

**Beitrag zur Lebensdauerabschätzung zyklisch beanspruchter  
Schweißverbindungen im Druckbehälterbau**

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Dr.-Ing.**

vom Fachbereich Bio- und Chemieingenieurwesen der Universität Dortmund  
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Tomáš Nicák**

aus

Olomouc

Tag der mündlichen Prüfung: 24. Februar 2006

1. Gutachter: Prof. Dr. -Ing. E. Weiß
2. Gutachter: Prof. Dr. -Ing. K. Thermann

**Dortmund 2006**

## **Danksagung**

Die vorliegende Arbeit entstand mit der Unterstützung der Deutschen Forschungsgesellschaft während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Arbeitsgruppe Chemieapparatebau, Fachbereich Bio- und Chemieingenieurwesen der Universität Dortmund.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Weiß für die Anregung und Betreuung dieser Arbeit, für sein persönliches Interesse, wertvolle kritische Hinweise und Schaffung einer angenehmen Arbeitsumgebung, in der ich sehr gerne tätig war.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Thermann möchte ich mich für die Übernahme des Koreferates bedanken.

Bei Herrn Dr.-Ing. J. Rudolph möchte ich mich für seine stete Diskussionsbereitschaft und für die kritische Durchsicht der Arbeit bedanken.

Allen Mitarbeiter der Arbeitsgruppe Chemieapparatebau danke ich für das angenehme Arbeitsklima und die sehr gute Zusammenarbeit.

Abschließend möchte ich meiner Familie danken, die mir das Studium und damit auch diese Arbeit ermöglicht hat sowie meiner lieben Frau Lenka für die fortwährende Unterstützung.

## **Abstract**

Die vorliegende Arbeit liefert einen Beitrag zum Problem der rechnerischen Lebensdauervorhersage dynamisch beanspruchter Schweißverbindungen von Druckbehälterkomponenten unter Berücksichtigung der realen Beanspruchungen und des Ermüdungsschädigungsprozesses einschließlich der auf dem Riss-schließverhalten beruhenden Reihenfolgeeffekte.

Im ersten Teil werden verfügbare Konzepte des Ermüdungsfestigkeitsnachweises und ihre Einsatzmöglichkeiten und –grenzen im Bereich des Apparatebaus ausführlich erläutert. Insbesondere wird auf lokale und bruchmechanisch orientierte Konzepte eingegangen. Anschließend wird eine Übersicht über die gängigen Schadensakkumulationshypothesen und die möglichen Belastungsfälle gegeben.

Im zweiten Teil wird speziell die Ermüdungsfestigkeit von Schweißverbindungen behandelt, wobei auf die konzeptionellen Unterschiede bei der Berechnung von nicht nachbearbeiteten und nachbearbeiteten Schweißnähten hingewiesen wird. Der Ermittlung von Werkstoffkennwerten für nachbearbeitete Schweißnähte wird besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Am Ende wird ein geschlossenes Konzept vorgeschlagen, mit dem sich die angeführten Ermüdungsfestigkeitsprobleme unter Wahrung der Nähe zu den real ablaufenden Schädigungsvorgängen lösen lassen. Hierbei wird die Notwendigkeit der methodischen Trennung von nachbearbeiteten und nicht nachbearbeiteten Schweißnähten deutlich herausgestellt.

Im dritten Teil werden die numerischen Voruntersuchungen und daraus folgende Empfehlungen angesichts der Anforderungen an den Modellaufbau, an die Diskretisierung und an den Werkstoff in die Diskussion gebracht. Eine allgemeine Vorgehensweise für numerische Untersuchungen derartiger Probleme schließt diesen Abschnitt ab.

Im letzten Teil werden insgesamt vier unterschiedliche Berechnungsbeispiele vorgestellt und mit vorliegenden experimentellen Ergebnissen verglichen. Dies soll ein geschlossenes Bild von den Einsatzmöglichkeiten der in dieser Arbeit verwendeten Methodik liefern. Die experimentellen Ergebnisse waren Bestandteile des DFG-Projektes Nr: 0722097 [1].

Eine qualitative Verbesserung der Lebensdauervorhersage nicht nachbearbeiteter und nachbearbeiteter Schweißverbindungen sowie eine Erhöhung des Sicherheitsmaßes im Apparatebau stellt ein angestrebtes Ziel dieser Arbeit dar. Die Bewertung, Anpassung und Anwendung von verfügbaren lokalen Ermüdungskonzepten in Verbindung mit dem Einsatz von elastischen und elastisch-plastischen FE-Analysen soll dieses Ziel ermöglichen.

# Inhaltsverzeichnis

<b>ABSTRACT</b> .....	<b>I</b>
<b>INHALTSVERZEICHNIS</b> .....	<b>II</b>
<b>ABBILDUNGSVERZEICHNIS</b> .....	<b>IV</b>
<b>TABELLENVERZEICHNIS</b> .....	<b>VI</b>
<b>FORMELZEICHEN</b> .....	<b>VII</b>
<b>1. EINFÜHRUNG UND MOTIVATION</b> .....	<b>1</b>
<b>2. ERMÜDUNGSFESTIGKEIT</b> .....	<b>5</b>
2.1. Schädigungsprozess .....	5
2.2. Beanspruchungskennwerte .....	6
2.3. Wöhler- und Lebensdauerlinien.....	7
2.4. Kerbwirkung .....	9
2.5. Einflussgrößen .....	11
2.5.1. Einfluss der Bauteilgröße .....	11
2.5.2. Oberflächeneinfluss - Rauigkeit .....	12
2.5.3. Temperatureinfluss.....	12
<b>3. KONZEPTE DES ERMÜDUNGSFESTIGKEITSNACHWEISES</b> .....	<b>13</b>
3.1. Nennspannungskonzept.....	13
3.2. Strukturspannungskonzept.....	14
3.3. Kerbspannungskonzept .....	17
3.4. Örtliches Konzept.....	19
3.5. Bruchmechanische Konzepte .....	27
3.5.1. Einführung in die Bruchmechanik.....	27
3.5.2. Langriss-Konzept (LEBM) .....	28
3.5.3. Kurzriss-Konzept (EPBM) .....	32
<b>4. ERMÜDUNGSFESTIGKEIT UND SCHWEIßNÄHTE</b> .....	<b>38</b>
4.1. Nicht nachbearbeitete Schweißnähte .....	38
4.2. Nachbearbeitete Schweißnähte.....	39
4.3. Werkstoffkennwerte von nachbearbeiteten Schweißnähten .....	39
<b>5. BELASTUNG</b> .....	<b>41</b>
5.1. Proportionale Belastung .....	41
5.2. Nichtproportionale Belastung.....	42
5.2.1. Kritische Schnittebene.....	42
5.2.2. Nichtproportionale zyklische Verfestigung .....	44
<b>6. SCHADENSAKKUMULATION</b> .....	<b>46</b>
<b>7. KONZEPTIONELLE ÜBERSICHT</b> .....	<b>52</b>

---

<b>8.</b>	<b>NUMERISCHE VORUNTERSUCHUNGEN.....</b>	<b>54</b>
8.1.	Berechnung des Spannungsintensitätsfaktors in 2D.....	54
8.2.	Berechnung des J-Integrals in 2D .....	57
8.3.	Berechnung des Spannungsintensitätsfaktors in 3D.....	58
8.4.	Berechnung des J-Integrals in 3D .....	62
8.5.	FE-Modell ohne und mit Riss, Vergleich mit Näherungsformeln.....	64
8.5.1.	Standardprobe.....	65
8.5.2.	Stumpfschweißnaht.....	67
8.5.3.	Stutzen - ebene Platte Verbindung .....	71
8.6.	Empfohlene Strategie und Vorgehensweise .....	74
<b>9.</b>	<b>EXPERIMENTELLE DATEN UND BERECHNUNGSBEISPIELE .....</b>	<b>76</b>
9.1.	Versuchsprogramm .....	76
9.1.1.	Standardprobe.....	76
9.1.2.	Stumpfschweißnaht.....	82
9.2.	Berechnungsbeispiele .....	85
9.2.1.	Standardprobe – Reihenfolgetest.....	87
9.2.2.	Stumpfschweißnaht.....	87
9.2.3.	Ratcheting-Verhalten als begleitender Prozess der Ermüdungsschädigung .....	90
9.2.4.	Flansch unter proportionaler und nichtproportionaler Belastung .....	95
<b>10.</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK .....</b>	<b>104</b>
<b>11.</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS.....</b>	<b>106</b>

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1:	Stadien der Ermüdungsschädigung nach Darstellung in [13].....	6
Abbildung 2-2:	Beanspruchungskennwerte im Wöhlerversuch.....	7
Abbildung 2-3:	Wöhler- und Lebensdauerlinie – Grundlagen .....	8
Abbildung 2-4:	Kerbsarten.....	10
Abbildung 3-1:	Konzepte des Ermüdungsfestigkeitsnachweises .....	13
Abbildung 3-2:	Strukturspannungsermittlung nach der Hot Spot Methode .....	14
Abbildung 3-3:	Spannunglinearisierung mittels Pfadauswertung .....	15
Abbildung 3-4:	Nahtausrundung zur Bestimmung der Strukturspannung.....	16
Abbildung 3-5:	Ersatzradius im Kerbspannungskonzept.....	17
Abbildung 3-6:	Wöhlerlinien für Struktur- und Kerbspannungskonzepte .....	18
Abbildung 3-7:	Örtliches Konzept .....	19
Abbildung 3-8:	Incremental-Step-Test und zyklische Spannungs-Dehnungskurve .....	21
Abbildung 3-9:	Masing- und Memory-Verhalten des Werkstoffs nach [7] .....	25
Abbildung 3-10:	Grundbeanspruchungsarten der Rissfront mit singulärer Spannung.....	28
Abbildung 3-11:	Koordinaten und Spannungskomponenten an der Rissspitze.....	28
Abbildung 3-12:	Prozesszone, plastische Zone und $K_I$ - bestimmtes Feld.....	29
Abbildung 3-13:	Berücksichtigung von kleinen plastischen Zonen durch Risslängenkorrektur nach Irwin .....	31
Abbildung 3-14:	Rissfortschritt in Abhängigkeit von der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors.....	32
Abbildung 3-15:	Rissöffnungsverschiebung .....	33
Abbildung 3-16:	J-Integral nach Rice [74] .....	34
Abbildung 3-17:	Riss-schließverhalten .....	37
Abbildung 4-1:	Schweißnahtstruktur.....	38
Abbildung 4-2:	Geschweißte Proben zur Bestimmung der zyklischen Werkstoffkennwerte .....	40
Abbildung 5-1:	Belastungsarten.....	41
Abbildung 5-2:	Das Verfahren der Kritischen Schnittebene .....	43
Abbildung 5-3:	Nichtproportionalitätsfaktor a) Proportionale Beanspruchung, b) Phasenverschiebung um $90^\circ$ , c) zufällige Beanspruchung .....	45
Abbildung 6-1:	Schadensakkumulation nach der Miner-Regel .....	47
Abbildung 6-2:	Varianten der Miner-Regel .....	48
Abbildung 7-1:	Konzeptionelle Übersicht der Lebensdauervorhersage [99].....	52
Abbildung 8-1:	Übliches und singuläres Element.....	55
Abbildung 8-2:	ebene Platte 2D.....	55
Abbildung 8-3:	Fehlerquote abhängig von der Vernetzung.....	56
Abbildung 8-4:	J-Integralberechnung in 2D .....	57
Abbildung 8-5:	Ebene Platte mit einem elliptischen Riss .....	59
Abbildung 8-6:	Berechnungsergebnisse im Vergleich zur Referenzlösung .....	59
Abbildung 8-7:	FRAC 3D Risselemente .....	60

Abbildung 8-8:	FE-Modell der Stumpfschweißnaht mit einem Riss .....	61
Abbildung 8-9:	Berechnungsergebnisse für elliptischen und kreisförmigen Riss .....	61
Abbildung 8-10:	Abhängigkeit des Spannungsintensitätsfaktors von der Kerbtiefe am Schweißnahtübergang .....	62
Abbildung 8-11:	Bestimmung des J-Integrals im 3D-Bereich.....	63
Abbildung 8-12:	in Spannungsintensitätsfaktoren umgerechnete J-Integralwerte.....	63
Abbildung 8-13:	Das FE-Modell der Standardprobe .....	64
Abbildung 8-14:	Berechnungsergebnisse für das Standardprobenmodell.....	65
Abbildung 8-15:	Vergleich von FE-Berechnungen und Näherungsformeln nach [76] und [77] .....	66
Abbildung 8-16:	Abhängigkeit des J-Integrals von der Risslänge und der Beanspruchung .....	67
Abbildung 8-17:	J-Integralberechnung für eine Stumpfschweißnaht .....	68
Abbildung 8-18:	Die Pfadauswertung am Beispiel der Stumpfschweißnaht .....	68
Abbildung 8-19:	Vergleich von ANSYS®- und FRAC 3D-Ergebnissen .....	69
Abbildung 8-20:	Untersuchte Schweißnahtgeometrie .....	70
Abbildung 8-21:	Einfluss der Schweißnahtgeometrie auf die Berechnung des J-Integrals .....	70
Abbildung 8-22:	Modell und Submodell.....	72
Abbildung 8-23:	Analyse der Verbindung Stutzen-ebene Platte .....	73
Abbildung 9-1:	Fertigungszeichnung der Standardprobe.....	77
Abbildung 9-2:	Zyklische Spannungs-Dehnungskurve für ungeschweißte und geschweißte Standardproben.....	78
Abbildung 9-3:	Werkstoffwöhlerlinie für ungeschweißte und geschweißte Standardproben .....	79
Abbildung 9-4:	Versuchsergebnisse: Stumpfschweißnaht.....	82
Abbildung 9-5:	Fertigungszeichnung der Stumpfschweißnahtprobe.....	84
Abbildung 9-6:	Programmablauf.....	85
Abbildung 9-7:	Reihenfolgetest Vergleich Berechnung - Experiment .....	87
Abbildung 9-8:	Stumpfschweißnaht – Modellbildung .....	88
Abbildung 9-9:	Stumpfschweißnaht: Vergleich Versuch – Berechnung.....	89
Abbildung 9-10:	Entwicklung des Ratcheting-Verhaltens [100].....	90
Abbildung 9-11:	2D FE-Modell der Stutzen- ebene Platte Verbindung.....	92
Abbildung 9-12:	Ratcheting-Verhalten – Akkumulation von plastischen Dehnungen .....	93
Abbildung 9-13:	3D FE-Model der Verbindung Stutzen-ebene Platte mit Riss.....	94
Abbildung 9-14:	Berechnung des J-Integrals unter Einbeziehung von Ratcheting-Effekten .....	95
Abbildung 9-15:	geschweißter Flansch .....	96
Abbildung 9-16:	proportionale und nicht proportionale Belastung .....	97
Abbildung 9-17:	FE-Flanschmodell und Submodell .....	97
Abbildung 9-18:	Werkstoffkennwerte für proportionale und nicht proportionale Belastung .....	98
Abbildung 9-19:	Berechnungsablauf .....	99
Abbildung 9-20:	Proportionale Beanspruchung – Vergleich: TA und Experiment .....	100
Abbildung 9-21:	Proportionale Beanspruchung: Berechnung und Experiment.....	100
Abbildung 9-22:	Nicht proportionale Beanspruchung – Vergleich: TA und Experiment.....	101
Abbildung 9-23:	Nicht proportionale Beanspruchung: Berechnung und Experiment.....	102

---

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1:	Festigkeitsmäßige Auslegung von Druckbehälterkomponenten.....	1
Tabelle 3-1:	Uniform Material Law nach Bäumel und Seeger [15] .....	22
Tabelle 5-1:	Koeffizienten der nichtproportionalen Verfestigung .....	44
Tabelle 8-1:	J-Integralwerte für verschiedene Pfade .....	58
Tabelle 9-1:	Statische Kennwerte für die geschweißten und ungeschweißten Standardproben.....	78
Tabelle 9-2:	Zusammenfassung von Zwei-, Drei- und Mehrstufenversuchen .....	82
Tabelle 9-3:	Versuchsergebnisse: Stumpfschweißnaht - nachbearbeitet.....	83
Tabelle 9-4:	Versuchsergebnisse: Stumpfschweißnaht - nicht nachbearbeitet .....	83
Tabelle 9-5:	Werkstoffkennwerte für Berechnungsbeispiele.....	86



## Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
$\alpha$	[ - ]	Koeffizienten der nichtproportionalen Verfestigung
$\gamma_r$	[ - ]	Abminderungsfaktor
$\lambda$	[ - ]	Mehrachsigkeitsgrad
$\varphi$	[ ° ]	Phasenverschiebung
$\chi$	[ - ]	Kerbspannungsgradient
$\varepsilon_{a,t}$	[ - ]	gesamte Dehnungsamplitude
$\varepsilon_{a,e}$	[ - ]	elastischer Anteil der Dehnungsamplitude
$\varepsilon_{a,p}$	[ - ]	plastischer Anteil der Dehnungsamplitude
$\varepsilon'_f$	[ - ]	zyklische Werkstoffkonstante
$\varepsilon_{\delta}$	[ - ]	örtliche Dehnung
$\sigma$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Spannung allgemein
$\sigma_a$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Spannungsamplitude
$\sigma_{cl}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Risschließenspannung
$\sigma_f$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Fliessspannung
$\sigma'_f$	[N/mm <sup>2</sup> ]	zyklische Werkstoffkonstante
$\sigma_{ij}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	ij-Spannungskomponente
$\sigma_m$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Mittelspannung
$\sigma_n$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Nennspannung
$\sigma_o$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Oberspannung
$\sigma_{op}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Rissöffnungsspannung
$\sigma_{\delta}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	örtliche Spannung
$\sigma_u$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Unterspannung
$\sigma_x$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Spannung in x-Richtung
$\sigma_y$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Spannung in y-Richtung
$\sigma_B$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Biegespannung

$\sigma_F$	[N/mm <sup>2</sup> ]	rechnerische Fliessspannung
$\sigma_{Kmax}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	maximale Kerbspannung
$\sigma_M$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Membranspannung
$\nu$	[ - ]	Querkontraktionszahl
$\tau$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Schubspannung
$\omega$	[mm]	Ausdehnung der plastischen Zone vor der Risspitze
$\Gamma$	[mm]	Pfad um die Risspitze herum
$\Delta \varepsilon_{eff}$	[ - ]	Effektive Dehnungsschwingbreite
$\Delta \sigma_{eff}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Effektive Spannungsschwingbreite
$\Delta \sigma_D$	[N/mm <sup>2</sup> ]	dauerfest ertragbare Spannungsschwingbreite
$\Delta \delta$	[mm]	Risspitzenaufweitung
$\Delta A$	[mm <sup>2</sup> ]	Rissfortschrittsfläche
$\Delta K_c$	[Nmm <sup>-3/2</sup> ]	Bruchzähigkeit
$\Delta K_0$	[Nmm <sup>-3/2</sup> ]	Schwellenwert des Spannungsintensitätsfaktors
$\Delta L$	[z.B. N/mm <sup>2</sup> ]	Lastschwingbreite
$\Delta L_D$	[z.B. N/mm <sup>2</sup> ]	Dauerfestigkeitsschwingbreite
$\Lambda$	[ - ]	Mehrachsigkeitsverhältnis
$\Pi$	[J]	mechanische Energie
$a$	[mm]	Risslänge
$a_0$	[mm]	Anfangsrisslänge
$a_e$	[mm]	Anrisslänge
$a_{eff}$	[mm]	effektive Risslänge
$a^*$	[mm]	werkstoffabhängige Eigenrisslänge, El Haddad Parameter
$c$	[ - ]	Lastübertragungsfaktor
$ds$	[mm]	Distanz entlang des Pfads
$e^*$	[ - ]	Traglastnenndehnung
$f_{T^*}$	[ - ]	Temperaturkorrekturfaktor
$k$	[ - ]	Anstieg der Wöhlerlinie

$k^*$	[ - ]	Neigungskennzahl
$l^*$	[ - ]	aus dem Tanaka-Modell abgeleitete Hilfsgröße
$m$	[ - ]	Konst. in der Rissfortschrittsgl. nach Paris
$n_{st}$	[ - ]	Stützziffer
$n'$	[ - ]	Verfestigungsexponent
$n_i$	[ - ]	Knotennummer
$p$	[ - ]	Proportionalitätsfaktor
$p_{IN}$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Innendruck
$\vec{n}$	[-, mm]	Normalenvektor zum $\Gamma$ Pfad
$r_y$	[mm]	Verschiebung des elastischen Nahfelds
$t_x, t_y$	[-, mm]	Zugvektor in x,y Richtung
$u_i$	[mm]	Verschiebung in der i-Richtung
$u_x, u_y$	[mm]	Verschiebung in x,y Richtung
$A_{1,2}$	[mm <sup>2</sup> ]	hoch beanspruchte Oberfläche
$B(t)$	[ - ]	Beanspruchung in der Betriebszeit
$B_{zul}(t)$	[ - ]	Beanspruchbarkeit in der Betriebszeit
$C$	[ - ]	Konst. in der Rissfortschrittsgl. nach Paris
$D$	[ - ]	Schadenssumme
$D_{akt}$	[ - ]	aktueller Schadensanteil
$D_i$	[ - ]	Schädigungsanteil einer Hysterese
$D_{vor}$	[ - ]	Vorschädigung
$E$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Elastizitätsmodul
$E_{fr}$	[J]	Energiefreisetzungsrage
$F$	[ - ]	Nichtproportionalitätsfaktor
$F_d$	[ - ]	Wanddickenkorrekturfaktor
$F_{ni}$	[N]	Knotenkraft
$G$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Gleitmodul
$J$	[N/mm]	J-Integral nach Rice

$K_e$	$[\text{Nmm}^{-3/2}]$	dehnungsbasierter Spannungsintensitätsfaktor
$K_{I,II,III}$	$[\text{Nmm}^{-3/2}]$	Spannungsintensitätsfaktor für Modus I, II, III
$K_J$	$[\text{Nmm}^{-3/2}]$	K-Faktor auf der Basis des J-Integrals
$K_p$	[ - ]	Traglastfaktor
$K_t$	[ - ]	Kerbformzahl
$K_f$	[ - ]	Kerbwirkungszahl
$K'$	$[\text{N/mm}^2]$	Verfestigungskoeffizient
$K_V$	$[\text{Nmm}^{-3/2}]$	Vergleichsspannungsintensitätsfaktor
$M$	[ - ]	Mittelspannungsempfindlichkeit
$N$	[ - ]	Lastwechselzahl
$N_D$	[ - ]	Lastwechselzahl am Übergang zur Dauerfestigkeit
$N_T$	[ - ]	Transiente Lastwechselzahl
$P_A$	[ - ]	Ausfallwahrscheinlichkeit
$P_{HL}$	$[\text{N/mm}^2]$	Schädigungsparameter nach Haibach und Lehrke
$P_J$	[ - ]	Schädigungsparameter nach Vormwald
$P_{J,\text{multi}}$	[ - ]	$P_J$ -Parameter für mehrachsige Fälle
$P_{JI}$	[ - ]	$P_J$ -Parameter für Rissöffnungsmodus I
$P_{JII}$	[ - ]	$P_J$ -Parameter für Rissöffnungsmodus II
$P_{SWT}$	$[\text{N/mm}^2]$	Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper
$P_{\bar{U}}$	[ - ]	Überlebenswahrscheinlichkeit
$Q$	[ - ]	Werkstoffkonstante
$R$	[ - ]	Spannungsverhältnis
$R_m$	$[\text{N/mm}^2]$	statische Zugfestigkeit
$R_{p0,2}$	$[\text{N/mm}^2]$	0,2%- Dehngrenze
$R_{p'0,2}$	$[\text{N/mm}^2]$	0,2%- Dehngrenze (zyklisch)
$R_t$	$[\mu\text{m}]$	Oberflächenrauigkeit
$R_z$	$[\mu\text{m}]$	Rauhtiefe
$S^*$	$[\text{N/mm}^2]$	Traglastnennspannung

$U_{ni}$	[mm]	Knotenverschiebung
$V_{1,2}$	[mm <sup>3</sup> ]	hoch beanspruchtes Volumen
$W_{dy}$	[J]	Energiedichte pro Element

Weitere Formelzeichen sind direkt im Text erläutert.

## 1. Einführung und Motivation

Geschweißte Konstruktionen finden fast in jeder Industriebranche angesichts ihres Kostenvorteils gegenüber anderen Konstruktionsvarianten und technologischen Entwicklungen immer breitere Anwendung. Das bringt für die Konstruktion viele Vorteile in der Gestaltung, da man speziellen Anforderungen gerecht werden kann, aber auch einige Nachteile, wie z.B. inhomogene Werkstoffeigenschaften im geschweißten Bereich oder durch die Schweißnahtkontur entstandene Kerben, denen man bei der Auslegung von geschweißten Komponenten und Apparaten gerecht werden muss.

Auf Grund der Globalisierung der Volkswirtschaft und daraus folgendem Kostendruck wächst auch im Apparatebau der Bedarf, sich in Zukunft vorrangig auf die Herstellung von hochwertigen Standardapparaten und neuartigen Produkten zu konzentrieren [2]. Die Konstruktion von derartigen Apparaten bedeutet dann, dass man in der Regel bis an die Tragfähigkeitsgrenze geht und gleichzeitig versucht, die erforderliche Betriebssicherheit der Apparate zu gewährleisten. Das heißt, es muss die folgende Bedingung

$$B(t) \leq B_{zul}(t) \quad (1-1)$$

gelten, wobei  $B(t)$  die auftretenden Beanspruchungen und  $B_{zul}(t)$  die Beanspruchbarkeit des Bauteils im Laufe der Betriebszeit darstellt. Diese komplexe Aufgabe ist oft nicht einfach zu lösen, wie katastrophale Unfälle der Vergangenheit eindrucksvoll zeigen.

Bei der Auslegung von Druckbehälterkomponenten im Apparatebau steht neben dem Design by Rule als anerkannte Alternative Design by Analysis, Design by Experiment bzw. in speziellen Fällen Design by Fracture Mechanics zur Verfügung (s. Tabelle 1-1 nach [3]).

Design by Rule	Design by Analysis (für nicht geregelte Ausnahmen)	Design by Experiment	Design by Fracture Mechanics
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Regelwerkskonform</li> <li>• Hauptlastgröße Druck für Druckräume</li> <li>• Kräfte und Momente als Lagerreaktion</li> <li>• Temperatur als kennwertbeeinflussende Größe</li> <li>• <math>\Delta t</math> als Lastgröße bei RWÜ</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Formabweichungen</li> <li>• Lastkombinationen</li> <li>• Sonderlastfälle</li> <li>• Zyklen</li> </ul> <p><b>Methoden:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Traglast elast/plast</li> <li>• Elastische Analyse, Bewertung nach Spannungskategorien</li> </ul> <p><b>Lösung:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Bilanzgleichungen der Mechanik</li> <li>• Differentialgleichungen</li> <li>• Numerische Methoden (FEM, BEM)</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dehnungsmessungen</li> <li>• Verformungsmessungen</li> <li>• Ermüdungsversuche</li> </ul> <p>u.a.</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Schadenanalyse</li> <li>• Rissfortschrittsanalyse</li> <li>• Lebensdauerabschätzung</li> </ul> <p>noch nicht ausgereiftes Konzept ⇒ entwicklungsfähig</p>

Tabelle 1-1: Festigkeitsmäßige Auslegung von Druckbehälterkomponenten [3]

Ein wichtiger Nachweis bei der festigkeitsmäßigen Dimensionierung von Druckbehältern ist der Ermüdungsfestigkeitsnachweis [4]. Die zum Versagen führenden fortschreitenden Ermüdungsrisse entstehen durch zeitlich veränderliche häufig wiederholte Beanspruchung, die im Gegensatz zur statischen Beanspruchung oft unter der Streckgrenze liegt (z.B. bei der hochzyklischen Ermüdung und im Dauerfestigkeitsbereich). Die durch die Werkstoffermüdung verursachten Schäden haben für die Strukturintegrität meistens gravierende Konsequenzen, wobei ein großes Gefahrenpotential für Mensch und Umwelt eintritt.

Das Phänomen der Ermüdungs- bzw. Betriebsfestigkeit beschäftigt schon über 150 Jahre [5] viele Ingenieure und Wissenschaftler. Trotz zahlreicher wertvoller Publikationen [5, 6, 7, 8, 9 u.v.a.] und vieler durchgeführter Ermüdungsversuche besteht nach wie vor auf diesem Gebiet großer Forschungsbedarf. Von den Hauptrichtungen, mit denen sich die Ermüdungsforschung gegenwärtig auseinandersetzt, seien hier beispielhaft genannt:

- mehrachsiger Spannungszustand
- nichtproportionale Belastung
- Ratcheting
- Korrosionsermüdung
- Ermüdung an Kontaktflächen
- Ermüdung dünnwandiger geschweißter Konstruktionen (u.a. Punktschweißnähte)
- Komplexe Betriebsbelastung

Das Ermüdungsfestigkeitsverhalten von Druckbehälterkomponenten weist im Gegensatz zum Verhalten von Maschinen-, Schiffs- oder Flugzeugkomponenten einige Besonderheiten auf. Hierdurch wird die Auslegung von druckbehältertypischen Bauteilen nach Regelwerk in bestimmten Fällen erschwert. Zu diesen Besonderheiten gehören [10]:

- Betriebsregime, die Beanspruchungsamplituden im niederzyklischen, hochzyklischen und Dauerfestigkeitsbereich hervorrufen und deren Registrierung,
- häufig dominante Zugschwellbeanspruchung in Folge von An- und Abfahrprozessen,
- eine dem hohen Gefährdungspotential von Druckkomponenten Rechnung tragende Fail-Safe-Strategie mit dem "Technischen Anriss" als nominellem Versagenskriterium,
- die vergleichsweise hohen Anforderungen an die Ausführung und unter Umständen Nachbearbeitung (z. B. Ausschleifen) der Schweißnähte und

- auf Grund der Vielfalt, Größe und geometrischen Kompliziertheit der auftretenden konstruktiven Details stark eingeschränkte Möglichkeiten des experimentellen Befundes (Bauteilwöhlerlinien).

Die entscheidende Ermüdungsschädigung in der Struktur entsteht in der Regel an der Stelle einer örtlichen Spannungserhöhung (Spannungskonzentration). Solche Stellen sind in der Regel verschiedene Arten von Kerben, die z.B. durch die Fertigungstechnologie (Kerben am Schweißnahtübergang), durch Konstruktionsfehler oder durch Fehler im verwendeten Werkstoff entstanden sind [11].

Bei geschweißten Bauteilen sind es in der Regel die Schweißnähte, an denen durch ihre gekerbte Kontur schädigende Risse entstehen und wachsen. Durch konsequente Nachbearbeitung von Schweißverbindungen kann die Lebensdauer von geschweißten Druckbehälterkomponenten signifikant gesteigert werden [13].

Im deutschen Regelwerk [4] findet die Schweißnahtbearbeitung als eine lebensdauererhöhende Maßnahme zurzeit keine exakte Berücksichtigung. Dies kann zu übermäßig konservativen Lebensdauervorhersagen führen. An dieser Stelle könnte eine Erkenntnis über eine durch die Schweißnahtbearbeitung entstandene Reserve mehr Sicherheit bezüglich der aktuellen Restlebensdauer bringen.

Durch Verwendung von modernen lokalen Konzepten in Verbindung mit den elastischen und elastisch-plastischen FE-Analysen, die die Ermittlung von lokalen Spannungen und Dehnungen ermöglichen, kann ein Beitrag zu einer maßgebenden Verbesserung der Lebensdauervorhersage von Schweißverbindungen geleistet werden. Auf diese Weise gewonnene neue Kenntnisse über den Einfluss der realen Schweißnahtgeometrie auf die Bauteilslebensdauer können zur Erhöhung des Sicherheitsniveaus in der Druckbehältertechnik beitragen.

Ausgehend von einer problembezogenen Literaturrecherche werden folgende Punkte bearbeitet:

- konzeptionelle Methodikentwicklung zu rechnerischen Lebensdauervorhersage zyklisch beanspruchter Schweißverbindungen höherer fertigungstechnischer Qualität unter Berücksichtigung der realen Beanspruchungen und der Ermüdungsschädigungsprozesses einschließlich der auf dem Riss-schließverhalten beruhenden Reihenfolgeeffekte.
- Untersuchung der Schadensakkumulationseffekte an den geschweißten Standardproben auf der Basis von einem bruchmechanisch motivierten Schädigungsparameter und experimentelle Verifizierung des Konzepts anhand repräsentativer Lastfolgen.



- Übertragung der an geschweißten Standardproben ermittelten Werkstoffkennwerte auf ein gekerbtes Bauteil, dabei soll insbesondere der Einfluss der Werkstoffkennwerten (Grundwerkstoff/Schweißnahtgefüge) beurteilt werden.
- Anwendung des Kurzriss-Konzeptes auf reale Bauteile (proportionale/ nicht proportionale Belastung, Ratcheting-Verhalten).

