

Tobias Reitz

Referenzfreies ultraschallbasiertes Verfahren zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile - Anwendung auf Radsätze von Schienenfahrzeugen

Schriftenreihe der Arbeitsgruppe
für Technische Mechanik
im Institut für Mechanik und Regelungs-
technik - Mechatronik

Herausgeber: Claus-Peter Fritzen

Band 19

Impressum

Prof. Dr.-Ing. Claus Peter Fritzen

Arbeitsgruppe für Technische Mechanik

Institut für Mechanik und Regelungstechnik - Mechatronik

Universität Siegen

57068 Siegen

ISSN 2191-5601

URN urn:nbn:de:hbz:467-19646

DOI 10.25819/ubsi/9978

Zugl.: Siegen, Univ., Diss., 2021

Referenzfreies ultraschallbasiertes Verfahren zur
Zustandsüberwachung rotierender Bauteile -
Anwendung auf Radsätze von Schienenfahrzeugen

genehmigte
DISSERTATION
zur Erlangung des Grades eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften

vorgelegt von
M.Sc. Tobias Reitz

eingereicht bei der Naturwissenschaftlich-Technischen Fakultät
der Universität Siegen
Siegen 2021

Betreuer und erster Gutachter
Prof. Dr.-Ing. Claus-Peter Fritzen
Universität Siegen

Zweiter Gutachter
Prof. Dr.-Ing. Peter Kraemer
Universität Siegen

Tag der mündlichen Prüfung
15. Juli 2021

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Mechanik und Regelungstechnik - Mechatronik der Universität Siegen in der Arbeitsgruppe von Herrn Prof. Dr.-Ing. Claus-Peter Fritzen.

Ich bedanke mich herzlichst bei allen, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Ein besonderer Dank gilt dabei Herrn Prof. Dr.-Ing. Claus-Peter Fritzen für seine fachliche Betreuung. Durch seine Unterstützung und die Vielzahl anregender Diskussionen und äußerst konstruktiver Gespräche habe ich stets neue Ideen und Erkenntnisse gewinnen können. Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Kraemer danke ich ebenfalls für seine Unterstützung, die hilfreichen fachlichen Diskussionen sowie für die Übernahme des Korreferates. Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Roman Obermaisser und Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Hans-Jürgen Christ danke ich für ihre Beiträge während des Promotionsvorhabens.

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Projektes „*SAFE On-Line*“, welches durch den Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und das Land NRW finanziell unterstützt wurde. Dabei bedanke ich mich besonders bei Herrn Dipl.-Ing. Roland Sperling für die hervorragende Projektleitung und bei Herrn Dipl.-Ing. Guido Bieker für die Unterstützung durch seine herausragende fachliche Expertise im Eisenbahnwesen. Weiterhin möchte ich mich bei den Kooperationspartnern, dem *Lehrstuhl Embedded Systems der Universität Siegen*, der *Bombardier Transportation GmbH*, der *Sondev GmbH*, der *W.S. Werkstoff Service GmbH* und der *Alpha Trains Europa GmbH*, bedanken.

Die Möglichkeit der experimentellen Untersuchungen im „*Bogie Technical Centre*“ der *Bombardier Transportation GmbH* und die Unterstützung bei der Durchführung sowie die damit verbundenen fachlichen Diskussionen haben ebenfalls maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Dafür bedanke ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Guido Bieker, Herrn Dipl.-Ing. Heinz Dieter Dörner sowie Herrn B.Sc. Dennis Balkau. Für ihre unermüdliche Unterstützung bei experimentellen Arbeiten danke ich Herrn Dipl.-Ing. Wolfgang Richter und insbesondere Herrn Gerhard Dietrich. Ein weiterer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Philipp-Malte Hilgendorff, der mich bereits im Studium für das wissenschaftliche Arbeiten begeistert hat. Zudem danke ich allen ehemaligen Kollegen und studentischen Hilfskräften am Institut. Ebenfalls richtet sich ein Dank an Herrn M.Sc. Henning Jung und Herrn Dipl.-Ing. Veit Wiese für die gemeinsame Zeit und die aufmunternden Diskussionen.

Abschließend möchte ich besonders meiner Familie und meinen Freunden danken, die mich stets unterstützt, ermutigt, Verständnis gezeigt und auf meinem Weg begleitet haben.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	I
Nomenklatur	V
Kurzfassung	XIII
Abstract	XV
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung und Motivation	1
1.2 Ultraschallbasierte „ <i>Structural Health Monitoring</i> “-Konzepte	3
1.3 Ziele und Struktur der Arbeit	7
2 Grundlagen	11
2.1 Radsätze von Schienenfahrzeugen	11
2.1.1 Auslegungskonzept, Betrieb und Ermüdung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen	13
2.1.2 Konventionelle und permanente Verfahren zur Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen	17
2.2 Bruchmechanische Konzepte zur Beschreibung des Rissspitzennahfeldes und der Rissausbreitung	22
2.3 Ultraschallwellenausbreitung in Festkörpern	28
2.3.1 Aufspaltung des Vektorfeldes der Verschiebungen	31
2.3.2 Ausbreitungsgeschwindigkeit von Longitudinal- und Transversalwellen	32
2.4 Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung	34
2.4.1 Reflexion und Transmission	34
2.4.2 Mechanische Spannungen in Festkörpern	38
2.5 Ultraschallwandler für die Anwendung zur Zustandsüberwachung	41
2.5.1 Piezoelektrische Materialien	42
2.5.2 Elektromechanische Impedanz piezoelektrischer Ultraschallwandler	48
2.6 Analyse von Sensorsignalen im Ultraschallbereich	51
2.6.1 Vorverarbeitung von Sensorsignalen im Ultraschallbereich	53
2.6.2 Analyse von Sensorsignalen im Ultraschallbereich mit Hilfe der Hauptkomponentenanalyse	57
3 Referenzfreies SHM-Verfahren zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile	65
3.1 Risse in rotierenden Bauteilen	65
3.1.1 Rissatmen in rotierenden Bauteilen	66

3.1.2	Änderung der Spannungsverteilung infolge des Rissatmens	70
3.2	Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geöffneten und einem geschlossenen Riss	72
3.3	Automatisierte Datenaufnahme des referenzfreien SHM-Verfahrens	76
3.4	Numerische Simulation der Sensorsignale des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ infolge des Rissatmens	78
3.5	Verfahren der „Dynamischen Referenz“	85
3.6	Referenzfreier Schadensindikator des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“	94
4	Messeinrichtung zur Validierung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ für Radsätze in Schienenfahrzeugen	99
4.1	Beschreibung des Versuchsobjekts	99
4.2	Prüfstände zur Validierung des Verfahrens	101
4.2.1	Prüfstand zur Initiierung eines Ermüdungsrisses in einer Radsatzwelle	101
4.2.2	Rollenprüfstand für Drehgestelle eines Schienenfahrzeugs	104
4.3	Bauform der piezoelektrischen Ultraschallwandler und Optimierung des Anregungssignals	106
4.4	Positionierung des Sensorsystems an einem Drehgestell eines Schienenfahrzeugs	112
5	Zustandsüberwachung von Radsätzen in Schienenfahrzeugen während der Rissinitiierung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“	123
5.1	Änderung der Ultraschallwellenausbreitung infolge eines umlaufenden Biegemoments	123
5.2	Ergebnisse der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts in einer Hohlwelle	127
5.3	Validierung des Verfahrens an einer Vollwelle eines Radsatzes	138
5.4	Detektion eines Ermüdungsrisses in einer Radscheibe eines Radsatzes	141
5.5	Einfluss der Amplitude des umlaufenden Biegemoments auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung	147
6	Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ während Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge	151
6.1	Messfahrten mit ungeschädigtem Radsatz	151
6.2	Ermittlung der notwendigen Beladungen des Drehgestells zur Öffnung eines Risses in einer Radsatzwelle	156
6.3	Messfahrten mit geschädigtem Radsatz	162
6.4	Vergleich von Ergebnissen der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung und während der Messfahrten	167

6.5	Beeinflussung des Verfahrens der „ <i>Dynamischen Referenz</i> “ während der Messfahrten	172
6.5.1	Einfluss unterschiedlicher Beladungen des Drehgestells auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung	173
6.5.2	Einfluss von Risskorrosion auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung	174
7	Zusammenfassung und Diskussion	179
	Literaturverzeichnis	191
	Anhang	209
A.1	Aufbau des numerischen Modells	209
A.2	Materialdaten piezoelektrischer Ultraschallwandler	212

Nomenklatur

Lateinische Symbole

a	Risstiefe
a_0	Rissausgangstiefe
a_c	kritische Risstiefe
$a_{i,k}$	Approximationskoeffizient
$2c$	Risslänge
$2c_0$	Rissausgangslänge
$2c_c$	kritische Risslänge
c_{ijkl}	Ausbreitungsgeschwindigkeit unter Einfluss einer einachsigen mechanischen Beanspruchung
c_L	Ausbreitungsgeschwindigkeit Longitudinalwelle
c_T	Ausbreitungsgeschwindigkeit Transversalwelle
$c_{L/T}^{(m)}$	Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Longitudinal- (L)/ Transversalwelle (T) im Medium $m = 1, 2$
d_a	Außendurchmesser
d_i	Innendurchmesser
$d_{i,k}$	Detailkoeffizient der „Multi Scale Analysis“ (MSA)
d_{ikl}	piezoelektrischer Ladungskoeffizient
d_{kij}	piezoelektrischer Dehnungskoeffizient
d_{PWAS}	Durchmesser piezoelektrischer Ultraschallwandler
f	Frequenz
f_A	Anregungsfrequenz

f_i	volumenbezogene Kraft
f_R	Frequenz der elektromechanischen Resonanz
g_{ikl}	piezoelektrischer Spannungskoeffizient
$g_i(j)$	Details der „ <i>Multi Scale Analysis</i> “ (MSA) eines diskreten Sensorsignals
$h(t)$	HANNING-Fenster
k_{ij}	elektromechanischer Kopplungsfaktor
$k_{L/T}^{(m)}$	Wellenzahl einer Longitudinal- (L)/ Transversalwelle (T) im Medium $m = 1, 2$
k_p	elektromechanischer Kopplungsfaktor der planaren Radialschwingung
l, m, n	elastische Konstanten dritter Ordnung
$l_{\max/\min}$	maximale/ minimale Elementgröße
m_{FM}	Exponent der NASGRO-Gleichung
m_p	Exponent im PARIS-Gesetz
n_A	Anzahl von Schwingspielen
\mathbf{p}_l	Eigenvektoren der Kovarianzmatrix $\mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}}$
r	Radius
r_{LL}	Reflexionskoeffizient einer Longitudinal- bei eintreffender Longitudinalwelle
r_{LT}	Reflexionskoeffizient einer Transversal- bei eintreffender Longitudinalwelle
r_{pl}	Radius plastische Zone
r_{pr}	Radius Prozesszone
r_{TL}	Reflexionskoeffizient einer Longitudinal- bei eintreffender Transversalwelle
r_{TT}	Reflexionskoeffizient einer Transversal- bei eintreffender Transversalwelle
s_{ijkl}	Nachgiebigkeitstensor
t	Zeit

Δt	Zeitschrittweite
t_{LL}	Transmissionskoeffizient einer Longitudinal- bei eintreffender Longitudinalwelle
t_{LT}	Transmissionskoeffizient einer Transversal- bei eintreffender Longitudinalwelle
t_{PWAS}	Dicke piezoelektrischer Ultraschallwandler
t_{TL}	Transmissionskoeffizient einer Longitudinal- bei eintreffender Transversalwelle
t_{TT}	Transmissionskoeffizient einer Transversal- bei eintreffender Transversalwelle
\mathbf{u}_{dil}	rotationsfreier Anteil des Verschiebungsfeldes
u_i	Verschiebungsvektor
\mathbf{u}_{rot}	rotatorischer Anteil des Verschiebungsfeldes
v	Geschwindigkeit
x_1, x_2, x_3	Koordinaten
$x_A(t)$	Anregungssignal
\mathbf{x}_l	Spaltenvektor der Datenmatrix
$x(j)$	diskretes Sensorsignal
$x_m(j)$	Approximation der „ <i>Multi Scale Analysis</i> “ (MSA) eines diskreten Sensorsignals
A_A	Amplitude des Anregungssignals
$A_{L/T}^e$	Amplitude einer eintreffenden (e) Longitudinal- (L)/ Transversalwelle (T)
$B_{L/T}^{r/t}$	Amplitude einer transmittierten (t)/ reflektierten (r) Longitudinal- (L)/ Transversalwelle (T)
C_{ij}	Steifigkeitsmatrix
C_{ijkl}	Steifigkeitstensor
C_{FM}	Konstante der NASGRO-Gleichung
C_P	Konstante im PARIS-Gesetz

C_{PZT}	elektrische Kapazität des piezoelektrischen Ultraschallwandlers
$\mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}}$	Kovarianzmatrix
D_i	elektrische Flussdichte
D^{MSE}	referenzfreier Schadensindikator
$D_i^{\overline{\text{SE}}}$	Residuenquadratsumme
D_i^{SPE}	SPE-Index der Residualmatrix $\tilde{\mathbf{X}}$
$D_i^{\overline{\text{SPE}}}$	Schadensindikator
E	Elastizitätsmodul
E_k	elektrische Feldstärke
E_{kl}	vollständiger Verzerrungstensor
F	Kraft
G	Schubmodul
\mathbf{I}	Einheitsmatrix
I	elektrischer Strom
K_0	Kompressionsmodul
$K_{\text{I-III}}$	Spannungsintensitätsfaktoren für Modus I-III
$K_{\text{Ic-IIIc}}$	kritische Spannungsintensitätsfaktoren für Modus I-III
K_{max}	maximaler Spannungsintensitätsfaktor
ΔK	zyklischer Spannungsintensitätsfaktor
$K_{\text{I op}}$	Rissöffnungsspannungsintensitätsfaktor
M_b	Biegemoment
N_{CFL}	COURANT-FRIEDRICHS-LEWY-Bedingung (CFL-Bedingung)
N_{LZ}	Lastzyklenzahl

N_λ	Elemente pro Wellenlänge
N_{SHM}	Anzahl von Messungen im Überwachungszeitraum
$P(s)$	Position entlang der Rissfront
\mathbf{P}	Matrix der Eigenvektoren der Kovarianzmatrix $\mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}}$
R	Spannungsverhältnis
R_e	Streckgrenze
R_S	elektrischer Widerstand
S_{ij}	Verzerrungstensor
S_{xx}	Leistungsdichtespektrum
\mathbf{T}	Score-Matrix
$\hat{\mathbf{T}}$	Score-Matrix im reduzierten Unterraum der PCA
T_H	Zeitdauer HANNING-Fenster
U	elektrische Spannung
V	Volumen
V_i	Schallschnelle
\mathbf{X}	Datenmatrix
$\bar{\mathbf{X}}$	skalierte Datenmatrix
$\hat{\mathbf{X}}$	Rückprojektion der skalierte Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$
$\hat{\mathbf{X}}_{\mathbf{p}_l}$	Rückprojektion der skalierte Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$ bei Verwendung von \mathbf{p}_l
$\tilde{\mathbf{X}}$	Residualmatrix
X_i	Koordinaten des Ausgangszustands
Y	elektrische Admittanz
Y_K	dimensionsloser Korrekturterm

Z	elektrische Impedanz
Z_A	mechanische Impedanz eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers
Z_{Str}	mechanische Impedanz einer Struktur

Griechische Symbole

$\alpha_{L/T}^e$	Ausbreitungsrichtung einer eintreffenden Longitudinal-/ Transversalwelle
$\alpha_{L/T}^r$	Ausbreitungsrichtung einer reflektierten Longitudinal-/ Transversalwelle
$\beta_{L/T}^e$	Ausbreitungsrichtung einer transmittierten Longitudinal-/ Transversalwelle
γ	Rissöffnungsfunktion
δ_{ij}	Kronecker-Delta
ε_{ik}	dielektrische Leitfähigkeit
κ	Materialkonstante (abhängig von EVZ oder ESZ)
λ	LAME-Konstante
λ_l	Eigenwerte der Kovarianzmatrix $C_{\bar{X}}$
μ	LAME-Konstante
μ_l	arithmetischer Mittelwert
ν	Querkontraktionszahl
ρ	Dichte
ρ_0	Dichte im undeformierten Zustand
ρ_n	Korrelationskoeffizient
σ	Spannung
σ_a	Spannungsamplitude eines umlaufenden Biegemoments
σ_b	Spannung infolge eines umlaufenden Biegemoments
σ_{ij}	Spannungstensor

σ_m	Mittelspannung einer Schwingbelastung
σ_{\max}	maximale Spannung einer Schwingbelastung
σ_{\min}	minimale Spannung einer Schwingbelastung
$\Delta\sigma$	Schwingbreite einer äußeren Belastung
φ	Rotationswinkel
φ_i	diskreter Rotationswinkel
$\Delta\varphi$	Winkelinkrement zwischen diskreten Rotationswinkeln
φ_R	Umfangsposition des Risses
ψ_n	Referenzwinkel
ω	Kreisfrequenz
Φ	Skalar
$\Phi(j)$	Skalierungsfunktion
Ψ	Vektorpotential
$\Psi(j)$	Wavelet-Funktion

Abkürzungen

AE	Acoustic Emission
BL	Baseline
CBM	Condition-Based Maintenance
CFL	COURANT-FRIEDRICHS-LEWY
DI	Damage Indicator
DMS	Dehnungsmessstreifen
DWT	Discrete Wavelet Transform
EBFW-2	EisenBahnFahrwerke-2

EBFW-3	EisenBahnFahrwerke-3
EMI	Elektromechanische Impedanz
EOC	Environmental and Operational Condition
MSA	Multi Scale Analysis
MSE	Mean Squared Error
PCA	Principal Component Analysis
PC	Principal Components
PEO	Pulse Echo Overlap
PoD	Probability of Detection
PSD	Power Spectral Density
PWAS	Piezoelectric Wafer Active Sensor
PZT	Blei-Zirkonat-Titanat
RMS	Root Mean Squared Error
SHM	Structural Health Monitoring
SoC	System on Chip
SPE	Squared Prediction Error
STFT	Short Time Fourier Transformation
T/R-Switch	Transmit and Receive Switch
VHCF	Very High Cycle Fatigue
WT	Wavelet Transform
ZfP	Zerstörungsfreie Prüfung

Kurzfassung

In dieser Forschungsarbeit wird ein referenzfreies ultraschallbasiertes „*Structural Health Monitoring*“-Verfahren (SHM-Verfahren) für rotierende und mechanisch belastete Bauteile entwickelt, welches zur permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen angewendet werden kann. Das neuartige Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ basiert auf dem Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens während der Rotation eines mechanisch belasteten Bauteils.

Ultraschallwellen interagieren aufgrund ihrer physikalischen Eigenschaften einer elastischen Festkörperwelle mit Diskontinuitäten im Material und eignen sich daher besonders zur permanenten Zustandsüberwachung. Um die Unterschiede infolge eines Schadens zu detektieren, werden für die meisten SHM-Verfahren Referenzmessungen („*Baselines*“) im ungeschädigten Zustand aufgenommen und mit Hilfe von Techniken zur Signalanalyse mit dem aktuellen Zustand verglichen. In der realen Anwendung sind Strukturen ständig sich ändernden Umgebungs- und Betriebsbedingungen („*Environmental and Operational Conditions*“ (EOCs)) ausgesetzt. Untersuchungen bzgl. der Stabilität und der Beeinflussung von EOCs auf ultraschallbasierte SHM-Verfahren, die eine zuvor aufgenommene Referenzmessung nutzen, haben gezeigt, dass diese zu Fehlern in den Ergebnissen der Zustandsüberwachung führen. Dies ist auf die schwierige oder nicht mögliche Unterscheidbarkeit der Beeinflussungen durch EOCs von denen infolge eines Schadens zurückzuführen. Es erscheint daher nicht wirtschaftlich und teilweise nicht möglich, Daten unter sämtlichen verschiedenen Kombinationen von EOCs für jede zu untersuchende Struktur zu erfassen und daraus den Referenzzustand des SHM-Verfahrens zu bilden. Daher erscheint die Entwicklung eines referenzfreien SHM-Verfahrens zwingend erforderlich und wird in dieser Arbeit fokussiert.

Die Ergebnisse der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts in Radsatzwellen zeigen die Funktionsfähigkeit des entwickelten SHM-Verfahrens hinsichtlich einer referenzfreien Rissdetektion, einer Risslokalisation in Umfangsrichtung und einer automatisierten Überwachung des Rissfortschritts. Zudem wird nachgewiesen, dass das eingeführte Verfahren in der Lage ist, einen realen Ermüdungsriß während Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge referenzfrei zu detektieren.

Das entwickelte referenzfreie SHM-Verfahren könnte zur Komplettierung der Sicherheitsebene der in festgelegten Inspektionsintervallen durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen beim Betrieb von Radsatzwellen dienen, da durch die permanente Zustandsüberwachung unabsehbare Schadensfälle vermieden werden. Diese Innovation kann durch eine Steigerung der Akzeptanz des Schienenverkehrs zur klimaschonenden Mobilität der Zukunft beitragen.

Abstract

In this research work a baseline-free method for Acousto-Ultrasonics (AU)-based Structural Health Monitoring (SHM) of mechanically loaded and rotating axles is proposed, which can be used for condition monitoring of wheelset axles of railway vehicles. The novel „*Dynamic Reference Method*“ utilizes the difference that is generated in the ultrasonic wave propagation due to the crack breathing mechanism of a mechanically loaded and rotating axle.

Due to their physical properties, ultrasonic waves can propagate through a structure and interact with discontinuities within the material, making them particularly suitable for permanent condition monitoring with SHM methods. In order to extract the changes due to damage, most SHM systems first need to collect data from the structure in healthy condition to build the so-called baseline. With the help of signal processing and feature extraction, the structural health condition is assessed through the comparison of the baseline and the newly acquired data. In real operation, structures are exposed to varying Environmental and Operational Conditions (EOCs), especially wheelset axles of railway vehicles, which are considered in this thesis. Different studies on the stability and the influence of EOCs on AU-based SHM methods using a previously collected baseline have shown that these lead to errors in the results of condition monitoring. This is due to the fact that it is difficult or impossible to distinguish the effects due to EOCs from the effects of structural damages. It is in some cases not economically feasible to collect data and to construct a baseline model for each combination of all possible EOCs for each structure. In consideration of such a practical limit, the development of a baseline-free SHM method is necessary and is focused in this thesis.

The results of the condition monitoring during the crack initiation and propagation in wheelset axles of railway vehicles demonstrate the effectiveness of the proposed baseline-free SHM method. Cracks can be detected, the crack propagation can be observed during fatigue tests and the approximate circumferential position of the crack can be localized by the proposed method. In addition, it is proved that the introduced SHM method is able to detect a fatigue crack during measurement runs on a full-scale roller test rig for railway vehicles without a previously collected baseline.

The proposed baseline-free SHM method could be used to complete the safety level of the periodically performed non-destructive inspections during the operation of wheelset axles, as the permanent condition monitoring prevents unforeseeable damages. This innovative technology contributes to the climate-friendly mobility of the future by increasing the acceptance of rail transport.

1 Einleitung

1.1 Problemstellung und Motivation

Der ansteigende Personen- und Güterverkehr infolge der hohen Dynamik des internationalen Handels, der veränderten Produktionsprozesse und der sich wandelnden Lebensweisen stellt die Gesellschaft insbesondere im Hinblick auf die Erreichung der notwendigen Klimaschutzziele vor enorme Herausforderungen. Nach einer Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Verkehr und digitale Infrastruktur steigt in der Bundesrepublik Deutschland bis 2030 die Verkehrsleistung im Personenverkehr um circa 12% und im Güterverkehr um circa 38% bezogen auf das Jahr 2010, [Schubert *et al.*, 2014].

Der Schienenverkehr ist dabei ein wesentlicher Baustein der modernen Mobilität und leistet aufgrund geringerer CO₂-Emission im Vergleich zum Straßenpersonenverkehr und dem Straßengüterverkehr einen ausschlaggebenden Beitrag zum Erreichen der Klimaschutzziele. Das „*Zukunftsbündnis Schiene*“, welches sich aus Betreibern, Herstellern von Schienenfahrzeugen, Nutzern des Personen- und Güterverkehrs sowie dem Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur zusammensetzt, hat daher 2020 einen Masterplan für den gesamten Schienenverkehrssektor in Deutschland beschlossen. Dieser sieht vor, die Anzahl der Fahrgäste bis 2030 zu verdoppeln und den Anteil des gesamten Güterverkehrs zu 25% auf die Schiene zu verlagern. Dies bedarf jedoch einiger Voraussetzungen zur Realisierung eines sicheren und zuverlässigen Betriebs. Das „*Zukunftsbündnis Schiene*“ fordert dazu neben der Steigerung der Kapazitäten der Infrastruktur die Anwendung innovativer Technologien und Produkte im Bereich der Schienenverkehrstechnik, [BMVI, 2020].

Das Bindeglied zwischen einem Schienenfahrzeug und der Schiene stellen die Radsätze, bestehend aus Radsatzwelle und den Rädern, dar. Radsätze zählen somit zu den wichtigsten Baugruppen eines Schienenfahrzeugs. Zu ihren Aufgaben zählen die Trag-, Führ- sowie die Antriebs- bzw. Bremsfunktion. Es wird dadurch jedoch unmittelbar deutlich, dass das Versagen eines Radsatzes ein erhebliches Risiko darstellt und Radsätze somit zu den sicherheitskritischen Baugruppen eines Schienenfahrzeugs zählen. Radsätze von Schienenfahrzeugen werden daher nach umfangreichen Regelwerken, welche historisch gewachsen sind und auf Betriebserfahrung und Prüfstandsversuchen der Betreiber und Hersteller basieren, ausgelegt. Die Auslegung erfolgt dabei im Sinne einer Dauerfestigkeit. Trotz der sorgfältigen Dimensionierung kommt es aufgrund der teilweise unabsehbaren Beeinflussungen des Auslegungskonzeptes immer wieder zu Schadensfällen beispielsweise durch gebrochene Radsatzwellen mit teilweise katastrophalen Folgen.

Im Sicherheitsbericht der „*European Union Agency for Railways*“ werden im Zeitraum zwischen 2010-2012 in der Europäischen Union 147 Schadensfälle aufgrund von gebrochenen Radsätzen gezählt, die unter Umständen zu einem Unfall hätten führen können, [ERA, 2014]. Zu den zwei bekanntesten Unfällen infolge eines Bruches einer Radsatzwelle zählt der Vorfall eines *ICE3* in Köln im Jahr 2008 und die Entgleisung eines Güterzugs in Viareggio im Jahr 2009. Das endgültige Versagen der Radsatzwelle des *ICE3* in Köln geschah glücklicherweise bei langsamer Ausfahrt des Hochgeschwindigkeitszugs aus dem Kölner Hauptbahnhof, weshalb es zu keinen schwerwiegenden Personenschäden kam. Die Untersuchungen des Schadensfalls in [Klinger & Bettge, 2013] zeigen, dass die Entstehung des atypischen Risses wahrscheinlich auf nichtmetallische Einschlüsse im Material der Radsatzwelle zurückzuführen ist und es daher trotz regelkonformer Auslegung der Radsatzwelle und durchgeführten regelmäßigen Inspektionen zu diesem Schadensfall gekommen ist. Im Gegensatz zu dem Schadensfall in Köln führte der Bruch der Radsatzwelle des Güterzugs in Viareggio zu 32 Todesfällen und einer Vielzahl an Schwerverletzten. Der Unfall ist auf eine gebrochene Radsatzwelle des ersten Waggons des mit Flüssiggas beladenen Güterzugs zurückzuführen, [Bracciali, 2016].

Zur Vermeidung solcher Schadensfälle und aufgrund unabsehbarer Beeinflussungen des Auslegungskonzeptes werden in festgelegten Inspektionsintervallen zerstörungsfreie Prüfungen der Radsatzkomponenten durchgeführt. Diese führen jedoch zu Betriebsunterbrechung und geben lediglich eine momentane Aufnahme des Zustands des Radsatzes wieder. Infolge des Schadensfalls in Köln hat das *Eisenbahn-Bundesamt* beispielsweise die Inspektionsintervalle für Fahrzeuge der betroffenen Baureihe von 300×10^3 km auf 30×10^3 km herabgesetzt ([EBA, 2008]), was eine erhebliche Einschränkung des Betriebs aus Sicht des Betreibers zur Folge hatte. Der Schadensfall in Viareggio zeigt zudem die Schwierigkeit von periodisch durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen, da der Radsatz nach der letzten Prüfung bis zum Unfall lediglich circa $22,5 \times 10^3$ km zurückgelegt hatte, [Poschmann, 2018].

Zur Komplettierung der Sicherheitsebene der zerstörungsfreien Prüfungen ist die Einführung einer permanenten Zustandsüberwachung unausweichlich und ein logischer Schritt, um den steigenden Sicherheitsbedürfnissen von Schienenfahrzeugen gerecht zu werden. Dies könnte zu einer Ausdehnung der Intervalle der regelmäßig durchgeführten Inspektionen der Radsätze mittels konventioneller, stationärer Verfahren führen und so eine Steigerung der Verfügbarkeit einer Zugflotte bei gleichzeitiger Verringerung der bislang üblichen Wartungs- und Instandhaltungskosten erzielen. In der vorliegenden Arbeit wird daher ein referenzfreies ultraschallbasiertes „*Structural Health Monitoring*“-Verfahren für rotierende und mechanisch belastete Bauteile eingeführt, welches für die permanente Zustandsüberwachung von Radsatzwellen angewendet werden kann. Die Arbeit leistet somit einen Beitrag zu den Forderungen des „*Zukunftsbündnis Schiene*“ durch die Entwicklung einer innovativen Technologie im Bereich der Schienenverkehrstechnik für die klimaschonende Mobilität der Zukunft.

1.2 Ultraschallbasierte „*Structural Health Monitoring*“-Konzepte

„Unter *Structural Health Monitoring (SHM)* wird die kontinuierliche oder periodische und automatisierte Methode zur Bestimmung und Überwachung des Zustandes eines Überwachungsobjekts innerhalb der Zustandsüberwachung (gemäß [DIN ISO 17359]) verstanden. Dies erfolgt durch Messungen mit permanent installierten bzw. integrierten Aufnehmern und durch Analyse der Messdaten“, [FA SHM, 2014]. Nach dieser Definition besteht ein SHM-System dabei aus einem Überwachungsobjekt mit permanent installierten Messaufnehmern, einer Signalanpassungseinheit, einer Datenspeicherung und einem System zur Datenverarbeitung und einer automatisierten Diagnose der aufgezeichneten Daten.

SHM-Konzepte haben das Ziel, zu jedem Zeitpunkt des Betriebs den Zustand der gesamten Struktur, der einzelnen Komponenten und des Materials zu ermitteln. Aufgrund der permanenten Überwachung der Struktur während der gesamten Lebensdauer können die ermittelten Daten der Zustandsüberwachung zudem zur Prognose der Schadensentwicklung und damit der Restlebensdauer der Struktur Anwendung finden, [Balageas, 2006]. Nach [Rytter, 1993] können die Informationen, die mit einem SHM-System über den Zustand einer Struktur ermittelt werden, in die nachfolgenden vier Level eingeteilt werden und liefern so einen Beitrag zur Beantwortung der in Klammern gestellten Fragen:

- Level I: „*Damage Detection*“ (Ist ein Schaden vorhanden?),
- Level II: „*Damage Localization*“ (Wo ist der Schaden?),
- Level III: „*Damage Assessment*“ (Wie groß ist das Ausmaß des Schadens?),
- Level IV: „*Prognosis of remaining Lifetime*“ (Wie lang ist die Restlebensdauer?).

Die Implementierung einer permanenten Zustandsüberwachung im Sinne eines SHM-Konzeptes bietet zusammengefasst zwei Vorteile: Sicherheit und Wirtschaftlichkeit, [Balageas, 2006; Farrar & Worden, 2007]. Die beiden genannten Vorteile gehen miteinander einher und sind nicht direkt trennbar. Sicherheit wird durch eine permanente Überwachung des Zustands und einem damit verbundenen Eingreifen des SHM-Systems im Schadensfall in den Betrieb gewährleistet, was ein plötzliches Versagen der Struktur und damit einhergehende katastrophale Folgen verhindert. Dies kann zudem ökonomische Vorteile haben, da ein Verlust des Überwachungsobjekts verhindert werden kann und Schadensersatzforderungen infolge von Personenschäden vermieden werden können. Abgesehen davon bietet die Anwendung eines SHM-Systems die Möglichkeit einer zustandsabhängigen Wartung („*Condition-Based Maintenance*“ (CBM)), [Balageas, 2006]. Bei Anwendung der zustandsabhängigen Wartung können die Ergebnisse eines SHM-Systems als Entscheidungskriterium für den Zeitpunkt und die Notwendigkeit einer Wartung genutzt werden. Dies erhöht die Verfügbarkeit. SHM-Konzepte können zudem

zu einer Verlängerung festgelegter Inspektionsintervalle zerstörungsfreier Prüfungen, wie sie beispielsweise im Bereich der Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen nach [DIN EN 15313] üblich sind, beitragen. Um das Sicherheitsniveau zu erhöhen, können SHM-Systeme als zusätzliche Ergänzung zu in festgelegten Intervallen durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen dienen.

SHM-Verfahren können in globale und lokale Verfahren unterteilt werden, zudem kann eine Einteilung in aktive und passive Verfahren erfolgen, [Fritzen, 2006; Giurgiutiu, 2007]. Bei lokalen Verfahren werden vor der Applikation Bereiche mit hoher Beanspruchung, Bereiche in denen häufig ein Schaden auftritt oder die besonders sicherheitskritisch sind durch Berechnungen oder durch Betriebserfahrungen lokalisiert. Diese „Hot Spots“ werden durch gezielte Applikation eines lokalen SHM-Verfahrens überwacht. Lokale SHM-Verfahren weisen meist eine hohe Sensitivität auf und sind in der Lage, kleine Schädigungen zu detektieren, [Fritzen, 2006]. Globale SHM-Verfahren basieren auf einer Änderung der Eigenschaften der gesamten Struktur infolge eines lokalen Schadens, [Fritzen, 2006]. Dies kann beispielsweise eine lokale Steifigkeitsänderung infolge eines Risses in der Struktur sein, die eine Änderung des Schwingungsverhaltens der gesamten Struktur verursacht. Im Vergleich zu lokalen SHM-Verfahren benötigen globale SHM-Verfahren ein größeres Sensornetzwerk, weisen aber i.d.R. dadurch eine geringere Sensitivität auf, [Fritzen, 2006]. Im Falle eines passiven Verfahrens werden verschiedene Betriebsparameter gemessen und anhand dieser Daten auf einen Zustand der Struktur zurückgeschlossen. Im Bereich der schwingungsbasierten SHM-Verfahren („*Vibration-Based SHM-Methods*“) können dies beispielsweise Strukturschwingungen infolge einer im Betrieb auftretenden Anregung sein, [Fritzen, 2006]. Bei aktiven Verfahren hingegen wird der Struktur durch eine applizierte Aktuatorik gezielt Energie zugeführt und mit einer Sensorik die Strukturantwort infolge der Anregung aufgezeichnet. Zu den häufig verwendeten aktiven SHM-Verfahren zählen ultraschallbasierte Systeme, [Giurgiutiu, 2007]. Diese nutzen zur Anregung der Struktur und zur Aufnahme der Strukturantwort permanent applizierte Ultraschallwandler.

Eine gezielte Anregung von Ultraschallwellen, deren Ausbreitung im Material und die Aufnahme und Analyse der daraus resultierenden Strukturantworten bilden die Basis ultraschallbasierter SHM-Verfahren („*Acousto Ultrasonic-Based SHM-Methods*“), [Balageas *et al.*, 2006; Giurgiutiu, 2007]. Zur Anregung und zur Aufnahme der resultierenden Strukturantworten werden für ultraschallbasierte SHM-Verfahren zumeist piezoelektrische Ultraschallwandler genutzt, [Balageas *et al.*, 2006; Giurgiutiu, 2007; Mira & Gopalakrishnan, 2016]. Diese können in zwei unterschiedlichen Varianten verwendet werden. Bei dem „*Pulse-Echo*“-Verfahren wird ein Ultraschallwandler gleichzeitig als Aktuator und Sensor verwendet. Wird ein Ultraschallwandler als Aktuator und ein weiterer Ultraschallwandler an einem anderen Ort auf der Struk-

tur als Sensor verwendet, so wird dies als „*Pitch-Catch*“-Verfahren bezeichnet, [Giurgiutiu, 2007].

Ultraschallwellen interagieren aufgrund ihrer physikalischen Eigenschaften einer elastischen Festkörperwelle mit Diskontinuitäten im Material. Um die daraus entstehenden Unterschiede zu extrahieren, werden für die meisten SHM-Verfahren Referenzmessungen im ungeschädigten Zustand aufgenommen, [Balageas *et al.*, 2006; Giurgiutiu, 2007]. Diese werden zumeist als „*Baseline*“ bezeichnet. Mit Hilfe von Techniken zur Signalanalyse werden die Unterschiede in den aufgenommenen Sensorsignalen zwischen dem ungeschädigten Referenzzustand und dem aktuellen Zustand der Struktur extrahiert („*Baseline Subtraction Approach*“). Die neuesten Fortschritte im Themengebiet der Signalanalyse im Bereich SHM können beispielsweise den Beiträgen der Konferenzen [IWSHM, 1997] oder [EWSHM, 2002] entnommen werden. Einen guten Überblick über dieses Themengebiet liefern zudem beispielsweise [Staszewski *et al.*, 2004; Adams, 2007; Su & Ye, 2009; Farrar & Worden, 2012].

Während einer realen Anwendung sind Strukturen und insbesondere die in dieser Arbeit betrachteten Radsätze von Schienenfahrzeugen meist sich ständig ändernden Umgebungs- und Betriebsbedingungen („*Environmental and Operational Conditions*“ (EOCs)) ausgesetzt. Untersuchungen bzgl. der Stabilität und der Beeinflussung von Umgebungs- und Betriebsbedingungen auf ultraschallbasierte SHM-Verfahren, die eine zuvor aufgenommene Referenzmessung nutzen, haben gezeigt, dass diese zu Fehlern in den Ergebnissen der Zustandsüberwachung führen, [Konstantinidis *et al.*, 2006; Sohn, 2007; Michaels *et al.*, 2011a]. Dies ist auf die schwierige oder nicht mögliche Unterscheidbarkeit der Beeinflussungen aufgrund von Umgebungs- und Betriebsbedingungen von den Beeinflussungen aufgrund eines Schadens zurückzuführen. Es sind verschiedene Verfahren wie beispielsweise das „*Optimal Baseline Selection*“-Verfahren oder das „*Baseline Signal Stretching*“-Verfahren, um beispielsweise den Temperatureinfluss der Struktur zu kompensieren, bekannt, [Lu & Michaels, 2005; Konstantinidis *et al.*, 2007; Croxford *et al.*, 2010]. Diese Verfahren weisen vielversprechende Ergebnisse bei einfachen Strukturen und einer homogenen Temperaturverteilung auf. Bei realen Anwendungen ist dies jedoch selten der Fall. Es erscheint zudem nicht wirtschaftlich und teilweise nicht möglich, Daten unter sämtlichen verschiedenen Kombinationen von Umgebungs- und Betriebsbedingungen für jede zu untersuchende Struktur zu erfassen und daraus den Referenzzustand für das SHM-Verfahren zu bilden. Aus diesem Grund ist die Entwicklung eines referenzfreien SHM-Verfahrens zwingend erforderlich. Diese Verfahren werden in der Literatur meist als „*Baseline-free*“ bezeichnet.

Aus der Literatur ist eine Vielzahl referenzfreier ultraschallbasierter SHM-Verfahren bekannt. Nachfolgend wird auf drei sehr häufig verwendete Typen eingegangen. Das „*Time Reversal*“-Verfahren nutzt die Eigenschaft, dass ein Anregungssignal an einem Punkt *A* rekonstruiert wer-

den kann, wenn die Strukturantwort an einem Punkt B aufgenommen, zeitlich invertiert, anschließend als Anregungssignal an Punkt B genutzt und die Strukturantwort an Punkt A aufgezeichnet wird. Tritt ein Schaden im Übertragungspfad auf und führt dieser zu einer Nichtlinearität, wird die oben genannte Eigenschaft nicht erfüllt. Dies resultiert somit in einer abweichenden Rekonstruktion des Anregungssignals. Beispiele für die Anwendung an plattenähnlichen Strukturen können [Wang *et al.*, 2004; Park *et al.*, 2007a; Sohn *et al.*, 2007; Qiang & Shenfeng, 2009] entnommen werden. Diese Verfahren haben jedoch den Nachteil, dass beispielsweise aufgrund von Dispersion die Interpretierbarkeit des „*Time Reversal*“-Prozesses erschwert wird und dies einer praktischen Applikation entgegensteht, [Park *et al.*, 2009]. Zudem wird die Anwendung bei einer komplexen Struktur eingeschränkt, da dies zu Reflexionen an der Bauteilgeometrie führt oder nur ein sehr lokaler Bereich überwacht werden kann. Ein weiteres bekanntes referenzfreies ultraschallbasiertes SHM-Verfahren ist das „*Instantaneous Baseline Measurements*“-Verfahren. Dieses kann beispielsweise [Anton *et al.*, 2009; Alem *et al.*, 2016; Qiu *et al.*, 2019] entnommen werden. Bei diesem Verfahren werden mehrere Ultraschallwandlerpaare auf der Oberfläche in gleichem Abstand zueinander appliziert. Dabei dürfen keine geometrischen oder materiellen Unterschiede im Übertragungspfad zwischen den applizierten Ultraschallwandlerpaaren liegen. Die Ultraschallwandlerpaare können zudem in einem Sensornetzwerk angeordnet werden. Zum Zeitpunkt der Untersuchung werden die einzelnen Paare im „*Pitch-Catch*“-Verfahren nacheinander verwendet. Tritt in einem Übertragungspfad ein Schaden auf, so unterscheidet sich diese Strukturantwort von den anderen aufgenommenen Strukturantworten. Diese Verfahren benötigen somit eine Vielzahl an identischen Übertragungspfaden und sind auf einen lokalen Bereich beschränkt. Zudem führt eine komplexere Struktur zu zusätzlichen Einschränkungen einer realen Anwendung des Verfahrens. Ein weiteres bekanntes referenzfreies ultraschallbasiertes SHM-Verfahren stellt das „*Nonlinear Ultrasonic Modulation*“-Verfahren dar. Diese Verfahren fokussieren die entstehenden Nichtlinearitäten der Ultraschallwellenausbreitung, wie beispielsweise das Auftreten höherer harmonischer Schwingungen oder Frequenzmodulationen, infolge eines Schadens im Übertragungspfad. Bei diesen Verfahren wird zumeist eine niederfrequente Anregung mit einer höherfrequenten Anregung überlagert, um so eine Modulation zu erzeugen. Ein Schaden führt zum Auftreten von Seitenbändern im Frequenzspektrum der Strukturantwort, welche zumeist im Bereich des Frequenzspektrums der höherfrequenten Anregung auftreten. Diese Signalanteile werden durch geeignete Methoden der Signalanalyse extrahiert und als Indikator für einen Schaden in der untersuchten Struktur genutzt. Anwendungen dieses Verfahrens können beispielsweise [Lim *et al.*, 2014; Liu *et al.*, 2016; Deng *et al.*, 2017] entnommen werden. [Deng *et al.*, 2017] zeigen zudem eine Machbarkeitsstudie dieses Verfahrens zur Zustandsüberwachung von dünnwandigen Rohren. In [Lim *et al.*, 2014] wird weiterhin eine Anwendung für komplexere Strukturen gezeigt. Diese Verfahren haben jedoch den Nachteil, dass die Amplituden der durch den Schaden generierten nichtlinearen Anteile der Strukturantwort im Verhältnis zu den linearen Anteilen sehr gering sind und somit bei einem überlagerten Rauschen, welches bei realer Anwendung häufig auf-

tritt, nur schwer unterscheidbar sind, [Liu *et al.*, 2016]. Weitere referenzfreie ultraschallbasierte SHM-Verfahren für dünnwandige Strukturen können beispielsweise [Kim & Sohn, 2007; Sohn, 2011; Li *et al.*, 2017; Huan & Li, 2019] entnommen werden.

Diese Recherche zeigt, dass die meisten referenzfreien ultraschallbasierten SHM-Verfahren lediglich zur Zustandsüberwachung von plattenähnlichen oder einfachen Strukturen angewendet werden können oder Nachteile hinsichtlich einer Applikation unter realen Betriebsbedingungen aufweisen. Zudem handelt es sich dabei zumeist um lokale SHM-Verfahren. Dies stellt die Notwendigkeit der Forschungsarbeiten in diesem Bereich heraus. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit ein referenzfreies ultraschallbasiertes aktives SHM-Verfahren zur globalen Zustandsüberwachung von rotierenden und mechanisch belasteten Bauteilen eingeführt. Die Ziele und die Struktur der Arbeit werden im nachfolgenden Abschnitt dargelegt.

1.3 Ziele und Struktur der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit besteht in der Entwicklung eines referenzfreien ultraschallbasierten SHM-Verfahrens für die quasi-kontinuierliche Zustandsüberwachung von rotierenden und mechanisch belasteten Bauteilen. Dieses Verfahren soll im Hinblick auf eine industrielle Anwendung zur Rissdetektion in Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen optimiert und unter möglichst realen Betriebsbedingungen untersucht werden. Damit soll ein Beitrag zur Komplettierung der Sicherheitsebene der in festgelegten Inspektionsintervallen durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen während des Betriebs von Radsätzen in Schienenfahrzeugen über die gesamte Lebensdauer hinweg geleistet werden.

In Kapitel 2 werden zu Beginn die Grundlagen zum Auslegungskonzept, dem Betrieb und der Ermüdung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen vorgestellt. Zur besseren Einordnung des in dieser Arbeit eingeführten Verfahrens wird anschließend auf konventionelle zerstörungsfreie Prüfverfahren und aus der Literatur bekannte SHM-Verfahren zur Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen eingegangen. Bei den Auslegungskonzepten von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen kommen bruchmechanische Konzepte zur Beschreibung des Rissspitzennahfeldes und der Rissausbreitung zur Anwendung, weshalb auf diese Konzepte kurz eingegangen wird. Weiterhin ist das Verständnis des Rissspitzennahfeldes notwendig für die Einführung des SHM-Verfahrens. Da das eingeführte referenzfreie Verfahren zur Zustandsüberwachung auf der Ultraschallwellenausbreitung in einem Festkörper und deren Beeinflussung durch Reflexion bzw. Transmission an einer Grenzfläche und der Beeinflussung durch mechanische Spannungen im Material beruht, werden die dafür notwendigen Grundlagen erläutert. Es folgt eine Vorstellung piezoelektrischer Materialien und des Konzeptes der elektro-

mechanischen Impedanz piezoelektrischer Ultraschallwandler. Danach wird auf die Analyse von Sensorsignalen im Ultraschallbereich eingegangen und die dazu in dieser Arbeit genutzten Verfahren werden erläutert.

Es folgt in Kapitel 3 die Einführung des entwickelten Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ zur permanenten Zustandsüberwachung von rotierenden und mechanisch belasteten Bauteilen. Die Ergebnisse der Zustandsüberwachung werden anhand eines referenzfreien Schadensindikators quantifiziert. Das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ basiert auf den Unterschieden in der Ausbreitung der unter verschiedenen Rotationswinkeln gezielt eingeleiteten Ultraschallwellen infolge des Rissatmens während der Rotation eines mechanisch belasteten Bauteils. Zur Einführung des Verfahrens wird auf das Verhalten von Rissen in rotierenden Bauteilen und deren Einfluss auf die Ultraschallwellenausbreitung eingegangen. Es folgt eine Beschreibung des Aufbaus und Ablaufs der entwickelten automatisierten Datenaufnahme des Verfahrens. Zum Nachweis der Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens und den daraus resultierenden Abweichungen in den aufgenommenen Sensorsignalen wird eine numerische Simulation des Verfahrens durchgeführt.

Kapitel 4 umfasst die Applikation des entwickelten SHM-Verfahrens zur Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen. Dazu werden das zur Validierung genutzte Versuchsobjekt und die verwendeten Prüfstände vorgestellt. Zudem wird die Bauform der eingesetzten piezoelektrischen Ultraschallwandler festgelegt. Anhand einer experimentellen Untersuchung wird das Anregungssignal auf die Anwendung abgestimmt und die Positionierung des Sensorsystems an einem Drehgestell für Schienenfahrzeuge festgelegt.

Das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ wird in Kapitel 5 im ersten Schritt der Anwendung hinsichtlich der Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts auf einem Umlaufprüfstand untersucht. Zu Beginn des Kapitels wird die Änderung der Ultraschallwellenausbreitung infolge eines umlaufenden Biegemoments in einer Radsatzwelle nachgewiesen. Anhand dieser experimentellen Untersuchung wird zudem die in dieser Arbeit zur Analyse der Sensorsignale genutzte Hauptkomponentenanalyse mit einer vereinfachten Analysemethode verglichen. Anschließend wird das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts in einer Radsatzwelle angewendet und die Ergebnisse der Zustandsüberwachung ausführlich diskutiert. Da es sich bei dem hauptsächlich verwendeten Versuchsobjekt um eine Hohlwelle handelt, folgt eine zusätzliche Validierung des Verfahrens anhand einer Vollwelle eines Radsatzes. Es wird zudem gezeigt, dass das eingeführte Verfahren zur Detektion von Rissen in Radscheiben eines Radsatzes von Schienenfahrzeugen verwendet werden kann. Es ergibt sich eine Abhängigkeit der Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „*Dyna-*

mischen Referenz“ von der Amplitude des umlaufenden Biegemoments, was zum Abschluss dieses Kapitels experimentell untersucht und diskutiert wird.

Anschließend erfolgt in Kapitel 6 eine Untersuchung des Verfahrens der *„Dynamischen Referenz“* unter möglichst realen Betriebsbedingungen. Dazu werden Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge durchgeführt. Der Rollenprüfstand ermöglicht einen sehr realitätsnahen Betrieb des Drehgestells, wobei der Lauf des Drehgestells auf der Schiene sehr gut abgebildet wird. Zur Untersuchung wird der Ermüdungsversuch aus Abschnitt 5.2 nach Erreichen verschiedener Risslängen in der Radsatzwelle unterbrochen und der Radsatz in das Drehgestell eines Nahverkehrszugs auf dem Rollenprüfstand eingebaut. Die zweite im Drehgestell montierte Radsatzwelle ist dabei baugleich, aber ungeschädigt. Diese dient dem Vergleich der Ergebnisse der referenzfreien Zustandsüberwachung zwischen dem Betrieb einer ungeschädigten und einer geschädigten Radsatzwelle. Zudem erfolgt in diesem Abschnitt eine Ermittlung der notwendigen Beladungen des Drehgestells zur Öffnung eines Risses in einer Radsatzwelle während der Rotation. Weiterhin wird ein Vergleich zwischen den Ergebnissen der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung und während der Messfahrten auf dem Rollenprüfstand angestellt und diskutiert. Es folgt zum Abschluss der experimentellen Untersuchungen eine Betrachtung der Beeinflussungen des Verfahrens der *„Dynamischen Referenz“* während der Messfahrten. Dazu wird der Einfluss unterschiedlicher Beladungen des Drehgestells und der Einfluss von Risskorrosion auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung ermittelt.

Zum Abschluss der Arbeit erfolgt eine Zusammenfassung und Diskussion der erreichten zentralen Ergebnisse. Weiterhin wird ein Ausblick auf ein zukünftig mögliches Konzept zur Anwendung des entwickelten SHM-Verfahrens gegeben.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zum Verständnis und die Hintergründe der Arbeit vorgestellt. Es werden die zentralen Bestandteile des Auslegungskonzeptes, dem Betrieb und der Ermüdung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen dargestellt. Für die Einordnung des in dieser Arbeit eingeführten Verfahrens werden konventionelle und aus der Literatur bekannte permanente Verfahren zur Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen kurz erläutert. Da das Auslegungskonzept von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen u.a auf bruchmechanischen Konzepten zur Beschreibungen des Rissspitzennahfeldes und der Rissausbreitung beruht, werden diese erläutert. Es folgen die Grundlagen zur Ultraschallwellenausbreitung sowie deren Beeinflussung durch Reflexion bzw. Transmission an einer Grenzfläche und mechanische Spannungen im Material. Anschließend werden piezoelektrische Materialien und das Konzept der elektromechanischen Impedanz piezoelektrischer Ultraschallwandler vorgestellt. Abschließend wird auf die Analyse von Sensorsignalen im Ultraschallbereich eingegangen und die dazu in dieser Arbeit genutzten Verfahren erläutert.

2.1 Radsätze von Schienenfahrzeugen

Radsätze von Schienenfahrzeugen sind essentieller Bestandteil eines Drehgestells und stellen das Bindeglied zwischen Schienenfahrzeug und Schiene dar. Sie zählen somit zu den wichtigsten, aber auch sicherheitskritischen Baugruppen eines Schienenfahrzeugs. Zu ihren Aufgaben zählen die Trag-, Führ- sowie die Antriebs- bzw. Bremsfunktion, [Knothe & Stichel, 2017]. Die Tragfunktion umfasst die Übertragung auftretender Belastungen durch das Eigengewicht sowie Auflasten durch Güter oder Fahrgäste vom Schienenfahrzeug auf die Schiene. Die Führungsfunktion beschreibt die Aufnahme von Spurführungskräften bei geradem Gleis oder auch bei Bogenfahrt. Die Erfüllung der Antriebs- bzw. Bremsfunktion des Radsatzes ermöglicht ein Beschleunigen sowie ein Abbremsen des Schienenfahrzeugs. Sämtliche auftretenden Kräfte werden im Rad-Schiene-Kontakt übertragen. Der Rad-Schiene-Kontakt stellt somit ein breites Forschungsgebiet dar, dessen Grundlagen beispielsweise [Iwnicki, 2006; Lewis & Olofsson, 2009; Knothe & Stichel, 2017] entnommen werden können.

Grundlegend kommen vier verschiedene Konstruktionsprinzipien für Radsätze eines Schienenfahrzeugs zur Anwendung, [Bracciali, 2016]. Diese unterscheiden sich in der Art der Lagerung und der Radsatzwelle. Zu den vier verschiedenen Konstruktionsprinzipien zählen die innen- sowie außengelagerten Radsätze mit Radsatzwellen, die beidseitig gelagerte Einzelradanordnung und die Lagerung der Räder an einer Achsbrücke. In der vorliegenden Arbeit werden außen-

gelagerte Radsätze mit Radsatzwellen untersucht, das eingeführte Verfahren zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile kann jedoch ebenfalls für innengelagerte Radsätze verwendet werden. Der grundlegende Aufbau und die Bezeichnungen der Komponenten eines außengelagerten Triebradsatzes ist der beispielhaften Schnittdarstellung aus Abbildung 2.1 zu entnehmen.

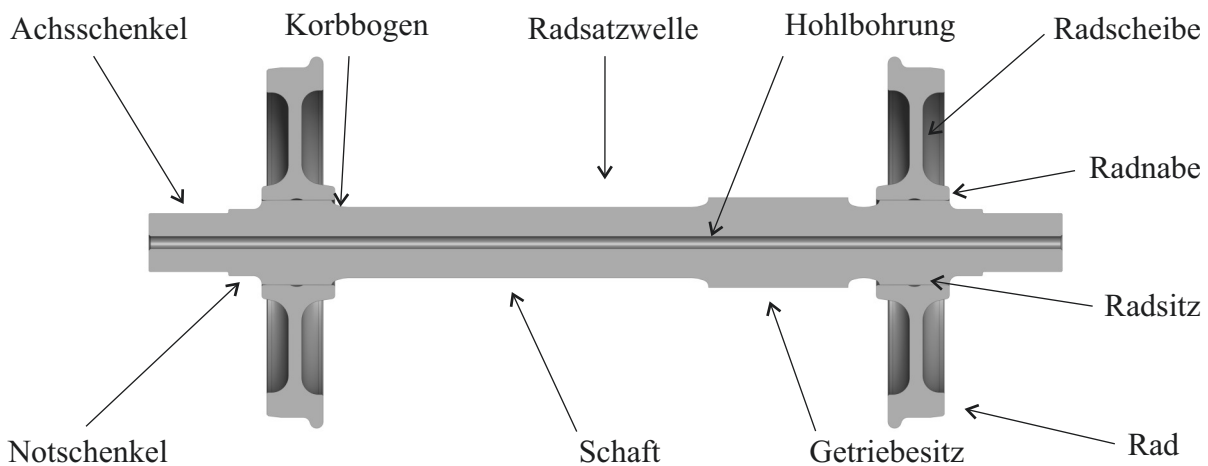


Abb. 2.1 Aufbau und Bezeichnungen der Komponenten eines außengelagerten Triebradsatzes.

Räder und Radsatzwellen sind im Bereich des Radsitzes durch einen Pressverband gefügt. Im Bereich der Achsschenkel ist die Lagerung des Radsatzes angeordnet, dabei kommen zumeist Rollenlager zum Einsatz. Die Radsatzlager sind in den Radsatzlagergehäusen geführt, [Bracciali, 2016]. Diese dienen zudem der Verbindung zwischen Radsatz und Drehgestellrahmen. Die Kopplung ist durch die Primärfederstufe zwischen Radsatz und Drehgestellrahmen abgedeckt, [Knothe & Stichel, 2017]. Zusätzlich können je nach Konstruktion des Drehgestells weitere Komponenten an der Radsatzwelle angebracht werden, dazu zählen beispielsweise die Aufnahme des Getriebes bei einem Triebradsatz oder die Befestigung von Bremsscheiben, [Bracciali, 2016]. Radsätze zählen zu den unabgedeckten Massen eines Schienenfahrzeugs, [Iwnicki, 2006]. Zur Reduktion unabgedeckter Massen und für die Zugänglichkeit zur Prüfung der Radsatzwellen mittels konventioneller Ultraschallverfahren werden die Radsatzwellen häufig als Hohlwelle ausgeführt. Radsätze übertragen, wie bereits oben genannt, sämtliche auftretenden Kräfte über den Rad-Schiene-Kontakt, dies führt zu einer hohen Beanspruchung des Materials und somit zur Ermüdung der Radsatzwelle. Daher wird nachfolgend auf das Auslegungskonzept, den Betrieb und die Ermüdung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen eingegangen.

2.1.1 Auslegungskonzept, Betrieb und Ermüdung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen

Die Thematik der Ermüdung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen stellt seit jeher ein umfangreiches Forschungsgebiet dar. Eine der bekanntesten damaligen Untersuchungen zur Ermüdung von Eisenbahnwagenachsen geht auf WÖHLER bis in die Jahre 1858-1871 zurück, [Wöhler, 1870]. WÖHLER stellte fest, dass die Dauerfestigkeit eines Materials deutlich niedriger ist als dessen statische Festigkeit. Aus diesen Untersuchungen geht später das WÖHLER-Diagramm hervor. Diese nicht nur für den Bereich der Schienenverkehrstechnik bedeutende grafische Darstellung setzt die Spannungsamplitude einer dynamischen Beanspruchung mit der Bruchzyklenzahl in Verbindung.

Die Anzahl an Lastzyklen N_{LZ} einer Radsatzwelle von Schienenfahrzeugen ist ein Vielfaches von 10^6 - 10^7 , was üblicherweise durch Dauerfestigkeitsversuche abgedeckt wird. Die Beanspruchung einer Radsatzwelle resultiert vorwiegend aus der umlaufenden Biegebelastung, welche mit der Rotation der Radsatzwelle korreliert. Aufgrund einer jährlichen Laufleistung von bis zu 500×10^3 km und einer Betriebsdauer einer Radsatzwelle von bis zu 30 Jahren liegt die Anzahl an Lastzyklen im Bereich von $N_{LZ} > 5 \times 10^9$, [Mädler, 2018]. Dieser zählt zum Bereich der Ermüdung bis hin zu sehr hohen Zyklenzahlen („*Very High Cycle Fatigue*“, (VHCF)) und stellt ein umfassendes aktuelles Forschungsgebiet dar, [Christ, 2018]. Eine Ermüdung im VHCF-Bereich kann bei Beanspruchungen, welche deutlich unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze des Materials liegen, zu einem Bauteilversagen führen.

Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen werden nach den Regelwerken [DIN EN 13103] für außengelagerte Radsatzwellen und nach [DIN EN 13104] für Triebradsatzwellen ausgelegt. Diese Regelwerke sind historisch gewachsen und basieren zudem auf umfangreichen Betriebserfahrungen und Prüfstandsversuchen der Betreiber und Hersteller, [Lütkepohl *et al.*, 2009]. Dabei wird von einer maximalen Lastamplitude ausgegangen, wobei angenommen wird, dass die einzelnen Lastkomponenten gleichzeitig auftreten. Die berücksichtigten Kräfte und Momente resultieren aus der Masse des Schienenfahrzeugs (Biegemoment), den Trägheitskräften (Biegemoment und axiale Kräfte) und den Antriebs- sowie Bremskräften (Torsionsmoment), [Zerbst *et al.*, 2013]. Diese Maximalbeanspruchung wird im Sinne einer Dauerfestigkeit mit einer zulässigen Spannung verglichen. Dieser Wert wird durch die Dauerfestigkeit des Materials, den Radsatzwellentyp (Hohl- oder Vollwelle) und den jeweiligen Bereich der Radsatzwelle (z.B. Schaft, Korbbogen oder im Bereich des Presssitzes) bestimmt. Beeinflussungen der zulässigen Spannungen beispielsweise durch die Ermüdung im VHCF-Bereich werden durch Sicherheitsbeiwerte berücksichtigt, [Heckel & Zerbst, 2013]. Das Auftreten von Korrosion wird beispielsweise durch [DIN EN 13261] in einer Reduktion der zulässigen Spannung nach [DIN EN 13103] und

nach [DIN EN 13104] von 40% in die Auslegung einbezogen. Es erfolgt somit eine Auslegung der Radsatzwellen, sodass auftretende Ermüdungsrisse während der Betriebsdauer nicht zu einem Versagen führen sollten, [Zerbst *et al.*, 2005a].

Dieses Auslegungskonzept beinhaltet dennoch einige Unsicherheiten, was zu atypischen Rissen in Radsatzwellen führen kann, deren Ausbreitung und Entstehung nicht im Auslegungskonzept berücksichtigt wird. Die bereits genannte Beeinflussung durch die Ermüdung im VHCF-Bereich zeigt beispielsweise, dass eine Ermüdung bereits deutlich unterhalb der üblichen Dauerfestigkeitswerte metallischer Werkstoffe auftreten kann, [Christ, 2018]. Zudem besteht eine gewisse Unsicherheit in den Lastannahmen, welche aus veränderlichen Streckenqualitäten, Auflasten oder Lastverteilung resultieren. Weiterhin führt die häufige Änderung der Lastamplituden zu einer schwierigen Festlegung der ertragbaren Lastzyklenzahlen. Eine weitere signifikante Beeinflussung des Auslegungskonzeptes resultiert aus unvermeidbaren Beschädigungen der Radsatzwelle während des Betriebs, welche die berechnete Lebensdauer erheblich verkürzen. Dazu zählen beispielsweise Beschädigungen durch Korrosion, Steinschlag oder falsches Handling der Radsatzwellen, [Beretta *et al.*, 2010; Zerbst *et al.*, 2013]. Trotz der hohen Qualitätsanforderung an die Fertigung der Radsatzkomponenten, welche für Radsätze nach [DIN EN 13260], für Radsatzwellen nach [DIN EN 13261] und für Räder nach [DIN EN 13262] geregelt sind, treten Fehler im Material auf, die erst ab einer gewissen Größe detektiert werden können, [Lütkepohl *et al.*, 2009]. Durch die im Betrieb auftretenden Belastungen können diese Fehler anwachsen und zur Initiierung eines atypischen Risses führen, wie am Schadensfall eines ICE3 in Köln im Jahr 2008 zu sehen, [Klinger & Bettge, 2013]. Ebenfalls können die nach [DIN EN 13261] hohen erlaubten Zugeigenspannungen an der Oberfläche resultierend aus dem Fertigungsprozess zu atypischen Rissen führen. Eine detaillierte Diskussion der unterschiedlichen Beeinflussungen des Auslegungskonzeptes von Radsatzwellen kann beispielsweise [Zerbst *et al.*, 2013] entnommen werden.

Aufgrund der teilweise unabsehbaren Beeinflussungen des Auslegungskonzeptes wird zur Gewährleistung eines sicheren Betriebs eine weitere Sicherheitsebene eingeführt. Diese besteht aus der periodischen Durchführung zerstörungsfreier Prüfungen (ZfP) u.a. nach [DIN EN 15313] in Kombination mit der Anwendung der Konzepte der Bruchmechanik. Zusammengefasst wird dies im Konzept der Schadenstoleranz, [Zerbst *et al.*, 2005a; Heckel & Zerbst, 2013; Zerbst *et al.*, 2013]. Dies bedeutet, dass Ermüdungsrisse vorhanden sein dürfen, jedoch durch die periodischen Inspektionen mit ZfP-Verfahren detektiert werden, bevor sie eine kritische Größe erreichen, [Zerbst *et al.*, 2005a]. Auf verschiedene ZfP-Verfahren, die zur Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen eingesetzt werden, wird in Abschnitt 2.1.2 eingegangen. Das Schadenstoleranzkonzept umfasst fünf Schritte, auf die nachfolgend kurz eingegangen wird. Eine detaillierte Vorstellung und Anwendung des Schadenstoleranzkonzeptes für Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen kann [Zerbst *et al.*, 2005b] entnommen werden.

Im ersten Schritt wird die Form und Größe des Ausgangsrisses für die nachfolgende Analyse festgelegt. Dabei entspricht die Ausgangsrissgröße a_0 nicht der Größe eines real auftretenden Fehlers im Ausgangsmaterial, sondern wird anhand der maximalen Rissgröße, welche durch die ZfP-Verfahren übersehen werden könnte, festgelegt. Dieser Wert ist eine statistisch ermittelte Größe und weist eine hinreichend hohe Entdeckungswahrscheinlichkeit („*Probability of Detection*“ (PoD)) auf. Im zweiten Schritt wird der Bereich des stabilen Risswachstums simuliert. Das Risswachstum wird solange als stabil bezeichnet, bis der Riss eine kritische Größe erreicht, die zum sofortigen Versagen des Bauteils führt. Die stabile Ausbreitung eines Ermüdungsrisses wird mit Hilfe bruchmechanischer Konzepte, insbesondere dem Konzept der Spannungsintensitätsfaktoren (K -Faktoren) ermittelt. Dazu wird die Rissausbreitungskurve verwendet. Diese beschreibt die Risswachstumsgeschwindigkeit, welche als Rissverlängerung pro Zyklus in differentieller Schreibweise da/dN_{LZ} in Abhängigkeit von der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors ΔK angegeben wird, [Christ, 2009]. Die Anwendung bruchmechanischer Konzepte zur rechnerischen Ermittlung des stabilen Risswachstums in Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen kann beispielsweise [Zerbst *et al.*, 2005b; Beretta *et al.*, 2004, 2009; Sander & Richard, 2011] entnommen werden. In Abschnitt 2.2 wird auf die bruchmechanische Beschreibung des Rissstumpenfeldes anhand der Spannungsintensitätsfaktoren und auf die Risswachstumsgeschwindigkeit $da/dN_{LZ}(\Delta K)$ kurz eingegangen. Im dritten Schritt wird die kritische Rissgröße a_c ermittelt, bei der das Bauteil durch einen plastischen Kollaps oder einen Sprödbbruch versagt. Dies tritt im Allgemeinen ein, wenn der maximale Spannungsintensitätsfaktor K_{max} während eines Lastzyklus den kritischen Spannungsintensitätsfaktor (Bruchfähigkeit) K_c überschreitet, [Christ, 2009]. Basierend auf den Ergebnissen der vorherigen Schritte wird im vierten Schritt die Restlebensdauer ermittelt. Diese ist definiert als die Zeit oder die Lastzyklenzahl N_{LZ} , die der Riss benötigt, um von der Ausgangsrissgröße a_0 bis zur kritischen Rissgröße a_c anzuwachsen.

Das Ziel des Konzeptes der Schadenstoleranz liegt in der Festlegung der Inspektionsintervalle der Radsatzwellen. Dies entspricht dem fünften Schritt. Potentielle Risse müssen detektiert werden, bevor sie die kritische Rissgröße a_c erreichen. Somit wird deutlich, dass die Inspektionsintervalle kürzer als die ermittelte Restlebensdauer sein müssen. Die Restlebensdauer und die Inspektionsintervalle von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen nach dem Schadenstoleranzkonzept sind in Abbildung 2.2 schematisch dargestellt. Bei der rechnerischen Auslegung nach dem Schadenstoleranzkonzept kommt häufig das Programm *ERWIN* (PC-Programm zum Nachweis der Gebrauchseignung von Radsatzwellen und zur Ermittlung von Inspektionsintervallen auf der Basis bruchmechanischer Konzepte) zum Nachweis der Gebrauchseignung von Radsatzwellen und zur Ermittlung von Inspektionsintervallen auf der Basis bruchmechanischer Konzepte zur Anwendung, welches aus dem Forschungsvorhaben „*EisenbahnFahrwerke-2: Sichere und wirtschaftliche Auslegung von Eisenbahnfahrwerken*“ (*EBFW-2*) [Lütkepohl *et al.*, 2009] hervorgeht.

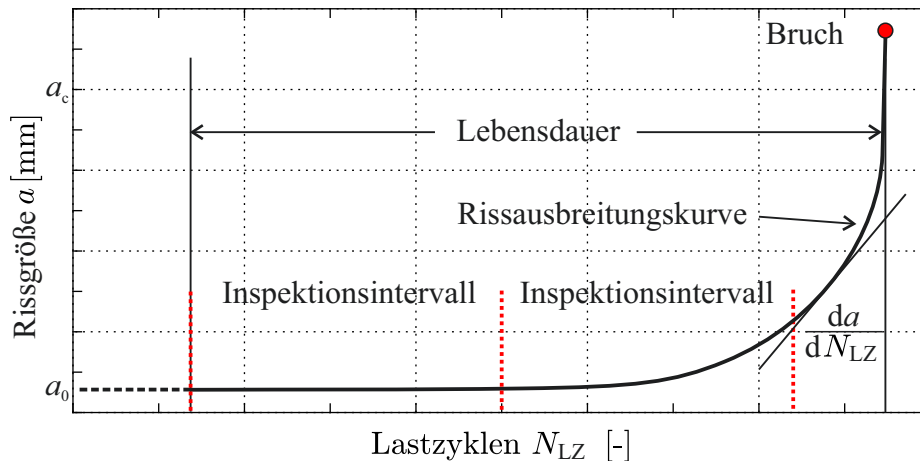


Abb. 2.2 Schematische Darstellung der Restlebensdauer und der Inspektionsintervalle von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen nach dem Schadenstoleranzkonzept nach [Mädler *et al.*, 2016].

Die Ermittlung der Restlebensdauer und damit die Berechnung des Risswachstums in Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen ist jedoch abhängig von einigen Unsicherheiten. Dazu zählen beispielsweise die Bestimmung des Lastkollektivs während der gesamten Lebensdauer, das Materialverhalten, die Bestimmung des mikrostrukturbestimmten Kurzrischwachstums, Eigenspannungseinflüsse, Riss-schließ-Mechanismen oder Umweltbeeinflussungen, [Zerbst *et al.*, 2013; Mädler *et al.*, 2016]. Einige dieser Einflüsse sind bis heute nicht vollständig verstanden und quantifiziert, sodass dies häufig zu einer deutlichen Diskrepanz zwischen den Ergebnissen der Berechnung und der experimentellen Untersuchungen führt, [Mädler *et al.*, 2016]. Aus diesem Grund ist die Optimierung von Modellen für die Berechnung von Materialbeanspruchung und die Berechnung idealer Inspektionsintervalle für Radsatzwellen Gegenstand aktueller umfangreicher Forschungsvorhaben wie dem Projekt „EisenbahnFahrwerke-3“ (EBFW-3) [EBFW3, 2020].

Es existieren dennoch aktuell keine national oder international standardisierten Normen, die eine Vorgehensweise zur Festlegung der Inspektionsintervalle für Radsatzwellen empfehlen, [Mädler *et al.*, 2016]. Aufgrund der bestehenden Unsicherheiten der rechnerischen Bestimmung auf der Grundlage bruchmechanischer Methoden werden die Inspektionsintervalle basierend auf der Betriebserfahrung und Prüfstandsversuchen ermittelt, [Lütkepohl *et al.*, 2009; Zerbst *et al.*, 2013; Mädler *et al.*, 2016]. Das Ziel vergangener und aktueller Forschungsvorhaben ist dennoch die Anwendung bruchmechanischer Methoden, verbunden mit Informationen über die PoD der angewendeten ZfP-Verfahren unter Einbezug statistischer Unsicherheiten zur Festlegung der Inspektionsintervalle für Radsatzwellen, [Lütkepohl *et al.*, 2009; Zerbst *et al.*, 2013; EBFW3, 2020]. Zudem wird eine Absicherung der rechnerisch ermittelten Ergebnisse durch Rissfortschrittsversuche angestrebt, [Mädler *et al.*, 2016; Mädler, 2018].

Die Einführung einer permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen während des gesamten Betriebs wird beispielsweise durch Vertreter der Bahnindustrie vorgeschlagen, [Köhler, 2011]. Das in dieser Arbeit eingeführte referenzfreie ultraschallbasierte SHM-Verfahren zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile ist für die Komplettierung der Sicherheitsebene der regelmäßig durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen vorgesehen, sodass unvorhersehbare Schadensfälle infolge atypischer Risse vermieden werden können. Einige Verfahren zur konventionellen und ebenfalls permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen werden im nachfolgenden Abschnitt vorgestellt.

2.1.2 Konventionelle und permanente Verfahren zur Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen

Aufgrund der zuvor beschriebenen Auslegung der Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen und den möglichen katastrophalen Folgen eines Versagens ist die Zustandsüberwachung während des Betriebs ein fester Bestandteil des Konzeptes der Schadenstoleranz. In diesem Abschnitt wird daher kurz auf die herkömmlichen Verfahren zur zerstörungsfreien Prüfung von Radsatzwellen in festgelegten Inspektionsintervallen eingegangen. Weiterhin werden Verfahren zur permanenten Zustandsüberwachung im Sinne des SHM-Konzeptes vorgestellt. Dies dient der Einordnung und dem Vergleich des in dieser Arbeit eingeführten Verfahrens zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile.

Zur zerstörungsfreien Prüfung von Radsatzwellen in festgelegten Inspektionsintervallen werden vorwiegend das Ultraschallprüfverfahren und das Magnetpulververfahren verwendet, [Zerbst *et al.*, 2005b]. Zusätzlich wird teilweise die Wirbelstromprüfung eingesetzt, [Benyon & Watson, 2001; Lütkepohl *et al.*, 2009]. Von besonderem Interesse der Prüfverfahren ist für die Ermittlung der Inspektionsintervalle nicht die Größe des kleinsten Defektes, der durch das Verfahren entdeckt wird, sondern die Größe des Defektes, der übersehen werden kann, [Lütkepohl *et al.*, 2009]. Aus diesem Grund ist eine Kenntnis der PoD der Verfahren besonders wichtig. Eine Untersuchung der PoD in Abhängigkeit von der Risstiefe für verschiedene ZfP-Verfahren, die zur Inspektion von Radsatzwellen eingesetzt werden, kann beispielsweise [Benyon & Watson, 2001] oder [Rudlin, 2018] entnommen werden. Die höchste PoD für Risse bis zu einer Tiefe von ca. 6 mm wird für die Magnetpulver- und die Wirbelstromprüfung festgestellt, [Benyon & Watson, 2001]. Für die Magnetpulverprüfung muss der Radsatz jedoch ausgebaut, aufgepresste Komponenten entfernt und die Radsatzwelle von Lack befreit werden. Die Wirbelstromprüfung ist ebenfalls nur für zugängliche Bereiche der Radsatzwelle einsetzbar, eine Entlackung der Radsatzwelle ist jedoch nicht notwendig. Diese Verfahren stellen somit einen erhöhten Aufwand dar und würden den Betrieb erheblich beeinflussen und sind somit nicht für regelmäßige Inspektionen im Sinne des Konzeptes der Schadenstoleranz geeignet. Ultraschallverfahren stel-

len einen Kompromiss zwischen der PoD und der Beeinflussung des Betriebs dar, zudem ist das Verfahren in der Lage, Risse im Bereich der Pressverbände zu detektieren, [Zerbst *et al.*, 2013]. Bei der *Deutsche Bahn AG* werden daher vorwiegend Ultraschallverfahren zur Detektierung von betriebsbedingten Schäden in Radsatzwellen eingesetzt, [Lütkepohl *et al.*, 2009]. Diese sind zumeist automatisiert.

Für die genannten Verfahren zur zerstörungsfreien Prüfung von Radsatzwellen in festgelegten Inspektionsintervallen ist dennoch eine Unterbrechung des Betriebes notwendig. Zudem ist das Konzept der Schadenstoleranz nur dann anwendbar, wenn zwischen den Inspektionsintervallen keine atypischen Risse, die im Auslegungskonzept nicht berücksichtigt werden können, bis zu einer kritischen Rissgröße a_c anwachsen und somit zum Versagen führen. Da dies nicht gänzlich vermeidbar ist, ist die Einführung einer permanenten Zustandsüberwachung zwingend erforderlich. Dazu werden nachfolgend einige Verfahren im Sinne des SHM-Konzeptes vorgestellt. Diese lassen sich unterteilen in schwingungsbasierte Verfahren („*Vibration-Based*“), Verfahren basierend auf Schallemission („*Acoustic Emission*“) und Verfahren basierend auf geführten Wellen („*Guided Waves*“).

In der Kategorie der schwingungsbasierten SHM-Verfahren zur Zustandsüberwachung von Radsatzwellen sind die Entwicklungen von [Rolek *et al.*, 2016] sowie darauf aufbauend die Arbeit [Hassan & Bruni, 2019] aufzuführen. Diese zählen aktuell zu den am weitesten entwickelten bekannten SHM-Verfahren zur permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen. Das vorgestellte Verfahren nutzt die Änderung in der Schwingungsform einer Radsatzwelle in Folge einer veränderlichen Biegesteifigkeit durch das Öffnen eines Risses während der Rotation. Zur Detektion eines Schadens werden Änderungen in den Frequenzbereichen untersucht, die einem Vielfachen der Rotationsfrequenz der Radsatzwelle entsprechen. Das Konzept dieses SHM-Verfahrens basiert auf den Arbeiten von [Bachschmid *et al.*, 2010]. Ähnliche Untersuchungen zu schwingungsbasierten Schadensdiagnose für rotierende Bauteile und deren Modellierung kann ebenfalls [Seibold, 1995] entnommen werden. In [Rolek *et al.*, 2016] und [Hassan & Bruni, 2019] werden Risse in Radsatzwellen auf einem Umlaufbiegeprüfstand beginnend bei einer eingebrachten Kerbe erzeugt. Die Aufnahme der Schwingungsformen wird durch eine Abstandsmessung mittels Laser realisiert. Die detektierbare Rissgröße unter idealisierten Laborbedingungen liegt in [Rolek *et al.*, 2016] bei 16% der Querschnittfläche der Radsatzwelle. In [Hassan & Bruni, 2019] wird die Möglichkeit einer minimalen detektierbaren Rissgröße von 8% der Querschnittfläche der Radsatzwelle während der vorgestellten experimentellen und numerischen Untersuchungen gezeigt. Die angegebene Größe ist jedoch nicht messtechnisch ermittelt, sondern basiert auf einer Rückrechnung nach Beendigung des Ermüdungsversuchs. Dazu wird eine Risswachstumsgeschwindigkeit da/dN_{LZ} angenommen und anhand der Lastzyklenzahl N_{LZ} die Rissgröße ermittelt. Die Tiefe des Risses wird dabei auf $a = 21$ mm geschätzt. Der in diesen Arbeiten verwendete Umlaufbiegeprüfstand weicht jedoch deutlich von

den Umgebungsbedingungen einer sich im Betrieb befindlichen und im Drehgestell eingebauten Radsatzwelle ab. Der Einfluss eines realen Betriebs des Radsatzes wird in diesen Arbeiten lediglich durch numerische Simulationen des Verfahrens untersucht. Aufgrund der gezeigten kleinen Änderung der gemessenen Schwingungsformen bei den zuvor genannten Rissgrößen ist bei einem realen Betrieb von deutlich größeren Rissen, welche sicher detektiert werden, auszugehen. In [Rolek *et al.*, 2016] wird dazu 35% der Querschnittfläche der Radsatzwelle als Grenzwert für das Simulationsmodell des Verfahrens, welches eine Unrundheit des Rades als realen Betriebseinfluss beinhaltet, angegeben. Zudem werden Belastungen, welche nicht aus der reinen vertikalen Auflast resultieren, ebenfalls das Schwingungsverhalten verändern und somit zu einer Beeinträchtigung des Systems führen, was bisher nicht betrachtet wird. Somit ist eine Untersuchung des Verfahrens unter möglichst realen Betriebsbedingungen beispielsweise auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge erforderlich, was in den genannten Arbeiten als Ausblick aufgeführt ist. Weiterhin ist für eine industrielle Anwendung eine Anpassung der bisher verwendeten Messtechnik zur Aufnahme der Schwingungsformen notwendig.

Bei Rissfortschritt wird schlagartig Energie freigesetzt. Diese erzeugt im Material eine elastische Welle, die als Schallemission („*Acoustic Emission*“ (AE)) bezeichnet wird. Die Aufnahme dieser elastischen Welle durch auf der Struktur angebrachte Sensoren und die anschließende Auswertung der Sensorsignale kann zur permanenten Zustandsüberwachung verwendet werden. Verfahren, basierend auf der Schallemission, kommen im Bereich SHM häufig zur Anwendung, [Wevers & Lambrighs, 2009]. Aktuelle Arbeiten wie beispielsweise [Carboni *et al.*, 2018; Carboni & Crivelli, 2020] zeigen, dass Schallemissions-Verfahren grundsätzlich für die permanente Zustandsüberwachung im Sinne des SHM-Konzeptes anwendbar sind. Sie weisen dennoch auf die komplexe Interpretation der Beziehung zwischen der Schädigung und der Messsignale aufgrund der Schallemission hin, [Carboni *et al.*, 2018]. In der aktuellsten Arbeit [Carboni & Crivelli, 2020] wird eine Verbesserung der Interpretierbarkeit durch einen gezielten Ausschluss von Hintergrundgeräuschen erreicht. Es ist dennoch darauf hinzuweisen, dass die gezeigten Ergebnisse unter idealisierten Laborbedingungen auf einem Umlaufbiegeprüfstand für Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen erzielt werden und somit noch keine Erfahrungen unter realen Betriebsbedingungen vorliegen.

Im Bereich der SHM-Verfahren basierend auf geführten Wellen, in den auch die vorliegende Arbeit einzuordnen ist, sind ebenfalls einige wenige Forschungsarbeiten zur Realisierung der permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen bekannt. [Grzeszkowski & Prager, 2014] stellen ein Verfahren basierend auf geführten Wellen zur permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen vor. Dazu werden mehrere piezoelektrische Ultraschallwandler auf der Stirnfläche einer Modell-Radsatzwelle im Maßstab 1:4 appliziert. Diese werden in einem Frequenzbereich zwischen $f = 140\text{kHz} - 400\text{kHz}$ angeregt. Die Struktur-

antworten werden im „*Pulse-Echo*“-Verfahren aufgezeichnet. Die Untersuchungen zeigen, dass eine Anregung geführter Wellen in einem im Vergleich zu konventionellen Ultraschallprüfverfahren niedrigeren Frequenzbereich in der Lage sind, das gesamte Volumen der Struktur zu durchschallen. Es wird zudem in [Grzeszkowski & Prager, 2014] hervorgehoben, dass aufgrund der Geometrie, der Anregung mehrerer Wellenmoden und deren dispersiven Verhaltens eine Analyse der Strukturantworten sehr komplex ist. Eine direkte Interpretation beispielsweise der generierten Reflexion eines Schadens in der Strukturantwort, wie bei herkömmlichen ultraschallbasierten SHM-Verfahren, ist daher nicht möglich. Zur Detektion eines Schadens wird in [Grzeszkowski & Prager, 2014] der Vergleich der aufgenommenen Strukturantworten zwischen einem geschädigten und ungeschädigten Zustand genutzt und dazu eine Klassifikation basierend auf Ergebnissen verschiedener Analyseverfahren der Strukturantwort im Zeit-Frequenz- und im Zeitbereich durchgeführt. Als Schädigung werden Sägeschnitte mit verschiedenen Tiefen in der Modell-Radsatzwelle eingebracht. Das vorgestellte Verfahren ist in der Lage, unterschiedliche Größen der eingebrachten Sägeschnitte in der verkleinerten Modell-Radsatzwelle zu detektieren und zu unterscheiden. Dieses Verfahren wird jedoch bisher lediglich unter idealisierten Laborbedingungen an einem deutlich verkleinerten Modell untersucht. Zudem werden die vorliegenden umlaufenden mechanischen Spannungen in der Radsatzwelle während des Betriebs zu einer deutlichen Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung führen und somit die Klassifikation beeinflussen. Dies zeigen die Untersuchung in der vorliegenden Arbeit (beispielsweise Abschnitt 5.1). Weiterhin sind aufgrund des notwendigen Vergleichs mit dem ungeschädigten Zustand Referenzmessungen unter sämtlichen Kombinationen verschiedener Umgebungs- und Betriebsbedingungen durchzuführen, was eine reale Umsetzung des vorgestellten Verfahrens deutlich erschwert.

[Ziaja-Sujdak & Cheng, 2016] zeigen die Möglichkeit zur permanenten Zustandsüberwachung basierend auf geführten Wellen von gezielten Bereichen einer Radsatzwellen, die als Hohlwelle ausgeführt sind. Für diese lokale Methode werden jeweils rechts und links vom zu untersuchenden Bereich, beispielsweise dem Radsitz, ringförmig angeordnete Ultraschallwandler in der Hohlbohrung appliziert. In der gezeigten experimentellen Untersuchung wird ein Zylinder aus Aluminium mit einer Länge von $l = 500$ mm, einem Außendurchmesser von $d_a = 200$ mm und einem Innendurchmesser von $d_i = 100$ mm verwendet. Zusätzlich wird der Zylinder mit einem Absatz versehen. Zur Untersuchung dieses Zylinders werden jeweils sechs Ultraschallwandler ringförmigen an zwei axialen Positionen mit einem Abstand von 316 mm auf der Oberfläche der Hohlbohrung appliziert und bilden so sechs Aktuator-Sensor-Paare. Die sechs Aktuatoren werden nacheinander mit einem Sinussignal mit der Grundfrequenz $f_A = 365$ kHz, welche mit einem HANNING-Fenster multipliziert wird, angeregt. Die Datenaufnahme erfolgt im „*Pulse-Echo*“ und „*Pitch-Catch*“-Verfahren. Die aufgenommenen Daten des „*Pitch-Catch*“-Verfahrens der sechs Aktuator-Sensor-Paare werden jeweils mit einer zuvor aufgenommenen Referenzmessung im ungeschädigten Zustand durch einen Korrelationskoeffizienten verglichen. Tritt

zwischen einem Aktuator-Sensor-Paar eine Schädigung auf, so wird dies im Korrelationskoeffizienten sichtbar. Damit ist eine direkte Lokalisation der Umfangsposition des Schadens möglich. Für dieses Aktuator-Sensor-Paar wird anschließend mit den Daten des „*Pulse-Echo*“-Verfahrens basierend auf einer Laufzeitanalyse die axiale Position des Schadens bestimmt. Als Schädigung werden in der Arbeit [Ziaja-Sujdak & Cheng, 2016] halb elliptische Sägeschnitte im Bereich zwischen Aktuator und Sensor eingebracht. Die Ergebnisse zeigen die Möglichkeit der Detektion und Lokalisation von Sägeschnitten mit einer Tiefe von 4,5 mm. Das gezeigte Verfahren in [Ziaja-Sujdak & Cheng, 2016] ist somit lediglich auf eine lokale Zustandsüberwachung beschränkt und benötigt zudem Referenzmessungen unter sämtlichen Kombinationen verschiedener Umgebungs- und Betriebsbedingungen, um den Vergleich zwischen geschädigtem und ungeschädigtem Zustand anstellen zu können. Darüber hinaus ist das Verfahren auf den Einfluss des umlaufenden Biegemoments in der Radsatzwelle und des realen Einbaustands im Drehgestell zu untersuchen. Zur Validierung ist zudem die Einbringung realer Ermüdungsrisse durchzuführen. Weiterhin ist eine Applikation der Aktuator-Sensor-Paare in der Hohlbohrung von realen Radsatzwellen unter Umständen nicht möglich, da die Hohlbohrung im allgemeinen deutlich kleiner als im gezeigten Versuchsobjekt ausgebildet sind.

[Ma *et al.*, 2019] zeigen ebenfalls ein ultraschallbasiertes Verfahren zur permanenten Zustandsüberwachung von gezielten Bereichen einer Radsatzwelle. Verwendet wird ein Sensor-Netzwerk, welches auf der Oberfläche einer Radsatzwelle appliziert wird. Als Aktuator und Sensor werden piezoelektrische Ultraschallwandler genutzt. Die piezoelektrischen Ultraschallwandler werden mit einer Frequenz von $f_A = 450\text{kHz}$ angeregt. Im zu untersuchenden Bereich der Radsatzwelle werden sechs piezoelektrische Ultraschallwandler appliziert und mit dem „*Pitch-Catch*“-Verfahren 15 Kombinationen zwischen Aktuator und Sensor ausgewertet. Zur Signalanalyse werden die Einhüllenden der aufgenommenen Strukturantworten berechnet. Daraus wird der Schadensindikator gebildet, indem die Differenz zwischen der Einhüllenden einer zuvor aufgenommenen Referenzmessung und der Einhüllenden der aktuellen aufgenommenen Strukturantwort jeweils für einen Übertragungspfad berechnet wird. Eine Änderung zur Referenz soll die Existenz eines Schadens im Übertragungspfad detektieren. Zur Validierung des Verfahrens wird in [Ma *et al.*, 2019] eine Untersuchung auf einem Umlaufbiegeprüfstand durchgeführt. Als Schaden wird eine Bohrung mit einem Durchmesser von $d = 5\text{mm}$ im zu untersuchenden Bereich eingebracht. Anschließend wird die Referenzmessung im ruhenden Zustand des Prüfstands aufgenommen. Während des Betriebs des Prüfstands mit einer Spannung unterhalb der kritischen Spannung zur Rissausbreitung werden über einen Zeitraum von $t = 50\text{min}$ Messungen durchgeführt und mit der zuvor aufgenommenen Referenzmessung verglichen. Es wird ein geringer Anstieg während der Messdauer gezeigt, der auf entstehende Mikrorisse im Bereich der Bohrung zurückzuführen sein soll, da durch eine Magnetpulverprüfung keine Risse detektiert werden. Zur Validierung werden somit keine realen Ermüdungsrisse untersucht. Zudem wird aufgrund des Vergleiches zwischen den Referenzmessungen im ruhenden Zustand

des Prüfstands und den Messungen während der umlaufenden Biegung der Einfluss mechanischer Spannungen auf die Ausbreitung von Ultraschallwellen vernachlässigt. Es wird in der vorliegenden Arbeit an mehreren Stellen gezeigt, dass dieser keinesfalls zu vernachlässigen ist (vgl. Abschnitt 5.1). Dieser Einfluss ist möglicherweise eine Erläuterung für die deutlichen Schwankungen in den aufgenommenen Schadensindikatoren während der Messungen in [Ma *et al.*, 2019]. Zudem erfordert das vorgestellte Verfahren die Notwendigkeit der Aufnahme der Referenzmessungen unter sämtlichen Kombinationen verschiedener Umgebungs- und Betriebsbedingungen. Dies wird eine industrielle Umsetzung des vorgestellten Verfahrens deutlich erschweren.

