturen sowie aggressive Additive und Verschmutzungen einen zunehmenden Anteil oberflächeninduzierter Schädigungsmechanismen [MORALES-ESPEJEL15], welche bislang nicht berücksichtigt werden.

3.5.2 Allgemeiner Berechnungsansatz

Um nicht einzelne Schadensmechanismen getrennt sondern in Kombination miteinander betrachten zu können, stellen Morales-Espejel, Gabelli und De Vries in [MORALES-ESPEJEL15] ein Verfahren vor, das sich mit Gleichung (3.19) sinngemäß beschreiben lässt:

$$S \propto \sum_{i=1}^n S_i \quad \text{mit } S_i \dots \text{Ausfallwahrscheinlichkeit von Schadensmechanismus } i \quad (3.19)$$

In [MORALES-ESPEJEL15] wenden sie diesen Ansatz auf die Mechanismen „Ermüdung im Laufbahnvolumen“ sowie „Oberflächenschäden“ an. In Analogie zu Palmgren und Lundberg in [LUNDBERG47] wird mit den Theorien nach Weibull ein erweitertes Berechnungsmodell gemäß Gleichung (3.20) erstellt. Hierbei wird sowohl jedem infinitesimalen Volumenelement (Index v) als auch Flächenelement (Index s) eine lastabhängige Reduktionsfunktion $G_{v,s}$ zugeordnet. Für ein gegebenes Lastniveau N kann so die Ausfallwahrscheinlichkeit eines Lagers durch Integration bestimmt werden. [MORALES-ESPEJEL15]

$$\ln \left[\frac{1}{S(N)} \right] = \int_{V_v} G_v(N) dV_v + \int_{V_s} G_s(N) dV_s = \int_{V_v} G_v(N) dV_v + \hat{h} \cdot \int_{A_s} G_s(N) dA_s \quad (3.20)$$

Weist man dem oberflächennahen Volumen eine Dicke \hat{h} entsprechend Bild 3.18 zu, so lässt sich Gleichung (3.20) weiter umformen.

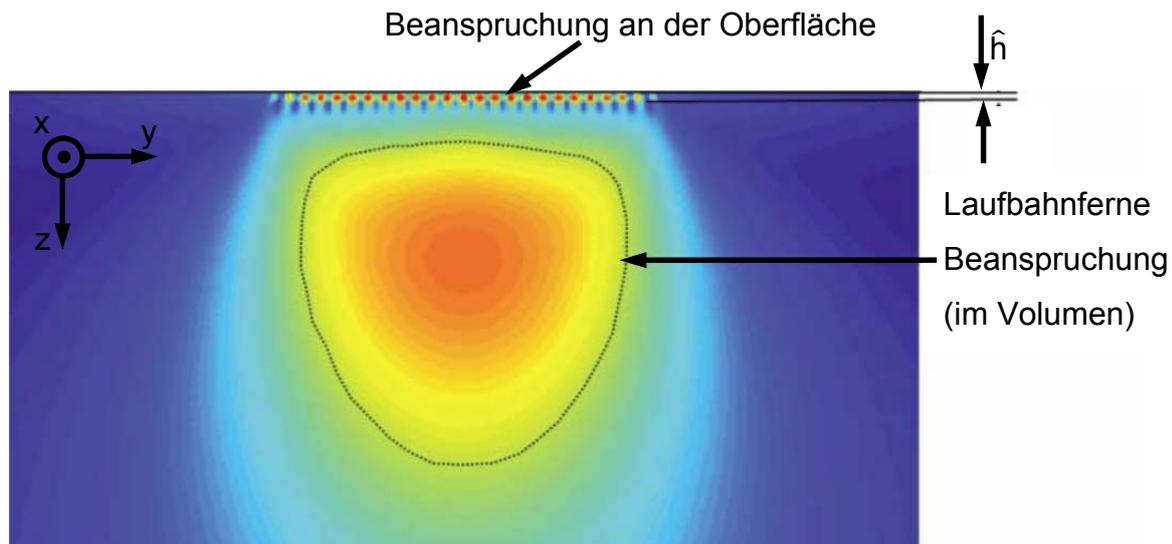


Bild 3.18: Definition von beanspruchtem Volumen und beanspruchter Fläche an einer simulierten, technischen Oberfläche, nach [MORALES-ESPEJEL15]

Während sich die Volumenschädigung leicht aus im Stand der Technik beschriebenen Ansätzen adaptieren lässt, wird für die Oberflächenschädigung ein neues Verfahren auf Basis von [GABELLI08], [MORALES-ESPEJEL10], [BRIZMER15] u. a. hergeleitet. In diesem „Advanced Surface Distress Modell (ASDM)“ wird eine Schadensakkumulationsrechnung durchgeführt. Sind 1,5 % der Laufbahnoberfläche geschädigt, gilt das Lager als ausgefallen. [MORALES-ESPEJEL15]

Der die Oberflächenschädigung betreffende Teil von Gleichung (3.20) lässt sich in Gleichung (3.21) umformen.

$$\hat{h} \cdot \int_{A_s} G_s(N) dA_s = N^m \cdot I_s \quad (3.21)$$

Mithilfe des darin enthaltenen Oberflächenschadensintegrals I_s und dem Ermüdungsgrenzbelastungsfaktors a_u nach [IOANNIDES99] kann die nominelle Lebensdauerberechnung nach Gleichung (2.12) zu Gleichung (3.22) erweitert werden.

$$L_{10} = \frac{1}{\left[1 + \frac{u^m \cdot L_{10}^{m-e} \cdot I_s}{\ln\left(\frac{1}{0,9}\right)} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^{ep} \cdot a_u^e \right]^{\frac{1}{e}}} \cdot a_u \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (3.22)$$

Da sich in Gleichung (3.22) L_{10} beiderseits des Gleichheitszeichens befindet, ist diese nur numerisch lösbar. Des Weiteren beinhaltet die Herleitung des Oberflächenschadensintegrals I_s zahlreiche Faktoren, deren genaue Bestimmung bislang nicht veröffentlicht ist. Daher ist der Einsatz dieses Verfahrens nicht allgemein möglich.

Da sich Gleichung (3.20) leicht um weitere Terme erweitern lässt, ist dieses „Generalized Bearing Life Model (GBLM)“ dazu geeignet, auch weitere Schädigungsmechanismen in das Berechnungsverfahren aufzunehmen.

4 Fazit und Folgerungen für die eigene Arbeit

4.1 Bewertung von Stand der Technik und Forschung

Beim Einsatz von Kugelgewindetrieben und Axiallagern in elektromechanischen Aktoren bei der Primärflugsteuerung von Hubschraubern sind diese dynamischen Lasten und großen Temperaturschwankungen unterworfen. Gleichzeitig beträgt der Hub innerhalb eines Flugzustands nur einen Bruchteil der Mutternlänge des KGTs. Diese geringen Stellwege resultieren in kleinen oszillierenden Schwenkbewegungen der antreibenden Spindel bzw. Mutter.

Auf Basis verfügbarer Normen ist eine betriebssichere Auslegung von Kugelgewindetrieben für dieses Belastungs- und Bewegungskollektiv nicht möglich. Es existiert bislang kein Ansatz, um oszillierende Bewegungen innerhalb der Lebensdauerberechnung von Kugelgewindetrieben zu berücksichtigen. Insbesondere bei den hinsichtlich des Kugel-Laufbahn-Bereichs ähnlichen und umfassender erforschten Wälzlagern steht das etablierte Berechnungsverfahren, basierend auf dem Versagensmechanismus der Ermüdung, vielfach in der Kritik – sowohl hinsichtlich der Aussagekraft der L_{10} -Lebensdauer als auch hinsichtlich des Anteils an Lagern, die tatsächlich durch Ermüdung versagt [LACEY08], [ZARETSKY10]. Oszillierende Bewegungen werden weder von [DIN ISO 281 2010] noch von [DIN ISO 3408 2011] erfasst, können aber in einer nominalen Lebensdauerberechnung durch in der Literatur verfügbare Ansätze eingebunden werden. In diesem Zusammenhang stellen Brändlein, Houpert und Harris et al. in [BRÄNDLEIN98], [HOUPERT99], [HARRIS07] und [HARRIS09] Verfahren zur Berücksichtigung oszillierender Bewegungen bei Wälzlagern bereit. Es ist zu prüfen, ob diese auch auf Kugelgewindetriebe übertragen werden können.

Für Linearwälzlager stellt [DIN ISO 14728-1 2005] Ansätze zur Berücksichtigung des Kurzhubes zur Verfügung. Es ist allerdings fraglich, ob diese einfach auf Kugelgewindetriebe übertragen werden können. Die Anwendung von Berechnungsansätzen von (Rotativ-) Wälzlagern gilt nur für den lasttragenden Teil der Kugelschleife. Phänomene in der Rückführung und an den Umlenkstücken sind für den oszillierenden Betrieb von Kugelgewindetrieben bislang nicht untersucht worden.

Thiede, Schadow und Deters zeigen u. a. in [THIEDE99], [DETERS10-1] und [DETERS10-2] Laufbahnschäden, die abweichend von umlaufenden Lagersystemen auftreten können und beschreiben deren Entstehungsmechanismus. Abgesehen von

beschreibenden Ansätzen werden jedoch keine analytischen Zusammenhänge hergeleitet.

Neben dem Versagenskriterium der Ermüdung treten im Wälzlager weitere Verschleißmechanismen auf. Wie in [ESCHMANN64] gezeigt wurde, können Verschleißpartikel im Schmierstoff einerseits zu Schädigungen in der Kontaktzone der Wälzpartner führen und somit lebensdauermindernd wirken, andererseits resultiert verschleißbedingter Materialabtrag in einer Zunahme des Lagerspiels bzw. einem Vorspannkraftverlust in vorgespannten Lagerungen. Für die Lagerung von Positioniersystemen, wie z. B. Vorschubachsen, kann auf dieser Basis ein Versagenskriterium definiert werden. Je nach zulässigem Vorspannungsverlust, tritt dieses Kriterium vor dem Erreichen der Ermüdungslebensdauer ein, womit dem Vorspannungsverlust eine höhere Bedeutung beizumessen ist als dem Ergebnis der Auslegung nach Norm. Nichts desto trotz ist eine „Verschleißlebensdauer“ bislang nicht bestimmbar. In [MORALES-ESPEJEL15] wird erstmals ein Berechnungsverfahren zur Berücksichtigung von Oberflächenschädigungen vorgestellt, welches für eine Anwendung durch Dritte jedoch nur bedingt zugänglich ist.

Variable Lastniveaus können in der Lebensdauerberechnung durch die Ermittlung einer äquivalenten Last berücksichtigt werden. Dennoch führen Kugelgewindetriebhersteller zusätzliche Korrekturfaktoren zur Berücksichtigung von dynamischen Beanspruchungen sowie Vibrationen ein.

In [THIEDE99] ist beschrieben, dass kleine oszillierende Bewegungen ungünstig für das tribologische System des Wälzkontakts sind. Es besteht die Gefahr der Verdrängung des Schmiermittels, der Entstehung von Grenzreibung und der damit verbundenen Schadensmechanismen. Schmieröle und -fette benötigen eine entsprechend niedrige Viskosität bzw. Ölseparationsrate [THIEDE99]. Diese Eigenschaften sind jedoch stark temperaturabhängig und die Nutzbarkeit von Schmierölen und -fetten ist damit für den vorliegenden Anwendungsfall fraglich. Daher stellen Festschmierstoffe in Form von Beschichtungen ggf. eine Alternative dar.

Hohe Steifigkeit und Spielfreiheit werden am Kugelgewindetrieb durch die Einstellung einer Vorspannung realisiert. Stark schwankende Einsatztemperaturen bergen dabei die Gefahr des Klemmens in Folge unterschiedlich starker Wärmeausdehnungen der Einzelkomponenten. Des Weiteren fördern starke Vorspannkraft die Entstehung von Stillstandsmarkierungen. Wird die Vorspannung erhöht und damit das Axialspiel verringert, steigt der Kontaktdruck im Wälzkontakt und damit die Größe der Kontaktellipse. Damit können im Wälzkontakt keine reinen Abwälzbewegungen mehr angenommen

werden, da der reinen Wälzbewegung zusätzliche Gleitanteile überlagert werden, die verschleißfördernd wirken. Darüber hinaus steigt das Risiko von trägheitsbedingtem Rutschen der Wälzkörper während Beschleunigungs- und Abbremsvorgängen, wie sie bei oszillierenden Bewegungen jeweils im Umkehrpunkt der Bewegung auftreten.

Untersuchungen von [PACIERI13] zeigen die große Inhomogenität der internen Lastverteilung einzelner Wälzkörper im lasttragenden Teil der Kugelmutter. Während Kugelgewindetriebe für industrielle Anwendungen steif ausgeführt werden, um hohe Positioniergenauigkeiten zu erzielen, besteht bei Luftfahrtkugelgewindetrieben ein Zielkonflikt zwischen Steifigkeit und Gewicht. Es ist davon auszugehen, dass die in Folge dieses Zielkonflikts dünnwandiger ausgeführten Spindelmuttern zu einer verstärkten Ungleichverteilung der Last beitragen. In [FORSTMANN10] wird zwar ein Ansatz zur Berücksichtigung unterschiedlich stark belasteter Umläufe präsentiert, die Lastverteilung innerhalb eines Umlaufs kann dabei aber nicht erfasst werden.

Ein Auslegungsverfahren, welches die Effekte Kurzhub bzw. oszillierende Bewegungen, dynamische Lasteinleitung und interne Lastverteilung berücksichtigt, steht damit bislang nicht zur Verfügung.

4.2 Konkretisierung der Aufgabenstellung

Wie in den vorangegangenen Kapiteln 2 und 3 gezeigt wurde, besteht im Bereich der Wälzlagertechnik im Allgemeinen und Kugelgewindetrieben im Speziellen nach wie vor ein erheblicher Forschungsbedarf. Bei der gegenwärtigen Auslegung von Kugelgewindetrieben auf Basis des Stands der Technik werden zahlreiche Ansätze von Wälzlagern übernommen, ohne die besonderen kinematischen Besonderheiten von Kugelgewindetrieben zu berücksichtigen. Auch die Lastverteilung innerhalb des Kugelgewindetriebs geht bislang nicht ausreichend in die Berechnung mit ein. Dies führt zu Überdimensionierungen, Frühausfällen oder dem Verzicht eines Einsatzes von Kugelgewindetrieben. Mit dieser Arbeit soll ein Beitrag dazu geleistet werden, diese Defizite zu beheben, um damit den Einsatz in dem anspruchsvollen Einsatzszenario für Kugelgewindetriebe, der Taumelscheibenaktuierung eines Hubschraubers, zu ermöglichen.

Wie Bild 4.1 verdeutlicht, dominiert beim Luftfahrtkugelgewindetrieb aufgrund der speziellen Werkstoffwahl und des Schmierungskonzepts, anders als bei Wälzlagern nach Bild 2.13 oder Industriekugelgewindetrieben, in der Regel der Versagensmechanismus der Laufbahnermüdung vor Schäden an den Umlenkmechanismen, Überlast und Schmierung.

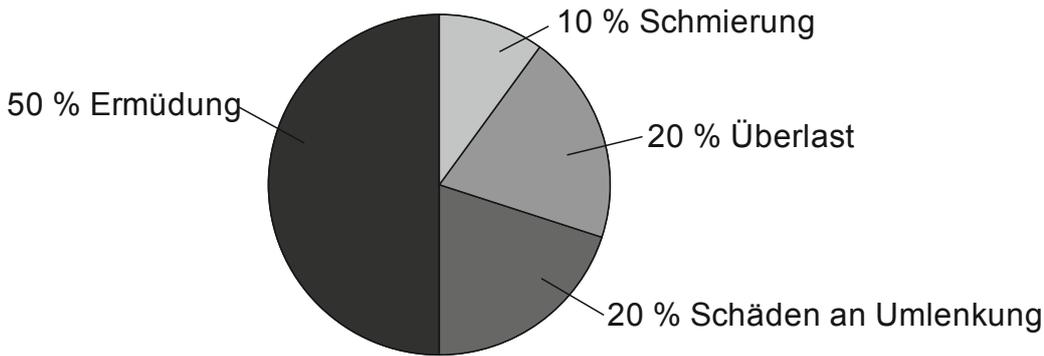


Bild 4.1: Ausfallursachen an einem Luftfahrtkugelgewindetrieb [DREADS14]

Ausgehend von der Einteilung nach Haberkern gemäß Bild 2.10, kann nach einer Bewertung des Stands der Technik und Forschung Bild 4.2 für Ausfallarten des tragenden Kugel-Laufbahn-Kontaktbereichs abgeleitet werden.

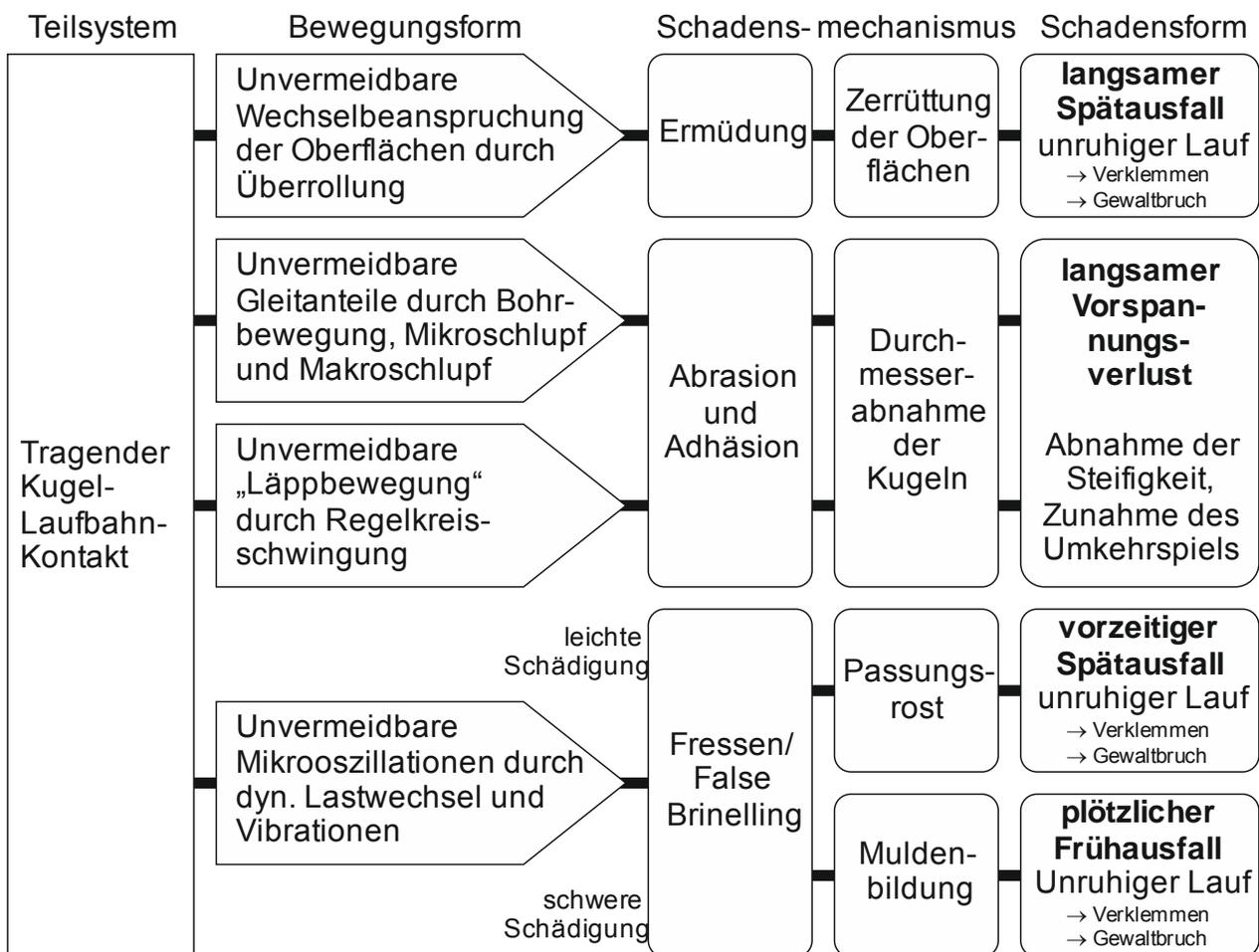


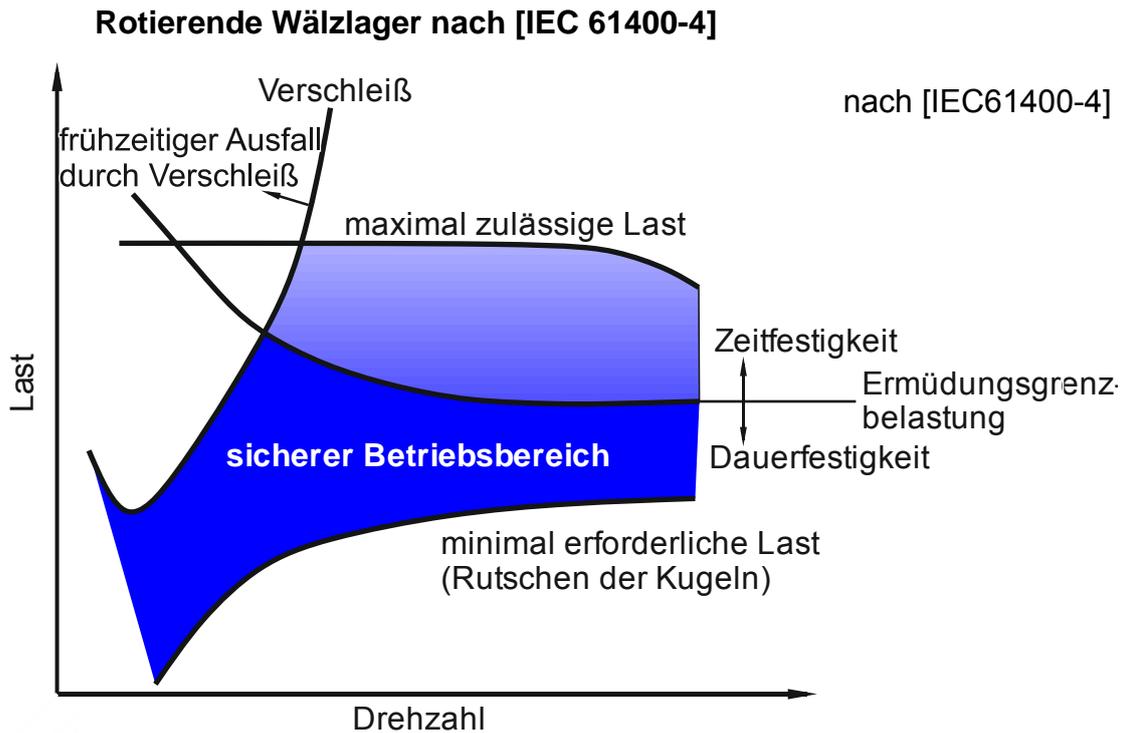
Bild 4.2: Ausfallursachen angepasst auf Anwendungsfall

Da sich ein Verklemmen oder Brechen des Kugelgewindetriebs im zugrunde gelegten Anwendungsfall als katastrophal erweisen kann, sollen im Folgenden die Schadensformen des „langsamen Spätausfalls“ sowie des „vorzeitigen Spätausfalls“ und des „plötzlichen Frühausfalls“ durch False Brinelling Vorschädigung untersucht werden.

Im Rahmen von Stichprobenversuchen soll darüber hinaus das Verhalten verschiedener Rückführungsarten und Werkstoffe unter verschleißkritischen Betriebsbedingungen untersucht werden.

Als Grundlage für ein Auslegungsverfahren können die Ausführungen aus [IEC61400-4] dienen, in der erstmals ein verbindlicher Kriterienkatalog für Wälzlager für deren Einsatz in Getrieben von Windenergieanlagen definiert wird. Dabei wird unter anderem ein sicherer Betriebsbereich, in Abhängigkeit von Last und Drehzahl, qualitativ beschrieben (Bild 4.3, oben). Hierbei wird auf eine dauerfeste Auslegung abgezielt. Damit diese gültig ist, muss ein übermäßiges Auftreten von Verschleiß sowie ein Durchrutschen der Kugeln vermieden werden.

Bei der Auslegung von Kugelgewindetriebsen wird bislang keine Dauerfestigkeit berücksichtigt. Abgesehen von Last und Frequenz bzw. Drehzahl ist im oszillierenden Betrieb als zusätzliches Kriterium die Größe des Schwenkwinkels zu berücksichtigen. Diese Faktoren haben einen entscheidenden Einfluss auf das Schmierungs- und damit das Verschleißverhalten des Kugelgewindetriebs. Zunächst hängt von ihnen die Bildung eines tragenden Schmierstoffkeils zur Gewährleistung elasto-hydrodynamischer Schmierungsbedingungen ab, darüber hinaus kann bei zu kleinen Schwenkwinkeln kein Schmierstoff in die Kontaktzone zwischen Wälzkörper und Laufbahn nachfließen. Die obere Darstellung von Bild 4.3 verändert sich hierdurch zu der unteren. In diesem Fall ist immer von einer endlichen Lebensdauer im Bereich der Zeitfestigkeit auszugehen.



Übertragung auf Kugelgewindetriebe

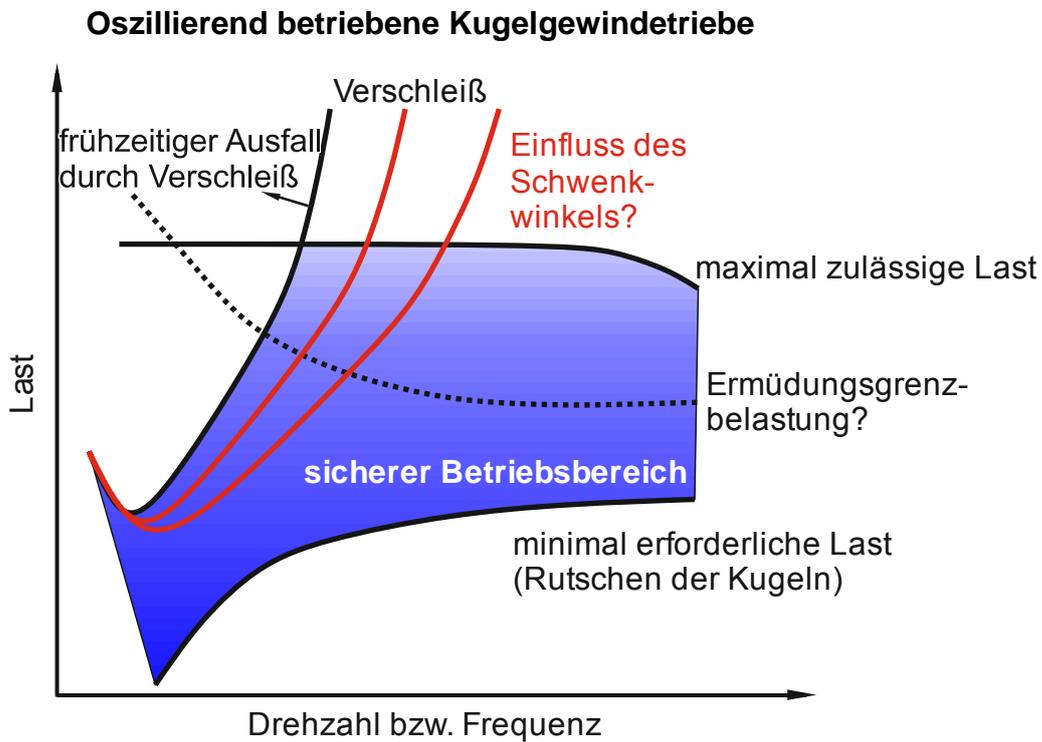


Bild 4.3: Definition eines sicheren Betriebsbereichs ohne (oben) und mit (unten) Berücksichtigung des Schwenkwinkels

Mit diesen Überlegungen kann ein Konzept für ein neues Auslegungsverfahren abgeleitet werden:

1. Ermüdungslebensdauerberechnung ermöglichen bzw. Überprüfung der Konstruktion:

- Einhaltung zulässiger Minimal- und Höchstlasten zur Vermeidung von plastischen Verformungen, Kantenträgern und Gleiten der Kugeln.
- Vermeidung von übermäßigem Verschleiß im oszillierenden Betrieb durch geeignete Wahl von Schmier- und Werkstoffen, bzw. Definition von Mindestschwenkbewegungen.
- Vermeidung von False Brinelling Schäden während (Quasi-)Stillstandsphasen durch geeignete Wahl von Schmier- und Werkstoffen, bzw. Definition von Mindestschwenkbewegungen.

2. Ermüdungslebensdauerberechnung durchführen:

- Berücksichtigung oszillierender Bewegungen in der nominellen Ermüdungslebensdauerberechnung.
- Berücksichtigung ungleicher interner Lastverteilungen.

Für die Definition zulässiger Maximal- und Minimallasten können Anhaltswerte aus der Literatur dienen. Gleiches gilt für die Vermeidung von Verschleiß, wobei die Aussagen zu zulässigen Schwenkwinkeln bislang nur auf konservativen Angaben der Literatur beruhen und für übliche Kombinationen von Wälzlagerwerkstoff und Schmierstoff gelten. Deren Übertragbarkeit auf Kugelgewindetriebe unter Berücksichtigung der kinematischen Eigenheiten, wie unterschiedlicher Rückführungsarten sowie andere Werkstoffe, ist experimentell nachzuweisen. Da mit Luftfahrtwerk- bzw. Schmierstoffen bislang keine Untersuchungen hinsichtlich False Brinelling Schädigungen durchgeführt wurden, sollen hier eigene Analysen stattfinden und in einem Go/NoGo-Kriterium münden.

Oszillierende Bewegungen des Kugelgewindetriebs können grundsätzlich analog zu deren Berücksichtigung bei der Berechnung von Wälzlagern Anwendung finden, solange die Effekte der Rückführung und die der internen Lastverteilung vernachlässigt werden. Daher soll zunächst eine nominelle Lebensdauerberechnung für oszillierende Bewegungen vorgestellt werden, die sich in darauf aufbauenden Schritten zur Berücksichtigung von ungleichen Lastverteilungen erweitern lässt. Außerdem soll die Anwendbarkeit eines Faktors vergleichbar zu a_{ISO} diskutiert werden.

Da bisher der Hub bei der Auslegung von Kugelgewindetrieben grundsätzlich vernachlässigt wird, soll darüber hinaus, unabhängig vom Anwendungsfall, ein Verfahren zur

Berücksichtigung komplexerer Bewegungsprofile und des internen Aufbaus des Kugelgewindetriebs präsentiert werden, die allesamt in die Lebensdauerberechnung einfließen können.

5 Berechnungsansatz

Wie in Kapitel 4.2 beschrieben wurde, soll im Folgenden in zwei Schritten ein Auslegungsverfahren für Kugelgewindetriebe hergeleitet werden. Zunächst sollen die erforderlichen Randbedingungen für eine Ermüdungslebensdauerberechnung geschaffen werden, woraufhin anschließend eine grundlegende Lebensdauerberechnung vorgestellt wird, die durch zusätzliche Ansätze hinsichtlich der Lastverteilung und der Schmierung erweitert werden kann. In weiterführenden Ansätzen sollen der Hub und der interne Aufbau des Kugelgewindetriebs berücksichtigt werden können.

5.1 Rahmenbedingungen für Ermüdungslebensdauerberechnung gewährleisten

5.1.1 Minimale Last - Vermeidung von Gleitbewegungen der Kugeln

Um ein Gleiten der Kugeln bei Beschleunigungsvorgängen auf Grund der eigenen Massenträgheit bzw. bei hohen Drehzahlen auf Grund von Fliehkräften zu vermeiden, ist auf die Wälzkörper eine Mindestbelastung aufzubringen.

Diese kann nach den von den Herstellern zur Verfügung gestellten Gleichungen (5.1) und (5.2) bestimmt werden. Die zur Steigerung der Positioniergenauigkeit aufgebrauchte Vorspannung von Kugelgewindetriebs erfüllt in der Regel diese Forderungen. Kugelgewindetriebe, die vornehmlich Haltearbeit verrichten, erfüllen dieses Kriterium durch die entgegenwirkende Last.

$$F_{a,\min} = k_A \cdot \frac{C_0}{10^3} \cdot \left(\frac{n \cdot D_{pw}}{10^6} \right)^2 \quad \begin{array}{l} \text{[SKF12, S. 414], mit } C_0 \text{ in kN, } n \text{ in min}^{-1}, \\ D_{pw} \text{ in mm und } k_A = 1,2 \dots 1,6 \end{array} \quad (5.1)$$

$$F_{a,\min} = M \cdot \left(\frac{n}{10^3} \right)^2 \quad \begin{array}{l} \text{[BRÄNDLEIN98, S. 304],} \\ \text{[SCHAEFFLER14, S. 754]} \end{array} \quad (5.2)$$

Des Weiteren hat [YAGMUR14] Ruckvorgänge beim Anfahren von Kugelgewindetriebs untersucht und dabei ein sicheres Beschleunigen bei Winkelbeschleunigungen bis $\dot{\omega} = 400 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-2}$ für einen Kugelgewindetrieb nachgewiesen.

Beschleunigungen werden einerseits durch den rotierenden Antrieb des Kugelgewindetriebs erzeugt und lassen sich aus der zweiten Ableitung des Positionssignals $l(t)$ bestimmen. Andererseits führt eine dynamische Last auf Grund der nicht selbsthemmenden Eigenschaften des Kugelgewindetriebs und dessen endlichen Steifigkeit zu

einer Drehbewegung. Die Beschleunigung lässt sich dann aus der Amplitude der Last A_{Last} , deren Frequenz f_{Last} und der Nachgiebigkeit δ_{KGT} des Kugelgewindetriebs bestimmen. Ausgehend von [YAGMUR14] ergeben sich damit die Gleichungen (5.3) und (5.4).

$$\ddot{l}(t) = \frac{d^2}{dt^2} l(t) < 400 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (5.3)$$

$$\ddot{l}(t) = \frac{A_{\text{Last}}}{\delta_{\text{KGT}}} \cdot f_{\text{Last}}^2 < 400 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \quad (5.4)$$

Während Frequenz und Amplitude der aufgebrachten Last applikationsabhängige Größen sind, wird die Steifigkeit des Kugelgewindetriebs direkt von dessen geometrischen Abmessungen bestimmt und ist damit konstruktiv beeinflussbar.

5.1.2 Maximal zulässige Last

5.1.2.1 Zulässige Flächenpressung

Nach [DIN ISO 281 2010] ist eine Ermüdungslebensdauerberechnung nur für Verhältnisse von $C/P > 2$ zulässig. Hersteller geben darüber hinaus werkstoffabhängige Hertz'sche Grenzspannungen an. So wird zum Beispiel in [SCHAEFFLER14] bei Punktberührung $p_{\text{Hmax}} = 2000 \text{ MPa}$ für 100Cr6-Stahl vorgegeben und für X30CrMoN15-1 (Handelsname Cronidur®30) $p_{\text{Hmax}} = 2500 \text{ MPa}$ [SCHAEFFLER14, Seite 45]. Das Überschreiten dieser Werte ist anwendungsspezifisch vom Wälzlagerhersteller zunächst zu überprüfen.

Bei Haltearbeit bzw. im Quasistillstand ($n \leq 10 \text{ min}^{-1}$) ist die statische Tragsicherheit nachzuweisen. Für nicht umlaufende Lager gilt dabei $s_0 = C_0/P_0 \geq 1$. [SKF12, Seite 77]

5.1.2.2 Zulässiger Betriebsdruckwinkel

Unter axialer Last wandert die Kugel eines Radial- bzw. Schrägkugellagers die Laufbahnrinne entlang in Richtung Schulter. Überquert die Hertz'sche Kontaktellipse dabei die Schulter, kommt es zu Kantentragen. Wie aus Bild 5.1 ersichtlich wird, muss zur Vermeidung von Kantentragen Gleichung (5.6) gelten. Die Summe aus Betriebsdruckwinkel α und Öffnungswinkel der großen Hertz'schen Kontaktellipsenhalbachse ϕ muss dabei kleiner sein als der Öffnungswinkel der Laufbahnrinne θ_r .

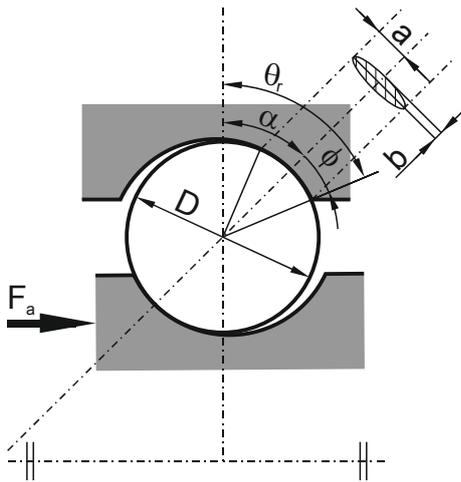


Bild 5.1: Kantenlast an axial belasteten Schrägkugellager, in Anlehnung an [HARRIS07, Seite 168]

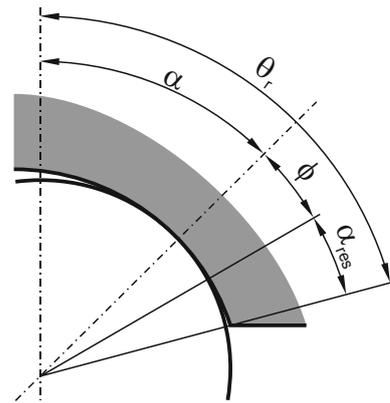


Bild 5.2: Definition eines Restwinkels α_{res}

Durch Einführung eines Restwinkels α_{res} (residual angle) gemäß Bild 5.2 kann ein „Sicherheitsabstand“ von der Rillenschulter definiert werden, um der Spannungsverteilung innerhalb des Laufbahnmaterials Rechnung zu tragen.

$$\alpha + \phi \leq \theta_r - \alpha_{res} \quad (5.5)$$

Durch Umstellung von Gleichung (5.5) und Einführung eines Mindestrestwinkels $\alpha_{res,min}$, kann diese in einen Sicherheitsnachweis entsprechend Gleichung (5.6) überführt werden.

$$\alpha_{res} = \theta_r - \alpha - \phi \geq \alpha_{res,min} \quad (5.6)$$

Der Betriebsdruckwinkel kann nach Gleichung (5.7) ermittelt werden, wobei hier ein zentrisch belastetes Lager vorausgesetzt wird. Im allgemeinen Fall eines verkippten Lagers ist [DIN 26281 2010] anzuwenden. Der Öffnungswinkel der Kontaktellipse ϕ ergibt sich nach den Theorien von Hertz gemäß [HERTZ1881].

$$\left(\frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} - 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot \sin \alpha = \left[\frac{C_c}{\frac{2r}{D_w} - 1} \right]^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{F_a}{Z \cdot D_w^2} \quad [\text{DIN SPEC 1281-1 2010, Gl. 66}] \quad (5.7)$$

5.1.3 Verschleißvermeidung

Eine Übersicht über mögliche Verschleißschäden im Wälzkontakt gibt Bild 5.3. Demnach sollten die in Tabelle 5.2 beschriebenen Ansätze nur bei ausreichender Kenntnis über den Schmierzustand angewendet werden. Ab Schwenkwinkeln kleiner $\theta_{crit}/2$ sollte eine Ermüdungslebensdauerberechnung nur gemeinsam mit einer experimentel-

len Überprüfung durchgeführt werden. [HARRIS09, Seite 13] Bei einem Kugelgewinde-trieb mit 16 Kugeln je Umlauf entspricht dies einem Schwenkwinkel von 22,5°.

Darüber hinaus wird bei Schwenkwinkeln kleiner als dem kritischen Winkel θ_{crit} immer die gleiche Kugel im Bereich der Rückführung in die lasttragende Zone ein- und ausgeführt, wodurch diese zusätzlich zu dem Abwälzen noch weitere hohe Beanspruchungen durch die Umlenkung, wie zum Beispiel Schaben am Umlenkstück oder dynamische Effekte durch den Aufprall auf der Laufbahn, erfährt. Gleiches gilt für die Spindellaufbahn. Dadurch können weitere Versagensmechanismen neben der Laufbahnermüdung begünstigt werden.

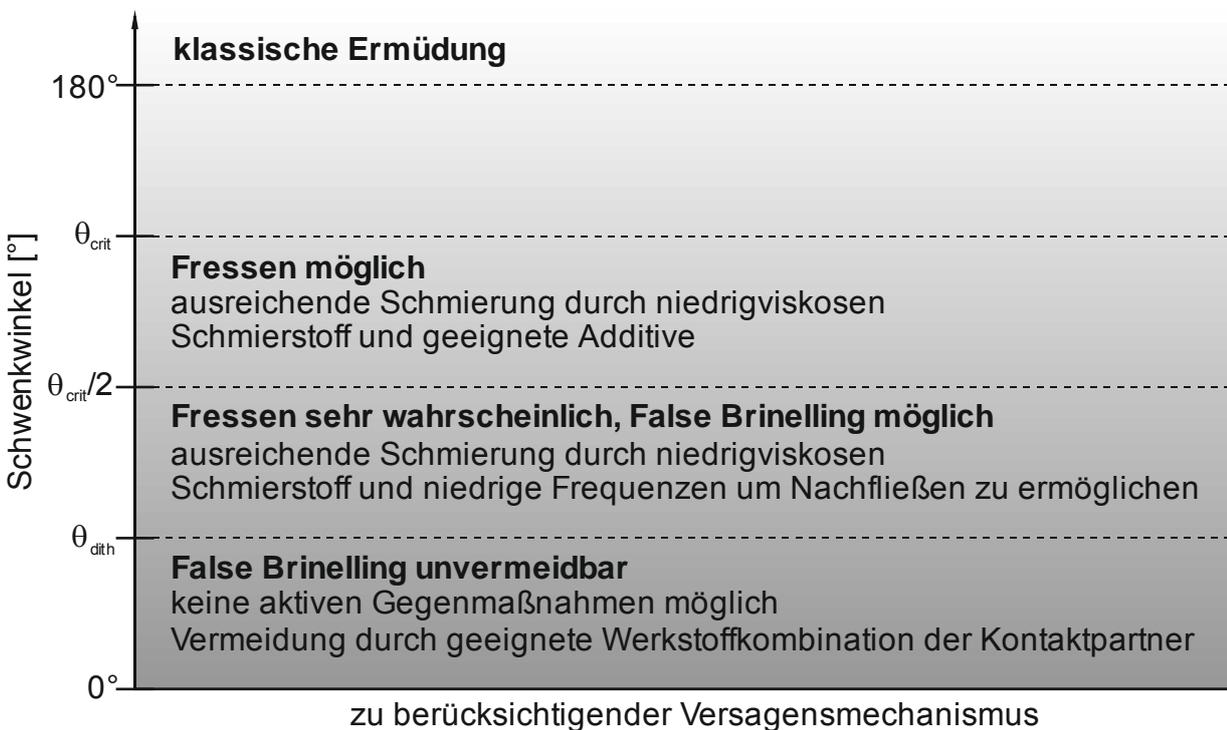


Bild 5.3: Versagensmechanismen in Abhängigkeit vom Schwenkwinkel und mögliche Gegenmaßnahmen [MÜNZING16]

Ist auf Grund des Bewegungsprofils ein gesicherter Schmierfilmaufbau nicht gewährleistet, kann durch geeignete Werkstoffwahl bzw. Beschichtung einem Verschleiß entgegen gewirkt werden. Tabelle 5.1 stellt hierfür unterschiedliche Laufbahn- und Wälzkörperwerkstoffe hinsichtlich deren Widerstandsfähigkeit gegen verschiedene Versagensmechanismen gegenüber. Referenz ist jeweils der in der Wälzlagertechnik gängige Stahl 100Cr6. Da, anders als bei Wälzlagern, Teile der Kugelgewindetribspindel der Umwelt ausgesetzt sind, kommt dem Aspekt der Korrosionsbeständigkeit eine größere Bedeutung zu.

Werkstofflösung, Wärmebehandlung	Widerstand gegen						Preis
	Ermüdung	thermische Einwirkung	Gleit-(Schlupf-) Beanspruchung	mechani- schen Stoß	Partikel- überrollung	Korro- sion	
100Cr6, Martensit (Referenz)	0	0	0	0	0	0	0
100Cr6, Bainit	0	+	+	-	--	-	0
St4, einsatzgehärtet	-	-	0	0	0	0	0
100CrMnSi6-4, carbonitriert	++	-	+	0	++	-	↑
Einsatzstahl, einsatzgehärtet	+	0	+	+	++	-	↑
Cronidur® 30	+++	o..++	++	0	++	++	↑↑
Cronitect®	+	0	+	0	0	++	↑
M50, Martensit	0	++	0	0	-	-	↑↑
M50NiL, einsatzgehärtet	++	++	++	++	+	-	↑↑
Austenit, aufgekühlt	-	+	0	0	-	+	↑↑
M50NiL, Duplex-gehärtet	++	++	++	++	++	-	↑↑↑
Einsatzstahl, carbonitriert	++	0	+	+	++	-	↑
32CrMoV13, nitriert	++	++	++	-	++	0	↑
Si ₃ N ₄ (Wälzkörper)	+	+++	++	0	0	++	↑↑↑
ZrO ₂ (Wälzkörper)	-	+++	0	-	-	+++	↑↑

Tabelle 5.1: Widerstandsfähigkeit verschiedener Wälzlagerwerkstoffe gegen unterschiedliche Versagensmechanismen [SCHAEFFLER13-2]

5.2 Lebensdauerberechnung für den oszillierenden Betrieb von Kugelgewindetrieben

Wenn die vorstehenden Rahmenbedingungen geschaffen wurden und Verschleiß ausgeschlossen werden kann, kann die nachfolgende Ermüdungslebensdauerberechnung durchgeführt werden.