## 2. Ermüdungsfestigkeit

Um gewährleisten zu können, dass eine Konstruktion während ihrer gesamten Betriebszeit störungsfrei funktioniert, muss sie unter anderem auch ermüdungsfest ausgelegt werden. Der Begriff Ermüdung verkörpert komplizierte durch zyklische Belastung entstehende Vorgänge im Werkstoff. Diese Vorgänge sind von ihrer physikalischen Natur her nicht umkehrbar und bedeuten langsame (in ungünstigem Fall auch sehr schnelle) Werkstoffschädigung.

Ermüdungsschädigung tritt in vielen unterschiedlichen Formen auf. Die durch extern aufgebrachte Belastung hervorgerufene Spannung und Dehnung resultiert in der mechanischen Ermüdung. Zyklisch beanspruchte Bauteile in Verbindung mit hohen Temperaturen führen zum Phänomen der Kriechermüdung. Im Falle der Zeitabhängigkeit der Temperaturen wird von thermomechanischer Ermüdung gesprochen (sowohl thermische als auch mechanische Ermüdung sind einbezogen). Wird ein zyklisch beanspruchtes Bauteil von einem chemisch aggressiven bzw. Versprödung verursachenden Umfeld umgeben, entsteht die Korrosionsermüdung. Wiederholte Beanspruchung von Komponenten, die miteinander im Roll- bzw. Gleitkontakt stehen, führt zu Kontaktermüdung. Darüber hinaus kann es zum Abreibungskontakt kommen, wobei ein durch Reibung zwischen zwei Kontaktflächen verursachter und unerwünschter Werkstoffverlust eintritt [12].

Ermüdung als eigentlich nicht entkoppelbares Vielparameterproblem hat nicht nur die bekannte große Streuung der Festigkeitswerte innerhalb einer Versuchsreihe und zwischen unterschiedlichen Laboratorien zur Folge, sie behindert auch die angestrebte quantitative Vorhersage der Phänomene. Ermüdungsprognosen in der technischen Praxis (Betriebsfestigkeit), abgeleitet aus dem allgemeinen theoretischen Kenntnisstand sind ohne unmittelbare Betriebsfestigkeitsversuche oder gleichwertigem Erfahrungswissen kaum zuverlässiger als die bekanntermaßen problematischen mittelfristigen Wetter- oder Wirtschaftsprognosen [5].

### 2.1. Schädigungsprozess

Der Schädigungsprozess lässt sich nach Abbildung 2-1 in fünf Stadien aufteilen. Im ersten Stadium treten zunächst in den parallel zur kontinuumsmechanisch größten Schubspannung orientierten Kristalliten als Folge von Versetzungsbewegung einzelne Gleitlinien, später Gleitbänder auf. Sie bewirken an der Werkstoffoberfläche Gleitstufen, die zur Ausbildung von Spitzen und Tälern (Extrusionen und Instrusionen) führen, in deren Nähe sich bevorzugt Riskeime und später Mikrorisse bilden [8]. Durch weiteres Mikrorisswachstum entsteht ein

dichtes Netz von Mikrorissen, von denen einige zusammenzuwachsen. Dadurch entsteht ein Makroriss, der letztendlich zum Restbruch führt.

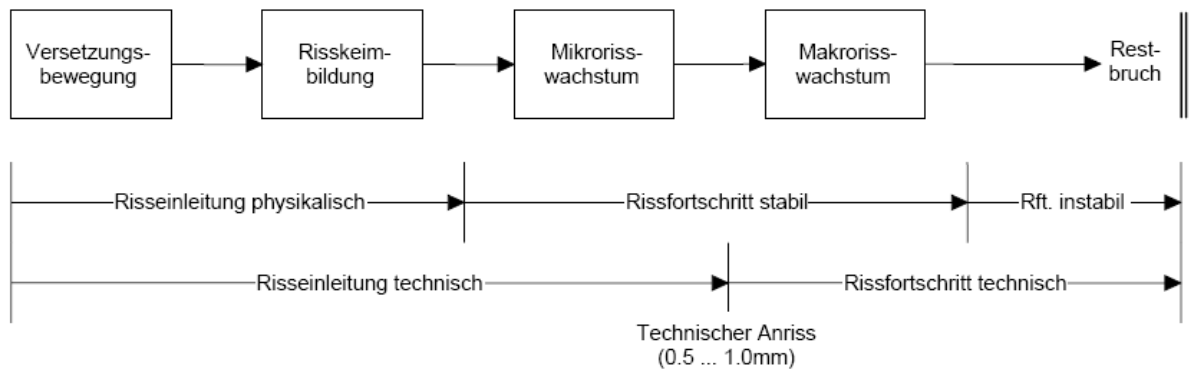


Abbildung 2-1: Stadien der Ermüdungsschädigung nach Darstellung in [13]

Aus der Abbildung 2-1 geht hervor, dass die Gesamtlebensdauer in der technischen Risseinleitungs- und Rissfortschrittsphase besteht. Als Versagenskriterium kommt somit entweder der so genannte technische Anriss (am Ende der technischen Risseinleitung) oder Bruch des Bauteils (am Ende des technischen Rissfortschritts) in Frage. Angesichts der höheren Gefahr für Menschen und Umwelt bei einem totalen Versagen, die nicht nur Druckbehälterkomponenten aufweisen, scheint die Wahl des Versagenskriteriums technischer Anriss äußerst vernünftig. Ein weiterer Grund dafür ist die Bereitstellung von auf diesem Kriterium basierenden Werkstoffkennwerten in [14, 15], die eine umfangreiche Vergleichsdatenbasis in Zusammenhang mit den geplanten Versuchen an der Standardprobe darstellt.

## 2.2. Beanspruchungskennwerte

Da der Ermüdungsprozess streng an die ständige Beanspruchungsumkehr gebunden ist und von dieser gesteuert wird, stellt die Differenz zwischen dem oberen und unteren Beanspruchungswert, die so genannte Beanspruchungsschwingbreite - die maßgebende schädigungsrelevante Größe dar. Analog gilt dies für die Dehnung. Der Beanspruchungsgröße gleichwertig ist als halbe Schwingbreite die Beanspruchungsamplitude. Ebenfalls von Bedeutung, jedoch gegenüber der Amplitude nachrangig, sind die aus den oberen und unteren Beanspruchungswerten gebildeten Beanspruchungsmittelwerte oder -verhältnisse [8]. Zu den in der Literatur meist benutzten Werten gehört die Mittelspannung (bzw. Mitteldehnung)

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_o + \sigma_u)}{2} \quad (2-1)$$

und das Spannungsverhältnis

$$R = \frac{\sigma_u}{\sigma_o} \quad (2-2)$$

Am Beispiel von Spannungen sind die genannten Beanspruchungsgrößen in Abbildung 2-2 zu sehen. Jedes Schwingspiel bildet eine geschlossene Hysterese, die als ein Schädigungsereignis die Grundlage für die Schadensakkumulationsrechnung darstellt (s. Abbildung 2-2).

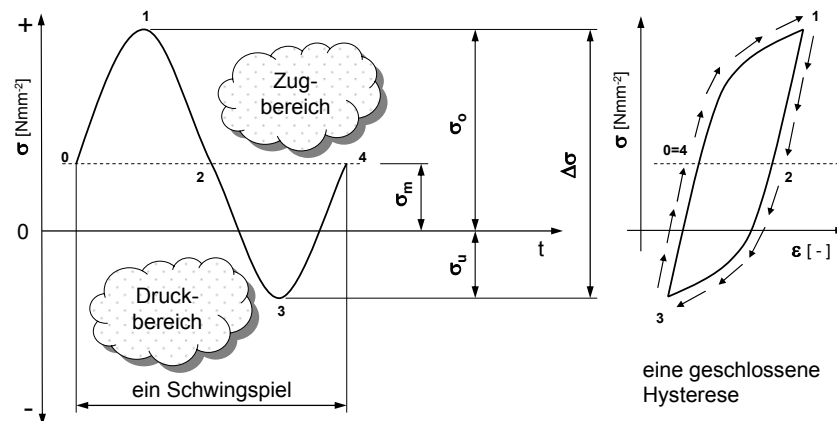


Abbildung 2-2: Beanspruchungskennwerte im Wöhlerversuch

### 2.3. Wöhler- und Lebensdauerlinien

Wöhlerlinien stellen die Grundcharakteristik des Ermüdungsverhaltens von zyklisch beanspruchten Werkstoffen dar. Der Name des Versuchs, bei dem die Wöhlerlinie aufgenommen wird, geht auf den deutschen Ingenieur August Wöhler [5] zurück. Bei der Aufnahme von Wöhlerlinien wird eine Standardprobe (bzw. ein Bauteil) bei konstanter Mittelspannung (in der Regel  $R=0$  bzw.  $R=1$ ) und bei konstanter Spannungsamplitude (Lastniveau) zyklisch beansprucht. Nach einer bestimmten Zahl von Lastwechseln versagt der Probekörper und die Lastwechselzahl wird aufgenommen. Dies geschieht auf unterschiedlichen Lastniveaus. Beim Versuch stellt sich heraus, dass es zwischen der Belastung und ertragenen Schwingspielzahl folgenden Zusammenhang [7, 16] gibt:

$$\Delta\sigma = \Delta\sigma_D \left( \frac{N_D}{N} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad (2-3)$$

wobei  $\Delta\sigma$  die aufgebrachte Spannungsschwingbreite,  $N$  die entsprechende Lastwechselzahl und  $k$  der Anstieg der Wöhlerlinien sind. Die Lastwechselzahl am Übergang zur Dauerfestigkeit  $N_D$  entspricht einem Spannungsniveau, unter dem das Versagen des Probekörpers nicht mehr auftritt (s. Abbildung 2-3).

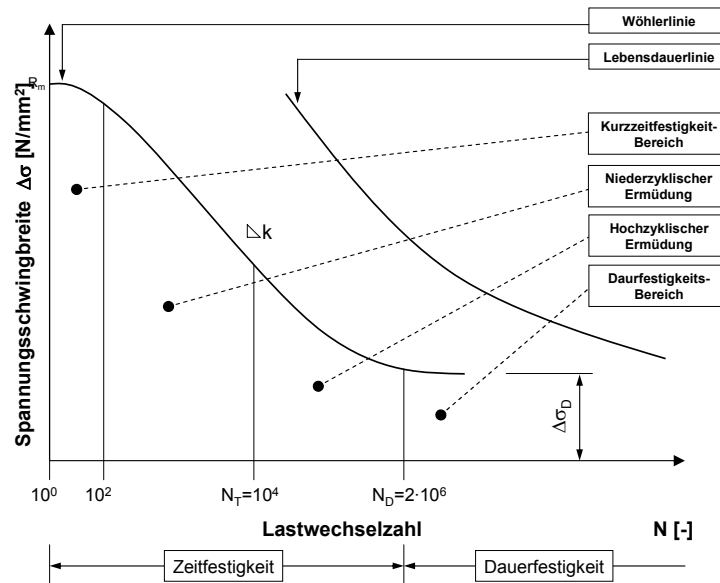


Abbildung 2-3: Wöhler- und Lebensdauerlinie – Grundlagen

Die Lastwechselzahlachse lässt sich in vier verschiedene Bereiche einteilen. Im ersten Bereich der Kurzzeitfestigkeit mit Lastwechselzahlen in der Größenordnung von  $10^2$  treten komplexe Vorgänge wie fortschreitende plastische Deformationen (Ratcheting) auf. Im Bereich von etwa  $10^2$  bis  $10^4$  Lastwechseln bewegt man sich im Bereich niederzyklischer Ermüdung, wobei große plastische Deformationen dominant sind. Der Bereich von  $10^4$  bis zu  $2 \cdot 10^6$  Lastwechselzahlen wird als hochzyklische Ermüdung bezeichnet. Hier ist hauptsächlich mit elastischen Deformationen zu rechnen. Es folgt der Dauerfestigkeitsbereich, wo die Beanspruchung schon so gering ist, dass die Integrität des Probekörpers eingehalten wird.

Die von der statischen Festigkeit abhängige Werkstoff-Dauerfestigkeit  $\sigma_D$  stellt bei der Lebensdauervorhersage den grundlegenden Werkstoffkennwert dar. Nach [z.B.4,14,17] gilt:

$$\sigma_D \approx 0,45 \cdot R_m \quad (2-4)$$

Im Betrieb wird das Bauteil in der Regel nicht mit einer konstanten Schwingbreite beansprucht, sondern mit einer variablen Betriebsbelastung, die sich bei der Berechnung in der Regel mit einer vereinfachten Form (Belastungskollektiv) simulieren lässt [18]. Prinzipiell ist auch eine schwingspielweise Berechnung möglich, was die Berücksichtigung von so genannten Reihenfolgeeffekten ermöglicht (wird in Kapitel 3 eingehend diskutiert).

Auf diese Weise entstehen so genannte Lebensdauerlinien, in der Literatur [z.B. 7] auch Gaßnerlinien genannt (s. Abbildung 2-3), die das Ermüdungsverhalten während des Betriebs widerspiegeln. Um die Lebensdauerlinie berechnen zu können, muss eine Schadensakkumulationshypothese zur Verfügung stehen. Auch auf die Problematik der Schadensakkumulation wird später im Kapitel 6 ausführlich eingegangen.

Da bei den Wöhler-Versuchen eine relativ große Streuung auftritt, sollten für jede Lastschwingbreite mindestens sechs Probekörper getestet und die Ergebnisse hinsichtlich der statistischen Verteilung ausgewertet werden. Das Ergebnis stellt eine Wöhlerlinie mit der Überlebenswahrscheinlichkeit  $P_U=50\%$  dar, wobei eine andere Überlebenswahrscheinlichkeit anhand der verfügbaren statistischen Kennwerte problemlos z.B. nach [18] zu berechnen ist. Die Überlebenswahrscheinlichkeit ergänzt zum Wert 1 ist die so genannte Ausfallwahrscheinlichkeit  $P_A$ :

$$P_U = 1 - P_A \quad (2-5)$$

Bei der Aufnahme von Wöhler- bzw. Lebensdauerlinien kann anstatt des Probenbruchs auch ein anderes Versagenskriterium gewählt werden, z.B. ein Anriss bestimmte Länge. Dabei bietet sich durch die schon einmal erwähnten Vorteile der technische Anriss mit 0,5 mm Länge und 0,25 mm Tiefe an. Überall dort, wo durch das Bruchversagen Menschen gefährdet sind, oder wo große Umweltschäden entstehen können, ist das Versagenskriterium technischer Anriss zu bevorzugen.

#### **2.4. Kerbwirkung**

Es ist bekannt, dass 80-90% von durch Bruchversagen verursachten Unfällen auf Werkstoffermüdung zurückzuführen ist. Bei Beurteilung dieser Schadensfälle stellte sich heraus, dass in fast 100% der Fälle die zum Versagen führende Werkstoffermüdung im Kerbgrund entstanden ist [11].

In der Regel ist die örtliche Beanspruchungserhöhung im Kerbgrund für die statische Tragfähigkeit der Konstruktion eher unerheblich, jedoch für die Ermüdungsfestigkeit von ausschlaggebender Bedeutung. Die wechselnden elastisch-plastischen Vorgänge im Werkstoff führen zu Risseinleitung und -fortschritt, wobei die Kerbform eine maßgebende Rolle spielt. Scharfe, tiefe Kerben mit aufgeprägter Spannungserhöhung wirken stark schwingfestigkeitsmindernd, dies jedoch nicht in dem Maße, das die Spannungserhöhung ausweist. Die bei Dauerfestigkeit auftretende, weitgehend elastische Mikrostützwirkung kann aus der Kristallitstruktur und der Fehlstellenpopulation erklärt werden, die bei Zeit- und Kurzeitschwingfestigkeit wesentliche elastisch-plastische Makrostützwirkung beruht dagegen auf dem Kerbspannungsabbau durch lokales Fließen [5].

In Abbildung 2-4 nach [19] wird ein Übersicht von möglichen Kerbarten gegeben. Makrokerben sind im Allgemeinen einer Strukturanalyse zugänglich. Mikrokerben werden meist global als Einflussfaktoren berücksichtigt.