Die Vorstellung der aktuell existierenden SHM-Verfahren zur permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen zeigt, dass aktuell keine Verfahren veröffentlicht sind, die eine industrielle Umsetzung erlauben. Die vorliegende Arbeit soll durch die Einführung eines referenzfreien ultraschallbasierten SHM-Verfahrens zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile einen Beitrag zur Schließung dieser Lücke liefern und damit die Komplettierung der Sicherheitsebene der in festgelegten Inspektionsintervallen durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen beim Betrieb von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen ermöglichen.

2.2 Bruchmechanische Konzepte zur Beschreibung des Rissspitzennahfeldes und der Rissausbreitung

Eine bruchmechanische Beschreibung des Rissspitzennahfeldes ist, wie aus Abschnitt 2.1.1 bekannt, zur Ermittlung der Restlebensdauer und der Festlegung der Inspektionsintervalle von Radsatzwellen notwendig. Weiterhin ist das Verständnis der bruchmechanischen Beschreibung des Rissspitzennahfeldes wichtig für das in dieser Arbeit eingeführte ultraschallbasierte Verfahren zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile. Aus diesem Grund wird nachfolgend auf das Konzept der Spannungsintensitätsfaktoren und die Rissausbreitungskurve kurz eingegangen. Weiterführende Informationen zu Konzepten der Bruchmechanik können beispielsweise [Gross & Seelig, 2016] entnommen werden. Eine umfangreiche Beschreibung des Ermüdungsverhaltens metallischer Werkstoffe liefern [Christ, 2009] oder [Richard & Sander, 2009]. Die Anwendung bruchmechanischer Konzepte im Bereich der Ermüdung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen kann beispielsweise [Zerbst *et al.*, 2005b; Beretta *et al.*, 2004, 2009; Sander & Richard, 2011] oder dem Forschungsvorhaben EBFW-2 [Lütkepohl *et al.*, 2009] entnommen werden.

Als Riss wird ein scharfer Schnitt im Werkstoff, welcher komplett im Inneren oder bis hin zur Oberfläche gelegen sein kann, bezeichnet, [Gross & Seelig, 2016]. Die verschiedenen Abgleitungen der Rissflanken gegeneinander werden mit Modus I, Modus II und Modus III bezeichnet, welche in Abbildung 2.3 (a) skizziert sind. Modus I beschreibt das symmetrische Abheben der Rissflanken. Erfolgt eine Abgleitung der Rissflanken in Rissrichtung, wird dies als Modus II bezeichnet. Die Abgleitung nach Modus III erfolgt quer zur Rissrichtung. Bei gleichzeitigem Auftreten mehrere Moden wird dies als Mixed-Mode bezeichnet, [Gross & Seelig, 2016]. Zur Beschreibung des Nahfeldes der Rissspitze wird das in Abbildung 2.3 (a) dargestellte Rissspitzenkoordinatensystem mit dem Ursprung an der Rissspitze eingeführt. Die mechanischen Größen des Nahfeldes werden in Abhängigkeit der Polarkoordinaten r und φ an der Stelle $P(s)$ entlang der Rissfront beschrieben.

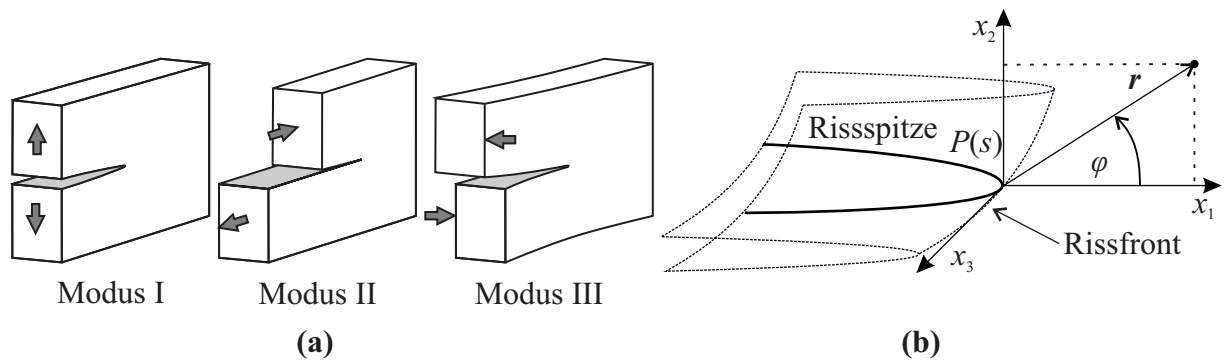


Abb. 2.3 (a) Rissöffnungsmoden nach [Fritzen, 2009]. (b) Rissspitzenkoordinatensystem eines dreidimensionalen geöffneten Risses an der Position $P(s)$ entlang der Rissfront.

Die Spannungsintensitätsfaktoren (SIF) oder K -Faktoren sind ein Maß für die Intensität des elastischen Spannungsfeldes nahe der Rissspitze und gehen auf die Arbeiten von IRWIN aus dem Jahr 1958 zurück. Das Grundmodell der Spannungsintensitätsfaktoren bildet das GRIFFITH-Rissmodell. Dieses besteht aus einer unendlich ausgedehnten Scheibe endlicher Dicke mit durchgehendem Innenriss unter einer einachsigen Zugspannung σ senkrecht zum Riss. Die Rissgröße wird mit $2a$ festgelegt. Die Formel zur Berechnung des Spannungsintensitätsfaktors nach Modus I für das GRIFFITH-Rissmodell ist durch Gleichung (2.1) gegeben, [Fritzen, 2009].

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a} \quad (2.1)$$

Auf Basis des GRIFFITH-Rissmodelles wird, durch die analytischen Lösungen der komplexen KOLOSOV'schen-Formeln [Hahn, 1985] zur Beschreibung der Spannungsfunktion und des Spannungsintensitätsfaktors K_I aus Gleichung (2.1), das Spannungsnahfeld für eine Rissöffnung nach Modus I für elastisch-isotrope Materialien wie folgt aufgestellt, [Gross & Seelig, 2016]:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \begin{bmatrix} \cos \frac{\varphi}{2} \left(1 - \sin \frac{\varphi}{2} \sin \frac{3\varphi}{2} \right) \\ \cos \frac{\varphi}{2} \left(1 + \sin \frac{\varphi}{2} \sin \frac{3\varphi}{2} \right) \\ \cos \frac{\varphi}{2} \sin \frac{\varphi}{2} \cos \frac{3\varphi}{2} \end{bmatrix} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \tilde{\sigma}_{ij}^I(\varphi). \quad (2.2)$$

Das Spannungsnahfeld für eine Rissöffnung nach Modus II und Modus III für elastisch-isotrope Materialien ist nachfolgend aufgeführt, [Gross & Seelig, 2016]:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \begin{bmatrix} -\sin \frac{\varphi}{2} \left(2 + \cos \frac{\varphi}{2} \cos \frac{3\varphi}{2} \right) \\ \sin \frac{\varphi}{2} \cos \frac{\varphi}{2} \cos \frac{3\varphi}{2} \\ \cos \frac{\varphi}{2} \left(1 - \sin \frac{\varphi}{2} \sin \frac{3\varphi}{2} \right) \end{bmatrix} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \tilde{\sigma}_{ij}^{II}(\varphi), \quad (2.3)$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{bmatrix} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \begin{bmatrix} -\sin \frac{\varphi}{2} \\ \cos \frac{\varphi}{2} \end{bmatrix} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \tilde{\sigma}_{ij}^{III}(\varphi). \quad (2.4)$$

Treten mehrerer Rissöffnungsmoden gleichzeitig auf, können, bedingt durch die Linearität der Nahfeldgleichungen, die analytischen Spannungsnahfelder der einzelnen Moden durch Summation überlagert werden. Dies ist in Gleichung (2.5) mit Hilfe der Winkelfunktionen $\tilde{\sigma}_{ij}$ aus den Gleichungen (2.2), (2.3) und (2.4) gezeigt, [Gross & Seelig, 2016].

$$\sigma_{ij} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \left[\tilde{\sigma}_{ij}^I(\varphi) K_I + \tilde{\sigma}_{ij}^{II}(\varphi) K_{II} + \tilde{\sigma}_{ij}^{III}(\varphi) K_{III} \right] \quad (2.5)$$

Aus der Darstellung in Gleichung (2.5) wird die vorherrschende Spannungssingularität an der Rissspitze ersichtlich, die durch den Faktor $1/\sqrt{r}$ beschrieben wird. Somit liegen unmittelbar an der Rissspitze theoretisch unendlich hohe Spannungen vor, welche von realen Materialien nicht ertragen werden können. Es kommt daher zum Spannungsabbau durch plastisches Fließen. Dieses inelastische Materialverhalten kann nicht durch die obigen Gleichungen beschrieben werden und begrenzt somit die Gültigkeit des Spannungsintensitätsfaktors nach innen (r_{pl}). Innerhalb der plastischen Zone liegt die s.g. Prozesszone (r_{pr}). In diesem Gebiet findet die Bindungslösung und somit der Bruchvorgang des Materials statt. Nach außen wird der Bereich durch R begrenzt, da darüber hinaus nichtsinguläre Terme, die nahe an der Rissspitze aufgrund der überwiegenden singulären Terme vernachlässigbar sind, wieder Bedeutung erlangen. Die einzelnen Bereiche sind in Abbildung 2.4 dargestellt, [Fritzen, 2009].

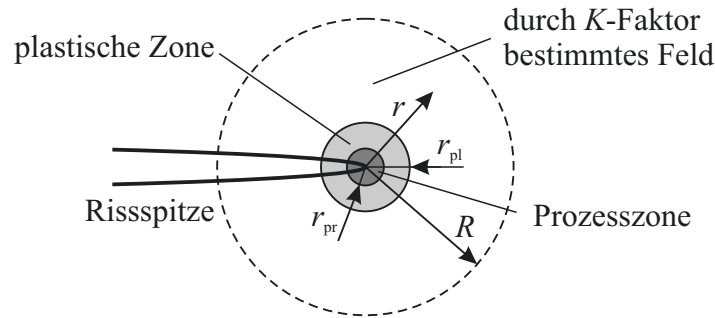


Abb. 2.4 Geltungsbereich der Spannungsintensitätsfaktoren nach [Fritzen, 2009].

Spannungsintensitätsfaktoren werden in der praktischen Anwendung häufig zur Formulierung eines Bruchkriteriums angewendet. Wird an der Risspitze der kritische Spannungsintensitätsfaktor (Bruchzähigkeit) K_c überschritten, tritt instabiles Risswachstum ein und führt zu einem schlagartigen Versagen des Bauteils. Die Bruchzähigkeit wird für verschiedene Rissöffnungsmoden $K_{I-III c}$ mit Hilfe des K_c -Versuchs experimentell bestimmt. Tritt eine Mixed-Mode Rissöffnungen auf, so ergibt sich anstelle eines einzelnen Grenzwertes eine Bruchgrenzkurve in Abhängigkeit von $K_{I c}$, $K_{II c}$ und $K_{III c}$, [Fritzen, 2009].

Bei einer Ermüdungsbeanspruchung nach Modus I, die nachfolgend betrachtet wird, ist die Schwingbreite der äußeren Belastung $\Delta\sigma$ eine entscheidende Größe. Diese kann zur Berechnung des zyklischen Spannungsintensitätsfaktors ΔK_I genutzt werden:

$$\Delta K_I = \Delta\sigma \sqrt{\pi a} Y_K \left(\frac{a}{w} \right) = K_{I \max} - K_{I \min}, \quad (2.6)$$

dabei bezeichnet $Y_K \left(\frac{a}{w} \right)$ einen dimensionslosen Korrekturterm, der die Abweichung der untersuchten Proben-Risskonfiguration zum GRIFFITH-Rissmodell angibt. Dieser ist abhängig von der Lage und Größe des Risses, der Bauteilgeometrie und der äußeren Belastung. Lösungen für diesen dimensionslosen Korrekturterm sind beispielsweise [Murakami & Aoki, 1987] zu entnehmen. Eine spezielle Lösung für Risse in Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen ist aus dem Forschungsvorhaben EBFW-2 [Lütkepohl *et al.*, 2009] bekannt. Neben dem zyklischen Spannungsintensitätsfaktor ΔK_I wird die Ermüdungsrissausbreitung zusätzlich durch das Spannungsverhältnis (R -Verhältnis) beeinflusst, [Richard & Sander, 2009]. Durch das Spannungsverhältnis R wird der Einfluss der Mittelspannung σ_m auf das Ermüdungsverhalten berücksichtigt. R ergibt sich dabei wie folgt:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{K_{I \min}}{K_{I \max}}. \quad (2.7)$$

Zur Beschreibung der Rissausbreitung wird die Risswachstumsgeschwindigkeit, welche als Rissverlängerung pro Zyklus in differentieller Schreibweise da/dN_{LZ} angegeben wird, in Abhängigkeit von der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors ΔK_I in doppelt-logarithmischen Maßstab aufgetragen. Dies ist schematisch in Abbildung 2.5 dargestellt und ist in die Bereiche I, II und III der charakteristischen Rissausbreitung untergliedert. Bereich I und III gehen dabei gegen einen materialspezifischen Grenzwert, wobei Bereich II nahezu linear verläuft, [Fritzen, 2009].

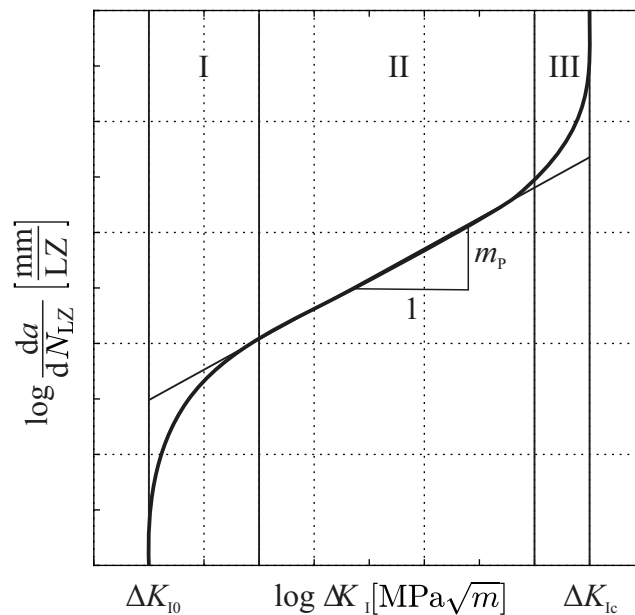


Abb. 2.5 Risswachstumsgeschwindigkeit da/dN_{LZ} in Abhängigkeit von der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors ΔK_I nach [Fritzen, 2009].

Unterhalb des materialspezifischen Schwellwertes ΔK_{I0} tritt aus technischer Sicht kein Risswachstum auf ($da/dN_{LZ} < 10^{-8}$ mm/Lastzyklus). Dies ist der Bereich der bruchmechanischen Dauerfestigkeit. Es ist jedoch darauf hinzuweisen, dass es bei einer Ermüdung im VHCF-Bereich bereits bei Beanspruchungen, die deutlich unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze des Materials liegen, zu einem Risswachstum kommen kann, [Christ, 2018]. In Bereich I ist die Rissausbreitung stark beeinflusst durch die Mikrostruktur und die Mittelspannung. Der Bereich II ist gekennzeichnet durch einen geringen Einfluss der Mikrostruktur und der Mittelspannung. In der doppelt-logarithmischen Auftragung ergibt sich für diesen Bereich ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen der Risswachstumsgeschwindigkeit da/dN_{LZ} und der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors ΔK_I . Der Bereich II lässt sich wie folgt durch das PARIS-Gesetz beschreiben, [Paris *et al.*, 1961; Paris & Erdogan, 1963]:

$$\frac{da}{dN_{LZ}} = C_P (\Delta K_I)^{m_P}. \quad (2.8)$$

Die Konstante C_P und der Exponent m_P sind abhängig vom Material und der Beanspruchung und werden experimentell bestimmt. Bereich III ist begrenzt durch die Bruchzähigkeit K_{Ic} und charakterisiert das instabile Risswachstum. Das Versagen tritt ein, wenn folgende Bedingung erfüllt ist, [Richard & Sander, 2009]:

$$\Delta K_{Ic} = (1 - R) K_{Ic}. \quad (2.9)$$

Zur Beschreibung der Bereiche I, II und III und somit der gesamten Rissfortschrittskurve kann beispielsweise die Gleichung von FORMAN und METTU (NASGRO-Gleichung) verwendet werden, [Richard & Sander, 2009]:

$$\frac{da}{dN_{LZ}} = C_{FM} \left[\left(\frac{1 - \gamma}{1 - R} \right) \Delta K_I \right]^{m_{FM}} \frac{\left(1 - \frac{\Delta K_{I0}}{\Delta K_I} \right)^p}{\left(1 - \frac{K_{I \max}}{K_{Ic}} \right)^q}. \quad (2.10)$$

Die Konstante C_{FM} und die Exponenten m_{FM} , p und q sind abhängig vom Material und werden experimentell bestimmt. γ bezeichnet die Rissöffnungsfunktion und berücksichtigt so zusätzlich das Riss schließen. Die Rissöffnungsfunktion γ entspricht dem Verhältnis aus dem Rissöffnungsspannungsintensitätsfaktor $K_{I \text{ op}}$ bezogen auf $K_{I \max}$. $K_{I \text{ op}}$ ist dabei gleich der Beanspruchung, ab der der Riss vollständig geöffnet ist. Nähere Informationen zu der Rissöffnungsfunktion kann [Richard & Sander, 2009] entnommen werden. Diese Beschreibung der gesamten Rissfortschrittskurve wird häufig zur Rissfortschritts- und Restlebensdauerberechnung und damit zur Festlegung der Inspektionsintervalle für Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen verwendet, [Zerbst *et al.*, 2005b; Beretta *et al.*, 2009; Lütkepohl *et al.*, 2009; Sander & Richard, 2011].

Infolge einer umlaufenden Biegebelastung in einer Welle kommt es bei der Ermüdung unter Annahme eines lokalen Kerbs an der Oberfläche häufig zu einem halbelliptischen Oberflächenriss, wie die Einteilung nach [Lange, 2014] zeigt. Die Rissformentwicklung während des Rissfortschritts hängt dabei von einer Vielzahl von Faktoren ab. Dazu zählen u.a. die Spannungsverteilung im Querschnitt der Radsatzwelle im Bereich des Risses, die Beanspruchungsart und die Rissfortschrittskurve des Werkstoffs, [Lütkepohl *et al.*, 2009]. Eine charakteristische Rissformentwicklung eines Ermüdungsrisses in einer Radsatzwelle eines Schienenfahrzeuges, die als Hohlwelle ausgeführt ist, ist nach [Zerbst *et al.*, 2005a] in Abbildung 2.6 dargestellt.

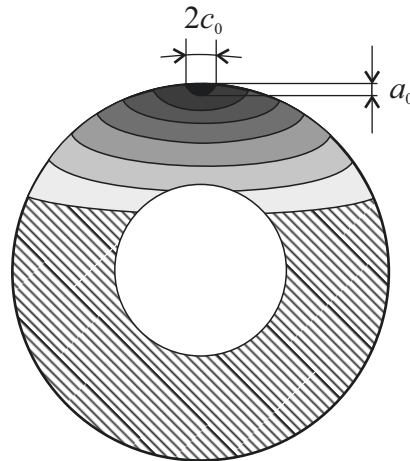


Abb. 2.6 Charakteristische Rissformentwicklung eines Ermüdungsrisses in einer Radsatzwelle (Hohlwelle) in Schienenfahrzeugen nach [Zerbst *et al.*, 2005a].

In dieser Arbeit wird die Risslänge $2c$ als Abstand zwischen beiden an der Oberfläche liegenden Risspitzen über den Umfang gemessen. Die Risstiefe wird mit a bezeichnet. In Abbildung 2.6 ist die Ausgangsrissgröße, beschrieben durch a_0 und $2c_0$, dargestellt. Für den Ausgangsriss wird für die meist experimentellen und rechnerischen Rissfortschrittsuntersuchungen in Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen ein Verhältnis von $a/c = 0,8$ angenommen, [Mädler *et al.*, 2016]. Dieses Verhältnis nimmt mit zunehmender Risslänge $2c$ ab, ist aber von der Rissformentwicklung und den damit zusammenhängenden bereits genannten Faktoren abhängig, [Zerbst *et al.*, 2005a]. Während der in dieser Arbeit gezeigten Ermüdungsversuche an Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen kann die Risstiefe a lediglich aus der gemessenen Risslänge $2c$ abgeschätzt werden. Dazu wird zur Rissfortschrittsanalyse eine Berechnung mit Hilfe des Programms *ERWIN* [Lütkepohl *et al.*, 2009], basierend auf bruchmechanischen Konzepten, durchgeführt.

2.3 Ultraschallwellenausbreitung in Festkörpern

Die allgemeinen Formeln und Ansätze zur Beschreibung der Ultraschallwellenausbreitung in unberandeten Festkörpern sind in [Achenbach, 2012], [Graff, 1975], [Doyle, 1997] oder [Rose, 2004] ausführlich dokumentiert. Als Ausgangspunkt zur allgemeinen Beschreibung elastomechanischer Probleme im dreidimensionalen Raum werden die nachfolgenden Differentialgleichungen verwendet, welche sich aus den Gleichgewichtsbedingungen eines differentiell kleinen Würfels für den statischen Fall wie folgt ergeben:

$$\frac{\partial \sigma_{11}}{\partial x_1} + \frac{\partial \sigma_{12}}{\partial x_2} + \frac{\partial \sigma_{13}}{\partial x_3} + f_1 = 0, \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial \sigma_{21}}{\partial x_1} + \frac{\partial \sigma_{22}}{\partial x_2} + \frac{\partial \sigma_{23}}{\partial x_3} + f_2 = 0, \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial \sigma_{31}}{\partial x_1} + \frac{\partial \sigma_{32}}{\partial x_2} + \frac{\partial \sigma_{33}}{\partial x_3} + f_3 = 0. \quad (2.13)$$

Mit f_1 , f_2 und f_3 werden eingeprägte volumenbezogene Kräfte in die drei Koordinatenrichtungen bezeichnet, welche z. B. aus der Gravitationskraft resultieren. Zur besseren Übersicht werden die Gleichungen (2.11) bis (2.13) in Indexnotation überführt:

$$\sigma_{ij,j} + f_i = 0 \quad \text{mit } i, j=1, 2, 3. \quad (2.14)$$

Im dynamischen Fall ist Gleichung (2.14) nicht gleich Null, sondern wird durch eine Anwendung des zweiten NEWTON'schen-Gesetzes durch einen Trägheitsterm ergänzt. Es ergibt sich somit die allgemeine differentielle Bewegungsgleichung:

$$\sigma_{ij,j} + f_i = \rho \ddot{u}_i \quad \text{mit } i, j=1, 2, 3. \quad (2.15)$$

Das HOOKE'sche-Gesetz verknüpft im linear-elastischen Bereich Spannungen und Verzerrungen. Dieses ist in Gleichung (2.16) verallgemeinert für alle Materialsymmetrien gegeben. C_{ijkl} wird als Steifigkeitstensor bezeichnet und gibt den Zusammenhang zwischen Spannungen σ_{ij} und Verzerrungen S_{kl} an, [Altenbach, 2018].

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} S_{kl} \quad (2.16)$$

Der verallgemeinerte Steifigkeitstensor C_{ijkl} besitzt $3^4 = 81$ Einträge. Die Anzahl der Einträge wird durch Berücksichtigung der kleinen Symmetrie, welche aus der Symmetrie der Spannungs- und Verzerrungskomponenten resultiert, und der großen Symmetrie, welche wiederum aus einer energetischen Betrachtung der elastischen Spannung resultiert, auf maximal 21 unabhängige Einträge reduziert, [Altenbach, 2018]. Vollständig elastisch-anisotrope Materialien zeichnen sich durch eine vollständig besetzte Steifigkeitsmatrix bzw. Nachgiebigkeitsmatrix aus, [Lekhnitskii, 1963]. Die vollständige elastische Isotropie bezeichnet das einfachste und in

der praktischen Anwendung meist verwendete Materialmodell. Die elastischen Eigenschaften werden dabei als vollständig richtungsunabhängig angenommen, weshalb sich die Anzahl der unabhängigen Parameter auf zwei reduziert. Diese werden in Form des Elastizitätsmoduls E und der Querkontraktionszahl ν angegeben. Durch die Querkontraktionszahl wird beim einachsigen Zugversuch das Verhältnis von Längs- und Querdehnung beschrieben. Der Steifigkeitstensor C_{ijkl} für elastisch-isotrop Materialien wird mit Hilfe der LAME-Konstanten λ und μ durch nachfolgende Vorschrift dargestellt, [Altenbach, 2018]:

$$C_{ijkl} = \underbrace{\frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}}_{\lambda} \delta_{ij}\delta_{kl} + \underbrace{\frac{E}{2(1+\nu)}}_{\mu} (\delta_{ik}\delta_{jl} + \delta_{il}\delta_{jk}). \quad (2.17)$$

Unter Verwendung des Zusammenhangs zwischen Verschiebungen u_i und Verzerrungen S_{ij} aus Gleichung (2.18) und Gleichung (2.17) lässt sich das HOOKE'sche-Gesetz aus Gleichung (2.16), wie in Gleichung (2.19) gezeigt, darstellen.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (2.18)$$

$$\sigma_{ij} = \lambda u_{k,k} \delta_{ij} + \mu (u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (2.19)$$

Nach Ableitung von Gleichung (2.19) nach den Raumrichtungen $i = 1, 2, 3$ und Einsetzen in die allgemeine differentielle Bewegungsgleichung aus Gleichung (2.15) ergibt sich die LAME-NAVIER-Gleichung in Abhängigkeit von den Verschiebungen u_i , [Achenbach, 2012]:

$$(\lambda + \mu) u_{j,ji} + \mu u_{i,jj} + f_i = \rho \ddot{u}_i. \quad (2.20)$$

Für die weiterführende Betrachtung ist es sinnvoll, in Gleichung (2.20) von der Index-Notation in eine vektorielle Schreibweise überzugehen, [Achenbach, 2012]:

$$(\lambda + \mu) \nabla \nabla \cdot \mathbf{u} + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{f} = \rho \ddot{\mathbf{u}}. \quad (2.21)$$

2.3.1 Aufspaltung des Vektorfeldes der Verschiebungen

Die allgemeine differentielle Bewegungsgleichung wird für ein besseres Verständnis nachfolgend in einen reinen Anteil der Longitudinalwelle und einen Anteil der Transversalwelle aufgespalten. Dabei zeichnet sich die Longitudinalwelle durch eine reine Längenänderung (Dilatation) und die Transversalwelle durch eine reine Rotation des Volumenelementes aus. Dazu findet der HELMHOLTZ-Satz Anwendung. Eine ausführliche Decomposition der allgemeinen differentiiellen Bewegungsgleichung ist [Graff, 1975] zu entnehmen. Zur Aufspaltung in einen Longitudinalwellen- und einen Transversalwellenanteil wird das Vektorfeld \mathbf{u} als Superposition des Gradienten eines Skalars Φ und eines Vektorpotentials Ψ dargestellt, [Graff, 1975]:

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_{\text{dil}}(x,t) + \mathbf{u}_{\text{rot}}(x,t) = \nabla\Phi + \nabla \times \Psi . \quad (2.22)$$

Der Gradient des Skalars Φ repräsentiert den rotationsfreien, aber nicht quellfreien Anteil des Verschiebungsfeldes \mathbf{u} , wohingegen der rotatorische Anteil des Verschiebungsfeldes $\nabla \times \Psi$ divergenzfrei und somit quellfrei ist. Es gilt somit für das Vektorpotential Ψ folgende Eigenschaft:

$$\nabla \cdot \Psi = 0 . \quad (2.23)$$

Nach Einsetzen des HELMHOLTZ-Ansatzes aus Gleichung (2.22) in die LAME-NAVIER-Gleichung (Gl. (2.20)) ergibt sich Gleichung (2.24), wobei die eingepprägten volumenbezogenen Kräfte \mathbf{f} vernachlässigt werden. Eine Lösung der LAME-NAVIER-Gleichung (Gl. (2.20)) unter Einbezug der volumenbezogenen Kräfte kann [Graff, 1975] entnommen werden.

$$(\lambda + \mu) \nabla \nabla \cdot [\nabla\Phi + \nabla \times \Psi] + \mu \nabla^2 [\nabla\Phi + \nabla \times \Psi] = \rho [\nabla\Phi + \nabla \times \Psi]'' \quad (2.24)$$

Zur weiteren Herleitung werden einige Eigenschaften der Vektoranalysis benötigt. Diese sind nachfolgend aufgelistet, [Graff, 1975]:

$$\nabla^2 (\nabla \Phi) = \nabla (\nabla^2 \Phi), \quad (2.25)$$

$$\nabla \cdot \nabla \Phi = \nabla^2 \Phi, \quad (2.26)$$

$$\nabla \times (\nabla \Phi) = 0, \quad (2.27)$$

$$\nabla \cdot \nabla \times \Psi = 0. \quad (2.28)$$

Unter Verwendung der Gleichungen (2.25) bis (2.28) kann Gleichung (2.24) wie folgt umstrukturiert werden:

$$\nabla [(\lambda + 2\mu) \nabla^2 \Phi - \rho \ddot{\Phi}] + \nabla \times [\mu \nabla^2 \Psi - \rho \ddot{\Psi}] = 0. \quad (2.29)$$

Gleichung (2.29) ist dann erfüllt, wenn die Terme in den beiden Klammerausdrücken zu Null werden, was unmittelbar zu den beiden nachfolgenden Ausdrücken führt:

$$\nabla^2 \Phi = \frac{\rho}{(\lambda + 2\mu)} \ddot{\Phi}, \quad (2.30)$$

$$\nabla^2 \Psi = \frac{\rho}{\mu} \ddot{\Psi}. \quad (2.31)$$

Die beiden Gleichungen (2.30) und (2.31) sind das Ergebnis der Aufspaltung der allgemeinen differentiellen Bewegungsgleichung aus Gleichung (2.15) in zwei vereinfachte Wellengleichungen für eine reine Longitudinalwelle (Gl. (2.30)) und eine reine Transversalwelle (Gl. (2.31)).

2.3.2 Ausbreitungsgeschwindigkeit von Longitudinal- und Transversalwellen

Für den Fall, dass der rotatorische Anteil aus Gleichung (2.22) zu Null wird, gilt für das Vektorfeld der Verschiebungen \mathbf{u} folgende Identität:

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_{\text{dil}}(x, t) = \nabla \Phi. \quad (2.32)$$

Verschwand der rotatorische Anteil und werden die eingepprägten volumenbezogenen Kräfte \mathbf{f} vernachlässigt, ergibt sich aus den Gleichungen (2.29) und (2.32) die Wellengleichung einer reinen Longitudinalwelle in Abhängigkeit vom Verschiebungsfeld \mathbf{u} , [Rose, 2004]:

$$\nabla^2 \mathbf{u} = \frac{1}{c_L^2} \ddot{\mathbf{u}} \quad \text{mit} \quad c_L^2 = \frac{\lambda + 2\mu}{\rho} . \quad (2.33)$$

c_L beschreibt dabei die Wellenausbreitungsgeschwindigkeit. Für eine Longitudinalwelle stimmt die Bewegungsrichtung eines materiellen Punktes mit der Richtung der Wellenausbreitung überein. In ähnlicher Weise wird nachfolgend für eine Transversalwelle vorgegangen. Für diesen Fall existiert lediglich der rotatorische Anteil aus Gleichung (2.22):

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}_{\text{rot}}(x, t) = \nabla \times \boldsymbol{\Psi} \quad \text{mit} \quad \nabla \cdot \boldsymbol{\Psi} = 0 . \quad (2.34)$$

Bei Vernachlässigung der eingepprägten volumenbezogenen Kräfte \mathbf{f} ergibt sich aus Gleichung (2.29) unter Einbezug von Gleichung (2.34), [Rose, 2004]:

$$\nabla^2 \mathbf{u} = \frac{1}{c_T^2} \ddot{\mathbf{u}} \quad \text{mit} \quad c_T^2 = \frac{\mu}{\rho} . \quad (2.35)$$

Dabei beschreibt c_T die Geschwindigkeit, mit der sich die Transversalwelle ausbreitet. Für eine Transversalwelle liegt die Bewegung eines materiellen Punktes quer zur Wellenausbreitungsrichtung. Longitudinalwellen werden zudem oft als Primärwellen und Transversalwellen als Sekundärwellen bezeichnet. Beide Wellentypen sind in Abbildung 2.7 grafisch abgebildet.

Aus der obigen Betrachtung lässt sich zusammenfassen, dass sich Wellen in einem elastischen Volumen mit zwei unterschiedlichen Geschwindigkeiten ausbreiten. Volumetrische Wellen (P-Wellen), welche keinen rotatorischen Anteil besitzen, breiten sich mit der Geschwindigkeit c_L aus. Wohingegen rotatorische Wellen (S-Wellen) ohne Volumenänderung mit der Geschwindigkeit c_T propagieren. Im Vergleich ist c_L immer größer als c_T , da für die Querkontraktionszahl ν gilt: $0 \leq \nu \leq 0,5$.

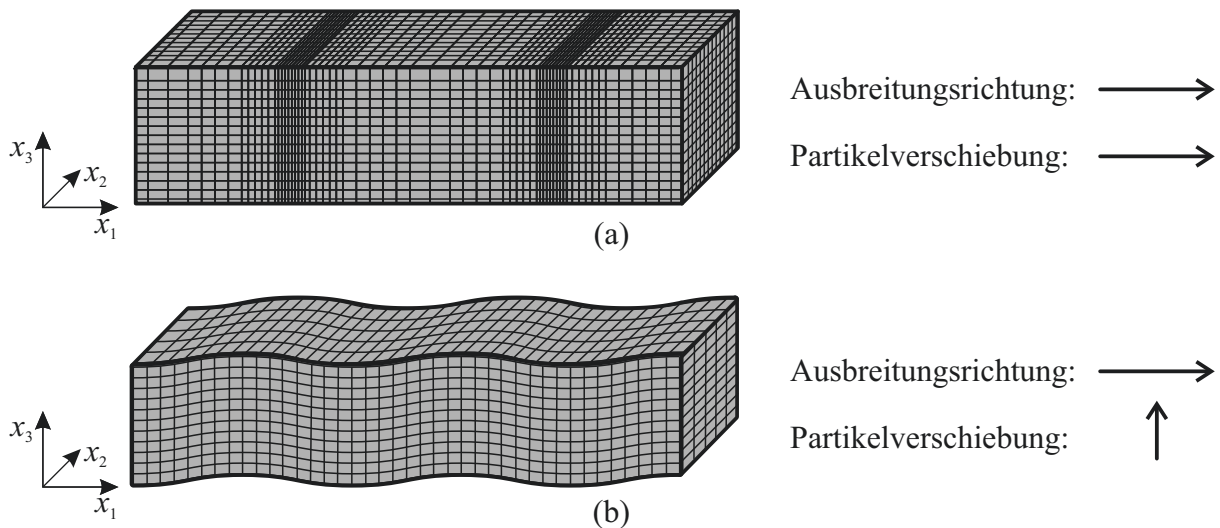


Abb. 2.7 Exemplarische Darstellung einer (a) Longitudinalwelle (P-Welle) und (b) Transversalwelle (S-Welle) in Anlehnung an [Graff, 1975].

2.4 Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung

Das in dieser Arbeit eingeführte SHM-Verfahren basiert auf der Interaktion sich ausbreitender Ultraschallwellen mit Diskontinuitäten im Material. Diese führen zu Transmission und Reflexion der an der Diskontinuität eintreffenden Ultraschallwellen. Zudem zeigen die experimentellen Untersuchungen der vorliegenden Arbeit eine deutliche Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung von der mechanischen Spannung im Material. Die zum Verständnis beider Beeinflussungen notwendigen Grundlagen werden in den beiden nachfolgenden Abschnitten vorgestellt.

2.4.1 Reflexion und Transmission

Ultraschallwellen in Festkörpern interagieren aufgrund ihrer Ausbreitungsmechanismen mit Diskontinuitäten im Material. Dies können geometrische oder materielle Änderungen des Bauteils, aber auch strukturelle Schädigungen wie beispielsweise Risse sein. An den so entstehenden Grenzflächen kommt es zur Reflexion und Transmission der eintreffenden Ultraschallwellen. Das Verständnis dieser Interaktion ist wichtig für das referenzfreie Verfahren zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile, welches in Kapitel 3 eingeführt wird. Dieses basiert unter anderem auf der Änderung des Anteils der eintreffenden Ultraschallwellen, die an einem Riss reflektiert, und dem Anteil der eintreffenden Ultraschallwellen, der transmittiert wird. Aus diesem Grund wird nachfolgend der Reflexions- und Transmissionskoeffizient für eine Grenzfläche zwischen zwei halb-unendlich ausgedehnten elastisch isotropen Medien vorgestellt, siehe Abbildung 2.8.

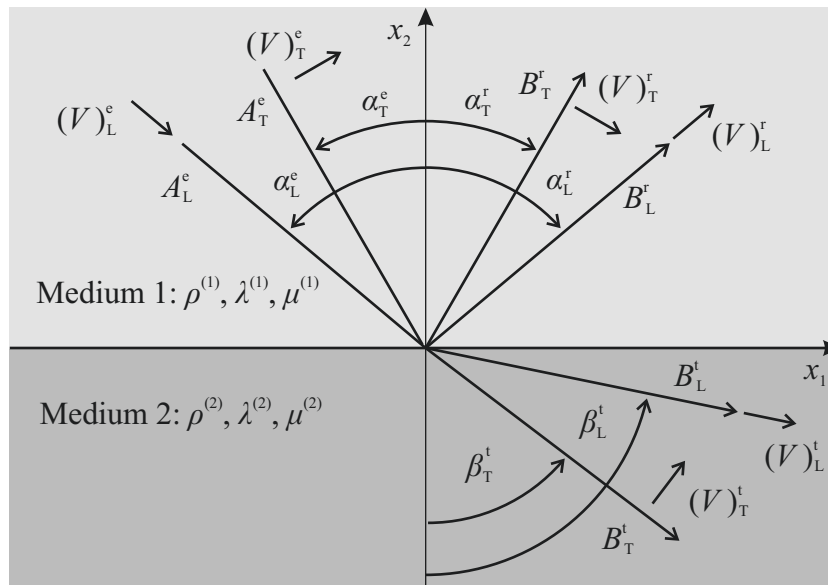


Abb. 2.8 Reflexion und Transmission eintreffender Longitudinal- und Transversalwellen an einer Grenzfläche zwischen zwei halb-unendlich ausgedehnten Medien nach [Rose, 2004].

Betrachtet wird die Grenzfläche zwischen zwei halb-unendlich ausgedehnten elastisch isotropen Medien 1 und 2. In Abbildung 2.8 sind die Beziehungen zwischen eintreffenden (e), reflektierten (r) und transmittierten (t) Longitudinal- (L) und Transversalwellen (T) dargestellt. Die Winkelbeziehung zwischen der Ausbreitungsrichtung der eintreffenden Welle ($\alpha_{L/T}^e$) und der Ausbreitungsrichtung der reflektierten Wellen ($\alpha_{L/T}^r$) und der transmittierten Wellen ($\beta_{L/T}^t$) wird durch das Brechungsgesetz (SNELL-Gesetz) definiert, [Rose, 2004]. Dieses ist für eine eintreffende Longitudinalwelle in Gleichung (2.36) dargestellt. Zudem kommt es an der Grenzfläche zwischen Medium 1 und Medium 2 zu einer Modenkonzersion. Es kommt somit beispielsweise zu einer Aufspaltung der Energie einer eintreffenden Longitudinalwelle in eine Longitudinalwelle und eine Transversalwelle in Medium 2. Diese Beziehung ist ebenfalls durch das SNELL-Gesetz definiert und ist in Gleichung (2.37) dargestellt. Ein weiterer Anteil der Energie einer eintreffenden Longitudinalwelle wird reflektiert, dafür gilt, dass der Einfallswinkel gleich dem Ausfallswinkel ist: $\alpha_L^e = \alpha_L^r$, [Rose, 2004].

$$c_L^{(1)} \sin(\beta_L^t) = c_L^{(2)} \sin(\alpha_L^e) \quad (2.36)$$

$$c_L^{(1)} \sin(\beta_T^t) = c_T^{(2)} \sin(\alpha_L^e) \quad (2.37)$$

Trifft eine Longitudinalwelle mit der Schallschnelle $(V_i)_L^e$ auf die Grenzfläche zwischen Medium 1 und Medium 2, müssen aufgrund der geforderten Kontinuität die nachfolgenden Rand-

bedingungen für die Schallschnelle V_i und die Spannungen σ_{ij} für $i, j = 1, 2$ gelten, [Rose, 2004]:

$$V_1 : (V_1)_L^e + (V_1)_T^r + (V_1)_L^r = (V_1)_T^t + (V_1)_L^t, \quad (2.38)$$

$$V_2 : (V_2)_L^e + (V_2)_T^r + (V_2)_L^r = (V_2)_T^t + (V_2)_L^t, \quad (2.39)$$

$$\sigma_{11} : (\sigma_{11})_L^e + (\sigma_{11})_T^r + (\sigma_{11})_L^r = (\sigma_{11})_T^t + (\sigma_{11})_L^t, \quad (2.40)$$

$$\sigma_{12} : (\sigma_{12})_L^e + (\sigma_{12})_T^r + (\sigma_{12})_L^r = (\sigma_{12})_T^t + (\sigma_{12})_L^t. \quad (2.41)$$

Dabei beschreibt $(V_i)_n^m$ und $(\sigma_{ij})_n^m$ die Schallschnelle V_i und die Spannungen σ_{ij} der eintreffenden ($m = e$), reflektierten ($m = r$) und der transmittierten ($m = t$) Longitudinalwelle ($n = L$) oder Transversalwelle ($n = T$). Die oben genannten Randbedingungen gelten in gleicher Art für eine eintreffende Transversalwelle mit Schallschnelle $(V_i)_T^e$. Der Zusammenhang zwischen der Schallschnelle V_i und dem Verschiebungsfeld u_i ergibt sich für eine harmonische Welle in komplexer Darstellung mit Kreisfrequenz ω wie folgt, [Rose, 2004]:

$$V_i = \frac{\partial u_i}{\partial t} = i\omega u_i. \quad (2.42)$$

Die Spannungen σ_{11} und σ_{12} ergeben sich in Abhängigkeit von der Schallschnelle V_i für elastisch-isotrope Materialien mit den beiden LAME-Konstanten λ und μ unter Einbezug von Gleichung (2.42) durch Einsetzen in das HOOKE'sche-Gesetz aus Gleichung (2.19):

$$\sigma_{11} = -\frac{i}{\omega} \lambda \left(\frac{\partial V_1}{\partial x_1} + \frac{\partial V_2}{\partial x_2} + 2\mu \frac{\partial V_1}{\partial x_1} \right), \quad (2.43)$$

$$\sigma_{12} = -\frac{i}{\omega} \mu \left(\frac{\partial V_1}{\partial x_2} + \frac{\partial V_2}{\partial x_1} \right). \quad (2.44)$$

Durch Einsetzen der Gleichung (2.42) in die Randbedingungen aus den Gleichungen (2.38) und (2.39) und der Gleichungen (2.43) und (2.44) in die Randbedingungen aus den Gleichungen (2.40) und (2.41) ergibt sich das folgende Gleichungssystem:

$$\mathbf{M} \begin{bmatrix} r_{LL} \\ r_{LT} \\ t_{LL} \\ t_{LT} \end{bmatrix} = \mathbf{a} . \quad (2.45)$$

Dabei ist \mathbf{M} eine (4×4) Matrix, die sich mit den Materialkonstanten des Mediums 1 $C^{(1)} = (\lambda^{(1)} + 2\mu^{(1)})$ und des Mediums 2 $C^{(2)} = (\lambda^{(2)} + 2\mu^{(2)})$ wie folgt ergibt:

$$\mathbf{M} = \quad (2.46)$$

$$\begin{bmatrix} -\cos(\alpha_L^r) & \sin(\alpha_T^r) & -\cos(\beta_L^t) & \sin(\beta_T^t) \\ -\sin(\alpha_L^r) & -\cos(\alpha_T^r) & \sin(\beta_L^t) & \cos(\beta_T^t) \\ -k_L^{(1)} C^{(1)} \cos(2\alpha_T^r) & k_T^{(1)} \mu^{(1)} \sin(2\alpha_T^r) & k_L^{(2)} C^{(2)} \cos(2\beta_T^t) & -k_T^{(2)} \mu^{(2)} \sin(2\beta_T^t) \\ -k_L^{(1)} \mu^{(1)} \sin(2\alpha_L^r) & -k_T^{(1)} \mu^{(1)} \cos(2\alpha_L^r) & -k_L^{(2)} \mu^{(2)} \sin(2\beta_L^t) & -k_T^{(2)} \mu^{(2)} \cos(2\beta_L^t) \end{bmatrix} .$$

Die Wellenzahl $k_n^{(m)}$ einer Longitudinalwelle ($n = L$) oder Transversalwelle ($n = T$) des Mediums $m = 1, 2$ ergibt sich wie folgt:

$$k_n^{(m)} = \frac{\omega}{c_n^{(m)}} . \quad (2.47)$$

Die Reflexions- und Transmissionskoeffizienten aus Gleichung (2.45) lassen sich aus den folgenden Amplitudenverhältnissen bestimmen:

$$r_{LL} = \frac{B_L^r}{A_L^e} , \quad r_{LT} = \frac{B_T^r}{A_L^e} , \quad t_{LL} = \frac{B_L^t}{A_L^e} , \quad t_{LT} = \frac{B_T^t}{A_L^e} . \quad (2.48)$$

Die Indizes der linken Seite der Ausdrücke aus Gleichung (2.48) entschlüsseln sich wie folgt: Die Variable gibt an, ob es sich um eine reflektierte (r_{mn}) oder transmittierte (t_{mn}) Welle handelt. Der erste Index m beschreibt, welche Wellenform die eintreffende Welle hat (Longitudinalwelle (L) oder Transversalwelle (T)). Der zweite Index n gibt die Wellenform der reflektierten oder transmittierten Welle an (Longitudinalwelle (L) oder Transversalwelle (T)). A_n^e entspricht der Amplitude der eintreffenden Welle und B_n^m der Amplitude der transmittierten oder reflektierten Welle.

Die rechte Seite des Gleichungssystems aus Gleichung (2.45) ergibt sich für eine eintreffende Longitudinalwelle wie folgt:

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} -\cos \alpha_L^e \\ \sin \alpha_L^e \\ k_L^{(1)} C^{(1)} \cos 2\alpha_L^e \\ -k_L^{(1)} \mu^{(1)} \sin 2\alpha_L^e \end{bmatrix}. \quad (2.49)$$

Die Reflexions- und Transmissionskoeffizienten können somit durch Lösen des Gleichungssystems aus Gleichung (2.45) für eine vorgegebene eintreffende Longitudinalwelle berechnet werden. Für eine eintreffende Transversalwelle bleibt die Matrix \mathbf{M} unverändert. Es ergibt sich allerdings der Vektor \mathbf{a} zu:

$$\mathbf{a} = \begin{bmatrix} \sin \alpha_T^e \\ \cos \alpha_T^e \\ -k_T^{(1)} \mu^{(1)} \sin 2\alpha_T^e \\ -k_T^{(1)} \mu^{(1)} \cos 2\alpha_T^e \end{bmatrix}. \quad (2.50)$$

Daraus ergeben sich dann die Reflexions- und Transmissionskoeffizienten für eine eintreffende Transversalwelle:

$$r_{TL} = \frac{B_L^r}{A_T^e}, \quad r_{TT} = \frac{B_T^r}{A_T^e}, \quad t_{TL} = \frac{B_L^t}{A_T^e}, \quad t_{TT} = \frac{B_T^t}{A_T^e}. \quad (2.51)$$

Mit Hilfe dieser Betrachtung kann der Einfluss eines Risses als Diskontinuität im Material auf die Ultraschallwellenausbreitung beschrieben werden, worauf in Abschnitt 3.2 näher eingegangen wird.

2.4.2 Mechanische Spannungen in Festkörpern

Die Erfüllung der Funktion einer mechanischen Struktur im allgemeinen resultiert in einer mechanischen Belastung. Die von außen auf die Struktur wirkenden Kräfte wiederum rufen eine Beanspruchung hervor. Die daraus resultierenden mechanischen Spannungen beeinflussen die Ausbreitung der Ultraschallwellen. Aus diesem Grund sollte dieser Einfluss bei der Anwendung von Ultraschallwellen zur Zustandsüberwachung stets Berücksichtigung finden.

Die theoretischen Grundlagen zur Beschreibung der Ausbreitung von Ultraschallwellen in mechanisch beanspruchten Festkörpern gehen auf die Ausdrücke von [Cauchy, 1828] zurück. Basierend auf den Grundlagen aus [Murnaghan, 1951], entwickelten [Hughes & Kelly, 1953] die Theorie der Akusto-Elastizität. Diese beschreibt den Einfluss der Spannungsverteilung auf die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Ultraschallwellen in Materialien. [Hughes & Kelly, 1953] betrachten die Änderung der Ausbreitungsgeschwindigkeit von Ultraschallwellen in linear-elastischen Materialien unter einer einachsigen Beanspruchung und hydrostatischem Druck. Die entwickelten Gleichungen stehen in Abhängigkeit von den beiden LAME-Konstanten λ und μ . Weiterhin sind zur Beschreibung des akusto-elastischen Effektes die elastischen Konstanten dritter Ordnung l , m und n , welche auf [Murnaghan, 1951] zurückgehen, notwendig.

Die elastischen Konstanten dritter Ordnung sind ein Maß für die Abweichung von dem in erster Näherung angenommenen linearen-elastischen Materialverhalten, welche durch die elastischen Konstanten zweiter Ordnung (LAME-Konstanten) beschrieben werden. Die elastischen Konstanten dritter Ordnung beschreiben das tatsächliche nichtlineare elastische Verhalten von Werkstoffen und werden experimentell ermittelt, [Seeger & Buck, 1960]. Die nichtlineare Beziehung zwischen Spannungen und Verzerrungen ergeben sich wie folgt, [Rose, 2004]:

$$\sigma_{ij} = C_{ijkl} E_{kl} + K_{ijklmn} E_{kl} E_{mn}. \quad (2.52)$$

Dabei beinhaltet der Tensor sechster Ordnung K_{ijklmn} die elastischen Konstanten dritter Ordnung. E_{kl} bezeichnet den vollständigen LAGRANGE-Verzerrungstensor. Im linear-elastischen Fall wird der Zusammenhang zwischen Verschiebungen und Verzerrungen durch eine Reihenentwicklung mit Abbruch nach dem linearen Term beschrieben, da die Terme zweiter Ordnung für kleine Verzerrungen vernachlässigbar gegenüber den Termen erster (linearer) Ordnung sind, [Malvern, 1969]. Der vollständige Verzerrungstensor E_{kl} berücksichtigt keine Näherung und gibt den exakten Zusammenhang zwischen Verschiebungen und Verzerrungen wieder. Er ergibt sich wie folgt, [Rose, 2004]:

$$E_{ij} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} + \frac{\partial u_k}{\partial X_i} \frac{\partial u_k}{\partial X_j} \right]. \quad (2.53)$$

Dabei wird in Gleichung (2.53) über den doppelt vorkommenden Index k summiert. Es ist zu beachten, dass die Komponenten E_{ij} des Verzerrungstensors in Bezug auf die Koordinaten des Ausgangszustands (undeformierter Zustand) X_i aufgestellt werden.

Wird die nichtlineare Beziehung zwischen Spannungen und Verzerrungen aus Gleichung (2.52) verwendet, wird die Abhängigkeit der Ausbreitungsgeschwindigkeit einer elastischen Welle von der vorherrschenden Spannungen deutlich. Bei der theoretischen Betrachtung der Akusto-Elastizität wird von einer nichtlinearen Beziehung zwischen Spannungen und Verzerrungen und dem vollständigen Verzerrungstensor ausgegangen, [Rose, 2004]. Nachfolgend wird eine Zusammenfassung der existierenden Ergebnisse der Akusto-Elastizität gegeben.

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Ultraschallwellen unter Einfluss einer einachsigen mechanischen Beanspruchung σ ist abhängig von der Richtung der Wellenausbreitung relativ zur Richtung der aufgetragenen Spannung. Zudem wird zwischen der Richtung der Bewegung eines materiellen Punktes in der sich ausbreitenden Welle parallel oder orthogonal zur Beanspruchungsrichtung unterschieden. Die verschiedenen Ausbreitungsgeschwindigkeiten werden daher durch drei Indizes unterschieden (c_{ijk}). Dabei bezeichnet der erste Index die Richtung der Wellenausbreitung, der zweite Index die Bewegungsrichtung eines materiellen Punktes in der sich ausbreitenden Welle und der dritte Index die Richtung der einachsigen Beanspruchung.

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Longitudinalwellen, welche sich in Richtung (x_1 -Richtung) bzw. orthogonal (x_3 -Richtung) zu der aufgetragenen einachsigen Spannung σ ausbreiten, sind durch die nachfolgenden Gleichungen definiert, [Rose, 2004]:

$$\rho_0 c_{111}^2 = \lambda + 2\mu + \frac{\sigma}{3K_0} \left[\frac{\lambda + \mu}{\mu} \{4\lambda + 10\mu + 4m\} + \lambda + 2l \right], \quad (2.54)$$

$$\rho_0 c_{113}^2 = \lambda + 2\mu + \frac{\sigma}{3K_0} \left[2l - \frac{2\lambda}{\mu} \{\lambda + 2\mu + m\} \right], \quad \text{mit } K_0 = \lambda + \frac{2}{3}\mu. \quad (2.55)$$

K_0 beschreibt dabei den Kompressionsmodul für elastisch-isotrope Materialeigenschaften. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Transversalwellen in Richtung (x_1 -Richtung) bzw. orthogonal (x_3 -Richtung) zu der aufgetragenen einachsigen Spannung σ ergibt sich wie folgt, [Rose, 2004]:

$$\rho_0 c_{131}^2 = \mu + \frac{\sigma}{3K_0} \left[\frac{\lambda n}{4\mu} + 4\lambda + 4\mu + m \right], \quad (2.56)$$

$$\rho_0 c_{132}^2 = \mu + \frac{\sigma}{3K_0} \left[m - \frac{\lambda + \mu}{2\mu} n - 2\lambda \right], \quad (2.57)$$

$$\rho_0 c_{133}^2 = \mu + \frac{\sigma}{3K_0} \left[m + \frac{\lambda n}{4\mu} + \lambda + 2\mu \right], \quad (2.58)$$

wobei die Bewegung eines materiellen Punktes orthogonal bzw. parallel zur Wellenausbreitungsrichtung ist. ρ_0 bezeichnet die Dichte des Materials im nicht deformierten Zustand. Zudem ist die mechanische Spannung σ positiv für eine einachsige Zugspannung und negativ für eine einachsige Druckspannung definiert.

In der vorliegenden Arbeit werden Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen untersucht. Ohne das Auftreten von Quer- oder Torsionskräften ist die vorliegende Beanspruchung eine reine Biegespannung, welche zwischen den Rädern konstant ist. Der Einfluss einer Biegespannung auf die Ultraschallwellenausbreitung in linear-elastischen Materialien wird zum Beispiel in [Si-Chaib *et al.*, 2001] untersucht. Diese numerische und experimentelle Untersuchung fokussiert sich auf die Änderung der Ausbreitungsgeschwindigkeit von Longitudinal- und Transversalwellen in einer zylindrischen Stahlprobe unter Dreipunktbiegung. Es wird gezeigt, dass in der oberen Querschnittshälfte der Probe, in welcher eine lokale Zugspannung vorliegt, die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Longitudinalwellen abnimmt, wohingegen die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Transversalwellen bei Bewegung eines materiellen Punktes orthogonal zur Wellenausbreitungsrichtung zunimmt. In der unteren Querschnittshälfte, in der eine lokale Druckspannung vorherrscht, ist ein umgekehrtes Verhalten wie im Druckbereich festzustellen.

Für eine Radsatzwelle wird die Spannungsverteilung infolge der Biegung während einer Umdrehung rotieren. Dies wird zu einer Abhängigkeit der Ultraschallwellenausbreitung von dem Rotationswinkel führen, was in Kapitel 3 erläutert und in Kapitel 5 anhand einer experimentellen Untersuchung gezeigt wird.

2.5 Ultraschallwandler für die Anwendung zur Zustandsüberwachung

Zur Erzeugung und zur Aufnahme der zuvor betrachteten Ultraschallwellen in einem Festkörper werden Ultraschallwandler benötigt. Diese dienen der Wandlung eines elektrischen Anregungssignals in eine Festkörperwelle und umgekehrt. In dieser Arbeit kommen piezoelektrische Ultraschallwandler zur Anwendung. Da die Wahl des Anregungssignals die Ultraschallwellenausbreitung stark beeinflusst, wird zur Bestimmung der optimalen Anregungsfrequenz eine Untersuchung der elektromechanischen Impedanz der piezoelektrischen Ultraschallwandler verwen-

det. Nachfolgend wird auf die Grundlagen von piezoelektrischen Materialien und der elektromechanischen Impedanz piezoelektrischer Ultraschallwandler eingegangen.

2.5.1 Piezoelektrische Materialien

Piezoelektrische Materialien finden in vielen Ultraschallwandlern Anwendung. Dies sind beispielsweise Kraftsensoren oder Beschleunigungssensoren. Ein guter Überblick über verschiedene Sensortypen aus piezoelektrischen Materialien ist in [Gautschi, 2002] gegeben. Zudem werden piezoelektrische Materialien häufig als Sensor- und Aktuormaterial zur Erzeugung und Aufnahme von Ultraschallwellen in SHM-Systemen verwendet. Einen detaillierten Überblick über die Anwendung und die Grundlagen piezoelektrischer Materialien im Bereich SHM liefert [Giurgiutiu, 2007].

Der direkte piezoelektrische Effekt beschreibt die Eigenschaft eines Festkörpers, eine Änderung der Polarisierung und damit das Auftreten einer elektrischen Spannung infolge einer mechanischen Verformung hervorzurufen. Dieser Effekt wird bei der Verwendung piezoelektrischer Materialien als Sensormaterial ausgenutzt. Dabei werden die mechanischen Verformungen des Festkörpers in ein elektrisches Sensorsignal umgewandelt. Als inverser piezoelektrischer Effekt wird die Eigenschaft eines Festkörpers bezeichnet sich mechanisch zu verformen, wenn ein elektrisches Feld angelegt wird. Dies wiederum wird ausgenutzt, wenn piezoelektrische Materialien als Aktuormaterial verwendet werden. Das Anregungssignal wird als Spannungssignal auf den piezoelektrischen Ultraschallwandler aufgebracht, woraus eine mechanische Verformung des piezoelektrischen Ultraschallwandlers resultiert. Aufgrund der festen Kopplung zwischen piezoelektrischem Ultraschallwandler und der zu untersuchenden Struktur ist es so möglich, eine Festkörperwelle in der Struktur zu erzeugen, [Giurgiutiu, 2007].

Der piezoelektrische Effekt ist im allgemeinen nichtlinear, kann aber für die meisten piezoelektrischen Materialien für kleine Amplituden der elektrischen Spannung und mechanischen Verformung als linearer Zusammenhang zwischen beiden Größen modelliert werden. Oberhalb der CURIE-Temperatur kommt es zu einer Veränderung in der kristallographischen Gitterstruktur des piezoelektrischen Materials und der piezoelektrische Effekt verschwindet, [Giurgiutiu, 2007]. Die nachfolgende mathematische Beschreibung des piezoelektrischen Effekts basiert auf [Giurgiutiu, 2007]. Weitere Grundlagen dazu können [Jaffe, 2012] und [Ikeda, 1996] entnommen werden.

Die konstitutive Beziehung zwischen den elektrischen und den mechanischen Eigenschaften linearer piezoelektrischer Materialien ist durch die Aktuatorgleichung in Indexnotation für $i, j, k, l = 1, 2, 3$ gegeben:

$$S_{ij} = s_{ijkl}^E \sigma_{kl} + d_{kij} E_k. \quad (2.59)$$

Der resultierende Verzerrungstensor S_{ij} aus Gleichung (2.59) ergibt sich aus einer linearen Überlagerung eines rein mechanischen Anteils und eines rein elektrischen Anteils. Der mechanische Anteil ergibt sich aus dem vorherrschenden Spannungstensor σ_{kl} , welcher mit dem Nachgiebigkeitstensor s_{ijkl} multipliziert wird. Der elektrische Anteil, welcher im Englischen mit „*Induced Strain Actuation*“ bezeichnet wird, ergibt sich aus der elektrischen Feldstärke E_k , multipliziert mit dem piezoelektrischen Dehnungskoeffizient d_{kij} . Dieser beschreibt den Zusammenhang zwischen den mechanischen Verzerrungen und dem elektrischen Feld E_k und wird in der Einheit m/V angegeben. Der Index E in Gleichung (2.59) gibt an, dass diese Konstante bei einem elektrischen Feld der Stärke Null ($E_k = 0$) bestimmt werden. Gleichung (2.59) berechnet somit, welche Verzerrungen sich bei einer vorliegenden mechanischen Spannung und einem vorliegenden elektrischen Feld im piezoelektrischen Material ergeben.

Die Berechnung der elektrischen Flussdichte D_i linearer piezoelektrischer Materialien ist durch die nachfolgende Gleichung gegeben:

$$D_i = d_{ikl} \sigma_{kl} + \epsilon_{ik}^T E_k. \quad (2.60)$$

Dabei beschreibt der Anteil ($d_{ikl} \sigma_{kl}$), welche elektrische Ladung infolge der mechanischen Spannung σ_{kl} entsteht. Daher wird hier d_{ikl} als piezoelektrischer Ladungskoeffizient bezeichnet. Dieser wird in C/N angegeben. ϵ_{ik}^T gibt die dielektrische Leitfähigkeit des piezoelektrischen Materials an. Diese ist ein Maß für die Polarisationsfähigkeit des Materials durch das angelegte elektrische Feld E_k . Der Index T in Gleichung (2.60) gibt an, dass diese Konstante bei einem Zustand ohne vorherrschende Spannungen ($\sigma_{kl} = 0$) bestimmt werden.

Die Gleichungen (2.59) und (2.60) beschreiben den piezoelektrischen Effekt vollständig, dennoch werden zur Beschreibung der Funktion linearer piezoelektrischer Materialien als Sensormaterial die nachfolgenden Sensorgleichungen verwendet:

$$S_{ij} = s_{ijkl}^D \sigma_{kl} + g_{kij} D_k, \quad (2.61)$$

$$E_i = -g_{ikl} \sigma_{kl} + \beta_{ik}^T D_k. \quad (2.62)$$

Im Unterschied zu Gleichung (2.59) gibt Gleichung (2.61) den Verzerrungstensor S_{ij} direkt in Abhängigkeit von der elektrischen Flussdichte D_k an. Gleichung (2.62) definiert, wie groß die elektrische Feldstärke E_i bei vorherrschender Spannung σ_{kl} und Flussdichte D_k ist. Die Kopplungskoeffizienten g_{kij} werden als piezoelektrischer Spannungskoeffizienten bezeichnet und geben den Zusammenhang zwischen elektrischer Feldstärke und der mechanischen Spannung im piezoelektrischen Material an. Gleichung (2.62) beschreibt somit den direkten piezoelektrischen Effekt und dient der Wiedergabe des Verhaltens eines Sensors bei der Umwandlung einer mechanischen Festkörperwelle in ein elektrisches Sensorsignal.

Der Verzerrungstensor S_{ij} und Spannungstensor σ_{kl} sind Tensoren zweiter Stufe, wohingegen die elektrischen Größen Flussdichte D_k und die elektrische Feldstärke E_i als Vektor in den vorherigen Gleichungen angegeben werden. Unter Verwendung der VOIGT'schen-Notation, welche die vorliegenden Tensorsymmetrien berücksichtigt, kann dies in eine einheitliche Notation überführt werden. Dazu werden die Indizes $i, j, k, l = 1, 2, 3$ durch die Indizes $p, q = 1, \dots, 6$ ersetzt. Dies geschieht unter Berücksichtigung der Zusammenhänge zwischen i, j, k, l und p, q aus Tabelle 2.1, welche durch die VOIGT'schen-Notation gegeben sind.

ij oder kl	p oder q
11	1
22	2
33	3
23 oder 32	4
31 oder 13	5
12 oder 21	6

Tab. 2.1 Zusammenhänge zwischen den Indizes i, j, k, l und p, q unter Verwendung der VOIGT'schen-Notation.

Mit Hilfe der VOIGT'schen-Notation ergeben sich die Gleichungen (2.59) und (2.60) in Vektormatrixschreibweise:

$$S_p = s_{pq}^E \sigma_q + d_{kp} E_k \quad \text{für } k = 1, 2, 3 \quad \text{und } p, q = 1, \dots, 6; \quad (2.63)$$

$$D_i = d_{iq} \sigma_q + \epsilon_{ik}^T E_k \quad \text{für } i, k = 1, 2, 3 \quad \text{und } q = 1, \dots, 6. \quad (2.64)$$

In dieser Arbeit werden piezoelektrische Ultraschallwandler aus einer Piezo-Keramik auf Basis von Blei-Zirkonat-Titanat $\text{Pb}(\text{Zr}, \text{Ti})\text{O}_3$ (PZT) verwendet. PZT-Keramiken werden in kommerziellen Anwendungen am häufigsten verwendet und zeichnen sich durch einen hohen elektrome-

chanische Koppelungsfaktor, welcher später erläutert wird, und den großen nutzbaren Temperaturbereich aus, [Gautschi, 2002]. Zudem sind sie kostengünstig. Die Materialkennwerte verschiedener piezoelektrischer Materialien können [Gautschi, 2002; Giurgiutiu, 2007] entnommen werden. Die Vorgehensweise zur experimentelle Bestimmung der Materialkennwerte ist in [Jaffe *et al.*, 1961; Jaffe, 2012] beschrieben.

Für die in dieser Arbeit eingesetzten PZT-Keramiken sind eine Vielzahl der piezoelektrischen Koeffizienten d_{ip} ($i = 1, 2, 3$ und $q = 1, \dots, 6$) vernachlässigbar klein. Dies resultiert aus der Polarisation der Materialien bei der Herstellung und der damit verbundenen Vorzugsrichtung. Es ergibt sich für die PZT-Keramiken eine transversale Isotropie, [Giurgiutiu, 2007]. Als transversale Isotropie wird in der Kontinuumsmechanik ein Materialmodell bezeichnet, bei dem es eine Vorzugsrichtung im Material gibt. Senkrecht zu der Vorzugsrichtung sind die Materialeigenschaften unabhängig von der Richtung. Diese Ebene wird als Isotropie-Ebene bezeichnet. Zudem kommt es in einem Bezugssystem parallel zur Vorzugsrichtung nicht zu einer Koppelung zwischen Dehnungen und Schubverzerrungen. Für das Materialmodell der transversalen Isotropie ergeben sich fünf von Null unabhängige elastische Materialkennwerte, [Altenbach, 2018]. Für die piezoelektrischen Materialien, die in dieser Arbeit verwendet werden, ist die Vorzugsrichtung gleich der Richtung der Polarisation (x_3 -Richtung) und folglich ist die x_1 - x_2 -Ebene die Isotropie-Ebene. Daraus ergibt sich, dass $d_{32} = d_{31}$, $d_{24} = d_{15}$ und $\varepsilon_{22} = \varepsilon_{11}$ bei einer Polarisation in x_3 -Richtung gilt, [Giurgiutiu, 2007]. Unter Berücksichtigung der transversalen Isotropie können die konstitutiven Gleichungen (2.63) und (2.64) wie folgt vereinfacht werden, [Gautschi, 2002]:

$$\begin{bmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \\ S_5 \\ S_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} s_{11}^E & s_{12}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{12}^E & s_{11}^E & s_{13}^E & 0 & 0 & 0 \\ s_{13}^E & s_{13}^E & s_{33}^E & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s_{55}^E & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & s_{55}^E & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(s_{11}^E - s_{12}^E) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{31} \\ 0 & 0 & d_{33} \\ 0 & d_{15} & 0 \\ d_{15} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix}, \quad (2.65)$$

$$\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & d_{15} & 0 & 0 \\ d_{31} & d_{31} & d_{33} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \sigma_4 \\ \sigma_5 \\ \sigma_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \varepsilon_{11}^T & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_{11}^T & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_{33}^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1 \\ E_2 \\ E_3 \end{bmatrix}. \quad (2.66)$$

Die konstitutiven Gleichungen zur Beschreibung piezoelektrischer Materialien der verwendeten PZT-Keramiken lassen sich somit in Abhängigkeit von fünf unabhängigen Einträgen der Nachgiebigkeitsmatrix s_{pq} , drei unabhängigen Einträgen der piezoelektrischen Koeffizienten d_{iq} und zwei unabhängigen Einträgen der dielektrischen Leitfähigkeit des piezoelektrischen Materials ε_{ik} beschreiben.

Die Gleichungen (2.59) bis (2.66) können zusätzlich mit einem thermo-elastischen Anteil, der den Einfluss der vorherrschenden Temperatur auf die mechanischen und elektrischen Größen beschreibt, erweitert werden. Dies kann [Giurgiutiu, 2007] entnommen werden. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit piezoelektrischer Materialien wird die Notwendigkeit eines referenzfreien ultraschallbasierten Verfahrens zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile nochmals verdeutlicht.

In der vorliegenden Arbeit werden runde piezoelektrische Ultraschallwandler mit Umkontakt verwendet. Die piezoelektrischen Ultraschallwandler werden mit einer dünnen Klebeschicht, welche möglichst steif ist, auf der Struktur appliziert. Dazu wird der Klebstoff Z70 [HBM, 2018] verwendet. In Abbildung 2.9 ist die Applikation schematisch dargestellt. Bei der Verwendung von eckigen piezoelektrischen Ultraschallwandlern würde es zu Eckeffekten kommen, die eine inhomogene Ausbreitung der Ultraschallwellen zur Folge hätte. Dies wird in [Pohl & Mook, 2010] anhand einer experimentellen Untersuchung gezeigt. Zudem wird in [Raghavan & Cesnik, 2005] gezeigt, dass die optimale Dimension eines rechteckigen Aktuators von dem Winkel zwischen Aktuator und Sensor abhängt. Dies wiederum ist für runde piezoelektrische Ultraschallwandler nicht der Fall. Aus den aufgeführten Gründen werden in dieser Arbeit runde piezoelektrische Ultraschallwandler verwendet.

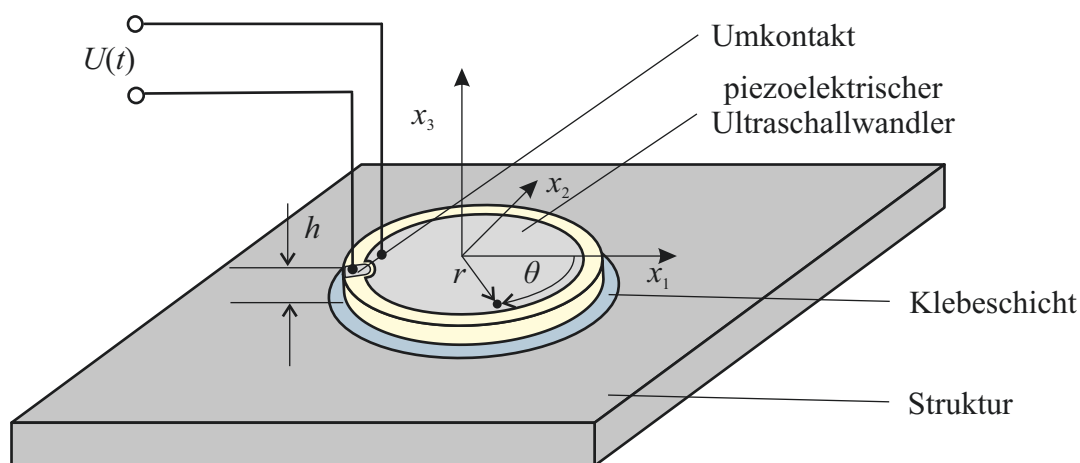


Abb. 2.9 Polarkoordinatensystem eines runden piezoelektrischen Ultraschallwandlers, appliziert auf der Oberfläche einer Struktur mit Darstellung der Richtung der Polarisation (x_3 -Richtung) parallel zum angelegten elektrischen Feld $U(t)$.

Bei der Beschreibung runder piezoelektrischer Ultraschallwandler ist die Darstellung der zuvor eingeführten konstitutiven Gleichungen in Polarkoordinaten sinnvoll. Dazu wird der piezoelektrische Ultraschallwandler mit Radius R und Dicke h aus Abbildung 2.9 betrachtet. Wie bei den in dieser Arbeit verwendeten piezoelektrischen Ultraschallwandlern ist die Richtung der Polarisierung (x_3 -Richtung) parallel zu dem angelegten elektrischen Feld. Die konstitutiven Gleichungen in Polarkoordinaten eines runden piezoelektrischen Ultraschallwandlers unter Annahme transversaler Isotropie sind wie folgt gegeben, [Giurgiutiu, 2007]:

$$S_{rr} = s_{11}^E \sigma_{rr} + s_{12}^E \sigma_{\theta\theta} + d_{31} E_3, \quad (2.67)$$

$$S_{\theta\theta} = s_{12}^E \sigma_{rr} + s_{11}^E \sigma_{\theta\theta} + d_{31} E_3, \quad (2.68)$$

$$D_3 = d_{31}^E (\sigma_{rr} + \sigma_{\theta\theta}) + \epsilon_{33}^T E_3. \quad (2.69)$$

Dabei wird davon ausgegangen, dass die Dicke t der Scheibe im Verhältnis zum Radius r klein ist, sodass die Spannungen in x_3 -Richtung vernachlässigbar klein sind ($\sigma_{33} = \sigma_{r3} = \sigma_{\theta 3} = 0$). S_{rr} und $S_{\theta\theta}$ bezeichnen die Verzerrungen in radialer- und in tangentialer-Richtung infolge einer vorherrschenden radialen oder tangentialen Spannung und infolge des inversen piezoelektrischen Effektes. D_3 beschreibt die elektrische Flussdichte in x_3 -Richtung aufgrund des direkten piezoelektrischen Effektes und der Polarisationsfähigkeit des Materials ϵ_{33} durch das angelegte elektrische Feld E_3 .

Ein Maß für den Grad des piezoelektrischen Effekts, welcher zur Charakterisierung des Materials dient, ist der elektromechanische Kopplungsfaktor. Dieser ist ein Maß für die Umwandlung von mechanischer Energie in elektrische Energie und gilt zudem umgekehrt für den inversen piezoelektrischen Effekt. Für die in dieser Arbeit verwendeten runden piezoelektrischen Ultraschallwandler ist der elektromechanische Kopplungsfaktor der planaren Radialschwingung k_p von Interesse. Dieser ist wie folgt definiert, [Giurgiutiu, 2007; Sharapov *et al.*, 2014]:

$$k_p = k_{31} \sqrt{\frac{2}{1-\nu}}. \quad (2.70)$$

Zur Berechnung des elektro-mechanischen Kopplungsfaktors der planaren Radialschwingung k_p ist der elektro-mechanische Kopplungsfaktor der transversalen Längsschwingung notwendig, der wie folgt definiert ist, [Giurgiutiu, 2007]:

$$k_{31}^2 = \frac{d_{31}^2}{s_{11}\epsilon_{33}}. \quad (2.71)$$

Basierend auf den beschriebenen Grundlagen wird nachfolgend auf die elektromechanische Impedanz piezoelektrischer Ultraschallwandler eingegangen.

2.5.2 Elektromechanische Impedanz piezoelektrischer Ultraschallwandler

Die SHM-Methode der elektromechanischen Impedanz (EMI) unter Verwendung von piezoelektrischen Ultraschallwandlern wird sehr häufig zur Strukturüberwachung eingesetzt. Erstmals eingesetzt wurde die EMI-Methode von [Liang *et al.*, 1994]. Einen guten Überblick über die Entwicklungen der EMI-basierten SHM-Methoden ist beispielsweise in [Park *et al.*, 2003] oder [Giurgiutiu, 2007] gegeben. Das Verfahren basiert auf einer hochfrequenten Anregung der Struktur durch fest an die Oberfläche applizierte piezoelektrische Ultraschallwandler. Dazu wird meist als Anregungssignal ein „Sweep“ verwendet, dessen Anfangsfrequenz größer als 30 kHz ist, [Park & Inman, 2007]. Die Antwort der Strukturangregung wiederum wird durch den piezoelektrischen Effekt in eine elektrische Antwort des piezoelektrischen Ultraschallwandlers gewandelt. Gemessen wird die am piezoelektrischen Ultraschallwandler angelegte elektrische Spannung U und der elektrische Strom I , aus denen die elektrische Impedanz $Z(\omega)$ des piezoelektrischen Ultraschallwandlers berechnet wird. Die elektrische Impedanz $Z(\omega)$ des piezoelektrischen Ultraschallwandlers steht in direkter Beziehung zu der mechanischen Impedanz der Struktur $Z_{\text{Str}}(\omega)$, auf der der piezoelektrische Ultraschallwandler appliziert ist, [Liang *et al.*, 1994]. Änderung in der gemessenen elektrischen Impedanz $Z(\omega)$ des piezoelektrischen Ultraschallwandlers deuten somit auf einer Änderung der mechanischen Impedanz der Struktur $Z_{\text{Str}}(\omega)$ hin. Die Änderung der mechanischen Impedanz der Struktur $Z_{\text{Str}}(\omega)$ wiederum resultiert beispielsweise aus einem Schaden in der Struktur. Weiterhin kann die EMI-Methode zur Detektion von Schädigungen applizierter piezoelektrischer Ultraschallwandler verwendet werden und dient somit als Sensorselbsttest. Weitere Informationen zur Anwendung der EMI-Methode als Sensorselbsttest im Bereich SHM können beispielsweise [Giurgiutiu & Zagari, 2002; Park *et al.*, 2006; Bach *et al.*, 2007] oder [Mueller & Fritzen, 2017] entnommen werden.

Bei der EMI-Methode wird gleichzeitig der direkte und inverse piezoelektrische Effekt ausgenutzt, um die elektromechanische Impedanz $Z(\omega)$ zu bestimmen. Eine Modellierung der elektromechanischen Impedanz $Z(\omega)$ ist in [Liang *et al.*, 1994] gezeigt. Diese ergibt, dass die elektrische Admittanz $Y(\omega)$ der auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler, die gleich der inversen Impedanz $Z(\omega)$ ist, eine Funktion der mechanischen Impe-

danz des piezoelektrischen Ultraschallwandlers $Z_A(\omega)$ und der mechanischen Impedanz der Struktur $Z_{Str}(\omega)$ ist. Dieser Zusammenhang kann wie folgt dargestellt werden, [Giurgiutiu, 2007]:

$$Y(\omega) = i\omega C_{PZT} \left(1 - k_{31}^2 \frac{Z_{Str}(\omega)}{Z_{Str}(\omega) + Z_A(\omega)} \right). \quad (2.72)$$

C_{PZT} bezeichnet die elektrische Kapazität des piezoelektrischen Ultraschallwandlers. Diese Gleichung bildet die Grundlage der EMI-Methode zur Strukturüberwachung. Wird davon ausgegangen, dass sich die mechanischen Eigenschaften des piezoelektrischen Ultraschallwandlers während der Überwachung nicht ändern, zeigt Gleichung (2.72) den direkten Zusammenhang zwischen der mechanischen Impedanz der Struktur $Z_{Str}(\omega)$ und der elektrischen Admittanz $Y(\omega)$ bzw. der Impedanz $Z(\omega)$ des piezoelektrischen Ultraschallwandlers. Die Modellierung, basierend auf Gleichung (2.72) eines runden piezoelektrischen Ultraschallwandlers, der eine Radialschwingung ausübt und mit einer Struktur verbunden ist, kann [Giurgiutiu, 2007] entnommen werden. Aufbauend darauf beschreibt [Mueller, 2016] eine analytische Modellierung der elektromechanischen Impedanz $Z(\omega)$ eines runden piezoelektrischen Ultraschallwandlers, welche die Klebeschicht zwischen dem piezoelektrischen Ultraschallwandler und der Struktur mit berücksichtigt.

In der vorliegenden Arbeit wird die EMI-Methode zur experimentellen Bestimmung der Resonanzfrequenz f_R eines auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlers genutzt. Dazu wird nicht wie üblich ein Impedanzmessgerät, sondern eine einfache Methode zur Messung der elektrischen Impedanz $Z(\omega)$ eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers, die in [Peairs *et al.*, 2004] eingeführt wird, verwendet. Die elektrische Impedanz Z eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers ist gleich dem Quotienten aus der am piezoelektrischen Ultraschallwandler anliegenden elektrischen Spannung U und dem durch den piezoelektrischen Ultraschallwandler fließenden elektrischen Strom I . Zur approximativen Bestimmung des durch den piezoelektrischen Ultraschallwandler fließenden elektrischen Stroms I , wird der Stromkreis des Ersatzschaltbilds aus Abbildung 2.10 verwendet. Dazu wird der Spannungsabfall U_S über einen in Reihe geschalteten Hilfswiderstand R_S gemessen und mit dem OHM'schen-Gesetz aus Gleichung (2.73) in den approximativ durch den piezoelektrischen Ultraschallwandler fließenden elektrischen Strom I umgerechnet. Der Hilfswiderstand R_S sollte dabei kleiner als 200Ω gewählt werden, [Peairs *et al.*, 2004].

$$I = \frac{U_S}{R_S} \quad (2.73)$$

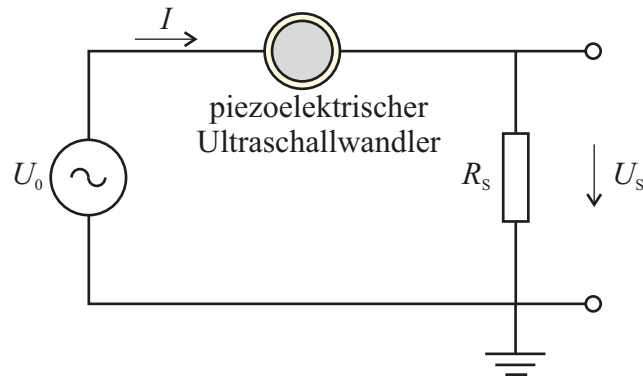


Abb. 2.10 Ersatzschaltbild zur Bestimmung des durch den piezoelektrischen Ultraschallwandler fließenden elektrischen Stroms I für die EMI-Methode nach [Peairs *et al.*, 2004].

Die am piezoelektrischen Ultraschallwandler anliegende elektrische Spannung U ergibt sich aus dem Schaltkreis in Abbildung 2.10 aus der Eingangsspannung U_0 und der Spannung U_S , die über den in Reihe geschalteten Hilfswiderstand R_S abfällt:

$$U = U_0 - U_S. \quad (2.74)$$

Daraus lässt sich approximativ die elektrische Impedanz $Z(\omega)$ eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers, der auf der Struktur appliziert ist, ermitteln:

$$Z(\omega) = R_S \left(\frac{U_0(\omega)}{U_S(\omega)} - 1 \right). \quad (2.75)$$

Zur Bestimmung der elektrischen Impedanz $Z(\omega)$ wird aus den beiden messtechnisch ermittelten zeitabhängigen Größen U (Ausgangsgröße) und I (Eingangsgröße) die Übertragungsfunktion im Frequenzbereich gebildet, die wiederum mit der elektrischen Impedanz $Z(\omega)$ übereinstimmt. Da der piezoelektrische Ultraschallwandler ein kapazitives Element darstellt, steigt der durch den piezoelektrischen Ultraschallwandler fließende elektrische Strom I mit steigender Frequenz f an. Bei geringen Frequenzen kann es so zu einem Fehler der ermittelten Impedanz $Z(\omega)$ kommen. Um dies zu vermeiden, wird in [Peairs *et al.*, 2007] eine Erweiterung des Stromkreises aus Abbildung 2.10 durch einen in Reihe zu dem Hilfswiderstand R_S geschalteten Kondensator vorgeschlagen. Da die EMI-Methode in dieser Arbeit zur experimentellen Bestimmung der Resonanzfrequenz f_R eines auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlers genutzt wird und diese im höherfrequenten Bereich liegt, ist diese Erweiterung nicht notwendig.

Bei der Resonanz eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers werden die mechanische Resonanz und die elektromechanische Resonanz unterschieden, [Giurgiutiu, 2007]. Bei der mechanischen Resonanz wird davon ausgegangen, dass keine piezoelektrischen Effekte vorliegen. Die elektromechanische Resonanz hingegen berücksichtigt die Kopplung des elektrischen und der mechanischen Eigenschaften eines auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlers. Elektromechanische Resonanz tritt während einer elektrischen Anregung des piezoelektrischen Ultraschallwandlers auf und resultiert in einer mechanischen Schwingung des piezoelektrischen Ultraschallwandlers und der Struktur und in einer Änderung der elektrischen Admittanz $Y(\omega)$ bzw. Impedanz $Z(\omega)$. Elektrische Resonanz tritt dann auf, wenn die elektrische Admittanz $Y(\omega)$ gegen Unendlich geht bzw. die elektrische Impedanz $Z(\omega)$ gegen Null geht. Bei piezoelektrischen Ultraschallwandlern ist die mechanische Schwingung in der elektrischen Resonanz sehr groß, da dort die eingebrachte elektrische Energie groß ist und diese durch den inversen piezoelektrischen Effekt in eine mechanische Schwingung umgewandelt wird. Aus diesem Grund kann diese Resonanz als elektromechanische Resonanz eines auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlers bezeichnet werden.

Elektrische Antiresonanz tritt dann auf, wenn die elektrische Admittanz $Y(\omega)$ gegen Null geht bzw. die elektrische Impedanz $Z(\omega)$ gegen unendlich geht. Die mechanische Schwingung eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers in der Antiresonanz ist sehr gering. Die elektrische Antiresonanz eines auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlers ist gleich der elektromechanischen Antiresonanz.

Aus der Betrachtung der elektromechanischen Resonanz wird deutlich, dass die durch piezoelektrische Ultraschallwandler in eine Struktur eingebrachte mechanische Energie in Form einer Festkörperwelle am größten ist, wenn die Anregungsfrequenz des Spannungssignals der Frequenz der elektromechanischen Resonanz f_R entspricht. In Abschnitt 4.3 wird daher mit Hilfe der EMI-Methode und des zuvor erläuterten vereinfachten Aufbaus zur experimentellen Ermittlung der Impedanz $Z(\omega)$ die elektromechanischen Resonanzfrequenz f_R der auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler ermittelt und als Anregungssignal für das eingeführte Verfahren verwendet.

2.6 Analyse von Sensorsignalen im Ultraschallbereich

Das Grundprinzip aktiver ultraschallbasierter Verfahren zur Schadensdetektion im Bereich des SHM bildet die Anregung einer sich ausbreitenden elastischen Festkörperwelle und die Aufnahme der Strukturantworten. Dabei sind sowohl Aktuator als auch Sensor fest mit der Struktur verbunden. Ein möglicher Schaden in der Struktur wird die Ultraschallwellenausbreitung beein-

flussen und somit zu einer Änderung in der Strukturantwort führen. Im Bereich des SHM wird somit der Zustand einer Struktur aus den gemessenen Sensorsignalen extrahiert. Dazu bedarf es entsprechender Techniken zur Signalanalyse. Die neuesten Fortschritte in diesem Bereich können beispielsweise den Beiträgen der Konferenzen [IWSHM, 1997] oder [EWSHM, 2002] entnommen werden. Einen guten Überblick über dieses Themengebiet liefern beispielsweise [Staszewski *et al.*, 2004; Adams, 2007; Su & Ye, 2009; Farrar & Worden, 2012]. Es existieren eine Vielzahl verschiedener Methoden zur Signalverarbeitung im Bereich SHM. [Farrar *et al.*, 2001] definieren eine generelle Vorgehensweise im Bereich SHM. Diese besteht aus den nachfolgenden vier Schritten:

1. „*Operational Evaluation*“,
2. „*Data Acquisition and Cleansing*“,
3. „*Feature Selection*“,
4. „*Statistical Model Development*“.