5.2.1 Modifizierte nominelle Ermüdungslebensdauerberechnung

Im oszillierenden Betrieb erfährt ein Laufbahnabschnitt bei Schwenkwinkeln kleiner als 180° weniger Wälzkörperüberrollungen als im rotierenden Betrieb bei gleicher Drehzahl bzw. Frequenz. Um eine Lebensdauer in Schwenkbewegungen auszudrücken ist daher die allgemeine Lebensdauerformel nach Gleichung (2.6) anzupassen. Wie in Kapitel 3.1.1 dargestellt wurde, kann dies über eine Umrechnung der Drehzahl, der Tragzahl oder der aufgebrauchten Last erfolgen. Da die Drehzahl nur bei der Lebensdauerberechnung in Stunden (bzw. Minuten...) einfließt und die Tragzahl eindeutig als ertragbare Last definiert ist, die eine Million Umdrehungen mal ertragen werden kann, soll im Weiteren die aufgebrauchte äquivalente Last P_m in eine äquivalente Last $P_{m,osc}$ umgerechnet werden, die zusätzlich schwenkende Bewegungen berücksichtigt. Abhängig vom Betrag des Winkels θ kann dies nach Tabelle 5.2 erfolgen, die sich aus den Gleichungen (3.3) und (3.5) ergibt. Dabei ist darauf zu achten, dass mit kleiner werdenden Schwenkwinkeln die Wahrscheinlichkeit des Erreichens der Ermüdungslebensdauer unter die eines Ausfalls durch Verschleiß treten kann.

Schwenkwinkel θ	Äquivalente Last $P_{m,osc}$
$\theta \geq 180^\circ$	$P_{m,osc} = P_m$ (5.8)
$180^\circ > \theta \geq \theta_{crit}$	$P_{m,osc} = P_m \cdot \left(\frac{\theta}{180^\circ}\right)^{\frac{1}{3}}$ (5.9)
$\theta_{crit} > \theta \geq \theta_{dith}$	$P_{m,osc} = P_m \cdot \left(\frac{\theta}{180^\circ}\right)^{\frac{3}{10}} \cdot Z^{-\frac{1}{30}}$ (5.10)

Tabelle 5.2: Anpassungen der äquivalenten Last zur Berücksichtigung von Schwenkbewegungen

Durch die beschriebenen Ansätze kann eine Lebensdauer durch die Anzahl ertragbarer Schwenkbewegungen eines bestimmten Winkels ausgedrückt werden. Wie in Kapitel 3.1.1 jedoch dargelegt wurde, kann dabei der einzelne Wälzkontakt nicht mehr Überrollungen als im rotierenden Betrieb ertragen. Ausgedrückt in ganzen Umdrehungen bzw. Kilometern Hub, muss sich damit die gleiche Lebensdauer ergeben. Es ändert sich allerdings die Dauer (in Stunden) bis diese Anzahl an Lastwechseln erreicht wird.

Die Gleichungen (5.8) bis (5.10) sind für Schwenkbewegungen konstanten Schwenkwinkels geeignet. Bei Bewegungsprofilen, wie das in Bild 1.3 dargestellte, kann weder ein mittlerer Schwenkwinkel noch ein Kollektiv zur äquivalenten Lastbestimmung synthetisiert werden. In diesem Fall ist es zweckdienlich, die Berechnung anstatt über den Schwenkwinkel über den Hub $I_s(t)$ bzw. die davon abgeleitete Vorschubgeschwindigkeit $\dot{I}_s(t)$ zu beschreiben. Ausgehend von Gleichung (2.19) ergibt sich für oszillierende Bewegungen der in Gleichung (5.11) beschriebene allgemeine Ansatz.

$$P_m = \left[\frac{\int_T P(t)^3 \cdot |\dot{I}_s(t)| dt}{\int_T |\dot{I}_s(t)| dt} \right]^{\frac{1}{3}} \tag{5.11}$$

Da bei einem Vorzeichenwechsel der Last, abhängig von der Vorspannung unterschiedliche Flanken der Laufbahnen beansprucht werden, ist für diesen Fall eine Fallunterscheidung analog zu [DIN ISO 3408 2011, Teil 5] durchzuführen.

5.2.2 Erweiterte Lebensdauerberechnung

Bei der nominellen Lebensdauerberechnung werden Einflüsse durch den Schmierzustand und das Verhältnis von Last zu Ermüdungsgrenzbeanspruchung nicht berücksichtigt. Da im oszillierenden bzw. intermittierenden Betrieb nur partiell von der Bildung eines tragenden Schmierstoffkeils ausgegangen werden kann und auch EP-

Additive nur vorübergehend den Zustand der Mangelschmierung überbrücken können, muss bei längerem Betrieb unter diesen Bedingungen von einer Lebensdauerreduktion ausgegangen werden. Die Bestimmung des a_{ISO} -Faktors erfordert eine kontinuierliche Rotationsbewegung und ist hierfür durch einen geeigneten Ansatz zur Bestimmung einer äquivalenten Drehzahl zu erweitern. Zwar wurden im Stand der Forschung Vorgehensweisen zur Umrechnung von Schwenkfrequenzen in äquivalente Drehzahlen vorgestellt (insbesondere Gleichung (3.2)), diese lassen sich aber nur auf einfache Lastkollektive mit konstanten Schwenkwinkeln anwenden. Ein Bewegungsprofil, wie es in Bild 1.3 dargestellt ist, lässt sich dadurch nicht beschreiben.

Einen allgemeinen Ansatz zur Bestimmung einer mittleren Drehzahl liefert Gleichung (5.12).

$$\omega_m = \frac{1}{T} \cdot \int_T \omega(t) dt = \frac{1}{T} \cdot \int_T \dot{\theta}(t) dt \quad (5.12)$$

Durch Einführung eines Winkelgeschwindigkeitskorrektorexponenten Ω kann eine äquivalente Winkelgeschwindigkeit ω_{eq} gemäß Gleichung (5.13) bestimmt werden, bei der unterschiedliche Geschwindigkeitskomponenten durch geeignete Gewichtung berücksichtigt werden können. Für eine erste Näherung wird im Folgenden Ω zu eins gesetzt.

$$\omega_{eq} = \frac{1}{T} \cdot \left[\int_T (\dot{\theta}(t))^\Omega dt \right]^{\frac{1}{\Omega}} \quad (5.13)$$

Mit dem Zusammenhang zwischen dem Winkel $\theta(t)$ und der axialen Mutterposition $l(t)$ aus Gleichung (5.14) kann Gleichung (5.12) in Gleichung (5.15) überführt werden.

$$\theta(t) = \frac{2\pi}{P_h} \cdot l(t) \quad (5.14)$$

$$\omega_m = \frac{1}{T} \cdot \frac{2\pi}{P_h} \cdot \int_T \dot{l}(t) dt \quad (5.15)$$

Die so ermittelte Winkelgeschwindigkeit bzw. Drehzahl kann für eine a_{ISO} -Wertbestimmung nach [DIN ISO 281 2007] herangezogen werden.

Auf Grund der Drehrichtungsumkehr in den Scheitelpunkten der Schwenkbewegung ergeben sich, verglichen zu rotierend betriebenen Lagern, sehr niedrige Drehzahlwerte, was zu a_{ISO} -Werten nahe dem asymptotischen Grenzwert von 0,1 führt.

5.2.3 Berücksichtigung ungleicher Lastverteilung

Die zuvor vorgestellten Ansätze zur Auslegung von Kugelgewindetrieben hinsichtlich oszillierendem Betrieb stellen eine Modifikation der genormten Berechnung unter Verwendung einfach bestimmbarer Geometrie Größen und einer von außen einwirkenden Last dar. Dabei wird von der Annahme ausgegangen, dass sich die Last homogen über sämtliche Wälzkörper (sowohl innerhalb eines jeden Umlaufs als auch über alle Umläufe) verteilt. Dass dieser Umstand nicht immer eingehalten werden kann, wurde bereits in [FORSTMANN10] oder [MÜNZING15] nachgewiesen und ist in Bild 1.4 exemplarisch dargestellt.

Insbesondere durch Rückführsysteme mit mehreren Umlenkstücken, wie interne Rückführungen mittels Inlays, und durch gewichtsoptimierte Muttern mit geringen Wandstärken ergeben sich räumlich verteilte Schwächungen der Mutter, was zu inhomogenen Belastungsverteilungen entlang der Kugelketten führen kann. Zwar stellt [DIN 26281 2010] Ansätze zur Verfügung, die Verkippungen in Lagern und somit unterschiedliche Lasten entlang der Laufbahn ermöglichen, es wird aber nach wie vor von ideal steifen Lagerringen und einer steifen Anschlusskonstruktion ausgegangen. Das Zusammenspiel mehrerer verschalteter Umläufe, deren Lastverteilung abhängig vom Steifigkeitsverhalten von Spindel und Mutter ist, kann damit nicht erfasst werden. Damit steht zur Bestimmung der internen Lastverteilung im Kugelgewindetrieb nur eine numerische Lösung, z. B. mittels FEM, zur Verfügung.

5.2.3.1 Einzelkontaktkraftbestimmung mittels FEM

Für die Bestimmung der Kontaktkräfte zwischen Kugeln und Laufbahnen wird zunächst ein CAD-Modell des Kugelgewindetriebs, wie in Bild 5.4 gezeigt, erstellt und in das Finite-Elemente-Programm Ansys Workbench 14.5 überführt. Dabei werden bereits im CAD-Modell die Kugeln skriptgesteuert positioniert und zusätzliche Referenzpunkte an deren Kontaktpunkten mit den Laufbahnen erstellt.

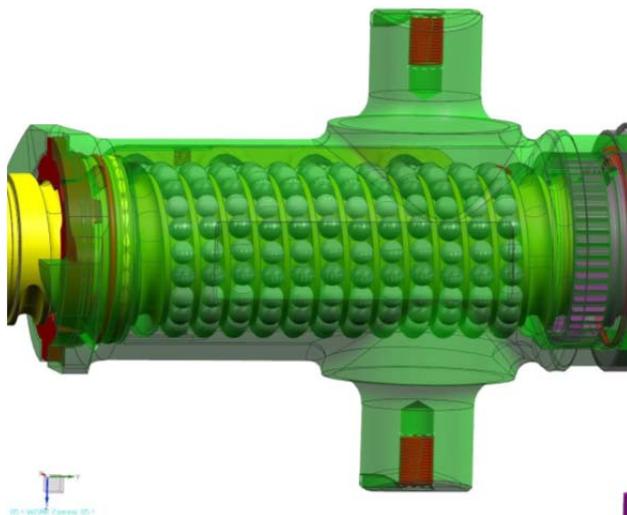


Bild 5.4: CAD-Modell eines Kugelgewindetriebs [PACIERI14], [MÜNZING15]

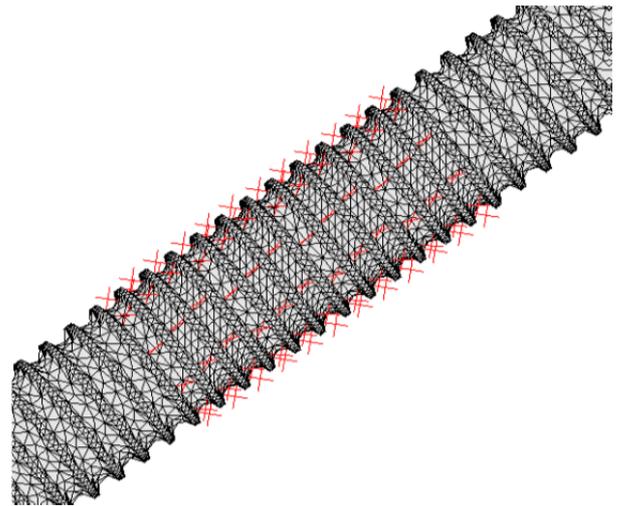


Bild 5.5: Vernetzte Spindel mit Federelementen anstatt Kugeln

Da sich das Einfederungsverhalten des Hertz'schen Kontakts mit analytischen Ansätzen z. B. nach [BRÄNDLEIN98, Seite 96ff], [YOUNG02, Seite 704] oder [DIN 26281 2010, Seite 9] beschreiben lässt, werden die Kugeln durch (Druck-)Federelemente ersetzt, die über die zuvor definierten Referenzpunkte positioniert werden. Die vernetzte und mit Federn versehene Spindel zeigt Bild 5.5. Der Zusammenhang zwischen Einfederung δ und Einzellast Q lässt sich dabei durch Gleichung (5.16) beschreiben. In der Modellerstellung kann eine homogen verteilte Vorspannkraft berücksichtigt werden. Die Federn leisten nur bei Druckkräften einen Beitrag zur Kraftübertragung.

$$\delta = \sqrt[3]{4,5 \cdot \left(\frac{1-\nu_E^2}{\pi \cdot E}\right)^2 \cdot K(\chi) \cdot \sqrt[3]{\frac{\sum \rho}{\chi^2 E(\chi)} \cdot Q^2}} \quad [\text{DIN 26281, Gl. 1}] \quad (5.16)$$

Durch die so entfallenden vier Kontakte pro Kugel (1x Kugel-Spindel, 1x Kugel-Mutter, 2x Kugel-Nachbarkugeln) kann eine Simulation innerhalb von einem Tag auf einem gewöhnlichen Arbeitsplatzrechner durchgeführt werden.

Die Einzelkräfte Q_e lassen sich im Anschluss an die Berechnung auslesen und grafisch aufbereiten. In Bild 5.6 ist ein solches Ergebnis der Einzelkraftbestimmung der lasttragenden Kugeln für den im folgenden Kapitel 6 verwendeten Prüfling unter der vorgesehenen Prüfkraft dargestellt. Die in der Rückführung befindlichen Kugeln werden nicht abgebildet.

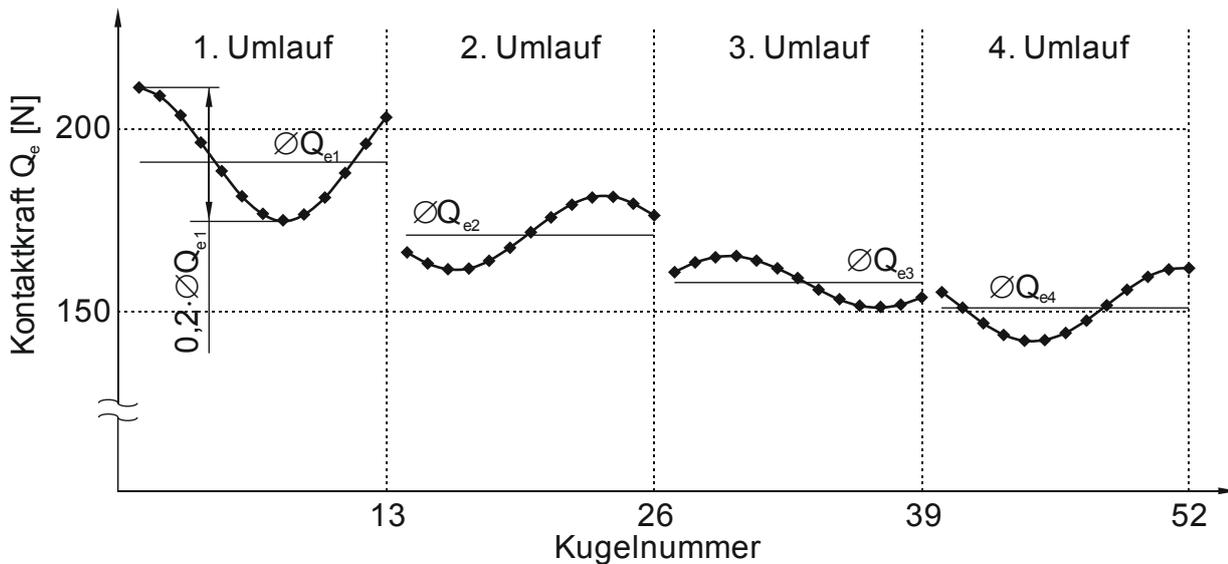


Bild 5.6: Einzelkräfte aus einer FEM-Simulation

Es zeigt sich zunächst, dass die einzelnen Umläufe grundsätzlich unterschiedlich stark belastet werden, was sich mit den Beobachtungen aus [FORSTMANN10] deckt. Während ein Einzelkontakt im ersten Umlauf durchschnittlich 190 N zu übertragen hat, sind es im vierten Umlauf ca. 150 N. Darüber hinaus ergeben sich jedoch auch innerhalb eines Umlaufs deutliche positionsabhängige Unterschiede. Beim ersten Umlauf beträgt die Streuung zwischen höchst- und niedrigstbelasteter Kugel annähernd 20 Prozent der mittleren Belastung. Während sich die Belastungsmaxima beim ersten und letzten Umlauf im Bereich der Rückführung wiederfinden, sind diese im zweiten und dritten Umlauf innerhalb der Kugelkette zu finden. Dies lässt sich auf die Nachgiebigkeit der Mutter und die Effekte der Lastverteilungen im ersten und letzten Umlauf zurückführen. Eine konstante Lastverteilung über den gesamten Kugelgewindetrieb, wie sie in [DIN ISO 3408 2010] angenommen wird, oder die Annahme konstanter Last innerhalb eines Umlaufs sind somit für diesen Anwendungsfall nicht zulässig.

5.2.3.2 Einfluss auf die Lebensdauer – Ermittlung einer Referenzlebensdauer

Zur Berücksichtigung der Lastverteilung innerhalb eines Lagers in Folge von Verkippungen wird in [DIN 26281 2010] eine äquivalente Last aus den einzelnen Kontaktkräften Q_{ei} gebildet und der Tragzahl des Einzelkontakts Q_c gegenübergestellt (vgl. Kapitel 2.3.4). Während bei [DIN 26281 2010] die Ringe als ideal steif angenommen werden können und sich so ein iterativ lösbares Gleichungssystem mit den Variablen Kontaktkraft und Druckwinkel ergibt, hat Kapitel 5.2.3.1 gezeigt, dass die räumlich verteilten Schwächungen der Kugelgewindetriebmutter einen zusätzlichen

Beitrag zur inhomogenen Lastverteilung liefern. Damit ist das Nachgiebigkeitsverhalten von Spindel und Mutter mit zu berücksichtigen, was bislang nur mittels FEM möglich ist. In Bild 5.7 ist daher ein Vorgehen dargestellt, mit dem die Einzelkontaktbestimmung aus Kapitel 5.2.3.1 in eine Ermüdungslebensdauerberechnung in Anlehnung an [DIN 26281 2010] einfließen kann.

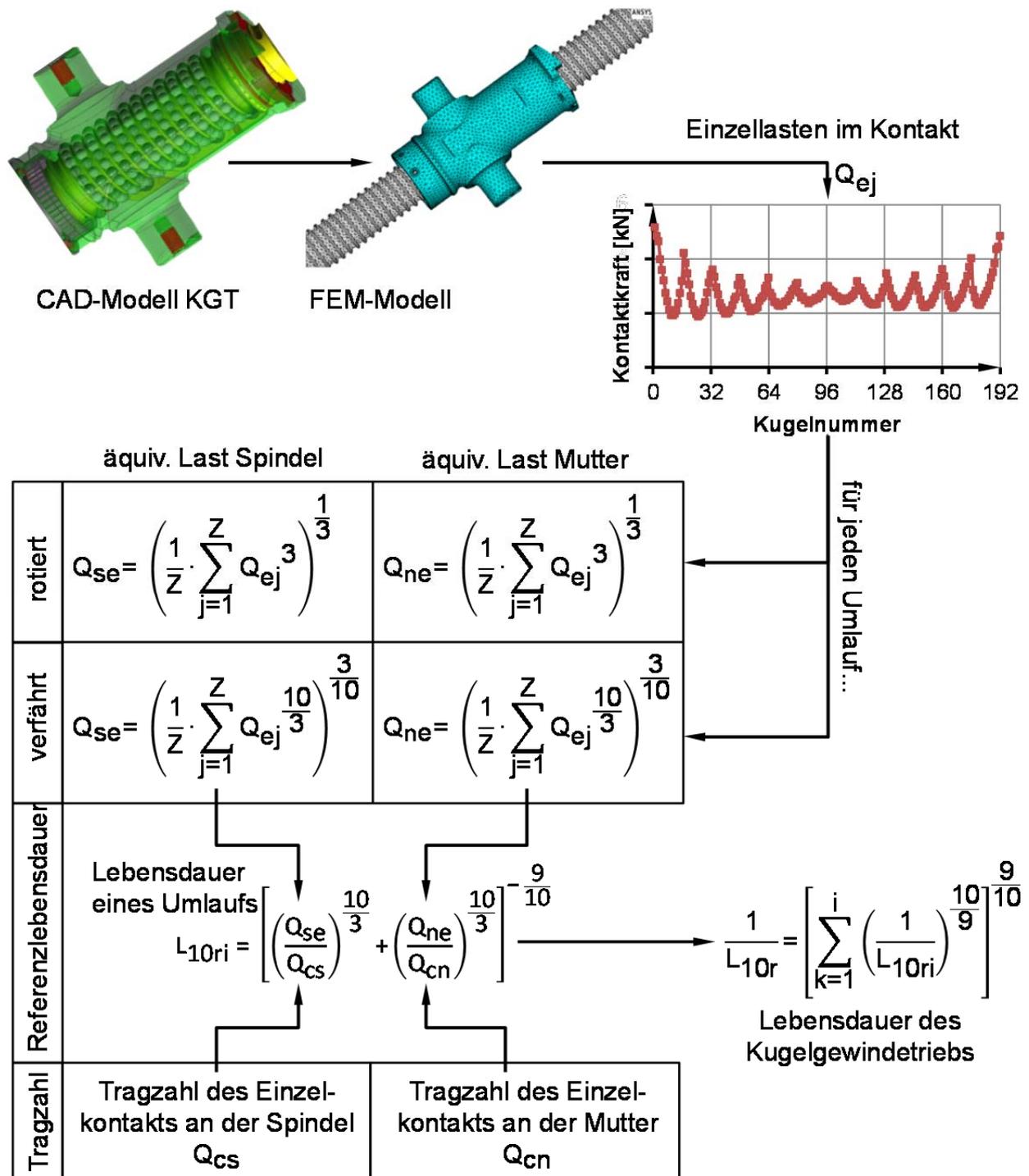


Bild 5.7: Ablaufplan zur Berücksichtigung ungleicher Lastverteilungen in der Lebensdauerberechnung

Aus der Simulation können die einzelnen Kontaktkräfte normal zur Laufbahnoberfläche (Q_{ej}) ermittelt werden. Im Folgenden wird unterschieden, ob der jeweilige Ring rotiert bzw. stillsteht (im Fall des KGT verfährt). Bei einem Lager, welches ausschließlich bei kleinen Schwenkwinkeln oszillierend betrieben wird, ist ein Ansatz mit zwei stillstehenden Ringen zu prüfen. Im Anschluss lässt sich aus den Einzellasten eine äquivalente Belastung jedes Umlaufs Q_{se} bzw. Q_{ne} bestimmen, mit der eine Lebensdauerberechnung für jeweils einen Umlauf L_{10ri} durchgeführt werden kann. Mittels Additionssatz der Wahrscheinlichkeit kann anschließend aus den Lebensdauern der Einzelumläufe L_{10ri} eine Gesamtlebensdauer L_{10r} bestimmt werden. Die dabei verwendeten Formeln basieren auf [DIN 26281 2010].

Für eine von außen wirkende äquivalente Last gilt dann Gleichung (5.17).

$$P_m = \sum_{j=1}^Z Q_{ej} \cdot \sin \alpha_j \cdot \cos \varphi = Z \cdot Q_m \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi \quad \text{für } \alpha_{1..j} = \text{konst.} = \alpha \quad (5.17)$$

Wird dieses Verfahren auf die in Bild 1.4 beschriebene Lastverteilung innerhalb eines beispielhaften Kugelgewindetriebs angewendet, so ergibt sich eine Lebensdauerreduktion gegenüber dem klassischen Ansatz um ca. 13 %. [MÜNZING15]

Einführung einer Lastverteilungskennzahl

Wie in Kapitel 5.2.3.2 beschrieben wurde, kann die Referenzlebensdauer L_{10r} , abhängig vom Maß der Ungleichverteilung, deutlich unter der nominellen Lebensdauer L_{10} liegen. Um Kugelgewindetriebe hinsichtlich des Maßes der Ungleichverteilung zu charakterisieren bzw. um bei geometrisch ähnlichen Kugelgewindetrieben auf eine erneute simulative Bestimmung der Einzelkontaktkräfte verzichten zu können, soll eine Lastverteilungskennzahl λ eingeführt werden. Ausgehend von einer mittels Sinusfunktion beschreibbaren Lastverteilung über dem Umfang, entsprechend Gleichung (5.18), kann die Belastung der einzelnen Abschnitte mit statistischen Maßzahlen erfasst werden. Damit lassen sich auch simulativ bestimmte Maßzahlen mit experimentell gemessenen vergleichen. In diesem Fall entspricht der Mittelwert der Lastverteilung Q_m dem Erwartungswert und die Amplitude des Sinus dem $\sqrt{2}$ -fachen der Standardabweichung SD geteilt durch Q_m . Damit ist die Summe der aufgebrachten Lasten für den inhomogenen und den homogenen Fall identisch.

$$Q_{ej} = Q_m \cdot \left[1 + \lambda \cdot \sin \left(\frac{j}{Z} \cdot 2\pi \right) \right] \quad \text{mit } \lambda = \sqrt{2} \cdot \frac{SD}{Q_m}, \text{ es gilt } \quad Z \cdot Q_m = \sum_{j=1}^Z Q_{ej} \quad (5.18)$$

Der Effekt dieses Ansatzes wird in Bild 5.8 verdeutlicht. Die ursprüngliche homogen angenommene Lastverteilung wird um den Betrag λ aus der Mitte der Laufbahn verschoben. Angewendet auf den Ansatz für rotierende Komponenten zeigt Bild 5.9 den daraus resultierenden Einfluss auf die äquivalente Last und die damit einhergehende Lebensdaueränderung.

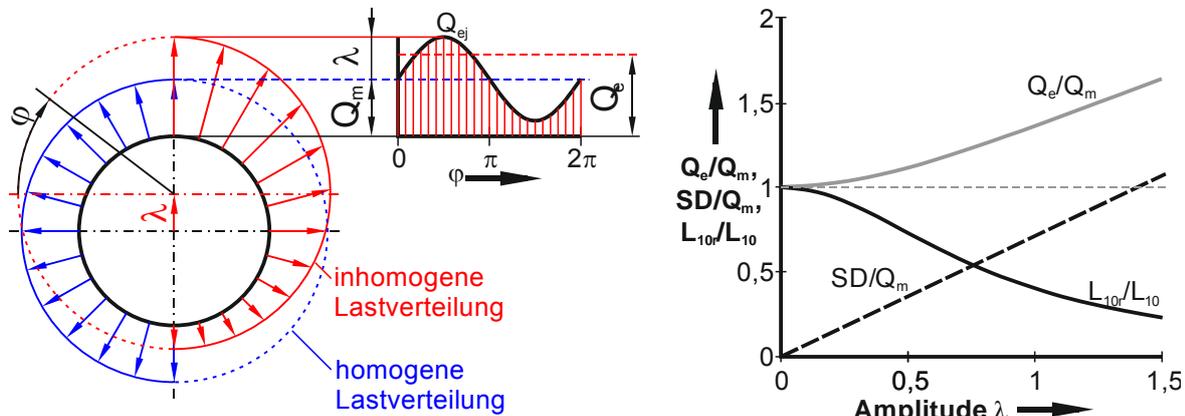


Bild 5.8: Generierung einer inhomogenen Lastverteilung

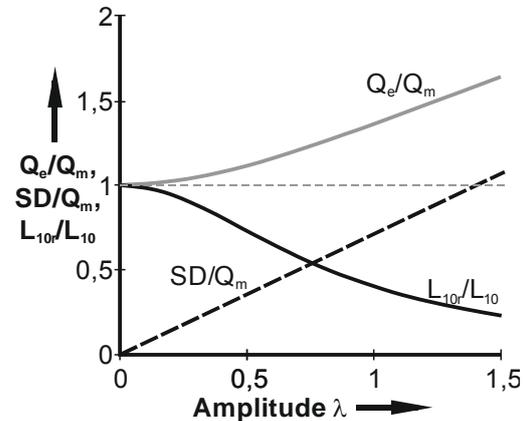


Bild 5.9: Einfluss der Ungleichverteilung auf Last und Lebensdauer

Wird Gleichung (5.18) auf die Ansätze aus Bild 5.7 angewendet, kann für rotierende Komponenten des Kugelgewindetriebes ein Verhältnis von äquivalenter zu mittlerer Einzellast gemäß Gleichung (5.19) in Abhängigkeit von der Standardabweichung ermittelt werden. Mit vereinfachten Ansätzen nach [BRÄNDLEIN98, Seite 171] ergibt sich für alle Komponenten Gleichung (5.20).

$$\frac{Q_{s,ne}}{Q_m} = \frac{1}{Q_m} \cdot \lim_{Z \rightarrow \infty} \left(\frac{1}{Z} \sum_{j=1}^Z Q_{ej}^3 \right)^{\frac{1}{3}} = \frac{1}{Q_m} \cdot \left(\frac{1}{2\pi} \cdot \left[\int_0^{2\pi} (Q_m \cdot (1 + \lambda \sin(\varphi)))^3 d\varphi \right] \right)^{\frac{1}{3}} = \left[3 \cdot \frac{SD^2}{Q_m^2} + 1 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5.19)$$

$$\frac{Q_e}{Q_m} = \frac{1}{Q_m} \cdot \frac{Q_{e,min} + 2Q_{e,max}}{3} = 1 + \frac{\sqrt{2}}{3} \cdot \frac{SD}{Q_m} \quad (5.20)$$

Damit kann, unter der Annahme, dass sich die Lastverteilung bei geometrisch ähnlichen Kugelgewindetrieben analog zu einander verhält, aus einer einmal bestimmten charakteristischen Standardabweichung bzw. einer einmal bestimmten Kennzahl λ eine Referenzlebensdauerberechnung bei gegebener äußerer Belastung ohne weitere simulative Bestimmung der Einzelkontaktkräfte durchgeführt werden.

Da die Last in der Lebensdauerberechnung in der dritten Potenz einfließt, hat das Verhältnis Q_e/Q_m einen deutlichen Einfluss. Dies ist in Bild 5.9 verdeutlicht, wo die

Verhältnisse von Standardabweichung zu mittlerer Einzellast, maximaler Einzellast zu mittlerer Last sowie Referenzlebensdauer zu nomineller Lebensdauer in Abhängigkeit von der Amplitude λ aufgetragen sind.

5.2.3.3 Einfluss auf den statischen Tragsicherheitsnachweis

Die in Kapitel 5.2.3.2 beschriebene ungleiche Lastverteilung innerhalb eines Umlaufs wirkt sich nicht nur auf die Lebensdauerberechnung aus, sondern beeinflusst den statischen Tragsicherheitsnachweis gleichermaßen. Da plastische Verformungen zu jeder Zeit zu vermeiden sind, muss Gleichung (5.21) gelten.

$$s_0 \geq \frac{Q_{c0s,n}}{Q_{e,max}} \quad (5.21)$$

Die Bestimmung der statischen Einzelkontakttragzahl Q_{c0} erfolgt dabei analog zur dynamischen Tragzahlberechnung nach Tabelle 2.3.

5.3 Erweiternde Berechnungsansätze

Nachdem in den vorangegangenen Kapiteln 5.1 und 5.2 Ansätze für die direkte Behandlung der in der Motivation beschriebenen Taumelscheibenaktorkik vorgestellt wurden, sollen im Folgenden weitere, im Kapitel 4 herausgearbeitete Defizite betrachtet werden, die insbesondere die kinematischen und geometrischen Unterschiede von Kugelgewindetrieben gegenüber Rotativwälzlagern betrachten.

5.3.1 Berücksichtigung von Bewegungsprofilen des Kugelgewindetriebs

5.3.1.1 Einfluss des Hubs auf die Tragzahlberechnung

In Kapitel 2 wurde die Theorie der Berechnung der nominellen Lebensdauer L_{10} erläutert. Die dabei verwendete Tragzahl C setzt sich aus den Einzeltragzahlen von Außen- und Innenring bzw. Mutter und Spindel zusammen. Einen wichtigen Beitrag leistet dabei das Überrollungsverhältnis u , welches angibt, wie viele Überrollungen ein Laufbahnabschnitt während einer Umdrehung erfährt.

Während die Spindelmutter analog zu Wälzlagern permanent mit Wälzkörpern im Kontakt steht, ist dies bei der Spindellaufbahn abhängig von der Mutterposition und somit vom Hub des Kugelgewindetriebs. Die Annahme der genormten Auslegung, dass stets die gleichen Laufbahnabschnitte im Kontakt sind, stellt somit den kritischsten denkbaren Fall für den Kugelgewindetrieb dar und führt in der Regel zu einer konservativen nominellen Lebensdauerbestimmung.

Durch Einführung des in Bild 5.10 beschriebenen und in Gleichung (5.22) hergeleiteten Parameters f_l , der den Hub l_s in Abhängigkeit von der tragenden Mutterlänge l_{tr} angibt, kann ein modifiziertes Überrollungsverhältnis definiert werden.

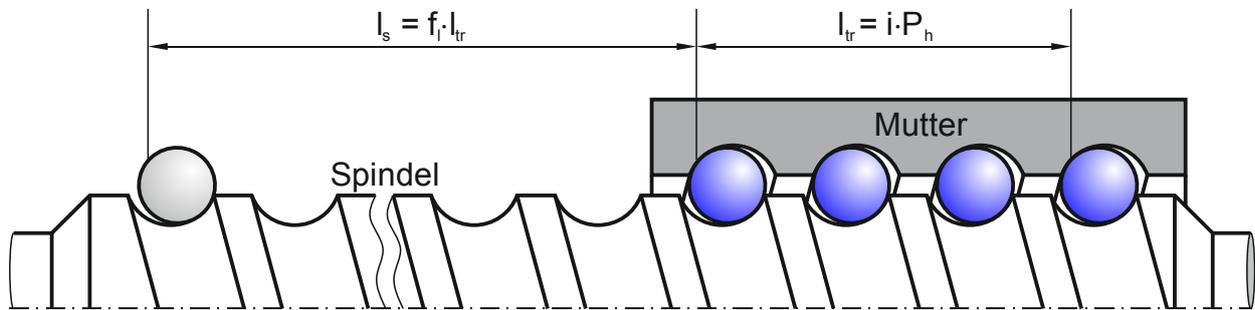


Bild 5.10: Zusammenhang zwischen Hub l_s , f_l und tragender Mutterlänge l_{tr}

$$f_l = \frac{l_s}{l_{tr}} = \frac{l_s}{i \cdot P_h} = \frac{U}{i} \quad (5.22)$$

Dabei ist bei der Modifikation des Überrollungsverhältnisses zwischen Hübem kleiner und größer als l_{tr} bzw. f_l kleiner oder größer eins zu unterscheiden.

$$u_s = \begin{cases} 0.5 \cdot Z_i \cdot (1 + \gamma) & \text{für } s < l_{tr}, \text{ d. h. } f_l < 1 \\ 0.5 \cdot Z_i \cdot (1 + \gamma) \cdot \frac{1}{f_l} & \text{für } f_l \geq 1 \end{cases} \quad (5.23)$$

Das so ermittelte Überrollungsverhältnis der Spindel u_s kann in Gleichung (2.8) zur Ermittlung der Tragzahl des Einzelkontakts Q_c einfließen. Da die Anzahl an Überrollungen des Einzelkontakts mit steigendem Hub sinkt, erhöht sich entsprechend die Tragzahl der Spindel.

Das Verhältnis unterschiedlicher Tragzahlen ist beispielhaft für den in Kapitel 6.1 beschriebenen Kugelgewindetrieb in Bild 5.11 dargestellt. Für $f_l < 1$ ist die Berechnung identisch zum Vorgehen nach Norm. Des Weiteren zeigt es das Verhältnis der Einzelkontakttragzahl der Spindel Q_{cs} zur nach Norm berechneten ($Q_{cs,ISO}$) nach Gleichung (5.23). Mit größer werdendem Hub sinkt die Anzahl an Überrollungen an der Spindellaufbahn, wodurch sich die modifizierte Tragzahl erhöht. Des weiteren zeigt Bild 5.11 die sich daraus ergebenden Einflüsse auf das Verhältnis von Muttertragzahl zu Spindeltragzahl C_n/C_s . Von einem Wert größer eins beginnend nimmt dieses immer weiter ab. Dies hat zur Folge, dass die Gesamttragzahl mit größer werdendem Hub des Kugelgewindetriebs weitestgehend von der Muttertragzahl C_n abhängig ist und nicht von C_s (C/C_n). Dies zeigt sich auch im Verhältnis der neu bestimmten Gesamttragzahl C zur nach Norm berechneten Tragzahl C_{ISO} .

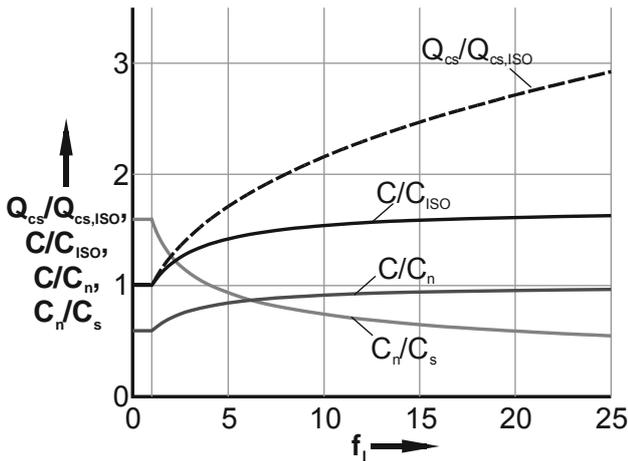


Bild 5.11: Einfluss des Hubs auf einzelne Tragzahlverhältnisse, beispielhaft für einen KGT

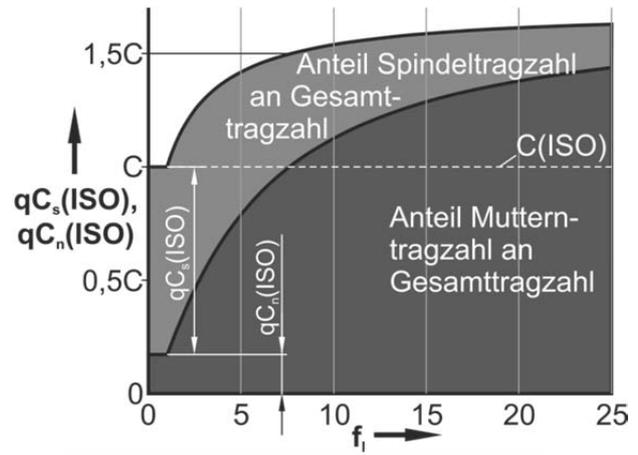


Bild 5.12: Anteil von Spindel- und Muttertragzahl an Gesamttragzahl in Abhängigkeit vom Hub

In Bild 5.12 ist der Anteil von Spindel- und Muttertragzahl an der Gesamttragzahl des Kugelgewindetriebs qC_s bzw. qC_n dargestellt. Die jeweiligen gewichteten Anteile bestimmen sich nach Gleichung (5.24). Es zeigt sich der bei quasi-Stillstand dominierende Einfluss der Spindeltragzahl, der mit zunehmendem Hub deutlich abnimmt. Ab $f_l \approx 4$ stellt sich für den betrachteten Kugelgewindetrieb näherungsweise $qC_s = qC_n$ ein.

$$qC_{s,n} = \frac{C_{s,n}^{-\frac{10}{3}}}{C_s^{-\frac{10}{3}} + C_n^{-\frac{10}{3}}} \cdot C \tag{5.24}$$

Strebt f_l gegen unendlich, verliert der Anteil der Spindeltragzahl zunehmend an Bedeutung. Es gilt dann Gleichung (5.25).

$$\lim_{f_l \rightarrow \infty} C = \lim_{f_l \rightarrow \infty} \left(C_s^{-\frac{10}{3}} + C_n^{-\frac{10}{3}} \right)^{-\frac{3}{10}} = C_n \tag{5.25}$$

Der vorgestellte Ansatz ähnelt vom Grundgedanken den Ansätzen von Hilmer. Wie auch bei [HILMER78, Seite 76] wurde der Einfluss des Hubs auf das Volumen innerhalb der Palmgren-Lundberg-Regel nach Gleichung (2.5) vernachlässigt. Da mit größer werdendem Volumen die Wahrscheinlichkeit der Rissentstehung an einer Fehlstelle steigt, mit kleiner werdendem Zeitanteil an der Beanspruchung aber sinkt, kompensieren sich diese beiden Effekte teilweise. Das exakte Verhältnis (für die Spindellaufbahn) ergibt sich dann nach Gleichung (5.26). Mit dem Weibull-Exponenten $e \approx 1,1$ würde der Einfluss des Hubs mit 0,1 potenziert werden, was dessen Wirkung deutlich reduziert.

$$\frac{\text{Zeitanteil überrolltes Volumen}}{\text{Größe betrachtetes Volumen}} = \frac{u^e}{u} = u^{e-1} = \left[0.5 \cdot Z_i \cdot (1+\gamma) \cdot \frac{1}{f_i} \right]^{e-1} = \text{const.} \cdot \left[\frac{1}{f_i} \right]^{e-1} \quad (5.26)$$

Es muss allerdings hinterfragt werden, ob die Anwendung der Palmgren-Lundberg-Regel in diesem Fall zutreffend ist. Bei einem Kugelgewindetrieb mit unendlich langem Hub könnte sich kein Ermüdungsriß im Laufbahnvolumen herausbilden. Dennoch würde das Volumen berücksichtigt werden.

5.3.1.2 Referenzhub und positionsabhängige Lastkollektive

Einführung eines Referenzhubs bei Kugelgewindetrieiben

Anders als bei Kugelgewindetrieiben wird bei Linearwälzlagern ein Referenzhub l_{ref} zur Bestimmung der dynamischen Tragzahl nach [DIN ISO 14728-1 2005] zugrunde gelegt. Damit kann einerseits die in Bild 5.11 und Bild 5.12 verdeutlichte große Tragzahländerung für kleine Werte von f_i (nahe eins) berücksichtigt werden, andererseits entfällt der Widerspruch zur Palmgren-Lundberg Regel.

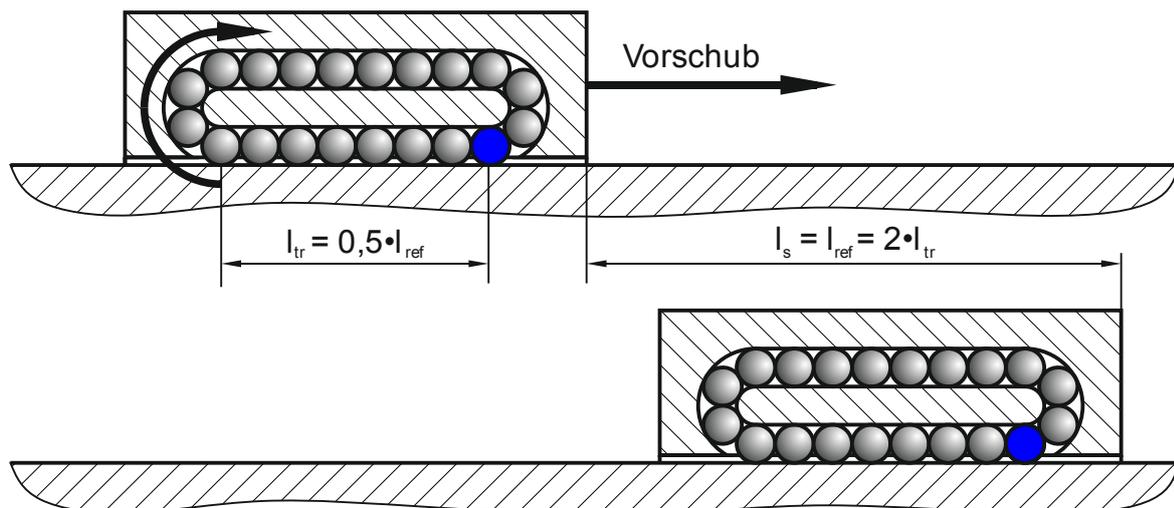


Bild 5.13: Definition des Referenzhubs gemäß [DIN ISO 14728-1 2005]

In Bild 5.13 ist die Bestimmung des Referenzhubs nach [DIN ISO 14728-1 2005] verdeutlicht. Für ein Linear-Kugellager mit Kugelumlauf ergibt sich dieser, unter Vernachlässigung der Umlenkleisten, als die doppelte tragende Länge der Kugelkette. Dies bedeutet, dass nach dem Zurücklegen des Referenzhubs die Kugelkette einen kompletten Umlauf vollzogen hat und damit alle Kugeln für denselben Zeitanteil im Kontakt mit der belasteten Zone waren. Lebensdauersteigerungen durch größere Hübe werden zugunsten einer konservativen Abschätzung vernachlässigt, kleinere Bewegungen werden durch Minderungsfaktoren berücksichtigt (vgl. Kapitel 3.1.1 bzw. [SKF11, Seite 12]).

Anders als beim Linearwälzlager mit Umlauf, lässt sich beim Kugelgewindetrieb auf Grund seiner zahlreichen Gestaltungsvarianten des Rückführsystems kein ähnlich einfacher, allgemeingültiger Zusammenhang zwischen Hub und Zeitanteilen der Kugeln an der Lastübertragung bestimmen. Bei einem Kugelgewindetrieb mit interner Rückführung ist ein vollständiger Kugelkettenumlauf deutlich früher erreicht als bei einem System mit Endkappenrückführungen. Durch die räumlich verteilte Anordnung der Umlenkstücke können bei kleinen Hüben Bereiche entstehen, die noch gar nicht von einer Kugel überrollt wurden.