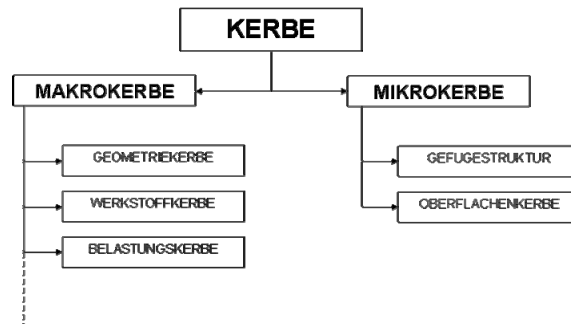


Abbildung 2-4: Kerbarten

Bei geschweißten Verbindungen sind sowohl Makrokerben (Geometriekerbe oder Werkstoffkerbe) als auch Mikrokerben (inhomogene Gefügestruktur bzw. durch Fertigung entstandene Oberflächenkerbe) vertreten.

Für eine vollständige Beurteilung des Kerbeeinflusses auf die Bauteillebensdauer wird neben der Kerbformzahl auch die so genannte Kerbwirkungszahl benötigt. Die Kerbformzahl  $K_t$  (manchmal auch als Kerbfaktor bezeichnet) stellt das Verhältnis von Kerbspannungshöchstwert  $\sigma_{K_{\max}}$  zur Nennspannung  $\sigma_n$  dar:

$$K_t = \frac{\sigma_{K_{\max}}}{\sigma_n} \quad (2-6)$$

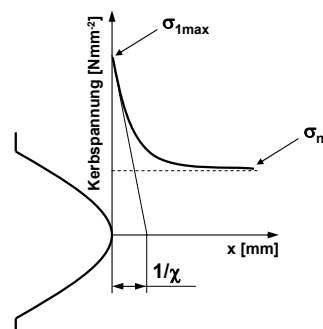
Die Kerbwirkungszahl  $K_f$  beschreibt die Auswirkung der Kerbspannung auf die Ermüdungsfestigkeit. Weit verbreitet ist der Ansatz nach [20, 21]:

$$K_f = \frac{K_t}{n_{st}} \quad (2-7)$$

Die Stützziffer  $n_{st}$  hängt von der Werkstoffart, der Werkstofffestigkeit sowie vom Spannungsgradienten  $\chi$  am Ort der maximalen Kerbspannungen ab. Je schärfer der Kerbradius, desto größer ist der Spannungsgradient und desto kleiner die Kerbempfindlichkeit.

Für die Ermittlung von Spannungsgradienten muss die Spannungsverteilung im Kerbbereich berechnet werden. Dies geschieht in der Regel mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode bzw. Boundary-Elemente-Methode.

Der Spannungsgradient  $\chi$  wird nach [z.B. 5] als:



$$\chi = \frac{1}{\sigma_{1\max}} \frac{d\sigma_1}{dx} \quad (2-8)$$

definiert, wobei  $\sigma_{1\max}$  die maximale erste Hauptspannung darstellt. Anhand der berechneten Spannungsgefälle wird die Stützziffer aus Diagrammen in der Literatur (z. B. [22]) entnommen.

Die Kerbwirkungszahl ist bei scharfen Kerben von großer Bedeutung. Bei scharf gekerbten Bauteilen kann sich die Lebensdauervorhersage im hochzyklischen Bereich wesentlich unterscheiden. Wird in diesen Fällen nur die Kerbformzahl ( $K_f=1$ ) verwendet, führt das zu übermäßig konservativer Lebensdauerabschätzung. In der Praxis übersteigen die technischen Kerbwirkungszahlen den Wert  $K_f=6$  nur selten [5]. Für unterschiedliche Werkstoffe gilt, dass höherfeste Stähle kerbempfindlicher als niedrigfeste Stähle sind.

## 2.5. Einflussgrößen

Bei der Lebensdauervorhersage von geschweißten und ungeschweißten Bauteilen ist mit Einflussgrößen wie z.B. der Bauteilgröße oder der Oberfläche zu rechnen, die sich bei der Herstellung oder im Betrieb des Bauteils auf die Risseinleitung und –ausbreitung beschleunigend bzw. bremsend auswirken.

### 2.5.1. Einfluss der Bauteilgröße

Zulässige Spannungen für schwingbeanspruchte Schweißverbindungen, die in Normen, Vorschriften und verschiedenen Empfehlungen zu finden sind, beruhen nahezu ausnahmslos auf Versuchsergebnissen für relativ kleine Versuchskörper mit Querschnitten in der Größenordnung von 10 bis 20 mm [23]. Es gilt als nachgewiesen, dass sich mit zunehmender Probengröße die Wahrscheinlichkeit des Versagens erhöht. Das kann damit erklärt werden, dass es in größeren Volumina wahrscheinlich mehr Fehlstellen gibt, von denen ein potenzieller Riss ausgehen kann.

Bei der Berechnung des Bauteilgrößeneinflusses werden daher zwei Volumina (des Bauteils und der Referenzprobe) miteinander verglichen und anhand der statistischen Auswertung entsprechende Einflussfaktoren berechnet. Da sich der potenzielle Versagensort im hoch beanspruchten Volumen (z.B.  $\geq 90\% \cdot \sigma_{\max}$ ) befindet, wird die Auswertung nur auf dieses Volumen beschränkt. Die beschriebene Vorgehensweise ist in der Literatur [z.B. 24, 25, 26] ausführlich dokumentiert worden.



### 2.5.2. Oberflächeneinfluss - Rauigkeit

Im Gegensatz zu geschliffenen und polierten Standardproben entstehen an der Oberfläche des Bauteils durch den Fertigungsprozess winzige Kerben, die zur Rissentstehung führen können. Das hat eine Absenkung der Werkstoffdauerfestigkeit zur Folge, die durch den so genannten Abminderungsfaktor korrigiert wird.

Für die Abschätzung des Abminderungsfaktors stehen empirische Näherungsformeln zur Verfügung. Beispielsweise wird im AD-Merkblatt S2 [31] die Gleichung

$$F_o = 1 - 0,056 \cdot (\ln R_z)^{0,64} \cdot \ln R_m + 0,289 \cdot (\ln R_z)^{0,53} \quad (2-9)$$

verwendet.

Die Näherungsformel ist von der Zugfestigkeit  $R_m$  und der Rauhtiefe  $R_z$  abhängig. Sie ist für den Bereich der Dauerfestigkeit experimentell abgesichert worden. Für den Zeitfestigkeitsbereich wird in [27, 31] eine Näherungsformel in Abhängigkeit von der Lastwechselzahl definiert:

$$f_o = F_o^{\frac{0,4343 \ln N - 2}{4,301}} \quad (2-10)$$

### 2.5.3. Temperatureinfluss

Die Werkstoffkennwerte wie die Zugfestigkeit, die Fließgrenze oder die Dauerfestigkeit, die in Normen für die Raumtemperatur angegeben werden, sind in Abhängigkeit von der Betriebstemperatur auf entsprechende Werte zu korrigieren. Diese Vorgehensweise wurde in einschlägigen Regelwerken implementiert. Beispielsweise wird im AD-Merkblatt S2 [31] der Temperaturkorrekturfaktor für ferritische und austenitische Stähle im Temperaturbereich von  $100^\circ \leq T^* \leq 600^\circ$  nach:

$$f_{T^*} = 1,03 - 1,5 \cdot 10^{-4} \cdot T^* - 1,5 \cdot 10^{-6} \cdot (T^*)^2 \quad (\text{Feritte}) \quad (2-11)$$

$$f_{T^*} = 1,043 - 4,3 \cdot 10^{-4} \cdot T^* \quad (\text{Austenite}) \quad (2-12)$$

$$T^* = 0,75 \cdot T_{\max} + 0,25 \cdot T_{\min} \quad (2-13)$$

berechnet. Dabei ist zu bemerken, dass bei höhern Temperaturen neben der Ermüdung auch die Kriechschädigung mitberücksichtigt werden muss. Für reine Ermüdung ist die obere Grenze unangemessenhoch festgelegt.

### 3. Konzepte des Ermüdungsfestigkeitsnachweises

Auf dem Gebiet der Ermüdungsfestigkeit haben sich in Laufe der Zeit diverse Konzepte zur Lebensdauervorhersage von ungeschweißten und geschweißten Bauteilen etabliert. Je nach erforderlichen Kennwerten, elastischen oder elastisch-plastischen Berechnungsverfahren, globalen oder lokalen Spannungsbetrachtungen, unterschiedlichen Schädigungsfaktoren und verwendeten Versagenskriterien werden die Konzepte in Abbildung 3-1 nach [13] eingeteilt.

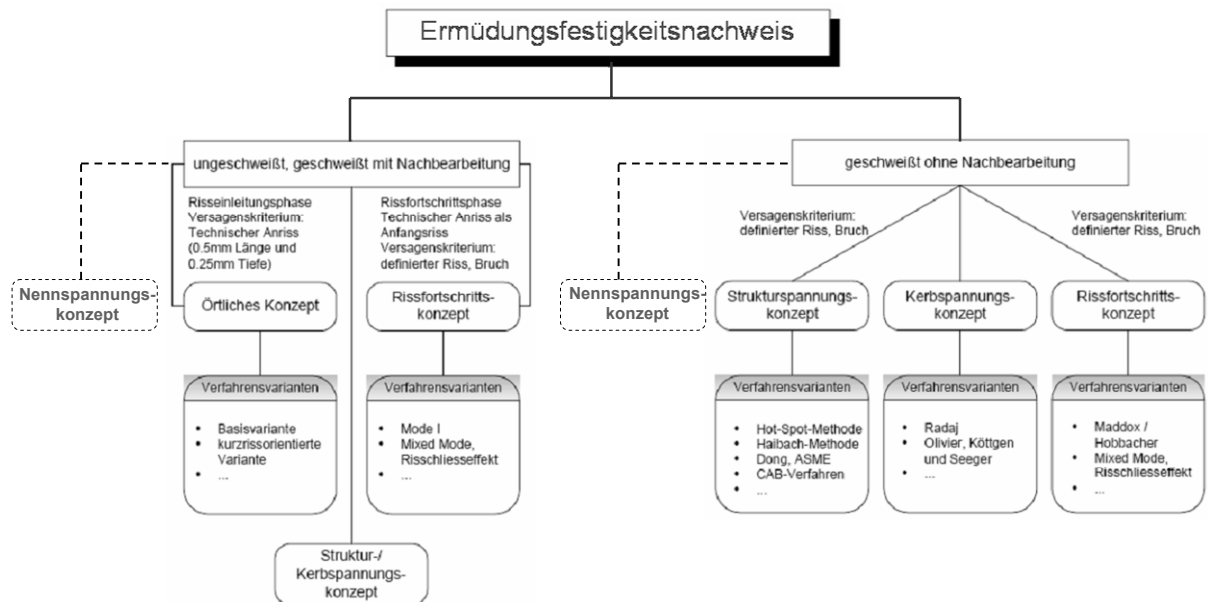


Abbildung 3-1: Konzepte des Ermüdungsfestigkeitsnachweises

Abgesehen von der rechnerischen Lebensdauervorhersage ist auch eine rein experimentelle Nachweisführung grundsätzlich möglich. Sie sieht jedoch vor, dass die Wöhler- bzw. Lebensdauerlinie an Originalbauteilen und unter Originalbelastungen aufzunehmen sind. Das hat den Vorteil, dass bauteilgebundene Einflussgrößen exakt berücksichtigt werden, dementsprechend ist die Lebensdauervorhersage sehr sicher. Dieser ideale Weg ist aber sehr aufwendig und daher in den meisten Fällen nicht möglich. Als optimales Vorgehen wird der Einsatz der rechnerischen Lebensdauervorhersage mit folgender experimenteller Verifizierung angesehen.

#### 3.1. Nennspannungskonzept

Das Nennspannungskonzept, das in der Vergangenheit große Verbreitung gefunden hat, geht von Bauteilwöhlerlinien aus, die entweder experimentell oder empirisch abgeschätzt werden. Die kennzeichnenden Beanspruchungen sind Nennspannungen. Sie sind in der Regel nach der elementaren Festigkeitslehre für Stabwerke und Balken definiert [8].

Ein Rückgriff auf Grundlagen und Methodik des Nennspannungskonzeptes [5, 7, 8] ist im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich, da die erforderlichen Bauteilwöhlerlinien der Druckbehälterkomponenten (bis auf wenige Standard- und Serienbauteile betreffende Ausnahme) nicht zur Verfügung stehen.

### 3.2. Strukturspannungskonzept

Das Strukturspannungskonzept berücksichtigt spannungserhöhende Effekte des konstruktiven Details, obwohl die Spannungsverteilung direkt am Kerb (z.B. am Schweißnahtübergang) nicht exakt erfasst wird. Es geht um einen Versuch, die Schwingfestigkeit mit einer örtlichen Beanspruchung zu korrelieren [28]. Die Strukturspannung in der Nähe der Schweißnahtverbindung ist abhängig von globalen Dimensions- und Belastungsparametern. Bei dem Strukturspannungskonzept wird linear-elastische Werkstoffverhalten angenommen. Die Strukturspannungsverfahren werden verwendet, wenn eine Nennspannung wegen komplizierter geometrischer Effekte nicht eindeutig definiert werden kann. Bei der Ermittlung von Strukturspannungen sind unterschiedliche Methoden einsetzbar. Experimentell können die Strukturspannungen durch die DMS-Messung in einem bestimmten Abstand vom Nahtübergang (z.B. 2mm [29]) festgestellt werden.

Bei der Berechnung von Strukturspannungen wird näherungsweise auf die so genannte "Hot Spot" Methode zurückgegriffen. Bei dieser Methode werden an kritischen Stellen (Hot Spots) in einem von der Plattendicke abhängigen Abstand zwei Referenzpunkte zur Spannungsermittlung gewählt (siehe Abbildung 3-2). Die auf diese Weise ermittelten Spannungswerte werden dann bis zum Schweißnahtübergang linear extrapoliert, wobei der Auswertung im Allgemeinen die erste Hauptspannung zugrunde liegt [30].

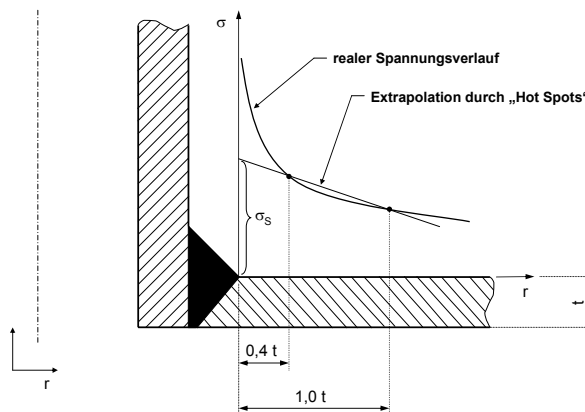


Abbildung 3-2: Strukturspannungsermittlung nach der Hot Spot Methode

Das Hot Spot Verfahren ist in Verbindung mit FEM sehr schnell umsetzbar, da keine detaillierte Modellierung erforderlich ist. Durch diesen Vorteil ist das Verfahren sehr beliebt und wurde in einschlägigen Regelwerken [z.B. 30, 31, 32] implementiert. Andererseits sind mit dem Verfahren auch einige Nachteile verbunden, die sich nach [33] zusammenfassen lassen:

- Unsicherheiten bei der Ermittlung der Strukturspannungen (Elementtyp, Abbildung des Schweißnahtbereichs, Netzdichte etc.),
- ungenügende Erfassung von Steifigkeitsunterschieden, die aus Bauteilverbindungen mit unterschiedlichen Wanddicken und dem Einfluss der Schweißnahtdicke bei Nutzung von Schalenmodellen resultieren,
- keine sichere Vorhersage des Versagensortes,
- Festlegung geeigneter Bauteilwöhlerlinien in konzeptioneller Konformität zur Beanspruchungsermittlung.

Hierbei ist zur modelltechnischen Umsetzung zu bemerken, dass der Einsatz von quadratischen Volumenelementen bei der FE-Analyse dringend empfohlen wird, da die Verwendung von Schalenmodellen zu erheblichen Ungenauigkeiten bei der Strukturspannungsermittlung führt [34, 35].