Im ersten Schritt werden die Rahmenbedingungen zur Implementierung eines SHM-Systems und zur Datenaufnahme ermittelt. Zudem werden die zu detektierenden Schäden deklariert. Im zweiten Schritt wird die Art der Datenaufnahme und deren Aufbereitung beispielsweise durch eine geeignete Filterung definiert. Die in dieser Arbeit verwendeten Verfahren zur Filterung der aufgenommenen Strukturantworten werden nachfolgend in Abschnitt 2.6.1 vorgestellt. Dies geschieht im Hinblick auf den dritten Schritt, in dem Merkmale in den aufgenommenen Messdaten ausgewählt werden, die eine Unterscheidung zwischen einer geschädigten und einer ungeschädigten Struktur ermöglichen. Auf diese Merkmale wird bei der Einführung der Methode der „*Dynamischen Referenz*“ in Kapitel 3 eingegangen. Diese Merkmale werden im vierten Schritt durch ein geeignetes statistisches Modell ausgewertet. Zur Schadensdetektion und -klassifikation im Bereich SHM existieren eine Vielzahl an Verfahren, welche u.a. in die nachfolgenden Gruppen eingeteilt werden können, [Giurgiutiu, 2007]:

- Schadensmatrix oder Schadensindikator („*Damage Indicator*“ (DI)) basierend auf beispielsweise der Wurzel der mittleren Fehlerquadratsumme („*Root Mean Squared Error*“ (RMSE)), der Kovarianz oder eines Korrelationskoeffizienten ([Sun *et al.*, 1995; Monaco *et al.*, 2000; Tseng & Naidu, 2002]),
- Schadensdetektion basierend auf Verfahren zur Auswertung des Frequenzspektrums [Sohn & Farrar, 2000; Fritzen, 2005; Michaels *et al.*, 2011b],
- Statistische Verfahren zur Klassifikation („*Group Classification*“), der Regressionsanalyse („*Regression Analysis*“) oder Ausreißerererkennung („*Outlier Detection*“) [Cammarata *et al.*, 2010; Tibaduiza *et al.*, 2013; Torres-Arredondo *et al.*, 2013],
- Mustererkennung (engl. „*Pattern Recognition*“) [Sohn *et al.*, 2001; Park *et al.*, 2007b; Miller & Hinders, 2014],

- neuronale Netze [Su & Ye, 2005; Chetwynd *et al.*, 2008; Moll *et al.*, 2010].

In dieser Arbeit wird im Rahmen der eingeführten Methode der „*Dynamischen Referenz*“ das statistische Verfahren der Hauptkomponentenanalyse verwendet, welches in Abschnitt 2.6.2 näher betrachtet wird. Zudem kommt ein Schadensindikator zum Einsatz, der auf einem charakteristischen Merkmal basiert und die Ergebnisse der Hauptkomponentenanalyse verwendet. Dieser wird zusammen mit der Methode der „*Dynamischen Referenz*“ in Kapitel 3 eingeführt.

2.6.1 Vorverarbeitung von Sensorsignalen im Ultraschallbereich

Die Sensorsignale der piezoelektrischen Ultraschallwandler enthalten aufgrund von Umgebungseinflüssen und Einflüssen, resultierend aus dem verwendeten Messaufbau, Störungen. Diese werden als Rauschen bezeichnet und sind dem Nutzsignal überlagert. In der praktischen ingenieurwissenschaftlichen Anwendung sind meist niederfrequente Signalanteile von Interesse und höherfrequente Signalanteile werden als Rauschen deklariert. Im Gegensatz dazu muss bei der Signalanalyse von höherfrequenten Sensorsignalen im Ultraschallbereich auf eine genaue Separation des höherfrequenten Nutzsignals und des ebenfalls höherfrequenten Rauschens geachtet werden. Die Separation des Nutzsignals wird in der vorliegenden Arbeit durch eine Kombination eines digitalen Filters und der „*Discrete Wavelet Transform*“ (DWT) realisiert.

Die DWT ist eine verbreitete Technik zur Signalverarbeitung und ermöglicht eine Zeit- und Frequenzanalyse eines Signals, [Adams, 2007; Alessio, 2015]. Eine guten Überblick über die Anwendungen und Grundlagen der „*Wavelet Transform*“ (WT) im Bereich des SHM kann [Taha *et al.*, 2006] entnommen werden. Die WT ermöglicht im Gegensatz zur „*Short Time Fourier Transformation*“ (STFT) eine gleichzeitige Analyse zeitlich lang ausgedehnter niederfrequenter Signalanteile und zeitlich kurz andauernder höherfrequenter Signalanteile. Die WT ist somit beispielsweise in der Lage, eine genaue zeitliche Lokalisation von transienten Signalanteilen bei gleichzeitiger Wiedergabe von niederfrequenten harmonischen Signalen durchzuführen. Zudem ist die WT durch eine hohe zeitliche und spektrale Auflösung charakterisiert.

Zur Filterung der Sensorsignale wird in dieser Arbeit die „*Multi Scale Analysis*“ (MSA) verwendet. Diese Technik ermöglicht eine schnelle und stabile „*Wavelet*“-Analyse durch Anwendung einer Art Filterung, die auf [Mallat, 1999] und [Meyer, 1992] zurückgeht, [Louis *et al.*, 2013]. Die MSA spaltet das Signal in einzelne Auflösungsstufen, die als Level der DWT bezeichnet

werden, auf. Dabei wird in jedem Level der DWT die grobe Auflösung als Approximation bezeichnet, welche die niederfrequenten Signalanteile beinhaltet. Die feine Auflösung wird als Detail bezeichnet und beinhaltet hochfrequente Signalanteile, [Chui, 1992]. Die MSA eines diskreten Signals $x(j)$ spaltet das Signal somit in die Approximationskoeffizienten $a_{i,k}$ und die Detailkoeffizienten $d_{i,k}$ auf. i bezeichnet dabei den Skalierungskoeffizienten und k den Translationskoeffizienten. Jeder Skalierungskoeffizient i entspricht dabei einem Level der DWT des Signals $x(j)$. Die Approximationskoeffizienten $a_{i,k}$ eines diskreten Signals $x(j)$ mit $j = 1, 2, \dots, n$ ergeben sich wie folgt, [Taha *et al.*, 2006]:

$$a_{i,k} = 2^{(-i/2)} \sum_{j=1}^n x(j) \Phi(2^{-i}j - k). \quad (2.76)$$

$\Phi(j)$ ist die Skalierungsfunktion. Diese ist gleichzusetzen mit der „Wavelet“-Funktion $\Psi(j)$, besitzt jedoch lediglich positive Werte, [Mallat, 1999]. Die Skalierungsfunktionen sind so gestaltet, dass sie das Signal in gleicherweise glätten wie ein Tiefpassfilter, sodass höherfrequente Signalanteile aus dem Signal entfernt werden, [Chui, 1992; Mallat, 1999]. Die Approximation des Signals $x_i(j)$ mit $j = 1, 2, \dots, n$ im Level i kann dann aus den Approximationskoeffizienten $a_{i,k}$ und der Skalierungsfunktion $\Phi(j)$ wie folgt berechnet werden, [Taha *et al.*, 2006]:

$$x_i(j) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} a_{i,k} \Phi_{i,k}(j) \quad \text{mit} \quad \Phi_{i,k}(j) = \Phi(2^{-i}j - k). \quad (2.77)$$

Die Detailkoeffizienten $d_{i,k}$ ergeben sich mit Hilfe der „Wavelet“-Funktion $\Psi(j)$ zu:

$$d_{i,k} = 2^{(-i/2)} \sum_{j=1}^n x(j) \Psi(2^{-i}j - k). \quad (2.78)$$

Aus den Detailkoeffizienten $d_{i,k}$ können die Details des Signals $g_i(j)$ mit $j = 1, 2, \dots, n$ im Level i berechnet werden, [Taha *et al.*, 2006]:

$$g_i(j) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} d_{i,k} \Psi_{i,k}(j) \quad \text{mit} \quad \Psi_{i,k}(j) = \Psi(2^{-i}j - k). \quad (2.79)$$

Die MSA kann in einer Art Binärbaum dargestellt werden, was in Abbildung 2.11 gezeigt ist. Es ergibt sich, dass bei jedem Level und somit mit Anstieg des Skalierungskoeffizienten i die

Bandbreite des Signals ausgehend von f_{\max} halbiert wird. Für $i = 1$ beispielsweise sind die Frequenzanteile von $f = 0\text{Hz}$ bis $f = f_{\max}/2$ in der Approximation des Signals $x_1(j)$ enthalten. Die Frequenzanteile von $f = f_{\max}/2$ bis $f = f_{\max}$ sind hingegen durch die Details des Signals $g_1(j)$ repräsentiert. Für den Skalierungskoeffizienten $i = 2$ wird die Approximation des Signals $x_1(j)$ ebenfalls in eine Approximation $x_2(j)$ und in die Details des Signals $g_2(j)$ aufgespalten. Dabei halbiert sich der Frequenzbereich der Approximation ($x_1(j)$) $0\text{Hz} \leq f \leq f_{\max}/2$ bei Aufspaltung in Approximation ($x_2(j)$) $0\text{Hz} \leq f \leq f_{\max}/4$ und in die Details des Signals ($g_2(j)$) $f_{\max}/4 \leq f \leq f_{\max}/2$. Für den Skalierungskoeffizienten $i = m$ ergibt sich in der Approximation $x_m(j)$ ein Signal mit dem Frequenzbereich $0\text{Hz} \leq f \leq f_{\max}/2^m$. Die Details des Signals $g_m(j)$ decken dabei den Frequenzbereich $f_{\max}/2^m \leq f \leq f_{\max}/2^{(m-1)}$ ab.

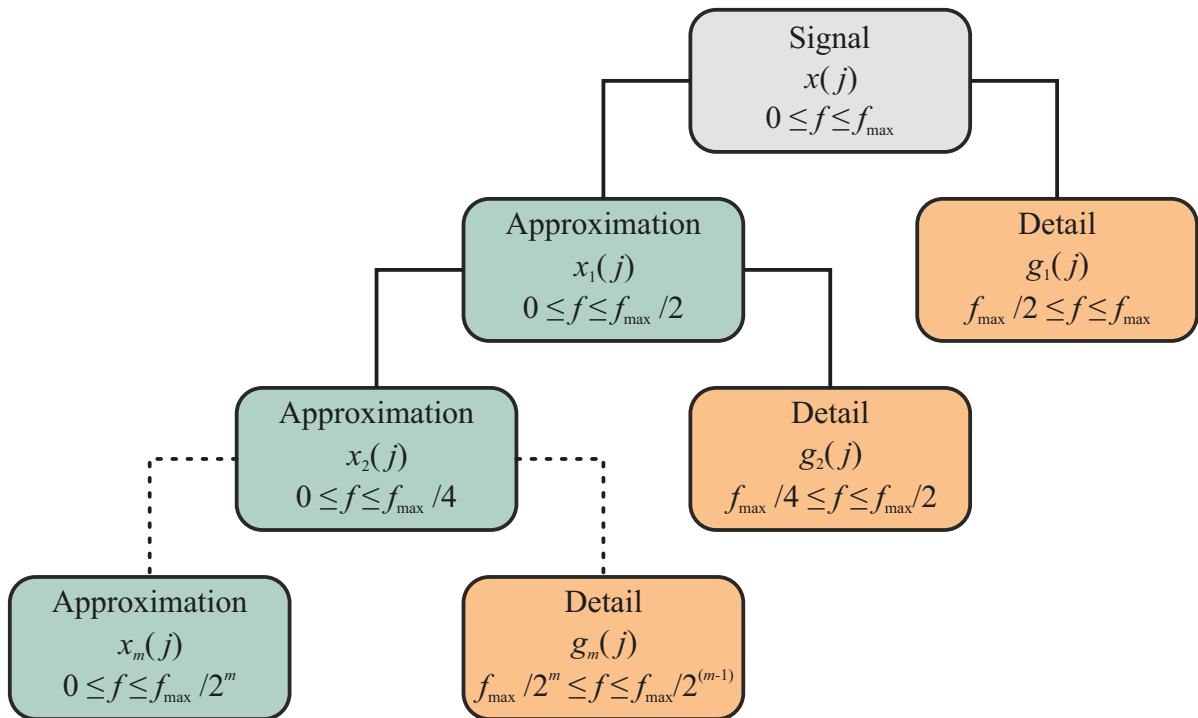


Abb. 2.11 Binärbaum der MSA bei Aufspaltung eines diskreten Signals $x(j)$ in die Approximation $x_i(j)$ und die Details $g_i(j)$ des Signals für verschiedene Skalierungskoeffizienten sowie deren Frequenzbereiche nach [Taha *et al.*, 2006].

Das diskrete Signal $x(j)$ kann nach jedem Level und somit dem Skalierungskoeffizienten $i = m$ vollständig aus der Approximation $x_m(j)$ und der Summe der Details $g_i(j)$ über $i = 1, 2, \dots, m$ nachgebildet werden. Dies ergibt sich wie folgt, [Taha *et al.*, 2006]:

$$x(j) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} a_{m,k} \Phi_{m,k}(j) + \sum_{i=1}^m \sum_{k=-\infty}^{\infty} d_{i,k} \Psi_{i,k}(j) \quad (2.80)$$

$$= x_m(j) + \sum_{i=1}^m g_i(j). \quad (2.81)$$

Die vorgestellte Variante der DWT eignet sich besonders zur effizienten Reduktion von Rauschen in messtechnisch erfassten Sensorsignalen und erreicht dabei eine bessere Qualität der rekonstruierten Sensorsignale als bei der Verwendung digitaler Filter, [Giurgiutiu, 2007]. Es hat sich gezeigt, dass die DWT zur Filterung besonders effizient ist bei hohen Abtastraten, welche für die messtechnische Erfassung von Ultraschallsignalen notwendig sind. Zur Filterung wird die DWT nach einem bestimmten Level (Skalierungskoeffizienten) $i = m$ abgebrochen und die Approximation des Signals $x_m(j)$ als gefiltertes Sensorsignal verwendet. Wie aus Abbildung 2.11 ersichtlich, enthält die Approximation dann lediglich die niederfrequenten Signalanteile im Frequenzbereich $0\text{Hz} \leq f \leq f_{\max}/2^m$.

Als „Wavelet“-Funktionen und zugehörige Skalierungsfunktionen werden in der vorliegenden Arbeit DAUBECHIES-„Wavelets“ „db8“ [Daubechies, 1988] verwendet. Eine mathematische Beschreibung dieser „Wavelet“-Funktionen kann beispielsweise [Louis *et al.*, 2013] entnommen werden. Diese orthogonalen „Wavelet“-Funktionen werden in der Signalverarbeitung sehr häufig eingesetzt und eignen sich, wie in [Torres-Arredondo, 2013] gezeigt wird, zur Filterung von Sensorsignalen im Bereich des SHM. Die DAUBECHIES-„Wavelets“ „db8“ sind gekennzeichnet durch eine geringe Phasenverschiebung und ermöglichen so eine sehr genaue Rekonstruktion des Signals, [Mallat, 1999].

Wie in Abschnitt 4.3 gezeigt wird, wird in der vorliegenden Arbeit ein „Burst“ als Anregungssignal der piezoelektrischen Ultraschallwandler verwendet. Das Anregungssignal mit der Grundfrequenz f_A entspricht einer Sinusfunktion mit einer definierten Anzahl an Schwingungen, welche mit einem HANNING-Fenster multipliziert wird. Es entsteht somit ein schmalbandiges Anregungssignal im Frequenzbereich zwischen $f_{A \min} < f_A < f_{A \max}$, wie in Abbildung 2.12 gezeigt. Die Filterung der Sensorsignale in dieser Arbeit wird auf das Frequenzspektrum zwischen $f_{A \min} < f < f_{A \max}$ ausgelegt, da bei späterer realen Anwendung des entwickelten Sensorsystems eine Vielzahl an äußeren Beeinflussungen erwartet werden. Der Level m der DWT, nach dem abgebrochen wird, wird daher so gewählt, dass ausgehend von der Abtastfrequenz f_s die maximale Frequenz f_{\max} der Approximation des Signals $x_m(j)$ möglichst nah an $f_{A \max}$ liegt. Es muss jedoch gelten, dass $f_{A \max} < f_{\max}$ ist.

Nach Anwendung der Filterung mit Hilfe der DWT verbleiben unterhalb der Frequenz $f_{A \min}$ unerwünschte niederfrequente Signalanteile, die beispielsweise aus äußeren Beeinflussungen des Messsystems resultieren. Für die Entfernung dieser niederfrequenten Signalanteile wird ein Hochpassfilter verwendet. In der vorliegenden Arbeit wird eine digitale Filterung mit einem BUTTERWORTH-Filter angewendet. Da im Laufe der Arbeit verschiedene Anregungssignale, die sich in der Grundfrequenz f_A unterscheiden, verwendet werden, ist die untere Grenze des Frequenzspektrums nicht für alle durchgeführten experimentellen Untersuchungen identisch. Daher werden die Filterkoeffizienten des BUTTERWORTH-Filter mit Hilfe der „Signal Proces-

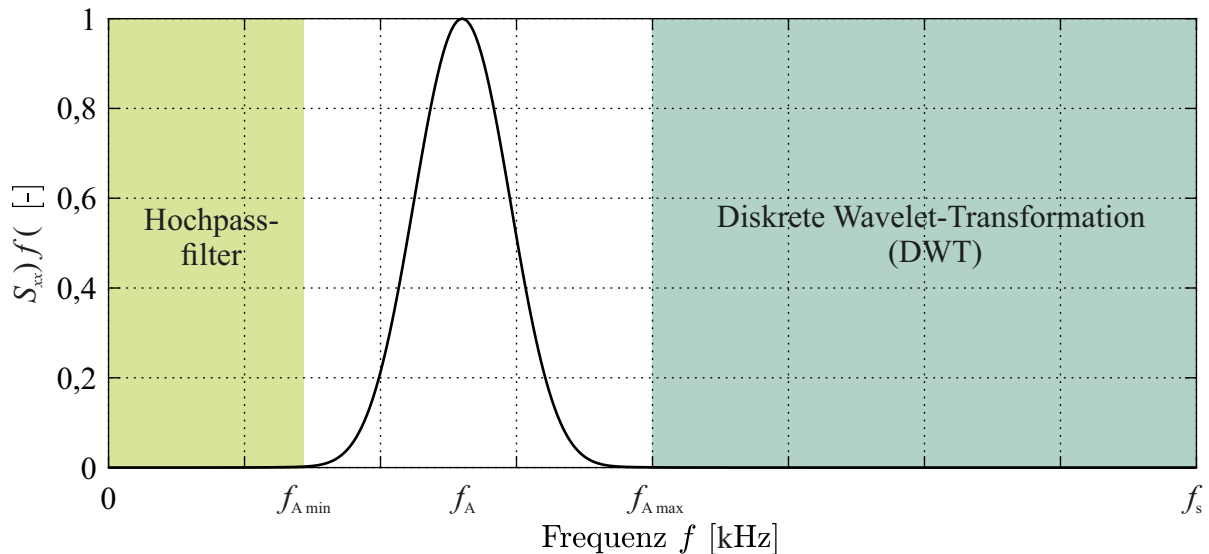


Abb. 2.12 Filterkonzept anhand des Frequenzspektrums des genutzten Anregungssignals.

„sing Toolbox“ von MATLAB [MathWorks, 2020] berechnet. Die gefilterten Sensorsignale werden mit der nachfolgend vorgestellten Methode analysiert.

2.6.2 Analyse von Sensorsignalen im Ultraschallbereich mit Hilfe der Hauptkomponentenanalyse

Um Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung aufgrund verschiedener Beeinflussungen, die zum Teil aus Abschnitt 2.4 bekannt sind, zu quantifizieren, wird in dieser Arbeit die Hauptkomponentenanalyse verwendet. Diese wird im Englischen als „*Principal Component Analysis*“ (PCA) bezeichnet. Die PCA ist ein Verfahren der multivariaten Statistik. Es werden somit mehrere statistische Variablen gleichzeitig analysiert. Die PCA dient der Dimensionsreduktion großer Datensätze, was die Interpretation vereinfacht, aber gleichzeitig den Verlust relevanter Informationen minimiert. Ein guter Überblick und die grundlegenden Ideen sowie verschiedene Anwendungen der PCA ist beispielsweise in [Jolliffe, 2002; Jackson, 2005; Jolliffe & Cadima, 2016] gegeben. Die PCA hat mathematisch das Ziel, neue Variablen zu finden, die lineare Funktionen der Originaldatensätze darstellen und dabei sukzessive deren Varianz maximiert und zudem unkorreliert zueinander sind. Diese Variablen werden Hauptkomponenten genannt und resultieren aus der Lösung eines Eigenwertproblems oder der Singulärwertzerlegung (engl. „*Singular Value Decomposition*“) einer Datenmatrix, [Jolliffe & Cadima, 2016].

Nachfolgend werden die Gleichungen zur Berechnung der PCA basierend auf einem Eigenwertproblem der Kovarianzmatrix einer Datenmatrix vorgestellt. Die PCA wird genutzt, um ein Modell eines Referenzzustandes der Ultraschallwellenausbreitung zu bilden und dieses mit

anderen aufgenommenen Strukturantworten zu vergleichen. Daraus wird der Unterschied der Ultraschallwellenausbreitung in einem einzelnen Indikator quantifiziert, was ebenfalls nachfolgend gezeigt wird. Das hier angewendete Verfahren zur Unterscheidung verschiedener Strukturantworten wird im Bereich SHM sowohl für schwingungs- als auch für ultraschallbasierte Verfahren vielfach angewendet, um zwischen einer ungeschädigten und einer geschädigten Strukturantwort zu unterscheiden (vgl. [Mujica *et al.*, 2011; Quiroga *et al.*, 2017; Wang *et al.*, 2018]).

Um das PCA-Modell eines Referenzdatensatzes zu bilden, werden m Strukturantworten des Referenzzustandes mit n zeitlich diskretisierten Datenpunkten in der Datenmatrix $\mathbf{X} \in \mathbb{R}^{m \times n}$ zusammengefasst:

$$\mathbf{X} = \begin{pmatrix} x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1l} & \dots & x_{1n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & & \vdots \\ x_{k1} & x_{k2} & \dots & x_{kl} & \dots & x_{kn} \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{m1} & x_{m2} & \dots & x_{ml} & \dots & x_{mn} \end{pmatrix} = [\mathbf{x}_1 \quad \mathbf{x}_2 \quad \dots \quad \mathbf{x}_l \quad \dots \quad \mathbf{x}_n] \in \mathbb{R}^{m \times n}. \quad (2.82)$$

Im ersten Schritt muss der Referenzdatensatz \mathbf{X} skaliert werden. Dabei wird das Verfahren der Gruppenskalierung (engl. „*Group Scaling*“) verwendet, [Westerhuis *et al.*, 1999]. Dazu wird jeder Datenpunkt der Datenmatrix \mathbf{X} mit dem arithmetischen Mittelwert aller m Strukturantworten des Referenzzustandes zum jeweiligen Zeitpunkt l und der Standardabweichung aller Datenpunkte der Datenmatrix \mathbf{X} skaliert, [Quiroga *et al.*, 2017]. Der arithmetischen Mittelwert μ_l aller m Strukturantworten des Referenzzustandes zum jeweiligen Zeitpunkt l und der arithmetischen Mittelwert μ aller Datenpunkte der Datenmatrix \mathbf{X} sowie deren Standardabweichung $\sigma(\mathbf{X})$ ergeben sich wie folgt:

$$\mu_l = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m x_{kl}, \quad (2.83)$$

$$\mu = \frac{1}{m \cdot n} \sum_{k=1}^m \sum_{l=1}^n x_{kl}, \quad (2.84)$$

$$\sigma(\mathbf{X}) = \sqrt{\frac{1}{m \cdot n} \sum_{k=1}^m \sum_{l=1}^n (x_{kl} - \mu)^2}. \quad (2.85)$$

Die Einträge der Datenmatrix \mathbf{X} werden anschließend skaliert und in der skalierten Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}} \in \mathbb{R}^{m \times n}$ zusammengefasst:

$$\bar{\mathbf{X}} = \bar{x}_{kl} = \frac{x_{kl} - \mu_l}{\sigma(\mathbf{X})} \in \mathbb{R}^{m \times n}. \quad (2.86)$$

Da es sich bei der PCA um ein Verfahren der multivariaten Statistik handelt, können die Einträge der Datenmatrix x_{kl} als Zufallsvariablen im n -dimensionalen Raum \mathbb{R}^n angesehen werden, [Handl, 2007]. Das Ziel der PCA ist die Einträge der Datenmatrix x_{kl} in einen Unterraum \mathbb{R}^q zu projizieren, für den die Bedingung $q < n$ erfüllt ist. Dabei muss für den neuen Vektorraum gelten, dass die Varianz der Datenpunkte maximal und die Korrelation zwischen den Datenpunkten minimal ist. Es wird somit eine Linearkombination der Spaltenvektoren $\bar{\mathbf{x}}_l$ der skalierten Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$ mit maximaler Varianz angestrebt. Diese Linearkombination kann wie folgt dargestellt werden, [Jolliffe & Cadima, 2016]:

$$\sum_{l=1}^n p_l \bar{\mathbf{x}}_l = \bar{\mathbf{X}} \mathbf{p}. \quad (2.87)$$

\mathbf{p} ist dabei ein Vektor der Konstanten $(p_1, p_2, \dots, p_n)^T$. Die Varianz dieser Linearkombination kann durch die folgende Gleichung berechnet werden, [Jolliffe & Cadima, 2016]:

$$\text{Var}(\bar{\mathbf{X}} \mathbf{p}) = \mathbf{p}^T \mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}} \mathbf{p}. \quad (2.88)$$

$\mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ bezeichnet dabei die Kovarianzmatrix der skalierten Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$. Diese ist eine symmetrische Matrix der Dimension $(n \times n)$. Die Kovarianz ist ein Maß für den monotonen Zusammenhang zweier Zufallsvariablen, [Fahrmeir *et al.*, 2016]. Die Kovarianzmatrix $\mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}}$ gibt somit den monotonen Zusammenhang zwischen allen möglichen Kombinationen aus zwei Datenpunkten der skalierten Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$ an und wird wie folgt berechnet:

$$\mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}} = \frac{1}{m-1} \bar{\mathbf{X}}^T \bar{\mathbf{X}} \in \mathbb{R}^{n \times n}. \quad (2.89)$$

Die Bestimmung der Linearkombination mit der maximalen Varianz kann durch die Berechnung des Vektors \mathbf{p} , der die quadratische Form $\mathbf{p}^T \mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}} \mathbf{p}$ aus Gleichung (2.88) maximiert, erfolgen. Um eindeutige Lösungen zu erhalten, werden die Lösungen des Vektors \mathbf{p} auf Normalen-

einheitsvektoren beschränkt, sodass $\mathbf{p}^T \mathbf{p} = 1$ gelten muss. Dieses Problem kann somit auf eine Maximierung des Ausdrucks:

$$J = \mathbf{p}^T \mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}} \mathbf{p} - \lambda (\mathbf{p}^T \mathbf{p} - 1) \longrightarrow \text{Max.} , \quad (2.90)$$

zurückgeführt werden, [Jolliffe & Cadima, 2016]. Dabei ist λ ein LAGRANGE-Multiplikator. Wird der Ausdruck aus Gleichung (2.90) nach dem Vektor \mathbf{p} differenziert und zu Null gesetzt, folgt das Eigenwertproblem:

$$\left(\mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}} - \lambda \mathbf{I} \right) \cdot \mathbf{p} = \mathbf{0} . \quad (2.91)$$

Die Lösung dieses Eigenwertproblems liefert die Eigenwerte λ_l und die zugehörigen Eigenvektoren \mathbf{p}_l der Kovarianzmatrix $\mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}}$. Die quadratische und symmetrische Kovarianzmatrix $\mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}}$ besitzt genau n reelle Eigenwerte λ_l mit $l = 1, \dots, n$, [Handl, 2007]. Deren zugehörige Eigenvektoren \mathbf{p}_l mit $l = 1, \dots, n$ bilden eine Matrix mit n orthonormalen Vektoren, die wie folgt zusammengesetzt wird:

$$\mathbf{P} = [\mathbf{p}_1 | \mathbf{p}_2 | \dots | \mathbf{p}_l | \dots | \mathbf{p}_n] \in \mathbb{R}^{n \times n} . \quad (2.92)$$

Die Eigenvektoren \mathbf{p}_l werden in \mathbf{P} absteigend nach der Größe des zugehörigen Eigenwertes λ_l sortiert. Der Eigenvektor \mathbf{p}_l mit dem größten Eigenwert λ_l beinhaltet die meisten Informationen über die skalierte Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$, da er der maximalen Varianz der Linearkombination $(\bar{\mathbf{X}}\mathbf{p}_l)$ aus Gleichung (2.88) entspricht, [Jolliffe & Cadima, 2016]. Dies kann unter Einbezug des Eigenwertproblems aus Gleichung (2.91) gezeigt werden, [Handl, 2007]:

$$\text{Var}(\bar{\mathbf{X}}\mathbf{p}_l) = \mathbf{p}_l^T \mathbf{C}_{\bar{\mathbf{X}}} \mathbf{p}_l = \lambda_l \mathbf{p}_l^T \mathbf{p}_l = \lambda_l . \quad (2.93)$$

Dies bedeutet, dass die maximale Varianz der Linearkombination $(\bar{\mathbf{X}}\mathbf{p}_l)$ dem maximalen Eigenwert λ_l entspricht. Die Linearkombinationen $\bar{\mathbf{X}}\mathbf{p}_l$ werden als Hauptkomponenten bezeichnet. Die Komponenten der Eigenvektoren \mathbf{p}_l und der Hauptkomponenten $\bar{\mathbf{X}}\mathbf{p}_l$ werden im Englischen mit „PC-Loadings“ und „PC-Scores“ benannt, [Jolliffe & Cadima, 2016]. Die Linearkombination $\bar{\mathbf{X}}\mathbf{P}$ kann somit als Projektion der Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$ in den n -dimensionalen Raum \mathbb{R}^n , der als

Unterraum der PCA bezeichnet wird, verstanden werden. Die Projektion wird in der „Score“-Matrix \mathbf{T} zusammengefasst:

$$\mathbf{T} = \bar{\mathbf{X}}\mathbf{P} \in \mathbb{R}^{m \times n}. \quad (2.94)$$

Bei der Verwendung aller n Eigenvektoren \mathbf{p}_l ist die Projektion aus Gleichung (2.94) invertierbar durch die folgende Gleichung:

$$\bar{\mathbf{X}} = \mathbf{T}\mathbf{P}^T \in \mathbb{R}^{m \times n}. \quad (2.95)$$

Zur Dimensionsreduktion wird für das PCA-Modell des Referenzdatensatzes $\bar{\mathbf{X}}$ eine reduzierte Anzahl an Eigenvektoren \mathbf{p}_l mit $l = 1, 2, \dots, q$ verwendet, wobei ($q < n$) gilt, [Jolliffe & Cadima, 2016]. Da die Eigenvektoren absteigend nach der Größe des zugehörigen Eigenwertes λ_l sortiert sind, enthalten diese Eigenvektoren die meisten Informationen über den Referenzdatensatz $\bar{\mathbf{X}}$. Die Projektion der Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$ in den reduzierten q -dimensionalen Unterraum \mathbb{R}^q der PCA liefert die „Score“-Matrix $\hat{\mathbf{T}}$:

$$\hat{\mathbf{T}} = \bar{\mathbf{X}}\mathbf{P} \in \mathbb{R}^{m \times q}. \quad (2.96)$$

Aufgrund dieser Reduktion ist es nicht möglich alle Informationen des Referenzdatensatzes bei Rückprojektion in den n -dimensionalen Raum \mathbb{R}^n wiederherzustellen. Es ergibt sich stattdessen bei gegebener „Score“-Matrix $\hat{\mathbf{T}}$ die Datenmatrix $\hat{\mathbf{X}}$:

$$\hat{\mathbf{X}} = \hat{\mathbf{T}}\mathbf{P}^T = \bar{\mathbf{X}}(\mathbf{P}\mathbf{P}^T) \in \mathbb{R}^{m \times n}. \quad (2.97)$$

Abbildung 2.13 zeigt die grafische Darstellung eines beispielhaften Datensatzes $\bar{\mathbf{X}}$ im dreidimensionalen Raum $\mathbb{R}^{n=3}$. Zudem sind die Datenmatrizen $\hat{\mathbf{X}}_{\mathbf{p}_1}$ und $\hat{\mathbf{X}}_{\mathbf{p}_2}$ der Rückprojektion in den dreidimensionalen Raum $\mathbb{R}^{n=3}$ bei Verwendung der Projektionsvorschrift aus Gleichung (2.97) mit den Eigenvektoren \mathbf{p}_1 und \mathbf{p}_2 mit den beiden größten zugehörigen Eigenwerten λ_1 und λ_2 dargestellt. Anhand dieser grafischen Darstellung können die oben beschriebenen Eigenschaften der PCA nachvollzogen werden. Es zeigt sich beispielsweise die Eigenschaft der Orthogonalität der Eigenvektoren \mathbf{p}_l und der Verlust von Information, wenn zur Dimensionsreduktion eine verringerte Anzahl an Eigenvektoren ($q < n$) verwendet wird. Weiterhin ist

ersichtlich, dass die Projektion mit dem Eigenvektor \mathbf{p}_1 einen geringeren Informationsverlust aufweist als bei Verwendung des Eigenvektors \mathbf{p}_2 . Dies ist auf die maximierte Varianz dieser Linearkombination (vgl. Gleichung (2.93)) zurückzuführen. Werden zur Projektion beide Eigenvektoren \mathbf{p}_1 und \mathbf{p}_2 verwendet, kann dies geometrisch als Projektion in die Ebene, die durch $\widehat{\mathbf{X}}_{\mathbf{p}_1}$ und $\widehat{\mathbf{X}}_{\mathbf{p}_2}$ aufgespannt wird, beschrieben werden. Es zeigt sich somit geometrisch, dass der Informationsverlust mit zunehmender Anzahl ($q < n$) der zur Projektion verwendeten Eigenvektoren \mathbf{p}_l in der Matrix \mathbf{P} reduziert wird.

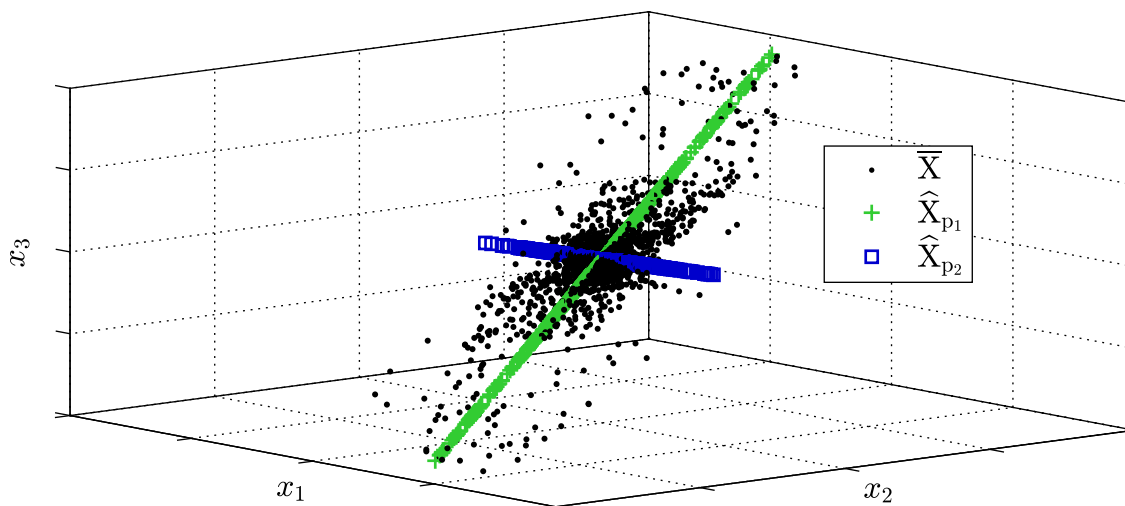


Abb. 2.13 PCA-Modell eines beispielhaften Datensatzes $\bar{\mathbf{X}}$ im Raum $\mathbb{R}^{n=3}$.

Der Unterschied zwischen dem Originaldatensatz $\bar{\mathbf{X}}$ und der Rückprojektion $\widehat{\mathbf{X}}$ in den n -dimensionalen Raum \mathbb{R}^n lässt sich durch die Residualmatrix $\tilde{\mathbf{X}}$ beschreiben:

$$\tilde{\mathbf{X}} = \bar{\mathbf{X}} - \widehat{\mathbf{X}} = \bar{\mathbf{X}}(\mathbf{I} - \mathbf{P}\mathbf{P}^T). \quad (2.98)$$

Es existiert eine Vielzahl an statistischen Verfahren, die die Genauigkeit des PCA-Modells quantifizieren. Ein guter Überblick kann beispielsweise [Joe Qin, 2003] entnommen werden. Häufig Anwendung findet die HOTELLING's T^2 -Statistik oder die Q -Statistik, die zudem als SPE-Statistik („*Squared Prediction Error*“) bezeichnet wird. In der vorliegenden Arbeit findet die SPE-Statistik Anwendung, da diese im Gegensatz zur HOTELLING's T^2 -Statistik sensitiver gegenüber Änderungen ist, [Mujica *et al.*, 2011]. Die SPE-Statistik basiert auf der Analyse der Residualmatrix $\tilde{\mathbf{X}}$ und quantifiziert somit die Differenz zwischen dem Originaldatensatz $\bar{\mathbf{X}}$ und der Rückprojektion $\widehat{\mathbf{X}}$ in den n -dimensionalen Raum \mathbb{R}^n bei Verwendung einer reduzierten Anzahl ($q < n$) an Eigenvektoren \mathbf{p}_l des PCA-Modells. Die SPE-Statistik ist somit sensitiv gegenüber Änderungen, die nicht im PCA-Modell enthalten sind. Der SPE-Index des k -ten Vektors $\tilde{\mathbf{x}}_k$ der Residualmatrix $\tilde{\mathbf{X}}$ ist wie folgt definiert, [Mujica *et al.*, 2011]:

$$D_k^{\text{SPE}} = \tilde{\mathbf{x}}_k \tilde{\mathbf{x}}_k^T = \bar{\mathbf{x}}_k (\mathbf{I} - \mathbf{P}\mathbf{P}^T) \bar{\mathbf{x}}_k^T . \quad (2.99)$$

Das statistische Verfahren der PCA wird in dieser Arbeit zur Quantifizierung der Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung, welche beispielsweise aus den in Abschnitt 2.4 beschriebenen Beeinflussungen resultieren, verwendet. Dazu werden m Strukturantworten mit jeweils n zeitdiskreten Datenpunkten eines Referenzzustands im Referenzdatensatz \mathbf{X} arrangiert. Für diesen Datensatz wird die PCA wie zuvor beschrieben durchgeführt. Als Ergebnis wird die Projektionsmatrix \mathbf{P} weiterverwendet, die als PCA-Modell des Referenzdatensatzes bezeichnet werden kann. Für einen zu vergleichenden Zustand werden die zugehörigen Strukturantworten in einer weiteren Datenmatrix, die mit \mathbf{X}_D bezeichnet wird, zusammengefasst. Dabei ist darauf zu achten, dass diese ebenfalls n zeitdiskrete Datenpunkte enthält. Die Anzahl m der Strukturantworten kann jedoch von der des Referenzzustandes abweichen. Die Datenmatrix \mathbf{X}_D wird anschließend mit Gleichung (2.96) in den reduzierten q -dimensionalen Unterraum \mathbb{R}^q der PCA projiziert und mit Gleichung (2.97) in den n -dimensionalen Raum \mathbb{R}^n zurück projiziert. Zur Quantifizierung des Unterschiedes zwischen dem Originaldatensatz \mathbf{X}_D und der Rückprojektion dient der SPE-Index aus Gleichung (2.99). Die SPE-Indizes aller m Strukturantworten der Datenmatrix \mathbf{X}_D werden wie folgt durch Bildung des arithmetischen Mittelwertes in einem Schadensindikator $D^{\overline{\text{SPE}}}$ zusammengefasst:

$$D^{\overline{\text{SPE}}} = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m D_k^{\text{SPE}} . \quad (2.100)$$

Bei dem in dieser Arbeit eingeführten Verfahren der „Dynamischen Referenz“ dient die PCA zum Vergleich von Strukturantworten, die zu unterschiedlichen diskreten Rotationswinkeln einer rotierenden Welle aufgenommen werden. Die Strukturantworten, die zu einem diskreten Rotationswinkel ψ aufgenommen werden, werden als Referenzdatensatz \mathbf{X} verwendet. Die zu vergleichenden Strukturantworten, aufgenommen bei verschiedenen diskreten Rotationswinkeln φ_i , werden in einzelne Datenmatrizen \mathbf{X}_{D_i} abgelegt und wie zuvor beschrieben mit dem Referenzdatensatz \mathbf{X} verglichen. Deren Unterschied zur Referenz wird durch den jeweiligen Schadensindikator $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ quantifiziert.

3 Referenzfreies SHM-Verfahren zur Zustandsüberwachung rotierender Bauteile

Zur permanenten Zustandsüberwachung von rotierenden und mechanisch belasteten Bauteilen wird in diesem Kapitel das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ eingeführt. Dieses referenzfreie SHM-Verfahren basiert auf den Unterschieden in der Ausbreitung der unter verschiedenen Rotationswinkeln gezielt eingeleiteten Ultraschallwellen infolge des Rissatmens während der Rotation eines mechanisch belasteten Bauteils, [Reitz & Fritzen, 2019, 2021]. Das in dieser Arbeit entwickelte SHM-Verfahren ist dabei wesentlicher Bestandteil des Projektes „*SAFE On-Line*“ [SAFE On-Line, 2017], welches auf [WO/2016/066212] basiert. Das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ stellt eine effektive Spezifizierung eines referenzfreien „*Differential Features*“ als Schadensindikator für das Patent [WO/2016/066212] dar. Weiterhin liefert die vorliegende Arbeit einige substantielle Detaillierungen in Bezug auf die mathematische und praktische Umsetzung des Patents [WO/2016/066212]. Zu Beginn des Kapitels wird auf das Verhalten von Rissen in rotierenden Bauteilen und deren Einfluss auf die Ultraschallwellenausbreitung eingegangen. Anschließend wird die für das Verfahren entwickelte notwendig automatisierte Datenaufnahme vorgestellt. Die Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens und die daraus resultierenden Abweichungen in den aufgenommenen Sensorsignalen werden zudem durch eine numerische Simulation der Sensorsignale nachgewiesen. Das Ergebnis des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ wird in einem referenzfreien Schadensindikator quantifiziert. Dieser wird am Ende des Kapitels eingeführt.

3.1 Risse in rotierenden Bauteilen

Risse in umlaufend belasteten oder mechanisch belasteten und rotierenden Bauteilen weisen während eines Umlaufs der Last oder einer Umdrehung des Bauteils ein dynamisches Verhalten auf. Zum einen kann der Riss aufgrund der wechselnden Beanspruchung des Materials anwachsen und dies zu einer fortschreitenden Ermüdung führen. Zum anderen, und dies steht im Fokus dieser Arbeit, wird der Riss während einer Umdrehung periodisch öffnen und schließen. Dies wiederum führt zu einer Veränderung der Steifigkeit des Bauteils und damit zu einer Änderung der Spannungsverteilung im Material.

Zur Untersuchung des Verhaltens der Dynamik eines Risses während eines Umlaufs der Last oder einer Umdrehung der Welle und der Herleitung des referenzfreien Verfahrens zur Zustandsüberwachung wird das einfache Beispiel einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle aus Abbildung 3.1 betrachtet. Die Lagerung der durch die Kräfte F belasteten Welle ist

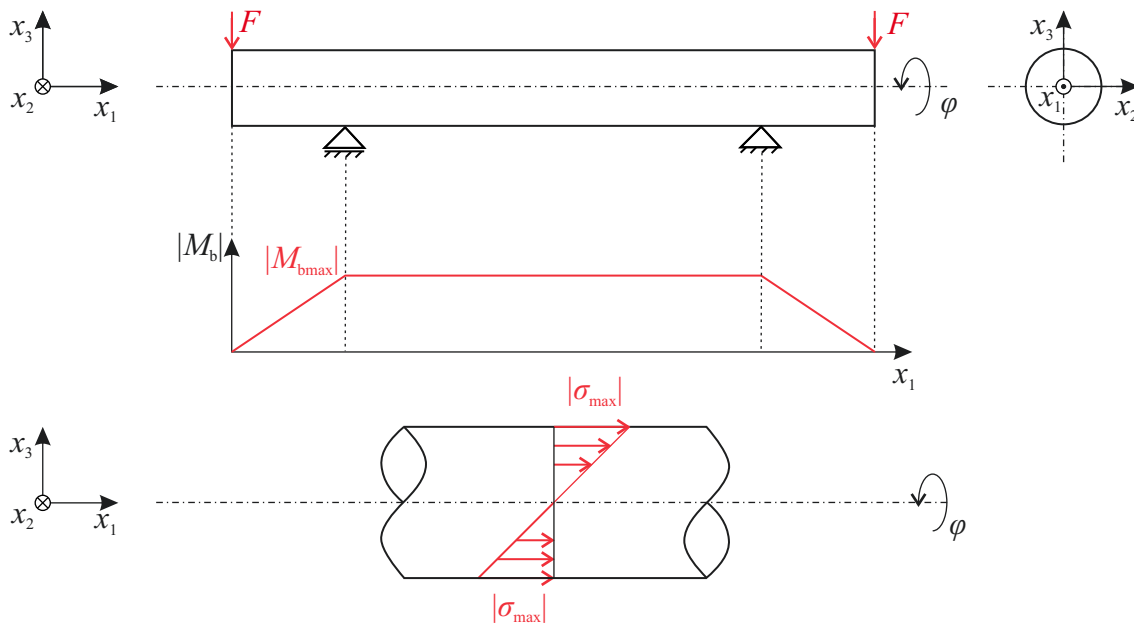


Abb. 3.1 Modell, Biegemomentenverlauf und Freischnitt einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle.

durch eine Fest- und Loslagerungsanordnung realisiert. Die Kräfte F resultieren in einem konstanten Biegemoment M_b zwischen beiden Auflagern. Aufgrund der Rotation der Welle um die x_1 -Achse kommt es, hervorgerufen durch die statische Belastung infolge der Kräfte F , zu einer zyklisch wechselnden Beanspruchung im Material des Bauteils. Die zyklisch wechselnde Beanspruchung bewirkt das Öffnen und Schließen des Risses während einer Umdrehung, was im nachfolgenden Abschnitt näher betrachtet wird.

3.1.1 Rissatmen in rotierenden Bauteilen

Ein transversal verlaufender Riss zwischen den beiden Auflagern der rotierenden und mechanisch belasteten Welle aus Abbildung 3.1 wird während einer Umdrehung der Welle aufgrund der lokalen Spannungsverteilung periodisch geöffnet und geschlossen, [Gasch, 1993; Bachschmid *et al.*, 2008]. Dieses Verhalten wird im Englischen als „*Crack Breathing Mechanism*“ (Rissatmen) bezeichnet, [Wauer, 1990; Kumar & Rastogi, 2009; Bachschmid *et al.*, 2010; Kushwaha & Patel, 2020]. Ein vollständig geöffneter transversal verlaufender Riss nach Rissöffnungsmodus I ist gekennzeichnet durch eine vollständige Separation der Rissflanken. Wohingegen ein vollständig geschlossener Riss nach Rissöffnungsmodus I durch aufeinander gepresste Rissflanken gekennzeichnet ist. In rotierenden Wellen treten transversal verlaufende Risse am häufigsten auf und sind sehr kritisch in Bezug auf das Versagen des evtl. sicherheitskritischen Bauteils, [Sabnavis *et al.*, 2004].

Betrachtet man einen transversal verlaufenden Riss, der an der Oberfläche einer rotierenden und mechanisch belasteten Welle verläuft, ist dieser nach Rissöffnungsmodus I geöffnet, wenn er durch eine lokale Zugspannung ($\sigma_{11} > 0$) beansprucht wird. Abbildung 3.2 (a) zeigt die Lage des Risses während der Rotation der Welle für diesen Fall. In Abbildung 3.2 (b) ist ein Freischnitt eines Risses in einer Welle unter lokaler Zugspannung gezeigt, dessen Rissflanken nach Rissöffnungsmodus I durch die lokale Zugspannung ($\sigma_{11} > 0$) geöffnet sind.

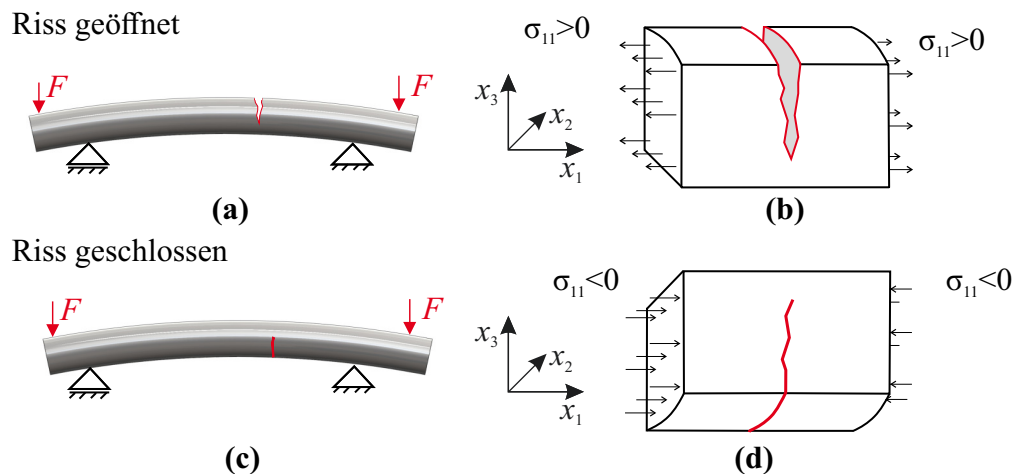


Abb. 3.2 (a) Geöffneter Riss in einer Welle unter lokaler Zugspannung. (b) Freischnitt eines geöffneten Risses in einer Welle unter lokaler Zugspannung. (c) Geschlossener Riss in einer Welle unter lokaler Druckspannung. (d) Freischnitt eines geschlossenen Risses in einer Welle unter lokaler Druckspannung.

Wird die Welle gedreht, wie in Abbildung 3.2 (c) dargestellt, bewegt sich der transversal verlaufende Riss von einem Bereich mit lokaler Zugspannung in einen Bereich mit lokaler Druckspannung. Durch die lokale Druckspannung ($\sigma_{11} < 0$), wie im Freischnitt in Abbildung 3.2 (d) gezeigt, werden die Rissflanken aufeinander gepresst und der Riss gilt nach Rissöffnungsmodus I als geschlossen.

Um die Rissflanken separieren zu können, ist vorauszusetzen, dass die Zugspannung σ_{11} ausreichend hoch ist, um evtl. auftretende lokale Druckeigenstressungen oder andere Riss-schließ-Mechanismen überwinden zu können. Dies wird in Abschnitt 6.2 anhand einer Messfahrt mit einer geschädigten Radsatzwelle auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge experimentell untersucht. Ein Überblick über verschiedene Riss-schließ-Mechanismen kann [Pippan & Hohenwarter, 2017] entnommen werden.

Für das in dieser Arbeit eingeführte referenzfreie SHM-Verfahren ist die Änderung der Kontaktfläche der Rissflanken infolge einer Umdrehung der Welle von Interesse. Abbildung 3.3 zeigt den Kontakt der Rissflanken eines Risses in einer mechanisch belasteten Welle für verschiedene Rotationswinkel φ_i . Die Ergebnisse sind einer numerischen Simulation des Beispiels aus Abbildung 3.1 mit dem Programm *COMSOL Multiphysics* [COMSOL Inc., 2019] entnommen. Die

Darstellungen erheben nicht den Anspruch, die komplexen Einflüsse und Vorgänge während des Rissatmens vollständig zu berücksichtigen. Sie dienen somit lediglich der Visualisierung des Rissatmens zur Einführung des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“. Es wird daher von einem idealisierten Fall der Rissflanken ausgegangen. Beispielsweise wird kein rauigkeits-induziertes Risssschließen oder kein plastizitäts-induziertes Risssschließen im Simulationsmodell berücksichtigt. Eine Zusammenfassung von verschiedenen Risssschließ-Mechanismen während der Ermüdung eines Bauteils kann beispielsweise [Pippan & Hohenwarter, 2017] entnommen werden. Zudem ist die Kontaktfläche der Rissflanken stark von der Proben-Riss-Konfiguration und der Höhe der beaufschlagten Spannung abhängig. Detaillierte Informationen über das Verhalten und die numerische Modellierung von transversal verlaufenden Rissen in rotierenden Wellen sind beispielsweise in [Wauer, 1990; Gasch, 1993; Seibold, 1995; Kumar & Rastogi, 2009; Bachschmid *et al.*, 2010; Kushwaha & Patel, 2020] gegeben.

Im hier gezeigten Modell werden die Kräfte F , welche an den Enden der Welle angreifen, so gewählt, dass zwischen beiden Auflagern ein konstantes Biegemoment M_b vorliegt. Das Biegemoment resultiert in einer Amplitude der umlaufenden Zug- bzw. Druckspannungen an der Oberfläche der Welle von $\sigma_a = \pm 60 \text{ MPa}$ zwischen beiden Auflagern. Die dafür notwendige Kraft F wird im ungeschädigten Zustand der Welle bestimmt. Der halb elliptische Oberflächenriss in der Welle mit Durchmesser d hat eine Risslänge von $2c = 0,6d$ und eine Risstiefe von $a = 0,8c$. Zur Bestimmung des Kontaktes zwischen beiden Rissflanken werden diese einzeln diskretisiert. Die finiten Elemente im Bereich des Risses dürfen sich unter einer lokalen Druckspannung nicht durchdringen. Bei einer lokalen Zugspannung wird das Öffnen des Risses ermöglicht. Zur Abbildung der Spannungssingularität an der Rissspitze und der wurzelförmigen Rissspitzenöffnung wird eine besonders feine Diskretisierung im Bereich des Risses vorgenommen. Verwendet werden Tetraederelemente mit quadratischen Ansatzfunktionen. Als Materialeigenschaften wird für Stahl $E = 210 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$ und $\nu = 0,3$ festgelegt. Zur Bestimmung des Kontaktes der Rissflanken wird der Kontaktdruck im Bereich des Risses ausgewertet. Ist der Kontaktdruck zwischen den Rissflanken größer Null, so gilt der Riss in diesem Bereich als geschlossen. Die Simulation einer Umdrehung der Welle wird durch einzelne statische Simulationsschritte mit einem Winkelinkrement von $\Delta\varphi = 5^\circ$ realisiert. In Abbildung 3.3 dargestellt werden die Ergebnisse für Schritte von $\Delta\varphi = 45^\circ$. Zusätzliche Informationen zum Aufbau des Modells können Anhang A.1 entnommen werden.

Im Folgenden wird anhand von Abbildung 3.3 das Rissatmen während einer Umdrehung der Welle erläutert. Zu Beginn der Rotation bei $\varphi = 0^\circ$ liegt die Mitte des Risses, welche durch den Pfeil in Abbildung 3.3 gekennzeichnet ist, in der neutralen Faser der Welle. Die Rissflanken liegen somit zu einem Teil im Bereich einer lokalen Zugbeanspruchung und zu einem anderen Teil im Bereich einer lokalen Druckbeanspruchung. Der Übergang zwischen den geöffneten und den geschlossenen Rissflanken liegt nicht direkt in der neutralen Faser, da die lokale Druckbean-

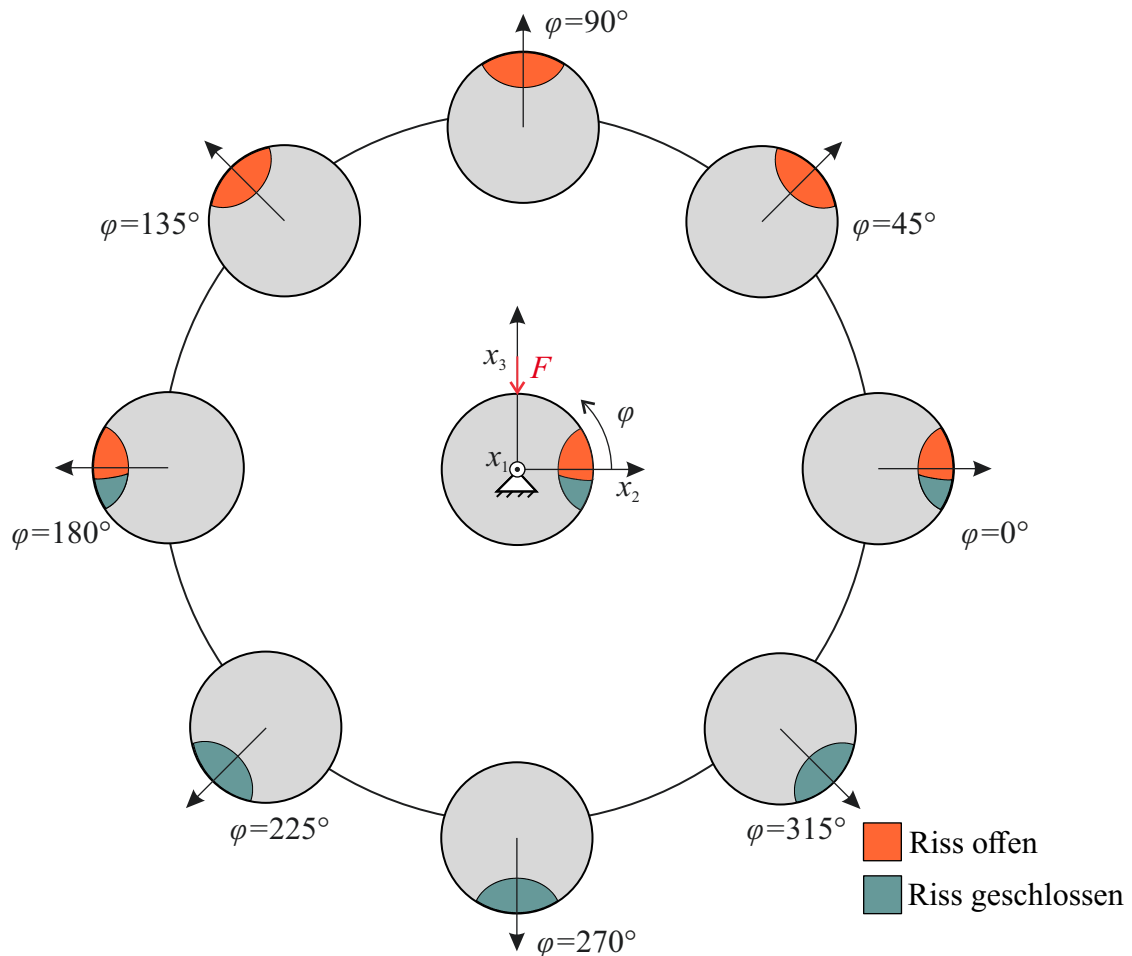


Abb. 3.3 Kontakt der Rissflanken eines halbelliptischen Oberflächenrisses mit der Risslänge von $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ in einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle für verschiedene Rotationswinkel φ_i unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60\text{MPa}$.

spruchung in der Nähe der neutralen Faser für diese Proben-Riss-Konfiguration nicht ausreicht, um die Rissflanken in diesem Bereich vollständig aufeinander zu pressen. Für die gezeigten Rotationswinkel zwischen $\varphi = 45^\circ$ und $\varphi = 135^\circ$ ist die lokale Zugspannung ausreichend, um die Rissflanken vollständig zu separieren und den Riss damit vollständig zu öffnen. Bei $\varphi = 180^\circ$ liegt der Riss wie bei $\varphi = 0^\circ$ in der neutralen Faser der Welle und die Rissflanken sind somit, wie bereits zuvor erläutert, aufgrund der lokalen Spannungsverteilung teilweise separiert. Im Bereich der Rotationswinkel von $\varphi = 225^\circ$ bis $\varphi = 315^\circ$ liegen die Rissflanken vorwiegend unter einer lokalen Druckbeanspruchung und werden daher aufeinander gepresst, wodurch der Riss für diese Proben-Riss-Konfiguration vollständig geschlossen ist.

Das beschriebene Verhalten wird besonders deutlich, wenn der prozentuale Anteil der Rissflanken, die voneinander separiert sind, in Bezug auf die gesamte Rissfläche betrachtet wird. Dies ist in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ für eine Umdrehung der mechanisch belasteten

Welle in Abbildung 3.4 dargestellt. Dazu wird das zuvor beschriebene Simulationsmodell der mechanisch belasteten Welle aus Abbildung 3.1 genutzt.

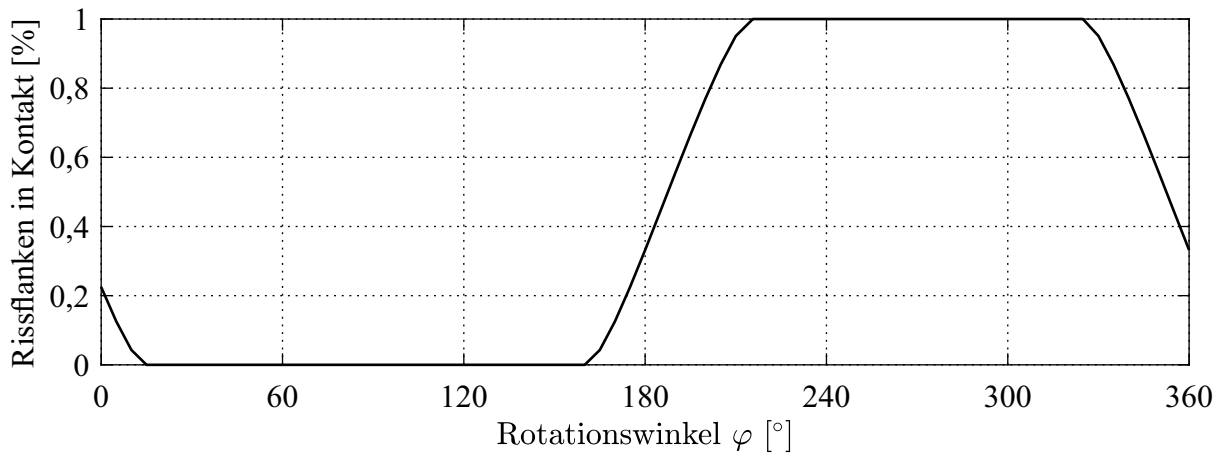


Abb. 3.4 Prozentualer Kontakt der Rissflanken eines halbelliptischen Oberflächenrisses mit der Risslänge von $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ in einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60\text{MPa}$.

Für den Rotationswinkel $\varphi = 0^\circ$ stehen 22,5% der Rissflanken in Kontakt. Dieser Anteil nimmt ab, bis der Riss im Bereich von $\varphi = 15^\circ$ bis $\varphi = 160^\circ$ vollständig geöffnet ist. Ab $\varphi = 160^\circ$ beginnt der Riss zu schließen und ist ab dem Rotationswinkel $\varphi = 215^\circ$ vollständig geschlossen. Der Riss bleibt bis zum Erreichen des Rotationswinkels von $\varphi = 325^\circ$ vollständig geschlossen. Anschließend beginnt das erneute Öffnen des Risses, bis bei $\varphi = 360^\circ$ der Ausgangszustand erreicht ist. Dieser Zyklus wiederholt sich für jede Umdrehung der Welle oder für jeden Umlauf der Last bei einer umlaufend belasteten, aber feststehenden Welle und führt so zum Rissatmen. Das Rissatmen hat zudem eine Veränderung der Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle zur Folge, was im nachfolgenden Abschnitt betrachtet wird.

3.1.2 Änderung der Spannungsverteilung infolge des Rissatmens

Durch das zuvor beschriebene Öffnen und Schließen eines Risses kommt es zu einer Änderung im Spannungsnahfeld der Risspitze während einer Umdrehung einer mechanisch belasteten Welle. Abbildung 3.5 zeigt den Unterschied in der Spannungsverteilung an der Oberfläche einer Welle im Rissspitzennahfeld zwischen einem geöffneten und einem geschlossenen Riss. Dargestellt ist die Vergleichsspannung σ nach von MISES. Die Ergebnisse sind einer numerischen Simulation des Beispiels aus Abschnitt 3.1 entnommen. Diese dienen ebenfalls lediglich der Visualisierung des Einflusses des Rissatmens auf die Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle und damit zur Einführung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“.

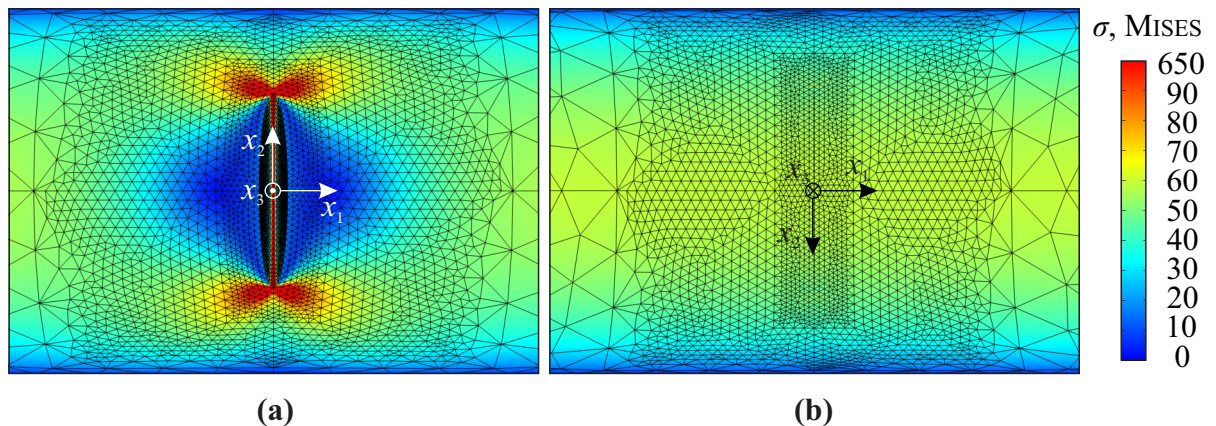


Abb. 3.5 Spannungsverteilung an der Oberfläche einer Welle mit einem halb elliptischen Oberflächenriss der Länge $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60\text{ MPa}$ für die Rotationswinkel (a) $\varphi = 90^\circ$ (Riss vollständig geöffnet) (b) $\varphi = 270^\circ$ (Riss vollständig geschlossen).

Durch die umlaufende Biegespannung kommt es, wie zuvor beschrieben, zu einem periodischen Öffnen und Schließen des Risses. Ist der Riss geöffnet, ergibt sich eine Spannungssingularität im Rissspitzennahfeld, was in Abbildung 3.5 (a) deutlich zu erkennen ist. Bei vollständigem Öffnen der Rissflanken sind diese im Allgemeinen spannungsfrei. Aufgrund der geänderten Steifigkeit der Welle durch den geöffneten Riss und der beschriebenen Spannungssingularität an der Rissspitze ergibt sich eine nichtlineare Spannungsverteilung im Material der Welle. Wie später gezeigt wird, gilt dies zudem nicht nur für den unmittelbaren Bereich an der Oberfläche der Welle.

Der unter einer lokalen Druckbeanspruchung vollständig geschlossene Riss aus Abbildung 3.5 (b) weist keinen signifikanten Einfluss des Risses auf die Spannungsverteilung auf. Sind die Rissflanken vollständig geschlossen, überträgt der Riss die vorherrschenden Druckspannungen ohne nennenswerte Beeinflussung. Die Beschreibung des Rissspitzennahfeldes mit den Konzepten der Bruchmechanik aus Abschnitt 2.2 stimmen qualitativ mit den gezeigten numerischen Ergebnissen überein.

Der Unterschied in der Spannungsverteilung infolge des Rissatmens lässt sich ebenfalls beobachten, wenn die Spannungsverteilung in der x_1 - x_2 -Ebene betrachtet wird. Abbildung 3.6 zeigt die Ergebnisse einer numerischen Simulation der Normalspannung in der x_2 - x_3 -Ebene entlang der x_3 -Achse in der Mitte des halb elliptischen Oberflächenrisses aus Abbildung 3.5 für die Rotationswinkel $\varphi = 90^\circ$, für den der Riss vollständig geöffnet ist und für den geschlossenen Riss bei $\varphi = 270^\circ$.

Ist der Riss geschlossen, ergibt sich ein linearer Verlauf der Normalspannungen in der Welle, welcher aus dem Biegemoment resultiert. An der Oberfläche der Welle ($x_3 = \pm d$) ergibt

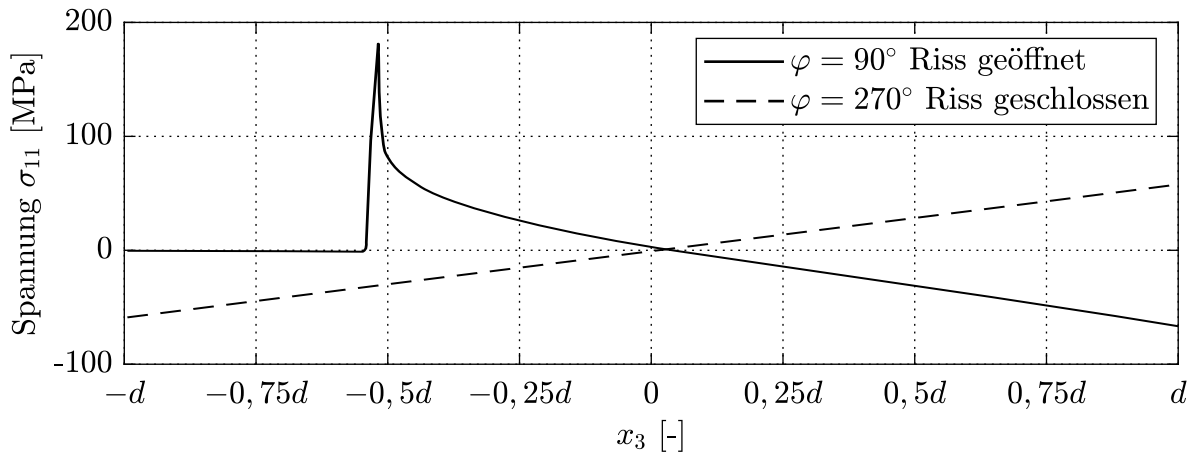


Abb. 3.6 Normalspannung in der x_2 - x_3 -Ebene entlang der x_3 -Achse in der Mitte eines halbeliptischen Oberflächenrisses mit der Länge $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ in einer Welle unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60$ MPa für die Rotationswinkel $\varphi = 90^\circ$ (Riss vollständig geöffnet) und $\varphi = 270^\circ$ (Riss vollständig geschlossen).

sich so die Spannungsamplitude $\sigma_a = 60$ MPa des umlaufenden Biegemoments. Der Riss überträgt die Druckspannung vollständig und beeinflusst die lineare Biegespannungsverteilung in der Welle nicht. Der geöffnete Riss hingegen stellt eine Diskontinuität dar und führt zu einer Spannungssingularität an der Risspitze, wie es aus der bruchmechanischen Beschreibung des Rissspitzennahfeldes aus Abschnitt 2.2 bekannt ist.

Der gezeigte Unterschied der Spannungsverteilung und der Kontaktflächen der Rissflanken während des Rissatmens eines rotierenden Bauteils beeinflussen die Ausbreitung der unter verschiedenen Rotationswinkeln gezielt eingeleiteten Ultraschallwellen des SHM-Verfahrens. Auf diesen Einfluss wird im nachfolgenden Abschnitt eingegangen.

3.2 Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geöffneten und einem geschlossenen Riss

Das in dieser Arbeit eingeführte referenzfreie SHM-Verfahren zur permanenten Zustandsüberwachung basiert auf dem Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens während der Rotation eines Bauteils. Dabei werden die Ultraschallwellen aktiv durch piezoelektrische Ultraschallwandler erzeugt und gezielt unter verschiedenen Rotationswinkeln eingeleitet. Zur Charakterisierung des Unterschiedes in der Ultraschallwellenausbreitung werden zunächst die Stadien eines vollständig geöffneten und eines vollständig geschlossenen Risses theoretisch betrachtet. Abbildung 3.7 beinhaltet dazu eine schematische Darstellung der Inter-

aktion der Ultraschallwellenausbreitung mit einem (a) geöffneten Riss und (b) mit einem geschlossenen Riss in einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle.

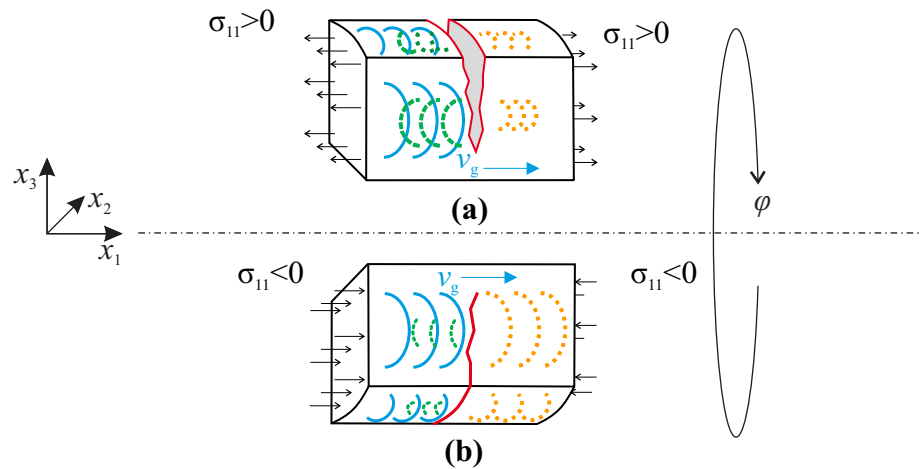


Abb. 3.7 Schematische Darstellung der Interaktion der Ultraschallwellenausbreitung mit einem (a) geöffneten Riss und (b) mit einem geschlossenen Riss in einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle.

Die generierten Unterschiede in der Ultraschwellenausbreitung zwischen einem geöffneten Riss und einem geschlossenen Riss resultieren zu einem Großteil aus der Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung aufgrund des Risses als Diskontinuität und den Einfluss aufgrund der geänderten Spannungsverteilung im Material. Diese Arten der Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung werden nachfolgend für den geöffneten und geschlossenen Riss, basierend auf den Grundlagen aus Abschnitt 2.4, näher betrachtet.

Die separierten Rissflanken stellen eine Diskontinuität im Material dar, welche, wie in Abschnitt 2.4.1 beschrieben, die Ultraschwellenausbreitung beeinflusst. Wie in Abbildung 3.7 (a) gezeigt, wird ein Teil der sich mit der Gruppengeschwindigkeit v_g ausbreitenden Ultraschallwellen (durchgezogene blaue Linien) an der Diskontinuität reflektiert, was durch die grünen gestrichelten Linien illustriert wird. Ein geringer Anteil (gestrichelte gelbe Linien) kann unter Umständen über die Rissflanken transmittiert werden. Der Reflexionskoeffizient $r_{LL}^{(SL)}$ und der Transmissionskoeffizient $t_{LL}^{(SL)}$ einer am geöffneten Riss mit dem Winkel $\alpha_L^e = 0^\circ$ eintreffenden reinen Longitudinalwelle kann durch Lösung des Gleichungssystems aus Gleichung (2.45) wie folgt bestimmt werden:

$$r_{LL}^{(SL)} = \frac{B_L^r}{A_L^e} = -\frac{\rho^{(S)}c_L^{(S)} - \rho^{(L)}c_L^{(L)}}{\rho^{(S)}c_L^{(S)} + \rho^{(L)}c_L^{(L)}} = -0,99, \quad (3.1)$$

$$t_{LL}^{(SL)} = \frac{B_L^t}{A_L^e} = \frac{2\rho^{(L)}c_L^{(L)}}{\rho^{(S)}c_L^{(S)} + \rho^{(L)}c_L^{(L)}} = 1,45e-5. \quad (3.2)$$

Dabei beschreibt $\rho^{(S)}$, $\rho^{(L)}$ und $c_S^{(L)}$, $c_L^{(L)}$ die Dichte von Stahl (S) oder Luft (L) und die Schallgeschwindigkeit einer Longitudinalwelle in Stahl (S) oder Luft (L). Die Materialparameter sind [Rose, 2004] entnommen.

Der geschlossene Riss kann ebenfalls als eine Diskontinuität im Material angesehen werden, allerdings ist für diesen Fall der transmittierte Anteil der sich ausbreitenden Ultraschallwellen größer als der reflektierte Anteil, was in Abbildung 3.7 (b) ersichtlich ist. Der Reflexionskoeffizient $r_{LL}^{(SS)}$ und der Transmissionskoeffizient $t_{LL}^{(SS)}$ einer am geschlossenen Riss mit dem Winkel $\alpha_L^e = 0^\circ$ eintreffenden reinen Longitudinalwelle ergibt sich analog wie zuvor:

$$r_{LL}^{(SS)} = \frac{B_L^r}{A_L^e} = -\frac{\rho^{(S)}c_L^{(S)} - \rho^{(S)}c_L^{(S)}}{\rho^{(S)}c_L^{(S)} + \rho^{(S)}c_L^{(S)}} = 0, \quad (3.3)$$

$$t_{LL}^{(SS)} = \frac{B_L^t}{A_L^e} = \frac{2\rho^{(S)}c_L^{(S)}}{\rho^{(S)}c_L^{(S)} + \rho^{(S)}c_L^{(S)}} = 1. \quad (3.4)$$

Da der Riss beispielsweise aufgrund der Oberflächenrauigkeit der Rissflanken in den meisten Fällen nicht vollständig geschlossen ist, ergibt sich im Gegensatz zu Gleichung (3.3) zusätzlich ein kleiner Anteil der eintreffenden Longitudinalwellen, der reflektiert wird. Es besteht dennoch durch den unterschiedlichen Anteil von transmittierten und reflektierten Ultraschallwellen ein deutlicher Unterschied in der Ausbreitung der Ultraschallwellen im Material zwischen einem geöffneten und einem geschlossenen Riss. Die vorangegangene Betrachtung kann mit den Formeln aus Abschnitt 2.4.1 in analoger Weise mit einer am Riss eintreffenden Transversalwelle oder der Kombination aus Transversal- und Longitudinalwelle durchgeführt werden. Dies führt zu ähnlichen Ergebnissen und zu gleichen Effekten im Hinblick auf das eingeführte Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“. Zu beachten ist allerdings, dass der entstehende Luftspalt bei geöffnetem Riss keine Transversalwellen übertragen kann, [Rose, 2004].

Aufgrund der Theorie der Akusto-Elastizität, welche in Abschnitt 2.4.2 vorgestellt wird, hat die sich ändernde Spannungsverteilung im Bereich des Risses während des Rissatmens, auf die in Abschnitt 3.1.2 eingegangen wird, einen deutlichen Einfluss auf die Ultraschallwellenausbreitung. In [Clark *et al.*, 1983] wird anhand einer experimentellen Untersuchung gezeigt, dass die Ultraschallwellenausbreitung durch die Spannungsverteilung im Rissspitzennahfeld beeinflusst wird. Weiterhin zeigen sie, dass es möglich ist, die Spannungen im Rissspitzennahfeld unter Berücksichtigung der analytischen Gleichungen für die Spannungsverteilung im Rissspitzennahfeld für eine Rissöffnung nach Modus I mit Hilfe der Untersuchung der Ultraschallwellenausbreitung experimentell zu bestimmen. Dazu wird ein modifiziertes „*Pulse Echo*

Overlap“ (PEO)-Verfahren genutzt. Näheres zu dem PEO-Verfahren kann [Clark *et al.*, 1983; Papadakis, 1967] oder [Chung *et al.*, 1969] entnommen werden. Es wird somit ersichtlich, dass der Unterschied in der Spannungsverteilung im Rissspitzennahfeld zwischen einem geöffneten und einem geschlossenen Riss die Ultraschallwellenausbreitung beeinflusst und somit zu einem Unterschied der beiden Zustände führt.

Zusätzlich zu den beiden genannten Ursachen, die zu den größten Unterschieden in der Ultraschwellenausbreitung zwischen einem geöffneten Riss und einem geschlossenen Riss führen, ist der Einfluss der plastischen Zone im Rissspitzennahfeld aufzuführen. Überschreiten die Vergleichsspannungen im Rissspitzennahfeld aus Abbildung 3.5 die materialspezifische Streckgrenze R_e , kommt es zu einer irreversiblen plastischen Verformung des Materials, [Rösler *et al.*, 2019]. Die Größe der plastischen Zone, welche die Rissspitze umgibt, ändert sich während der Zug- bzw. Druckphase einer zyklischen Ermüdung, [Besel & Breitbarth, 2016]. Dies wird unter dem Begriff der zyklischen plastischen Zone zusammengefasst. Die Ultraschallwellenausbreitung im Bereich des plastifizierten Materials unterscheidet sich von der im umgebenden elastisch-deformierten Material. Dies äußert sich in einer Änderung der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Ultraschallwellen, [Johnson, 1981]. Aufgrund der Änderung der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Ultraschallwellen im plastifizierten Material ist der Übergang zwischen dem elastisch und dem plastisch deformierten Material als eine Art Diskontinuität anzusehen, was wiederum zu Reflexion und Transmission der eintreffenden Ultraschallwellen an der Grenzfläche führt, [Ravi-Chandar & Schneider, 1994]. Dies kann mit den theoretischen Grundlagen aus Abschnitt 2.4.1 beschrieben werden. Aufgrund der unterschiedlichen Größe der plastischen Zonen während der zyklischen Beanspruchung ergibt sich somit ein weiterer Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens während der Rotation eines mechanisch belasteten Bauteils.

Eine genaue Quantifizierung, welcher der drei beschriebenen Arten der Beeinflussung den größten Einfluss auf die Ultraschallwellenausbreitung hat, kann nicht gegeben werden. Es kann lediglich eine Einschätzung getroffen werden. Der Einfluss durch den Riss als Diskontinuität und der Einfluss durch die geänderte Spannungsverteilung ist dem Einfluss der plastischen Zone an der Rissspitze voranzustellen. Dies resultiert aus der sehr lokalen Änderung der Größe der plastischen Zone ([Besel & Breitbarth, 2016]) und dem damit gering einzuschätzenden Unterschied der Ultraschallwellenausbreitung infolge der zyklischen plastischen Zone. Hingegen hat der Einfluss durch den Riss als Diskontinuität und der Einfluss durch die geänderte Spannungsverteilung bei entsprechend großem Riss einen globalen Einfluss auf die Ultraschallwellenausbreitung und ist daher dem Einfluss der zyklischen plastischen Zone voranzustellen.

Das in dieser Arbeit eingeführte Verfahren ist somit darauf fokussiert, den beschriebenen Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zu analysieren und damit einen Riss, der während einer Rotation eines mechanisch belasteten Bauteils periodisch öffnet und schließt, zu detektieren. Dazu wird nachfolgend der entwickelte notwendige Messaufbau zur automatisierten Datenaufnahme vorgestellt.

3.3 Automatisierte Datenaufnahme des referenzfreien SHM-Verfahrens

Um gezielt Ultraschallwellen in einem rotierenden Bauteil zu erzeugen und die Strukturantworten aufzunehmen, welche als Eingangsdaten für das referenzfreie SHM-Verfahren dienen, bedarf es eines winkelgesteuerten Messsystems. Als Strukturantwort wird in der vorliegenden Arbeit die Ultraschallwellenausbreitung infolge des ausgesendeten Anregungssignals bezeichnet. Das dazu entwickelte Messsystem ist in Abbildung 3.8 schematisch abgebildet.

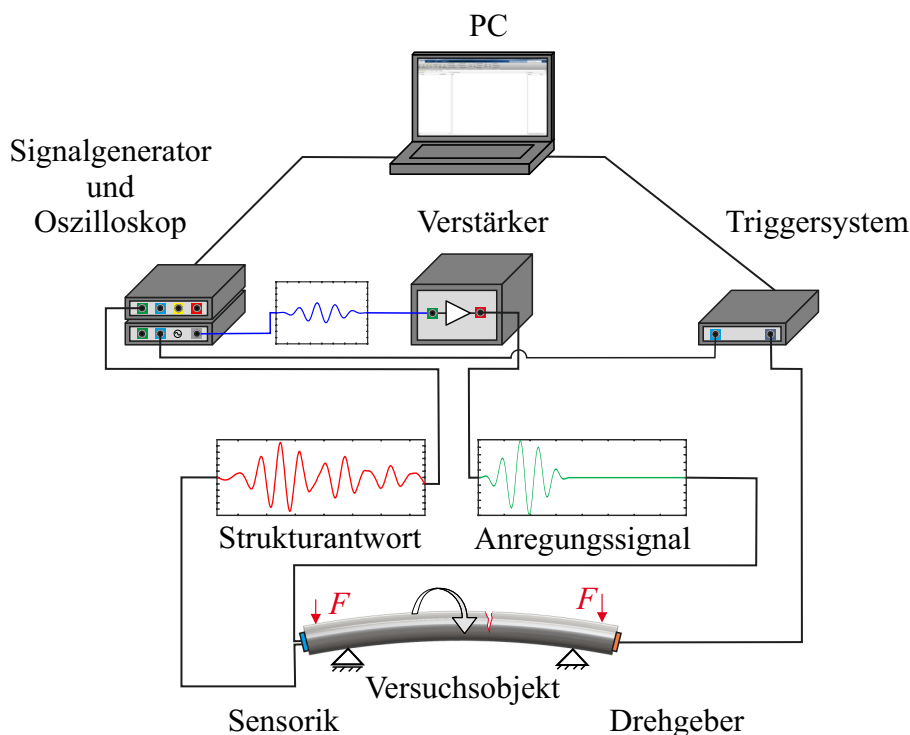


Abb. 3.8 Aufbau des Messsystems für das referenzfreie SHM-Verfahren zur Zustandsüberwachung umlaufend belasteter oder rotierender Bauteile.

Das Anregungssignal im Frequenzbereich zwischen 100 kHz-200 kHz wird mit einem arbiträren Signalgenerator erzeugt. Dazu wird ein *TiePie Engineering Handyscope HS5* [TiePie, 2019a], ein hochauflösendes USB-Oszilloskop mit arbiträrem Signalgenerator, verwendet. Das Anregungssignal wird in Abschnitt 4.3 auf die Anwendung abgestimmt und näher betrachtet. Die Amplitude des Anregungssignals wird durch einen Hochvolt-Verstärker erhöht. Als

Hochvolt-Verstärker dient ein *Falco Systems WMA-300* [Falco, 2019], der speziell für die Anwendung von piezoelektrischen Ultraschallwandlern ausgelegt ist. Das Anregungssignal wird von einem elektrischen Spannungssignal mit Hilfe eines auf der Welle applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlers in eine mechanische Schwingung und damit Festkörperwelle gewandelt, die sich in der rotierenden Welle ausbreitet. Der piezoelektrische Ultraschallwandler ist stirnseitig fest auf der Welle appliziert und rotiert mit. Näheres zur Applikation und zur Auswahl der Bauform der piezoelektrischen Ultraschallwandler wird in Abschnitt 4.3 und Abschnitt 4.4 untersucht. Die Umwandlung der Strukturantwort in ein analoges elektrisches Spannungssignal wird ebenfalls durch piezoelektrische Ultraschallwandler realisiert. Die Strukturantwort wird mit einem *TiePie Engineering Handyscope HS6 DIFF* [TiePie, 2019b], welches mit dem *TiePie Engineering Handyscope HS5* [TiePie, 2019a] gekoppelt ist, aufgenommen.

Für den Fall, dass ein piezoelektrischer Ultraschallwandler gleichzeitig als Aktuator und als Sensor fungiert, wird ein „*Transmit and Receive Switch*“ (T/R-Switch) genutzt. Dieser dient im allgemeinen dem Schutz eines Messkanals vor dem Hochvolt-Anregungsimpuls bei einer Ultraschallanwendung, [Fuller *et al.*, 2006; Choi & Shung, 2014]. Der T/R-Switch ist ein Schaltwiderstand, der so eingebaut wird, dass er Spannungen unterhalb eines Grenzwertes, im vorliegenden Fall $\pm 2\text{ V}$, zum Messkanal weiterleitet. Sobald die Spannungen beispielsweise bei der Anregung des Ultraschallwandlers den Grenzwert übersteigen, trennt der T/R-Switch den Anregungskanal vom Messkanal ab. Hierfür wird der *Microchip Technology Dual-Channel High-Voltage Protection T/R Switch MD 0100* [Technology Microchip, 2018] in das Messsystem eingebaut.

Zur Erfassung des Rotationswinkels der rotierenden Welle wird der inkrementale Drehgeber *IFM RUP500* [IFM, 2016] verwendet. Dieser ist mit einem im Projekt *SAFE On-Line* [SAFE On-Line, 2017] entwickelten Triggersystem verbunden. Dieses ermöglicht es die Anregung des piezoelektrischen Ultraschallwandlers zu einem bestimmten Rotationswinkel φ der Welle zu starten und die Aufnahme der Strukturantwort zum gleichen Zeitpunkt zu beginnen. Dabei berücksichtigt das Triggersystem die Dauer der Messdatenaufnahme, die Rotationsgeschwindigkeit der Welle und dem Winkelinkrement $\Delta\varphi$ zwischen den diskreten Rotationswinkeln φ_i und $\varphi_{i+1} = \varphi_i + \Delta\varphi$, an denen eine Messung durchgeführt werden soll. In Abhängigkeit dieser Parameter steuert das Triggersystem in einem zeit-optimierten Verfahren die Messdatenaufnahme. Für das in dieser Arbeit eingeführte SHM-Verfahren ist es notwendig, die Dauer der Messdatenaufnahme aufgrund möglicher Änderungen der Umgebungs- und Betriebsbedingungen so gering wie möglich zu halten. Die Messkette wird durch die Software *MATLAB* [MathWorks, 2019], welche auf einem PC installiert ist, gesteuert. Dieser verbindet das Triggersystem und das USB-Oszilloskop mit dem arbiträren Signalgenerator und speichert die aufgenommenen Messdaten.

Abhängig davon, ob die Welle rotiert und die Last statisch wirkt oder ob die Welle fixiert ist und die Last rotiert, wird zusätzlich ein Schleifringübertrager benötigt. Dieser ermöglicht die Übertragung analoger Signale, in diesem Fall das Anregungssignal auf einem Kanal und die Strukturantwort auf einem anderen Kanal, von einem rotierenden System auf ein ruhendes System. Dazu wird der Schleifring *MOOG EC3848* [Moog, 2007] verwendet.

Die Anregung der Ultraschallwellen und die Aufnahme der Strukturantworten werden mit dem vorgestellten Messsystem winkelsesteuert für verschiedene Rotationswinkel φ_i während einer Rotation der Welle von $\varphi = 0^\circ$ nach $\varphi = 360^\circ$ mit einem festen Winkelinkrement $\Delta\varphi$ vorgenommen. Aufgrund der hohen Ausbreitungsgeschwindigkeit der Ultraschallwellen in Stahl ($c_L = 5850 \text{ m/s}$, [Rose, 2004]) entspricht der Rotationswinkel, in der eine Ultraschallwelle bspw. eine Strecke von Aktuator zu Sensor von 2 m bei einer Rotationsfrequenz der Welle von 10 Hz zurücklegt, lediglich circa $1,23^\circ$. Dies ermöglicht eine Datenaufnahme während der Rotation der Welle. Um das Messrauschen zu verringern und die für die beschriebene Signalanalyse aus Abschnitt 2.6.2 notwendigen Daten zu generieren, werden Messdaten für die diskreten Rotationswinkel φ_i während mehrerer Umdrehungen der Welle aufgezeichnet und abgespeichert.