Eine konservative Abschätzung stellt die Annahme einer durchgängigen Kugelkette dar, wie sie bei Rückführungen mit Endkappen oder mit einem Umlenkrohr realisiert werden, da hier die Kugelkette den gesamten Mutterkörper durchlaufen muss.

Bei einer Hubbewegung um $2 \cdot l_{tr}$ hat sich die Kugelkette dann um z_1 Kugeln weiter bewegt. Der Unterschied innerhalb der unterschiedlichen Rückführungsarten und gegenüber Linearwälzlagern lässt sich dann durch ein Verhältnis Δ anhand Gleichung (5.27) quantifizieren.

$$\Delta = \frac{z_1}{z_1 + z_0} \quad (5.27)$$

Wie in Bild 5.10 dargestellt ist, ist die tragende Mutterlänge l_{tr} beim Kugelgewindetrieb proportional zur Anzahl an Umläufen i . Zum Zurücklegen des so definierten Referenzhubs wären $2 \cdot i$ Umdrehungen nötig. Damit werden „kurze“ Kugelgewindetriebe benachteiligt, da Systeme mit vielen Umläufen entsprechend viele Umdrehungen vollführen und somit bessere Schmierungsbedingungen (Aufbau eines tragenden Schmierstoffkeils) realisieren können.

Daher erscheint eine Definition in Abhängigkeit der Spindelsteigung P_h oder in Umdrehungen zweckdienlicher, da bei beiden die Anzahl der Umläufe nicht einfließen würde. Dies würde allerdings auf $f_i < 1$ hinauslaufen, wodurch sich nach Gleichung (5.23) kein tragzahlsteigernder Effekt einstellt.

Es finden sich somit zahlreiche Argumente für und wider hinsichtlich der unterschiedlichen Referenzhubdefinitionen und deren Anwendung auf Kugelgewindetriebe. Ein Kriterium, welches allen Anforderungen genügt, ist bislang nicht definiert. Im Folgenden soll ein Ansatz präsentiert werden, der die Problemstellung aus Kapitel 5.3.1.1 umgeht und ohne Referenzhubdefinition auskommt.

Berücksichtigung positionsabhängiger Belastungskollektive

Der in Kapitel 5.3.1.1 vorgestellte Ansatz zur Modifikation der Spindeltragzahl ist dann zulässig, wenn die Ausfallwahrscheinlichkeit der Spindel an allen Mutterpositionen gleich ist. Hierzu muss die Belastung während einer Hubbewegung an jeder Position konstant sein. Dies ist zum Beispiel bei Hebebühnen näherungsweise der Fall. Bei Vorschubachsen, mit hohen Anforderungen an die Positioniergenauigkeit, können die Vorspannkräfte die Prozesskräfte übersteigen, wodurch ebenfalls näherungsweise konstante Belastungen angenommen werden können.

Für Anwendungen, bei denen die Belastung mit der Mutterposition im Zusammenhang steht (wie bei Pressen oder Schließanlagen von Spritzgießmaschinen), ergeben sich aber unterschiedliche Lebensdauern für die einzelnen Spindelabschnitte. Hier kann eine Bestimmung der Lebensdauer in Hubbewegungen bzw. Lastzyklen zweckdienlicher sein als eine Lebensdauer in Umdrehungen oder Kilometern. Bild 5.14 zeigt ein solches, beispielhaftes Lastkollektiv. Dabei wird die Gesamthublänge in k Segmente der tragenden Mutternlänge l_{tr} unterteilt.

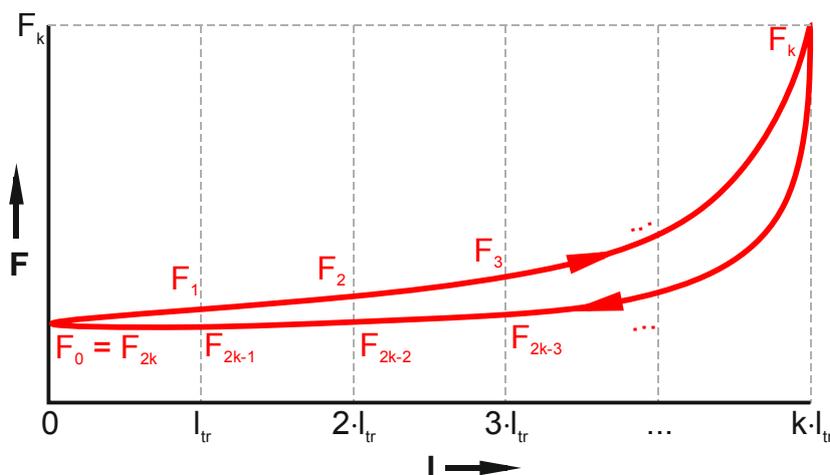


Bild 5.14: Fiktives Lastkollektiv einer Presse

Während einer zyklischen Hin- und Herbewegung hat die Mutter dann einen Weg von $2k$ Segmenten zurückgelegt und sämtliche Lastniveaus von F_0 bis F_{2k} durchfahren. Für die Spindel entsprechen die k Segmente jeweils einem Spindelabschnitt, welcher damit auch nur dem in seinem Bereich wirkenden Lastniveau ausgesetzt ist. Entsprechend ist für die Mutter eine Lebensdauer für den Gesamthub gemäß Gleichung (5.28) zu bestimmen. Dabei ergeben sich die Vorfaktoren der Lebensdauergleichung aus der Hin- und Herbewegung sowie der Umrechnung von Umdrehungen in Hubbewegungen.

$$L_{10, nH} = \frac{1}{2} \cdot \frac{P_h}{k \cdot l_{tr}} \cdot \left(\frac{C_n}{P_{eqn}} \right)^3, \text{ mit} \quad P_{eqn} = \frac{1}{2k} \left[\sum_{j=1}^{2k} \left(F_j \frac{10}{3} \right)^3 \right]^{\frac{3}{10}} \quad (5.28)$$

Für die Spindel ergibt sich die Gesamtlebensdauer in Hüben $L_{10s,H}$ über den Additionssatz der Wahrscheinlichkeit aus den Einzellebensdauern der k Spindelsegmente gemäß Gleichung (5.29). Für die segmentweisen Einzellebensdauern der Spindel $L_{10,sHj}$ kann für jedes Segment eine äquivalente Last nach Gleichung (5.30) abschnittsweise bestimmt werden.

$$L_{10,sH} = \left[\sum_{j=1}^k (L_{10,sHj})^{-\frac{10}{9}} \right]^{-\frac{9}{10}} \quad (5.29)$$

$$L_{10, sHj} = \frac{1}{2i} \cdot \left(\frac{C_s}{P_{eqs,j}} \right)^3, \text{ mit} \quad P_{eqs,j} = \frac{1}{4} \sqrt[3]{F_j^3 + F_{j-1}^3 + F_{2k-j}^3 + F_{2k-j-1}^3} \quad (5.30)$$

Die Gesamtlebensdauer des Kugelgewindetriebs in Hüben bzw. Lastzyklen ergibt sich dann nach Gleichung (5.31).

$$L_{10,H} = \left[(L_{10,sH})^{-\frac{10}{9}} + (L_{10,nH})^{-\frac{10}{9}} \right]^{-\frac{9}{10}} \quad (5.31)$$

Durch diesen Ansatz kann die in Kapitel 5.3.1.1 vorgestellte Problematik hinsichtlich der Gültigkeit der Palmgren-Lundberg-Regel und der Definition eines Referenzhubs umgangen werden. Da hier die Lebensdauer der Spindel abschnittsweise bestimmt und mittels Additionssatz der Wahrscheinlichkeit zu einer Gesamtlebensdauer zusammengesetzt wird, wird der Spindelhub indirekt von alleine berücksichtigt.

Einzige Voraussetzung ist, dass sich der Hub als ganzzahliges Vielfaches der tragenden Mutternlänge beschreiben lässt.

5.3.2 Berücksichtigung von Kugelkettenunterbrechungen auf Grund der Rückführung

Bei Kugelgewindetrieben, deren Anzahl an Rückführungen größer oder gleich der Anzahl an Gängen ist (also bei eingängigen KGTs eine Rückführung), treten gegenüber durchgängigen Kugelketten konstruktiv bedingte Unterbrechungen zum Einleiten und Ausheben der Kugeln auf. Diese Umlenkungen sind versetzt angeordnet, um eine zu starke Schwächung der Mutter in einer Schnittebene zu vermeiden und eine homogenere Lastverteilung zu erzielen. Bild 5.15 zeigt dies am Beispiel eines Kugelgewindetriebs

mit interner Rückführung. Ähnlich wie in Abschnitt 5.3.1, entstehen dadurch unterschiedliche Zeitanteile für die Beanspruchung von Spindel- und Mutterlaufbahn.

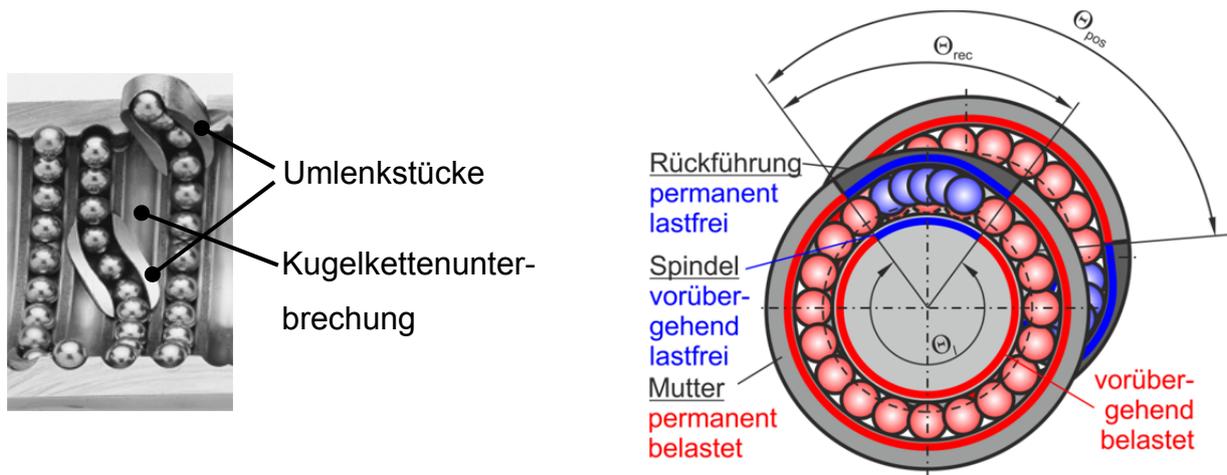


Bild 5.15: KGT-Mutter mit interner Rückführung [KORTA09, Seite 16]

Bild 5.16: Schnitt entlang einer Kugalkette eines Umlaufs. Weiterer Umlauf im Hintergrund

Es lässt sich ein Faktor ζ einführen, welcher die tatsächlich eingesetzten lasttragenden Kugeln z_i mit den theoretisch maximal möglichen Kugeln innerhalb des Mutternkörpers $z_{i,max}$ ins Verhältnis setzt (Gleichung (5.32)). Dabei kann ζ einen Wert von maximal eins annehmen, was einem System mit durchgehender Kugalkette (wie z. B. bei einem System mit Endkappenrückführung) entspricht. $\zeta = 0$ ist hingegen ein Grenzwert, der für einen Kugelgewindetrieb erreicht werden würde, bei dem zwei Umläufe unendlich weit voneinander entfernt liegen.

$$\zeta = \frac{z_i}{z_{i,max}} = \frac{\theta_i}{\theta_i + \theta_{rec} + \theta_{pos}} \leq 1 \quad (5.32)$$

Ausgedrückt in Umschlingungswinkeln entspricht die maximale Kugelanzahl einer Laufbahnlänge, die neben dem belasteten Bereich θ_i , den in Bild 5.16 dargestellten Winkel der Rückführung θ_{rec} sowie der radialen Verteilung der Umlenkstücke θ_{pos} umfasst. Sind die Umlenkstücke um jeweils $\theta_{pos} = 120^\circ$ versetzt und reduziert sich der Umschlingungswinkel der Kugalkette auf Grund der Rückführung von 360° auf 345° (also $\theta_{rec} = 15^\circ$), so entspricht ζ einem Wert von $345^\circ / (345^\circ + 15^\circ + 120^\circ) \approx 0,72$.

Das Überrollungsverhältnis der Spindel ergibt sich dann nach Gleichung (5.33).

$$u_s = \frac{1}{2} \cdot (1 + \gamma) \cdot z_i \cdot \zeta \quad (5.33)$$

Analog zu Kapitel 5.3.1 kann das veränderte Überrollungsverhältnis in einer Modifikation der Spindeltragzahl berücksichtigt werden. Bild 5.17 und Bild 5.18 veranschaulichen den Einfluss des so ermittelten Ansatzes exemplarisch für den in Kapitel 6.1 vorgestellten Kugelgewindetrieb. Der Effekt ist grundsätzlich vergleichbar mit dem von zunehmendem Hub bei konstanter Last. Durch die niedrigere Anzahl an Überrollungen nimmt der Anteil der Spindeltragzahl in der Gesamttragzahlberechnung ab, wodurch diese immer stärker von der Muttertragzahl abhängig ist.

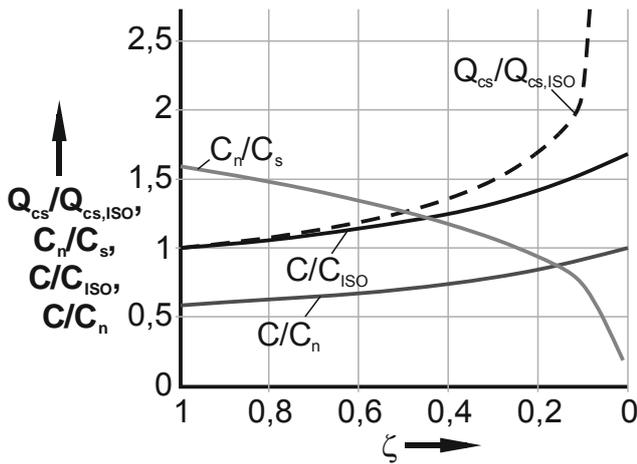


Bild 5.17: Einfluss der lastfreien Spindellänge auf einzelne Tragzahlverhältnisse für einen Kugelgewindetrieb

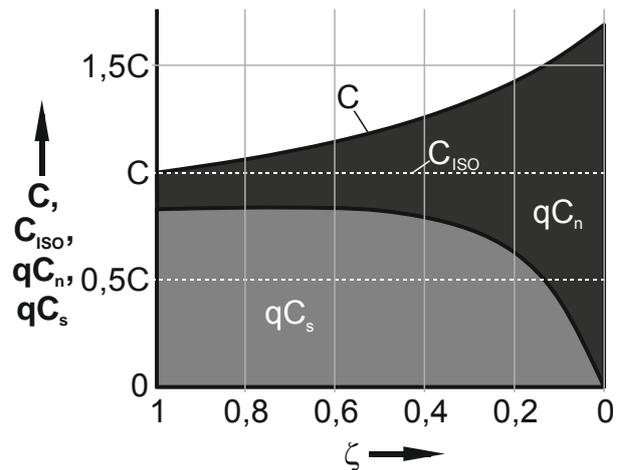


Bild 5.18: Anteil von Spindel- und Muttertragzahl an Gesamttragzahl in Abhängigkeit der lastfreien Spindellänge

Für übliche Werte von ζ ($> 0,6 \dots 0,7$) beträgt die so ermittelte Tragzahlsteigerung für den betrachteten Kugelgewindetrieb bis zu 10 %.

Damit kann die Berücksichtigung der lastfreien Spindellaufbahn innerhalb des Mutterkörpers zu einer Optimierung des Kugelgewindetriebs herangezogen werden, im Rahmen einer konservativen Auslegung kann sie vernachlässigt werden.

5.3.3 Fazit zu Kapitel 5.3

Durch die starke Anlehnung der genormten Auslegung von Kugelgewindetrieben an die von Wälzlagern wird die Überlagerung von Rotations- und Längsbewegung nicht berücksichtigt. Des Weiteren werden nur die belasteten Laufbahnabschnitte betrachtet. Unterbrechungen, wie sie durch interne Umlenkstücke hervorgerufen werden können, werden vernachlässigt.

Mit den in Kapitel 5.3 vorgestellten Ansätzen können sowohl die axiale Bewegung des Kugelgewindetriebs und dabei auftretende, positionsgebundene Belastungen in der

Lebensdauerberechnung ohne zusätzliche Definition eines Referenzhubs berücksichtigt werden. Das Ergebnis ist eine Lebensdauer in Hubbewegungen anstatt in Umdrehungen, was vorteilhaft für die Auslegung der dazugehörigen Applikation sein kann. Darüber hinaus kann der interne Aufbau des Kugelgewindetriebs über eine Korrektur der Tragzahlbestimmung einfließen, wobei das Vernachlässigen dieser Erweiterungen zu einem konservativen Ergebnis führt.

Beide Ansätze können unabhängig von einander in die etablierte Lebensdauerberechnung von Kugelgewindetrieben einfließen.

5.4 Zusammenfassung der Berechnungsansätze

Die in den vorangegangenen Kapiteln hergeleiteten Berechnungsansätze sollen im Folgenden zusammengefasst werden:

Kleine Schwenkbewegungen:

- Es gilt der Zusammenhang:

$$L_{10} = \left(\frac{C_m}{P_{m,osc}} \right)^p \cdot 10^6 \quad (2.6)$$

Dabei ist $C_m = C/\zeta$, wobei sich mit $\zeta = 1$ die Tragzahl nach Norm ergibt.

- Die äquivalente Belastung bestimmt sich in Abhängigkeit von dem Schwenkwinkel θ bzw. dem Hub l_s :
 - Für ein allgemeines Bewegungsprofil ist:

$$P_{m,osc} = P_m = \left[\frac{\int_T P(t)^3 \cdot |i_s(t)| dt}{\int_T |i_s(t)| dt} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5.11)$$

- Im Sonderfall einer oszillierenden Bewegung mit konstantem Schwenkwinkel gilt für $\theta > 180^\circ$ bzw. $l_s > P_n/2$:

$$P_{m,osc} = P_m \quad (5.8)$$

- Für Schwenkwinkel $< 180^\circ$ lässt sich $P_{m,osc}$ nach Gleichung (5.9) bestimmen:

$$P_{m,osc} = P_m \cdot \left(\frac{\theta}{180^\circ} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.9)$$

- Im Bereich 0° bis θ_{crit} wird in der Literatur zusätzlich der Zusammenhang nach Gleichung (5.10) zur Verfügung gestellt:

$$P_{m,osc} = P_m \cdot \left(\frac{\theta}{180^\circ} \right)^{\frac{3}{10}} \cdot Z^{-\frac{1}{30}} \quad (5.10)$$

Hiermit ergeben sich niedrigere Werte für $P_{m,osc}$ als nach Gleichung (5.9). Im Interesse einer konservativen Abschätzung und einer einfachen Umsetzbarkeit mit wenigen Fallunterscheidungen, wird dieser Ansatz in den folgenden Kapiteln nicht weiter betrachtet.

- Anhand der Erkenntnisse aus Kapitel 5.2.3 wird empfohlen, für P_m nicht die äußere aufgebrachte Last F , sondern eine aus den Kontaktkräften bestimmte äquivalente Belastung zu verwenden.
- Mit kleiner werdendem Schwenkwinkel wird der Zeitanteil, in dem elasto-hydrodynamische Schmierungsbedingungen vorliegen, immer geringer. Damit steigt die Wahrscheinlichkeit, dass ein oberflächennaher Schadensmechanismus, wie Verschleiß, vor Ermüdungserscheinungen innerhalb des Laufbahnvolumens zum Ausfall des Kugelgewindetriebs führen wird. Ab Schwenkwinkeln kleiner $\theta_{crit}/2$ sollte die Gültigkeit der Ansätze daher für den jeweiligen Anwendungsfall experimentell bestätigt werden.

Große Hubbewegungen

- Während einer Hubbewegung ist die Mutternlaufbahn permanent an der Lastübertragung beteiligt, einzelne Spindelabschnitte jedoch nur zeitweise → getrennte Lebensdauerberechnung für Mutter und k einzelne Spindelsegmente.
- Für die Mutter gilt in diesem Fall:

$$L_{10, nH} = \frac{1}{2} \cdot \frac{P_h}{k \cdot l_{tr}} \cdot \left(\frac{C_n}{P_{eqn}} \right)^3, \text{ mit } P_{eqn} = \frac{1}{2k} \left[\sum_{j=1}^{2k} \left(F_j \frac{10}{3} \right) \right]^{\frac{3}{10}} \quad (5.28)$$

- Die Lebensdauer eines einzelnen Spindelabschnitts j ergibt sich aus

$$L_{10, sHj} = \frac{1}{2i} \cdot \left(\frac{C_s}{P_{eqs,j}} \right)^3, \text{ mit } P_{eqs,j} = \frac{1}{4} \sqrt[3]{F_j^3 + F_{j-1}^3 + F_{2k-j}^3 + F_{2k-j-1}^3} \quad (5.30)$$

Die Lebensdauer der Spindel ist dann

$$L_{10, sH} = \left[\sum_{j=1}^k (L_{10, sHj})^{-\frac{10}{9}} \right]^{-\frac{9}{10}} \quad (5.29)$$

- Durch Kombination von Spindel- und Mutternlaufbahn ergibt sich die Lebensdauer des Kugelgewindetriebs in Hüben anstatt Umdrehungen gemäß Gleichung (5.31):

$$L_{10, H} = \left[(L_{10, sH})^{-\frac{10}{9}} + (L_{10, nH})^{-\frac{10}{9}} \right]^{-\frac{9}{10}} \quad (5.31)$$

In Tabelle 5.3 sind die zentralen Formeln nochmals gegenübergestellt.

Kleine (Schwenk-) Bewegungen		
Nominelle Lebensdauergleichung		$L_{10} = \left(\frac{C_m}{P_{m,osc}} \right)^p \cdot 10^6 \quad (2.6)$
Erweiterte Tragzahl		$C_m = \frac{C}{\zeta} \quad \text{konservativ: } \zeta = 1$
Äquivalente Belastung	Allgemein	$P_{m,osc} = P_m = \left[\frac{\int_T P(t)^3 \cdot \dot{i}_s(t) dt}{\int_T \dot{i}_s(t) dt} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (5.11)$
	Oszillierend mit $\theta > 180^\circ$ bzw. $i_s > P_H/2$	$P_{m,osc} = P_m \quad (5.8)$
	$\theta < 180^\circ$	$P_{m,osc} = P_m \cdot \left(\frac{\theta}{180^\circ} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.9)$
	$\theta < \theta_{crit}$	$P_{m,osc} = P_m \cdot \left(\frac{\theta}{180^\circ} \right)^{\frac{3}{10}} \cdot Z^{-\frac{1}{30}} \quad (5.10)$
Belastung aus FEM		$P_m = \sum_{j=1}^Z Q_{ej} \cdot \sin \alpha_j \cdot \cos \varphi \quad (5.17)$
Große Hubbewegungen		
Lebensdauer des Kugelgewindetriebs in Hubbewegungen		$L_{10,H} = \left[(L_{10,sH})^{-\frac{10}{9}} + (L_{10,nH})^{-\frac{10}{9}} \right]^{-\frac{9}{10}} \quad (5.31)$
Mutterkörper	Lebensdauer der Mutter	$L_{10, nH} = \frac{1}{2} \cdot \frac{P_h}{k \cdot l_{tr}} \cdot \left(\frac{C_n}{P_{eqn}} \right)^3 \quad (5.28)$
	Äquivalente Belastung	$P_{eqn} = \frac{1}{2k} \left[\sum_{j=1}^{2k} \left(F_j^{\frac{10}{3}} \right) \right]^{\frac{3}{10}} \quad (5.28)$
Spindel	Lebensdauer der Spindel	$L_{10,sH} = \left[\sum_{j=1}^k (L_{10,sHj})^{-\frac{10}{9}} \right]^{-\frac{9}{10}} \quad (5.29)$
	Lebensdauer eines Spindelabschnitts	$L_{10, sHj} = \frac{1}{2i} \cdot \left(\frac{C_s}{P_{eqs,j}} \right)^3 \quad (5.30)$
	Äquivalente Belastung eines Spindelabschnitts	$P_{eqs,j} = \frac{1}{4} \sqrt[3]{F_j^3 + F_{j-1}^3 + F_{2k-j}^3 + F_{2k-j-1}^3} \quad (5.30)$

Tabelle 5.3: Übersicht der Berechnungsansätze

6 Experimentelle Validierung

Das Auslegungsverfahren nach Kapitel 5 lässt sich analog zu seiner Gliederung in die Teile „Lebensdauerberechnung ermöglichen“ und „Lebensdauerberechnung durchführen“ einteilen.

Daher soll zunächst die Validität des Auslegungsverfahrens im oszillierenden Betrieb in einem Betriebsbereich nachgewiesen werden, in dem die geforderten Randbedingungen hinsichtlich Schmierung und Überrollungsverhältnissen der Laufbahnen erfüllt sind. Ausgehend von Bild 5.3 wird ein Schwenkwinkel der Größenordnung $\theta \approx \theta_{\text{crit}}$ gewählt, um einerseits Verschleißschäden an den Laufbahnen zu vermeiden und andererseits den Grenzbereich für die Gültigkeit der Ermüdungslebensdauerberechnung bei Wälzlagern zu testen.

In einem zweiten Schritt soll der Einfluss des KGT-Werkstoffs sowie die Art der Rückführung auf das Auftreten von Verschleißschäden untersucht werden. Hierzu werden bezüglich Tragzahl, Steigung, Kugelanzahl etc. ähnliche Kugelgewindetriebe mit unterschiedlichen Rückführungen und Werkstoffen in einem Bereich $\theta < \theta_{\text{crit}}/2$ bis zum Versagen getestet.

Bei dem in der Motivation beschriebenen angedachten Einsatz des Kugelgewindetriebs in der Primärflugsteuerung eines Hubschraubers kann im Flug stets von einer erforderlichen Bewegung durch (Auto-)Piloten, Reglersignale etc. ausgegangen werden. Verharrt der Hubschrauber allerdings mit laufendem Rotor still auf dem Boden, vollführt der Kugelgewindtrieb keine Bewegungen, ist jedoch Vibrationen von Turbinen, Getriebe und dem Rotor ausgesetzt. Dies sind Betriebsbedingungen, bei denen False Brinelling Schäden auftreten können. Daher soll die Eignung von Luftfahrtwerkstoffen und Luftfahrtschmierstoffen zur Vermeidung von False Brinelling Schäden überprüft werden.

Da sich die Untersuchungen auf den rein oszillierenden Betrieb beschränken, kann der in Kapitel 5.3 beschriebene Einfluss des Hubs nicht validiert werden.

Die Prüfstände für die Lebensdauer- und Verschleißuntersuchungen wurden im Rahmen des begleitenden DrEADS-Projekts entwickelt. Diese werden nachfolgend vorgestellt. In [DREADS16-1], [DREADS16-2] und [MUENZING16] sind diese sowie die damit erzielten Ergebnisse ausführlicher dokumentiert. False Brinelling Untersuchungen wurden am Kompetenzzentrum Tribologie in Mannheim durchgeführt [GREBE15].

6.1 Prüflinge

Für die Aspekte Lebensdauerberechnung, Verschleißuntersuchungen sowie False Brinelling Tests werden jeweils eigene Prüflinge eingesetzt. Die beiden erstgenannten Gesichtspunkte werden an Kugelgewindetrieben durchgeführt. Anders als bei Ermüdungs- und Verschleißerscheinungen handelt es sich beim Auftreten von False Brinelling um ein auf den lokal festgehaltenen Wälzkontakt räumlich beschränktes Phänomen. Damit genügt anstatt des Testens von ganzen Kugelgewindetrieben die Betrachtung von Wälzlagern mit vergleichbaren geometrischen Eigenschaften, wie Druckwinkel und Schmiegunng sowie Herstellungsverfahren und Materialien. Daher werden diese Versuche an Schrägkugellagern durchgeführt.

Die Eigenschaften der im Folgenden genannten Werk- und Schmierstoffe sind in Anhang A.1 gegenübergestellt.

6.1.1 Kugelgewindetriebe für Lebensdaueruntersuchungen

Für die Validierung der Lebensdauerberechnungsansätze aus Kapitel 5.2 werden Kugelgewindetriebe eingesetzt, wie sie in Bild 6.1 anhand eines CAD-Modells dargestellt sind.

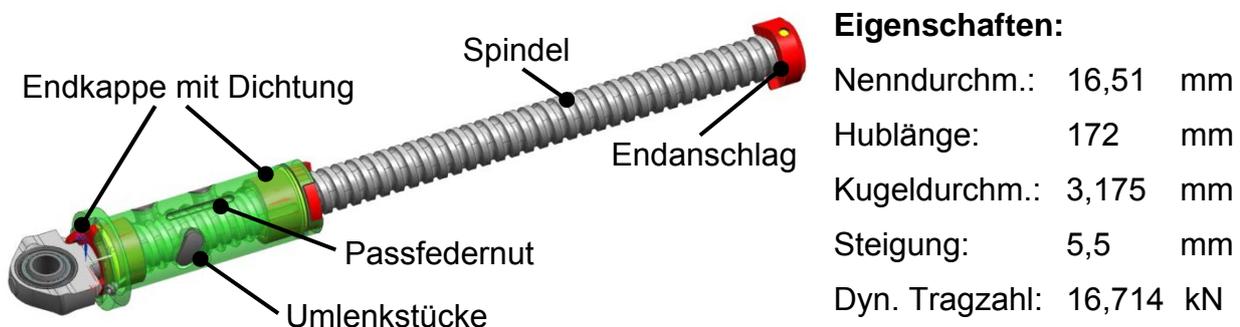


Bild 6.1: Kugelgewindetrieb für Lebensdaueruntersuchungen

Diese werden in der Serienfertigung produziert und kommen bereits bei der Landeklappenverstellung von Flugzeugen zum Einsatz. Die Kugelgewindetriebe verfügen über vier tragende Umläufe mit um jeweils 120° zu einander versetzten Umlenkstücken (interne Rückführung). Jeder Umlauf verfügt über 16 Kugeln, wovon sich 13 im lasttragenden Teil und drei in der Rückführung befinden. Der Nenn Durchmesser (Kugelmittendurchmesser D_{pw}) beträgt 16,51 mm. Zur Momentenabstützung am Prüfstand sind am Mutterkörper zwei um 120° versetzte Passfederverbindungen vorgesehen. In Anlehnung an Bild 3.2 und Gleichung (3.1) ergibt sich ein kritischer Schwenkwinkel θ_{crit} von $39,2^\circ$ für die Spindel und $40,7^\circ$ für die Mutter. Spindel und

Mutter sind aus dem korrosionsbeständigen Wälzlagerstahl X30CrMoN15-1 (Handelsname Cronidur®30, im Folgenden kurz X30 genannt), wohingegen die Kugeln aus X105CrMo17 (kurz X105, besser bekannt als AISI 440C) gefertigt werden. Die Prüflinge werden zu 100 % mit Luftfahrtstandardfett der Sorte Aeroshell 33 MS befüllt.

6.1.2 Kugelgewindetriebe für Verschleißuntersuchungen

Um den Einfluss unterschiedlicher Rückführungsarten und Werkstoffe zu untersuchen, wird zunächst der in Bild 6.2 dargestellte Kugelgewindetrieb als Referenzkugelgewindetrieb festgelegt, von dem sich Varianten für weitere Versuche ableiten lassen. Er wurde im Rahmen eines vorangegangenen Forschungsprojektes zur klemmtoleranten Entkopplung der Taumelscheibenaktorik eines Hubschraubers gestaltet und dimensioniert. Dabei wurde auf das Erfahrungswissen des beteiligten Herstellers zurückgegriffen, ohne ein spezielles Auslegungsverfahren für oszillierende Bewegungen und dynamische Lasten anzuwenden. [CLEANSKY17]

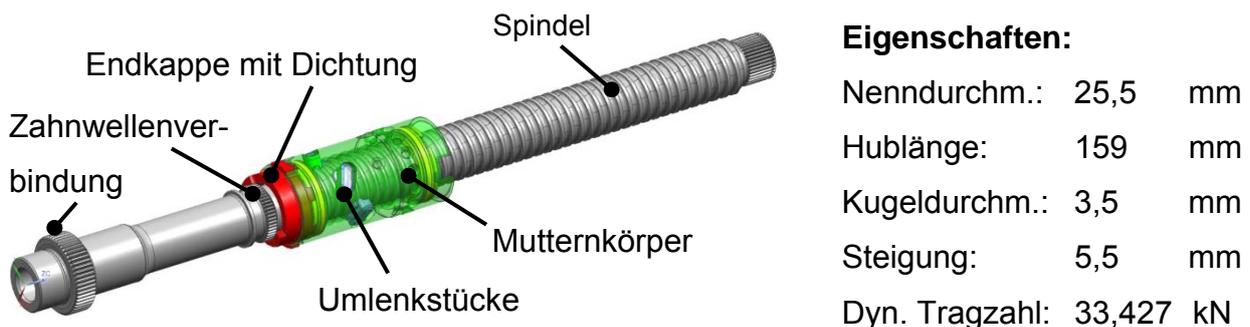


Bild 6.2: Modell des untersuchten Taumelscheiben-Kugelgewindetriebs

Der Kugelgewindetrieb verfügt über fünf tragende Umläufe mit interner Rückführung mittels Umlenkstücken. Diese sind jeweils um 72° versetzt am Umfang angebracht. Der Nenndurchmesser beträgt 25,5 mm bei einem Kugeldurchmesser von 3,5 mm. Damit befinden sich in einem Umlauf 23 Kugeln. Zur Kraft- und Drehmomentenübertragung sind auf dem Spindelkörper Absätze und Zahnwellenverbindungen vorgesehen. Als Laufbahnwerkstoff wurde der korrosions- und verschleißbeständige Wälzlagerstahl X30CrMoN15-1 (Handelsname Cronidur®30) eingesetzt. Die Kugeln werden dagegen aus X105CrMo17 gefertigt. Die Prüflinge werden zu 100 % mit dem Luftfahrtstandardfett Aeroshell 33 MS befüllt.

Um den Einfluss der Rückführungsart und des Werkstoffs zu untersuchen, werden zusätzlich zu diesem Referenz-Kugelgewindetrieb die in Tabelle 6.1 aufgeführten, aus dem Standardsortiment des Projektpartners verfügbaren, weiteren Kugelgewindetriebe herangezogen. Sie verfügen über identische Kugeldurchmesser und gleiche bzw.

ähnliche Nenndurchmesser sowie Steigungen. Gegenüber dem Referenz-Kugelgewindetrieb ist das jeweils wesentliche Unterscheidungskriterium die Rückführung (interne Rückführung versus externe Rückführung mittels Rohren) sowie der Werkstoff (X30CrMoN15-1 versus 42CrMo4). Für die Wälzkörper kamen die Werkstoffe 100Cr6 sowie M50 zum Einsatz.

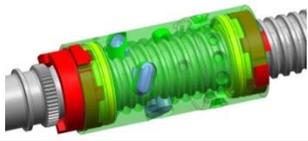
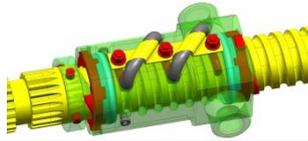
Bezeichnung	Referenz-KGT	Variation Rückführung	Variation Werkstoff
Darstellung			
Nenndurchmesser	25,5 mm	25 mm	25 mm
Kugeldurchm.	3,5 mm	3,5 mm	3,5 mm
Steigung	5 mm	6,2 mm	5 mm
Anzahl Umläufe	5 Umläufe, Rückführung nach einem Umlauf („5x1“)	4 Umläufe, Rückführung nach zwei Umläufen („2x2“)	5 Umläufe, Rückführung nach einem Umlauf („5x1“)
Rückführungsart	Intern über Umlenkstücke	Extern über Rohre	Intern über Umlenkstücke
Werkstoff (Laufbahn-Kugeln)	X30-X105	X30-M50	42CrMo4-100Cr6

Tabelle 6.1: Varianten für Verschleißuntersuchungen

Alle Prüflinge werden mit der gleichen Fettbefüllung versehen (100 %, Luftfahrtstandardfett Aeroshell 33 MS).

6.1.3 Spindellager für False Brinelling Untersuchungen

Für die Betrachtung von False Brinelling Mechanismen an der Laufbahn werden Schrägkugellager mit vergleichbaren Werkstoff- und Geometrieigenschaften anstelle von Kugelgewindetrieben getestet. Konkret werden Hochleistungs-Spindellager der Typen XCS71914-E-T-P4S bzw. HY KH 61914 E TA gemäß Bild 6.3 eingesetzt (vgl. [SCHAEFFLER15-3] bzw. [GMN10]).



Eigenschaften:

- Breite: 16 mm
- Innendurchm.: 70 mm
- Außendurchm.: 100 mm
- Kugeldurchm.: 6,35 mm

Bild 6.3: Spindellager XCS71914-E-T-P4S bzw. HY KH 61914 E TA

Es handelt sich dabei um Wälzlager mit einem Bohrungsdurchmesser von 70 mm bei einer Breite von 16 mm. Von den in Tabelle 5.1 gegenübergestellten Wälzlagerwerkstoffen werden für die Laufbahnen 100Cr6 sowie X30CrMoN15-1 (Handelsname Cronidur®30) getestet. Des Weiteren kommen Kugelsätze aus 100Cr6 und Si₃N₄ zum Einsatz. Als Schmierstoff werden das Industrie-Standardfett „FAG Arcanol Load 460“ und das Luftfahrt-Standardfett „Aeroshell 33 MS“ eingesetzt. Einige Eigenschaften der beiden Fette sind in Tabelle A.2 zusammengefasst.

Vor Durchführung der False Brinelling Untersuchungen wurden die physikalischen Eigenschaften der Lager näher untersucht. Dazu wurden sowohl Härte- als auch Rauheitsuntersuchungen durchgeführt.

6.1.3.1 Härtemessung am Spindellager

Die Messungen der Oberflächenhärte erfolgten an jeweils sechs Stellen am Innen- und Außenring entsprechend [DIN EN ISO 6508-1]. Hierbei kam die institutseigene Härteprüfmaschine „Reicherter BRIVISKOP BVR 187,5 H“ zum Einsatz. Es ergab sich bei den 100Cr6-Lagern eine Härte von 60,0 HRC (Standardabweichung $SD_H = 0,8$ HRC) am Innenring und 60,3 HRC ($SD_H = 0,76$ HRC) am Außenring. Bei den Lagern aus X30 ergab sich entsprechend 59,2 HRC ($SD_H = 0,55$ HRC) am Innenring und 58,9 HRC ($SD_H = 0,62$ HRC) am Außenring. Damit erfüllen alle Lager die in [DIN ISO 281] geforderte Mindesthärte von 58 HRC. Die 100Cr6-Lager sind im Schnitt um ca. eine Härteeinheit höher gehärtet.

6.1.3.2 Rauheitsmessung am Spindellager

Neben den Härteprüfungen wurden Rauheitsmessungen nach den Vorgaben aus [DIN EN ISO 25178 2015] auf einem 3D-Oberflächenrauheitsmessgerät „Bruker NPFLEX-LA“ an den Laufbahnen durchgeführt und gemäß [DIN EN ISO 4287 2010] ausgewertet. Da eine Erfassung der Außenringe nicht zerstörungsfrei möglich gewesen wäre, wurde der jeweilige Innenring der Lager an acht Stellen erfasst und mit der Software „HommelMap Premium 7.3.7746“ ausgewertet. Die grafisch aufbereitete Darstellung der Rohdaten einer Messaufnahme zeigt Bild 6.4. Dabei wurde die Laufbahnkrümmung bereits rechnerisch entfernt.

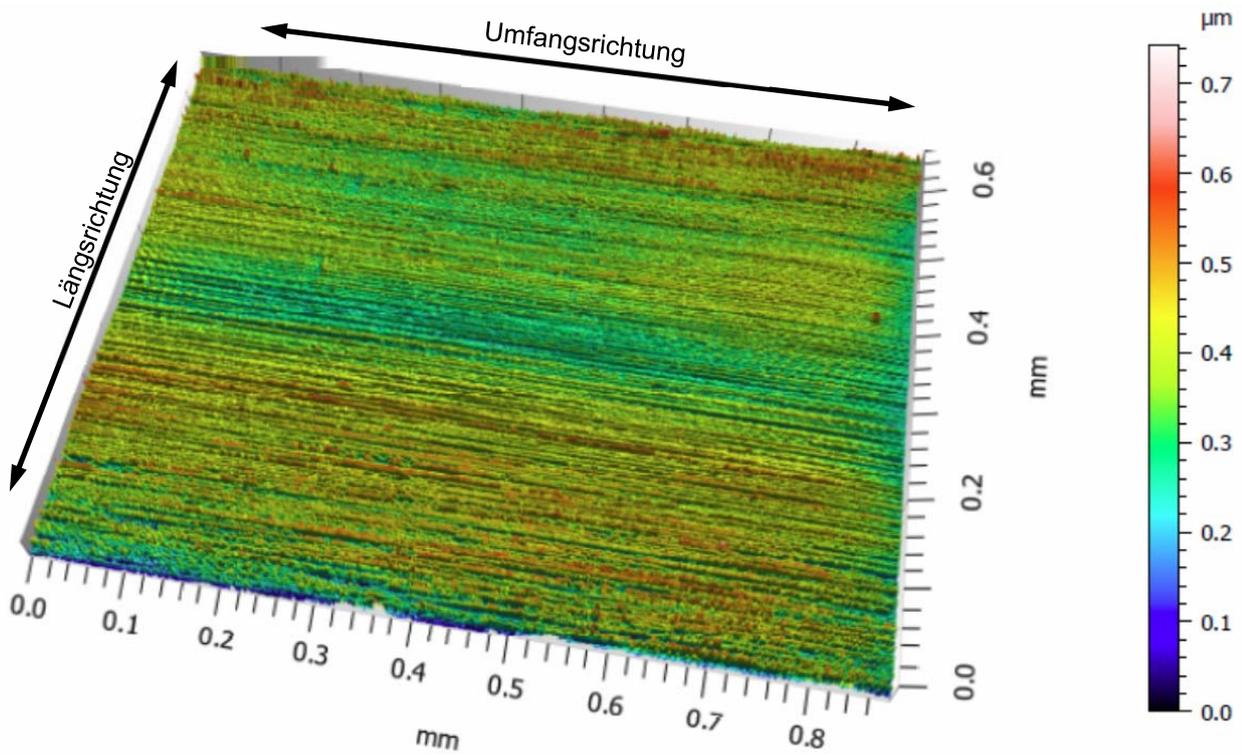
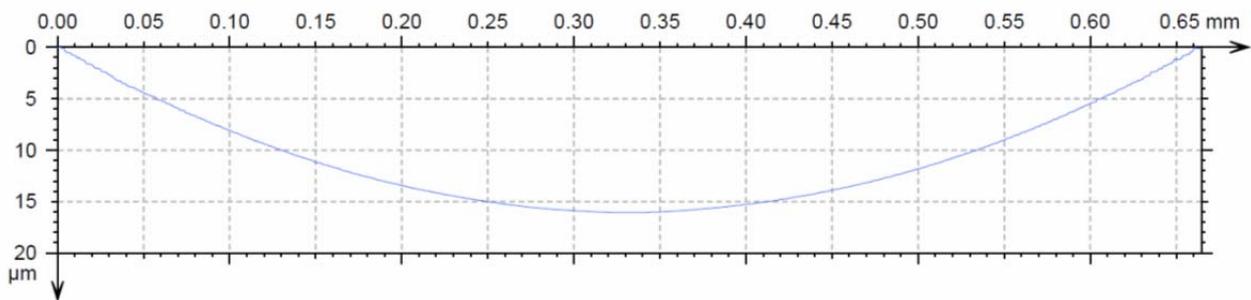


Bild 6.4: Darstellung des Oberflächenprofils eines Laufbahnabschnitts

In Bild 6.5 ist der daraus gewonnene Profilschnitt und das Rauheitsprofil nach Abzug der Laufrillenkontur dargestellt.

Profilschnitt:



Formkorrigiertes Rauheitsprofil:

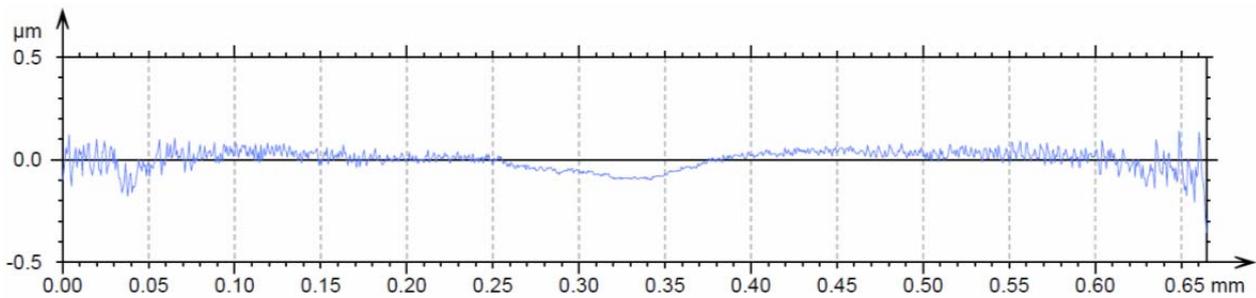


Bild 6.5: Rauheitsprofil in einem Längsschnitt

Aus dem formkorrigierten Rauheitsprofil wurde jeweils der „arithmetische Mittelwert der Profildordinaten“ (R_a -Wert) in Längs- und Umfangsrichtung bestimmt. Auf Grund der Kürze der Laufrillen wurde dabei die Anzahl der Einzelmessstrecken in Längsrichtung von den in [EN ISO 4288 1997, Seite 7] geforderten 5 auf 4 herabgesetzt. Als Filter wurde ein Gauß-Filter mit $0,25 \mu\text{m}$ Wellenlänge verwendet. In Bild 6.6 sind die gemittelten Rauheitswerte für jeweils ein Lager in Längs- und Umfangsrichtung dargestellt. Für die untersuchten Lager aus X30 ergab sich ein axialer Rauheitswert von $R_{a,a} \approx 0,015 \mu\text{m}$ (senkrecht zu Bearbeitungsriefen) und ein tangentialer Rauheitswert von $R_{a,t} \approx 0,007 \mu\text{m}$ (in Riefenrichtung). Die Standardabweichung betrug dabei $0,003 \mu\text{m}$ axial bzw. $0,004 \mu\text{m}$ tangential. Für die Lager aus 100Cr6 ergaben sich entsprechend $R_{a,a} \approx 0,030 \mu\text{m}$ und $R_{a,t} \approx 0,014 \mu\text{m}$ bei Standardabweichungen von $0,003 \mu\text{m}$ bzw. $0,005 \mu\text{m}$.