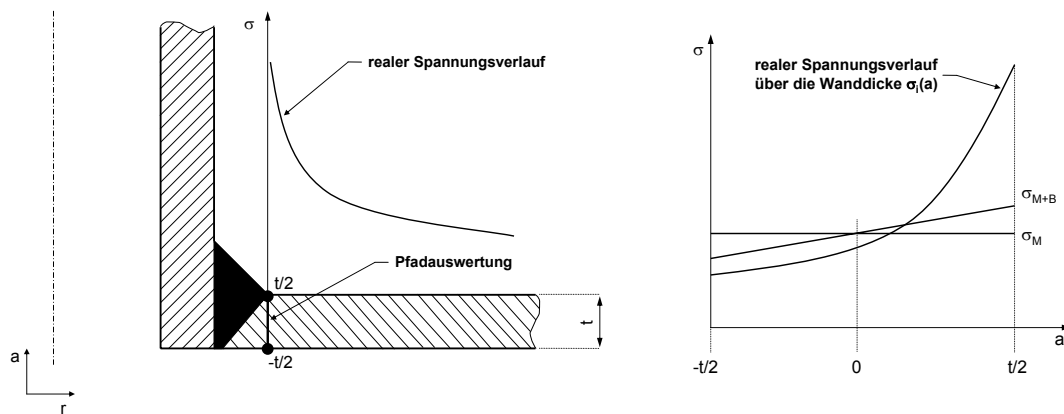


Abbildung 3-3: Spannunglinearisierung mittels Pfadauswertung

Alternativ zur Hot Spot Methode kann die Strukturspannung durch Linearisierung mittels Pfadauswertung nach [36] berechnet werden (s. Abbildung 3-3).

Die Linearisierung erfolgt für alle Spannungskomponenten, dann werden Vergleichs- bzw. Hauptspannungen berechnet. Der Einsatz dieses Verfahrens kann unter anderem die Schwierigkeiten bei der Trennung von Kerb- und Strukturspannungen verhindern, wie das

häufig beim Hot Spot Konzept der Fall ist. Das Verfahren ist schnell einsetzbar, da es in den üblichen auf FEM basierten kommerziellen Softwareprodukten umgesetzt wurde.

Eine weitere Möglichkeit zur Strukturspannungsermittlung stellt einen gewissen Übergang zwischen Struktur- und Kerbspannungskonzept nach [33] dar. In diesem Konzept werden für die Erstellung des FE-Modells grundsätzlich Solidelemente eingesetzt, wodurch die Erfassung von Steifigkeitsunterschieden und der Nahtdicke gewährleistet wird. Die geometrische Eliminierung der Kerbspannungen erfolgt durch Nahtausrundung gemäß Abbildung 3-4. Die Strukturspannung wird dann direkt an den Nahtübergängen ermittelt.

Das Konzept an sich sieht vor, dass eine konzeptkonforme angepasste Bauteilwöhlerlinie auf der Basis des Kerbspannungskonzeptes nach [37] vorliegt. Dieses Konzept kann nur dann verwendet werden, wenn ein konstantes Verhältnis (innerhalb eines vertretbaren Streubandes von z.B. 15%) von Struktur- und Kerbspannung nachgewiesen werden kann.

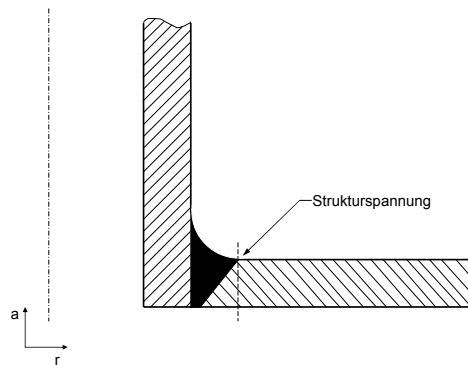


Abbildung 3-4: Nahtausrundung zur Bestimmung der Strukturspannung

Strukturspannungskonzepte sind durch die Bereitstellung von Wöhlerlinien für gesamte Baugruppen gekennzeichnet. Im Rahmen des Strukturspannungskonzeptes wurden Bauteilwöhlerlinien für oft vorkommende Bauteilgruppe bereitgestellt, z.B. in [30, 31], wobei sie noch je nach Schweißnahtfertigung und gegebener Belastung in so genannte FAT-Klassen unterteilt werden. Das stahlbautypische Strukturspannungskonzept wurde für die Bedürfnisse der Druckbehältertechnik in [31] angepasst (Wöhlerliniekategorie K0, K1, K2, K3 – s. Abbildung 3-6). Die zulässigen Schwingspielzahlen bzw. Strukturspannungen werden im Zeitfestigkeitsbereich nach der Gleichung:

$$N = \frac{C}{\Delta\sigma^k} \quad \text{bzw.} \quad \Delta\sigma = \left(\frac{C}{N}\right)^{\frac{1}{k}}, \quad (3-1)$$

berechnet, wobei  $\Delta\sigma$  die Strukturspannungsschwingbreite und N die entsprechende Schwingspielzahl bedeutet. k ist der Bauteilwöhlerlinienanstieg (für nicht nachbearbeitete

Schweißnähte gilt  $k=3$ ). Die Konstanten  $C$  sind für jede Bauteilwöhlerlinie in [31] tabelliert oder werden anhand der jeweiligen Dauerfestigkeitswerte berechnet:

$$C = 5 \cdot 10^6 \cdot \Delta \sigma_D^k \quad (3-2)$$

Das Strukturspannungskonzept führt durch seine Praxisorientierung relativ schnell zum Ziel. Allerdings stößt man im Fall einer geometrischen Abweichung von katalogisierter Form oder bei komplexen Belastungszuständen (z.B. bei nicht proportionaler Belastung) schnell an seine Grenzen.

### 3.3. Kerbspannungskonzept

Beim Kerbspannungskonzept [z.B. 5, 7, 8, 30, 37, 38], das ursprünglich als ein auf ungeschweißte und geschweißte Bauteile anwendbares Dauerfestigkeitskonzept konzipiert wurde, wird dominant elastisches Werkstoffverhalten angenommen. Der Grundgedanke des Konzepts besteht darin, die für den versagenskritischen Ort des Bauteils berechneten Spannungen den örtlich ertragbaren Spannungen gegenüberzustellen. Die Berechnung von Kerbspannungen wird mit Hilfe von elastischer FEM bzw. BEM vorgenommen. Nach [30] werden reale Kerben im Model durch so genannte fiktive Kerben mit dem Radius gleich 1 mm ersetzt (s. Abbildung 3-5). Dadurch wird die Lebensdauervorhersage im Sinne eines "Worst-Case" Konzeptes realisiert, wobei grundsätzlich empfohlen wird, den Einfluss der Stützwirkung (s. Kapitel 2.4) zu berücksichtigen. Die Methode kann für die Dauer- und Zeitfestigkeit eingesetzt werden [5].

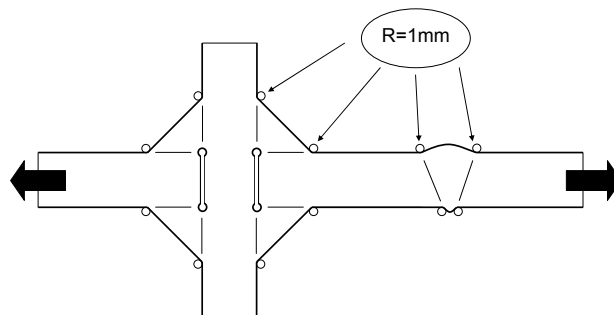


Abbildung 3-5: Ersatzradius im Kerbspannungskonzept

Für die Lebensdauervorhersage wird eine allgemeine, von der Bauteilform unabhängige Wöhlerlinie für eine minimale Überlebenswahrscheinlichkeit von 95% verwendet, die in den Richtlinien [z.B. 31] als FAT225 nach [37] gekennzeichnet ist (siehe Abbildung 3-6). Als Versagenskriterium gilt wie bei den Nenn- bzw. Strukturspannungskonzepten der Bruch des Bauteils, was den Anforderungen an eine Safe-Life Strategie bei der Auslegung von Druckbehälterkomponenten zunächst nicht entspricht [10]. Das Kerbspannungskonzept ist

im niederzyklischen Bereich ( $N \leq 10^4$ ) nicht gültig. Das bedeutet aus der Sicht des Druckbehälterbaus einige Beschränkungen, da die Druckbehälterkomponenten gerade in diesem Bereich oft beansprucht werden. Das Konzept ist zudem wegen des Einsatzes des Ersatzradius auf Blechdicken  $t \geq 5$  mm beschränkt.

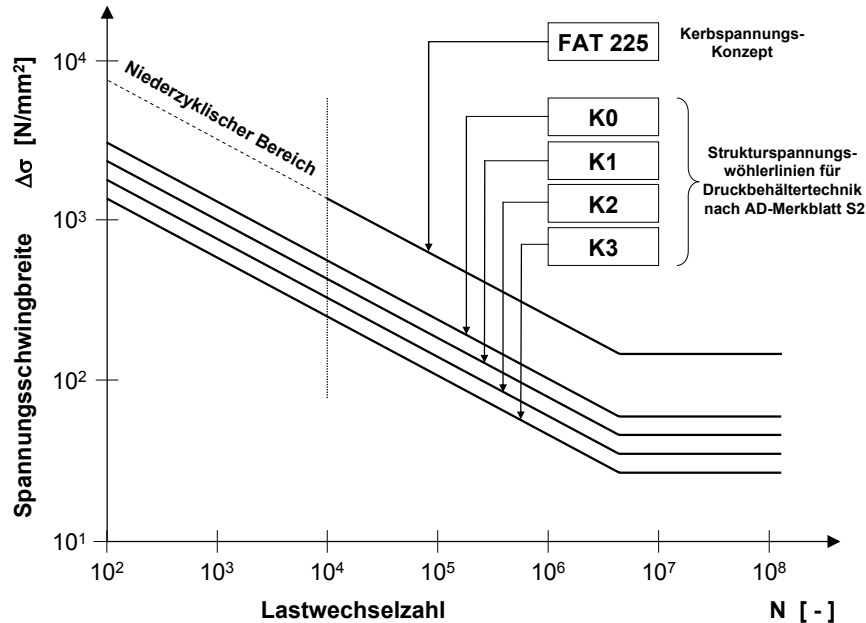


Abbildung 3-6: Wöhlerlinien für Struktur- und Kerbspannungskonzepte

Im Rahmen des Kerbspannungskonzepts sollte bei der Vorbereitung des FE-Modells die besondere Aufmerksamkeit dem Einfluss der Diskretisierung des Kerbbereiches gewidmet werden. Dabei muss gewährleistet sein, dass die Vernetzung in diesem Bereich genügend verfeinert wird. Dies kann durch eine Parameterstudie überprüft werden. Dabei gilt die Regel, dass mit zunehmender Verfeinerung der Vernetzung die numerische Lösung zu einem exakten Wert hin konvergiert. Da das FE-Netz nicht unendlich fein ausgeführt werden kann, muss man oft einen Kompromiss zwischen der Berechnungszeit und –präzision eingehen. Allgemein wird eine Vernetzung als optimal erst dann bewertet, wenn sich die berechnete Spannung bei einer weiteren Netzverfeinerung nicht um mehr als 0,5% ändert. Einige weitere Empfehlungen zur Modellierungsstrategie können aus der Literatur [z.B. 39, 40] entnommen werden.

Das Kerbspannungskonzept eignet sich bevorzugt zur Berechnung von nicht nachbearbeiteten Schweißnähten im hochzyklischen und Dauerfestigkeitsbereich, für die Lebensdauerabschätzung im niederzyklischen Bereich ist das Konzept nicht geeignet, da elastisch-plastisches Werkstoffverhalten, das diesen Bereich kennzeichnet, keine Berücksichtigung findet.

### 3.4. Örtliches Konzept

Beim Örtlichen Konzept (in der Literatur häufig auch als Kerbgrundkonzept bezeichnet) [z. B. 8, 41, 42, 43] wird die durch die örtliche Spannungs- Dehnungsfließkurve repräsentierte Bauteilbeanspruchung der an einer ungekerbten und polierten Standardprobe ermittelten zulässigen Werkstoffbeanspruchbarkeit gegenübergestellt, wobei elastisch-plastisches Werkstoffverhalten angenommen wird. Als Grundvoraussetzung für das Verfahren wird die Übertragbarkeit der Werkstoffdaten auf das Bauteil vorausgesetzt [10]. Das Konzept sieht vor, dass die Spannungs-Dehnungsverteilung im Kerbbereich als Eingabedaten zur Verfügung steht. Das macht ihre Berechnung durch eine detaillierte FE- oder BE-Analyse des Kerbbereichs erforderlich, da in der Regel keine analytische Lösung für gegebenen Kerbformen vorliegt.

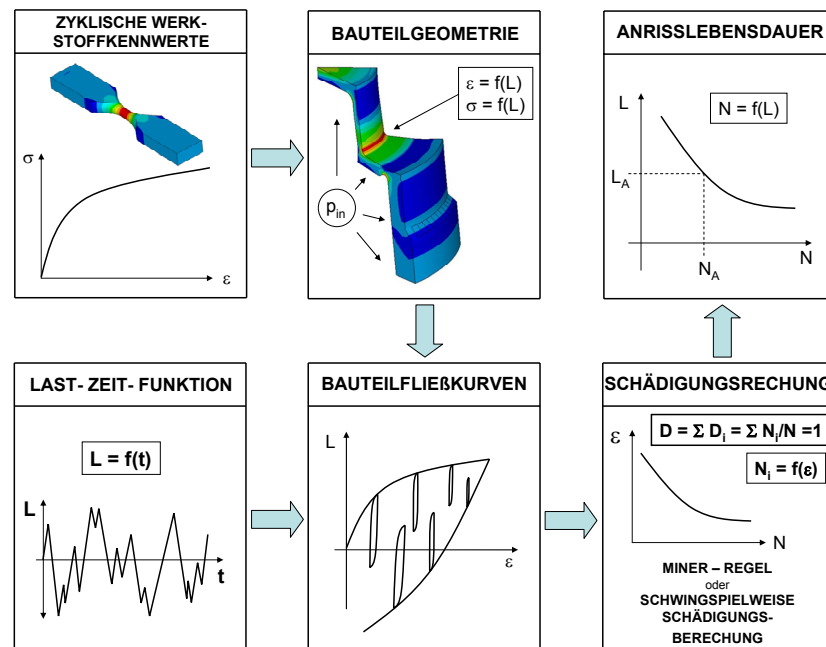


Abbildung 3-7: Örtliches Konzept

Das Örtliche Konzept besteht aus mehreren Moduln (s. Abbildung 3-7 ), die voneinander unabhängig sind. Dadurch wird eine kontinuierliche Aktualisierung von einzelnen Moduln angesichts neuer Forschungserkenntnisse ermöglicht. Im Konzept werden meistens folgende, in der Literatur [z.B. 44, 45, 46, 47] beschriebene Module verwendet:

- Modul: Werkstoffkennwerte
- Modul: Bauteilgeometrie
- Modul: Last-Zeit Funktion
- Modul: Bauteilfließkurve
- Modul: Schädigungsrechnung



Im Örtlichen Konzept gilt als Versagenskriterium der technische Anriss. Das Örtliche Konzept ist wesentlich aufwendiger bezüglich der Beschaffung aller erforderlichen Eingabedaten als die vorher vorgestellten Konzepte, bietet dafür aber eine sehr detaillierte Analyse des Versagensorts und dadurch eine Möglichkeit, das Bauteil in Richtung Beanspruchungsminderung zu optimieren bzw. Vergleichsanalysen für mehrere Varianten im Designstadium durchzuführen.

### Modul Werkstoffkennwerte

Im Rahmen des Örtlichen Konzepts wird stabilisiertes zyklisches Spannungs-Dehnungswerkstoffverhalten angenommen. Werden metallische Werkstoffe schwingbeansprucht, ändert sich, ausgehend von der statischen  $\sigma$ - $\varepsilon$  Kurve, das Spannungs-Dehnungsverhalten, bis sich nach etwa 5 bis 10% der Lebensdauer bei den meisten metallischen Werkstoffen ein quasi-stabilisierter Zustand eingestellt hat [8]. Die zyklischen Spannungs-Dehnungskurven lassen sich näherungsweise mit der Ramberg-Osgood-Beziehung [48] beschreiben:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{a,p} = \frac{\sigma_a}{E} + \left( \frac{\sigma_a}{K'} \right)^{1/n'} \quad (3-3)$$

wobei  $\sigma_a$  die Spannungsamplitude und  $\varepsilon_a$  die gesamte Dehnungsamplitude ist. Die gesamte Dehnungsamplitude besteht aus einem elastischen  $\varepsilon_{a,e}$  und plastischen  $\varepsilon_{a,p}$  Anteil. Der zyklischen Verfestigungskoeffizient  $K'$ , der zyklischen Verfestigungsexponent  $n'$  und der Elastizitätsmodul sind Werkstoffkennwerte, die experimentell ermittelt werden müssen.

