

Betriebs- und Lebensdauerverhalten hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlager

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte
Dissertation

von
Dipl.-Ing. Timo Neubauer
geboren am 12.06.1981
in Hannover

2016

Betriebs- und Lebensdauerverhalten hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlager

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte
Dissertation

von
Dipl.-Ing. Timo Neubauer
geboren am 12.06.1981
in Hannover

2016

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. G. Poll
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. B. Sauer
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. B. Denkena
Tag der Promotion: 04.12.2015

Timo Neubauer: *Betriebs- und Lebensdauerverhalten hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlager*, Dissertation, © 2016

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie (IMKT) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater und dem Leiter des IMKT, Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll, für die fachliche und persönliche Unterstützung und die Möglichkeit, eigenverantwortlich an meinem Thema zu arbeiten. Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Sauer danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferates und die stets gute Zusammenarbeit im Laufe meiner Institutszeit in mehreren Forschungsvorhaben. Herrn Prof. Dr.-Ing. B. Denkena danke ich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) danke ich für die finanzielle Unterstützung des Forschungsvorhabens „Erhöhte Wälzfestigkeit und Reibungsminderung bei Wälzlagern und Gleichlaufgelenken durch innovative Hartbearbeitung“ im Rahmen des Schwerpunktprogramms 1551 „Ressourceneffiziente Konstruktionselemente“, aus dem die wesentlichen Ergebnisse dieser Arbeit stammen.

Ich bedanke mich bei meinen Kollegen am Institut für die gute Arbeitsatmosphäre. Florian Pape danke ich für die Korrektur der Arbeit. Roman Böttcher und Norbert Bader danke ich für die vielen fachlichen Diskussionen und Anregungen.

Oliver Maiß vom Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen (IFW) danke ich für die sehr gute Zusammenarbeit bei der Bearbeitung des DFG-Vorhabens und die vielen Diskussionen über tribologische und fertigungstechnische Fragestellungen. Den Mitarbeitern der Analytik des IFW unter der Leitung von Herrn Dr. B. Breidenstein danke ich für die gute und kollegiale Zusammenarbeit.

Ich danke meinen studentischen Hilfskräften, Diplom- und Projektarbeitern, insbesondere Christian Drechsel, Christian Franke, Gesa Frerichs und Christian Seefisch, die mit ihren Arbeiten sehr zum Gelingen dieser Dissertation beigetragen haben.

Den Mitarbeitern der Werkstatt unter der Leitung von Herrn Hormann danke ich für die gute Zusammenarbeit und die Fertigung der benötigten Prüfstandskomponenten.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Frau Melanie, die mich während der gesamten Promotionszeit sehr unterstützt und zusammen mit unseren Kindern für den nötigen Ausgleich gesorgt hat, sowie meinen Eltern, die mich immer bestärkt haben.

Hannover, im Februar 2016
Timo Neubauer

ZUSAMMENFASSUNG

Die Randzoneneigenschaften von Wälzlagerlauflächen sind von zentraler Bedeutung für das Betriebs- und Lebensdauerverhalten der Lager. Zur Bildung eines trennenden Schmierfilms zwischen Wälzkörpern und Lagerringen werden geringe Oberflächenrauheiten benötigt, die durch Schleifen und Honen erreicht werden. Der lebensdauerbegrenzende Mechanismus von Wälzlagern bei idealen Schmierungsbedingungen ist die Werkstoffermüdung. Diese beginnt durch Anrisse in Werkstoffbereichen höchster zyklischer Beanspruchungen. Durch Einbringung von Druckeigenspannungen und die daraus resultierende Reduzierung der schadensrelevanten Spannungen unterhalb der Oberfläche kann die Lebensdauer positiv beeinflusst werden.

In der vorliegenden Arbeit wird dargestellt, wie dieser positive Effekt genutzt wird, um die Ermüdungslebensdauer von Zylinderrollenlagern gezielt zu verlängern. Im Einzelnen werden folgende Arbeitsschritte dokumentiert: Es wird ein Lebensdauermodell vorgestellt, mit dem der Einfluss des Eigenspannungszustandes auf die Lebensdauer berechnet werden kann. Dieses Modell wird anhand von Berechnungen nach DIN ISO 281 und Ergebnissen bestehender Lebensdauerexperimente verifiziert. Es zeigen sich dabei gute Übereinstimmungen. Darauf aufbauend werden Lagerinnenringe durch die alternativen Fertigungsverfahren Hartdrehen und Festwalzen hergestellt. In Abhängigkeit der Fertigungsparameter werden insbesondere beim Festwalzen hohe Druckeigenspannungen unterhalb der Oberfläche eingebracht, die durch Lebensdauerberechnungen bewertet werden. In Kurzzeitversuchen auf einem Wälzlagerprüfstand wird das Verhalten der Randzoneneigenschaften der unterschiedlich gefertigten Lager bei Wälzbeanspruchung untersucht. Dies beinhaltet neben den Eigenspannungen das Gefüge, die Oberflächenrauheiten und die Oberflächenhärte. In Lebensdauerexperimenten wird gezeigt, dass die Lebensdauer festgewalzter Lagerringe mit hohen Druckeigenspannungen länger ist als diejenige einer hartgedrehten Variante, die annähernd eigenspannungsfrei ist.

ABSTRACT

The boundary zone properties of rolling element bearing raceways are of vital importance to the operation and fatigue life behavior of the bearings. In order to form a separating lubricant film between the

rolling elements and the bearing rings low surface roughnesses are required which can be achieved by grinding and honing. The limiting mechanism of the rating life under ideal lubrication conditions is fatigue which is initiated by cracks in regions of high cyclic stresses. By reducing the damage-relevant stresses beneath the surface by introducing compressive residual stresses the rating life can be positively influenced.

In the present work this positive effect is used in order to extend the fatigue life of cylindrical roller bearings. For this purpose, a life model is developed with which the influence of the residual stress state regarding the rating life can be calculated. This model is verified based on calculations according to standard DIN ISO 281 and results of existing life tests and shows good agreement. Based on this, bearing inner rings are produced by the alternative manufacturing processes hard turning and deep rolling. Depending on the production parameters high compressive residual stresses are introduced beneath the surface especially through deep rolling. In short-term tests on a rolling bearing test rig the behavior of the boundary zone properties is investigated. This includes the residual stresses, the microstructure, the surface roughness, and the surface hardness. In life tests a fatigue life extension of a deep rolled bearing inner ring variant with high compressive residual stresses can be shown compared with a hard turned variant which has nearly no residual stresses.

Schlagworte:

Wälzlager, Ermüdung, Eigenspannungen

Rolling Element Bearing, Fatigue, Residual Stresses

INHALTSVERZEICHNIS

1	EINLEITUNG	1
2	STAND DER TECHNIK UND FORSCHUNG	3
2.1	Wälzlager und Ermüdung	3
2.1.1	Aufbau eines Wälzlagers	3
2.1.2	Beanspruchungen im Wälzkontakt	4
2.1.3	Lastzyklen in Wälzlagern	8
2.1.4	Wälzlagerschmierung	9
2.1.5	Wälzlagerstahl 100Cr6	11
2.1.6	Werkstoffermüdung	12
2.1.7	Gefügeumwandlungen während des Ermüdungsvorgangs	14
2.2	Lebensdauermodelle	15
2.2.1	Fehlstellenmodell von Weibull	16
2.2.2	Modell von Lundberg und Palmgren	17
2.2.3	Modell von Ioannides und Harris	19
2.2.4	Ermüdungskriterium von Dang Van	22
2.3	Oberflächen- und Randzoneneigenschaften	24
2.3.1	Technische Oberflächen und deren messtechnische Erfassung	25
2.3.2	Eigenspannungen	27
2.3.3	Verfahren zur Oberflächenverfestigung	30
3	ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE	39
3.1	Zielsetzung	39
3.2	Vorgehensweise	39
4	MODELLBILDUNG	41
4.1	Berechnung der Pressungsverteilung	42
4.2	Finite-Elemente-Modell	43
4.3	Lebensdauermodellierung	46
5	ERGEBNISSE DER THEORETISCHEN BETRACHTUNGEN	49
5.1	Einfluss des Lagerspiels und der Profilierung auf die Pressungsverteilung	49
5.2	Einfluss der Profilierung auf den Spannungszustand	51
5.3	Einfluss der Eigenspannungen auf den resultierenden Spannungszustand	52
5.4	Lebensdauerberechnungen	54
6	EXPERIMENTELLE GRUNDLAGEN	61
6.1	Versuchslager	61

6.2	Vierlager-Radiallebensdauerprüfstand	62
6.2.1	Mechanischer Aufbau des Prüfstandes	62
6.2.2	Schwingungsüberwachung des Prüfstandes	63
6.3	Eingesetzte Analysemethoden	65
6.3.1	Eigen Spannungsmessungen	65
6.3.2	Oberflächenanalysen	67
6.3.3	Physikalische Untersuchungen oberflächennaher Schichten	68
7	EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	71
7.1	Referenzlager	71
7.1.1	Randzoneneigenschaften der Referenzlager	71
7.1.2	Versuchsdurchführung	74
7.1.3	Randzonenveränderungen durch die Wälzbeanspruchung	75
7.2	Hartgedrehte Lagerringe	79
7.2.1	Randzoneneigenschaften der hartgedrehten Lagerringe	79
7.2.2	Randzonenveränderungen durch die Wälzbeanspruchung	81
7.3	Festgewalzte Lagerringe	85
7.3.1	Randzoneneigenschaften festgewalzter Lagerringe	85
7.3.2	Randzonenveränderungen durch die Wälzbeanspruchung	89
7.3.3	Fazit der Kurzzeitversuche	92
7.4	Lebensdauerersuche	93
7.4.1	Durchführung und Auswertung der Lebensdauerersuche	93
7.4.2	Lebensdauerersuche mit Referenzlagern	94
7.4.3	Lebensdauerersuche mit hartgedrehten Lagern	96
7.4.4	Lebensdauerersuche mit festgewalzten Lagern	99
7.4.5	Diskussion der Lebensdauerergebnisse	101
8	ZUSAMMENFASSUNG	105
	LITERATURVERZEICHNIS	107

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 2.1	Komponenten eines Wälzlagers	3	
Abbildung 2.2	Lastverteilung in einem radial belasteten Wälzlager	5	
Abbildung 2.3	Wälzpaarung mit Linienberührung und Hertzscher Druckverteilung	5	
Abbildung 2.4	Linien gleicher Vergleichsspannung nach der Vergleichsspannungshypothese bei Linienberührung	6	
Abbildung 2.5	Linien gleicher Vergleichsspannung nach der Schubspannungshypothese bei Linienberührung	7	7
Abbildung 2.6	Linien gleicher Vergleichsspannung nach der Wechselschubspannungshypothese bei Linienberührung	7	
Abbildung 2.7	Zeitliche Wiederkehr der Belastung an den Komponenten eines Zylinderrollenlagers NU206	8	8
Abbildung 2.8	Pitting auf einer Wälzlagerlaufbahn	13	
Abbildung 2.9	Längsschliffe durch Lagerinnenringe	14	
Abbildung 2.10	Schliffbild durch einen Pittingschaden eines Kugellagerinnenrings 6309	14	
Abbildung 2.11	Zeitliches Voranschreiten einer Laufbahnschädigung an einem Innenring NU206	15	
Abbildung 2.12	Prozentualer Anteil an abgebautem Restaustenit in Abhängigkeit der Überrollungsanzahl und der Belastung	16	
Abbildung 2.13	Schematische Darstellung des beanspruchten Werkstoffvolumens eines Lagerinnenrings	18	
Abbildung 2.14	Verunreinigungsbeiwert e_C für Ölumlaufschmierung mit Hauptstromfiltern	22	
Abbildung 2.15	Lebensdauerbeiwert a_{ISO} für Radialrollenlager	22	22
Abbildung 2.16	Darstellung der kritischen Schubspannungsamplitude in Abhängigkeit des hydrostatischen Spannungszustandes nach <i>Dang Van</i>	24	
Abbildung 2.17	Randzoneneigenschaften nach der spanenden Bearbeitung	24	
Abbildung 2.18	Oberflächenprofil	25	
Abbildung 2.19	Berechnung von R_{pk} und R_{vk}	26	
Abbildung 2.20	Arten von Eigenspannungen am Beispiel eines zweiphasigen Werkstoffs	27	
Abbildung 2.21	Eigenspannungen als Folge spanender Bearbeitung	29	

Abbildung 2.22	Eigen Spannungstiefenverläufe nach unterschiedlichen Endbearbeitungsprozessen	29	
Abbildung 2.23	Laserschockverfestigung	30	
Abbildung 2.24	Ermittlung der relativen Spannungen	31	
Abbildung 2.25	Veränderungen des Eigen Spannungszustandes in Rillenkugellagern bei $p_{\max} = 3,2 \text{ GPa}$	32	
Abbildung 2.26	Veränderungen des Eigen Spannungszustandes in Rillenkugellagern bei $p_{\max} = 3,7 \text{ GPa}$	33	
Abbildung 2.27	Eigen Spannungsausbildung mit und ohne Schlupf		33
Abbildung 2.28	Lebensdauervergleich zwischen eingelaufenen und nicht eingelaufenen Innenringen	35	
Abbildung 2.29	Experimentelle und berechnete $L_{63,2}$ -Lebensdauer für unterschiedliche Eigen Spannungszustände		36
Abbildung 2.30	Lebensdauerergebnisse konventionell gefertigter und hartgedrehter Wälzlager	38	
Abbildung 3.1	Vorgehensweise	40	
Abbildung 4.1	Ablaufplan Berechnungsmodell	41	
Abbildung 4.2	Oberflächenverschiebung, Druckfläche und -verteilung zweier Zylinder	42	
Abbildung 4.3	Dreidimensionale Darstellung der Pressungsverteilung im höchstbelasteten Kontakt	43	
Abbildung 4.4	Betrachtetes Segment des Lagerinnenringes	44	
Abbildung 4.5	Aufbau des FE-Modells	44	
Abbildung 4.6	Dreidimensionale Berechnung der <i>Von-Mises</i> -Spannungen und der Orthogonalschubspannungen für eine maximale Pressung $p_{\max}=2.508 \text{ MPa}$		45
Abbildung 4.7	Gegenüberstellung der analytischen Vergleichsspannungen mit der FE-Berechnung	45	
Abbildung 4.8	Bestimmung der Schubspannungen für jede Scheibe	46	
Abbildung 5.1	Innere Lastverteilung auf die Wälzkörper und resultierende Pressungsverteilungen für gemessene Profile in Abhängigkeit des Lagerspiels eines Zylinderrollenlagers NU206 bei $C/P = 4$	50	
Abbildung 5.2	Einfluss der Innenringprofilierung auf die Pressungsverteilung; Einfluss von Verkipfung bei Verwendung eines zylindrischen Profils; $C/P = 4$	51	
Abbildung 5.3	Einfluss der Profilierung auf die Vergleichsspannungen nach <i>Von-Mises</i> ; $C/P = 4$	51	
Abbildung 5.4	Einfluss der Profilierung auf die Vergleichsspannungen nach <i>Von-Mises</i> ; $C/P = 4$	52	
Abbildung 5.5	Berechnete <i>Von-Mises</i> -Vergleichsspannungen ohne und mit überlagerten Druckeigen Spannungen; $C/P = 4$	53	

Abbildung 5.6	Berechnete Schubspannungen ohne und mit überlagerten Druckeigenstressungen; $C/P = 4$	53
Abbildung 5.7	Schadensrelevante Spannungen ohne und mit Eigenstressungen	54
Abbildung 5.8	Einfluss der Profilierung und des Lagerspiels auf die nominelle L_{10} -Lebensdauer für unterschiedliche Belastungen eines NU206	55
Abbildung 5.9	Berechnete Erlebenswahrscheinlichkeiten für unterschiedliche Belastungen eines NU206	55
Abbildung 5.10	Gegenüberstellung der Lebensdauerberechnungen	56
Abbildung 5.11	Weibull-Diagramm für eine Belastung von $C/P = 4$ bei $n = 4050$ 1/min und $C/P = 2,5$ bei $n = 2500$ 1/min	57
Abbildung 5.12	Vergleich der Berechnungen und der relativen experimentellen Lebensdauern	58
Abbildung 5.13	Weibull-Diagramm der Lebensdauerversuche mit und ohne Eigenstressungen; Eigenstressungstiefenverläufe	58
Abbildung 5.14	Berechnete Erlebenswahrscheinlichkeiten mit und ohne Eigenstressungseinfluss	59
Abbildung 6.1	Versuchslager NU206	61
Abbildung 6.2	Draufsicht des Vierlager-Radiallebensdauerprüfstandes	62
Abbildung 6.3	Schnittansicht eines Prüfkopfes des Vierlagerprüfstandes	63
Abbildung 6.4	Hüllkurvenspektrum bei Auftreten eines Außenringschadens	65
Abbildung 6.5	Veränderung des Beugungsreflexes durch Verzerrung des Kristallgitters	66
Abbildung 6.6	Eigenstressungsmessung in einem Vielkristall	66
Abbildung 6.7	Linearer Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung beim $\sin^2\psi$ -Verfahren	67
Abbildung 6.8	Tastschnittgerät zur Messung der Profilierung und der Oberflächenrauheiten; Digitalmikroskop	68
Abbildung 6.9	Profilschrieb eines Innenringes eines NU206	68
Abbildung 6.10	Schematischer Aufbau des Nanoindenters	69
Abbildung 6.11	REM-Aufnahme der Berkovich-Spitze; Vorgehen bei der Mikrohärtmessung	69
Abbildung 7.1	Eigenstressungstiefenprofile der Referenzlager	72
Abbildung 7.2	Lichtmikroskopische und REM-Aufnahme des martensitischen Gefüges eines unbeanspruchten Lagerrings	73
Abbildung 7.3	Kraft-Eindring-Kurven eines Härteeindrucks auf der Innenringlaufbahn des Referenzlagers	73

Abbildung 7.4	Kontaktpressungsverteilung für die Belastungen $C/P = 4$ und $C/P = 2,5$	75
Abbildung 7.5	Eigenspannungstiefenprofile $C/P = 4$	76
Abbildung 7.6	Eigenspannungstiefenprofile $C/P = 2,5$	77
Abbildung 7.7	Veränderungen der Rauheiten durch die Wälzbeanspruchung bei einer Belastung $C/P = 4$	77
Abbildung 7.8	Quer- und Längsschliff durch einen Lagerring nach 142 Mio. Umdrehungen bei einer Belastung von $C/P = 4$	78
Abbildung 7.9	Veränderungen der Oberflächenhärte durch die Wälzbeanspruchung der Innen- und Außenringlaufbahn	78
Abbildung 7.10	Zonen der Spanentstehung für ein verrundetes und ein gefastes Werkzeug	79
Abbildung 7.11	Einfluss der Hartdrehparameter auf die Rauheit	80
Abbildung 7.12	Im Prüfstand gelaufene, hartgedrehte Innenringlaufbahn mit dem Rauheitsschrieb nach der Fertigung	81
Abbildung 7.13	Einfluss des Vorschubs auf die Eigenspannungen	81
Abbildung 7.14	Oberflächenschäden an hartgedrehten Lagerlaufbahnen	82
Abbildung 7.15	Veränderungen der Rauheitskennwerte hartgedrehter Lagerringe durch die Wälzbeanspruchung	83
Abbildung 7.16	Eigenspannungstiefenprofile hartgedrehter Lagerringe bei $C/P = 4$	84
Abbildung 7.17	Quer- und Längsschliff eines hartgedrehten Lagerrings nach 118 Mio. Umdrehungen bei einer Belastung von $C/P = 4$	84
Abbildung 7.18	Veränderungen der Oberflächenhärte durch die Wälzbeanspruchung hartgedrehter Lagerinnerringe im Vergleich zu Standardlagern	85
Abbildung 7.19	Schematischer Aufbau des Walzwerkzeugs; Hydrostatische Druckverteilung über der Walzkugel und resultierende Walzkraft	86
Abbildung 7.20	Einfluss des Walzdrucks und des Kugeldurchmessers auf die Eigenspannungen nach dem Festwalzen	87
Abbildung 7.21	Linien konstanter Vergleichsspannungen nach der GEH	88
Abbildung 7.22	Linien konstanter Schubspannungen nach der Wechselschubspannungshypothese	89
Abbildung 7.23	Gewalzte Innenringlaufbahn mit Rauheitsschrieb	89

- Abbildung 7.24 Berechnete Lebensdauervertelungen für unterschiedliche Kugeldurchmesser beim Walzen; Lagerbelastung $C/P=4$ 90
- Abbildung 7.25 Veränderungen der Rauheitskennwerte gewalzter Lagerringe durch die Wälzbeanspruchung 91
- Abbildung 7.26 Eigenspannungstiefenprofile festgewalzter Lagerringe bei $C/P = 4$ 92
- Abbildung 7.27 Quer- und Längsschliff eines festgewalzten Lagerrings nach 378 Mio. Umdrehungen bei einer Belastung von $C/P = 4$ 92
- Abbildung 7.28 Veränderungen der Oberflächenhärte durch die Wälzbeanspruchung festgewalzter Lagerinnenringe im Vergleich zu den Referenzlagern 93
- Abbildung 7.29 Weibull-Diagramm der Standardlager; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4050 \text{ min}^{-1}$ 94
- Abbildung 7.30 Weibull-Diagramm der Innenringausfälle von Standardlagern; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4050 \text{ min}^{-1}$ 95
- Abbildung 7.31 Randzoneneigenschaften der hartgedrehten Lagerringe für die Lebensdauerversuche 97
- Abbildung 7.32 Pittingschäden auf hartgedrehten Innenringen nach 1.590 und 1.053 h Laufzeit 97
- Abbildung 7.33 Weibull-Diagramm der Innenringausfälle mit hartgedrehten Innenringen; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4.050 \text{ min}^{-1}$ 98
- Abbildung 7.34 Randzoneneigenschaften der festgewalzten Lagerringe für die Lebensdauerversuche 99
- Abbildung 7.35 Pittingschäden auf festgewalzten Innenringen nach 1.557 und 664 h Laufzeit 100
- Abbildung 7.36 Weibull-Diagramm der Innenringausfälle mit festgewalzten Innenringen; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4.050 \text{ min}^{-1}$ 100
- Abbildung 7.37 Weibull-Diagramm der Innenringausfälle mit festgewalzten Innenringen; Belastung $C/P = 2,5$; Drehzahl $n = 2.500 \text{ min}^{-1}$ 101
- Abbildung 7.38 Vergleich der Lebensdauervertelungen der hartgedrehten und festgewalzten Lagerringe; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4050 \text{ min}^{-1}$ 102

Abbildung 7.39 Gegenüberstellung der Berechnungs- und der Versuchsergebnisse der unterschiedlich gefertigten Lager in Abhängigkeit der äußeren Belastung und des Eigenspannungszustandes 103

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 2.1	Werkstoffanforderungen an Wälzlagerstahl	12
Tabelle 2.2	Versuchsbedingungen der Lebensdauerversuche am <i>IMKT</i> der <i>Leibniz Universität Hannover</i>	37
Tabelle 4.1	Verwendete Konstanten im Lebensdauermodell	47
Tabelle 5.1	Gegenüberstellung der relativen Lebensdauer bezogen auf die nominelle L_{10} nach <i>DIN ISO 281</i>	59
Tabelle 6.1	Daten des Versuchslagers NU206	61
Tabelle 6.2	Überrollfrequenzen am NU206 bei $n = 4.050$ 1/min ($n = 67,5$ 1/s)	64
Tabelle 7.1	Rauheitskennwerte der Referenzlager; $\lambda_c = 0,8$ mm	72
Tabelle 7.2	Schiefstellung der Lager für die betrachteten Lastfälle	74
Tabelle 7.3	Versuchsbedingungen der Kurzzeitversuche	76
Tabelle 7.4	Fertigungsparameter bei den Zerspanversuchen	80
Tabelle 7.5	Prozessparameter der hartgedrehten Lagerringe für die Kurzzeitversuche	83
Tabelle 7.6	Fertigungsparameter beim Festwalzen	86
Tabelle 7.7	Resultierende Hertzsche Pressungen beim Festwalzen	88
Tabelle 7.8	Prozessparameter der festgewalzten Lagerringe für die Kurzzeitversuche	90
Tabelle 7.9	Prozessparameter der hartgedrehten Lagerringe für die Lebensdauerversuche	96
Tabelle 7.10	Fertigungsparameter der festgewalzten Lagerringe für die Lebensdauerversuche	99

Tabelle 7.11	Gegenüberstellung der Berechnungsergebnisse und der experimentell ermittelten Lebensdauern für alle untersuchten Varianten	103
--------------	--	-----

FORMEL- UND ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

ABKÜRZUNGEN

DEA	Dark Etching Area
DMS	Dehnungsmessstreifen
EHD	Elastohydrodynamik
ESP	Eigenspannungen
FE	Finite Elemente
GEH	Gestaltänderungsenergiegedichtehypothese
IFW	Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen
IMKT	Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie
IMPT	Institut für Mikroproduktionstechnik
imt	Institut für Mikrotechnologie
LUH	Leibniz Universität Hannover
PA	Polyamid
SH	Schubspannungshypothese
SIH	Schubspannungsintensitätshypothese
WB	White Bands
WSH	Wechselschubspannungshypothese

FORMELZEICHEN

A	mm ²	plastisch verformte Fläche bei der Härtemessung
\bar{A}	–	Proportionalitätskonstante
a	–	Lebensdauerfaktor
a, b	mm	Halbachsen des Hertzschen Kontakts
a_{ex}	–	experimentell ermittelter Lebensdauerfaktor
a_1	–	Lebensdauerbeiwert
a_{ISO}	–	Lebensdauerbeiwert für die Systembetrachtung
a_p	mm	Schnitttiefe
b	mm	Breite
B	mm	Lagerbreite
c	–	Exponent für Spannungskriterium
C	N/mm ²	dynamische Tragzahl
C_u	N/mm ²	Ermüdungsgrenzbelastung
d	mm	Lagerinnendurchmesser
D	mm	Lageraußendurchmesser
D_1	mm	Wälzkörperdurchmesser
D_2	mm	Innenringlaufbahndurchmesser
d_K	mm	Kugeldurchmesser der Walzkugel
d_m	mm	mittlerer Lagerdurchmesser
D_{pw}	mm	Teilkreisdurchmesser des Rollensatzes
D_w	mm	Wälzkörperdurchmesser
e	–	Weibull-Exponent
E'	N/mm ²	reduzierter Elastizitätsmodul
$E_{1,2}$	N/mm ²	Elastizitätsmodul
e_C	–	Verschmutzungsbeiwert
F	N	Kraft
f	mm	Vorschub
F_a	N	Axialkraft
f_{AR}	1/s	Außenringüberrollfrequenz
f_{IR}	1/s	Innenringüberrollfrequenz

f_K	1/s	Käfigrotationsfrequenz
F_N	N	Normalkraft
F_r	N	Radialkraft
F_w	N	Walzkraft
f_w	mm	Walzvorschub
f_{WK_n}	1/s	Wälzkörperrotationsfrequenz
f_{WK}	1/s	Wälzkörperüberrollfrequenz
G	–	Werkstoffparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
H	GPa	Härte
h	μm	Spannungsdicke
h	–	Tiefenexponent
h_0	μm	zentrale Schmierfilmhöhe
k_{hyd}	–	Faktor für hydrostatische Spannung
l	mm	Bezugslänge
L	–	Lagerumdrehungen
L_{10}	Mio. U.	nominelle Lagerlebensdauer
$L_{10,\text{ex}}$	Mio. U.	experimentelle Lagerlebensdauer
$L_{10,\text{FE}}$	Mio. U.	Lagerlebensdauer, berechnet mit Spannungen aus FE-Berechnungen
$L_{10,\text{FE,mod}}$	Mio. U.	modifizierte Lagerlebensdauer, berechnet mit Spannungen aus FE-Berechnungen
$L_{10,\text{gedreht,ex}}$	–	experimentelle Lebensdauer der gedrehten Lagerringe
$L_{10,\text{gedreht,th}}$	–	rechnerische Lebensdauer der gedrehten Lagerringe
$L_{10,\text{h}}$	h	nominelle Lagerlebensdauer
$L_{10,\text{Referenz,ex}}$	–	experimentelle Lebensdauer der Referenzlager
$L_{10,\text{th}}$	–	nominelle Lebensdauer unter Berücksichtigung der realen Pressungsverteilung
$L_{10,\text{Referenz,th}}$	–	rechnerische Lebensdauer der Referenzlager
l_a	mm	Länge des Rollkörpers
l_{eff}	mm	effektive Länge des Linienkontakts
l	mm	Laufbahnlänge
L_{nm}	–	erweiterte Lagerlebensdauer
m	–	Werkstoffkonstante (Weibull)
n	U/min	Drehzahl
N	–	Lastzyklen
$n(\sigma)$	–	Materialcharakteristik
p	–	Lebensdauerexponent
P	N/mm^2	äquivalente Lagerbelastung
p_0	N/mm^2	maximale Kontaktpressung

p_{hyd}	N/mm ²	hydrostatische Spannung
P_{max}	N/mm ²	maximale Kraft bei der Härtemessung
p_w	N/mm ²	Walzdruck
Q	N	Wälzkörperkraft
Q_{max}	N	maximale Wälzkörperkraft
$r_{1,2}$	mm	Einzelradien der Wälzpartner
Ra	μm	arithmetische Mittenrauheit
r_β	μm	Schneidkantenradius
r_K	mm	Kugelradius der Walzkugel
r_s	nm	Spitzenradius der Berkovich-Spitze
$r_{\text{Scheibe,a}}$	mm	Außenradius einer Kreisscheibe
$r_{\text{Scheibe,i}}$	mm	Innenradius einer Kreisscheibe
R_x	mm	effektiver Radius in Laufrichtung
Rk	μm	Kernrautiefe
Rpk	μm	reduzierte Spitzenhöhe
Rvk	μm	mittlere Riefentiefe
Rz	μm	gemittelte Rautiefe
S	–	Erlebenswahrscheinlichkeit
s	–	Schlupf
$s_{1,2}$	–	röntgenografische Elastizitätskonstanten
U	–	Geschwindigkeitsparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
u	–	Umrechnungsfaktor
V	mm ³	beanspruchtes Volumen
v_c	m/min	Schnittgeschwindigkeit
v_{hd}	m/s	hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit
V_r	mm ³	risikobehaftetes Volumen
v_w	m/min	Walzgeschwindigkeit
VB_c	μm	Verschleißmarkenbreite
W	–	Lastparameter zur Schmierfilmhöhenberechnung
z	μm	Tiefe
z'_i	μm	spannungsgewichtete Tiefe
z_O	μm	Tiefe der maximalen Orthogonalschubspannung

α	°	Druckwinkel
α_p	1/GPa	Druckviskositätskoeffizient
β	–	Weibull-Steigung
δ	μm	Verformung
ϵ	–	Dehnung
η_0	Pas	dynamische Viskosität bei Betriebstemperatur
γ_f	°	Fasenwinkel
κ	–	Viskositätsverhältnis
λ	–	spezifische Schmierfilmhöhe
λ	nm	Wellenlänge
λ_c	mm	Cut-off
$\nu_{1,2}$	–	Querkontraktionszahl
Ψ	°	Verkipfung
Ψ	°	Kippwinkel bei der Eigenspannungsmessung
σ	N/mm ²	Spannung
$\sigma^{I,II,III}$	N/mm ²	Eigenspannungen 1., 2. und 3. Ordnung
$\sigma_{1,2}$	N/mm ²	Standardabweichung der Rauheitswerte
σ_{axial}	N/mm ²	Eigenspannungen in axialer Richtung
σ_{hoop}	N/mm ²	Ringspannungen
σ_i	N/mm ²	spannungsabhängiges Ermüdungskriterium
$\sigma_{I,II,III}$	N/mm ²	Hauptnormalspannungen
σ_m	N/mm ²	Mittelspannungen
σ_o	N/mm ²	Werkstoffkonstante
σ_R	N/mm ²	Eigenspannungen
σ_u	N/mm ²	Ermüdungsgrenzspannung
σ_{Umfang}	N/mm ²	Umfangseigenspannungen
$\sigma_{v(\text{GEH})}$	N/mm ²	Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungshypothese
$\sigma_{v(\text{SH})}$	N/mm ²	Vergleichsspannung nach der Schubspannungshypothese
$\sigma_{v(\text{WSH})}$	N/mm ²	Vergleichsspannung nach der Wechselschubspannungshyp.
$\sigma_{x,y,z}$	N/mm ²	Spannungen in x-, y- und z-Richtung
τ_{DV}	N/mm ²	Dang-Van-Spannung
τ_i	N/mm ²	spannungsabhängiges Ermüdungskriterium
τ_{max}	N/mm ²	maximale Schubspannung
$\tau_{\text{O,max}}$	N/mm ²	maximale Orthogonalschubspannung
$\tau_{xz,\text{max}}$	N/mm ²	maximale Schubspannung in der xz-Ebene
$\tau_{xz,\text{min}}$	N/mm ²	minimale Schubspannung in der xz-Ebene
θ	°	Winkel des Beugungsreflexes

EINLEITUNG

Wälzlager stellen ein zentrales Maschinenelement im Maschinenbau und in der Antriebstechnik dar. In den vergangenen 100 Jahren hat sich eine Vielzahl an unterschiedlichen Bauformen für verschiedenste Anwendungen entwickelt. Aufgrund der hohen und komplexen Beanspruchungen in den Wälzkontakten zwischen den Lagerringen und den Wälzkörpern sind die Anforderungen an den Werkstoff sehr hoch. Der Wälzlagerstahl 100Cr6 wird seit über 100 Jahren am häufigsten eingesetzt und wurde so intensiv untersucht wie keine andere Stahlsorte [Heno2]. Aus werkstofftechnischer Sicht sind viele Möglichkeiten zur Steigerung der Ermüdungsfestigkeit bereits ausgeschöpft. Weitere Verbesserungen sind über eine gezielte Beeinflussung der fertigungsbedingten Randzoneneigenschaften denkbar.

Bei optimalen Betriebs- und Schmierungsbedingungen ist die Werkstoffermüdung aufgrund der zyklischen Beanspruchungen durch die Wälzkörper der lebensdauerbegrenzende Mechanismus. Druckeigenstressungen, die in Tiefenbereichen der höchsten Werkstoffbeanspruchungen bereits vor der eigentlichen Betriebsbeanspruchung vorliegen, können zu einer Verlängerung der Ermüdungslebensdauer führen. Dies beruht darauf, dass die schädigenden Spannungen reduziert werden und das Risswachstum behindert wird. Während der Wälzbeanspruchung treten oberhalb einer Grenzbelastung, die die Grenze zur Dauerfestigkeit darstellt, mikroplastische Verformungen des Gefüges auf, die zu einer Veränderung des Eigenspannungszustandes führen. Um eine Steigerung der Wälzfestigkeit und eine daraus resultierende Lebensdauererlängerung zu erreichen, muss der Eigenspannungszustand über eine möglichst lange Zeit stabil bleiben. So kann eine Destabilisierung des Gefüges und damit das Vorschreiten des Ermüdungsprozesses verzögert werden. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der gezielten Einbringung geeigneter Eigenspannungszustände in die Innenringlaufflächen von Zylinderrollenlagern mit dem Ziel, die Ermüdungslebensdauer zu erhöhen.

STAND DER TECHNIK UND FORSCHUNG

2.1 WÄLZLAGER UND ERMÜDUNG

2.1.1 *Aufbau eines Wälzlagers*

Wälzlager haben die Aufgaben, Kräfte zwischen rotatorisch zueinander bewegten Bauteilen zu übertragen und deren Lage zueinander festzulegen. Im Gegensatz zu Gleitlagern führen zwischengeschaltete Wälzkörper eine Rollbewegung mit geringem Gleitanteil, das sogenannte Wälzen, aus. Dadurch ist der Bewegungswiderstand sehr gering.

Wälzlager sind relativ einfach aufgebaut. Sie bestehen aus einem Innen- und einem Außenring, mehreren Wälzkörpern und einem Käfig, der die Wälzkörper auf Abstand hält. Diese Bauteile sind in Abbildung 2.1 am Beispiel eines Zylinderrollenlagers dargestellt. Die Wälzkörper rollen auf den Laufbahnen des Innen- und Außenrings ab. Da die Kraftübertragung über die Laufbahnen und die Wälzkörper erfolgt, führt dies zu einer konzentrierten Belastung auf einer kleinen Kontaktfläche. Daher müssen alle in Kontakt tretenden Flächen sehr hohen Anforderungen bezüglich Festigkeit, Oberflächenqualität und Formtoleranzen genügen.



Abbildung 2.1: Komponenten eines Wälzlagers

Eine Einteilung der Wälzlager lässt sich entsprechend ihrer Wälzkörpergeometrie in Kugel- und Rollenlager vornehmen. Die Kugeln von Kugellagern bewegen sich in gekrümmten Laufbahnen, deren Radien größer sind als die der Kugeln. Dadurch entsteht im unbelasteten Zustand ein punktförmiger Kontakt, der sich bei Belastung in eine Berührellipse ausbildet.

Bei Rollenlagern mit zylinderförmigen Wälzkörpern dagegen ergibt sich ohne Last theoretisch eine linienförmige Berührfläche, die unter Belastung rechteckig wird. Durch die größere Kontaktfläche können Rollenlager höhere Kräfte aufnehmen als Kugellager. Da jedoch bereits kleinste Formabweichungen oder Winkelfehler zu starken Spannungsüberhöhungen an den Wälzkörperenden führen, sind die Rollen so profiliert, dass unter Belastung ein modifiziertes Rechteck entsteht.

2.1.2 Beanspruchungen im Wälzkontakt

Die äußere Belastung F , die auf das Lager wirkt, wird über mehrere Wälzkörper von einem Ring auf den anderen übertragen. Bei rein axialer Belastung verteilt sich die Last unter Vernachlässigung der geometrischen Toleranzen auf alle Wälzkörper gleichmäßig. Wird das Lager radial oder kombiniert axial und radial belastet, entstehen im Lager eine belastete und eine unbelastete Zone. Die Größe der Lastzone über dem Umfang, die mit dem Winkel ψ beschrieben wird, wird maßgeblich durch das Betriebsspiel beeinflusst. Dieses setzt sich zusammen aus der Lagerluft des nicht montierten Lagers, den Durchmesseränderungen infolge der Übermaßpassungen zwischen den Ringen und Umbauteilen sowie den Luftänderungen durch Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außenring. Die letztgenannten Luftänderungen sind daher von den Betriebsbedingungen abhängig. Mit abnehmendem Betriebsspiel vergrößert sich der Bereich der Lastzone und die äußere Last verteilt sich auf mehrere Wälzkörper. Durch die geringeren Wälzkörperkräfte Q wird die Beanspruchung im höchstbelasteten Kontaktbereich verringert. Abbildung 2.2 zeigt schematisch die Lastverteilung in einem kombiniert axial und radial belasteten Schrägkugellager nach *Palmgren* [Pal64].

Bei der Kraftübertragung entstehen in den elastisch verformten Kontakten hohe Flächenpressungen, deren Maximum p_0 in der Mitte der jeweiligen Kontaktfläche liegt. Dieses Maximum und die Größe der Halbachsen a und b der Druckellipse lassen sich nach der Theorie von HERTZ berechnen. Die Voraussetzungen dafür sind, dass beide Körper homogen und isotrop sind, elastisches Verhalten aufweisen und die Berührgeometrie klein gegenüber den Abmessungen der Körper ist. Abbildung 2.3 zeigt einen Wälzkörper-Innenring-Kontakt unter radialer Belastung F nach *Zwirlein* und *Schlicht* [ZS80]. Die elastisch verformte Druckfläche mit dem Maximum p_0 hat eine symme-

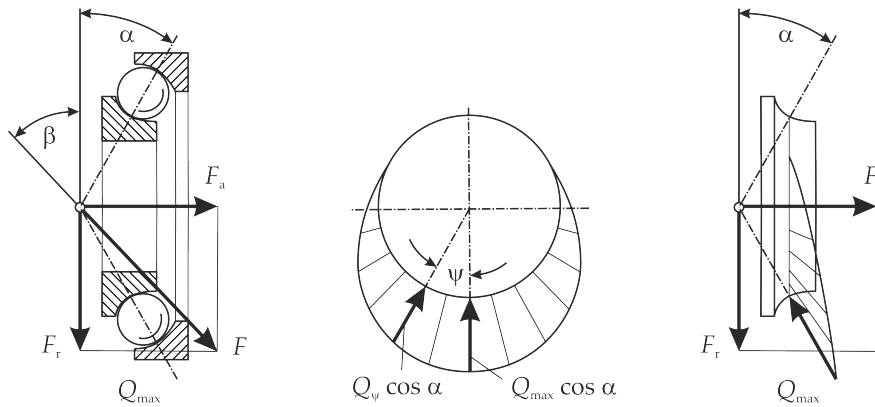


Abbildung 2.2: Lastverteilung in einem radial belasteten Wälzlager [Pal64]

trische Verteilung mit einer Länge von $2b$ in Umfangsrichtung. Die Durchmesser des Wälzkörpers und der Innenlaufbahn werden als D_1 und D_2 bezeichnet.

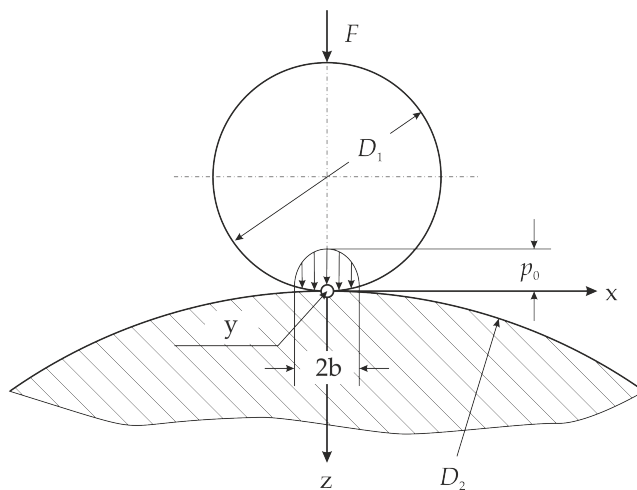


Abbildung 2.3: Wälzpaarung mit Linienberührung und Hertzscher Druckverteilung [ZS80]

Über die kleine Berührfläche werden unterhalb der Oberfläche Spannungen induziert, die sich mit Hilfe von Vergleichsspannungshypothesen beschreiben lassen. Dafür werden vorwiegend die Gestaltänderungshypothese (*von Mises*), die Schubspannungshypothese (*Tresca*) und die Wechselschubspannungshypothese verwendet, die im Folgenden näher dargestellt werden.

GESTALTÄNDERUNGSENERGIEDICHTEHYPOTHESE Die Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH), auch Gestaltänderungshypothese genannt, geht auf die Arbeiten von *von Mises* zurück [Mis13] und bewertet die Energie, die bei ein- und mehrachsiger Beanspruchung zur Gestaltänderung notwendig ist. Überschreitet diese einen werkstoffabhängigen Grenzwert, tritt ein Versagen auf. Die GEH wird

bei zähen Werkstoffen eingesetzt und lässt sich in folgender Schreibweise (im Hauptspannungszustand) darstellen:

$$\sigma_{v(\text{GEH})} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{\text{I}} - \sigma_{\text{II}})^2 + (\sigma_{\text{II}} - \sigma_{\text{III}})^2 + (\sigma_{\text{III}} - \sigma_{\text{I}})^2]} \quad (2.1)$$

σ_{I} , σ_{II} und σ_{III} sind darin die Hauptnormalspannungen.

Abbildung 2.4 zeigt die Linien gleicher Vergleichsspannungen nach der GEH bei Hertzscher Beanspruchung ohne Reibung aufgetragen in der xz -Ebene. Die Achsenskalierungen sind bezüglich der Kontakthalbachse b in Umfangsrichtung normiert. Die Größe der Vergleichsspannungen ist auf die maximale Hertzsche Pressung p_0 bezogen. Der Abbildung kann entnommen werden, dass das Maximum der Vergleichsspannung mittig liegt und einen Wert von $\sigma_{v(\text{GEH})} \approx 0,56 \cdot p_0$ in einer Tiefe von $z \approx 0,7 \cdot b$ aufweist.

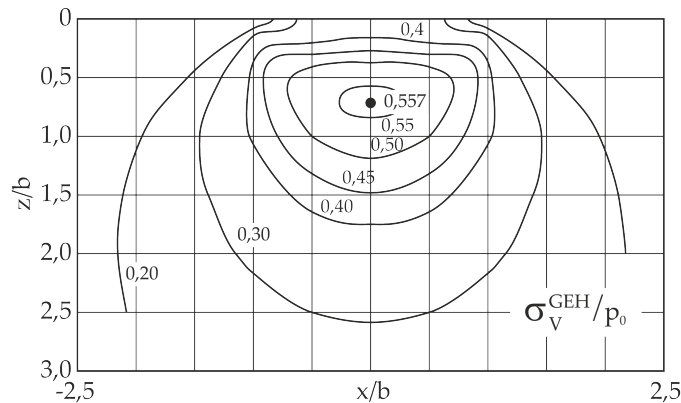


Abbildung 2.4: Linien gleicher Vergleichsspannung nach der Vergleichsspannungshypothese bei Linienberührung [ZS80]

SCHUBSPANNUNGSHYPOTHESE Die Schubspannungshypothese (SH) berücksichtigt die größte Hauptspannungsdifferenz. Diese entspricht der doppelten maximalen Schubspannung τ_{max} und lässt sich wie folgt darstellen:

$$\sigma_{v(\text{SH})} = 2\tau_{\text{max}} = \max(|\sigma_{\text{I}} - \sigma_{\text{II}}|; |\sigma_{\text{II}} - \sigma_{\text{III}}|; |\sigma_{\text{III}} - \sigma_{\text{I}}|) \quad (2.2)$$

τ_{max} entspricht der maximal auftretenden Schubspannung.