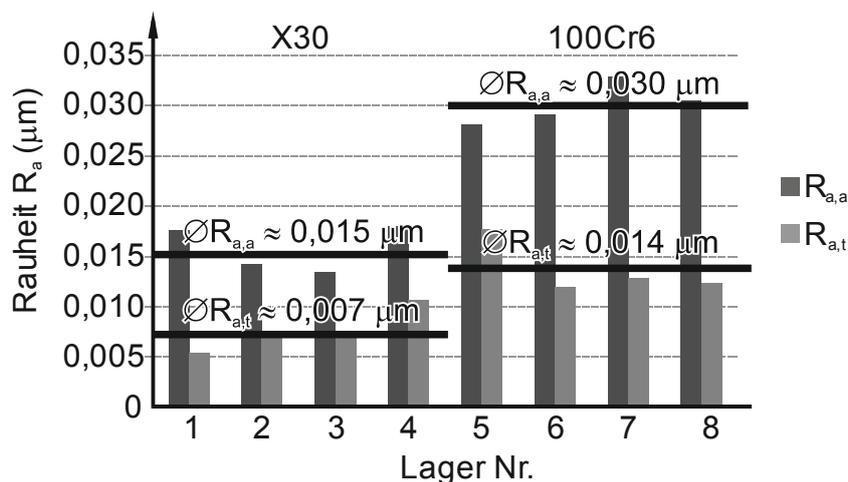


Bild 6.6: Arithmetische Mittelwerte der Profildordinaten (R_a -Werte) an den Innenringen der untersuchten Lager

Damit handelt es sich bei den Laufbahnen aller Lager um sehr glatte Oberflächen. Im direkten Vergleich sind die Rauheitswerte der 100Cr6-Lager doppelt so groß wie die der X30-Lager. Diese Aussage bezieht sich ausschließlich auf die untersuchten Lager und nicht auf die beiden unterschiedlichen Werkstoffe im Allgemeinen.

6.2 Eingesetzte Prüfstände

Im Rahmen der Untersuchungen werden drei separate Prüfaufbauten zur Untersuchung von Lebensdauer, Verschleißentstehung und False Brinelling eingesetzt.

Dabei sind die nachfolgend beschriebenen Prüfstände aus Kapitel 6.2.1 und 6.2.2 so konzipiert, dass sie jeweils beide für das Testen der zuvor beschriebenen Kugelgewin-

etriebe für die Kriterien Lebensdauer und Verschleiß eingesetzt werden können. Um den Einfluss unterschiedlicher Prüfaufbauten innerhalb der Versuche auszuschließen, wird jedoch ein Aspekt jeweils ausschließlich auf einem Prüfstand untersucht.

6.2.1 Lebensdaueruntersuchungen am federvorgespannten Prüfstand

Für die Lebensdauerermittlung von oszillierend betriebenen Kugelgewindetrieben wurde der in Bild 6.7 dargestellte Prüfstand für den in Kapitel 6.1.1 beschriebenen Kugelgewindetrieb aufgebaut. Hierbei wird die Spindel des KGTs über einen Servomotor oszillierend angetrieben. Die Mutter des KGTs ist über zwei Linearführungen zur Drehmomentabstützung mit dem Maschinenbett verbunden und wird über ein vorgespanntes Federpaket belastet. Die eingebrachte Kraft wird durch eine Kraftmessdose erfasst. Durch die überlagerte Längs- und Rotationsbewegung kann die Belastung des Kugelgewindetriebs und die Federvorspannung über den Servomotor eingestellt und mit der Kraftmessdose überprüft werden.

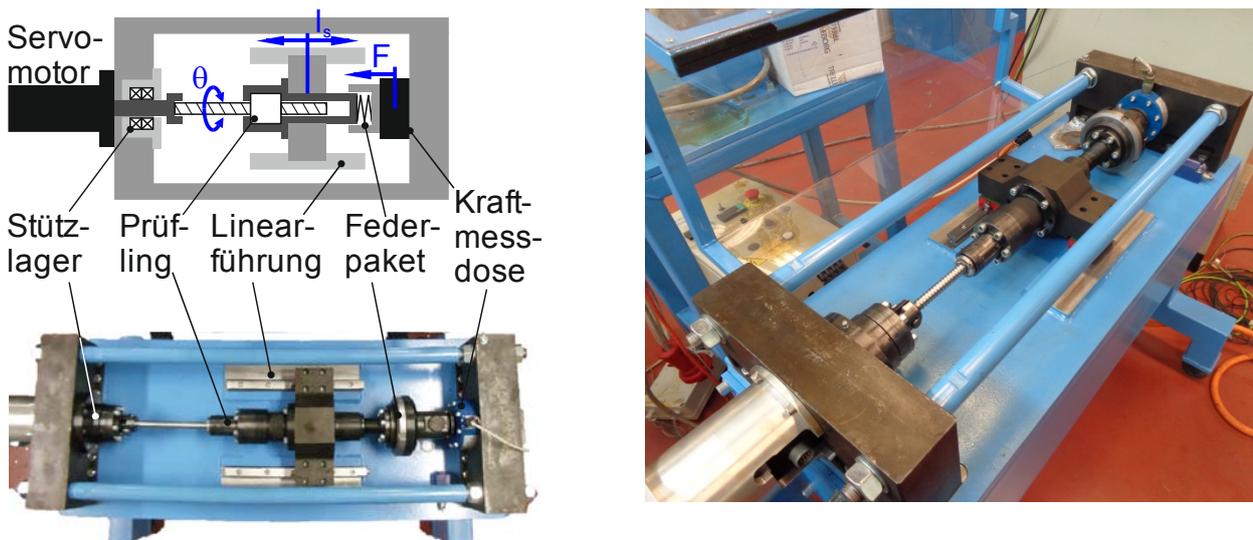


Bild 6.7: Federvorgespannter Prüfstand für oszillierende Bewegungen bei näherungsweise homogener Last nach [MÜNZING16]

Da mit einer Rotationsbewegung der Spindel stets eine Hubbewegung der Mutter einhergeht, stellt sich durch das Zusammendrücken des Federpakets eine schwellende Last gemäß Bild 6.8 ein.

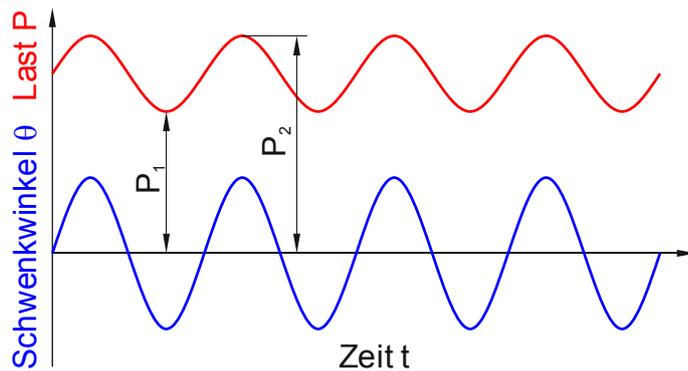


Bild 6.8: Zusammenhang zwischen Schwenkwinkel und aufgebrachtener Last am federvorgespannten Prüfstand

6.2.2 Verschleißuntersuchungen am hydraulisch verspannten Prüfstand

Ein ähnliches Konzept wie mit dem federvorgespannten Prüfstand aus Kapitel 6.2.1 wird mit dem Aufbau in Bild 6.9 realisiert.

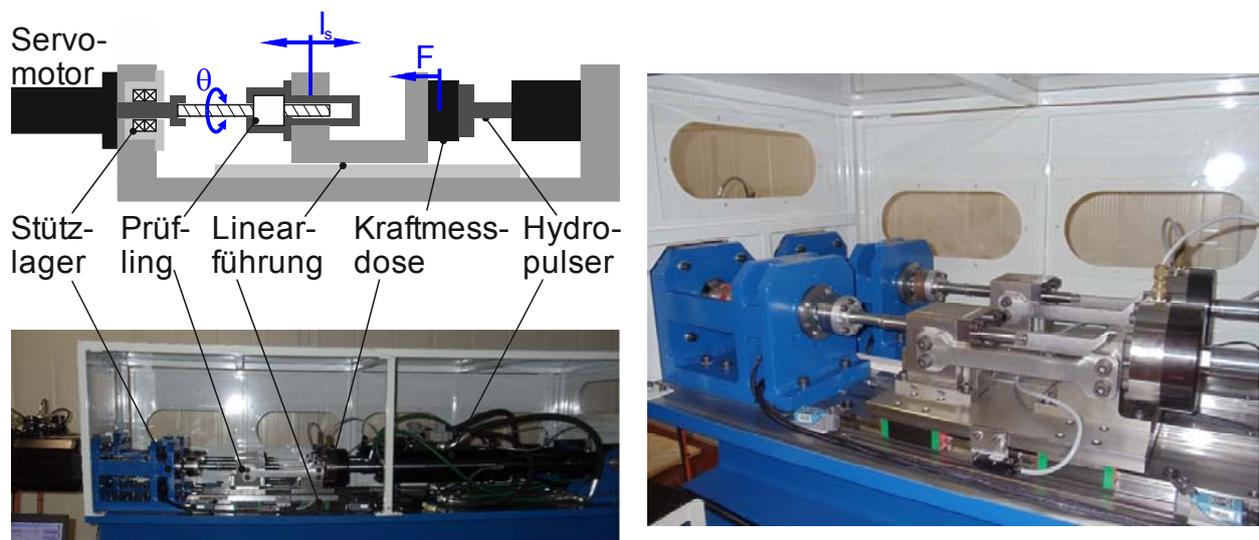


Bild 6.9: Hydraulisch verspannter Prüfstand zur Abbildung von Last- und Bewegungskollektiven nach [MÜNZING16]

Anstelle eines Federpakets kommt hier ein Hydropulser mit einer maximalen Lastaufbringung von ± 32 kN bei 210 bar Betriebsdruck zum Einsatz. Dadurch lassen sich beliebige, dynamische Lastniveaus realisieren. Der Hub des Hydropulsers beträgt bis zu 250 mm und erlaubt somit das Prüfen verschiedener Mutterpositionen auf der Spindel während eines Prüflaufs, wodurch die Abbildung realer Aktor-Kollektive (wie das der Taumelscheibenaktorik) ermöglicht wird. Um die Prüfstandskapazität zu steigern, wurden in dem Versuchsaufbau aus Bild 6.9 zwei identische Belastungsstränge realisiert.

Die Servomotoren leisten jeweils fünf kW und sind so dimensioniert, dass die Kühlung im oszillierenden Betrieb mit Umgebungsluft sichergestellt und keine zusätzliche Kühlwasserversorgung erforderlich ist. Die Hydropulser erlauben Prüffrequenzen von bis zu 50 Hz.

Die zwischen Servomotor und Prüfling befindliche Adapterwelle ist über zwei Axiallager vom Typ AXK3047 (Bild 6.10) gelagert, welche die Funktion einer Stützlagerung übernehmen und so die Motoren von den entstehenden Axialkräften am Kugelgewindetrieb entkoppeln. Sie werden nach jedem Versuchslauf getauscht und begutachtet. Im Gegensatz zu den Kugelgewindetrieben handelt es sich bei den Axiallagern um Zukaufteile.



Eigenschaften:

Rollendurchm.:	2	mm
Innendurchm.:	30	mm
Außendurchm.:	47	mm
Dyn. Tragzahl:	16,3	kN
Stat. Tragzahl:	70	kN

Bild 6.10: Lager AXK3047

6.2.3 False Brinelling Untersuchungen

Als dritten Prüfaufbau wird auf den in Bild 6.11 dargestellten, am „Kompetenzzentrum Tribologie“ in Mannheim verfügbaren, False Brinelling Versuchsstand zurückgegriffen, der unter anderem in [GREBE12] beschrieben wird. Gegenüber anderen Wälzlagerprüfständen, die zum Beispiel in [POLL04] oder [DETERS10] beschrieben werden und sich häufig an FE8-Prüfständen gemäß [DIN 51819 1999] orientieren, werden hier die Prüflinge vertikal eingesetzt, was die Einsatzbedingungen in der Taumelscheibenaktork anwendungsnah abbildet. Durch seine symmetrische Konfiguration erlaubt der Prüfstand das gleichzeitige Prüfen von vier Wälzlagern.

Da der Versuchsaufbau in seiner Ursprungskonfiguration von [GREBE12] für das Testen von Axiallagern konzipiert wurde, wurde dieser für die Verwendung der in Kapitel 6.1.3 beschriebenen Spindellager durch den in Bild 6.12 dargestellten Adapteraufbau modifiziert. Über einen einstellbaren Exzenterarm am antreibenden Elektromotor wird ein Hebelarm bewegt, der mit den Innenringen der Prüflager verbunden ist. Durch die Auslenkung des Exzenters wird der Schwenkwinkel eingestellt. Die Außenringe befinden sich in Deckeln, die sich nicht mitdrehen. Die Prüfkraft wird über einen Zuganker

aufgebracht, welcher unter dem Tisch über eine Feder vorgespannt wird. Die zu prüfenden Spindellager werden spiegelbildlich angeordnet, so dass sich der in Bild 6.12 dargestellte Kraftfluss ergibt.



Bild 6.11: False Brinelling Prüfstand in seiner Ursprungskonfiguration

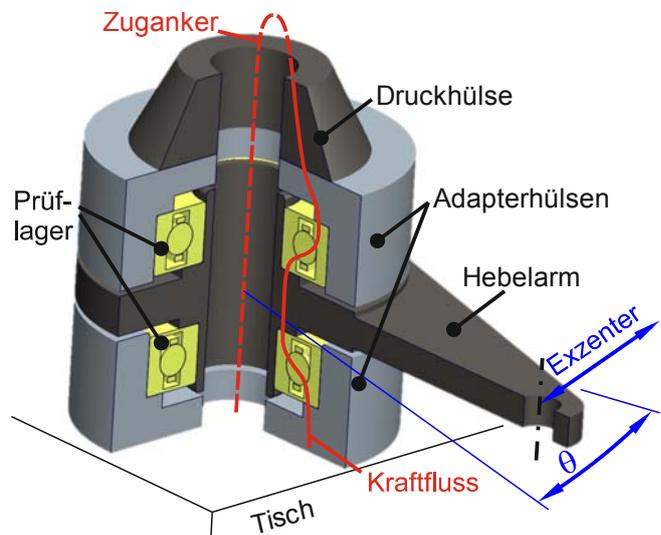


Bild 6.12: Adapter (vereinfacht), nach [GREBE15]

6.3 Versuchsparameter

6.3.1 Lebensdaueruntersuchungen

Zum Nachweis der L_{10} -Lebensdauer werden entsprechend [BERTSCHE04, Seite 477] sieben Prüflinge vorgesehen. Damit der Schadensmechanismus der Ermüdung vor anderen Schädigungen eintritt, wird in Anlehnung an Bild 5.3 der Schwenkwinkel aus dem Bereich $\theta_{\text{crit}} < \theta < 180^\circ$ angesetzt. Um ein anspruchsvolles Prüfzenario zu erzeugen, wird der Schwenkwinkel nahe θ_{crit} gewählt. Da bei dem verwendeten Kugelgewindetrieb der Winkel θ_{crit} $39,2^\circ$ für die Spindel und $40,7^\circ$ für die Mutter beträgt, wird der Schwenkwinkel zu 45° definiert. Die Last P_2 nach Bild 6.8 wird so eingestellt, dass nach Kapitel 5.1.2.2 zwischen dem Rand der Hertz'schen Kontaktellipse und der Laufbahnschulter ein Restwinkel α_{res} von 2° verbleibt. Bei dieser Last beträgt der statische Tragsicherheitsbeiwert $s_0 = C_{0a}/P \approx 3,4$, und es ergibt sich auf Basis von Tabelle 5.2 eine rechnerische nominelle Lebensdauer L_{10} von ca. 70 Mio. Schwingspielen. Die hierfür zugrunde gelegte Tragzahl aus Bild 6.1 berücksichtigt bereits den lebensdauersteigernden Einfluss der verwendeten Werkstoffe. Die zusätzliche Berücksichtigung der Kugeltragzahl nach Gleichung (2.11) hat in dem vorliegenden Beispiel einen vernachlässigbaren Einfluss.

Neben der nominellen Lebensdauerberechnung wurde während der Versuchsvorbereitung zum Vergleich das in Kapitel 5.2.3 beschriebene Verfahren zur Einzellastbestimmung mittels FEM-Simulation durchgeführt und auf die nominelle Referenzlebensdauerberechnung zur Bestimmung von L_{10r} angewendet. Die Einzellastverteilung bei gegebener Prüflast zeigt Bild 5.6.

Der statische Tragsicherheitsbeiwert sinkt dadurch gegenüber der globalen Betrachtung von $s_0 = C_{0a}/P \approx 3,4$ auf $Q_{c0}/Q_e \approx 2,7$ an der höchst beanspruchten Stelle der Spindel und liegt damit immer noch deutlich über dem geforderten Wert von 1.

Unter Anwendung der in Kapitel 5.2.3 hergeleiteten Ansätze zur Berücksichtigung ungleicher Lastverteilungen ergibt sich eine Referenzlebensdauer L_{10r} von 33 Mio. Lastwechseln. Ursächlich hierfür ist vor allem der erste Kugelumlauf, der durch eine fast 20 % höhere Belastung am Einzelkontakt eine deutlich niedrigere Lebensdauer aufweist. Die mittels Additionssatz der Wahrscheinlichkeit bestimmte Lebensdauer des Gesamtkugelumlaufes reduziert sich entsprechend.

Im Versuch soll die Lebensdauer L_{10} an sieben Prüflingen nachgewiesen werden. Wenn L_{10} erreicht wird, ist auch L_{10r} erreicht. Alle Prüflinge werden bis zur vorgesehenen Lebensdauer getestet, anschließend demontiert und begutachtet. Um einen frühzeitigen Schaden zu erkennen, werden die ersten beiden Prüflinge nach 20 T., 100 T., 1 Mio., 2 Mio., 5 Mio. 10 Mio. und 35 Mio. Lastwechseln aus dem Prüfaufbau herausgenommen, zerlegt und begutachtet. Bei weiteren Tests wird der Prüflauf vereinzelt nach 35 Mio. Lastwechseln gestoppt und die Mutter soweit entlang der Spindel verfahren, dass eine Begutachtung der belasteten Spindellaufbahn möglich wird. Damit kann das Erreichen der Referenzlebensdauer in Stichproben überprüft werden.

Da die Spindel des gewählten Kugelumlaufes deutlich länger als seine Mutter ist, können mit einer Spindel bis zu drei Versuche durchgeführt werden, wobei die einzelnen Mütter jeweils an unterschiedlichen Positionen der Spindel platziert werden.

6.3.2 Verschleißuntersuchungen

Untersuchungen hinsichtlich des Einflusses unterschiedlicher Rückführungsarten und Werkstoffe sollen in einem Betriebszustand stattfinden, wo ein Versagen auf Grund von Verschleiß sicher vor dem Ausfall durch Ermüdung erwartet werden kann. Gemäß Bild 5.3 soll hierfür $\theta < \theta_{crit}/2$ gelten. Daher wird als Schwenkwinkel $\theta = \theta_{crit}/4 \approx 7,5^\circ$ definiert.

Die einzelnen Prüflinge sollen so lange getestet werden, bis sich ein Schaden durch einen deutlichen Anstieg des Drehmoments der Servomotoren bemerkbar macht bzw. bis die L_{10} -Lebensdauer erreicht ist.

6.3.3 False Brinelling Tests

False Brinelling Tests werden mit einem Schwenkwinkel von $\pm 0,25^\circ$ bei einem Verhältnis $C/P \approx 4$ bzw. $C_0/P \approx 2,3$ durchgeführt. Zur Versuchsvorbereitung werden die Lager gereinigt, die Laufbahnen mit einer vordefinierten Menge Schmierstoff bestrichen und nach dem Zusammenbau jeweils eine definierte Anzahl an Umdrehungen durchgedreht, um den Schmierstoff gleichmäßig zu verteilen. Entsprechend Bild 6.13 werden von dem aus 32 Kugeln bestehenden Kugelsatz pro Versuch jeweils 8 Kugeln symmetrisch im Lagerkäfig verteilt, wodurch mehrere Prüfungen mit einem Lagerring ermöglicht werden und eine höhere Flächenpressung realisiert werden kann.

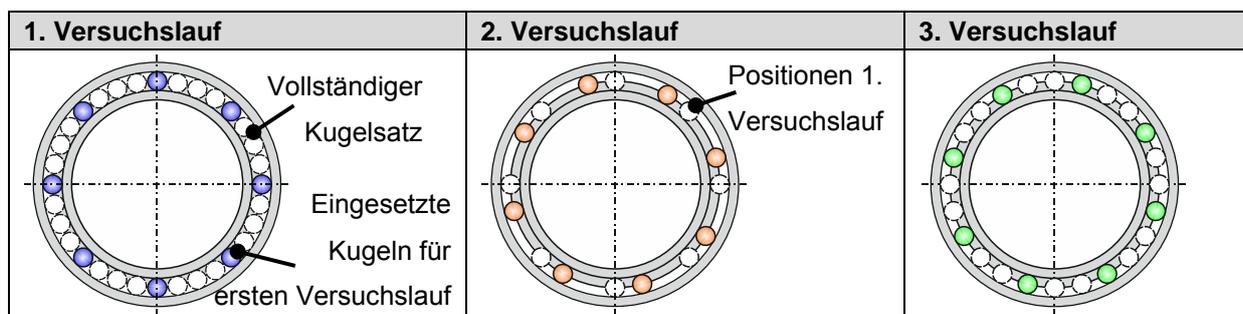


Bild 6.13: Kugelpositionen während der einzelnen Versuche (schematisch, ohne Käfig)

Da die Position des jeweiligen Kugelsatzes auf Grund des Versuchsablaufs zu Beginn nicht eindeutig festgelegt werden kann, besteht die Gefahr, dass sich die Kontaktellipsen mehrerer Versuchsläufe überlappen. Diese Versuche werden bei der folgenden Auswertung nicht berücksichtigt.

Während eines Versuchslaufs werden jeweils zwei Lager unter gleichen Bedingungen getestet. Jeder Versuchsparameter wird anhand von zwei baugleichen Lagern untersucht. Damit stehen für jede Parametervariante innerhalb eines Versuchslaufs $8 \text{ Kugeln} \times 2 \text{ Ringe} \times 2 \text{ Lager} = 32$ Kontaktstellen zur Auswertung zur Verfügung.

In Anlehnung an [GREBE12] wird ein Versuchslauf nach ca. 120000 Lastwechseln (1,3 h mit 25 Hz Prüffrequenz) beendet. Damit verharrt das Lager deutlich länger in einer Position, wie es in der beschriebenen Motivation vorkommen wird und stellt somit eine konservative Abschätzung dar.

Zusätzlich zu dem Schwenkwinkel θ_{dith} wird in einer weiteren Versuchsreihe der Effekt größerer Schwenkwinkel, hier $2 \cdot \theta_{dith}$, untersucht. Tabelle 6.2 fasst alle Versuche zusammen.

Schwenkwinkel		θ_{dith}	$2 \cdot \theta_{dith}$	
Fett	Laufbahnwerkstoff	Stahlkugeln	Keramikkugeln	Keramikkugeln
Low Reference	X30	2 Lager	2 Lager	2 Lager
	100Cr6	2 Lager	2 Lager	2 Lager
Luftfahrtstandard	X30	2 Lager	2 Lager	2 Lager
	100Cr6	2 Lager	2 Lager	2 Lager

Tabelle 6.2: Versuchsmatrix für False Brinelling Versuche

6.3.4 Zusammenfassung

Die in den Kapiteln 6.1 bis 6.3 vorgestellten Prüflinge, Prüfstände sowie deren Versuchsanzahl und Ziel der Versuchsdurchführung sind in Tabelle 6.3 nochmals zusammengefasst. Während für Lebensdauer- und False Brinelling Versuche vorgesehen sind, sollen die Verschleißuntersuchung einer ersten Abschätzung dienen, weshalb hier Stichprobenversuche vorgesehen sind.

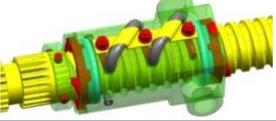
Ziel	Kriterium	Prüfling(e)	Prüfstand	Anzahl Versuche	Bezeichnung
Lebensdauer	Nachweis L_{10} -Lebensdauer			7	L1 – L7
Verschleiß	Einfluss unterschiedlicher Rückführungsarten und Werkstoffe (vgl. Tabelle 6.1)			2	V1.1, V1.2
				1	V2.1
				1	V3.1
False Brinelling	Einfluss unterschiedlicher Werk- und Schmierstoffe			12 x 2 vgl. Tabelle 6.2	FB

Tabelle 6.3: Übersicht über Prüflinge, eingesetzte Prüfstände und Versuchsanzahl

6.4 Versuchsauswertung

6.4.1 Lebensdaueruntersuchungen

Bei den durchgeführten Lebensdaueruntersuchungen wurde das Erreichen der rechnerischen nominellen Lebensdauer von 70 Mio. Lastwechseln angestrebt. Wenn kein vorzeitiger Schaden aufgetreten ist, wurde der Versuch nach Erreichen dieser Versuchszeit beendet.

Eine erste Übersicht über die durchgeführten Versuche liefert Tabelle 6.4.

Versuchs-Nr.	Beobachtungen an Wälzkörpern	Beobachtungen an Laufbahnen	L ₁₀ erreicht?
L1	Leichte Schäden an vier Kugeln	Keine Schädigung	Ja
L2	Leichte Schäden an drei Kugeln	Erste Anzeichen einer Schädigung, $d_s < 0,3 \cdot D_w$	Ja
L3	Keine Schädigungen	Erste leichte Anzeichen einer Schädigung, $d_s < 0,3 \cdot D_w$	Ja
L4	Keine Schädigungen	Keine Schädigung	Ja
L5	Leichte Schädigung an einer Kugel	Erste Anzeichen einer Schädigung, $d_s < 0,3 \cdot D_w$	Ja
L6	Keine Schädigung	Vereinzelt Pittings auf Mutternlaufbahn	Ja
L7	Keine Schädigung	Vereinzelt Pittings auf Mutternlaufbahn	Ja

Tabelle 6.4: Ergebnis der durchgeführten Lebensdaueruntersuchungen

In Anlehnung an [DIN 631 2010, Seite 11] wurde das Erreichen der Ermüdungslebensdauer des Kugelgewindetriebs als der Zeitpunkt definiert, zu dem Pittings mit Schadensdurchmesser von $d_s \geq 0,3 \cdot D_w$ an der Laufbahn erstmals auftreten. Die Kugeln werden in der Norm üblicherweise nicht betrachtet, da bei den herkömmlichen Werkstoffkombinationen für Kugeln und Laufbahnen (insbesondere 100Cr6/100Cr6) ein Versagen der Laufbahnen deutlich wahrscheinlicher ist als das der Kugeln. Auf Basis dieses Kriteriums ergibt sich, dass alle Prüflinge die geforderte Lebensdauer nach Norm erreicht haben und kein vorzeitiges Versagen aufgetreten ist. Die erkennbaren, vereinzelt aufgetretenen, ersten leichten Schädigungen weisen jedoch darauf hin, dass ein größerer Schaden kurz bevorstand und die Gebrauchsdauer der Prüflinge damit erreicht war.

Einige Versuche sollen im Folgenden exemplarisch genauer dargestellt werden.

Versuch L1

Für Versuch L1 sind in Bild 6.14 die Spindel im Bereich des Kontakts sowie ein Ausschnitt der Kugeln des höchstbelasteten Umlaufs nach Erreichen der vorgegebenen

Versuchszeit von 70 Mio. Lastwechseln dargestellt. Sowohl die Spindel, als auch die (nicht dargestellte) Mutter weisen keine Anzeichen einer Schädigung auf. Dies deckt sich mit Profilrauheitsmessschrieben der Spindellaufbahn zu Beginn und am Ende des Versuchs (Bild 6.15). Gleiches gilt entsprechend für die durchgeführten Begutachtungen während der Versuchsdurchführung.

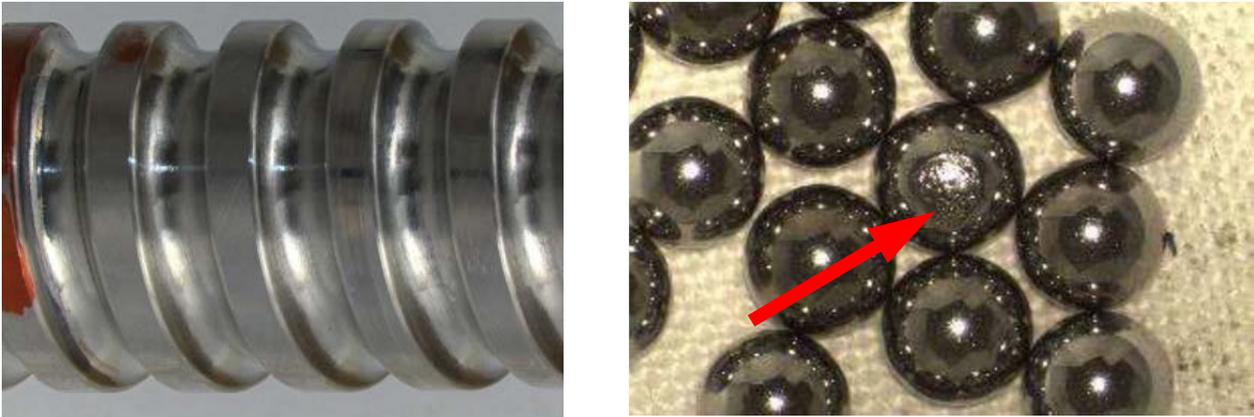


Bild 6.14: Prüfling 1 nach 70 Mio. Lastwechseln: Erste Ermüdungserscheinungen an Kugeln des höchstbelasteten Umlaufs

Der Rauheitsmessschrieb zeigt das Profil der Spindellaufbahn mit den vom Hersteller zugelassenen Toleranzen. Nach Beendigung der Versuche ist eine Glättung der Laufbahnen zu erkennen. Tribochemische Mechanismen, wie Reibkorrosion, sind nicht aufgetreten.

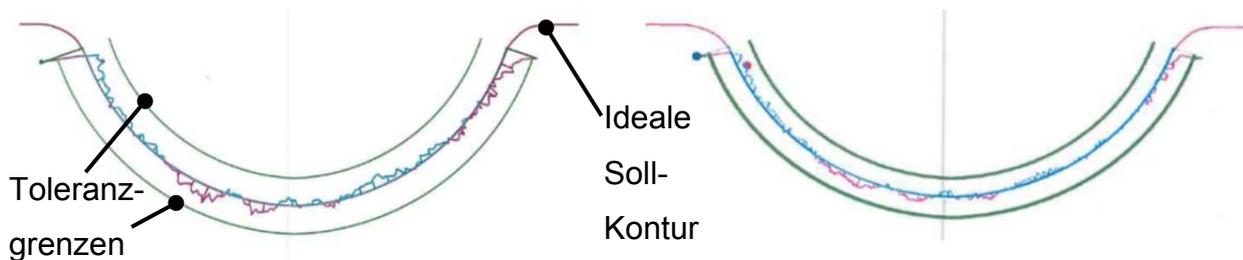


Bild 6.15: Rauheitsmessschrieb der Spindellaufbahn. Links: Neuzustand, Rechts: nach 70 Mio. Lastwechseln

Im höchstbelasteten Umlauf sind vereinzelt Kugeln mit ersten Ermüdungserscheinungen aufgetreten (Bild 6.14, mit Pfeil markiert). Durch den Demontageprozess ist deren exakte Position nicht mehr rekonstruierbar. Es ist jedoch naheliegend, dass es sich dabei um die Kugeln handelt, die während der Oszillationsbewegung ständig entlang des Umlenkstücks in die höchstbelastete Zone hinein und wieder heraus gefördert wurden. Daher kann der schädigungsdominierende Mechanismus sowohl Oberflächenermüdung der Kugeln als auch Verschleiß an der Umlenkung sein.

Die in Bild 6.16 dargestellte Mutternlaufbahn mit Umlenkstück weist keine Anzeichen einer Schädigung auf.



Bild 6.16: Mutternlaufbahn von Prüfling L1

Die demontierten Umlenkstücke des Kugelgewindetriebs sind in Bild 6.17 einem Umlenkstück im Neuzustand gegenübergestellt. Abgesehen von Verfärbungen an den Laufbahnen sind keine Veränderungen aufgetreten.

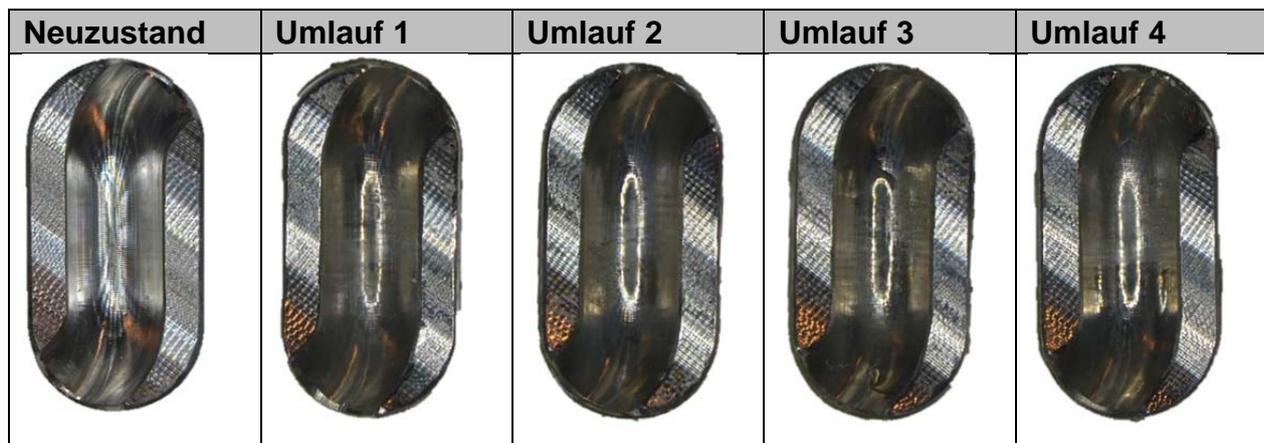


Bild 6.17: Umlenkstücke von Versuch L1 im Vergleich mit einem neuen Umlenkstück

Versuch L2

Anders als beim ersten Prüfling sind in Versuchslauf 2 bereits erste Anzeichen einer Schädigung erkennbar, die nach 35 Mio. Lastwechsel noch nicht aufgetreten waren. Wie Bild 6.18 darstellt, weist die Spindellaufbahn Ermüdungserscheinungen auf. Diese treten vor allem am höchstbelasteten Umlauf auf.



Bild 6.18: Prüfling 2 nach 70 Mio. Lastwechsell: Ermüdungserscheinungen an der Laufbahn

Auch an den (mutmaßlich) höchstbelasteten Kugeln sind erste Änderungen in der Oberflächenstruktur erkennbar. Diese sind in Bild 6.19 mit einem Pfeil hervorgehoben.



Bild 6.19: Prüfling 2 nach 70 Mio. Lastwechsell: Erste Oberflächenveränderungen an einzelnen Kugeln

Damit wurde in Versuchslauf 2 die errechnete nominelle Lebensdauer ohne ein vorzeitiges Versagen erreicht.

Innerhalb der Versuchsreihe wurden an dem Prüfling aus Versuchslauf 2 die stärksten Veränderungen der Oberfläche und damit einhergehenden absehbaren Schädigungen beobachtet. Damit wurde in allen Versuchsläufen die berechnete L_{10} -Lebensdauer für die vorliegende Prüflingskonfiguration erreicht.

Der in Kapitel 5.2 hergeleitete Berechnungsansatz für oszillierende Bewegungen kann damit für die getestete Kombination von Rückführungsart und Werkstoffkombination als validiert angenommen werden. Die Übertragbarkeit auf andere Werkstoffkombinationen, wie 100Cr6/100Cr6 ist in weiteren Untersuchungen nachzuweisen.

Abgleich mit FEM-Modell

In Bild 6.20 ist dargestellt, wie aus vier einzelnen Mikroskopaufnahmen der Spindel von Prüfling L2 eine Abwicklung der Spindellaufbahn erstellt wurde. In dieser ist jeweils der lasttragende Bereich farblich markiert, wobei eine dicke durchgezogene Linie einen geschädigten Bereich kennzeichnet, eine dicke gestrichelte Linie einen ungeschädigten. Dünne gestrichelte Linien kennzeichnen den Ort, wo sich während des Versuchs der Bereich der Rückführung befand.

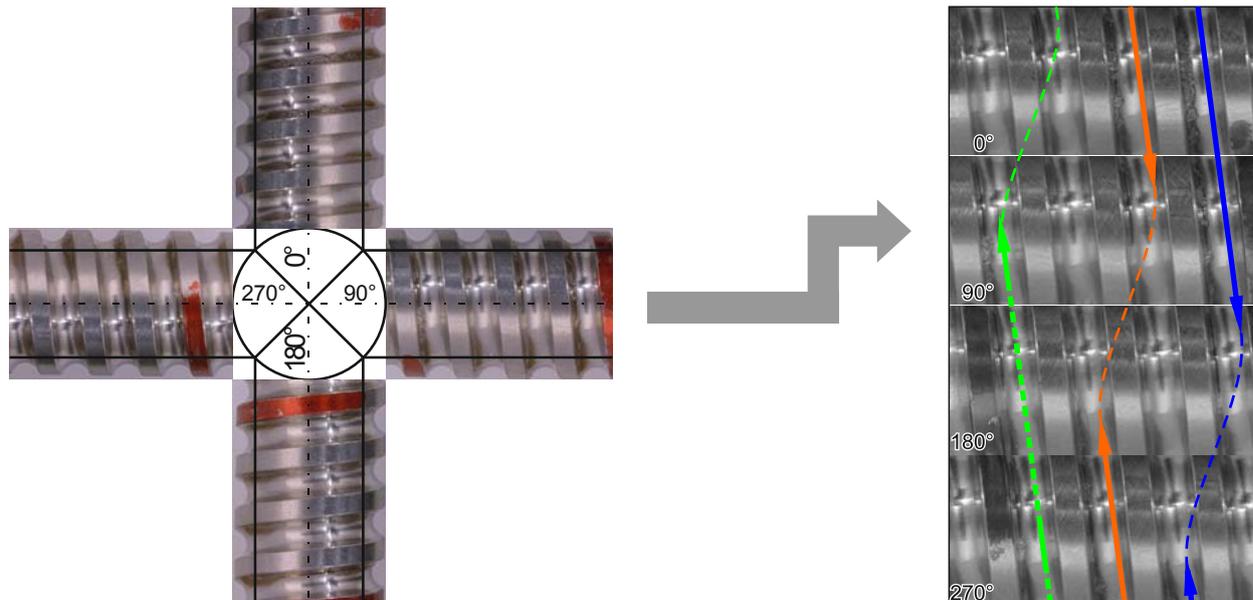


Bild 6.20: Abgewickelte Spindellaufbahn von Prüfling L2

Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Ausprägung und der Verteilung der geschädigten Bereiche mit der im FEM-Modell aus Kapitel 5.2.3 bestimmten Belastungsverteilung. Dies wird in Bild 6.21 nochmals verdeutlicht, wo eine farbliche Zuordnung der in Bild 5.6 beschriebenen, simulativ bestimmten Lastverteilung zu den Markierungen aus den Mikroskopaufnahmen stattfindet. Die Aufnahmen wurden entsprechend gedreht um mit der Darstellung von Bild 5.6 übereinzustimmen. Damit ist ein Berechnungsansatz nach der Referenzlebensdauer methode grundsätzlich sinnvoll. Der Zusammenhang zwischen Referenzlebensdauer für Cronidur-Spindeln und den im Normenwerk zugrunde gelegten 100Cr6 ist in weiterführenden Untersuchungen eingehender zu ermitteln.

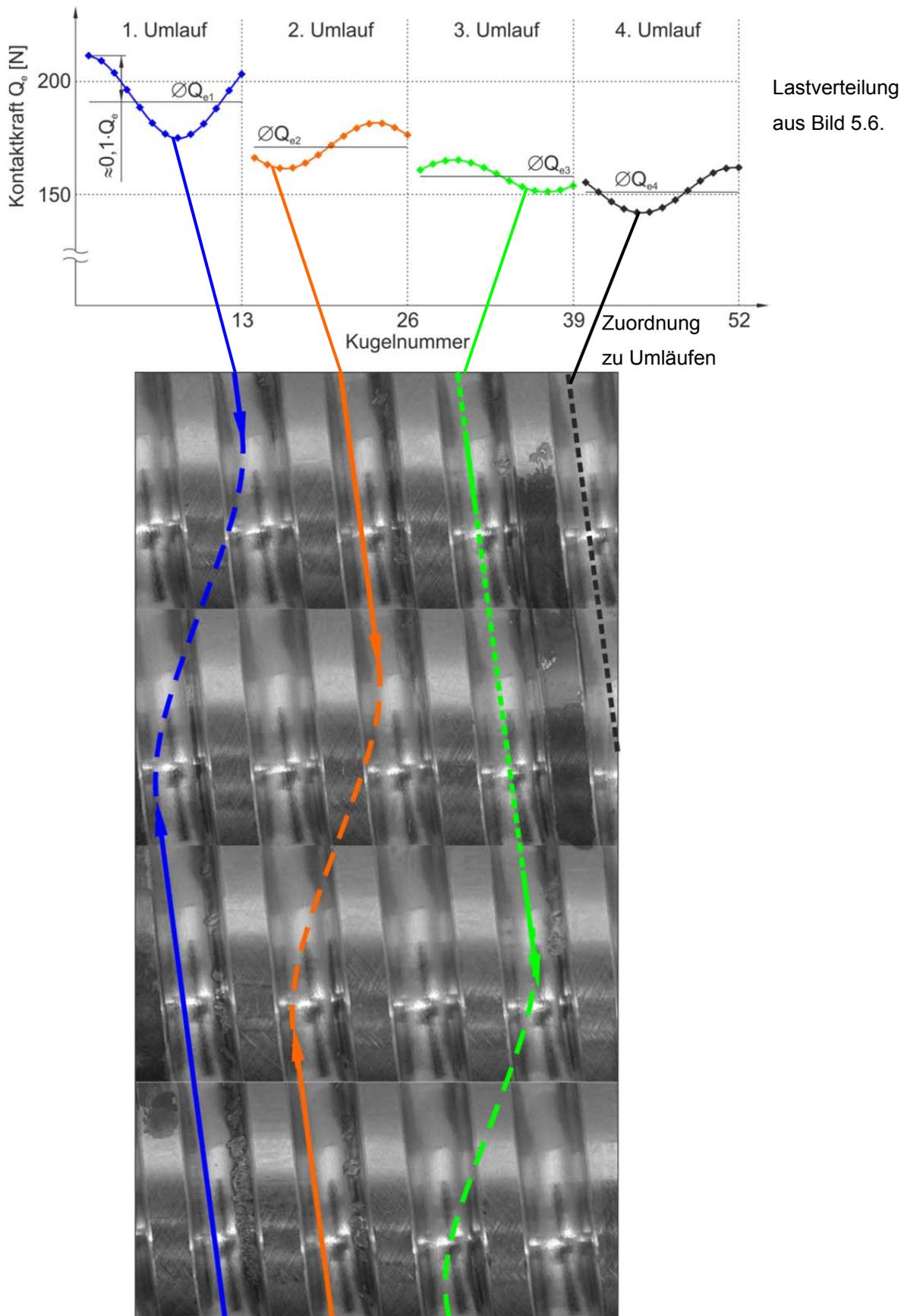


Bild 6.21: Gegenüberstellung der rechnerischen Lastverteilung mit der im Versuch ermittelten Verteilung an Markierungen

6.4.2 Verschleißuntersuchungen

In Tabelle 6.5 sind die Ergebnisse der einzelnen Verschleißuntersuchungen gegenübergestellt. Die Versuche V1.1 und V1.2 wurden auf Grund von Klemmen der Prüflinge deutlich früher beendet, als die theoretisch berechnete Ermüdungslebensdauer erwarten ließ. Wie in den folgenden Abschnitten beschrieben wird, waren die Prüflinge bei Versuchsende bereits so umfassend geschädigt, dass sich die initiale Schadensursache nicht mehr rekonstruieren lässt. Mit 24 und 22,3 Millionen Lastwechseln wurden sehr ähnliche Lebensdauern erreicht und die mindestens erreichbare Gebrauchsdauer der Referenzprüflinge auf 22 Millionen Lastwechsel festgesetzt.