Um die benötigten Werkstoffkennwerte experimentell zu gewinnen, wird in der Regel der so genannte Incremental-Step-Test nach [49] eingesetzt. Der Incremental-Step-Test wird an ungekerbten polierten Standardproben durchgeführt. Der Einfluss der realen Bauteiloberfläche wird durch einen Korrekturfaktor in die Berechnung einbezogen.

Durch zyklische Belastung nach Abbildung 3-8 bilden sich Hysteresen, die sich erfahrungsgemäß etwa nach 2 bis 3 Blöcken stabilisieren. Durch die Umkehrpunkte der stabilisierten Hystereseschleifen lässt sich dann die stabilisierte zyklische Spannungs-Dehnungskurve zeichnen. Die erforderlichen Werkstoffkonstanten werden mit Hilfe einer Regressionsrechnung aus einem schon stabilisierten Block gewonnen.

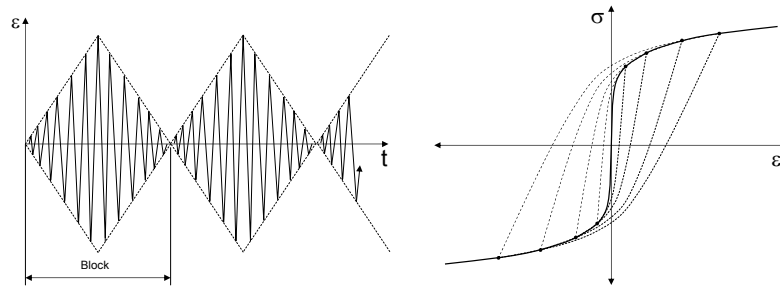


Abbildung 3-8: Incremental-Step-Test und zyklische Spannungs-Dehnungskurve

Die zyklische Spannungs-Dehnungskurve wird bei der FE-Analyse als eine Beschreibung des Werkstoffsverhaltens eingegeben und hat dadurch einen maßgebenden Einfluss auf die berechneten Ergebnisse.

Für die Schädigungsrechnung wird weiterhin die Dehnungswöhlerlinie benötigt, die sich nach der Beziehung von Manson, Coffin und Morrow [50, 51, 52] beschreiben lässt:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{a,p} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b + \varepsilon'_f (2N)^c \quad \text{für } N \leq N_D \quad (3-4)$$

Die totale Dehnungsamplitude lässt sich ähnlich wie in der Gleichung (3-3) in den elastischen und plastischen Anteil zerlegen, wobei  $N$  die ertragbare Schwingspielzahl bis zum Anriss und  $N_D$  die werkstoffabhängige Schwingspielzahl an der Dauerfestigkeitsgrenze darstellt. Die werkstoffabhängigen Konstanten  $\sigma'_f$ ,  $\varepsilon'_f$ ,  $b$  und  $c$  sind aus dehnungskontrollierten Versuchen zu gewinnen.

Mit Hilfe des Incremental-Step-Test lässt sich die komplette Werkstoffwöhlerlinie nur mit einem Probestab schnell abschätzen, was aufwendige Versuche bezüglich Zeit und Material erspart [53]. In der Literatur [14 und 15] sind zahlreiche auf diese Weise ermittelte zyklische Werkstoffkennwerte für unterschiedliche Werkstoffe bereitgestellt worden.

Im Fall, dass keine experimentellen Ergebnisse vorliegen, bietet sich eine lukrative Möglichkeit an, die erforderliche Werkstoffwöhlerlinie und die zyklische Spannungs-Dehnungskennlinie auf der Basis des Uniform Material Law (UML) nach Bäumel und Seeger [15] abzuschätzen (s. Tabelle 3-1). Das UML stützt sich auf eine große Zahl von Versuchsergebnissen (1500 Einzelversuche) und kann dadurch als statistisch abgesichert betrachtet werden. Für die auf diese Weise abgeschätzte Werkstoffwöhlerlinien wird als Versagenskriterium der technische Anriss angesehen, was den Anforderungen einer sicheren Auslegungsstrategie bei Druckbehälterkomponenten entspricht. Als zusätzliche Eingabedaten sind nur die statische Zugfestigkeit und der Elastizitätsmodul erforderlich.

<b>UNIFORM MATERIAL LAW (UML)</b>		
$\varepsilon_a = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{a,p} = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{1/n'}$		
$\varepsilon_a = \varepsilon_{a,e} + \varepsilon_{a,p} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N)^b + \varepsilon'_f (2N)^c \quad \text{für } N \leq N_D$		
	Für unlegierte und niedriglegierte Stähle	Für Aluminium- und Titanlegierungen
$\sigma'_f$	$1,50 \cdot R_m$	$1,67 \cdot R_m$
$b$	$-0,087$	$-0,095$
$\varepsilon'_f$	$0,59 \cdot \psi$	$0,35$
$c$	$-0,58$	$-0,69$
$\sigma_D$	$0,45 \cdot R_m$	$0,42 \cdot R_m$
$\varepsilon_D$	$0,45 \cdot R_m/E + 1,95 \cdot 10^{-4} \cdot \psi$	$0,42 \cdot R_m/E$
$N_D$	$5 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^6$
$K'$	$1,65 \cdot R_m$	$1,61 \cdot R_m$
$n'$	$0,15$	$0,11$
$\psi = 1,0$		für $R_m/E \leq 3 \cdot 10^{-3}$
$\psi = (1,375 - 125,0 \cdot R_m/E) \geq 0$		für $R_m/E > 3 \cdot 10^{-3}$

Tabelle 3-1: Uniform Material Law nach Bäumel und Seeger [15]

### Modul Bauteilgeometrie

Das Modul Bauteilgeometrie beinhaltet alle relevanten geometrischen Daten des Bauteils. In der Regel geht es um ein parametrisiertes 3D-Solid-Modell. Das Modell wird entweder in einem CAD Programm (heute immer mehr bevorzugt) oder direkt im Preprozessor der jeweiligen FE-Software erstellt. Es folgen Elementauswahl und Diskretisierung des Modells. Insbesondere der Modellierung von potenziellen Versagensorten soll spezielle Aufmerksamkeit gewidmet werden, um sicher zu stellen, dass die berechneten Ergebnisse Realitätsnähe zeigen.

Trotz aller Fortschritte und Steigerung von Rechnerleistung sind die elastisch-plastischen FE-Analysen besonders für komplexe Geometrien zeitlich sehr aufwendig. In der Vergangenheit sind auf analytischem Weg Näherungsformeln abgeleitet worden, mit denen die Berechnung von elastisch-plastischen Bauteilfließkurven ermöglicht wurde. Z.B. hat Neuber für scharfe Kerben unter Schubbeanspruchung eine Näherungsformel abgeleitet [54], die über den eigentlichen Anwendungsfall hinaus verwendet wird. Sie besagt, dass das Produkt aus Spannungs- und Dehnungsformzahl gleich dem Quadrat der elastizitätstheoretischen Formzahl ist:

$$K_{t\sigma} \cdot K_{t\varepsilon} = K_t^2 \tag{3-5}$$

In aufgelöster Form ergibt dies:

$$\sigma \cdot \varepsilon \cdot E = (c \cdot L)^2 = \sigma_{el}^2, \quad (3-6)$$

wo

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + \left( \frac{\sigma}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} \quad (3-7)$$

die Beschreibung des Werkstoffgesetzes darstellt. In der Formel 3-6 ist  $c$  der elastische Lastübertragungsfaktor,  $L$  ist die Last,  $\sigma_{el}$  die elastische Kerbspannung,  $\sigma$  und  $\varepsilon$  sind die örtliche Spannung und Dehnung.

### Modul Last-Zeit Funktion

Der Modul Last-Zeit-Funktion beschreibt alle aufgebrauchten Lasten, die sich durch so genannte Lastübertragungsfaktoren als eine örtliche Beanspruchungserhöhung im Bauteil auswirken. Um den Lastübertragungsfaktor zu ermitteln, wird eine FE-Analyse benötigt, wobei die Belastung beim elastischen Werkstoffverhalten üblicherweise mit einer Einheitslast definiert wird. Unter der Annahme elastischen Werkstoffverhaltens bleibt der Lastübertragungsfaktor konstant:

$$c = \frac{\sigma_{\delta}}{L} = const. , \quad (3-8)$$

$$\sigma_{\delta} = c \cdot L \quad (3-9)$$

wobei  $\sigma_{\delta}$  die örtliche Spannung (meistens erste Hauptspannung) ist. Mit Hilfe des Lastübertragungsfaktors lassen sich dann die örtlichen Spannungswerte für erforderliche Lastniveaus schnell berechnen. Im Fall, dass die elastisch-plastische Spannungs-Dehnungsverteilung berechnet werden soll, wird für eine näherungsweise Berechnung die Näherungsformel nach Neuber (3-6) eingesetzt.

Wird von einem elastisch-plastischen Werkstoffverhalten ausgegangen, ist der Lastübertragungsfaktor von der Belastung abhängig und dadurch als alleiniger Belastungsparameter nicht geeignet. Stattdessen werden Spannungs- und Dehnungsfunktionen abgeleitet:

$$\sigma = f(L), \quad \varepsilon = f(L) \quad (3-10)$$

In diesem Fall ist es erforderlich, mehrere FE Analysen auf verschiedenen Lastniveaus durchzuführen, um die  $\sigma, \varepsilon$  - Funktionen durch Interpolation von berechneten diskreten  $\sigma, \varepsilon$  - Werten zu gewinnen. Der Vorteil dieser Vorgehensweise liegt darin, dass die  $\sigma, \varepsilon$  - Funktionen prinzipiell auch für komplexe variable Lastfolgen angewendet werden können,

wodurch eine schwingspielweise Berechnung der Bauteillebensdauer ermöglicht wird, was letztendlich eine Verbesserung der Vorhersagegenauigkeit durch die Berücksichtigung von Reihenfolgeeffekten bringen kann.

### Modul Bauteilfließkurve

Die Bauteilfließkurve stellt den Spannungs-Dehnungs-Pfad des am vermutlichen Versagensort liegenden Werkstoffelementes im Laufe der Betriebsbelastung eines Bauteils dar. Sie kann mit Hilfe von FE Analyse bzw.  $\sigma, \varepsilon$  - Funktionen (3-10) für beliebige Lastfolgen erstellt werden. Die Bauteilfließkurve kann entweder in  $L-\varepsilon$  oder in  $\sigma_{\delta} - \varepsilon$  Koordinaten aufgetragen werden, wobei aus der Sicht der Schadensbewertung der örtliche Spannungs-Dehnungspfad bevorzugt wird.

Mathematisch kann die Bauteilfließkurve in sehr ähnlicher Form wie die zyklische Spannungs-Dehnungskurve nach Ramberg und Osgood (3-3) beschrieben werden:

$$\varepsilon_{\delta} = \varepsilon_{\delta,e} + \varepsilon_{\delta,p} = \frac{\sigma_{\delta}}{A} + \left( \frac{\sigma_{\delta}}{B} \right)^{1/C} \quad (3-11)$$

wobei  $\sigma_{\delta}$ ,  $\varepsilon_{\delta}$  die örtliche Spannung bzw. Dehnung ist. Die werkstoff- und geometrieabhängigen Konstanten A, B, C lassen sich durch mehrparametrische Regression ermitteln. Mit Hilfe dieser Funktion ist man in der Lage, das Masing- und Memory-Verhalten [55] des Werkstoffes zu modellieren.

Bei dem Masing- und Memory-Verhalten (auch als Werkstoffgedächtnis bekannt, s. Abbildung 3-9) folgt der Spannungs-Dehnungs-Pfad bei Belastungsumkehr einer Kurve, die in Spannungen und Dehnungen der verdoppelten zyklischen  $\sigma-\varepsilon$ -Kurve entspricht. Dabei wird an jeden Umkehrpunkt ein neues  $\Delta\sigma-\Delta\varepsilon$ -Koordinatensystem gelegt [8], es gilt folgende Gleichung:

$$\Delta\varepsilon_{\delta} = \frac{\Delta\sigma_{\delta}}{A} + 2 \cdot \left( \frac{\Delta\sigma_{\delta}}{2B} \right)^{1/C} \quad (3-12)$$

Durch Masing- und Memory-Verhalten wird gewährleistet, dass sich bei wiederholter Beanspruchungsumkehr geschlossene Hysteresen bilden, welche dann als ein Schädigungsereignis eindeutig identifiziert werden können.

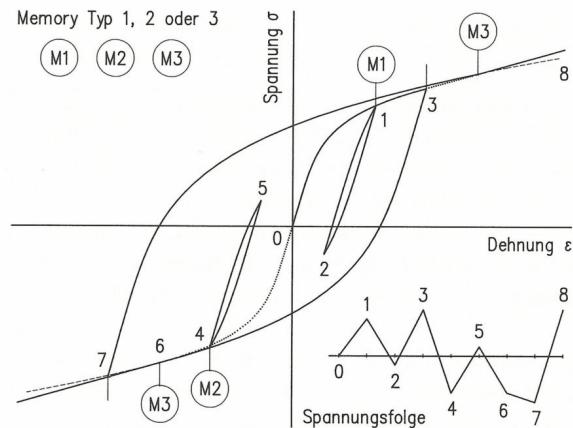


Abbildung 3-9: Masing- und Memory-Verhalten des Werkstoffs nach [7]

Für das Masing- und Memory-Verhalten gelten anhand der Abbildung 3-9 folgende Annahmen:

- Für die Erstbelastung gilt die örtliche Spannungs-Dehnungs-Kurve als Spannungs-Dehnungs-Pfad (Pfad 0-1).
- Nach dem Schließen einer Hystereseschleife, die auf der Erstbelastungskurve begonnen wurde (Pfad 1-2-1), verläuft der Spannungs-Dehnungs-Pfad weiter auf der Erstbelastungskurve (Pfad 1-3).
- Nach Schließen einer Hystereseschleife, die auf einem Schleifenast begonnen wurde (4-5-4), folgt der Spannungs-Dehnungs-Pfad dem ursprünglichen Schleifenast (Pfad 3-4-6).
- Ein auf der Erstbelastungskurve begonnener Hysterese-Schleifenast (Pfad 3-4-6) endet, wenn der Spiegelpunkt 6 seines Startpunktes 3 im gegenüberliegenden Quadranten erreicht ist; sodann setzt sich der Spannungs-Dehnungs-Pfad auf der Erstbelastungskurve fort (Pfad 6-7).

### Modul Schädigungsrechnung

Bei der Schädigungsrechnung wird davon ausgegangen, dass jede geschlossene Hysterese ein Schädigungsereignis darstellt. Im Modul Schädigungsrechnung werden alle einzelnen geschlossenen Hysteresen identifiziert und anschließend ihre Schädigungsanteile am gesamten Ermüdungsprozess bewertet. Durch Summation aller Schädigungsanteile (Schadensakkumulation) wird dann die entsprechende Lebensdauer berechnet. Die Schadensakkumulation kann entweder schwingenspielweise oder vereinfacht mit Hilfe von

Lastkollektiven berechnet werden. Auf weitere Aspekte der Schadensakkumulation wird in Kapitel 6 eingegangen.

Im Gegensatz zu den Versuchen an Standardproben (Werkstoffwöhlerlinien), treten bei den realen Bauteilen meistens von  $R=-1$  unterschiedliche Spannungs-Dehnungsverhältnisse auf, d.h. Mittelspannung  $\sigma_m \neq 0$ . Durch die Verschiebung der Mittelspannung wird die Lebensdauer wesentlich beeinflusst. Mit steigender Mittelspannung im Zugbereich sinkt die Lebensdauer und umgekehrt. Um den Mittelspannungseinfluss zu berücksichtigen, sind in der Vergangenheit mehrere Schädigungsparameter vorgeschlagen worden. Am gebräuchlichsten ist der so genannte  $P_{SWT}$ -Parameter nach Smith, Watson und Topper [56]:

$$P_{SWT,B} = \sqrt{\sigma_o \cdot \varepsilon_{a,t} \cdot E} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \cdot \varepsilon_{a,t} \cdot E} \quad (3-13)$$

wobei  $\sigma_o$  die örtliche Oberspannung und  $\varepsilon_{a,t}$  die totale örtliche Dehnungsamplitude ist. Die zugehörige mittelspannungsfreie  $P_{SWT}$ -Wöhlerlinie

$$P_{SWT,W}(N) = \sqrt{\sigma_f'^2 \cdot (2N)^{2b} + \sigma_f' \cdot \varepsilon_f' \cdot E \cdot (2N)^{b+c}} \quad (3-14)$$

mit den Mansons-Coffin-Koeffizienten nach [8], die eine zulässige Werkstoffbeanspruchbarkeit darstellt, ermöglicht es, für jede Hysterese den entsprechenden Schädigungsanteil  $D_i$  zu berechnen:

$$D_i = \frac{1}{N} \quad (3-15)$$

Um die Beanspruchung und die Beanspruchbarkeit klar zu trennen, wird bei den Gleichungen (3-13) und (3-14) zusätzlich Index B (für Bauteilbeanspruchung) und W (für Werkstoffbeanspruchbarkeit) hinzugefügt.