Im nachfolgenden Abschnitt wird eine numerische Simulation der Sensorsignale der gezeigten automatisierten Datenaufnahme des referenzfreien SHM-Verfahrens vorgestellt.

3.4 Numerische Simulation der Sensorsignale des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ infolge des Rissatmens

Zum Nachweis der Unterschiede in der Ausbreitung der unter verschiedenen Rotationswinkeln gezielt eingeleiteten Ultraschallwellen infolge des Rissatmens während der Rotation einer Welle und der daraus resultierenden Unterschiede in den aufgenommenen Sensorsignalen wird in diesem Abschnitt eine numerische Simulation der Sensorsignale des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ vorgestellt. Die Visualisierung der Ergebnisse der numerischen Simulation dienen zudem dem besseren Verständnis der in Abschnitt 3.2 erläuterten Beeinflussungen der Ultraschallwellenausbreitung durch einen geöffneten und geschlossenen Riss.

Zur Simulation der Ultraschallwellenausbreitung wird das Modell aus Abschnitt 3.1.1 erweitert. Der halbelliptische Oberflächenriss in der Welle hat eine Risslänge von $2c = 0,6d$ und eine Risstiefe von $a = 0,8c$. Es werden an beiden Stirnseiten der Welle, wie in der Skizze des Modells in Abbildung 3.9 zu sehen, piezoelektrische Ultraschallwandler modelliert. Das Simulationsmodell umfasst die Anregung, die Ausbreitung der Ultraschallwellen in der Struk-

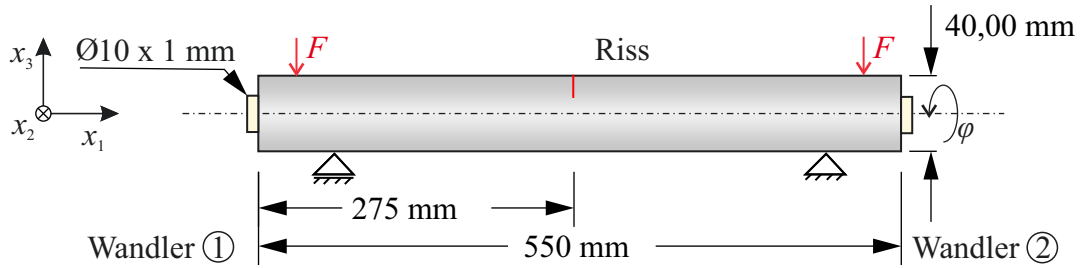


Abb. 3.9 Simulationsmodell der Ultraschallwellenausbreitung in einer Welle mit einem halbeliptischen Oberflächenriss der Länge $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ unter einem Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60$ MPa zur Bestimmung der Sensorsignale des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“.

tur sowie die Aufnahme der Strukturantwort mit piezoelektrischen Ultraschallwandlern. Die gleichzeitige Lösung der mechanischen Ultraschallwellenausbreitung als auch der Piezoelektrizität erfordert die numerische Lösung mehrerer physikalischer Probleme. Durch die Möglichkeit der Kopplung mehrerer verschiedener physikalischer Probleme und die simultane Lösung der daraus resultierenden gekoppelten Gleichungssysteme wird dazu das Programm *COMSOL Multiphysics* [COMSOL Inc., 2019] verwendet. Die piezoelektrischen Ultraschallwandler werden stirnseitig fest mit der Oberfläche der Struktur verbunden. Da bei dieser Untersuchung die Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens im Fokus stehen, wird der Einfluss der Klebeschicht zwischen piezoelektrischem Ultraschallwandler im Modell vernachlässigt. Da dieser lediglich zu einer zusätzlichen Dämpfung der Schubübertragung führen würde, beeinträchtigt diese Vernachlässigung nicht die grundsätzlichen Vorgänge, die gezeigt werden sollen. Die verwendeten scheibenförmigen Ultraschallwandler haben einen Durchmesser von $d_{\text{PWAS}} = 10$ mm und eine Dicke von $t_{\text{PWAS}} = 1$ mm und werden aus dem Material *PIC 151* [PI Ceramic, 2020] modelliert. Die Werkstoffdaten können Anhang A.2 entnommen werden. Der piezoelektrische Ultraschallwandler 1 wird als Aktuator verwendet. Das Anregungssignal $x_A(t)$ mit der Grundfrequenz $f_A = 200$ kHz entspricht einer Sinusfunktion mit der Anzahl von Schwingungen $n_A = 5$, welche mit einem HANNING-Fenster multipliziert wird. Die Grundfrequenz des Anregungssignals f_A wird mit der in Abschnitt 2.5.2 vorgestellten EMI-Methode für die verwendeten piezoelektrischen Ultraschallwandler experimentell ermittelt. Die Bestimmung der optimalen Anregungsfrequenz und weitere Informationen zum Anregungssignal des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ können den Untersuchungen in Abschnitt 4.3 entnommen werden. Die Amplitude des Anregungssignals beträgt $A_A = 150$ V. Das Anregungssignal wird im Modell als elektrisches Potential zwischen der Ober- und Unterseite des piezoelektrischen Ultraschallwandlers aufgegeben. Zur Bestimmung der Sensorsignale werden im „Pulse-Echo“ und „Pitch-Catch“-Verfahren das elektrische Potential zwischen der Ober- und Unterseite der piezoelektrischen Ultraschallwandler 1 und 2 ausgelesen. Durch Verwendung eines nichtlinearen Materialmodells für die Modellierung der Welle wird der aus Abschnitt 2.4.2 bekannte akustoelastische Effekt berücksichtigt. Dazu werden im Materialmodell

die elastischen Konstanten dritter Ordnung, wie in Abschnitt 2.4.2 gezeigt, verwendet. Zur Modellierung wird das Materialmodell nach MURNAGAHN, welches im *Nonlinear Structural Materials Module* [COMSOL Inc., 2020] des Simulationsprogramms *COMSOL Multiphysics* hinterlegt ist, verwendet. Die räumliche Diskretisierung erfolgt durch Tetraederelemente mit quadratischen Ansatzfunktionen, dabei wird die Größe der finiten Elemente an die verwendete Anregungsfrequenz angepasst. Die Auflösung im Zeitbereich ist ebenfalls abhängig von der verwendeten Anregungsfrequenz. Insgesamt wird eine Zeit von $t = 1 \times 10^{-3}$ s simuliert. Zusätzliche Informationen zur Diskretisierung, den Materialdaten, dem Aufbau des Simulationsmodells und der Einstellung des Simulationsprogramms können Anhang A.1 entnommen werden.

Zur Simulation des Rissatmens werden drei diskrete Rotationswinkel φ_i der Welle betrachtet. Analog zu den vorangegangenen Abschnitten ist der Riss bei $\varphi = 90^\circ$ vollständig geöffnet, bei $\varphi = 180^\circ$ stehen 22,5% der Rissflanken in Kontakt und bei $\varphi = 270^\circ$ ist der Riss vollständig geschlossen. Die ausgewählten diskreten Rotationswinkel φ_i repräsentieren die charakteristischen Zustände des Rissatmens und zeigen so die Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung infolge dessen. Zur Visualisierung des Unterschiedes werden nachfolgend für die genannten diskreten Rotationswinkel φ_i drei charakteristische Zeitschritte dargestellt. Dazu wird die Verschiebungen in x_1 -Richtung infolge der Ultraschallwellenausbreitung ausgewertet. Die Verschiebungen resultierend aus den aufgebrachten Kräften F (vgl. Abbildung 3.9) werden dabei als Näherung von den gesamt Verschiebungen abgezogen, da diese deutlich größer sind und die Verschiebungen infolge der Ultraschallwellenausbreitung nicht sichtbar wären. Zu Beginn des simulierten Zeitraums nach $t = 0,5 \times 10^{-4}$ s ist die Ultraschallwellenausbreitung in Abbildung 3.10 dargestellt.

Zu Beginn des simulierten Zeitraums wird ersichtlich, dass die Wellenausbreitungen unabhängig von der Rissöffnung und damit dem Rotationswinkel φ_i der Welle nahezu identisch erscheint. Zu diesem Zeitpunkt befindet sich das ausgesendete Wellenpaket zwischen Aktuator und dem modellierten Riss. Es kann somit noch keine Interaktion mit der Diskontinuität infolge des Risses auftreten.

Zum Zeitpunkt von $t = 1,125 \times 10^{-4}$ s trifft das ausgesendete Wellenpaket erstmalig auf den Riss, was in Abbildung 3.11 dargestellt ist. Die Deformation infolge der Kräfte F ist in den Ausschnitten in Abbildung 3.11 (d), (e) und (f) mit einem Skalierungsfaktor von 300 vergrößert. Ist der Riss bei $\varphi = 90^\circ$ geöffnet (Abbildung 3.11 (a) und (d)), werden die eintreffenden Wellen an der Rissflanke reflektiert. Im direkten Bereich der Rissflanken wird kein Anteil der eintreffenden Ultraschallwellen transmittiert. Ist der Riss beim Rotationswinkel $\varphi = 90^\circ$ teilweise geöffnet, wie in Abbildung 3.11 (b) und (e) dargestellt, wird ein Anteil des eintreffenden Wellenpaketes transmittiert und ein Anteil reflektiert. Im Gegensatz dazu zeigen die Ultraschall-

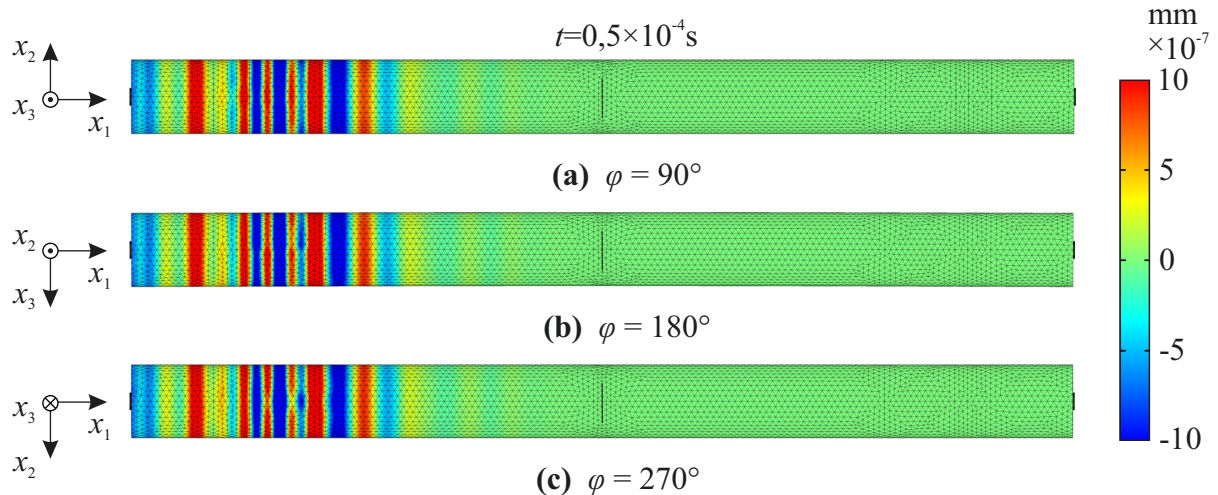


Abb. 3.10 Ultraschallwellenausbreitung in einer Welle mit einem halb elliptischen Oberflächenriss der Länge $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ unter einem Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60 \text{ MPa}$ zum Zeitpunkt $t = 0,5 \times 10^{-4} \text{ s}$ für die Rotationswinkel (a) $\varphi = 90^\circ$ (Riss vollständig geöffnet), (b) $\varphi = 180^\circ$ (22,5% der Rissflanken in Kontakt) und (c) $\varphi = 270^\circ$ (Riss vollständig geschlossen).

wellen in Abbildung 3.11 (c) und (f) für den Rotationswinkel $\varphi = 270^\circ$ keine Interaktion mit dem vollständig geschlossenen Riss. Es ist darauf hinzuweisen, dass die Simulation den idealisierten Fall eines vollständig geschlossenen Risses abbildet. In der Realität wird es aufgrund einer Rauigkeit der Rissflanken nicht zu einem vollständigen Schließen kommen und somit wird für einen Riss mit aufeinander gepressten Rissflanken ein Teil der eintreffenden Ultraschallwellen reflektiert. Es besteht dennoch ein deutlicher Unterschied des Reflexionsverhaltens zu einem geöffneten Riss.

Die am geöffneten Riss reflektierten Ultraschallwellen treffen im Bereich von $t = 2 \times 10^{-4} \text{ s}$ bei dem piezoelektrischen Ultraschallwandler 1, der inzwischen als Sensor ausgewertet wird, ein. Dies ist in Abbildung 3.12 (a) für $\varphi = 90^\circ$ gezeigt. Die eintreffenden reflektierten Ultraschallwellen des teilweise geöffneten Risses bei $\varphi = 180^\circ$, was in Abbildung 3.12 (b) dargestellt ist, weisen eine geringere Intensität als bei vollständig geöffnetem Riss zu sehen auf. In Abbildung 3.12 (c) ist zu erkennen, dass für den vollständig geschlossenen Riss bei $\varphi = 270^\circ$ keine reflektierten Ultraschallwellen bei dem piezoelektrischen Ultraschallwandler 1 eintreffen.

Die gezeigten numerisch ermittelten Interaktionen sich ausbreitender Ultraschallwellen mit einem Riss, für den aufgrund der mechanischen Belastung und der Rotation der Welle Rissatmen auftritt, stimmen mit den theoretischen Betrachtungen aus Abschnitt 3.2 überein. Daher werden nachfolgend für die drei diskreten Rotationswinkel φ_i die simulierten Sensorsignale der beiden piezoelektrischen Ultraschallwandler untersucht. Diese sind in Abbildung 3.13 (a) für den piezoelektrischen Ultraschallwandler 1 („Pulse-Echo“-Verfahren) und in Abbildung 3.13 (b) für

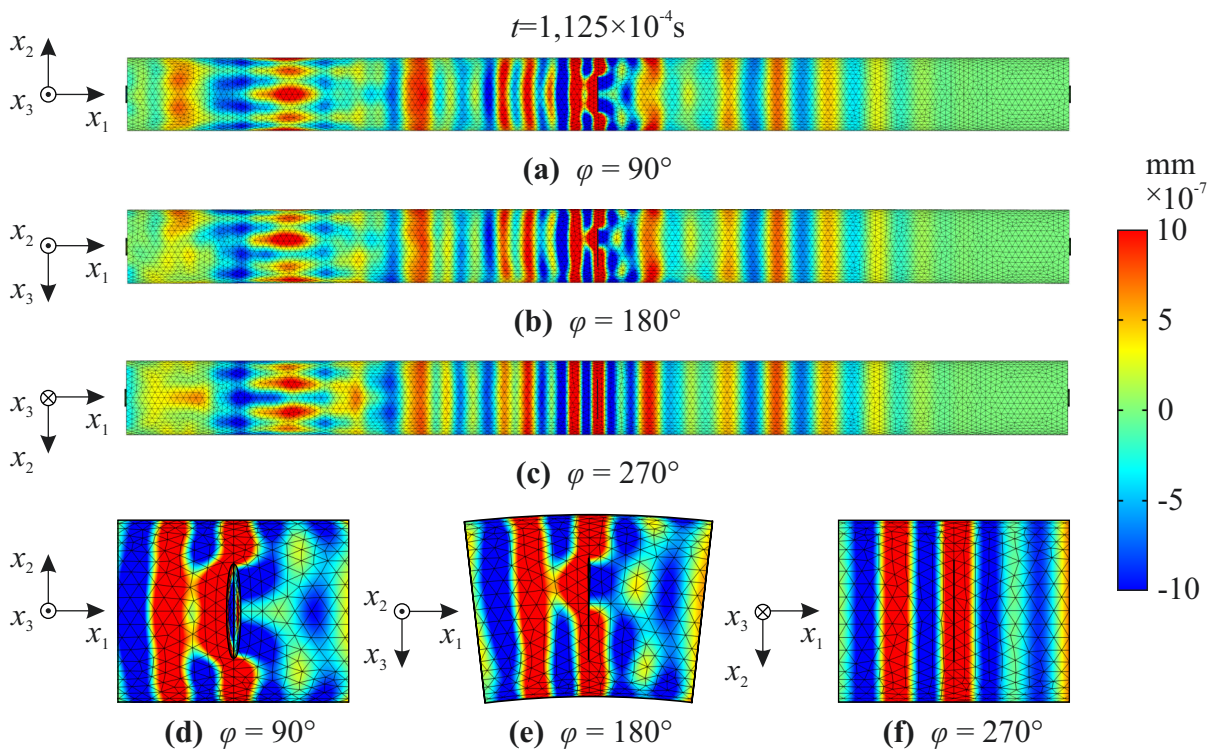


Abb. 3.11 Ultraschallwellenausbreitung in einer Welle mit einem halb-elliptischen Oberflächenriss der Länge $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ unter einem Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60 \text{ MPa}$ zum Zeitpunkt $t = 1,125 \times 10^{-4} \text{ s}$ für die Rotationswinkel (a) $\varphi = 90^\circ$ (Riss vollständig geöffnet), (b) $\varphi = 180^\circ$ (22,5 % der Rissflanken in Kontakt), (c) $\varphi = 270^\circ$ (Riss vollständig geschlossen), (d) Ausschnitt aus (a), (e) Ausschnitt aus (b) und (f) Ausschnitt aus (c).

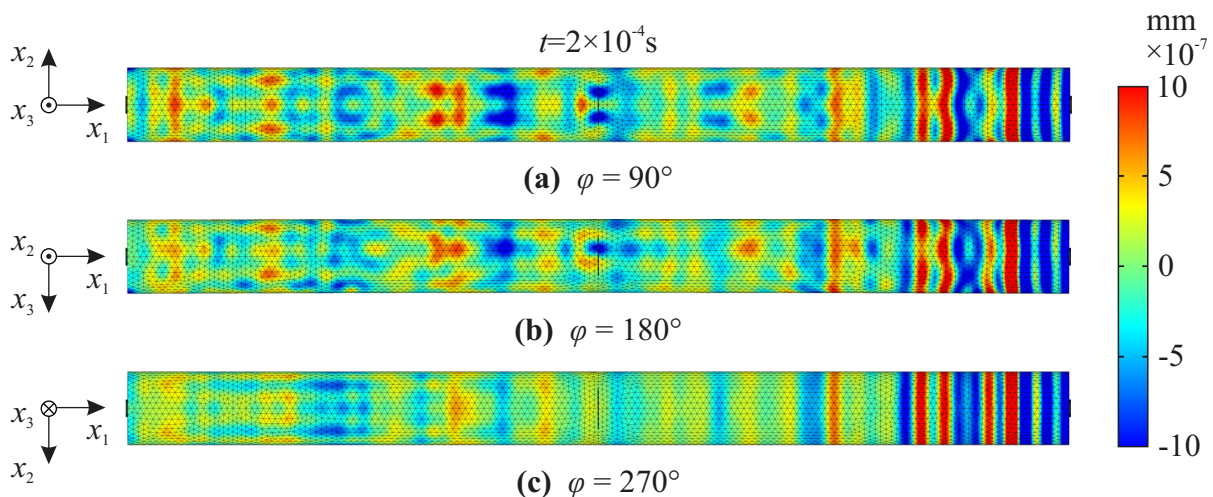


Abb. 3.12 Ultraschallwellenausbreitung in einer Welle mit einem halb-elliptischen Oberflächenriss der Länge $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ unter einem Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60 \text{ MPa}$ zum Zeitpunkt $t = 2 \times 10^{-4} \text{ s}$ für die Rotationswinkel (a) $\varphi = 90^\circ$ (Riss vollständig geöffnet), (b) $\varphi = 180^\circ$ (22,5 % der Rissflanken in Kontakt) und (c) $\varphi = 270^\circ$ (Riss vollständig geschlossen).

den piezoelektrischen Ultraschallwandler 2 („*Pitch-Catch*“-Verfahren) abgebildet. Für den piezoelektrischen Ultraschallwandler 1, der gleichzeitig als Aktuator und Sensor verwendet wird, sind die Sensorsignale erst ab $t = 0,1 \times 10^{-3}$ s dargestellt, da so aufgrund der hohen Amplitude des Anregungssignals A_A die Spannung des Sensorsignals U_{Sens} im Bereich der relevanten Strukturantwort besser ersichtlich ist.

Die ersten Ultraschallwellen treffen nach circa $t = 0,17 \times 10^{-3}$ s an der gegenüberliegenden Seite des Aktuators ein, dies wird aus Abbildung 3.13 (b) ersichtlich. Beim Vergleich der Sensorsignale in Abbildung 3.13 (a) ist in etwa zum gleichen Zeitpunkt ein deutlicher Unterschied zwischen den Sensorsignalen der drei diskreten Rotationswinkel φ_i ersichtlich. Im Gegensatz zu den Sensorsignalen für den Rotationswinkel $\varphi = 270^\circ$, für den der Riss vollständig geschlossen ist, ist bei den Rotationswinkeln $\varphi = 90^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$ für den vollständig und teilweise geöffneten Riss deutlich ein eintreffendes Wellenpaket zu erkennen. Da der Riss in der Mitte der Welle liegt, sind diese Wellenpakete auf die direkte Reflexion der am Riss eintreffenden Ultraschallwellen zurückzuführen. Werden diese Wellenpakete für die Rotationswinkel $\varphi = 90^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$ genauer betrachtet (Abbildung 3.13 (c)), wird deutlich, dass die Amplitude des Sensorsignals dieses Wellenpaketes für den vollständig geöffneten Riss größer ist als für den teilweise geöffneten Riss. Dies spiegelt die zuvor gezeigten Ergebnisse wider und zeigt, dass der Anteil der reflektierten Ultraschallwellen am vollständig geöffneten Riss größer ist als für den teilweise geöffneten Riss. Im Gegensatz dazu sind die Amplituden der Sensorsignale der ersten eintreffenden Ultraschallwellen am Sensor nach dem „*Pitch-Catch*“-Verfahren (Abbildung 3.13 (d)) für den Rotationswinkel $\varphi = 270^\circ$, bei dem der Riss vollständig geschlossen ist, größer als bei den Rotationswinkeln $\varphi = 90^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$ für den vollständig und teilweise geöffneten Riss. Dies ist auf den reflektierten Anteil der am Riss eintreffenden Ultraschallwellen zurückzuführen, da dieser Energieanteil dem am Sensor eintreffenden Wellenpaket fehlt. Werden spätere Zeitpunkte in den Sensorsignalen aus Abbildung 3.13 (a) und (b) betrachtet, wird deutlich, dass diese sich mit zunehmender Zeit immer deutlicher unterscheiden. Dies ist auf die mehrmalige Interaktion der Ultraschallwellen mit dem vollständig oder teilweise geöffneten Riss zurückzuführen. Im Sensorsignal des „*Pitch-Catch*“-Verfahrens aus Abbildung 3.13 (b) der Rotationswinkel $\varphi = 90^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$ für den vollständig und teilweise geöffneten Riss ist zudem ein Wellenpaket im Zeitbereich zwischen $t = 0,4 \times 10^{-3}$ s und $t = 0,5 \times 10^{-3}$ s ersichtlich, was hingegen für den vollständig geschlossenen Riss nicht der Fall ist. Diese Wellenpakete entstehen somit ebenfalls aus dem am Riss reflektierten Anteil der eintreffenden Ultraschallwellen.

Die numerische Simulation weist somit die Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens während der Rotation einer mechanisch belasteten Welle und den daraus resultierenden Unterschieden in den aufgenommenen Sensorsignalen nach. Zudem verhilft die Visualisierung der Ultraschallwellenausbreitung zu einem besseren Verständnis des Verfahrens

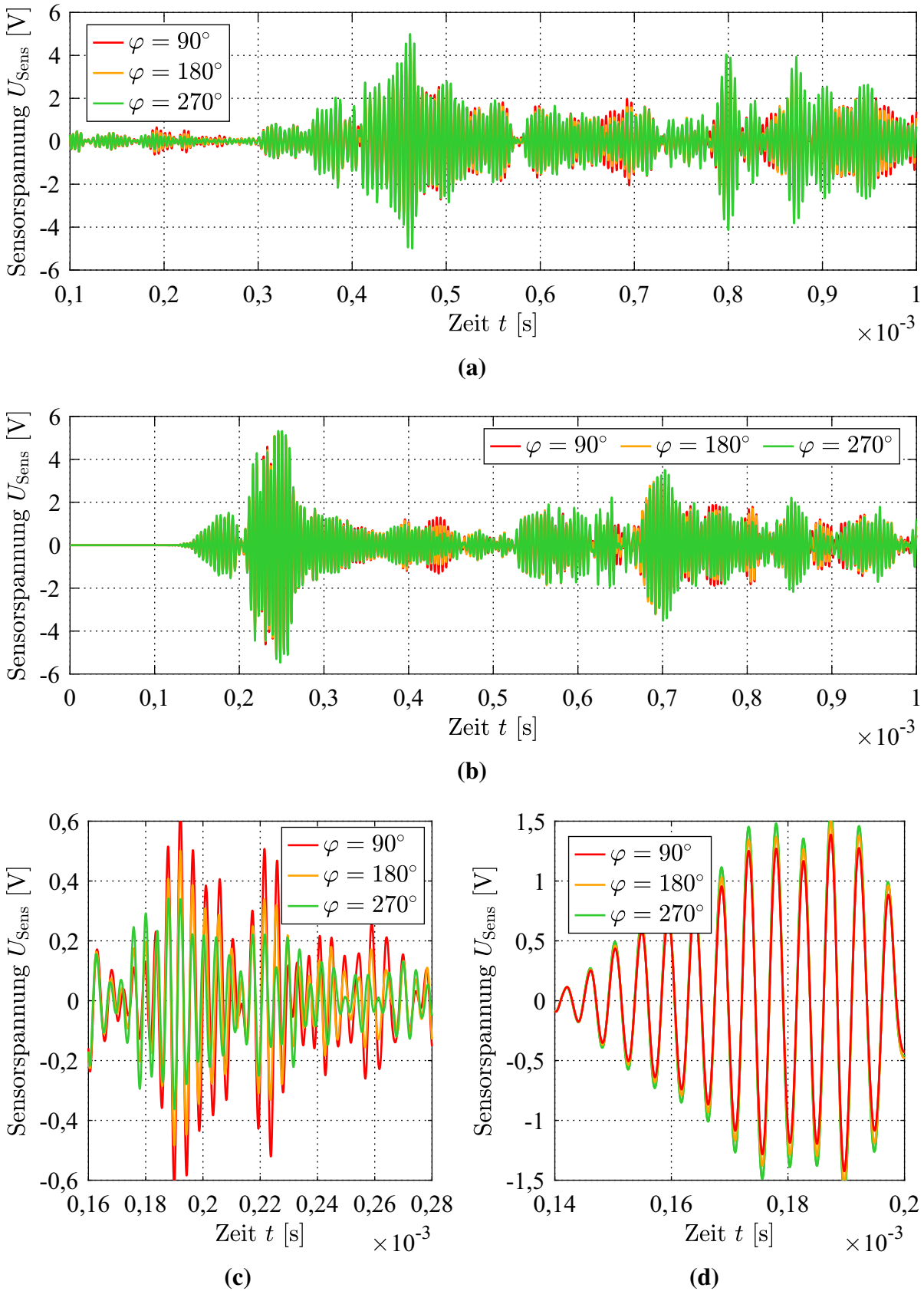


Abb. 3.13 Sensorsignale nach dem (a) „Pulse-Echo“, nach dem (b) „Pitch-Catch“-Verfahren, (c) Ausschnitt aus (a) und (d) Ausschnitt aus (b) der Ultraschallwellenausbreitung in einer Welle mit einem halbelliptischen Oberflächenriss der Länge $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ unter einem Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60$ MPa für die Rotationswinkel $\varphi = 90^\circ$ (Riss vollständig geöffnet), $\varphi = 180^\circ$ (22,5% der Rissflanken in Kontakt) und $\varphi = 270^\circ$ (Riss vollständig geschlossen).

der „*Dynamischen Referenz*“, welches im nachfolgenden Abschnittes eingeführt wird und auf den gezeigten Unterschieden in den Sensorsignalen basiert.

3.5 Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“

Basierend auf dem zuvor beschriebenen Rissatmen in einer umlaufend belasteten oder rotierenden Welle und dem damit einhergehenden Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung wird nachfolgend das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ eingeführt. Dieses ermöglicht es, den Unterschied in der der Ausbreitung der unter verschiedenen Rotationswinkeln gezielt eingeleiteten Ultraschallwellen während einer Umdrehung eines mechanisch belasteten Bauteils zu quantifizieren. Dabei ist eine zuvor aufgenommene Referenzmessung weder im ungeschädigten Zustand noch für verschiedene Umgebungs- und Betriebsbedingungen notwendig. Das Verfahren ist somit referenzfrei („*Baseline-free*“). Für die Einführung des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ wird die mechanisch belastete und rotierende Welle aus Abschnitt 3.1 betrachtet. Dabei ist diese zunächst ungeschädigt.

Bei einer realen Applikation des eingeführten Verfahrens, was in der vorliegenden Arbeit von besonderem Interesse ist, ist eine vollständig radialsymmetrische Einleitung und Wellenausbreitung im untersuchten Bauteil nicht möglich. Dies ist auf Asymmetrien im Bauteil, aber auch auf die Schallabstrahlungscharakteristik der zur Anregung genutzten piezoelektrischen Ultraschallwandler zurückzuführen. In [Moll *et al.*, 2012] wird gezeigt, dass die Verwendung scheibenförmiger piezoelektrischer Ultraschallwandler mit einem Umkontakt, wie sie in dieser Arbeit verwendet werden, zu einem nichtsymmetrisch eingeleiteten Wellenfeld führt. Die Asymmetrie ist hauptsächlich auf den Umkontakt der piezoelektrischen Ultraschallwandler zurückzuführen. Dies wird in [Moll *et al.*, 2012] anhand einer experimentellen Messung der Schwinggeschwindigkeit an der Oberfläche einer dünnen Aluminiumplatte im gegenüberliegenden Bereich des applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlers mit Hilfe eines Laser-Doppler-Vibrometers ermittelt. Der Einfluss der Positionierung des Umkontakts wird zudem anhand einer semi-analytischen Simulation nachgewiesen. Die Ergebnisse zeigen, dass die Positionierung des Umkontakts einen erheblichen Einfluss auf die Orientierung des erzeugten nicht symmetrischen Wellenfeldes hat. Für das in dieser Arbeit vorgestellte SHM-Verfahren bedeutet dies, dass zu jedem diskreten Rotationswinkel φ_i der Welle, an denen Sensordaten aufgenommen werden, ein von der Positionierung des Aktuators und der Asymmetrien im Bauteil abhängiges charakteristisches Wellenfeld eingeleitet wird. Da der Aktuator fest mit der Struktur verbunden ist und somit ebenfalls rotiert, wird zu jedem diskreten Rotationswinkel φ_i ein nahezu identisches aber nicht rotationssymmetrisches Wellenfeld eingeleitet. Die sich ausbreitenden Ultraschallwellen werden somit durch sämtliche vom Rotationswinkel φ abhängige Veränderungen beeinflusst.

Es ist zudem davon auszugehen, dass die in [Moll *et al.*, 2012] gezeigte Abhängigkeit ebenfalls auf die Charakteristik der als Sensor genutzten piezoelektrischen Ultraschallwandler übertragbar ist.

Wie aus Abschnitt 2.4.2 bekannt, hat die Spannungsverteilung im Material durch die Theorie der Akusto-Elastizität einen Einfluss auf die Ultraschallwellenausbreitung. Aus diesem Grund ergeben sich Unterschiede in den aufgenommenen Strukturantworten zu verschiedenen Rotationswinkeln φ_i , da aufgrund der Rotation der Welle und infolge der statischen Belastung die Spannungsverteilung in Relation zu den applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlern ebenfalls rotiert. Dies ist in Abbildung 3.14 für verschiedene Rotationswinkel φ_i der Welle grafisch dargestellt.

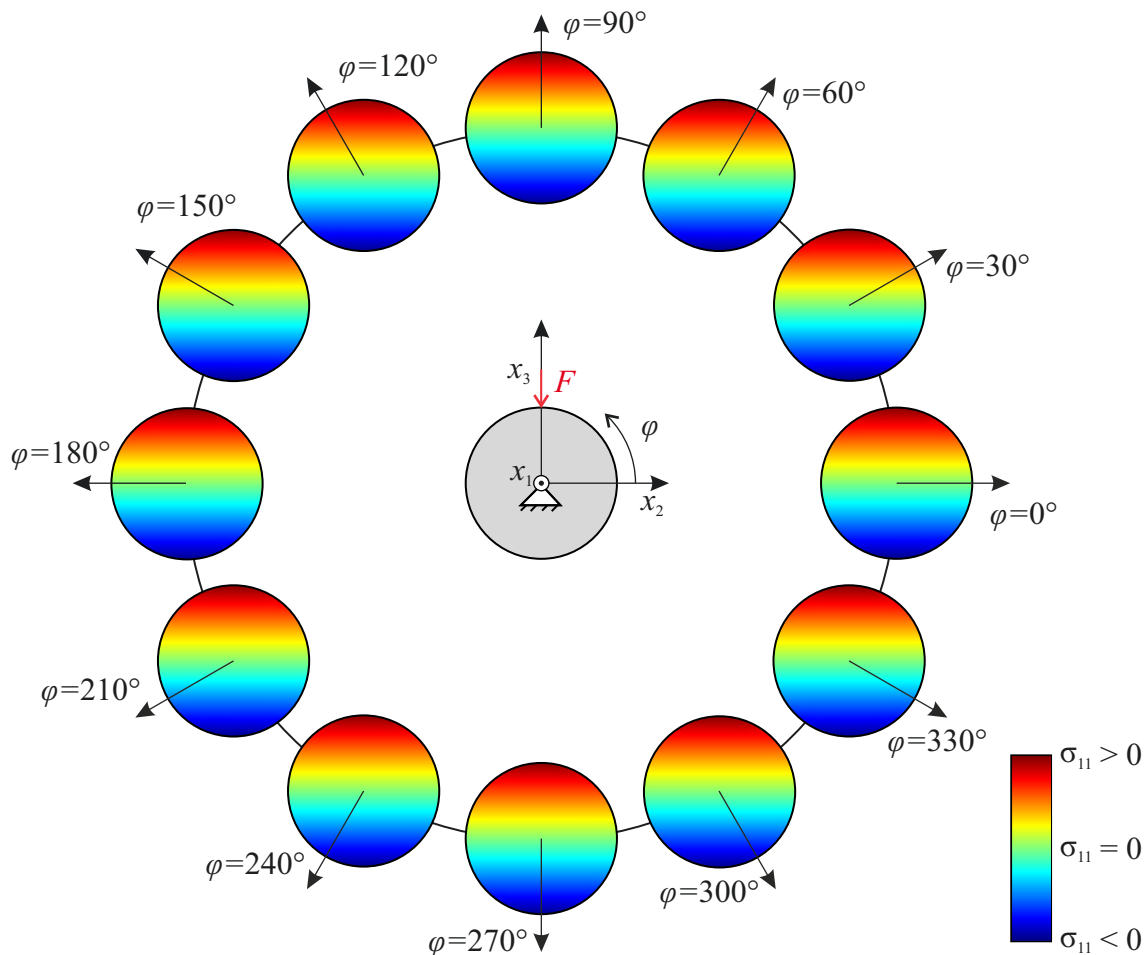


Abb. 3.14 Spannungsverteilung im Querschnitt einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle für verschiedene Rotationswinkel φ_i unter einem umlaufenden Biegemoment.

Wird die aufgenommene Strukturantwort für den Rotationswinkel $\varphi = 0^\circ$ als temporäre Referenz verwendet, nimmt der Unterschied in der Ultraschallausbreitung infolge der sich ändernden Spannungsverteilung von $\psi = 0^\circ$ nach $\varphi = 180^\circ$ stetig zu. Der verwendete Referenzwinkel wird fortan mit ψ bezeichnet. Für den Rotationswinkel $\varphi = 180^\circ$ hat sich die Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle, verglichen mit der temporären Referenz $\psi = 0^\circ$, umgekehrt.

Im Bereich, in dem für $\psi = 0^\circ$ eine lokale Druckbeanspruchung vorherrschte, liegt nun eine lokale Zugbeanspruchung vor und umgekehrt in gleicher Weise. Somit ist der durch die veränderte Spannungsverteilung entstehende Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen $\psi = 0^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$ maximal für eine Umdrehung der Welle. Während der Rotation der Welle von $\varphi = 180^\circ$ nach $\varphi = 360^\circ$ nähert sich die Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle dem Ausgangszustand bei $\psi = 0^\circ$ an. Der Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung aufgrund der sich ändernden Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle verringert sich somit ausgehend von $\varphi = 180^\circ$, bis bei $\varphi = 360^\circ$ wieder der gleiche Spannungszustand vorliegt wie für die temporäre Referenz $\psi = 0^\circ$. Ohne Änderungen von äußeren Umgebungs- und Betriebsbedingungen sollte kein Unterschied zwischen den Strukturantworten der temporären Referenz $\psi = 0^\circ$ und dem Rotationswinkel $\varphi = 360^\circ$ vorliegen. Da die Messdatenaufnahme in einem kurzen Zeitraum abhängig von der Rotationsgeschwindigkeit der Welle stattfindet, ist eine Änderung äußerer Umgebungs- und Betriebsbedingungen zu vernachlässigen.

Für eine ungeschädigte Welle ist die Änderung der Spannungsverteilung im Querschnitt für die Rotation zwischen $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$ symmetrisch mit der Änderung der Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle für die Rotation zwischen $\varphi = 180^\circ$ und $\varphi = 360^\circ$. Somit ergibt sich aufgrund der Theorie der Akusto-Elastizität ebenfalls eine Symmetrie in den Unterschieden der Ultraschallwellenausbreitung in den Strukturantworten, aufgenommen während der Rotation von $\varphi = 0^\circ$ nach $\varphi = 180^\circ$, verglichen mit der Rotation der Welle von $\varphi = 180^\circ$ nach $\varphi = 360^\circ$. Der Unterschied der Ultraschallwellenausbreitung infolge der symmetrischen Änderung der Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle ist für den Fall der ungeschädigte Welle symmetrisch bezogen auf den Rotationswinkel $\varphi = 180^\circ$.

Zur Quantifizierung des Unterschiedes in den aufgenommenen Strukturantworten eignet sich der in Abschnitt 2.6.2 vorgestellte SPE-Index der PCA und wird daher nachfolgend angewendet. In [Quiroga *et al.*, 2017] wird zudem nachgewiesen, dass die PCA und im speziellen der SPE-Index besonders geeignet sind, um den Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung infolge verschiedener Spannungszustände in zylindrischen Proben aus Stahl zu unterscheiden. Sie nutzen ebenfalls piezoelektrische Ultraschallwandler zur Anregung und zur Aufnahme der Strukturantworten. Es sei jedoch zusätzlich erwähnt, dass für das in dieser Arbeit eingeführte Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ zum Vergleich der Strukturantworten während einer Umdrehung eines mechanisch belasteten Bauteils ebenfalls andere Methoden der Signalverarbeitung eignen. Beispielsweise könnte auf eine Analyse im Frequenzbereich zurückgegriffen werden. Ein Überblick über weitere Methoden zur Signalverarbeitung und zur Bildung von Schadensindikatoren im Bereich SHM mit geführten Wellen kann beispielsweise [Farrar & Worden, 2012] oder [Su & Ye, 2009] entnommen werden. Ein Überblick über verschiedene Verfahren der Signalanalyse ist zudem in Abschnitt 2.6 gegeben.

Um den Unterschied in den aufgenommenen Strukturantworten während einer Umdrehung der Welle zu quantifizieren, wird bei dem in dieser Arbeit eingeführten Verfahren der „Dynamischen Referenz“ ein PCA-Modell mit einem Datensatz, welcher während der Rotation der Welle bei dem Referenzwinkel ψ aufgenommen wird, mit Hilfe der PCA aus Abschnitt 2.6.2 gebildet. Dieser Datensatz wird als temporäre Referenz verwendet. Wie in Abschnitt 2.6.2 gezeigt, enthalten die Eigenvektoren mit den größten Eigenwerten λ_l die meisten Informationen über den Referenzdatensatz $\bar{\mathbf{X}}$. Es hat sich für die Anwendung in dieser Arbeit gezeigt, dass die reduzierte Anzahl q an Eigenvektoren \mathbf{p}_l mit $l = 1, 2, \dots, q$ so gewählt werden sollte, dass die Summe der ersten q Eigenwerte λ_l kleiner gleich 0,95 ist. Mit Hilfe der Gleichung (2.99) wird anschließend der Unterschied zwischen den Strukturantworten aller diskreter Rotationswinkel φ_i und der Strukturantworten des Referenzwinkels ψ in dem SPE-Index quantifiziert. Es ergibt sich somit ein Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$, welcher abhängig vom Rotationswinkel φ_i der Welle ist.

Die oben beschriebene Änderung in der Ultraschallwellenausbreitung während einer Umdrehung der Welle lässt sich auf den Verlauf eines Schadensindicators wie beispielsweise dem SPE-Index in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ übertragen. Der qualitativ erwartete Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für eine ungeschädigte mechanisch belastete und rotierende Welle ist in Abbildung 3.15 dargestellt.

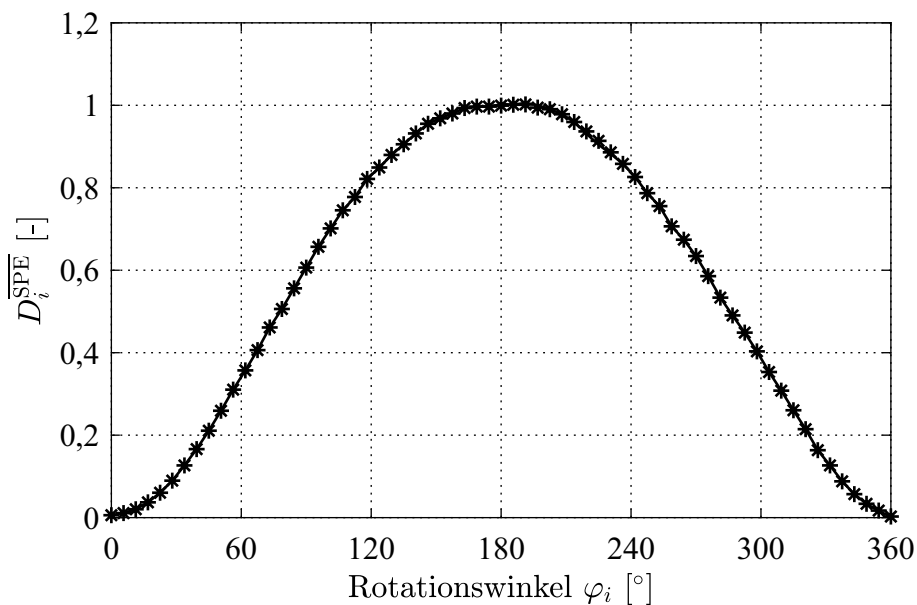


Abb. 3.15 Qualitativer Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für eine mechanisch belastete und rotierende Welle im ungeschädigten Zustand.

Der Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ nimmt im ungeschädigten Zustand aufgrund der zuvor beschriebenen Änderung der Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle für die Rotation zwischen $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$ zu. Bei $\varphi = 180^\circ$ ist der SPE-Index $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ aufgrund der Umkehr der Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle verglichen mit der temporären Referenz $\psi = 0^\circ$

maximal. Da sich die Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle für die Rotation zwischen $\varphi = 180^\circ$ und $\varphi = 360^\circ$ dem Spannungszustand der temporären Referenz $\psi = 0^\circ$ annähert, sinkt der Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ vom Maximum bei $\varphi = 180^\circ$ bis auf Null bei $\varphi = 360^\circ$. Der SPE-Index $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ bei $\varphi = 360^\circ$ ist nur dann gleich Null oder sehr gering, wenn keine Änderungen äußerer Umgebungs- oder Betriebsbedingungen während der Umdrehung der Welle auftreten. Aus diesem Grund ist auf eine schnelle Datenerfassung zu achten, was durch das vorgestellte Messsystem aus Abschnitt 3.3 gewährleistet wird. Aufgrund der Symmetrie der Änderung der Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle für die Rotation zwischen $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$, verglichen mit der Änderung der Spannungsverteilung im Querschnitt der Welle für die Rotation zwischen $\varphi = 180^\circ$ und $\varphi = 360^\circ$, ist ebenfalls der Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ symmetrisch in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = 180^\circ$.

Das in Abschnitt 3.1.1 beschriebene Rissatmen nach Rissöffnungsmodus I eines transversal verlaufenden Risses und die damit einhergehende Veränderung der Spannungsverteilung in der Rissebene sind für eine Umdrehung einer mechanisch belasteten Welle in Abbildung 3.16 exemplarisch dargestellt. Die Ergebnisse sind der numerischen Simulation aus Abschnitt 3.1.1 entnommen. Der Riss führt zu einer vom Rotationswinkel φ abhängigen Änderung der Ultraschallwellenausbreitung und dem damit verbundenen Sensorsignal. Diese resultieren aus dem Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens, wie in Abschnitt 3.2 erläutert und in Abschnitt 3.4 nachgewiesen. Diese vom Rotationswinkel φ der Welle abhängige Änderung beeinflusst den Verlauf des berechneten Schadensindikators in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ , was wiederum zu einer Abweichung von der Symmetrie des Verlaufs des Schadensindikators in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = 180^\circ$ führt. Die entstehende Asymmetrie ist ein referenzfreier Indikator für das Atmen eines transversal verlaufenden Risses in einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle. Als Referenz für dieses Verfahren dient somit lediglich die für einen ungeschädigten Zustand charakteristische Symmetrie in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = 180^\circ$ der aus dem Vergleich der winkelabhängig aufgenommenen Strukturantworten berechneten Schadensindikatoren.

Da die Position eines entstehenden Risses in Umfangsrichtung nicht vorab bekannt ist, kann es vorkommen, dass die zufällig gewählte temporäre Referenz an der Rotationsposition ψ mit der Rotationsposition φ , an der der Riss vollständig geöffnet oder vollständig geschlossen ist, übereinstimmt. Vergleicht man dazu Abbildung 3.16, dann wird ersichtlich, dass wenn als temporäre Referenz die erfassten Daten an den Rotationspositionen $\psi = 90^\circ$ oder $\psi = 270^\circ$ gewählt werden, eine Symmetrie in der Änderung der Spannungsverteilung und der Änderung der Kontaktfläche der Rissflanken für die Rotation der Welle zwischen $\varphi = 90^\circ$ und $\varphi = 270^\circ$ und der Rotation zwischen $\varphi = 270^\circ$ und $\varphi = 90^\circ$ vorliegt. Aufgrund des in Abschnitt 3.2 erläuterten Unterschiedes in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geöffneten und einem geschlossenen Riss wird das Maximum in dem Unterschied der Ultraschallwellenausbreitung

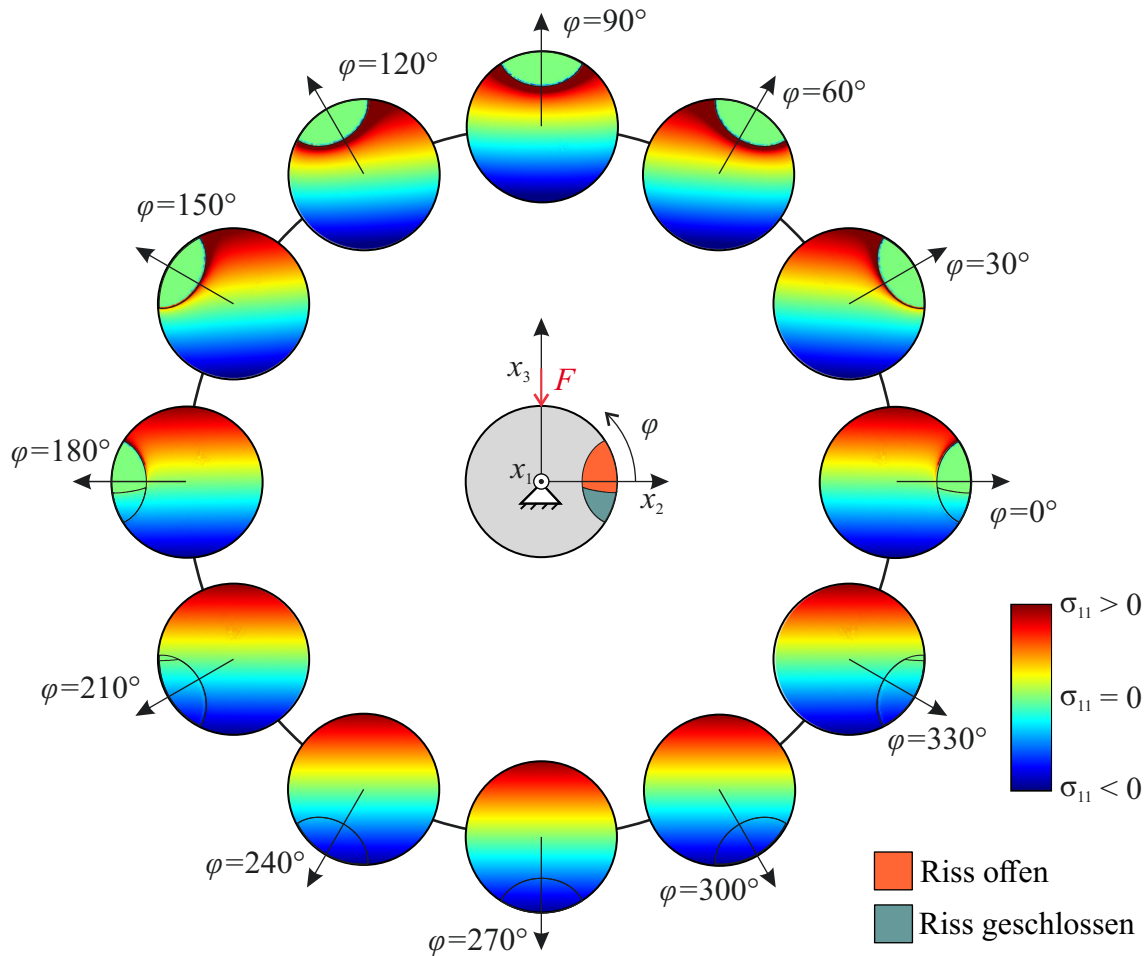


Abb. 3.16 Spannungsverteilung in der Rissebene und Kontakt der Rissflanken eines halb-elliptischen Oberflächenrisses mit der Risslänge von $2c = 0,6d$ und einer Risstiefe von $a = 0,8c$ in einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle für verschiedene Rotationswinkel φ_i unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 60$ MPa.

während einer Umdrehung der Welle ansteigen. Dies wiederum wird sich in der Höhe des Maximums der SPE-Indizes D_i^{SPE} in Abbildung 3.15 widerspiegeln. Es entsteht jedoch aufgrund der beschriebenen Symmetrie der Spannungsverteilung und der Änderung der Kontaktfläche der Rissflanken keine deutliche Asymmetrie im Verlauf der SPE-Indizes D_i^{SPE} . Da das Maximum des Unterschiedes der Ultraschallwellenausbreitung während einer Umdrehung der Welle aber auch, wie in Abschnitt 5.1 gezeigt wird und durch die Theorie der Akusto-Elastizität aus Abschnitt 2.4.2 bekannt ist, aufgrund einer Erhöhung der Belastung der Welle ansteigt, ist die Höhe des Maximums ein ungeeigneter Indikator für die Detektion eines Risses in einer Welle. Aufgrund verschiedener Betriebsbedingungen der Welle kann zudem die Belastung variieren und daher müsste die Höhe des Maximums im ungeschädigten Zustand als Referenz dienen. Dies wiederum entspricht nicht der Idee der Entwicklung eines referenzfreien SHM-Verfahrens, welche in dieser Arbeit fokussiert wird. Aus diesem Grund wird die Höhe des Maximums des Verlaufs der SPE-Indizes D_i^{SPE} für die Schadensdetektion auf Eins normiert und ermöglicht somit einen Vergleich verschiedener Betriebsbedingungen.

Der dargelegte Gedankengang verdeutlicht, dass ein Vergleich der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geöffneten und geschlossenen Riss nicht zur Einführung eines referenzfreien SHM-Verfahrens ausreicht. Erst die Ausnutzung der Symmetrieeigenschaften des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ ermöglicht eine referenzfreie Schadensdetektion. Dies zeigen zudem die Ergebnisse aus Abschnitt 5.1, da die vorliegenden mechanischen Spannungen aufgrund der Theorie der Akusto-Elastizität einen erheblichen Einfluss auf die Ultraschallwellenausbreitung haben. Würde man somit lediglich die Höhe des Unterschiedes in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geöffneten und geschlossenen Riss oder mehreren Rotationspositionen analysieren, so ist der Einfluss des Risses auf die Ultraschallwellenausbreitung nicht von den Beeinflussungen aufgrund beispielsweise der Akusto-Elastizität zu unterscheiden.

Um die zuvor beschriebene Problematik der Wahl der Rotationsposition φ der temporären Referenz ψ und die Beeinflussung des Unterschiedes in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem offenen und geschlossenen Riss zu umgehen, wird das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ eingeführt. Dazu wird, wie in Abbildung 3.17 gezeigt, die temporäre Referenz ψ nacheinander an verschiedene Rotationspositionen ψ_n mit einem beispielhaften Winkelinkrement von $\Delta\varphi = 30^\circ$ gelegt und die Symmetrieeigenschaften des Verlaufs des berechneten Schadensindikators untersucht.

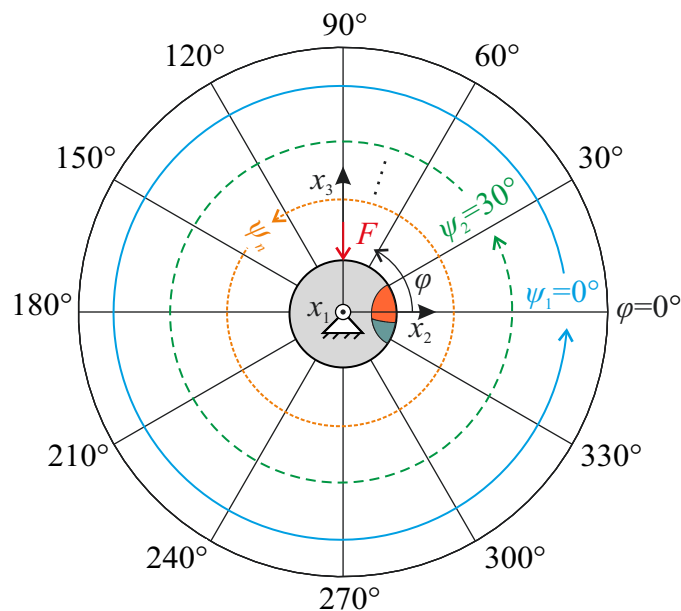


Abb. 3.17 Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“.

Das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ kann in einzelne Schritte unterteilt werden. Im ersten Schritt werden, wie in Abschnitt 3.5 bereits beschrieben, die Daten an diskreten Rotationspositionen φ_i während der Rotation von $\varphi = 0^\circ$ nach $\varphi = 360^\circ$ aufgenommen. Im zweiten Schritt wird der Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen den Daten der temporären Referenz $\psi_1 = 0^\circ$ und allen diskreten Rotationswinkeln φ_i berechnet. Dazu wird die

PCA und der SPE-Index verwendet. Im nächsten Schritt wird die temporäre Referenz ψ_2 auf den nächsten diskreten Rotationswinkel φ_2 verschoben und dieser als neue Nullposition verwendet. Die Daten der neuen Nullposition $\psi_2 = \varphi_2$ werden dann mit den Daten der Rotation von φ_2 bis $\varphi_i = \psi_2 + 360^\circ$ verglichen. Dieser Schritt wird solange wiederholt, bis die temporäre Referenz ψ_n den Rotationswinkel $\varphi = 360^\circ$ erreicht.

Das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ kann somit in N einzelne Auswertungen aufgeteilt werden. Der Referenzwinkel ψ_n der n -ten Auswertung ist wie folgt definiert:

$$\psi_n = (n - 1) \Delta\varphi; \quad \text{für } n = [1, 2, \dots, N + 1] . \quad (3.5)$$

N ist dabei die Anzahl der diskreten Rotationswinkel, an denen die Daten aufgenommen werden und ist wie folgt definiert:

$$N = 360^\circ / \Delta\varphi . \quad (3.6)$$

Die Daten des Referenzwinkels ψ_n werden dann im n -ten Schritt mit den Daten der Rotationswinkel $\psi_n \leq \varphi_i \leq \psi_n + 360^\circ$ verglichen. Es ergibt sich somit für alle N Auswertungen ein charakteristischer Verlauf der SPE-Indizes $\left(D_i^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n$.

Für eine mechanisch belastete und rotierende Welle im ungeschädigten Zustand wird aufgrund der vorangegangenen Überlegungen davon ausgegangen, dass der winkelabhängige Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ unabhängig von dem gewählten Referenzwinkel ψ_n ist. Zudem wird erwartet, dass der Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für alle Referenzwinkel ψ_n symmetrisch in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ ist, da, abgesehen von dem Einfluss der Akustoe Elastizität auf die Ultraschallwellenausbreitung, kein vom Rotationswinkel abhängiger Einfluss vorliegt.

Für eine mechanisch belastete und rotierende Welle mit einem transversalen Riss, der unter der gegebenen Belastung periodisch öffnet und schließt, ergeben sich abhängig vom Referenzwinkel ψ_n unterschiedliche Verläufe der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$. Diese sind aufgrund des Rissatmens während einer Umdrehung der Welle nicht für alle Referenzwinkel ψ_n symmetrisch in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$. Dies wird deutlich, wenn Abbildung 3.16 betrachtet wird. Für die gezeigten acht diskreten Rotationswinkel φ_i werden sich für die Referenzwinkel bei $\psi = 0^\circ$ und $\psi = 180^\circ$ die größten Abweichungen von der Symmetrie der Verläufe der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ ergeben, da bei der Wahl dieser Referenz das Öffnen und Schließen des Risses

im auf- bzw. absteigenden Bereich des Verlaufes der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ auftritt. Für den Referenzwinkel bei $\psi = 0^\circ$ öffnet der Riss während der Rotation zwischen $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$. Dies führt, wie in Abschnitt 3.4 nachgewiesen, zu einem deutlichen Unterschied in den Sensorsignalen und damit zu einer Asymmetrie im Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$. Wohingegen der Riss während der Rotation zwischen $\varphi = 180^\circ$ und $\varphi = 360^\circ$ schließt und sich somit ein Verlauf ergibt, welcher dem Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ aus Abbildung 3.15 zwischen $\varphi = 180^\circ$ und $\varphi = 360^\circ$ entspricht. Für den Referenzwinkel bei $\psi = 180^\circ$ ergibt sich ein ähnliches Verhalten, lediglich ist das Öffnen und Schließen um 180° verschoben, wodurch die Asymmetrie zwischen den Rotationswinkeln von $\varphi = 180^\circ$ nach $\varphi = 360^\circ$ bezogen auf den Referenzwinkel $\psi = 180^\circ$ auftritt. Für die Referenzwinkel $\psi = 90^\circ$ und $\psi = 270^\circ$ wird sich, wie aus Abbildung 3.16 ersichtlich wird, keine deutliche Asymmetrie im Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ zwischen der Rotation von $\varphi = 180^\circ$ nach $\varphi = 270^\circ$ und $\varphi = 270^\circ$ nach $\varphi = 180^\circ$ ergeben. Dies führt lediglich zu einer Erhöhung des Maximums der Verläufe der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ bei $\varphi = \psi_n + 180^\circ$, welches aber wie oben bereits erwähnt auf Eins normiert wird. Werden die übrigen Rotationswinkel φ_i aus Abbildung 3.16 als Referenzwinkel ψ_n gewählt, ergeben sich ebenfalls Asymmetrien im Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$, welche zwischen dem Maximum bei $\psi = 0^\circ$ bzw. $\psi = 180^\circ$ und dem Minimum bei $\psi = 90^\circ$ bzw. $\psi = 270^\circ$ liegen.

Wie zuvor bereits erläutert, tritt nur dann im geschädigten Fall eine Symmetrie auf, wenn der Referenzwinkel ψ_n mit der Rotationsposition φ_i übereinstimmt, an dem der Riss vollständig geöffnet oder geschlossen ist. Aufgrund dieser Eigenschaft lässt sich die Umfangsposition des Risses in der mechanisch belasteten Welle bestimmen. Ist somit ein Riss vorhanden, was durch die zuvor beschriebene Abhängigkeit der Verläufe des SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ vom Referenzwinkel ψ_n und deren Asymmetrien detektiert wird, ist der Riss an jenem Referenzwinkel ψ_n geöffnet oder geschlossen, wo dennoch eine Symmetrie im Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ vorliegt.

Ein vom Referenzwinkel ψ_n abhängiges Symmetrieverhalten des Verlaufs der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ ist somit ein referenzfreier Indikator für einen transversal verlaufenden Riss in einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle. Die Quantifizierung des Symmetrieverhaltens und die Zusammenfassung in einem Schadensindikator ist Gegenstand des nächsten Abschnittes.

3.6 Referenzfreier Schadensindikator des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“

Zur Detektion und der Lokalisation eines transversal verlaufenden Risses in einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle mit Hilfe des eingeführten Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ wird für jeden Referenzwinkel ψ_n die Symmetrie des berechneten Verlaufs der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ quantifiziert und für alle Referenzwinkel ψ_n in einem Schadensindikator zusammengefasst.

Zur Quantifizierung der Symmetrie des Verlaufs der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ wird der Korrelationskoeffizient nach PEARSON verwendet, [Fisher, 1992]. Dieser ist ein Maß für den linearen Zusammenhang zweier Zufallsvariablen, [Fahrmeir *et al.*, 2016]. Zur Beschreibung der Symmetrie werden der Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für die Rotationswinkel $\psi_n \leq \varphi_i \leq \psi_n + 180^\circ$ und der Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für die Rotationswinkel $\psi_n + 180^\circ \leq \varphi_i \leq \psi_n + 360^\circ$ als Zufallsvariablen angenommen. Der Korrelationskoeffizient ρ_n berechnet sich wie folgt für jeden Referenzwinkel ψ_n :

$$\rho_n = \frac{\sum_{i=1}^{N/2+1} \left[\left(D_i^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n - \left(D^{\overline{\text{SPE}}}_{0^\circ} \right)_n \right] \left[\left(D_{(N+2)-i}^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n - \left(D_{180^\circ}^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n \right]}{\sqrt{\sum_{i=1}^{N/2+1} \left[\left(D_i^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n - \left(D^{\overline{\text{SPE}}}_{0^\circ} \right)_n \right]^2 \cdot \sum_{i=1}^{N/2+1} \left[\left(D_{(N+2)-i}^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n - \left(D_{180^\circ}^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n \right]^2}}. \quad (3.7)$$

$\left(D_i^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n$ ist der arithmetische Mittelwert der berechneten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ aller aufgenommenen Datensätze zu einem Rotationswinkel φ_i für den jeweiligen Referenzwinkel ψ_n . $\left(D^{\overline{\text{SPE}}}_{0^\circ} \right)_n$ und $\left(D_{180^\circ}^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n$ bezeichnen in Gleichung (3.7) die arithmetischen Mittelwerte der SPE-Indizes für die Rotationswinkel $\psi_n \leq \varphi_i \leq \psi_n + 180^\circ$ und für die Rotationswinkel $\psi_n + 180^\circ \leq \varphi_i \leq \psi_n + 360^\circ$ bezogen auf den jeweiligen Referenzwinkel ψ_n . Diese werden wie folgt berechnet:

$$\left(D^{\overline{\text{SPE}}}_{0^\circ} \right)_n = \frac{1}{N/2+1} \sum_{i=1}^{N/2+1} \left(D_i^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n, \quad (3.8)$$

$$\left(D_{180^\circ}^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n = \frac{1}{N/2+1} \sum_{i=N/2+1}^{N+1} \left(D_i^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n. \quad (3.9)$$

Im ungeschädigten Fall einer rotierenden und mechanisch belasteten Welle ist der Korrelationskoeffizient ρ_n bei Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ unabhängig von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n . Dieser ist aufgrund der symmetrischen Eigenschaften des Verlaufs der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ nahezu gleich Eins ($\rho_n \approx 1$) für alle Referenzwinkel ψ_n .

Für einen transversal verlaufenden Riss in einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle, für den es zum Rissatmen kommt, ist der Korrelationskoeffizient ρ_n hingegen bei Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ abhängig von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n . Aufgrund des Rissatmens wird durch die entstehenden Asymmetrien im Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ ein Korrelationskoeffizient kleiner Eins ($\rho_n < 1$) für diejenigen Referenzwinkel ψ_n erwartet, für die der Riss nicht vollständig geöffnet oder geschlossen ist. Stimmt der Referenzwinkel ψ_n mit der Rotationsposition φ_i überein, an dem der Riss vollständig geöffnet oder geschlossen ist, führt dies zu einem Korrelationskoeffizient $\rho_n \approx 1$. Dies dient, wie bereits in Abschnitt 3.5 erläutert, der Bestimmung der Umfangsposition des Risses.

Um den Zustand einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle zu visualisieren, eignet sich die Darstellung des Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n in einem Polarkoordinatensystem. Dies wird in Kapitel 5 gezeigt.

Zur Beurteilung des Ausmaßes eines Schadens wird ein einzelner Schadensindikator eingeführt, welcher die Symmetrie des Verlaufs der SPE-Indizes $(D_i^{\overline{\text{SPE}}})_n$ für alle Referenzwinkel ψ_n bei Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ quantifiziert. Dazu wird die statistische Kennzahl der mittleren quadratischen Abweichung („Mean Squared Error“ (MSE)) verwendet. Diese wird zwischen dem Verlauf des SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für die Rotationswinkel $\psi_n \leq \varphi_i \leq \psi_n + 180^\circ$ und für die Rotationswinkel $\psi_n + 180^\circ \leq \varphi_i \leq \psi_n + 360^\circ$, bezogen auf den jeweiligen Referenzwinkel ψ_n , wie folgt berechnet:

$$D_n^{\text{MSE}} = \frac{1}{N/2+1} \sum_{i=1}^{N/2+1} \left\{ \left(D_i^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n - \left(D_{(N+2)-i}^{\overline{\text{SPE}}} \right)_n \right\}^2. \quad (3.10)$$

Abbildung 3.18 zeigt zur Erläuterung der Berechnung des Schadensindikators D_n^{MSE} einen qualitativen Verlauf der SPE-Indizes $(D_i^{\overline{\text{SPE}}})_n$ und der SPE-Indizes $(D_{(N+2)-i}^{\overline{\text{SPE}}})_n$ für eine mechanisch belastete und rotierende Welle im geschädigten Zustand für einen Referenzwinkel ψ_n , der nicht mit der Position des offenen oder geschlossenen Risses übereinstimmt. Die rot schraffierte Fläche zeigt die Differenz, die in Gleichung (3.10) zur Berechnung des Schadensindikators D_n^{MSE} aufsummiert wird.

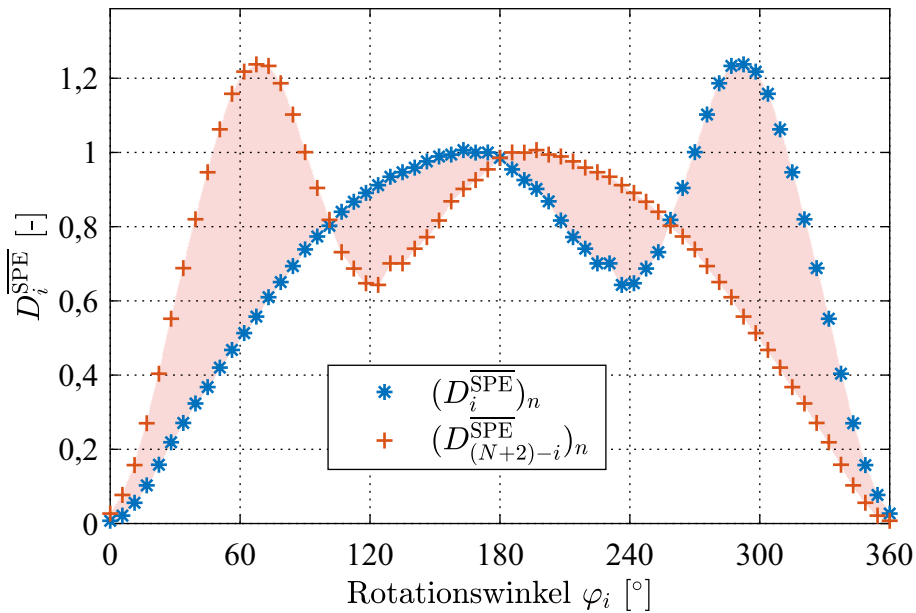


Abb. 3.18 Qualitativer Verlauf der SPE-Indizes $(D_i^{SPE})_n$ und der SPE-Indizes $(D_{(N+2)-i}^{SPE})_n$ für eine mechanisch belastete und rotierende Welle im geschädigten Zustand für einen Referenzwinkel ψ_n zur Erläuterung des Schadensindikators D_n^{MSE} .

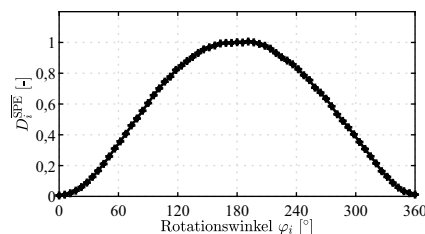
Der Schadensindikator D^{MSE} , der nach vorheriger Kalibrierung zur Beurteilung des Ausmaßes des Schadens für das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ dient, wird wie folgt aus den einzelnen Schadensindikatoren D_n^{MSE} der gewählten Referenzwinkel ψ_n berechnet:

$$D^{MSE} = \frac{1}{N+1} \sum_{n=1}^{N+1} D_n^{MSE}. \quad (3.11)$$

Dieses Vorgehen ist in Übereinstimmung mit den Ebenen von SHM-Verfahren, die von RYTTER in [Rytter, 1993] eingeführt werden. Der Korrelationskoeffizient ρ_n dient der Erfüllung der Detektion und der Lokalisation eines Schadens, was den ersten beiden Ebenen entspricht. Die Quantifizierung des Schadensausmaßes wird durch den Schadensindikator D^{MSE} erbracht, was der dritten Ebene des SHM nach RYTTER entspricht.

Die nachfolgende Abbildung fasst den Ablauf des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ für die Anzahl der Messungen N_{SHM} im Überwachungszeitraum zusammen.

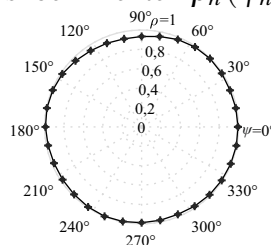
- for** $n_{\text{SHM}} = 1 : N_{\text{SHM}}$ (Anzahl von Messungen im Überwachungszeitraum)
- for** ψ_n mit $n = 1 : N + 1$ (Referenzwinkel)
- PCA nach Abschnitt 2.6.2 des temporären Referenzdatensatzes \mathbf{X} für ψ_n
- for** φ_i mit $i = 1 : N + 1$ (Rotationswinkel)
- for** $k = 1 : m$ (Wiederholungsmessungen)
- Berechnung des SPE-Index D_k^{SPE} nach Gleichung (2.99)
- end**
- Bildung des arithmetischen Mittelwertes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ nach Gleichung (2.100) für φ_i
- end**
- Darstellung des Verlaufs der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}(\varphi_i)$



- Quantifizierung der Symmetrie des Verlaufs der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ mit Hilfe des Korrelationskoeffizienten ρ_n nach Gleichung (3.7)
- Berechnung des Schadensindikators D_n^{MSE} nach Gleichung (3.10)

end

- Darstellung der Korrelationskoeffizienten $\rho_n(\psi_n)$



- Berechnung des Schadensindikators D^{MSE} nach Gleichung (3.11)

end

- Darstellung des Schadensindikators $D^{\text{MSE}}(n_{\text{SHM}})$ für alle Messungen N_{SHM}

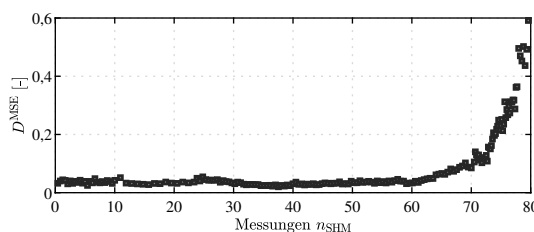


Abb. 3.19 Ablauf des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“.

Das in diesem Kapitel eingeführte referenzfreie SHM-Verfahren zur Zustandsüberwachung umlaufend belasteter oder rotierender Bauteile basiert auf dem Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“. Es benötigt keine zuvor aufgenommenen Referenzdaten für verschiedene Umgebungs- und Betriebsbedingungen. Die während weniger Umdrehungen der Welle aufgenommenen Messdaten dienen bei dem eingeführten Verfahren somit selbst als dynamische Referenz. Während der kurzen Zeit der Datenaufnahme wird davon ausgegangen, dass die Umgebungs- und Betriebsbedingungen in den meisten Fällen konstant bleiben. Die nachfolgenden Kapitel zeigen eine reale Applikation des eingeführten Verfahrens und eine umfangreiche Anwendung zur Zustandsüberwachung von Radsätzen in Schienenfahrzeugen.

4 Messeinrichtung zur Validierung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ für Radsätze in Schienenfahrzeugen

Dieses Kapitel umfasst die Einrichtung der experimentellen Untersuchungen zur Validierung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ für Radsätze in Schienenfahrzeugen. Dazu wird das Versuchsobjekt und die verwendeten Prüfstände vorgestellt. Weiterhin wird die Bauform der für das Verfahren notwendigen piezoelektrischen Ultraschallwandler festgelegt. Anhand einer experimentellen Untersuchung wird das Anregungssignal auf die Anwendung abgestimmt und die Positionierung des Sensorsystems am Versuchsobjekt festgelegt. Dieses Kapitel bildet somit die Grundlagen für die Anwendungen des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ in den Kapiteln 5 und 6.

4.1 Beschreibung des Versuchsobjekts

Zur experimentellen Untersuchung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ während einer realen Anwendung wird ein Drehgestell eines Regionalzugs der Baureihe *BR 442-Talent 2* des Herstellers *Bombardier* verwendet. Dieser ist in Abbildung 4.1 (a) dargestellt.



(a)



(b)

Abb. 4.1 (a) Regionalzug und (b) End-Triebdrehgestell der Baureihe *BR 442-Talent 2* des Herstellers *Bombardier* [Fischer, 2013].

Im Jahr 2017 befanden sich über 400 Züge des Typs *Talent 2* in Deutschland im Fahrgastbetrieb und erreichten zwischen 2011 und 2017 eine Flottenleistung von circa 250×10^6 km, [Scharf, 2017]. Die *Talent* Baureihe ist ein elektrischer Triebzug ausgelegt als Zweirichtungsfahrzeug mit einer maximalen Achsmasse von 20t nach [DIN 25008]. Durch eine Mehrfachtraktion

kann eine Zuglänge von 300m erreicht werden. Die zugelassene Höchstgeschwindigkeit beträgt $v = 160\text{km/h}$, [Fischer, 2013]. Die experimentellen Untersuchungen aus Kapitel 6 werden mit einem End-Triebsdrehgestell der Baureihe *BR442-Talent 2* des Herstellers *Bombardier*, welches in Abbildung 4.1 (b) dargestellt ist, durchgeführt. Die Sekundärfederung zwischen Drehgestell und Wagenkasten wird für diese Baureihe durch eine Luftfederung realisiert. Das Drehgestell hat einen Achsabstand von 2300mm und ist für den Normalspurbetrieb mit einem Spurmaß von 1435 mm ausgelegt, [Schiemann, 2013]. Die Radsätze werden durch außenliegende Zylinderrollenlager geführt und durch die Primärfederung bestehend aus einer zylindrischen Schraubenfeder mit dem Drehgestell verbunden. Die Baugruppe des Triebradsatzes eines End-Triebsdrehgestells der Baureihe *BR442-Talent 2* des Herstellers *Bombardier* ist in Abbildung 4.2 gezeigt.

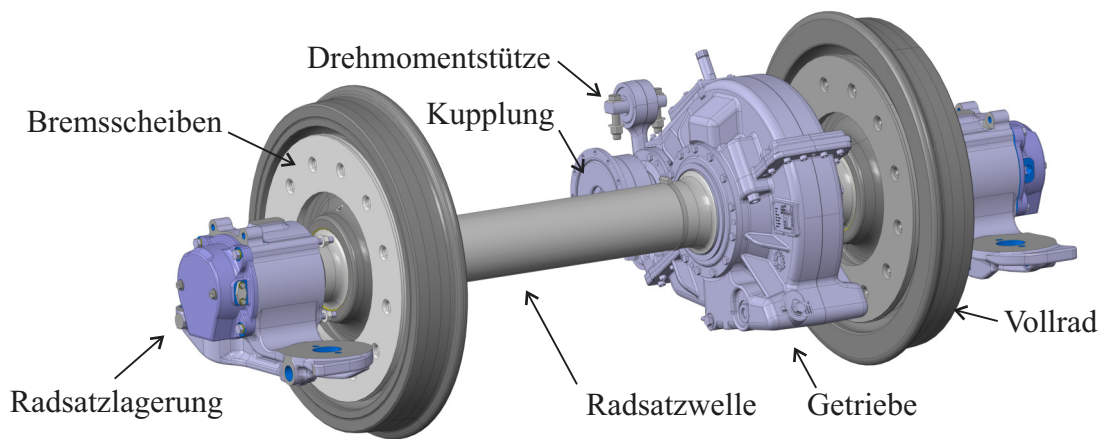


Abb. 4.2 Triebradsatzbaugruppe eines End-Triebsdrehgestells der Baureihe *BR442-Talent 2* des Herstellers *Bombardier* [Bombardier, 2013].

Die gezeigte Radsatzwelle hat eine Länge von 2200mm und verschiedene Außendurchmesser von 130mm im Bereich der Lagerung bis hin zu 216mm im Bereich des Getriebesitzes. Im freien Bereich zwischen den Sitzen auf der Radsatzwelle besitzt diese einen Außendurchmesser von 170mm. Die Radsatzwelle ist eine Hohlwelle mit einem Innendurchmesser von 30mm. Das Material der Radsatzwelle ist aus 25CrMo4 (EA4T) einem häufig für Radsatzwellen verwendeten Material, dessen Eigenschaften für den Betrieb auf dem europäischen Streckennetz in [DIN EN 13261] festgelegt sind. Die Vollräder werden nach [DIN EN 13260] auf die Radsatzwellen aufgespresst. Das Material der Räder wird nach [DIN EN 13262] durch die Gütestufe ER8 vorgeschrieben. Das Radprofil ist nach [DIN EN 13715] mit einem Durchmesser der Messkreisebene von 840mm gestaltet. Die Masse eines Radsatzes beträgt circa 1,5t. Die Motorwelle des Antriebs ist parallel zur Radsatzwelle mit einem achsreitenden Radsatzgetriebe gestaltet. Zum Ausgleich der Relativbewegung zwischen Motor und Radsatzgetriebe wird eine Bogenzahnkupplung verwendet. Das Drehmoment wird durch eine Drehmomentstütze zwischen Radsatzgetriebe und Drehgestellrahmen abgestützt.

Der beschriebene Triebradsatz wird in Kapitel 5 mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ während der Ermüdung untersucht und anschließend für die experimentellen Untersuchungen während Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge in das beschriebene Drehgestell eines Regionalzugs der Baureihe *BR 442-Talent 2* des Herstellers *Bombardier* eingebaut. Die dazu verwendeten Prüfstände und deren Einrichtung werden im nachfolgenden Abschnitt vorgestellt.

4.2 Prüfstände zur Validierung des Verfahrens

Ein Teil der zur Entwicklung des in dieser Arbeit vorgestellten Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ notwendigen experimentellen Untersuchungen wurden im Rahmen des Projektes „SAFE On-Line“ [SAFE On-Line, 2017] in Zusammenarbeit mit dem Projektpartner *Bombardier* durchgeführt. Dazu wurden ein Umlaufbiegeprüfstand für Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen und ein Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge des „Bogie Technical Centre“ (BTC) von *Bombardier* [Bombardier, 2014] genutzt. Die beiden genannten Prüfstände und die Versuchsdurchführungen mit Hilfe der Prüfstände werden nachfolgend erläutert.

4.2.1 Prüfstand zur Initiierung eines Ermüdungsrisses in einer Radsatzwelle

Für eine Initiierung und einen kontrollierten Fortschritt eines Ermüdungsrisses in einer Radsatzwelle für Schienenfahrzeuge wird in der vorliegenden Arbeit ein Umlaufbiegeprüfstand verwendet. Der genutzte Umlaufbiegeprüfstand des Herstellers *SincoTec Test Systems GmbH* [SincoTec, 2013] ist ein Resonanzprüfstand mit Unwuchterregung, welcher eine Aufbringung von Umlaufbiegebelasten bis 250×10^3 Nm und eine Prüffrequenz von bis zu 20 Hz (abhängig vom Prüfling) ermöglicht. Eine Prinzipskizze des Aufbaus ist in Abbildung 4.3 ersichtlich.

Für den Ermüdungsversuch der Radsatzwelle werden die Räder des Radsatzes entfernt. Ein Rad wird durch eine Prüfradscheibe mit verstärktem Steg ersetzt. Anschließend wird die Prüfradscheibe mit gefügter Radsatzwelle hochkant durch Spannelemente mit dem schwingungs isolierten Fundament des Prüfstands verbunden. Am freien Ende der Radsatzwelle wird im Bereich der Radsatzlagerung ein Spannsatz montiert, der die Befestigung des Unwuchttopfes am Radsatz ermöglicht. Der Unwuchtopf beinhaltet eine rotatorisch gelagerte Unwuchtmasse. Diese wird durch einen flexiblen Verbindungsschlauch mit einem Servomotor verbunden, der die Unwuchtmasse in Rotation versetzt. Der Servomotor ist an einem Schwenkkran montiert und ist somit vom schwingungs isolierten Fundament des Prüfstands entkoppelt. Aufgrund

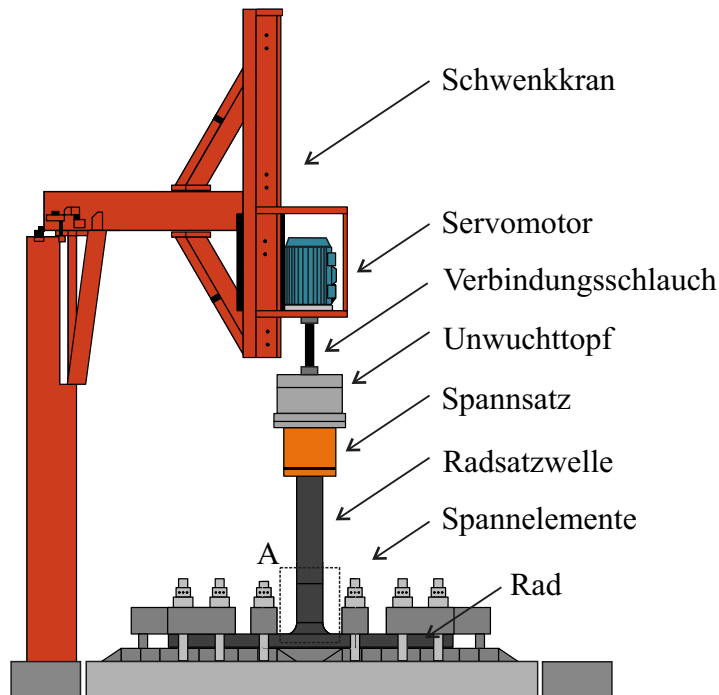


Abb. 4.3 Prinzipskizze eines Umlaufbiegeprüfstands zur Initiierung und zum kontrollierten Fortschritt eines Ermüdungsrisses in einer Radsatzwelle für Schienenfahrzeuge.

der Fliehkraft der Unwuchtmass wird die Radsatzwelle infolge der umlaufenden Belastung in Schwingung versetzt. Die Prüffrequenz und die Belastung des Prüflings sind abhängig von der Unwuchtmass, deren Rotationsfrequenz und dem Abstand der Unwuchtmass zur Einspannung der Prüfradscheibe. Eine Regelung der Rotationsfrequenz der Unwuchtmass ermöglicht somit eine Ermüdung der Radsatzwelle durch ein definiertes Lastkollektiv, welches zur Dauerfestigkeits- und Rissfortschrittsprüfungen durch [DIN EN 13261] festgelegt ist.

Für die Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ wird der in Abschnitt 3.3 vorgestellte Messaufbau zur automatisierten Datenaufnahme verwendet. Dazu werden die piezoelektrischen Ultraschallwandler, wie in Abschnitt 4.4 gezeigt wird, auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe appliziert. Diese wird an der Stirnseite der Radsatzwelle, die unterhalb der Einspannung liegt, montiert. Zur Ermittlung der Rotationsposition der umlaufenden Last wird der inkrementale Drehgeber des Messsystems mit der Welle des Servomotors des Umlaufbiegeprüfstands verbunden. Dies ermöglicht eine winkeligesteuerte Aufnahme der Messdaten, welche als Eingangsdaten für das referenzfreie Verfahren dienen.

Zur Regelung des Umlaufbiegeprüfstands werden acht Dehnungsmessstreifen (DMS) im Abstand von 45° auf gleicher Höhe auf der Oberfläche der Radsatzwelle appliziert. Jeweils zwei gegenüberliegende DMS werden als Halbbrücke verschaltet und messen so das umlaufende Biegemoment. Neben den DMS zur Regelung des Prüfstands werden weitere DMS appliziert, die der Ermittlung der vorliegenden Beanspruchung im zu prüfenden Querschnitt der Radsatzwelle

dienen. Falls eine Applikation in diesem Bereich nicht möglich ist wie beispielsweise im Korbbo- gen, werden die Mess-DMS in einem Bereich ohne Kerbspannungseinfluss angebracht. Mit Hilfe des Verhältnisses des Abstandes beider Mess-DMS und dem Abstand zum zu prüfenden Querschnitt der Radsatzwelle wird die Beanspruchung linear extrapoliert. Diese Extrapolation ist aufgrund des linearen Anstiegs des Biegemoments von der Unwuchtmasse hin zur Einspan- nung der Prüfradscheibe möglich. Eine Skizze der applizierten Regel- und Mess-DMS ist in Abbildung 4.4 dargestellt. Zur kontrollierten Initiierung eines Ermüdungsrisses wird eine Ker- be im Bereich des zu prüfenden Querschnitts der Radsatzwelle eingebracht. Für die in Kapitel 5 vorgestellten Versuche ist diese Kerbe im Bereich des Korbbo- gens lokalisiert. Für die gezeigten Versuche wird die Kerbe als Bohrung mit Durchmesser und Tiefe von 1 mm ausgeführt. Aufgrund der lokalen Spannungsüberhöhung im Bereich der Kerbe wird der Riss voraussichtlich in diesem Bereich starten. Zur Ermittlung der Risslänge $2c$ an der Oberfläche der Radsatzwelle werden jeweils rechts und links von der eingebrachten Kerbe Rissmessstreifen appliziert. Diese ermöglichen neben der Ermittlung der aktuellen Risslänge ein Abschaltkriterium des Prüfstands bei Erreichen einer festgelegten Risslänge.

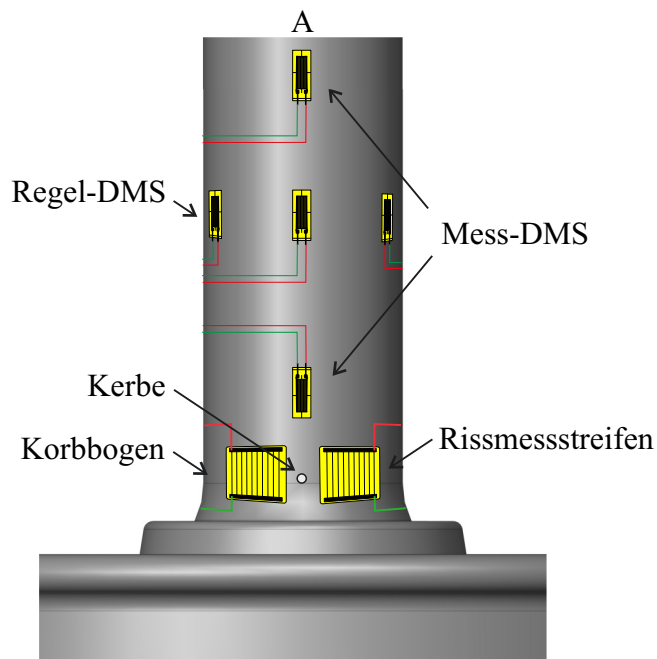


Abb. 4.4 Prinzipskizze der applizierten Regel- und Mess-DMS sowie der Rissmessstreifen für einen Ermüdungsversuch auf einem Umlaufbiegeprüfstand für Radsatzwellen von Schienen- fahrzeugen.

Die in dieser Arbeit zur Ermüdung genutzten Lastkollektive entsprechen nicht den Beanspru- chungen, die im realen Betrieb auftreten oder die nach [DIN EN 13261] für Dauerfestigkeits- und Rissfortschrittsprüfungen gefordert werden. Es werden für einen schnelleren Rissfortschritt deutlich erhöhte Beanspruchungen verwendet, da der Fokus der Ermüdungsversuche auf der Entwicklung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ liegt. Die genutzten Lastkollektive werden für die jeweiligen durchgeführten Ermüdungsversuche in Kapitel 5 näher erläutert. Bei

Ermüdung der Radscheibe aus Abschnitt 5.4 verbleibt das originale Rad anstelle der ausgetauschten Prüfradscheibe im Versuchsaufbau. Nach Erreichen festgelegter Risslängen $2c$ wird die Radsatzwelle aus dem Prüfstand ausgebaut und in einem Drehgestell eingebaut, um das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ während Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge zu verwenden.

4.2.2 Rollenprüfstand für Drehgestelle eines Schienenfahrzeugs

Zur Untersuchung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ unter möglichst realen Betriebsbedingung werden Messfahrten mit geschädigten und ungeschädigten Radsätzen auf einem Rollenprüfstand für Drehgestelle von Schienenfahrzeugen durchgeführt. Der dazu verwendete Rollenprüfstand von *Bombardier* ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Auf dem Rollenprüfstand eingerichtet ist das Drehgestell eines Regionalzugs der Baureihe *BR 442-Talent 2*, welches in dieser Arbeit als Versuchsobjekt dient.