In Abbildung 2.5 sind die Linien gleicher Vergleichsspannungen ohne Reibung nach der Schubspannungshypothese in normierter Form dargestellt. Das Maximum von $\sigma_{v(\text{SH})} \approx 0,60 \cdot p_0$ liegt mittig in einer Tiefe von $z \approx 0,78 \cdot b$.

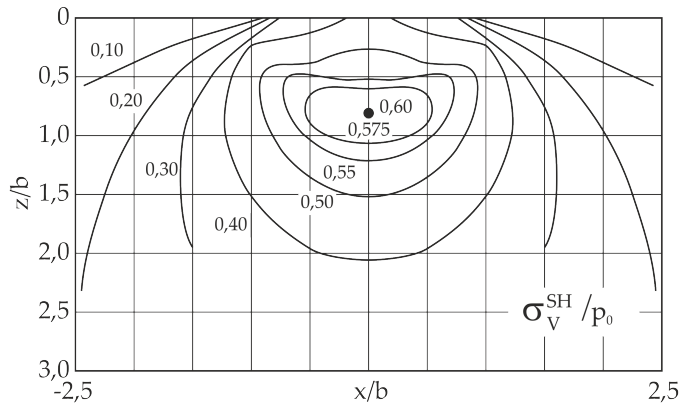


Abbildung 2.5: Linien gleicher Vergleichsspannung nach der Schubspannungshypothese bei Linienberührung [ZS80]

WECHSELSCHUBSPANNUNGSHYPOTHESE Die Wechselschubspannungshypothese (WSH) berücksichtigt den Vorzeichenwechsel der Schubspannung in der xz-Ebene während eines Überrollzyklus.

$$\sigma_{v(WSH)} = \tau_{xz,max} - \tau_{xz,min} \tag{2.3}$$

$\tau_{xz,min}$ und $\tau_{xz,max}$ sind die minimalen und maximalen Schubspannungen in der xz-Ebene im Längsschnitt.

Die Linien konstanter Vergleichsspannungen nach der Wechselschubspannungshypothese sind in Abbildung 2.6 dargestellt. Es bilden sich zwei Maxima aus, die bei reiner Normalbelastung ohne Reibung mit unterschiedlichen Vorzeichen symmetrisch zu $x=0$ liegen. Die Maxima haben einen Wert von $\sigma_{v(WSH)} \approx \pm 0,25 \cdot p_0$ und liegen in einer Tiefe von $z \approx 0,5 \cdot b$.

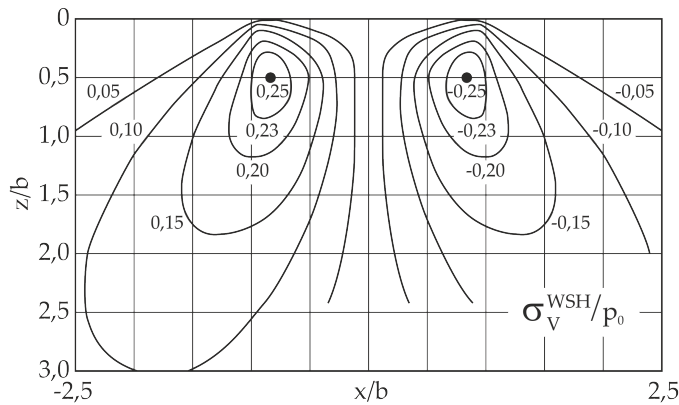


Abbildung 2.6: Linien gleicher Vergleichsspannung nach der Wechselschubspannungshypothese bei Linienberührung [ZS80]

2.1.3 Lastzyklen in Wälzlagern

Die dynamische Beanspruchung der Wälzlagerkomponenten unterscheidet sich stark von den Beanspruchungen, die in Schwingfestigkeitsprüfungen von Werkstoffen durchgeführt werden. Zum einen ist sie bei Zug-, Druck- und Biegeumlaufversuchen durch die Geometrie der Normprobe relativ einfach zu bestimmen, zum anderen ist bei der üblicherweise sinusförmigen Belastung die Lastzyklenanzahl direkt bekannt.

In Wälzlagern tritt die maximale Beanspruchung bedingt durch die Kinematik des Lagers mit unterschiedlicher Frequenz auf. Zudem variiert die Größe der Beanspruchung je nach Komponente. Zur Verdeutlichung wird der zeitliche Verlauf der Belastung nach *Voskamp* [Vos96] jeweils für einen Punkt auf dem Außenring, auf einem Wälzkörper und auf dem Innenring für den Fall eines stehenden Außenrings und drehenden Innenrings bei rein radialer Belastung beschrieben. Abbildung 2.7 zeigt dies schematisch für ein Zylinderrollenlager vom Typ NU206, welches schlupffrei mit 4.050 min^{-1} im Uhrzeigersinn rotiert.

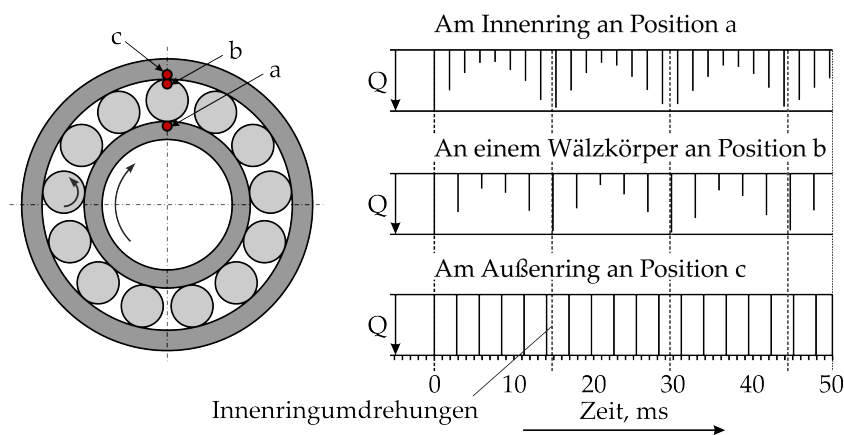


Abbildung 2.7: Zeitliche Wiederkehr der Belastung an den Komponenten eines Zylinderrollenlagers NU206 nach *Voskamp* [Vos96]

Oben im Bild ist die zeitliche Wiederkehr am Innenring dargestellt. In der skizzierten Anfangsposition erfährt der Innenring die maximale Wälzkörperbelastung Q_{\max} . Bei Rotation des Innenrings läuft der betrachtete Punkt auf der Oberfläche aus dem Kontakt heraus, bis er in Kontakt zum zweiten Wälzkörper tritt. Dieser hat sich zu diesem Zeitpunkt bereits weiter in Richtung der unbelasteten Zone weiterbewegt, wodurch eine geringere Kraft auf den Innenring wirkt. Dies wiederholt sich, bis in der unbelasteten Zone keine bzw. eine sehr geringe Kraft wirkt. Im weiteren Verlauf erhöht sich die Kraft wieder, bis nach 14,8 ms eine volle Umdrehung erfolgt ist.

In der Mitte des Bildes ist der Lastzyklus auf einem Punkt eines Wälzkörpers dargestellt. Nach der Startposition mit maximaler Nor-

malkraft findet der nächste Kontakt dieses Punktes mit dem Innenring statt. In diesem ist die Wälzkörperkraft bereits etwas geringer. Im weiteren Verlauf wechseln sich die Innen- und Außenringkontakte weiter ab und die unbelasteten Zonen der Ringe werden ohne große Kontaktkraft durchlaufen, bis der Wälzkörper einen vollen Umlauf erfahren hat. Der betrachtete Punkt durchläuft bedingt durch die Kinematik nicht exakt die Startposition, wodurch die maximale Belastung an diesem Punkt nicht erreicht wird.

Unten im Bild ist der Belastungsablauf am Außenring skizziert. Da dieser Punkt ortsfest ist, erfährt er eine konstante Belastung, die durch die Krümmungsverhältnisse geringer ist als am Innenring. Die zweite Wälzkörperbelastung tritt auf, wenn der nächste Wälzkörper diesen Punkt überrollt. Durch den größeren Durchmesser der Außenringlaufbahn ist die Wiederholfrequenz geringer als am Innenring.

Wie gezeigt wurde, erfährt der betrachtete Punkt auf dem Außenring die Belastung mit einer geringeren Frequenz als der Innenring. Diese entspricht aber immer seiner maximalen Belastung, wenn ein Ringwandern, das Mitdrehen des Außenrings in dem Gehäuse, ausgeschlossen werden kann. Dies würde dafür sprechen, dass Schäden eher am Außenring als am Innenring auftreten. Zahlreiche Ergebnisse von Lebensdauerversuchen an Wälzlagern zeigen allerdings, dass häufiger die Innenringe ausfallen. Eine mögliche Erklärung dafür ist, dass die Größe des beanspruchten Volumens am Innenring größer ist und damit auch die Anzahl an Fehlstellen im Werkstoff, wie z. B. nichtmetallische Einschlüsse, die der Lebensdauertheorie nach der Ursprung von Ermüdungsschäden sind. Zusätzlich ist die Beanspruchung des Werkstoffs durch die kontraforme Geometrie der Kontaktpartner höher als am Außenring.

2.1.4 Wälzlagerschmierung

Zur Schmierung von Wälzlagern werden Fette, Öle oder Festschmierstoffe eingesetzt. Durch einen tragenden Schmierfilm erfolgt eine Trennung der metallischen Oberflächen. Auf diese Weise wird Verschleiß verhindert bzw. vermindert, da die auftretenden Spannungsspitzen abgebaut werden. Sofern eine Ölschmierung mit ausreichend großem Volumenstrom durch das Lager angewandt wird, kann das Öl zum Kühlen genutzt werden, da die im Wälzkontakt entstehende Wärme abgeführt wird. Eine weitere Aufgabe ist der Korrosionsschutz [BG01]. In den hochbelasteten Kontakten des Wälzlagers treten elastische Verformungen auf. Sind diese größer als die Dicke des Schmierfilms, liegt elastohydrodynamische Schmierung (EHD) vor [VLS95].

Zur Beurteilung des Schmierungszustandes eignet sich die spezifische Schmierfilmdicke λ . Nach *Kaneta* lässt sich folgende Zuordnung treffen [Kan92]:

- Bei $\lambda > 3$ liegt Vollschmierung vor. Die Oberflächenrauheiten haben keinen Einfluss auf die Schmierfilmbildung.
- Im Bereich von $1 < \lambda \leq 3$ beeinflussen die Rauheiten die Schmierfilmbildung entscheidend und es kann Mischreibung auftreten. Dieser Bereich wird auch als partielle Elastohydrodynamik bezeichnet.
- Für $\lambda \leq 1$ liegt nur noch eine dünne Grenzschicht vor oder es kommt zu Festkörperkontakt.

Die spezifische Schmierfilmhöhe λ gibt das Verhältnis aus der zentralen Schmierfilmhöhe h_0 und der Oberflächenrauheit an:

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \quad (2.4)$$

Die Rauheiten σ_1 und σ_2 werden darin aus den Ra -Werten bestimmt:

$$\sigma_{1,2} = \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot Ra_{1,2} \quad (2.5)$$

Die zentrale Schmierfilmhöhe h_0 kann nach dem Ansatz von *Dowson* und *Toyoda* berechnet werden [DT78]:

$$h_0 = 3,06 \cdot \frac{U^{0,69} \cdot G^{0,56}}{W^{0,1}} \cdot R_x \quad (2.6)$$

Der Werkstoffparameter G

$$G = \alpha_p \cdot E' \quad (2.7)$$

enthält den Druckviskositätskoeffizienten α_p und den reduzierten Elastizitätsmodul E' , der sich aus den E-Moduln der Wälzpartner zusammensetzt:

$$E' = \frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \quad (2.8)$$

Der Geschwindigkeitsparameter U

$$U = \frac{\eta_0 \cdot v_{hd}}{E' \cdot R_x} \quad (2.9)$$

beinhaltet die dynamische Viskosität η_0 bei Betriebstemperatur, die hydrodynamisch wirksame Geschwindigkeit v_{hd} , den reduzierten Elastizitätsmodul E' und den effektiven Radius in Rollrichtung R_x , der sich aus den Einzelradien r_1 und r_2 der Wälzpartner zusammensetzt:

$$R_x = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad (2.10)$$

Der Belastungsparameter W

$$W = \frac{F_N}{E' \cdot R_x \cdot l_{eff}} \quad (2.11)$$

setzt sich aus der Normalkraft F_N , dem reduzierten E-Modul, dem effektiven Radius sowie der effektiven Länge des Linienkontaktes l_{eff} zusammen.

Nach *Skurka* [Sku69] wird die nominelle Lebensdauer bereits ab einem $\lambda = 1,25$ erreicht. Unterhalb davon treten aufgrund des erhöhten Festkörpertraganteils lokale Spannungsüberhöhungen an der Oberfläche auf, die zu vorzeitigen Ermüdungsschäden führen können. Bei der Schmierfilmbildung hat neben der Höhe der Oberflächenrauheit die Profilform einen Einfluss, die in die Berechnung des spezifischen Schmierfilmhöhenparameters nicht einfließt. *Schmidt* [Sch85] führte daher einen Korrekturfaktor C_{RS} ein, der aus der gemittelten Rautiefe Rz , der Kernrautiefe Rk , der reduzierten Spitzenhöhe Rpk und der mittleren Riefentiefe Rvk gebildet wird:

$$C_{RS} = 0,8 \cdot \left(\frac{Rk}{Rz}\right)^{0,61} \cdot \left(\frac{Rpk}{Rvk}\right)^{0,25} \quad (2.12)$$

Dieser Faktor gewichtet den Einfluss der Profilform auf die Schmierfilmbildung. Kleine Werte weisen dabei auf eine günstige Profilform bezüglich des Schmierfilmaufbaus hin. Nach *Schmidt* findet eine vollständige Trennung der Oberflächen statt, wenn die Schmierfilmhöhe oberhalb des Produktes aus mittlerer Rauhtiefe Rz und dem Gewichtungsfaktor C_{RS} liegt.

2.1.5 Wälzlagerstahl 100Cr6

Die Anforderungen an den Werkstoff in Wälzkontakten sind aufgrund der hohen und komplexen Beanspruchungen sehr hoch. Seit mehr als 100 Jahren ist 100Cr6 der Standardwerkstoff für Wälzlager [Heno2]. Im gehärteten Zustand lässt sich die für Wälzlager erforderliche Mindesthärte von 58 HRC mit einer hohen Zähigkeit verbinden. Aus den technischen Anforderungen an Wälzlager lassen sich die Werkstoffanforderungen an die Lagerringe und Wälzkörper ableiten, die in Tabelle 2.1 aufgelistet sind.

Technische Anforderung	Werkstoffanforderung
hohe Hertzsche Pressung	hohe Härte
lange Überrollungszyklen	Wälzfestigkeit
Gleitbewegungen	Verschleißbeständigkeit
Maßstabilität	keine Gefügeänderungen
Bauteilfestigkeit	ausreichende Zähigkeit

Tabelle 2.1: Werkstoffanforderungen an Wälzlagerstahl [Heno2]

Die Voraussetzung für die Erfüllung dieser Anforderungen und für die gute Verarbeitbarkeit des Halbzeugs in der Großserienfertigung ist die richtige Wärmebehandlung. Es haben sich zwei Arten der Wärmebehandlung durchgesetzt, das martensitische und das bainitische Härten.

Bei der martensitischen Härtung wird das Halbzeug von ca. 850 °C im Öl- oder Salzbad auf unterhalb des Martensitpunkts von etwa 200 °C abgeschreckt und anschließend bei 150 bis 180 °C über mehrere Stunden angelassen. Auf diese Weise entsteht ein martensitisches Gefüge mit einem Restaustenitgehalt von 10 bis 15 %. Auf diese Weise lässt sich eine Härte von ≈ 62 HRC erzielen.

Beim bainitischen Härten, auch Bainitisierung genannt, wird das Halbzeug auf oberhalb des Martensitpunkts abgeschreckt und für mehrere Stunden auf dieser Temperatur gehalten. Ein Anlassen erfolgt nicht mehr. Das entstandene Gefüge erreicht etwas geringere Härtewerte als durch die martensitische Härtung, ist aber zäher und maßstabiler. Zudem entsteht ein günstiger Eigenspannungszustand, durch den die Gefahr für Rissbildung niedriger ist [Heno2]. Eine Verbesserung der Maßstabilität bei martensitisch gehärteten Bauteilen kann durch Anheben der Anlasstemperatur auf 220 (So-Stabilisierung) oder 240 °C (S1-Stabilisierung) erzielt werden.

2.1.6 Werkstoffermüdung

Die Komponenten von Wälzlagern sind im Betrieb hohen dynamischen Beanspruchungen durch das Überrollen ausgesetzt. Der klassische Ausfallmechanismus ist die Ermüdung. Ermüdungsschäden haben der Theorie nach ihren Ursprung unterhalb der Oberfläche (subsurface) im Bereich der höchsten Werkstoffbeanspruchungen [EHW53, Har84, AK87]. In diesen Bereichen treten Mikrorisse auf, die sich im Laufe der weiteren Beanspruchung zu Makrorissen entwickeln können. Wandern diese bis an die Oberfläche, können muschelförmige Ausbrüche auftreten, die aus der Lagerlaufbahn herausbrechen. Solche Ausbrüche werden als Pittings bezeichnet und beenden die Gebrauchsdauer des Lagers. Abbildung 2.8 zeigt einen typischen Pittingschaden.

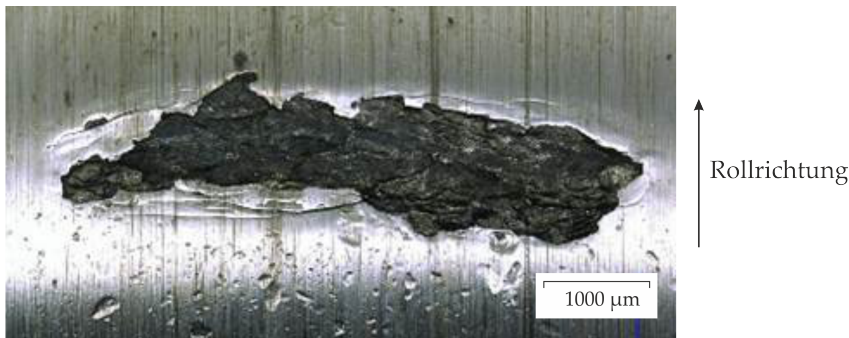


Abbildung 2.8: Pitting auf einer Wälzlagerlaufbahn

Der klassische Ermüdungsvorgang läuft nach *Macherauch/Mayr* [MM77] und *Kerscher* [Kero4] in vier Phasen ab:

- Durch zyklische Verformungsvorgänge kann in der ersten Phase sowohl eine Wechselverfestigung als auch eine Wechselentfestigung auftreten, aus der eine Veränderung der Versetzungsstruktur resultiert.
- In der zweiten Phase entstehen durch lokale Spannungsüberhöhungen Mikrorisse in plastisch verformten Werkstoffbereichen. Diese können durch Werkstoffinhomogenitäten verursacht werden, beispielsweise an Einschlüssen.
- Die dritte Phase ist die stabile Rissausbreitungsphase, in der die Risse entlang der Gleitebenen der höchsten Schubspannungen wachsen.
- In der vierten und letzten Phase erfolgt das Versagen des Bauteils durch instabile Rissausbreitung, sobald ein Riss eine kritische Länge überschritten hat.

Die Mikrorisse sind häufig an nichtmetallischen Einschlüssen zu finden, können aber auch im homogenen Gefüge entstehen. Abbildung 2.9 zeigt links in einem Längsschliff durch einen Wälzlagerinnenring einen Riss ausgehend von einem nichtmetallischen Einschluss, an dem sich ein sogenannter Butterfly gebildet hat. Rechts im Bild ist ein fortgeschrittener Riss aus *Voskamps* Untersuchungen an Rillenkugellagern unterhalb der Oberfläche zu sehen, der im homogenen Gefüge begonnen hat.

Bei weiterer zyklischer Beanspruchung setzt im Laufe der Zeit ein Wachstum der Risse ein. Erreichen diese die Oberfläche, bricht Material aus der Laufbahn aus und es entstehen Pittings. Abbildung 2.10 zeigt einen Schliff durch einen Ausbruch. Zu erkennen ist, dass unterhalb des Schadens bereits große Teile im Verhältnis zum Ausbruch an der Oberfläche abgetrennt sind.

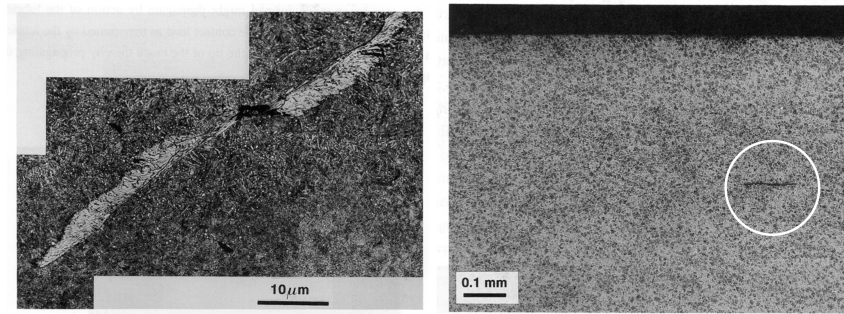


Abbildung 2.9: Längsschliffe durch Lagerinnenringe. Links: Riss ausgehend von einem nichtmetallischen Einschluss, an dem sich ein Butterfly gebildet hat. Rechts: Riss im homogenen Gefüge [Vos96]

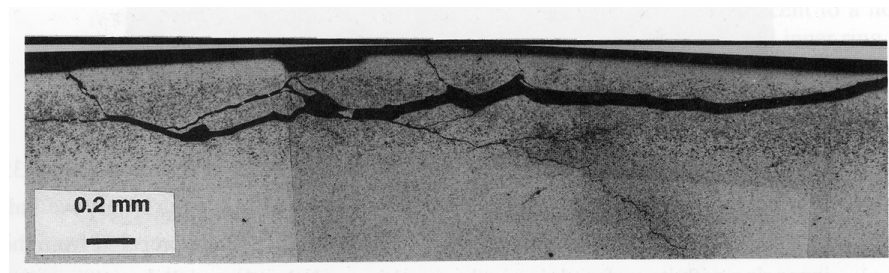


Abbildung 2.10: Schliffbild durch einen Pittingschaden eines Kugellagerinnenrings 6309 [Vos96]

Bei weiterem Betrieb des Lagers bricht ausgehend von dem Pitting sehr schnell weiteres Material aus und es kommt letztendlich zu einer kompletten Schälung der Laufbahn, wie Abbildung 2.11 zeigt. Der Lagerring in der Abbildung wurde nach dem Auftreten eines Ermüdungsschadens in einem Versuchsstand weiter betrieben und der Schadensfortschritt dokumentiert. Zwischen dem ersten und dem letzten Bild liegen wenige Stunden. Die maximale Kontaktpressung während des Versuchs betrug $p_{\max} = 2,5 \text{ GPa}$.

2.1.7 Gefügeumwandlungen während des Ermüdungsvorgangs

Während des Ermüdungsvorgangs finden Gefügeveränderungen statt, die nach *Voskamp* in drei Phasen ablaufen [Vos96]:

- Phase 1: Shakedown-Phase
- Phase 2: Steady-state-Phase
- Phase 3: Instabilitätsphase

In der Einlauf- bzw. Shakedown-Phase treten durch lokale Überschreitungen der Streckgrenze mikroplastische Verformungen im Gefüge auf. Sie beginnt mit dem ersten Lastzyklus und ist bereits nach

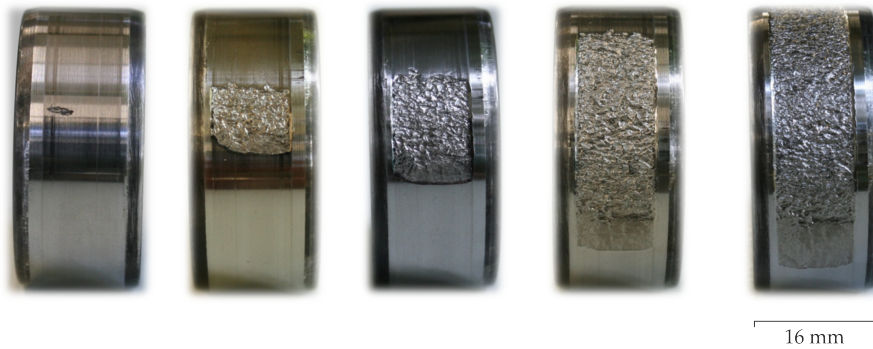


Abbildung 2.11: Zeitliches Vorschreiten einer Laufbahnschälung an einem Innenring NU206, ausgehend von einem Ermüdungsschaden, Bilder: *IMKT*

etwa 1.000 Umdrehungen beendet. Die zweite Phase, die steady-state-Phase, ist dadurch gekennzeichnet, dass über einen längeren Zeitraum keine weiteren Gefügeveränderungen stattfinden. Die Beanspruchung des Werkstoffs findet rein elastisch statt. Nach Beendigung der zweiten Phase beginnt die dritte, instabile Phase, in der das konditionierte Gefüge die Fähigkeit verliert, die äußere Belastung elastisch zu tragen. Es treten weitere Gefügeveränderungen durch mikroplastische Verformungen auf, die zum Abbau des Restaustenitgehalts und zum Aufbau von Eigenspannungen führen.

Die Höhe der Belastung hat einen großen Einfluss auf die Gefügeveränderungen in der Shakedown-Phase. In Abbildung 2.12 ist der prozentuale Anteil an Restaustenit bezogen auf den initialen Austenitanteil des Grundgefüges über der Überrollungsanzahl für verschiedene Kontaktpressungen dargestellt. Mit zunehmender Belastung erfolgt eine stärkere Umwandlung des Austenits in Martensit. Zudem verkürzt sich die zweite Phase. Überschreitet die Beanspruchung einen Grenzwert, das Shakedown limit, findet durch plastische Verformungen ein kontinuierlicher Abbau des Restaustenits statt.

2.2 LEBENSDAUERMODELLE

Nach der klassischen Lebensdauertheorie wird als Lebensdauer eines Wälzlagers die Anzahl an Lagerumdrehungen bezeichnet, ab der erste Schäden durch Werkstoffermüdung auf den Laufbahnen der Ringe oder Wälzkörpern auftreten. Lebensdauerexperimente, die mit einer Vielzahl an Lagern gleichen Typs unter identischen Betriebsbedingungen durchgeführt wurden, zeigen, dass die Lebensdauer einzelner Lager deutlich voneinander abweicht. Diese Streuung lässt es nicht zu, die Lebensdauer eines einzelnen Lagers vorherzusagen. Es wurden daher empirische Modelle entwickelt, mit denen die Lebensdauer von Wälzkontakten berechnet werden kann.

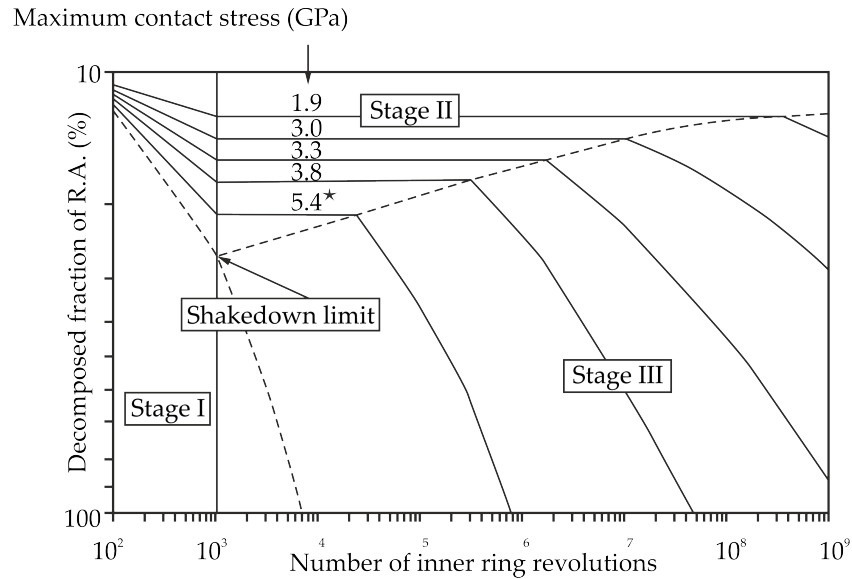


Abbildung 2.12: Prozentualer Anteil an abgebautem Restaustenit in Abhängigkeit der Überrollungsanzahl und der Belastung [Vos96]

2.2.1 Fehlstellenmodell von Weibull

Die Basis des noch heute vielfach eingesetzten Lebensdaueransatzes geht auf das Fehlstellenmodell (weakest link concept) von Weibull zurück [Wei39]. Weibull zeigte anhand von umfassenden Bruchfestigkeitsuntersuchungen, dass die Erlebenswahrscheinlichkeit S von der Materialcharakteristik $n(\sigma)$ und der Größe des beanspruchten Volumens V abhängig ist. Der Theorie nach entstehen die Risse, die zum Bruch führen, an Werkstoffinhomogenitäten, die einer statistischen Verteilung unterliegen. Wird das beanspruchte Werkstoffvolumen vergrößert, so vergrößert sich auch die Anzahl an Fehlstellen, woraus eine Verringerung der Erlebenswahrscheinlichkeit resultiert. Weibull postulierte den folgenden Ansatz zur Berechnung der Erlebenswahrscheinlichkeit:

$$\log\left(\frac{1}{S}\right) = - \int_V n(\sigma) dV \quad (2.13)$$

Er zeigte die Funktionsfähigkeit des Modells anhand von Messreihen, bei denen verschiedene Werkstoffe in Biege- und Zugversuchen getestet wurden. Als geeignete Materialcharakteristik für homogene Werkstoffe wählte er folgenden Zusammenhang:

$$n(\sigma) = \left(\frac{\sigma - \sigma_u}{\sigma_o}\right)^m \quad (2.14)$$

Darin sind σ_u , σ_o und m im Versuch ermittelte Werkstoffkonstanten und σ die aufgebrauchte Werkstoffbeanspruchung.

2.2.2 Modell von Lundberg und Palmgren

Der grundlegende Ansatz von *Weibull* wurde in den 1940er Jahren von *Lundberg* und *Palmgren* aufgegriffen. Ihrer Theorie nach, die auch in der heutigen Zeit noch Basis der Lebensdauerberechnung ist, beginnt ein Ermüdungsschaden unterhalb der Oberfläche, wenn gleichzeitig eine hohe Orthogonalschubspannung und eine Werkstoffinhomogenität, deren Auftreten stochastisch über das gesamte Volumen verteilt ist, vorliegen. Die Größe und Tiefe des Orthogonalschubspannungsmaximums ist abhängig von der Kontaktpressung und der Größe der Kontakthalbachsen. Die Grundgleichung von *Lundberg* und *Palmgren* besagt, dass die Überlebenswahrscheinlichkeit S durch einen proportionalen Zusammenhang gegeben ist [LP47]:

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto \frac{N^e \cdot \tau_O^c \cdot V}{z_O^h} \quad (2.15)$$

Hierbei ist die Erlebenswahrscheinlichkeit S abhängig von der Anzahl an Lastzyklenwechseln N , der Amplitude der Orthogonalschubspannung τ_O sowie der Tiefe der Beanspruchung z_O . Die Größe des beanspruchten Volumens, das in Abbildung 2.13 schematisch dargestellt ist, setzt sich zusammen aus der großen Halbachse a der Kontaktfläche, der Tiefe z_O und der Laufbahnlänge l :

$$V \propto a \cdot z_O \cdot l \quad (2.16)$$

Aus den Gleichungen 2.15 und 2.16 ergibt sich folgende Schreibweise:

$$\ln\left(\frac{1}{S}\right) \propto \frac{N^e \cdot \tau_O^c \cdot a \cdot l}{z_O^{h-1}}. \quad (2.17)$$

Die für die Streuung der Lebensdauer eingesetzten Exponenten der Lebensdauer Gleichung c , h und e werden von *Lundberg* und *Palmgren* als Werkstoffwerte angesehen und wurden durch eine Vielzahl an Versuchen bestimmt [LP47]. Die Autoren weisen darauf hin, dass die auf diese Weise ermittelten Werte der Faktoren für die zu ihrer Zeit erreichbaren Stahlqualitäten gelten. Bei einer Verbesserung der Festigkeitseigenschaften müssen sie aber entsprechend überprüft werden.

NOMINELLE LEBENSDAUER Die Annahme idealer Hertzscher Kontaktbedingungen nutzten *Lundberg* und *Palmgren* [LP47] dazu, die Kontaktparameter τ_O , z_O und a der Gleichung 2.17 durch eine lager-spezifische dynamische Tragzahl C zu substituieren. Diese gibt die für Radiallager wirkende Radialkraft an (für Axiallager die wirkende

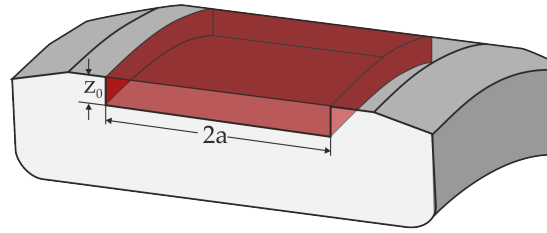


Abbildung 2.13: Schematische Darstellung des beanspruchten Werkstoffvolumens eines Lagerinnenrings

Axialkraft), die 90 % der Lager eines Kollektivs eine Million Lagerumdrehungen ohne Auftreten eines Ermüdungsschadens ertragen können. Die Umrechnung von Lagerumdrehungen L auf Lastzyklen N erfolgt über den Faktor u , der die Anzahl an Beanspruchungen je Umdrehung angibt. Es gilt: $L = u \cdot N$. Zusammen mit der äquivalenten Lagerbelastung P , die sich aus den Radial- und Axialkomponenten der äußeren Belastung zusammensetzt, wurde die nominelle Lebensdauer L_{10} eingeführt, die in der *DIN ISO 281* genormt ist [DIN10b]:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p. \quad (2.18)$$

Der Lebensdauerexponent p wird unterschiedlich angesetzt für Punkt- und Linienberührung im Hertzchen Kontakt. Die Punktberührung geht nach *Lundberg* und *Palmgren* dann in eine Linienberührung über, wenn die Hauptachse $2a$ der Kontaktfläche die gleiche Größe annimmt wie die Länge des Rollkörpers l_a ($2 \cdot a = l_a$). Für den Fall der Punktberührung gilt

$$p = \frac{c - h + 2}{3 \cdot e} \quad (2.19)$$

und für denjenigen der Linienberührung

$$p = \frac{c - h + 1}{2 \cdot e}. \quad (2.20)$$

Zur Bestimmung der Konstanten c , h und e wurden von *Lundberg* und *Palmgren* umfangreiche Versuchsreihen mit Pendelkugellagern und Rillenkugellagern durchgeführt [LP47]. Setzt man die dabei ermittelten Werte $e = 10/3$ für Punktberührung, $e = 9/8$ für Linienberührung, $c = 31/3$ und $h = 7/3$ in Gleichung 2.18 ein, so erhält man:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad \text{für Punktberührung,} \quad (2.21)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^4 \quad \text{für Linienberührung.} \quad (2.22)$$

In realen Lagern mit modifizierter Linienberührung wandelt sich die Berührgeometrie zwischen Laufbahn und Wälzkörpern mit zunehmender Belastung von Punkt- in Linienberührung, so dass der Exponent p in einem Rollenlager zwischen 3 und 4 variiert [DIN10c]. In der *DIN ISO 281* ist ein mittlerer Wert für p angegeben, mit dem allgemeingültig Lebensdauerberechnungen für Rollenlager durchgeführt werden:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad (2.23)$$

Bei konstanter Drehzahl n kann die Lebensdauer L_{10h} in Stunden angegeben werden:

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (2.24)$$

2.2.3 Modell von Ioannides und Harris

In den 1980er Jahren wurde von *Ioannides* und *Harris* ein neues Modell für die Ermüdungslebensdauerberechnung von Wälzlagern vorgestellt [IH85]. Dieses stellt eine Erweiterung des Modells von *Lundberg* und *Palmgren* dar. Die Kernannahme des Modells ist ein statistischer Zusammenhang zwischen der Erlebenswahrscheinlichkeit S und einem spannungsabhängigen Ermüdungskriterium σ_i bzw. τ_i für ein Volumenelement des Lagers.

Nach *Ioannides* und *Harris* ist für die Wälzermüdung das zyklische Spannungsfeld verantwortlich, das durch das Umlaufen der Wälzkörper unter einer äußeren Belastung hervorgerufen wird. Die beginnende Ermüdung wird hier gleichgesetzt mit dem Zeitpunkt des ersten Auftretens einer Laufbahnschälung. Analog zur Theorie des schwächsten Gliedes von *Weibull* wird ebenfalls angenommen, dass bereits der erste Riss zum Bruch führt. So wird die Erlebenswahrscheinlichkeit ΔS_i eines Volumenelementes ΔV_i des gesamten Lagers mit folgender Gleichung ausgedrückt:

$$\ln \frac{1}{\Delta S_i} = A_i \cdot N^e \cdot H(\sigma_i - \sigma_u) \cdot (\sigma_i - \sigma_u)^c \cdot \Delta V_i \quad (2.25)$$

Darin ist A_i eine unabhängige Zufallsvariable und $H(x)$ eine Sprungfunktion (Heaviside-Funktion), für die gilt

$$H(x) = \begin{cases} 1 & \text{für } x \geq 0 \\ 0 & \text{für } x < 0. \end{cases} \quad (2.26)$$

Der wesentliche Unterschied zu dem Modell von *Lundberg* und *Palmgren* ist die Einführung einer unteren Ermüdungsgrenze σ_u , unterhalb der keine Ermüdung auftreten kann. Nimmt die Spannung des Ermüdungskriteriums σ_i einen Wert an, der kleiner als σ_u ist, so wird die Heavisize-Funktion und damit die gesamte Gleichung für das betrachtete Volumenelement gleich null. Weiterhin wird eine spannungsgewichtete Durchschnittstiefe z'_i eingeführt, die die Tiefe der größten Spannungen stärker berücksichtigt. Diese berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$z'_i = \frac{\int_0^{z_{\max}} (\sigma_i - \sigma_u) \cdot z_i \cdot dz}{\int_0^{z_{\max}} (\sigma_i - \sigma_u) \cdot dz} \quad (2.27)$$

Die Wahrscheinlichkeit S_r , dass das gesamte Volumen eine Anzahl N Lastzyklen aushält, setzt sich zusammen aus einer Multiplikation der Wahrscheinlichkeiten der Einzelvolumina ΔS_i :

$$S_r = \Delta S_1 \cdot \Delta S_2 \cdot \dots \cdot \Delta S_n \quad (2.28)$$

Die Gesamt-Überlebenswahrscheinlichkeit S_r lässt sich bei Aufteilung in diskrete Volumenelemente auch als Summengleichung von Gleichung 2.25 ausdrücken:

$$\ln \left(\frac{1}{S_r} \right) = N^e \cdot \sum_{i=1}^n A_i \cdot H(\sigma_i - \sigma_u) \cdot \frac{(\sigma_i - \sigma_u)^c}{z_i'^h} \Delta V \quad (2.29)$$

Durch einen Übergang in die Integralschreibweise und durch die Betrachtung des risikobehafteten Volumens V_R , für das gilt $\sigma_i > \sigma_u$, kann Gleichung 2.29 in vereinfachter Form geschrieben werden:

$$\ln \left(\frac{1}{S_r} \right) \approx \bar{A} \cdot N^e \cdot \int_{V_R} \frac{(\sigma_i - \sigma_u)^c}{z_i'^h} dV \quad (2.30)$$

Werden anstelle der Spannungen σ_i und σ_u Schubspannungen eingesetzt, wird die Gleichung zu

$$\ln \left(\frac{1}{S_r} \right) \approx \bar{A} \cdot N^e \cdot \int_{V_R} \frac{(\tau_i - \tau_u)^c}{z_i'^h} dV. \quad (2.31)$$

ERWEITERTE LEBENSDAUER Die Verwendung der nominellen Lebensdauer L_{10} zur Auslegung von Lagerungen war lange Zeit ausreichend, um die Lebensdauer für Wälzlager guter Werkstoff- und Fertigungsqualität bei Einsatz unter üblichen Betriebsbedingungen für eine Zuverlässigkeit von 90 % abschätzen zu können. Jedoch fehlt

dieser Berechnungsmethode die Möglichkeit, die im Betrieb vorherrschenden Schmierungs- sowie Verunreinigungsbedingungen zu berücksichtigen. Ebenfalls kann mit der nominellen Lebensdauer nur eine Zuverlässigkeit von 90 % berechnet werden. Insbesondere bei Lagern aus modernem und hochwertigem Stahl zeigte sich in Lebensdauer- versuchen, dass bei günstigen Schmierungsbedingungen und geringer Schmierstoffverschmutzung unterhalb einer bestimmten Hertz- schen Spannung wesentlich längere Lebensdauerwerte erzielt werden können. Aus diesem Grund wurde die erweiterte Lebensdauer L_{nm} eingeführt und in der *DIN ISO 281* genormt, die neben einem Bei- wert für die Zuverlässigkeit a_1 auch einen Lebensdauerbeiwert für die Systembetrachtung a_{ISO} berücksichtigt [DIN10b]:

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{ISO} \cdot L_{10} \quad (2.32)$$

Die Berechnung einer höheren Zuverlässigkeit erfolgt mit Hilfe des Lebensdauerbeiwertes a_1 , der für Zuverlässigkeiten zwischen 90 % und 99,95 % angegeben ist. Im Lebensdauerbeiwert a_{ISO} sind eine verunreinigungsbedingte Schädigung der Oberflächen über den Bei- wert e_C und die Schmierungsbedingungen durch das Viskositätsver- hältnis κ berücksichtigt. Ferner ist die Ermüdungsgrenzbelastung C_u enthalten. Der Lebensdauerbeiwert kann aus folgender Gleichung ab- geleitet werden:

$$a_{ISO} = f \left(\frac{e_C \times C_u}{P}, \kappa \right) \quad (2.33)$$

In dieser Gleichung ist die Variable P die äquivalente dynamische Lagerbelastung. Der Verunreinigungsfaktor e_C kann der *DIN ISO 281* in Abhängigkeit des Viskositätsverhältnisses κ und des Teilkreisdurch- messers des Rollensatzes D_{pw} des Lagers für unterschiedliche Öl- reinheitsklassen nach *ISO 4406* entnommen werden. Exemplarisch zeigt Abbildung 2.14 die Verläufe des Verunreinigungsbeiwertes für Ölumlaufschmierung mit Hauptstromfilter für eine Ölreinheitsklasse –/17/14 zur grafischen Bestimmung, die nach folgender Näherungs- gleichung berechnet werden können:

$$e_C = a \times \left(1 - \frac{1,6329}{D_{pw}^{1/3}} \right) \text{ mit } a = 0,0288 \times \kappa^{0,68} \times D_{pw}^{0,55} \quad (2.34)$$

Die Ermüdungsgrenzbelastung C_u ist eine lagerspezifische Belas- tung, bei der die Spannung unterhalb der Oberfläche am höchstbe- lasteten Wälzkontakt die untere Ermüdungsgrenze σ_u erreicht. C_u ist abhängig von:

- der inneren Geometrie des Lagers

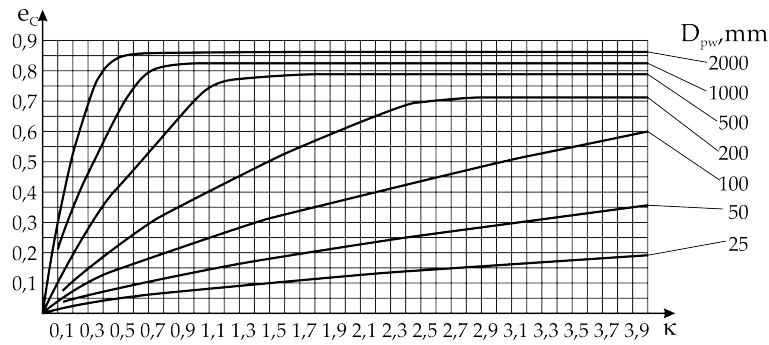


Abbildung 2.14: Verunreinigungsbeiwert e_C für Ölumlaufschmierung mit Hauptstromfiltern [DIN10b]

- der Profilierung der Laufbahnen und Wälzkörper
- der Werkstoffqualität
- der Fertigungsqualität

Der Lebensdauerbeiwert a_{ISO} lässt sich nach Bestimmung der benötigten Faktoren für unterschiedliche Lagertypen berechnen bzw. aus Diagrammen ablesen. Abbildung 2.15 zeigt beispielhaft ein Diagramm für Radialrollenlager.