Versuchs-Nr.	Erreichte Anzahl an Lastwechseln	Beobachtungen
V1.1	24 Mio.	Schäden an Spindel- und Mutterlaufbahn, Großteil der Kugeln ist geschädigt und teilweise gebrochen.
V1.2	22,3 Mio.	Schäden an Spindel- und Mutterlaufbahn, Großteil der Kugeln ist geschädigt und teilweise gebrochen.
V2.1	Nach 22 Mio abgeschaltet	Keinerlei Anzeichen einer Schädigung
V3.1	Nach 22 Mio abgeschaltet	Erste Anzeichen einer Schädigung an Mutterlaufbahn

Tabelle 6.5: Ergebnis der durchgeführten Verschleißuntersuchungen

Für eine bessere Vergleichbarkeit gegenüber den Referenzprüflingen wurden die weiteren Versuche daher nach 22 Millionen Lastwechseln gestoppt, zur Begutachtung sowie Bewertung demontiert und den Referenzversuchen gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass bei der Variante mit Rohrumlenkung noch keine Schädigung zu erkennen ist, wohingegen bei der mit geänderten Werkstoff eine beginnende Veränderung der Mutterlaufbahn stattgefunden hat.

Versuch V1.1, 24 Mio. Lastwechsel

In Bild 6.22 ist ein unbelasteter und damit neuwertiger Spindelabschnitt dem getesteten Spindelabschnitt gegenübergestellt. Neben Rissen auf der Laufbahn sind deutlich Partikelüberrollungen, plastische Deformationen der Laufrillenschultern sowie Materialausbrüche zu erkennen.

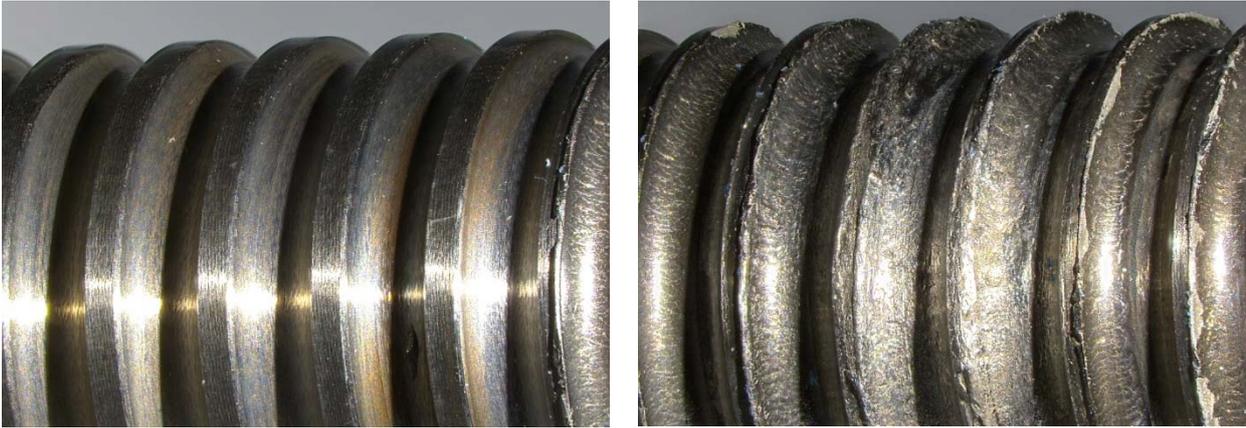


Bild 6.22: Spindel des Prüflings von Versuchslauf V1.1. Links: unbelasteter Spindelabschnitt (neuwertig), rechts: belasteter Spindelabschnitt

Die Beobachtungen decken sich mit dem in Bild 6.23 dargestellten, dazugehörigen Mutternkörper.



Bild 6.23: Blick in den Mutternkörper von Prüfling V1.1



Bild 6.24: Wälzkörper von Prüfling V1.1

Vor allem die in Bild 6.24 exemplarisch gezeigten, teilweise gebrochenen Kugeln verdeutlichen die fortgeschrittene Schädigung des Prüflings. Der Initialschaden lässt sich anhand dieser Bilder nicht mehr eindeutig bestimmen. Die gewählten Versuchsparameter sowie die ebenfalls stark geschädigten Umlenkstücke lassen jedoch eine initiale verschleißbehaftete oder plastische Verformung der Umlenkstücke vermuten, die im weiteren Verlaufe zu einem Verklemmen der Wälzkörper geführt hat.

Ausgehend von den beschriebenen Beobachtungen, wird das Erreichen eines ausfallkritischen Schädigungsniveaus bei 22 Millionen Lastwechseln angesetzt.

Versuch V2.1, 22 Mio. Lastwechsel

Anders als bei den Referenz-Versuchen, zeigt der Prüfling mit gleichen Laufbahnwerkstoffen, aber einer Rohr- anstatt einer internen Rückführung bei gleicher Beanspruchung keinerlei Schädigung an den belasteten Komponenten. Bild 6.25 und Bild 6.26 verdeutlichen dies anhand der Spindel- und der Mutternlaufbahn des untersuchten Kugelgewindetriebs.



Bild 6.25: Spindel von Prüfling V2.1 nach Versuchsende

Bild 6.26: Mutter von Prüfling V2.1 nach Versuchsende

Als Grund hierfür lässt sich das bei der Rohrrückführung sanftere Ein- und Ausführen der Kugeln aus der Tragzone des Kugelgewindetriebs nennen. Dies wird durch die in Bild 6.27 dargestellten Komponenten der Rohrrückführung bestätigt, welche keine Anzeichen einer Schädigung aufweisen. Damit scheint bei den vorliegenden Versuchsparametern die Rückführung mittels Rohren grundsätzlich besser geeignet zu sein als eine Rückführung mit Inlays bzw. Einzelumlenkstücken.



Bild 6.27: Umlenkstücke (Pick-Ups) und Rohre von Prüfling V2.1

Versuch V3.1, 22 Mio. Lastwechsel

Nach 22 Millionen Lastwechseln weist die in Bild 6.28 dargestellte Spindel noch keinerlei Anzeichen einer Schädigung auf. In dem in Bild 6.29 ausschnittsweise zu sehenden Mutterkörper sind hingegen erste Strukturveränderungen in der Laufbahnoberfläche zu

erkennen. Dies weist auf einen ähnlichen Schädigungsverlauf wie bei den Referenzprüflingen V1.1 und V1.2 hin.

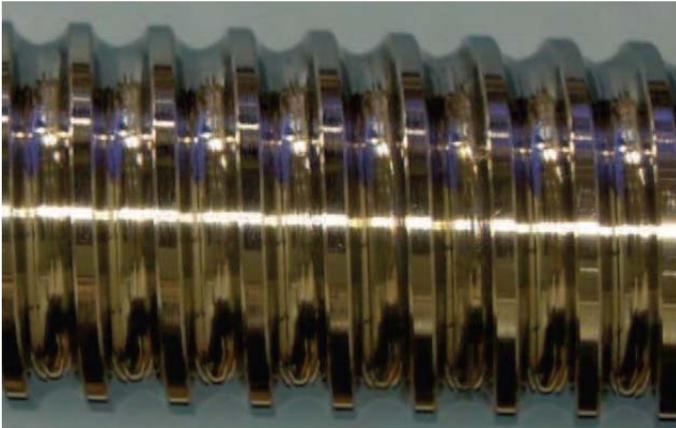


Bild 6.28: Spindel von Prüfling V3.1 nach Versuchsende

Bild 6.29: Mutter von Prüfling V3.1 nach Versuchsende

Die Wahl der Rückführungsart hat demnach bei den untersuchten kleinen Schwenkbewegungen einen größeren Einfluss auf das Verschleißverhalten und die erreichbare Gebrauchsdauer als der eingesetzte Werkstoff

6.4.3 False Brinelling Untersuchungen

Zur Versuchsauswertung werden die getesteten Lager demontiert, gereinigt und mit dem Digitalmikroskop „Leica DMS 1000“ begutachtet. Das grundsätzliche Vorgehen ist in Bild 6.30 dargestellt. Auf Grund der Laufbahnkrümmung kann kein in allen Bereichen scharfes Gesamtbild erzeugt werden. Daher werden durch vertikales Verschieben des Mikroskops entlang der Mantellinie des Druckkegels des Lagers jeweils ca. 20 bereichsweise scharfe Einzelbilder erzeugt und mit der Software „Leica Application Suite 4.7.1“ zu einem scharfen Gesamtbild zusammengesetzt.

Sämtliche erfassten Positionen sind in Anhang A.2 und A.3 zusammengefasst.

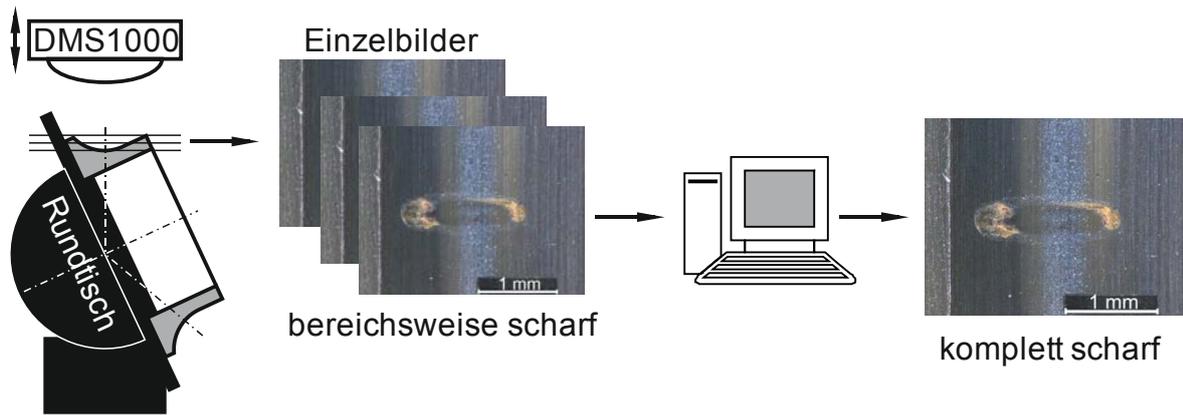


Bild 6.30: Vorgehen bei der Bilderfassung

Eine typische entstandene False Brinelling Marke zeigt Bild 6.31. Es sind deutlich die in Kapitel 3.2.3 beschriebenen Bereiche „Haftzone“, „Gleitzone“ und „Einflusszone“ zu erkennen.

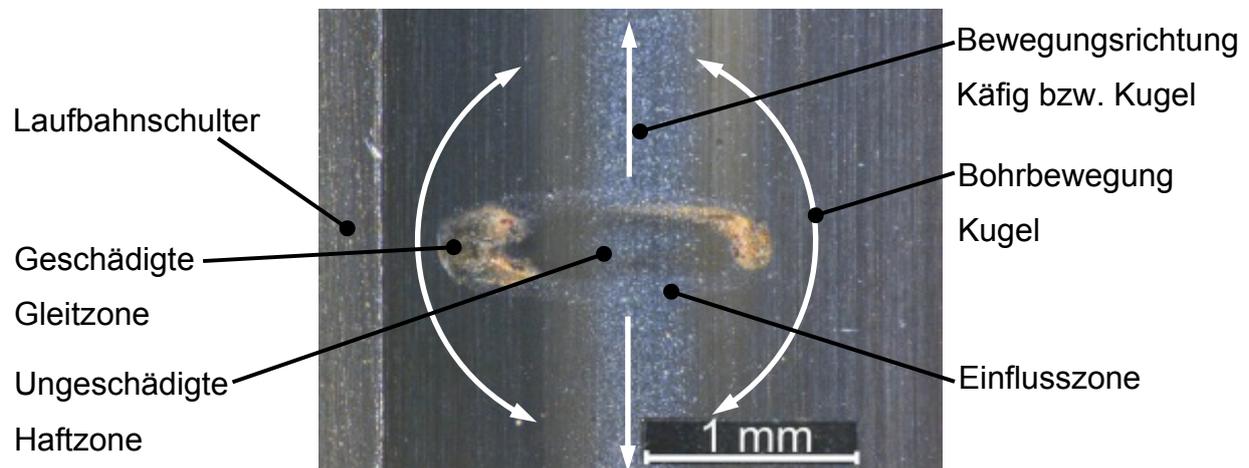


Bild 6.31: False Brinelling Marke

Des Weiteren zeigt sich die in [SCHADOW15] beschriebene stärkere Schädigung der Kontaktellipse im Bereich der Laufbahnschulter gegenüber der im Laufbahngrund. Dies lässt sich mit den beiden Schlupfarten Bohrschlupf und Differentialschlupf begründen, die sich an einem Ellipsenende verstärken, am anderen teilweise kompensieren. [SCHADOW15, Seite 27]

Eine Übersicht über die durchgeführten Versuche und entstandenen Ergebnisse nach Begutachtung zeigt Tabelle 6.6. Zur einfacheren Bewertung ist für jedes Prüfzenario ein Lager schematisch durch Innen- und Außenring dargestellt. Die Unterteilung in acht Segmente repräsentiert die acht Laufbahnabschnitte, denen jeweils eine False Brinelling Marke zugewiesen ist. Die Ergebnisse sollen im Folgenden eingehender diskutiert werden.

Fett	Laufbahnwerkstoff	Stahlkugeln (100Cr6)		Keramikkugeln (Si3N4)	
		Prüfling 1	Prüfling 2	Prüfling 1	Prüfling 2
Low Reference	X30				
	100Cr6				
Lufffahrtstandard	X30				
	100Cr6				
Legende Außenring Fett Kugeln Ringe Innenring		(fast) keine Markierung erkennbar Leichte Markierung Leichte Markierung + Reibkorrosion Deutliche Markierung + Reibkorrosion Deutliche Markierung, erste Ausbrüche Keine Auswertung möglich, wegen Überlappung mit vorherigem Versuch	H_ref Aeroshell 33 L_ref Load 460		

Tabelle 6.6: Auswertung False-Brinelling Tests bei θ_{dith}

In Tabelle 6.7 sind beispielhaft Markierungen für die in Tabelle 6.6 verwendete Farbkodierung dargestellt. Während bei „Leichten Markierungen“ lediglich Läpp- oder Schleifeffekte zu beobachten sind, ist bei den Darstellungen „mit Reibkorrosion“ deutliche Oxidbildung zu erkennen. Bei Erscheinungen mit „ersten Ausbrüchen“ trat auf den Abbildungen ein erkennbarer Ab- bzw. Auftrag in Tiefenrichtung auf.

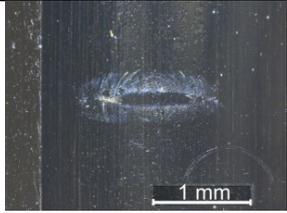
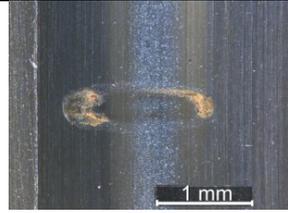
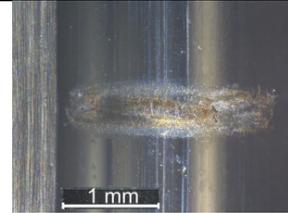
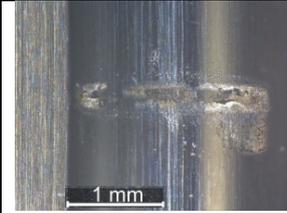
Leichte Markierung	Leichte Markierung + Reibkorrosion	Deutl. Markierung + Reibkorrosion	Deutl. Markierung + erste Ausbrüche
			
Zunehmende Schädigung →			

Tabelle 6.7: Systematik zur Bewertung von Markierungen

Im Folgenden sollen die Einflüsse von Werk- und Schmierstoffen durch paarweise Vergleiche exemplarisch veranschaulicht werden. Dabei werden abgesehen von einem Kriterium alle übrigen Parameter konstant gehalten (→ vollfaktorielle Untersuchung). Zur einfacheren Lesbarkeit wird eine Codierung aus Laufbahn- und Wälzkörperwerkstoff eingeführt. 100Cr6/Si₃N₄ beschreibt in diesem Fall ein Lager aus 100Cr6 Ringen und Siliziumnitrit Wälzkörpern.

6.4.3.1 Einfluss des Schmierstoffs

In Bild 6.32 sind zwei repräsentative Markierungen dargestellt, wie sie nach den in Kapitel 6.3.3 beschriebenen Prüfbedingungen entstanden sind. In den gezeigten Abbildungen kamen jeweils Lagerringe und Wälzkörper aus 100Cr6 (100Cr6/100Cr6) zum Einsatz.

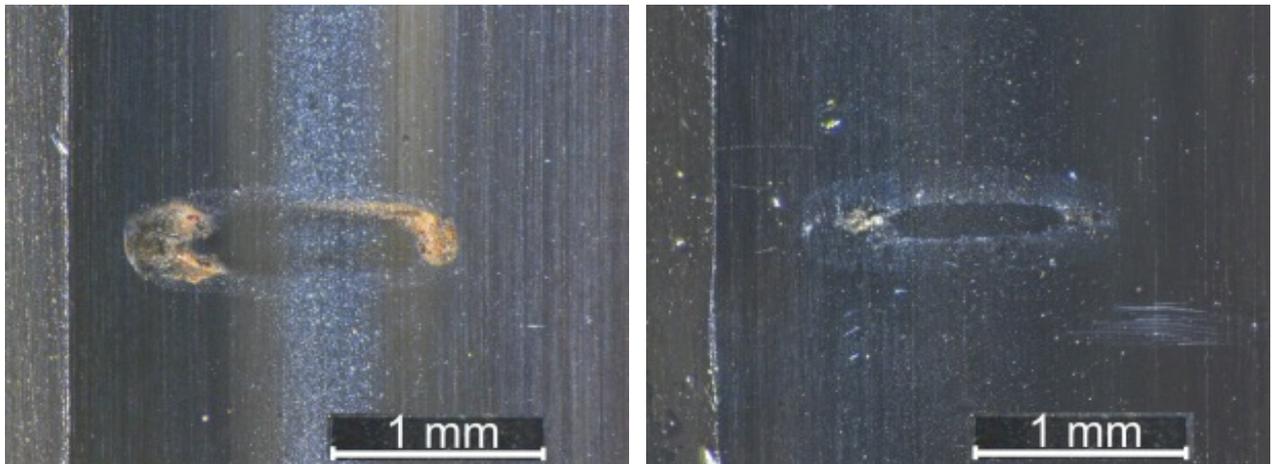


Bild 6.32: False Brinelling Marke an einem Lager aus 100Cr6-Laufbahnen und Kugeln:
„Low Reference Fett“ links, Luftfahrtfett rechts

Als Schmierstoff wurde in der linken Darstellung das Low Reference Fett Arcanol Load 460, in der rechten das Luftfahrtfett Aeroshell 33 MS verwendet. Die Markierungen weisen signifikante Unterschiede hinsichtlich Ausprägung und Reibkorrosionsbildung auf. Während in der linken Darstellung deutliche Oxidbildung an den Scheitelpunkten

der großen Ellipsenhalbachsen zu beobachten ist, tritt in der rechten Darstellung eher eine Glättung in der Schlupfzone als eine Schädigung auf. Auch findet in der rechten Abbildung eine deutlich schärfere Abgrenzung von Haft- und Gleitzzone gegenüber der linken Abbildung statt.

Insgesamt traten nur bei Versuchen mit dem Low Reference Fett signifikante Markierungen auf, die im weiteren Betrieb einen lebensdauermindernden Effekt haben dürften. Die übrigen Markierungen lassen sich eher, wie auch in Bild 6.32 rechts, als Einlaufeffekt oder Bearbeitung beschreiben, bei der die initialen Bearbeitungsriefen geglättet und poliert wurden.

Zur Vermeidung von False Brinelling Schäden ist das untersuchte Luftfahrtfett damit deutlich besser geeignet als das Referenzfett.

6.4.3.2 Einfluss des Wälzkörperwerkstoffs und des Laufbahnwerkstoffs

Analog zu den vorangegangenen Betrachtungen zum Einfluss des Schmierstoffs ist in Bild 6.33 der bereits in Bild 6.32 vorgestellten Markierung eines 100Cr6/100Cr6-Lagers eine Markierung der Werkstoffkombination 100Cr6/Si₃N₄ gegenübergestellt. In beiden Fällen wurde das Referenzfett Arcanol Load 460 als Schmierstoff verwendet.

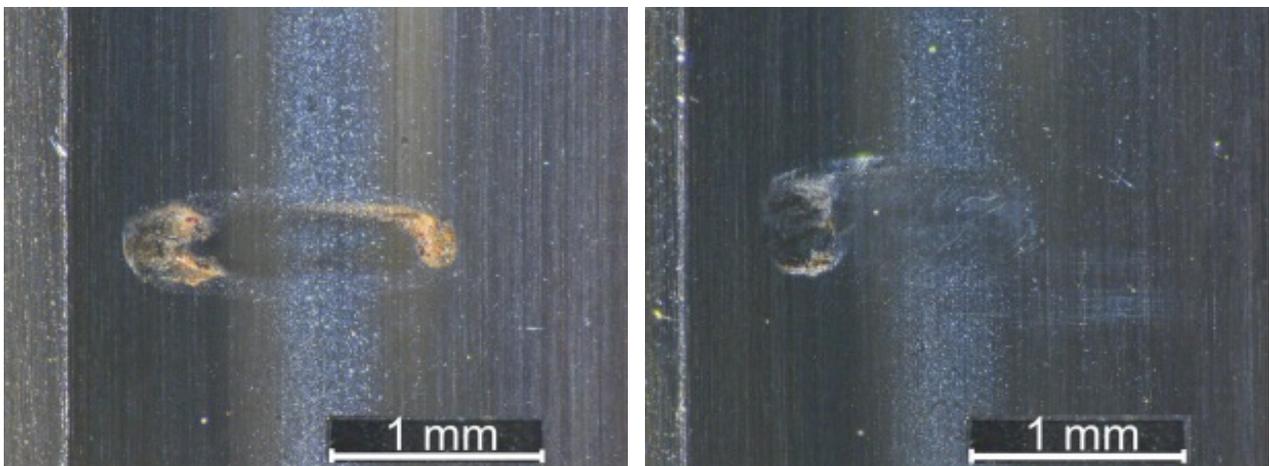


Bild 6.33: False Brinelling Marke an einem Lager aus 100Cr6-Ringen, mit „Low Reference Fett“: 100Cr6-Wälzkörper links, Keramikwälzkörper rechts

In weiten Teilen der Markierung lässt sich der Effekt des False Brinellings bei keramischen Wälzkörpern als Glätten der Bearbeitungsriefen beschreiben. Nur im Bereich nahe der Lagerschulter, wo die Überlagerung von Differential- und Bohrschlupf den betragsmäßig größten Wert annehmen, ist der Energieeintrag ausreichend, um zu einer ersten Schädigung zu führen. Des Weiteren ist in Bild 6.33 erkennbar, dass im Verlauf des Versuchs mit Keramikugeln der Wälzkörpersatz um ungefähr die Länge der klei-

nen Ellipsenhalbachse in Umfangsrichtung gewandert ist, was sich durch Trägheitseffekte im Wälzkörpersatz zurückführen lässt.

In den durchgeführten Versuchen konnten keramische Wälzkörper damit einen Beitrag zur Vermeidung der Entstehung von False Brinelling Markierungen leisten. Trotz der Vermeidung von Adhäsion sind die Energieeinträge in der Laufbahn ausreichend, um vereinzelt zu tribochemischen Effekten zu führen.

Wird zusätzlich zu dem Wälzkörperwerkstoff auch der Schmier- und Laufbahnwerkstoff variiert, ergeben sich Markierungen, wie sie in Bild 6.34 dargestellt sind. Bei der Kombination von Luftfahrtfett und keramischen Wälzkörpern sind nach wie vor tribochemische Effekte in Umfangsrichtung (also in Richtung der kleinen Ellipsenachse) erkennbar. Die bisher zu beobachtenden Schädigungen an den Scheitelpunkten der großen Ellipsenhalbachsen verschwinden hingegen völlig. Der Bohrschlupf scheint bei dieser Kombination aus Kugelwerkstoff und Schmierstoff gegenüber dem Differentialschlupf einen deutlich geringeren Effekt auf die Entstehungsmechanismen von False Brinelling zu haben.

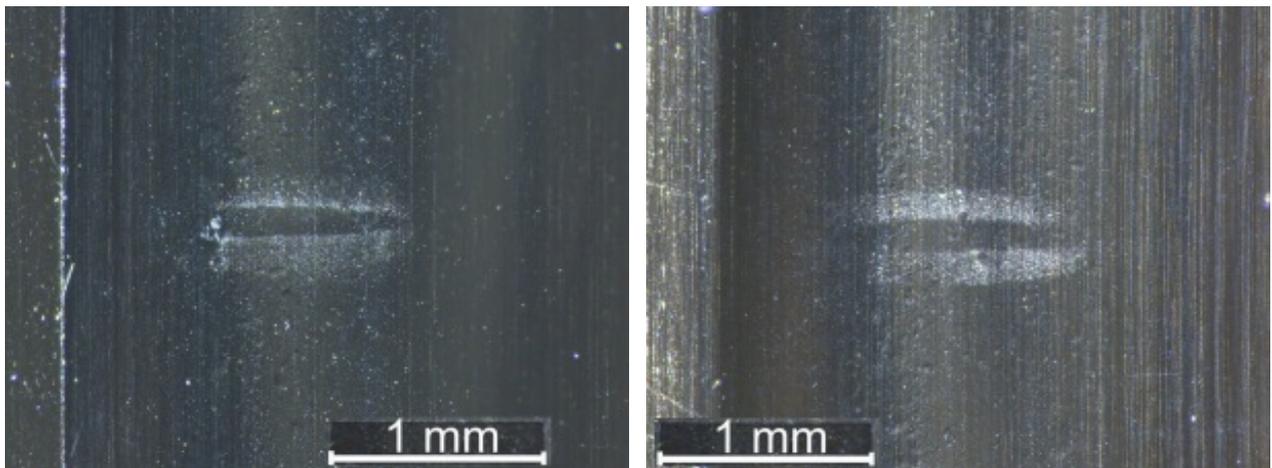


Bild 6.34: False Brinelling Marke an einem Lager mit Keramikwälzkörpern und Luftfahrtfett: 100Cr6-Ring links, X30-Ring rechts

6.4.3.3 Einfluss des Laufbahnwerkstoffs

Beim Vergleich der Abbildungen aus Anhang A.2 bzw. der Übersicht von Tabelle 6.6 lässt sich keine allgemeine Aussage treffen, ob einer der beiden untersuchten Werkstoffe grundsätzlich besser oder schlechter zur Vermeidung von False Brinelling Marken geeignet ist. Während bei der Verwendung des Low Reference Fetts stärker ausgeprägte Markierungen bei dem X30-Stahl auftraten, war es beim Einsatz des High Reference Fetts umgekehrt. In Tabelle 6.8 sind die beschriebenen Varianten hinsicht-

lich des Ausmaßes der beobachteten False Brinelling Markierungen für 100Cr6 Kugeln gegenübergestellt.

Ausmaß der Ausprägung			
deutlich		gering	
X30-100Cr6-L. Ref.	100Cr6-100Cr6-L. Ref	100Cr6-100Cr6-H. Ref	X30-100Cr6-H. Ref

Tabelle 6.8: Vergleich des Ausmaßes von False Brinelling Markierungen bei unterschiedlichen Laubahnwerkstoff- und Schmierstoffkombinationen

Inwieweit die unterschiedlichen Oberflächenrauheiten und -härten dieses Ergebnis beeinflussen, konnte im Rahmen der Untersuchungen nicht eindeutig geklärt werden.

6.4.3.4 Einfluss des Schwenkwinkels

Neben den typischen Rahmenbedingungen für False Brinelling mit Schwenkwinkeln im Bereich $\theta \leq \theta_{dith}$ wurden Versuche mit doppeltem Schwenkwinkel $\theta \approx 2 \cdot \theta_{dith}$ durchgeführt. Für die Versuche wurden ausschließlich Siliziumnitrid-Kugeln verwendet. Die Ergebnisse sind in Anhang A.3 aufgeführt.

Als Erweiterung von Tabelle 6.6 kann Tabelle 6.9 als weitere Spalte an diese hinzugefügt werden.

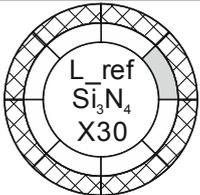
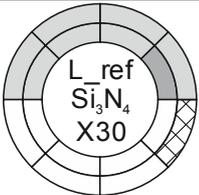
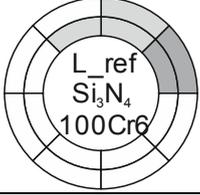
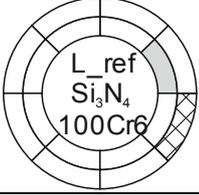
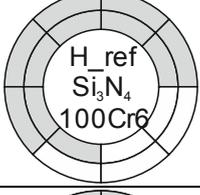
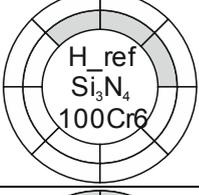
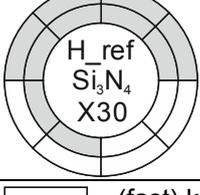
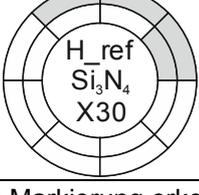
Fett	Laufbahnwerkstoff	Keramikkugeln (Si_3N_4)		
		Prüfling 1	Prüfling 2	
Low Reference	X30			
	100Cr6			
Luftfahrtstandard	X30			
	100Cr6			
Legende		<ul style="list-style-type: none">  (fast) keine Markierung erkennbar  Leichte Markierung  Leichte Markierung + Reibkorrosion  Deutliche Markierung + Reibkorrosion  Deutliche Markierung, erste Ausbrüche  Keine Auswertung möglich 		

Tabelle 6.9: Auswertung False Brinelling Tests bei doppeltem Schwenkwinkel

Exemplarisch sind in Bild 6.35 die entstandenen Markierungen an dem gleichen mit Arcanol Load 460 geschmierten 100Cr6/ Si_3N_4 -Lager dargestellt, wobei in der linken Abbildung ein Schwenkwinkel im Bereich von θ_{dith} verwendet wurde, in der rechten ein doppelt so großer.

Bei ansonsten unveränderten Prüfbedingungen zeigt sich eine deutlich geringere (bis hin zu gar keiner erkennbaren) Schädigung der Laufbahnen. Bei der erkennbaren Oberflächenveränderung treffen Begriffe wie Einlaufen oder Polieren besser zu als Oberflächenschädigung. Oxidbildung ist nur bei Verwendung des Low Reference Fetts vereinzelt zu erkennen.

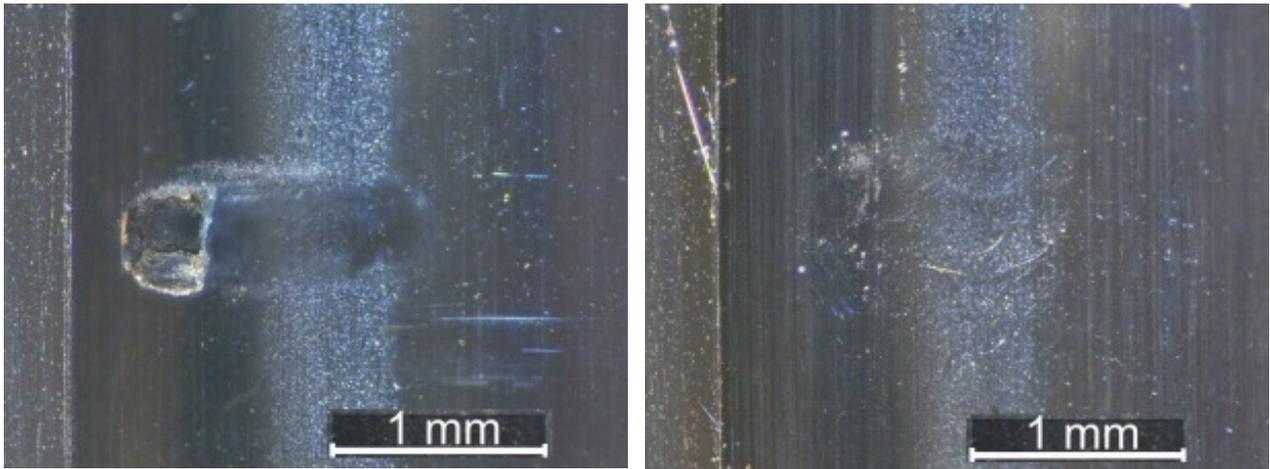


Bild 6.35: False Brinelling Marke an einem 100Cr6/Si₃N₄-Lager mit „Low Reference Fett“: Schwenkwinkel $1 \cdot \theta_{dith}$ links, $2 \cdot \theta_{dith}$ rechts

Ähnliche Beobachtungen ergeben sich bei der High-Reference Variante aus X30/Si₃N₄-Lagern und Luftfahrtfett für unterschiedliche Schwenkwinkel. In Bild 6.36 sind diese exemplarisch dargestellt. Bei doppeltem Schwenkwinkel wird die in der linken Abbildung erkennbare ungeschädigte Haftzone überstrichen, wodurch diese rechts nicht mehr zu erkennen ist. Abgesehen von einer Verfärbung sind keine Oberflächenschäden zu erkennen.

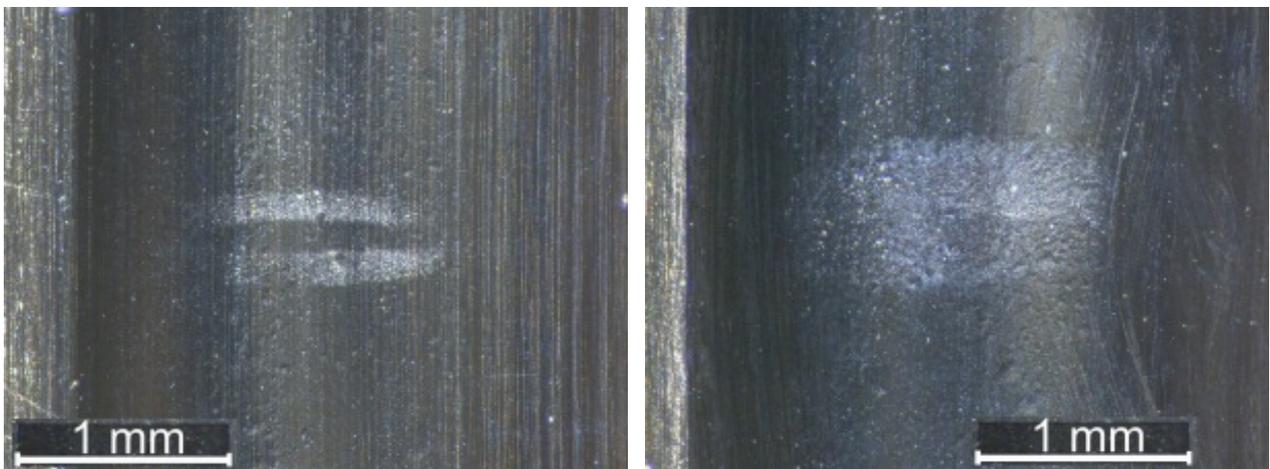


Bild 6.36: False Brinelling Marke an einem X30/Si₃N₄-Lager mit Luftfahrtfett: Schwenkwinkel $1 \cdot \theta_{dith}$ links, $2 \cdot \theta_{dith}$ rechts

Das, wenn auch nur kurzzeitige, Freisetzen der Kontaktzone ist demnach ausreichend, um ein Nachschmieren zu ermöglichen und so die Schadensbildung deutlich zu reduzieren.

6.5 Fazit der Untersuchungen

6.5.1 Lebensdaueruntersuchungen

Bei den durchgeführten Lebensdaueruntersuchungen ist keiner der Prüflinge vor der berechneten Lebensdauer ausgefallen. Die nominelle L_{10} -Lebensdauer konnte somit nachgewiesen werden. Die vereinzelt aufgetretenen Ermüdungserscheinungen der Spindellaufbahn weisen jedoch auf das hohe Beanspruchungsniveau hin. Da im Rahmen der Lebensdaueruntersuchungen ausschließlich Prüflinge aus X30CrMoNi15-1 getestet wurden, wofür die Literatur keine allgemein gültigen b_m -Faktoren für Gleichung (2.9) zur Verfügung stellt, ist die Übertragbarkeit auf andere Werkstoffe in weiterführenden Versuchen zu überprüfen.

Die Verteilung und Ausprägung der Oberflächentexturen der Spindel deckt sich mit den Simulationsergebnissen der FEM-Berechnung, was für die grundsätzliche Verwendung der Referenzlebensdauerberechnung bei Kugelgewindetrieben spricht.

Durch den Einsatz von verschleißresistenten Laufbahnmaterialien steigt die Wahrscheinlichkeit eines Ermüdungsversagens der Wälzkörper. Ob die beobachteten, vereinzelt Schädigungen der Kugeln auf einen Ermüdungs- oder Verschleißmechanismus zurückgehen, konnte im Rahmen der Untersuchungen nicht überprüft werden. Grundsätzlich zeigt sich jedoch, dass, wie in Kapitel 6.3.1 geschehen, der in Gleichung (2.11) beschriebene Ansatz zur Berücksichtigung der Kugeltragzahl in der Gesamttragzahlbestimmung des Kugelgewindetriebes eine sinnvolle Erweiterung der Tragzahlbestimmung darstellt.

Ein noch konservativerer Ansatz, bei dem auf Grund der geringen Bewegungsamplitude vereinfacht das Lastniveau der höchstbeanspruchten Kugel für alle Wälzkörper angenommen wird, würde eine rechnerische Lebensdauer in der Größenordnung von ca. 12,5 % von L_{10} ergeben. Die Versuche haben gezeigt, dass dieser Wert deutlich zu konservativ ist.

6.5.2 Verschleißuntersuchungen

Ausgehend von dem Zustand der drei getesteten unterschiedlichen Kugelgewindetriebvarianten nach 22 Millionen Lastwechseln, weist die Rückführungsart bei kleinsten Schwenkbewegungen einen größeren Einfluss auf das Verschleißverhalten auf als der verwendete Werkstoff.

Das sanftere Ein- und Ausführen der Kugeln in die Lastzone bei Kugelgewindetrieben mit Rohrumlenkung erweist diese als besser geeignet für kleinste Schwenkbewegungen als solche mit internen Umlenkstücken.

Durch die höhere Härte von 100Cr6 gegenüber X30CrMoN15-1 scheint dieser für den vorliegenden Anwendungsfall keine Nachteile hinsichtlich Verschleiß- und Korrosionseigenschaften zu haben.

6.5.3 False Brinelling

Im Rahmen der False Brinelling Versuche wurde gezeigt, dass der verschleißresistente Werkstoff in Kombination mit dem untersuchten Luftfahrtfett und ggf. keramischen Wälzkörpern einen nennenswerten Beitrag zur Reduktion von False Brinelling leisten kann.

Wird der untersuchte Schwenkwinkel auch nur geringfügig gegenüber den typischen Wegstrecken von False Brinelling vergrößert, wird das Schadensbild deutlich reduziert.

7 Übertragung auf den Anwendungsfall Rotorblattverstellung

Auf Basis des validierten Berechnungsverfahrens kann ein Kugelgewindetrieb für die Primärflugsteuerung eines Hubschraubers dimensioniert werden. Mit einem gegebenen Bewegungsprofil können Helixwinkel, Kugel- und Umlaufanzahl so gewählt werden, dass eine sichere Auslegung ermöglicht wird. Die neuen Erkenntnisse versetzten das beteiligte Industrieunternehmen in die Lage, den in Kapitel 6.1.2 vorgestellten Referenz-Prüfling durch konstruktive Anpassungen der Spindelsteigung, des Kugeldurchmessers und der Umlaufanzahl so weit zu optimieren, dass dessen Gesamtmasse um insgesamt 18 % reduziert wird. [DREADS15, DREADS16-2]

Das in Bild 1.3 beschriebene Bewegungsprofil kann ein Nachschmieren im Betrieb deutlich besser gewährleisten, als es innerhalb der Versuchsbedingungen der Fall war. Die ohnehin sehr geringe beobachtete Schädigung fällt dann noch geringer aus, da durch Nachschmierungen erneut tragende Reaktionsschichten innerhalb des Kontakts gebildet werden können. Durch den Einsatz des richtigen EP und AW additivierten Schmierstoffs kann die Schädigung damit auf ein Minimum reduziert bzw. vermieden werden.

Während bei Kugelgewindetrieben in Werkzeugmaschinen die Positioniergenauigkeit und Steifigkeit an oberster Stelle steht, liegt bei deren Einsatz in Luftfahrtanwendungen ein Kompromiss aus Steifigkeit und Gewicht vor. Die äußeren Lasten im Zusammenspiel mit der Nachgiebigkeit des Kugelgewindetriebs bewirken während des Flugbetriebs Verdrehungen, die größer als θ_{dith} sind. Dieses Zusammenspiel ist somit ausreichend, um den für False Brinelling relevanten Bereich zu verlassen.

Damit ist False Brinelling für den normalen Flugbetrieb unkritisch. Der längere Betrieb des Rotors im Leerlauf am Boden kann jedoch, trotz des Einsatzes von verschleißresistenten Werkstoffen und hochwertigen Schmierstoffen, zur Entstehung von False Brinelling Marken führen. In diesem Fall ist durch einen geregelten Eingriff in die Tau- melscheibensteuerung in ausreichenden zeitlichen Abständen für eine Mindestbewegung zu sorgen.

8 Zusammenfassung der Arbeit

Die genormte Auslegung von Kugelgewindetrieben orientiert sich stark an der von Wälzlagern. Dies ist naheliegend, da in beiden Fällen Kugeln auf gekrümmten Laufbahnen abwälzen und somit vergleichbare Kontaktbedingungen für die in der Wälzlagertechnik etablierten Ansätze zur Ermüdungslebensdauerberechnung vorliegen. Abgesehen davon finden sich allerdings nur wenige Gemeinsamkeiten zwischen den beiden Maschinenelementen hinsichtlich Geometrie, Kinematik und Einsatzgebieten:

- Ein Kugelgewindtrieb wird auf Grund der endlichen Spindellänge immer intermittierend betrieben. Eine kontinuierliche rotierende Bewegung ist maximal für die Dauer einer Hubbewegung realisierbar.
- Je nach Anwendungsfall reduziert sich diese Bewegung auf rein oszillierende Bewegungen bis hin zu Haltearbeiten bei Quasi-Stillstand, wobei eine dynamische Beanspruchung überlagert sein kann.

Ein Extrembeispiel stellt in diesem Zusammenhang der Einsatz von Kugelgewindetrieben in der Rotorblattverstellung von Hubschraubern dar, wo dieser innerhalb eines Flugzustandes nur geringe Korrekturbewegungen vollführt, aber ständig dynamischen Rotorlasten und Vibrationen von angrenzenden Getrieben und Turbinen ausgesetzt ist.

Des weiteren

- kann abhängig von Art und Anordnung der Rückführung sowie der Steifigkeit von Mutter und Spindel die Belastung einzelner Kugeln innerhalb des KGTs stark variieren,
- können im Gegensatz zu Wälzlagern Spindel- und Mutterlaufbahn mit unterschiedlichen Zeitanteilen an der Lastübertragung beteiligt sein,
- kann durch die Kinematik der Kugeln innerhalb eines Umlaufs und die Verwendung unterschiedlicher Werkstoffe für Kugeln, Mutter und Spindel ein Versagen nicht nur an den Laufbahnen, sondern auch an den Kugeln auftreten.

Aus diesen Unterschieden lassen sich zahlreiche Fragestellungen ableiten, unter anderem, ob beim Kugelgewindtrieb eine elasto-hydrodynamische Schmierung realisiert und somit die Voraussetzung für ein Ermüdungsversagen vorliegt.

Ist dies der Fall, so lassen sich Ansätze aus der Wälzlagertechnik aufgreifen, die auf den Kugelgewindtrieb übertragen werden können. Dazu gehören der Einfluss oszillierender Bewegungen und ungleicher Lastverteilungen auf die Lebensdauer. Da der Grad

der Überbestimmtheit mit jedem Umlauf zunimmt und das Steifigkeitsverhalten unter anderem von der konstruktiven Ausgestaltung des Mutternkörpers abhängt, ist die Ermittlung der Lastverteilung, anders als beim Wälzlager, bislang nur mittels numerischen Verfahren wie beispielsweise FEM möglich.

Geometrische und kinematische Besonderheiten können über das Überrollungsverhältnis und das belastete Volumen in der Tragzahlberechnung Berücksichtigung finden. Alternativ kann auch die Hublänge als Vielfaches der tragenden Mutternlänge ausgedrückt werden und so eine Lebensdauer in Hubbewegungen bestimmt werden.

Anders als bei Wälzlagern ist bei Kugelgewindetrieben durch die fehlende Berücksichtigung einer Ermüdungsgrenzbelastung eine dauerfeste Auslegung auch bei kleinsten Belastungen nicht möglich. Damit ist immer eine Lebensdauerberechnung durchzuführen. Mit kleiner werdenden Bewegungen und somit schlechter werdenden Schmierungsbedingungen wird das Erreichen einer Ermüdungslebensdauer jedoch immer unwahrscheinlicher, da verschleißbedingte Ausfallmechanismen immer weiter in den Vordergrund treten und zu einem frühzeitigen Versagen führen können.

Daher ist die Ermittlung eines „sicheren Betriebsbereichs“ erforderlich, in dem die Lebensdauerberechnung ihre Gültigkeit besitzt. Dieser wird unter anderem durch den Schwenkwinkel definiert.

Im Quasi-Stillstand ist eine Lebensdauerberechnung ausgedrückt in Umdrehungen nicht zielführend. Hier ist vielmehr zu klären, ob und für wie lange eine bestimmte Lagerwerkstoff-Schmierstoff-Kombination dem aufgebracht Lastkollektiv ohne Schaden widerstehen kann.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Auslegungsverfahren für Kugelgewindetriebe bei oszillierenden Bewegungen hergeleitet. In Anlehnung an Berechnungsansätze für Wälzlager wurden nach Einführung des Winkels θ_{crit} , der den Winkel zwischen zwei Wälzkörpern und der Lagermitte beschreibt, Modifikationen der genormten Lebensdauerberechnung in Abhängigkeit vom jeweiligen Schwenkwinkel hergeleitet.