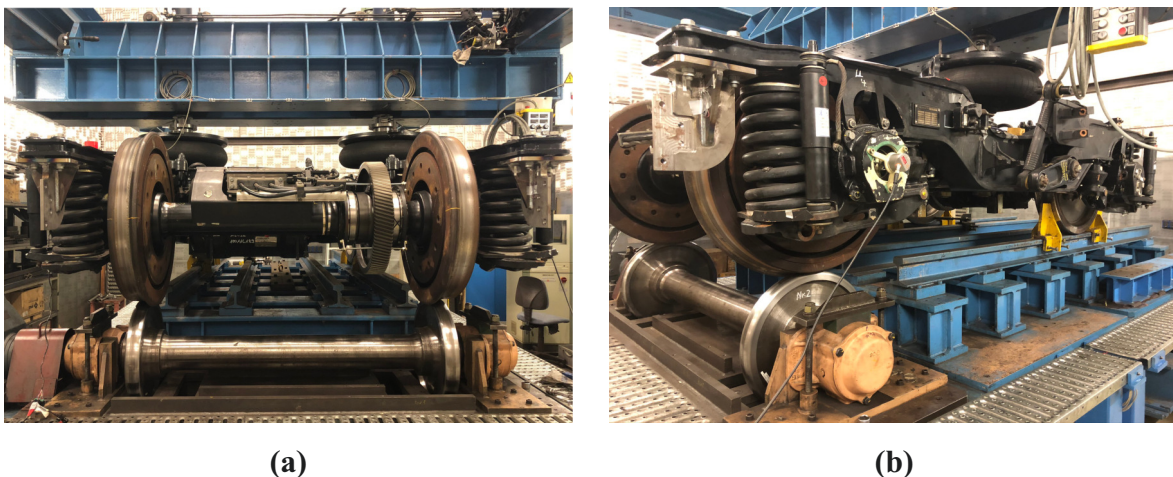


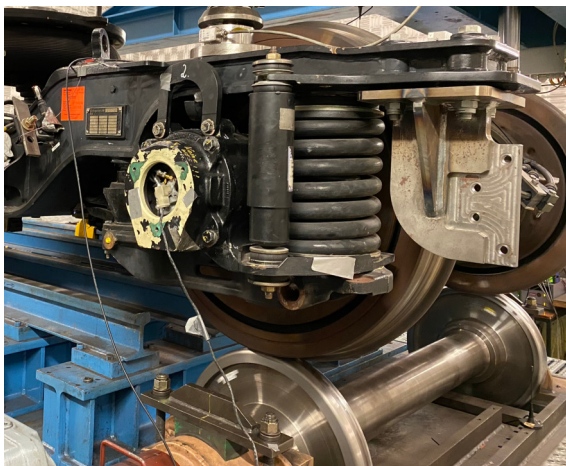
Abb. 4.5 (a) Frontansicht und (b) Seitenansicht eines Rollenprüfstands für Drehgestelle von Schienenfahrzeugen des Herstellers *Bombardier*.

Der Rollenprüfstand verfügt über zwei vertikale Hydraulikzylinder, welche die vertikale Auflast des Drehgestells durch den Wagenkasten simulieren (vgl. Abbildung 4.5 (a)). Die beiden Hydraulikzylinder leiten die Kräfte, analog zum realen Aufbau des Schienenfahrzeugs über die Sekundärfedern ein. Im Fall des hier verwendeten Drehgestells der Baureihe *BR 442-Talent 2* werden die Vertikalkräfte des Wagenkastens über zwei Luftfedern eingeleitet. Der Prüfstand ermöglicht eine simulierte Achslast von maximal 20t.

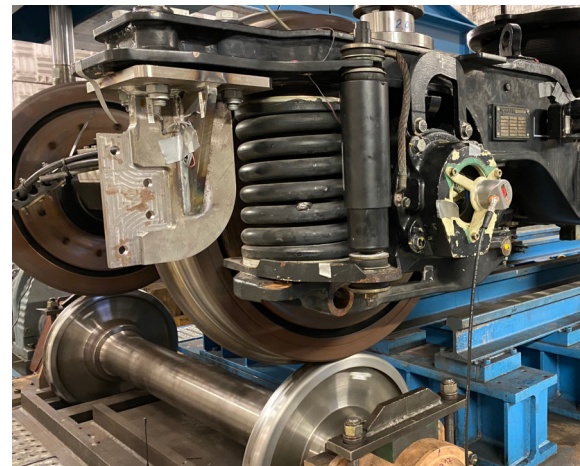
Wie in Abbildung 4.5 (b) zu erkennen, ermöglicht der Rollenprüfstand den Antrieb einer Radsatzwelle. Der zweite Radsatz ist dabei gegen eine Verschiebung in Fahrtrichtung gesichert. Die Antriebswelle verfügt über zwei Laufrollen, deren Profil dem Schienenprofil *UIC 60* ent-

spricht, welches häufig bei der Trassierung der *Deutschen Bahn* verwendet wird, [Ihme, 2019]. Der Rollenprüfstand ermöglicht jedoch einen einfachen Austausch der Antriebswelle, sodass beispielsweise andere Profile untersucht oder Fahrten mit Flachstellen simuliert werden können. Flachstellen entstehen auf den Radreifen von Schienenfahrzeugen beispielsweise durch einen blockierten Radsatz bei einem Bremsvorgang und führen zu erhöhten Belastungen der Radsätze und des Drehgestells, [Ihme, 2019]. Zur Simulation von Flachstellen mit Hilfe des Rollenprüfstands werden Abflachungen auf den Laufrollen der Antriebswelle eingebracht. Der Rollenprüfstand verfügt über eine Einstellung der simulierten Fahrtgeschwindigkeit durch die Steuerung des Antriebsmotors.

Zur automatisierten Datenaufnahme für das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ werden die piezoelektrischen Ultraschallwandler, wie in Abschnitt 4.4 gezeigt wird, auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe appliziert. Die mit Sensorik ausgestattete Druckkappe wird an einer Stirnseite der Radsatzwelle montiert. Aufgrund der Rotation der Radsatzwelle, wird ein Schleifringübertrager wie in Abbildung 4.6 (a) zu sehen, an der mit Sensorik ausgestatteten Druckkappe angebaut. Die Kabelführung erfolgt durch eine Öffnung im Radsatzlagergehäusedeckel. Der inkrementale Drehgeber zur winkelgesteuerten Messdatenaufnahme wird an der gegenüberliegenden Seite der Radsatzwelle am Radsatzlagergehäusedeckel befestigt und durch einen Adapter mit der rotierenden Welle verbunden. Der Anbau des inkrementalen Drehgebers ist in Abbildung 4.6 (b) dargestellt.



(a)



(b)

Abb. 4.6 Anbau des (a) Schleifringübertragers und (b) inkrementalen Drehgebers für das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ an einem Drehgestell eines Regionalzugs der Baureihe *BR 442-Talent 2* des Herstellers *Bombardier*.

Aufgrund des betriebsfertigen Einbauzustands der Radsatzwelle im Drehgestell, der wirklichen Lasteinleitung über die Sekundärfederung und der Abbildung des Rad-Schiene-Kontaktes entsprechen die Messfahrten auf dem Rollenprüfstand einer nahezu realen Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“.

4.3 Bauform der piezoelektrischen Ultraschallwandler und Optimierung des Anregungssignals

Die Anregung der Ultraschallwellen in der Radsatzwelle und die Umwandlung der Strukturantworten in ein Sensorsignal erfolgt, wie in Abschnitt 3.3 beschrieben, durch piezoelektrische Ultraschallwandler. Aufgrund der Größe und dem damit verbundenen Volumen der Radsatzwelle ist eine gezielte Auswahl der geeigneten Bauform und eine Optimierung des Anregungssignals der piezoelektrischen Ultraschallwandler erforderlich. Die Auswahl der Bauform der piezoelektrischen Ultraschallwandler erfolgt unter Berücksichtigung der konstruktiven Randbedingung des Versuchsobjekts aus Abschnitt 4.1. Da die Bauform und die Ermittlung des optimalen Anregungssignals der piezoelektrischen Ultraschallwandler voneinander abhängig sind, wird in diesem Abschnitt ein Verfahren vorgestellt, um das optimale Anregungssignal für die vorliegende Anwendung experimentell zu ermitteln. Auf Basis dieser Ergebnisse wird die Bauform und das Anregungssignal für das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ festgelegt.

Zur Anregung der piezoelektrischen Ultraschallwandler des Sensorsystems wird ein moduliertes Spannungssignal in Form eines „Burst“ verwendet. Diese Art der Anregung der piezoelektrischen Ultraschallwandler hat sich im Bereich SHM mit geführten Wellen als vorteilhaft erwiesen, [Wilcox *et al.*, 2001b; Giurgiutiu, 2007].

Das Anregungssignal $x_A(t)$ mit der Grundfrequenz f_A entspricht einer Sinusfunktion mit der Anzahl von Schwingungen n_A , welche mit einem HANNING-Fenster multipliziert wird. Das HANNING-Fenster $h(t)$ ist durch folgende Fensterfunktion gegeben, [Giurgiutiu, 2007]:

$$h(t) = \frac{1}{2} \left[1 - \cos \left(\frac{2\pi t}{T_H} \right) \right]. \quad (4.1)$$

Dabei wird die Länge des HANNING-Fensters T_H aus der Anzahl der Schwingungen n_A und der Grundfrequenz f_A wie folgt berechnet:

$$T_H = \frac{n_A}{f_A}. \quad (4.2)$$

Die Anwendung des HANNING-Fensters ermöglicht ein Ansteigen von Null aus und Abklingen bis auf Null des Anregungssignals zu Beginn und am Ende, was eine Anregung von Seitenbän-

dem im Frequenzspektrum verhindert. Es ergibt sich somit das Anregungssignal $x_A(t)$ mit der Amplitude A_A :

$$x_A(t) = A_A \cdot h(t) \cdot \sin(2\pi f_A t) . \quad (4.3)$$

Die normierte Amplitude und das normierte Leistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ (engl. „Power Spectral Density“) eines Anregungssignals $x_A(t)$ mit der Anregungsfrequenz $f_A = 130\text{kHz}$ und der Anzahl der Schwingspiele $n_A = 5$ ist in Abbildung 4.7 dargestellt.

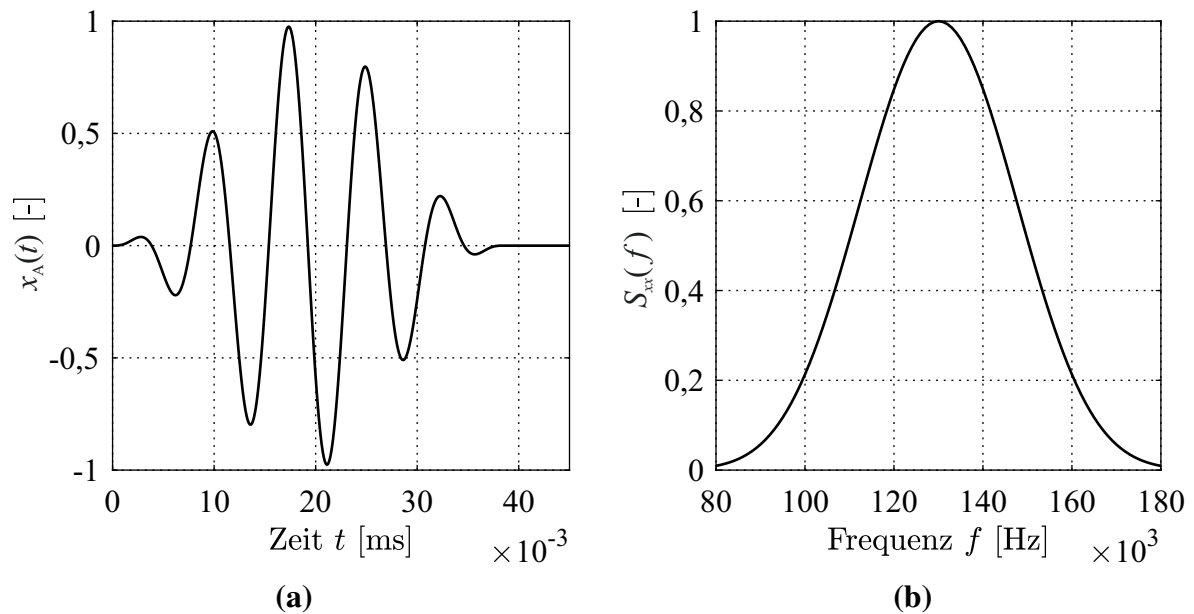


Abb. 4.7 (a) Normierte Amplitude und (b) normiertes Leistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ des Anregungssignals $x_A(t)$ mit $f_A = 130\text{kHz}$ und $n_A = 5$.

Zwischen der Bandbreite des Frequenzspektrums des Anregungssignals und der Anzahl der Schwingspiele n_A besteht ein invers proportionaler Zusammenhang, [Giurgiutiu, 2007]. Mit zunehmender Anzahl der Schwingspiele n_A nimmt die Bandbreite des Frequenzspektrums des Anregungssignals ab und die zeitliche Dauer des Anregungssignals zu. Umgekehrt gilt das inverse Verhalten. Die Anzahl der Schwingspiele n_A wird in dieser Arbeit auf $n_A = 5$ festgelegt, da dies bei einer Anregungsfrequenz zwischen $f_A = 100\text{kHz} - 200\text{kHz}$ eine hinreichend kurze zeitliche Dauer hat, bevor erste Reflexionen der sich ausbreitenden Ultraschallwellen am piezoelektrischen Ultraschallwandler eintreffen. Dennoch wird ein schmalbandiges Frequenzspektrum des Anregungssignals $x_A(t)$ gewährleistet. Dies ist wichtig im Hinblick auf die Anwendung des SHM-Verfahrens, da im realen Betrieb eine Vielzahl an Störungen erwartet werden und somit die Filterung aus Abschnitt 2.6.1 auf die schmale Bandbreite des Anregungssignals $x_A(t)$ begrenzt und optimiert werden kann.

In der Anwendung dieser Arbeit steht nicht die gezielte Anregung einzelner Wellenmoden und deren gezielte Ausbreitungsrichtung wie bei SHM-Systemen, welche „Lamb“-Wellen in dünnwandigen Strukturen nutzen, im Vordergrund (vgl. [Wilcox *et al.*, 2001b; Giurgiutiu, 2005]). Aufgrund der großen Anzahl an geometrischen Änderungen der untersuchten Struktur und der damit einhergehenden Reflexionen der sich ausbreitenden Ultraschallwellen ist eine gezielte physikalische Analyse einzelner Wellenmoden nur sehr schwer möglich. Aus diesem Grund wird zudem das Phänomen der Dispersion der sich ausbreitenden Ultraschallwellen nicht weiter untersucht. Die Dispersion beschreibt die Frequenzabhängigkeit der Wellenausbreitungsgeschwindigkeit einzelner Wellenmoden, [Wilcox *et al.*, 2001a]. Des Weiteren ist bei der Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ davon auszugehen, dass die Dispersion der sich ausbreitenden Ultraschallwellen während einer Umdrehung nahezu konstant bleibt und somit dadurch keine vom Rotationswinkel abhängigen Änderungen herbeigeführt werden. Stattdessen wird für die Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ die Anregungsfrequenz f_A so ausgewählt, dass die Strukturantwort und damit das Sensorsignal eine möglichst große Amplitude aufweisen. Die so gewählte Anregungsfrequenz f_A repräsentiert somit für dieses SHM-Verfahren den „Sweet Spot“ der Anregung der Struktur mit piezoelektrischen Ultraschallwandlern (vgl. [Giurgiutiu, 2003]). Nachfolgend wird die optimale Anregungsfrequenz f_A und die Bauform der verwendeten piezoelektrischen Ultraschallwandler ermittelt.

Im Rahmen dieser Arbeit werden verschiedene piezoelektrische Ultraschallwandler untersucht. Diese unterscheiden sich in Dimension, Bauformen und Material. In Tabelle 4.1 sind die verschiedenen piezoelektrischen Ultraschallwandler aufgelistet. Die Materialdaten können Anhang A.2 entnommen werden. Zur Untersuchung der piezoelektrischen Ultraschallwandler werden diese, wie in Abbildung 4.12 (b) zu sehen, auf einer Druckkappe der Radsatzbaugruppe des Versuchsobjekts aus Abschnitt 4.1 appliziert. Näheres zur Platzierung der piezoelektrischen Ultraschallwandler kann Abschnitt 4.4 entnommen werden.

Bauform	Durchmesser d_{PWAS}	Dicke t_{PWAS}	Form	Material
1	20 mm	1,96 mm	Scheibe	PIC 155
2	10 mm	2 mm	Scheibe	PIC 151
3	10 mm	0,5 mm	Scheibe	PIC 255
4	20 mm	0,25 mm	Scheibe	PIC 151
5	$d_a = 40 \text{ mm}, d_i = 25 \text{ mm}$	10 mm	Ring	PIC 181

Tab. 4.1 Dimension, Bauform und Material untersuchter piezoelektrischer Ultraschallwandler.

Die piezoelektrischen Ultraschallwandler der Bauform 3 und 4 weisen aufgrund ihrer geringen Dicke t_{PWAS} eine zu geringe spektrale Leistungsdichte $S_{xx}(f)$ der aufgenommenen Strukturantworten auf und werden daher nachfolgend nicht näher betrachtet. Die untersuchten ringfö-

migen piezoelektrischen Ultraschallwandler nach Bauform 5, welche mit einer Schraubverbindung an der Druckkappe der Radsatzbaugruppe appliziert werden, zeigen eine optimale Anregungsfrequenz f_A , welche vom Anzugsmoment der Schraubverbindung abhängig ist, da sich durch die Kompression des piezoelektrischen Ultraschallwandlers die elektromechanischen Resonanzfrequenz f_R ändert. Es müsste daher eine konstante Vorspannkraft der Schraubenverbindung während des gesamten Betriebs gewährleistet werden. Dies wird für die spätere Applikation als nicht prozesssicher angesehen und daher nicht weiter betrachtet.

Nachfolgend werden die Bauformen 1 und 2 näher untersucht. Es werden dazu vier piezoelektrische Ultraschallwandler, jeweils zwei nach Bauform 1 und zwei nach Bauform 2 auf der Druckkappe appliziert, welche nachfolgend mit „PWAS 1“ bis „PWAS 4“ bezeichnet werden. Abbildung 4.8 zeigt das normierte Leistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten in Abhängigkeit von der Frequenz f für die Kombination verschiedener piezoelektrischer Ultraschallwandler für verschiedene Anregungsfrequenzen f_A . Die Überschrift der Grafiken gibt an, welcher piezoelektrische Ultraschallwandler als Aktuator (erstgenannt) und welcher als Sensor (zweitgenannt) genutzt wird. Zum besseren Vergleich der verschiedenen Kombinationen wird das Leistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ auf das Maximum aus Abbildung 4.8 (a) normiert.

Für die Nutzung eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers nach Bauform 1 als Aktuator („PWAS 1“) und Sensor („PWAS 2“) ergibt sich, wie in Abbildung 4.8 (a) gezeigt, ein Maximum des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten bei der Frequenz $f = 130$ kHz. Die Frequenz f der maximalen Leistungsdichte $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten stimmt mit der verwendeten Anregungsfrequenz $f_A = 130$ kHz überein. Abbildung 4.8 (b) zeigt für die piezoelektrischen Ultraschallwandler nach Bauform 2 als Aktuator („PWAS 3“) und Sensor („PWAS 4“) ein ähnliches Verhalten. Das Maximum des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten liegt bei der Frequenz $f = 200$ kHz und stimmt mit der dafür verwendeten Anregungsfrequenz $f_A = 200$ kHz überein. Im Vergleich zu der Verwendung der Bauform 1 ist allerdings das Maximum des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten deutlich geringer. Die größeren piezoelektrischen Ultraschallwandler nach Bauform 1 wandeln somit bei gleicher Amplitude A_A des Anregungssignals $x_A(t)$ mehr elektrische Energie in eine sich in der Radsatzwelle ausbreitende mechanische Festkörperwelle und umgekehrt.

Bei der Verwendung unterschiedlicher Bauformen als Aktuator und Sensor, was für die Bauformen 1 und 2 in Abbildung 4.8 (c) und Abbildung 4.8 (d) dargestellt ist, ergibt sich ein abweichendes Verhalten. Bei der Verwendung eines Aktuators nach Bauform 1 und eines Sensors nach Bauform 2 ergeben sich ein Haupt- und ein Nebenmaximum des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten. Das Hauptmaximum liegt bei der Frequenz $f = 200$ kHz und der zugehörigen Anregungsfrequenz $f_A = 200$ kHz des Aktuators nach Bauform 1 und

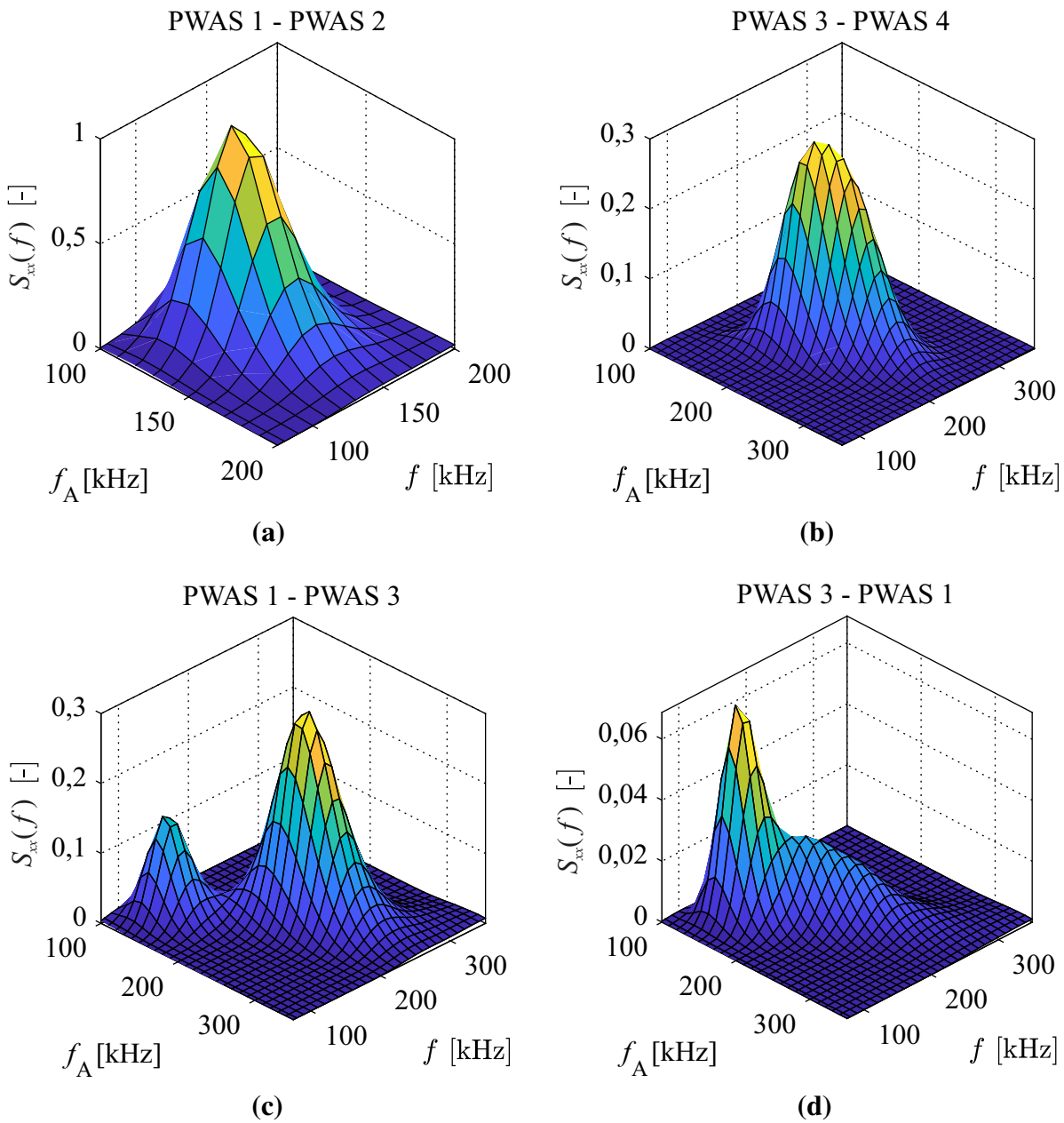


Abb. 4.8 Normiertes Leistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten in Abhängigkeit von der Frequenz f für (a) „PWAS 1“ als Aktuator und „PWAS 2“ als Sensor (b) „PWAS 3“ als Aktuator und „PWAS 4“ als Sensor (c) „PWAS 1“ als Aktuator und „PWAS 3“ als Sensor (d) „PWAS 3“ als Aktuator und „PWAS 1“ als Sensor für verschiedene Anregungsfrequenzen f_A .

stimmt somit mit dem Maximum des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten aus Abbildung 4.8 (b) überein. Bei Anregung des Aktuators nach Bauform 1 mit der Anregungsfrequenz $f_A = 130$ kHz, die der Frequenz f des Maximums in Abbildung 4.8 (a) entspricht, ergibt sich in Abbildung 4.8 (c) das Nebenmaximum für den Sensor nach Bauform 2, welches jedoch deutlich geringer ausfällt als das Maximum in Abbildung 4.8 (a). Wird die Bauform des Aktuators und Sensors vertauscht, wie in Abbildung 4.8 (d) zu sehen, ergibt sich ein sehr geringes Maximum des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten bei der

Frequenz $f = 130\text{kHz}$ bei einer Anregungsfrequenz $f_A = 130\text{kHz}$, die dem Maximum aus Abbildung 4.8 (a) entspricht. Ein geringes Nebenmaximum des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ ist bei der Frequenz $f = 200\text{kHz}$ mit zugehöriger Anregungsfrequenz $f_A = 200\text{kHz}$ ersichtlich.

Es zeigt sich somit, dass ein Zusammenhang zwischen der verwendeten Bauform von Aktuator und Sensor, deren Kombination und der Frequenz f des Maximums des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten und der zugehörigen Anregungsfrequenz f_A besteht. Dieser Zusammenhang wird deutlich, wenn die Impedanz $Z(f)$ bzw. Admittanz $Y(f)$ der piezoelektrischen Ultraschallwandler betrachtet wird. Dazu wird die in Abschnitt 2.5.2 vorgestellte Methode verwendet, um die elektromechanische Resonanzfrequenz f_R der auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler experimentell zu ermitteln. Die Verläufe des Betrags der Admittanz $Y(f)$ der auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler nach Bauform 1 und Bauform 2 sind in Abbildung 4.9 dargestellt.

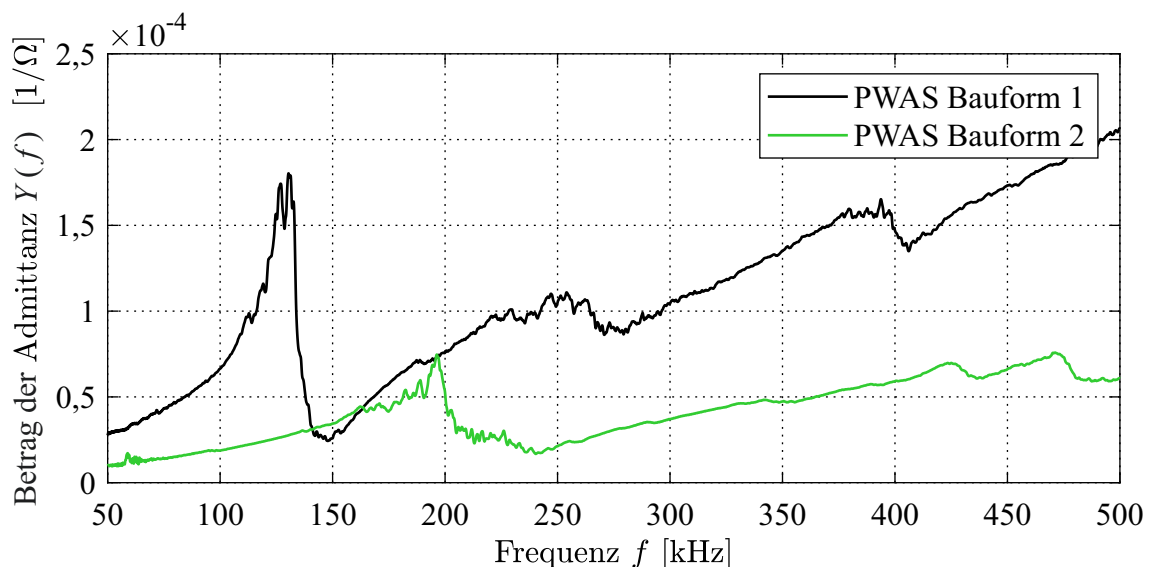


Abb. 4.9 Verläufe des Betrags der Admittanz $Y(f)$ der auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler nach Bauform 1 und Bauform 2.

Wie in Abschnitt 2.5.2 beschrieben, tritt die elektromechanische Resonanz der auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler dann auf, wenn der Betrag der experimentell ermittelten elektrischen Admittanz $Y(f)$ ein lokales Maximum erreicht. Die elektromechanische Resonanzfrequenz der auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler nach Bauform 1 ergibt sich somit zu $f_R = 130\text{kHz}$ und für die Bauform 2 zu $f_R = 200\text{kHz}$. Die experimentell ermittelten elektromechanischen Resonanzfrequenzen f_R stimmen für die beiden Bauformen mit den Frequenzen f des Maximums des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten aus Abbildung 4.8 (a) und Abbildung 4.8 (b) überein. Für die Anwendung in dieser Arbeit wird somit bei der Verwendung gleicher Bauformen der piezoelektrischen Ultraschallwandler als Aktuator und Sensor die elektromechanische Resonanzfrequenzen f_R der

auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler als Anregungsfrequenz f_A gewählt. Werden unterschiedliche Bauformen piezoelektrischer Ultraschallwandler als Aktuator und Sensor genutzt, so zeigt sich im Vergleich mit den Ergebnissen aus Abbildung 4.8, dass die Anregungsfrequenz f_A des Aktuators so gewählt werden sollte, dass sie mit der elektromechanischen Resonanzfrequenz f_R des auf der Struktur applizierten Sensors möglichst übereinstimmt.

Für diese Arbeit werden aufgrund des höheren Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten piezoelektrische Ultraschallwandler nach Bauform 1 als Aktuator und Sensor verwendet. Wie in Abschnitt 3.3 können diese bei Verwendung des T/R-Switch auch gleichzeitig als Aktuator und Sensor verwendet werden. Als Anregungsfrequenz f_A wird die experimentell ermittelte elektromechanische Resonanzfrequenz f_R der auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler genutzt. Anschließend erfolgt die Ermittlung der Position des Sensorsystems an dem aus Abschnitt 4.1 bekannten Drehgestell eines Schienenfahrzeugs.

4.4 Positionierung des Sensorsystems an einem Drehgestell eines Schienenfahrzeugs

In diesem Abschnitt wird die Positionierung des Sensorsystems zur Datenaufnahme für das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ an einem Drehgestell eines Schienenfahrzeugs anhand des Versuchsobjekts aus Abschnitt 4.1 betrachtet. Dazu werden verschiedene Positionen der piezoelektrischen Ultraschallwandler an der Radsatzbaugruppe des Versuchsobjekts untersucht, welche in Abbildung 4.10 dargestellt sind.

Die zuerst untersuchte Position zur Applikation der piezoelektrischen Ultraschallwandler ist auf der Stirnseite der Radsatzwelle lokalisiert. Die zweite untersuchte Position ist eine Applikation der piezoelektrischen Ultraschallwandler auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe. Diese verhindert das axiale Verschieben der Lagerinnenringe der Radsatzlager und ist fest durch eine Schraubverbindung mit der Radsatzwelle verbunden. Die Applikation der piezoelektrischen Ultraschallwandler auf einen Erdungskontakt, der zur Stromrückführung bei Schienenfahrzeugen eingesetzt wird, stellt die dritte Variante dar. Dabei wird der zurückzuführende Strom lediglich durch den Erdungskontakt direkt in die Radsatzwelle und damit zu den geerdeten Schienen abgeleitet. Dies verhindert den Stromfluss durch die Radsatzlager, was die Lagerschädigung durch Funkenbildung infolge des Überspringens des Stroms zwischen Rollkörpern und Lagerringen hemmt. Dazu wird durch einen Schleifkontakt eine niederohmige Verbindung zwischen dem stehenden Radsatzlagergehäuse und der rotierenden Radsatzwelle aufgebaut. Der piezoelektri-

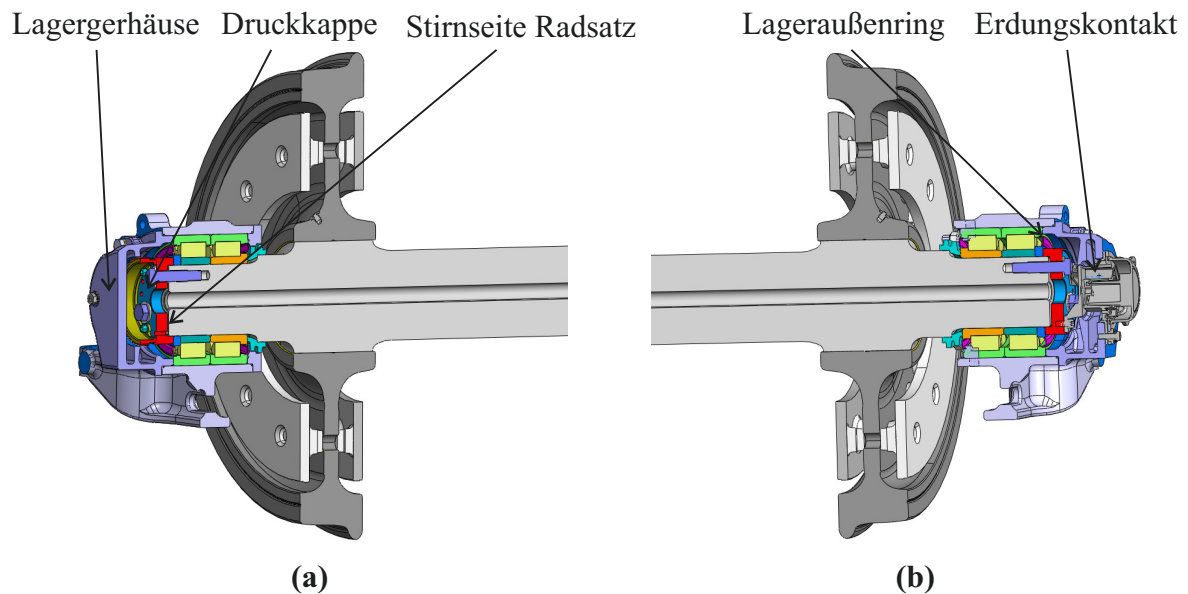


Abb. 4.10 Positionierung der piezoelektrischen Ultraschallwandler an einer Triebradsatzbaugruppe eines End-Triebdrehgestells der Baureihe *BR442-Talent 2* des Herstellers *Bombardier* [Bombardier, 2013] (a) ohne und (b) mit Erdungskontakt.

sche Ultraschallwandler wird, wie nachfolgend erläutert, auf eine Komponente des Schleifkontakts appliziert. Als vierte Position zur Applikation der piezoelektrischen Ultraschallwandler werden die Lageraußenringe der Radsatzlager gewählt. Die fünfte Position befindet sich auf der Außenseite des Lagergehäusedeckels.

Zur Untersuchung des Übertragungsverhaltens der Ultraschallwellen zwischen den applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlern und der Radsatzwelle wird eine experimentelle Untersuchung mit reproduzierbaren Beeinflussungen der Ultraschallwellenausbreitung durchgeführt. Dazu wird als Ansatz die klassische Vorgehensweise der meisten ultraschallbasierten SHM-Verfahren genutzt, wobei der Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geschädigten oder wie in diesem Fall einem veränderten Zustand und einer zuvor aufgenommenen Referenz untersucht wird. Die Referenz wird in den nachfolgenden Betrachtungen als „*Baseline*“ („BL“) bezeichnet. Zur Erzeugung einer reproduzierbaren Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung werden selbstklebende Bitumenplatten auf der Oberfläche der Radsatzwelle aufgebracht. Diese führen zu einer Dämpfung der Ultraschallwellen, welche sich an der Oberfläche der Radsatzwelle ausbreiten. Die Position der Bitumenplatten auf der Radsatzwelle ist in Abbildung 4.11 (a) markiert. Die Bitumenplatten mit der Abmessung von $100\text{ mm} \times 265\text{ mm}$ werden, wie in Abbildung 4.11 (b) dargestellt, auf der Oberfläche der Radsatzwelle appliziert.

Die Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung durch die Dämpfung der Bitumenplatten wird in verschiedenen Stufen aufgebracht. In den nachfolgenden Grafiken in diesem Abschnitt bezeichnet „D1“ die Applikation von einer Bitumenplatte, „D2“ die Applikation von zwei Bitu-

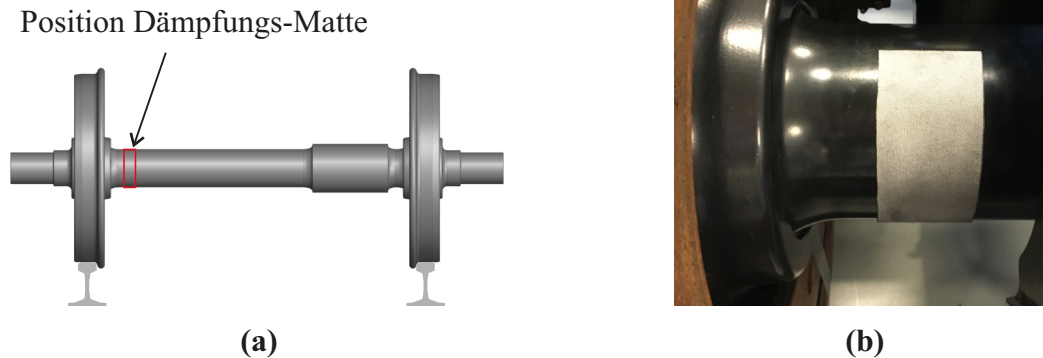


Abb. 4.11 (a) Position der selbstklebenden Bitumenplatten auf der Oberfläche einer Radsatzwelle. (b) Selbstklebende Bitumenplatten appliziert auf der Oberfläche einer Radsatzwelle.

menplatten. Diese werden anschließend entgegen der Reihenfolge der Applikation wieder entfernt, was durch „D3“ und „D4“ bezeichnet wird. Treten keine Änderungen der Umgebungsbedingungen auf, sollte der Zustand der Referenz „BL“ somit gleich dem Zustand „D4“ sein. Dieser Versuch wird für die genannten Positionen des Sensorsystems wiederholt.

Die applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler auf der Stirnseite der Radsatzwelle und auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe sind in Abbildung 4.12 gezeigt. Es werden runde piezoelektrische Ultraschallwandler mit einem Durchmesser $d_{\text{PWAS}} = 20\text{mm}$ und einer Dicke $t_{\text{PWAS}} = 1,96\text{mm}$ aus dem Material *PIC 155* verwendet (vgl. Anhang A.2). Ein piezoelektrischer Ultraschallwandler wird als Aktuator verwendet, der andere als Sensor. Die Ermittlung der optimalen Anregungsfrequenz für diese Bauform der piezoelektrischen Ultraschallwandler mit der Methode der elektromechanischen Impedanz aus Abschnitt 4.3 ergibt eine Anregungsfrequenz von $f_A = 130\text{kHz}$. Als Anregungssignal wird das in Abschnitt 4.3 vorgestellte Signal verwendet.

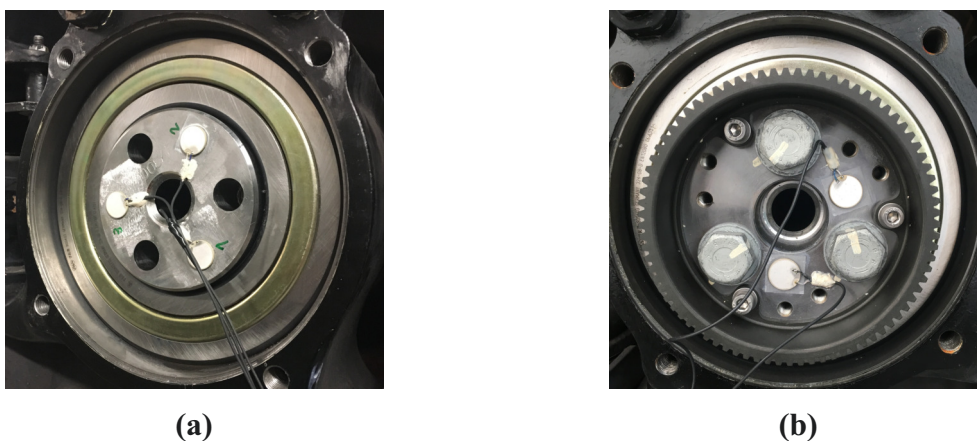


Abb. 4.12 Piezoelektrische Ultraschallwandler appliziert auf (a) Stirnseite der Radsatzwelle und (b) Druckkappe einer Radsatzbaugruppe eines Schienenfahrzeugs.

Die Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung der Zustände „D1“–„D4“ verglichen mit der Referenz „BL“ werden mit Hilfe der PCA ermittelt und mit dem SPE-Index $D^{\overline{\text{SPE}}}$ quantifiziert. Zur Berechnung des Schadensindikators $D^{\overline{\text{SPE}}}$ wird Gleichung (2.100) aus Abschnitt 2.6.2 verwendet. Die Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung der Zustände „D1“–„D4“ verglichen mit der Referenz „BL“ für die piezoelektrischen Ultraschallwandler, appliziert auf der Stirnseite der Radsatzwelle, und für die piezoelektrischen Ultraschallwandler, appliziert auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe, sind in Abbildung 4.13 gezeigt.

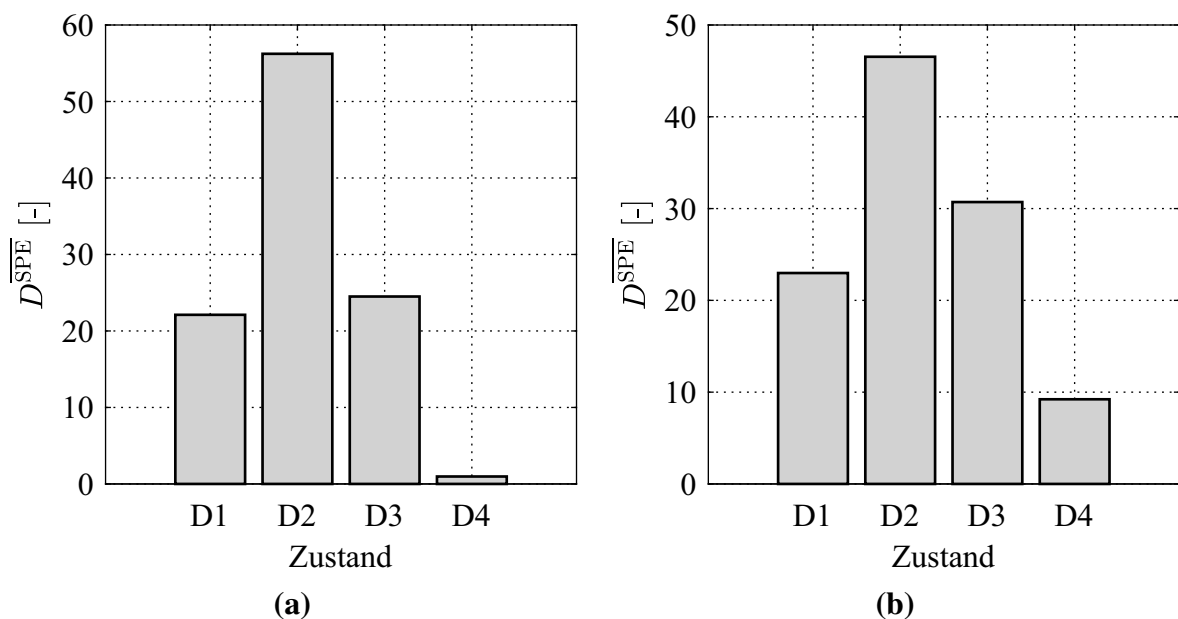


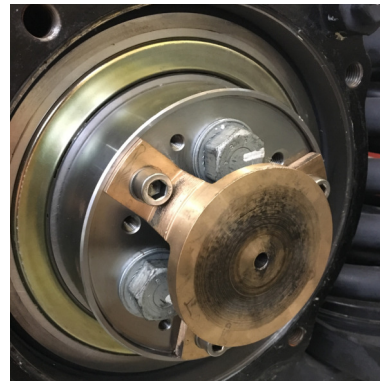
Abb. 4.13 Schadensindikator $D^{\overline{\text{SPE}}}$ für die Zustände „D1“ bis „D4“ verglichen mit der Referenz „BL“ für eine Sensorik, die auf der (a) Stirnseite der Radsatzwelle (b) Druckkappe der Radsatzbaugruppe appliziert ist.

Mit Hilfe der piezoelektrischen Ultraschallwandler, die auf der Stirnseite der Radsatzwelle und denen, die auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe appliziert werden, sind die Zustände „D1“ bis „D4“ durch den Schadensindikator $D^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abbildung 4.13 eindeutig zu differenzieren. Der Unterschied zwischen den Zuständen wird durch die piezoelektrischen Ultraschallwandler, appliziert auf der Stirnseite der Radsatzwelle, etwas deutlicher detektiert. Dies resultiert in einem höheren Schadensindikator $D^{\overline{\text{SPE}}}$ für den Zustand „D2“ und einer größeren Differenz zwischen dem Schadensindikator $D^{\overline{\text{SPE}}}$ für den Zustand „D1“ verglichen mit dem Zustand „D2“. Weiterhin ist der Unterschied zwischen den identischen aber zeitlich getrennten Zuständen „BL“ und „D4“ sowie „D1“ und „D3“ für die piezoelektrischen Ultraschallwandler appliziert auf der Stirnseite der Radsatzwelle kleiner als für die piezoelektrischen Ultraschallwandler appliziert auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe. Detektierte Unterschiede zwischen vermeintlich gleichen Zuständen resultieren aus Änderungen der Umgebungsbedingungen während des Experiments. Dennoch können alle Zustände „D1“ bis „D4“ für beide Sensorpositionen eindeutig voneinander unterschieden werden.

Da die Übertragung der Sensordaten vom rotierenden System der Radsatzwelle einen zusätzlichen Schleifringübertrager benötigt und dies zu einer erhöhten Aufwendung für das Sensorsystem führt, wird die Applikation der piezoelektrischen Ultraschallwandler auf dem Erdungskontakt einer Radsatzbaugruppe nachfolgend betrachtet. Der Erdungskontakt wird normalerweise als Schleifringübertrager für Strom genutzt und hier zur Übertragung der Ultraschallwellen verwendet. Dazu werden Taschen in zwei Schleifkörper eingefräst und die piezoelektrischen Ultraschallwandler, wie in Abbildung 4.14 (a) dargestellt, appliziert. Der piezoelektrische Ultraschallwandler auf einem Schleifkörper dient als Aktuator, der andere als Sensor. Die piezoelektrischen Ultraschallwandler entsprechen der gleichen Bauart wie in der vorherigen Betrachtung. Aus diesem Grund wird das gleiche Anregungssignal $x_A(t)$ verwendet. Die Schleifkörper reiben auf der Kontaktfläche, die in Abbildung 4.14 (b) gezeigt ist. Diese ist durch eine Schraubverbindung fest mit der Druckkappe verbunden.



(a)



(b)

Abb. 4.14 (a) Piezoelektrischer Ultraschallwandler, appliziert auf einem Schleifkörper des Erdungskontakts einer Radsatzbaugruppe eines Schienenfahrzeugs. (b) Reibfläche des Erdungskontakts, verbunden mit der Druckkappe der Radsatzbaugruppe eines Schienenfahrzeugs.

Die Schadensindikatoren $D^{\overline{\text{SPE}}}$ für die Zustände „D1“ bis „D4“ für die applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler auf den Schleifkörpern des Erdungskontakts sind in Abbildung 4.15 (a) dargestellt. Diese ermöglichen keine Differenzierung der Zustände „D1“ bis „D4“. Das Ansteigen der Schadensindikatoren $D^{\overline{\text{SPE}}}$ resultiert aus der Änderung der Umgebungsbedingung während der Versuchsdurchführung. Aus diesen Ergebnissen lässt sich schließen, dass die Strukturantwort keine Informationen über den Zustand oder Änderungen an der Radsatzwelle beinhaltet. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Ultraschallwellenausbreitung aufgrund der Vielzahl an Kontaktflächen, die überwunden werden müssen, bis diese sich in der Radsatzwelle ausbreiten können, stark verlustbehaftet ist.

Um dennoch den Vorteil der Ultraschallwellenübertragung über den Erdungskontakt nutzen zu können, wird zusätzlich ein piezoelektrischer Ultraschallwandler wie in der vorherigen Betrachtung auf der Druckkappe appliziert und als Aktuator genutzt. Dadurch wird eine Ultraschallwelle mit einer größeren Energie in die Radsatzwelle eingeleitet. Die Aufnahme der Strukturant-

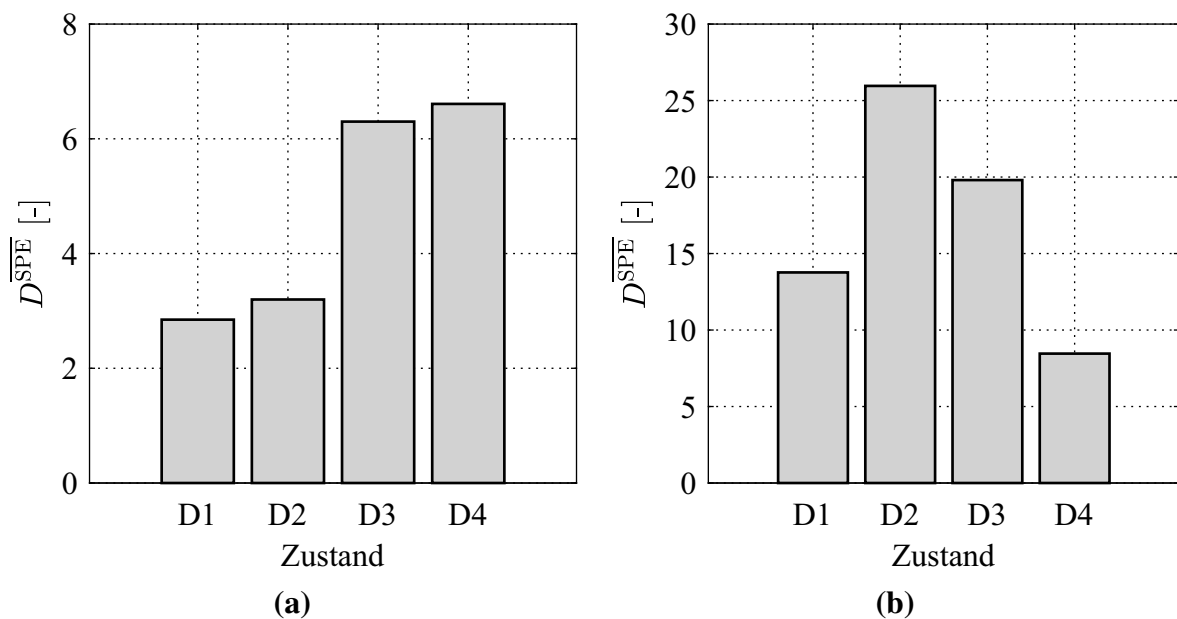


Abb. 4.15 Schadensindikatoren D^{SPE} für die Zustände „D1“ bis „D4“ verglichen mit der Referenz „BL“ für eine Sensorik, die auf (a) dem Erdungskontakt (b) der Druckkappe (Aktuator) und dem Erdungskontakt (Sensor) einer Radsatzbaugruppe appliziert ist.

wort wird durch einen piezoelektrischen Ultraschallwandler, welcher auf einem Schleifkörper des Erdungskontakts appliziert ist, realisiert. Im Hinblick auf eine spätere industrielle Umsetzung bietet dies die Möglichkeit, die Generierung des Anregungssignals autonom auf der rotierenden Radsatzwelle durchzuführen und die Datenaufnahme im nicht rotierenden Bereich ohne Schleifringübertrager realisieren zu können. Für diese Konfiguration sind die Schadensindikatoren D^{SPE} für die Zustände „D1“ bis „D4“ in Abbildung 4.15 (b) dargestellt. Die Zustände „D1“ bis „D4“ lassen sich mit dieser Konfiguration ebenfalls unterscheiden. Es zeigt sich allerdings, dass die Änderungen der Umgebungsbedingungen im Verhältnis zu der Änderungen durch die Dämpfung der angebrachten Bitumenplatten sehr groß sind. Dies wird aus dem Vergleich der Zustände „D1“ und „D4“ deutlich und ist auf einen zu hohen Verlust der beim Sensor eintreffenden Strukturantwort zurückzuführen. Die Verluste resultieren ebenfalls aus der Vielzahl an Kontaktflächen, die überwunden werden müssen, bis die Strukturantworten der Radsatzwelle am Sensor eintreffen.

Die Applikation der piezoelektrischen Ultraschallwandler auf dem Lageraußenring und dem Lagergehäusedeckel einer Radsatzbaugruppe ist in Abbildung 4.16 dargestellt und würde ebenfalls bei sichergestellter Funktionalität eine Übertragung der Strukturantworten ohne Schleifringübertrager ermöglichen. Aufgrund der Baugröße des Lageraußenrings werden bei dortiger Applikation piezoelektrische Ultraschallwandler mit einem Durchmesser $d_{\text{PWAS}} = 10\text{mm}$ und einer Dicke $t_{\text{PWAS}} = 2\text{mm}$ aus dem Material *PIC 155* verwendet (vgl. Anhang A.2). Die Ermittlung der optimalen Anregungsfrequenz f_A für diese piezoelektrischen Ultraschallwandler mit

der Methode der elektromechanischen Impedanz aus Abschnitt 4.3 führt zu einer Anregungsfrequenz von $f_A = 200\text{kHz}$. Die applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler auf dem Lagergehäusedeckel einer Radsatzbaugruppe aus Abbildung 4.16 (b) entsprechen der gleichen Bauart wie die zuvor untersuchten Positionen. Aus diesem Grund wird das gleiche Anregungssignal $x_A(t)$ verwendet.

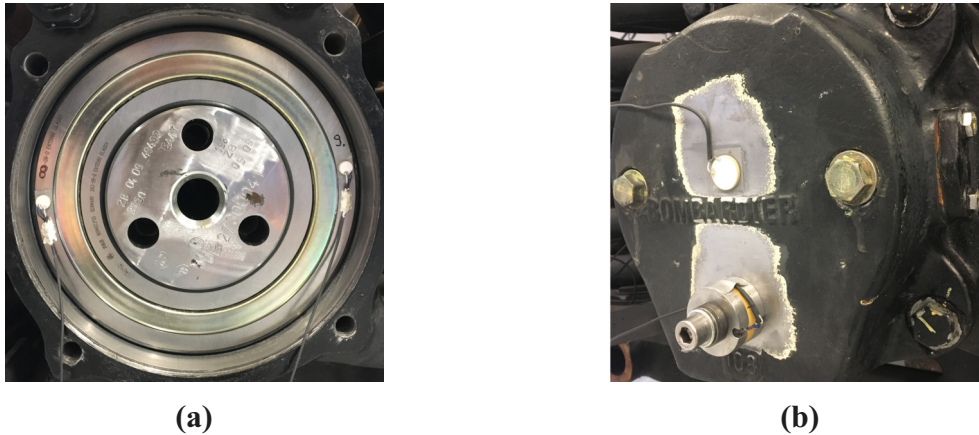


Abb. 4.16 Piezoelektrische Ultraschallwandler appliziert auf (a) einem Lageraußenring und (b) einem Lagergehäusedeckel einer Radsatzbaugruppe eines Schienenfahrzeugs.

Die Ergebnisse der Schadensindikatoren $D^{\overline{\text{SPE}}}$ für die Zustände „D1“ bis „D4“ verglichen mit der Referenz „BL“ für die Positionen der Sensorik auf dem Lageraußenring und dem Lagergehäusedeckel einer Radsatzbaugruppe sind der Abbildung 4.17 zu entnehmen. Die Schadensindikatoren $D^{\overline{\text{SPE}}}$ für beide Sensorpositionen lassen keine Unterscheidung der Zustände „D1“ bis „D4“ zu. Es ist lediglich ein Anstieg der Schadensindikatoren $D^{\overline{\text{SPE}}}$ zu erkennen, was, wie zuvor bereits erläutert, auf eine Änderung der Umgebungsbedingungen während der Durchführung des Experiments zurückzuführen ist. Es ergibt sich somit, dass die aufgezeichneten Strukturantworten anscheinend keinerlei Informationen über den Zustand oder Änderungen an der Radsatzwelle beinhalten. Aus diesem Grund wird nachfolgend untersucht, ob eine Übertragung von Ultraschallwellen über das Radsatzlager möglich ist. Dazu werden zwei weitere piezoelektrische Ultraschallwandler auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe appliziert. Die Bauform der piezoelektrischen Ultraschallwandler wird gleich wie auf dem Lageraußenring gewählt, um die gleiche Resonanzfrequenz f_R von Sensor und Aktuator zu haben, sodass die Amplitude der Strukturantwort möglichst groß ist.

Zur Untersuchung der Übertragung der Ultraschallwellen über das Radsatzlager wird das Leistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten analysiert. Diese ist in Abbildung 4.18 (a) für die Strukturantwort eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers auf dem Lageraußenring bei Anregung durch einen baugleichen piezoelektrischen Ultraschallwandler auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe dargestellt. Zum direkten Vergleich wird gleichzeitig die Strukturantwort des zweiten piezoelektrischen Ultraschallwandlers auf der Druckkappe ausgewertet. Diese ist in Abbildung 4.18 (b) gezeigt.

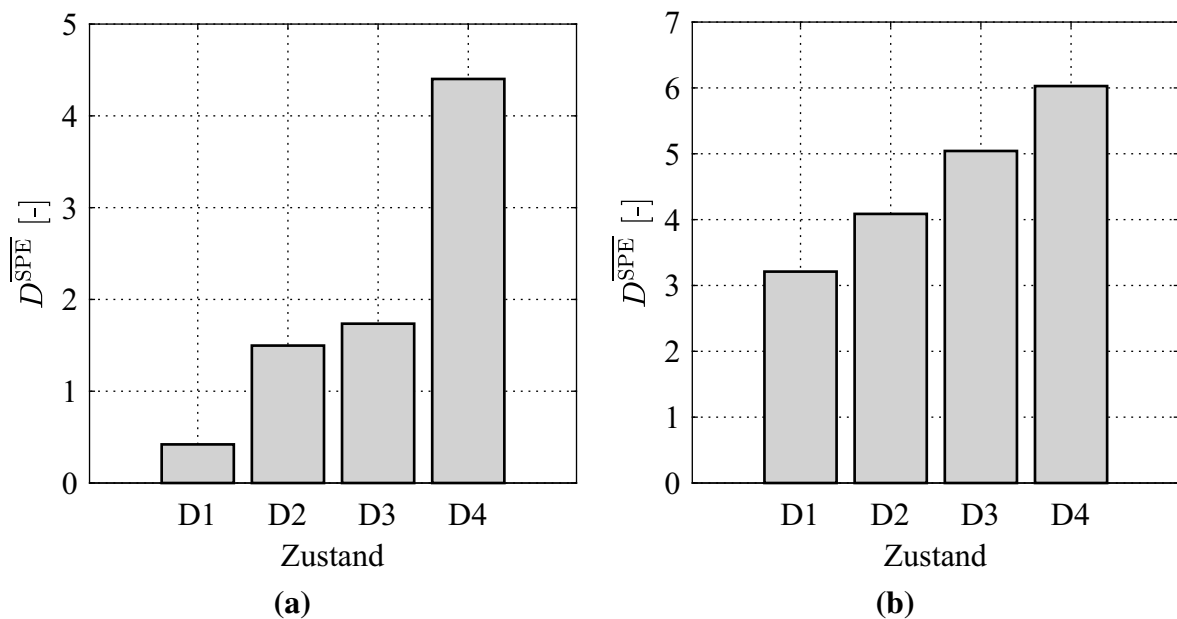


Abb. 4.17 Schadensindikatoren $D_{\text{SPE}}^{\text{SPE}}$ für die Zustände „D1“ bis „D4“ verglichen mit der Referenz „BL“ für eine Sensorik, die auf dem (a) Lageraußenring und (b) Lagergehäusedeckel einer Radsatzbaugruppe appliziert ist.

Es zeigt sich für die Strukturantwort der jeweiligen Aktuator-/ Sensorkombinationen das typische Frequenzspektrum eines modulierten „Burst“-Signals, welches als Anregungssignal $x_A(t)$ genutzt wird. Das Maximum des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ liegt bei der Grundfrequenz des Anregungssignals $x_A(t)$, welche in diesem Fall $f_A = 200\text{kHz}$ beträgt. Deutlich sichtbar wird jedoch der Unterschied in der Höhe des Maximums des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$. Das Leistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ der über das Lager übertragenen Strukturantwort ist circa um den Faktor $0,5 \times 10^3$ kleiner als das Maximum des Leistungsdichtespektrums $S_{xx}(f)$ der Strukturantwort des piezoelektrischen Ultraschallwandlers auf der Druckkappe. Es zeigt sich somit, dass das Radsatzlager zur Übertragung von Ultraschallwellen nicht geeignet ist, da die Übertragung zu sehr verlustbehaftet ist. Zudem wäre die Übertragung der Ultraschallwellen über die Radsatzlager während der Rotation der Radsatzwelle nicht konstant, da die Übertragung der Ultraschallwellen über die Rollkörper stattfindet und diese während der Rotation in der Tragzone der Radsatzlager nicht an denselben Positionen liegen. Dies würde zu einer winkelabhängigen Änderung der Strukturantworten führen, was wiederum Einfluss auf das in dieser Arbeit eingeführte Verfahren der „Dynamischen Referenz“ hätte, da diese Änderung die in Abschnitt 3.5 vorgestellte Symmetrieeigenschaft beeinflusst. Aus dieser Untersuchung wird deutlich, dass alle möglichen Positionen des Sensorsystems an der Radsatzbaugruppe, die eine Übertragung der Ultraschallwellen über das Radsatzlager erfordern, nicht in Betracht kommen.

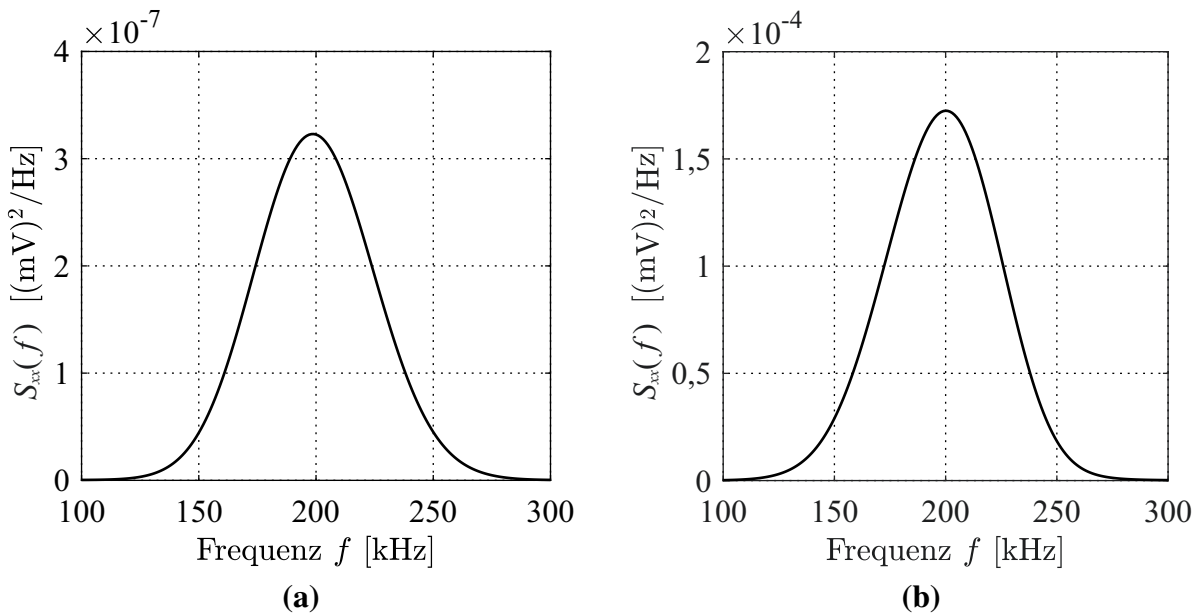


Abb. 4.18 Leistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ der Strukturantworten (a) eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers auf dem Lageraußenring bei Anregung durch einen piezoelektrischen Ultraschallwandler auf der Druckkappe und (b) von zwei piezoelektrischen Ultraschallwandlern auf der Druckkappe.

Aus den vorherigen experimentellen Untersuchungen ergibt sich, dass die Übertragung der Ultraschallwellen über den Erdungskontakt, das Radsatzlager und den Radsatzlagergehäusedeckel nicht möglich ist, da die Ultraschallwellen aufgrund der Vielzahl zu überwindender Bauteilübergänge stark verlustbehaftet sind. Bei der Nutzung des Erdungskontakts liefert erst die Verwendung eines zusätzlichen piezoelektrischen Ultraschallwandlers auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe Informationen über Änderungen an der Radsatzwelle. Da die Positionierung des Sensorsystems auf dem Erdungskontakt die Übertragung über eine Reibpaarung erfordert, ist diese aufgrund von Änderungen im Reibkontakt nicht konstant während einer Umdrehung der Radsatzwelle. Dies wiederum ist jedoch für das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ von Nöten. Aus diesen Gründen ist eine Positionierung des Sensorsystems auf einem Erdungskontakt der Radsatzbaugruppe für das in dieser Arbeit vorgestellte SHM-Verfahren nicht von Vorteil. Es wird somit deutlich, dass lediglich die Positionierung des Sensorsystems an der Stirnseite der Radsatzwelle oder auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe möglich ist. Die Applikation des Sensorsystems an der Stirnseite der Radsatzwelle ist aufgrund der direkten Applikation am wenigsten verlustbehaftet und zeigt daher im Vergleich zu den anderen untersuchten Positionen die besten Ergebnisse. Allerdings weist die Positionierung des Sensorsystems an der Druckkappe ebenfalls gute Ergebnisse auf. Diese Variante hat zudem den Vorteil, dass das Sensorsystem unabhängig vom Typ der Radsatzwelle ohne große Aufwendungen nachrüstbar ist. Dies bietet im Hinblick auf eine industrielle Umsetzung des Systems deutliche Vorteile. Für die experimentellen Untersuchungen des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ zur permanenten

Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen wird in Kapitel 5 somit das Sensorsystem auf der Druckkappe der Radsatzbaugruppe appliziert.

Experimentelle Untersuchungen während der Rotation des Radsatzes und während einer umlaufenden Belastung auf den aus Abschnitt 4.2 bekannten Prüfständen haben gezeigt, dass eine symmetrische Anordnung der piezoelektrischen Ultraschallwandler in der Mitte der Druckkappe der Radsatzbaugruppe vorteilhaft ist. Dies resultiert aus der Beeinflussung des Sensorsignals durch veränderliche mechanische Spannungen in der Druckkappe während der Rotation, welche die piezoelektrischen Ultraschallwandler mechanisch verformen und daher durch den piezoelektrischen Effekt zu einer Veränderung der Sensorsignale führen. Der aufgrund dieser mechanischen Verformung entstehende Anteil des Sensorsignals ist groß im Gegensatz zum Anteil, welcher durch die mechanische Verformung infolge der eintreffenden Ultraschallwellen resultiert. Diese vom Rotationswinkel abhängige Veränderung beeinflusst das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ dahingehend, dass eine Asymmetrie im Verlauf der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ entsteht, welche dann fälschlicherweise als Schaden deklariert würde. [Roy *et al.*, 2015] stellen ein Modell zur Kompensation der Beeinflussung des Sensorsignals eines piezoelektrischen Ultraschallwandlers aufgrund einer vorherrschenden mechanischen Spannung in einer Plattenstruktur vor. Dabei ist eine bekannte Spannungsverteilung an der Position des piezoelektrischen Ultraschallwandlers vorauszusetzen. Zudem wird von einer einfachen Plattenstruktur unter einachsiger Zugspannung ausgegangen. Da die Spannungsverteilung an der Oberfläche der Druckkappe vom Rotationswinkel abhängig und nicht bekannt ist, kann solch ein Ansatz nicht zur Kompensation verwendet werden. Im vorliegenden Fall wird durch eine symmetrische Anordnung in der Mitte der Druckkappe und somit in der neutralen Faser dieser Einfluss minimiert. Die Anordnung der piezoelektrischen Ultraschallwandler ist in Abbildung 4.19 dargestellt. Es wird für die Nutzung von bis zu zwei piezoelektrischen Ultraschallwandlern einer auf der Außenseite der Druckkappe, was in Abbildung 4.19 (a) gezeigt ist, und der andere auf der Innenseite, welcher in Abbildung 4.19 (b) dargestellt ist, appliziert. Zum Einsatz kommen runde piezoelektrische Ultraschallwandler mit einem Durchmesser $d_{\text{PWAS}} = 20 \text{ mm}$ und einer Dicke $t_{\text{PWAS}} = 1,96 \text{ mm}$ aus dem Material *PIC 155* (vgl. Anhang A.2). Bei der Nutzung eines einzelnen piezoelektrischen Ultraschallwandlers als Aktuator und Sensor hat sich gezeigt, dass der piezoelektrische Ultraschallwandler auf der Außenseite bessere Ergebnisse liefert, da das Leistungsdichtespektrum $S_{xx}(f)$ der Strukturantwort geringfügig höher ist als bei der Nutzung des inneren piezoelektrischen Ultraschallwandlers. In den nachfolgenden Abschnitten wird daher ein piezoelektrischer Ultraschallwandler auf der Außenseite der Druckkappe einer Radsatzbaugruppe verwendet.

Die in diesem Abschnitt vorgestellte experimentelle Untersuchung legt die Sensorposition auf der Druckkappe einer Radsatzbaugruppe eines Schienenfahrzeugs mit mittiger Anordnung der piezoelektrischen Ultraschallwandler auf der Außenseite fest. Zudem zeigen die experimentel-

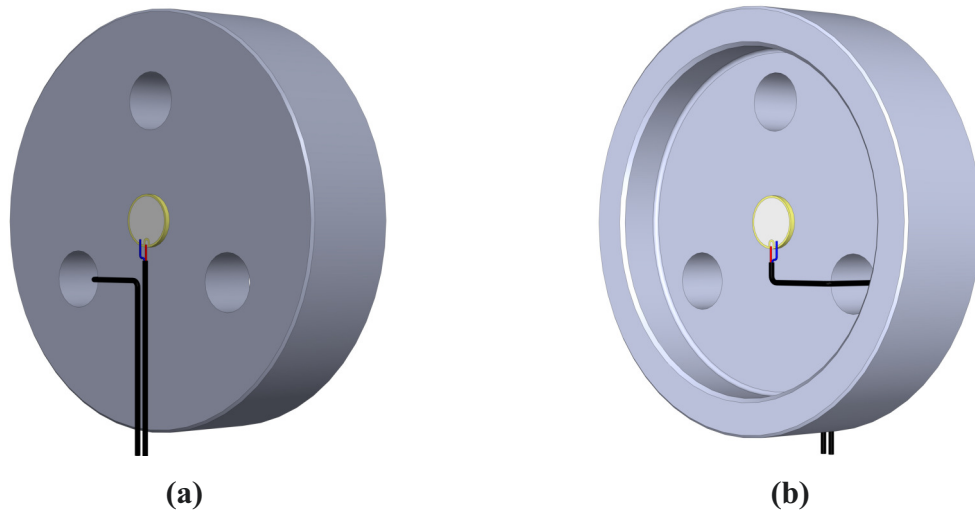


Abb. 4.19 Position der applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler auf der (a) Außenseite und (b) Innenseite einer Druckkappe einer Radsatzbaugruppe.

len Untersuchungen, dass die erzeugten Ultraschallwellen, welche sich im Radsatz über lange Distanzen ausbreiten, in der Lage sind, Unterschiede an der Oberfläche der Radsatzwelle zu detektieren. Es wird durch die Untersuchungen jedoch zudem die Notwendigkeit eines referenzfreien SHM-Verfahrens deutlich, da kleine Änderungen der Umgebungsbedingungen oder eine Benetzung der Oberfläche der Radsatzwellen zu einer deutlichen Veränderung der Ultraschallwellenausbreitung führen und damit den Vergleich mit einer zuvor aufgezeichneten Referenzmessung nahezu unmöglich machen.

5 Zustandsüberwachung von Radsätzen in Schienenfahrzeugen während der Rissinitiierung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“

In diesem Kapitel wird das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ zur Zustandsüberwachung von Radsätzen in Schienenfahrzeugen während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts auf dem in Abschnitt 4.2.1 beschriebenen Umlaufbiegeprüfstand genutzt. Zu Beginn des Kapitels wird die Änderung der Ultraschallwellenausbreitung infolge eines umlaufenden Biegemoments nachgewiesen. Anhand dieser experimentellen Untersuchung wird zudem die in dieser Arbeit zur Analyse der Sensorsignale genutzte PCA mit einer vereinfachten Analysemethode verglichen. Anschließend wird das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts in einer Radsatzwelle angewendet und die Ergebnisse der Zustandsüberwachung ausführlich diskutiert. Danach folgt eine zusätzliche Validierung des SHM-Verfahrens anhand einer untersuchten Vollwelle eines Radsatzes. Das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ eignet sich zudem zur Detektion von Rissen in Radscheiben eines Radsatzes, was ebenfalls in diesem Kapitel gezeigt wird. Abschließend wird die Abhängigkeit der Ergebnisse der Zustandsüberwachung von der Amplitude des umlaufenden Biegemoments experimentell untersucht und diskutiert.

5.1 Änderung der Ultraschallwellenausbreitung infolge eines umlaufenden Biegemoments

Mechanische Spannungen in einem Festkörper haben einen Einfluss auf die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Ultraschallwellen, dies zeigt die theoretische Betrachtung der Akustoe弹izität aus Abschnitt 2.4.2. Der Einfluss eines umlaufenden Biegemoments ist essentiell wichtig für die Einführung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ aus Kapitel 3. Da dieser Einfluss zu dem charakteristischen Verlauf der SPE-Indizes in Abhängigkeit vom Rotationswinkel führt, der bereits aus Abschnitt 3.5 bekannt ist, wird die Änderung der Ultraschallwellenausbreitung infolge eines umlaufenden Biegemoments in diesem Abschnitt näher betrachtet. Dazu werden mit dem in Abschnitt 4.2.1 beschriebenen Umlaufbiegeprüfstand umlaufende Biegemomente mit verschiedenen Amplituden in einer ungeschädigten Radsatzwelle aufgebracht. Wie aus Abschnitt 4.2.1 bekannt, werden die resultierenden Spannungen kurz vor dem Beginn des Korbbogens mit Hilfe von DMS gemessen. Aufgrund der Einspannung der Radscheibe, ist an dieser Position die höchste Beanspruchung zu erwarten. In dieser Untersuchung werden drei Spannungsniveaus mit einer Mittelspannung von $\sigma_m = 0 \text{ MPa}$ und den Spannungs-

amplituden von $\sigma_a = 35 \text{ MPa}$, 50 MPa und 65 MPa untersucht. Diese liegen im Bereich der Spannungen, die infolge der Beladung und des Eigengewichts des Zugs in der Radsatzwelle auftreten.

Die Änderung der Ultraschallwellenausbreitung infolge des umlaufenden Biegemoments wird mit Hilfe der PCA aus Abschnitt 2.6.2 quantifiziert. In Abbildung 5.1 sind die berechneten Verläufe der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für die genannten Spannungsamplituden dargestellt. Um den Einfluss der mechanischen Spannungen auf die Ultraschallwellenausbreitung in einer ungeschädigten Radsatzwelle zu untersuchen, ist es ausreichend, die Verläufe der SPE-Indizes für einen Referenzwinkel ψ zu betrachten. Jeder Marker in Abbildung 5.1 repräsentiert den Mittelwert der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ nach Gleichung (2.100) für jeweils $m = 20$ aufgenommene Strukturantworten zu den diskreten Rotationswinkeln φ_i . Die Messdatenaufnahme mit dem Messsystem aus Abschnitt 3.3 und den gewählten piezoelektrischen Ultraschallwandlern aus Abschnitt 4.3 sowie deren Positionierung aus Abschnitt 4.4 wird mit einem Winkelinkrement von $\Delta\varphi = 5,625^\circ$ durchgeführt.

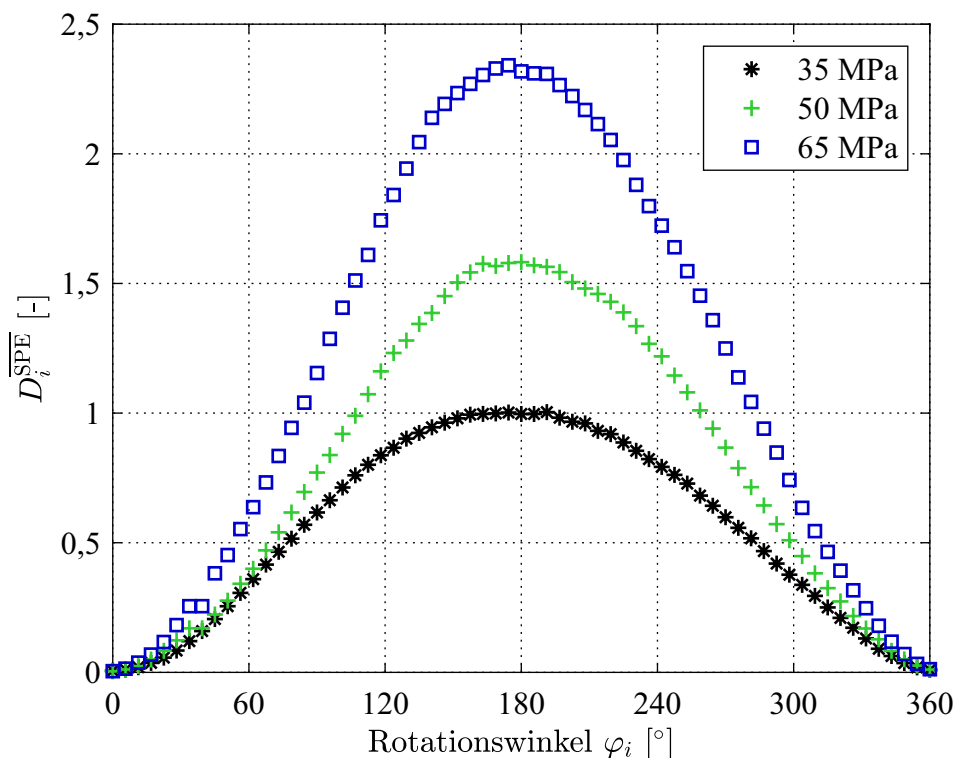


Abb. 5.1 Verläufe der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für ein umlaufendes Biegemoment in einer Radsatzwelle mit den Spannungsamplituden $\sigma_a = 35 \text{ MPa}$, 50 MPa und 65 MPa , gemessen vor dem Korbboogen.

Für die drei gewählten Spannungsamplituden zeigen die Verläufe der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ des ungeschädigten Zustands deutlich, dass diese vom Rotationswinkel φ_i abhängen und nahezu symmetrisch zu $\varphi = 180^\circ$ sind. Die SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = 360^\circ$ sind nahezu gleich Null, da die Strukturantworten aufgenommen bei $\varphi = 0^\circ$ zum Aufbau des PCA-Modells

genutzt werden. Die Umgebungs- und Betriebsbedingungen sind aufgrund der kurzen Dauer der Messdatenaufnahme nahezu konstant, was in einem SPE-Index bei $\varphi = 360^\circ$ nahe Null resultiert. Zwischen den Rotationswinkeln $\varphi = 0^\circ$ und $\varphi = 180^\circ$ steigen die SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für die gezeigten Spannungsamplituden bis zum Maximum bei $\varphi = 180^\circ$ an. Danach sinken die SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ vom Maximum bis auf Null beim Erreichen von $\varphi = 360^\circ$. Die Entstehung dieses charakteristischen Verlaufs der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ wird bei der Einführung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ in Abschnitt 3.5 detailliert erläutert.

Mit zunehmender Spannungsamplitude erhöht sich das Maximum bei $\varphi = 180^\circ$ des jeweiligen Verlaufs der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$. Die Abhängigkeit ist durch die Theorie der Akusto-Elastizität aus Abschnitt 2.4.2 zu begründen. Bei erhöhtem Spannungsniveau nimmt die Änderung der Ultraschallwellenausbreitungsgeschwindigkeit zu, was wiederum in größeren Unterschieden in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen den aufgenommenen Strukturantworten resultiert. Wie in Kapitel 3 gezeigt, quantifiziert der SPE-Index diese Unterschiede, was zu einem Anstieg des Maximums bei $\varphi = 180^\circ$ mit zunehmender Spannungsamplitude führt.

Bei einer realen Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ liegt nicht immer eine konstante Spannungsamplitude vor, weshalb das Maximum des Verlaufs der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ bei $\varphi_i = \psi_n + 180^\circ$ auf Eins normiert wird. Dies ermöglicht eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse der Zustandsüberwachung und gewährleistet die Referenzfreiheit des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“. Dies verdeutlicht, dass ein Vergleich der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geöffneten und geschlossenen Riss nicht zur Einführung eines referenzfreien SHM-Verfahrens ausreicht. Erst die Ausnutzung der Symmetrieeigenschaften des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ ermöglicht eine referenzfreie Schadensdetektion, da, wie die Ergebnisse aus Abbildung 5.1 zeigen, die vorliegenden mechanischen Spannungen einen erheblichen Einfluss auf die Ultraschallwellenausbreitung haben. Würde man somit lediglich die Höhe des Unterschiedes in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geöffneten und geschlossenen Riss oder mehreren Rotationspositionen analysieren, so ist der Einfluss des Risses auf die Ultraschallwellenausbreitung nicht von den Beeinflussungen durch beispielsweise die Akusto-Elastizität zu unterscheiden.

Anhand der experimentellen Untersuchung in diesem Abschnitt wird ein Vergleich zwischen den Ergebnissen der PCA aus Abschnitt 2.6.2 und einem vereinfachten Verfahren zur Analyse der Sensorsignale angestellt. Dazu wird der gleiche vorverarbeitete Datensatz wie in der vorherigen Betrachtung genutzt. Als vereinfachtes Verfahren dient die Auswertung der Residuenquadratsumme. Dieses statistische Verfahren berechnet die Summe der quadratischen Abweichungen zwischen den Beobachtungsdaten und den vorhergesagten Daten oder in diesem Fall den Referenzdaten, [Adams, 2007; Fahrmeir *et al.*, 2016]. Dieses Verfahren eignet sich insbe-

sondere zum Vergleich mit der PCA, da der SPE-Index aus Gleichung (2.99) ebenfalls eine Art Residuenquadratsumme zwischen zwei Strukturantworten darstellt. Im Gegensatz zur Residuenquadratsumme wird bei der PCA hingegen, wie in Abschnitt 2.6.2 beschrieben, zur Dimensionsreduktion eine Projektion der Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$ in den reduzierten q -dimensionalen Unterraum, der durch die Hauptkomponenten aufgespannt wird, vorgenommen. Anschließend wird der Unterschied zwischen dem Originaldatensatz $\bar{\mathbf{X}}$ und der Rückprojektion $\hat{\bar{\mathbf{X}}}$ in den n -dimensionalen Raum \mathbb{R}^n durch die Analyse der Residualmatrix mit Hilfe des SPE-Index quantifiziert. Zum direkten Vergleich wird die Residuenquadratsumme D_k^{SE} wie folgt aus der skalierten Datenmatrix $\bar{\mathbf{X}}$ (vgl. Gleichung (2.86)) berechnet:

$$D_k^{\text{SE}} = \bar{\mathbf{x}}_k \bar{\mathbf{x}}_k^{\text{T}} . \quad (5.1)$$

Die Residuenquadratsumme D_k^{SE} der $m = 20$ zu den jeweiligen diskreten Rotationswinkeln φ_i aufgenommenen Strukturantworten werden für jeden diskreten Rotationswinkel ebenfalls durch einen Mittelwert $D_i^{\overline{\text{SE}}}$ repräsentiert:

$$D_i^{\overline{\text{SE}}} = \frac{1}{m} \sum_{k=1}^m D_k^{\text{SE}} . \quad (5.2)$$

Aufgrund der ähnlichen Berechnungsweise der Residuenquadratsumme und des SPE-Index, abgesehen von der durchgeführten Projektion der PCA, können diese Schadensindikatoren auch quantitativ miteinander verglichen werden. In Abbildung 5.2 sind daher die Verläufe der Residuenquadratsumme $D_i^{\overline{\text{SE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für die Spannungsamplituden $\sigma_a = 35 \text{ MPa}$, 50 MPa und 65 MPa des umlaufenden Biegemoments in einer Radsatzwelle in analoger Weise zu Abbildung 5.1 dargestellt.

Es zeigt sich, dass die Verläufe der Residuenquadratsumme $D_i^{\overline{\text{SE}}}$ ebenfalls den charakteristischen vom Rotationswinkel φ_i abhängigen Einfluss der Spannungsverteilung in der Radsatzwelle aus den Strukturantworten extrahieren können. Es ist zudem, analog zu der Auswertung mit Hilfe der PCA, der Anstieg des Maximums bei $\varphi = 180^\circ$ mit zunehmender Spannungsamplitude σ_a des umlaufenden Biegemoments nahezu in gleichem Maße ersichtlich. Im Gegensatz zu den Ergebnissen der PCA aus Abbildung 5.1 ergeben sich jedoch im Verlauf der Residuenquadratsumme $D_i^{\overline{\text{SE}}}$ deutliche Unstetigkeiten in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i , was die Analyse der Ergebnisse negativ beeinflusst. Diese Unstetigkeiten im Vergleich zu den Ergebnissen der PCA resultieren aus dem Unterschied, dass die PCA durch die Dimensionsreduktion Merkmale, die einen geringen Informationsgehalt haben aus dem Signal entfernt. Es zeigt sich somit, dass die PCA durch die Dimensionsreduktion die Interpretation der Strukturant-

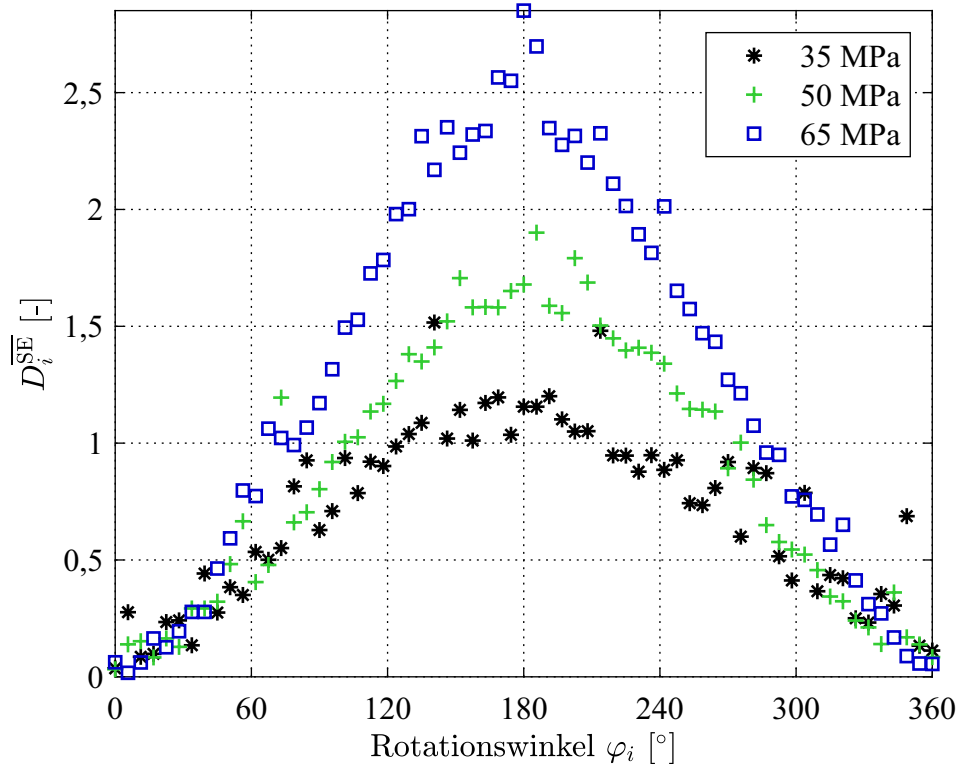


Abb. 5.2 Verläufe der Residuenquadratsumme D_i^{SE} in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für ein umlaufendes Biegemoment in einer Radsatzwelle mit den Spannungsamplituden $\sigma_a = 35 \text{ MPa}$, 50 MPa und 65 MPa , gemessen vor dem Korbbogen.

worten vereinfacht und gleichzeitig die relevanten Merkmale extrahiert. Der gezeigte Vergleich bestätigt die Wahl der PCA zur Analyse der Sensorsignale in den nachfolgenden Abschnitten.

5.2 Ergebnisse der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts in einer Hohlwelle

In diesem Abschnitt wird das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts zur Zustandsüberwachung auf einem Umlaufbiegeprüfstand angewendet. Die Ermüdung der Radsatzwelle erfolgt wie in Abschnitt 4.2.1 beschrieben. Neben der Überwachung durch das eingeführte Verfahren, wird der Rissfortschritt durch Rissmessstreifen überwacht, die neben der eingebrachten Bohrung, welche als Rissstarter dient, appliziert sind.

Das zur Ermüdung genutzte Lastkollektiv entspricht nicht der realen auftretenden Belastungen einer Radsatzwelle. Aufgrund des in Abschnitt 2.1.1 beschriebenen Auslegungskonzeptes im Sinne einer Dauerfestigkeit würde die Annahme eines realen Lastkollektivs die zur Verfügung

stehende Zeit für die Ermüdung der Radsatzwelle deutlich übersteigen. Daher wird für diese Arbeit ein deutlich erhöhtes Lastkollektiv verwendet und, wie in Abschnitt 4.2.1 beschrieben, durch die eingebrachte Bohrung im Korbbogen ein Rissstarter geschaffen. Der gezeigte Rissfortschritt entspricht somit ebenfalls nicht den unter realen Beanspruchungen auftretenden Werten. Der gezeigte Versuch dient somit lediglich der Entwicklung und Validierung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ und erhebt somit nicht den Anspruch Aussagen über die Ermüdungsfestigkeit einer Radsatzwelle darzulegen.