Alternativ kann die  $P_{SWT,W}$ -Wöhlerlinie in der Form nach Basquin [16] :

$$P_{SWT,W} = \left( \frac{C_W}{N_W} \right)^{1/k_W} \quad \text{für } P_{SWT,W} \geq P_{SWT,W,D} \quad (3-16)$$

beschrieben werden. In diesem Fall wird zuerst anhand der Werkstoffwöhlerlinie die  $P_{SWT,W}$ -Wöhlerlinie berechnet. Danach sind die werkstoffabhängigen Konstanten  $C_W$  und  $k_W$  aus einer Regressionsrechnung zu ermitteln. Die entsprechende Lastwechselzahl für das Bauteil lässt sich dann nach der folgenden Gleichung berechnen:

$$N_B = \frac{C_W}{(P_{SWT,B})^{k_W}} \quad (3-17)$$

wobei  $P_{SWT,B}$  aus der Gleichung (3-13) zu gewinnen ist.

Mit Hilfe des Schädigungsparameters wird für jedes einzelne Schädigungsereignis (ein Schwingspiel) ein entsprechender Anteil der Schädigungssumme nach (3-15) berechnet. Danach folgt eine Summation von allen Anteilen nach einer Schädigungshypothese wie z. B. der Miner-Regel [57, 58].

### **3.5. Bruchmechanische Konzepte**

Bruchmechanische Konzepte befassen sich bei der Lebensdauerberechnung im Gegensatz zu den vorher erläuterten Verfahren direkt und explizit mit dem Riss bzw. seiner Vergrößerung (als Rissfortschritt bekannt). Es wird ein rissbezogener Ansatz angewendet, wobei von elastischem oder elastisch-plastischem Werkstoffverhalten ausgegangen wird.

Wird die Rissumgebung in einem überwiegend elastischen Feld liegen, so spricht man von der linear-elastischen Bruchmechanik (LEBM), deren Gültigkeitsbereich sich auf Rissfortschritt von so genannten langen Rissen bezieht. Um das Risswachstum in der Risseinleitungsphase (kleine Risse) beschreiben zu können, kommt die elastisch-plastische Bruchmechanik (EPBM) zum Einsatz.

#### **3.5.1. Einführung in die Bruchmechanik**

Die Bruchmechanik kombiniert analytische und experimentelle Verfahren aus der Werkstoffwissenschaft, der angewandten Mechanik und dem Ingenieurwesen. Erste Arbeiten auf diesem Gebiet gehen auf Griffith [59] mit der auf einer Energiebilanz beruhenden Bruchtheorie und auf Irwin [60], der die von Griffith vorgeschlagene fundamentale Idee weiterentwickelt hat, zurück. Die Beurteilung der Widerstandsfähigkeit von rissbehafteten Bauteilen gegen weitere Rissausbreitung erfolgt mit Hilfe von vereinfachten Modellen der technischen Bruchmechanik. Wesentlich dabei sind die Bedingungen und Zustände an der Rissspitze.

Abhängig von der Belastungsrichtung können drei verschiedene Grundarten der Beanspruchung auftreten (s. Abbildung 3-10). Die Querkzugbeanspruchung, senkrecht zur Rissebene wird als Modus I bezeichnet, die Schubbeanspruchung senkrecht zur Rissfront als Modus II und schließlich die Schubbeanspruchung längs der Rissfront als Modus III bezeichnet. Da in der Praxis meistens relativ komplexe Beanspruchungszustände herrschen, ist eine Kombination der drei Grundbeanspruchungsarten zu erwarten.



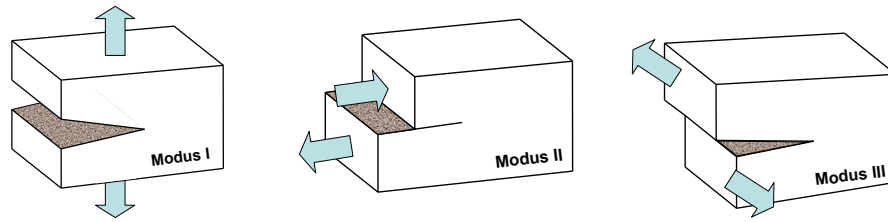


Abbildung 3-10: Grundbeanspruchungsarten der Rissfront mit singularärer Spannung

Entlang der Rissfront stellt sich abhängig von der Wanddicke entweder ein ebener Spannungszustand (ESZ) oder ebener Verformungszustand (EVZ) ein. Für dickwandige Bauteile ist die plastische Zone entlang der Rissfront nicht konstant. Auf der Oberfläche herrscht ESZ, der allerdings in Dickenrichtung schnell in den EVZ übergeht. Für dünnwandige Bauteile ist dagegen der ESZ entlang der gesamten Rissfront charakteristisch. Diese Umstände sind in der Berechnung zusätzlich zu berücksichtigen.

### 3.5.2. Langriss-Konzept (LEBM)

Da die Spannung an der Risspitze singular (unendlich hoch) ist, kann sie zur Bewertung des Rissfortschritts nicht direkt herangezogen werden. Stattdessen wird ein komplexer Parameter eingeführt, der vor allem von dem Spannungszustand um die Risspitze herum, der Risslänge und der Bauteilgeometrie abhängig ist.

Ausgangspunkt der Betrachtungen der linear-elastischen Bruchmechanik ist das elastische Spannungsfeld in der Umgebung der Risspitze. Der Ursprung 0 des Koordinatensystems  $Oxy$  wird mit der Risspitze nach Abbildung 3-11 identifiziert.

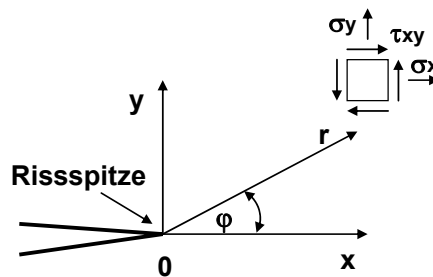


Abbildung 3-11: Koordinaten und Spannungskomponenten an der Risspitze

Die Spannungsverteilung in der Umgebung der Risspitze wird nach [61] allgemein in der Form

$$\sigma_{ij} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \{K_I f_{ij}^I(\varphi) + K_{II} f_{ij}^{II}(\varphi) + K_{III} f_{ij}^{III}(\varphi)\} \quad (3-18)$$

geschrieben. Die Gleichungen für die Verschiebungen lauten:

$$u_i = \sqrt{r/8\pi E^2} \{K_I g_i^I(\varphi) + K_{II} g_i^{II}(\varphi) + K_{III} g_i^{III}(\varphi)\} \quad (3-19)$$

wobei  $i, j = x, y$  und  $E =$  Elastizitätsmodul.

Beide Gleichungen geben die elastischen Spannungs-Verschiebungsfelder in der unmittelbaren Umgebung der Risspitze für  $r \rightarrow 0$  wieder. Die dimensionslosen Funktionen  $f_{ij}$  und  $g_i$  enthalten nur den Winkel  $\varphi$  für den jeweiligen Belastungsmodus (I, II, III), Die Parameter  $K_I$ ,  $K_{II}$  und  $K_{III}$  sind die so genannten Spannungsintensitätsfaktoren, die den drei Rissöffnungsarten entsprechen. Die  $K$ -Werte berücksichtigen die Randbedingungen des Rissproblems und können als Maß für die Stärke der  $1/\sqrt{r}$ - Singularität des Spannungsfeldes in Rissnähe aufgefasst werden [62].

Um die linear-elastische Bruchmechanik benutzen zu können, wird vorausgesetzt, dass die  $K_I$  – bestimmte Region groß ist gegenüber der Prozesszone und der plastischen Zone (s. Abbildung 3-12), die nicht durch das Nahefeld beschrieben werden können [63].

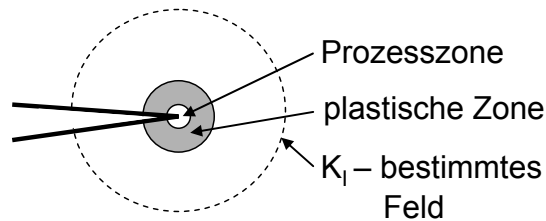


Abbildung 3-12: Prozesszone, plastische Zone und  $K_I$ - bestimmtes Feld

In der technischen Praxis wird häufig mit dem Spannungsintensitätsfaktor für den Belastungsmodus I gearbeitet. Er wird aus folgenden Gleichungen in Anlehnung an Abbildung 3-11 abgeleitet:

$$\sigma_x = \frac{K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \cdot \left( 1 - \sin \frac{\varphi}{2} \cdot \sin \frac{3 \cdot \varphi}{2} \right) \quad (3-20)$$

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \cdot \left( 1 + \sin \frac{\varphi}{2} \cdot \sin \frac{3 \cdot \varphi}{2} \right) \quad (3-21)$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \cdot \cos \frac{3 \cdot \varphi}{2} \quad (3-22)$$

Im Fall einer konstanten Querkzugbeanspruchung  $\sigma_y$ , senkrecht zur Rissebene, erreicht der Term  $K_I$  seinen maximalen Wert bei  $\varphi = 0$  und es gilt, dass

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} \cdot \quad (3-23)$$

Die Gleichung (3-23) lässt sich dann in ihrer üblichen Form

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{\pi \cdot a \cdot Y(\text{geom})}}, \quad (3-24)$$

$$K_I = \sigma_y \cdot \sqrt{\pi \cdot a \cdot Y(\text{geom})} \quad (3-25)$$

schreiben, wobei  $a$  eine Risslänge ist.

Die dimensionslose Funktion  $Y(\text{geom})$  stellt dabei einen gewissen geometrischen Parameter dar, der sich in der Literatur für unterschiedlichste Riss- und Bauteilgeometrien finden lässt [z.B. 64, 65].

Zur Bestimmung von Spannungsintensitätsfaktoren können analytische Methoden herangezogen werden, die jedoch nur für einfache Randwertprobleme genutzt werden können. Für allgemeine Fälle, bei denen es keine katalogisierte oder geschlossene Lösung gibt, ist man auf die Nutzung von numerischen Methoden wie der Finite-Element-Methode oder Randelementmethode angewiesen [66].

Die Spannungsintensitätsfaktoren für die zwei verbleibenden Belastungsmodi lassen sich analog ableiten. Für einen kombinierten Belastungszustand sind einige Näherungsformeln entwickelt worden, mit denen sich so genannte Vergleichsspannungsintensitätsfaktoren berechnen lassen. Als Beispiel sei hier der Vergleichsspannungsintensitätsfaktor nach Richard [67] genannt:

$$K_V = \frac{K_I}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{K_I^2 + 4(\alpha_1 K_{II})^2 + 4(\alpha_2 K_{III})^2}, \quad (3-26)$$

wobei  $\alpha_1 = K_{Ic}/K_{IIc}$  und  $\alpha_2 = K_{Ic}/K_{IIIc}$ . Die Werte  $K_I$ ,  $K_{II}$  und  $K_{III}$  sind Spannungsintensitätsfaktoren für Modus I, II und III. Die werkstoffabhängigen Konstanten  $K_{Ic}$ ,  $K_{IIc}$  und  $K_{IIIc}$  stellen einen kritischen Wert dar, bei dem es zu einem instabilen Restbruch kommt – die Bruchzähigkeit. Einige weitere interessante Ansätze zur Bestimmung von Vergleichsspannungsintensitätsfaktoren und ihr Vergleich sind in [68] zu finden.

Kleine plastische Zonen innerhalb des K-Konzepts versucht Irwin [69] durch eine Risslängenkorrektur zu berücksichtigen. Um das Ausmaß der plastischen Zone vor der Risspitze zu erfassen, wird die elastische Spannungsverteilung durch eine elastisch-idealplastische Verteilung ersetzt, d.h. Spannungen, die höher als die Fließgrenze sind, werden auf die Fließspannung herabgesetzt (s. Abbildung 3-13). Somit haben die Spannungen in der plastischen Zone den Wert der Fließspannung ( $\sigma_y = \sigma_f$ ), während die Spannungen im elastischen Bereich durch die nach rechts verschobene Nahfeldlösung gegeben sind [70]. Die Ausdehnung der plastischen Zone (3-28) lässt sich aus den Gleichgewichtsbedingungen (3-27) für die elastische und elastisch-idealplastische Spannungsverteilung berechnen.

$$\int_0^{\infty} \frac{K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} dr = 2r_y \sigma_y + \int_{2r_y}^{\infty} \frac{K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi (r - r_y)}} dr, \quad (3-27)$$

$$r_y = \frac{\omega}{2} = \frac{1}{n \cdot \pi} \left( \frac{K_I}{\sigma_y} \right)^2 \quad (3-28)$$

In der Gleichung (3-28) gilt  $n = 2$  für den ebenen Spannungszustand und  $n = 4 \cdot \sqrt{2}$  für den ebenen Verzerrungszustand. Der Wert  $r_y$  beschreibt eine Verschiebung des elastischen Nahfeldes als Folge des Fließens. Die Grundidee von Irwin ist es folglich, eine reale Risslänge durch eine so genannte effektive Risslänge zu ersetzen und dadurch die kleinen plastischen Dehnungen an der Rissspitze zu berücksichtigen:

$$a_{eff} = a + r_y \quad (3-29)$$

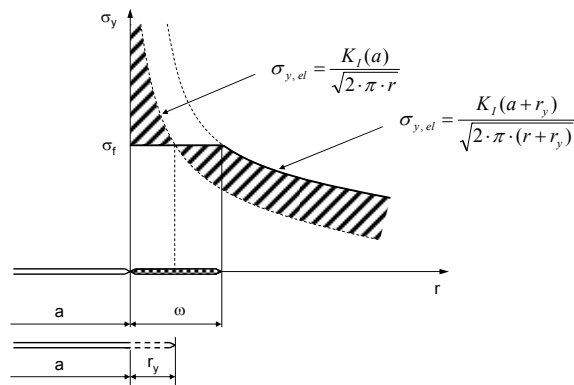


Abbildung 3-13: Berücksichtigung von kleinen plastischen Zonen durch Risslängenkorrektur nach Irwin

### Rissfortschrittsgesetz

In Abbildung 3-14 wird die Abhängigkeit der Rissfortschrittsrate von der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors dargestellt. Die gesamte Dauer der Rissfortschrittsphase kann in drei unterschiedliche Bereiche eingeteilt werden. Im ersten Bereich verbreitet sich der Riss zunächst nur sehr langsam oder unterhalb des Schwellwertes  $\Delta K_0$  überhaupt nicht. Für die Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors kleiner als  $\Delta K_0$  gilt, dass der Riss (wenn vorhanden) nicht wachstumsfähig ist. Bei der Ermittlung des  $\Delta K_0$ -Werts wird die Probelastung stufenweise erhöht, bis Rissfortschritt auftritt. Für eine große Gruppe von Stählen lässt sich der Schwellwert  $\Delta K_0$  abhängig von der Dauerfestigkeitsschwingbreite  $\Delta \sigma_D$  nach [5] abschätzen:

$$\Delta K_0 = \sqrt{\pi \cdot a^* \cdot \Delta \sigma_D^2} \quad (3-30)$$

Der werkstoffabhängige Längenparameter  $a^*$  wird nach dem Gleitbandblockiermodell von Tanaka [71] berechnet:

$$a^* = \frac{13,6}{(\sigma_f - 72,6)^2} \quad \text{für } R = -1 \quad (3-31)$$

Im zweiten Bereich, der auch als stabiler Rissfortschritt bezeichnet wird, läuft der Rissfortschritt nach dem von Paris und Erdogan [72] entwickelten Potenzgesetz:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m, \quad (3-32)$$

wobei  $C$  und  $m$  werkstoffabhängige Konstanten sind, die für einzelne Werkstoffe in der Literatur [73] gefunden werden können.

Im dritten Bereich beginnt sich der Rissfortschritt im Vergleich zur Belastungserhöhung überproportional zu beschleunigen, wobei am Ende der instabile Restbruch eintritt. Der kritische Wert, bei dem es zum instabilen Bruch kommt, wird als Risszähigkeit  $R_c$  bezeichnet.