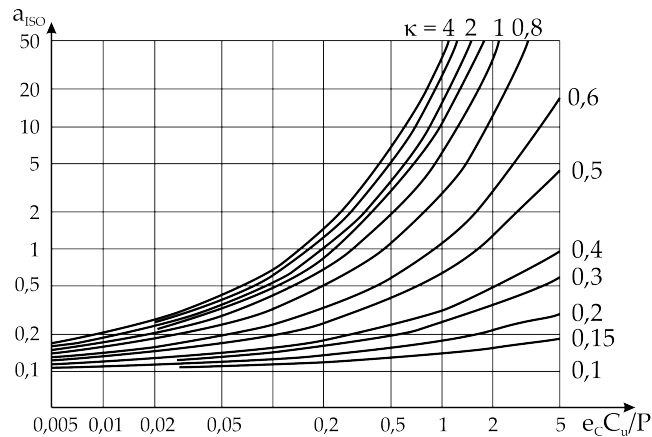


Abbildung 2.15: Lebensdauerbeiwert a_{ISO} für Radialrollenlager [DIN10b]

2.2.4 Ermüdungskriterium von Dang Van

Zur Anwendung des Lebensdauermodells von *Ioannides* und *Harris* (Gl. 2.30 und 2.31) ist es notwendig, ein geeignetes Ermüdungskriterium σ_i bzw. τ_i auszuwählen. Bereits 1947 gingen *Lundberg* und *Palmgren* [LP47] davon aus, dass die maximalen Orthogonalschubspannungen als Schadenskriterium geeignet sind. Später wurden weitere Schadenskriterien vorgeschlagen, wie die maximale Hertzsche Pressung, die maximale Schubspannung oder die *von Mises*-Vergleichsspannung [IBG99].

Diese Schadenskriterien haben jedoch gemeinsam, dass keine hydrostatischen Spannungszustände berücksichtigt werden können, obwohl deren positiver Einfluss auf die Lebensdauer von Wälzlagern bekannt ist. *Dang Van, Griveau* und *Message* entwickelten in den 1980er Jahren ein komplexes, multiaxiales Ermüdungskriterium, welches die maximale Orthogonalschubspannungsamplitude τ_{Omax} , modifiziert um den lokalen Wert der hydrostatischen Spannung p_{hyd} , als Schadenskriterium verwendet [DVG89]. Die Grundidee dieses Ansatzes ist, dass Schäden lokal dort entstehen, wo ein Grenzwert, resultierend aus einer Linearkombination aus Schubspannung und hydrostatischer Spannung, überschritten wird. Dies wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$\tau_i = \left(\pm \tau_{\text{Omax}} \mp k_{\text{hyd}} \cdot p'_{\text{hyd}} \right)_i \quad (2.35)$$

Darin ist τ_{Omax} die maximale Schubspannungsamplitude jedes Volumenelementes, k_{hyd} ein Faktor für die hydrostatische Spannung und p'_{hyd} die lokale hydrostatische Spannung, die um Eigenspannungen σ_{R} und Ringspannungen σ_{hoop} korrigiert werden:

$$p'_{\text{hyd}} = p_{\text{hyd}} - \left[\frac{(\sigma_{\text{Rx}} + \sigma_{\text{Ry}} + \sigma_{\text{Rz}})}{3} + \frac{\sigma_{\text{hoop}}}{3} \right] \quad (2.36)$$

Ringspannungen σ_{hoop} sind Zugbeanspruchungen, die aus der Aufweitung des Ringes bei einer Übermaßpassung entstehen, und solche, die durch die Fliehkraft bei hohen Drehzahlen hervorgerufen werden. Die Eigenspannungen können sowohl aus der Wärmebehandlung, einem Verfestigungsprozess in der Fertigung oder durch die Wälzbeanspruchung selbst und die dabei hervorgerufenen Gefügeveränderungen entstehen.

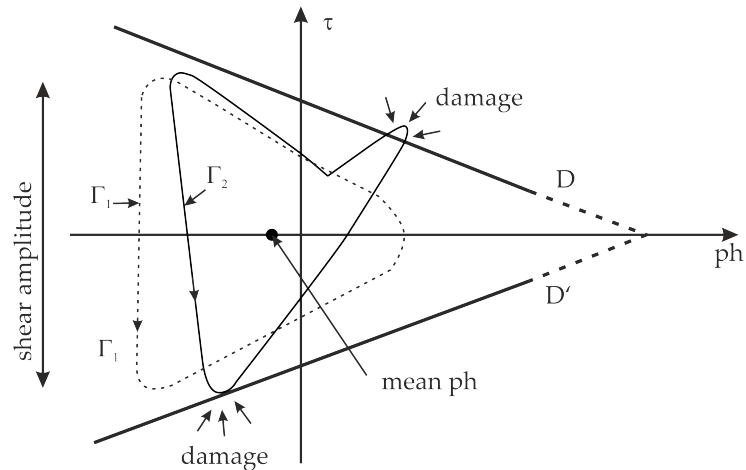


Abbildung 2.16: Darstellung der kritischen Schubspannungsamplitude in Abhängigkeit des hydrostatischen Spannungszustandes nach Dang Van [DVGM89]

2.3 OBERFLÄCHEN- UND RANDZONENEIGENSCHAFTEN

Die Funktionsfähigkeit und Lebensdauer wälzbeanspruchter Bauteile hängt wesentlich von deren Oberflächen- und Randzoneneigenschaften ab. Eine klare Abgrenzung zwischen den Begriffen „Oberfläche“ und „Randzone“ ist nicht immer gegeben. Die Oberfläche ist mathematisch gesehen die Menge aller Randpunkte eines Körpers [Bre12]. Aus technischer Sicht ist sie derjenige Bereich eines Bauteils, der in Kontakt mit einem weiteren Bauteil oder umgebenden Medien tritt. Die Randzone dagegen ist der gesamte Volumenbereich, dessen Eigenschaften durch die Bearbeitung und die Beanspruchung im Betrieb beeinflusst werden. Abbildung 2.17 veranschaulicht die Randzoneneigenschaften.

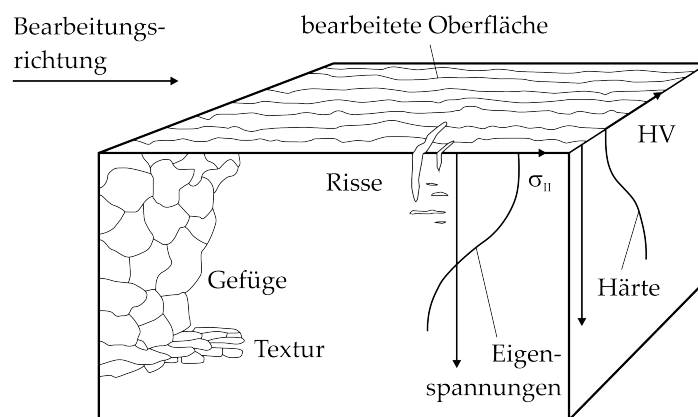


Abbildung 2.17: Randzoneneigenschaften nach der spanenden Bearbeitung [Bri91]

2.3.1 Technische Oberflächen und deren messtechnische Erfassung

Das Bauteilverhalten bei mechanischer Beanspruchung wird wesentlich durch die Mikrogeometrie der Oberfläche beeinflusst. Die zur Beschreibung häufig verwendeten Kenngrößen und deren messtechnische Erfassung werden im Folgenden vorgestellt.

Technische Oberflächen weisen durch die Fertigung Abweichungen von der idealen Oberfläche auf, die als Gestaltabweichungen bezeichnet werden und in *DIN4760* genormt sind [DIN82]. Zu unterscheiden sind Abweichungen 1. Ordnung (Formabweichungen), Abweichungen 2. Ordnung (Welligkeiten) und Abweichungen 3. bis 5. Ordnung (Rauheiten).

Formabweichungen sind Gestaltabweichungen, die bei Betrachtung des gesamten Bauteils erkennbar sind. Der Welligkeit werden überwiegend periodisch auftretende Abweichungen zugeordnet. Rauheiten sind regelmäßig oder unregelmäßig wiederkehrende Abweichungen der Feingestalt. Die Messung der Oberflächenbeschaffenheit erfolgt häufig mit taktilen Messverfahren. Dabei wird eine Diamantspitze mit einem definierten Radius entlang einer Messstrecke auf der Oberfläche verfahren. Die Höhenwerte werden erfasst und die Signale elektrisch verarbeitet. Die Tastnadel wirkt bei der Messung als mechanischer Hochpassfilter [Sch85]. Das daraus entstehende 2-dimensionale Oberflächenprofil ist in Abbildung 2.18 dargestellt. In einer anschließenden Filterung werden das Welligkeitsprofil (W-Profil) und das Rauheitsprofil (R-Profil) bestimmt.

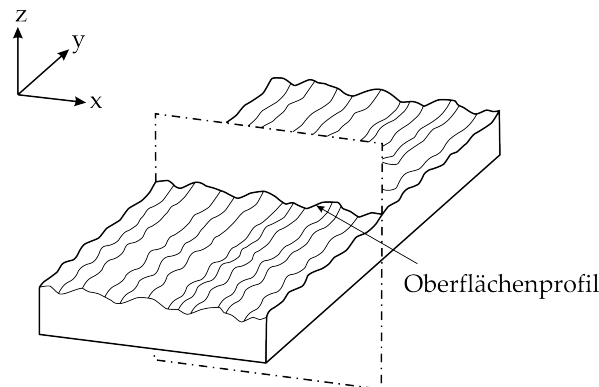


Abbildung 2.18: Oberflächenprofil [DIN10a]

Aus dem Rauheitsprofil werden die R-Kenngrößen berechnet. Die in technischen Zeichnungen häufig angegebenen Kenngrößen sind die Mittenrauheitswerte R_a und R_z . Der R_a -Wert ist der arithmetische Mittelwert der absoluten Beträge der Profilabweichungen innerhalb der Bezugslänge l und entspricht der Höhe eines Rechtecks mit der

Länge l , das denselben Flächeninhalt hat wie die Summe der von Profil und Mittellinie eingeschlossenen Flächen.

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |z(x)| dx \quad (2.37)$$

Der Rz-Wert gibt das arithmetische Mittel der absoluten Beträge der fünf maximalen Profilhöhen innerhalb Bezugslänge l an.

$$Rz = \sum_{i=1}^5 z_i \quad (2.38)$$

Nach SCHMIDT sind diese Kenngrößen jedoch nicht geeignet, um eine Aussage über die Profilform und den Charakter der Oberfläche treffen zu können [Sch85]. Beides ist jedoch für das Funktionsverhalten tribologisch beanspruchter Oberflächen ausschlaggebend. Eine bessere Beschreibung kann mit den funktionsorientierten Rk-Kenngrößen erfolgen, die in der *DIN EN ISO 13565-2* genormt sind [DIN98]. Diese leiten sich aus der Materialanteilkurve (Abbottkurve) ab. Die Kernrauhtiefe R_k beschreibt die Tiefe des Rauheitskernprofils, die reduzierte Spitzenhöhe R_{pk} die mittlere Höhe der Spitzen, die über dem Rauheitskernprofil herausragen, und R_{vk} die mittlere Tiefe der Riefen unterhalb des Rauheitskernprofils, siehe Abbildung 2.19. In hochbeanspruchten Wälzkontakten sind größere R_{vk} -Werte gewünscht, weil in den Riefen Schmierstoff gespeichert werden kann, während große Spitzenhöhen ungeeignet sind, da sie den Aufbau eines trennenden Schmierfilms behindern.

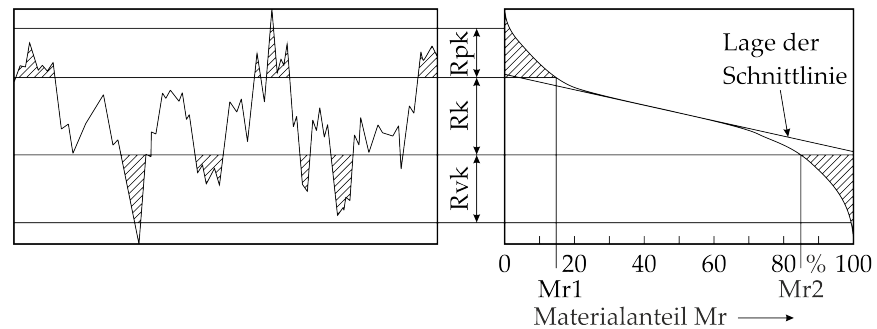


Abbildung 2.19: Berechnung von R_{pk} und R_{vk} [DIN98]

2.3.2 Eigenspannungen

Eigenspannungen (ESP) sind mechanische Spannungen in einem Bauteil, die ohne von außen wirkende Kräfte oder Momente sowie ohne Vorhandensein eines Temperaturgradienten innerhalb des Bauteils auftreten. Ihre Ursachen liegen in mikrostrukturellen Vorgängen auf Gitternetzebene, was zur Folge hat, dass der Eigenspannungszustand ortsabhängig verschieden ist. Häufig sind in technischen Anwendungen jedoch ein repräsentativer Mittelwert und dessen mittlere Abweichungen von Interesse, die in einem Bauteil bzw. Bauteilbereich vorliegen. Es wird daher eine Einteilung der Eigenspannungen anhand der Größe des betrachteten Bereichs vorgenommen, die in Abbildung 2.20 veranschaulicht ist.

- *Eigenspannungen I. Art* (σ^I) repräsentieren einen Mittelwert der Spannungen in einem makroskopischen Maßstab über mehrere Kristallite hinweg. Sie sind von entscheidender Bedeutung für die Bauteillebensdauer.
- *Eigenspannungen II. Art* (σ^{II}) sind die Spannungen, die innerhalb weniger benachbarter Kristallite auftreten und homogen sind. Ihr Betrag bildet sich aus der Differenz der gemittelten Spannung innerhalb eines Kristallits und den Eigenspannungen I. Art.
- *Eigenspannungen III. Art* (σ^{III}) sind inhomogene Spannungen innerhalb eines Kristallits, die über wenige Atomabstände hinweg variieren können.

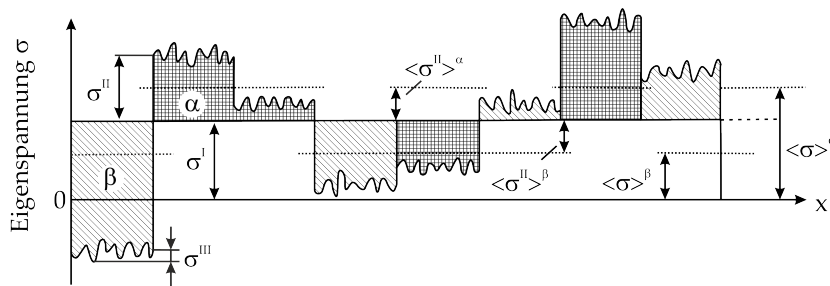


Abbildung 2.20: Arten von Eigenspannungen am Beispiel eines zweiphasigen Werkstoffs (α - und β -Phase) [SSBT05]

Eigenspannungen haben einen großen Einfluss auf die lokale statische und dynamische Festigkeit des Werkstoffs. So haben Zugeigenspannungen an der Oberfläche metallischer Werkstoffe negative Auswirkungen auf die Dauerfestigkeit, während Druckeigenspannungen unterhalb der Oberfläche einen positiven Effekt erzielen, da sich das Wachstum von Mikrorissen durch die Stützwirkung des darunter liegenden Materials verlangsamt. Druckeigenspannungen haben einen

positiven Einfluss auf die Kerbwirkung in Bereichen hoher Spannungskonzentrationen. Aus diesem Grund werden gefährdete Querschnitte von Bauteilen häufig durch Verfahren wie beispielsweise dem Kugelstrahlen nachbehandelt, um Druckeigenspannungen in die Randzone einzubringen. Da die Summe der Eigenspannungen in einem Bauteil immer gleich Null ist, entstehen in tieferen Werkstoffbereichen Zugeigenspannungen. Diese treten jedoch in geringer beanspruchten Bereichen auf, so dass sie dort weniger kritisch sind.

2.3.2.1 *Entstehung von Eigenspannungen*

Eigenspannungen entstehen werkstoff-, fertigungs- und beanspruchungsinduziert [Sch90]. Auf die fertigungs- und beanspruchungsinduzierten Eigenspannungen in Wälzlagerkomponenten wird im Folgenden näher eingegangen.

2.3.2.2 *Fertigungsinduzierte Eigenspannungen*

Bei den fertigungsbedingten ESP ist nach *Breidenstein* zwischen thermischen Eigenspannungen, die z. B. bei der Wärmebehandlung entstehen und denen, die durch die Beanspruchung bei der mechanischen Bearbeitung hervorgerufen werden, zu unterscheiden [Bre12].

Thermische Eigenspannungen resultieren aus der Volumenänderung beim Abschrecken des Werkstücks, das zwischen Oberfläche und Kern nicht homogen abläuft. So entstehen während des Abkühlens bedingt durch die Reduzierung des Volumens am Bauteilrand zunächst Zug- und in der Tiefe des Bauteils Druckspannungen. Nach vollständigem Abkühlen des Bauteils kehren sich die Verhältnisse um und es bauen sich an der Oberfläche Druckspannungen und im Bauteilinneren Zugspannungen auf, bei denen es sich um Eigenspannungen handelt.

Bei einer rein mechanischen Beanspruchung entstehen Eigenspannungen, wenn lokal die Streckgrenze des Werkstoffs überschritten wird. Wird beispielsweise ein Bauteilbereich überelastisch auf Zug beansprucht, so entstehen dort nach Entlastung bedingt durch die plastischen Verformungen Druckeigenspannungen.

Bei der spanenden Bearbeitung eines Werkstücks liegen thermische und mechanische Beanspruchung parallel vor. Durch die Verformung im Bereich des Schneideneingriffs herrscht eine hohe mechanische Beanspruchung, die in Tiefenrichtung abnimmt. Aus dieser Beanspruchung allein würden Druckeigenspannungen resultieren. Zugleich erfolgt durch die Reibung zwischen dem Werkzeug und dem Werkstück ein starker Temperaturanstieg, der ebenfalls an der Oberfläche am größten ist. Diese thermische Beanspruchung allein würde zu Zugeigenspannungen führen. Beide Effekte sind jedoch nicht voneinander zu trennen. Der sich einstellende Eigenspannungszustand ist davon abhängig, welcher Effekt den stärkeren Einfluss hat, Abbil-

Abbildung 2.21 zeigt die Entstehung von Eigenspannungen in drei Phasen der spanenden Bearbeitung: der Schnittphase, der plastischen Verformung und der Abkühlphase. In der Schnittphase wird die Zugschubspannung σ durch die Schubspannung τ ersetzt. In der Abkühlphase wird die Zugschubspannung σ durch die Zugspannung σ ersetzt. Die Eigenspannungen sind in der Abkühlphase elastisch-plastisch.

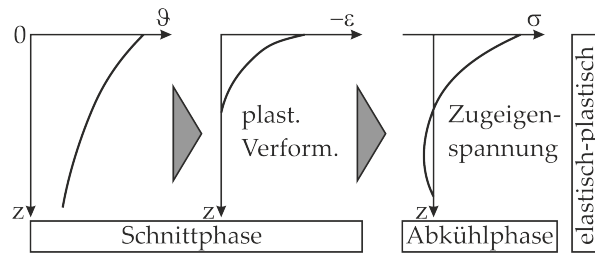


Abbildung 2.21: Eigenspannungen als Folge spanender Bearbeitung [Den92]

Hashimoto *et al.* stellen die vier Bearbeitungsprozesse Schleifen, Honen, Hartdrehen und Isotropic Finishing gegenüber und zeigen deren Auswirkung auf die Randzoneneigenschaften. Der verwendete Werkstoff ist ein einsatzgehärteter Stahl mit einer Härte von 58 bis 62 HRC. In Abbildung 2.22 sind die Eigenspannungstiefenverläufe bis in eine Tiefe von 100 μm aufgetragen. Das gehonte Werkstück weist an der Oberfläche die größten Druckeigenspannungen auf, die innerhalb weniger μm auf ein geringes Niveau fallen. Das geschliffene Werkstück zeigt die geringsten Oberflächeneigenspannungen. In der Tiefe sind die Eigenspannungen dagegen größer als nach dem Honen. Das hartgedrehte Werkstück besitzt sein Eigenspannungsmaximum in einer Tiefe von ca. 25 μm ; bei 100 μm nehmen die Eigenspannungen die geringsten Werte an. Der Tiefenverlauf beim Isotropic Finishing ähnelt dem des Honens, jedoch sind die Eigenspannungen an der Oberfläche etwas geringer, in der Tiefe weisen sie allerdings etwas größere Werte auf.

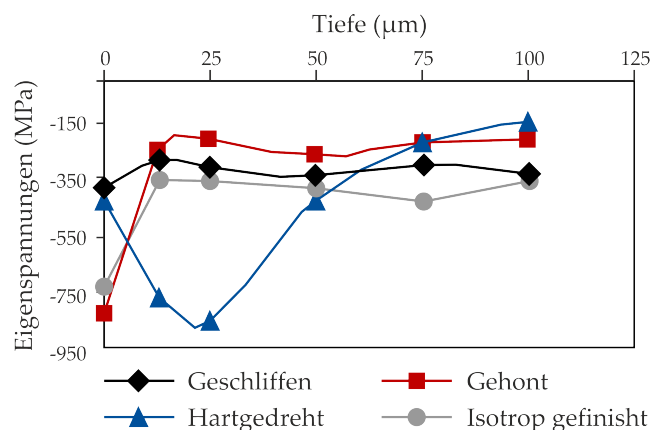


Abbildung 2.22: Eigenspannungstiefenverläufe nach unterschiedlichen Endbearbeitungsprozessen [HMSK09]

2.3.3 Verfahren zur Oberflächenverfestigung

Zur Schwingfestigkeitssteigerung von Bauteilen werden häufig Oberflächenverfestigungsverfahren eingesetzt, bei denen durch lokale plastische Verformungen in der Randschicht gezielt Druckeigenspannungen eingebracht werden. Eines der am häufigsten eingesetzten mechanischen Verfahren ist das Festwalzen. Bei diesem Verfahren rollt ein Walzkörper, meist eine Kugel, unter hohem Druck auf der Oberfläche ab. Die wichtigsten Kenngrößen beim Festwalzen sind die Walzkraft, die Größe der Kugel, die Überrollungszahl und der Vorschub [Röt03]. Durch die Größe des Kugeldurchmessers wird die Tiefe der höchsten Beanspruchungen bestimmt.

Alternativ zu den konventionellen, mechanischen Verfestigungsverfahren hat sich in den letzten Jahren das Verfahren der Laserschockverfestigung, auch „Laser Shock Peening“ genannt, zur Schwingfestigkeitssteigerung im Aerospace-Bereich weit verbreitet [Che11]. Durch dieses Verfahren werden die oberflächennahen Bereiche der Randzone plastisch verformt, wodurch Druckeigenspannungen eingebracht werden.

Bei dem Verfahren, das in Abbildung 2.23 links schematisch dargestellt ist, wird die zu verfestigende Oberfläche mit einer „Opferschicht“, beispielsweise mit schwarzer Farbe, bedeckt und in Wasser getaucht. Diese wird mit sehr kurzen, hochenergetischen Laserimpulsen beschossen, wodurch es zu einer lokalen Verdampfung (Ablation) kommt. Das so schnell expandierende Plasma führt zu einer Druckwelle im Werkstoff. Wird durch die entstehenden Dehnungen die Streckgrenze des Werkstoffs überschritten, bauen sich Druckeigenspannungen auf, die bis in Tiefen von 1 bis 2 mm reichen können. In Abbildung 2.23 ist rechts ein auf diese Weise erzeugter Eigenspannungstiefenverlauf im Vergleich mit einer festgewalzten Oberfläche dargestellt.

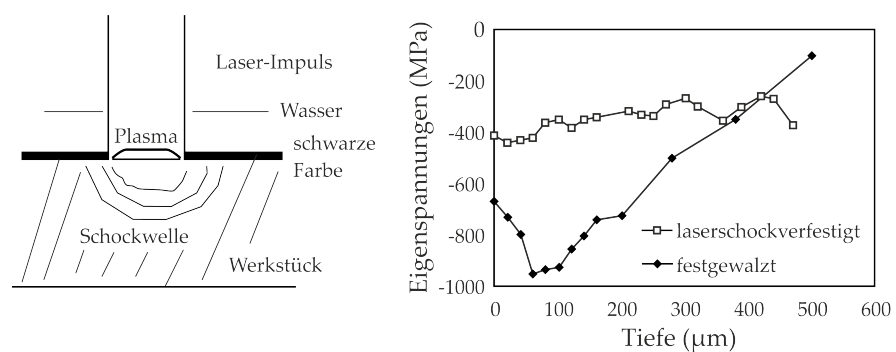


Abbildung 2.23: Laserschockverfestigung [ANo4]

2.3.3.1 Eigenspannungsänderungen durch Wälzbeanspruchung

Die Entstehung und Veränderung von Eigenspannungen durch die Wälzbeanspruchung ist Gegenstand vieler Forschungsarbeiten, auf die hier im Weiteren detaillierter eingegangen wird.

Nach *Zwirlein* und *Schlicht* treten Eigenspannungs- und damit verbundene irreversible Gefügeänderungen in Wälzkontakten erst bei Überschreitung bestimmter Belastungsschwellwerte auf, die oberhalb der Elastizitätsgrenze liegen müssen, um plastische Verformungen hervorzurufen zu können [ZS80]. Diese führen zu einer Formänderung, die sich aus einer elastischen Volumen- und einer überelastischen Gestaltsänderung zusammensetzt. Die Volumenänderung wird durch einen hydrostatischen Spannungsanteil hervorgerufen, der keinen Einfluss auf die Streckgrenze des Werkstoffs hat, wie Zugversuche unter Druckbeaufschlagung gezeigt haben [Zwi77]. Dies ist die Begründung, warum der hydrostatische Spannungsanteil von dem mehrachsigen Spannungszustand unterhalb des Wälzkontaktes abgezogen werden kann. Zur Verdeutlichung wird ein Beispiel herangezogen, welches in Abbildung 2.24 dargestellt ist.

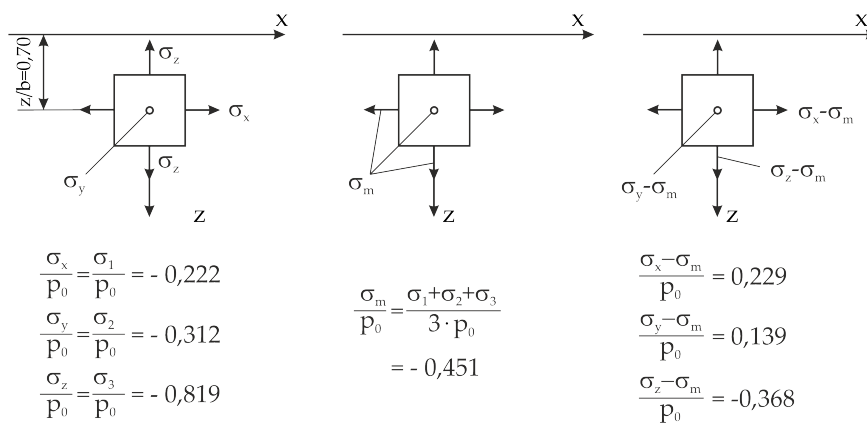


Abbildung 2.24: Ermittlung der relativen Spannungen [ZS80]

Es wird ein Wälzkontakt mit Linienberührung betrachtet, dessen höchste Beanspruchung σ_v/p_0 an der Stelle $x/b = 0$ und $z/b = 0,7$ liegt. Die drei Spannungen σ_x , σ_y und σ_z seien zudem in diesem Beispiel gleichzeitig die Hauptspannungen. Wird nun der hydrostatische Spannungsanteil von den Hauptspannungen abgezogen, so ergeben sich sowohl positive als auch negative Spannungswerte in den drei Richtungen. Bei einer überelastischen Verformung erfolgt in Richtung der positiven Spannungen eine Längung, in Richtung der negativen Spannungen eine Stauchung. Eigenspannungen entstehen dann, wenn die gestauchte oder gestreckte Faser nach Entlastung von den umliegenden Werkstoffbereichen gestützt wird. An einer gelängten Faser entstehen auf diese Weise Druckeigenspannungen, an einer gestauchten Faser Zugeigenspannungen. Aus einer Kompensation aus Zug- und Druckeigenspannungen stellt sich so ein Gleichgewichtszu-

stand ein. Die nahezu ungehinderte Möglichkeit der Rückfederung in radialer Richtung begründet, warum Eigenspannungen in Normalenrichtung vernachlässigbar klein sind [ZS80].

Voskamp untersuchte die Veränderungen der Eigenspannungen und des Gefüges in hochbelasteten Rillenkugellagern [Vos96]. Dazu ermittelte er mit Hilfe der röntgenografischen Messmethode die Tiefenverläufe der Eigenspannungen. Abbildung 2.25 zeigt die Eigenspannungen für unterschiedliche Laufzeiten, aufgetragen über der Tiefe unterhalb der Oberfläche für eine maximale Kontaktspannung von 3,2 GPa. Es zeigt sich, dass bereits nach 10^5 Lagerumdrehungen die anfangs vorhandenen, leichten Zugeigenspannungen in Druckeigenspannungen übergegangen sind, deren Maximum in der Tiefe liegt. Im Laufe weiterer Überrollungen wachsen die Druckeigenspannungen stetig an, wobei das Maximum in etwa 0,25 mm Tiefe liegt. So werden nach $2 \cdot 10^9$ Umdrehungen Spannungswerte von $\sigma_{\text{Umfang}} = 950$ MPa erreicht.

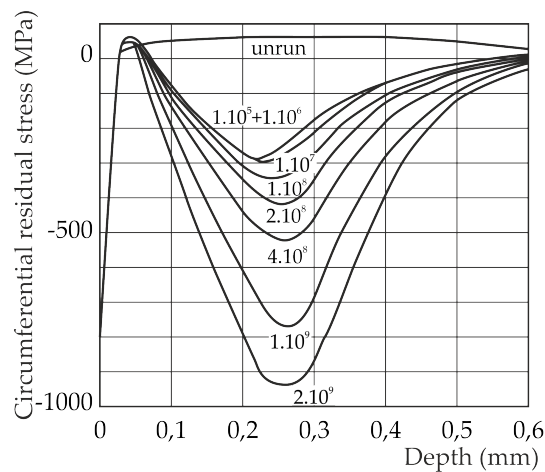


Abbildung 2.25: Veränderungen des Eigenspannungszustandes in Rillenkugellagern in Abhängigkeit der Lagerumdrehungen bei $p_{\text{max}} = 3,2$ GPa [Vos96]

Voskamp führte zudem Untersuchungen bei einer höheren Belastung von $p_{\text{max}} = 3,7$ GPa durch. Hier zeigt sich bei einer Umdrehungszahl bis 10^8 ein ähnliches Verhalten. Die Druckeigenspannungen nehmen mit zunehmender Lastzyklenanzahl zu, wobei die Maxima etwas tiefer liegen. Bei längeren Laufzeiten sinken die Spannungen wieder etwas ab und das jeweilige Maximum verschiebt sich in größere Tiefenbereiche. Die Eigenspannungsverläufe sind in Abbildung 2.26 dargestellt.

Kloos et al. untersuchten den Einfluss von Längsschlupf auf die Eigenspannungsausbildung an Proben aus 100Cr6 [KBK80]. Die Versuche wurden auf einem Rollenprüfstand durchgeführt, bei dem die Proben von drei Druckrollen belastet wurden, die durch ein austauschbares Zahnradgetriebe mit Schlupf $s = 0\%$ und $s = 24\%$ betrieben wurden. Die Hertzsche Pressung lag bei 3.000 MPa. Nach

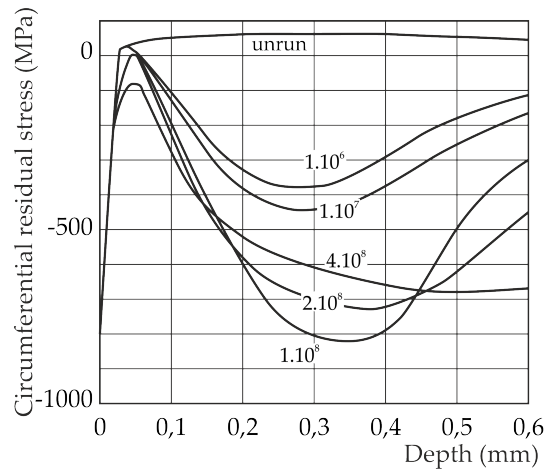


Abbildung 2.26: Veränderungen des Eigenspannungszustandes in Rillenkugellagern in Abhängigkeit der Lagerumdrehungen bei $p_{\max} = 3,7 \text{ GPa}$ [Vos96]

unterschiedlichen Überrollungszahlen wurden die Versuche beendet und die Eigenspannungen röntgenografisch gemessen. Es zeigte sich, dass bei reiner Normalbeanspruchung ($s = 0 \%$) bereits nach 10^4 Lastwechseln ein Druckeigenspannungsverlauf in Tiefenrichtung mit einem Maximum von ca. -200 MPa erreicht ist, der auch nach 10^7 Lastwechseln annähernd unverändert ist. Bei überlagerter Tangentialbeanspruchung dagegen steigt das Maximum der Eigenspannungen nach 10^7 Lastwechseln auf ca. -400 MPa an. Die Tiefe des Maximums bleibt dabei nahezu gleich, Abbildung 2.27.

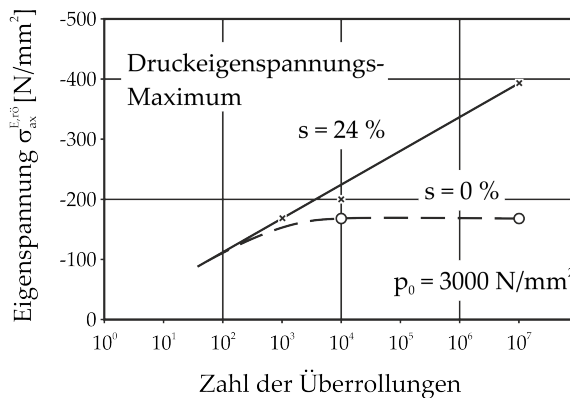


Abbildung 2.27: Eigenspannungsausbildung mit und ohne Schlupf [KBK80]

Dieses Verhalten wird dadurch begründet, dass durch die Druckeigenspannungen die Werkstoffanstrengung gesenkt wird, bis diese unterhalb der Druckfließgrenze liegt und es somit zu keinem weiteren Aufbau von Eigenspannungen kommt. Bei überlagerten Normal- und Tangentialbeanspruchungen sei dieser Gleichgewichtszustand aufgrund der höheren Werkstoffanstrengung zu höheren Überrollungszahlen verschoben.

2.3.3.2 Erhöhung der Ermüdungslebensdauer durch Eigenspannungen

Der positive Effekt von Druckeigenspannungen auf die Ermüdungslebensdauer wälzbeanspruchter Bauteile wurde bereits in vielen Studien untersucht.

Parker und *Zaretsky* veröffentlichten bereits im Jahr 1972 Ergebnisse von Lebensdauerversuchen mit zwei Gruppen von Rillenkugellagern [PZ72]. Die Lager der einen Gruppe wurden vor dem eigentlichen Lebensdauerversuch für 25 h bei einer maximalen Hertzschen Pressung von $p_{\max} = 3,3$ GPa vorbeanspruchert, wodurch Druckeigenspannungen in die Bereiche der höchsten Beanspruchungen mittels röntgenografischer Messungen nachgewiesen werden konnten. Diese Lager zeigten in den anschließenden Lebensdauerversuchen längere Lebensdauern als die nicht vorbeansprucherten Lager.

Cretu und *Popinceanu* zeigten anhand von Modellversuchen auf einem Rollenprüfstand mit Zylinderrollenlagerinnenringen eine Lebensdauererhöhung der Prüflinge, die vor dem Lebensdauerversuch zunächst für 200 Lastzyklen einer maximalen Hertzschen Pressung von $p_{\max} = 5,5$ GPa ausgesetzt waren, um den Faktor 2,7 gegenüber den Prüflingen ohne Vorbeanspruchung [CP85]. In Versuchen mit Rillenkugellagern konnte ebenfalls ein lebensdauererweiternder Effekt durch eingebrachte Druckeigenspannungen gezeigt werden. Die Lager wurden dazu mit Hertzschen Pressungen zwischen $p_{\max} = 4$ und 5 GPa vorbeanspruchert.

Voskamp führte ebenfalls Lebensdauerversuche mit radial belasteten Rillenkugellagern bei Vollschröpfung durch, bei denen eine Hälfte für 2.000 Lagerumdrehungen einer erhöhten Belastung ausgesetzt wurden [Vos96]. Bei den anschließenden Lebensdauerversuchen zeigte sich, dass die L_{10} -Lebensdauer der vorbeansprucherten Lager um etwa Faktor drei höher lag als die der unbeansprucherten Lager, Abbildung 2.28. *Voskamp* führt diese Lebensdauererhöhung auf die Gefüge- und Eigenspannungsänderungen während der sogenannten Shakedown-Phase zurück. Beim Shakedown-Effekt wird nach *Ise/Krause/Poll* [IKP83] die Belastung nach Überschreitung der Fließgrenze in den höchstbeanspruchten Werkstoffbereichen von den umliegenden, weniger stark beanspruchten Zonen aufgenommen. Durch das Fließen des Materials entstehen im Werkstoff Eigenspannungen, die eine erneute plastische Verformung verhindern.

Gleiß untersuchte verschiedene Einflussgrößen auf die Wälzkontakttermüdung im Mischreibungsbereich [Gle09]. Die Untersuchungen führte er auf einem Tribometer durch, bei dem der Schlupf eingestellt werden kann. Neben einer Variation der Oberflächentopografie brachte er gezielt Druckeigenspannungen durch Kugelstrahlen und Festwalzen in die Prüfkörper ein. Lebensdauerversuche auf zwei unterschiedlichen Lastniveaus zeigten für die geringere Last eine Steigerung der $L_{63,2}$ -Lebensdauer für die Prüfkörper mit Druckeigenspannungen. Zudem verringerte sich die Streuung der Lebensdauer im

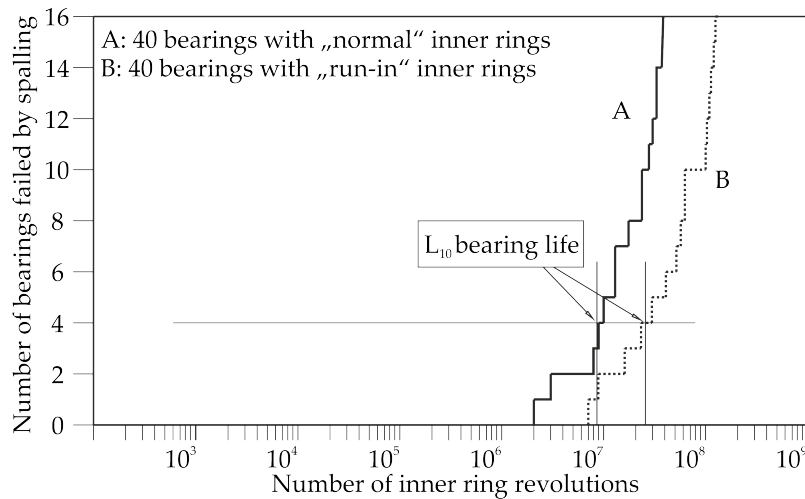


Abbildung 2.28: Lebensdauervergleich zwischen eingelaufenen und nicht eingelaufenen Innenringen [Vos96]

Vergleich zu den unbehandelten Proben. Die nach dem Modell von *Ioannides* und *Harris* berechneten Lebensdauern bestätigten dieses Verhalten, Abbildung 2.29. Für die höhere Belastung wurden ebenfalls rechnerisch höhere Lebensdauerwerte bestimmt. Die Versuche zeigten jedoch eine Verringerung der Lebensdauer. Die Streuung der Messwerte überstieg allerdings die der Versuche mit geringerer Belastung.

Pabst veröffentlichte Ergebnisse von Lebensdauerversuchen mit unterschiedlich eingebrachten Druckeigenspannungen in der oberflächennahen Zone [PTW14]. Dabei zeigte die Variante, deren Oberfläche induktionsgehärtet wurde, trotz nur geringfügig angestiegener Eigenspannungen eine relative Lebensdauerverlängerung um Faktor 8,1 gegenüber dem Referenzversuch. Eine gewalzte Variante, bei der hohe Druckeigenspannungen in größere Tiefen eingebracht wurden, wies eine Verlängerung um Faktor 4,6 auf. Es wurden zudem relative Lebensdauerberechnungen nach dem Modell von *Ioannides* und *Harris* durchgeführt. Als Schadenskriterien werden die Schubspannungsintensitätshypothese (SIH) nach *Liu* und das multiaxiale Schadenskriterium nach *Dang Van* angewandt. Die Berechnungen nach der SIH weisen für die induktionsgehärtete Variante gute Übereinstimmungen mit den Versuchen auf. Für die gewalzte Variante fallen die berechneten Lebensdauern nach der SIH zu gering und nach dem *Dang-Van*-Kriterium zu hoch aus, so dass hier eine Anpassung der Hypothese vorgeschlagen wird.

Die Effekte des Hartdrehens auf die Ermüdungslebensdauer von Kugellagern untersuchten *Jacobson* und *Gunnberg* [JGo4]. Sie führten Lebensdauerversuche mit Rillenkugellagern vom Typ 6309 durch, deren Innenringe nach martensitischer Wärmebehandlung geschliffen und gehont bzw. hartgedreht und gehont wurden. Die statistische Auswertung der Lebensdauern zeigte etwa eine Verdoppelung der L_{10} -Lebensdauer der hartgedrehten Lager im Vergleich zu den ge-

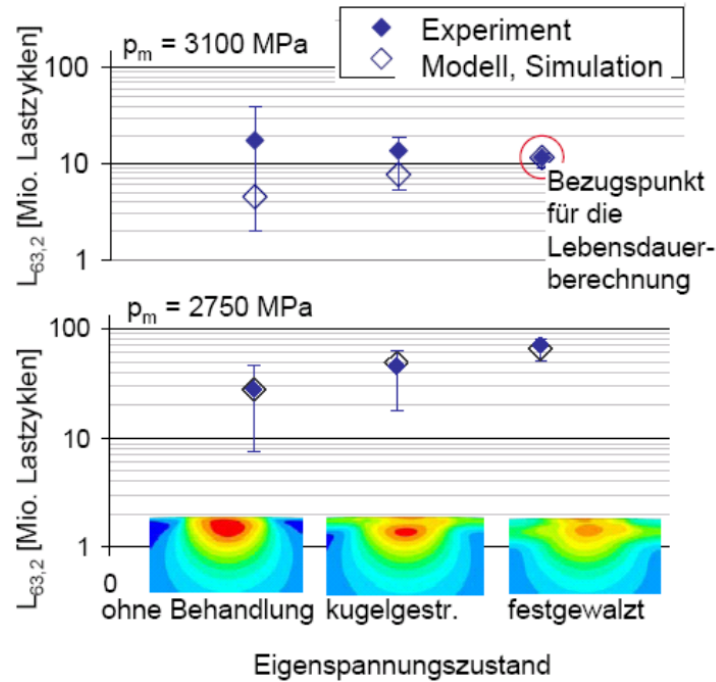


Abbildung 2.29: Experimentelle und berechnete $L_{63,2}$ -Lebensdauer für unterschiedliche Eigenspannungszustände [Gle09]

schliffenen. Die Steigung der Weibull-Geraden der hartgedrehten Lager war mit $\beta = 4,08$ sehr steil im Vergleich zu den geschliffenen Lagern ($\beta = 2,23$).

Bei der Betrachtung der Randzoneneigenschaften zeigte sich, dass die geschliffenen Lager eine etwas bessere Rundheit aufwiesen als die hartgedrehten Lager. Desweiteren wurden mittels röntgenografischer Messungen höhere Druckeigenspannungen im oberflächennahen Bereich nachgewiesen, die ab etwa $75 \mu\text{m}$ Tiefe zu null wurden.

Borbe untersuchte den Einfluss des Hartdrehens auf die Bauteilqualität und dem daraus resultierenden Bauteilverhalten bei dynamischer Beanspruchung [Bor01]. Dazu wurden die Randzoneneigenschaften in Abhängigkeit der Fertigungsparameter beim Hartdrehen am Wälzlagerstahl 100Cr6 betrachtet. Dabei stellte sich heraus, dass die Schnittgeschwindigkeit eine geringe Auswirkung auf die Ausbildung der Eigenspannungen hat, wo hingegen der Vorschub einen höheren Einfluss insbesondere auf die Eigenspannungen an der Oberfläche hat. Mit größer werdendem Vorschub bilden sich höhere Zugspannungen an der Oberfläche aus.