Für Schwenkwinkel größer θ_{crit} wurde das Erreichen der so bestimmten L_{10} -Lebensdauer experimentell nachgewiesen.

Für kleinere Schwenkwinkel wurde anhand von Stichprobenversuchen gezeigt, dass externe Rohrrückführungen grundsätzlich besser zur Vermeidung von Verschleiß-

scheinungen geeignet sind als interne mittels Umlenkstücken. Die untersuchten Werkstoffzusammensetzungen hatten demgegenüber einen geringeren Einfluss.

Für den Betrieb im Quasi-Stillstand mit überlagerten Vibrationen wurden False-Brinelling Versuche mit Lagern zweier Laufbahnwerkstoffe (100Cr6, X30CrMoN15-1), zweier Wälzkörperwerkstoffe (100Cr6, Si₃N₄) sowie zweier Schmierstoffe („Industrie-Standard“, „Luftfahrt-Standard“) vollfaktoriell durchgeführt. Während der Laufbahnwerkstoff in den Versuchen keinen nennenswerten Einfluss auf das Auftreten von False-Brinelling Marken hatte, konnte bei Schmierstoff und Wälzkörperwerkstoff ein deutlicher Einfluss ausgemacht werden. Bei Keramikugeln lässt sich dies durch das Wegfallen von Adhäsionseffekten gegenüber Stahlkugeln erklären. Das Vorhandensein zahlreicher Additive im Schmierstoff macht es schwierig, den positiven Effekt einem bestimmten Zusatz zuzuschreiben. Ein wesentlicher Unterschied ist allerdings der im Luftfahrtschmierstoff relativ stark vertretene Anteil an Festschmierstoffen sowie EP- und AW-Additiven, welche zu besseren Notlaufeigenschaften im Kontakt geführt haben können.

Neben dem Verfahren zur Berücksichtigung kleiner Bewegungen, wurden Ansätze für große Bewegungen, positionsabhängige Lastkollektive und geometrische Besonderheiten hergeleitet.

Durch das vorgestellte Berechnungsverfahren, dessen Validierung sowie die Ermittlung sicherer Betriebsbereiche, konnte ein Kugelgewindetrieb für die Primärflugsteuerung eines Hubschraubers gestaltet werden.

9 Ausblick

Das in dieser Arbeit hergeleitete Berechnungsverfahren wurde an Prüflingen validiert, die im Hinblick auf den zugrunde gelegten Anwendungsfall gewählt wurden. Spindel und Mutter sind aus hochverschleißresistentem Werkstoff gefertigt, und das System ist mit deutlich höheren als in industriellen Anwendungen üblichen Schmierstoffmengen befüllt. Auch der eingesetzte Luftfahrtschmierstoff unterscheidet sich in seiner Zusammensetzung von „normalen“ Industrieschmierstoffen.

Für die Übertragbarkeit der Berechnungsansätze auf davon abweichende industrielle Anwendungen sind die Validierungsversuche daher um weitere Werkstoffvarianten zu erweitern. Da bei oszillierenden Bewegungen im Umkehrpunkt die Drehzahl auf null zurückgeht, wird der Bereich der Elasto-Hydrodynamik verlassen und andere Schadensursachen als der der Ermüdung können lebensdauerbestimmend werden. Dies ist vor einer allgemeinen Anwendung zu prüfen.

In diesem Zuge sind die stichprobenartig durchgeführten Verschleißtests durch weiterführende Versuche zu ergänzen und statistisch abzusichern. Eine vollständige Versuchsreihe müsste dabei einerseits Variationen des Prüflings und dessen Eigenschaften, wie die in Bild 2.2 beschrieben unterschiedlichen Arten der Rückführung, Werk- und Schmierstoffe sowie der Steigung, andererseits den Einfluss unterschiedlicher Prüfparameter, vor allem des Schwenkwinkels, der Frequenz und der aufgetragenen Belastung, umfassen.

Des Weiteren basieren die vorgestellten Ansätze bezüglich Positionsabhängigkeit und geometrischen Besonderheiten bislang rein auf Anpassungen der bekannten Ermüdungslebensdauertheorien. Da diese für den betrachteten Anwendungsfall der Primärflugsteuerung eines Hubschraubers eine untergeordnete Rolle spielen, wurden hierzu keine Validierungsversuche durchgeführt. Ein experimenteller Nachweis über die Gültigkeit dieser Ansätze steht damit noch aus.

Der im Rahmen dieser Arbeit und des begleitenden Forschungsprojekts entwickelte Kugelgewindetrieb wird als Teil eines elektromechanischen Aktors weiteren Funktionstests unterzogen und soll schließlich in einem Demonstrator für eine elektromechanische Taumelscheibenverstellung Einsatz finden.

Literaturverzeichnis

- ALMEN37 Almen, J. O.: Lubricants and False Brinelling of Ball and Roller Bearings. In: *Journal of Mechanical Engineering*. Volume 59. Seite 415. 1937.
- ARCHARD53 Archard, J. F.: Contact and Rubbing of Flat Surfaces. In: *Journal of Applied Physics*. Volume 24. Number 8. Seite 981-988. 1953. DOI: 10.1063/1.1721448.
- BADESHIA12 Bhadeshia, H. K. D. H: Steels for bearings. In: *Progress in Materials Science*. Volume 57. Number 2. Seiten 268–435. 2012. DOI:10.1016/j.pmatsci.2011.06.002
- BAI92 Bai, Y.; Dodd, B.: *Adiabatic Shear Localization – Occurance, Theories and Applications*. Oxford: Pergamon Press 1992.
- BERNINGER15 Berninger, S.; Bongart, C.; Jacobs, G.: *Prognose des Wälzlager-verschleißverhaltens unter Berücksichtigung von Regenerationszeiten und Schmierungsbedingungen*. Sachstandsbericht 2015. Forschungsvorhaben 327 IV. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- BERTSCHE04 Bertsche, B.; Lechner, G.: *Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau*. 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. Berlin: Springer 2004 - ISBN 3-540-20871-2.
- BITTNER14 Bittner, W.: *Flugmechanik der Hubschrauber: Technologie, das flugmechanische System Hubschrauber, Flugstabilitäten, Steuerbarkeit*. 4. Auflage. Berlin: Springer 2014. – ISBN 978-3-642-54285-5.
- BRÄNDLEIN98 Brändlein, J.; Eschmann, P.; Hasbargen, L.: *Die Wälzlagerpraxis: Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. 3. Auflage. Mainz: Vereinigte Fachverlage. 1998. – ISBN 3-7830-0290-7.
- BREITENBACH15-1 Breitenbach, T.; Kunze, G.: Beanspruchbarkeit in Zahnkupplungen bei sehr kleinem Verlagerungswinkel. In: *ant Journal*. Seite 22 - 29. 1/2015.
- BREITENBACH15-2 Breitenbach, T.; Kunze, G.; Illner, T.; Deters, L.: Methode zur Bemessung von Mechanismen mit oszillierendem Gleitkontakt anhand der Mitnehmerverzahnung von Zahnkupplungen mit sehr kleinen Auslenkungswinkeln. In: *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium 2015*. Seite 549 - 576. Dresden 2015.
- BREWARD73 Beward, M. J.: "Bearing life" under false brinelling conditions. In: *Ball Bearing Journal*. Heft 174. Seiten 1 - 3. 1973. ISSN: 0308-1664
- BRIZMER15 Brizmer, V.; Gabelli, A.; Vieillard, C.; Morales-Espejel, G. E.: An Experimental and Theoretical Study of Hybrid Bearing Micropitting Performance under Reduced Lubrication. In: *Tribology Transactions*, 58. Seiten 829 – 835. 2015. ISSN: 1547-397X.
- BRUCKSCH-RICHTER13 Bruck-Richter, M.: Wenn die Luft raus ist – Antriebstechnik-Systembaukasten mit elektrischen Stellzylindern optimiert die Energieeffizienz. In: *Antriebstechnik*. Seite 46f. März 2013.

- BOTS13 Bots, S.: Aufs Öl kommt's an – Die Trends bei Getriebe-Schmierstoffen und Condition Monitoring. In: *Antriebstechnik*. Seiten 92 - 94. 10/2013.
- BOURDON13 Bourdon, K.: Elektrisch, hydraulisch oder hybrid? Die Wahl der Antriebstechnologie in Spritzgießmaschinen. In: *Der Konstrukteur*. 2013.
- CHIBA91 Chiba, M.; Gyogi, T.; Nishimura, M.; Seki, K.: *Development of solid-lubricated ball-screws for use in space*. URL http://ntrs.nasa.gov/archive/nasa/casi.ntrs.nasa.gov/19910015303_1991015303.pdf – Überprüfungsdatum 18.03.2017.
- CHRISTMANN10 Christmann, M.; Seemann, S.; Jänker, P.: Innovative approaches to electromechanical flight control actuators and systems. In: *Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components (R3ASC)*. Toulouse, France 2010.
- CLEANSKY12 Cleansky JU: *Development and validation of sizing method for screw drives and thrust bearings*. JTI-CS-2012-2-SGO-02-047. In: Cleansky. Call for Proposals: Cleansky Research and Technology Development Projects. Call Text. 2012.
- CLEANSKY17 Cleansky JU: *Disconnect devices make ball screws available for primary flight control systems*. URL <http://www.cleansky.eu/disconnect-devices-make-ball-screws-available-for-primary-flight-control-systems> – Überprüfungsdatum 17.03.2017.
- DAHLKE94 Dahlke, H.: *Handbuch Wälzlagertechnik*. 2. Auflage. Vieweg. Braunschweig/Wiesbaden. 1994.
- DIN 611 2010 DIN 611 Mai 2010. *Wälzlager. Übersicht*. Berlin. Beuth.
- DIN 631 2010 DIN 631 April 2010. *Wälzlager. Prüfbedingungen zur versuchs-technischen Verifikation der dynamischen Tragzahl von linearen Wälzführungen mit profilierten Schienen und Wälzkörperumlauf*. Berlin. Beuth
- DIN 3990 1987 DIN 3990 Dezember 1987. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern*. Berlin. Beuth.
- DIN 3990-6 1994 DIN 3990 Dezember 1994. *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern. Teil 6: Betriebsfestigkeitsberechnung*. Berlin. Beuth
- DIN 8580 2003 DIN 8580 September 2003. *Fertigungsverfahren - Begriffe, Einteilung*. Berlin. Beuth
- DIN 26281 2010 DIN 26281 November 2010. *Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer - Berechnung der modifizierten nominellen Referenz-Lebensdauer für Wälzlager*. Berlin: Beuth.
- DIN 51350 2010 DIN 51350 Teil 1 – 5 2010. *Prüfung von Schmierstoffen – Prüfung im Vierkugel-Apparat*. Berlin: Beuth.
- DIN 51817 1998 DIN 51817 April 1998 (zurückgezogen, ersetzt durch DIN 51817 2014). *Prüfung von Schmierstoffen - Bestimmung der Ölabscheidung aus Schmierfetten unter statischen Bedingungen*. Berlin: Beuth.
- DIN 51819 1999 DIN 51819 Dezember 1999. *Prüfung von Schmierstoffen, Mechanisch-dynamische Prüfung auf dem Wälzlagerschmierstoff-Prüfgerät FE8*. Berlin: Beuth.

- DIN 51825 2004 DIN 51825 Juni 2004. *Schmierstoffe – Schmierfette K – Einteilung und Anforderungen*. Berlin: Beuth.
- DIN 69051 1989 DIN 69051 (zurückgezogen): *Werkzeugmaschinen Kugelgewindetriebe*. Teil 1 – 6. Berlin: Beuth.
- DIN EN ISO 4287
2010 DIN EN ISO 4287 Juli 2010: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit*. Berlin: Beuth
- DIN EN ISO 4288
1997 DIN EN ISO 4288 April 1998: *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit*. Berlin: Beuth.
- DIN EN ISO 6506
2015 DIN EN ISO 6506 Februar 2015. *Metallische Werkstoffe – Härteprüfung nach Brinell*. Berlin: Beuth.
- DIN EN ISO 6508-1
2015 DIN EN ISO 6508 Teil 1 Juni 2015. *Metallische Werkstoffe – Härteprüfung nach Rockwell: Prüfverfahren*. Berlin: Beuth.
- DIN EN ISO 25178 DIN EN ISO 25178 2011-2015: *Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Flächenhaft*. Berlin: Beuth.
- DIN ISO 76 2009 DIN ISO 76 Januar 2009. *Wälzlager – Statische Tragzahlen*. Berlin: Beuth.
- DIN ISO 76 BBL. 1
1994 DIN ISO 76 Beiblatt. 1 September 1994. *Wälzlager - Statische Tragzahlen – Erklärungen zu ISO 76*. Berlin: Beuth.
- DIN ISO 281 2010 DIN ISO 281 Oktober 2010. *Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. Berlin: Beuth.
- DIN ISO 3408 2011 DIN ISO 3408 April 2011. *Kugelgewindetriebe. Teil 1 – 5*. Berlin: Beuth.
- DIN ISO 14728-1
2005 DIN ISO 14728 Oktober 2005. *Wälzlager – Linear-Wälzlager. Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. Berlin: Beuth.
- DIN SPEC 1281-
1 2010 DIN SPEC 1281-1 2010 Mai 2010. *Wälzlager – Erläuternde Anmerkungen zur ISO 281 – Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer*. Berlin: Beuth.
- DREADS14 Münzing, T., Wagner, M.: *Besprechungsprotokoll zum Projektworkshop am 08./09.04.2014*. Foligno. 2014.
- DREADS15 Toro, S.: *Deliverable 4.2: Final Design for rolling contact thrust bearings and screw transmissions in h/c swashplate study case*. Unveröffentlichter Projektbericht. Foligno. 2015.
- DREADS16-1 Toro, S.: *Deliverable 6.1: Validation Test Report and Test Analysis*. Unveröffentlichter Projektbericht. Foligno 2016.
- DREADS16-2 Toro, S.: *Deliverable 6.2: Final Report*. Unveröffentlichter Projektbericht. Foligno. 2016.
- EASA08 European Aviation Safety Agency: *Certification Specifications for Small Rotorcraft. CS-27. Book 1. Airworthiness code*. Köln 2008
- EICHENBERGER12 Eichenberger Gewinde AG: *Gesamtkatalog*. Burg 2012
- EICHENBERGER13 Eichenberger Gewinde AG: *Kalt verfestigt*. In *KEM*, Seite 72, Oktober 2013.

- ENEKES14 Enekes, C.; Kuhn, M.; Schweigkofler, M.; Orendorz, A.; Staub, P.: Additivbedingte Verschleißschutzschichten in Wälzlagern – Auswahl und optimaler Einsatz von Additiven. In VDI Wissensforum: *Schadensmechanismen an Lagern*. VDI Fachkonferenz. Aachen 2014
- ENPAR14 Enpar Sonderwerkstoffe GmbH: Alloy 15-5 PH 1.4545 UNS S15500. Gummersbach 2014.
- ERRICHELLO04 Errichello, R.: Another perspective: False brinelling and fretting corrosion. In *Tribology & Lubrication Technology* 60. Nr. 4. Seite 34 – 36. 2004
- ESCHMANN63 Eschmann, P.: *Untersuchung über den Einfluß des Verschleißes auf die Lebensdauer der Wälzlager*. Braunschweig, Technische Hochschule Carolo-Wilhelmina, Fakultät Maschinenwesen. Dissertation. 1963.
- ESCHMANN64 Eschmann, P.: *Das Leistungsvermögen der Wälzlager: Eine Beurteilung nach neuen Gesichtspunkten*. Berlin: Springer, 1964
- ESSER14 Esser, A.; Wallauer, S.: Kabel statt Schläuche. Servoantriebe ersetzen Hydraulikzylinder in Maschinen der Umformtechnik. In: *Der Konstrukteur. Sonderheft ASB*, Seite 26ff. 2014.
- EVANS13 Evans, M.: *White Structure Flaking Failure In Bearings Under Rolling Contact Fatigue*. University of Southampton. Faculty of Engineering and the Environment. Doctor Thesis. 2013. URL <http://eprints.soton.ac.uk/355966> - Überprüfungsdatum: 18.03.2017
- FAG05 FAG: *Rolling bearing greases. ARCANOL-LOAD460-1KG*. Schweinfurt 2005
- FLEISCHER72 Fleischer, G.; Wamser, H.: *Terminologie „Reibung und Verschleiß“*. Band 3 (1976). Berlin: VEB Verlag Technik 1976.
- FLEISCHER76-1 Fleischer, G.: Reibungsenergiedichte als Maßstab der Beanspruchbarkeit verschleißbehafteter Maschinenelemente. In: *Schmierungsstechnik*. Band 7 (1976), Heft 7. Berlin: VEB Verlag Technik 1976.
- FLEISCHER76-2 Fleischer, G.: Energiebilanzierung der Festkörperreibung als Grundlage zur energetischen Verschleißberechnung. In: *Schmierungsstechnik*. Band 7 (1976), Heft 8 und 9. Berlin: VEB Verlag Technik 1976.
- FLEISCHER04-1 Fleischer, G.: 40 Jahre Bewertung von Reibung und Verschleiß mit Hilfe der Energiedichte. In: *Tribologie und Schmierungsstechnik*. 51. Jahrgang. 3/2004.
- FLEISCHER04-2 Fleischer, G.; Meyer, K.: Zum Verformungsverhalten tribologisch relevanter Stoffbereiche. In: *Tribologie und Schmierungsstechnik*. 51. Jahrgang 4/2004.
- FLI12 France Linéaire Industrie: *Guidages linéaires, Vis à billes: Linear Guideways, ball screws*. Janneyrias (Frankreich). URL http://www.fli-industrie.fr/fli_uk_catalogue.html. – Überprüfungsdatum 18.03.2017.

- FORSTMANN10 Forstmann, J.: *Kugelgewindetriebe im Einsatz an Kunststoffspritzgießmaschinen – Lebensdauerprognose und Optimierung*. Duisburg-Essen. Universität. Institut für Produkt Engineering. Dissertation. 2010. URL https://duepublico.uni-duisburg-essen.de/servlets/DerivateServlet/Derivate-24073/Forstmann_Jochen_Diss.pdf – Überprüfungsdatum: 18.03.2017.
- FUCHS10 Fuchs, A.: Online-Überwachung von Schmierfetten in Wälzlagern. In: *Konstruktion*. Juni 2010.
- GABELLI08 Gabelli, A.; Morales-Espejel, G. E.; Ioannides, E.: Particle Damage in Hertzian Contacts and Life Ratings of Rolling Bearings. In: *Tribology Transactions*, 51. Seite 428 – 445. 2008. ISSN: 1547-357X.
- GEGNER11 Gegner, J.; Nierlich, W.: *The Bearing Axial Cracks Root Cause Hypothesis of Frictional Surface Crack Initiation and Corrosion Fatigue Driven Crack Growth*. NREL 2011 Wind Turbine Tribology Seminar. 16.11.2011 - URL http://www.nrel.gov/wind/pdfs/day2_sessioniv_2_skf_gegner.pdf - Überprüfungsdatum 27.01.2016
- GLEß09 Gleß, M.: *Wälzkontaktermüdung bei Mischreibung*. RWTH Aachen. Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung. Dissertation 2009.
- GMN10 GMN Paul Müller Industrie GmbH & Co. KG: *High Precision Ball Bearings*. Nürnberg 2015. URL: http://www.gmn.de/upload/99_Downloads/10_Ball_Bearings/PDFs/4000_e.pdf - Überprüfungsdatum 09.06.2017
- GREBE12 Grebe, M.: *False Brinelling – Standstill Marks at Roller Bearings*. Bratislava, Slovak University of Technology, Faculty of Material Science and Technology in Trnava, Dissertation, 2012.
- GREBE13 Grebe, M.; Münzing, T.; Bachmann, M.: *Besprechungsprotokoll vom 11.12.2013*. Kompetenzzentrum Tribologie. Mannheim. 2013.
- GREBE15 Grebe, M.: *Projekt Stillstandsmarkierungen / False-Brinelling an Wälzlagern*. Abschlussbericht. Mannheim. Hochschule Mannheim. Kompetenzzentrum Tribologie Mannheim. 2015.
- HABERKERN98 Haberkern, A.: *Leistungsfähigere Kugelgewindetriebe durch Beschichtung*. Karlsruhe, Technische Universität Karlsruhe, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik Universität Karlsruhe, Dissertation, 1998.
- HARADA05 Harada, H.; Mikami, T.; Shibata, M.; Sokai, D.; Yamamoto, A.; Tsubakino, H.: Microstructural Changes and Crack Initiation with White Etching Area Formation under Rolling/Sliding Contact in Bearing Steel, In: *ISIJ International*. Vol.45 (2005), No.12, - URL https://www.jstage.jst.go.jp/article/isijinternational/45/12/45_12_1897/_pdf - Überprüfungsdatum 18.03.2017.
- HARRIS07 Harris, T. A.; Kotzalas, M. N.: *Rolling bearing analysis*. 5. Auflage. Boca Raton, Fla. [u.a.]: CRC, Taylor & Francis, 2007. – ISBN 0-8493-7183-X.

- HARRIS09 Harris, L.; Rumbarger, J. H.; Butterfield, C. P.: *Wind Turbine Design Guideline DG03: Yaw and Pitch Rolling Bearing Life*. URL <http://www.nrel.gov/docs/fy10osti/42362.pdf>. – Überprüfungsdatum 18.03.2017.
- HENTSCHKE11 Hentschke, C.; Jacobs, G.: *Einfluss der Wälzlager-Baugröße auf das Verschleißverhalten von Wälzlagern*. Abschlussbericht 2011 (Heft 984). Forschungsvorhaben 327 III. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- HEPCO12 HepcoMotion: *BSP. Premium Kugelgewindetriebe*. Feucht 2012.
- HERTZ1881 Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper. In: *Journal für die reine und angewandte Mathematik* 92 (1881), S. 156–171.
- HILMER78 Hilmer, H.: *Rechnergestützte Auslegung und Berechnung von Kugelgewindespindeln*. Hannover, Technische Universität, Institut für Fertigungstechnik und Spanende Werkzeugmaschinen. Dissertation. 1978.
- HIWIN12 Hiwin Technologies Corp. *Motion Control and System Technology: Kugelgewindetriebe & Zubehör*. Offenburg 2012.
- HOLWEGER14 Holweger, W.: White Etching Phänomene bei Wälzlagern. In VDI Wissensforum: *Schadensmechanismen an Lagern*. VDI Fachkonferenz. Aachen 2014
- HOLLAND78 Holland, H.-J.: *Einflussgrößen auf die Gebrauchsdauer feststoffgeschmierter Wälzlager*. Darmstadt, Technische Universität, Fachgebiet für Maschinenelemente und Konstruktionslehre. Dissertation. 1978.
- HOUPERT99 Houpert, L.: Bearing Life Calculation in Oscillatory Applications. In: *Tribology Transactions* 42 (1999), Nr. 1, S. 136–143.
- IBC10 IBC Wälzlager GmbH: *Hochpräzisions-Wälzlager*. Solms-Oberbiel 2010.
- IEC 61400-4 2012 IEC 61400 Dezember 2012. *Wind Turbines – Part 4: Design requirements for wind turbine gearboxes*. Berlin. Beuth.
- IKRAMOV87 Ikramov, U.; Machkamov, K. C.: *Berechnung und Bewertung des abrasiven Verschleißes*: VEB Verlag Technik, 1987. – ISBN 3-341-00268-5.
- IOANNIDES85 Ioannides, E.; Harris, T. A.: A New Life Model for Rolling Bearings. In: *Journal of Tribology*. Transactions of the ASME. Vol. 107. Page 367-378. 1985.
- IOANNIDES99 Ioannides, E.; Bergling, G.; Gabelli, A.: An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings. In: *Acta Polytechnica Scandinavica: Mechanical engineering series*. Vol. 137. Stockholm, Schweden, 1999. ISSN 0001-687X.
- ISO/TR 1281-2 2008 ISO/TR 1282-1 Dezember 2008. *Rolling bearings – Explanatory notes on ISO 281. Part 2: Modified rating life calculation, based on a systems approach to fatigue stress*. Berlin: Beuth.
- I+F12 I+F Antriebs- und Maschinentechnik GmbH: *IF Kugelgewindetriebe*. URL http://www.if-gmbh.de/upload/download/IF-Katalog_de.pdf. – Überprüfungsdatum 18.03.2017.

- JAYPEE06 N. N.: *Private Aufnahme*.
https://commons.wikimedia.org/wiki/File:EC155_Main_rotor_head.jpg. 2006. Überprüfungsdatum 28.12.2016
- JAROSCH08 Jarosch, P.: *Zur Lebensdauerprognose zyklisch hoch belasteter Kugelgewindetriebe*. Universität Duisburg-Essen. Dissertation. Shaker Verlag. Aachen 2008
- KAMMERER08 Kammerer Gewinde: *Präzisionsgewindetechnik : Kugelgewindetriebe. Trapezgewindetriebe*. Hornberg-Niederwasser 2008
- KLÜBER11 Klüber Lubrication München KG: *Gleitlacke für alle metallischen Oberflächen*. 2011.
- KNOLL10 Knoll, G.; Waldo, A.; Koch, R.: *Wälz-Gleitkontakt: Tribologische Kennwertbildung rauher Oberflächen für Gleit- und Wälzkontakte*. Abschlussbericht 2010 (Heft 929). Forschungsvorhaben 518 I. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- KORTA09 Kortagroup: *Kugelgewindetriebe: Technischer Katalog*. Zumaia (Spanien) .URL http://www.korta-sa.com/uploads/descargas/en/TECNICO_ALEMAN-FRANCES_V3.pdf. – Überprüfungsdatum 01.03.2013.
- KRAGEL'SKIJ83 Kragel'skij, I. V. ; Dobyčín, M. N. ; Kombatov, V. S.: *Grundlagen der Berechnung von Reibung und Verschleiß*. München : Hanser, 1983. – ISBN 3-446-13619-3.
- KROPP13 Kropp, A.: Elektromechanik ersetzt Hydraulik, Kugelgewindetriebe und Wälzlager für Linearantriebe in Spritzgießmaschinen. In *KEM*, Seite 48f. Mai 2013.
- KÜHL98 Kühl, R.: Ölabgabeverhalten bei tiefen und hohen Temperaturen – Einfluss auf den Temperatureinsatzbereich eines Schmierfettes in Wälzlagern. In: *GfT-Tribologie-Fachtagung 1998: Reibung, Schmierung und Verschleiß*. Göttingen. Gesellschaft für Tribologie (GfT): 1998. ISBN 3-00-003404-8.
- LACEY08 Lacey, S. J.: An Overview of Bearing Vibration Analysis. In: *maintenance & asset management*. Vol 23 no 6. November/Dezember 2008.
- LIPSETT16 Lipsett, R.: Gewindetriebe nicht einfach abtun. In: *Konstruktion*. Seite 38 – 41. 1/2 2016
- LUGT13 Lugt, P.: Mechanismen der Fettschmierung bei Wälzlagerungen. In: *Evolution*. 2013. URL <http://evolution.skf.com/de/mechanismen-der-fettschmierung-bei-walzlagerungen/> – Überprüfungsdatum 18.03.2017.
- LUNDBERG47 Lundberg, G.; Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings. In: *Acta Polytechnica: Mechanical Engineering Series*. Vol. I No. 3. Stockholm. Schweden. 1947.
- LUNDBERG52 Lundberg, G.; Palmgren, A.: Dynamic Capacity of Rolling Bearings. In: *Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series*. Vol. II No. 4. Stockholm. Schweden. 1952.
- LUYCKX11 Luyckx, K.: WEC failure mode in roller bearings. From observation via analysis to understanding and a solution. In: VDI Wissenforum: *Gleit- und Wälzlagerungen*. VDI Bericht 2147. Düsseldorf 2011

- MEI03 Mei, X.; Tsutsumi, M.; Tao, T.; Sun, N.: Study on the load distribution on ball screws with errors. In: *Mechanism and Machine Theory* 38. Seiten 1257 – 1269. 2003.
- MILKIN10 Milkin, M.: *EADS Concept Diesel-Electric Hybrid Helicopter Features EcoMotors OPOC Engines; Up to 50% Less Fuel Consumption Than Conventional Twin-Turbine Helicopter*. In: Green Car Congress. 2010
URL: <http://www.greencarcongress.com/2010/06/eads-concept-dieselectric-hybrid-helicopter-features-ecomotors-opoc-engines-up-to-50-less-fuel-con.html>. – Überprüfungsdatum 18.03.2017.
- MINER45 Miner M. A.: Cumulative Damage in Fatigue. In: *Journal of applied Mechanics*. Vol. 12, No. 3. Seiten A-159 – A-164. Transactions of The American Society of Mechanical Engineers. 1945.
- MORALES-ESPEJEL11 Morales-Espejel; Brizmer, V.: Micropitting Modelling in Rolling-Sliding Contacts: Application to Rolling Bearings. In: *Tribology Transactions*, 54: Seite 625 – 643. 2011. ISSN 1547-397X.
- MORALES-ESPEJEL15 Morales-Espejel, G. Gabelli, A.; De Vries, A.: A Model for Rolling Bearing Life with Surface and Subsurface Survival – Tribological Effects. In: *Tribology Transactions*, 58: Seite 894 – 906. Taylor & Francis. 2015. ISSN 1547-397X.
- MÜNZING14 Münzing, T.; Binz, H.: Challenges of the sizing of ball screws for their use in the primary flight control system of a helicopter. In: Scharf, P.; Weber, C.: *58th IWK. Ilmenau Scientific Colloquium. Shaping the Future by Engineering*. Proceedings. Ilmenau 2014
- MÜNZING15 Münzing, T.; Pacieri, F.; Binz, H.; Toro, S.: Extending standard sizing of ball screws to consider unequal load distributions. In: *NAFEMS World Congress 2015 inc. The 2nd International SPDM Conference*. San Diego, California, USA 2015, S. 231/1-231/12. - ISBN 978-1-910643-24-2.
- MÜNZING16 Münzing, T.; Seemann, S.; Binz, H.; Christmann, M.; Toro, S.: New Rating Life Calculation for Rolling Elements on Aircraft. In: *Actuator16 – International Conference and Exhibition on new Actuators and Drive Systems*. Bremen. 2016. - ISBN 978-3-933339-26-3
- MUNDT50 Mundt, R.: *Über die Berührung fester elastischer Körper: Eine allgemeinverständliche Darstellung der Theorie von Heinrich Hertz*. SKF, ca. 1950.
- MUNDT63 Mundt, R.; Pittroff, H.: Riffelbildung bei Wälzlagern als Folge von Stillstandserschütterungen – Einfluss von fremderregten Schwingungen auf stillstehende Wälzlager. In: *Wälzlagertechnische Mitteilungen*. SKF Kugellagerfabriken GmbH. Schweinfurt. 1963 und VDI-Zeitschrift. Band 105. Nr. 26. Seiten 1219 – 1230. VDI-Verlag. Düsseldorf. 1963.
- NEUMEISTER15 Neumeister, C.: *Nachricht von www.din.de*. Email vom 08.12.2015

- NIASA01 Niasa: *Husillos abolas*. Lasarte-Gipuzkoa (Spanien) URL <http://www.niasa.es/backend/catalogos>.
- Überprüfungsdatum 18.03.2017
- NSK03 NSK: Standard-Kugelgewindetriebe und Zubehör: Informationsübersicht Sonder-Kugelgewindetriebe. Ratingen. NSK Deutschland GmbH 2003. URL <http://www.waelag.de/cms/upload/downloads/kataloge/NSK%20Kugelgewindetriebe.pdf>. – Überprüfungsdatum 18.03.2017
- NSK08 NSK: *Hochgenauigkeitslager*. Ratingen: NSK Deutschland GmbH 2008.
- NSK09 NSK: *NSK Ball Screw for High-Load Drive*. URL http://www.nskeurope.de/cps/rde/dtr/eu_de/literature_precision/e32_18_htf_series.pdf. NSK Group 2009 - Überprüfungsdatum 28.02.2013
- NSK14 NSK: *White Structure Flaking (WSF)*, NSK Deutschland GmbH 2014 – URL http://www.nskeurope.de/cps/rde/xchg/eu_de/hs.xsl/7212.html - Überprüfungsdatum 29.01.2016
- OLVER05 Olver, A. V.: The Mechanics of Rolling Contact Fatigue: An Update. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part J: Journal of Mechanical Engineering Science*. Heft Nr. 219. Seite 313 – 330. 2005.
- PACIERI13 Pacieri, F.: Improvement on ballscrew design: load distribution on balls and influence on dynamic analyses. In: *International CAE Conference 2013*. Verona 2013
- PERRIER06 Perrier, N.: *Aviation Investigation Report A06Q0188. Low Fuel Emergency. Air Canada Jazz. Bombardier CL-600-2B19 C-GJZF*. Transportation Safety Board of Canada. Fort St. John. 2006.
- PITTROFF64 Pittroff, H.: *Fretting Corrosion caused by vibration with rolling bearings stationary*. ASME Paper No. 64-Lub-21. 1964
- POHL13-1 Pohl, C.: Umweltverträglich und effizient; Energieeinsparungen von bis zu 90 % durch den Einsatz elektromechanischer Antriebe. In: *KEM Sonderheft S1*. Seite 32f. März 2013.
- POHL13-2 Pohl, C.; Hesselbach, J.; Becker, C.: Der Vergleich zeigt das Potenzial – Energieeinsparung durch den Einsatz elektromechanischer Antriebe. In: *Der Konstrukteur*. Seite 122ff. 4/2013.
- POLL99 Poll, G.; Gerstenberger, J.: *Wälzlagerfettschmierung: Wälzlager-schmierung mit Fett bei dauerhaft niedrigen Temperaturen*. Abschlussbericht 1999 (Heft 581). Forschungsvorhaben 300/I. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- POLL04 Poll, G.; Kuhlmann, J.: *Wälzlagerfettschmierung: Wälzlager-schmierung mit Fett bei dauerhaft niedrigen Temperaturen*. Abschlussbericht 2004 (Heft 738). Forschungsvorhaben 300/Ib. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- REXROTH09 Bosch Rexroth AG. *Linear Motion and Assembly Technologies.: Kugelgewindetriebe*. 2009

- RHODES10 Rhodes, J.; Madsen, J.: Eine kühle Lösung – Wärmeverhalten von Wälzlagern positiv beeinflussen. In: *Der Konstrukteur*. ASB/2010.
- ROOSEN13 Roosen, K.: Hydraulisch oder elektromechanisch? Aspekte der Auswahl von Antriebslösungen. In: *Der Konstrukteur*. Seite 6. 1-2/2013.
- RUELLAN13 Ruellan, A.; Ville, F.; Kleber, X.; Arnaudon, A.; Liatard, B.: Understanding White Etch Cracks (WEC) in rolling element bearings: The effect of hydrogen charging. In: *40th Leeds-Lyon Symposium on Tribology & Tribochemistry Forum 2013*. Lyon 2013
- RUELLAN14 Ruellan, A.; Ville, F.; Kleber, X.; Arnaudon, A.; Girodin, D.: Understanding White Etch Cracks (WEC) in rolling element bearings: the effect of hydrogen charging on the formation mechanisms. In: *Journal of Engineering Tribology*. Institution of Mechanical Engineers Part J. Volume 228(II). Seite 1252-1265. 2014
- SAARSTAHL04 Saarstahl: Werkstoff-Datenblatt Saarstahl-42CrMo4-42CrMoS4. URL: http://www.saarstahl.de/fileadmin/saarstahl_extranet/images/04_produk-te/walzstahlsorten/deutsch/7225_7227_42CrMo4_42CrMoS4.pdf
- SAKI07 Saki, T: Review and Prospects for Current Studies on Very High Cycle Fatigue of Metallic Materials for Machine Structure Use. In: *4th International Conference on Very High Cycle Fatigue, TMS (The Minerals, Metals and Materials Society)*. Seite 3ff. 2007.
- SCHADOW10-1 Schadow, C.; Deters, L.: *False Brinelling: Stillstehende fettgeschmierte Wälzlager unter dynamischer Belastung*. Informationsblatt. 2010. Forschungsvorhaben 540 I. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.
- SCHADOW10-2 Schadow, C.; Deters, L.: *False Brinelling: Stillstehende fettgeschmierte Wälzlager unter dynamischer Belastung*. Abschlussbericht. 2010 (Heft 951). Forschungsvorhaben 540 I. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.
- SCHADOW15 Schadow, C.; Deters, L.: *False Brinelling: Stillstehende fettgeschmierte Wälzlager unter dynamischer Belastung*. Vorläufiger Abschlussbericht. 2015. Forschungsvorhaben 540 II. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.
- SCHÄFER15 Schäfer, K.: An der Grenze des technisch Machbaren. In: *DeviceMed*. 2015
URL: <http://www.devicemed.de/an-der-grenze-des-technisch-machbaren-a-509922/> – Überprüfungsdatum 18.03.2017
- SCHAEFFLER11 Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG: *Hybrid-Axial-Schrägkugellager für Gewindetriebe*. Druckschrift SSD 26. Herzogenaurach 2011.
- SCHAEFFLER13 Schaeffler Technologies AG & Co. KG: *Technisches Taschenbuch. Neuauflage*. Herzogenaurach 2013.

- SCHAEFFLER13-1 Schaeffler Technologies AG & Co. KG: Lineartechnik - Elektromechanische Hubsäule. In: *Der Konstrukteur*. 5/2013.
- SCHAEFFLER14 Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG: *Super precision bearings*. Druckschrift SP 1. Herzogenaurach 2014.
- SCHAEFFLER15-1 Schaeffler Technologies AG & Co. KG: *Wälzlagerpraxis – Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen*. Vereinigte Fachverlage GmbH: Mainz 2015.
- SCHAEFFLER15-2 Schaeffler Technologies AG & Co. KG: *Innovative Lösungen gegen "White Etching Cracks"*. Schweinfurt 2015 – URL <http://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/press/press-releases/press-details.jsp?id=68384832> - Überprüfungsdatum: 03.02.2016
- SCHAEFFLER15-3 Schaeffler Technologies AG & Co. KG: *Hochgenauigkeitslager – Spindellager, Hochgenauigkeits-Zylinderrollenlager, Axial-Schräggugellager*. Schweinfurt 2015 – URL https://www.schaeffler.de/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/catalogue_1/downloads_6/sp1_de_de.pdf - Überprüfungsdatum: 09.06.2017
- SCHLAPP13 Schlapp, M.: Wälzlager im Härtetest. Optimierung der Standzeit von Pendelrollenlagern in Stranggussanlagen. In *Antriebstechnik*. Seite 96ff. 4/2013.
- SCHLEIß14 Schleiß, C.; Gels, S.: Lärmbekämpfung in der Hydraulik – Geeignete Maßnahmen; um die Schallpegelwerte zu senken. In: *O+P Konstruktionsjahrbuch 2014*; Seite 26 – 37; 2014.
- SCHMIDT13 Schmidt, H.: Elektrisch verstellbare Hubsäule für die Medizintechnik; Ergonomisch angepasst. In: *KEM*. Seite 16 – 19. Oktober 2013.
- SHELL99 Shell Aviation: Aeroshell Grease 33. Synthetic, multi-purpose, non-clay based aviation grease. PDS Number 12264. 1999
- SHELL05 Shell Aviation: *Technical Datasheet. Aeroshell Grease 33MS*. 2005
- SHIMIZU09 Shimizu, S.; Tsuchiya, K.; Tosha, K.: Probabilistic Stress-Life (P-S-N) Study on Bearing Steel Using Alternating Torsion Life Test. In: *Tribology Transaction*. Seite 807-816. 2009.
- SCHMELTER11 Schmelter, R.: *Über die Lebensdauerberechnung oszillierender Wälzlager*. Institutsmitteilung. Clausthal, Technische Universität, Institut für Maschinenwesen. URL http://www.imw.tu-clausthal.de/fileadmin/Forschung/InstMitt/2011/_1.Artikel_8_35_rs_Beruecksichtigung_oszillatorischer_Rotation_bei_der_Auslegung_von_Waelzlagern_.pdf. – Aktualisierungsdatum: 05.12.2011 – Überprüfungsdatum 21.02.2013.
- SCHRÖDER13 Schröder, C.: Schaeffler: Serienstart für Kugelgewindetrieb in elektromechanischer Tiguan-Lenkung. In: *ATZ Online* vom 25.02.2008.
- SKF08 SKF Gruppe: *Wälzlagerschäden und ihre Ursachen*. Druckschrift Dd 8239 DE. 2008.

- SKF09 SKF GmbH: Wartungsfreie Wälzlager mit Graphit-Trockenschmierung – Staubtrockene Angelegenheit. In: *KEM*. Seite 36. Dezember 2009.
- SKF11 SKF Group: *Linear bearing units. Technical handbook*. PUB MT/P1 06402/1 EN. 2011
- SKF12 SKF Group: *Precision rolled ball screws*. 2012
- SKF12-1 SKF Group: *Extended bearing life with NitroMax. The high-nitrogen steel for super-precision angular contact ball bearings*. PUB BU/P9 10126/1 EN. 2012.
- SKF14 SKF Gruppe: *Wälzlager*. PUB BU/P1 10000/2 DE. 2014
- SNR11 SNR Wälzlager GmbH: *SNR Linear Motion: Kugelgewindetriebe*. Bielefeld 2011.
- SOMMER10 Sommer, H.; Heinz, R.; Schöfer, J.: *Verschleiß metallischer Werkstoffe*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2010.
- SPIEß70 Spieß, D.: *Das Steifigkeits- und Reibungsverhalten unterschiedlich gestalteter Kugelschraubtriebe mit vorgespannten und nicht vorgespannten Muttersystemen*. Berlin. Technische Universität. Institut für Maschinenelemente II. Dissertation. 1970.
- STADLER13 Stadler, K.; Stubenrauch, A.: Vorzeitige Lagerausfälle in Windgetrieben und White Etching Cracks (WEC). In: *Evolution - Business and technology magazine from SKF*. Schweinfurt 2013 - URL
<http://evolution.skf.com/de/vorzeitige-lagerausfalle-in-windgetrieben-und-%E2%80%9Ewhite-etching-cracks%E2%80%9C-wec/> - Überprüfungsdatum: 18.03.2017
- STADLER16 Stadler, K.; Vegter, R.; Ersson, M; Vaes, D.: White Etching Cracks – A symptom of bearing failures. In: *FVA Bearing World – International Bearing Conference*. Hannover. 2016.
- STEINMEYER05 August Steinmeyer GmbH & Co. KG: *Mess- und Antriebstechnik: Antriebstechnik Kugelgewindetriebe*. Albstadt. URL
http://www.steinmeyer.com/data/media/ca_8322.pdf. – Überprüfungsdatum 15.01.2013.
- TALLIAN67 Tallian, T. E.: On Competing Failure Modes in Rolling Contacts. In: *ASLE Transactions*. Heft 10:4. Seite 418 – 439. 1967.
- THIEDE99 Thiede, K.-U.; Deters, L.: *Wirkung von Schmierstoffen bei langsam oszillierenden Gleit- und Wälzbewegungen*. Abschlussbericht. 1999 (Heft 585). Forschungsvorhaben 315. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e. V.
- THK13 THK GmbH: *THK Hochgeschwindigkeits-Kugelgewindetrieb mit Caged Ball Technologie*. Ratingen. 2013.
- THK13-1 THK Co., LTD: *New Compact Caged Ball Screw SDA*. Katalog Nr. 354-2E. Tokyo. 2013.
- THK15 THK GmbH: *Hauptkatalog. Linearsysteme. Teil B: Technische Grundlagen*. Katalog Nr. 508-4G. Ratingen 2015
- THOMSON10 Thomson Linear: *Präzisionskugelgewindetriebe*. Radford 2010

- THYSSENKRUPP13 ThyssenKrupp: Wohin der Wind weht; Großwälzlager für die Energiewirtschaft. In: *Online Special Ingenieurskunst*. URL http://www.thyssenkrupp.com/de/onlinespecial/INGENIE_U_RK_UNST/2/ - Überprüfungsdatum 20.08.2013.
- UMBRA02 Umbra Cuscinetti S.p.A.: *Precision ballscrews for industrial applications: technical description*. Foligno (Italien). URL http://www.umbragroup.it/Download/-1191051790/1670004950/24_1417259/scarica?id_down=241417259 – Überprüfungsdatum 28.05.2013.
- UMBRA13 Umbra Cuscinetti S.p.A.: *Boeing 737 Classic. The Green Trailing Edge Flap Ballscrews*. Foligno (Italien). 2013.
- UMBRA17 Umbra Cuscinetti S.p.A.: Official Webpage. URL <http://Umbragroup.it>. Überprüfungsdatum 07.03.2017
- VAN DE SAND01 van de Sand, N.; Gold, P. W.: *Entwicklung experimenteller Grundlagen für eine schmierstoffabhängige Verschleißlebensdauerberechnung für Wälzlager*. Abschlussbericht 2001. Forschungsvorhaben 327. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- VOGEL14 Vogel, G.: Flüsternde Flugzeughydraulik - Piezotechnik gegen Lärm und Verschleiß. In: *O+P*. Seite 12 + 13. 6/2014.
- WEIBULL39-1 Weibull, W.: A Statistical Representation of Fatigue Failures in Solids. In: *Acta Polytechnica. Mechanical Engineering Series 1*. Royal Swedish Academy of Engineering Sciences. Document No. 151. Stockholm 1939.
- WEIBULL39-2 Weibull, W.: The Phenomenon of Rupture in Solids. In: *Acta Polytechnica. Mechanical Engineering Series 1*. Royal Swedish Academy of Engineering Sciences. Document No. 153. Stockholm 1939.
- WOLF06 Wolf, T.; Gold, P. W.: *Einfluss des Schmierstoffes auf das Verschleißverhalten verschiedener Wälzlagerbauarten*. Abschlussbericht 2006 (Heft 832). Forschungsvorhaben 327 II. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- WOLF08 Wolf, T.: *Schmierstoffabhängiges Verschleißverhalten als Basis für ein Lebensdauermodell von axial belasteten Wälzlagern bei Grenzreibung*. Aachen, Rheinisch Westfälische Technische Hochschule, Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung. Dissertation. 2008. ISBN: 3-86130-354-X.
- WOLTERS08 Wolters, K.: *Formalisten, Simulation und Potenziale eines Nutzungsdaueroptimierten Zuverlässigkeitskonzepts*. Duisburg-Essen, Universität, Institut für Steuerung, Regelung und Systemdynamik. Dissertation. 2008.
- YAGMUR14 Yagmur, T.: *Analyse, Verbesserung und Beschreibung des Verschleißverhaltens von Kugelgewindetrieben für Werkzeugmaschinen*. Aachen. WZL RWTH Aachen, Fraunhofer IPT. Dissertation. 2014. ISBN: 978-3-86359-191-5.
- YOUNG02 Young, W. C.; Budynas, R. G.: *Roark's Formulas for Stress and Strain*. Seventh Edition. New York: McGraw-Hill 2002

- ZARETSKY99 Zaretsky, E. V.: *STLE Life Factors for Rolling Bearings*. 2. Auflage. Society of Tribologists and Lubrication Engineers. Park Ridge. 1999.
- ZARETSKY10 Zaretsky, E. V.: In search of a fatigue limit: A critique of ISO Standard 281:2007. In: *Tribology & Lubrication Technology*. 2010.