Zu Beginn des Ermüdungsversuchs gilt die Radsatzwelle samt aufgepresster Prüfradscheibe als ungeschädigt. Nachfolgend werden die Ergebnisse der Zustandsüberwachung im ungeschädigten Fall für verschiedene Spannungsamplituden σ_a untersucht. Dazu werden die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für verschiedene Referenzwinkel ψ_n betrachtet. Die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ sind für die Spannungsamplituden $\sigma_a = 35 \text{ MPa}$, 50 MPa und 65 MPa für die Referenzwinkel $\psi_n = [0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ, 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ]$ in Abbildung 5.3 dargestellt.

Für die Welle im ungeschädigten Zustand wird deutlich, dass die winkelabhängigen Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ nahezu unabhängig von dem gewählten Referenzwinkel ψ_n sind. Zudem sind die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für alle Referenzwinkel ψ_n nahezu symmetrisch in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$. Weiterhin zeigt sich, dass die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ durch die in Abschnitt 5.1 eingeführte Normierung nicht von der Höhe der Spannungsamplitude σ_a des umlaufenden Biegemoments beeinflusst wird. Es ergibt sich somit abgesehen von dem Einfluss der umlaufenden Spannung auf die Ultraschallwellenausbreitung kein vom Rotationswinkel abhängiger Einfluss. Die gezeigten Verläufe repräsentieren somit den ungeschädigten Zustand einer umlaufend belasteten Welle.

Zur Quantifizierung der Symmetrie der Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ wird der Korrelationskoeffizient ρ_n mit Gleichung (3.7) für jeden Referenzwinkel ψ_n berechnet und in einer Polardarstellung in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n aufgetragen. Dies ist für eine ungeschädigte Radsatzwelle unter den verschiedenen Spannungsamplituden σ_a des umlaufenden Biegemoments in Abbildung 5.4 dargestellt.

Es zeigt sich, dass die Korrelationskoeffizienten ρ_n bei der Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ für eine ungeschädigte Radsatzwelle unabhängig von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n sind. Aufgrund der symmetrischen Eigenschaften der Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ sind die Korrelationskoeffizienten ρ_n nahezu gleich Eins ($\rho_n \approx 1$) für alle Referenzwinkel ψ_n . Zudem ergibt sich, dass die Höhe der Amplitude des umlaufenden Biegemoments σ_a keinen signifikanten Einfluss auf die Korrelationskoeffizienten ρ_n hat.

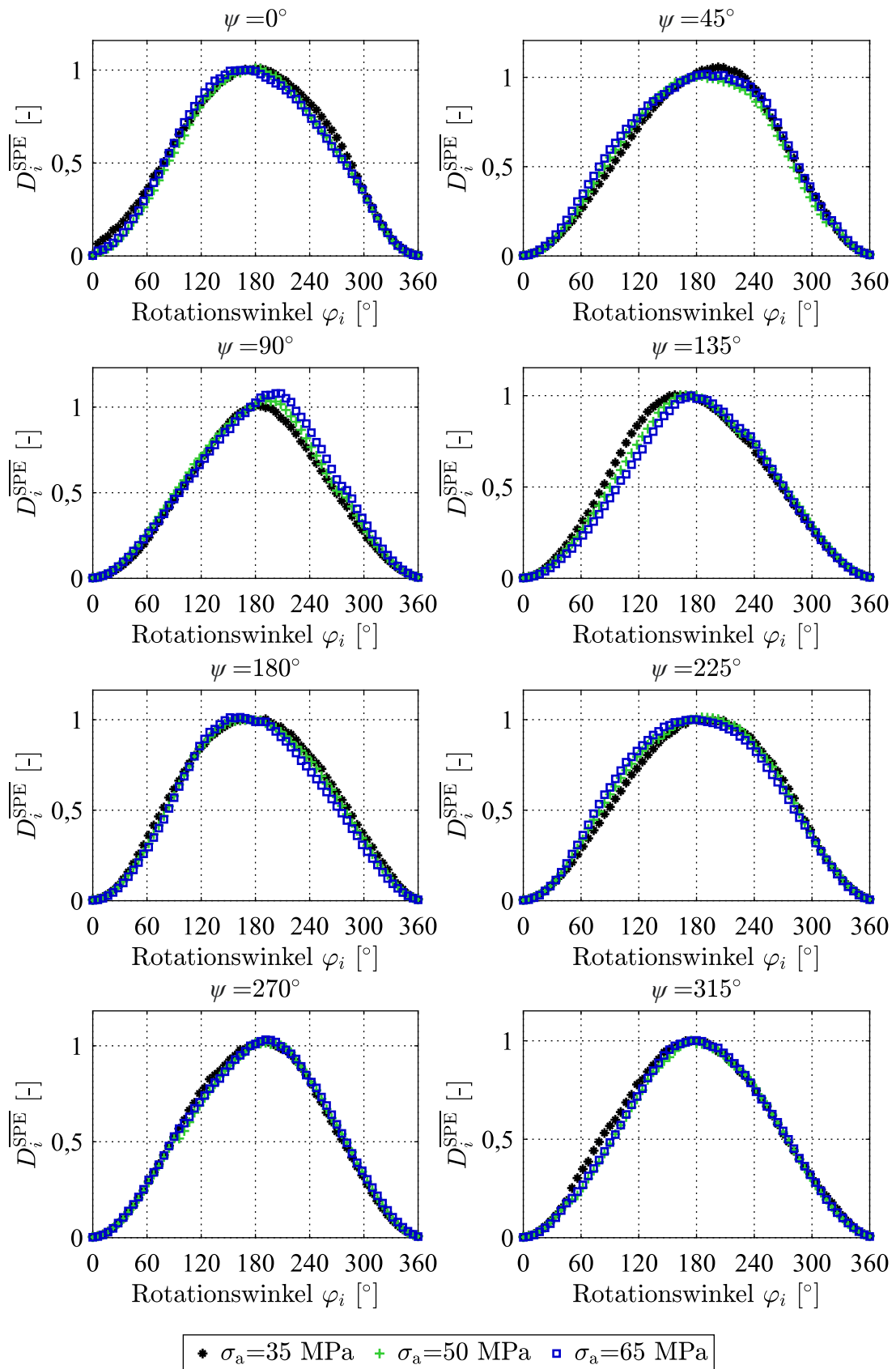


Abb. 5.3 Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für ein umlaufendes Biegemoment in einer ungeschädigten Radsatzwelle mit den Spannungsamplituden $\sigma_a = 35 \text{ MPa}$, 50 MPa und 65 MPa , gemessen vor dem Korbbogen für verschiedene Referenzwinkel ψ_n .

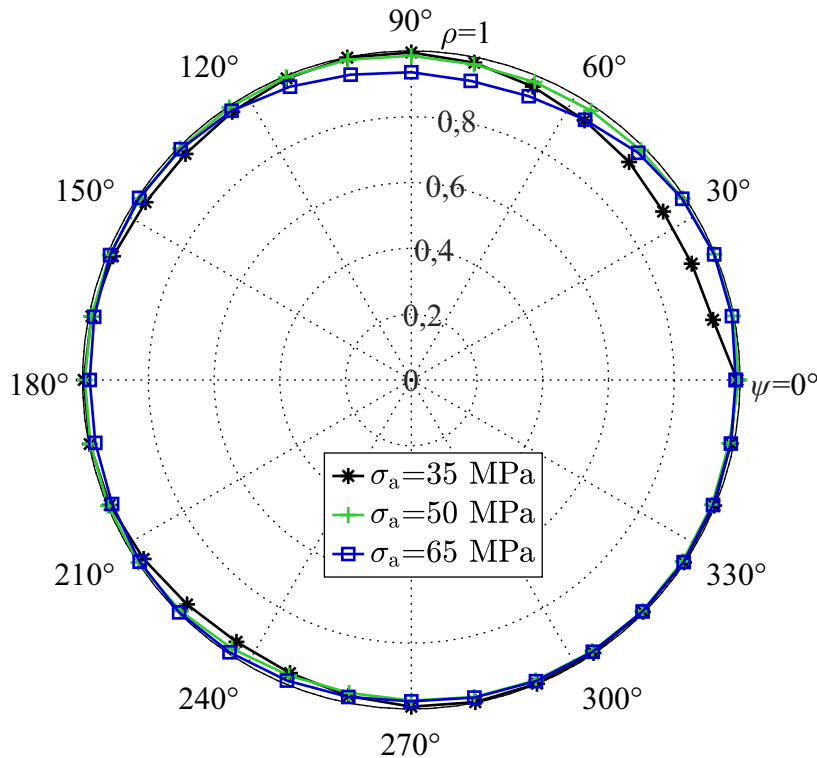


Abb. 5.4 Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n für ein umlaufendes Biegemoment in einer ungeschädigten Radsatzwelle mit den Spannungsamplituden $\sigma_a = 35$ MPa, 50 MPa und 65 MPa, gemessen vor dem Korbbogen.

Während des Ermüdungsversuchs werden vier Rissgrößen in der Radsatzwelle genauer betrachtet. Die untersuchten Rissgrößen sind in Abbildung 5.5 (a) dargestellt. Die Risstiefe kann während des Rissfortschritts lediglich abgeschätzt werden, da zur genauen Bestimmung die Welle an der Rissfläche nach Erreichen jeder untersuchten Risslänge aufgebrochen werden müsste und somit ein neuer Ermüdungsversuch gestartet werden müsste. Das Verhältnis zwischen der während des Ermüdungsversuchs mit Rissmessstreifen ermittelten Risslänge $2c$ und der Risstiefe a kann dennoch, wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, rechnerisch abgeschätzt werden. Dazu wird das Programm *ERWIN*, welches aus dem Forschungsvorhaben *EBFW-2* [Lütkepohl *et al.*, 2009] hervorgeht, verwendet. Es wird dazu ein Riss mit der Risstiefe $a_0 = 2$ mm und dem Geometrieverhältnis $a_0/c_0 = 0,8$ im Bereich des Korbbogens des Versuchsobjekts aus Abschnitt 4.1 vorgegeben. Als Eingangsdaten für das Programm wird eine Spannungsverteilung im Querschnitt der Rissebene, welche numerisch ermittelt wird und zudem den Einfluss der Eigenspannungen infolge der Pressverbindung im Radsatz berücksichtigt, vorgegeben. Es liegt an der Oberfläche der Radsatzwelle eine Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments von $\sigma_a = 170$ MPa vor. Dies entspricht dem Wert der Blocklast, die zur Ermüdung der Radsatzwelle in diesem Versuch verwendet wird. Abbildung 5.5 (b) zeigt die mit den genannten Eingangsgrößen berechnete Risstiefe a in Abhängigkeit von der Risslänge $2c$. Für den Riss der gemessenen Länge $2c = 20$ mm ergibt sich eine Tiefe von $a = 8$ mm, für $2c = 50$ mm eine Tiefe

von $a = 17,5$ mm, für $2c = 80$ mm eine Tiefe von $a = 26,5$ mm und für $2c = 100$ mm eine Tiefe von $a = 32,4$ mm.

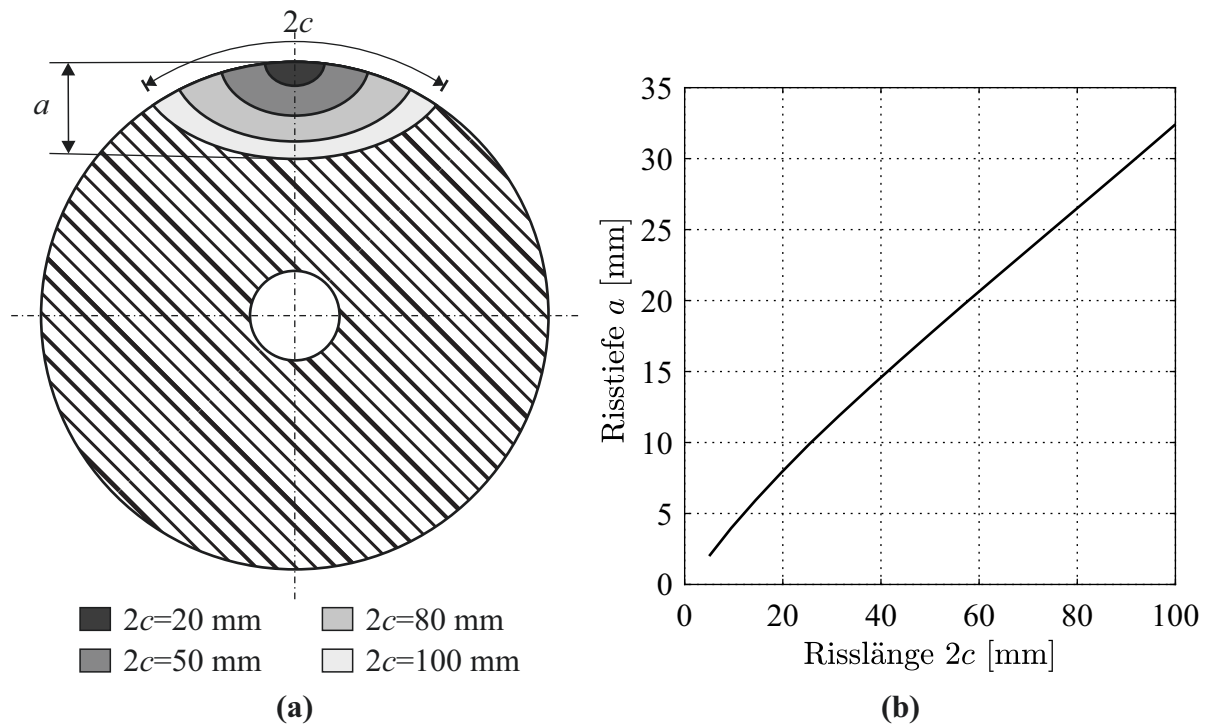


Abb. 5.5 (a) Untersuchte Rissgrößen in einer Radsatzwelle während eines Ermüdungsversuchs auf einem Umlaufbiegeprüfstand. (b) Berechnete Risstiefe a in Abhängigkeit von der Risslänge $2c$ für einen Ermüdungsriss in einer Radsatzwelle.

In Abbildung 5.6 sind die Risse mit einer Risslänge von (a) $2c = 50$ mm, (b) $2c = 80$ mm und (c) $2c = 100$ mm dargestellt. Für alle Risslängen breitet sich der Riss gleichmäßig in beide Richtungen von der Bohrung ausgehend aus. Der Riss in Abbildung 5.6 (a) wird rechts von der eingebrachten Bohrung leicht nach oben und links von der Bohrung leicht nach unten abgelenkt. Ab der Risslänge $2c = 50$ mm propagiert der Riss, wie in Abbildung 5.6 (b) zu sehen, rechts von der eingebrachten Bohrung leicht nach unten und links von der Bohrung leicht nach oben ab. Der Rissfortschritt wird bei einer Risslänge von $2c = 100$ mm gestoppt. Dieser Riss ist in Abbildung 5.6 (c) abgebildet.

Der Ermüdungsversuch wird bei Erreichen der Rissgrößen aus Abbildung 5.5 (a) unterbrochen und zusätzlich zur Zustandsüberwachung während des Rissfortschritts unter erhöhter Spannungsamplitude eine Messung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ unter realitätsnahen Spannungsamplituden $\sigma_a = 35$ MPa, 50 MPa und 65 MPa durchgeführt. Die Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} für die Rissgrößen aus Abbildung 5.5 (a) sind in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für eine Spannungsamplitude $\sigma_a = 65$ MPa in Abbildung 5.7 dargestellt. Zusätzlich sind die Ergebnisse einer Messung zu Beginn des Ermüdungsversuchs, für den angenommen wird, dass die Radsatzwelle ungeschädigt ist, aufgeführt. Zur Veranschaulichung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ werden die Verläufe der normierten SPE-Indizes

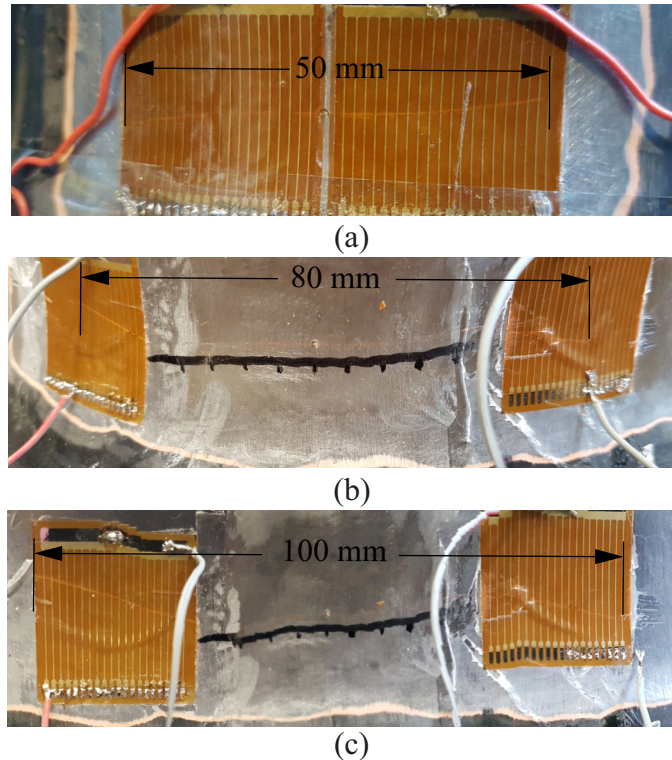


Abb. 5.6 Ermüdungsrisse mit der Länge (a) $2c = 50$ mm, (b) $2c = 80$ mm und (c) $2c = 100$ mm beginnend bei einer eingebrachten Bohrung im Korbbogen einer Radsatzwelle mit applizierten Rissmessstreifen.

$D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für verschiedene Referenzwinkel $\psi_n = [0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ, 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ]$ abgebildet.

Im Gegensatz zum ungeschädigten Zustand, der bereits zuvor näher erläutert wurde, zeigt sich für alle Rissgrößen eine deutliche Abhängigkeit der Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ von dem gewählten Referenzwinkel ψ_n . Zudem sind diese aufgrund des Öffnens und Schließens des Risses während einer Umdrehung der Welle nicht für alle Referenzwinkel ψ_n symmetrisch in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$. Diese Asymmetrie wird für den Referenzwinkel $\psi = 90^\circ$ und $\psi = 270^\circ$ am deutlichsten. Dies resultiert aus der Position des Risses in Umfangsposition. Der Nullpunkt der Winkelmessung ist in Übereinstimmung mit der eingebrachten Bohrung. In Bezug auf den Referenzwinkel $\psi = 90^\circ$ ist somit der Riss bei $\varphi = 270^\circ$ vollständig geöffnet, was im Maximum der normierten SPE-Indizes bei $\varphi = 270^\circ$ ersichtlich wird. Mit zunehmender Rissgröße nimmt dieses Maximum zu, was zudem zu einer erhöhten Asymmetrie in den Verläufen der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ führt. Diese Asymmetrie ist somit ein Indikator für einen sich öffnenden und schließenden Riss in der Radsatzwelle.

Zur Bestimmung der Umfangsposition des Risses, ist die Position des Maximums der Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Bezug auf den gewählten Referenzwinkel ψ_n zu bestimmen. Aufgrund der eingeführten Normierung ist das Maximum zwischen $\psi_n \leq \varphi_i \leq \psi_n + 180^\circ$

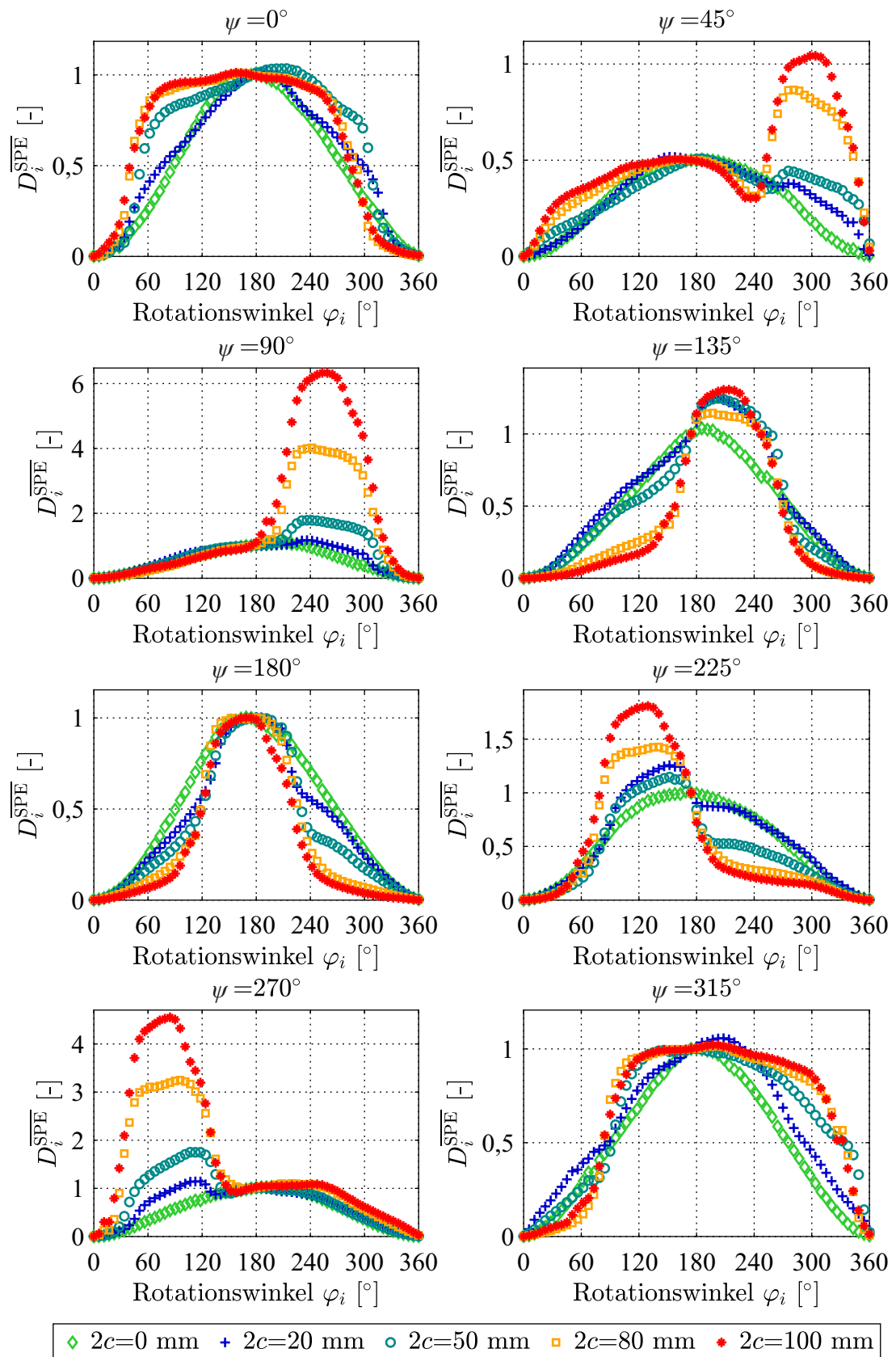


Abb. 5.7 Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für eine geschädigte Radsatzwelle mit den Ermüdungsrissen aus Abbildung 5.5 (a), beginnend bei einer eingebrachten Bohrung im Korbbogen einer Radsatzwelle für verschiedene Referenzwinkel ψ_n unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 65 \text{ MPa}$.

oder $\psi_n + 180^\circ \leq \varphi_i \leq \psi_n + 360^\circ$ zu betrachten. Die Umfangsposition des Maximums in Bezug auf den Referenzwinkel wird durch φ_{\max} bezeichnet. Daraus ergibt sich die allgemeine Formel zur Bestimmung der Umfangsposition φ_R des Risses in Bezug auf den Nullpunkt der Winkelmessung:

$$\varphi_R = \psi_n + \varphi_{\max} . \quad (5.3)$$

Wie zuvor bereits erwähnt, zeigen die Ergebnisse in Abbildung 5.7 für den Referenzwinkel $\psi = 90^\circ$ das Maximum bei $\varphi_{\max} = 270^\circ$. Aus Gleichung (5.3) ergibt sich die Position des geöffneten Risses somit bei $\varphi_R = 0^\circ$. Zur Überprüfung der Plausibilität der Positionsbestimmung kann ein weiterer Referenzwinkel betrachtet werden. Beispielsweise ist das Maximum für den Referenzwinkel $\psi = 270^\circ$ bei $\varphi_{\max} = 90^\circ$ ersichtlich. Daraus ergibt sich die Position des geöffneten Risses bei $\varphi_R = 0^\circ$. Die genannten Positionen stimmen mit der Lage der eingebrachten Bohrung (Mitte des Risses) überein, wo wiederum die Position des Nullpunktes der Winkelmessung liegt. Das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ ist somit in der Lage die Umfangsposition des Risses zu bestimmen.

Für die gezeigten Referenzwinkel $\psi = 0^\circ$ und $\psi = 180^\circ$ ist eine Annäherung an einen symmetrischen Zustand ersichtlich. Dies resultiert aus der Lage der Referenzwinkel. Bei $\psi = 0^\circ$ ist der Riss vollständig geöffnet, wohingegen der Riss bei $\psi = 180^\circ$ vollständig geschlossen ist. Somit ist die Abweichung in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen dem geöffneten und dem geschlossenen Riss zwischen den Rotationswinkeln $\varphi = \psi_n$ und $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ am größten. Daraus resultiert, dass die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ im Bereich zwischen dem Rotationswinkel $\psi_n \leq \varphi_i \leq \psi_n + 180^\circ$ und $\psi_n + 180^\circ \leq \varphi_i \leq \psi_n + 360^\circ$ nur geringfügig voneinander abweichen. Aufgrund der Normierung der SPE-Indizes bei $\varphi_i = \psi_n + 180^\circ$ wird der Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen dem geöffneten und dem geschlossenen Riss nicht sichtbar. Dennoch ist diese Normierung notwendig, um verschiedene Experimente miteinander zu vergleichen und das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ anwenden zu können, wenn das Lastniveau unbekannt ist bzw. wechselt. Dies ist vor allem für eine industrielle Anwendung des Verfahrens notwendig.

Aus dieser Betrachtung wird die Notwendigkeit des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ ersichtlich. Ohne das Verschieben der Referenzwinkel ist es bei ungünstiger Wahl des Referenzwinkels nicht möglich, den Riss ohne eine zuvor aufgenommene Referenzmessung im ungeschädigten Zustand zu detektieren.

Die Symmetrie der Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ wird wie zuvor mit Hilfe der Korrelationskoeffizienten ρ_n aus Gleichung (3.7) für jeden Referenzwinkel ψ_n quantifiziert und in einer Polardarstellung in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n aufgetragen. Dies ist für eine ungeschädigte Radsatzwelle und die untersuchten Rissgrößen aus Abbildung 5.5 (a) für eine Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments $\sigma_a = 65 \text{ MPa}$ in Abbildung 5.8 dargestellt.

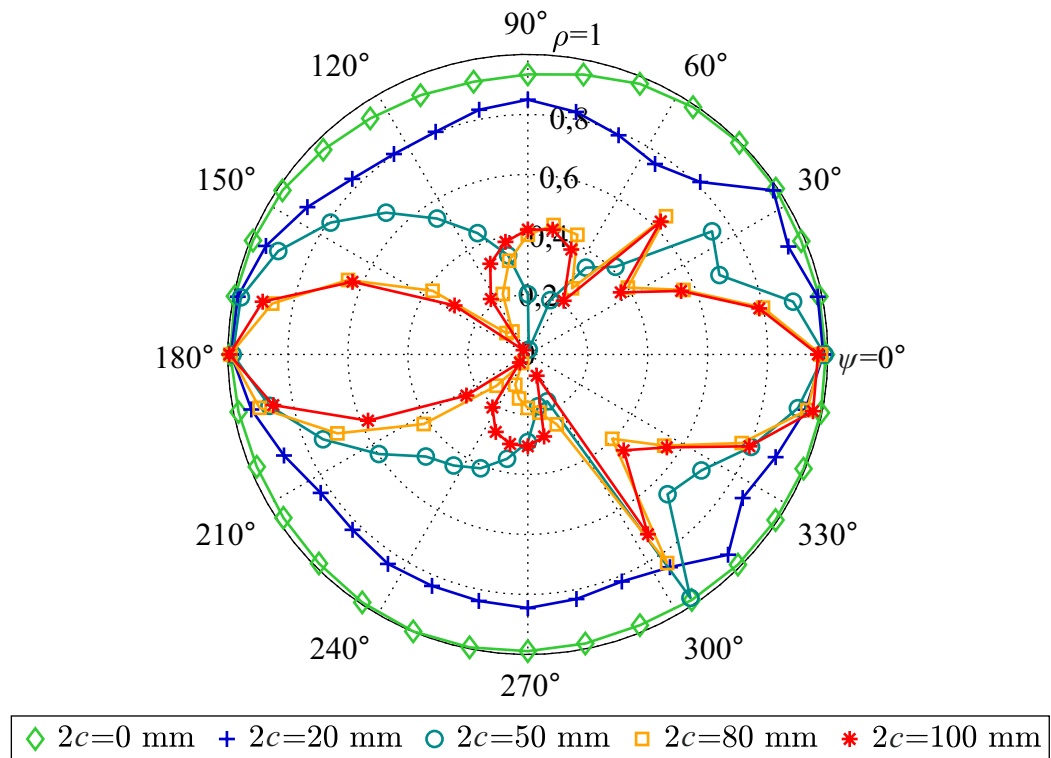


Abb. 5.8 Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n für eine geschädigte Radsatzwelle mit den Ermüdungsrissen aus Abbildung 5.5 (a), beginnend bei einer eingebrachten Bohrung im Korbbogen einer Radsatzwelle unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 65 \text{ MPa}$.

Im Gegensatz zum ungeschädigten Zustand (vgl. Abbildung 5.4) zeigt sich für eine geschädigte Welle, unabhängig von den hier analysierten Rissgrößen, dass der Korrelationskoeffizient ρ_n abhängig von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n ist. Mit zunehmender Rissgröße nimmt die Asymmetrie in den Verläufen der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für diejenigen Referenzwinkel ψ_n zu, die nicht mit der Rotationsposition des geöffneten oder geschlossenen Risses übereinstimmen. Es zeigt sich, dass der Korrelationskoeffizient ρ_n für die Referenzwinkel im Bereich zwischen $30^\circ < \psi_n < 150^\circ$ und $210^\circ < \psi_n < 330^\circ$ minimal wird, was aus der Betrachtung der Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ aus Abbildung 5.7 belegbar ist. Dies bestätigt die gute Eignung des Korrelationskoeffizienten die Asymmetrie zu quantifizieren und die Ergebnisse des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ in einer einzigen Grafik darzustellen.

Stimmt die Position des Referenzwinkels ψ_n mit der Position des geöffneten oder geschlossenen Risses überein, so ergibt sich ein Korrelationskoeffizient $\rho_n \approx 1$. Dies gibt die entstehende Symmetrie für die Referenzwinkel $\psi = 0^\circ$ und $\psi = 180^\circ$ aus Abbildung 5.7 wieder und kann zur Bestimmung der Umfangsposition des Risses genutzt werden.

Die Abhängigkeit des Korrelationskoeffizienten ρ_n von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n ist somit ein Indikator für einen sich öffnenden und schließenden Riss in der Radsatzwelle. Dazu ist keine Referenz im ungeschädigten Zustand notwendig.

Zusätzlich zu den einzelnen Untersuchungen der Rissgrößen aus Abbildung 5.5 (a) wird das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ während des gesamten Ermüdungsversuchs zur autonomen Zustandsüberwachung genutzt. Dazu wird in definierten zeitlichen Abständen eine Messung durchgeführt und analysiert. Als referenzfreier Indikator wird der aus Abschnitt 3.6 bekannte Schadensindikator D^{MSE} zur Beurteilung des Ausmaßes des Schadens verwendet. Während des Ermüdungsversuchs hat die Rissinitiierung an der eingebrachten Bohrung im Korbboogen der Radsatzwelle bei einer Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments von $\sigma_a = 170 \text{ MPa}$ begonnen. Dieser Laststufe geht ein Lastkollektiv mit mehreren geringeren Lastniveaus voran. Die Entwicklung des referenzfreien Schadensindikators D^{MSE} in Abhängigkeit von der Lastzyklenzahl N_{LZ} während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts sind für das Lastniveau mit einer Spannungsamplitude von $\sigma_a = 170 \text{ MPa}$ in Abbildung 5.9 dargestellt.

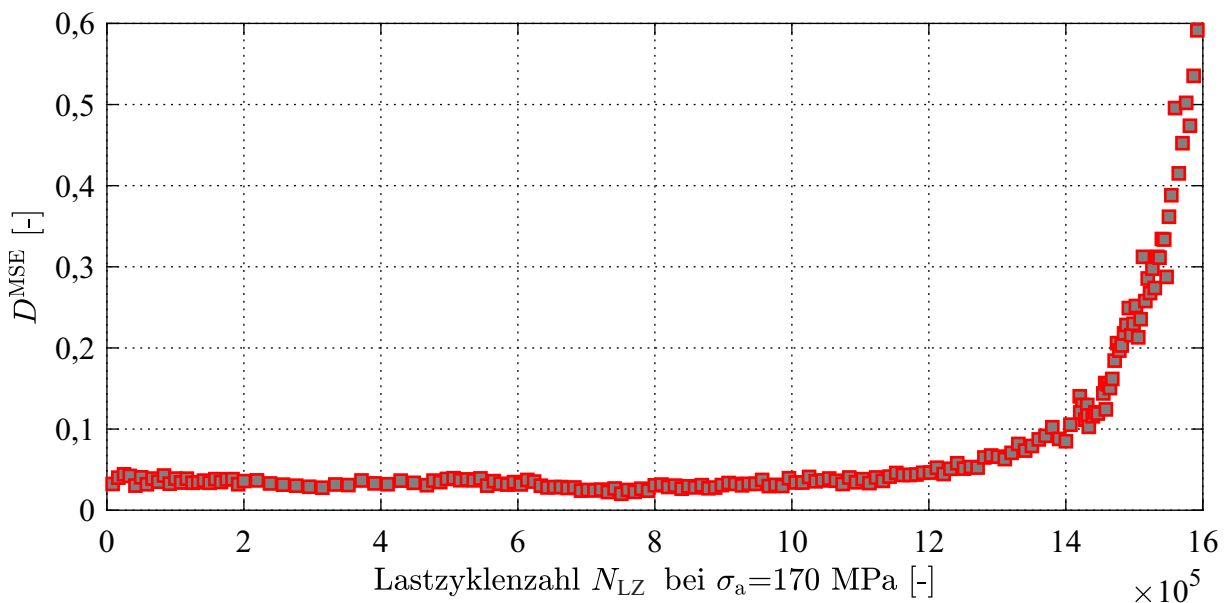


Abb. 5.9 Entwicklung des referenzfreien Schadensindikators D^{MSE} in Abhängigkeit von der Lastzyklenzahl N_{LZ} während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts an einer eingebrachten Bohrung im Korbboogen einer Radsatzwelle unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 170 \text{ MPa}$.

Zu Beginn dieses Lastniveaus ist der Schadensindikator D^{MSE} sehr gering und schwankt leicht um einen Wert von $D^{\text{MSE}} = 0,03$. Die Messdaten der applizierten Rissmessstreifen weisen ebenfalls keine Veränderungen auf. Nach circa $N_{\text{LZ}} = 8 \times 10^5$ Lastzyklen beginnt der Schadensindikator leicht anzusteigen auf einen Wert von $D^{\text{MSE}} = 0,04$ bei circa $N_{\text{LZ}} = 11,7 \times 10^5$ Lastzyklen. Es zeigt sich durch die Messdaten der Rissmessstreifen, dass bei circa $N_{\text{LZ}} = 11,7 \times 10^5$ Lastzyklen ein Riss mit einer Länge von $2c = 20$ mm entstanden ist. Der Schadensindikator D^{MSE} ist für diese Rissgröße bei der Spannungsamplitude $\sigma_a = 170$ MPa gering, da der Einfluss der umlaufenden Biegespannung mit hoher Spannungsamplitude den Einfluss des öffnenden und schließenden Risses auf die Ultraschallwellenausbreitung überlagert. Diese Beeinflussung wird in Abschnitt 5.5 näher betrachtet. Die vorhin gezeigten Ergebnisse für die Risslänge $2c = 20$ mm bei einem niedrigeren Spannungsniveau zeigen jedoch, dass der Riss durch das Verfahren deutlich erkannt wird. Zwischen $N_{\text{LZ}} = 11,7 \times 10^5$ und $N_{\text{LZ}} = 14,1 \times 10^5$ Lastzyklen schreitet der Riss symmetrisch zu beiden Seiten der Bohrung auf eine Länge von $2c = 50$ mm voran. Dies entspricht einer Rissausbreitungsgeschwindigkeit von $d2c/dN_{\text{LZ}} = 6,25 \times 10^{-5}$ mm pro Lastzyklus. Dieser Rissfortschritt wird ebenfalls durch das Verfahren detektiert und resultiert in einem kontinuierlichen Anstieg des Schadensindikators auf $D^{\text{MSE}} = 0,13$ bei $N_{\text{LZ}} = 14,1 \times 10^5$ Lastzyklen. Der Riss wächst zwischen $N_{\text{LZ}} = 14,1 \times 10^5$ und $N_{\text{LZ}} = 15,5 \times 10^5$ Lastzyklen auf eine Länge von $2c = 80$ mm an. Die Rissfortschrittsgeschwindigkeit nimmt somit deutlich zu und erreicht einen Wert von $d2c/dN_{\text{LZ}} = 1,07 \times 10^{-4}$ mm pro Lastzyklus. Dieser Anstieg wird ebenfalls durch den Schadensindikator D^{MSE} wiedergegeben. Dieser steigt auf $D^{\text{MSE}} = 0,36$ bei $N_{\text{LZ}} = 15,5 \times 10^5$ Lastzyklen an. Der Ermüdungsversuch wird bei einer Risslänge von $2c = 100$ mm nach $N_{\text{LZ}} = 15,92 \times 10^5$ Lastzyklen bei der Spannungsamplitude $\sigma_a = 170$ MPa abgebrochen. Für diese Risslänge wird ein Schadensindikator von $D^{\text{MSE}} = 0,59$ erreicht. Der steile Anstieg des Schadensindikators in diesem Bereich spiegelt die hohe Geschwindigkeit des Rissfortschritts wieder.

Es zeigt sich, dass der Anstieg des Schadensindikators D^{MSE} mit der Rissfortschrittsgeschwindigkeit korreliert und dieser somit einen geeigneten Indikator zur referenzfreien Detektion eines Ermüdungsrisses in einer Radsatzwelle darstellt.

Durch Unterbrechungen des Ermüdungsversuchs kommt es während der verschiedenen Messungen zu signifikanten Veränderungen der Temperaturverteilung in der Radsatzwelle, vor allem im Bereich der Pressverbindung zwischen der Radsatzwelle und der Radscheibe. Zudem kommt es zu Schwankungen der Temperatur im Labor über die Dauer des Ermüdungsversuchs. Bleiben jedoch während der kurzen Zeit der Datenaufnahme einer Messreihe die Umgebungsbedingungen konstant, zeigen die hier untersuchten Ergebnisse der Zustandsüberwachung, dass das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ unabhängig von solchen Umgebungsbedingungen ist.

Der in diesem Abschnitt vorgestellte Versuch zeigt die Funktionsfähigkeit des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ hinsichtlich einer referenzfreien Rissdetektion, einer Risslokalisierung und einer automatisierten Überwachung des Rissfortschritts.

5.3 Validierung des Verfahrens an einer Vollwelle eines Radsatzes

Zur weiteren Validierung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“, wird in diesem Abschnitt ein Riss in einer Vollwelle eines Radsatzes untersucht. Die Zustandsüberwachung durch konventionelle Verfahren, wie Ultraschallprüfverfahren, ist dabei nur durch einen kompletten Ausbau des Radsatzes möglich, da eine Prüfung von Innen, wie bei einer Hohlwelle nicht möglich ist. Vollwellen werden dennoch häufig in Güterzügen verwendet und bieten daher ein mögliches Anwendungsfeld für das in dieser Arbeit vorgestellte SHM-Verfahren.

Zur Untersuchung eines eventuellen geometrischen Einflusses auf das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ wird in diesem Abschnitt ein Riss in einer Vollwelle untersucht. Dabei handelt es sich nicht um die Radsatzbaugruppe des vorwiegend in dieser Arbeit verwendeten Regionalzugs. Die Radsatzwelle hat einen Durchmesser von $d = 173\text{ mm}$ und eine Länge von $l = 1670\text{ mm}$. In der Radsatzwelle befindet sich ein Riss der Länge $2c = 35\text{ mm}$, der an einer eingebrachten Bohrung im Korbbogen der Radsatzwelle startet und sich symmetrisch zu beiden Seiten erstreckt. Ein Bild des Risses ist in Abbildung 5.10 zu sehen. Für die Risstiefe a wird ein Verhältnis von $a/c = 0,7$ angenommen, wodurch die Risstiefe mit $a = 12,25\text{ mm}$ abgeschätzt wird. Zur Validierung des Verfahrens wird der Radsatz auf dem aus Abschnitt 4.2.1 bekannten Umlaufbiegeprüfstand eingerichtet und mit der automatisierten Datenaufnahme aus Abschnitt 3.3 ausgestattet.

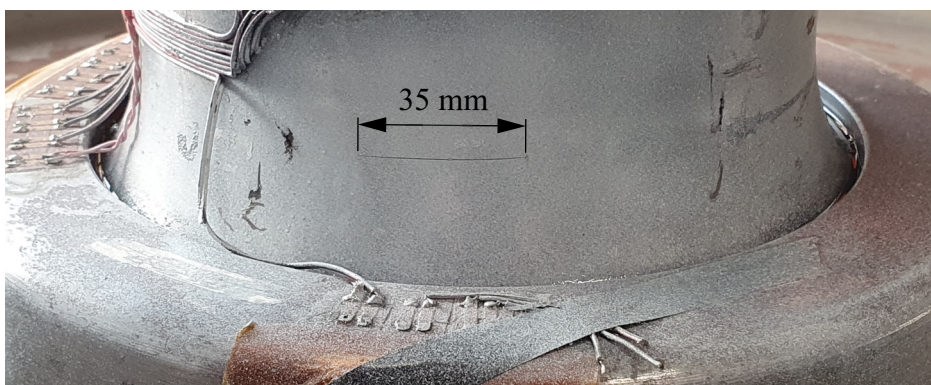


Abb. 5.10 Ermüdungsrisse mit der Länge $2c = 35\text{ mm}$ beginnend bei einer eingebrachten Bohrung im Korbbogen einer Vollwelle eines Radsatzes.

Es wird mit Hilfe des Umlaufbiegeprüfstands ein Spannungsniveau mit einer Mittelspannung von $\sigma_m = 0\text{ MPa}$ und einer Spannungsamplitude von 50 MPa im Korbbogen der Vollwelle er-

zeugt. Dieses Spannungsniveau liegt im Bereich der real auftretenden Beanspruchung der Radsatzwelle. Die Daten der Zustandsüberwachung werden mit einem ungeschädigten Zustand ($2c = 0 \text{ mm}$) verglichen. Die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i sind für verschiedene Referenzwinkel $\psi_n = [0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ, 225^\circ, 270^\circ, 315^\circ]$ in Abbildung 5.11 gezeigt.

Die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ zeigen im Gegensatz zum ungeschädigten Zustand ($2c = 0 \text{ mm}$) für den Ermüdungsriss der Länge $2c = 35 \text{ mm}$ eine deutliche Abhängigkeit von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n . Durch den Einfluss des Öffnens und Schließens des Risses während einer Umdrehung der Welle auf die Ultraschallwellenausbreitung sind die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ nicht für alle Referenzwinkel ψ_n symmetrisch in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$. Wie in der vorherigen Untersuchung, ist dies ein eindeutiger Hinweis auf einen sich öffnenden und schließenden Riss in der Radsatzwelle. Die deutlichste Asymmetrie ist für die Referenzwinkel $\psi = 45^\circ$ und $\psi = 225^\circ$ ersichtlich. Für diese ergibt sich das Maximum in den Verläufen der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ bei $\varphi_{\max} = 90^\circ$ und bei $\varphi_{\max} = 270^\circ$. Wird daraus auf die Position des geöffneten Risses in Bezug auf den Nullpunkt der Winkelmessung mit Hilfe von Gleichung (5.3) zurückgerechnet, ergibt sich $\varphi_R = 135^\circ$. Diese Position stimmt mit der Position der eingebrachten Bohrung im Korbbogen (Mitte des Risses) in Bezug auf den Nullpunkt der Winkelmessung überein.

Die Polardarstellung der Korrelationskoeffizienten ρ_n zur Quantifizierung der Symmetrie der Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für einen Riss der Länge $2c = 35 \text{ mm}$ in einer Vollwelle eines Radsatzes ist in Abbildung 5.11 gegeben. Zum Vergleich sind die Korrelationskoeffizienten ρ_n einer ungeschädigten Welle ($2c = 0 \text{ mm}$) zusätzlich dargestellt.

Für den Riss in einer Vollwelle ergibt sich ebenfalls, dass die Korrelationskoeffizienten ρ_n abhängig von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n sind. Der Korrelationskoeffizient wird für diejenigen Referenzwinkel minimal, für die die Asymmetrie maximal ist. Dies zeigt sich für die Referenzwinkel $\psi = 45^\circ$ und $\psi = 225^\circ$. An der Position des geöffneten Risses $\psi = 135^\circ$ und des geschlossenen Risses $\psi = 315^\circ$ gehen die Korrelationskoeffizienten gegen Eins.

Die experimentelle Untersuchung in diesem Abschnitt weist nach, dass das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ ebenfalls für Radsatzwellen, die als Vollwellen konstruiert werden, verwendet werden kann. Die veränderte Geometrie hat somit keinen Einfluss auf die grundsätzlichen Eigenschaften des Verfahrens.

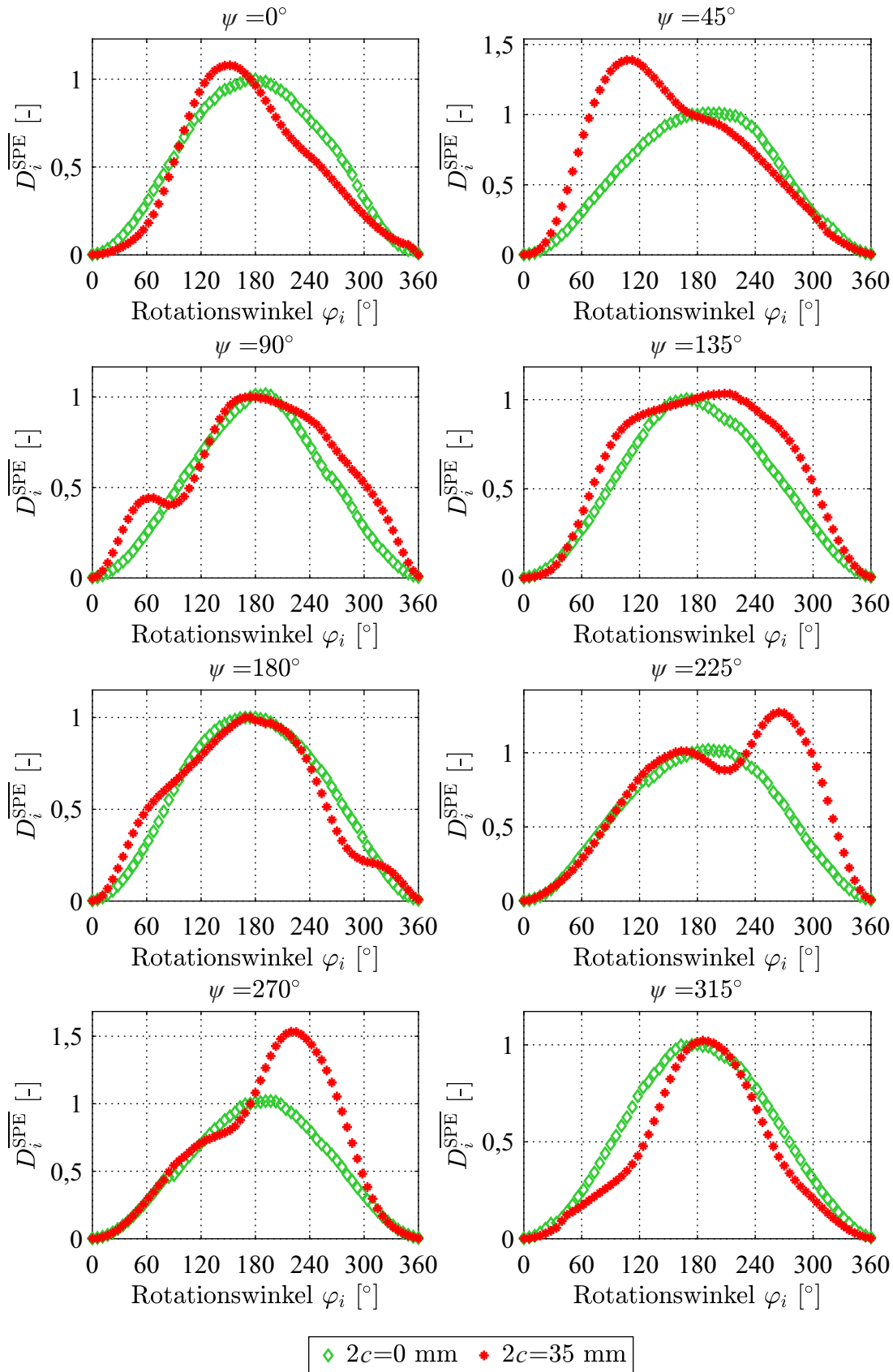


Abb. 5.11 Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für eine geschädigte Vollwelle eines Radsatzes mit einem Ermüdungsriss der Länge $2c = 35$ mm, beginnend bei einer eingebrachten Bohrung im Korbbogen für verschiedene Referenzwinkel ψ_n unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50$ MPa.

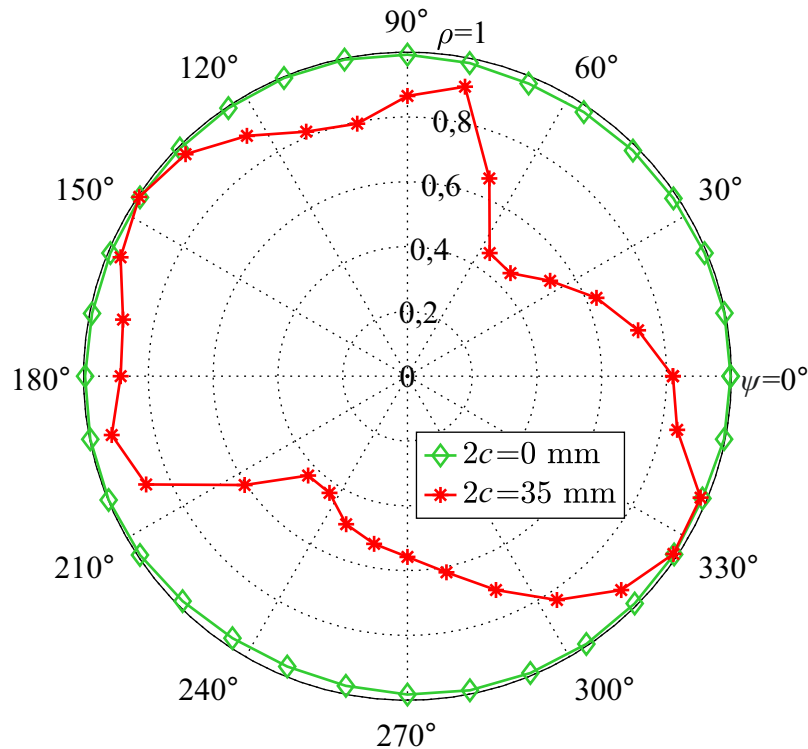


Abb. 5.12 Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n für eine geschädigte Vollwelle eines Radsatzes mit einem Ermüdungsrisse der Länge $2c = 35$ mm, beginnend bei einer eingebrachten Bohrung im Korbbogen unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50$ MPa.

5.4 Detektion eines Ermüdungsrisse in einer Radscheibe eines Radsatzes

Radbrüche in Schienenfahrzeugen können ebenfalls wie der Bruch einer Radsatzwelle zu erheblichen Schäden führen. Risse in Rädern von Schienenfahrzeugen treten dennoch im realen Betrieb auf. Beispielsweise wird in [Deutsche Verkehrs-Zeitung, 2017] von einer Vielzahl an Radbrüchen im Güterwagenbereich berichtet. Die Detektion solcher Schädigung stellt ein weiteres Anwendungsbeispiel für das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ dar, wie die nachfolgende Untersuchung zeigt.

Die Belastung während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands aus Abschnitt 4.2.1 führt nicht nur zu einer Ermüdung der Radsatzwelle. Stattdessen wird das umlaufende Biegemoment durch die steif ausgelegte Verbindung zwischen Radsatz auf der Radsatzwelle und der Radnabe in die Radscheibe übertragen. Durch die feste Einspannung des Radkranzes auf dem Fundament des Umlaufbiegeprüfstands kommt es somit in der Radscheibe zu einer erhöhten zyklischen Beanspruchung des Materials. Dies führt zu einer Ermüdung der Radscheibe und resultiert bei ausreichender Beanspruchung in einer Rissbildung. Wie bei den vorangegangenen Untersuchungen entspricht das zur Ermüdung genutzte Lastkollektiv nicht den real auftretenden Belastungen

eines Rades. Der gezeigte Rissfortschritt entspricht somit ebenfalls nicht den unter realen Beanspruchungen auftretenden Werten.

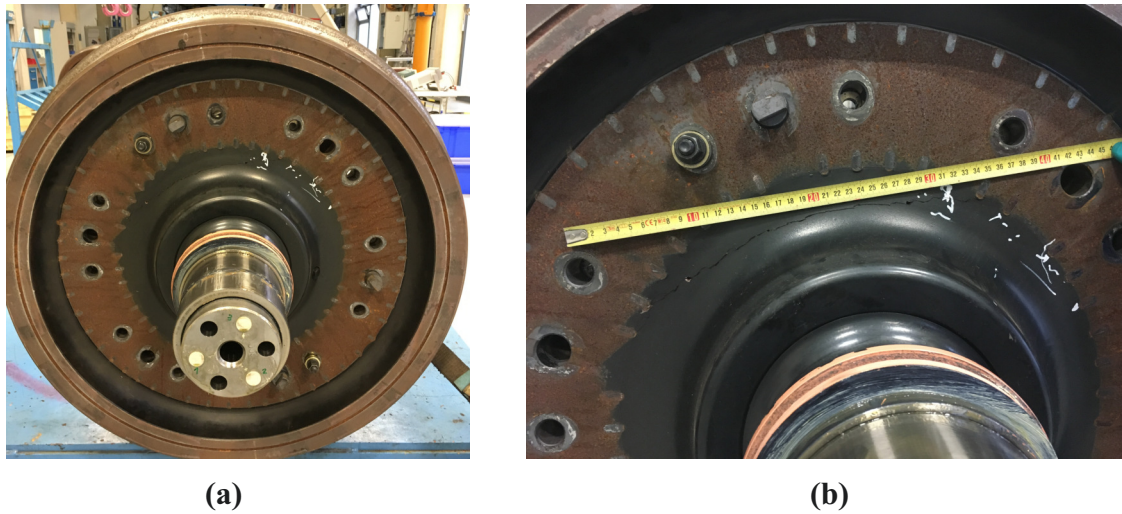


Abb. 5.13 (a) Lage und (b) Größe eines entstandenen Ermüdungsrisses in einer Radscheibe eines Schienenfahrzeugs während eines Ermüdungsversuchs auf einem Umlaufbiegeprüfstand.

Abbildung 5.13 (a) zeigt die Lage eines Ermüdungsrisses in einer Radscheibe, der während eines Ermüdungsversuchs auf dem Umlaufbiegeprüfstand entstanden ist. Der Riss verläuft tangential im Übergang zwischen Radscheibe und Radnabe. Ähnliche Rissverläufe bei der Ermüdung von Radscheiben auf einem Umlaufbiegeprüfstand werden in [Boudnitski & Edel, 1998] gezeigt. Bei dem aufgetretenen Riss in der Radscheibe handelt es sich um eine Art Riss, die im realen Betrieb durch eine zu hohe Beanspruchung auftreten kann. Der in Abbildung 5.13 (b) gezeigte Ermüdungsriss hat eine Länge von $2c = 400$ mm erreicht und erstreckt sich über den gesamten Querschnitt der Radscheibe.

Da auf der Radscheibe während des hier beschriebenen Ermüdungsversuchs keine Rissmessstreifen oder ähnliche Einrichtungen zur Abschaltung des Prüfstands appliziert sind, und die Grenzfrequenz des Prüfstands, die als Abschaltkriterium dient, wenn die Steifigkeit der Struktur abnimmt und somit die Rotationsfrequenz der Unwuchtmasse sinkt, nicht unterschritten wurde, ist der Ermüdungsversuch erst beim Erreichen der Risslänge von $2c = 400$ mm aufgrund einer erhöhten Geräuschentwicklung abgebrochen worden. Zudem ist dadurch keine Überwachung der Risslänge und somit Zuordnung zwischen Risslänge und der Lastzyklenzahl möglich. Aufgrund eines Hardwarefehlers in der Winkelsteuerung des Messsystems des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ bei circa $N_{LZ} = 2,7 \times 10^6$ Lastzyklen sind ab diesem Zeitpunkt keine validen Ergebnisse der Zustandsüberwachung bis zum Erreichen der Risslänge von $2c = 400$ mm bei $N_{LZ} = 3,98 \times 10^6$ Lastzyklen vorhanden. Die Analyse der Daten der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ zeigen jedoch bereits deutlich vor Erreichen der Risslänge von $2c = 400$ mm und vor Auftreten des Hardwarefehlers einen signifikanten Anstieg des Schadensindikators. Während des nachfolgend gezeigten Rissfortschritts beträgt die

Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments $\sigma_a = 150 \text{ MPa}$. Diese wird im Bereich des Korbbogens in der Radsatzwelle gemessen. Der genannten Laststufe geht ein Lastkollektiv mit deutlich höheren Beanspruchungen voran, welches an dieser Stelle jedoch nicht betrachtet wird, da keine signifikanten Änderungen in den Daten der Zustandsüberwachung aufgetreten sind. Zudem hat eine Untersuchung mit einer konventionellen Ultraschallprüftechnik ebenfalls keine Auffälligkeiten gezeigt.

Abbildung 5.14 zeigt die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für verschiedene Referenzwinkel $\psi_n = [0^\circ, 40^\circ, 90^\circ, 130^\circ, 180^\circ, 240^\circ, 270^\circ, 320^\circ]$. Dargestellt sind die Ergebnisse der durchgeführten Messungen bei verschiedenen Lastzyklenzahlen bei Auftreten der ersten signifikanten Anzeichen der Änderung in den Daten der Zustandsüberwachung vor dem Erreichen der Risslänge $2c = 400 \text{ mm}$ ($N_{\text{LZ}} = 3,98 \times 10^6$).

Zu Beginn des Lastniveaus von $\sigma_a = 150 \text{ MPa}$ bei $N_{\text{LZ}} = 0$ Lastzyklen zeigen die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ eine deutliche Symmetrie für alle Referenzwinkel ψ_n in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$. Es wird somit davon ausgegangen, dass keine Schädigungen in der Radsatzwelle oder der Radscheibe vorhanden sind. Nach $N_{\text{LZ}} = 2,36 \times 10^6$ Lastzyklen sind erste kleine Abweichungen von der Symmetrie in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ zu erkennen. Die ersten signifikanten Anzeichen in den Verläufen der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ werden nach $N_{\text{LZ}} = 2,42 \times 10^6$ Lastzyklen ersichtlich. Diese zeichnen sich durch eine Asymmetrie in den Verläufen in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ und eine Abhängigkeit von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n aus. Mit zunehmender Lastzyklenzahl nimmt die Asymmetrie in den Verläufen in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ deutlich zu. Dies wird insbesondere für die Referenzwinkel $\psi = 90^\circ$ und $\psi = 270^\circ$ ersichtlich. Für diese Referenzwinkel liegt das Maximum der Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ bei $\varphi = 250^\circ$ und $\varphi = 70^\circ$, was wiederum nach Gleichung (5.3) auf einen Schaden bei $\varphi_{\text{R}} = 340^\circ$ hindeutet. Die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ weisen somit bereits deutlich vor dem Erreichen der Risslänge $2c = 400 \text{ mm}$ ($N_{\text{LZ}} = 3,98 \times 10^6$) auf einen entstehenden Schaden im Radsatz hin.

Die Veränderung in den Daten der Zustandsüberwachung wird besonders ersichtlich, wenn die Polardarstellung der Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n während des Ermüdungsversuchs bei verschiedenen Lastzyklenzahlen N_{LZ} betrachtet werden. Diese sind in Abbildung 5.15 dargestellt.

Unmittelbar nach Übergang auf das nächsthöhere Lastniveau von $\sigma_a = 150 \text{ MPa}$ sind die Korrelationskoeffizienten ρ_n für alle Referenzwinkel ψ_n nahezu gleich Eins. Erst nach $N_{\text{LZ}} = 2,36 \times 10^6$ Lastzyklen sind die Korrelationskoeffizienten ρ_n für einige Referenzwinkel kleiner Eins. Es ergeben sich jedoch lediglich kleine Abweichungen. Signifikante Abweichungen des

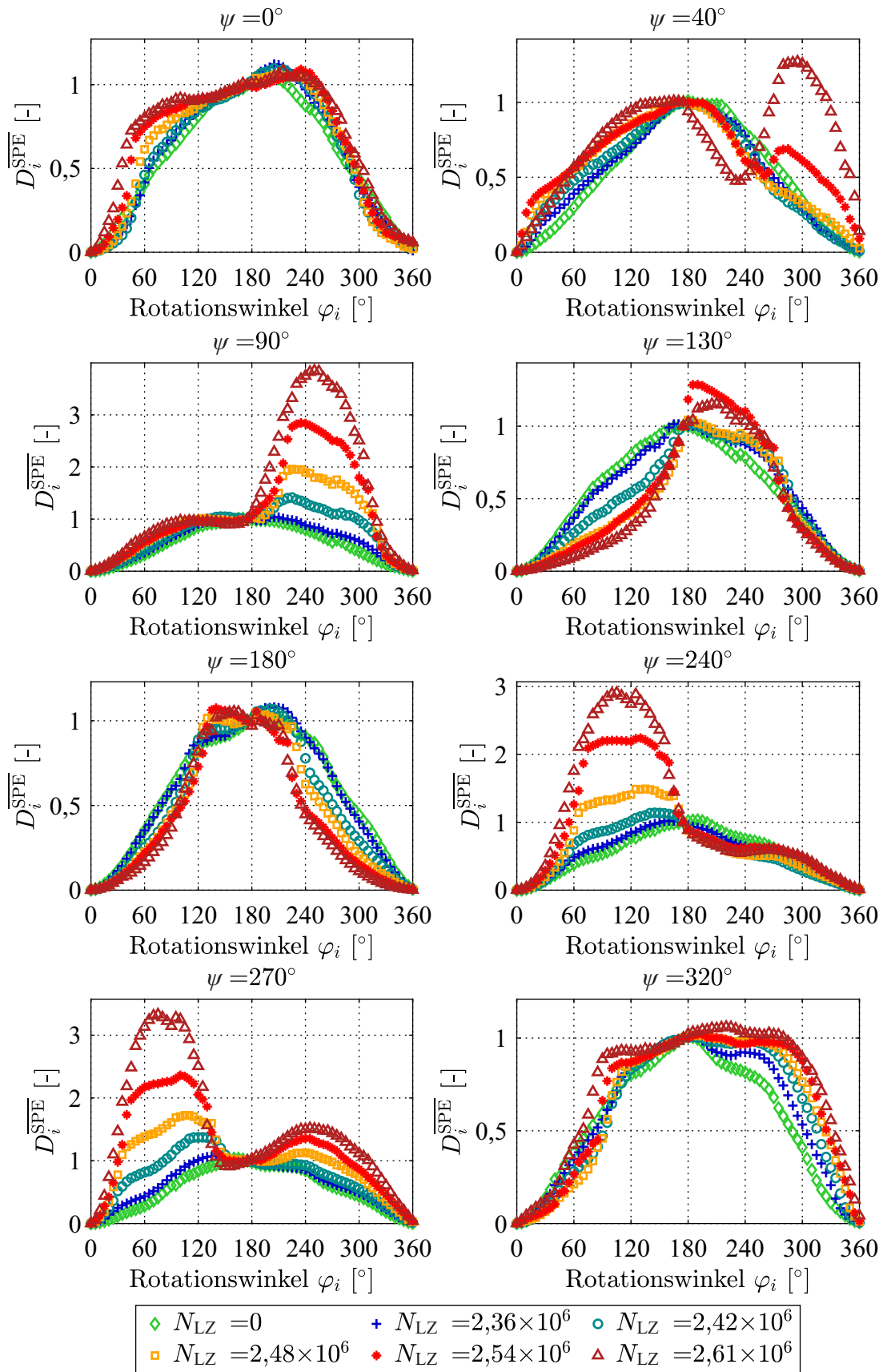


Abb. 5.14 Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i während der Entstehung eines Ermüdungsrisses in einer Radscheibe für verschiedene Referenzwinkel ψ_n unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 150 \text{ MPa}$.

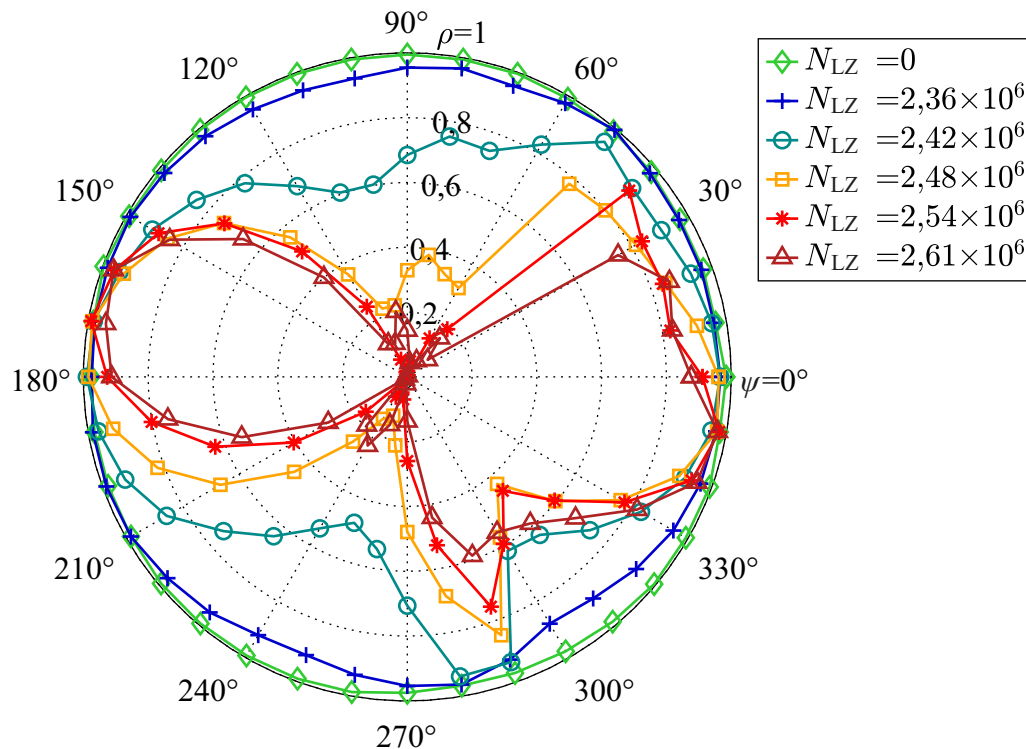


Abb. 5.15 Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n während der Entstehung eines Ermüdungsrisse in einer Radscheibe unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 150$ MPa.

Korrelationskoeffizienten werden ab $N_{LZ} = 2,42 \times 10^6$ Lastzyklen ersichtlich. Die Abnahme des Korrelationskoeffizienten ρ_n für diejenigen Referenzwinkel ψ_n die nicht mit der Position des geöffneten oder geschlossenen Risses übereinstimmen, nimmt mit zunehmender Lastzyklenzahl deutlich zu. Dieses Verhalten weist eindeutig auf einen fortschreitenden Riss deutlich vor Erreichen der Risslänge $2c = 400$ mm ($N_{LZ} = 3,98 \times 10^6$) hin.

Zur Beurteilung des Ausmaßes des Schadens wird als referenzfreier Indikator der aus Abschnitt 3.6 bekannte Schadensindikator D^{MSE} verwendet. Die Entwicklung des referenzfreien Schadensindikators D^{MSE} in Abhängigkeit von der Lastzyklenzahl N_{LZ} während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts in der Radscheibe sind für das Lastniveau mit einer Spannungsamplitude von $\sigma_a = 150$ MPa in Abbildung 5.16 dargestellt.

Zu Beginn des gezeigten Lastniveaus ist der Schadensindikator D^{MSE} sehr gering und liegt bis etwa $N_{LZ} = 2,29 \times 10^6$ Lastzyklen bei einem Wert von $D^{MSE} = 0,01$. Dieser Wert liegt in der Größenordnung der gezeigten Schadensindikatoren zu Beginn des Ermüdungsversuchs aus Abschnitt 5.2. Ab $N_{LZ} = 2,36 \times 10^6$ Lastzyklen ist analog zu den vorherigen Betrachtungen eine erste Änderung ersichtlich. Ein signifikanter Anstieg des Schadensindikators auf $D^{MSE} = 0,17$ ist bei $N_{LZ} = 2,42 \times 10^6$ Lastzyklen erkennbar. Innerhalb der nächsten Messungen ist ein steiler Anstieg der Schadensindikatoren zu beobachten. Bei $N_{LZ} = 2,61 \times 10^6$

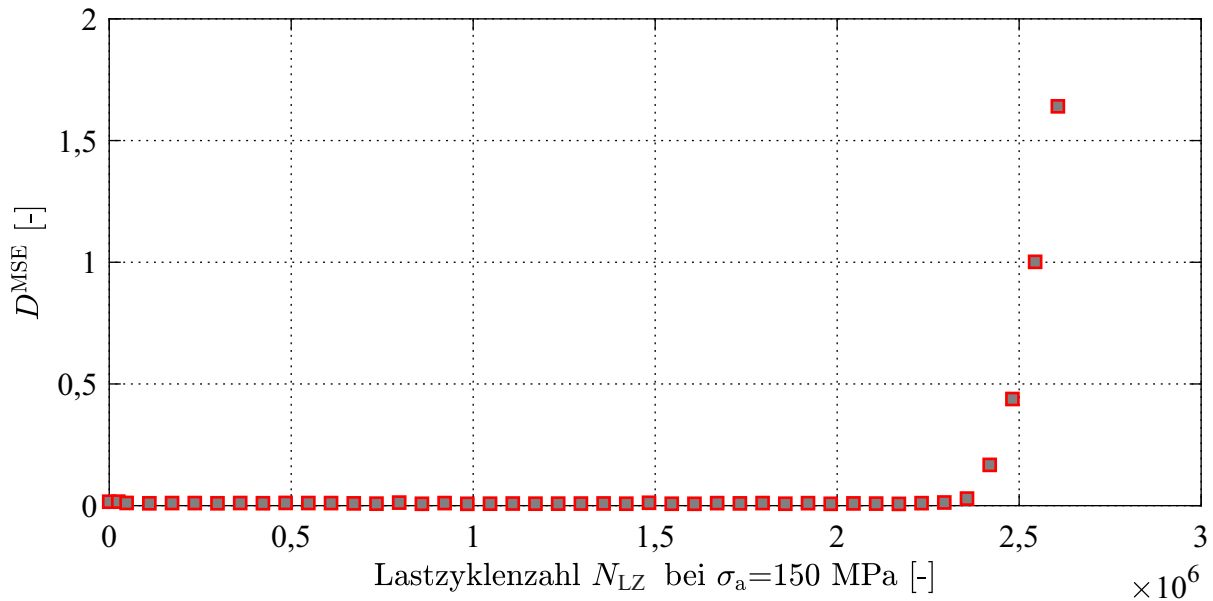


Abb. 5.16 Entwicklung des referenzfreien Schadensindikators D^{MSE} in Abhängigkeit von der Lastzyklenzahl N_{LZ} während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts in einer Radscheibe unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 150$ MPa.

Lastzyklen wird so ein Schadensindikator von $D^{MSE} = 1.641$ erreicht. Wie bereits erwähnt, kann die Risslänge in der Radscheibe nach $N_{LZ} = 2,61 \times 10^6$ Lastzyklen nicht angegeben werden, dennoch ist aufgrund des steilen Anstiegs des Schadensindikators davon auszugehen, dass die Risslänge in der Radscheibe für diese Lastzyklenzahl deutlich geringer ist als die nach $N_{LZ} = 3,98 \times 10^6$ Lastzyklen gemessene Risslänge von $2c = 400$ mm. Um einen weiteren Riss in der Radsatzwelle auszuschließen, wird eine konventionelle Ultraschallprüfung, wie in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, durchgeführt. Diese zeigt keine Auffälligkeiten. Aufgrund der hohen Genauigkeit der konventionelle Ultraschallprüfung ist davon auszugehen, dass der gezeigte Anstieg des Schadensindikators lediglich auf den Ermüdungsriss in der Radscheibe zurückzuführen ist.

Die Betrachtungen der Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} , der Korrelationskoeffizienten ρ_n sowie des Schadensindikator D^{MSE} deuten auf einen fortschreitenden Ermüdungsriss ab $N_{LZ} = 2,36 \times 10^6$ Lastzyklen hin, der sich im Bereich von $\varphi = 340^\circ$ befindet. Das entwickelte referenzfreie SHM-Verfahren zur Zustandsüberwachung schlägt somit circa $1,6 \times 10^6$ Lastzyklen vor Erreichen der Risslänge von $2c = 400$ mm in der Radscheibe an. Dabei ist hervorzuheben, dass der Rissfortschritt aufgrund des erhöhten Lastniveaus deutlich schneller als im realen Betrieb ist. Diese Untersuchung zeigt somit, dass das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ zusätzlich zur Detektion eines Ermüdungsrisses in einer Radscheibe eines Schienenfahrzeugs Anwendung finden kann. Dies ermöglicht somit eine Zustandsüberwachung des gesamten Radsatzes mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“.

5.5 Einfluss der Amplitude des umlaufenden Biegemoments auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung

Die Amplitude des umlaufenden Biegemoments in einer Welle hat, wie bereits an mehreren Stellen dieser Arbeit gezeigt, einen deutlichen Einfluss auf die Ausbreitung von Ultraschallwellen. Weiterhin beeinflusst die Amplitude des umlaufenden Biegemoments in einer Welle mit transversal verlaufendem Riss das Rissatmen während einer Umdrehung. Ist beispielsweise die Amplitude des umlaufenden Biegemoments nicht ausreichend hoch, um den Riss vollständig zu öffnen oder zu schließen, so wird dies aufgrund der Theorie des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ aus Kapitel 3 die Ergebnisse der Zustandsüberwachung beeinflussen.

Zur Untersuchung des Einflusses von der Höhe der Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments auf die Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ wird in diesem Abschnitt ein Ermüdungsversuch auf dem Umlaufbiegeprüfstand aus Abschnitt 4.2.1 durchgeführt. Dieser wird nach dem Erreichen verschiedener Risslängen unterbrochen. Es werden dazu die Rissgrößen mit den Risslänge $2c = 50\text{ mm}$, $2c = 80\text{ mm}$ und $2c = 100\text{ mm}$ aus Abbildung 5.5 (a) betrachtet. Zusätzlich wird der ungeschädigte Zustand ($2c = 0\text{ mm}$) untersucht. Für die jeweilige Risslänge wird anschließend ein Lastkollektiv durchgeführt und für jedes Lastniveau eine Messung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ durchgeführt. Das Lastkollektiv beginnt mit einer geringen Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments von $\sigma_a = 20\text{ MPa}$. Die Spannungsamplitude wird im Verlauf des Lastkollektivs treppenförmig gesteigert, bis eine Spannungsamplitude von $\sigma_a = 150\text{ MPa}$ erreicht wird. Die Dauer jedes Lastniveaus wird lediglich auf die Dauer der Messzeit des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ beschränkt, um den Rissfortschritt bei höheren Spannungsamplituden möglichst gering zu halten. Aufgrund der kurzen Messdauer des Verfahrens, ist für die gezeigten Rissgrößen ein Fortschreiten des Risses während des Durchlaufs des Lastkollektivs vernachlässigbar gering, sodass für ein Lastkollektiv die gemessene Rissgröße angenommen werden kann. Dies wird durch eine Messung der Risslänge mit Hilfe einer hochauflösenden Kamera vor und nach jedem Lastkollektiv sichergestellt. Diese Aufnahmen zeigen bei keiner der untersuchten Rissgrößen einen signifikanten Anstieg der Risslänge nach Durchlauf des jeweiligen Lastkollektivs.

Zum Vergleich der verschiedenen Rissgrößen unter Einfluss des Lastkollektivs wird der referenzfreie Schadensindikator D^{MSE} verwendet. Dieser ist in Abbildung 5.17 für die Risslängen $2c = 50\text{ mm}$, $2c = 80\text{ mm}$ und $2c = 100\text{ mm}$ aus Abbildung 5.5 (a) und den ungeschädigten Zustand für das beschriebene Lastkollektiv in Abhängigkeit von der Spannungsamplitude σ_a dargestellt.

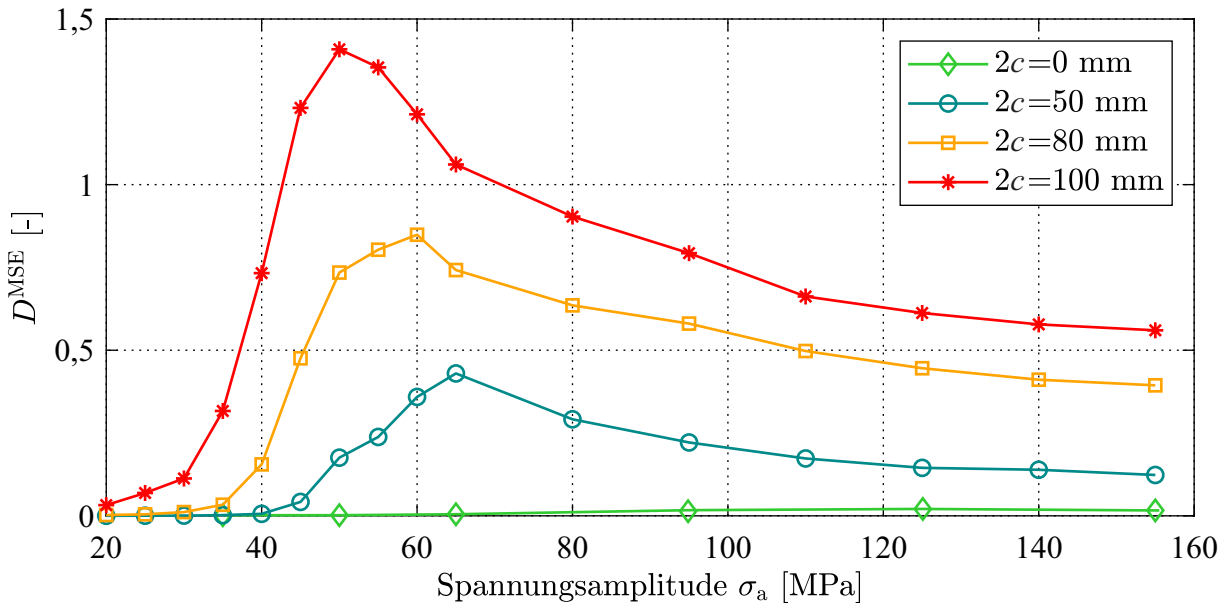


Abb. 5.17 Schadensindikator D^{MSE} in Abhängigkeit von der Spannungsamplitude σ_a für eine ungeschädigte Radsatzwelle ($2c = 0$ mm) und geschädigte Radsatzwellen mit den Risslängen $2c = 50$ mm, $2c = 80$ mm und $2c = 100$ mm während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands.

Der ungeschädigte Zustand ($2c = 0$ mm) zeigt wie in den vorherigen Betrachtungen in diesem Kapitel sehr kleine Werte des Schadensindicators D^{MSE} . Weiterhin ist der Schadensindikator nahezu unabhängig von der Spannungsamplitude σ_a . Es ist lediglich ein sehr geringer Anstieg zu erkennen. Dies zeigt analog zu Abschnitt 5.1, dass die Höhe der Spannungsamplitude σ_a im ungeschädigten Zustand keinen Einfluss auf die Symmetrie der Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} und somit ebenfalls keinen Einfluss auf den Schadensindikator D^{MSE} hat.

Im Gegensatz zum ungeschädigten Zustand weisen die Schadensindikatoren D^{MSE} für die gezeigten Rissgrößen eine deutliche Abhängigkeit von der Spannungsamplitude σ_a auf. Unabhängig von der Rissgröße, zeigen die Verläufe ein ähnliches Verhalten. Bei geringen Spannungsamplituden σ_a steigt der Schadensindikator D^{MSE} bis zum Erreichen eines Maximums an. Dabei erhöht sich die Steigung mit zunehmender Rissgröße. Das Maximum steigt ebenfalls mit zunehmender Rissgröße an. Diejenige Spannungsamplitude σ_a , bei der das Maximum des Schadensindicators D^{MSE} auftritt, sinkt mit zunehmender Rissgröße. Erhöht sich die Spannungsamplitude σ_a nach Erreichen des Maximalwerts des Schadensindicators D^{MSE} , sinkt der Schadensindikator mit zunehmender Spannungsamplitude σ_a . Dabei nimmt die negative Steigung mit zunehmender Rissgröße zu. Weiterhin nimmt die negative Steigung für alle Rissgrößen mit zunehmender Spannungsamplitude σ_a deutlich ab.

Für die Risslänge von $2c = 50$ mm wird das Maximum des Schadensindicators D^{MSE} bei einer Spannungsamplitude von $\sigma_a = 65$ MPa erreicht. Das Maximum für die Risslänge von $2c =$

80 mm tritt bei einer Spannungsamplitude von $\sigma_a = 60$ MPa auf. Die Spannungsamplitude des Maximums für die Rissgröße $2c = 50$ mm liegt bei $\sigma_a = 50$ MPa.

Die Abhängigkeit der Schadensindikatoren D^{MSE} von der Spannungsamplitude σ_a kann mit Hilfe des Rissatmens während eines Umlaufs der Belastung aus Abschnitt 3.1.1 und der Theorie der Akusto-Elastizität aus Abschnitt 2.4.2 erläutert werden. Ist die Beanspruchung im Bereich des Risses zu gering, werden die Rissflanken nicht vollständig separiert und der Riss öffnet somit nicht. Dies kann auf verschiedene Riss-schließungsmechanismen zurückgeführt werden. Der Riss kann beispielsweise durch die Rauigkeit der Rissflanken, eine Oxidschicht zwischen den Rissflanken oder durch die plastische Zone an der Riss-spitze an der Öffnung gehindert werden, [Pippan & Hohenwarter, 2017]. Überschreiten die Beanspruchungen die Spannung infolge der Riss-schließungsmechanismen, beginnt sich der Riss zu öffnen. Bei fortschreitender Rissgröße verringert sich diejenige Spannung, die benötigt wird, um den Riss zu öffnen. Dies ist auf die zunehmend geringere Steifigkeit im Querschnitt der Welle im Bereich des Risses zurückzuführen. Dies wiederum resultiert in einem steileren und früheren Anstieg des Schadensindikators D^{MSE} in Abhängigkeit von der Spannungsamplitude σ_a mit zunehmender Rissgröße. Der Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen dem geöffneten und geschlossenen Riss nimmt, wie in Abschnitt 3.2 beschrieben, mit zunehmender Rissgröße zu. Dies führt, wie in den vergangenen Abschnitten gezeigt, zu einem Anstieg der Asymmetrie in den Verläufen der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} , was wiederum in einem höheren Maximum des Schadensindikators D^{MSE} mit ansteigender Rissgröße resultiert.

Wird nach Erreichen des jeweiligen Maximums die Spannungsamplitude σ_a weiter erhöht, so wird die Änderung der Ultraschallwellenausbreitung infolge des umlaufenden Biegemoments während einem Umlauf der Belastung, wie in Abschnitt 5.1 gezeigt, größer. Dies ist durch die Theorie der Akusto-Elastizität zu begründen und führt zu einem Anstieg des SPE-Index bei $\varphi = \psi_n + 180^\circ$. Der Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen geöffnetem und geschlossenem Riss, der aus dem unterschiedlichen Reflexions- und Transmissionsverhalten resultiert, bleibt jedoch, wenn der Riss vollständig öffnet und schließt, nahezu konstant. Steigt nun die Spannungsamplitude weiter an, wird dieser Einfluss kleiner gegenüber dem Einfluss infolge des umlaufenden Biegemoments. Dies resultiert wiederum in einer Verringerung des Schadensindikators D^{MSE} , da die Asymmetrie infolge der Überlagerung der Einflüsse in den Verläufen der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} nicht so deutlich ausgeprägt ist.

Diese Untersuchung zeigt, dass die Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ abhängig von der Spannungsamplitude σ_a des umlaufenden Biegemoments und der jeweiligen Rissgröße sind. Bei höheren Spannungsamplituden σ_a ist der Wert des Schadensindikators D^{MSE} zwar kleiner, jedoch führen höhere Spannungen zu einem

schnelleren Risswachstum, was wiederum in einem höheren Schadensindikator resultiert. Aus diesem Grund wird dies zu einem Eingreifen des Systems führen. Weiterhin zeigen die Ergebnisse der Zustandsüberwachung, abgesehen von sehr geringen Spannungsamplituden σ_a , die den Riss während einer Umdrehung nicht öffnen und schließen, dass der Schadensindikator D^{MSE} unabhängig von der Höhe der Spannungsamplitude σ_a sich von den Werten des ungeschädigten Zustands unterscheiden. Somit ist der untersuchte Einfluss keinesfalls zu vernachlässigen, führt jedoch nicht zu einer Fehlfunktion des eingeführten Verfahrens.

6 Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ während Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge

Dieses Kapitel dient der Untersuchung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ unter möglichst realen Betriebsbedingungen eines Drehgestells. Der Ermüdungsversuch aus Abschnitt 5.2 wird dazu nach Erreichen der Risslängen von $2c = 50$ mm und $2c = 100$ mm unterbrochen. Der Radsatz wird aus dem Umlaufbiegeprüfstand ausgebaut und die verwendeten Prüfradscheiben durch originale Radscheiben ersetzt. Anschließend wird der Radsatz in das in Abschnitt 4.1 beschriebene Drehgestell eines Nahverkehrszugs eingebaut. Die zweite im Drehgestell eingebaute Radsatzwelle ist baugleich und ungeschädigt. Diese dient zum Vergleich der Ergebnisse der Zustandsüberwachung zwischen dem ungeschädigten Zustand und den beiden Risslängen $2c = 50$ mm und $2c = 100$ mm. Der in Abschnitt 4.2.2 beschriebene Rollenprüfstand wird jeweils nach Erreichen der zwei genannten Risslängen mit dem genannten Drehgestell mit eingebautem geschädigtem und ungeschädigtem Radsatz aufgerüstet. Wie bereits in Abschnitt 4.2.2 beschrieben, ermöglicht der Rollenprüfstand einen sehr realitätsnahen Betrieb des Drehgestells, wobei der Lauf des Drehgestells auf der Schiene sehr gut abgebildet wird. Eine Ermüdung der Radsatzwelle auf dem genannten Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge wäre mit einem erhöhten zeitlichen Aufwand verbunden, da die durch die Hydraulikzylinder erreichbare äußere Belastung für eine Initiierung und einen Rissfortschritt zu gering ist. Aus diesem Grund wird nach Erreichen der genannten Risslängen zwischen Umlaufbiegeprüfstand und Rollenprüfstand jeweils umgerüstet. Zur Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ wird die Messeinrichtung zur automatisierten Datenaufnahme aus Abschnitt 3.3 am Drehgestell appliziert. In diesem Kapitel werden zudem die notwendigen Beladungen des Drehgestells zur Öffnung eines Risses in einer Radsatzwelle während der Rotation ermittelt. Weiterhin wird ein Vergleich zwischen den Ergebnissen der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung und während der Messfahrten auf dem Rollenprüfstand angestellt und diskutiert. Es folgt zum Abschluss der experimentellen Untersuchungen eine Betrachtung der Beeinflussungen des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ während der Messfahrten.

6.1 Messfahrten mit ungeschädigtem Radsatz

Zunächst wird eine Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge mit einem ungeschädigten Radsatz durchgeführt. Die Auflast des Drehgestells wird durch die Hydraulikzylinder über die Sekundärfedern eingeleitet. Diese wird so eingestellt, dass ein umlaufendes

Biegemoment mit einer Spannungsamplitude von $\sigma_a = 50 \text{ MPa}$ in der Radsatzwelle erreicht wird. Die simulierte Fahrgeschwindigkeit beträgt $v = 5 \text{ km/h}$. Die Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für verschiedene Referenzwinkel ψ_n während einer Messfahrt sind in Abbildung 6.1 dargestellt. Für einen direkten Vergleich werden zusätzlich die Ergebnisse des Ermüdungsversuchs auf dem Umlaufbiegeprüfstand (UBP) für den ungeschädigten Zustand abgebildet.

Die Radsatzwellen im ungeschädigten Zustand, sowohl im eingebauten Zustand während der Messfahrt als auch auf dem Umlaufbiegeprüfstand, zeigen, dass die Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} nahezu unabhängig von dem gewählten Referenzwinkel ψ_n sind. Weiterhin sind die Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} für alle Referenzwinkel ψ_n nahezu symmetrisch in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$. In den Verläufen der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} während der Messfahrt sind kleine Abweichungen von der Symmetrie in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ ersichtlich. Die Abweichungen sind auf erhöhte Beeinflussungen der Ultraschallwellenausbreitung während der Rotation durch den nahezu realen Betrieb zurückzuführen. Dies wird deutlich, wenn anstelle der Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} die SPE-Indizes D_i^{SPE} aller $m = 20$ Strukturantworten zum jeweiligen Rotationswinkel φ_i betrachtet werden. Dies ist für den Referenzwinkel $\psi = 0^\circ$ für eine ungeschädigte Radsatzwelle unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50 \text{ MPa}$ während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge und zu Beginn des Ermüdungsversuchs auf einem Umlaufbiegeprüfstand in Abbildung 6.2 dargestellt.