Einen entscheidenden Einfluss auf die Randzonenveränderungen hat nach Borbe der Werkzeugverschleiß. Dies deckt sich mit Untersuchungen von Brandt, der die Randzonenbeeinflussung beim Hartdrehen am Einsatzstahl 16MnCr5 erforscht hat [Bra95]. Es zeigte sich, dass es ab einer Verschleißmarkenbreite $VB_c = 50 \mu\text{m}$ zu einer Gefügeveränderung und zu einem Aufbau von Eigenspannungen kommt.

So entstehen bei einer Verschleißmarkenbreite $VB_c = 200 \mu\text{m}$ Zugeigenspannungen von $\sigma_{II} = 700 \text{ MPa}$.

Zur Beurteilung des Betriebsverhaltens wurden am *IMKT* der *Leibniz Universität Hannover* Lebensdauerversuche mit fettgeschmierten Zylinderrollenlagern vom Typ NU208 durchgeführt, deren Innenringe durch Hartdrehen hergestellt wurden. Diese wurden mit Lebensdauerversuchen verglichen, bei denen die Innenringe geschliffen und anschließend gehont wurden. Die Parameter beim Hartdrehen wurden so gewählt, dass die geforderte Oberflächengüte von $Ra \leq 0,12 \mu\text{m}$ eingehalten wurde. Dazu wurden Werkzeuge eingesetzt, deren Verschleiß gering war ($VB_c \leq 50 \mu\text{m}$). Daraus resultierten keine Gefügeveränderungen und nur geringe Eigenspannungen an der Oberfläche im Zugbereich von $\sigma_{II} \leq 200 \text{ MPa}$. Die Versuchsbedingungen der Lagerlebensdaueruntersuchungen sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst.

Radiales Belastungsverhältnis	$C/P = 3$
Hertzische Pressung	$p_{\max} = 2.300 \text{ MPa}$
Drehzahl	$n = 1.500 \text{ 1/min}$

Tabelle 2.2: Versuchsbedingungen der Lebensdauerversuche am *IMKT* der *Leibniz Universität Hannover* [Boro1]

Die Versuche mit den geschliffenen und gehonten Innenringen ergeben eine statistische Lebensdauer von $L_{10} = 153 \cdot 10^6$ Umdrehungen. Die hartgedrehten Lager liegen mit $L_{10} = 117 \cdot 10^6$ Umdrehungen etwas darunter. Beide Weibull-Geraden liegen jedoch vollständig innerhalb des Vertrauensbereichs des anderen Versuchs. Bei beiden Varianten fielen jeweils nur zwei der zwölf bzw. elf ausgefallenen Lager durch einen Innenringschaden aus. Die Laufzeiten zeigen dabei keine signifikanten Unterschiede. Die Weibull-Verteilungen der Lebensdauerversuche sind in Abbildung 2.30 dargestellt.

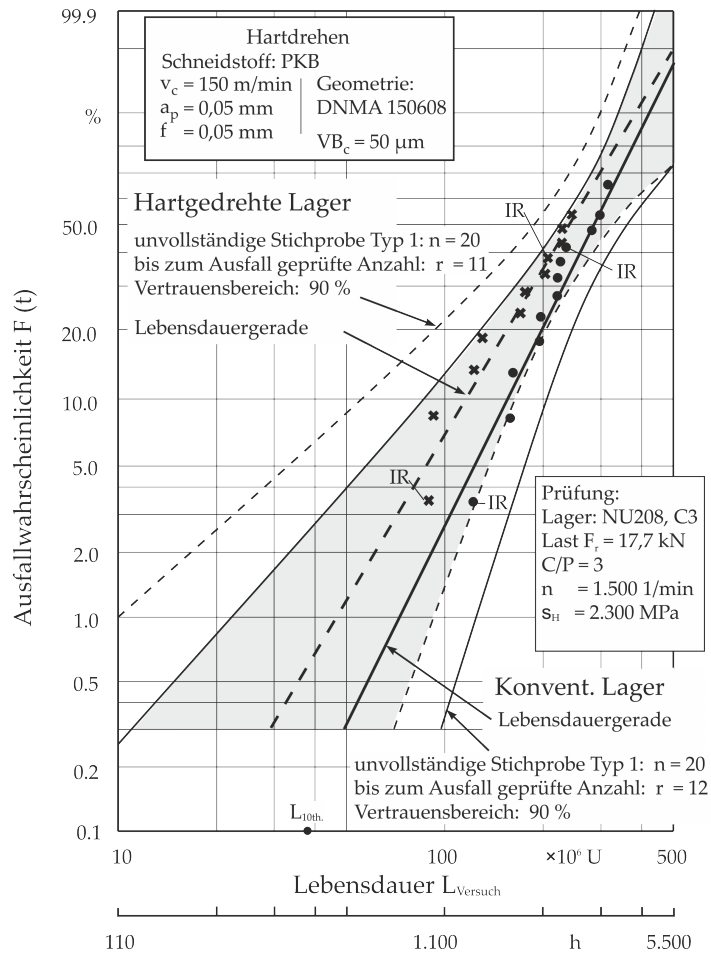


Abbildung 2.30: Lebensdauerergebnisse konventionell gefertigter und hartgedrehter Wälzlager [Boro1]

3

ZIELSETZUNG UND VORGEHENSWEISE

3.1 ZIELSETZUNG

Der Stand der Technik zeigt, dass der Einfluss von Druckeigenstressungen auf die Lebensdauer in der Vergangenheit bereits vielfach untersucht wurde. Dabei wiesen die Lager, in deren Randzonen Druckeigenstressungen durch kurzzeitige Überbeanspruchung eingebracht wurden, in den Dauerversuchen längere Lebensdauern auf. Neue Bearbeitungsverfahren bzw. Fertigungstechnologien eröffnen heute die Möglichkeit, durch geeignete Parameterkombinationen beim Hartdrehen und Festwalzen „maßgeschneiderte“ Eigenspannungszustände zu vergleichbaren Kosten und mit vergleichbarem Aufwand herzustellen wie mit konventionellen Verfahren.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, den Zusammenhang zwischen einer solchen beanspruchungsgerechten Gestaltung der Randzone von Wälzlagerinnenringen und einer potentiellen Steigerung der Ermüdungslebensdauer herzustellen. Dies wird theoretisch durch eine Lebensdauermodellierung umgesetzt, mit der neben den äußeren Belastungen auf das Wälzlager auch der Eigenspannungszustand vorgegeben werden kann. In experimentellen Untersuchungen wird das prognostizierte Lebensdauerverhalten von Lagerinnenringen mit unterschiedlichen Randzoneneigenschaften verifiziert. Dazu werden Bauteilversuche statistisch ausgewertet und den Ergebnissen aus dem Berechnungsmodell gegenübergestellt.

3.2 VORGEHENSWEISE

In den theoretischen Untersuchungen wird ein Lebensdauermodell auf Basis des Ansatzes von *Ioannides* und *Harris* erstellt. Mit diesem können neben den Lastspannungen, die sich aus der äußeren Belastung und der Innengeometrie des Lagers ergeben, auch Eigenspannungszustände berücksichtigt werden, die z. B. fertigungsbedingt sind. Dieses Modell wird dazu genutzt, um optimierte Eigenspannungszustände zu bestimmen, die zu einer Lebensdauerverlängerung führen können.

In den experimentellen Untersuchungen erfolgen Versuche mit Zylinderrollenlagern, an denen die Randzoneneigenschaften der Innen-

ringe durch die Fertigung gezielt variiert werden. Die Fertigung der Lagerringe erfolgt am *Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen (IFW) der Leibniz Universität Hannover* mit den Prozessen Hartdrehen und Hartdrehen in Kombination mit anschließendem Festwalzen. Durch Variation der Prozessstellgrößen bei der Fertigung stellen sich unterschiedliche Eigenspannungszustände und Rauheiten ein.

Zur Untersuchung der Veränderungen der Randzonen durch die Wälzbeanspruchung werden Kurzzeitversuche durchgeführt. So sollen die Randzoneneigenschaften in Abhängigkeit der Anzahl an Lagerumdrehungen analysiert werden. Dies beinhaltet röntgenografische Messungen der Eigenspannungen, taktile Rauheitsmessungen, metallografische Untersuchungen des Gefüges und Mikrohärtmessungen mit einem Nanoindenter. Als Referenz werden Versuche mit standardmäßig gefertigten Innenringen durchgeführt, deren Laufbahnen im finalen Bearbeitungsprozess gehont wurden. Abschließend werden mit einer hartgedrehten und einer festgewalzten Lagerringvariante statistisch abgesicherte Lebensdauerversuche durchgeführt. Die Ergebnisse werden den Lebensdauerversuchen mit Standardlagern gegenübergestellt und es wird ein Abgleich mit den rechnerischen Ergebnissen vorgenommen. Abbildung 3.1 veranschaulicht die Vorgehensweise.

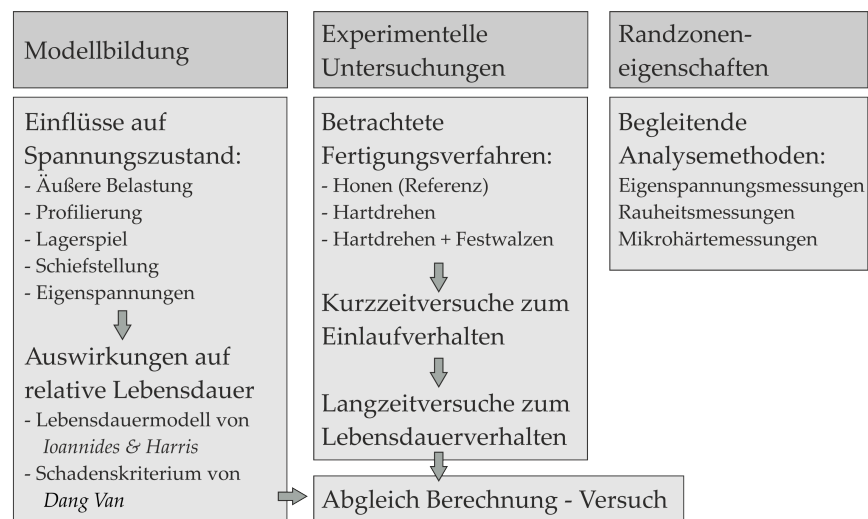


Abbildung 3.1: Vorgehensweise

 MODELLEBILDUNG

Zur Abschätzung des Eigenspannungseinflusses auf die Ermüdungslebensdauer wurde ein Simulationsmodell entwickelt, das auf dem Ansatz von *Ioannides* und *Harris* basiert. Dieses Modell wird dazu verwendet, die potentielle Lebensdauerverlängerung der durch Hartdrehen und Hartdrehen in Kombination mit Festwalzen hergestellten Innenringe von Zylinderrollenlagern berechnen zu können. Als spannungsbezogenes Ermüdungskriterium wurde das *Dang-Van*-Kriterium implementiert. Eine Gesamtübersicht über das Modell, das in anderen Veröffentlichungen [NPDM13, NPM13, NP15] bereits vorgestellt und dessen Programmierung durch die studentischen Arbeiten von *Frerichs* [Fre13] und *Seefisch* [See13] unterstützt wurde, ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

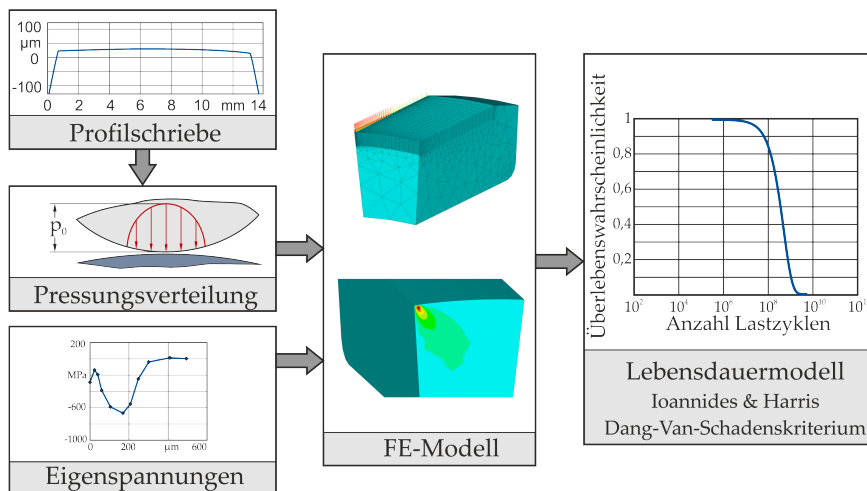


Abbildung 4.1: Ablaufplan Berechnungsmodell

Im Zentrum steht ein Finite-Elemente-Modell eines Lagerinnenringsegmentes, das zur Berechnung des dreidimensionalen Spannungszustandes unterhalb der Oberfläche verwendet wird. Dieser setzt sich aus einer Überlagerung der Lastspannungen und der durch die Fertigung eingebrachten Eigenspannungen zusammen. Die Lastspannungen werden in Form einer dreidimensionalen Hertzschen Pressungsverteilung appliziert, die in Abhängigkeit der äußeren Belastung des Lagers, des Lagerspiels sowie der Laufbahn- und Wälzkörperprofi-

lierung und der daraus resultierenden veränderlichen Kontaktspannungsverteilung berechnet wird. Die Tiefenverläufe der Eigenspannungen entstammen röntgenografischen Messungen. Diese werden in der Berechnung als initiale Spannungen vorgegeben. Der überlagerte Spannungszustand wird zur Anwendung des Lebensdauermodells von *Ioannides* und *Harris* benötigt.

4.1 BERECHNUNG DER PRESSUNGSVERTEILUNG

Die äußere radiale Last, die auf das Lager wirkt, teilt sich in Abhängigkeit des Lagerspiels auf die einzelnen Wälzkörper auf. Durch eine Reduzierung des Spiels werden mehrere Wälzkörper belastet, wodurch die Maximalkraft am höchstbelasteten Wälzkörper abnimmt. Eine Erhöhung des Spiels führt dementsprechend zu einer Reduzierung der maximalen Kraft, vergl. Abschnitt 2.1.2. Die Lastverteilung im Lager wird mit der FVA-Software LAGER2 berechnet. Dies wird über eine Verschiebung der als starr angenommenen Lagerringe zueinander realisiert. Über die elastische Einfederung an den Kontaktstellen zwischen Wälzkörpern und Lagerringen werden die wirkenden Kräfte berechnet [Hero2].

Aus den Kontaktkräften werden anschließend die Pressungsverteilungen entlang der Rollenachsen berechnet. Dazu lassen sich gemessene Profilierungen der Wälzkörper und Laufbahnen einlesen. Als Grundlage dazu wurde die Berechnungsmethode nach *Reusner* in das Programm implementiert, mit der die Verformungen δ und Verkippungen φ zweier kontaktierender Zylinder berechnet werden können, die aus der Lagerverformung und -verkippung resultieren [Reu77]. Aus diesen werden wiederum die Kontaktfläche und die Druckverteilung ermittelt, Abbildung 4.2.

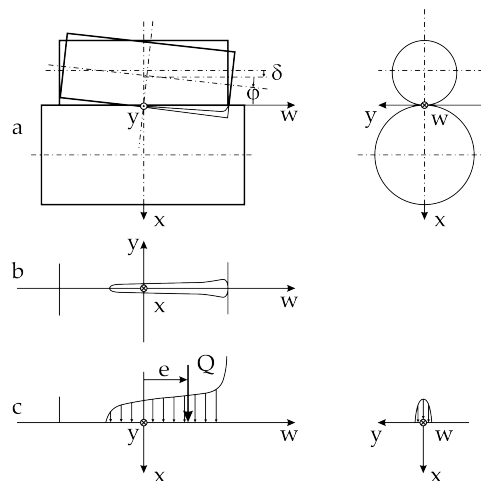


Abbildung 4.2: Oberflächenverschiebung, Druckfläche und -verteilung zweier Zylinder [Reu77]

Die Pressungsverteilung wird zweidimensional entlang der Rollenachse ausgegeben. Mit der zu jedem Punkt angegebenen Kontaktbreite wird nach *Wuttke* die dreidimensionale Druckverteilung berechnet [Wut87]:

$$p(x) = p_0 \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{a_x^2}\right)} \quad (4.1)$$

Abbildung 4.3 zeigt exemplarisch die Pressungsverteilung im höchstbelasteten Innenring-Rolle-Kontakt eines Zylinderrollenlagers vom Typ NU206 mit einem gemessenen Profil bei einer maximalen Kontakt- $p_{\max} = 2.500$ MPa.

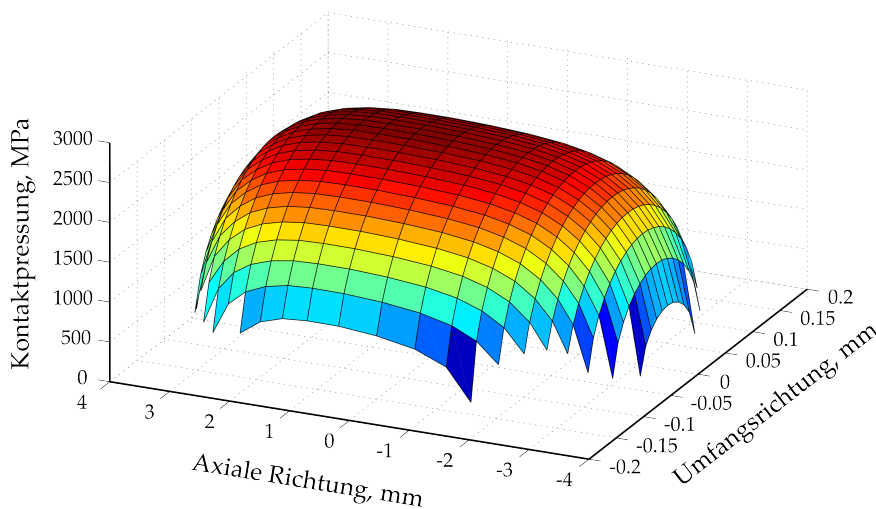


Abbildung 4.3: Dreidimensionale Darstellung der Pressungsverteilung im höchstbelasteten Kontakt

4.2 FINITE-ELEMENTE-MODELL

Zur Berechnung des resultierenden Spannungszustandes wurde ein Lagerinnenringsegment eines Zylinderrollenlagers vom Typ NU206 modelliert. Dieser Lagertyp wird auch in den experimentellen Untersuchungen eingesetzt. Die dreidimensionale Modellierung erfolgt mit Hilfe der FE-Software ANSYS. In Abbildung 4.4 ist das betrachtete Innenringsegment veranschaulicht, welches unter Ausnutzung der Symmetrie ein Viertel des am höchsten belasteten Kontakts abbildet. Das Segment überstreicht einen Winkel von 10° in Umfangsrichtung.

Der höchstbeanspruchte Bereich des Volumens wird mit einer strukturierten, feinen Vernetzung versehen. In der Tiefen- und der axialen Richtung wird das Netz zur Vorgabe der initial vorliegenden Eigenstressungen äquidistant ausgeführt. In Umfangsrichtung ist die Vernetzung im direkten Kontaktbereich feiner ausgeführt als am Rand

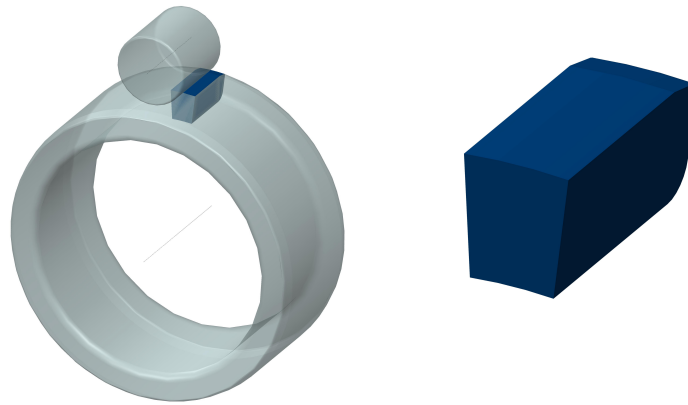


Abbildung 4.4: Betrachtetes Segment des Lagerinnenringes

des Volumenelementes. Der gewählte Elementtyp hat 20 Knoten mit Seitenmittenknoten. Er bietet zudem die Möglichkeit, einen initialen Spannungszustand, wie z. B. Eigenspannungen, in allen drei Raumrichtungen vorzugeben. Das weniger stark beanspruchte Volumen wird mit einem groben Netz aus tetraederförmigen Elementen versehen. Die Vernetzung des Gesamtmodells ist in Abbildung 4.5 links dargestellt. Rechts im Bild ist der Bereich, in dem hohe Beanspruchungen auftreten, vergrößert dargestellt.

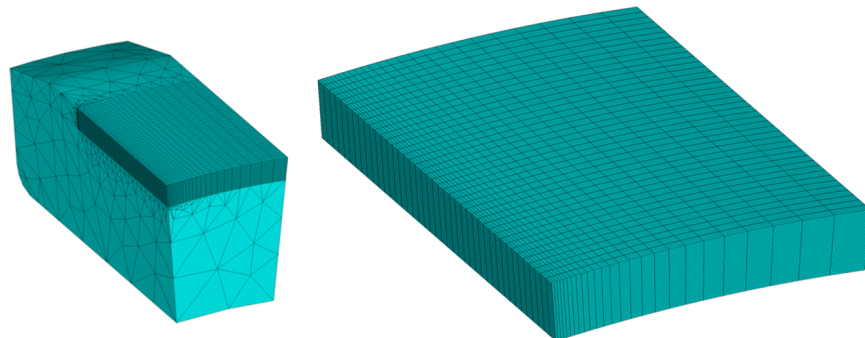


Abbildung 4.5: Aufbau des FE-Modells

Die in Abhängigkeit der Belastung, des Lagerspiels und der Profilierung berechnete Pressungsverteilung wird in Form von Einzelkräften auf die Knoten an der Oberfläche aufgebracht, so dass die realen Kontaktbedingungen gut angenähert werden. Abbildung 4.6 zeigt Berechnungsergebnisse für eine maximale Kontaktpressung von $p_{\max} = 2.508$ MPa. Links im Bild sind die *Von-Mises*-Vergleichsspannungen dargestellt. Nach *Zwirlein* und *Schlicht* (Abbildung 2.4) ergibt sich analytisch gerechnet eine maximale Beanspruchung von $\sigma_v = 0,56 \cdot p_{\max} = 1.397$ MPa. Die mit dem FE-Modell berechnete Vergleichsspannung stimmt mit $\sigma_v = 1.430$ MPa sehr gut mit der analytischen Lösung überein. Im Bild ist zu erkennen, dass die Beanspruchung in axialer Richtung bedingt durch die Profilierung zwischen

Wälzkörper und Innenring in einem Bereich um die Wälzkörpermitte zunächst konstant ist und dann zum Rand hin abfällt.

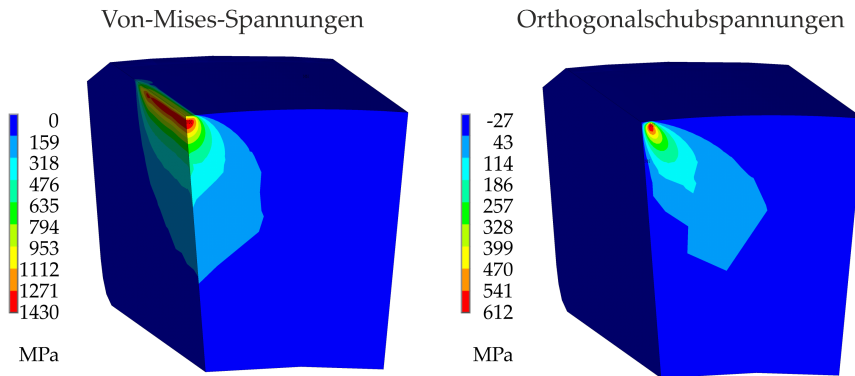


Abbildung 4.6: Dreidimensionale Berechnung der *Von-Mises*-Spannungen (links) und der Orthogonalschubspannungen (rechts) für eine maximale Pressung $p_{\max}=2.508$ MPa

Rechts im Bild sind die Wechselschubspannungen dargestellt, deren Maximum außermittig unterhalb der Oberfläche liegt. Nach *Zwirlein* und *Schlicht* (Abbildung 2.6) beträgt die höchste Beanspruchung analytisch gerechnet $\sigma_v = 0,25 \cdot p_{\max} = 627$ MPa. Die mittels FE berechnete Spannung von $\sigma_v = 612$ MPa liegt ebenfalls nahe an der analytischen Lösung.

In Abbildung 4.7 sind die analytisch gerechneten Linien gleicher *Von-Mises*-Spannungen (links) und Wechselschubspannungen (rechts) den FE-Berechnungen gegenübergestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung.

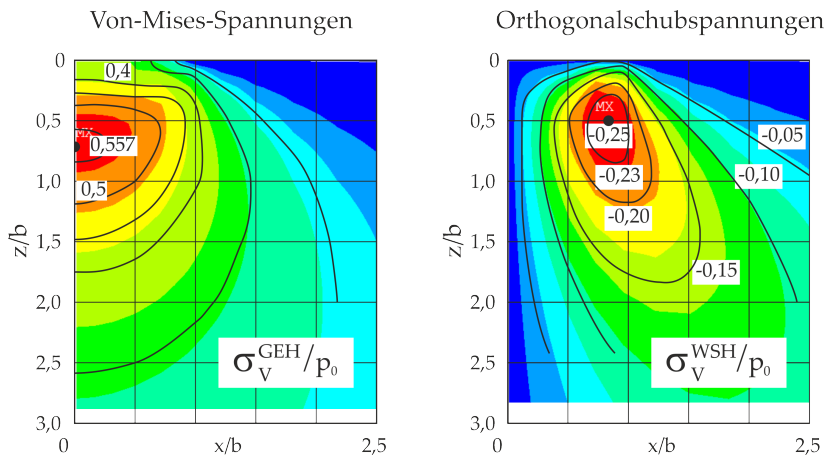


Abbildung 4.7: Gegenüberstellung der analytischen Vergleichsspannungen mit der FE-Berechnung; links: *Von-Mises*-Vergleichsspannungen; rechts: Wechselschubspannungen

4.3 LEBENSDAUERMODELLIERUNG

Der mit dem Finite-Elemente-Modell berechnete Spannungszustand dient als Eingangsgröße für das Lebensdauermodell von *Ioannides* und *Harris*. Die programmtechnische Umsetzung erfolgt mit der Software *MATLAB*. Die Lebensdauergleichung wird dazu in diskreter Form angewandt:

$$\ln\left(\frac{1}{S_r}\right) = \bar{A} \cdot N^e \cdot \sum_{a=1}^n \sum_{b=1}^m H(\tau_{DV,ab} - \tau_u) \cdot \frac{(\tau_{DV,ab} - \tau_u)^c}{z_i^{fh}} \Delta V_{ab} \quad (4.2)$$

Um den Spannungszustand des beanspruchten Lagervolumens vollständig zu erfassen, werden die relevanten Spannungen schrittweise ausgelesen. Dazu werden nacheinander alle 41 axialen Scheiben des FE-Modells (Abbildung 4.5) ausgewertet. Abbildung 4.8 zeigt exemplarisch die Schubspannungen in einer Scheibe.

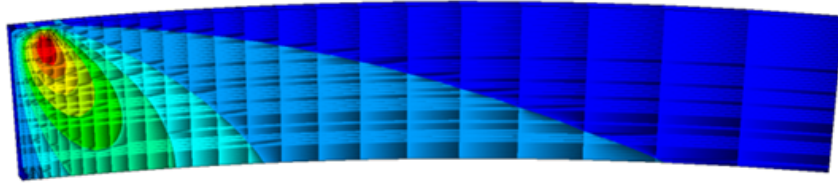


Abbildung 4.8: Bestimmung der Schubspannungen für jede Scheibe

Das für jede Scheibe und Tiefe betrachtete Volumen entspricht einer Kreisscheibe mit der Breite b und den Außen- und Innenradien $r_{\text{Scheibe},a}$ und $r_{\text{Scheibe},i}$.

$$V_{\text{Scheibe}} = \pi \cdot (r_{\text{Scheibe},a}^2 - r_{\text{Scheibe},i}^2) \cdot b \quad (4.3)$$

Als spannungsbezogenes Ermüdungskriterium wird das *Dang-Van*-Kriterium verwendet. Die lokalen *Dang-Van*-Spannungen werden für jede Scheibe nach der folgenden Gleichung berechnet:

$$\tau_{DV,ab} = \pm \tau_{Omax,ab} \mp k_{\text{hyd}} \cdot p'_{\text{hyd},ab} \quad (4.4)$$

Entsprechend der umlaufenden Bewegung erfährt jeder Punkt einer Tiefe dieselbe Maximalspannung. Es wird daher für jede Tiefe die höchste *Dang-Van*-Spannung in die Berechnung einbezogen, für die gilt:

$$\tau_{DV,max,ab} = \max(\pm \tau_{Omax,ab} \mp k_{\text{hyd}} \cdot p'_{\text{hyd},ab}) \quad (4.5)$$

Die zur Berechnung der *Dang-Van*-Spannungen benötigten hydrostatischen Spannungen $p'_{\text{hyd,ab}}$ werden lokal mittels FE-Methode berechnet. Nach Gleichung 2.36 ist p'_{hyd} die hydrostatische Spannung p_{hyd} , korrigiert um die Eigenspannungen. Durch die Berechnung des überlagerten Spannungszustandes bestehend aus Last- und Eigenspannungen entsprechen die berechneten hydrostatischen Spannungen dem korrigierten Wert. Die spannungsgewichtete Tiefe z' wird entsprechend Gleichung 2.27 für jede Scheibe bestimmt.

Die in den Gleichungen verwendeten Konstanten c , h und e werden von *Lundberg* und *Palmgren* übernommen [LP47]. Für die Ermüdungsgrenzspannung wird der von *Ioannides* und *Harris* sowie *Ioannides*, *Bergling* und *Gabelli* empfohlene Wert eingesetzt [IH85, IBG99]. In Tabelle 4.1 sind die verwendeten Konstanten zusammengefasst. Der Gewichtungsfaktor wurde nach *Cerullo* zu $k_{\text{hyd}}=0,23$ gewählt [Cer13].

	Parameter	Wert
Exponent für Spannungskriterium	c	31/3
Tiefenexponent	h	7/3
Weibull-Exponent	e	3/2
Ermüdungsgrenzspannung	τ_u	350 MPa
Gewichtungsfaktor für hydrostatische Spannungen	k_{hyd}	0,23

Tabelle 4.1: Verwendete Konstanten im Lebensdauermodell

5

ERGEBNISSE DER THEORETISCHEN BETRACHTUNGEN

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der theoretischen Betrachtungen vorgestellt und diskutiert. Es werden die Einflüsse des Lagerspiels und der Profilierungen auf die Wälzkörperkräfte und daraus resultierend auf die Pressungsverteilung am betrachteten Zylinderrollenlager NU206 vorgestellt. Es wird gezeigt, welche Auswirkungen dies auf die rechnerische Lebensdauer hat. Des Weiteren werden Verifikationsrechnungen mit und ohne Eigenspannungen durchgeführt und mit experimentellen Ergebnissen aus Lebensdauerversuchen verglichen.

5.1 EINFLUSS DES LAGERSPIELS UND DER PROFILIERUNG AUF DIE PRESSUNGSVERTEILUNG

Wie in Abschnitt 2.1.2 dargestellt wurde, hat das radiale Spiel einen großen Einfluss auf die innere Lastverteilung des Lagers. In Abbildung 5.1 ist links die mit LAGER2 berechnete Verteilung der Wälzkörperkräfte in einem radial belasteten Zylinderrollenlager für die zwei Lagerspiele 0 und 25 μm dargestellt, mit denen die experimentellen Untersuchungen durchgeführt werden. Die Lagerspiele werden jeweils nach der Montage des Innenrings auf die Welle gemessen.

Die äußere Belastung von $F_N = 11.500 \text{ N}$ teilt sich für das geringere Spiel auf sieben Wälzkörper auf, während sich bei dem größeren Spiel nur fünf Wälzkörper in der Lastzone befinden. Für das Lagerspiel von 0 μm beträgt die Normalkraft an der Scheitelrolle, dem höchstbelasteten Wälzkörper, $F_N = 3.827 \text{ N}$, während bei einem Spiel von 25 μm eine Kraft von $F_N = 4.260 \text{ N}$ wirkt. Die direkt angrenzenden Wälzkörper sind annähernd gleich hoch belastet. Für die weiteren Rollen ist die Belastung bei geringerem Spiel höher.

Durch die höhere Normalkraft am höchstbelasteten Wälzkörper verändert sich auch die resultierende Pressungsverteilung über der Laufbahnbreite. In Abbildung 5.1 rechts sind die beiden Pressungsverteilungen zwischen Innenring und Wälzkörper aufgetragen. Das für die Berechnung benötigte Summenprofil wird aus gemessenen Einzelprofilen der Innenring- und Wälzkörperlaufbahnen zusammengesetzt und in eine normierte Form umgewandelt. Das Maximum der

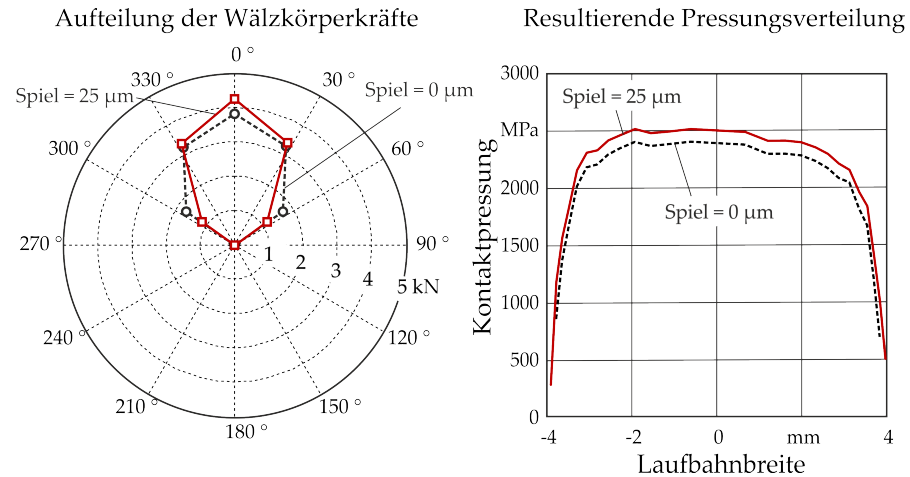


Abbildung 5.1: Innere Lastverteilung auf die Wälzkörper und resultierende Pressungsverteilungen für gemessene Profile in Abhängigkeit des Lagerspiels eines Zylinderrollenlagers NU206 bei $C/P = 4$

Pressung für das geringere Lagerspiel liegt bei $p_{\max} = 2.405$ MPa, während dies bei dem Lagerspiel von $25 \mu\text{m}$ etwa $p_{\max} = 2.508$ MPa beträgt. Die Verläufe der Pressungen über der Laufbahnbreite sind annähernd gleich.

Wird anstelle eines ballig geschliffenen Innenrings ein Ring mit einem zylindrischen Profil verwendet, führt dies zu einer veränderten Pressungsverteilung im Kontakt. In Abbildung 5.2 sind links die resultierenden Pressungsverteilungen im Vergleich von unterschiedlichen Profilformen dargestellt. Die äußere Belastung auf das Lager ist dabei mit $C/P = 4$ jeweils gleich hoch. Beide Berechnungen wurden für ein Lagerspiel von $0 \mu\text{m}$ durchgeführt. Die Verwendung eines zylindrischen Innenringsprofils führt zu einer Verbreiterung der Kontaktfläche und zu einer Absenkung der maximalen Kontaktpressung von $p_{\max} = 2.405$ auf 2.291 MPa. Es zeigt sich, dass die höchsten Pressungen zu den Wälzkörperenden hin auftreten, ohne dass jedoch ausgeprägte Kantenspannungen entstehen.

Zur Überprüfung, ob durch eine Schiefstellung der Lager, beispielsweise aufgrund von Wellendurchbiegungen unter Belastung, eine verstärkte Spannungsüberhöhung an den Enden entsteht, wurden Variationsrechnungen mit unterschiedlichen Verkippungen durchgeführt. Abbildung 5.2 rechts zeigt die Pressungsverteilung des zylindrischen Innenringkontaktes ohne Schiefstellungen und für zwei Verkippungen von $3'$ bzw. $6'$. Die Verkippung von $3'$ entspricht dabei der in den Prüfstandsversuchen maximal auftretenden Schiefstellung, vergl. Abschnitt 7.1.2. Aus der Verkippung resultiert eine Asymmetrie der Pressungsverteilung, die zu einer einseitigen Erhöhung der maximalen Pressung von $p_{\max} = 2.291$ auf 2.435 MPa führt. Eine verstärkte Überhöhung an den Enden tritt nicht auf. Auch bei einer Verdopplung

der Schiefstellung auf $6'$ wird keine kritische Spannungsüberhöhung hervorgerufen. Das Maximum steigt dabei auf $p_{\max} = 2.570$ MPa an.

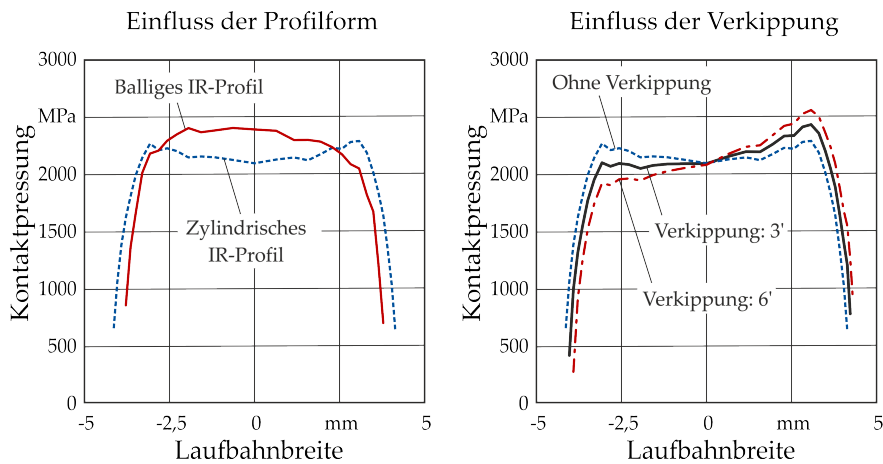


Abbildung 5.2: Einfluss der Innenringprofilierung auf die Pressungsverteilung (links); Einfluss von Verkippung bei Verwendung eines zylindrischen Profils (rechts); $C/P = 4$

5.2 EINFLUSS DER PROFILIERUNG AUF DEN SPANNUNGSZUSTAND

Zur Untersuchung des Einflusses der Profilierung auf den Spannungszustand wird wie in Kapitel 4 beschrieben vorgegangen. Aus der zweidimensionalen Pressungsverteilung wird zunächst eine dreidimensionale Verteilung nach Gl. 4.1 berechnet, die als äußere Last auf das mittels Finiter Elemente modellierte Lagerinnenringsegment aufgebracht wird. Der resultierende Spannungszustand unterhalb der Oberfläche wird in Abhängigkeit der Profilierung berechnet.

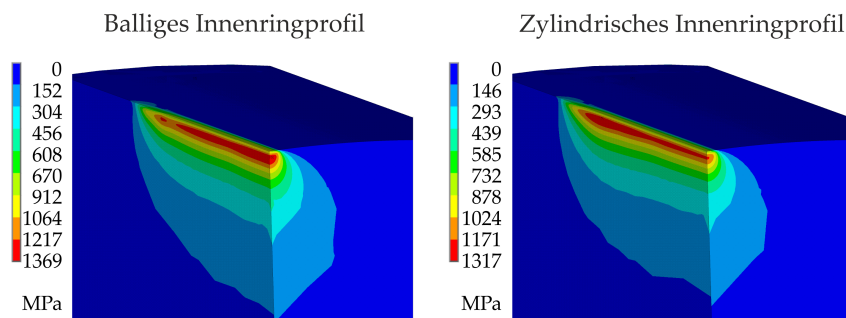


Abbildung 5.3: Einfluss der Profilierung auf die Vergleichsspannungen nach *Von-Mises*; $C/P = 4$

In Abbildung 5.3 sind die *Von-Mises*-Vergleichsspannungen für die unterschiedlichen Profilierungen dargestellt, die für ein konstantes Betriebsspiel von $0 \mu\text{m}$ berechnet wurden. Das Spannungsmaximum des balligen Profils liegt mittig im Kontakt und hat einen Wert von 1.369 MPa, während sich das Maximum des zylindrischen Innen-

ringprofils außermittig zum Kontaktende befindet. Der Wert ist mit 1.317 MPa etwas geringer. Die Kontaktbreite ist zudem größer als beim balligen Innenringprofil. Dies entspricht der Pressungsverteilung der beiden Profile, vergl. Abbildung 5.2.

Der Einfluss der Schiefstellung auf den Spannungszustand unter der Oberfläche ist in Abbildung 5.4 für die zwei Kippwinkel dargestellt. Die Abbildung zeigt die höher beanspruchte Hälfte des Innenringsegmentes. Die Beanspruchungen steigen mit zunehmender Schiefstellung entsprechend der Kontaktpressungen zum Kontaktende hin an. Das Maximum der Vergleichsspannung nach *Von-Mises* für eine Schiefstellung von $3'$ liegt bei 1.402 MPa und für eine Schiefstellung von $6'$ bei 1.482 MPa.

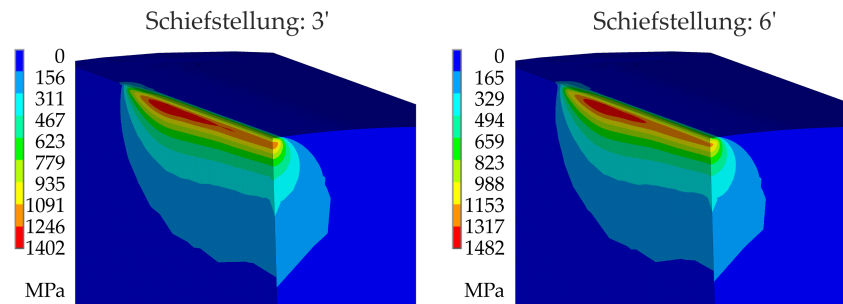


Abbildung 5.4: Einfluss der Profilierung auf die Vergleichsspannungen nach *Von-Mises*; $C/P = 4$

5.3 EINFLUSS DER EIGENSINNUNGEN AUF DEN RESULTIERENDEN SPANNUNGSZUSTAND

Um den Einfluss der Eigenspannungen auf den Spannungszustand zu untersuchen, werden die röntgenografisch gemessenen Eigenspannungen für jede Tiefenebene konstant angenommen und als Initialspannungen den zuvor aufgetragenen äußeren Belastungen überlagert. Es werden jeweils die Eigenspannungen in Umfangsrichtung σ_{Umfang} und Axialrichtung σ_{axial} vorgegeben. In den folgenden Abbildungen werden zur besseren Übersicht nur die Umfangseigenspannungen skizziert. Aus der Kombination aus Last- und Eigenspannungen wird der resultierende Spannungszustand berechnet.

Zur Beurteilung der durch die Eigenspannungen veränderten Beanspruchungen unterhalb der Oberfläche werden die *Von-Mises*-Spannungen herangezogen. In Abbildung 5.5 sind diese für eine äußere Belastung von $C/P = 4$ bei Verwendung des gemessenen, balligen Profils ohne und mit überlagerten Eigenspannungen dargestellt. Die Eigenspannungen wurden an einem Lagerring gemessen, der für 1,5 Mio. Umdrehungen bei einer erhöhten Belastung von $C/P = 2,5$ betrieben wurde. Es zeigt sich, dass bedingt durch die Druckeigenspannungen das Maximum der Vergleichsspannungen von $\sigma_{\text{GEH,max}} =$

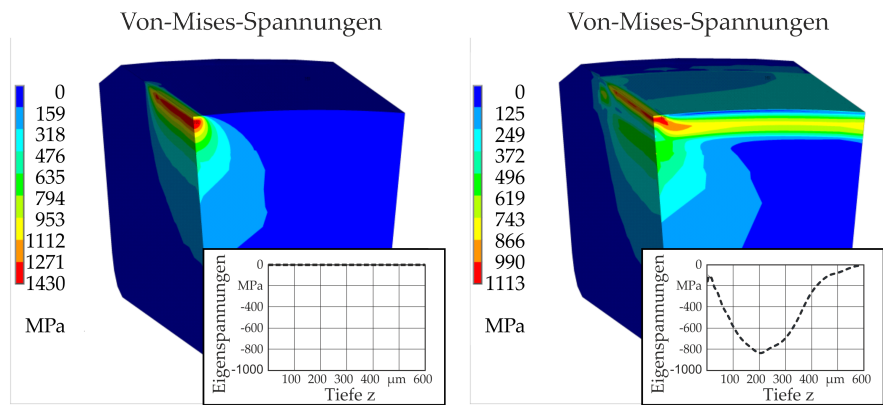


Abbildung 5.5: Berechnete *Von-Mises*-Vergleichsspannungen ohne (links) und mit überlagerten Druckeigenstressungen (rechts); $C/P = 4$

1.430 auf 1.113 MPa abgesenkt wird. Zudem wandert der Bereich der höchsten Beanspruchungen etwas in Richtung Oberfläche und aus der Mittelebene nach außen.