Anhang

Inhaltsverzeichnis Anhang

A.1 Materialeigenschaften der Prüflinge	154
Werkstoffe	154
Schmierstoffe	154
A.2 False Brinelling Versuche.....	155
Low Reference Fett, X30 Laufbahnen, 100Cr6 Wälzkörper	157
Low Reference Fett, 100Cr6 Laufbahnen, Si ₃ N ₄ Wälzkörper	158
Low Reference Fett, X30 Laufbahnen, Si ₃ N ₄ Wälzkörper	159
Luftfahrt Fett, 100Cr6 Laufbahnen, 100Cr6 Wälzkörper.....	160
Luftfahrt Fett, X30 Laufbahnen, 100Cr6 Wälzkörper	161
Luftfahrt Fett, 100Cr6 Laufbahnen, Si ₃ N ₄ Wälzkörper	162
Luftfahrt Fett, X30 Laufbahnen, Si ₃ N ₄ Wälzkörper	163
A.3 False Brinelling Versuche mit doppeltem Schwenkwinkel.....	164
Low Reference Fett, 100Cr6 Laufbahnen, Si ₃ N ₄ Wälzkörper	165
Low Reference Fett, X30 Laufbahnen, Si ₃ N ₄ Wälzkörper	166
Luftfahrt Fett, 100Cr6 Laufbahnen, Si ₃ Ni ₄ Wälzkörper	167
Luftfahrt Fett, X30 Laufbahnen, Si ₃ Ni ₄ Wälzkörper	168

A.1 Materialeigenschaften der Prüflinge

Werkstoffe

Name	Härte	Streckgrenze	Zugfestigkeit	Elastizitätsmodul	Bruchdehnung
100Cr6 (1.3505)	60...62 HRC	1370 MPa	1570 MPa	208 GPa	0,5 %
X105CrMo17 (1.4125)	57...60 HRC	1896 MPa	1965	223 GPa	-
X30CrMoN15-1 (1.4108)	58...60 HRC	2350 MPa	2410 MPa	213 GPa	3 %
42CrMo4 (1.7225)	255 HB (\approx 48 HRC)	900 MPa	1100-1300 MPa	210 GPa	9 %
X5CrNiCuNb15-5-4 (1.4545)	388 HB	1170 MPa	1310 MPa	210 GPa	10 %
Si ₃ N ₄	1600 HV (\approx 78 HRC)	1050 MPa	-	300 GPa	-

Tabelle A.1: Mechanische Eigenschaften eingesetzter Werkstoffe (Streckgrenze und Zugfestigkeit jeweils im gehärteten Zustand), nach [IBC10, Seite 186], [SAARSTAHL04], [ENPAR14]

Schmierstoffe

	Arcanol Load 460	Aeroshell 33 MS
Betriebstemperatur	-30 .. +130 °C	-73 .. +121 °C
NLGI-Klasse	1	1 - 2
Grundöltyp	Mineralöl	Synthetische Kohlenwasserstoffe + Ester
Verdicker	Lithium/Calcium	Lithium-Komplex-Seife
Grundölviskosität bei 40 °C	\geq 400 mm ² /s	14,2 mm ² /s
Additive		Anti-Wear (Korrosions- und Oxidationshemmer), Extreme-Pressure
Besonderheiten		5% Molybdändisulfid (Festschmierstoff)

Tabelle A.2: Eigenschaften verwendeter Schmierfette [SHELL99], [SHELL05], [FAG15]

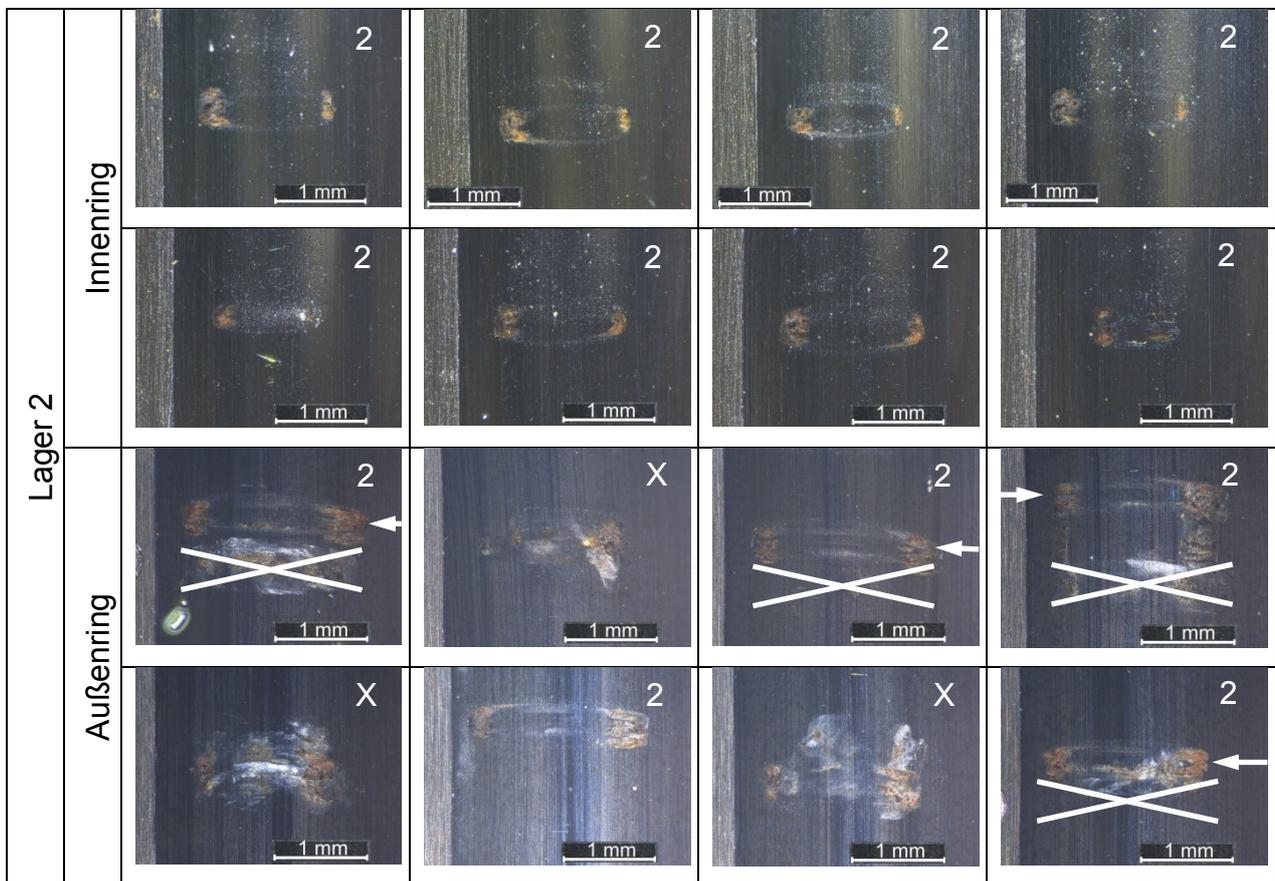
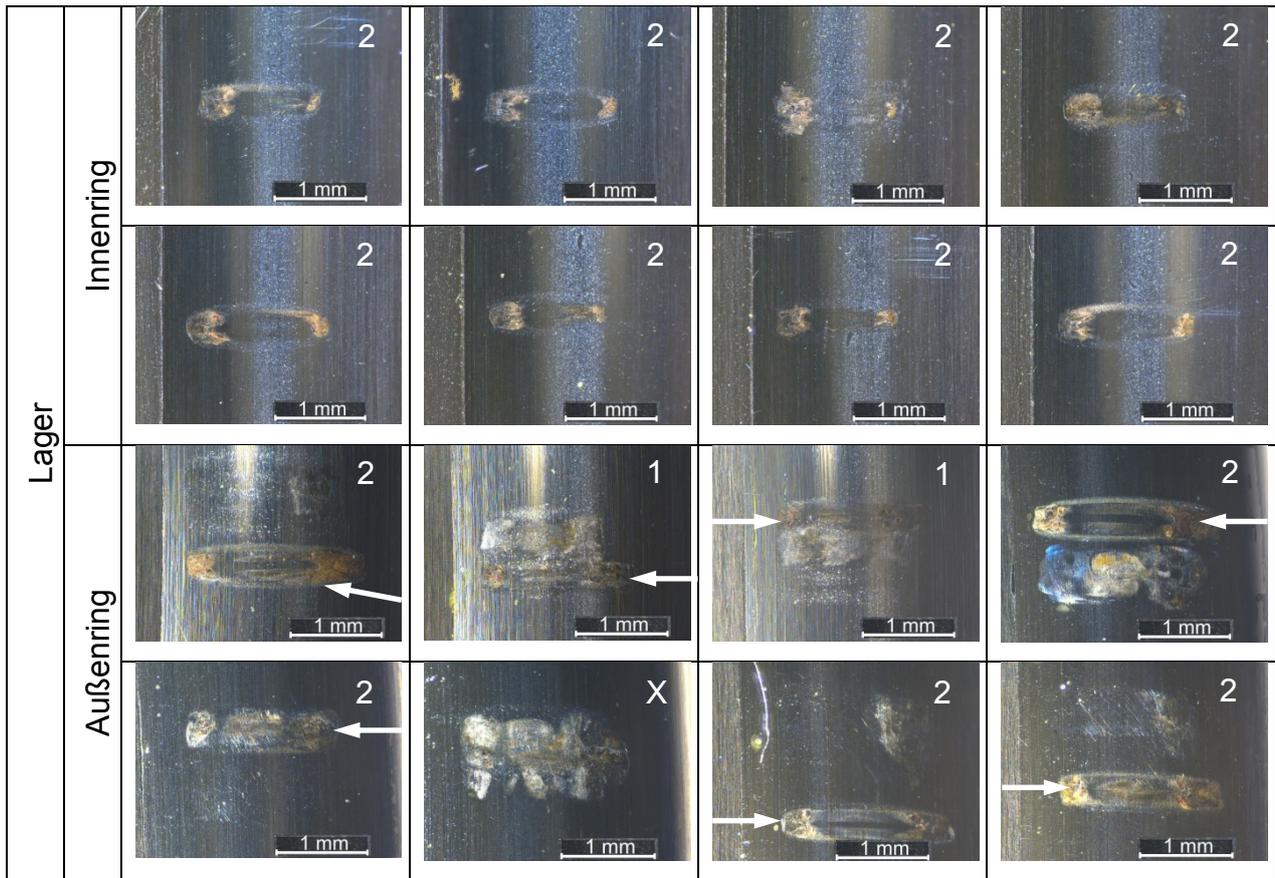
A.2 False Brinelling Versuche

Im Folgenden sind die einzelnen Laufbahnabschnitte abgebildet, an denen sich während der Versuchsdurchführung Wälzkörper befanden (auch wenn keine Markierung zu sehen ist). Auf Grund des Prüfverfahrens kann die Käfig- bzw. Wälzkörpersatzstellung nicht exakt eingestellt werden, wodurch sich einzelne False Brinelling Marken sehr nahe kommen oder gar überlappen. In diesem Fall ist die jeweils relevante Marke hervorgehoben.

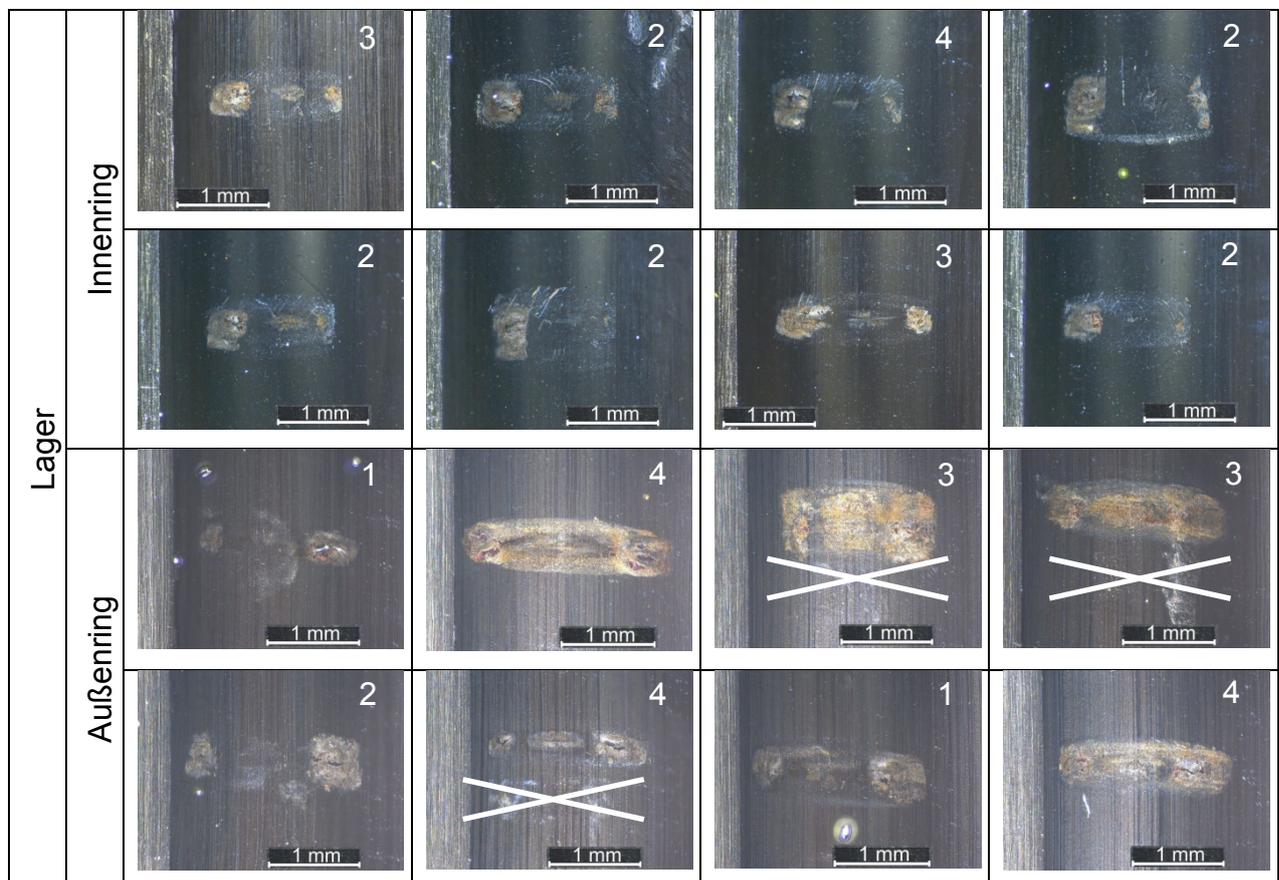
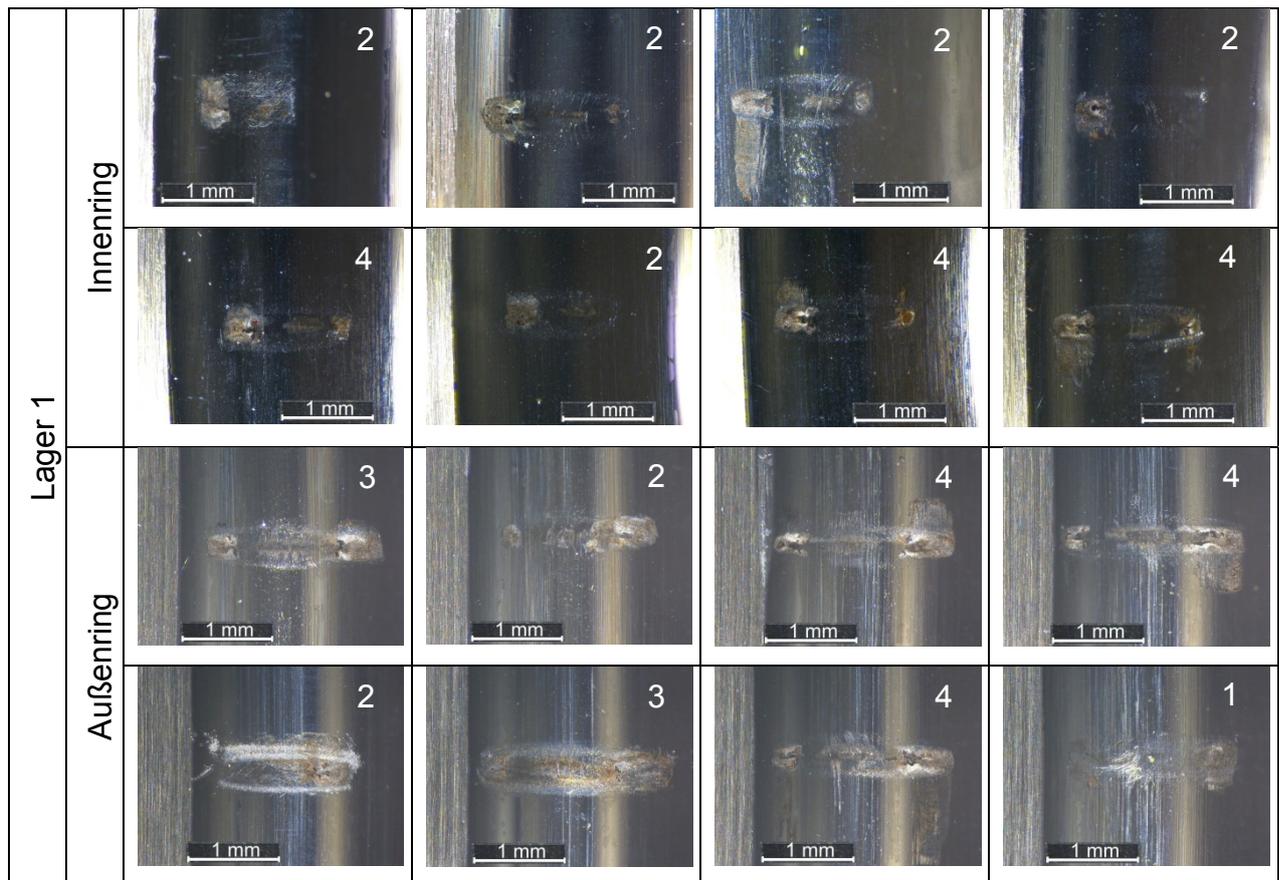
Jeweils in der rechten oberen Ecke ist die für Tabelle 6.6 zugrunde gelegte Einteilung hinsichtlich

- 0: (fast) kein Schaden erkennbar,
- 1: Leichte Markierung,
- 2: Leichte Markierung + Reibkorrosion,
- 3: Deutliche Markierung + Reibkorrosion sowie
- 4: Deutliche Markierung und erkennbare Ausbrüche vermerkt.

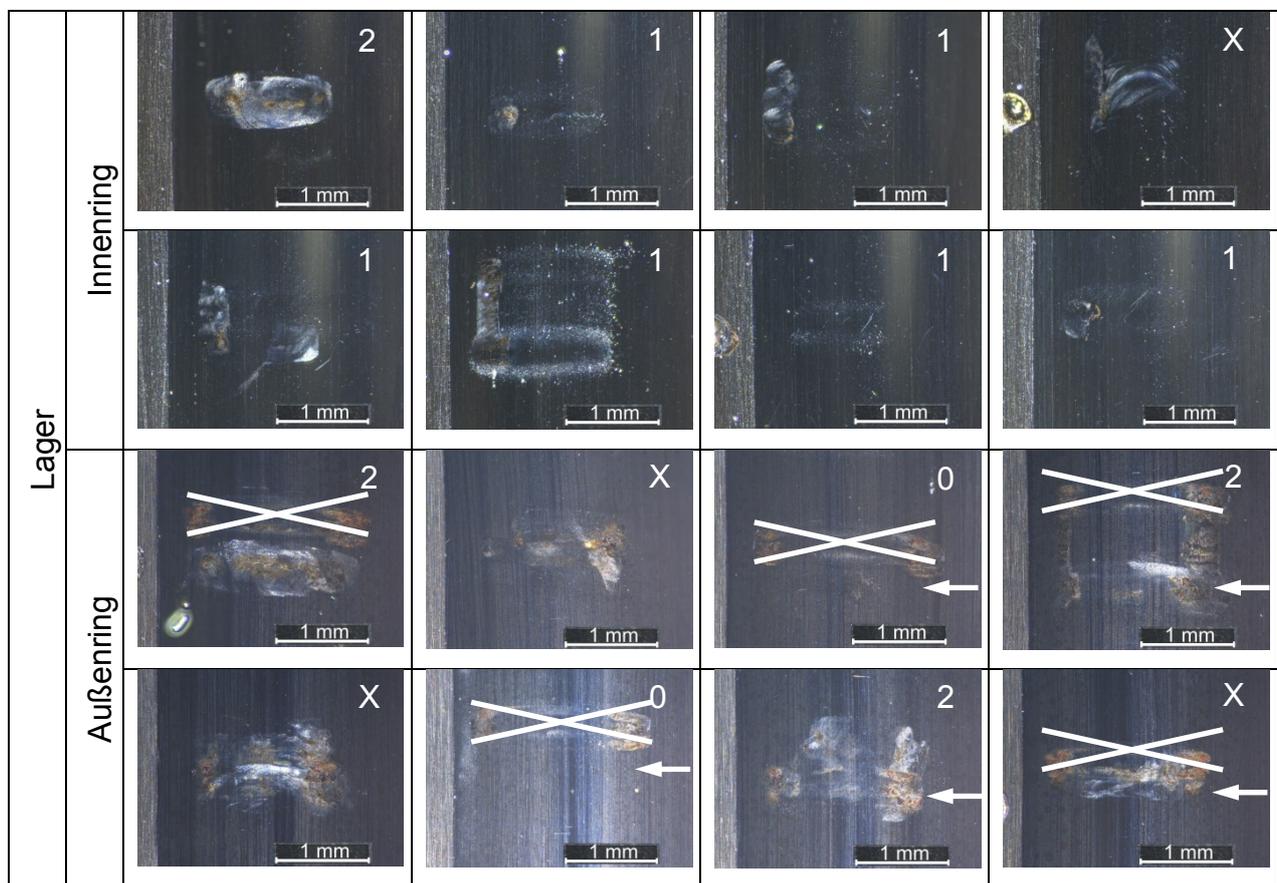
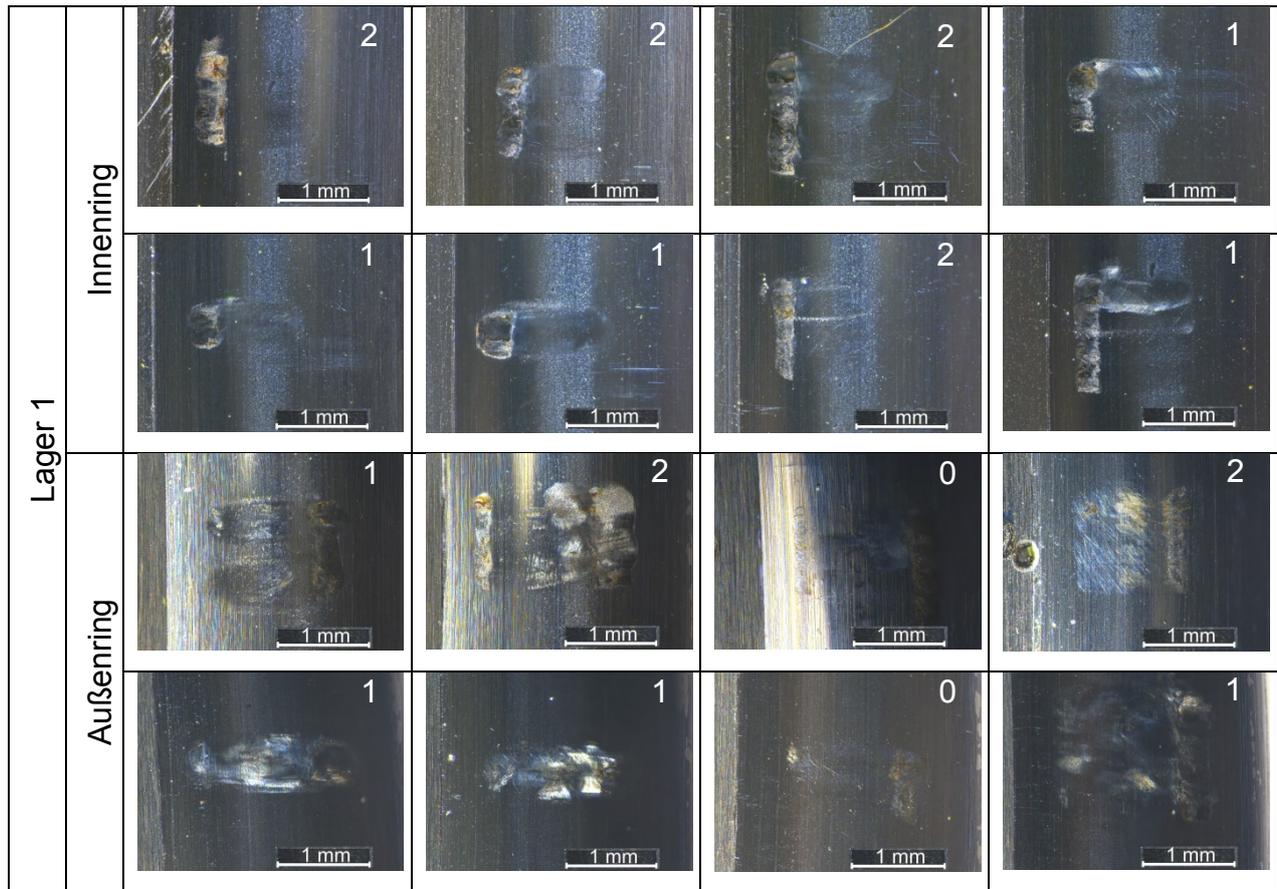
Low Reference Fett, 100Cr6 Laufbahnen, 100Cr6 Wälzkörper



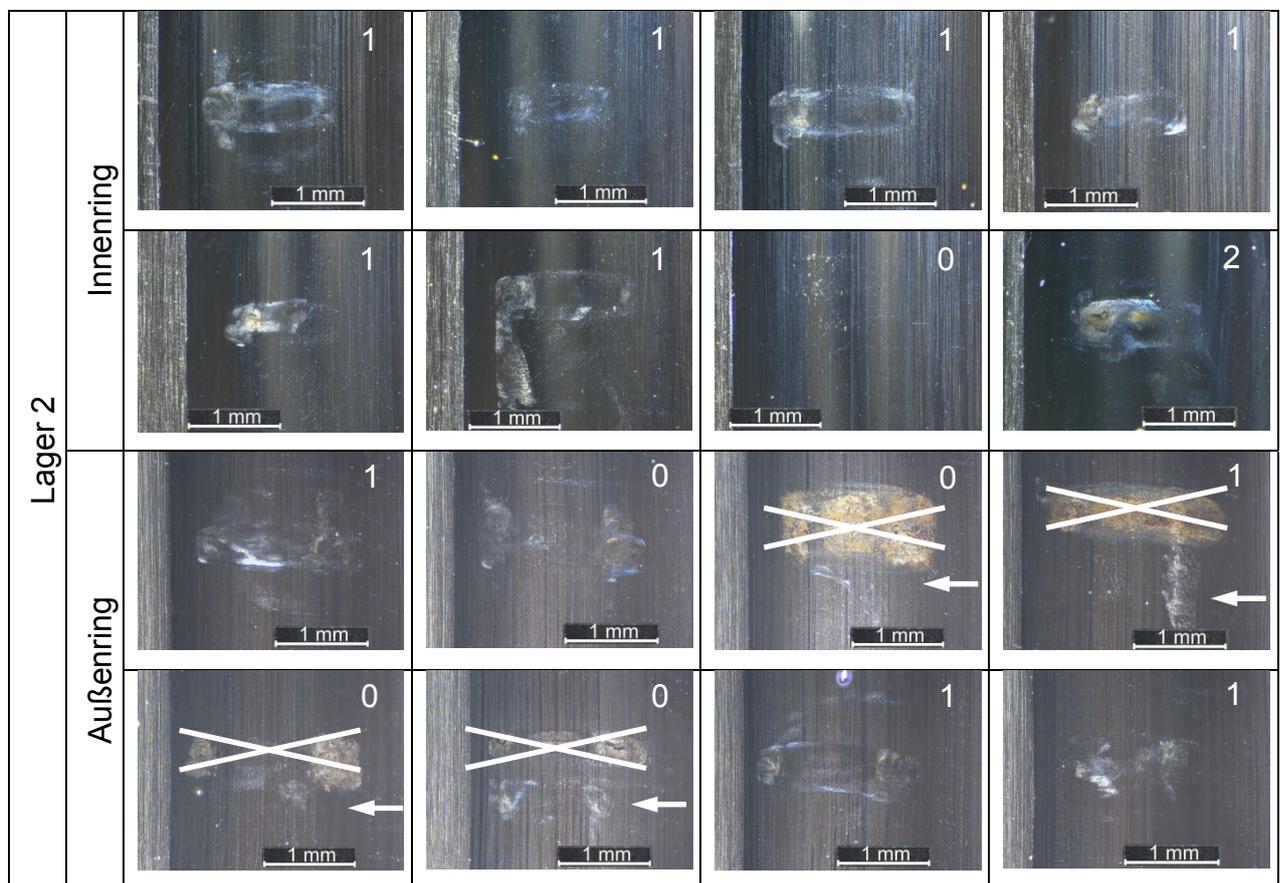
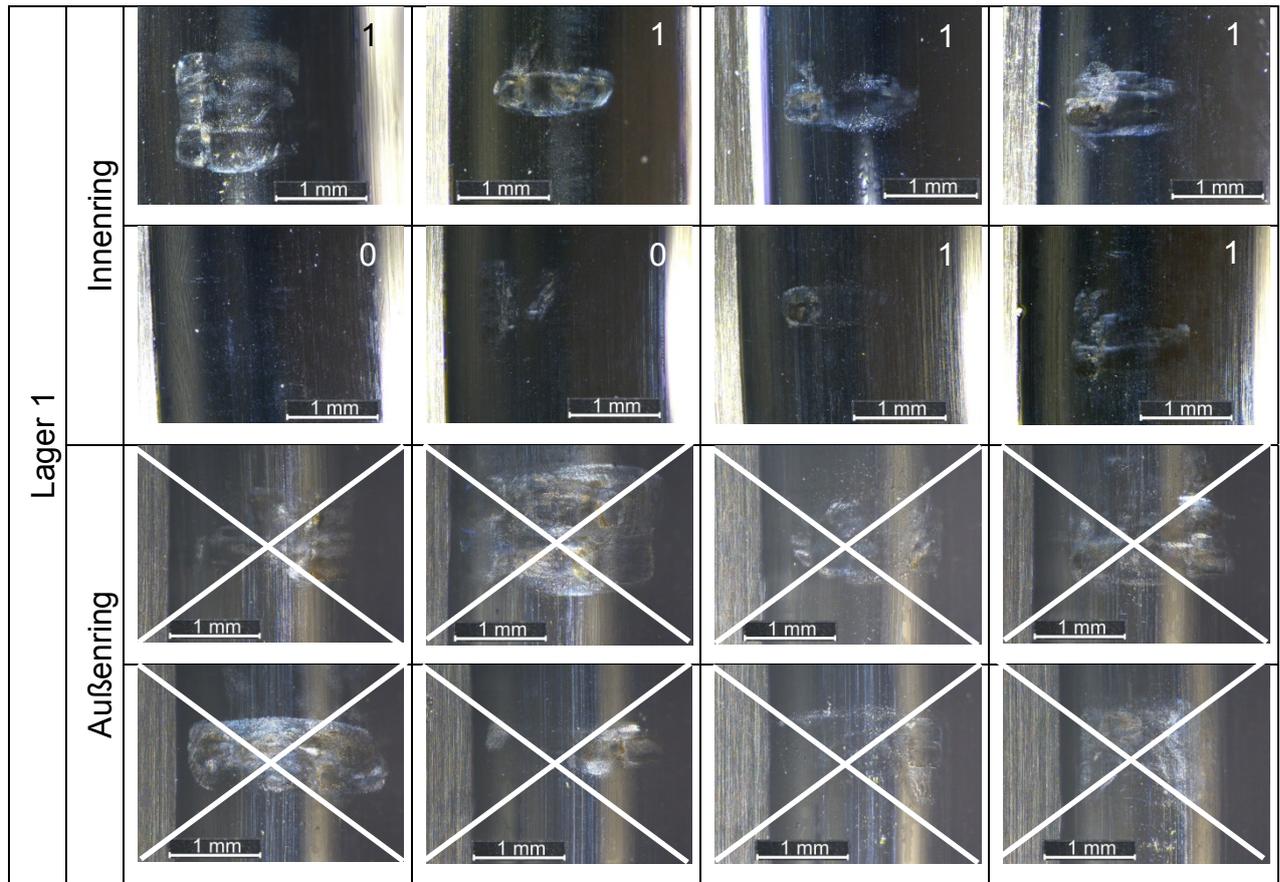
Low Reference Fett, X30 Laufbahnen, 100Cr6 Wälzkörper



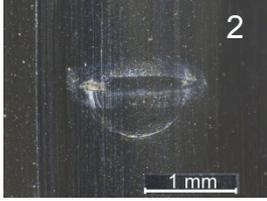
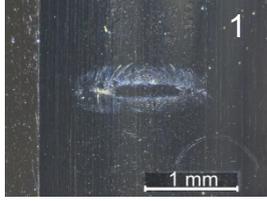
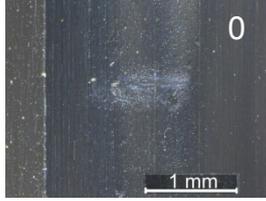
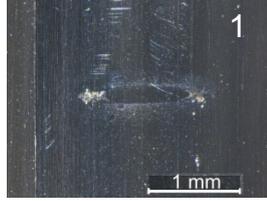
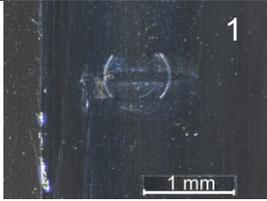
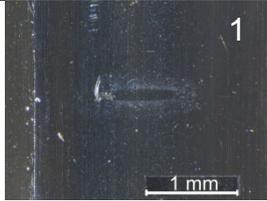
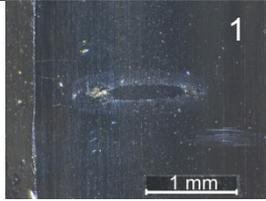
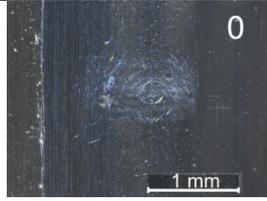
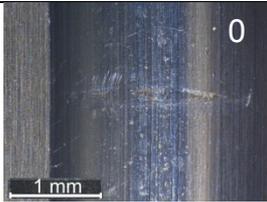
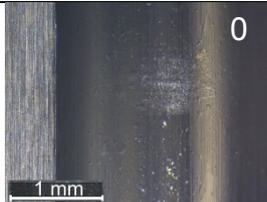
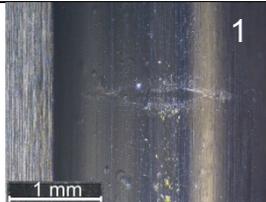
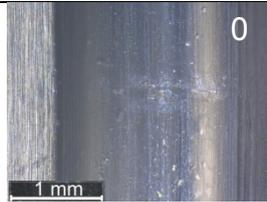
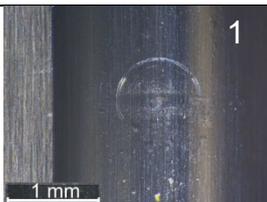
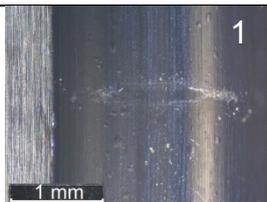
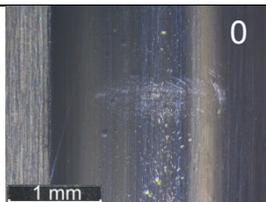
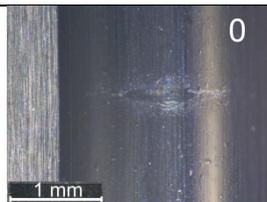
Low Reference Fett, 100Cr6 Laufbahnen, Si₃N₄ Wälzkörper

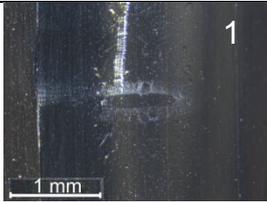
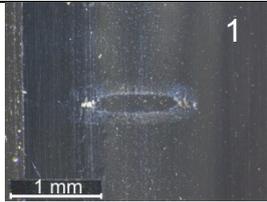
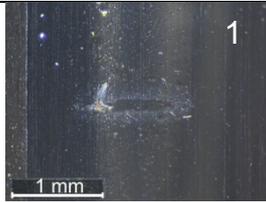
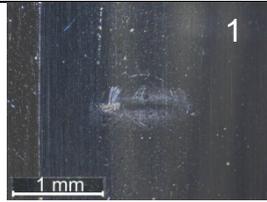
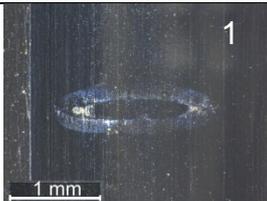
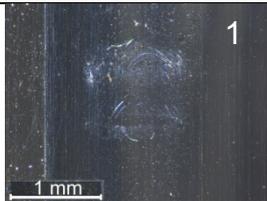
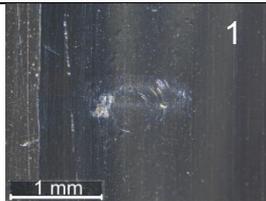
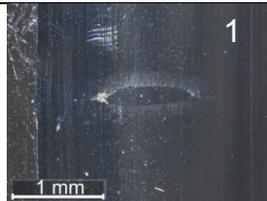
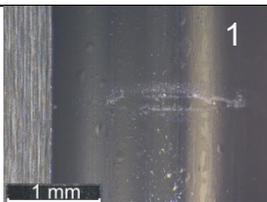
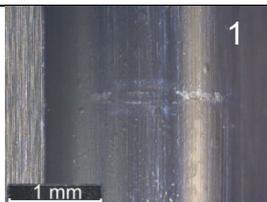
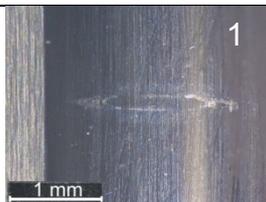
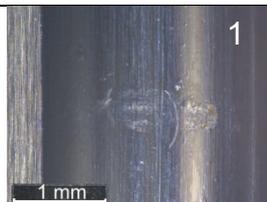
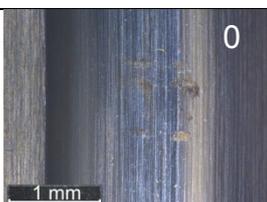
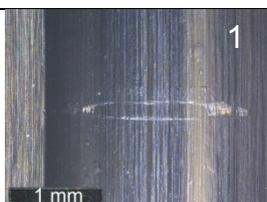
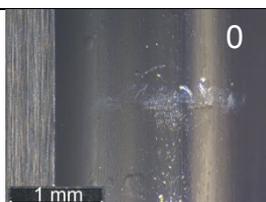


Low Reference Fett, X30 Laufbahnen, Si₃N₄ Wälzkörper

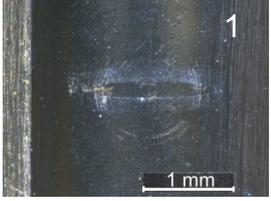
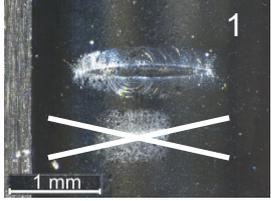
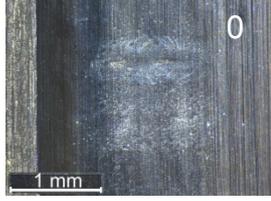
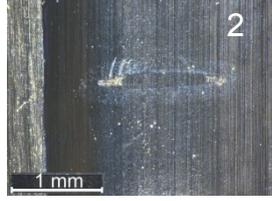
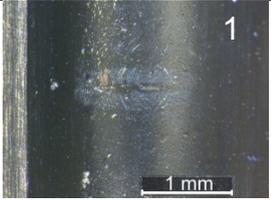
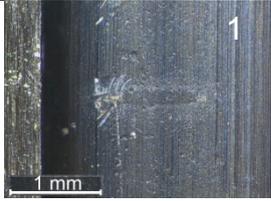
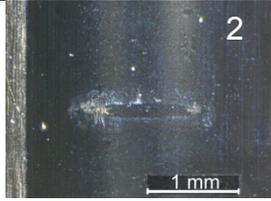
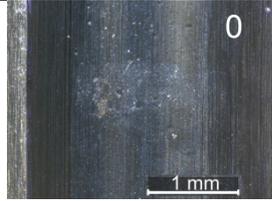
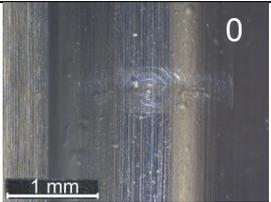
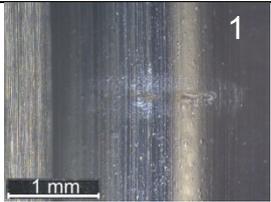
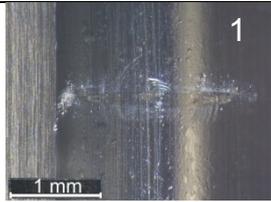
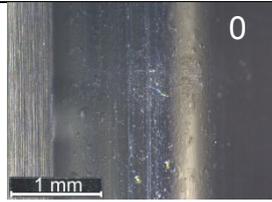
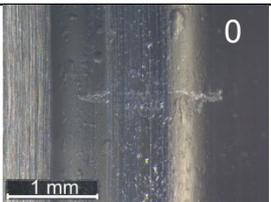
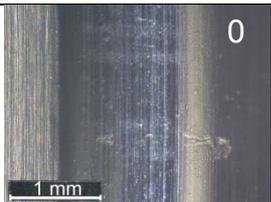
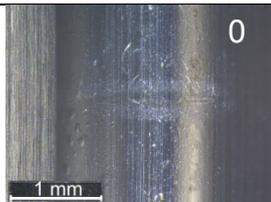
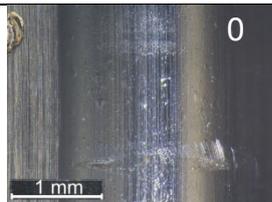


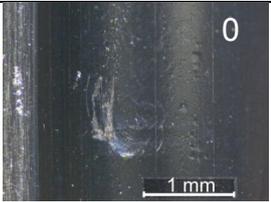
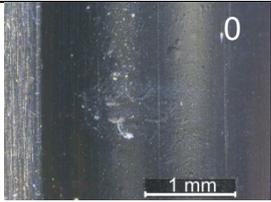
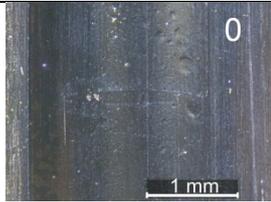
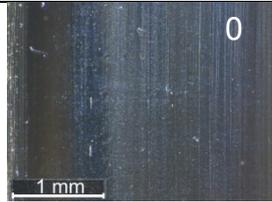
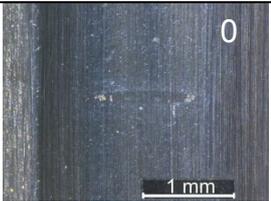
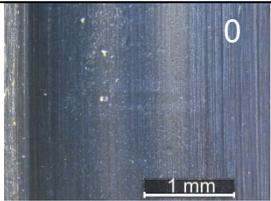
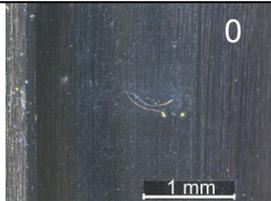
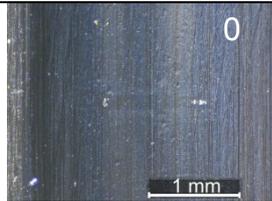
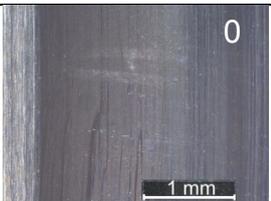
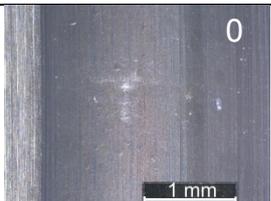
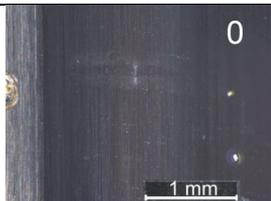
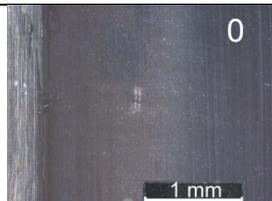
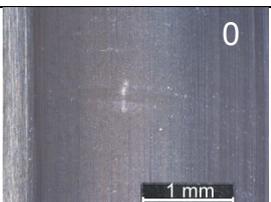
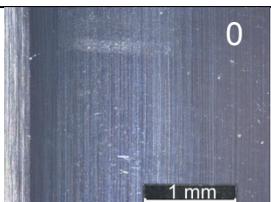
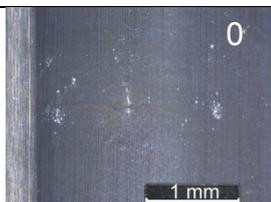
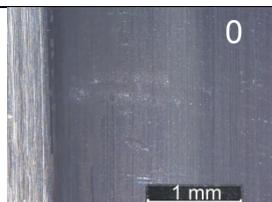
Luftfahrt Fett, 100Cr6 Laufbahnen, 100Cr6 Wälzkörper