Es wird ersichtlich, dass die Streuungen der SPE-Indizes D_i^{SPE} während der Messfahrt deutlich größer als bei der Messung während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands sind. Zudem nimmt die Streuung im Verlauf der SPE-Indizes D_i^{SPE} mit zunehmendem Abstand vom Referenzwinkel $\psi = 0^\circ$ zu. Nähert sich der Rotationswinkel φ_i wieder dem Referenzwinkel $\psi = 0^\circ$ an, so wird die Streuung wieder geringer. Die maximale Streuung tritt im Bereich von $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ auf. Dieses Verhalten ist für alle Referenzwinkel ψ_n analog und für die Messdaten während der Messfahrt deutlich ausgeprägter. Es zeigt sich somit, dass das PCA-Modell nicht alle vom Rotationswinkel φ_i abhängigen Beeinflussungen der Ultraschallwellenausbreitung während der Rotation beinhaltet. Dies ist aufgrund der realitätsnahen Untersuchung und der damit einhergehend auftretenden Beeinflussungen jedoch nicht in vollem Umfang möglich. Vom Rotationswinkel φ_i abhängige Beeinflussungen können beispielsweise der Rad-Schiene-Kontakt oder die Lagerung der Radsatzwelle sein. Während mehrerer Umdrehungen, in denen die Datenaufnahme stattfindet, ist zum Beispiel nicht davon auszugehen, dass der Rad-Schiene-Kontakt zu einem bestimmten Rotationswinkel φ_i immer gleich ist, da das Drehgestell nicht in alle Richtungen fest auf dem Prüfstand eingespannt ist. Zudem kann beispielsweise die Lasteinleitung über die verbauten Zylinderrollenlager während mehrerer Umdrehungen zu einem

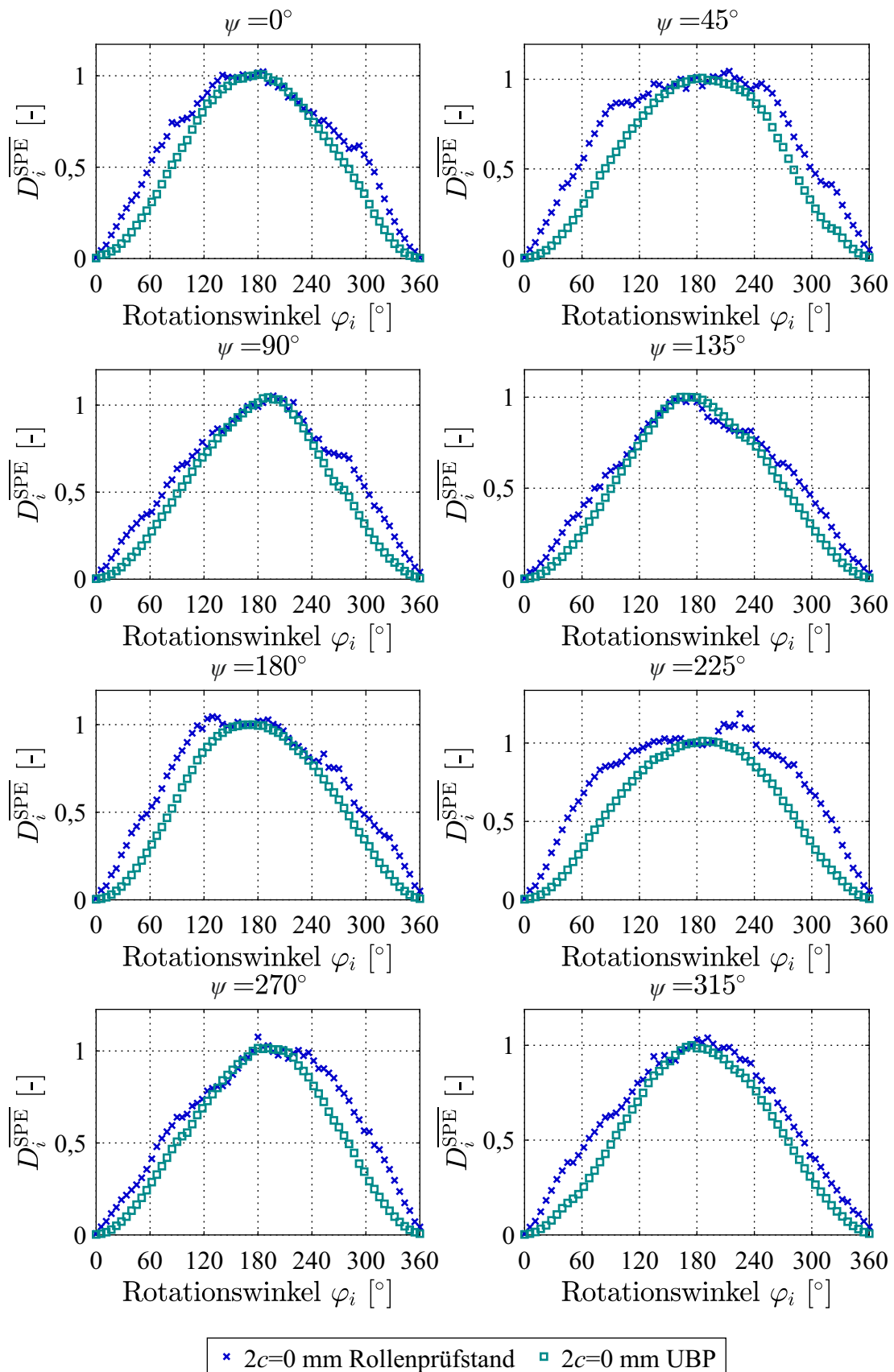


Abb. 6.1 Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für eine ungeschädigte Radsatzwelle für verschiedene Referenzwinkel ψ_n unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50 \text{ MPa}$ während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge und zu Beginn des Ermüdungsversuchs auf einem Umlaufbiegeprüfstand (UBP).

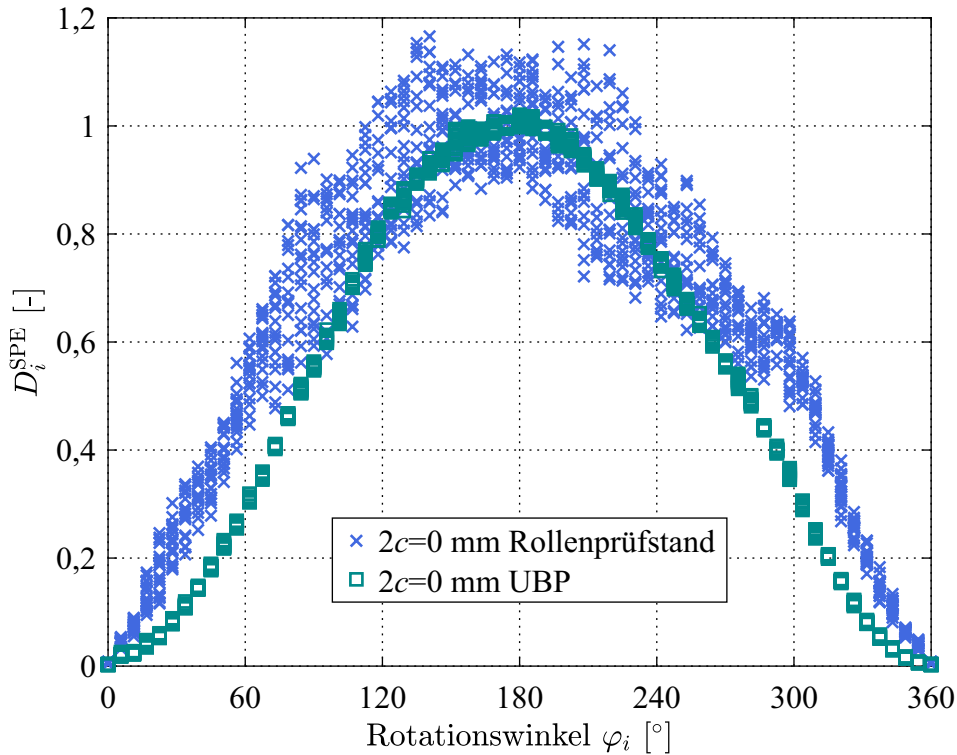


Abb. 6.2 Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} aller $m = 20$ Strukturantworten zum jeweiligen Rotationswinkel φ_i für den Referenzwinkel $\psi = 0^\circ$ für eine ungeschädigte Radsatzwelle unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50 \text{ MPa}$ während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge und zu Beginn des Ermüdungsversuchs auf einem Umlaufbiegeprüfstand (UBP).

bestimmten Rotationswinkel φ_i minimal variieren. Dennoch werden die relevanten Informationen, in diesem Fall die Symmetrie in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} , durch die PCA und die Mittlung mehrerer Strukturantworten zu einem diskreten Rotationswinkel φ_i extrahiert. Somit wird die Referenzfreiheit des Verfahrens nicht beeinflusst. Dies zeigen zudem die Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n für die beiden untersuchten Datensätze, welche in Abbildung 6.3 dargestellt sind.

Die Korrelationskoeffizienten ρ_n sind für beide Datensätze bei der Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ für eine ungeschädigte Radsatzwelle nahezu unabhängig von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n . Die in Abbildung 6.1 gezeigten leichten Abweichungen von der Symmetrie der Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ für die Messdaten im eingebauten Zustand während der Messfahrt werden ebenfalls durch die Korrelationskoeffizienten ρ_n wiedergegeben. Es zeigt sich jedoch, dass sich im ungeschädigten Zustand lediglich sehr kleine Abweichungen der Korrelationskoeffizienten ρ_n von der Messung auf dem Umlaufbiegeprüfstand ergeben.

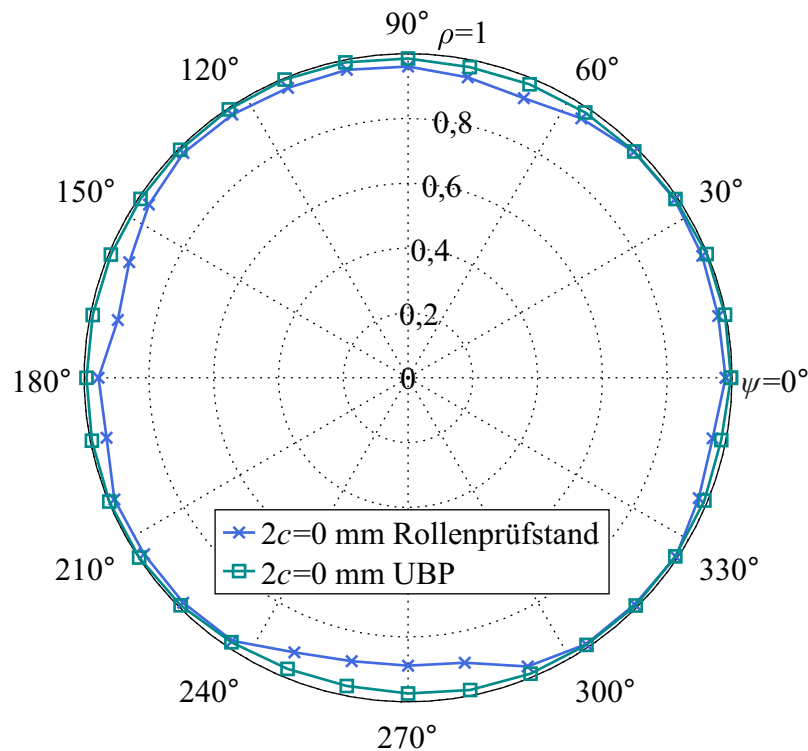


Abb. 6.3 Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n für eine ungeschädigte Radsatzwelle unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50 \text{ MPa}$ während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge und zu Beginn des Ermüdungsversuchs auf einem Umlaufbiegeprüfstand (UBP).

Weitere experimentelle Untersuchungen während der Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge zeigen für den ungeschädigten Zustand, dass die Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ unabhängig von der simulierten Fahrtgeschwindigkeit oder der simulierten Fahrtrichtung sind. Eine Erhöhung der Auflast führt analog, wie bereits in Abschnitt 5.1 für den Umlaufbiegeprüfstand untersucht, zu einem Anstieg des Maximums der Verläufe der SPE-Indizes D_i^{SPE} für den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$. Aus diesem Grund wird, wie zuvor bereits beschrieben, eine Normierung des Maximums auf Eins durchgeführt. Eine vertiefende Untersuchung des Einflusses der mechanischen Spannung während der Messfahrt wird in Abschnitt 6.4 und Abschnitt 6.5 gegeben.

Die experimentelle Untersuchung in diesem Abschnitt zeigt, dass das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ den ungeschädigten Zustand bei einem realen Einbauzustand während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge ohne zuvor aufgenommene Referenzmessungen richtig klassifiziert.

6.2 Ermittlung der notwendigen Beladungen des Drehgestells zur Öffnung eines Risses in einer Radsatzwelle

Zur Öffnung eines Risses während der Rotation einer Welle bedarf es einer gewissen Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments zur Überwindung lokaler Eigenspannungen oder Riss-schließungsmechanismen. Dies zeigen bereits die Ergebnisse der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung auf dem Umlaufbiegeprüfstand in Abschnitt 5.5. Daher wird nachfolgend während der Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge experimentell untersucht, bei welcher Auflast des Drehgestells ein Riss der Länge $2c = 100\text{ mm}$ beginnt zu öffnen. Diese Untersuchung ist abhängig von einer Vielzahl lokaler Eigenschaften im Bereich des Risses in der Radsatzwelle wie beispielsweise der lokalen Eigenspannungsverteilung. Daher ist diese experimentelle Untersuchung nicht allgemein gültig, spiegelt aber das grundsätzliche Verhalten wieder.

Zur Ermittlung der notwendigen Auflast des Drehgestells wird das Drehgestell eines Nahverkehrszugs aus Abschnitt 4.1 mit einer eingebauten geschädigten Radsatzwelle auf dem Rollenprüfstand aus Abschnitt 4.2.2 eingerichtet. Verwendet wird die Radsatzwelle aus dem Ermüdungsversuch aus Abschnitt 5.2 nach Erreichen der Risslänge von $2c = 100\text{ mm}$. Um höhere Beanspruchungen in der Radsatzwelle erreichen zu können, werden die Kräfte der Hydraulikzylinder F_z des Rollenprüfstands für den Versuch in diesem Abschnitt im Bereich des Langträgers des Drehgestellrahmens über dem Achslager und nicht über die Sekundärfedern eingeleitet. Die Einrichtung des Messaufbaus auf dem Rollenprüfstand ist in Abbildung 6.4 (a) zu sehen. Zur Messung der umlaufenden Biegespannung σ_b in der Radsatzwelle, resultierend aus dem Eigengewicht und der Auflast des Drehgestells, werden zwei Dehnungsmessstreifen (DMS) an der Ober- und Unterseite mit hinreichendem Abstand zum Riss zwischen beiden Radscheiben appliziert (siehe Abbildung 6.4 (b)). Die Umfangsposition einer der beiden DMS stimmt mit der Umfangsposition der Mitte des geöffneten Risses überein. Der andere DMS ist um $\varphi = 180^\circ$ versetzt dazu angeordnet. Die Ausrichtung der beiden DMS ist dabei in Richtung der einachsigen Biegespannung. Beide DMS werden als Halbbrücke mit zwei Ergänzungswiderständen zu einer WHEATSTONE-Brücke verschaltet. Dies dient der Kompensation von Störgrößen, [Hoffmann, 1987]. Zur Untersuchung des Rissatmens werden drei DMS, wie in Abbildung 6.4 (c) gezeigt, am Riss appliziert.

Die genaue Positionierung der am Riss applizierten DMS ist in Abbildung 6.5 ersichtlich. DMS 1 ist 15 mm rechts von der eingebrachten Bohrung, die als Rissstarter dient und die Mitte des Risses darstellt, appliziert. Der DMS 1 wird mit möglichst geringem Abstand zum Riss geklebt. DMS 2 wird ebenfalls direkt am Riss appliziert, allerdings mit einem Abstand von 45 mm von der Mitte des Risses. Dieser soll zeigen, ob der Riss über die gesamte Länge öffnet oder ob

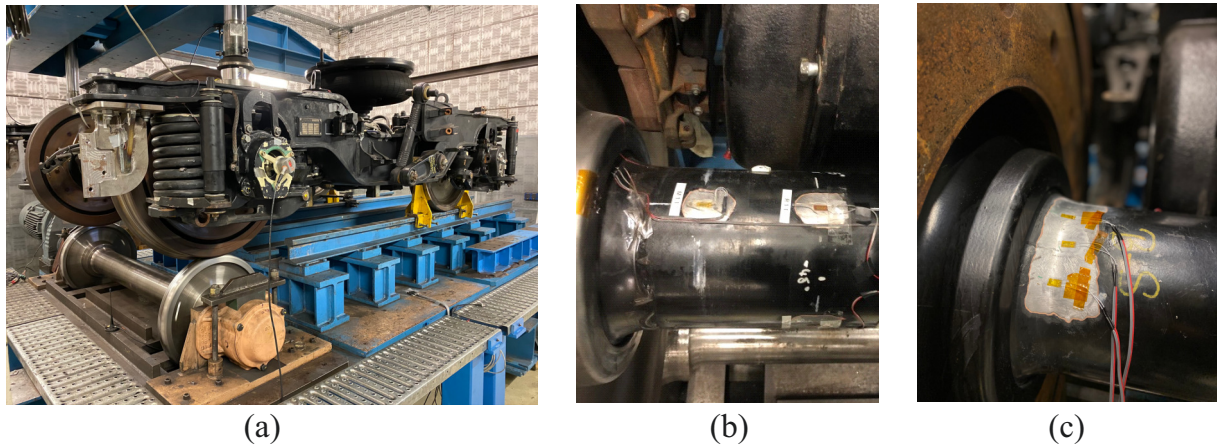


Abb. 6.4 (a) Messaufbau auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge. Position der applizierten DMS zur (b) Messung der umlaufenden Spannungsamplitude σ_a in der Radsatzwelle und (c) zur Untersuchung des Rissatmens.

dieser zum Ende geschlossen bleibt. Im Gegensatz zu den beiden genannten DMS ist DMS 3 mit einem Abstand von 15 mm links von der eingebrachten Bohrung so appliziert, dass der Riss in der Mitte des DMS liegt. Ein Öffnen des Risses sollte in diesem DMS zu einer stark erhöhten Dehnung führen. Die Ausrichtung der am Riss applizierten DMS ist dabei senkrecht zu den Rissflanken. Der Nullabgleich der DMS 1-3 am Riss wird unter möglichst geringer Spannung infolge der Biegung der Radsatzwelle durchgeführt. Dazu wird der abzugleichende DMS in die neutrale Faser der Radsatzwelle rotiert. Der Rotationswinkel beträgt für die Mitte des Risses dazu circa $\varphi = 90^\circ$. Dennoch ist der gemessene Wert ein Relativwert der gemessenen Spannungen σ , da im Bereich des Risses durch die Ermüdung eine Eigenspannung vorliegt, [Bachschmid & Tanzi, 2004]. Die Übertragung der Messdaten der DMS-Messstellen erfolgt mittels eines akku-betriebenen Telemetriesystems [KMT, 2016], welches an der rotierenden Radsatzwelle angebracht ist. Dieses ermöglicht die Messdatenübertragung per Funk und die Spannungsversorgung der DMS-Messstellen.

Um die aufgebrachten Auflasten des Drehgestells mit den mechanischen Spannungen an der Oberfläche der Radsatzwelle verknüpfen zu können, wird in einem ersten Versuch die Kraft pro Hydraulikzylinder F_z des Rollenprüfstands und die daraus resultierende mechanische Spannung infolge des umlaufenden Biegemoments σ_b gemessen. Es werden zur Erzeugung eines konstanten Biegemoments in der Radsatzwelle beide Kräfte der Hydraulikzylinder F_z symmetrisch aufgebracht. Die Biegespannung σ_b ist in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ für verschiedene Kräfte der Hydraulikzylinder F_z in Abbildung 6.6 dargestellt.

Es zeigt sich, dass mit hinreichendem Abstand der vom Rotationswinkel φ abhängige Verlauf der Biegespannung σ_b in der Radsatzwelle nicht beeinträchtigt wird. In diesem Prüfaufbau kann mit dem Rollenprüfstand eine maximale Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments von $\sigma_a = 60\text{MPa}$ erreicht werden. Aus Abbildung 6.6 kann der Zusammenhang zwischen der

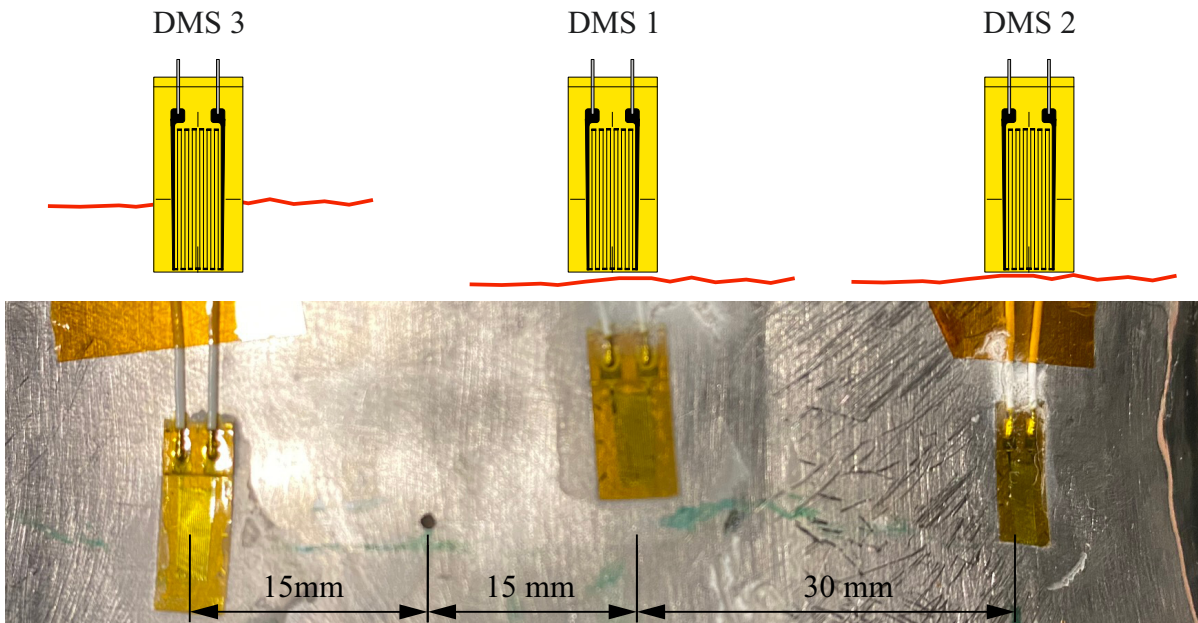


Abb. 6.5 Applizierte DMS an einem Riss der Länge $2c = 100\text{ mm}$ in einer Radsatzwelle eines Schienenfahrzeugs zur Untersuchung des Rissatmens während der Rotation.

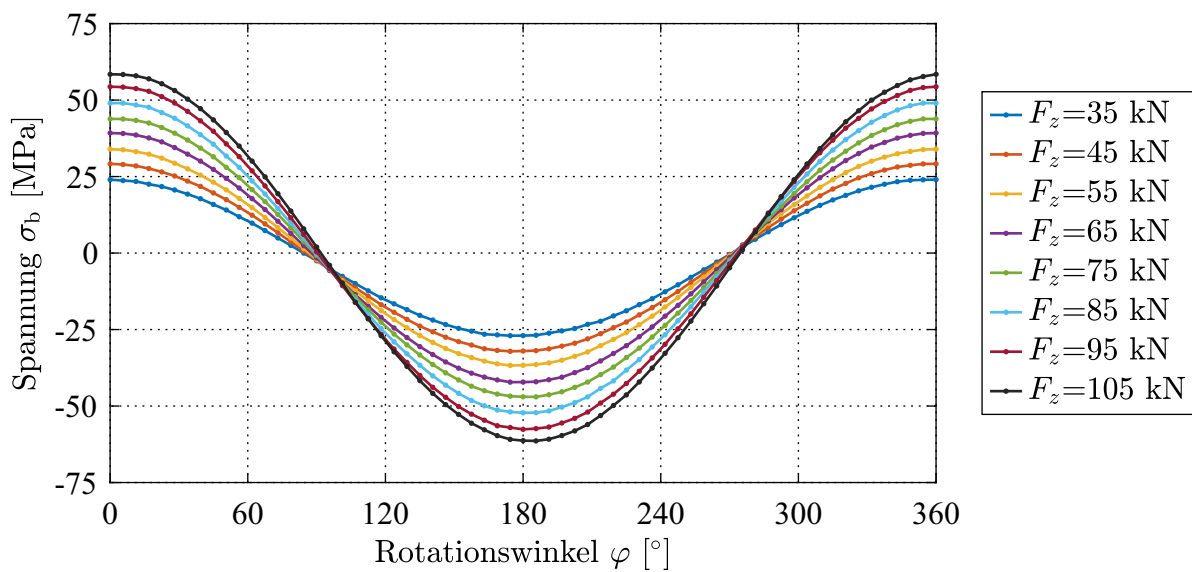


Abb. 6.6 Biegespannung σ_b in einer Radsatzwelle in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ für verschiedene Kräfte der Hydraulikzylinder F_z eines Rollenprüfstands für Schienenfahrzeuge.

Kraft pro Hydraulikzylinder F_z des Rollenprüfstands und der Spannungsamplituden σ_a des umlaufenden Biegemoments entnommen werden. Diese wird analog zu Kapitel 5 für einen besseren Vergleich in den nachfolgenden Betrachtungen verwendet. Zudem wird deutlich, dass sich der Riss im Bereich der Rotationswinkel von $0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$ und $270^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$ im Bereich der Zugspannung und von $90^\circ \leq \varphi \leq 270^\circ$ im Bereich der Druckspannung befindet. Somit sollte der Riss im genannten Bereich der Druckspannungen schließen und im Bereich der Zugspannungen öffnen.

Zur Untersuchung des Rissatmens werden zuerst die Messdaten von DMS 1 betrachtet. Diese sind in Abbildung 6.7 für verschiedene Spannungsamplituden von $\sigma_a = 25$ MPa bis $\sigma_a = 60$ MPa in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ aufgetragen.

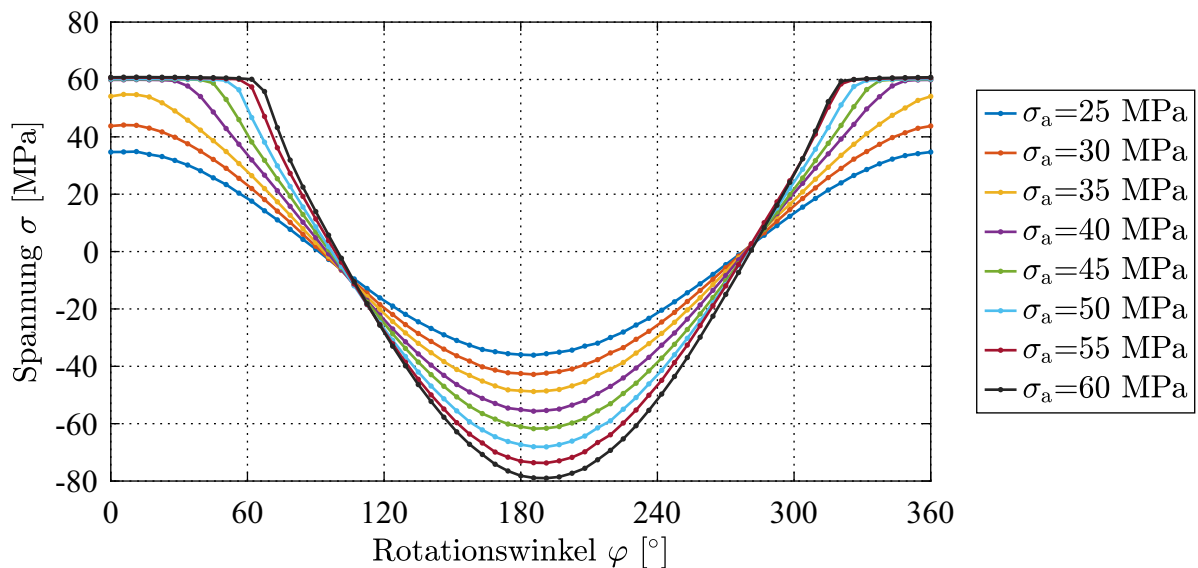


Abb. 6.7 Spannung σ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ gemessen mit DMS 1 an einem Riss der Länge $2c = 100$ mm für verschiedene Spannungsamplituden σ_a in einer Radsatzwelle während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge.

Geringe Spannungsamplituden σ_a des umlaufenden Biegemoments beeinflussen die gemessenen Spannungen σ des DMS 1 nahezu nicht. Es stellt sich ein cosinusförmiger Verlauf der gemessenen Spannungen σ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ ein. Erst ab einer Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments von $\sigma_a = 40$ MPa stellt sich bei weiterer Erhöhung der Zugspannung durch Rotation der Welle eine konstante gemessene relative Spannung am DMS 1 von $\sigma = 60$ MPa ein. Ab dieser Spannung kann der Riss keine weiteren Zugspannungen übertragen und beginnt sich daher zu öffnen. Der Betrag dieser Spannung entspricht dem Betrag der Druckspannung, welche den Riss geschlossen hält. Diese Druckspannungen können aus vorliegenden Eigenspannungen oder verschiedenen Riss-schließungsmechanismen, die beispielsweise in [Pippin & Hohenwarter, 2017] beschrieben werden, resultieren. Aufgrund des Nullabgleichs der DMS unter Einfluss der Eigenspannung, sollten die absoluten Spannungen am DMS im Bereich der konstant gemessenen Spannung trotz Erhöhung der Belastung gleich

Null sein, da im Allgemeinen die Rissflanken eines geöffneten Risses spannungsfrei sind. Dies wird in Abschnitt 3.1.2 anhand einer numerischen Simulation gezeigt. Bei weiterer Erhöhung der Spannungsamplituden σ_a des umlaufenden Biegemoments wird durch Abbildung 6.7 ersichtlich, dass der Riss bei einem späteren Rotationswinkel φ schließt und bei einem früheren Rotationswinkel φ erneut beginnt zu öffnen. Somit ist der Riss bei höheren Spannungsamplitude σ_a des umlaufenden Biegemoments in einem größeren Bereich des Rotationswinkels φ geöffnet. Durchläuft der DMS 1 den Druckbereich, so zeigt sich für alle Spannungsamplituden σ_a , dass die Druckspannungen vollständig durch die Rissflanken übertragen werden. Der Riss ist somit vollständig geschlossen. Diese Untersuchung zeigt somit, dass der Riss in einem Abstand von 15 mm von der Mitte aus betrachtet erst ab einer Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments von $\sigma_a = 40 \text{ MPa}$ vollständig öffnet.

Zur weiteren Untersuchung des Rissatmens werden die Messdaten von DMS 2 betrachtet. Diese sind in Abhängigkeit vom Rotationswinkel für die Spannungsamplituden des umlaufenden Biegemoments von $\sigma_a = 25 \text{ MPa}$, $\sigma_a = 35 \text{ MPa}$ und $\sigma_a = 45 \text{ MPa}$ in Abbildung 6.8 dargestellt.

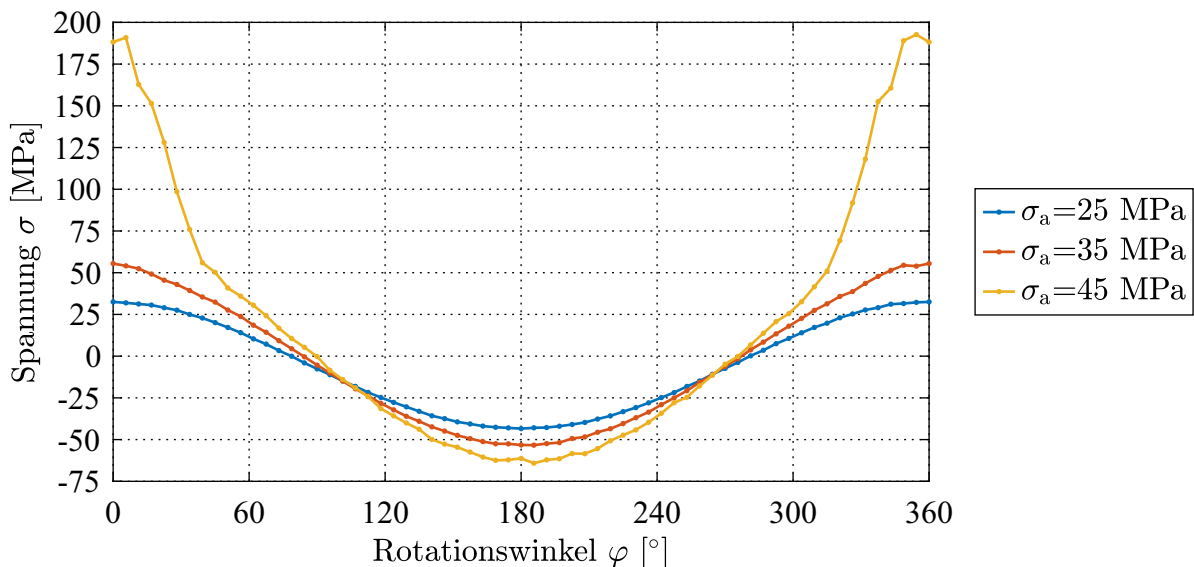


Abb. 6.8 Spannung σ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ gemessen mit DMS 2 an einem Riss der Länge $2c = 100 \text{ mm}$ für verschiedene Spannungsamplituden σ_a in einer Radsatzwelle während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge.

Die Messdaten des DMS 2, der über die Rissflanken geklebt ist, zeigen, dass die Rissflanken in einem Abstand von 15 mm von der Mitte aus Zug- sowie Druckspannungen bis zu einer Amplitude des umlaufenden Biegemoments von $\sigma_a = 35 \text{ MPa}$ vollständig übertragen können. Erst bei einer Spannungsamplitude von $\sigma_a = 45 \text{ MPa}$ beginnt der Riss zu öffnen. Dies wird durch einen sehr steilen Anstieg der gemessenen Spannungen im DMS 2 im Bereich zwischen $0^\circ \leq \varphi \leq 30^\circ$ und $320^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$ ersichtlich. Der Betrag der gemessenen Spannung σ kann in diesem Fall nicht quantitativ bewertet werden, da der DMS zwischen den geöffneten Riss-

flanken plastisch verformt und letztendlich bei weiterer Erhöhung der Spannungsamplitude σ_a beginnt zu reißen. Aus diesem Grund sind keine höheren Spannungsamplituden σ_a dargestellt. Es zeigt sich jedoch analog zu den Messdaten von DMS 2, dass der Riss erst bei Überschreitung der Druckeigenspannung durch das umlaufende Biegemoment geöffnet wird. Die dafür notwendige Spannungsamplitude liegt wie zuvor in einem Bereich zwischen $\sigma_a = 35 \text{ MPa}$ und $\sigma_a = 45 \text{ MPa}$.

Zur Untersuchung der Fragestellung, ob der Riss über die gesamte Länge von $2c = 100 \text{ mm}$ öffnet, werden die Messdaten von DMS 3 betrachtet. Diese sind in Abbildung 6.9 in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ für verschiedene Spannungsamplituden von $\sigma_a = 25 \text{ MPa}$ bis $\sigma_a = 60 \text{ MPa}$ dargestellt.

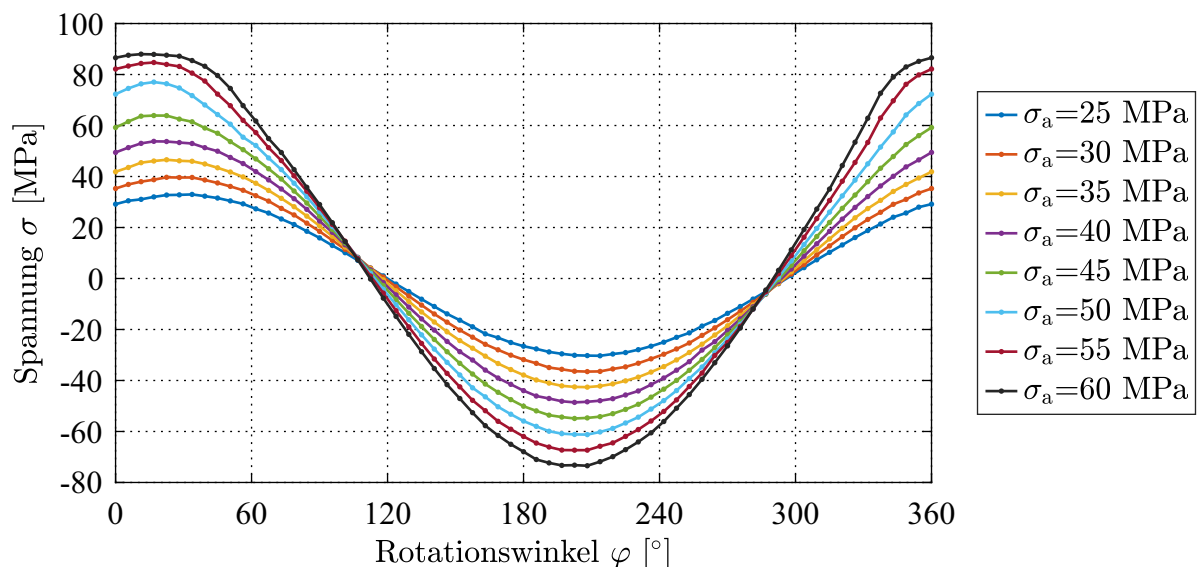


Abb. 6.9 Spannung σ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ gemessen mit DMS 3 an einem Riss der Länge $2c = 100 \text{ mm}$ für verschiedene Spannungsamplituden σ_a in einer Radsatzwelle während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge.

Im Gegensatz zu den vorherigen Betrachtungen werden, in einem Abstand von 45 mm von der Mitte aus betrachtet, die vorherrschenden Zug- und Druckspannungen nahezu vollständig von den Rissflanken übertragen. Eine sehr leichte Abflachung, die auf ein Öffnen des Risses schließen lässt, ist erst bei einer Spannungsamplitude $\sigma_a = 60 \text{ MPa}$ erkennbar. Es stellt sich jedoch kein konstanter Wert der gemessenen Spannungen ein, wie es bei der Untersuchung von DMS 1 der Fall ist. Die Druckeigenspannungen, die den Riss geschlossen halten, sind somit im Bereich des DMS 3 deutlich höher als im Bereich des DMS 1. Aufgrund der Symmetrie in Bezug auf die eingebrachte Bohrung kann davon ausgegangen werden, dass das Verhalten der Rissöffnung ebenfalls annähernd symmetrisch ist. Es zeigt sich somit, dass der Riss erst ab einer Spannungsamplitude von $\sigma_a = 60 \text{ MPa}$ maximal auf einer Länge von circa $2c = 90 \text{ mm}$ öffnet.

Zusammenfassend zeigt die experimentelle Untersuchung des Rissatmens, dass sobald die Spannungen, resultierend aus der äußeren Belastung, die Druckspannungen, welche den Riss geschlossen halten, übersteigen, der Riss beginnt zu öffnen. Die Spannungen, die den Riss geschlossen halten, liegen jedoch in der Größenordnung der Spannungen resultierend aus der äußeren Belastung, die auf dem Rollenprüfstand durch eine reine vertikale Auflast realisiert werden können. Wird die Untersuchung des Einflusses der Amplitude des umlaufenden Biegemoments auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung aus Abschnitt 5.5 betrachtet, so spiegeln die Ergebnisse der Untersuchung des Rissatmens das gezeigte Verhalten sehr gut wieder. Die Ergebnisse der Zustandsüberwachung zeigen für einen Riss der Länge $2c = 100$ mm einen deutlichen Anstieg des Schadensindikators D^{MSE} im Bereich der Spannungsamplitude zwischen $\sigma_a = 30$ MPa und $\sigma_a = 40$ MPa, dies wiederum korreliert mit den Ergebnissen der Messung von DMS 1 und DMS 2. Die Ergebnisse der Zustandsüberwachung aus Abschnitt 5.5 zeigen den höchsten Schadensindikator D^{MSE} für einen Riss der Länge $2c = 100$ mm bei einer Spannungsamplitude von $\sigma_a = 50$ MPa. Wird dies mit den Ergebnissen der Messung von DMS 1 verglichen, zeigt sich, dass die äußere Belastung ausreichend ist, um die Druckeigenstressspannungen, die den Riss geschlossen halten, zu überwinden. Zudem bleibt der Riss über einen großen Winkelbereich geöffnet. Bei weiterer Erhöhung der äußeren Belastung öffnet zwar der Riss auf einer größeren Länge, was durch die Auswertung von DMS 2 angedeutet wird, jedoch zeigen die Ergebnisse der Zustandsüberwachung aus Abschnitt 5.5, dass der Schadensindikator D^{MSE} aufgrund des Spannungseinflusses der Ultraschallwellenausbreitung deutlich abnimmt. Für die nachfolgende Untersuchung auf dem Rollenprüfstand wird somit eine Spannungsamplitude von $\sigma_a = 50$ MPa gewählt.

6.3 Messfahrten mit geschädigtem Radsatz

Der nachfolgende Abschnitt umfasst die Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ während Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge mit einem geschädigten Radsatz. Dazu werden zwei Ermüdungsrisse der Länge $2c = 50$ mm und $2c = 100$ mm untersucht. Diese resultieren aus dem Ermüdungsversuch aus Abschnitt 5.2. Die beiden geschädigten Zustände werden dem ungeschädigten Zustand gegenübergestellt ($2c = 0$ mm). Die simulierte Fahrgeschwindigkeit der Messfahrten beträgt $v = 5$ km/h. Die Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i sind für die drei genannten Zustände in Abbildung 6.10 für verschiedene Referenzwinkel ψ_n dargestellt. Die Auflast des Drehgestells wird so gewählt, dass die Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments dem im vorherigen Abschnitt ermittelten Wert von $\sigma_a = 50$ MPa entspricht.

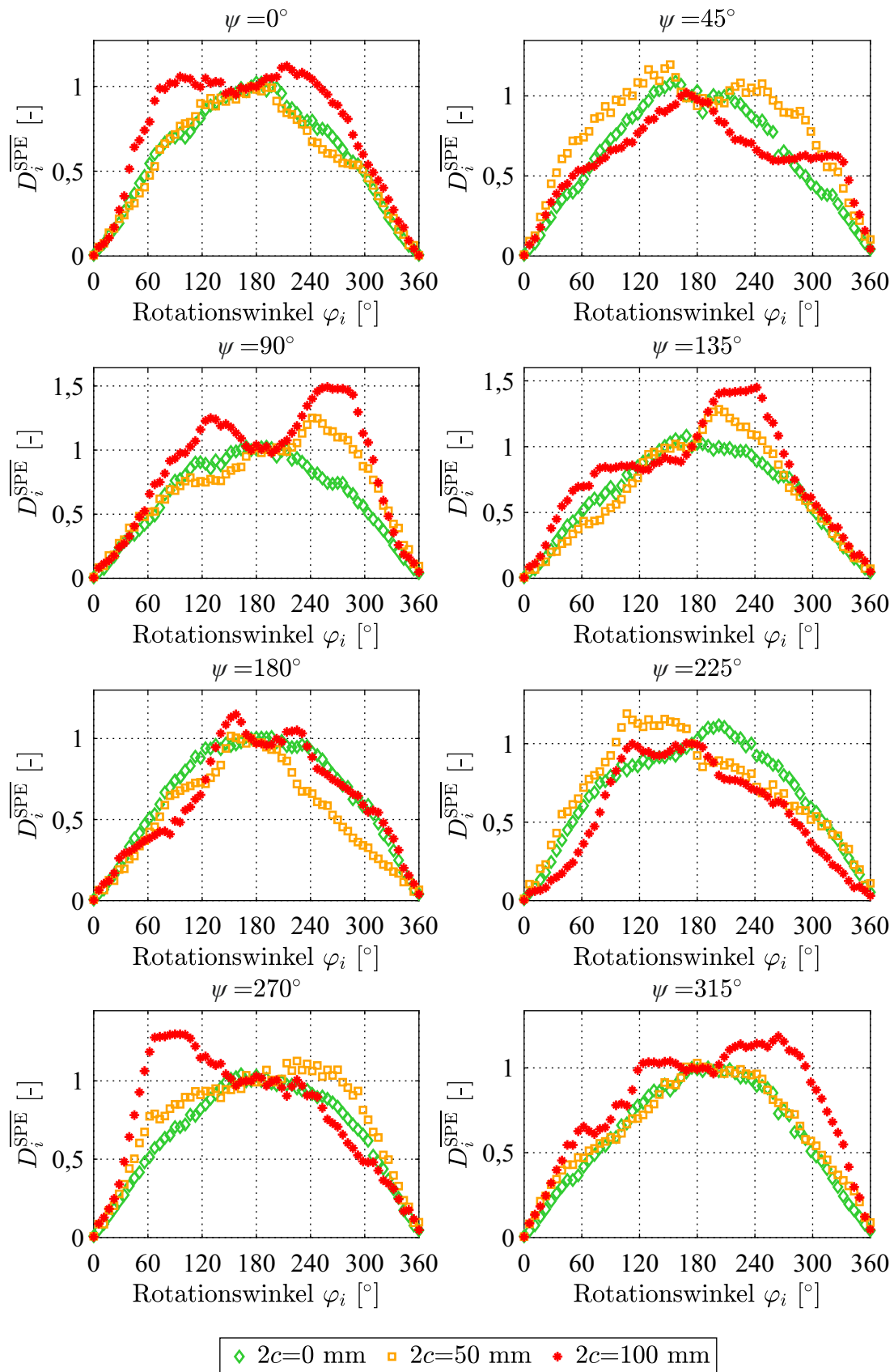


Abb. 6.10 Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für eine ungeschädigte ($2c = 0$ mm) und zwei geschädigte Radsatzwellen mit einem Ermüdungsriss der Länge $2c = 50$ mm und $2c = 100$ mm für verschiedene Referenzwinkel ψ_n unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50$ MPa während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge.

Es ergibt sich im Gegensatz zum ungeschädigten Zustand für die beiden gezeigten Rissgrößen während der Messfahrt eine deutliche Abhängigkeit der Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} von dem gewählten Referenzwinkel ψ_n . Dies resultiert in einer Asymmetrie der Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} in Bezug auf den Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$. Diese Asymmetrie ist abhängig von der Rissgröße, was deutlich wird, wenn die Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} für den Referenzwinkel $\psi = 90^\circ$ betrachtet werden. Die maximalen normierten SPE-Indizes liegen dabei im Bereich von $\varphi = \psi + 270^\circ$. In diesem Bereich ist der Riss vollständig geöffnet. Es kann somit eine Differenzierung der beiden Ermüdungsriss getroffen werden. Zudem ist bei dieser Betrachtung die Ermittlung der Umfangsposition des Risses möglich. Dieser befindet sich nach Gleichung (5.3) bei $\varphi_R = 360^\circ$. Aufgrund der erhöhten Streuungen der SPE-Indizes D_i^{SPE} während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand, welche in Abschnitt 6.1 erläutert werden, ergeben sich im Gegensatz zu den Ergebnissen während der Rissinitiation auf dem Umlaufbiegeprüfstand kleinere Unstetigkeiten in den normierten Verläufen der SPE-Indizes D_i^{SPE} . Für eine vereinfachte Analyse der Ergebnisse der Zustandsüberwachung ist daher eine Betrachtung der Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n aus der Polardarstellung in Abbildung 6.11 notwendig.

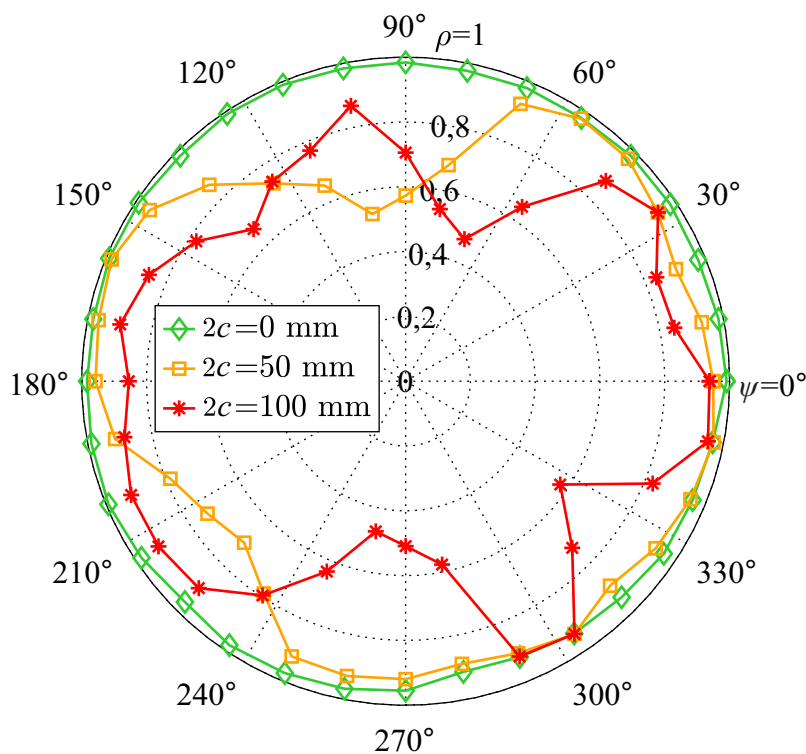


Abb. 6.11 Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n für eine ungeschädigte ($2c = 0$ mm) und zwei geschädigte Radsatzwellen mit einem Ermüdungsriss der Länge $2c = 50$ mm und $2c = 100$ mm für verschiedene Referenzwinkel ψ_n unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50$ MPa während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge.

Die deutliche Abhängigkeit der Korrelationskoeffizienten ρ_n von der Wahl des Referenzwinkels ψ_n für die Ermüdungsrisse der Länge $2c = 50$ mm und $2c = 100$ mm ermöglichen eine direkte

Unterscheidung vom ungeschädigten Zustand. Zudem nimmt die Asymmetrie mit zunehmender Risslänge zu, was in kleineren Korrelationskoeffizienten ρ_n für diejenigen Referenzwinkel ψ_n , die nicht mit der Rotationsposition des geöffneten oder geschlossenen Risses übereinstimmen, resultiert. Somit ermöglicht die Polardarstellung eine vereinfachte Unterscheidung zwischen den beiden untersuchten Risslängen.

Der Rollenprüfstand ermöglicht die Nachbildung verschiedener Fahrzustände. Dies kann genutzt werden, um die Plausibilität der Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ zu validieren. Aufgrund der Eigenschaften des Verfahrens, winkelabhängige Veränderung in der Struktur während der Rotation einer mechanisch belasteten Welle zu detektieren, sollten auftretende Fehler, die zu einer winkelabhängigen Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung führen, unabhängig vom untersuchten Fahrzustand immer zum gleichen Rotationswinkel φ auftreten. Besonders geeignet zur Prüfung der Plausibilität der Ergebnisse ist dafür ein Vergleich unterschiedlicher simulierter Fahrgeschwindigkeiten v oder Fahrtrichtungen. Nachfolgend betrachtet wird der Vergleich zwischen der simulierten Vor- und Rückwärtsfahrt auf dem Rollenprüfstand für einen Ermüdungsriss der Länge $2c = 100$ mm. Dazu sind in Abbildung 6.12 die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i abgebildet. Für einen besseren Vergleich der untersuchten Fahrtrichtungen, werden die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ der Rückwärtsfahrt am Rotationswinkel $\varphi = \psi_n + 180^\circ$ gespiegelt. Die Referenzwinkel ψ_n sind dabei identische Rotationspositionen der Radsatzwelle. Tritt eine winkelabhängige Veränderung in der Struktur auf, wie beispielsweise das Rissatmen, so sollten durch diese Darstellungsweise vergleichbare Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ erkennbar sein und somit die durch das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ ermittelte Umfangsposition des Schadens identisch sein.

Es zeigt sich, dass die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ der simulierten Vorwärtsfahrt und die gespiegelten Verläufe der simulierten Rückwärtsfahrt für die gleichen Referenzwinkel ψ_n bis auf kleinere Abweichungen nahezu identisch sind. Kleinere Abweichungen können auf geringfügige Veränderungen in den Laufeigenschaften des Drehgestells zurückgeführt werden. Durch diese Untersuchung wird beispielsweise bei Betrachtung des Referenzwinkel $\psi = 90^\circ$ deutlich, dass der Riss für beide simulierten Fahrtrichtungen nach Gleichung (5.3) bei $\varphi_R = 360^\circ$ durch das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ detektiert wird. Dies wird ebenfalls bei Betrachtung der Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abbildung 6.13 für die simulierten Vorwärts- und Rückwärtsfahrt sichtbar.

Die Asymmetrie der Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für die simulierte Vorwärtsfahrt und die gespiegelten Verläufe der simulierten Rückwärtsfahrt resultieren in vergleichbaren Korrelationskoeffizienten ρ_n für gleiche Referenzwinkel ψ_n . Die bereits zuvor erläuterten kleinen Abweichung werden ebenfalls durch die Korrelationskoeffizienten ρ_n ersichtlich. Dennoch wird

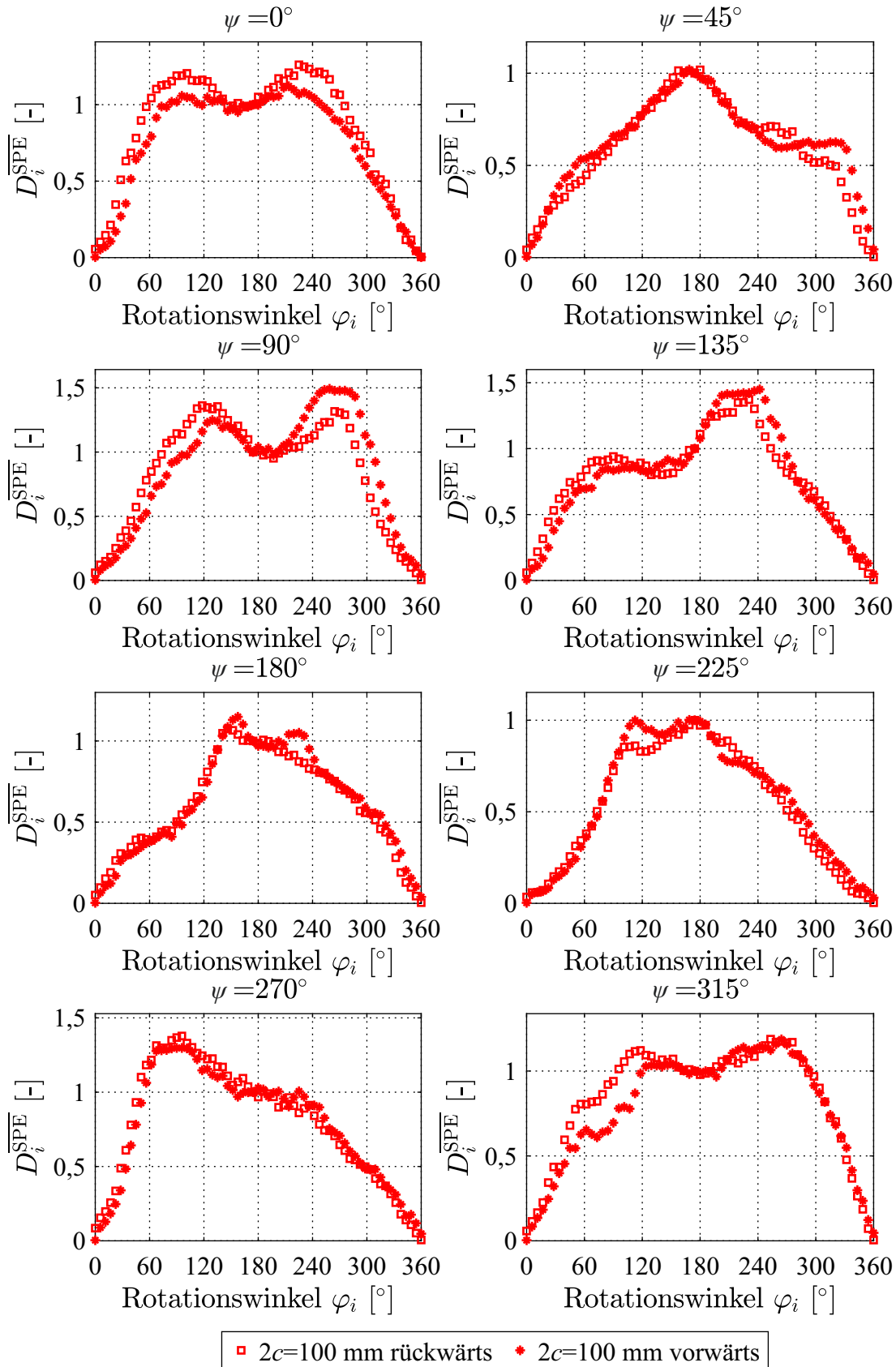


Abb. 6.12 Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für eine geschädigte Radsatzwelle mit einem Ermüdungsriß der Länge $2c = 100$ mm für verschiedene Referenzwinkel ψ_n unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50$ MPa während einer Messfahrt mit unterschiedlichen Fahrtrichtungen auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge.

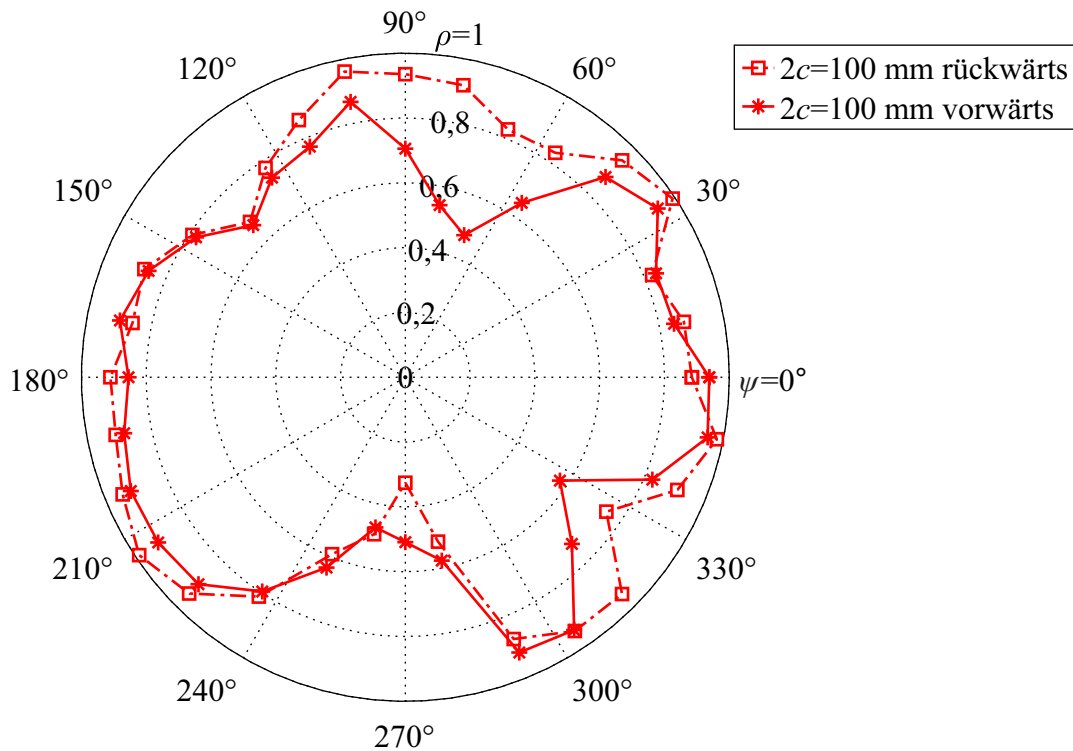


Abb. 6.13 Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n für eine geschädigte Radsatzwelle mit einem Ermüdungsriß der Länge $2c = 100$ mm unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50$ MPa während einer Messfahrt mit unterschiedlichen Fahrtrichtungen auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge.

eine Übereinstimmung deutlich, was die Plausibilität der Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ bestätigt. Außerdem ergibt sich ein deutlicher Unterschied zu den Ergebnissen der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts auf dem Umlaufbiegeprüfstand aus Kapitel 5. Dieser wird im nachfolgenden Abschnitt näher betrachtet.

6.4 Vergleich von Ergebnissen der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung und während der Messfahrten

Der Einbauzustand der Radsatzwelle während der Versuche zur Rissinitiierung aus Kapitel 5 und dem realen Einbauzustand im Drehgestell eines Schienenfahrzeugen unterscheiden sich. Dies beeinflusst die Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“. Aus diesem Grund wird in diesem Abschnitt eine Gegenüberstellung der Ergebnisse der Zustandsüberwachung für den Riss in einer Radsatzwelle mit der Länge von $2c = 100$ mm, der aus dem Ermüdungsversuch aus Abschnitt 5.2 resultiert, betrachtet. Dazu werden die Ergebnisse der Zustandsüberwachung aus Abschnitt 5.2 für den Riss der Länge

$2c = 100$ mm verglichen mit den Ergebnisse der Zustandsüberwachung während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge mit der gleichen geschädigten Radsatzwelle. Es wird aufgrund der Betrachtungen aus Abschnitt 5.5 und Abschnitt 6.2 eine Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments von $\sigma_a = 50$ MPa zum Vergleich gewählt. Für eine bessere Gegenüberstellung der Ergebnisse der Zustandsüberwachung wird die Nullposition des Triggersystems der Messdatenerfassung aus Abschnitt 3.3 in Bezug zum geöffneten Riss auf dieselbe Position eingestellt. Die Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i sind für die Radsatzwelle im eingebauten Zustand während einer Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und dem Ermüdungsversuch auf dem Umlaufbiegeprüfstand (UBP) in Abbildung 6.14 dargestellt.

Die Analyse der einzelnen Ergebnisse der Zustandsüberwachung für die Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und dem Ermüdungsversuch auf dem Umlaufbiegeprüfstand kann Abschnitt 6.3 und Abschnitt 5.2 entnommen werden. An dieser Stelle wird lediglich auf den Unterschied beider experimenteller Untersuchungen eingegangen. Stimmt der Referenzwinkel mit der Position des geöffneten oder geschlossenen Risses überein ($\psi = 0^\circ$ und $\psi = 180^\circ$), ergibt sich für die beiden untersuchten Zustände ein annähernd symmetrischer Verlauf. Für diejenigen Referenzwinkel ψ_n , die nicht mit dem geöffneten oder geschlossenen Riss übereinstimmen, ergibt sich ebenfalls für beide Zustände im Bereich der Rotationswinkel φ_i für die der Riss geöffnet ist, eine Asymmetrie in den Verläufen der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$. Der Riss wird somit für beide Einbaustände durch das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ detektiert und die Bestimmung der Umfangsposition des Risses φ_R führt zu gleichen Ergebnissen. Die Asymmetrie in den Verläufen und das Maximum der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ im Bereich des geöffneten Risses ist jedoch für alle Referenzwinkel ψ_n während des Ermüdungsversuchs auf dem Umlaufbiegeprüfstand deutlich größer als während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand. Dies resultiert zum einen aus der erhöhten Streuung der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ während der Messfahrt im Vergleich zur Messung während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands, die bereits aus Abschnitt 6.1 bekannt ist. Einen größeren Beitrag zum Unterschied liefert jedoch die Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung aufgrund der umlaufenden mechanischen Spannungen in der Radsatzwelle. Zu weiteren Einflussfaktoren, welche die Ultraschallwellenausbreitung beeinflussen, zählen beispielsweise Veränderungen in der Lasteinleitung im Rad-Schiene-Kontakt oder Einflüsse der Radsatzlager. Eine genaue Aufteilung der Anteile der jeweiligen Beeinflussung und eine Zuweisung zu deren Ursachen ist aufgrund des realitätsnahen und damit komplexen Systems nicht möglich. Zur Untersuchung der Summe der Einflüsse auf die Ultraschallwellenausbreitung während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und des Ermüdungsversuchs auf dem Umlaufbiegeprüfstand wird die Höhe der SPE-Indizes $D_{180^\circ}^{\overline{\text{SPE}}}$ ohne Normierung bei einem Rotationswinkel $\varphi = 180^\circ$ untersucht. Dies ist in Abhängigkeit verschiedener Spannungsamplituden σ_a des umlaufenden Biegemoments für die Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und dem Betrieb des Umlaufbiegeprüfstands mit einer ungeschädigten Radsatz-

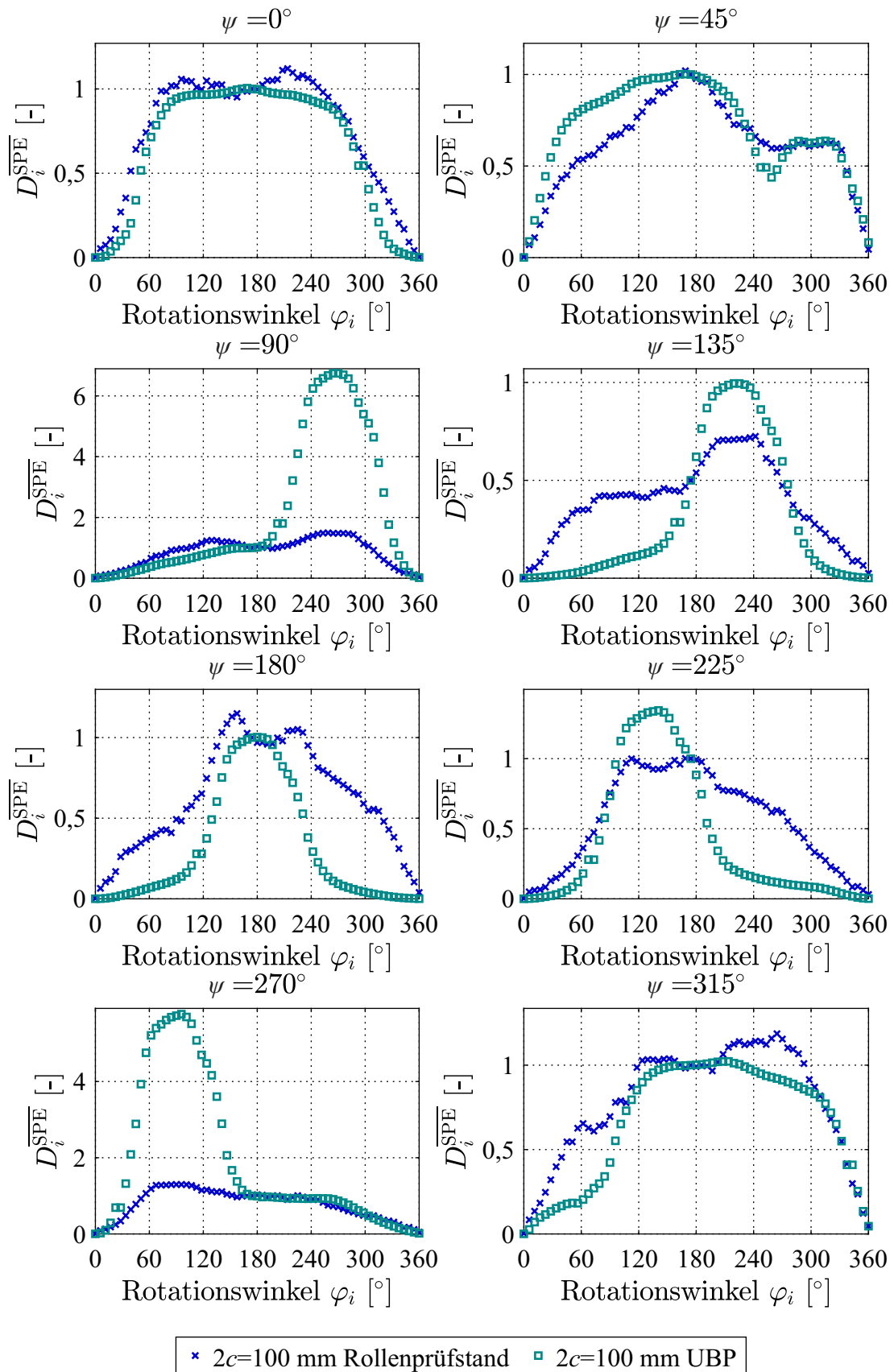


Abb. 6.14 Verläufe der normierten SPE-Indizes D_i^{SPE} in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i für eine geschädigte Radsatzwelle mit einem Ermüdungsriß der Länge $2c = 100$ mm für verschiedene Referenzwinkel ψ_n unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50$ MPa während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und dem Betrieb des Umlaufbiegeprüfstands (UBP).

welle in Abbildung 6.15 dargestellt. Während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand ist bei der vorliegenden Versuchseinrichtung eine maximale Spannungsamplitude von $\sigma_a = 55 \text{ MPa}$ realisierbar, wohingegen durch den Umlaufbiegeprüfstand deutlich höhere Spannungsamplituden erreicht werden können und für die nachfolgende Untersuchung bis $\sigma_a = 150 \text{ MPa}$ betrachtet werden.

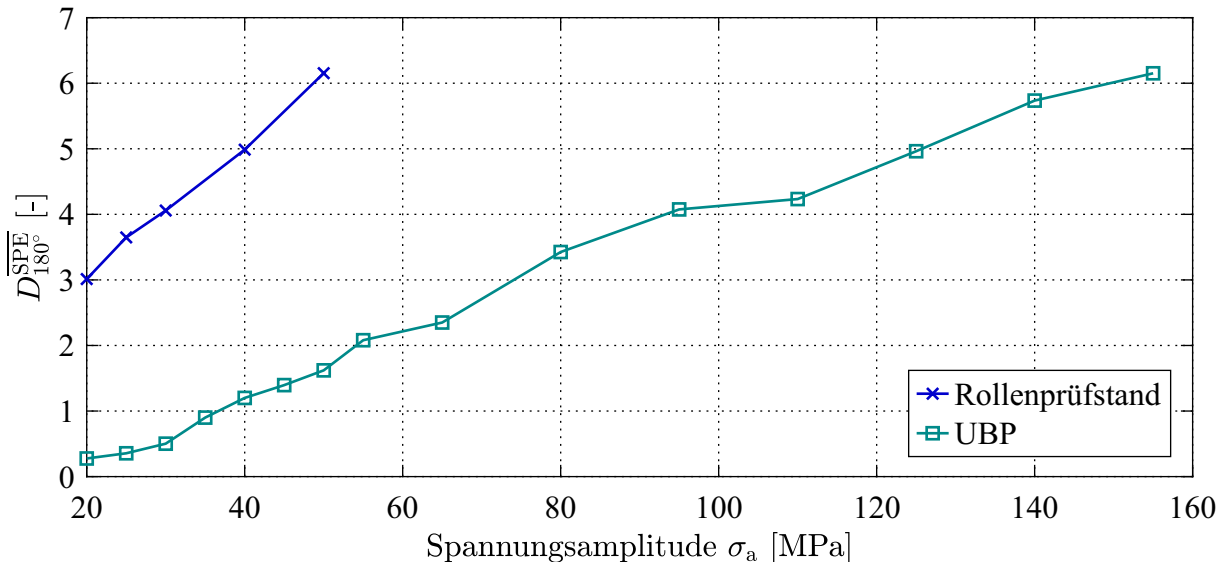


Abb. 6.15 SPE-Indizes $D_{180^\circ}^{SPE}$ für eine ungeschädigte Radsatzwelle in Abhängigkeit von verschiedenen Spannungsamplituden σ_a für die Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands (UBP).

Es wird ersichtlich, dass die SPE-Indizes $D_{180^\circ}^{SPE}$ bei gleicher Spannungsamplitude σ_a während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand höher sind als während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands. Weiterhin wird deutlich, dass der Anstieg der SPE-Indizes $D_{180^\circ}^{SPE}$ mit zunehmender Spannungsamplitude σ_a während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand steiler ist. Zudem ist bereits bei kleinen Spannungsamplituden σ_a ein höheres Niveau des SPE-Index $D_{180^\circ}^{SPE}$ zu erkennen. Der deutliche Unterschied zwischen der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und dem Betrieb des Umlaufbiegeprüfstands kann neben den bereits genannten Einflussfaktoren wie dem Rad-Schiene-Kontakt oder der Beeinflussung durch die Radsatzlager auf die Abhängigkeit der Ultraschallwellenausbreitung von der vorherrschenden mechanischen Spannung in der Radsatzwelle zurückgeführt werden. Wie bereits in Abschnitt 3.1 gezeigt, liegt zwischen den Rädern des Radsatzes bei einer reinen Vertikalbelastung des Drehgestells ein konstantes Biegemoment M_b in der Radsatzwelle vor, welches aufgrund der Rotation des Radsatzes in einer Wechselbiegebeanspruchung mit der Spannungsamplitude σ_a resultiert. Diese ist bei gleichbleibendem Durchmesser der Radsatzwelle zwischen den Rädern somit ebenfalls konstant. Im Gegensatz dazu liegt während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands in der Radsatzwelle ein linear von der Position der Unwuchtmasse bis zur Einspannung an der Radscheibe ansteigendes Biegemoment M_b vor. Dieses wird so eingestellt, dass in der Rissebene an der Oberfläche eine Wechselbiegebeanspruchung mit der Spannungsamplitude σ_a vorherrscht. Aufgrund des

geringen Abstands der Rissebene von der Einspannung liegt in einem Großteil der Radsatzwelle eine deutlich geringere mechanische Spannung als bei der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand vor. Dies resultiert in einer signifikant verminderten Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung durch die vorherrschende Spannungsverteilung in der Radsatzwelle gegenüber der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand, was wiederum zu einem geringeren SPE-Index $D_{180^\circ}^{\overline{\text{SPE}}}$ führt.

Bei gleicher Spannungsamplitude σ_a in der Rissebene ist davon auszugehen, dass die Rissöffnung bei der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands nahezu identisch ist. Dadurch ist zudem die Änderung der Spannungsverteilung infolge des Öffnens und Schließens des Risses während einer Umdrehung der Radsatzwelle oder der umlaufenden Last als gleich anzunehmen. Somit ist der generierte Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geöffneten und einem geschlossenen Riss, der aus Abschnitt 3.2 bekannt ist, ebenfalls als gleichwertig anzusehen. Da die SPE-Indizes diesen Unterschied quantifizieren, sind die Werte der SPE-Indizes, welche aus dem Öffnen und Schließen des Risses resultieren, ebenfalls als gleichwertig einzustufen. Erhöht sich jedoch das Niveau der SPE-Indizes $D_{180^\circ}^{\overline{\text{SPE}}}$ zwischen der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und dem Betrieb des Umlaufbiegeprüfstands und die Werte der SPE-Indizes, welche aus dem Öffnen und Schließen des Risses resultieren, bleiben konstant, so wird der Riss bei der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand in den Ergebnissen der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ weniger deutlich. Dieses Verhalten erklärt die Unterschiede in den Verläufen der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ aus Abbildung 6.14 trotz gleicher Rissgröße und Spannungsamplitude. Es ist jedoch davon auszugehen, dass, wenn die Rissgröße zunimmt, die Spannung, welche benötigt wird, um den Riss zu öffnen, geringer wird. Dies resultiert in einem niedrigeren Niveau der SPE-Indizes $D_{180^\circ}^{\overline{\text{SPE}}}$, wodurch der Riss somit ebenfalls bei der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand besser detektiert wird.

Beim Vergleich der Korrelationskoeffizienten ρ_n für die Radsatzwelle mit einem Riss der Länge $2c = 100\text{ mm}$ im eingebauten Zustand während einer Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und dem Ermüdungsversuch auf dem Umlaufbiegeprüfstand (UBP) wird dennoch deutlich, dass für beide Einbautzustände grundsätzlich ähnliche Ergebnisse erreicht werden. Dies wird anhand von Abbildung 6.16 für eine Spannungsamplitude von $\sigma_a = 50\text{ MPa}$ ersichtlich. Aus den oben genannten Gründen wird die Asymmetrie in den Verläufe der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ für diejenigen Referenzwinkel ψ_n , die nicht mit dem geöffneten oder geschlossenen Riss übereinstimmen, während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand nicht so deutlich sichtbar, was in einem höheren Korrelationskoeffizienten ρ_n im Gegensatz zu den Messung während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands resultiert. Der aus den Verläufen der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ berechnete Schadensindikator D_i^{MSE} wird somit bei gleicher Rissgröße und Spannungs-

amplitude in der Radsatzwelle während Messfahrten auf dem Rollenprüfstand deutlich geringer als während des Ermüdungsversuchs auf dem Umlaufbiegeprüfstand.

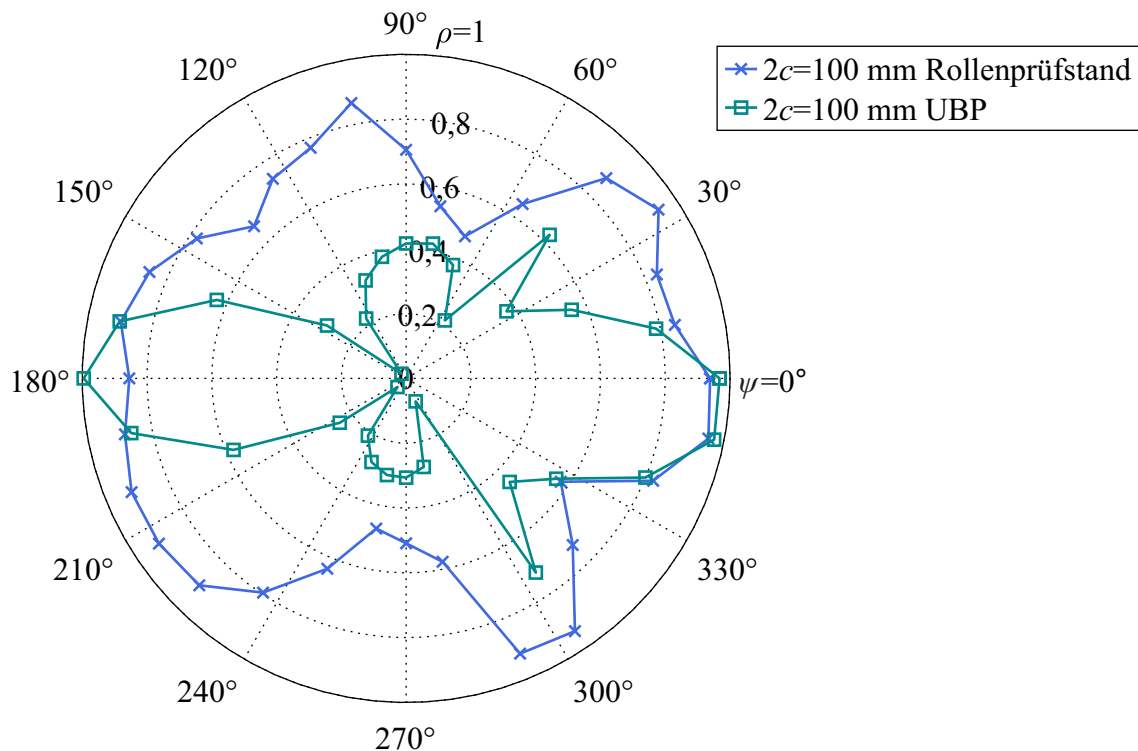


Abb. 6.16 Korrelationskoeffizienten ρ_n in Abhängigkeit vom Referenzwinkel ψ_n für eine geschädigte Radsatzwelle mit einem Ermüdungsriß der Länge $2c = 100$ mm unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 50$ MPa während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand und des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands (UBP).

Dieser Abschnitt zeigt somit, dass die Rissgröße, ab der das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ einen Riss detektiert, während einer Messfahrt auf dem Rollenprüfstand deutlich größer ist als während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands. Dies ist auf das erhöhte Niveau der SPE-Indizes D_{180}^{SPE} und den gleichbleibenden Einfluss infolge des Öffnens und Schließens des Risses während einer Umdrehung der Radsatzwelle zurückzuführen.

6.5 Beeinflussung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ während der Messfahrten

Aufgrund der realitätsnahen Anwendung des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ während der Messfahrten auf dem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge sind Beeinflussungen des Verfahrens nicht vermeidbar. In diesem Abschnitt wird der Einfluss unterschiedlicher Beladungen des Drehgestells und der Einfluss von Risskorrosion auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung näher betrachtet.

6.5.1 Einfluss unterschiedlicher Beladungen des Drehgestells auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung

Die bereits gezeigten Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ haben gezeigt, dass die vorliegende mechanische Spannung und die Spannungsverteilung in der Radsatzwelle einen deutlichen Einfluss haben. Daher wird in diesem Abschnitt der Einfluss der Beladung des Drehgestells während einer Messfahrt auf dem Rollenprüfstand experimentell untersucht. Dazu werden zwei Ermüdungsrisse der Länge $2c = 50$ mm und $2c = 100$ mm in einer Radsatzwelle, die aus dem Ermüdungsversuch aus Abschnitt 5.2 resultieren, betrachtet. Für einen Vergleich werden die beiden geschädigten Zustände dem ungeschädigten Zustand ($2c = 0$ mm) gegenübergestellt. Die Messfahrt wird mit einer simulierten Fahrtgeschwindigkeit von $v = 5$ km/h durchgeführt. Zur Analyse der Beeinflussung wird der referenzfreie Schadensindikator D^{MSE} , der in Abhängigkeit von der Spannungsamplitude σ_a für die genannten Radsatzwellen in Abbildung 6.17 dargestellt ist, herangezogen.

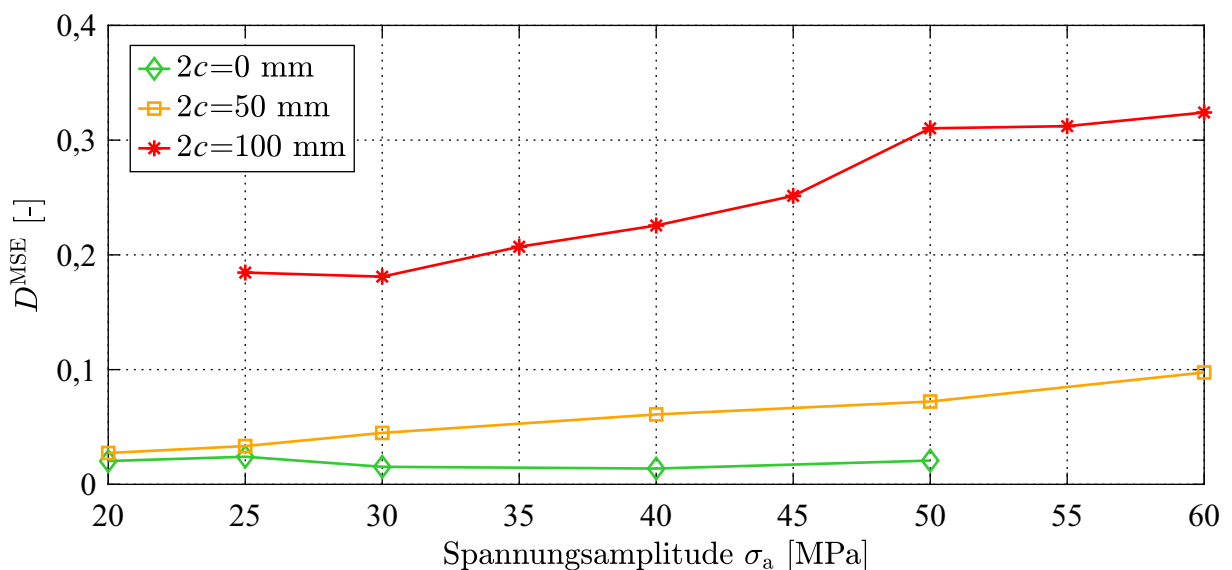


Abb. 6.17 Schadensindikator D^{MSE} in Abhängigkeit von der Spannungsamplitude σ_a für eine ungeschädigte Radsatzwelle ($2c = 0$ mm) und geschädigte Radsatzwellen mit den Risslängen $2c = 50$ mm und $2c = 100$ mm während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge.

Für den ungeschädigten Zustand ($2c = 0$ mm) ergibt sich nahezu keine Abhängigkeit des Schadensindikators D^{MSE} von der Spannungsamplitude σ_a . Die Schadensindikatoren sind für die untersuchten Spannungsamplituden σ_a zudem gering, was den ungeschädigten Zustand wiedergibt. Die beiden untersuchten Risslängen hingegen weisen eine deutliche Abhängigkeit des Schadensindikators D^{MSE} von der Spannungsamplitude σ_a auf. Analog zu den Ergebnissen des Einflusses der Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments auf die Ergebnisse der Zustandsüberwachung bei Betrieb des Umlaufbiegeprüfstands ergibt sich für beide Risslängen zu Beginn ein Anstieg des Schadensindikators D^{MSE} mit zunehmender Spannungsamplitude σ_a .

Dies ist unter Einbezug der experimentellen Untersuchung aus Abschnitt 6.2 zu begründen, da durch die äußere Belastung die Druckeigenstressungen, die den Riss geschlossen halten, zuerst überwunden werden müssen, bevor der Riss beginnt zu öffnen. Zudem nimmt der Bereich, in dem die Rissflanken vollständig separiert sind, mit zunehmender äußerer Belastung zu. Dies spiegelt sich in dem Anstieg des Schadensindikators D^{MSE} wieder. Für die Risslänge von $2c = 100\text{ mm}$ ist erst bei $\sigma_a = 50\text{ MPa}$ ein Abflachen des Anstiegs ersichtlich. Dies ist vergleichbar mit den Ergebnissen aus Abschnitt 5.5. Dort wird das Maximum des Schadensindikators D^{MSE} für die Risslänge von $2c = 100\text{ mm}$ ebenfalls bei $\sigma_a = 50\text{ MPa}$ erreicht. Für die Risslänge von $2c = 50\text{ mm}$ ist die bei dieser Versuchseinrichtung erreichbare Spannung nicht ausreichend, um die Spannungsamplitude σ_a , für die der Schadensindikator D^{MSE} bei der Untersuchung aus Abschnitt 5.5 maximal wird, zu erreichen. Daher ergibt sich kein Abflachen des Anstiegs des Schadensindikators D^{MSE} in Abhängigkeit von der Spannungsamplitude σ_a für den Riss der Länge $2c = 50\text{ mm}$.

Wie bereits in Abschnitt 6.4 angedeutet, weisen beide untersuchten Rissgrößen im Vergleich zu den Ergebnissen der Zustandsüberwachung während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands aus Abschnitt 5.5 deutlich geringere Schadensindikatoren D^{MSE} auf. Dies ist, wie in Abschnitt 6.4 detailliert erläutert, auf das erhöhte Niveau der SPE-Indizes $D_{180^\circ}^{\text{SPE}}$ während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand zurückzuführen. Dennoch ermöglicht das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ eine Unterscheidung der Rissgrößen vom ungeschädigten Zustand während der Messfahrt auf dem Rollenprüfstand.

6.5.2 Einfluss von Risskorrosion auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung

Neben den bereits untersuchten Beeinflussungen kann es durch verschiedene Umgebungs- und Betriebsbedingungen zu einer Veränderung des Risses kommen. Eindringende Feuchtigkeit kann beispielsweise zu einer Korrosion des Risses führen. Diese Risskorrosion verhindert das Öffnen des Risses, da das zusätzliche Volumen zwischen den Rissflanken als eine Art eingeschobener Keil wirkt und die effektive Spannungsamplitude während der Ermüdung verringert, [Pippan & Hohenwarter, 2017]. Abbildung 6.18 zeigt einen Ermüdungsriss der Länge $2c = 100\text{ mm}$ in einer Radsatzwelle, der auf der gesamten Länge eine deutliche Korrosion aufweist. Diese ist bereits derart fortgeschritten, dass das oxidierte Material im Bereich der Rissflanken an der Oberfläche austritt.

Zur Untersuchung des Einflusses der Risskorrosion auf die Ergebnisse der Zustandsüberwachung mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ wird die Radsatzwelle mit korrodiertem Riss der Länge $2c = 100\text{ mm}$ während einer Messfahrt auf dem Rollenprüfstand untersucht. Dies wird analog zum vorherigen Abschnitt mit verschiedenen Spannungsamplituden

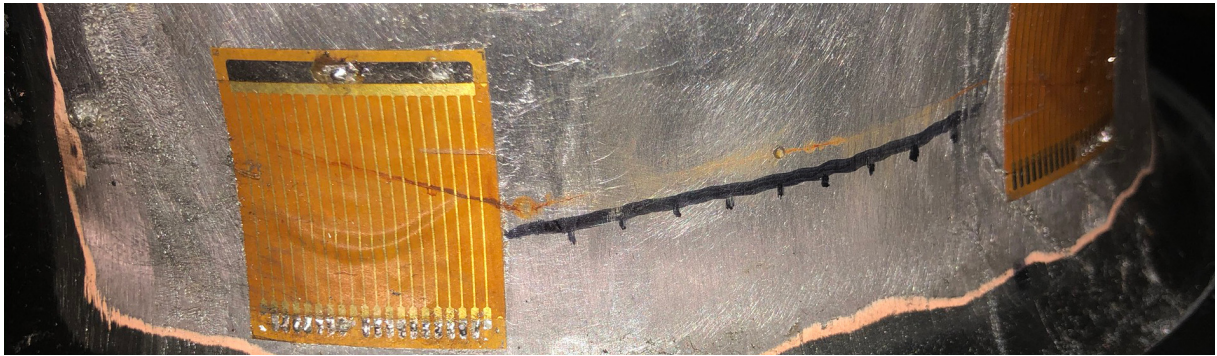


Abb. 6.18 Korrodiertes Ermüdungsris mit der Länge $2c = 100$ mm beginnend bei einer eingebrachten Bohrung im Korbbo gen einer Radsatzwelle mit applizierten Rissmessstreifen.

σ_a und einer simulierten Fahrtgeschwindigkeit von $v = 5$ km/h durchgeführt. Abbildung 6.19 zeigt die berechneten Schadensindikatoren D^{MSE} im Vergleich zu den Ergebnissen aus Abschnitt 6.5.1.