Die Orthogonalschubspannungen, die aus dem Maximum der Wechselschubspannungen aller Schnittebenen bestimmt werden, sind in Abbildung 5.6 ohne und mit Eigenspannungen gegenübergestellt. Die Schubspannungen bleiben durch die Eigenspannungen annähernd unbeeinflusst.

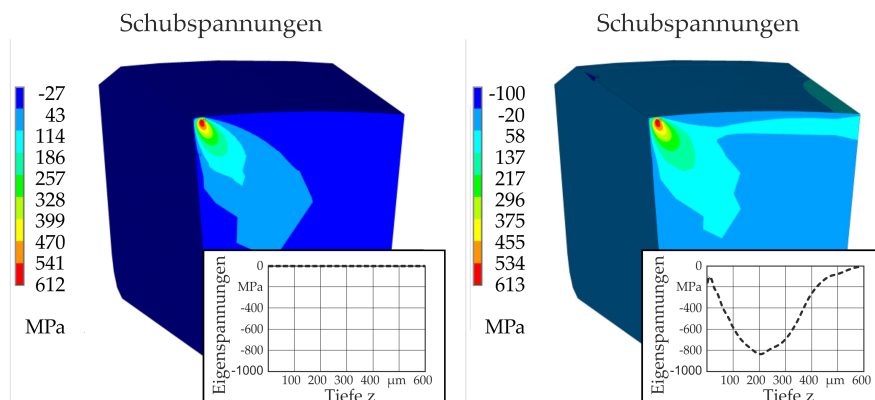


Abbildung 5.6: Berechnete Schubspannungen ohne (links) und mit überlagerten Druckeigenstressungen (rechts); $C/P = 4$

Die in den folgenden Berechnungen verwendeten schadensrelevanten Spannungen sind die *Dang-Van*-Spannungen τ_{DV} , die sich nach Gleichung 4.5 berechnen lassen, abzüglich der Ermüdungsgrenzspannung τ_u . Durch diese wird der von den Eigenspannungen veränderte hydrostatische Spannungszustand berücksichtigt. Abbildung 5.7 zeigt links diese Spannungen in Abhängigkeit der Tiefe und der Kontaktbreite ohne Eigenspannungen und rechts mit dem in den zuvor gezeigten Bildern gemessenen Eigenspannungstiefenprofil. Es ist ei-

ne Reduzierung des Maximums von $\tau_{DV} - \tau_u \approx 700$ auf 650 MPa erkennbar.

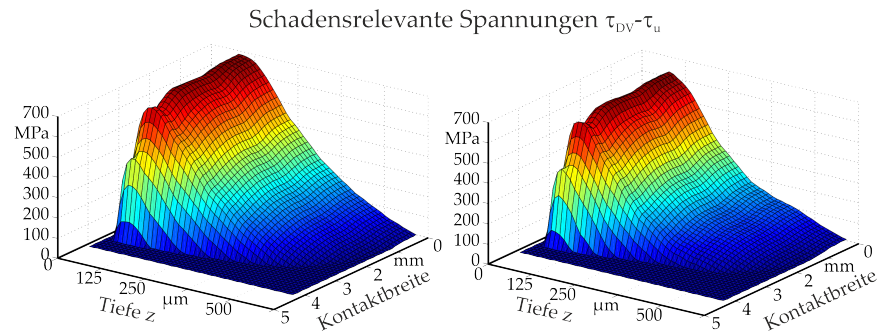


Abbildung 5.7: Schadensrelevante Spannungen ohne (links) und mit Eigen-
spannungen (rechts)

5.4 LEBENSDAUERBERECHNUNGEN

Die mit dem FE-Modell berechneten Spannungszustände werden im Folgenden dazu verwendet, die Lebensdauer in Abhängigkeit der äußeren Belastung, der Laufbahnprofilierung, des Lagerspiels und des Eigenspannungszustandes zu berechnen. Zur Validierung findet ein Abgleich sowohl mit dem Berechnungsverfahren nach *DIN ISO 281* als auch mit experimentellen Ergebnissen statt. Mit dem auf diese Weise validierten Modell sollen anschließend die Lebensdauererweiterungen berechnet werden, die aus unterschiedlichen Eigenspannungszuständen resultieren, die an mit variierten Prozessparametern beim Hartdrehen und Festwalzen gefertigten Lagerinnenringen gemessen werden.

Die Berechnung der nominellen L_{10} -Lebensdauer erfolgt mit *LAGER2*, da hier der Einfluss der Profilierung und des Spiels berücksichtigt wird. In Abbildung 5.8 ist links die Lebensdauer für unterschiedliche Profile und Lagerspiele über der relativen Lagerbelastung C/P aufgetragen. Eine Verringerung des Lagerspiels bei gleichem Profil führt zu einer Verlängerung der Lebensdauer aufgrund der geringeren maximalen Kontaktpressungen in der Scheitelrolle. Wird bei gleichem Lagerspiel das zylindrische Innenringprofil anstelle des balligen Profils verwendet, erhöht sich aus demselben Grund die berechnete Lebensdauer. Dieser Effekt ist bei geringeren Belastungen stärker ausgeprägt als bei hohen Lasten.

In der Abbildung rechts ist die L_{10} -Lebensdauer über der maximalen Kontaktpressung p_{\max} für die Variation des Spiels und der Profilierung aufgetragen. Die Lebensdauern nehmen degressiv mit zunehmenden Pressungen zu. Die Einflüsse des Lagerspiels und der Profilierung werden annähernd eliminiert. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Lebensdauer dieser Lagergröße bei rein radialer Be-

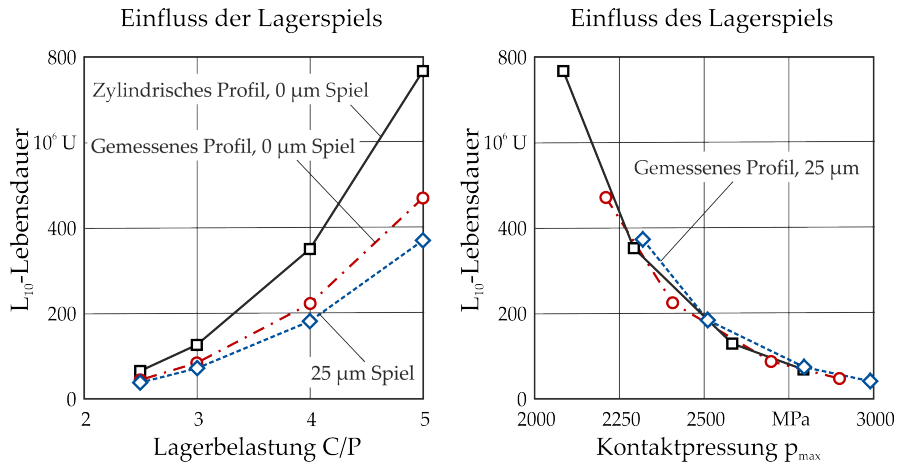


Abbildung 5.8: Einfluss der Profilierung und des Lagerspiels auf die nominelle L₁₀-Lebensdauer für unterschiedliche Belastungen eines NU206

lastung maßgeblich durch die Beanspruchung der Scheitelrolle bestimmt wird.

Die Berechnungen mit dem Lebensdauermodell ergeben die Erlebenswahrscheinlichkeiten S in Abhängigkeit der Anzahl an Lastzyklen. In Abbildung 5.9 sind die Verläufe der Erlebenswahrscheinlichkeiten für vier Belastungen über der logarithmisch aufgetragenen Lastzyklenanzahl dargestellt. Die Kalibrierung des Proportionalitätsfaktors \bar{A} erfolgt für die Laststufe $C/P = 4$ anhand der nach Norm berechneten Lebensdauer von $L_{10} = 184 \cdot 10^6$ Umdrehungen. Dies entspricht einer Erlebenswahrscheinlichkeit von $S = 0,9$. Die Lastzyklenanzahl kann aufgrund des linearen Zusammenhangs zwischen Innenringumdrehungen und Anzahl an Überrollungen für einen relativen Vergleich gleichgesetzt werden.

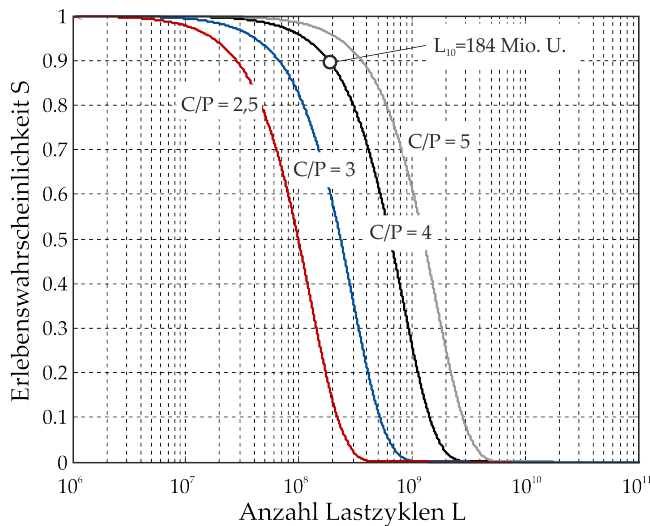


Abbildung 5.9: Berechnete Erlebenswahrscheinlichkeiten für unterschiedliche Belastungen eines NU206

Zur besseren Vergleichbarkeit sind in Abbildung 5.10 die Ergebnisse denen der nach Norm berechneten Lebensdauern gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass die Übereinstimmungen sehr gut sind. Lediglich bei höheren Belastungen von $C/P \leq 3$ bzw. $p_{\max} \geq 2.800$ werden mit dem Modell etwas geringere Lebensdauern berechnet.

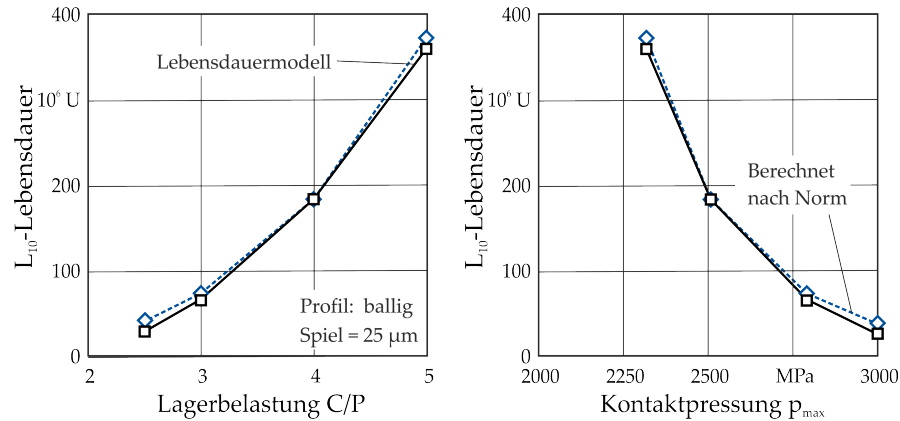


Abbildung 5.10: Gegenüberstellung der Lebensdauerberechnungen

Neben dem Vergleich mit Berechnungen erfolgt ein Abgleich mit experimentellen Lebensdauerersuchen, die im Rahmen eines Forschungsvorhabens mit Zylinderrollenlagern vom Typ NU206 durchgeführt wurden [HRH11]. Hacke betrieb die Lager mit den beiden Laststufen $C/P = 2,5$ und $C/P = 4$, wobei letztere unter zwei verschiedenen Drehzahlen (4.050 und 1.700 min^{-1}) liefen. Die Lager wurden über eine Ölumlaufschmierung direkt mit Schmierstoff versorgt. Das Öl wurde vor dem Einspritzen in die Lager durch einen Feinfilter gepumpt. Der bei den verwendeten Betriebsbedingungen resultierende a_{ISO} -Wert beträgt $0,98$.

Die Versuche wurden nach der Sudden-Death-Strategie durchgeführt, bei der nach Ausfall des ersten Lagers eines Versuchsansatzes alle Lager gewechselt werden. Die Auswertung erfolgte nach der Maximum-Likelihood-Methode zur Bestimmung der Weibull-Geraden. Abbildung 5.11 zeigt das Weibull-Diagramm für die beiden Laststufen mit den 90 %-Konfidenzbereichen.

Die so ermittelten Lebensdauern betragen für die geringere Laststufe $25,9 \cdot 10^6$ Umdrehungen und für die höhere Laststufe $5,2 \cdot 10^6$ Umdrehungen. Damit liegen sie deutlich unter den berechneten L_{10} -Lebensdauern. Für einen relativen Vergleich werden die experimentell ermittelten Lebensdauern, wie es im Berechnungsmodell erfolgte, auf die berechnete Lebensdauer für die Laststufe $C/P = 4$ normiert. Die relative Lebensdauer für die höhere Laststufe von $C/P = 2,5$ liegt mit $L_{10,\text{rel}} = 35 \cdot 10^6$ Umdrehungen etwas über dem berechneten Wert. In Abbildung 5.12 ist der Vergleich der relativen Lebensdauer über der Belastung C/P und der Kontaktpressung p_{\max} dargestellt.

Hacke [HRH11] hat zudem Lebensdauerersuchen an Lagern durchgeführt, die für $1,5 \cdot 10^6$ Umdrehungen zunächst einer höheren Be-

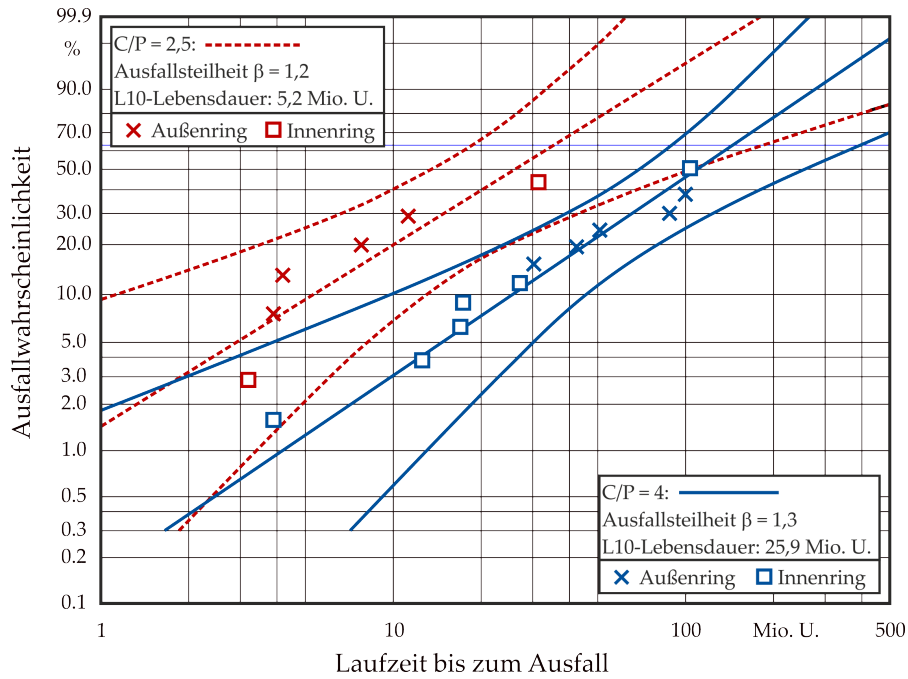


Abbildung 5.11: Weibull-Diagramm für eine Belastung von $C/P = 4$ bei $n = 4050 \text{ 1/min}$ und $C/P = 2,5$ bei $n = 2500 \text{ 1/min}$ [HRH11]

lastung von $C/P = 2,5$ ausgesetzt waren. Die darauf folgenden Lebensdauerversuche wurden analog zu den zuvor beschriebenen Versuchen bei einer Belastung von $C/P = 4$ nach der Sudden-Death-Strategie bis zum Ausfall der Lager durchgeführt. Die Auswertung der Lagerlaufzeiten ergab eine Verlängerung der Lebensdauer von $L_{10} = 25,9 \cdot 10^6$ auf $L_{10} = 44 \cdot 10^6$ Umdrehungen. Bezogen auf die rechnerische Lebensdauer beträgt die relative Lebensdauer $L_{10,rel} = 311 \cdot 10^6$ Umdrehungen, was einer Verlängerung der Lebensdauer um Faktor 1,7 entspricht. In Abbildung 5.13 ist links das entsprechende Weibulldiagramm dargestellt.

Röntgenografisch gemessene Eigenspannungstiefenverläufe zeigen, dass sich durch die erhöhte Belastung nach $1,5 \cdot 10^6$ Umdrehungen ein Eigenspannungszustand einstellt, der auf einem höheren Niveau und in einer größeren Tiefe liegt als an Lagern, die $17 \cdot 10^6$ Umdrehungen unter der Last von $C/P = 4$ ohne Vorbeanspruchung gelaufen sind. Eine weitere Eigenspannungsmessung nach $17 \cdot 10^6$ Umdrehungen an einem Lager, welches zuvor der erhöhten Beanspruchung ausgesetzt war, ergab einen annähernd identischen Tiefenverlauf, wie er nach der Vorbeanspruchung vorlag. Diese Konstanz der Eigenspannungen kann auf eine Stabilisierung des Gefüges hindeuten, durch den die Lebensdauerverlängerung begründet werden kann. Die Eigenspannungsverläufe über der Tiefe sind in Abbildung 5.13 rechts dargestellt.

In Abbildung 5.14 sind die berechneten und experimentellen Lebensdauern mit und ohne Eigenspannungen bei einer Belastung von

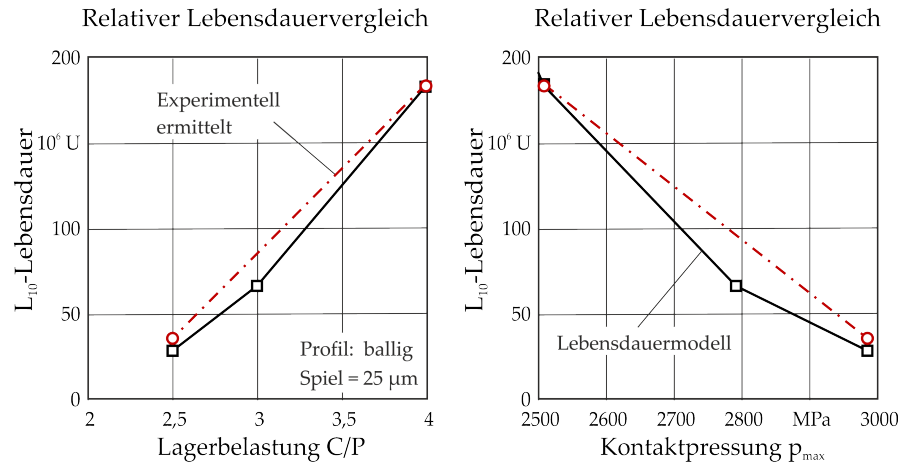


Abbildung 5.12: Vergleich der Berechnungen und der relativen experimentellen Lebensdauern [HRH11]

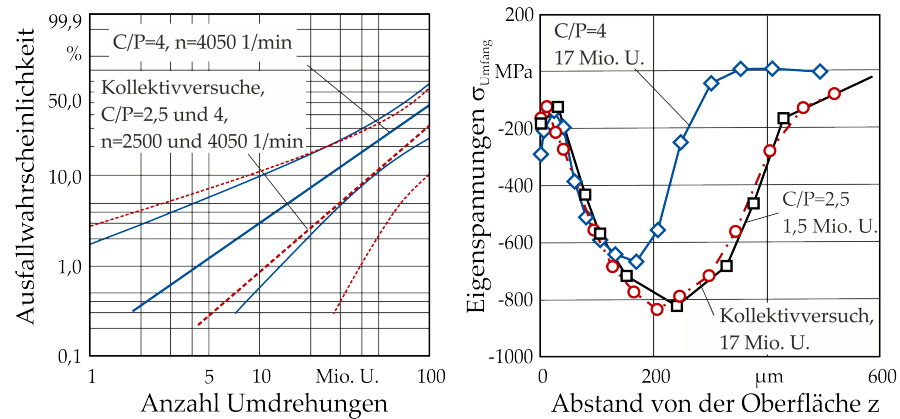


Abbildung 5.13: Weibull-Diagramm der Lebensdauerversuche mit und ohne Eigenspannungen (links); Eigenspannungstiefenverläufe (rechts), Messdaten von Hacke [HRH11]

$C/P = 4$ sowie für die Belastung von $C/P = 2,5$ gegenübergestellt. Die mit den gemessenen Eigenspannungen berechnete Lebensdauer beträgt $L_{10} = 359 \cdot 10^6$ Umdrehungen. Die Lebensdauererweiterung ist damit um Faktor 1,9 höher als ohne Einfluss der Eigenspannungen ($L_{10} = 184 \cdot 10^6$), deren positiver Effekt sehr gut durch das Modell wiedergegeben werden kann.

In der Abbildung ist auch die gute Übereinstimmung der L_{10} -Zeiten des Lasteinflusses verdeutlicht. Werden in dem Diagramm die L_{50} -Lebensdauern verglichen, so ist eine leichte Abweichung zwischen den Berechnungen und den Experimenten festzustellen. Diese kann durch die unterschiedlichen Steigungen der Weibull-Geraden der einzelnen Versuchsreihen erklärt werden.

In Tabelle 5.1 sind die berechneten und experimentellen L_{10} -Lebensdauern normiert auf die nach *DIN ISO 281* berechnete L_{10} prozentual gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass die Lebensdauer sowohl den Einfluss der Belastung als auch den Einfluss der Eigenspannungen

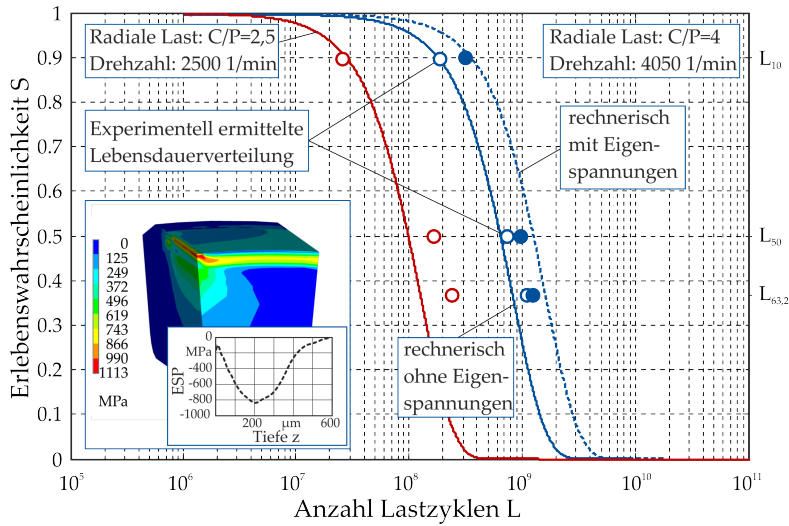


Abbildung 5.14: Berechnete Erlebenswahrscheinlichkeiten mit und ohne Eigenspannungseinfluss

gut abbilden kann. Damit kann das Modell zur Auswahl optimierter Eigenspannungszustände angewandt werden, die sich durch Variation der Prozessparameter bei der Fertigung einstellen.

Belastung C/P	L_{10} nominell	L_{10} experimentell	L_{10} Modell
5	202 %	-	196 %
4	100 %	100 %	100 %
3	40 %	-	36 %
2,5	22 %	20 %	15 %
4 mit ESP	-	169 %	195 %

Tabelle 5.1: Gegenüberstellung der relativen Lebensdauer bezogen auf die nominelle L_{10} nach DIN ISO 281

6

EXPERIMENTELLE GRUNDLAGEN

In diesem Kapitel werden die für die experimentellen Untersuchungen eingesetzten Wälzlager sowie die verwendeten Prüfstände und Analyseverfahren zur Charakterisierung der Randzoneneigenschaften vorgestellt.

6.1 VERSUCHSLAGER

Die Untersuchungen zum Einlaufverhalten sowie die Lebensdauer- versuche wurden mit Zylinderrollenlagern vom Typ NU206 mit wälzkörpergeführten Fensterkäfigen aus Polyamid PA66 durchgeführt, deren Wälzkörper logarithmisch profiliert sind. Abbildung 6.1 und Tabelle 6.1 geben eine Übersicht über die Hauptabmessungen sowie die Tragfähigkeit der Versuchslager.



Abbildung 6.1: Versuchslager NU206

Innendurchmesser d	30 mm
Außendurchmesser D	62 mm
Breite B	16 mm
Wälzkörperdurchmesser D_w	9 mm
Dynamische Tragzahl C	46 kN

Tabelle 6.1: Daten des Versuchslagers NU206

6.2 VIERLAGER-RADIALLEBENSDAUERPRÜFSTAND

Die Einlauf- und Lebensdauerversuche erfolgten an einem Wälzlagerebensdauerprüfstand, an dem vier Zylinderrollenlager gleichzeitig in einem Prüfkopf unter rein radialer Belastung getestet werden können. Der Prüfstand wurde im Rahmen des FVA-Vorhabens 541 I „Wälzlagerebensdauer-Windgetriebe“ entwickelt [HRH11]. Abbildung 6.2 zeigt drei der insgesamt sechs Prüfpositionen.

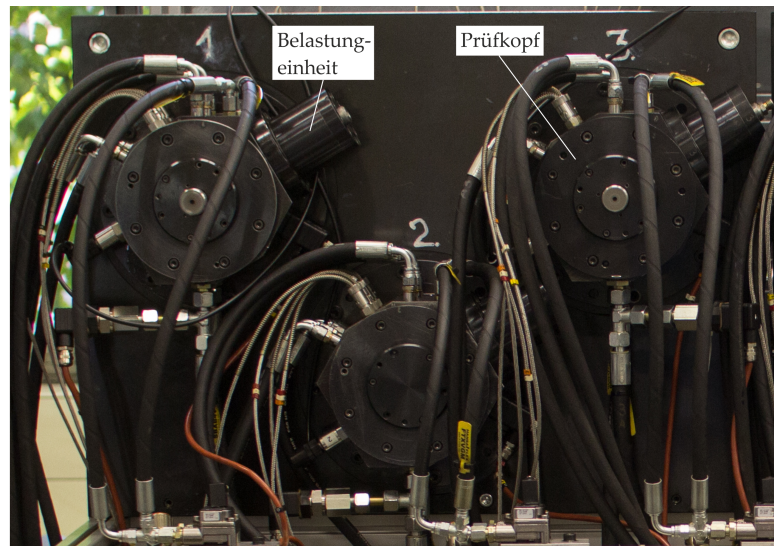


Abbildung 6.2: Draufsicht des Vierlager-Radiallebensdauerprüfstandes

6.2.1 Mechanischer Aufbau des Prüfstandes

Der Aufbau der Prüfköpfe ist in Abbildung 6.3 in einer Schnittansicht dargestellt. Die Radialkraft wird mittels eines Tellerfederpaketes über einen Stempel auf eine Zwischenwelle übertragen, in der zwei Lager angeordnet sind. Die äußeren beiden Lager, die über Winkelringe an den Innenringen die axiale Festlegung der Welle übernehmen, werden über die Reaktionskräfte durch eine symmetrische Anordnung der Lager in gleicher Höhe belastet und schließen über das Gehäuse den Kraftfluss. Die wirkende Kraft wird über eine zwischengeschaltete Kraftmessdose erfasst. Der Prüfstand verfügt über eine mittels Prozessthermostat temperierbare Ölumlaufschmierung sowie zusätzliche Temperierkanäle in den Prüfköpfen, mit denen eine definierte Einstellung der Schmierungsbedingungen ermöglicht wird. Das Schmieröl wird gefiltert und direkt in die Lager eingespritzt. Der Antrieb erfolgt koaxial über einen Servomotor, der über eine drehsteife Kupplung mit der Prüfwellen verbunden ist.

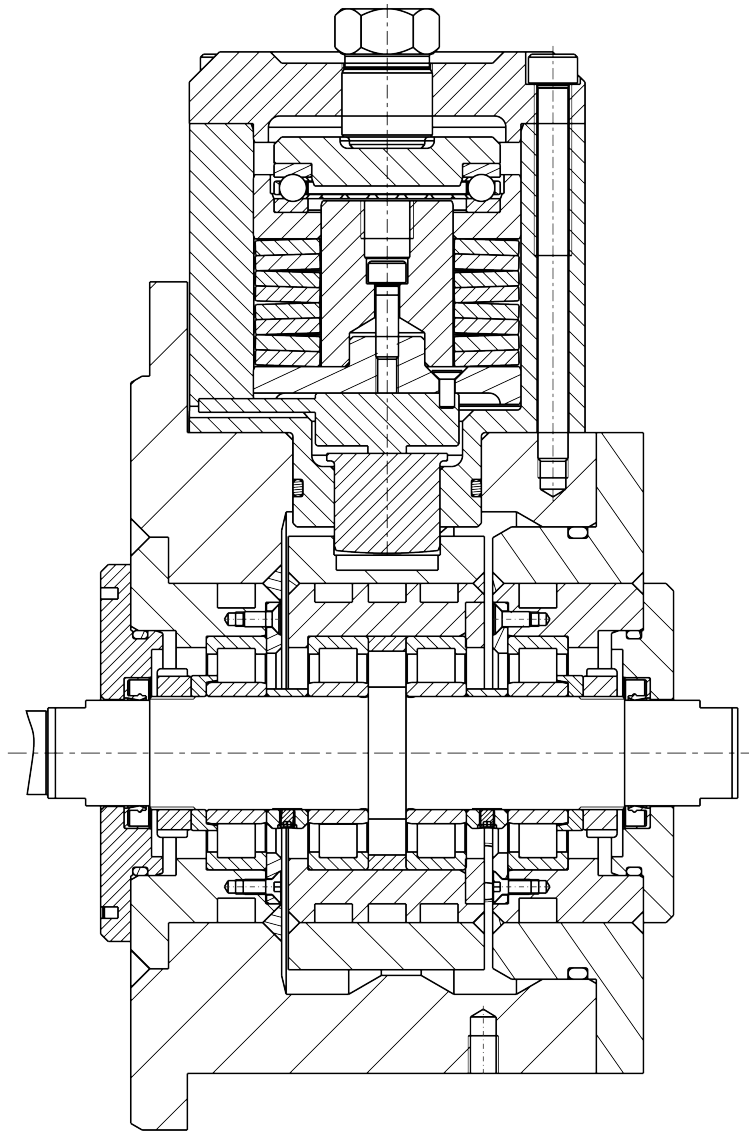


Abbildung 6.3: Schnittansicht eines Prüfkopfes des Vierlagerprüfstandes

6.2.2 Schwingungsüberwachung des Prüfstandes

Ein schwingungsbasiertes Condition-Monitoring-System detektiert Ermüdungsschäden auf den Laufbahnen der Ringe oder den Wälzkörpern in einem frühen Stadium, bevor sich Sekundärschäden durch Überrollung von Partikeln aus den Primärschäden entwickeln. Dazu wird der Effektivwert des Schwingungspegels im Zeitbereich überwacht und mit einem voreingestellten Grenzwert verglichen. Bei Überschreitung dieses Grenzwertes wird der Versuch abgeschaltet. Eine Aussage, an welcher Komponente des Lagers ein Schaden aufgetreten ist, lässt sich daraus jedoch nicht treffen.

Die Überwachung wurde über eine Hüllkurvenanalyse realisiert, mit der sich auch nachträglich der Schadensbeginn und -ort genau nachvollziehen lässt [Hac11]. Da die Versuche bei konstanter Dreh-

zahl durchgeführt werden, lassen sich die Stoßimpulsfolgen, die aus der Überrollung eines Schadens auf der Laufbahn resultieren, als konstante Werte hinterlegen. Die Überrollfrequenzen der einzelnen Lagerkomponenten lassen sich unter Annahme idealen Abrollens aus der Kinematik des Lagers nach Gleichungen 6.1 bis 6.5 berechnen [Pal64]. Darin ist n die Drehzahl des Innenrings, z die Anzahl an Wälzkörpern, D_w der Wälzkörperdurchmesser, $d_m = \frac{d+D}{2}$ der mittlere Lagerdurchmesser und α der Druckwinkel. Die Wälzkörperüberrollfrequenz entspricht der doppelten Wälzkörperrotationsfrequenz, da ein Punkt auf dem Wälzkörper pro Umdrehung einmal in Kontakt mit dem Innenring und einmal mit dem Außenring tritt.

Außenringüberrollfrequenz f_{AR} :

$$f_{AR} = \frac{1}{2} \cdot n \cdot z \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cdot \cos\alpha \right) \quad (6.1)$$

Innenringüberrollfrequenz f_{IR} :

$$f_{IR} = \frac{1}{2} \cdot n \cdot z \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \cdot \cos\alpha \right) \quad (6.2)$$

Wälzkörperrotationsfrequenz f_{WKn} :

$$f_{WKn} = \frac{1}{2} \cdot n \cdot \frac{d_m}{D_w} \left[1 - \left(\frac{D_w}{d_m} \cdot \cos\alpha \right)^2 \right] \quad (6.3)$$

Wälzkörperüberrollfrequenz f_{WK} :

$$f_{WK} = 2 \cdot f_{WKn} = n \cdot \frac{d_m}{D_w} \left[1 - \left(\frac{D_w}{d_m} \cdot \cos\alpha \right)^2 \right] \quad (6.4)$$

Käfigrotationsfrequenz f_K :

$$f_K = \frac{1}{2} \cdot n \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cdot \cos\alpha \right) \quad (6.5)$$

Die für den untersuchten Lagertyp NU206 berechneten Überrollfrequenzen bei einer Drehzahl von $n = 4.050 \text{ 1/min}$ sind in Tabelle 6.2 aufgelistet.

Außenringüberrollfrequenz f_{AR}	353 1/s
Innenringüberrollfrequenz f_{IR}	525 1/s
Wälzkörperrotationsfrequenz f_{WKn}	166 1/s
Wälzkörperüberrollfrequenz f_{WK}	332 1/s
Käfigrotationsfrequenz f_K	27 1/s

Tabelle 6.2: Überrollfrequenzen am NU206 bei $n = 4.050 \text{ 1/min}$ ($n = 67,5 \text{ 1/s}$)

Tritt ein Schaden auf, so steigen die Beschleunigungen in der charakteristischen Frequenz der betroffenen Komponente stark an, so

dass diese identifiziert werden kann. Abbildung 6.4 zeigt das Hüllkurvenspektrum kurz vor dem Abschalten des Prüfstandes mit einem Außenringschaden. Das Diagramm zeigt die Beschleunigungswerte aufgetragen über der Frequenz. Die Überrollfrequenzen der Komponenten sowie die Drehfrequenz $n1$ und deren Harmonische $n2$ und $n3$ sind markiert. Das starke Beschleunigungssignal in der Außenringüberrollfrequenz und deren Harmonischen ist deutlich zu erkennen.

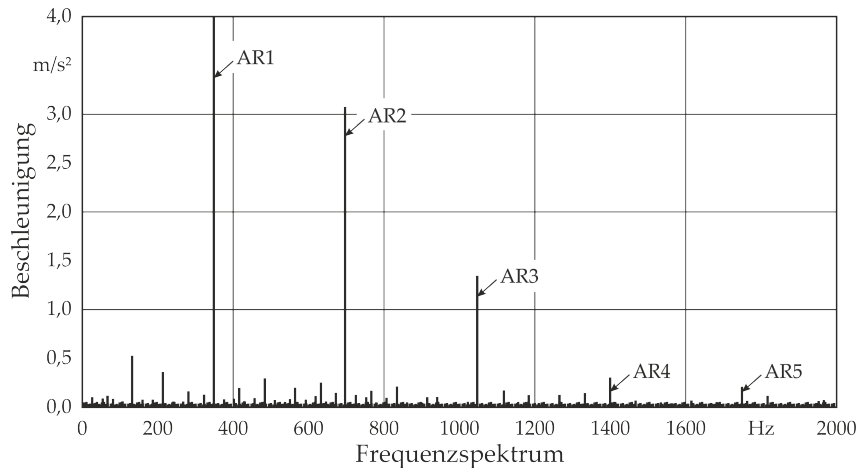


Abbildung 6.4: Hüllkurvenspektrum bei Auftreten eines Außenringschadens

6.3 EINGESETZTE ANALYSEMETHODEN

Zur Charakterisierung der Randzoneneigenschaften nach der Fertigung und nach der Beanspruchung werden Analyseverfahren eingesetzt, die im Folgenden beschrieben werden.

6.3.1 Eigenspannungsmessungen

Zur Analyse des Eigenspannungszustandes existieren viele Verfahren, die auf unterschiedlichen physikalischen Prinzipien beruhen. Neben einer Einteilung in zerstörende und zerstörungsfreie Verfahren ist zwischen indirekter und direkter Messung zu unterscheiden.

Bei den indirekten Methoden ist die Bohrlochmethode weit verbreitet, die seit den 1930er Jahren Anwendung findet [Mat33]. Diese Methode, mit der Eigenspannungen erster Art bestimmt werden können, zählt zu den zerstörenden Verfahren und nutzt den Effekt, dass sich durch Einbringung einer Sacklochbohrung das umgebende Material an der Oberfläche verzerrt. Die Bohrung wird dabei schrittweise eingebracht, wodurch sich ein verändertes Gleichgewicht einstellt, aus dem auf die zuvor im Werkstoff vorhandenen Eigenspannungen zurückgerechnet werden kann. So kann ein Tiefenprofil der Eigenspannungen gemessen werden. Die Verzerrungen an der Oberfläche wer-

den häufig über drei um 45° verdrehte DMS-Rosetten um das Bohrloch herum gemessen.

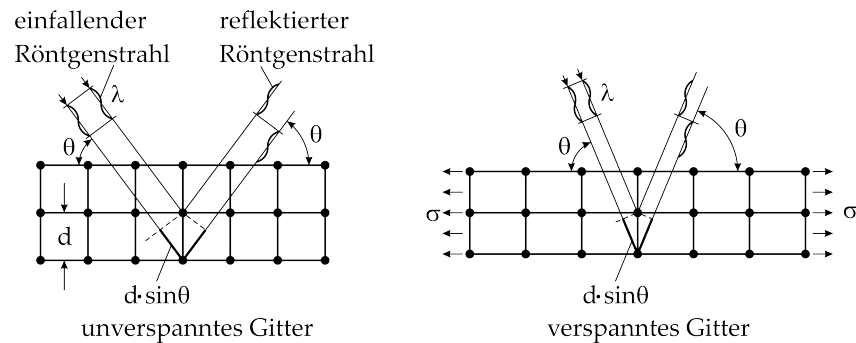


Abbildung 6.5: Veränderung des Beugungsreflexes durch Verzerrung des Kristallgitters

Bei der direkten Methode wird die Verzerrung des kristallinen Gitters im oberflächennahen Bereich gemessen. Am weitesten verbreitet sind Methoden, die auf dem Prinzip der Röntgenbeugung basieren, wie dem $\sin^2\psi$ -Verfahren. Dabei wird der Effekt genutzt, dass sich Röntgenstrahlen am kristallinen Gitter beugen. Durch die Eigenspannungen verzerrt sich das Kristallgitter, wie in Abbildung 6.5 dargestellt ist. Dadurch verschiebt sich die Peaklage des Beugungsreflexes, der mit dem Winkel θ eintritt und reflektiert wird. Da Interferenz nur dann auftritt, wenn die Braggsche Beugungsbedingung ($n \cdot \lambda = 2d \cdot \sin\theta$) erfüllt ist, führt ein veränderter Netzebenenabstand d bei gleicher Wellenlänge λ zu einem veränderten Beugungswinkel 2θ . Die Variable n in der Gleichung ist eine natürliche Zahl.

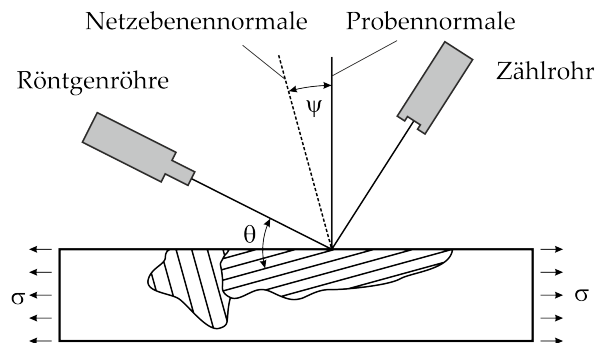


Abbildung 6.6: Eigenspannungsmessung in einem Vielkristall

Da die meisten Werkstoffe als Vielkristall vorliegen, ist die Verzerrung des betrachteten Kristallits von der Orientierung bezüglich der Spannungsrichtung abhängig. Daher wird die Probe zur Messung der Peaks aus unterschiedlichen Kippwinkeln ψ durchgeführt. Wird die Peakposition über dem \sin^2 des Winkels ψ aufgetragen, ergibt sich bei einem oberflächenparallelen Eigenspannungszustand ohne steile Gradienten in der Tiefe ein linearer Zusammenhang, wie in Abbildung 6.7 dargestellt [Bre12]. Der Zusammenhang zwischen der Deh-

nung ϵ und der Spannung σ wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$\epsilon_{\phi,\psi} = \frac{1}{2}s_2(\sigma_1 \cdot \cos^2\phi + \sigma_2 \cdot \sin^2\phi)\sin^2\psi + s_1(\sigma_1 + \sigma_2) \quad (6.6)$$

Darin sind $s_1 = -\frac{\nu}{E}$ und $s_2 = \frac{(\nu+1)}{E}$ die röntgenografischen Elastizitätskonstanten, σ_1 und σ_2 die Hauptspannungen und der Winkel ϕ der Azimut gegenüber der Hauptspannungsrichtung.

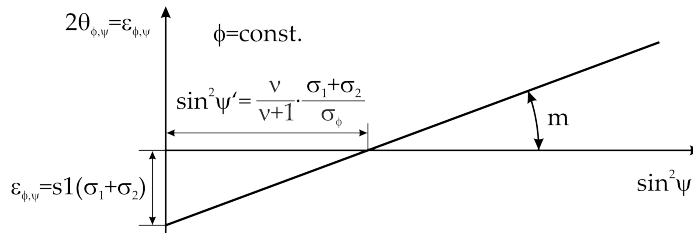


Abbildung 6.7: Linearer Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung beim $\sin^2\psi$ -Verfahren

Die in dieser Arbeit durchgeführten Eigenspannungsmessungen erfolgten am *Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen (IFW)* der *Leibniz Universität Hannover*. Die röntgenografischen Eigenspannungsmessungen wurden mit einem 2-Kreis Bragg-Brentano-Diffraktometer vom Typ GE XRD 3003TT unter Verwendung von $\text{CrK}\alpha$ -Strahlung durchgeführt. Zur Aufnahme der Eigenspannungstiefenprofile wurde das Material sukzessiv durch elektrolytisches Polieren abgetragen, um keine neuen Eigenspannungen in das Bauteil einzubringen.

6.3.2 Oberflächenanalysen

Zur Bestimmung der Profile sowie der in Kapitel 2.3.1 vorgestellten Rauheitskennwerte wurden die Lager vor und nach jeden Versuch mit einem Tastschnittgerät vermessen. Dieses besitzt eine Diamantspitze mit einem Spitzenradius von $2\ \mu\text{m}$, mit der die Oberfläche quer zur Laufrichtung abgetastet wird. Das Tastschnittgerät ist in Abbildung 6.8 links dargestellt.

Zur Ermittlung der Profilform und gegebenenfalls vorhandenen Geometrieabweichungen wurden die gesamten Laufflächen abgetastet. Um die genaue Laufbahnbreite zu bestimmen, wurde jede Messung jeweils an den angrenzenden Fasen begonnen bzw. beendet, siehe Abbildung 6.9. Die Profilmessungen wurden an den Außen- und Innenringen sowie den Wälzkörpern vorgenommen. Zur Bestimmung der Rauheitskennwerte am Innenring wurden jeweils drei Einzelmessungen durchgeführt und deren Mittelwert gebildet.

Zur optischen Untersuchung der Laufbahnen und insbesondere der Schäden wurde ein Digitalmikroskop KEYENCE VHX600 mit einer 200-fachen Vergrößerung verwendet, Abbildung 6.8 rechts.