Lager 1	Innenring	 2	 1	 0	 1
		 1	 1	 1	 0
	Außenring	 0	 0	 1	 0
		 1	 1	 0	 0

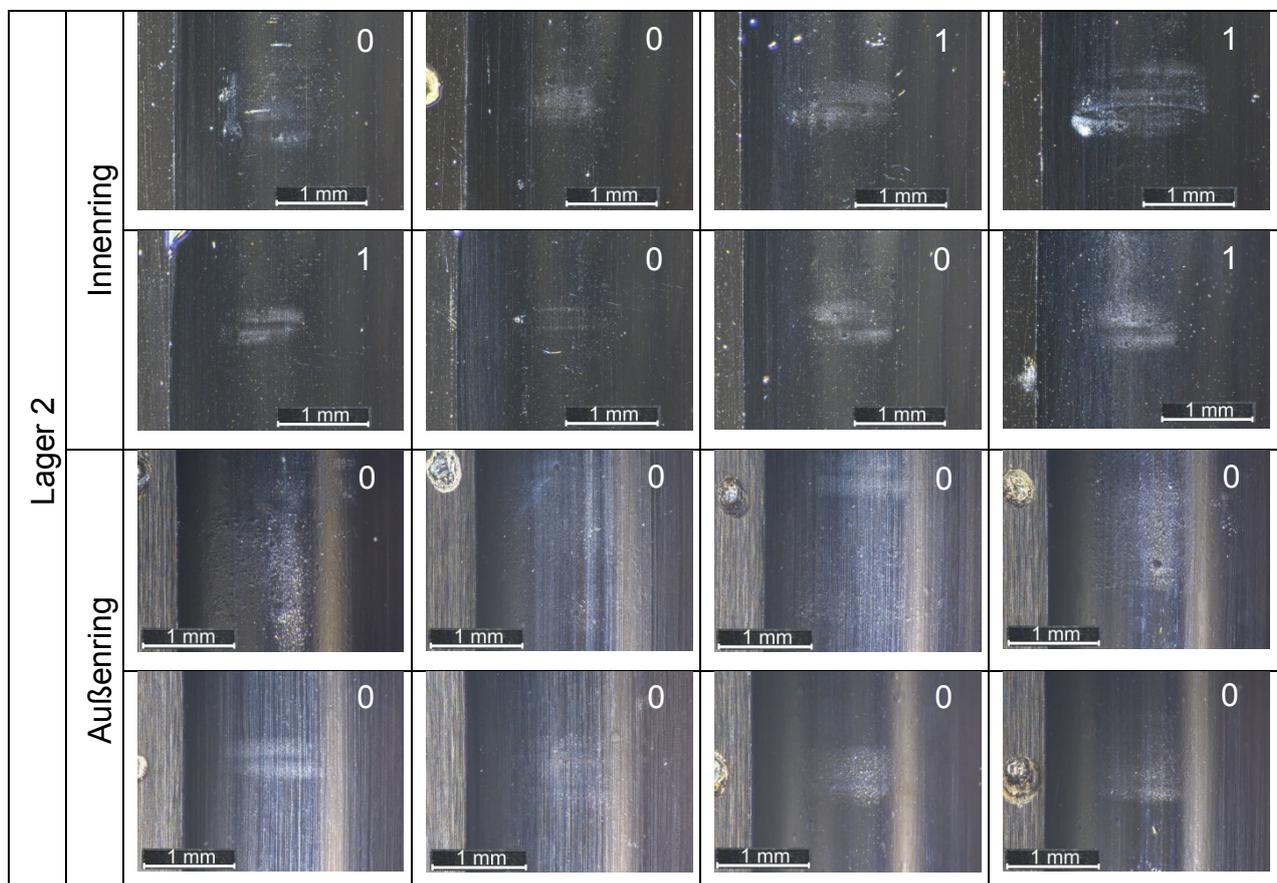
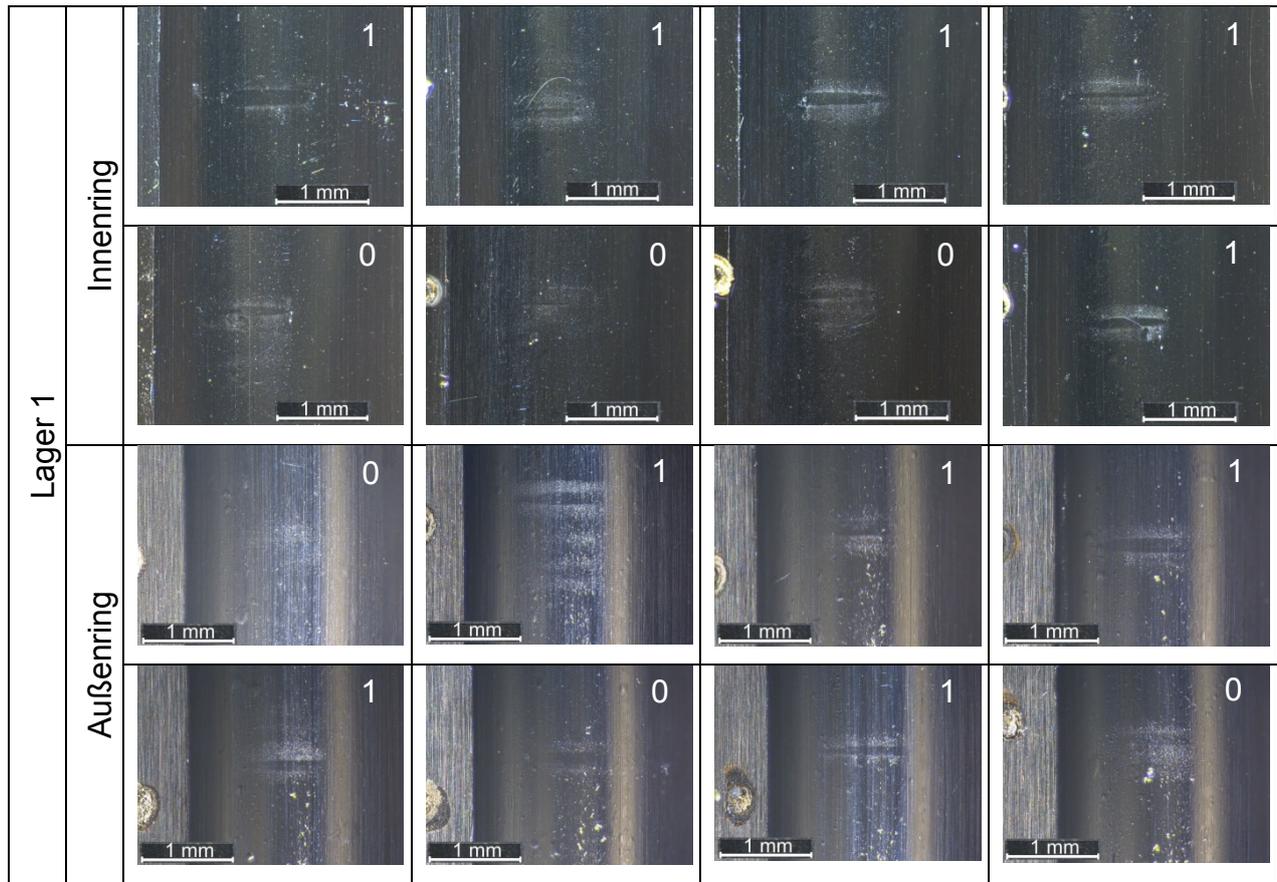
Lager 2	Innenring	 1	 1	 1	 1
		 1	 1	 1	 1
	Außenring	 1	 1	 1	 1
		 0	 1	 0	 0

Lufffahrt Fett, X30 Laufbahnen, 100Cr6 Wälzkörper

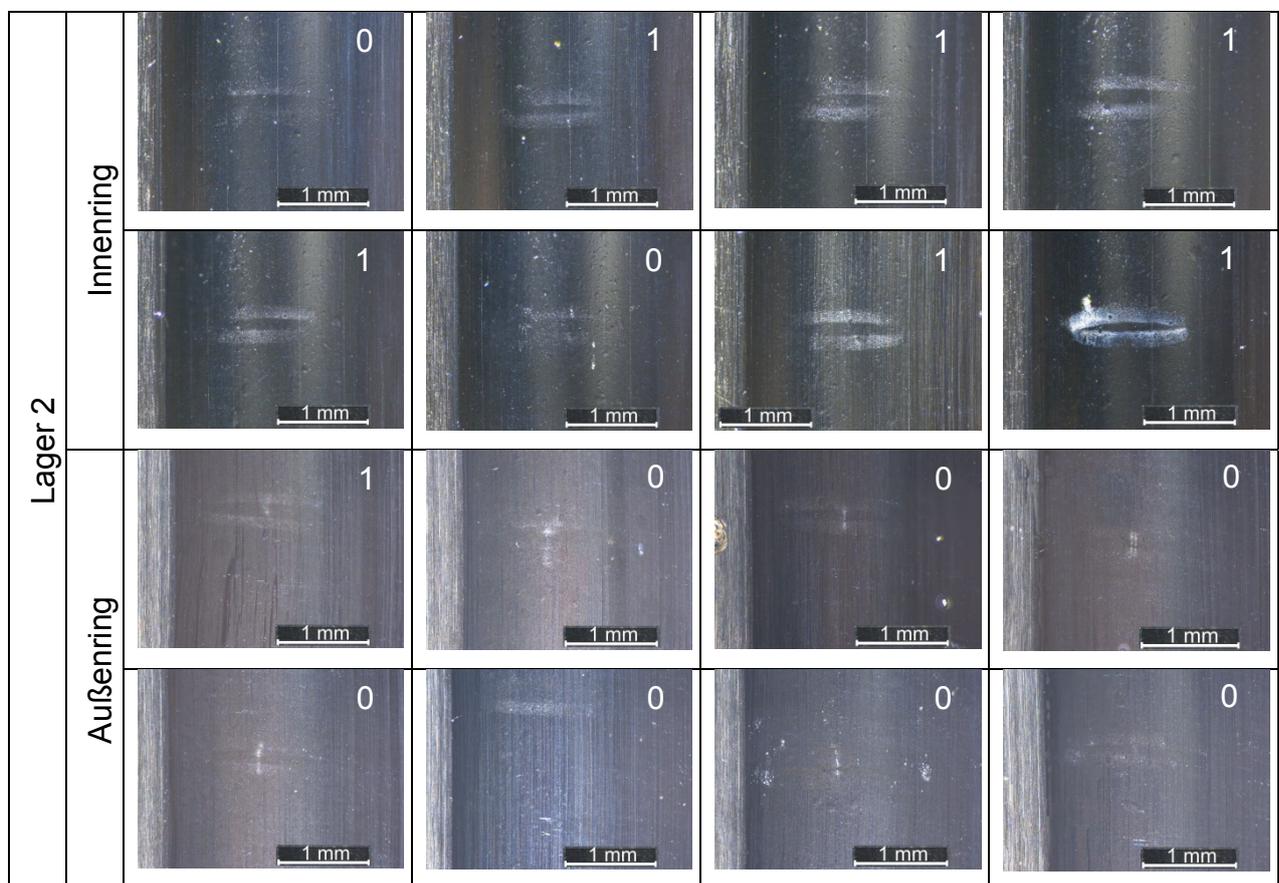
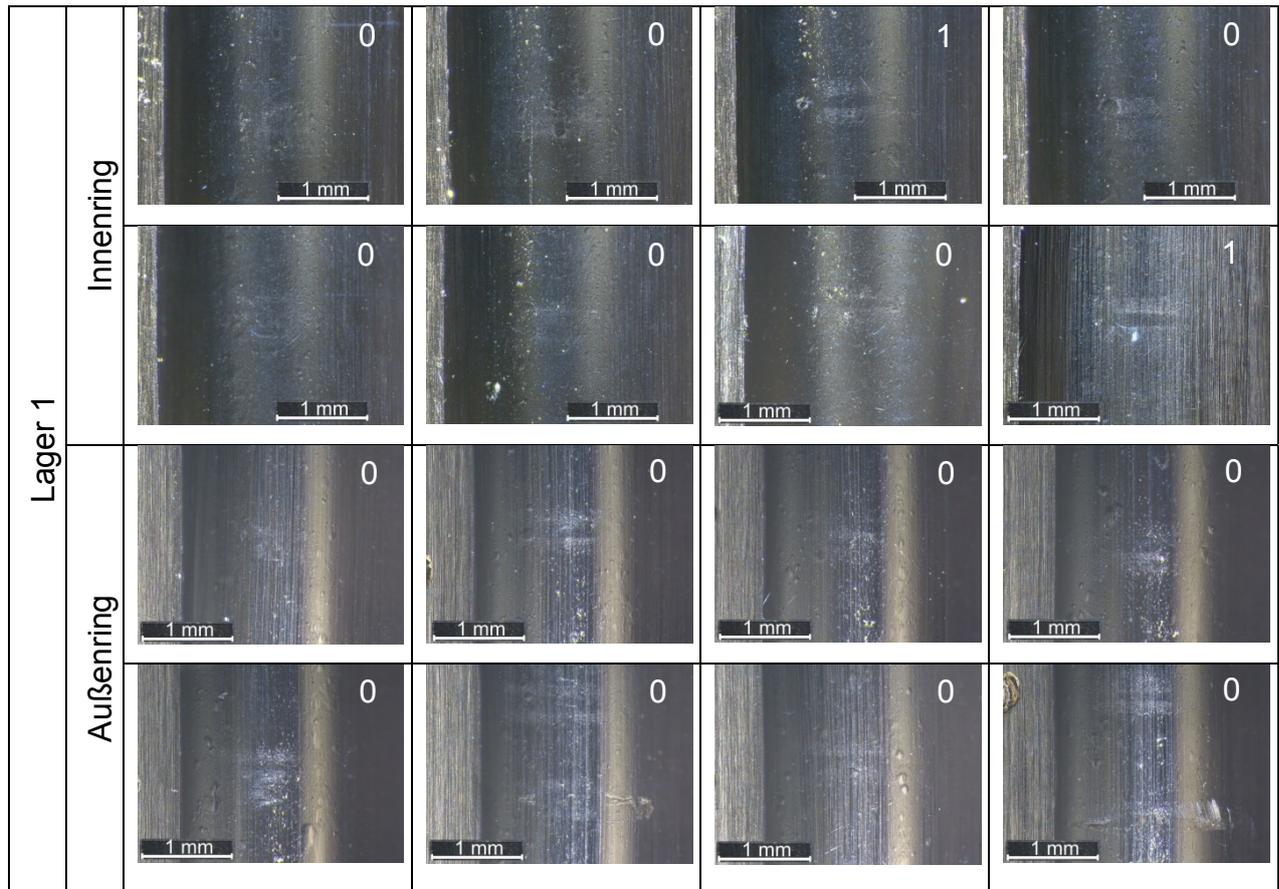
Lager 1	Innenring				
					
	Außenring				
					

Lager 2	Innenring				
					
	Außenring				
					

Luftfahrt Fett, 100Cr6 Laufbahnen, Si₃N₄ Wälzkörper

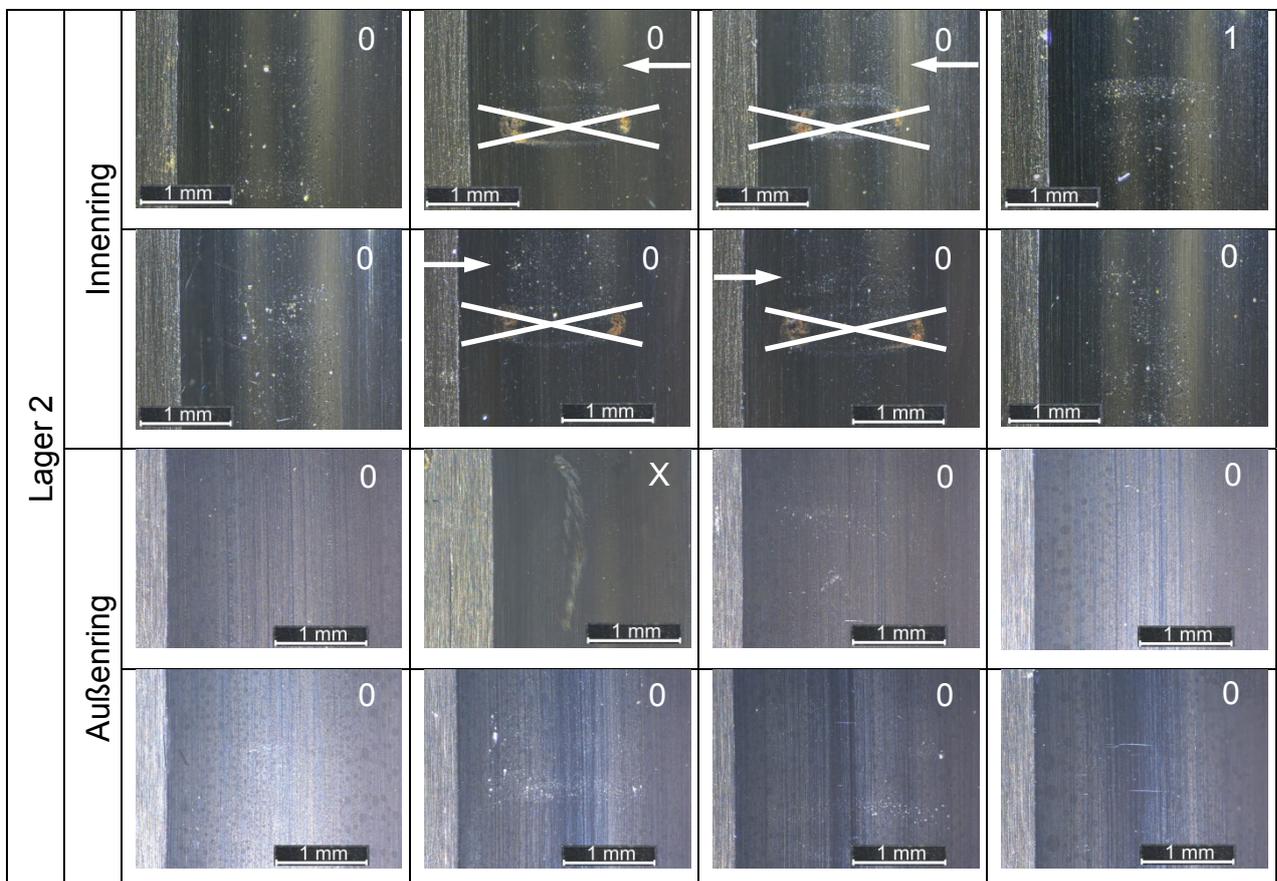
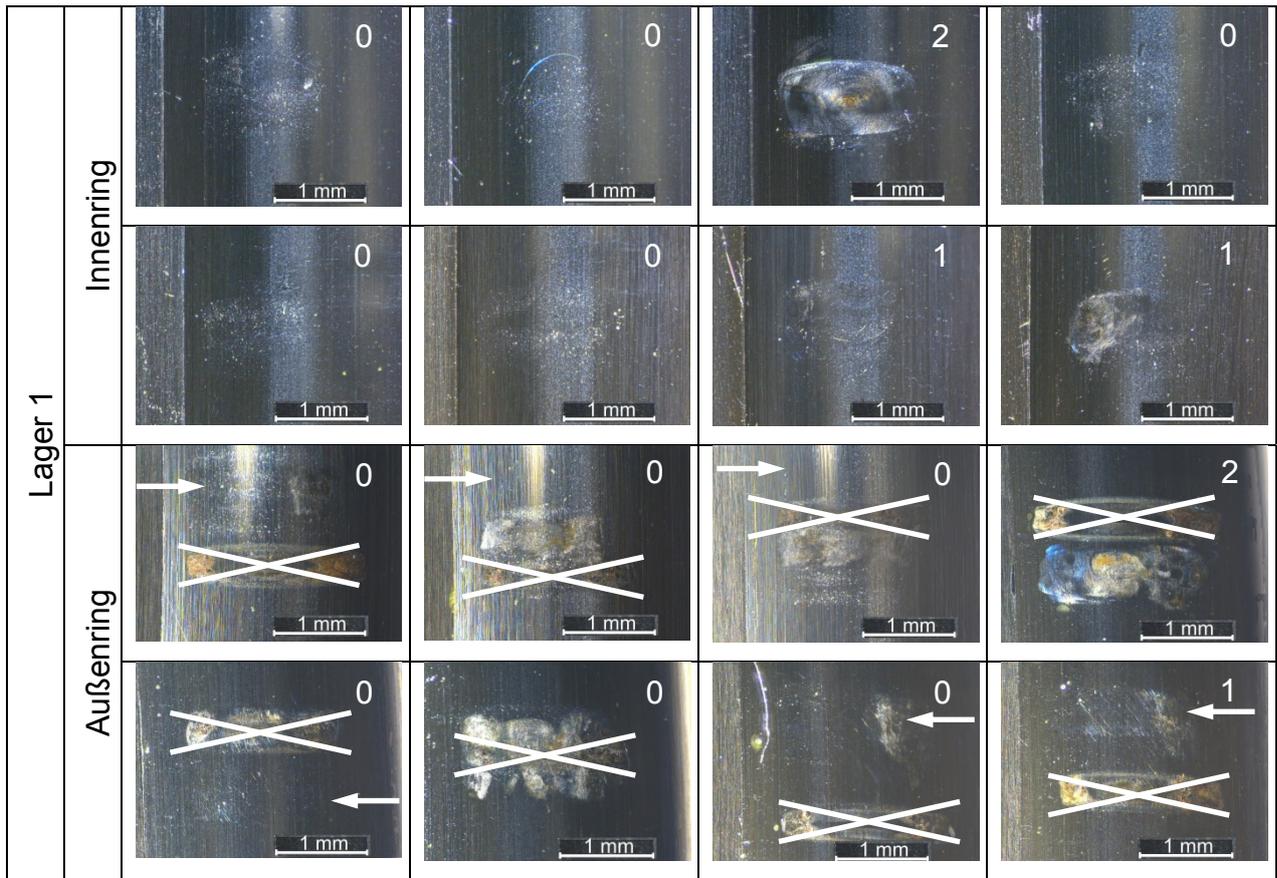


Luftfahrt Fett, X30 Laufbahnen, Si₃N₄ Wälzkörper

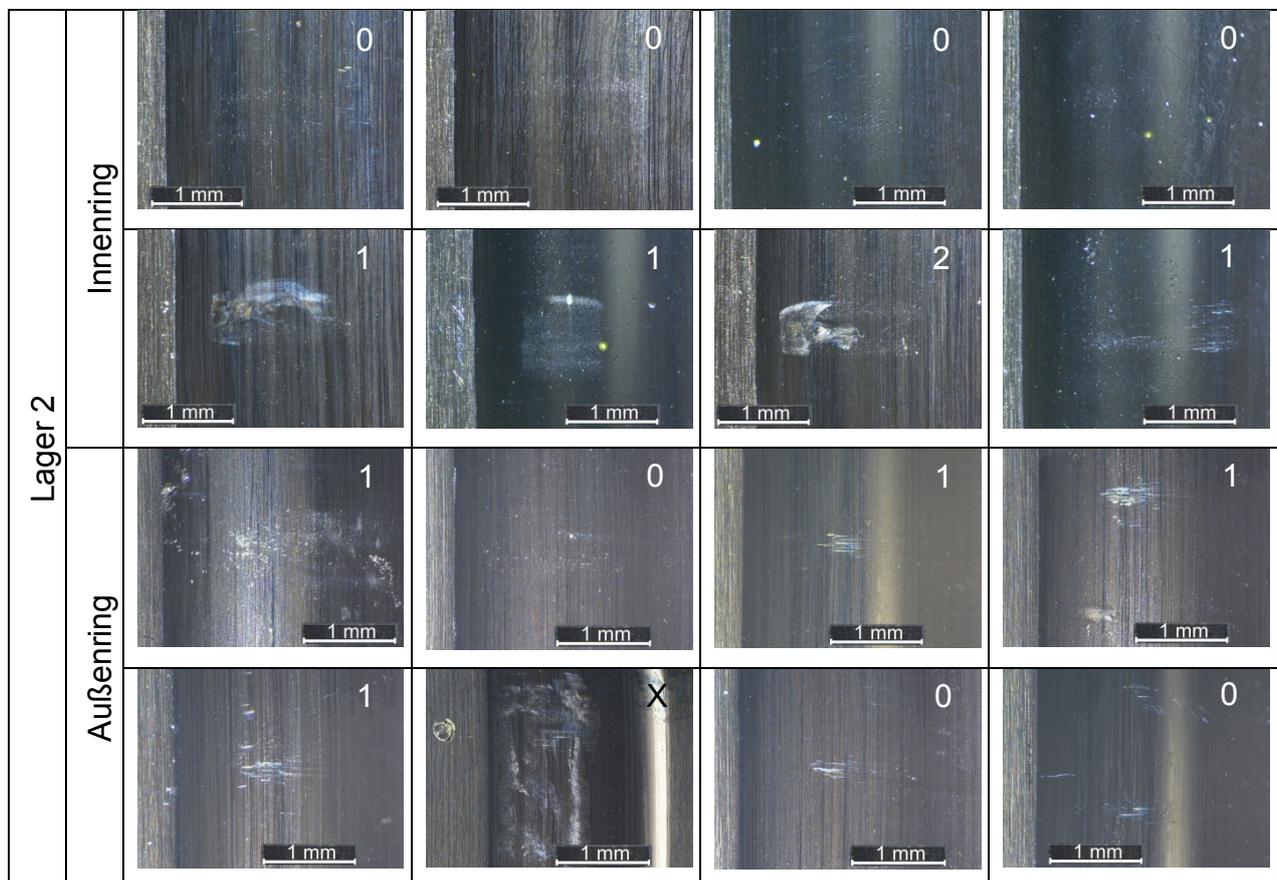
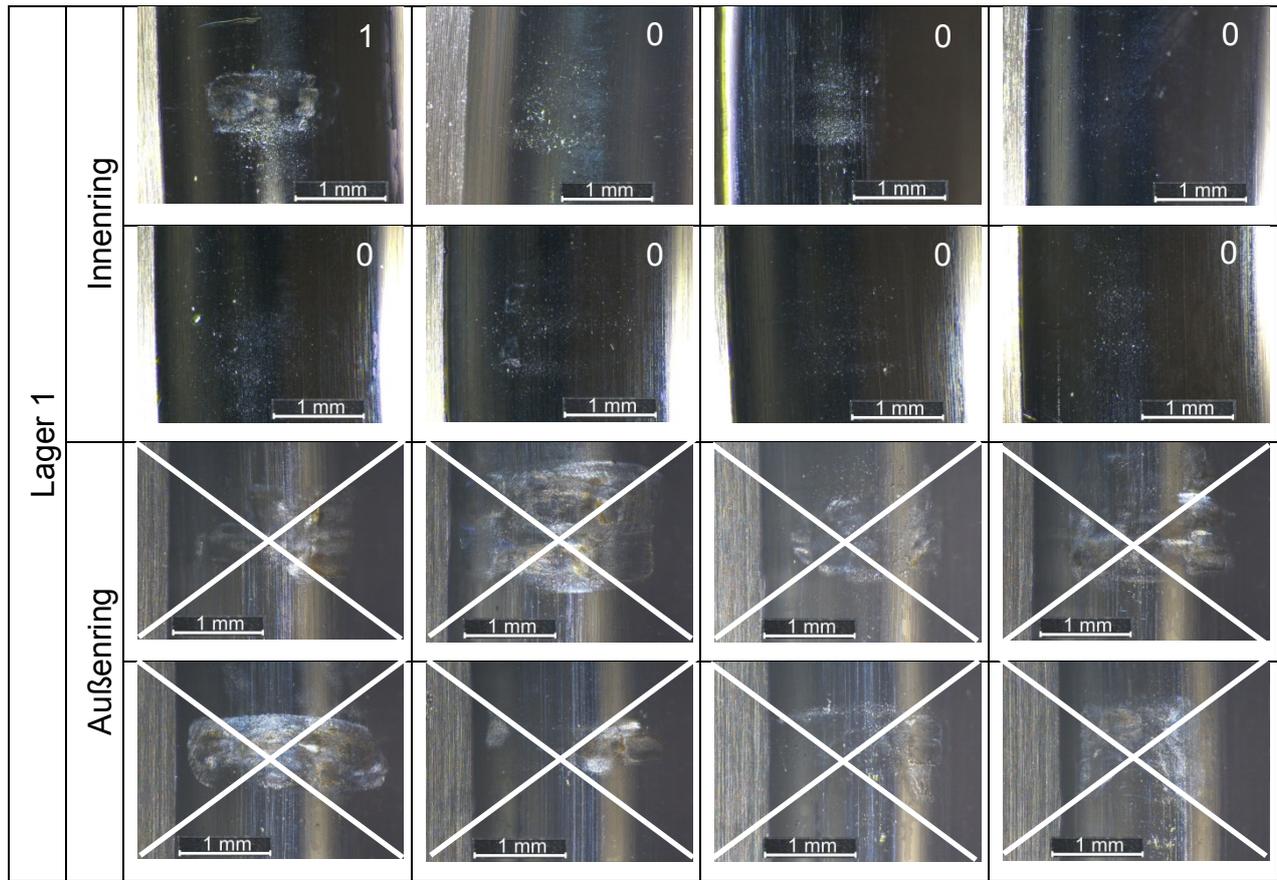


A.3 False Brinelling Versuche mit doppeltem Schwenkwinkel

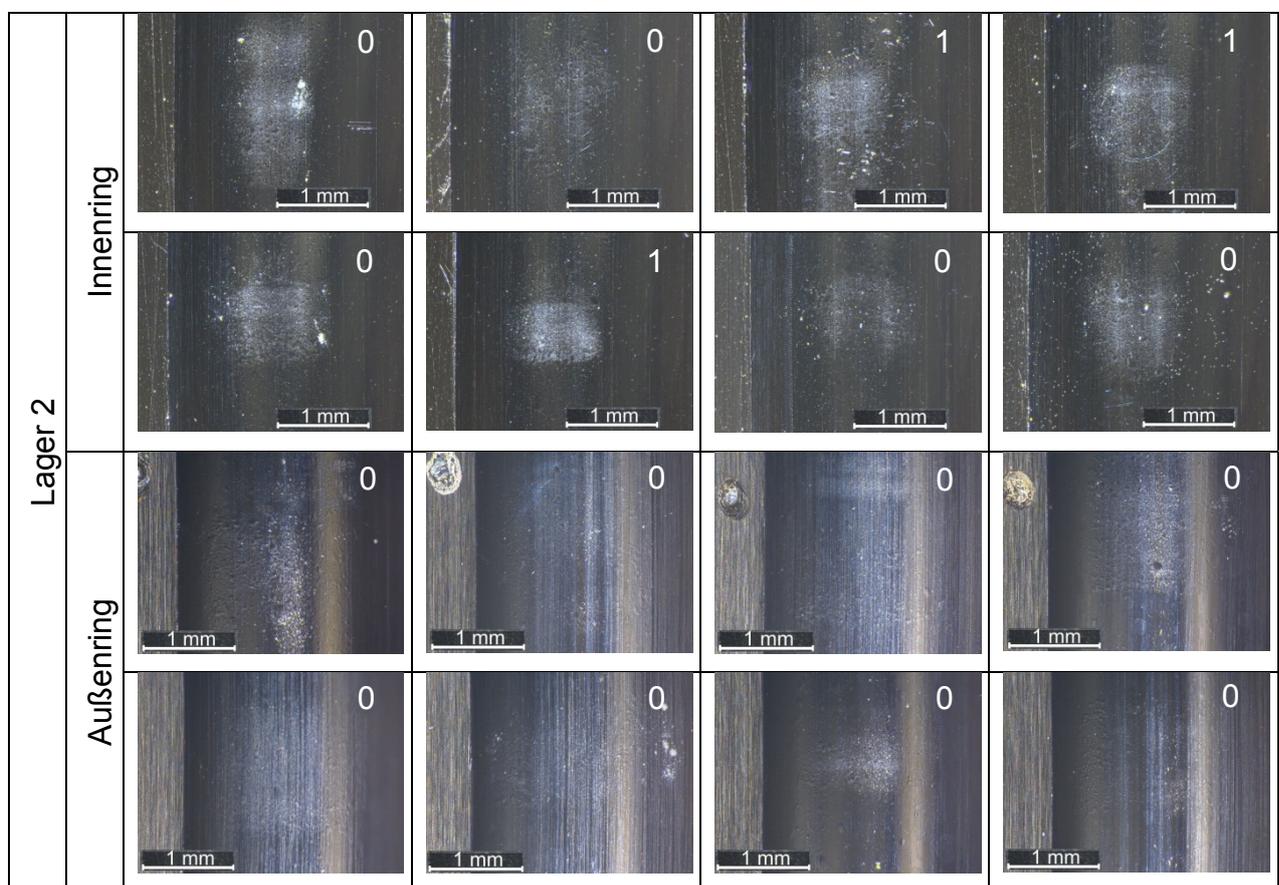
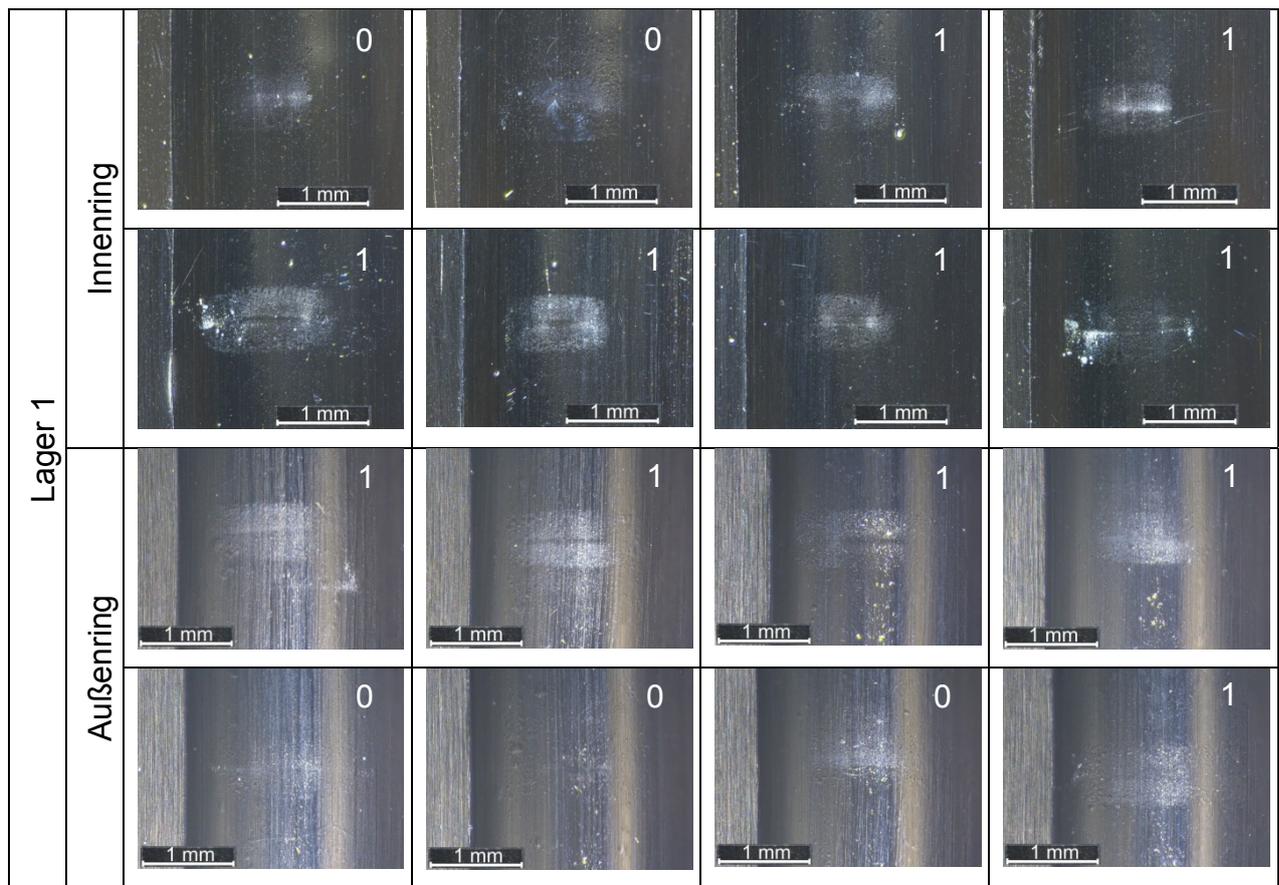
Low Reference Fett, 100Cr6 Laufbahnen, Si₃N₄ Wälzkörper



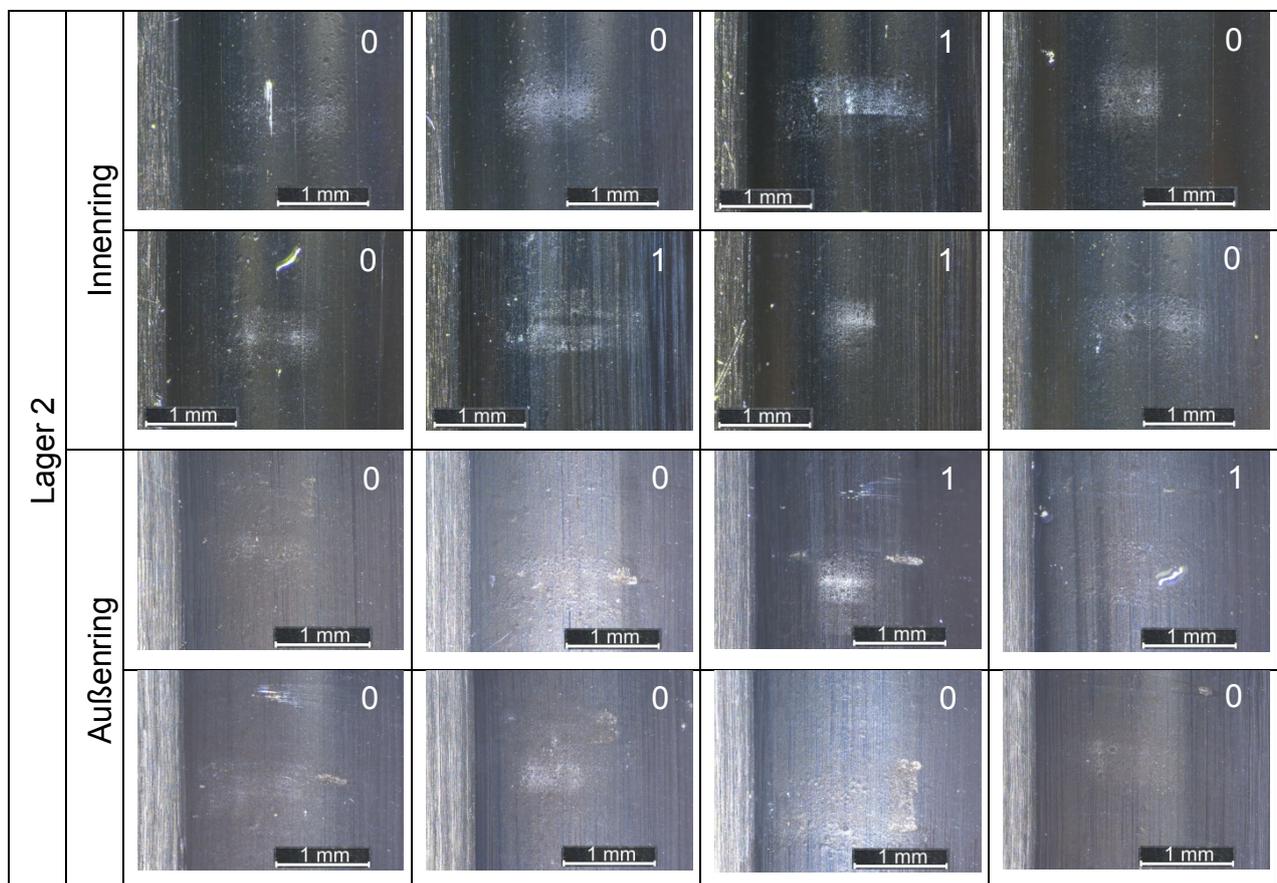
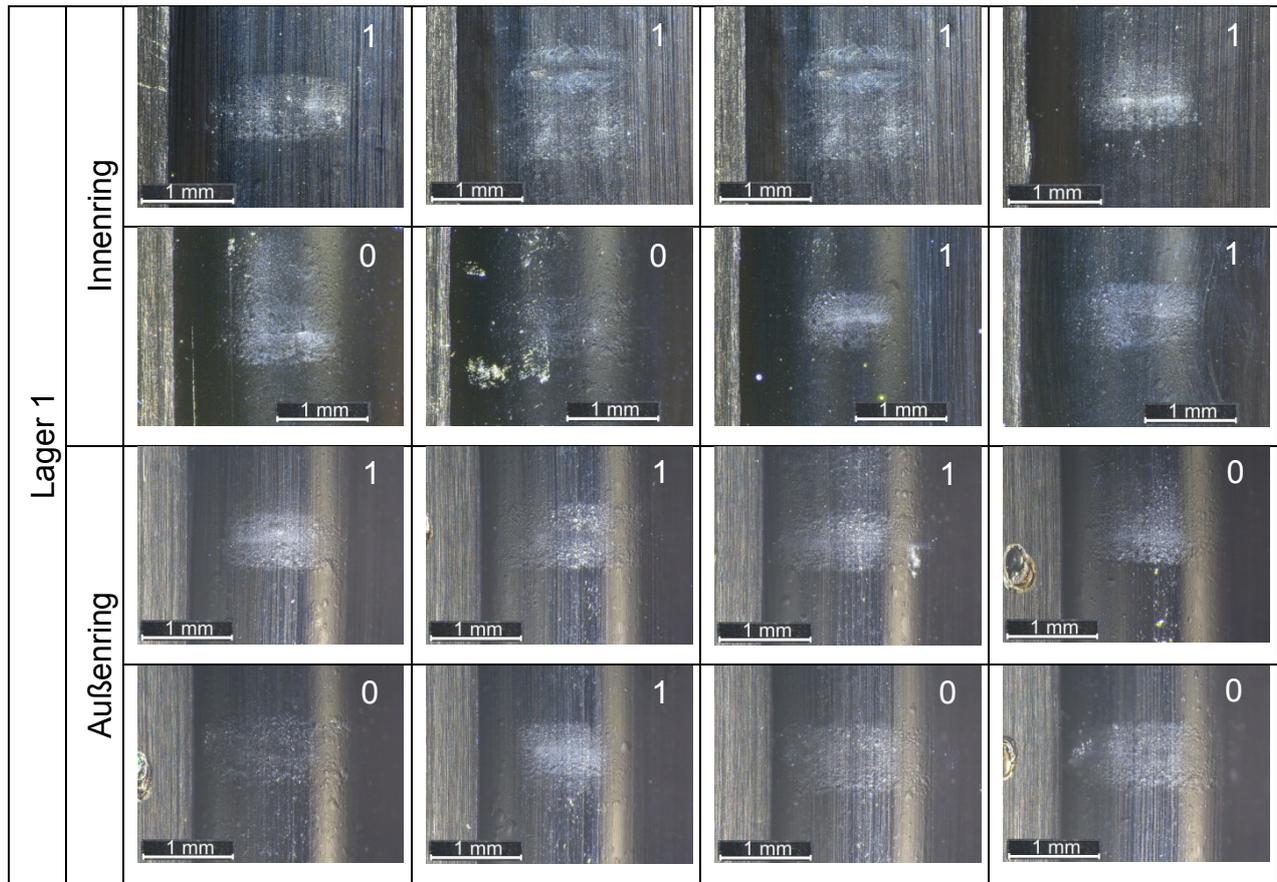
Low Reference Fett, X30 Laufbahnen, Si₃N₄ Wälzkörper



Luftfahrt Fett, 100Cr6 Laufbahnen, Si₃Ni₄ Wälzkörper



Luftfahrt Fett, X30 Laufbahnen, Si₃Ni₄ Wälzkörper



Lebenslauf

Thomas Wilfried Münzing

*08.09.1983, Heilbronn-Neckargartach

Staatsangehörigkeit: deutsch

Ausbildung

Schulausbildung:	07/03	Allgemeine Hochschulreife (Abitur), Hohenstaufen Gymnasium Bad Wimpfen
Zivildienst:	09/03 – 07/04	Zivildienst bei der Katholischen Kirchengemeinde Herz Jesu, Bad Rappenau
Studium:	10/04 – 04/10	Studium des Allgemeinen Maschinenbaus an der Universität Stuttgart

Berufserfahrung

07/10 – 06/16	Akademischer Mitarbeiter im Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Universität Stuttgart
07/16 – heute	Entwicklungsingenieur bei SEW Eurodrive GmbH & Co KG, Bruchsal

ISBN: 978-3-946924-02-9