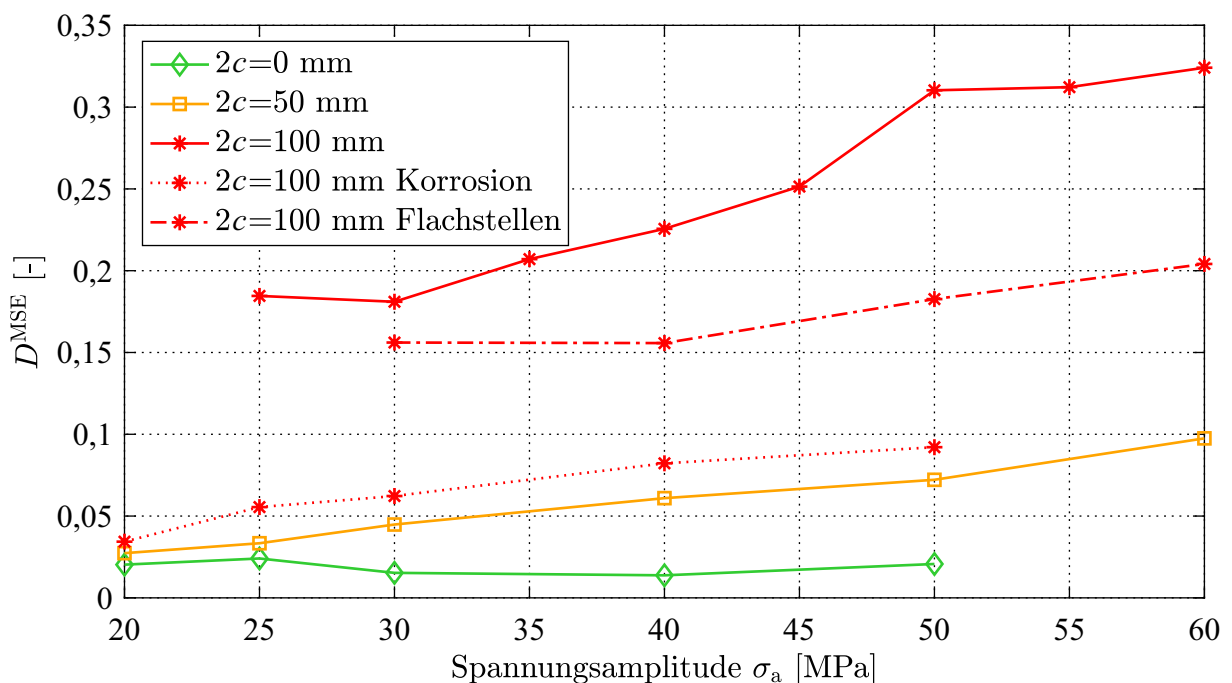


Abb. 6.19 Schadensindikator D^{MSE} in Abhängigkeit von der Spannungsamplitude σ_a für einen korrodierten Ermüdungsris mit der Länge $2c = 100$ mm in einer Radsatzwelle während einer Messfahrt auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge im Vergleich zu den Ergebnissen aus Abschnitt 6.5.1.

Die Schadensindikatoren für den korrodierten Riss der Länge $2c = 100$ mm sind deutlich geringer als bei einer Messfahrt mit dem gleichen Riss ohne sichtbare Korrosion. Die Schadensindikatoren sind geringfügig höher als für einen Riss der Länge $2c = 50$ mm. Die geringen Werte der Schadensindikatoren sind somit auf die Korrosion zurückzuführen. Diese hindert zum einen durch den aus der Korrosion resultierenden Riss schließungsmechanismus den Riss am Öffnen bzw. erhöht die äußere Belastung, welche notwendig ist, um die Spannungen, welche

den Riss geschlossen halten, zu überwinden. Zum anderen stellt die eingedrungene Feuchtigkeit und das oxidierte Material eine Art Brücke zwischen den Rissflanken für die am geöffneten Riss eintreffenden Ultraschallwellen dar. Somit ist der Unterschied der Reflexions- und der Transmissionskoeffizienten, die aus den Abschnitten 2.4.1 und 3.2 bekannt sind, zwischen dem geöffneten und dem geschlossenen Riss gering. Dies resultiert in einem geringen Anteil der SPE-Indizes an den Verläufen der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ durch den Unterschied zwischen geöffnetem und geschlossenem Riss, was wiederum eine geringere Asymmetrie in den Verläufen der normierten SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ zur Folge hat. Aus diesem Grund ergeben sich die deutlich geringeren Schadensindikatoren D^{MSE} im Vergleich zu einem Riss der gleichen Länge ohne sichtbare Risskorrosion. Weiterhin zeigt sich ebenfalls für den korrodierten Riss der Länge $2c = 100\text{mm}$ eine Abhängigkeit des Schadensindikators D^{MSE} von der Spannungsamplitude σ_a . Dies deutet darauf hin, dass sich die Rissflanken mit zunehmender äußerer Belastung beginnen zu separieren. Dies ist analog zu den Untersuchungen und Begründungen aus Abschnitt 6.5.1.

Um die korrodierten Rissflanken erneut zu trennen, wird eine Messfahrt mit simulierten Flachstellen auf den Laufrollen der Antriebswelle des Rollenprüfstands durchgeführt. Flachstellen entstehen auf den Radreifen von Schienenfahrzeugen beispielsweise durch einen blockierten Radsatz bei einem Bremsvorgang. Sie führen zu einer von der Rotationsgeschwindigkeit abhängigen Stoßbelastung der Radsatzwelle, [Lewis & Olofsson, 2009]. Im Bereich des Risses werden so erhöhte Spannungen erzeugt, die zu einer Öffnung des Risses führen. Durch eine längere Laufzeit des Prüfstands mit erhöhter simulierter Fahrtgeschwindigkeit und simulierten Flachstellen auf der Antriebsrolle wird so der Riss durch die erzeugte Reibung zwischen den Rissflanken vermutlich zumindest teilweise von der Korrosion befreit. Während der Messfahrt mit simulierten Flachstellen werden Messungen unter verschiedenen Spannungsamplituden σ_a mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ durchgeführt. Die Schadensindikatoren D^{MSE} für die Messfahrt mit Flachstellen sind ebenfalls in Abbildung 6.19 gezeigt. Es wird deutlich, dass die Höhe der Schadensindikatoren im Vergleich zum vollständig korrodierten Riss für alle Spannungsamplituden σ_a ansteigt. In den Verläufen der SPE-Indizes $D_i^{\overline{\text{SPE}}}$ in Abhängigkeit vom Rotationswinkel φ_i ergibt sich aufgrund der Stoßbelastung der Radsatzwelle infolge der Flachstellen lediglich eine geringe Erhöhung der Streuung, da aufgrund unterschiedlicher Durchmesser der Antriebsrolle des Rollenprüfstands und der Räder des Radsatzes keine regelmäßige (nur bei einem Rotationswinkels φ_i) Stoßbelastung auftritt. Erst nach längerer Fahrt mit simulierten Flachstellen zur Reduzierung der Risskorrosion und anschließendem Umbau auf eine Antriebsrolle ohne Flachstellen werden die gezeigten Ergebnisse für den Riss der Länge $2c = 100\text{mm}$ erreicht.

Die Untersuchung der Korrosion des Risses zeigt, dass das Verfahren der „Dynamischen Referenz“ aufgrund der Ausrichtung, einen Riss, der infolge der Korrosion an einem Öffnen ge-

hindert wird, nicht richtig detektiert. Bei einem realen Einsatz des Verfahrens ist jedoch davon auszugehen, dass, wenn es zu einem weiteren Rissfortschritt kommt, der Riss öffnet und schließt und somit das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ vor dem Versagen der Radsatzwelle den Zug an der Weiterfahrt hindert.

7 Zusammenfassung und Diskussion

Im Hinblick auf die Erreichung der notwendigen Klimaschutzziele ist aufgrund des kontinuierlichen Anstiegs des Personen- und Güterverkehrs ein Wandel hin zu einer innovativen Mobilität der Zukunft notwendig. Der Schienenverkehr ist dabei ein wesentlicher Bestandteil dieses Wandels und leistet durch eine geringere CO₂-Emission im Vergleich zum Straßenpersonenverkehr und dem Straßengüterverkehr einen ausschlaggebenden Beitrag zum Erreichen der Klimaschutzziele. Um einen sicheren und zuverlässigen Betrieb von Schienenfahrzeugen zu gewährleisten und dadurch den Anteil von Schienenverkehr am Personen- und Güterverkehr zu erhöhen, fordert das „*Zukunftsbündnis Schiene*“ neben der Steigerung der Kapazitäten der Infrastruktur die Anwendung innovativer Technologien und Produkte im Bereich der Schienenverkehrstechnik, [BMVI, 2020].

Zur Vermeidung von unvorhersehbaren Schadensfällen aufgrund von atypischen Rissen in Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen, wie bei einem *ICE3* in Köln im Jahr 2008 oder bei der Entgleisung eines Güterzugs in Viareggio im Jahr 2009, ist die Komplettierung der Sicherheits Ebene der in festgelegten Inspektionsintervallen durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen durch eine permanente Zustandsüberwachung unausweichlich. Eine Ausdehnung der Intervalle der regelmäßig durchgeführten Inspektionen von Radsatzwellen mittels konventioneller, stationärer Verfahren durch die Einführung eines „*Structural Health Monitoring*“-Verfahrens (SHM-Verfahrens) kann zu einer Steigerung der Verfügbarkeit einer Zugflotte bei gleichzeitiger Verringerung der bislang üblichen Wartungs- und Instandhaltungskosten führen.

In der vorliegenden Arbeit wurde daher ein referenzfreies ultraschallbasiertes SHM-Verfahren für rotierende und mechanisch belastete Bauteile eingeführt, welches aufgrund der erreichten Ergebnisse einen vielversprechenden Ansatz für die permanente Zustandsüberwachung von Radsatzwellen liefert. Dadurch leistet die Arbeit einen Beitrag zu den Forderungen des „*Zukunftsbündnis Schiene*“ durch die Entwicklung einer innovativen Technologie im Bereich der Schienenverkehrstechnik für die klimaschonende Mobilität der Zukunft.

In den nachfolgenden Abschnitten folgt eine Zusammenfassung der Arbeit, eine Diskussion der erreichten zentralen Ergebnisse im Hinblick auf eine mögliche Anwendung des entwickelten SHM-Verfahrens zur permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen und ein Ausblick auf zukünftige Forschungsaktivitäten in diesem Bereich.

Zusammenfassung

Nach der Vorstellung der Motivation für die Entwicklung eines SHM-Verfahrens zur permanenten Zustandsüberwachung von Radsätzen in Schienenfahrzeugen wird anhand einer Literaturrecherche die Notwendigkeit der Forschungsarbeit im Bereich von referenzfreien ultraschallbasierten SHM-Verfahren herausgestellt. Diese ergibt, dass die meisten referenzfreien ultraschallbasierten SHM-Verfahren lediglich zur Zustandsüberwachung von plattenähnlichen oder einfachen Strukturen angewendet werden können oder Nachteile hinsichtlich einer Applikation unter realen Betriebsbedingungen aufweisen.

Zur Einordnung und zum Verständnis des entwickelten SHM-Verfahrens erfolgte in Kapitel 2 die Erläuterung der notwendigen Grundlagen. Dazu wurde eine Einführung in das Auslegungskonzept, den Betrieb und die Ermüdung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen gegeben. Da Radsatzwellen die Trag-, Führ- sowie die Antriebs- bzw. Bremsfunktion eines Schienenfahrzeugs erfüllen müssen, stellt das Versagen eines Radsatzes ein erhebliches Risiko dar, weshalb Radsätze zu den sicherheitskritischen Baugruppen eines Schienenfahrzeugs zählen. Aufgrund der teilweise unabsehbarer Beeinflussungen des Auslegungskonzeptes wird zur Gewährleistung eines sicheren Betriebs von Radsatzwellen eine weitere Sicherheitsebene eingeführt. Diese besteht aus der periodischen Durchführung zerstörungsfreier Prüfungen in Kombination mit der Anwendung der Konzepte der Bruchmechanik zur Festlegung der Inspektionsintervalle. Zusammengefasst wird dies im Konzept der Schadenstoleranz. Ermüdungsrisse dürfen somit vorhanden sein, jedoch müssen diese zwingend durch die periodischen Inspektionen mit zerstörungsfreien Prüfungen detektiert werden, bevor sie eine kritische Größe erreichen. Abschnitt 2.1.2 ging, um einen Überblick zu schaffen, auf konventionelle zerstörungsfreie Prüfverfahren für Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen ein und stellte heraus, dass für die Ermittlung der Inspektionsintervalle nicht die Größe des kleinsten Defektes, der durch die Verfahren entdeckt werden kann, sondern die Größe des Defektes, der übersehen werden kann, entscheidend ist. Konventionelle Verfahren haben den Nachteil, dass für die Durchführung eine Betriebsunterbrechung notwendig ist und zudem keine permanente Überwachung der Struktur realisiert werden kann. Daher wurde eine Recherche über Verfahren zur permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen im Sinne des SHM durchgeführt. Diese zeigte, dass aktuell keine SHM-Verfahren veröffentlicht sind, die eine industrielle Umsetzung erlauben, wodurch die Notwendigkeit der in dieser Arbeit durchgeführten Forschungstätigkeit herausgestellt wird. Zum Verständnis des Auslegungskonzeptes von Radsatzwellen und der Herleitung des in dieser Arbeit eingeführten SHM-Verfahrens wurde anschließend in Abschnitt 2.2 auf bruchmechanische Konzepte zur Beschreibung des Rissspitzennahfeldes und der Rissausbreitung eingegangen. Es folgten in Abschnitt 2.3 die Grundlagen der Ultraschallwellenausbreitung in Festkörpern und die Herleitung der Ausbreitungsgeschwindigkeit von Longitudinal- und Transversalwellen. Da das eingeführte SHM-Verfahren auf der Interaktion von Ultraschallwellen mit einem Schaden in

der Struktur und den in der Struktur vorherrschenden mechanischen Spannungen basiert, wurde in Abschnitt 2.4 auf die Beeinflussung von Ultraschallwellen durch eine Grenzfläche und durch mechanische Spannungen eingegangen. Zur Anregung und zur Aufnahme der Strukturantworten für das eingeführte SHM-Verfahren kommen piezoelektrische Ultraschallwandler zum Einsatz, deren Grundlagen in Abschnitt 2.5 beschrieben wurden. Als Anregungsfrequenz der piezoelektrischen Ultraschallwandler wird für das eingeführte SHM-Verfahren die Resonanzfrequenz eines auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandlers verwendet. Zur Bestimmung der Resonanzfrequenz dient die elektromechanische Impedanz piezoelektrischer Ultraschallwandler, dazu erfolgte in Abschnitt 2.6 die Erläuterung eines einfachen Verfahrens zur experimentellen Bestimmung. Die verwendeten Verfahren der Signalanalyse zur Vorverarbeitung und zur Unterscheidung verschiedener Sensorsignale wurden in Abschnitt 2.6 erläutert. Zur Vorverarbeitung wird eine Kombination aus einer Multi-Skalen-Analyse und einem Hochpassfilter angewendet. Bei dem in dieser Arbeit eingeführten SHM-Verfahren dient die Hauptkomponentenanalyse („*Principal Component Analysis*“ (PCA)) zum Vergleich von Strukturantworten, die zu unterschiedlichen diskreten Rotationswinkeln eines mechanisch belasteten und rotierenden Bauteils aufgenommen werden. Die PCA ist ein Verfahren der multivariaten Statistik und dient der Dimensionsreduktion großer Datensätze, was die Interpretation vereinfacht und gleichzeitig den Verlust relevanter Informationen minimiert.

Zur permanenten Zustandsüberwachung von rotierenden und mechanisch belasteten Bauteilen wurde in Kapitel 3 das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ eingeführt. Dieses referenzfreie SHM-Verfahren basiert auf dem Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens während der Rotation eines mechanisch belasteten Bauteils. Zur Einführung des SHM-Verfahrens behandelte Abschnitt 3.1 Risse in rotierenden und mechanisch belasteten Bauteilen. Dazu wurde das aus der Rotation und der mechanischen Belastung resultierende Rissatmen untersucht und die Änderung der Spannungsverteilung im Bereich des Risses infolge des Rissatmens anhand einer numerischen Simulation aufgezeigt. Diese Veränderung in der Struktur führt zu Unterschieden in der Ultraschallwellenausbreitung zwischen einem geöffneten und einem geschlossenen Riss, die auf das geänderte Reflexionsverhalten des Risses als eine Diskontinuität im Material, die Veränderung der Spannungsverteilung im Bereich des Risses und auf den Einfluss der plastischen Zone an der Rissspitze zurückzuführen sind. Es wurde diskutiert, dass der Einfluss durch den Riss als Diskontinuität und der Einfluss durch die geänderte Spannungsverteilung dem Einfluss der plastischen Zone an der Rissspitze aufgrund der sehr lokalen Änderung der Größe der plastischen Zone voranzustellen ist. Zur Aufnahme der Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens während der Rotation eines mechanisch belasteten Bauteils bedarf es eines winkelgesteuerten Messsystems. Die Einführung des entwickelten Messsystems erfolgte in Abschnitt 3.3. Die Anregung der Ultraschallwellen und die Aufnahme der Strukturantworten werden mit dem vorgestellten Messsystem winkelgesteuert für verschiedene Rotationswinkel während der Rotation des Bau-

teils mit einem festen Winkelinkrement vorgenommen. Anhand einer numerischen Simulation der Sensorsignale des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ in Abschnitt 3.4 wurden die Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens während der Rotation einer mechanisch belasteten Welle und der daraus resultierenden Unterschiede in den aufgenommenen Sensorsignalen nachgewiesen. Die Visualisierung der Ergebnisse der numerischen Simulation diente zudem dem besseren Verständnis der Interaktion der Ultraschallwellen mit einem Riss während verschiedener Stadien des Rissatmens. Basierend auf den nachgewiesenen Unterschieden in den Sensorsignalen infolge des Rissatmens folgte anschließend die Einführung des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“. Dieses ermöglicht es, den Unterschied in der Ultraschallwellenausbreitung während einer Umdrehung eines mechanisch belasteten Bauteils zu quantifizieren. Dabei ist eine zuvor aufgenommene Referenzmessung im ungeschädigten Zustand für verschiedene Umgebungs- und Betriebsbedingungen nicht notwendig. Das Verfahren ist somit referenzfrei („*Baseline-free*“).

Für das eingeführte Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ wird der Unterschied der zu diskreten Rotationswinkeln des mechanisch belasteten Bauteils aufgezeichneten Strukturantworten mit Hilfe der PCA ermittelt. Dazu werden im ersten Schritt die Strukturantworten, die zu einem diskreten Rotationswinkel des Bauteils, der als Referenzwinkel bezeichnet wird, aufgenommen werden, mit allen anderen Strukturantworten, die während einer Umdrehung aufgezeichnet werden, verglichen. Es ergibt sich ein Unterschied der Strukturantworten während einer Umdrehung des Bauteils, der aus der winkelabhängigen Änderung der Spannungsverteilung im Material resultiert. Diese Änderung beeinflusst die Ultraschallwellenausbreitung aufgrund der Theorie der Akusto-Elastizität. Durch diese Beeinflussung kommt es zu einem winkelabhängigen Unterschied, verglichen mit den Strukturantworten des aktuellen Referenzwinkels. Dieser Unterschied wird durch einen statistischen Parameter mit Hilfe der PCA quantifiziert. Genutzt wird dazu der („*Squared Prediction Error*“) (SPE-Index). Mit Hilfe der SPE-Indizes wird der Unterschied der Strukturantworten des Referenzwinkels mit allen anderen Strukturantworten, die während einer Umdrehung aufgezeichnet werden, quantifiziert. Im nächsten Schritt wird der Referenzwinkel auf den nachfolgenden diskreten Rotationswinkel verschoben und der Unterschied, verglichen zu allen anderen Strukturantworten, die während einer Umdrehung aufgezeichnet werden, mit Hilfe der SPE-Indizes berechnet. Dieser Schritt wird solange wiederholt, bis jeder diskrete Rotationswinkel als Referenzwinkel gedient hat. Es ergibt sich somit für jeden Referenzwinkel ein charakteristischer Verlauf der SPE-Indizes, der den Unterschied in den Strukturantworten, die zu den anderen diskreten Rotationswinkeln aufgenommen werden, quantifiziert.

Die Verläufe der SPE-Indizes in Abhängigkeit von dem Rotationswinkel und dem gewählten Referenzwinkel ermöglichen eine referenzfreie Schadensdetektion. Ist das rotierende und mechanisch belastete Bauteil ungeschädigt, sind die Verläufe der SPE-Indizes unabhängig vom

gewählten Referenzwinkel. Es ergibt sich aufgrund der Abhängigkeit der Ultraschallwellenausbreitung von der vorherrschenden Spannungsverteilung ein symmetrischer Verlauf der SPE-Indizes für alle Referenzwinkel. Tritt eine Schädigung in Form eines Risses im Bauteil auf, der bei vorliegender mechanischer Spannung während einer Umdrehung des Bauteils öffnet und schließt, führt dies zu Asymmetrien in den Verläufen der SPE-Indizes. Zudem sind die Verläufe der SPE-Indizes abhängig von der Wahl des Referenzwinkels. Dieses Verhalten ist auf die Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens während der Rotation eines mechanisch belasteten Bauteils und die daraus resultierenden Unterschiede in den aufgenommenen Strukturantworten zurückzuführen. Die Asymmetrien und die Abhängigkeit der Verläufe der SPE-Indizes werden in zwei referenzfreien Schadensindikatoren des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ zusammengefasst, welche in Abschnitt 3.6 eingeführt wurden. Diese dienen der referenzfreien Detektion, der Lokalisation (Umfangsposition des Risses) und der Abschätzung des Schadensausmaßes.

Zur experimentellen Untersuchung des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ während einer realen Anwendung wurde ein Drehgestell eines Regionalzugs der Baureihe *BR 442-Talent 2* des Herstellers *Bombardier* verwendet, welches in Abschnitt 4.1 vorgestellt wurde. Ein Teil der zur Entwicklung des in dieser Arbeit vorgestellten Verfahrens notwendigen experimentellen Untersuchungen wurden im Rahmen des Projektes „*SAFE On-Line*“ [SAFE On-Line, 2017] in Zusammenarbeit mit dem Projektpartner *Bombardier* durchgeführt. Dazu wurden ein Umlaufbiegeprüfstand für Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen und ein Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge des „*Bogie Technical Centre*“ (BTC) von *Bombardier* [Bombardier, 2014] genutzt. Die beiden genannten Prüfstände und die Versuchsdurchführung wurden in Abschnitt 4.2 vorgestellt. Zur Initiierung und dem kontrollierten Rissfortschritt eines realen Ermüdungsrisse in einer Radsatzwelle wurde der Umlaufbiegeprüfstand, für eine Messfahrt der Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge genutzt.

Die Anregung der Ultraschallwellen in der Radsatzwelle und die Umwandlung der Strukturantworten in ein Sensorsignal erfolgt durch piezoelektrische Ultraschallwandler. Aufgrund der Größe und dem damit verbundenen Volumen der Radsatzwelle ist eine gezielte Auswahl der geeigneten Bauform und eine Optimierung des Anregungssignals der piezoelektrischen Ultraschallwandler erforderlich. Da bei dem Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ nicht die gezielte Anregung einzelner Wellenmoden im Vordergrund steht, wird stattdessen die Anregungsfrequenz so ausgewählt, dass die Strukturantwort und damit das Sensorsignal eine möglichst große Amplitude aufweisen. Experimentelle Untersuchungen in Abschnitt 4.3 haben gezeigt, dass dies zudem in Hinblick auf die Größe des zu untersuchenden Bauteils notwendig ist. Als Anregungsfrequenz werden daher die experimentell ermittelten elektromechanischen Resonanzfrequenzen der auf der Struktur applizierten piezoelektrischen Ultraschallwandler genutzt. Die Ermittlung der geeigneten Bauform ergab, dass runde piezoelektrische Ultraschallwandler mit

einem Durchmesser von $d_{\text{PWAS}} = 20\text{ mm}$ und einer Dicke $t_{\text{PWAS}} = 1,96\text{ mm}$ aus dem Material *PIC 155* für die Anwendung optimal sind. Das Anregungssignal wird dafür als Sinusfunktion mit der Grundfrequenz $f_A = 130\text{ kHz}$ und der Anzahl der Schwingspiele $n_A = 5$, welche mit einem HANNING-Fenster multipliziert wird, gewählt. Die Positionierung des Sensorsystems an einem Drehgestell eines Schienenfahrzeugs wird, wie die Untersuchung in Abschnitt 4.4 zeigte, auf der Druckkappe einer Radsatzbaugruppe eines Schienenfahrzeugs mit mittlerer Anordnung der piezoelektrischen Ultraschallwandler auf der Außenseite festgelegt. Die dafür durchgeführten Untersuchungen zeigten zudem, dass die erzeugten Ultraschallwellen, welche sich im Radsatz über lange Distanzen ausbreiten, in der Lage sind, Unterschiede an der Oberfläche der Radsatzwelle zu detektieren.

In Abschnitt 5 wurde das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ zur Zustandsüberwachung von Radsätzen in Schienenfahrzeugen während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts auf einem Umlaufprüfstand genutzt. Die Untersuchungen zu Beginn dieses Kapitels zeigten die deutlichen Änderungen in der Ultraschallwellenausbreitung infolge eines umlaufenden Biegemoments, was in einem Anstieg des Maximums der Verläufe der SPE-Indizes resultiert. Zudem wurde in Abschnitt 5.1 gezeigt, dass die PCA durch die Dimensionsreduktion die Interpretation der Strukturantworten vereinfacht und gleichzeitig die relevanten Merkmale extrahiert. Die Ergebnisse der Zustandsüberwachung während der Rissinitiierung und des Rissfortschritts in einer Hohlwelle aus Abschnitt 5.2 zeigten die Funktionsfähigkeit des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ hinsichtlich einer referenzfreien Rissdetektion, einer Risslokalisation in Umfangsrichtung und einer automatisierten Überwachung des Rissfortschritts. Es zeigte sich, dass das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ in der Lage war, während des Rissfortschritts auf dem Umlaufprüfstand den realen Ermüdungsriss beginnend bei einer eingebrachten Bohrung im Korbbogen einer Radsatzwelle unter einem umlaufenden Biegemoment mit der Spannungsamplitude $\sigma_a = 65\text{ MPa}$ ab einer Risslänge von $2c = 20\text{ mm}$ und einer rechnerisch approximierten Risstiefe von $a = 8\text{ mm}$ zu detektieren. Der Anstieg des entwickelten referenzfreien Schadensindikators während des Rissfortschritts von der Risslänge $2c = 20\text{ mm}$ bis zur Risslänge von $2c = 100\text{ mm}$ mit einer rechnerisch approximierten Risstiefe von $a = 32,4\text{ mm}$ korrelierte dabei mit der Rissfortschrittsgeschwindigkeit. Somit wurde nachgewiesen, dass dieser einen geeigneten Indikator zur referenzfreien Detektion eines Ermüdungsrisses in einer Radsatzwelle darstellt. Es wurde zudem in Abschnitt 5.3 anhand eines Risses der Länge $2c = 35\text{ mm}$ und einer rechnerisch approximierten Risstiefe von $a = 12,25\text{ mm}$ nachgewiesen, dass das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ ebenfalls für Radsatzwellen, die als Vollwelle konstruiert sind, verwendbar ist. Der Fokus dieser Arbeit lag auf der Detektion von Ermüdungsrissen in Radsatzwellen von Schienenfahrzeugen. Die Untersuchungen in Abschnitt 5.4 zeigten jedoch, dass die entwickelte Methode ebenfalls zur Detektion von Rissen in Radscheiben von Schienenfahrzeugen während der Ermüdung auf einem Umlaufprüfstand einsetzbar ist. Es ergab sich durch die verschiedenen Versuche in Kapitel 5, dass die Ergebnisse der Zustandsüberwachung

mit dem Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ abhängig von der Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments und der jeweiligen Rissgröße sind. Dies wurde in Abschnitt 5.5 anhand einer experimentellen Untersuchung gezeigt und ausführlich diskutiert. Bei zu geringer Spannungsamplitude ist die vorherrschende Belastung nicht ausreichend, um den Riss zu öffnen. Bei zu hoher Spannungsamplitude wird die Beeinflussung der Ultraschallwellenausbreitung durch den Riss kleiner gegenüber der Beeinflussung infolge des umlaufenden Biegemoments, was in einem geringeren Schadensindikator resultiert. Höhere Spannungsamplituden führen jedoch zu einem schnelleren Risswachstum, was wiederum in einem höheren Schadensindikator mündet. Aus diesem Grund wird dies zu einem Eingreifen des Systems führen. Es ergibt sich zudem ein Optimum des Schadensindikators in Abhängigkeit von der Rissgröße und der Spannungsamplitude, welches mit zunehmender Risslänge bei geringerer Spannungsamplitude liegt.

Zur Anwendung des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ unter möglichst realen Betriebsbedingungen wurden in Kapitel 6 Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge durchgeführt. Der Rollenprüfstand ermöglicht einen sehr realitätsnahen Betrieb des Drehgestells, wobei der Lauf des Drehgestells auf der Schiene sehr gut abgebildet wird. Die experimentellen Untersuchungen in Abschnitt 6.1 zeigten, dass das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ den ungeschädigten Zustand bei einem realen Einbauzustand während Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge ohne zuvor aufgenommene Referenzmessungen richtig klassifiziert. Zur Öffnung eines Risses während der Rotation einer Radsatzwelle bedarf es einer gewissen Spannungsamplitude des umlaufenden Biegemoments zur Überwindung lokaler Eigenspannungen oder Rissschließungsmechanismen. Daher wurde in Abschnitt 6.2 während der Messfahrt experimentell untersucht, bei welcher Auflast des Drehgestells ein Riss der Länge $2c = 100$ mm und einer rechnerisch approximierten Risstiefe von $a = 32,4$ mm beginnt zu öffnen. Die Versuche zeigten, dass sich die Rissflanken erst ab einer Spannungsamplitude von $\sigma_a = 40$ MPa beginnen zu separieren und der Riss bei $\sigma_a = 60$ MPa maximal auf einer Länge von circa $2c = 90$ mm geöffnet ist. Die experimentelle Untersuchung des Rissatmens wies nach, dass sobald die Spannungen, resultierend aus der äußeren Belastung, die Druckspannungen, welche den Riss geschlossen halten, übersteigen, der Riss sich zu öffnen beginnt. Durch einen Vergleich mit den Ergebnissen aus Abschnitt 5.5 wurde für die weiteren Messfahrten auf dem Rollenprüfstand eine Spannungsamplitude von $\sigma_a = 50$ MPa gewählt. In Abschnitt 6.3 wurde nachgewiesen, dass das eingeführte SHM-Verfahren in der Lage ist, einen realen Ermüdungsriss der Länge $2c = 100$ mm und einer rechnerisch approximierten Risstiefe von $a = 32,4$ mm während der Messfahrt zu detektieren. Es ergab sich ein deutlicher Unterschied der Genauigkeit des Verfahrens im Vergleich zu den Untersuchungen während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands. Dieser Unterschied und dessen Ursachen wurden in Abschnitt 6.4 ausführlich untersucht und diskutiert. Es wurde herausgestellt, dass dies auf das erhöhte Niveau des Maximums der Verläufe der SPE-Indizes aufgrund des Einbauzustandes des Radsatzes im

Drehgestell und der daraus resultierenden Spannungsverteilung bei gleichbleibendem Einfluss infolge des Rissatmens während einer Umdrehung der Radsatzwelle zurückzuführen ist. Weitere Beeinflussungen des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ während der Messfahrten betrachtete Abschnitt 6.5. Dazu erfolgten die Untersuchungen des Einflusses unterschiedlicher Beladungen des Drehgestells und des Einflusses von Risskorrosion auf das Ergebnis der Zustandsüberwachung. Die Betrachtungen aus Abschnitt 6.5.1 zeigten einen vergleichbaren Einfluss unterschiedlicher Beladungen des Drehgestells auf den referenzfreien Schadensindikator wie bei der Untersuchung während des Betriebs des Umlaufbiegeprüfstands aus Abschnitt 5.5. Die Untersuchung der Risskorrosion aus Abschnitt 6.5.2 ergab, dass das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ einen Riss, der infolge der Korrosion an einem Öffnen gehindert wird, nicht richtig detektiert. Bei einem realen Einsatz des Verfahrens ist jedoch davon auszugehen, dass, wenn es zu einem weiteren Rissfortschritt kommt, der Riss öffnet und schließt und somit das Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ vor dem Versagen der Radsatzwelle den Zug an der Weiterfahrt hindert.

Diskussion

Die vorliegende Arbeit zeigt an vielen Stellen und insbesondere bei den Durchführungen der Messfahrten die Schwierigkeit der Überführung eines entwickelten SHM-Verfahrens hin zu einer realen Anwendung. Trotz der Einführung eines referenzfreien SHM-Verfahrens resultieren Beeinflussungen aus physikalischen Effekten, die während des Betriebs eines Bauteils unvermeidbar sind. Das verhinderte Öffnen des Risses bei zu geringen mechanischen Spannungen oder der hohe Einfluss auf die Ultraschallwellenausbreitung bei zu hohen mechanischen Spannungen stellen Beeinflussungen dar, welche die physikalischen Grenzen des entwickelten SHM-Verfahrens festlegen. Diesen Grenzen unterliegen jedoch ebenfalls herkömmliche SHM-Verfahren, die eine zuvor aufgenommene Referenz verwenden. Werden somit zu diesen Beeinflussungen zusätzliche Beeinflussungen durch Umgebungs- und Betriebsbedingungen bei herkömmlichen SHM-Verfahren überlagert, zeigt sich, dass die Entwicklung referenzfreier SHM-Verfahren unumgänglich ist und nur dies eine reale Anwendung ermöglicht. Die Entwicklung des Verfahrens der „*Dynamischen Referenz*“ leistet daher einen Beitrag zur möglichen industriellen Anwendung von SHM-Verfahren zur permanenten Zustandsüberwachung von rotierenden und mechanisch belasteten Bauteilen. Neben der nachfolgend diskutierten und in dieser Arbeit untersuchten Anwendung zur permanenten Zustandsüberwachung von Radsätzen von Schienenfahrzeugen sind vielfältige Anwendungen denkbar, da rotierende und mechanisch belastete Bauteile in nahezu jeder Konstruktion Verwendung finden. Oftmals ist ein Versagen dieser Bauteile sicherheitskritisch, wodurch die Anwendung eines SHM-Verfahrens zur permanenten Zustandsüberwachung notwendig ist.

Im Hinblick auf die Anwendung des entwickelten SHM-Verfahrens zur permanenten Zustandsüberwachung von Radsatzwellen zeigt Abbildung 7.1 die beispielhaft berechnete Restlebensdauer einer Radsatzwelle eines Nahverkehrszugs unter einem realen Lastkollektiv mit einem halbelliptischen Oberflächenriss im Korbbogen. Der Anriss hat eine Risstiefe $a_0 = 2$ mm und ein Geometrieverhältnis $a_0/c_0 = 0,8$. Die mit dem Programm *ERWIN*, welches aus dem Forschungsvorhaben *EBFW-2* [Lütkepohl *et al.*, 2009] hervorgeht, durchgeführte Abschätzung der Restlebensdauer dient der Einordnung des in dieser Arbeit entwickelten SHM-Verfahrens zur permanenten Zustandsüberwachung.

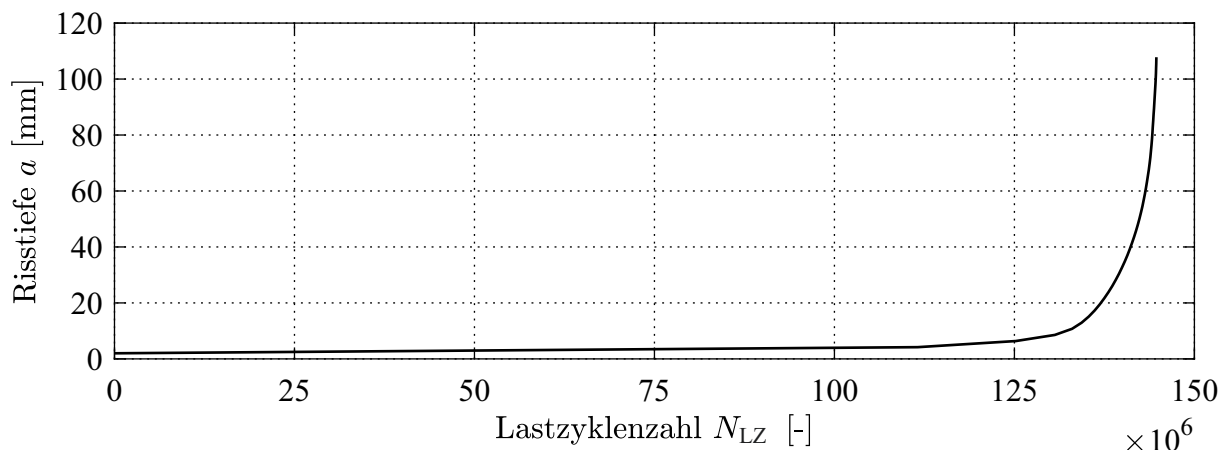


Abb. 7.1 Berechnete Risstiefe a in Abhängigkeit von der Lastzyklenzahl N_{LZ} für einen Ermüdungsris in einer Radsatzwelle eines Nahverkehrszugs unter realem Lastkollektiv.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass ein realer Ermüdungsris mit der Länge $2c = 100$ mm und einer rechnerisch approximierten Risstiefe von $a = 32,4$ mm während Messfahrten auf einem Rollenprüfstand für Schienenfahrzeuge mit dem eingeführten Verfahren der „*Dynamischen Referenz*“ detektiert werden kann. Nach Abbildung 7.1 ergibt sich für einen Riss dieser Größe eine approximierte Restlebensdauer von $N_{LZB} = 4,8 \times 10^6$. Dies entspricht einer Restlaufstrecke von etwa 12 600 km bei einem Raddurchmesser von $d = 840$ mm. Das entwickelte SHM-Verfahren weist damit eine deutlich geringere Sensitivität als die meisten herkömmlichen Verfahren zur zerstörungsfreien Prüfung von Radsatzwellen auf (vgl. [Rudlin, 2018]). Zudem ist die genannte Restlaufstrecke gering gegenüber den herkömmlich angewendeten Inspektionsintervallen. Bei dem aktuellen Entwicklungsstatus ist das eingeführte SHM-Verfahren somit nicht in der Lage, herkömmliche Verfahren abzulösen. Dennoch bietet das SHM-Verfahren, trotz der vermeintlich geringeren Restlebensdauer, den großen Vorteil der Komplettierung der Sicherheitsebene der in festgelegten Inspektionsintervallen durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen. Durch die permanente Zustandsüberwachung wird ein atypischer Riss, der während der regelmäßig durchgeführten Inspektionsintervalle übersehen wird oder noch nicht vorhanden ist, vor dem vollständigen Versagen der Radsatzwelle detektiert. Während der genannten Restlebensdauer könnte das Schienenfahrzeug durch das applizierte SHM-Verfahren rechtzei-

tig in einen sicheren Zustand überführt und so ein Schadensfall mit schwerwiegenden Folgen verhindert werden.

Ausblick

Ein mögliches Konzept zur Anwendung des entwickelten SHM-Verfahrens könnte eine Kombination von regelmäßig durchgeführten Magnetpulverprüfungen und der permanenten Zustandsüberwachung der Radsatzwellen darstellen. Dabei würde die Magnetpulverprüfung während regelmäßig vorgeschriebener Instandhaltungsmaßnahmen des Radsatzes durchgeführt, da der Radsatz zur Prüfung ausgebaut, die aufgedrückten Komponenten entfernt und die Welle von Lack befreit werden muss. Aufgrund der hohen Sensitivität und Entdeckungswahrscheinlichkeit des Verfahrens für kleine Oberflächenrisse, könnten dabei kleinste Beschädigungen sicher detektiert werden, [Rudlin, 2018]. Dies führt zu einer geringeren Ausgangsrissgröße a_0 der Lebensdauerabschätzung, was wiederum in einer längeren Restlebensdauer resultiert. Dadurch könnten die Intervalle der in festgelegten Inspektionsintervallen durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen ausgedehnt werden. Das entwickelte SHM-Verfahren komplettiert diese Sicherheitsebene durch eine permanente Zustandsüberwachung, sodass atypische Risse in Radsatzwellen während des Betriebs rechtzeitig detektiert werden. Dies würde zu einer Steigerung der Verfügbarkeit einer Zugflotte bei gleichzeitiger Verringerung der bislang üblichen Wartungs- und Instandhaltungskosten führen.

Unerlässlich für eine Applikation des entwickelten SHM-Verfahrens ist eine Untersuchung hinsichtlich der Entdeckungswahrscheinlichkeit in Abhängigkeit von der Rissgröße. Dazu ist eine hinreichende Anzahl an Proben zu untersuchen, um eine statistisch abgesicherte Aussage über die Entdeckungswahrscheinlichkeit des SHM-Verfahrens treffen zu können. Zur Erhöhung der Sensitivität des Verfahrens der „Dynamischen Referenz“ kann zukünftig eine gezielte Einleitung von Ultraschallwellen, die sich möglichst radialsymmetrisch ausbreiten, untersucht werden. Dies könnte den Einfluss der mechanischen Spannungen in den Sensorsignalen während der Rotation der mechanisch belasteten Welle reduzieren, was wiederum den Einfluss des Rissatmens in den Sensorsignalen deutlicher hervorheben würde und so die Sensitivität des Verfahrens steigern könnte. Zudem könnte eine lokale Überwachung einzelner Bereiche der Radsatzwelle mit dem Verfahren der „Dynamischen Referenz“ untersucht werden, was ebenfalls eine Steigerung der Sensitivität herbeiführen sollte.

In einem weiteren Schritt ist die verwendete Messtechnik für einen Betrieb des SHM-Verfahrens an einem Drehgestell für Schienenfahrzeuge unter realen Betriebsbedingungen anzupassen. Im Bereich des Radsatzes sind dabei besonders die hohen wirkenden Beschleunigungen zu berücksichtigen, welche eine sehr robuste Auslegung der Komponenten erfordern. Da der Radsatz eine unabgefederte Masse darstellt, ist darauf zu achten, dass möglichst wenige Komponenten des

Messsystems am Radsatz appliziert werden. Komponenten, die beispielsweise der Auswertung der Messdaten dienen, könnten im Bereich des Wagenkastens angeordnet werden, wo deutlich geringere Beschleunigungen vorliegen. Neben einer robusten Applikation ist insbesondere auf eine zuverlässige Hard- und Softwarearchitektur zur Datenaufnahme und Datenverarbeitung zu achten. Dazu wird beispielsweise in [Wiese *et al.*, 2019] eine „*System on Chip*“-Plattform (SoC) für sicherheitskritische SHM-Applikationen vorgeschlagen, welche hinsichtlich der Konformität der funktionalen Sicherheit im Hinblick auf die Richtlinien [DIN EN 61508-1; DIN EN 50126-1; DIN EN 50657] für die Anwendung in Schienenfahrzeugen untersucht wird. Nach der Entwicklung eines robusten Messsystems hinsichtlich der Applikation und der Hard- und Softwarearchitektur sind Messfahrten auf realer Schiene durchzuführen, um mögliche weitere Beeinflussungen klassifizieren zu können. Bei positiver Validierung dieser Messfahrten könnte eine langfristige Untersuchung des Systems an einem im Betrieb verwendeten Schienenfahrzeug durchgeführt und die Daten der permanenten Zustandsüberwachung evaluiert werden.

Zuletzt sollte eine wirtschaftliche Betrachtung des SHM-Systems durchgeführt werden. Dazu könnte das „*Value of Information*“-Konzept nach [Straub *et al.*, 2017] oder [Thöns, 2018] zur Quantifizierung der Vorteile eines SHM-Systems dienen. Das Ergebnis einer solchen Betrachtung kann als Grundlage zur Entscheidung verwendet werden, ob ein SHM-Verfahren im Hinblick auf Instandhaltungskosten und das Risikomanagement während der gesamten Lebensdauer lohnenswert ist.

Die vorliegende Arbeit bildet nach Meinung des Autors eine gute Basis für die Komplettierung der Sicherheitsebene der in festgelegten Inspektionsintervallen durchgeführten zerstörungsfreien Prüfungen von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen durch die Entwicklung eines referenzfreien SHM-Verfahrens zur permanenten Zustandsüberwachung. Die Diskussion und der Ausblick zeigen zudem, dass weiterhin Forschungsarbeit im Bereich der referenzfreien SHM-Verfahren geleistet werden sollte. Außerdem sollte bei zukünftigen Forschungsaktivitäten mit industriellem Bezug, wie in dieser Arbeit gezeigt wurde, mehr Fokus auf die Überführung eines entwickelten SHM-Verfahrens aus dem Labor hin zu einer realen Anwendung gelegt werden, sodass die Verbreitung von SHM-Verfahren gesteigert wird.

Literaturverzeichnis

- ACHENBACH, J. (2012). *Wave propagation in elastic solids*. Elsevier.
- ADAMS, D. (2007). *Health monitoring of structural materials and components: Methods with applications*. Wiley.
- ALEM, B., ABEDIAN, A. & NASROLLAHI-NASAB, K. (2016). Reference-free damage identification in plate-like structures using lamb-wave propagation with embedded piezoelectric sensors. *Journal of Aerospace Engineering* **29**(6), 04016062.
- ALESSIO, S. M. (2015). *Digital signal processing and spectral analysis for scientists: Concepts and applications*. Springer.
- ALTENBACH, H. (2018). *Kontinuumsmechanik: Einführung in die materialunabhängigen und materialabhängigen Gleichungen*. Springer.
- ANTON, S. R., INMAN, D. J. & PARK, G. (2009). Reference-free damage detection using instantaneous baseline measurements. *AIAA Journal* **47**(8), 1952–1964.
- BACH, M., FRITZEN, C.-P., ECKSTEIN, B. & SPECKMANN, H. (2007). Self-diagnostic capabilities of piezoelectric transducers using the electromechanical impedance. In: *IWSHM - 6th International Workshop on Structural Health Monitoring 2007*.
- BACHSCHMID, N., PENNACCHI, P. & TANZI, E. (2008). Some remarks on breathing mechanism, on non-linear effects and on slant and helicoidal cracks. *Mechanical Systems and Signal Processing* **22**(4), 879–904.
- BACHSCHMID, N., PENNACCHI, P. & TANZI, E. (2010). *Cracked rotors: A survey on static and dynamic behaviour including modelling and diagnosis*. Springer.
- BACHSCHMID, N. & TANZI, E. (2004). Deflections and strains in cracked shafts due to rotating loads: A numerical and experimental analysis. *International Journal of Rotating Machinery* **10**(4), 283–291.
- BALAGEAS, D. (2006). Introduction to structural health monitoring. In: *Structural health monitoring*. ISTE Ltd, S. 13–43.
- BALAGEAS, D., FRITZEN, C.-P. & GÜEMES, A. (2006). *Structural health monitoring*. ISTE Ltd.

- BENYON, J. A. & WATSON, A. S. (2001). The use of Monte-Carlo analysis to increase axle inspection interval. In: *Proceedings of the 13th international wheelset congress*.
- BERETTA, S., CARBONI, M., CANTINI, S. & GHIDINI, A. (2004). Application of fatigue crack growth algorithms to railway axles and comparison of two steel grades. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* **218**(4), 317–326.
- BERETTA, S., CARBONI, M., FIORE, G. & CONTE, A. L. (2010). Corrosion-fatigue of a 1n railway axle steel exposed to rainwater. *International Journal of Fatigue* **32**(6), 952–961.
- BERETTA, S., CARBONI, M., MARTINELLI, E. *et al.* (2009). Variable amplitude crack growth in railway axles: Influence on inspection intervals. In: *2nd International Conference on Material and Component Performance under Variable Amplitude Loading (VAL2)*.
- BESEL, M. & BREITBARTH, E. (2016). Advanced analysis of crack tip plastic zone under cyclic loading. *International Journal of Fatigue* **93**, 92–108.
- BMVI (2020). *Masterplan Schienenverkehr*. Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur.
- BOMBARDIER (2013). *Zeichnung Radsatzbaugruppe End-Triebsdrehgestell BR 442-Talent 2 (Z. Nr.:100219951)*.
- BOMBARDIER (2014). Bombardier bogie technical centre is operational. URL <https://www.bombardier.com/en/media/newsList/details.bombardier-transportation20140710bombardierbogie-technical-centre-i.bombardier.com.html?filter-bu=transport>. Abruf: 2020-08-27.
- BOUDNITSKI, G. & EDEL, K. (1998). *Oberflächendefekte im Scheibenbereich Abschlussbericht zum DFG Projekt*. Fachhochschule Brandenburg.
- BRACCIALI, A. (2016). Railway wheelsets: History, research and developments. *International Journal of Railway Technology* **5**(1), 23–52.
- CAMMARATA, M., RIZZO, P., DUTTA, D. & SOHN, H. (2010). Application of principal component analysis and wavelet transform to fatigue crack detection in waveguides. *Smart structures and systems* **6**(4), 349–362.

- CARBONI, M. & CRIVELLI, D. (2020). An acoustic emission based structural health monitoring approach to damage development in solid railway axles. *International Journal of Fatigue*, 105753.
- CARBONI, M. *et al.* (2018). An acoustic emission based structural health monitoring approach to railway axles. In: *12th European Conference on Non-destructive Testing (ECNDT 2018)*.
- CAUCHY, A.-L. (1828). De la pression ou tension dans un systeme de points materiels. *Exercices de Mathematiques* **3**, 213–256.
- CHETWYND, D., MUSTAPHA, F., WORDEN, K., RONGONG, J., PIERCE, S. & DULIEU-BARTON, J. (2008). Damage localisation in a stiffened composite panel. *Strain* **44**(4), 298–307.
- CHOI, H. & SHUNG, K. K. (2014). Protection circuits for very high frequency ultrasound systems. *Journal of Medical Systems* **38**(4), 34.
- CHRIST, H.-J. (2009). *Ermüdungsverhalten metallischer Werkstoffe*. Wiley-VCH.
- CHRIST, H.-J. (2018). *Fatigue of materials at very high numbers of loading cycles: Experimental techniques, mechanisms, modeling and fatigue life assessment*. Springer.
- CHUI, C. K. (1992). *An introduction to wavelets*. Elsevier.
- CHUNG, D. H., SILVERSMITH, D. J. & CHICK, B. B. (1969). A modified ultrasonic pulse-echo-overlap method for determining sound velocities and attenuation of solids. *Review of Scientific Instruments* **40**(5), 718–720.
- CLARK, A., MIGNOGNA, R. & SANFORD, R. (1983). Acousto-elastic measurement of stress and stress intensity factors around crack tips. *Ultrasonics* **21**(2), 57–64.
- COMSOL INC. (2019). *COMSOL Documentation 5.5*.
- COMSOL INC. (2020). COMSOL Multiphysics: Nonlinear Structural Materials Module. URL <https://www.comsol.de/nonlinear-structural-materials-module>. Abruf: 2020-10-07.
- CROXFORD, A. J., MOLL, J., WILCOX, P. D. & MICHAELS, J. E. (2010). Efficient temperature compensation strategies for guided wave structural health monitoring. *Ultrasonics* **50**, 517–528.

- DAUBECHIES, I. (1988). Orthonormal bases of compactly supported wavelets. *Communications on Pure and Applied Mathematics* **41**(7), 909–996.
- DENG, M., GAO, G., XIANG, Y. & LI, M. (2017). Assessment of accumulated damage in circular tubes using nonlinear circumferential guided wave approach: A feasibility study. *Ultrasonics* **75**, 209–215.
- DEUTSCHE VERKEHRS-ZEITUNG (2017). Gebrochene Räder verunsichern Bahnen. URL <https://www.dvz.de/rubriken/land/schiene/detail/news/gebroschene-raeder-verunsichern-bahnen.html>. Abruf: 2017-05-30.
- DIN 25008 (2005). DIN 25008:2005-10 Schienenfahrzeuge Grundsätze für die Bestimmung der Fahrzeugmassen, Begriffe, Formelzeichen, Werte.
- DIN EN 13103 (2019). DIN EN 13103-1:2019-02 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Teil 1: Konstruktionsleitfaden für außengelagerte Radsatzwellen; Deutsche Fassung EN 13103-1:2017.
- DIN EN 13104 (2013). DIN EN 13104:2013-03 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Treibradsatzwellen - Konstruktionsverfahren; Deutsche Fassung EN 13104:2009+A2:2012.
- DIN EN 13260 (2011). DIN EN 13260:2011-01 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsätze - Produktanforderungen; Deutsche Fassung EN 13260:2009+A1:2010 .
- DIN EN 13261 (2011). DIN EN 13261:2011-01 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsatzwellen - Produktanforderungen; Deutsche Fassung EN 13261:2009+A1:2010 .
- DIN EN 13262 (2011). DIN EN 13262:2011-06 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Räder - Produktanforderungen; Deutsche Fassung EN 13262:2004+A2:2011 .
- DIN EN 13715 (2018). DIN EN 13715:2018-11 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Räder - Radprofile; Deutsche und Französische Fassung EN 13715:2018.
- DIN EN 15313 (2016). DIN EN 15313:2016-09 Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Radsatzinstandhaltung; Deutsche Fassung EN 15313:2016 .
- DIN EN 50126-1 (2018). DIN EN 50126-1:2018-10; VDE 0115-103-1:2018-10 Bahnanwendungen - Spezifikation und Nachweis von Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit, Instandhalt-

- barkeit und Sicherheit (RAMS) - Teil 1: Generischer RAMS-Prozess; Deutsche Fassung EN 50126-1:2017.
- DIN EN 50657 (2017). DIN EN 50657:2017-11;VDE 0831-657:2017-11 Bahnanwendungen - Anwendungen für Schienenfahrzeuge - Software auf Schienenfahrzeugen; Deutsche Fassung EN 50657:2017.
- DIN EN 61508-1 (2011). DIN EN 61508-1:2011-02;VDE 0803-1:2011-02 Funktionale Sicherheit sicherheitsbezogener elektrischer/elektronischer/programmierbarer elektronischer Systeme - Teil 1: Allgemeine Anforderungen (IEC 61508-1:2010); Deutsche Fassung EN 61508-1:2010.
- DIN ISO 17359 (2018). DIN ISO 17359:2018-05 Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen - Allgemeine Anleitungen (ISO 17359:2018).
- DOYLE, J. (1997). *Wave propagation in structures: Spectral analysis using fast discrete fourier transforms*. Springer.
- EBA (2008). *Bericht des Eisenbahn-Bundesamts*. Eisenbahn-Bundesamt.
- EBFW3 (2020). EisenBahnFahrwerke-3. URL <http://www.ebfw3.net/>. Abruf: 2020-09-10.
- ERA (2014). *Railway Safety Performance in the European Union 2014*. European Union Agency for Railways.
- EWSHM (2002). European workshop on structural health monitoring, since 2002. In: *Proceedings of the European Workshop on Structural Health Monitoring*.
- FA SHM (2014). 15. Sitzung des Fachausschusses Zustandsüberwachung. *ZfP-Zeitung* **139**, 4.
- FAHRMEIR, L., HEUMANN, C., KÜNSTLER, R., PIGEOT, I. & TUTZ, G. (2016). *Statistik: Der Weg zur Datenanalyse*. Springer.
- FALCO (2019). *Falco Systems WMA-300 High Voltage Amplifier DC-5MHz User Manual*.
- FARRAR, C. R., DOEBLING, S. W. & NIX, D. A. (2001). Vibration-based structural damage identification. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* **359**(1778), 131–149.
- FARRAR, C. R. & WORDEN, K. (2007). An introduction to structural health monitoring. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* **365**(1851), 303–315.

- FARRAR, C. R. & WORDEN, K. (2012). *Structural health monitoring: A machine learning perspective*. Wiley.
- FISCHER, J. W. (2013). BR442-Talent 2. 41. Schienenfahrzeugtagung Graz .
- FISHER, R. A. (1992). Statistical methods for research workers. In: *Breakthroughs in Statistics: Methodology and Distribution*. Springer, S. 66–70.
- FRITZEN, C.-P. (2005). Vibration-based structural health monitoring-concepts and applications. In: *Key Engineering Materials*, Band 293.
- FRITZEN, C.-P. (2006). Vibration-based techniques for structural health monitoring. In: *Structural health monitoring*. ISTE Ltd, S. 45–224.
- FRITZEN, C.-P. (2009). Grundlagen der Bruchmechanik. In: *Ermüdungsverhalten metallischer Werkstoffe*. Wiley-VCH, S. 86–119.
- FRITZEN, C.-P., BIEKER, G., SPERLING, R., RICHTER, W. & TORRES ARREDONDO, M. A. (2016). Schutzrecht WO/2016/066212, PCT/EP2014/073393. Anmelder: Bombardier Transportation GmbH.
- FULLER, M. I., BLALOCK, T. N., HOSSACK, J. A. & WALKER, W. F. (2006). Novel transmit protection scheme for ultrasound systems. *IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control* **54**(1), 79–86.
- GASCH, R. (1993). A survey of the dynamic behaviour of a simple rotating shaft with a transverse crack. *Journal of sound and vibration* **160**(2), 313–332.
- GAUTSCHI, G. (2002). *Piezoelectric sensors*. Springer.
- GIURGIUTIU, V. (2003). Lamb wave generation with piezoelectric wafer active sensors for structural health monitoring. In: *Smart Structures and Materials 2003: Smart Structures and Integrated Systems*.
- GIURGIUTIU, V. (2005). Tuned lamb wave excitation and detection with piezoelectric wafer active sensors for structural health monitoring. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* **16**(4), 291–305.
- GIURGIUTIU, V. (2007). *Structural health monitoring with piezoelectric wafer active sensors*. Elsevier.

- GIURGIUTIU, V. & ZAGRAI, A. N. (2002). Embedded self-sensing piezoelectric active sensors for on-line structural identification. *Journal of Vibration and Acoustics* **124**(1), 116–125.
- GRAFF, K. F. (1975). *Wave motion in elastic solids*. Ohio State University Press.
- GROSS, D. & SEELIG, T. (2016). *Bruchmechanik - Mit einer Einführung in die Mikromechanik*. Springer, 6. Aufl. ed.
- GRZESZKOWSKI, M. & PRAGER, J. (2014). Monitoring of the structural integrity of wheelset axles using guided waves. In: *EWSHM - 7th European Workshop on Structural Health Monitoring 2014*.
- HAHN, H. G. (1985). *Elastizitätstheorie*. Springer.
- HANDL, A. (2007). *Multivariate Analysemethoden*. Springer.
- HASSAN, M. & BRUNI, S. (2019). Experimental and numerical investigation of the possibilities for the structural health monitoring of railway axles based on acceleration measurements. *Structural Health Monitoring* **18**(3), 902–919.
- HBM (2018). *Z70 Sicherheitsdatenblatt*.
- HECKEL, T. & ZERBST, U. (2013). Einfluss von Save Life- und Schadenstoleranzkonzepten auf die ZfP von Eisenbahnradatzwellen. In: *DGZfP-Jahrestagung 2013*.
- HOFFMANN, K. (1987). *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen*. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
- HUAN, Q. & LI, F. (2019). A baseline-free sh wave sparse array system for structural health monitoring. *Smart Materials and Structures* **28**(10), 105010.
- HUGHES, D. S. & KELLY, J. L. (1953). Second-order elastic deformation of solids. *Physical Review* **92**(5), 1145–1149.
- IFM (2016). *RUP500 Inkrementaler Drehgeber mit Vollwelle und Display*.
- IHME, J. (2019). *Schienefahrzeugtechnik*. Springer.
- IKEDA, T. (1996). *Fundamentals of piezoelectricity*. Oxford University Press.
- IWNICKI, S. (2006). *Handbook of railway vehicle dynamics*. CRC Press.

- IWSHM (1997). International workshop on structural health monitoring, since 1997. In: *Proceedings of the International Workshop on Structural Health Monitoring*.
- JACKSON, J. E. (2005). *A user's guide to principal components*. Wiley.
- JAFFE, B. (2012). *Piezoelectric ceramics*. Elsevier.
- JAFFE, H., BERLINCOURT, D., KINSLEY, T., LAMBERT, T. & SCHWARTZ, D. (1961). IRE Standards on piezoelectric crystals: Measurements of piezoelectric ceramics. *Proceedings of the IRE* **49**(7), 1161–1169.
- JOE QIN, S. (2003). Statistical process monitoring: Basics and beyond. *Journal of Chemometrics* **17**(9), 480–502.
- JOHNSON, G. C. (1981). Acoustoelastic theory for elastic-plastic materials. *The Journal of the Acoustical Society of America* **70**(2), 591–595.
- JOLLIFFE, I. T. (2002). *Principal component analysis*. Springer.
- JOLLIFFE, I. T. & CADIMA, J. (2016). Principal component analysis: A review and recent developments. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* **374**(2065), 20150202.
- KÖHLER, G. (2011). Sicherheitsphilosophie bei Konstruktion, Produktion und Betrieb von Radsätzen. 40. *Schienenfahrzeugtagung Graz*.
- KIM, S. B. & SOHN, H. (2007). Instantaneous reference-free crack detection based on polarization characteristics of piezoelectric materials. *Smart Materials and Structures* **16**(6), 2375–2387.
- KLINGER, C. & BETTGE, D. (2013). Axle fracture of an ICE3 high speed train. *Engineering Failure Analysis* **35**, 66–81.
- KMT (2016). *CT2-Mini2 Channel Telemetry System*.
- KNOTHE, K. & STICHEL, S. (2017). *Rail vehicle dynamics*. Springer.
- KONSTANTINIDIS, G., DRINKWATER, B. W. & WILCOX, P. D. (2006). The temperature stability of guided wave structural health monitoring systems. *Smart Materials and Structures* **15**(4), 967–976.

- KONSTANTINIDIS, G., WILCOX, P. D. & DRINKWATER, B. W. (2007). An investigation into the temperature stability of a guided wave structural health monitoring system using permanently attached sensors. *IEEE Sensors Journal* **7**, 905–912.
- KUMAR, C. & RASTOGI, V. (2009). A brief review on dynamics of a cracked rotor. *International Journal of Rotating Machinery* **2009**, 1–6.
- KUSHWAHA, N. & PATEL, V. (2020). Modelling and analysis of a cracked rotor: A review of the literature and its implications. *Archive of Applied Mechanics* **90**, 1215–1245.
- LANGE, G. (2014). *Systematische Beurteilung technischer Schadensfälle*. Wiley.
- LEKHNITSKII, S. G. (1963). *Theory of elasticity of an anisotropic elastic body*. Holdan-Day, Inc.
- LEWIS, R. & OLOFSSON, U. (2009). *Wheel-rail interface handbook*. Elsevier.
- LI, D., JING, Z. & JIN, M. (2017). Plate-like structure damage location identification based on lamb wave baseline-free probability imaging method. *Advances in Mechanical Engineering* **9**(1), 1687814016685702.
- LIANG, C., SUN, F. P. & ROGERS, C. A. (1994). Coupled electromechanical analysis of adaptive material system-determination of actuator power consumption and system energy transfer. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* **5**, 12–20.
- LIM, H. J., SOHN, H., DESIMIO, M. P. & BROWN, K. (2014). Reference-free fatigue crack detection using nonlinear ultrasonic modulation under various temperature and loading conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing* **45**(2), 468–478.
- LIU, P., SOHN, H., YANG, S. & LIM, H. J. (2016). Baseline-free fatigue crack detection based on spectral correlation and nonlinear wave modulation. *Smart Materials and Structures* **25**(12), 125034.
- LOUIS, A. K., MAASS, P. & RIEDER, A. (2013). *Wavelets: Theorie und Anwendungen*. Springer.
- LÜTKEPOHL, K., ESDERTS, A., LUKE, M. & VARFOLOMEEV, I. (2009). Sicherer und wirtschaftlicher Betrieb von Eisenbahnfahrwerken, Abschlussbericht Band I BMBF-Projekt.

- LU, Y. & MICHAELS, J. E. (2005). A methodology for structural health monitoring with diffuse ultrasonic waves in the presence of temperature variations. *Ultrasonics* **43**, 717–731.
- MA, L., LIU, L., LONG JU, Z.-Y., WANG, H. & WANG, Z.-Z. (2019). Damage assessment of high-speed EMU train axles via SHM technology based on PZT sensor networks. In: *IWSHM - 12th International Workshop on Structural Health Monitoring 2019*.
- MALLAT, S. (1999). *A wavelet tour of signal processing*. Elsevier.
- MALVERN, L. E. (1969). *Introduction to the mechanics of a continuous medium*. Englewood Cliffs.
- MATHWORKS (2019). *Matlab (R2019b)*. The MathWorks Inc.
- MATHWORKS (2020). *Signal Processing Toolbox*.
- MÄDLER, K. (2018). Konzept zur Festlegung der Inspektionsintervalle von Radsatzwellen. In: *19. Technische Informationsveranstaltung des VPI*.
- MÄDLER, K., GEBURTIG, T. & ULLRICH, D. (2016). An experimental approach to determining the residual lifetimes of wheelset axles on a full-scale wheel-rail roller test rig. *International Journal of Fatigue* **86**, 58–63.
- MEYER, Y. (1992). *Wavelets and operators*, Band 1. Cambridge University Press.
- MICHAELS, J. E., LEE, S. J. & MICHAELS, T. E. (2011a). Impact of applied loads on guided wave structural health monitoring. In: *AIP Conference Proceedings*, Band 1335.
- MICHAELS, T. E., MICHAELS, J. E. & RUZZENE, M. (2011b). Frequency-wavenumber domain analysis of guided wavefields. *Ultrasonics* **51**(4), 452–466.
- MILLER, C. A. & HINDERS, M. K. (2014). Classification of flaw severity using pattern recognition for guided wave-based structural health monitoring. *Ultrasonics* **54**(1), 247–258.
- MIRA, M. & GOPALAKRISHNAN, S. (2016). Guided wave based structural health monitoring: A review. *Smart Materials and Structures* **25**(5), 053001.
- MOLL, J., GOLUB, M. V., GLUSHKOV, E., GLUSHKOVA, N. & FRITZEN, C.-P. (2012). Non-axisymmetric lamb wave excitation by piezoelectric wafer active sensors. *Sensors and Actuators A: Physical* **174**, 173–180.

- MOLL, J., SCHULTE, R., HARTMANN, B., FRITZEN, C.-P. & NELLES, O. (2010). Multi-site damage localization in anisotropic plate-like structures using an active guided wave structural health monitoring system. *Smart Materials and Structures* **19**(4), 045022.
- MONACO, E., FRANCO, F. & LECCE, L. (2000). Experimental and numerical activities on damage detection using magnetostrictive actuators and statistical analysis. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* **11**(7), 567–578.
- MOOG (2007). *EC3848 Schleifring für hohe Drehzahlen*.
- MUELLER, I. (2016). *Inspection of piezoelectric transducers used for structural health monitoring systems*. Dissertation, Universität Siegen.
- MUELLER, I. & FRITZEN, C.-P. (2017). Inspection of piezoceramic transducers used for structural health monitoring. *Materials* **10**(1), 71.
- MUJICA, L. E., RODELLAR, J., FERNANDEZ, A. & GÜEMES, A. (2011). Q-statistic and T2-statistic PCA-based measures for damage assessment in structures. *Structural Health Monitoring* **10**(5), 539–553.
- MURAKAMI, Y. & AOKI, S. (1987). *Stress intensity factors handbook 1-2*. Pergamon.
- MURNAGHAN, F. D. (1951). *Finite deformation of an elastic solid*. Wiley.
- PAPADAKIS, E. P. (1967). Ultrasonic phase velocity by the pulse-echo-overlap method incorporating diffraction phase corrections. *The Journal of the Acoustical Society of America* **42**(5), 1045–1051.
- PARIS, P. & ERDOGAN, F. (1963). A critical analysis of crack propagation laws. *Journal of Basic Engineering* **85**, 528–534.
- PARIS, P., GOMEZ, M. & ANDERSON, W. (1961). A rational analytic theory of fatigue. *The Trend in Engineering* **13**, 9–14.
- PARK, G., FARRAR, C. R., RUTHERFORD, A. C. & ROBERTSON, A. N. (2006). Piezoelectric active sensor self-diagnostics using electrical admittance measurements. *Journal of Vibration and Acoustics* **128**(4), 469–476.
- PARK, G. & INMAN, D. J. (2007). Structural health monitoring using piezoelectric impedance measurements. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* **365**(1851), 373–392.

- PARK, G., SOHN, H., FARRAR, C. R., INMAN, D. J. *et al.* (2003). Overview of piezoelectric impedance-based health monitoring and path forward. *The Shock and Vibration digest* **35**(6), 451–463.
- PARK, H. W., KIM, S. B. & SOHN, H. (2009). Understanding a time reversal process in lamb wave propagation. *Wave Motion* **46**(7), 451–467.
- PARK, H. W., SOHN, H., LAW, K. H. & FARRAR, C. R. (2007a). Time reversal active sensing for health monitoring of a composite plate. *Journal of Sound and Vibration* **302**(1-2), 50–66.
- PARK, S., LEE, J.-J., YUN, C.-B. & INMAN, D. J. (2007b). Abuilt-in active sensing system-based structural health monitoring technique using statistical pattern recognition. *Journal of Mechanical Science and Technology* **21**(6), 896–902.
- PEAIRS, D. M., INMAN, D. J. & PARK, G. (2007). Circuit analysis of impedance-based health monitoring of beams using spectral elements. *Structural Health Monitoring* **6**(1), 81–94.
- PEAIRS, D. M., PARK, G. & INMAN, D. J. (2004). Improving accessibility of the impedance-based structural health monitoring method. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* **15**(2), 129–139.
- PI CERAMIC (2020). *Werkstoffdaten: Spezifische Parameter der Standardmaterialien*.
- PIPPAN, R. & HOHENWARTER, A. (2017). Fatigue crack closure: A review of the physical phenomena. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures* **40**(4), 471–495.
- POHL, J. & MOOK, G. (2010). SHM of CFRP-structures with impedance spectroscopy and lamb waves. *International Journal of Mechanics and Materials in Design* **6**(1), 53–62.
- POSCHMANN, I. (2018). Das Zugunglück von Viareggio Hintergründe, Analysen und Schlussfolgerungen aus Sicht der ZfP . 10. *Fachtagung ZfP im Eisenbahnwesen* .
- QIANG, W. & SHENFANG, Y. (2009). Baseline-free imaging method based on new pzt sensor arrangements. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* **20**(14), 1663–1673.
- QIU, J., LI, F., ABBAS, S. & ZHU, Y. (2019). A baseline-free damage detection approach based on distance compensation of guided waves. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control* **38**(3-4), 1132–1148.

- QUIROGA, J., MUJICA, L. E., VILLAMIZAR, R., RUIZ, M. & CAMACHO, J. (2017). PCA based stress monitoring of cylindrical specimens using PZTs and guided waves. *Sensors* **17**(12), 2788.
- RAGHAVAN, A. & CESNIK, C. (2005). Finite-dimensional piezoelectric transducer modeling for guided wave based structural health monitoring. *Smart Materials and Structures* **14**(6), 1448–1461.
- RAVI-CHANDAR, K. & SCHNEIDER, E. (1994). Ultrasonic detection and sizing of plastic zones surrounding fatigue cracks. *Research in Nondestructive Evaluation* **5**(3), 191–209.
- REITZ, T. & FRITZEN, C.-P. (2019). Baseline-free method for acousto-ultrasonic on-line-monitoring of cracks in mechanically loaded and rotating axles. In: *IWSHM - 12th International Workshop on Structural Health Monitoring 2019*.
- REITZ, T. & FRITZEN, C.-P. (2021). A novel baseline-free approach for acousto-ultrasonic crack monitoring of rotating axles. *Structural Health Monitoring* **20**(3), 990–1003.
- RICHARD, H. A. & SANDER, M. (2009). *Ermüdungsrisse*. Springer.
- ROLEK, P., BRUNI, S. & CARBONI, M. (2016). Condition monitoring of railway axles based on low frequency vibrations. *International Journal of Fatigue* **86**, 88–97.
- ROSE, J. L. (2004). *Ultrasonic waves in solid media*. Cambridge University Press.
- ROY, S., LADPLI, P. & CHANG, F.-K. (2015). Load monitoring and compensation strategies for guided-waves based structural health monitoring using piezoelectric transducers. *Journal of Sound and Vibration* **351**, 206 – 220.
- RÖSLER, J., HARDERS, H. & BÄKER, M. (2019). *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe*. Springer.
- RUDLIN, J. (2018). *Report on NDT performance (various techniques) for conventional wheelsets. D6. 2.1: Inspection performance of axle inspection methods on existing designs. D6. 2.2: Use of inspection performance information for new axle design*. European project: Wheelset integrated design and effective maintenance (WIDEM).
- RYTTER, A. (1993). *Vibrational based inspection of civil engineering structures*. Dissertation, Aalborg University.

- SABNAVIS, G., KIRK, R. G., KASARDA, M. & QUINN, D. (2004). Cracked shaft detection and diagnostics: A literature review. *The Shock and Vibration digest* **36**(4), 287–296.
- SAFE ON-LINE (2017). SAFE On-Line: Sensorik zur Schadensüberwachung von Radsatzwellen in Schienenfahrzeugen (On-Line Structural Health Monitoring). URL https://www.leitmarktagentur.nrw/lw_resource/datapool/_items/item_593/projektseitenblatt_ml-1-2-007_safe_online.pdf. Abruf: 2020-04-01.
- SANDER, M. & RICHARD, H. A. (2011). Investigations on fatigue crack growth under variable amplitude loading in wheelset axles. *Engineering Fracture Mechanics* **78**(5), 754–763.
- SCHARF, S. (2017). Markteinführung des BOMBARDIER TALENT 3 mit Ausblick. 44. *Schienenfahrzeugtagung Graz*.
- SCHIEMANN, W. (2013). *Schienenverkehrstechnik: Grundlagen der Gleistrassierung*. Springer.
- SCHUBERT, M., KLUTH, T., NEBAUER, G., RATZENBERGER, R., KOTZAGIORGIS, S., BUTZ, B., SCHNEIDER, W. & LEIBLE, M. (2014). *Verkehrsverflechtungsprognose 2030 Schlussbericht*. Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur.
- SEEGER, A. & BUCK, O. (1960). Die experimentelle Ermittlung der elastischen Konstanten höherer Ordnung. *Zeitschrift für Naturforschung A* **15**(12), 1056–1067.
- SEIBOLD, S. (1995). *Ein Beitrag zur modellgestützten Schadendiagnose bei rotierenden Maschinen*. VDI Verlag.
- SHARAPOV, V., SOTULA, Z. & KUNICKAYA, L. (2014). *Piezo-electric electro-acoustic transducers*. Springer.
- SI-CHAIB, M., MENAD, S., DJELOUAH, H. & BOCQUET, M. (2001). An ultrasound method for the acoustoelastic evaluation of simple bending stresses. *NDT & E International* **34**(8), 521–529.
- SINCOTEC (2013). *Bedienungs- und Wartungsanleitung Radsatzwellenprüfstand*.
- SOHN, H. (2007). Effects of environmental and operational variability on structural health monitoring. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* **365**(1851), 539–560.
- SOHN, H. (2011). Reference-free crack detection under varying temperature. *KSCE Journal of Civil Engineering* **15**(8), 1395–1404.

- SOHN, H. & FARRAR, C. R. (2000). Statistical process control and projection techniques for damage detection. In: *Proceedings of European COST F3 Conference on System Identification and Structural Health Monitoring*.
- SOHN, H., FARRAR, C. R., HUNTER, N. F. & WORDEN, K. (2001). Structural health monitoring using statistical pattern recognition techniques. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* **123**(4), 706–711.
- SOHN, H., PARK, H. W., LAW, K. H. & FARRAR, C. R. (2007). Combination of a time reversal process and a consecutive outlier analysis for baseline-free damage diagnosis. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* **18**(4), 335–346.
- STASZEWSKI, W., BOLLER, C. & TOMLINSON, G. R. (2004). *Health monitoring of aerospace structures: Smart sensor technologies and signal processing*. Wiley.
- STÜHN, R. N. (2020). *Numerische Simulation der Ultraschallwellenausbreitung unter dem Einfluss des Crack Breathing Mechanismus*. Bachelorarbeit, Universität Siegen.
- STRAUB, D., CHATZI, E., BISMUT, E., COURAGE, W., DÖHLER, M., FABER, M. H., KÖHLER, J., LOMBAERT, G., OMENZETTER, P., POZZI, M., THÖNS, S., VAL, D. V., WENZEL, H. & ZONTA, D. (2017). Value of information: A roadmap to quantifying the benefit of structural health monitoring. In: *ICOSSAR - 12th International Conference on Structural Safety & Reliability*.
- SU, Z. & YE, L. (2005). A fast damage locating approach using digital damage fingerprints extracted from lamb wave signals. *Smart Materials and Structures* **14**(5), 1047–1054.
- SU, Z. & YE, L. (2009). *Identification of damage using lamb waves: From fundamentals to applications*. Springer.
- SUN, F. P., CHAUDHRY, Z. A., ROGERS, C. A., MAJMUNDAR, M. & LIANG, C. (1995). Automated real-time structure health monitoring via signature pattern recognition. In: *Smart Structures and Materials 1995: Smart Structures and Integrated Systems*, Band 2443.
- TAHA, M. M. R., NOURELDIN, A., LUCERO, J. L. & BACA, T. J. (2006). Wavelet transform for structural health monitoring: A compendium of uses and features. *Structural Health Monitoring* **5**(3), 267–295.
- TECHNOLOGY MICROCHIP (2018). *MD0100 Single and Dual Channel High Voltage Protection TR-Switch Data Sheet 20005738A*.

- THÖNS, S. (2018). On the value of monitoring information for the structural integrity and risk management. *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering* **33**(1), 79–94.
- TIBADUIZA, D.-A., TORRES-ARREDONDO, M. A., MUJICA, L. E., RODELLAR, J. & FRITZEN, C.-P. (2013). A study of two unsupervised data driven statistical methodologies for detecting and classifying damages in structural health monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing* **41**(1-2), 467–484.
- TIEPIE (2019a). *Handyscope HS5 40 MHz Arbitrary Waveform Generator Datasheet*.
- TIEPIE (2019b). *Handyscope HS6 DIFF 250 MHz PC-Oscilloscope Datasheet*.
- TORRES-ARREDONDO, M. A. (2013). *Acoustic emission testing and acousto-ultrasonics for structural health monitoring*. Dissertation, Universität Siegen.
- TORRES-ARREDONDO, M. A., BUETHE, I., TIBADUIZA, D. A., RODELLAR, J. & FRITZEN, C.-P. (2013). Damage detection and classification in pipework using acousto-ultrasonics and non-linear data-driven modelling. *Journal of Civil Structural Health Monitoring* **3**(4), 297–306.
- TSENG, K. K. H. & NAIDU, A. S. K. (2002). Non-parametric damage detection and characterization using smart piezoceramic material. *Smart materials and structures* **11**(3), 317–329.
- WANG, C. H., ROSE, J. T. & CHANG, F.-K. (2004). A synthetic time-reversal imaging method for structural health monitoring. *Smart Materials and Structures* **13**(2), 415–423.
- WANG, P., ZHOU, W., BAO, Y. & LI, H. (2018). Ice monitoring of a full-scale wind turbine blade using ultrasonic guided waves under varying temperature conditions. *Structural Control and Health Monitoring* **25**(4), e2138.
- WAUER, J. (1990). On the dynamics of cracked rotors: A literature survey. *Applied Mechanics Reviews* **43**(1), 13–17.
- WESTERHUIS, J. A., KOURTI, T. & MACGREGOR, J. F. (1999). Comparing alternative approaches for multivariate statistical analysis of batch process data. *Journal of Chemometrics* **13**, 397–413.
- WEVERS, M. & LAMBRIGHS, K. (2009). Applications of acoustic emission for SHM: A review. *Encyclopedia of Structural Health Monitoring* .
- WÖHLER, A. (1870). *Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl*. Ernst & Korn.

- WIESE, V., SCHMIDT, M., REITZ, T., OBERMAISSER, R., MAHDI, F. & DANUSH, S. (2019). System-on-Chip platform for safety-relevant structural health monitoring applications. In: *IECON 2019-45th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Band 1.
- WILCOX, P. D., LOWE, M. J. S. & CAWLEY, P. (2001a). The effect of dispersion on long-range inspection using ultrasonic guided waves. *NDT & E International* **34**(1), 1–9.
- WILCOX, P. D., LOWE, M. J. S. & CAWLEY, P. (2001b). Mode and transducer selection for long range lamb wave inspection. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* **12**(8), 553–565.
- ZERBST, U., BERETTA, S., KÖHLER, G., LAWTON, A., VORMWALD, M., BEIER, H. T., KLINGER, C., ČERNÝ, I., RUDLIN, J., HECKEL, T. *et al.* (2013). Safe life and damage tolerance aspects of railway axles - A review. *Engineering Fracture Mechanics* **98**, 214–271.
- ZERBST, U., MÄDLER, K. & HINTZE, H. (2005a). Fracture mechanics in railway applications - An overview. *Engineering Fracture Mechanics* **72**(2), 163–194.
- ZERBST, U., VORMWALD, M., ANDERSCH, C., MÄDLER, K. & PFUFF, M. (2005b). The development of a damage tolerance concept for railway components and its demonstration for a railway axle. *Engineering Fracture Mechanics* **72**(2), 209–239.
- ZIAJA-SUJDAK, A. & CHENG, L. (2016). A guided wave-based inspection methodology for high speed train hollow axles. In: *EWSHM - 8th European Workshop on Structural Health Monitoring 2016*.

Anhang

A.1 Aufbau des numerischen Modells

Dieser Abschnitt umfasst zusätzliche Informationen zu dem Simulationsmodell zum Nachweis der Unterschiede in der Ultraschallwellenausbreitung infolge des Rissatmens während der Rotation einer Welle und der daraus resultierenden Unterschiede in den aufgenommenen Sensorsignalen aus Abschnitt 3.4. Die Simulation wird mit dem Programm *COMSOL Multiphysics* [COMSOL Inc., 2019] durchgeführt.

Modellaufbau

Das Modell einer mechanisch belasteten und rotierenden Welle ist in Abbildung 3.9 dargestellt. Im Bereich der Lagerung wird eine Deformation der Welle ermöglicht und die Lagerbedingung für den zentralen Knoten gewählt. Die Kräfte F , welche durch eine Oberflächenlast eingeleitet werden, werden so gewählt, dass zwischen beiden Auflagern ein konstantes Biegemoment M_b vorliegt. Das Biegemoment resultiert in einer Amplitude der umlaufenden Zug- bzw. Druckspannungen an der Oberfläche der Welle von $\sigma_a = \pm 60 \text{ MPa}$ zwischen beiden Auflagern. Die dafür notwendige Kraft F wird im ungeschädigten Zustand der Welle bestimmt.

Die piezoelektrischen Ultraschallwandler an den Stirnseiten der Welle werden im Programm als piezoelektrisches Material definiert und steif mit der Struktur verbunden. Die Unterseite der piezoelektrischen Ultraschallwandler werden als Erdung definiert. Dem piezoelektrischen Ultraschallwandler, der als Aktuator dient, wird an der Oberseite das Anregungssignal, welches im Programm hinterlegt werden kann, als zeitabhängiges elektrisches Potential vorgegeben. Zur Nutzung beider piezoelektrischer Ultraschallwandler als Sensoren werden die gemittelten elektrischen Potentiale an der Oberseite der piezoelektrischen Ultraschallwandler durch eine Randprobe („*Boundary Probe Sensor*“) ausgelesen.

Die Einbringung des Risses erfolgt, wie [Stühn, 2020] zeigt, in zwei Schritten. Im ersten Schritt wird für den zu untersuchenden Rotationswinkel φ die in Kontakt stehenden Rissflanken durch eine Kontaktsimulation ermittelt. Dabei wird die „*Penalty Methode*“ angewendet, [COMSOL Inc., 2019]. Da die Kontaktsimulation der Rissflanken zu einem erhöhten numerischen Aufwand während der Simulation der Ultraschallwellenausbreitung führen würde, wird im zweiten Schritt die Rissgeometrie dahingegen angepasst, dass der Riss durch eine Randbindung im Bereich der in Kontakt stehenden Rissflanken geschlossen gehalten wird. Dieser Schritt wird somit

für jeden untersuchten Rotationswinkel φ vor der Simulation der Ultraschallwellenausbreitung durchgeführt.

Diskretisierung

Die örtliche Diskretisierung der piezoelektrischen Ultraschallwandler und der Welle erfolgt durch Tetraederelementen mit quadratischen Ansatzfunktionen. Die maximale Elementgröße der diskretisierten piezoelektrischen Ultraschallwandler beträgt $l_{\max} = 0,5$ mm und die minimalen Elementgröße $l_{\min} = 0,25$ mm. Die Größe der Elemente der Welle wird durch die Anzahl der Elemente pro Wellenlänge N_λ festgelegt. Eine Konvergenzstudie in [Stühn, 2020] ergibt eine hinreichende Genauigkeit bei akzeptabler Rechendauer für $N_\lambda = 8$. Die Wellenlänge λ wird aus der longitudinalen Wellenausbreitungsgeschwindigkeit für Stahl $c_L = 5850$ m/s ([Rose, 2004]) und der Grundfrequenz des Anregungssignals $f_A = 200$ kHz ermittelt. Die maximale Größe der Elemente wird durch $l_{\max} = \lambda/N_\lambda$ und die minimale Größe durch $l_{\min} = \lambda/(1,5 \times N_\lambda)$ festgelegt.

Die zeitliche Diskretisierung erfolgt mit Hilfe der COURANT-FRIEDRICHS-LEWY-Bedingung (CFL-Bedingung). Diese beschreibt den Anteil eines Elementes der Elementgröße l_{\max} , der pro Zeitschritt Δt durch eine Welle, die sich mit c_L ausbreitet, durchlaufen wird. Die CFL-Bedingung wird nach [COMSOL Inc., 2019] auf $N_{\text{CFL}} = 0,1$ festgelegt. Die Zeitschrittweite des zeitabhängigen Gleichungslösers für die Simulation der Ultraschallwellenausbreitung wird daher wie folgt festgelegt:

$$\Delta t = \frac{l_{\max} N_{\text{CFL}}}{c_L}. \quad (\text{A.1})$$

Es zeigt sich, dass die Anzahl der Elemente pro Wellenlänge N_λ als Parameter der örtlichen Diskretisierung ebenfalls einen Einfluss auf die zeitliche Diskretisierung hat.

Materialdaten

Die verwendeten scheibenförmigen Ultraschallwandler haben einen Durchmesser von $d_{\text{PWAS}} = 10$ mm und eine Dicke von $t_{\text{PWAS}} = 1$ mm und werden aus dem Material *PIC 151* [PI Ceramic, 2020] modelliert. Die Werkstoffdaten können dem Anhang A.2 entnommen werden.

Für das Material der Welle wird zur Modellierung das nichtlineare Materialmodell nach MURNAGAHN, welches im *Nonlinear Structural Materials Module* [COMSOL Inc., 2020] des Simulationsprogramms *COMSOL Multiphysics* hinterlegt ist, verwendet. Dieses hyperelastische

isotrope Materialmodell ermöglicht die Abbildung des akustoelastischen Effekts durch Berücksichtigung der elastischen Konstanten dritter Ordnung l , m und n , [COMSOL Inc., 2019]. Die verwendeten Materialdaten für Stahl sind der nachfolgenden Tabelle zu entnehmen.

Dichte	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	ρ	7850
Konstanten dritter Ordnung	$[\text{N}/\text{m}^2]$	l	$-3,0 \times 10^{11}$
		m	$-6,2 \times 10^{11}$
		n	$-7,2 \times 10^{11}$
LAME-Konstante	$[\text{N}/\text{m}^2]$	λ	$1,15 \times 10^{11}$
		μ	$7,69 \times 10^{10}$

Tab. A.1 Verwendete Materialdaten für Stahl, [COMSOL Inc., 2019].

Löserkonfiguration

Die numerische Simulation der Ultraschallwellenausbreitung unter Berücksichtigung des Rissatmens während der Rotation einer mechanisch belasteten Welle und der daraus resultierenden Unterschiede in den aufgenommenen Sensorsignalen wird für verschiedene diskrete Rotationswinkel φ_i einzeln durchgeführt. Nach der zuvor beschriebenen Bestimmung der in Kontakt stehenden Rissflanken folgt die Simulation der Ultraschallwellenausbreitung. Diese gliedert sich in drei Studienschritte, wobei jeweils die Ergebnisse des vorangegangenen Studienschrittes als Eingangsdaten für den nächsten Studienschritt dienen. Im ersten stationären Studienschritt wird die Welle durch die Kräfte F vorgespannt. In diesem Simulationsschritt wird beiden piezoelektrischen Ultraschallwandlern an der Oberfläche ein Potential von 0V vorgegeben. Dies verhindert eine Beeinflussung des Anregungssignals im zweiten Studienschritt infolge einer durch die Verformung des piezoelektrischen Ultraschallwandlers entstehenden elektrischen Spannung. Der zweiten zeitabhängige Studienschritt dient der Anregung der Ultraschallwellen durch einen piezoelektrischen Ultraschallwandler. Dazu wird der Oberseite des Aktuators das Anregungssignal als zeitabhängiges elektrisches Potential vorgegeben. Nach Beendigung des Anregungssignals beginnt der dritte und ebenfalls zeitabhängige Studienschritt. Dieser umfasst die Aufnahme der Sensorsignale. Dazu wird das elektrische Potential an der Oberseite beider piezoelektrischer Ultraschallwandler freigegeben und ausgewertet. Das elektrische Potential an den Oberseiten beider piezoelektrischer Ultraschallwandler entspricht damit den untersuchten Sensorsignalen. Für die Lösung des stationären Studienschritts wird der in *COMSOL Multiphysics* standardmäßig definierte „*Mumps*“-Löser verwendet, [COMSOL Inc., 2019]. Als zeitabhängiger Gleichungslöser wird die generalisierte- α -Methode ausgewählt, [COMSOL Inc., 2019]. Dazu wird eine manuelle Zeitschrittsteuerung mit der Zeitschrittweite Δt aus Gleichung (A.1) vorgegeben.

A.2 Materialdaten piezoelektrischer Ultraschallwandler

			<i>PIC 151</i>	<i>PIC 155</i>	<i>PIC 255</i>	<i>PIC 181</i>
Dichte	[kg/m ³]	ρ	7800	7750	7800	7850
Piezoelektrischer Ladungskoeffizient	[10 ⁻¹² C/N]	d_{31}	-210	-165	-180	-120
		d_{33}	500	360	400	265
		d_{15}	610	540	550	475
Elastische Nachgiebigkeit	[10 ⁻¹¹ m ² /N]	s_{11}	1,683	1,617	1,606	1,18
		s_{33}	1,900	1,780	1,909	1,42
		s_{55}	5,096	5,230	4,699	-
		s_{12}	-0,5656	-0,4842	-0,5685	-
		s_{13}	-0,7107	-0,7050	-0,7454	-
		s_{66}	4,497	4,202	4,350	-
Relative Permittivität	[-]	ϵ_{11}/ϵ_0	2400	1550	1850	1100
		ϵ_{33}/ϵ_0	1980	1400	1750	1250
Kopplungsfaktor	[-]	k_p	0,62	0,62	0,62	0,56
		k_{31}	0,38	0,35	0,35	0,32

Tab. A.2 Materialdaten piezoelektrischer Ultraschallwandler, [PI Ceramic, 2020].