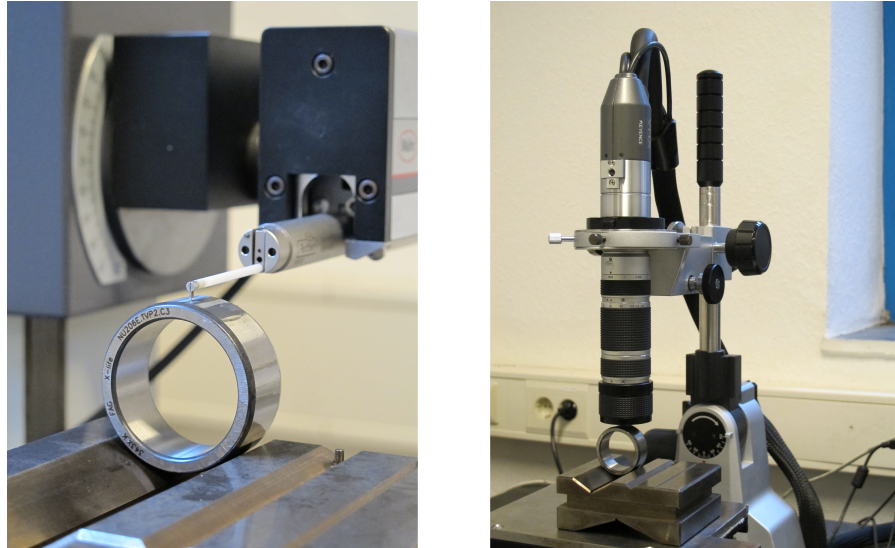


Abbildung 6.8: Tastschnittgerät zur Messung der Profilierung und der Oberflächenrauheiten (links); Digitalmikroskop (rechts)

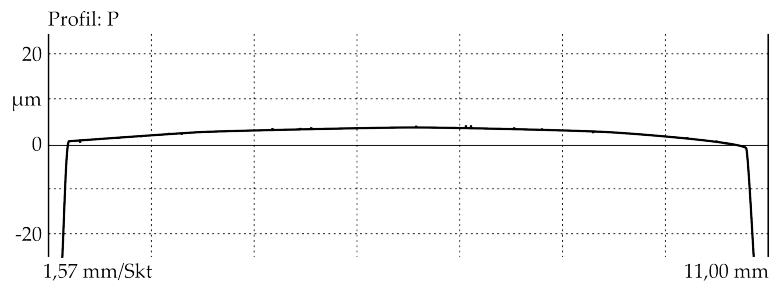
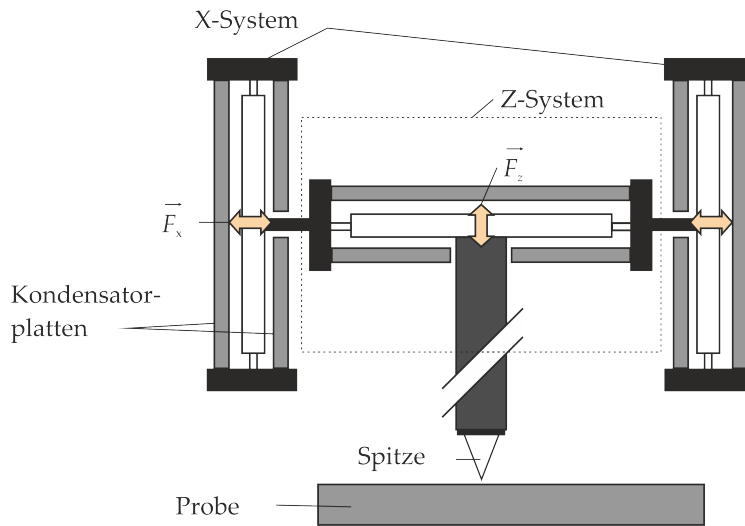


Abbildung 6.9: Profilschrieb eines Innenringes eines NU206

6.3.3 Physikalische Untersuchungen oberflächennaher Schichten

Zur Untersuchung der physikalischen Eigenschaften der oberflächennahen Schichten wurden am *Institut für Mikroproduktionstechnik (IMPT)* der *Leibniz Universität Hannover* Messungen mit einem Nanoindenter durchgeführt. Dieser basiert auf zwei senkrecht zueinander angeordneten Drei-Platten-Kondensatorsystemen, Abbildung 6.10. Die eingesetzte Messspitze ist auf dem mittleren Plattensystem befestigt, die durch Anlegen einer Spannung in vertikaler Richtung elektrostatisch bewegt werden kann. Durch eine Änderung der Kapazität zwischen den Platten wird die tatsächliche Auslenkung erfasst.

Für die Härtemessungen wurde eine Berkovich-Spitze verwendet, eine dreiseitige Diamant-Pyramide mit einem Spitzenradius $R_s < 100$ nm. Diese ist in Abbildung 6.11 in einer REM-Aufnahme zu sehen. Bei einer Messung wird die Normalkraft innerhalb von fünf Sekunden von 0 auf $3.000 \mu\text{N}$ linear erhöht, drei Sekunden lang konstant gehalten und fünf Sekunden lang linear entlastet. Durch das Halten der Kraft kann bestimmt werden, ob viskoelastisches Materialverhalten vorliegt. Während der gesamten Messung wird die Kraft und die

Abbildung 6.10: Schematischer Aufbau des Nanoindenters [PYnK⁺07]

vertikale Position des Indenters erfasst und die Kraft-Eindring-Kurve aufgezeichnet. Nach dem Ansatz von *Oliver* und *Pharr* kann aus dieser Kurve die Härte H berechnet werden. Dazu wird die maximal aufgebrachte Kraft P_{\max} durch die projizierte Fläche der bleibenden Verformung A dividiert [OP92]:

$$H = \frac{P_{\max}}{A} \quad (6.7)$$

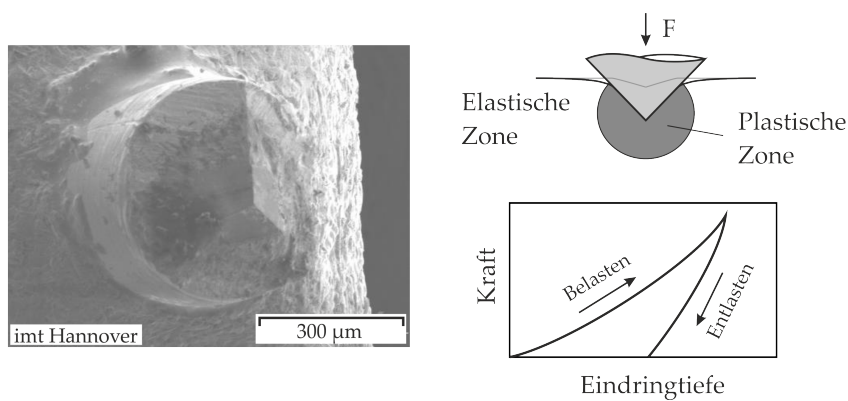


Abbildung 6.11: REM-Aufnahme der Berkovich-Spitze (Bild: imt); Vorgehen bei der Mikrohärttemessung

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen an den Zylinderrollenlagern vorgestellt. Die Versuche unterteilen sich in Kurzzeit- und Lebensdauerversuche. Die Kurzzeitversuche dienen im Wesentlichen dazu, die Veränderungen der Randzoneneigenschaften durch die Wälzbeanspruchung zu betrachten. Neben standardmäßig hergestellten Referenzlagerinnenringen werden auch hartgedrehte sowie hartgedrehte und anschließend festgewalzte Innenringe untersucht, bei denen die Fertigungsparameter gezielt variiert werden. Das Ziel ist es, geeignete Varianten zu identifizieren, mit denen in den anschließenden Lebensdauerversuchen mit selbst gefertigten Lagerinnenringen gleiche oder längere Lebensdauern erreicht werden können im Vergleich zu den Standardlagern. Die maßgebliche Größe bezüglich der Lebensdauer ist der Eigenspannungszustand unterhalb der Oberfläche und dessen Stabilität während der Beanspruchung.

7.1 REFERENZLAGER

Als Referenz wird eine Randzonenanalyse an Standard-Lagerringen durchgeführt, die nach der martensitischen Wärmebehandlung geschliffen und gehont wurden. Zum Vergleich werden die Eigenspannungsmessungen sowie die Geometrie- und Rauheitsbetrachtungen an Lagern zweier Hersteller durchgeführt.

7.1.1 Randzoneneigenschaften der Referenzlager

Abbildung 7.1 zeigt die Tiefenprofile der röntgenografisch gemessenen Eigenspannungen in Umfangsrichtung. An den Oberflächen beider Hersteller sind Druckeigenspannungen vorhanden, die typisch für das Finishen durch Honen sind. Diese fallen mit einem hohen Gradienten ab, so dass bereits ab einer Tiefe von ca. 20 μm annähernd keine Eigenspannungen mehr nachweisbar sind. Die Messergebnisse beider Hersteller ähneln sich im Verlauf der Eigenspannungen. Die Größe der Oberflächeneigenspannungen unterscheiden sich jedoch mit $\sigma_{\text{Umfang}}=-400$ MPa für Hersteller 1 und $\sigma_{\text{Umfang}}=-600$ MPa für Hersteller 2.

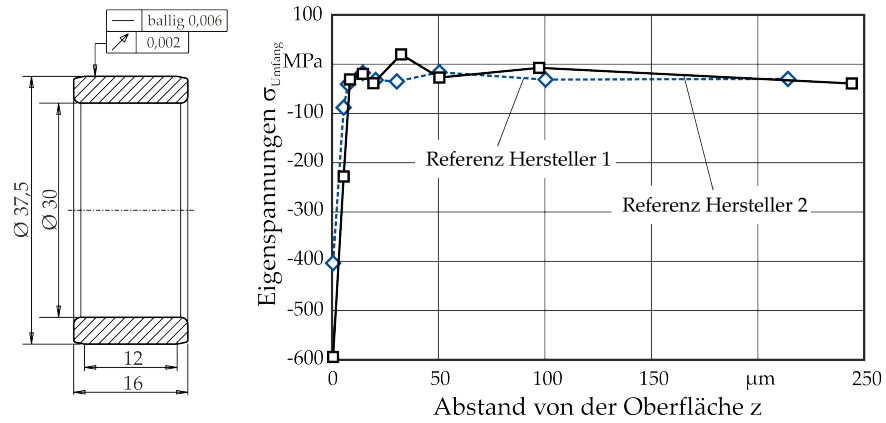


Abbildung 7.1: Eigenspannungstiefenprofile der Referenzlager

Die Rauheitskennwerte der Innenring-, Außenring- und Wälzkörperlaufbahnen wurden taktil an zehn neuen Lagern gemessen und ausgewertet. In Tabelle 7.1 sind die gemittelten Werte des ersten Herstellers zusammengefasst. Die Rauheiten der Innen- und Außenringe weisen annähernd gleiche Werte auf. Die Mittenrauheiten liegen mit $Ra = 0,08 \mu\text{m}$ auf einem sehr niedrigem Niveau. Die Wälzkörperlaufbahnen sind mit Mittenrauheiten von $Ra = 0,05 \mu\text{m}$ noch feiner. Die Laufbahnen des zweiten Herstellers weisen vergleichbare Rauheitswerte auf. Die Profile der Innenringlaufbahnen weisen eine Balligkeit von $6 \mu\text{m}$ auf und die Rundlauftoleranz beträgt $2 \mu\text{m}$, vergl. Abbildung 7.1 links.

	Innenring	Außenring	Wälzkörper
Ra	$0,08 \mu\text{m}$	$0,08 \mu\text{m}$	$0,05 \mu\text{m}$
Rz	$0,78 \mu\text{m}$	$0,85 \mu\text{m}$	$0,54 \mu\text{m}$
Rk	$0,24 \mu\text{m}$	$0,24 \mu\text{m}$	$0,12 \mu\text{m}$
Rpk	$0,11 \mu\text{m}$	$0,11 \mu\text{m}$	$0,06 \mu\text{m}$
Rvk	$0,15 \mu\text{m}$	$0,15 \mu\text{m}$	$0,08 \mu\text{m}$

Tabelle 7.1: Rauheitskennwerte der Referenzlager; $\lambda c = 0,8 \text{ mm}$

Zur Beurteilung des Gefügestandes wurden Schlifffbilder der Laggerringe angefertigt und in Nital angeätzt. In Abbildung 7.2 ist links eine lichtmikroskopische und rechts eine Rasterelektronenmikroskopaufnahme des Gefüges zu sehen. Dies zeigt ein feines und gleichmäßig verteiltes, martensitisches Gefüge.

Zur Bestimmung der Oberflächenshärte wurden mit einem Nanoin-denter unter Verwendung einer Berkovich-Spitze auf der Innenring-laufbahn Kraft-Eindring-Kurven aufgenommen. In Abbildung 7.3 sind zwei dieser Kurven exemplarisch dargestellt. Die maximale Normal-kraft von $3.000 \mu\text{N}$ wird je nach Messposition auf der Oberfläche in Tiefen von 100 bis 140 nm erreicht. Die bleibende Verformung nach

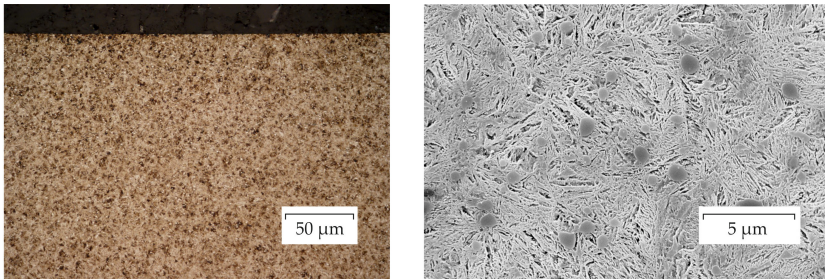


Abbildung 7.2: Lichtmikroskopische (links) und REM-Aufnahme (rechts) des martensitischen Gefüges eines unbeanspruchten Lager-rings

der Entlastung liegt zwischen 70 und 110 nm. Damit liegt elastisch-plastisches Materialverhalten vor. Es fällt auf, dass die Kurve der Messung 2 zu Beginn eine sehr geringe Steigung aufweist und ab einer Tiefe von ca. $z = 40$ nm einen ähnlichen Verlauf zeigt wie die von Messung 1. Dieses starke Eindringen bei geringer Kraft kann ein Einfluss durch Rauheiten sein, die von der Messspitze getroffen werden. Aus den Entlastungskurven wird nach dem Ansatz von *Oliver* und *Pharr* die Härte für jede Messung berechnet. Die auf diese Weise berechnete Härte der Innenringlaufbahn liegt im arithmetischen Mittel aller Messungen bei etwa 10,5 GPa. Dies liegt auf einem vergleichbaren Niveau wie Messungen, die an Innenringen von Spindel-lagern gemessen wurden, deren mittlere Härte bei etwa 10 GPa lag [Gat10, Pap11]. Es wurden ferner Härtemessungen an einer neuen Außenringlaufbahn durchgeführt. Diese zeigen im Mittel eine Härte von ca. 12,5 GPa und liegen damit etwas über den Werten der Innen-ringlaufbahn.

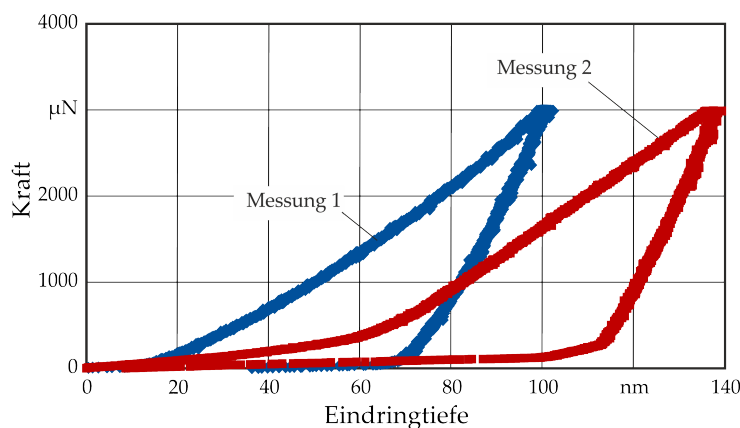


Abbildung 7.3: Kraft-Eindring-Kurven eines Härteeindrucks auf der Innen-ringlaufbahn des Referenzlagers

7.1.2 Versuchsdurchführung

Die Kurzzeitversuche mit den Zylinderrollenlagern wurden auf einem Vierlagerprüfstand durchgeführt, der in Abschnitt 6.2 beschrieben wurde. Dazu werden für jeden Versuch vier ungelauene Lager montiert und für eine definierte Zeit unter konstanten Bedingungen betrieben. Vor dem Einbau in den Prüfstand werden alle Versuchslager auf gleiche Weise vorbereitet:

- Zerlegung und Beschriftung der Lager
- Reinigung in Siedegrenzenbenzin bei 65 °C
- Trocknung im Wärmeschrank
- Aufnahme von Rauheits- und Profilschrieben aller Komponenten
- Montage der Lager auf der Prüfwellen

Es wurden zwei Laststufen von $C/P=4$ und $C/P=2,5$ ausgewählt, mit denen die Lager betrieben wurden. Um sicherzustellen, dass keine Spannungsüberhöhungen auftreten, die zu Kantenträgern führen, wurden die Pressungsverteilungen der höchstbelasteten Kontakte der Lager unter Verwendung der gemessenen Profile berechnet. Die beiden mittleren Lager, über die die Last eingeleitet wird, erfahren annähernd keine Schiefstellung. Die äußeren Lager, über die sich die Last im Prüfkopfgehäuse abstützt, werden durch die Wellendurchbiegung schiefgestellt. Die berechnete Schiefstellung an den Lagern für die beiden Belastungsfälle sind in der folgenden Tabelle aufgelistet.

Lagerbelastung	äußere Lager	mittlere Lager
$C/P=4$	3,06'	1,38'
$C/P=2,5$	4,78'	2,10'

Tabelle 7.2: Schiefstellung der Lager für die betrachteten Lastfälle

In Abbildung 7.4 ist links die Pressungsverteilung des höchstbelasteten Kontakts der beiden mittleren Lager über der Laufbahnbreite aufgetragen. Für die geringere Last von $C/P=4$ liegt das Maximum der Pressung bei $p_{\max}=2.500$ MPa und für die höhere Last von $C/P=2,5$ bei $p_{\max}=3.000$ MPa. Die Maxima liegen jeweils annähernd mittig.

Rechts im Bild sind die Pressungsverteilungen an den beiden äußeren Lagern unter Annahme eines balligen Profils aufgetragen. Die Maximalwerte unterscheiden sich nur gering von denen der mittleren Lager. Es liegt aufgrund der Schiefstellung der Welle eine unsymmetrische Pressungsverteilung vor. Es sind jedoch keine Spannungsüberhöhungen an den Rändern erkennbar, die dort zu vorzeitiger Ermüdung führen können.

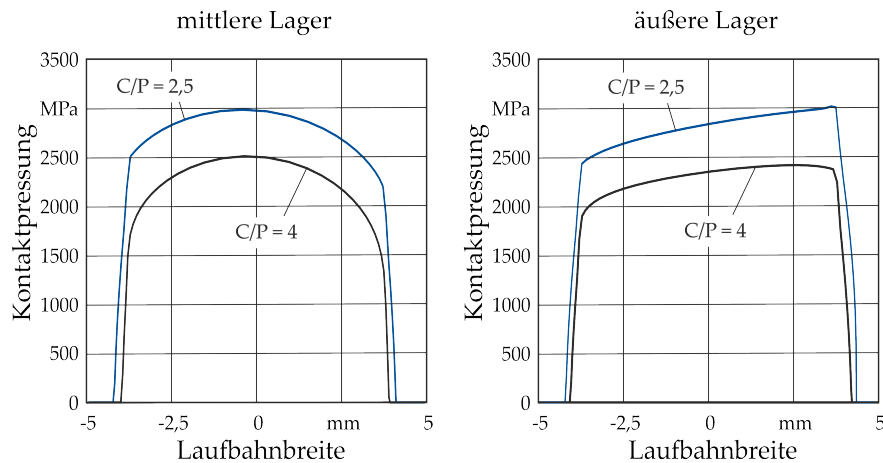


Abbildung 7.4: Kontaktspannungsverteilung für die Belastungen $C/P = 4$ und $C/P = 2,5$ für die mittleren Lager (links) und die äußeren Lager (rechts)

Der überwiegende Anteil der Versuche wurde bei einer radialen Belastung von $C/P=4$ und einer Drehzahl von $n = 4.050 \text{ 1/min}$ durchgeführt. Die Versuche mit der höheren Last von $C/P=2,5$ wurden aufgrund der höheren Wärmeentwicklung bei einer etwas geringeren Drehzahl von $n = 2.500 \text{ 1/min}$ betrieben. Der Schmierstoff der Öllumlaufschmierung wurde temperiert und direkt zwischen den Lagern eingespritzt. Der nach Gl. 2.4 berechnete spezifische Schmierfilmdickenparameter liegt beim Betrieb mit der geringeren Belastung bei $\lambda \geq 3$ und bei der höheren Last bei geringerer Drehzahl bei $\lambda \approx 2,5$. Damit liegt nur für die geringere Belastung ein sicherer Betrieb bei Vollschmierung vor, während bei der höheren Belastung nach der Zuordnung von *Kaneta* noch ein Einfluss der Rauheiten auf die Schmierfilmbildung und den Druckverlauf im Schmierfilm auftreten kann [Kan92].

Die Versuche werden nach unterschiedlichen Laufzeiten beendet, um die Randzonenanalysen durchzuführen. Die Versuchsbedingungen sind in Tabelle 7.3 zusammengefasst.

7.1.3 Randzonenveränderungen durch die Wälzbeanspruchung

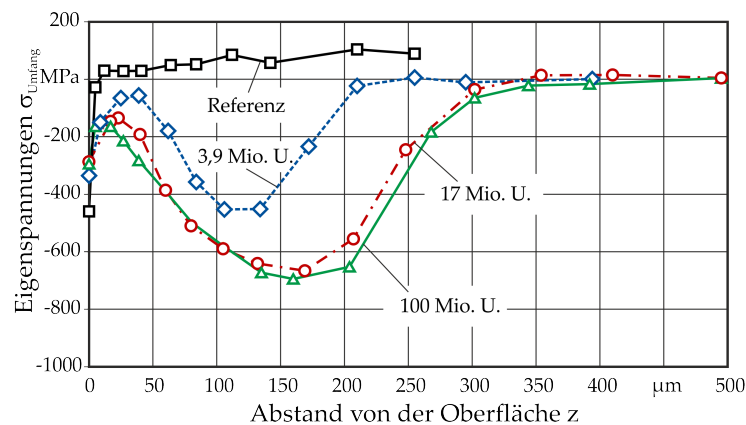
Zunächst werden die Veränderungen der Eigenspannungen betrachtet, die aus der Wälzbeanspruchung resultieren. Die Datenbasis der Referenzlager wird um Messungen von *Hacke* [HRH11] erweitert, die unter gleichen Versuchsbedingungen durchgeführt wurden. Abbildung 7.5 zeigt den zeitlichen Verlauf der Eigenspannungstiefenverläufe für eine radiale Belastung von $C/P=4$. Nach $3,9 \cdot 10^6$ Umdrehungen hat sich gegenüber dem unbelasteten Zustand ein ausgeprägtes Eigenspannungsmaximum von etwa $\sigma_{\text{Umfang}} = -500 \text{ MPa}$ in einer Tiefe von $z \approx 120 \text{ }\mu\text{m}$ ausgebildet. Die Eigenspannungen nehmen mit

Lagertyp	NU206
Radiale Belastung C/P	4; 2,5
Max. Flächenpressung p_{\max}	2.500; 3.000 MPa
Drehzahl n	4.050; 2.500 1/min
Anzahl Lagerumdrehungen	variabel
Schmierung	Ölumlaufschmierung
Schmierstoff	vollsynthetisches Getriebeöl
Kinematische Viskosität $\eta_{40^\circ\text{C}}$	68 mm ² /s
Messgrößen	Radialkraft, Außenringtemperaturen Öltemperatur, Schwingungspegel

Tabelle 7.3: Versuchsbedingungen der Kurzzeitversuche

zunehmender Tiefe kontinuierlich ab, bis unterhalb von etwa 200 μm der Werkstoff eigenspannungsfrei ist.

Nach $17 \cdot 10^6$ Umdrehungen ist das Maximum auf $\sigma_{\text{Umfang}} = -650$ MPa angestiegen, das in einer Tiefe von $z = 170$ μm liegt. Die Eigenspannungen reichen in größere Tiefen hinein, bis ab etwa $z = 300$ μm keine Spannungen mehr zu messen sind. Eine weitere Messung nach einer Laufzeit von $100 \cdot 10^6$ Lagerumdrehungen zeigt gegenüber dem vorigen Verlauf nur geringfügige Veränderungen. Dieses Verhalten der Eigenspannungen aufgrund der Wälzbeanspruchung ähnelt dem Verhalten, das Voskamp an Rillenkugellagern erforscht hat, Abbildung 2.25.

Abbildung 7.5: Eigenspannungstiefenprofile $C/P = 4$ [HRH11]

Weiterhin wurden Versuche bei der höheren radialen Belastung von $C/P = 2,5$ durchgeführt. Die dazugehörigen Eigenspannungsverläufe sind in Abbildung 7.6 aufgetragen. Nach $1,5 \cdot 10^6$ Umdrehungen hat sich sich bereits ein ausgeprägtes Maximum der Eigenspannungen von $\sigma_{\text{Umfang}} = -800$ MPa in einer Tiefe von $z \approx 220$ μm gebildet. Die Eigenspannungen reichen bis in eine Tiefe von über 500 μm hinein. Nach $3,9 \cdot 10^6$ Lagerumdrehungen ist das Maximum auf etwa -900 MPa angestiegen, welches in einer Tiefe von ca. 270 μm liegt. Bis

zum Erreichen der jeweiligen Maxima überdecken sich die Eigenspannungsverläufe annähernd, nach der längeren Laufzeit reichen sie jedoch in größere Tiefen. Im Vergleich zur geringeren Belastung ist der Bereich hoher Druckeigenspannungen für die Belastung von $C/P=2,5$ deutlich größer.

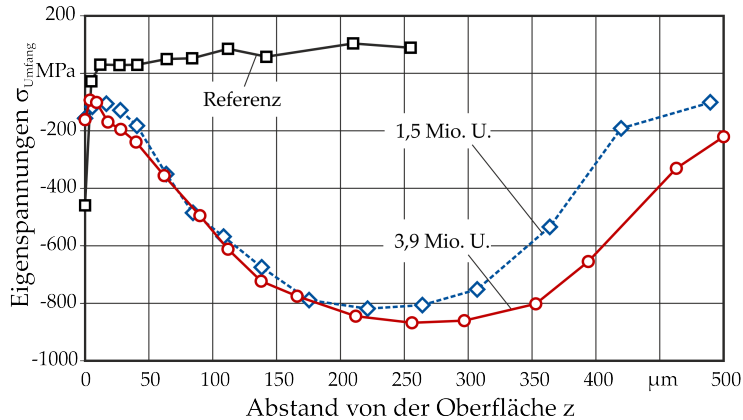


Abbildung 7.6: Eigenspannungstiefenprofile $C/P = 2,5$ [HRH11]

Neben den Veränderungen der Eigenspannungen durch die Wälzbeanspruchung werden an allen Lagern vor und nach der Beanspruchung die Oberflächenrauheiten bestimmt. Dabei zeigt sich, dass die Oberflächen auch nach einer Einlaufphase zu Beginn eingeglättet werden. In Abbildung 7.7 sind die axial gemessenen Kennwerte R_k , R_{pk} und R_a nach unterschiedlichen Umdrehungszahlen aufgetragen. Es ist eine deutliche Einebnung der Rauheiten durch die Wälzbeanspruchung erkennbar. Erst ab ca. 30 Mio. Umdrehungen sind annähernd konstante Werte zu messen, die auch nach langen Laufzeiten über 115 Mio. Umdrehungen keine starken Veränderungen mehr zeigen.

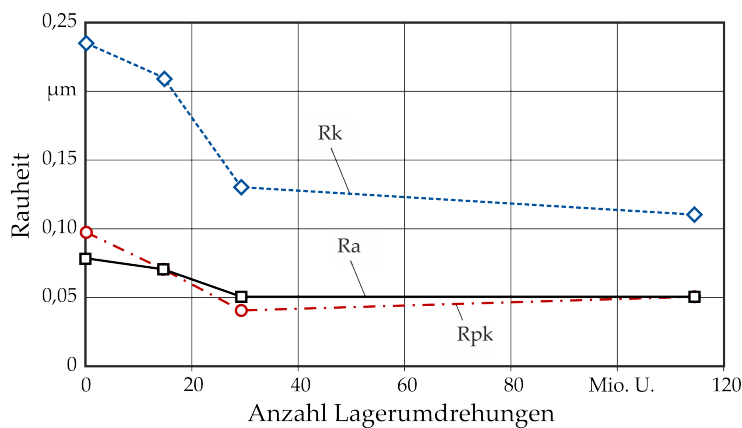


Abbildung 7.7: Veränderungen der Rauheiten durch die Wälzbeanspruchung bei einer Belastung $C/P = 4$

Zur Beurteilung des Beanspruchungszustandes wurde das Gefüge mehrerer Lager nach langen Beanspruchungsdauern betrachtet. Dazu wurden Längs- und Querschliffe durch die beanspruchte Zone

angefertigt und mit Nital angeätzt. In Abbildung 7.8 ist links ein Querschliff durch einen Lagerring dargestellt, der 142 Mio. Umdrehungen bei einer Belastung von $C/P=4$ betrieben wurde. Die Ausbildung einer Dark Etching Area (DEA) ist deutlich zu erkennen, die auf einen plastisch verformten Martensit hindeutet. Rechts im Bild ist ein Längsschliff desselben Lagerrings in der Vergrößerung abgebildet. Darauf sind die für lange und hohe Beanspruchungen typischen White Bands (WB) zu sehen, die sich nicht anätzen lassen und daher weiß erscheinen [Schoz].

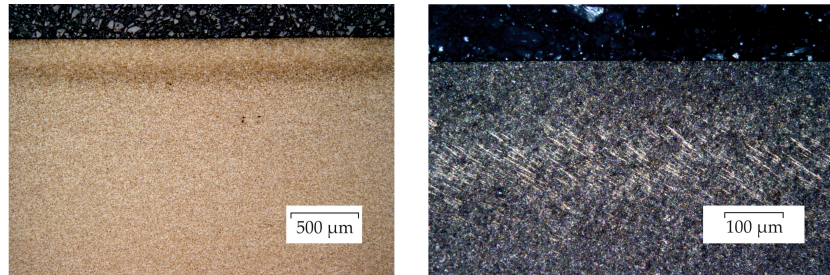


Abbildung 7.8: Quer- und Längsschliff durch einen Lagerring nach 142 Mio. Umdrehungen bei einer Belastung von $C/P = 4$

Analog zu den Messungen am unbeanspruchten Lager wurde die Härte der Innenringlaufbahnen nach einer Beanspruchungsdauer von $14,5 \cdot 10^6$ und $114 \cdot 10^6$ Umdrehungen bei einer Belastung von $C/P=4$ gemessen. Am Außenring wurde sie nach $14,5 \cdot 10^6$ Umdrehungen erfasst. Die Ergebnisse sind den Referenzmessungen in Abbildung 7.9 gegenübergestellt. Am Innenring ist eine kontinuierliche Erhöhung der Oberflächenhärte von 10,5 über 12,5 auf über 14 GPa festzustellen. Dies korreliert mit der Einebnung der Rauheitsspitzen und der damit verbundenen Verfestigung. Die Härte der Außenringlaufbahn zeigt nach der Beanspruchung ebenfalls eine Steigerung gegenüber dem unbeanspruchten Zustand und liegt bei ca. 14,5 GPa.

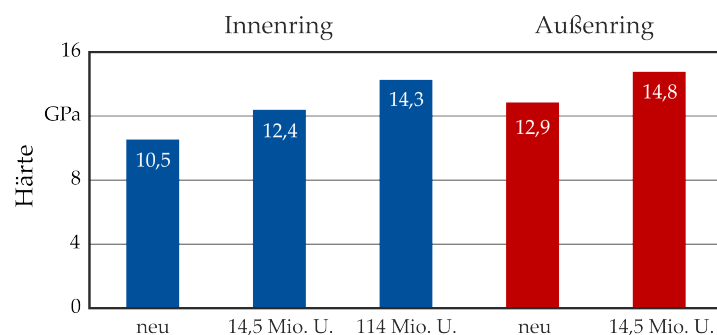


Abbildung 7.9: Veränderungen der Oberflächenhärte durch die Wälzbeanspruchung der Innen- und Außenringlaufbahn

7.2 HARTGEDREHTE LAGERRINGE

Basierend auf den Geometriemessungen an den Referenzlagern wurden am IFW Innenringe durch Hartdrehen gefertigt, die anschließend unter denselben Versuchsbedingungen betrieben wurden. Dazu wurden von einem Wälzlagerhersteller gehärtete und geschliffene Lageringeringe mit definiertem Aufmaß für die Endbearbeitung zur Verfügung gestellt, an denen das Hartdrehen anstelle des Honens als finaler Fertigungsprozess angewandt werden konnte.

7.2.1 Randzoneneigenschaften der hartgedrehten Lagerringe

Zur Identifikation der maßgeblichen Einflussgrößen hinsichtlich der entstehenden Eigenspannungen und Oberflächenrauheiten wurde ein D-optimaler Versuchsplan für die Zerspanversuche mit einem ungefasten Werkzeug erstellt und durchgeführt. Dadurch können die signifikanten Einflussgrößen und deren Wechselwirkungen identifiziert und in ein Regressionsmodell überführt werden. Es wurden die Prozessparameter Schnittgeschwindigkeit v_c , Vorschub f und Schneidkantenradius r_β in jeweils fünf Stufen variiert. Die Schnitttiefe a_p wurde konstant gehalten. Zudem wurden auch Versuche mit gefasteten Werkzeugen durchgeführt. In Abbildung 7.10 ist die Spanbildung beim Drehen für ein ungefastes und ein gefastetes Werkzeug dargestellt.

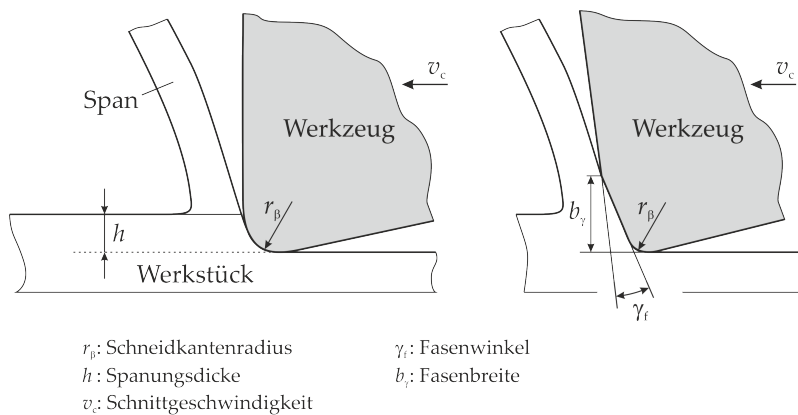


Abbildung 7.10: Zonen der Spanentstehung für ein verrundetes und ein gefastetes Werkzeug nach [War74]

Für die Untersuchungen wurde eine Hochpräzisionsdrehmaschine vom Typ HEMBRUG MICROTURN 100 eingesetzt, mit der die erforderlichen Oberflächenrauheiten und Rundlauf toleranzen der Laufbahnen eingehalten werden können. Nach der Bearbeitung wurden die Eigenspannungen und Rauheiten gemessen. Die verwendeten Fertigungsparameter sind in Tabelle 7.4 aufgelistet.

Schnittgeschwindigkeit v_c	50; 125; 175; 235; 300 m/min
Vorschub f	0,05; 0,09; 0,13; 0,16; 0,2 mm
Schnitttiefe a_p	0,1 mm
Schneidkantenradius r_β	10; 25; 50; 75; 100 μm

Tabelle 7.4: Fertigungsparameter bei den Zerspanversuchen

In den Zerspanversuchen zeigte sich, dass der Vorschub f und der Schneidkantenradius r_β die größten Einflüsse auf die entstehende Rauheit haben. Die Schnittgeschwindigkeit v_c beeinflusst die Oberflächenbeschaffenheit hingegen nur unwesentlich. In Abbildung 7.11 ist die entstehende gemittelte Rautiefe R_z über dem Vorschub in Abhängigkeit des Schneidkantenradius dargestellt. Es besteht eine starke Wechselwirkung zwischen den beiden Parametern. Mit einem geringen Vorschub von $f=0,05$ mm und einem Schneidkantenradius von $r_\beta \leq 25 \mu\text{m}$ lassen sich Rauheiten von $R_z < 0,5 \mu\text{m}$ erzielen.

Wird der Vorschub auf $f=0,2$ mm vergrößert, stellen sich wesentlich größere Rauheiten von $R_z > 2,5 \mu\text{m}$ ein. Bei Verwendung eines großen Schneidkantenradius entstehen auch bei geringen Vorschüben raue Oberflächen. Dies wird durch den *Ploughing-Effekt* hervorgerufen, bei dem der Anteil des zu zerspanenden Werkstoffmaterials vergrößert wird, der unter der Schneide durchgedrückt wird. Dadurch erhöht sich der Anteil plastischer und elastischer Verformung, was mit einer Erhöhung der Bearbeitungskräfte einhergeht [Köto6].

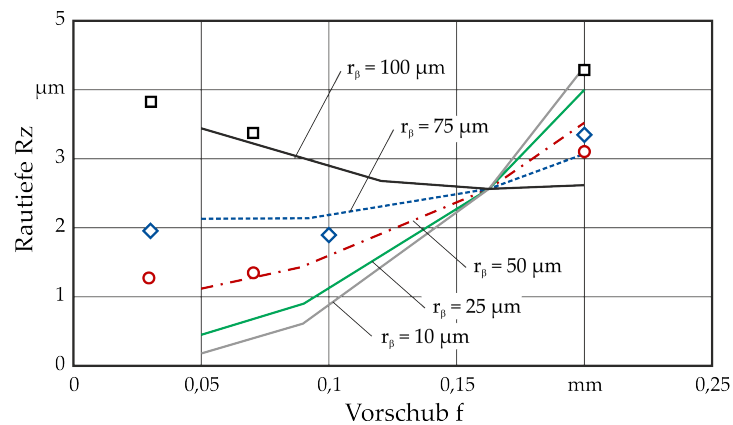


Abbildung 7.11: Einfluss der Hartdrehparameter auf die Rauheit [DPMN14]

Abbildung 7.12 zeigt eine Mikroskopaufnahme einer im Prüfstand gelaufenen, hartgedrehten Oberfläche mit dem dazugehörigen Rauheitsschrieb vor der Beanspruchung. Auf der Oberfläche sind die Vorschubriefen trotz sehr geringer Rauheitswerte deutlich sichtbar. Diese sind auch im Rauheitsschrieb rechts im Bild erkennbar.

Durch die Variation der Prozessstellgrößen ändern sich die Zerspankräfte, wodurch der entstehende Eigenspannungszustand beeinflusst wird. Eine Erhöhung des Vorschubs führt entsprechend dem

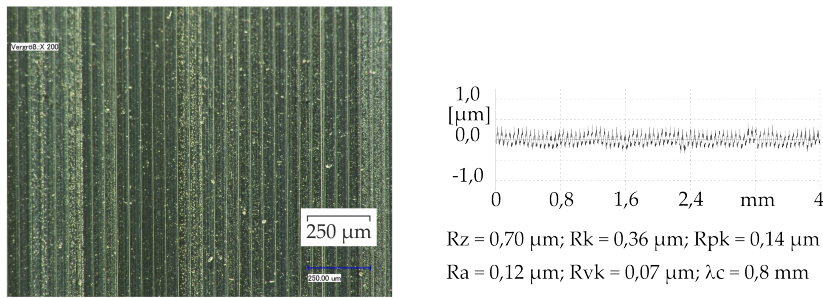


Abbildung 7.12: Im Prüfstand gelaufene, hartgedrehte Innenringlaufbahn mit dem Rauheitsschrieb nach der Fertigung

größeren Zerspanvolumen zu höheren Kräften. Abbildung 7.13 zeigt die Eigenspannungsprofile für Vorschübe von $f=0,05$ und $f=0,09$ mm. Die Oberflächeneigenspannungen beider Varianten liegen im Druckbereich, wobei die des größeren Vorschubs mit etwa -250 MPa einen etwas größeren Wert aufweist. Die Eigenspannungen nehmen mit zunehmender Tiefe ab. Unterhalb einer Tiefe von 20 μm sind beide Randzonen eigenspannungsfrei.

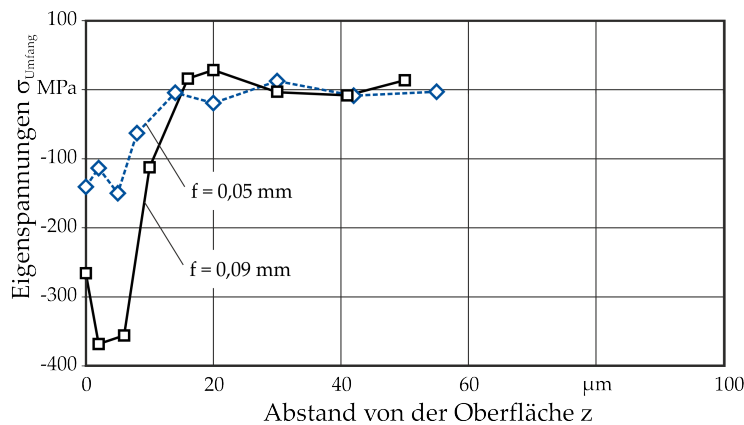


Abbildung 7.13: Einfluss des Vorschubs auf die Eigenspannungen

7.2.2 Randzonenveränderungen durch die Wälzbeanspruchung

Analog zu den Kurzzeitversuchen mit den Referenzlagern wurden mit hartgedrehten Lagerringen Versuche durchgeführt. Diese wurden mit neuen Außenringen, Wälzkörpern und Käfigen der Referenzlager gepaart. Dabei wurde eine Vielzahl an Lagerringen mit unterschiedlichen Fertigungsparametern untersucht. Mit den Untersuchungen sollen zum einen die Rauheitsgrenzen ermittelt werden, oberhalb derer bei den gewählten Versuchsbedingungen kein sicherer Betrieb mehr möglich ist. Zum anderen werden die Veränderungen der Randzoneigenschaften durch die Wälzbeanspruchung untersucht.

Die gedrehten Lagerringe wurden fertigungsbedingt mit einem geringeren Lager Spiel und mit einem zylindrischen Profil anstelle des

balligen Profils der Referenzlager hergestellt. Daraus resultiert eine geänderte Aufteilung der Wälzkörperkräfte und Pressungsverteilung. Am Scheitelrollenkontakt verringert sich die maximale Kontaktpressung von $p_{\max}=2.508$ auf $p_{\max}=2.291$ MPa, vergl. Abschnitt 5.1.

Abbildung 7.14 zeigt zwei Mikroskopaufnahmen von Innenringen mit den dazugehörigen Rauheitsprofilen nach der Fertigung, die im anschließenden Versuch bereits nach wenigen Stunden durch Ausbrüche unbrauchbar wurden. Der Lagerring links im Bild wurde mit einem Vorschub von $f=0,13$ mm gedreht. Die spitzen Drehriefen, die zu Rauheitswerten von $Ra=0,56$ μm und $Rk=2,08$ μm führen, sind deutlich im Rauheitsschrieb zu erkennen. Der berechnete spezifische Schmierfilmdickenparameter beträgt $\lambda \approx 0,5$. Damit ist mit einem großen Einfluss der Festkörperkontakte zu rechnen. Dieser Ring zeigt umlaufend über den gesamten Umfang Mikropittings. Zudem sind innerhalb dieser Bänder größere und tiefere Ausbrüche sichtbar. Der Lagerring rechts im Bild wurde mit einem geringeren Vorschub gedreht und weist Rauheiten von $Ra=0,32$ μm und $Rk=0,98$ μm auf. Die spezifische Schmierfilmdicke beträgt $\lambda=0,92$. Dieser Ring fiel mit einer großen Anzahl von kleinen, oberflächlichen Ausbrüchen aus, die zum Teil entlang der Drehriefen verlaufen. Dieses Schadensbild wurde in drei Wiederholungsversuchen reproduziert.

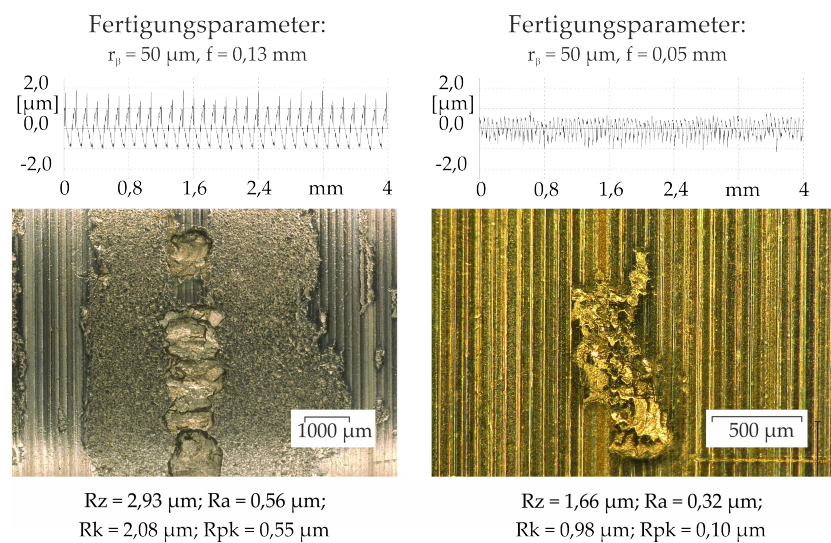


Abbildung 7.14: Oberflächenschäden an hartgedrehten Lagerlaufbahnen

Durch Wahl geeigneter Prozessparameter beim Drehen wurden daraufhin Lagerringe gefertigt, deren Oberflächenrauheiten vergleichbar sind mit denen geschliffener Lagerringe. Diese wurden in Versuchen unterschiedlich lange betrieben, um die Veränderungen der Rauheiten über der Betriebsdauer zu ermitteln. Tabelle 7.5 fasst die Fertigungsparameter beim Hartdrehen zusammen.

Abbildung 7.15 zeigt die Rauheiten für unterschiedliche Laufzeiten gemittelt über je vier Lager. Aus den Anfangsrauheiten ergibt sich ein spezifischer Schmierfilmhöhenparameter von $\lambda > 3$. Während

Schnittgeschwindigkeit v_c	200 m/min
Vorschub f	0,05 mm
Schnitttiefe a	0,1 mm
Fasenbreite b_γ	100 μm
Fasenwinkel γ_f	30°

Tabelle 7.5: Prozessparameter der hartgedrehten Lagerringe für die Kurzzeitversuche

des Einlaufes glätten sich die Rauheitsspitzen ein und es erfolgt eine Reduzierung aller Rauheitsgrößen. Die Mittenrauheiten R_a und die reduzierten Spitzenhöhen R_{pk} nehmen nach ca. 25 Mio. Lagerumdrehungen Werte an, die über lange Laufzeiten annähernd konstant bleiben, während die Kernrauheit R_k eine weitere, geringe Absenkung erfährt.

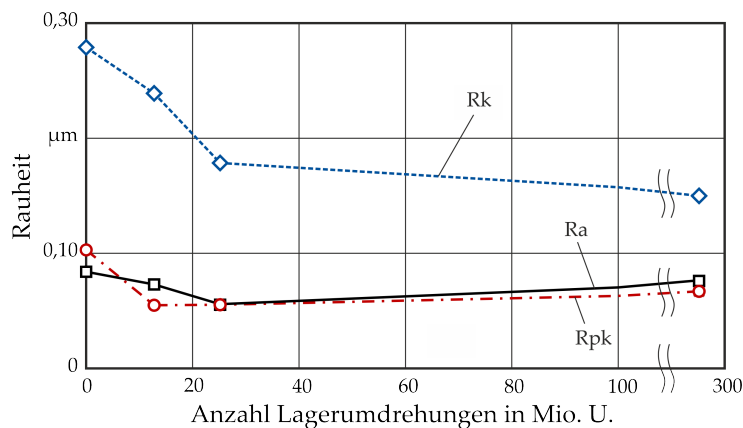


Abbildung 7.15: Veränderungen der Rauheitskennwerte hartgedrehter Lagerringe durch die Wälzbeanspruchung

Zur Untersuchung der Stabilität der Eigenspannungen bei Wälzbeanspruchung wurden die Tiefenprofile mehrerer Lager nach unterschiedlichen Laufzeiten aufgenommen. Alle Innenringe wurden dabei mit denselben Fertigungsparametern hergestellt. Abbildung 7.16 zeigt die Eigenspannungsprofile. Die Eigenspannungen nach der Fertigung liegen an der Oberfläche und in geringen Tiefen im Druckbereich bei $\sigma_{\text{Umfang}} \approx -300$ MPa. Ab einer Tiefe von $z=20$ μm ist der Lagerring eigenspannungsfrei. Nach $12,5 \cdot 10^6$ Umdrehungen ist ein geringer Anstieg der Eigenspannungen erkennbar, der allerdings noch keine große Tiefenausdehnung zeigt. Die Lagerringe, die nach $118 \cdot 10^6$ und $625 \cdot 10^6$ Umdrehungen gemessen wurden, weisen einen vergleichbaren Aufbau der Eigenspannungen auf wie die Referenzlager. Es bildet sich für die kürzere Laufzeit ein Maximum von $\sigma_{\text{max}} = -400$ MPa in einer Tiefe von $z=100$ μm und nach der längeren Laufzeit ein Maximum von $\sigma_{\text{max}} = -500$ MPa in einer Tiefe von $z=150$ μm . Die etwas geringeren Maximalwerte können durch das zylindrische

Laufbahnprofil der gedrehten Lagerringe und der daraus resultierenden geringeren Kontaktpressungen im Betrieb begründet werden. Es zeigt sich jedoch, dass auf diese Weise kein stabiler Eigenspannungszustand eingestellt werden kann, der zu einer Verringerung der schädigungsrelevanten Spannungen und dadurch zu einer Verlängerung der Ermüdungslebensdauer führen könnte.

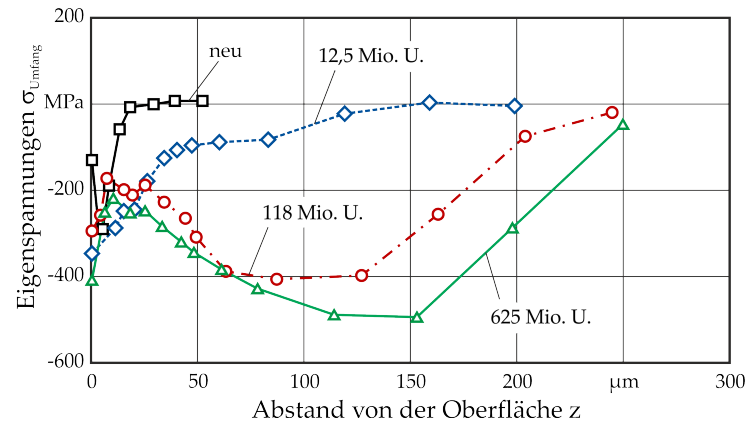


Abbildung 7.16: Eigenspannungstiefenprofile hartgedrehter Lagerringe bei $C/P = 4$

Weiterhin wurden Schlibfbilder eines hartgedrehten Lagerrings nach 118 Mio. Umdrehungen aufgenommen. Abbildung 7.17 zeigt einen Quer- und Längsschliff dieses Lagerrings. Es sind keine ausgeprägten Dark Etching Areas oder White Bands erkennbar.

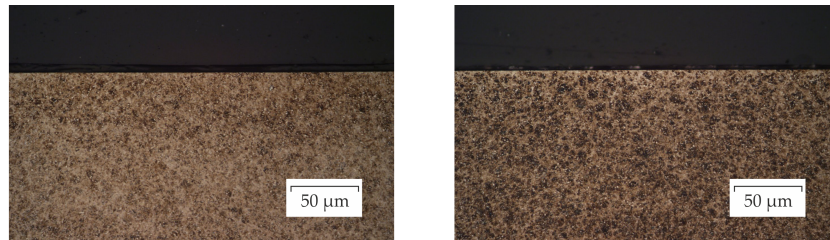


Abbildung 7.17: Quer- und Längsschliff eines hartgedrehten Lagerrings nach 118 Mio. Umdrehungen bei einer Belastung von $C/P = 4$

Es wurden ferner die Oberflächenhärten der gedrehten Lagerringe nach der Fertigung und nach der Beanspruchung mit einem Nanoindenter gemessen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 7.18 den Messergebnissen der Standard-Innenringe gegenübergestellt. Die Härte der gedrehten Lagerlaufbahnen nach der Fertigung liegt mit 12,3 GPa etwas höher als die des Standard-Innenrings mit 10,5 GPa. Nach einer Beanspruchungsdauer von $12 \cdot 10^6$ Lagerumdrehungen zeigt sich ein deutlicher Anstieg der Härte auf 13,6 GPa und nach $118 \cdot 10^6$ Umdrehungen auf 14,1 GPa, während der Standard-Innenring eine etwas ausgeprägtere Steigerung der Härte aufweist. Diese Zunahme der Härte geht mit der Einebnung der Rauheitsspitzen im Einlauf einher

und kann auf die dabei hervorgerufene Verfestigung des Materials zurückgeführt werden.

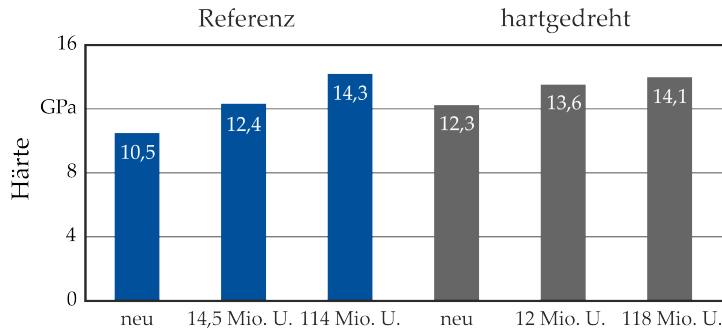


Abbildung 7.18: Veränderungen der Oberflächenhärte durch die Wälzbeanspruchung hartgedrehter Lagerinnenringe im Vergleich zu Standardlagern

7.3 FESTGEWALZTE LAGERRINGE

Die Kurzzeitversuche mit den hartgedrehten Lagerringen zeigen, dass durch eine geeignete Wahl der Prozessparameter bei der Fertigung Laufbahnoberflächen geschaffen werden können, die für den Einsatz im Wälzlager geeignet sind. Die so gefertigten Lagerringe weisen einen Eigenspannungszustand auf, der dem gehonter Lagerringe ähnelt. Dieser verändert sich durch die Wälzbeanspruchung in vergleichbarer Weise, so dass allein durch das Hartdrehen kein stabiler Eigenspannungszustand eingebracht werden kann, der zu einer Lebensdauererlängerung führt. Aus diesem Grund wird dem Hartdrehen ein Walzprozess nachgeschaltet. So kann der Eigenspannungszustand stärker beeinflusst werden. Die Walzversuche und die Fertigung der zu untersuchenden Lagerringe erfolgen ebenfalls am *IFW* auf derselben Drehmaschine, die zuvor zum Hartdrehen eingesetzt wurde.

7.3.1 Randzoneneigenschaften festgewalzter Lagerringe

Das Festwalzen ist ein umformendes Verfahren zur Steigerung der Bauteillebensdauer durch positive Beeinflussung der Randzoneneigenschaften. Dabei rollt ein Wälzkörper mit dem Durchmesser d_k unter einem Druck p_w auf der Bauteiloberfläche ab. Als Wälzkörper werden Kugeln oder Rollen eingesetzt. Im Vorschubverfahren wird die Rotationsbewegung des Werkstücks mit der Walzgeschwindigkeit v_w um eine gleichzeitige Vorschubbewegung, den Walzvorschub f_w , ergänzt. Der Walzdruck p_w wird üblicherweise hydrostatisch erzeugt. Das Hydraulikfluid entweicht über seitliche Bohrungen im Werkzeug sowie durch den Ringspalt der Kugelaufnahme, wodurch es auch in den Kontakt zwischen Bauteil und Walzkugel ge-

langt. Abbildung 7.19 zeigt schematisch ein Walzwerkzeug im Kontakt zum Bauteil.

Nach Röttger [Röt03] kann die Walzkraft F_w aus dem Walzdruck p_w und dem Kugelradius $r_K = d_K/2$ nach der folgenden Gleichung berechnet werden:

$$F_w = p_w \cdot \pi \cdot r_K^2 \quad (7.1)$$

Die Gleichung stellt eine Vereinfachung dar, da das reale hydrodynamische Problem durch Entweichen der Hydraulikflüssigkeit im Spalt zwischen Kugelhalter und Kugel zu einem hydrostatischen Problem reduziert wird. Dadurch liegen die berechneten Walzkraft etwas höher als die in Versuchen gemessenen Kräfte.

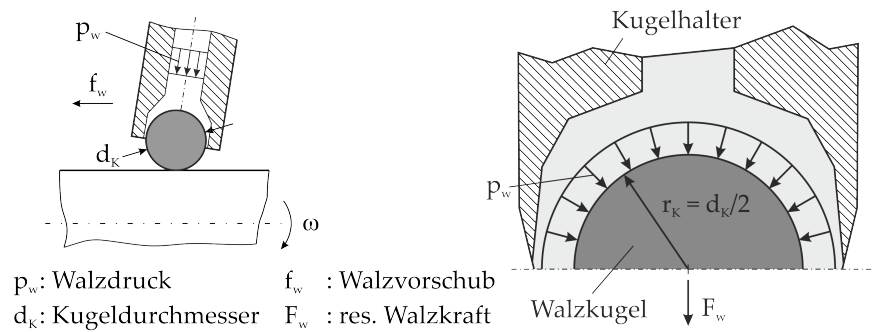


Abbildung 7.19: Schematischer Aufbau des Walzwerkzeugs (links); Hydrostatische Druckverteilung über der Walzkugel und resultierende Walzkraft (rechts) nach Röttger [Röt03]

Für die Walzversuche wurden die Lagerringe unter konstanten Drehparametern vorbearbeitet, um die signifikanten Einflussgrößen der Walzparameter bezüglich der Ausbildung von Eigenspannungen und der resultierenden Oberflächenkennwerte zu identifizieren. Die verwendeten Walzparameter sind in Tabelle 7.6 aufgelistet. Zur Ermittlung der Wechselwirkungen zwischen Hartdrehen und anschließendem Festwalzen wurden die Lagerringe mit zwei verschiedenen Vorschüben vorgedreht.

Walzgeschwindigkeit v_w	50; 200 m/min
Walzvorschub f_w	0,05; 0,2 mm
Walzdruck p_w	20; 30 MPa
Kugeldurchmesser d_K	2,2; 3,18; 6,35 mm

Tabelle 7.6: Fertigungsparameter beim Festwalzen

Die röntgenografischen Eigenspannungsmessungen an den gewalzten Laufbahnen zeigen, dass der Eigenspannungszustand maßgeblich durch den Walzdruck p_w und den Kugeldurchmesser d_K beeinflusst wird. Die Walzgeschwindigkeit v_w hat keinen signifikanten Einfluss. In Abbildung 7.20 sind Eigenspannungsverläufe dargestellt, die

mit unterschiedlichen Walzparametern gefertigt wurden. Im linken Bild wurde der Kugeldurchmesser in drei Stufen bei einem Walzdruck $p_w=20$ MPa variiert; im rechten Bild wurde der Walzdruck auf $p_w=30$ MPa erhöht. Die Lagerringe wurden zuvor mit einem konstanten Schneidkantenradius von $r_\beta=50$ μm und einem Vorschub von $f=0,1$ mm vorgedreht.

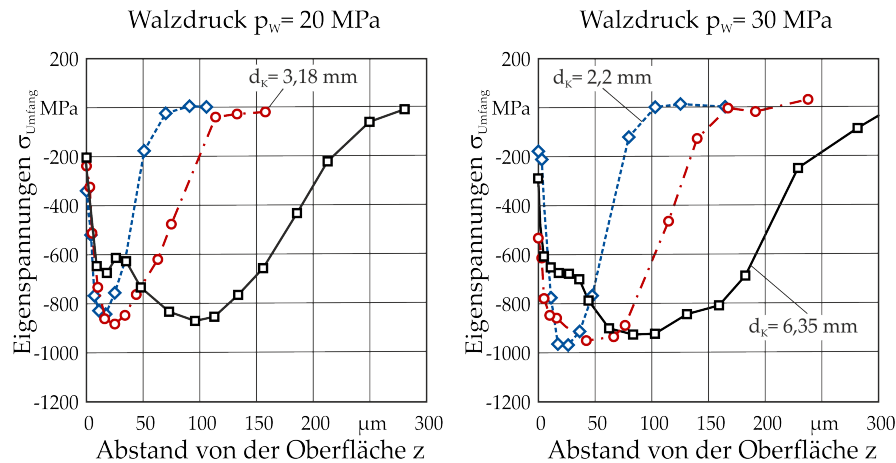


Abbildung 7.20: Einfluss des Walzdrucks und des Kugeldurchmessers auf die Eigenspannungen nach dem Festwalzen

Es wird deutlich, dass der Kugeldurchmesser einen maßgeblichen Einfluss auf die Tiefenwirkung der Eigenspannungen hat. Mit größer werdendem Kugeldurchmesser verschiebt sich das Maximum in tiefere Werkstoffbereiche. Die Werte der jeweiligen Maxima werden durch den Walzdruck beeinflusst. Bei einem Walzdruck von $p_w=20$ MPa und einem Kugeldurchmesser von $d_K=3,18$ mm beispielsweise liegt das Maximum der Eigenspannungen bei etwa $\sigma_{\text{Umfang}}=-900$ MPa in einer Tiefe von $z=25$ μm . Eine Erhöhung des Walzdrucks auf $p_w=30$ MPa verursacht einen Anstieg des Maximums auf etwa $\sigma_{\text{Umfang}}=-950$ MPa, das in einer Tiefe von $z \approx 50$ μm liegt. Wird der Kugeldurchmesser auf $d_K=6,35$ mm vergrößert, verlagert sich das Eigenspannungsmaximum in eine Tiefe von 100 μm bei annähernd gleichem Wert. Insgesamt reichen die Eigenspannungen in größere Tiefen. Erst ab 300 μm ist der Werkstoff eigenspannungsfrei. Die Eigenspannungen, die zuvor durch das Drehen eingebracht wurden, werden von denen, die durch die mechanische Belastung beim Walzen entstanden, vollständig überlagert.

Aus der Walzkraft F_W und dem Kugeldurchmesser können die theoretischen, maximalen Hertzschen Pressungen p_{max} berechnet werden, die bei rein elastischem Verhalten auftreten würden. Diese sind in Tabelle 7.7 für die beiden größeren Kugeldurchmesser bei einem Walzdruck von $p_w=30$ MPa exemplarisch aufgelistet. In Wirklichkeit kommt es bei diesen Beanspruchungen schon zu signifikanten makroskopischen plastischen Verformungen.

Walzdruck	Radialkraft	Kugeldurchmesser	Hertzsche Pressung
p_w	F_W	d_K	p_{\max}
30 MPa	238 N	3,18 mm	6.409 MPa
30 MPa	950 N	6,35 mm	6.577 MPa

Tabelle 7.7: Resultierende Hertzsche Pressungen beim Festwalzen

Aus der maximalen Hertzschen Pressung und den dazugehörigen Kontakthalbachsen a und b können, wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, die Vergleichsspannungsfelder für die unterschiedlichen Vergleichsspannungshypothesen berechnet werden. In Abbildung 7.21 sind die Linien konstanter Vergleichsspannungen nach der Gestaltänderungsenergiegedichtehypothese für die beiden Fälle dargestellt. Die Ausdehnung der Tiefenbereiche höchster Beanspruchungen korreliert gut mit der Ausbildung der Eigenspannungen. Allerdings liegen die berechneten Maxima der Vergleichsspannungen mit $95 \mu\text{m}$ für den geringeren und $193 \mu\text{m}$ für den größeren Kugeldurchmesser in einer Tiefe etwas oberhalb der gemessenen Eigenspannungsmaxima, was auf die Plastifizierung zurückzuführen sein dürfte.

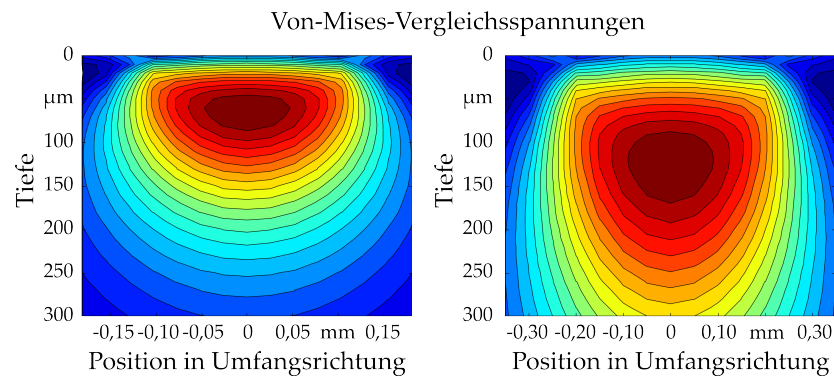


Abbildung 7.21: Linien konstanter Vergleichsspannungen nach der GEH; links: $p_w=30$ MPa, $d_K=3,18$ mm, rechts: $p_w=30$ MPa, $d_K=6,35$ mm

Des Weiteren wurden die Schubspannungen unterhalb der Oberfläche nach der Wechselschubspannungshypothese berechnet. Diese sind in Abbildung 7.22 dargestellt. Die Tiefen der jeweiligen Maxima für die beiden betrachteten Fälle liegen bei $68 \mu\text{m}$ für den geringeren und bei $138 \mu\text{m}$ für den größeren Kugeldurchmesser, was sich sehr gut mit den gemessenen Eigenspannungsmaxima deckt. Auch die Tiefenausdehnungen der Eigenspannungen zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den Tiefen konstanter Vergleichsspannungen. Mit dieser Erkenntnis ist es möglich, die qualitativen Tiefenverläufe der resultierenden Eigenspannungen für beliebige Kombinationen aus Walzkraft und Kugeldurchmesser vorherzusagen.

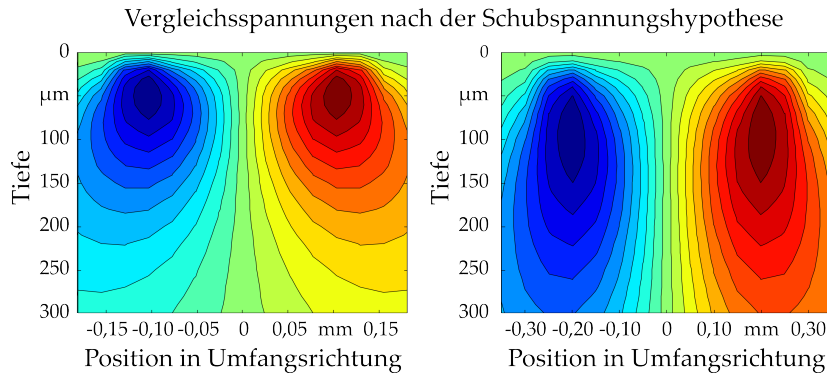


Abbildung 7.22: Linien konstanter Schubspannungen nach der Wechselschubspannungshypothese; links: $p_w=30$ MPa, $d_K=3,18$ mm, rechts: $p_w=30$ MPa, $d_K=6,35$ mm

Die Ausbildung der Rauheiten hängt neben den Prozessparametern beim Walzen auch von den Rauheiten der zuvor durch Drehen vorbereiteten Oberflächen ab. So kann die Rauheit bei hoher Ausgangsrauheit durch die Einebnung der Rauheitsspitzen beim Walzen verringert werden, während eine geringe Rauheit nach dem Drehen durch ungünstige Wahl der Walzparameter auch verschlechtert werden kann. Geringe Rauheiten lassen sich in Kombination aus einem großen Kugeldurchmesser mit einem geringen Vorschub realisieren. Abbildung 7.23 zeigt eine Mikroskopaufnahme eines gewalzten Innenrings mit dem dazugehörigen Rauheitsschrieb. Auf der Oberfläche sind sowohl in der Mikroskopaufnahme als auch im Rauheitsschrieb die Drehriefen noch deutlich zu erkennen.

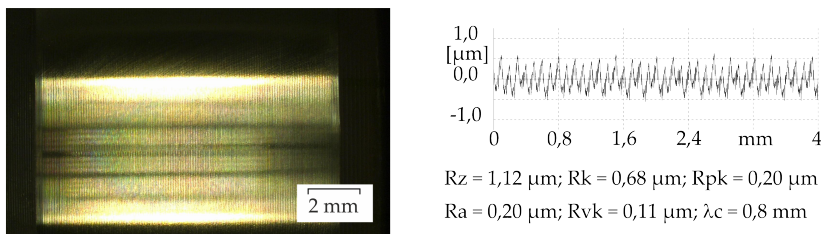


Abbildung 7.23: Gewalzte Innenringlaufbahn mit Rauheitsschrieb

7.3.2 Randzonenveränderungen durch die Wälzbeanspruchung

Die festgewalzten Lagerringe wurden wie die hartgedrehten Lagerringe mit neuen Außenringen, Wälzkörpern und Käfigen der Referenzlager kombiniert und in Kurzzeitversuchen betrieben, um die Veränderungen der Randzoneneigenschaften in Abhängigkeit der Laufzeit analysieren zu können. In den experimentellen Untersuchungen mit den hartgedrehten Lagerringen traten Oberflächenschäden an den Vorschubriefen auf, wenn der spezifische Schmierfilmhöhenparame-

ter unterhalb von $\lambda=1,2$ lag. Daher wurden nur gewalzte Lagerringe im Prüfstand betrieben, deren λ oberhalb davon liegt.

Wie auch die hartgedrehten Lagerringe wurden die gewalzten Innenringe mit einem zylindrischen Profil gefertigt. Dazu wurden alle Ringe zunächst vorgedreht und anschließend gewalzt. Zur Auswahl geeigneter Walzparameter wurden Lebensdauerberechnungen mit Eigenspannungsprofilen durchgeführt, die nach den Walzversuchen gemessen wurden. In Abbildung 7.24 sind die Berechnungsergebnisse für eine Variation des Kugeldurchmessers zwischen $d_K=2,2$ und $d_K=6,35$ mm bei einem Walzdruck von $p_W=30$ MPa dargestellt.

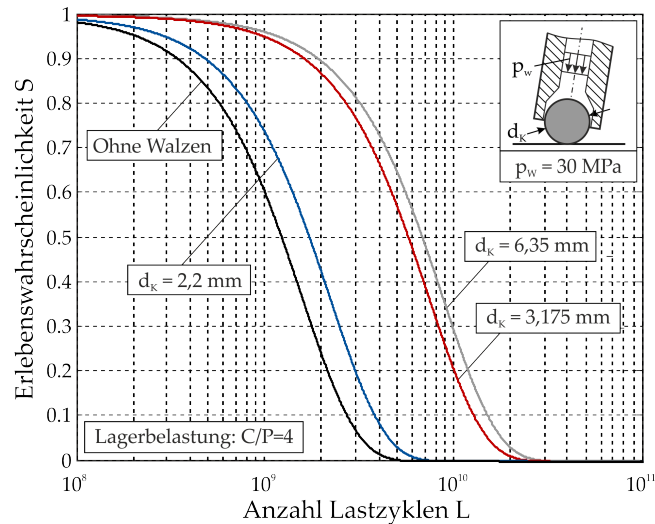


Abbildung 7.24: Berechnete Lebensdauererwartungen für unterschiedliche Kugeldurchmesser beim Walzen; Lagerbelastung $C/P=4$

Aus den Berechnungsergebnissen geht hervor, dass bei Verwendung des Kugeldurchmessers von $d_K=6,35$ mm die größte Lebensdauererweiterung zu erwarten ist. Der Walzdruck von $p_W = 30$ MPa erzeugte in den Walzversuchen für alle verwendeten Kugeldurchmesser etwas höhere Druckeigenspannungen (Abbildung 7.20), so dass dieser gewählt wurde. Die zur Fertigung der Lagerringe verwendeten Parameter sind in Tabelle 7.8 zusammengefasst.

Drehparameter		Walzparameter	
Schnittgeschw. v_c	100 m/min	Walzgeschw. v_W	150 m/min
Vorschub f	0,1 mm	Walzvorschub f_W	0,238 mm
Schnitttiefe a	0,1 mm	Walzdruck p_W	30 MPa
Schneidkantenradius r_β	50 μm	Kugeldurchm. d_K	6,35 mm

Tabelle 7.8: Prozessparameter der festgewalzten Lagerringe für die Kurzzeitversuche

Abbildung 7.25 zeigt die Veränderungen der Rauheiten in Abhängigkeit der Lagerumdrehungen jeweils gemittelt über vier Innenringe.

Da der Fokus der Untersuchungen auf den Veränderungen der Eigenspannungen lag, wurden die Walzparameter bezüglich eines optimierten Eigenspannungszustandes gewählt. Daher sind die Rauheiten nach der Fertigung wesentlich größer als die der hartgedrehten Innenringe. Der spezifische Schmierfilmhöhenparameter beträgt für diese Lager bei den gewählten Betriebsbedingungen $\lambda \approx 1,5$.

Durch die Wälzbeanspruchung verringern sich alle Rauheitskennwerte. In den ersten 30 Mio. Umdrehungen erfolgt eine stärkere Glättung. Danach verringern sich die Rauheiten in einem kleineren Ausmaß. Während die reduzierten Spitzenhöhen mit $Rpk=0,07 \mu\text{m}$ ähnliche Werte annehmen wie die der gedrehten Lager, liegen die anderen Werte, $Rk=0,4 \mu\text{m}$ und $Ra=0,13 \mu\text{m}$, noch deutlich darüber.

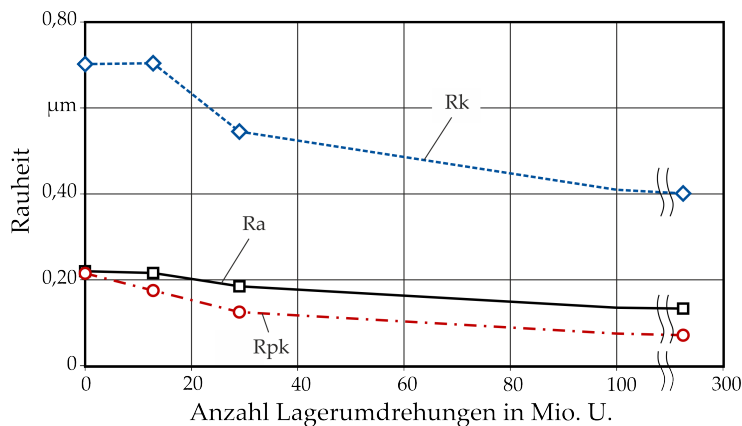


Abbildung 7.25: Veränderungen der Rauheitskennwerte gewalzter Lagerringe durch die Wälzbeanspruchung

Zur Untersuchung der Stabilität der durch das Walzen eingebrachten Eigenspannungen wurden diese nach unterschiedlichen Laufzeiten gemessen. Abbildung 7.26 zeigt die Tiefenverläufe in Abhängigkeit der Laufzeit. Darin ist zu erkennen, dass die Verläufe nach $12,5 \cdot 10^6$ und $29 \cdot 10^6$ Umdrehungen bis zu einer Tiefe von $z=100 \mu\text{m}$ einen identischen Verlauf aufweisen. Lediglich in größeren Tiefen ist eine geringe Zunahme der Eigenspannungen aufgrund der Wälzbeanspruchung erkennbar. Nach einer sehr langen Laufzeit von $378 \cdot 10^6$ Umdrehungen ist sogar eine Verringerung der Eigenspannungen in geringeren Tiefen erkennbar. Das Maximum ist dabei in größere Tiefen verschoben. Ein ähnliches Verhalten hat auch Voskamp an Versuchen mit Rillenkugellagern festgestellt, vergl. Abschnitt 2.3.3.1.

Die Messungen verdeutlichen, dass durch das Walzen ein über eine lange Laufzeit stabiler Eigenspannungszustand hervorgerufen werden kann. Dies ist eine wesentliche Bedingung, um die Eigenspannungen in dem Lebensdauermodell berücksichtigen zu können.

Von einem Innenring wurden nach $378 \cdot 10^6$ Umdrehungen zur Beurteilung des Gefüges Schliffe angefertigt. Abbildung 7.27 zeigt einen Quer- und Längsschliff dieses Lagerrings. Trotz der langen Beanspruchungsdauer sind keine Dark Etching Areas oder White Bands er-

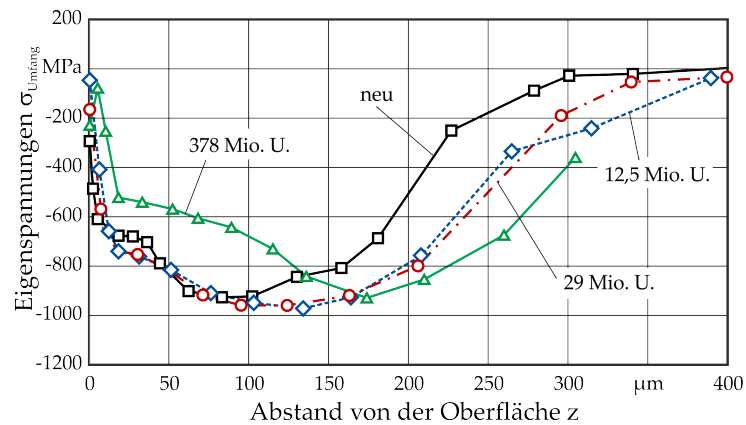


Abbildung 7.26: Eigenspannungstiefenprofile festgewalzter Lagerringe bei $C/P = 4$

kennbar. Dies unterstreicht die Vermutung, dass das Gefüge durch die Kaltverfestigung stabilisiert wurde.

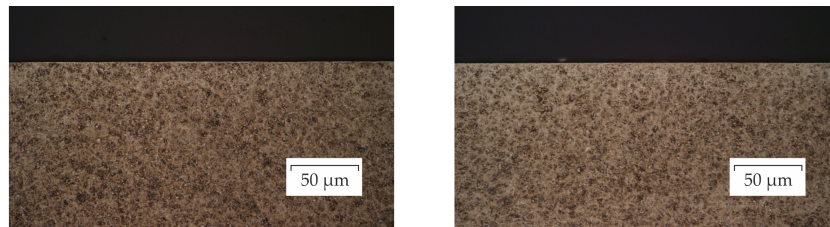


Abbildung 7.27: Quer- und Längsschliff eines festgewalzten Lagerrings nach 378 Mio. Umdrehungen bei einer Belastung von $C/P = 4$

Es wurden ebenfalls Oberflächenhärtemessungen nach der Fertigung und nach einer Beanspruchungsdauer von $29 \cdot 10^6$ Umdrehungen mit dem Nanoindenter vorgenommen. Die Ergebnisse zeigen im Neuzustand eine Härte von 11,7 GPa und nach der Beanspruchung von ca. 14,5 GPa. Damit liegen die Werte in einer ähnlichen Größenordnung wie die Referenz- und hartgedrehten Lager. Abbildung 7.28 zeigt die Veränderungen der Härte für die Referenz- und die festgewalzten Lager.

7.3.3 Fazit der Kurzzeitversuche

Durch die Auswertung der Kurzzeitversuche konnte gezeigt werden, wie sich die Randzoneneigenschaften unterschiedlich gefertigter Lagerringe bei Wälzbeanspruchung verändern. Als wesentliche Größe wird das Verhalten der Eigenspannungen betrachtet, die durch die Reduzierung der schadenskritischen Spannungen ein großes Potential zur Verlängerung der Ermüdungslebensdauer bieten. Durch das Hartdrehen als finaler Bearbeitungsschritt kann der Eigenspannungszustand stark beeinflusst werden. Um die Oberflächenrauheiten zu

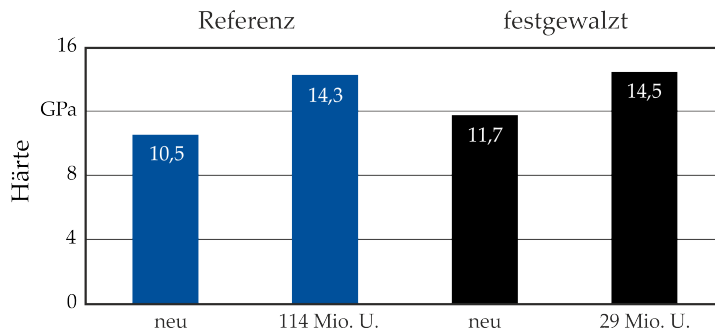


Abbildung 7.28: Veränderungen der Oberflächenhärte durch die Wälzbeanspruchung festgewalzter Lagerinnenringe im Vergleich zu den Referenzlagern

erzielen, die zur Bildung eines trennenden Schmierfilms erforderlich sind, müssen geringe Vorschübe gewählt werden. Die daraus resultierenden Eigenspannungen sind vergleichbar mit denen nach dem standardmäßig eingesetzten Honverfahren, so dass kein verbesserter Eigenspannungszustand allein durch Hartdrehen erzeugt werden kann. Dies kann durch einen dem Hartdrehen nachgeschalteten Festwalzprozess erzielt werden. Durch Variation des Kugeldurchmessers beim Walzen und des Walzdrucks kann die Tiefenausdehnung der Eigenspannungen gezielt beeinflusst werden. Diese lässt sich in guter Näherung durch Berechnung des Spannungsfelds unterhalb des Kugel-Zylinder-Kontakts abschätzen.

7.4 LEBENSDAUERVERSUCHE

Die Kurzzeitversuche hatten das Ziel, die Veränderungen der Randzoneigenschaften gehonter, hartgedrehter und festgewalzter Lageringeringe durch die Wälzbeanspruchung zu untersuchen. Die Standardlager dienen dabei als Referenz. In Lebensdaueruntersuchungen soll experimentell das Potenzial der unterschiedlichen Fertigungsverfahren für den Einsatz im Wälzlager gezeigt werden. Zur Auswahl geeigneter Varianten für die Lebensdaueruntersuchungen wird das Lebensdauermodell eingesetzt.

7.4.1 Durchführung und Auswertung der Lebensdaueruntersuchungen

Die Versuchsbedingungen der Lebensdaueruntersuchungen werden analog zu denen der Kurzzeitversuche gewählt, die in Abschnitt 7.1.2 beschrieben wurden. Die Belastung und die Drehzahl werden dabei konstant gehalten. Die Versuche werden nach dem Sudden-Death-Verfahren durchgeführt. Dabei wird ein Versuchsansatz mit vier gleich hoch belasteten Lagern bis zum Ausfall des ersten Lagers auf der Welle betrieben. Daraufhin werden alle Lager demontiert und durch neue ersetzt. Nach jedem Versuchsansatz stehen somit ein ausgefallenes

und drei nicht ausgefallene Lager für die Auswertung zur Verfügung. Die statistische Auswertung erfolgt nach der Maximum-Likelihood-Methode, bei der die nicht ausgefallenen Lager als Entnahmen in die Bewertung eingehen. Die Darstellung der Ausfallwahrscheinlichkeiten erfolgt in einem Weibull-Diagramm. Aus diesem können die Ausfallwahrscheinlichkeiten sowie die Steigung der Weibullgeraden direkt abgelesen werden. Es wird zudem das 90 %-Vertrauensintervall angegeben, innerhalb dessen 90 % der experimentell ermittelten Werte liegen.

7.4.2 Lebensdauerversuche mit Referenzlagern

Als Referenz werden Lebensdauerversuche mit standardmäßig hergestellten Lagern durchgeführt. Zur Vergrößerung der Datenbasis werden Versuchsergebnisse von *Hacke* [HRH11] hinzugenommen, die unter denselben Bedingungen und mit demselben Öl durchgeführt wurden. Das Weibulldiagramm für die Standardlager ist in Abbildung 7.29 dargestellt. Insgesamt wurden 100 Lager getestet, von denen 20 bis zum Ausfall betrieben wurden. Die Ausfälle teilen sich in 7 Innenring- und 13 Außenringausfälle auf. Die experimentell ermittelte Lebensdauer beträgt $L_{10}=169$ h. Die Steigung der Weibull-Geraden fällt mit einem $\beta=0,8$ sehr gering aus.

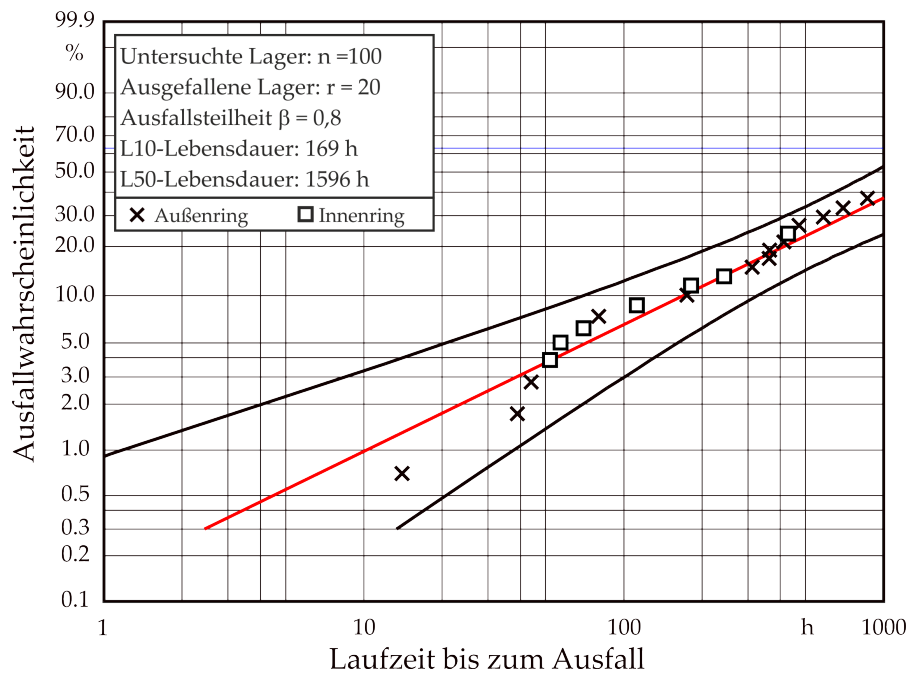


Abbildung 7.29: Weibull-Diagramm der Standardlager; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4050 \text{ min}^{-1}$

In dieser Arbeit werden ausschließlich die Innenringe der Versuchslager durch alternative Fertigungsverfahren hergestellt, so dass die Auswirkungen der Eigenspannungen auf die Ermüdungslebensdauer

er anhand der Innenringausfälle beurteilt werden. Es werden daher im Folgenden die Lebensdauerverteilungen der Innenringe betrachtet. Abbildung 7.30 zeigt das Weibull-Diagramm der Innenringausfälle der Referenzlager. Die Lebensdauer liegt bei $L_{10}=274$ h. Die Steigung der Weibull-Geraden beträgt $\beta=0,6$ und ist damit noch flacher als die der Gesamtauswertung. Diese Lebensdauer dient als Referenz für die Lebensdauerberechnungen und -versuche, die mit den hartgedrehten und festgewalzten Lagerringen durchgeführt werden.

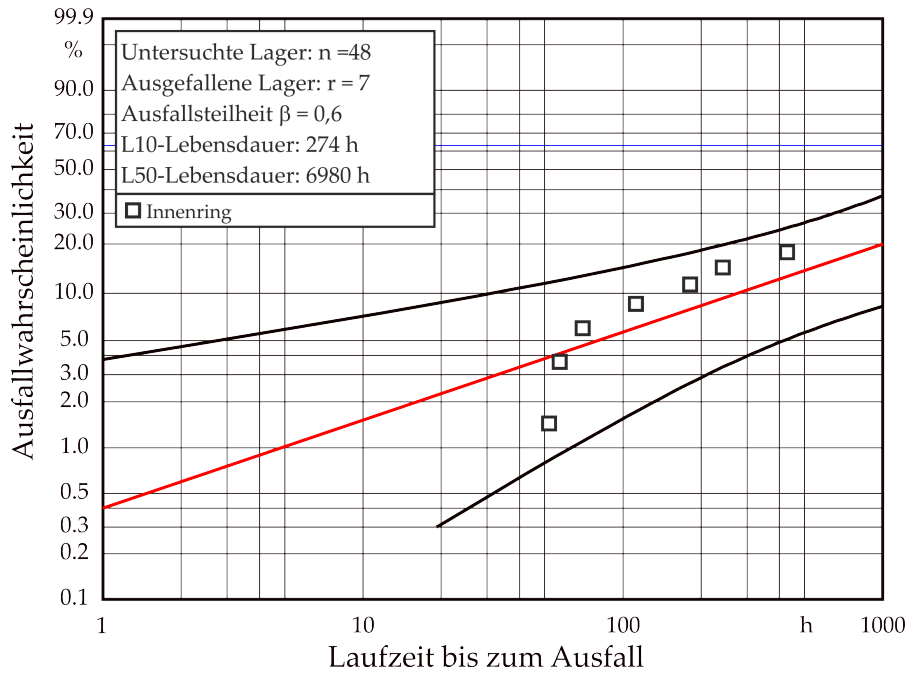


Abbildung 7.30: Weibull-Diagramm der Innenringausfälle von Standardlagern; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4050 \text{ min}^{-1}$

7.4.3 Lebensdaueruntersuchungen mit hartgedrehten Lagern

Die Kurzzeitversuche haben gezeigt, dass das Betriebsverhalten der gedrehten Lager stark durch die Rauheit der Innenringe beeinflusst wird. Die Innenringe für die Lebensdaueruntersuchungen werden daher mit Prozessparametern gefertigt, die zu Oberflächen führen, mit denen ein Betrieb im Bereich der Mischreibung ausgeschlossen werden kann, um andere Ausfallmechanismen als Ermüdung ausschließen zu können. Die gewählten Fertigungsparameter sind in Tabelle 7.9 aufgelistet. Die sich daraus ergebenden Rauheiten sind in Abbildung 7.31 über alle gefertigten Lager gemittelt aufgelistet. Mit den gewählten Betriebsbedingungen ergibt sich ein spezifischer Schmierfilmdickenparameter von $\lambda > 3$.

Schnittgeschwindigkeit v_c	200 m/min
Vorschub f	0,05 mm
Schnitttiefe a	0,1 mm
Fasensbreite b_γ	100 mm
Fasenswinkel γ_f	30°

Tabelle 7.9: Prozessparameter der hartgedrehten Lagerringe für die Lebensdaueruntersuchungen

Im Gegensatz zu den Referenzlagerringen wurden die hartgedrehten Innenringe mit einem zylindrischen Profil gefertigt und weisen zudem ein geringeres Lagerspiel auf. Dies führt zu der in Abschnitt 5.4 reduzierten maximalen Kontaktpressung von $p_{\max} = 2.508$ MPa auf $p_{\max} = 2.291$ MPa. Die Lagerringe weisen an der Oberfläche und in geringen Tiefenbereichen Druckeigenstressungen von $\sigma_{\text{Umfang}} \approx 300$ MPa auf, die mit zunehmender Tiefe mit einem hohen Gradienten abfallen. Ab einer Tiefe von $z = 15 \mu\text{m}$ sind keine Eigenstressungen mehr messbar. Dieser Verlauf, der in Abbildung 7.31 dargestellt ist, ähnelt dem der Referenzlager. Daher kann bei der Lebensdauerberechnung dieser Lager kein positiver Einfluss der Eigenstressungen bezüglich einer Verlängerung der Lebensdauer vorhergesagt werden.

Die Lebensdaueruntersuchungen wurden mit insgesamt 20 Lagern bis zum Ausfall von fünf Innenringen durch Ermüdung durchgeführt. Zwei Mikroskopaufnahmen von Pittingschäden nach 1.053 und 1.590 h sind in Abbildung 7.32 dargestellt. Diese weisen eine Fläche von $< 4 \text{ mm}^2$ auf. Die Laufbahnen zeigen deutliche Laufspuren, die nicht Ausgangspunkt der Schäden sind. Zudem sind Eindrücke erkennbar, die aus Überrollungen von Partikeln aus dem Ermüdungsschaden resultieren.

Die Lebensdauerbewertung der hartgedrehten Lagerringe ist in Abbildung 7.33 im Weibull-Diagramm dargestellt. Daraus ergibt sich eine Lebensdauer von $L_{10} = 771$ h. Die Steigung der Ausfallgeraden

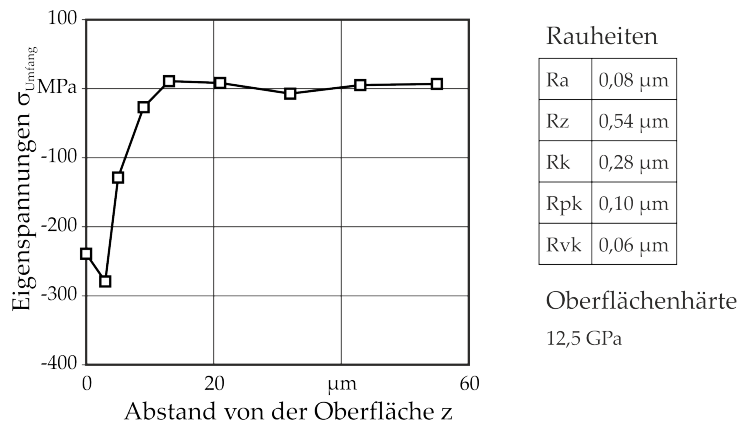


Abbildung 7.31: Randzoneneigenschaften der hartgedrehten Lagerringe für die Lebensdaueruntersuchungen

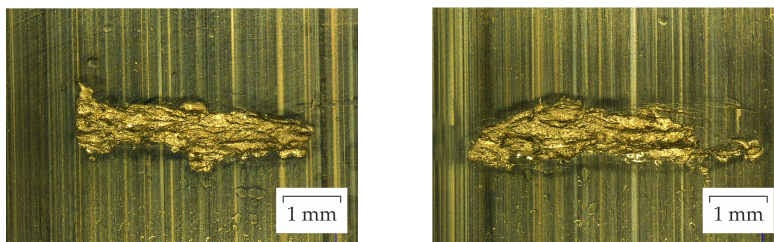


Abbildung 7.32: Pittingschäden auf hartgedrehten Innenringen nach 1.590 und 1.053 h Laufzeit

beträgt $\beta=1,4$ und liegt damit im typischen Bereich für klassische Ermüdung. Werden die experimentellen L_{10} -Lebensdauern der hartgedrehten Lager zu den Referenzlagern ins Verhältnis gesetzt, so ergibt sich eine Lebensdauererweiterung von:

$$\frac{L_{10,\text{gedreht,ex}}}{L_{10,\text{Referenz,ex}}} = \frac{771 \text{ h}}{274 \text{ h}} = 2,8 \quad (7.2)$$

Wird dieses Verhältnis aus den berechneten nominellen L_{10} -Lebensdauern gebildet, die sich aufgrund der unterschiedlichen Kontaktpressungen der beiden Varianten ergeben, verändert sich das Verhältnis zu:

$$\frac{L_{10,\text{gedreht,th}}}{L_{10,\text{Referenz,th}}} = \frac{1450 \text{ h}}{757 \text{ h}} = \frac{352 \text{ Mio. U}}{184 \text{ Mio. U}} = 1,9 \quad (7.3)$$

Die berechnete Lebensdauererweiterung fällt mit einem Faktor von 1,9 etwas geringer aus als die in den Versuchen ermittelte Verlängerung.

Wird weiterhin das Verhältnis aus der experimentell ermittelten Lebensdauer zu der berechneten Lebensdauer gebildet, so ergibt sich für die Referenzlager:

$$\frac{L_{10,\text{Referenz,ex}}}{L_{10,\text{Referenz,th}}} = \frac{274 \text{ h}}{757 \text{ h}} = 0,36 \quad (7.4)$$

und für die hartgedrehten Lager:

$$\frac{L_{10,\text{gedreht,ex}}}{L_{10,\text{gedreht,th}}} = \frac{771 \text{ h}}{1450 \text{ h}} = 0,53 \quad (7.5)$$

Damit zeigen sowohl die Referenzlager als auch die hartgedrehten Lager eine geringere Lebensdauer in den Versuchen, als die Berechnungen mit einem hypothetischen Lebensdauerfaktor von $a = 1$ erwarten lassen. Für die weiteren Untersuchungen wird daher ein Faktor a_{ex} eingeführt, mit dem die Berechnungen multipliziert werden. Dieser Faktor wird aufgrund der Versuchsergebnisse mit $a_{\text{ex}} = 0,5$ festgelegt.

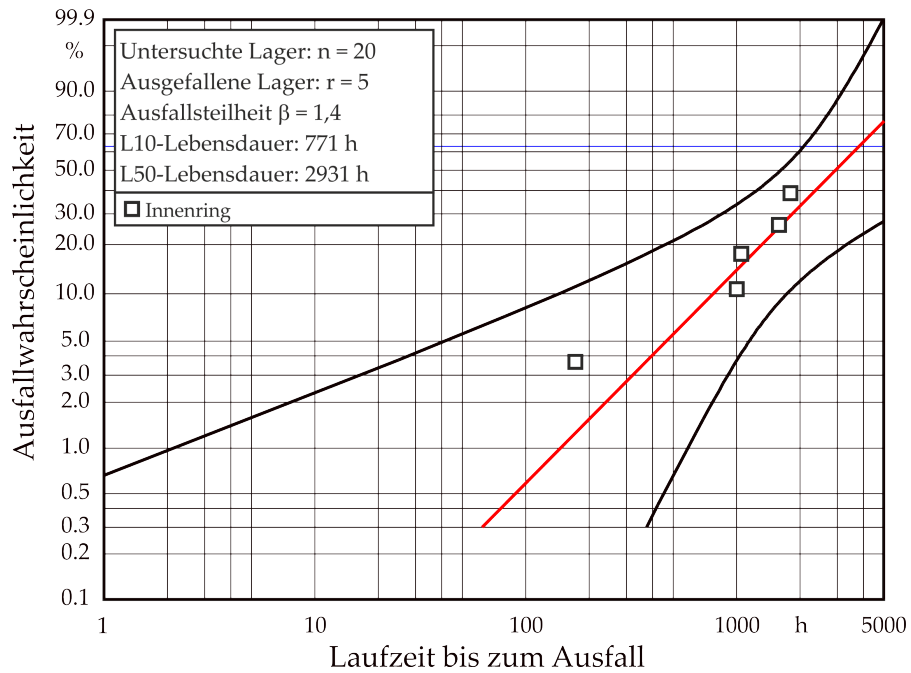


Abbildung 7.33: Weibull-Diagramm der Innenringausfälle mit hartgedrehten Innenringen; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4.050 \text{ min}^{-1}$

7.4.4 Lebensdauerversuche mit festgewalzten Lagern

Die Lebensdauerversuche mit gewalzten Lagerringen wurden analog zu den hartgedrehten Innenringen durchgeführt. Aufgrund der Vorbearbeitung durch Hartdrehen wurde das gleiche zylindrische Laufbahnprofil erzeugt, aus dem bei der Belastung von $C/P=4$ eine maximale Kontaktpressung von $p_{\max}=2.291$ MPa resultiert. Die verwendeten Fertigungsparameter beim Hartdrehen und anschließendem Festwalzen sind in Tabelle 7.10 zusammengefasst.

Drehparameter		Walzparameter	
Schnittgeschw. v_c	100 m/min	Walzgeschw. v_W	150 m/min
Vorschub f	0,1 mm	Walzvorschub f_W	0,238 mm
Schnitttiefe a	0,1 mm	Walzdruck p_W	30 MPa
Schneidkantenradius r_β	50 μm	Kugeldurchm. d_K	6,35 mm

Tabelle 7.10: Fertigungsparameter der festgewalzten Lagerringe für die Lebensdauerversuche

Die Randzoneneigenschaften der auf diese Weise gefertigten Lagerringe sind in Abbildung 7.34 zusammengestellt. Es sind hohe Druckeigenstressungen mit einem Maximum in einer Tiefe von $z=100$ μm eingebracht worden.

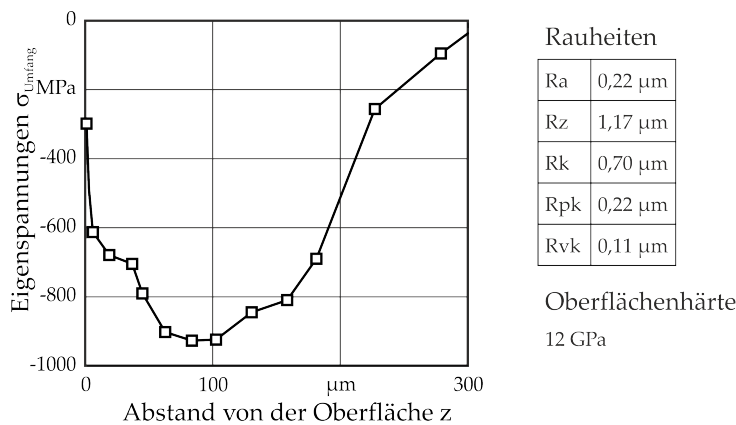


Abbildung 7.34: Randzoneneigenschaften der festgewalzten Lagerringe für die Lebensdauerversuche

Es wurden insgesamt 20 Lager im Lebensdauerversuch bei einer Belastung von $C/P=4$ getestet, von denen drei bis zum Ausfall durch Ermüdung betrieben wurden. Zwei Versuchsansätze mit jeweils vier Lagern wurden nach 3.420 und 4.150 h ohne Ausfall beendet. Diese Laufzeiten fließen in die Auswertung als Entnahmen mit ein. Abbildung 7.35 zeigt Mikroskopaufnahmen zweier Ermüdungsschäden, die nach 664 und 1.557 h aufgetreten sind. Trotz sehr langer Laufzeiten sind die Drehriefen noch deutlich sichtbar, die allerdings nicht ursächlich für die Pittingschäden sind.

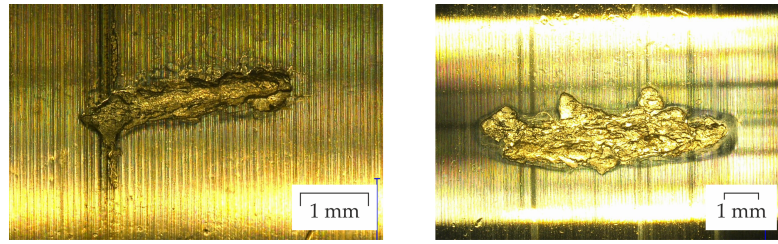


Abbildung 7.35: Pittingschäden auf festgewalzten Innenringen nach 1.557 und 664 h Laufzeit

Die Weibull-Verteilung ist in Abbildung 7.36 dargestellt. Die Lager weisen im Vergleich zu den hartgedrehten Lagern eine längere Lebensdauer von $L_{10}=1.924$ h auf. Dies deckt sich mit den Erwartungen aufgrund der Lebensdauerberechnungen bei Berücksichtigung des Eigenspannungstiefenverlaufs. Die Steigung der Ausfallgeraden beträgt $\beta=1,3$.

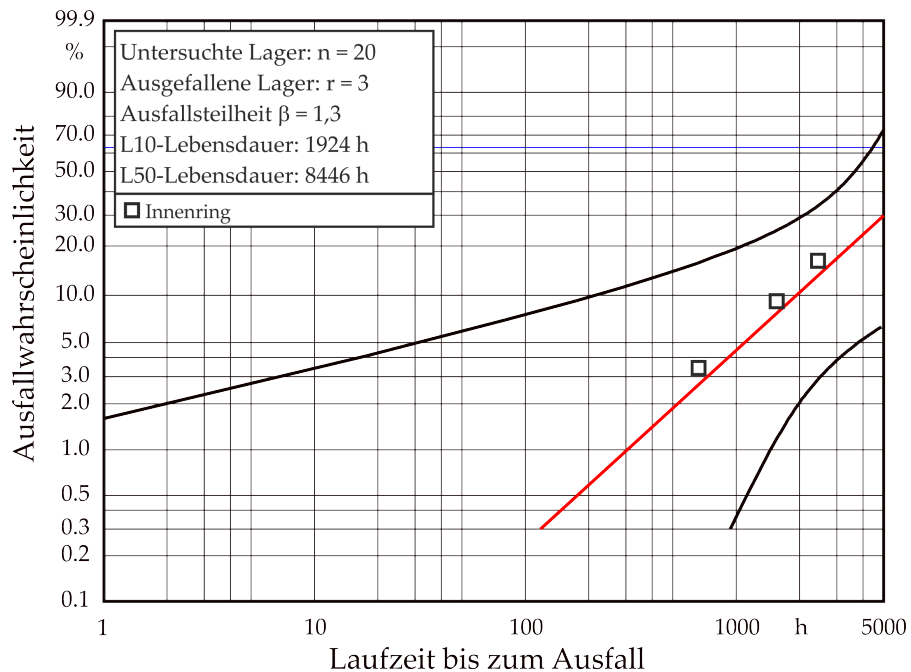


Abbildung 7.36: Weibull-Diagramm der Innenringausfälle mit festgewalzten Innenringen; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4.050 \text{ min}^{-1}$

Neben der Belastung von $C/P=4$ wurden mit den gewalzten Innenringen auch Lebensdaueruntersuchungen bei einer höheren Belastung von $C/P=2,5$ durchgeführt, woraus eine maximale Kontaktpressung von $p_{\max}=2.789$ MPa resultiert, mit dem Ziel, den Einfluss der Druckeigenstressungen für unterschiedliche Lastspannungen herauszuarbeiten. Das Weibull-Diagramm ist in Abbildung 7.37 dargestellt. Es ergibt sich eine Lebensdauer von $L_{10} = 184$ h. Die Steigung der Weibull-Geraden liegt bei $\beta=1,3$.

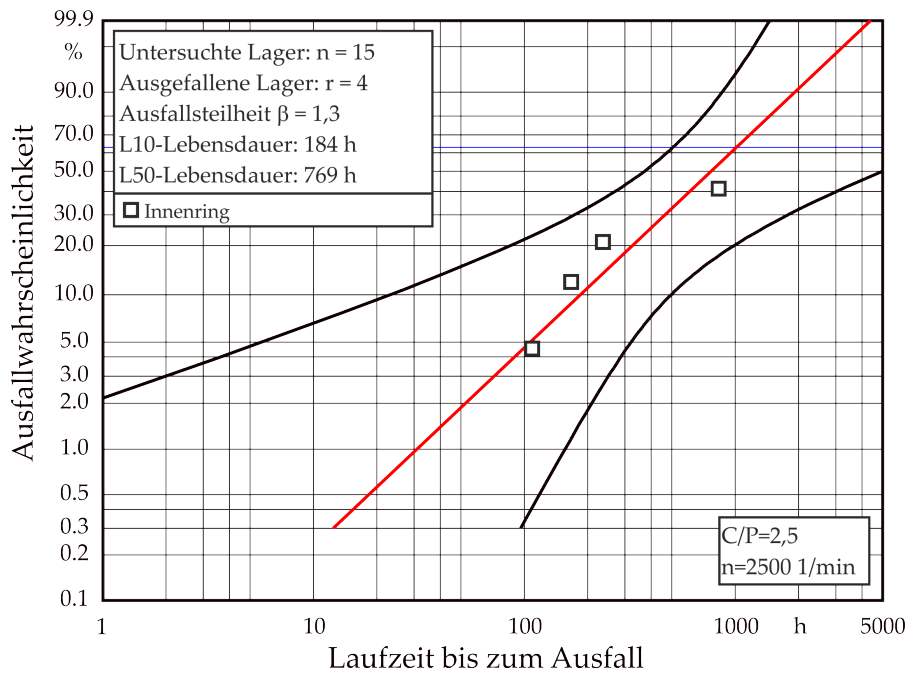


Abbildung 7.37: Weibull-Diagramm der Innenringausfälle mit festgewalzten Innenringen; Belastung $C/P = 2,5$; Drehzahl $n = 2.500 \text{ min}^{-1}$

7.4.5 Diskussion der Lebensdauerergebnisse

Die Ergebnisse der Dauerversuche zeigen, dass das Lebensdauerverhalten der Lager durch Veränderungen der Randzoneneigenschaften erheblich beeinflusst werden kann. Die Versuchsergebnisse mit hartgedrehten Lagerringen verdeutlichen, dass durch dieses alternative Bearbeitungsverfahren gegenüber dem standardmäßig eingesetzten Honprozess Oberflächen gefertigt werden können, die zu vergleichbaren Lebensdauern führen. Zu beachten ist jedoch, dass die hartgedrehten Lagerringe ein anderes Lagerspiel und eine andere Profilierung aufweisen als die Referenzlager. Ein direkter Vergleich ist daher nur mit den festgewalzten Lagerringen zulässig, die mit demselben Lagerspiel und derselben Profilierung gefertigt wurden. Zudem entstammen die Rohlinge der hartgedrehten und festgewalzten Lagerringe im Gegensatz zu den Referenzlagerringen derselben Werkstoffcharge.

Zur Verdeutlichung der Ergebnisse sind in Abbildung 7.38 die zwei Ausfallgeraden bei der Belastung von $C/P = 4$ in einem Diagramm eingezeichnet. Darin ist der Unterschied der einzelnen Ausfallsteilheiten besonders deutlich sichtbar. So zeigen die gewalzten Lagerringe bei der L_{10} -Lebensdauer eine Erhöhung um Faktor 2,5 gegenüber den hartgedrehten Lagerringen, während bei der L_{50} -Lebensdauer aufgrund der etwas geringeren Steigung eine Lebensdauerverlängerung um Faktor 2,9 auftritt.

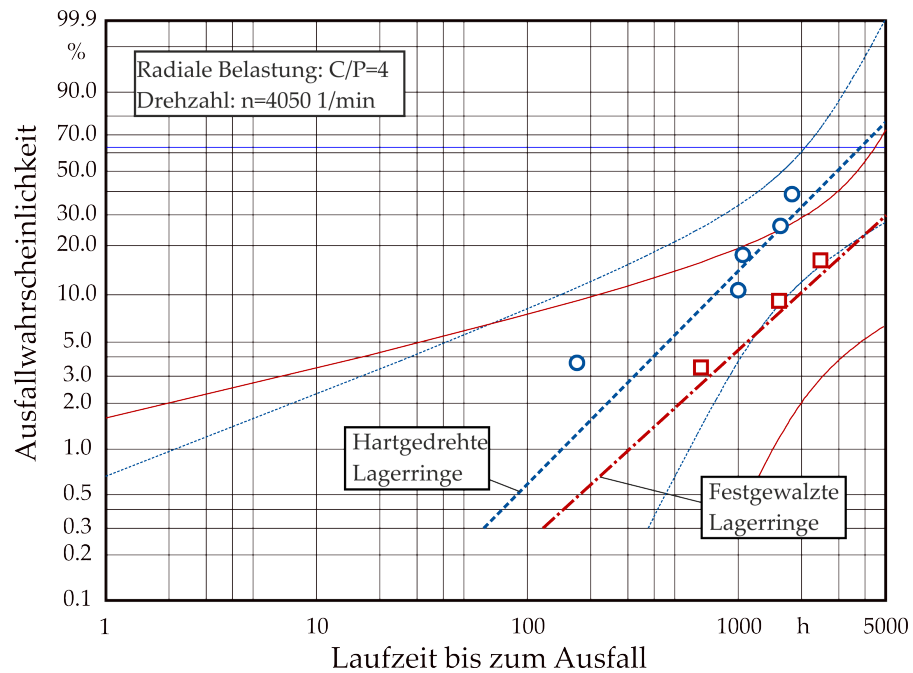


Abbildung 7.38: Vergleich der Lebensdauer- und Ausfallwahrscheinlichkeitsverteilungen der hartgedrehten und festgewalzten Lagerringe; Belastung $C/P = 4$; Drehzahl $n = 4050 \text{ min}^{-1}$

In Tabelle 7.11 sind die experimentell ermittelten Lebensdauern $L_{10,ex}$ sowie Berechnungen nach *DIN ISO 281* ($L_{10,mod}$) und mit dem Lebensdauermodell ($L_{10,FE,mod}$) für alle Lagervarianten nochmals zusammengefasst. Sämtliche Berechnungen wurden mit dem in Abschnitt 7.4.3 eingeführten Faktor $a_{ex} = 0,5$ multipliziert. Zur Verdeutlichung ist das Verhältnis zwischen der experimentell bestimmten Lebensdauer und den Berechnungsergebnissen mit dem vorgestellten Lebensdauermodell in Prozent angegeben. Dies zeigt, dass die Referenzlager experimentell eine etwas geringere L_{10} -Lebensdauer aufweisen, als berechnet wurde. Die hartgedrehten Lagerringe liegen mit 107 % sehr nah zusammen. Die gewalzten Lagerringe dagegen erreichen mit 48 % nur etwa die Hälfte der rechnerisch prognostizierten Lebensdauer.

Zusätzlich ist das Verhältnis aus der experimentell ermittelten Lebensdauer $L_{10,ex}$ zu der rechnerischen Lebensdauer nach *DIN ISO 281* ohne den Faktor a_{ex} ($L_{10,th}$) aufgeführt. Dies zeigt zum einen, dass die Referenzlager absolut gesehen eine kürzere Lebensdauer aufweisen als berechnet wurde, hebt aber nochmals den positiven Effekt der Druckeigenstressungen hervor, der in der nominellen Lebensdauerberechnung nicht berücksichtigt wird.

Zur besseren Veranschaulichung sind in Abbildung 7.39 die Ergebnisse grafisch dargestellt. Es wird deutlich, dass das Berechnungsmodell die Last- und Eigenspannungseinflüsse gut wiedergeben kann,

	Referenz	hartgedreht	festgewalzt
$L_{10,ex}$	67 Mio. U	187 Mio. U	467 Mio. U
$L_{10,mod} = a_{ex} \cdot L_{10,th}$	92 Mio. U	176 Mio. U	(176 Mio. U) ¹
$L_{10,FE,mod} = a_{ex} \cdot L_{10,FE}$	92 Mio. U	175 Mio. U	973 Mio. U
$L_{10,ex}/L_{10,FE,mod}$	73%	107%	48%
$L_{10,ex}/L_{10,th}$	36%	53%	133%

Tabelle 7.11: Gegenüberstellung der Berechnungsergebnisse und der experimentell ermittelten Lebensdauern für alle untersuchten Varianten

wenn auch der positive Effekt der Druckeigenspannungen überschätzt wird.

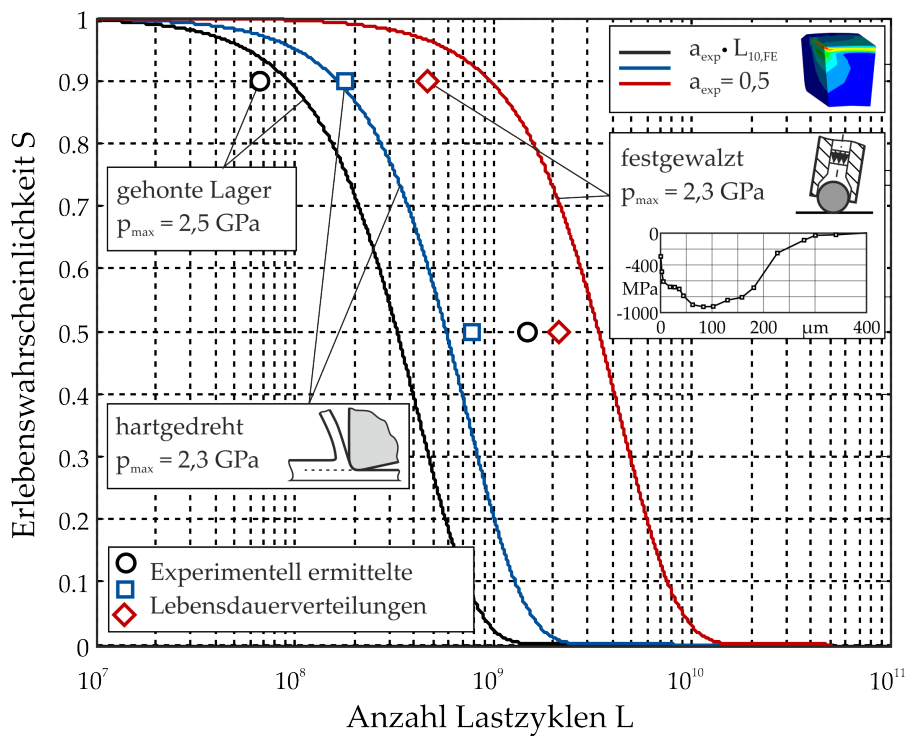


Abbildung 7.39: Gegenüberstellung der Berechnungs- und der Versuchsergebnisse der unterschiedlich gefertigten Lager in Abhängigkeit der äußeren Belastung und des Eigenspannungszustandes

1 Die Lebensdauerberechnung erfolgt ohne Berücksichtigung der Eigenspannungen

ZUSAMMENFASSUNG

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Betriebs- und Lebensdauerverhalten hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlagerringe untersucht. Beides ist in hohem Maße abhängig von den Randzoneneigenschaften der Laufbahnen. Aus früheren Untersuchungen ist bekannt, dass Druckeigenspannungen in Werkstoffbereichen höchster Beanspruchungen beim Wälzen durch Reduktion der schadensrelevanten Spannungen zu einer Verlängerung der Lebensdauer führen können.

Das Ziel dieser Arbeit war es, ein Berechnungsmodell zu entwickeln, mit dem die Lebensdauer in Abhängigkeit des Eigenspannungszustandes und der Lastspannungen abgeschätzt werden kann. Das Modell sollte anhand von Lebensdauerversuchen verifiziert werden, um es im weiteren Verlauf zur Auswahl eines optimierten Eigenspannungszustandes anwenden zu können. Dieser sollte durch eine alternative Hartbearbeitung in die Randzone von Zylinderrollenlagerinnenringen eingebracht werden.

Das Lebensdauermodell basiert auf dem Ansatz von *Ioannides* und *Harris*, in dem das Ermüdungskriterium von *Dang Van* implementiert wurde. Zur Berechnung des überlagerten Spannungszustandes aus Last- und Eigenspannungen wurde ein Finite-Elemente-Modell eines Lagerinnenringsegmentes erstellt. Die Verifizierung des Lebensdauermodells wurde sowohl anhand von bestehenden Versuchsergebnissen als auch anhand von Lebensdauerberechnungen nach *DIN ISO 281* durchgeführt. Die Berechnungen mit unterschiedlichen Lagerbelastungen zeigen sehr gute Übereinstimmungen. Der positive Einfluss der Druckeigenspannungen, die in vorangegangenen Untersuchungen durch eine kurzzeitige, erhöhte Belastung in die Lagerkomponenten eingebracht wurden, konnte ebenfalls mit guter Übereinstimmung wiedergegeben werden.

Zur Untersuchung des Betriebs- und Lebensdauerverhaltens wurden am *Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen* der *Leibniz Universität Hannover* Lagerinnenringe durch die alternativen Fertigungsverfahren Hartdrehen und Hartdrehen mit anschließendem Festwalzen hergestellt. Durch Randzonenanalysen konnten die relevanten Einflussparameter bei der Bearbeitung auf die entstehenden Randzoneneigenschaften herausgearbeitet werden. Die Lagerin-

ge wurden auf einem Vierlagerprüfstand für unterschiedliche Laufzeiten betrieben, um die Veränderungen der Randzoneneigenschaften, insbesondere der Eigenspannungen und Rauheiten, herausarbeiten zu können.

Anhand der hartgedrehten Lagerringe konnte gezeigt werden, dass Druckeigenspannungen in geeigneter Größenordnung nur mit solchen Parameterkombinationen eingebracht werden können, die zu ungünstigen Oberflächen führen. Diese Lager fielen nach kurzer Zeit aufgrund von Oberflächenschäden aus. Durch geeignete Wahl der Hartdrehparameter konnten jedoch auch Oberflächeneigenschaften erzeugt werden, die für den Einsatz im Wälzlager geeignet sind. Die dabei entstehenden Eigenspannungen ähneln denen der standardmäßig gehonten Lager. Durch die Wälzbeanspruchung findet ein Aufbau der Eigenspannungen in Tiefenbereichen der höchsten Beanspruchungen statt. Die Lebensdaueruntersuchungen mit den gedrehten Lagerringen zeigten eine vergleichbare Lebensdauer wie diejenige der Referenzlager.

Zur Einbringung höherer Druckeigenspannungen wurde dem Hartdrehprozess ein Festwalzprozess nachgeschaltet. Aus den Eigenspannungstiefenverläufen der Walzversuche mit variierten Fertigungsparametern wurde eine Variante ausgewählt, die rechnerisch zu der längsten Lebensdauer führt. Diese Lagerringe zeigten über eine lange Laufzeit hinweg einen stabilen Eigenspannungszustand. In Dauerversuchen konnte eine Verlängerung der L_{10} -Lebensdauer um Faktor 2,5 experimentell nachgewiesen werden.

LITERATURVERZEICHNIS

- [AK87] ALBERT, M. ; KÖTTRITSCH, H. ; STEYR (Hrsg.): *Wälzlager*. Springer-Verlag, 1987
- [ANo4] ALTENBERGER, I. ; NIKITIN, I.: Alternative mechanische Oberflächenbehandlungsverfahren zur Schwingfestigkeitssteigerung. In: *Z. Werkst. Wärmebeh. Fertigung* 59 (2004)
- [BG01] BEITZ, W. ; GROTE, K.-H.: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 20. Berlin, Heidelberg and New York : Springer, 2001. – ISBN 9783540677771
- [Bor01] BORBE, C.: *Bauteilverhalten hartgedrehter Funktionsflächen*. VDI-Verlag, 2001 (Berichte aus dem Institut für Fertigungstechnik und Spanende Werkzeugmaschinen, Universität Hannover: IFW Produktionstechnik). – ISBN 9783183583027
- [Bra95] BRANDT, D.: *Randzonenbeeinflussung beim Hartdrehen.*, Dissertation, Universität Hannover, Diss., 1995
- [Bre12] BREIDENSTEIN, B.: *Oberflächen und Randzonen hoch belasteter Bauteile*. PZH, Produktionstechn. Zentrum, 2012 (Berichte aus dem IFW). – ISBN 9783943104318
- [Bri91] BRINKSMEIER, E.: *Prozess- und Werkstückqualität in der Feinbearbeitung*. Habilitationsschrift Universität Hannover. 1991
- [Cer13] CERULLO, M.: Application of Dang Van criterion to rolling contact fatigue in wind turbine roller bearings. In: *13th International Conference on Fracture, Beijing* (June 16-21, 2013)
- [Che11] CHERIF, A.: *Analyse und Beurteilung gekoppelter thermisch-mechanischer Prozesse zur Randschichtverfestigung*, Uni Kassel, Diss., 2011
- [CP85] CRETU, Sp. S. ; POPINCEANU, N.G.: The influence of residual stresses induced by plastic deformation on rolling contact fatigue. In: *Wear* 105 (1985), September, Nr. Issue 2, S. 153–170
- [Den92] DENKENA, B.: *Verschleiß von Schneidkeramik bei instationärer Belastung*, Universität Hannover, Diss., 1992

- [DIN82] DIN 4760:1982-06 - Gestaltabweichungen; Begriffe, Ordnungssystem. Berlin, 1982
- [DIN98] DIN EN ISO 13565-2:1998-04 : Geometrische Produktspezifikationen (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften - Teil 2: Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve (ISO 13565-2:1996). 1998
- [DIN10a] DIN EN ISO 4287:2010-07: Geometrische Produktspezifikation (GPS) - Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren - Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit:. 2010
- [DIN10b] DIN ISO 281:2010-10: Wälzlager - Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO 281:2007). 2010
- [DIN10c] DIN SPEC 1281-1:2010-05: Wälzlager - Erläuternde Anmerkungen zur ISO 281 - Teil 1: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer (ISO/TR 1281-1:2008 + Cor. 1:2009). 2010
- [DPMN14] DENKENA, B. ; POLL, G. ; MAISS, O. ; NEUBAUER, T.: Affecting the Life Time of Roller Bearings by an Optimal Surface Integrity Design After Hard Turning and Deep Rolling. In: *6th International Conference on Tribology in Manufacturing Processes & Joining by Plastic Deformation, Proceedings of the Conference* (2014)
- [DT78] DOWSON, D. ; TOYODA, S.: A central film thickness formula for elastohydrodynamic line contacts. (1978)
- [DVGM89] DANG VAN, K. ; GRIVEAU, B. ; MESSAGE, O.: On a New Multiaxial Fatigue Criterion: Theory and Application. In: *Mechanical Engineering Publications* (1989), S. 479–496
- [EHW53] ESCHMANN ; HASBARGEN ; WEIGAND: *Die Wälzlagerpraxis - Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen*. Verlag von R. Oldenbourg, München, 1953
- [Fre13] FRERICHS, G.: *FE-Modellierung eines Wälzkontaktes unter Berücksichtigung des Eigenspannungszustandes*. Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie, Leibniz Universität Hannover, unveröffentlichte Projektarbeit, 2013
- [Gat10] GATZEN, M.: *Wälzlagerschmierung mit polymerhaltigen Fetten*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2010
- [Gle09] GLESS, M.: *Wälzkontaktermüdung bei Mischreibung*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2009

- [Hac11] HACKE, B.: *Früherkennung von Wälzlagerschäden in drehzahlvariablen Windgetrieben*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2011
- [Har84] HARRIS, T. A.: *Rolling Bearing Analysis, Second Edition*. Wiley Interscience, 1984
- [Heno2] HENGERER, F.: Wälzlagerstahl 100Cr6 - ein Jahrhundert Werkstoffentwicklung. In: *HTM* 57 (2002)
- [Hero2] HERTTER, T.: EDV-Unterprogramm zur Berechnung der Steifigkeit und der Lebensdauer von Wälzlager: Lager2, Version 1.0. In: *FVA-Forschungsvorhaben Nr. 364, Heft Nr. 674* (2002)
- [HMSK09] HASHIMOTO, F. ; MELKOTE, S.N. ; SINGH, R. ; KALIL, R.: Effect of finishing methods on surface characteristics and performance of precision components in rolling/sliding contact. In: *International Journal of Machining and Machinability of Materials* 6 (2009), Nr. 1/2, S. 3–15
- [HRH11] HACKE, B. ; RADNAI, B. ; HINKELMANN, K.: *Berücksichtigung von Betriebszuständen, Sonderereignissen und Überlasten bei der Berechnung der Wälzlager-Lebensdauer in Windenergieanlagen und Großgetrieben*. Abschlussbericht FVA-Forschungsheft Nr. 967, AiF-Nr. 15227 N, 2011
- [IBG99] IOANNIDES, E. ; BERGLING, G. ; GABELLI, A.: An Analytical Formulation for the Life of Rolling Bearings. In: *Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series No. 137* (1999)
- [IH85] IOANNIDES, E. ; HARRIS, T.A.: A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. In: *ASME Journal of Tribology* 107 (1985), S. 367–377
- [IKP83] ISE, G. ; KRAUSE, H. ; POLL, G.: Finite-Element-Lösung für den reibungsbehebung Kontakt eines elastoplastischen Rades auf starrer Schiene bei Normalkraft- und Momentenbelastung. In: *GAMM-Tagung, Hamburg, 1983*
- [JGo4] JACOBSON, M. ; GUNNBERG, F.: Effects of hard turning on the fatigue life of ball bearings. In: *Journal of engineering manufacture, ISSN 0954-4054, Vol. 218, S.1855-1859* (2004)
- [Kan92] KANETA, M.: Effects of Surface Roughness in Elastohydrodynamic Lubrication. In: *JSME International Journal, Series III, Vol. 35, No. 4* (1992)
- [KBK80] KLOOS, K.H. ; BROSEIT, E. ; KOCH, M.: Eigenspannungsänderungen beim Überrollen von gehärtetem Wälzlager

- 100Cr6. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Volume 11, Issue 2, S. 68-72* (1980)
- [Kero4] KERSCHER, E.: *Steigerung der Schwingfestigkeit von 100Cr6 durch thermomechanische Behandlungen*, Universität Karlsruhe, Diss., 2004
- [Köto6] KÖTTER, D.: *Herstellung von Schneidkantenverrundungen und deren Einfluss auf das Einsatzverhalten von Zerspanwerkzeugen*. Vulkan-Verlag, 2006 (Schriftenreihe des ISF). – ISBN 9783802787362
- [LP47] LUNDBERG, G. ; PALMGREN, A.: *Dynamic Capacity of Rolling Bearings*. Generalstabens Litografiska Anstalts Förl., 1947 (Acta polytechnica. Mechanical engineering series)
- [Mat33] MATHAR, J.: *Ermittlung von Eigenspannungen durch Messung von Bohrloch-Verformungen: (Mitteilg aus d. Festigkeitsabt. d. Aerodynamischen Inst. d. Techn. Hochsch. Aachen)*. Verlag Stahleisen, 1933 (Bericht des Werkstoffausschusses des Vereins deutscher Eisenhüttenleute)
- [Mis13] MISES, R. von: *Mechnik der festen Körper in plastisch-deformablen Zustand*. In: *Nachr. d. Kgl. Ges. Wiss. Göttingen, Math.-phys. Klasse 4. S.582-592* (1913)
- [MM77] MACHERAUCH, E. ; MAYR, P.: *Strukturmechanische Grundlagen der Werkstoffermüdung*. In: *Zeitschrift für Werkstofftechnik 8, S.213-224* (1977)
- [NP15] NEUBAUER, T. ; POLL, G.: *Untersuchungen zum Randzonen- und Lebensdauerhaltens hartgedrehter und festgewalzter Zylinderrollenlagerringe*. In: *56. GfT-Tribologie-Fachtagung. Göttingen. (2015)*
- [NPDM13] NEUBAUER, T. ; POLL, G. ; DENKENA, B. ; MAISS, O.: *Fatigue life extension of rolling element bearings by residual stresses induced through surface machining*. In: *World Tribology Congress 2013. Torino. (2013)*
- [NPM13] NEUBAUER, T. ; POLL, G. ; MAISS, O.: *Einfluss des Eigenspannungszustandes auf die Ermüdungslebensdauer von Zylinderrollenlagerringen*. In: *54. GfT-Tribologie-Fachtagung. Göttingen. (2013)*
- [OP92] OLIVER, W.C. ; PHARR, G.M.: *An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments*. In: *Journal of Materials Research, Vol. 7, Nr. 6, S. 1564-1583* (1992)

- [Pal64] PALMGREN, A.: *Grundlagen der Wälzlagertechnik*. Franckh'sche Verlagshandlung Stuttgart, 1964
- [Pap11] PAPE, F.: *Mikrotribologische Untersuchungen an WWälzlager mit polymeradditiver Fettschmierung*, Leibniz Universität Hannover, Diss., 2011
- [PTW14] PABST, A. ; TREMMEL, S. ; WARTZACK, S.: Investigation of Residual Compressive Stresses in Rolling Bearing Components and their Impact on the Rating Life. In: *STLE Annual Meeting & Exhibition; Lake Buena Vista, Florida, USA, 2014*
- [PYnK⁺07] PAPE, F. ; YILDRIZ-ÜNVEREN, H. ; KÜSTER, R. ; BRÄUER, G. ; GATZEN, H.H.: Nano-Scratch Studies on Diamond-like Carbon Coatings on Various Materials Applied in Micro Actuators. In: *Tagungsband S. 28/1 - 28/10, Tribologie-Fachtagung, Göttingen (2007)*
- [PZ72] PARKER, R. J. ; ZARETSKY, E. V.: Effect of residual stresses induced by prestressing on rolling element fatigue life (determination of prestress cycle suitable for inducing compressive residual stress in inner race groove of roller bearings and effects on fatigue life). / NASA-TN-D-6995; E-6922; Washington. 1972. – Forschungsbericht
- [Reu77] REUSNER, H.: *Druckflächenbelastung und Oberflächenverschiebung im Wälzkontakt von Rotationskörpern*, Universität Karlsruhe, Diss., 1977
- [Röto3] RÖTTGER, K.: *Walzen hartgedrehter Oberflächen*, Dissertation, RWTH Aachen, Diss., 2003
- [Sch85] SCHMIDT, U.: *Die Schmierfilmbildung in elasto-hydrodynamisch beanspruchten Wälzbeanspruchungskontakten unter Berücksichtigung der Oberflächenrauheit*. Hannover, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 1985
- [Sch90] SCHOLTES, B.: Eigenspannungen in mechanisch rand-schichtverformten Werkstoffzuständen - Ursachen, Ermittlung und Bewertung. In: *DGM Informationsgesellschaft mbH, Frankfurt (1990)*
- [Scho2] SCHLICHT, H.: Wälzermüdung, Teil 1: Plastische Verformungen. In: *HTM 57. Härtereitechnische Mitteilungen (2002)*
- [See13] SEEFISCH, C.: *Anwendung unterschiedlicher Lebensdauermodelle unter Berücksichtigung des Eigenspannungszustandes*. Institut für Maschinenkonstruktion und Tribologie,

- Leibniz Universität Hannover, unveröffentlichte Diplomarbeit, 2013
- [Sku69] SKURKA, J.: Elastohydrodynamic Lubrication of Roller Bearings. In: *Paper 69-LUB-18, ASME* (1969), S. 479–496
- [SSBT05] SPIESS, L. ; SCHWARZER, R. ; BEHNKEN, H. ; TEICHERT, G.: *Moderne Röntgenbeugung: Röntgendiffraktometrie für Materialwissenschaftler, Physiker und Chemiker*. Teubner, 2005
- [VLS95] VAN LEEUWEN, H.J. ; SCHOUTEN, M.J.W.: Die Elastohydrodynamik: Geschichte und Neuentwicklungen / VDI Berichte Nr. 1207. 1995. – Forschungsbericht
- [Vos96] VOSKAMP, A.: *Microstructural changes during rolling contact fatigue - metal fatigue in the subsurface region of deep groove ball bearing inner rings*, Technische Universität Delft, Diss., 1996
- [War74] WARNECKE, G.: *Spanbildung bei metallischen Werkstoffen*. Technischer Verlag Resch, 1974 (Fertigungstechnische Berichte)
- [Wei39] WEIBULL, W.: *A Statistical Theory of the Strength of Materials*. Generalstabens litografiska anstalts förlag, 1939 (Ingeniörsvetenskapsakademiens handlingar)
- [Wut87] WUTTKE, W.: *Tribophysik: Reibung und Verschleiß von Metallen*. Hanser, ISBN: 3446147012, 1987
- [ZS80] ZWIRLEIN, O. ; SCHLICHT, H.: Werkstoffanstrengung bei Wälzbeanspruchung - Einfluss von Reibung und Eigenstress. In: *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik* 11 (1980), S. 8–14
- [Zwi77] ZWIRLEIN, O.: Die Beeinflussung der mechanischen Eigenschaften von gehärtetem Wälzlagerstahl 100Cr6 durch hydrostatischen Druck. In: *Z. Werkstofftech.* 8, 344-353 11 (1977), S. 8–14

LEBENS LAUF

PERSÖNLICHE DATEN

Name Timo Neubauer
Geburtsdaten 12.06.1981 in Hannover
Familienstand verheiratet, drei Kinder

SCHULBILDUNG

1987 – 1991 Grundschule Stammestraße
1991 – 1993 Orientierungsstufe Martensplatz
1993 – 2001 Humboldtschule Hannover

ZIVILDIENTST

2001 – 2002 Pflegeheim Dr. med. Wilkening Pflegeheime GmbH,
Hannover

STUDIUM

2002 – 2009 Maschinenbaustudium an der Leibniz Universität
Hannover
Abschluss: Diplom-Ingenieur

BERUFSTÄTIGKEIT

2009 – 2015 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Ma-
schinenkonstruktion und Tribologie
seit 09/2015 Mitarbeiter der DB Systemtechnik GmbH in Min-
den, Bereich Hochgeschwindigkeitsfahrwerke