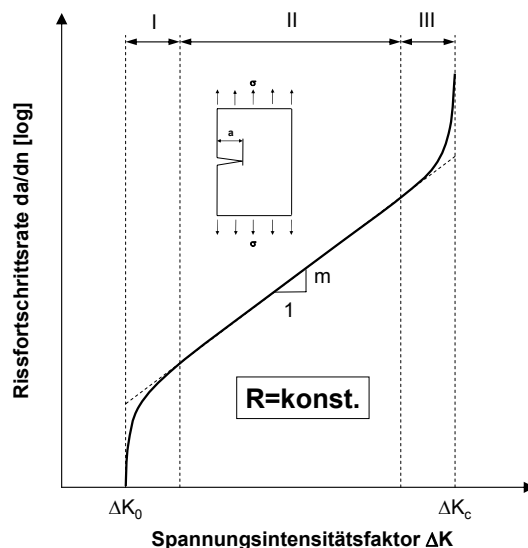


Abbildung 3-14: Rissfortschritt in Abhängigkeit von der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors

Aus der Sicht der Lebensdauervorhersage sind die Bereiche I und II von großer Bedeutung, da sie den größten Anteil an der gesamten Lebensdauer darstellen. Der erste Bereich kann als Risseinleitungsphase bzw. Risswachstumsphase der kleinen Risse betrachtet werden, während für den zweiten Bereich der Rissfortschritt der langen Risse charakteristisch ist.

### 3.5.3. Kurzriss-Konzept (EPBM)

Treten größere plastische Verformungen (etwa in der Größenordnung der Risslänge) an der Risspitze auf, verliert die linear-elastische Bruchmechanik ihre Anwendbarkeit und es ist notwendig, die elastisch-plastische (EPBM) Bruchmechanik einzusetzen. Dies geschieht

dann, wenn der Riss noch vergleichsweise klein ist, d.h. in der Risseinleitungsphase (s. Abbildung 2-1). Um die weitgehend plastische Verformung in der Rissspitzenumgebung berücksichtigen zu können, sind elastisch-plastische Parameter wie z.B. COD (Crack Opening Displacement – Rissöffnungsverschiebung) oder das J-Integral eingeführt worden.

Die Rissöffnungsverschiebung (COD) stellt ein Maß der Verformbarkeit an der Rissspitze dar. Sie ist ein Beanspruchungsparameter mit realer physikalischer Bedeutung, der sich mit Hilfe von genauen Meßmethoden nach bestimmten Prüfverfahren messen lässt. Erste Prüfvorschriften für seine Messung sind Anfang der siebziger Jahre entstanden [62]. Als Rissverschiebung oder Rissspitzenaufweitung  $\Delta\delta$  wird die Entfernung bezeichnet, um die sich ein Riss öffnet, bevor es zum Bruch kommt [70] (s. Abbildung 3-15).

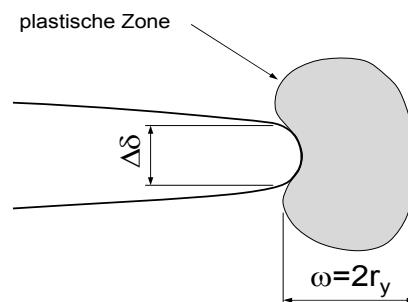


Abbildung 3-15: Rissöffnungsverschiebung

Für einen halbkreisförmigen Oberflächenanriss ergibt sich die Rissverschiebung an der Rissspitze unter der Annahme des elastisch-idealplastischen Werkstoffverhaltens (im Sinne des Irwin-Modells) und des ebenen Verformungszustands nach [5]:

$$\Delta\delta = 1,07 \cdot \frac{8 \cdot (1 - \nu^2)}{\pi} \cdot a \cdot \frac{\Delta\sigma_f}{E} \left( 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{\Delta\sigma}{\sigma_f} \right)^2} \right) \quad (3-33)$$

Bei verfestigenden Werkstoffen wird in der Gleichung (3-33) statt der Fließspannung die zyklische Ersatzfließspannung verwendet:

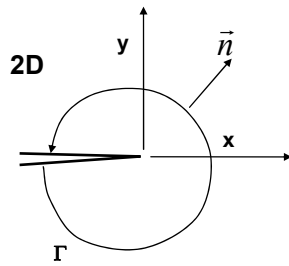
$$\sigma_f = \frac{(Rp'_{0,2} + Rm)}{2} \quad (3-34)$$

Eine weitere Möglichkeit zur Beschreibung der Spannungs-Dehnungsverteilung in der Rissspitzenumgebung stellt das wegunabhängige zyklische J-Integral nach Rice [74] dar (s. Abbildung 3-16). Das J-Integral ist für monotone Belastung und nichtlinear-elastisches Werkstoffverhalten definiert als:

$$J = \int_{\Gamma} W dy - \int_{\Gamma} \left( t_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + t_y \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) ds \quad (3-35)$$

dabei gilt, dass

$$t_x = \sigma_x n_x + \sigma_{xy} n_y \quad \text{und} \quad t_y = \sigma_y n_y + \sigma_{xy} n_x \quad (3-36)$$



- Wdy... Energiedichte pro Element**
- ux ,uy ... Verschiebung in x,y Richtung**
- Γ... Pfad um die Risspitze herum**
- n̄ ... Normalvektor zum Γ Pfad**
- tx , ty ... Zugvektor entlang der Achsen x,y**
- σ ... Spannungskomponente**
- ds ... Distanz entlang des Pfads**

Abbildung 3-16: J-Integral nach Rice [74]

Die Voraussetzungen für die Wegunabhängigkeit des J-Intergrals sind:

- Während eines Lastwechsels von Umkehrpunkt zu Umkehrpunkt darf in keinem Element eine lokale Umkehr der Beanspruchungsrichtung, z.B. durch Spannungsumlagerung infolge Weiterreißens des Risses, stattfinden.
- Alle Werkstoffelemente müssen demselben Spannungs-Dehnungsgesetz folgen.
- Es darf kein Rissuferkontakt auftreten.

Das J-Integral kann entweder mit Hilfe von FE-Analysen oder nach einer Näherungsformel berechnet werden. Die Wegunabhängigkeit des J-Integrals bedeutet, dass für beliebige Pfade  $\Gamma$  immer der gleiche Wert des J-Integrals erzielt werden muss. In der Praxis wird die Wegunabhängigkeit des J-Integrals nicht zu 100% gewährleistet, allerdings für einen wichtigen Fall (kreisförmige/elliptische Rissform), haben numerische Untersuchungen gezeigt, dass die Berechnungsergebnisse innerhalb eines engen Streubandes (5%) liegen [75].

Da eine direkte Berechnung des J-Integrals mit Hilfe der FE-Analyse äußerst aufwendig ist und daher nicht in einen Schädigungsalgorithmus eingegliedert werden kann, sind in der Vergangenheit einige Näherungsformeln entwickelt worden. Ihre Gültigkeit hat sich mit der Zeit an vielen Versuchen und Berechnungsbeispielen bestätigt. Zu den meist benutzten Näherungsformeln gehören die Beziehungen nach Neumann [76]:

$$J = \left( 1,45 \cdot \frac{\sigma^2}{E} + \frac{2,5}{1+n'} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{pl} \right) \cdot a \quad (3-37)$$

und nach Dowling [77]:

$$J = \left( 1,24 \cdot \frac{\sigma^2}{E} + \frac{1,02}{\sqrt{n'}} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{pl} \right) \cdot a \quad (3-38)$$

Beide Formeln ergeben für die in [78, 75] untersuchten Beispiele nur geringfügig unterschiedliche Ergebnisse und können gleichberechtigt eingesetzt werden.

Im Bereich der Gültigkeit der linear-elastischen Bruchmechanik gilt zwischen dem Spannungsintensitätsfaktor und dem J-Integral folgende Beziehung:

$$K_I = \sqrt{E' \cdot J} \quad (3-39)$$

Für ebenen Spannungszustand ist  $E'=E$  und für ebenen Dehnungszustand ist  $E'=E/(1-\nu^2)$ . Abgeleitet vom J-Integral schlägt Vormwald den  $P_J$  Parameter als eine wichtige Säule seines Kurzrissmodells [78] vor. Der  $P_J$ -Parameter ist von der Risslänge unabhängig und lässt sich nach der Gleichung

$$P_J = \frac{\Delta J}{a} = 1,24 \cdot \frac{\Delta \sigma^2}{E} + \frac{1,02}{\sqrt{n'}} \cdot \Delta \sigma \cdot \Delta \varepsilon_{pl} \quad (3-40)$$

berechnen, wobei das Symbol  $\Delta$  andeutet, dass es sich um eine die Schwingbreite bezogene Größen handelt. Es wird angenommen, dass die Gültigkeit des Rissfortschrittgesetzes von längeren Rissen auch für mikrostrukturelle kurze Risse annähernd erhalten wird:

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta J)^m \quad \text{für } \Delta J \geq \Delta J_{th} \quad (3-41)$$

Dadurch kann man aus der technischen Anrisslebensdauer auf die fiktive Anfangsrisslänge  $a_0$  zurückrechnen, die als Startbedingung für den Rissfortschritt erforderlich ist:

$$a_0 = \left[ a_e^{1-m} - (1-m) \cdot C \cdot P_J^m \cdot N \right]^{\frac{1}{1-m}} \quad (3-42)$$

Weiter wird angenommen, dass man die  $P_J$  – Wöhlerlinie in der Form nach Basquin beschreiben kann:

$$P_J = \left( \frac{Q}{N} \right)^{1/m} ; \quad P_J^m \cdot N = Q = konst. \quad \text{für } P_J \geq P_{J,D,0} \quad (3-43)$$

Mit den Gleichungen (3-42) und (3-43) gilt schließlich:

$$a_0 = \left[ a_e^{1-m} - (1-m) \cdot C \cdot Q \right]^{\frac{1}{1-m}} \quad (3-44)$$

Die fiktive Startlänge  $a_0$  soll die durch die Mikrostruktur entstandenen Reihenfolgeeffekte indirekt (integral) berücksichtigen.



### Rissschließverhalten

Im Kurzrissmodell nach Vormwald [78] wird das so genannte Rissschließverhalten berücksichtigt. Dabei wird davon ausgegangen, dass ein Rissfortschritt nur dann stattfinden kann, wenn der Riss geöffnet ist. Zur Berechnung des  $P_J$ -Parameters werden daher statt der ganzen Schwingbreite nur die effektiven Spannungs- bzw. Dehnungsschwingbreiten verwendet.

Zur Berechnung der effektiven Spannungs-  $\Delta\sigma_{\text{eff}}$  und Dehnungsschwingbreiten  $\Delta\varepsilon_{\text{eff}}$  wird die Ermittlung der Rissöffnungs-  $\sigma_{\text{op}}$  (1) und Rissschließenspannung  $\sigma_{\text{cl}}$  (3) benötigt (s. Abbildung 3-17). Diese Werte müssen experimentell ermittelt werden, was allerdings sehr aufwendig ist. Als gute Alternative dazu hat sich in der Praxis eine näherungsweise Berechnung der Rissöffnungsspannung (1) durchgesetzt. Die größte Verbreitung hat hier die Näherungsformel nach Newman [79] gefunden:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_{\text{op}}}{\sigma_o} &= A_0 + A_1 \cdot R + A_2 \cdot R^2 + A_3 \cdot R^3 && \text{für } R \geq 0 \\ \frac{\sigma_{\text{op}}}{\sigma_o} &= A_0 + A_1 \cdot R && \text{für } R < 0 \end{aligned} \quad (3-45)$$

mit

$$\begin{aligned} A_0 &= (0,825 - 0,34 \cdot \alpha + 0,05 \cdot \alpha^2) \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\sigma_o}{\sigma_f}\right)^{\frac{1}{\alpha}} \\ A_1 &= (0,415 - 0,071 \cdot \alpha) \cdot \frac{\sigma_o}{\sigma_f} \\ A_2 &= 1 - A_0 - A_1 - A_3 \\ A_3 &= 2 \cdot A_0 + A_1 - 1 \end{aligned} \quad (3-46)$$

Hierin ist  $\alpha$  eine Größe, die den Einfluss der Querdehnungsbehinderung erfasst. Für den ebenen Spannungszustand gilt  $\alpha=1$ , für ebenen Verzerrungszustand  $\alpha=3$ . Der Wert  $\sigma_f$  ist hierbei die Fließspannung nach ideal-elastisch-plastischem Werkstoffgesetz. In der Praxis wird statt  $\sigma_f$  die so genannte rechnerische Fließspannung  $\sigma_F$  verwendet:

$$\sigma_F = \frac{R_{p'0,2} + R_m}{2} \quad (3-47)$$

die das reale Werkstoffverhalten besser abbildet.

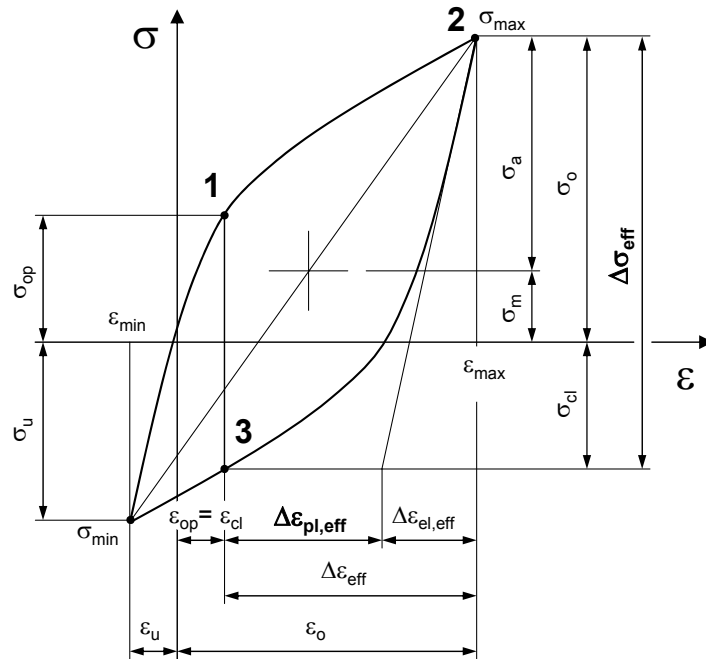


Abbildung 3-17: Riss-schließverhalten

Neben der Rissöffnungsdruckspannung wird noch die Riss-schließspannung benötigt (3). Es gilt als nachgewiesen, dass ein Riss sich bei annähernd gleicher Dehnung öffnet und schließt  $\varepsilon_{op} = \varepsilon_{cl}$  (s. Abbildung 3-17) [78]. Nach der Berechnung der effektiven Dehnungsschwingbreite  $\Delta\varepsilon_{eff}$  wird durch eine Iterationsrechnung die effektive Spannungsschwingbreite  $\Delta\sigma_{eff}$  berechnet. Die Riss-schließspannung lässt sich dann aus der Differenz:

$$\sigma_{cl} = \Delta\sigma_{eff} - \sigma_o \quad (3-48)$$

berechnen.

Zur Berechnung des  $P_J$ -Parameters wird dann im einachsigen Fall (Standardprobe) die Gleichung (3-40) in Anlehnung an Abbildung 3-17 nach [78] angepasst:

$$P_J = \frac{\Delta J_{eff}}{a} = 1,24 \cdot \frac{\Delta\sigma_{eff}^2}{E} + \frac{1,02}{\sqrt{n'}} \cdot \Delta\sigma_{eff} \cdot \Delta\varepsilon_{eff,pl} \quad (3-49)$$

bzw.

$$P_J = \frac{\Delta J_{eff}}{a} = 1,24 \cdot \frac{(\sigma_o - \sigma_{cl})^2}{E} + \frac{1,02}{\sqrt{n'}} \cdot (\sigma_o - \sigma_{cl}) \cdot \left( (\varepsilon_o - \varepsilon_{cl}) - \frac{\sigma_o - \sigma_{cl}}{E} \right). \quad (3-50)$$

## 4. Ermüdungsfestigkeit und Schweißnähte

Die Lebensdauervorhersage von Schweißverbindungen weist einige Besonderheiten auf, die einer formalen Anwendung des Örtlichen Konzeptes zunächst erschwerend gegenüberstehen. Hierzu gehören [80]:

- die stark streuende Kerbgeometrie der Schweißnaht,
- die vom Grundwerkstoff abweichenden Werkstoffeigenschaften im Schweißgutbereich und in der Wärmeeinflusszone (s. Abbildung 4-1) sowie
- das Auftreten von Schweißspannungen und ihre Überlagerung mit den örtlichen Beanspruchungen aus der äußeren Belastung.

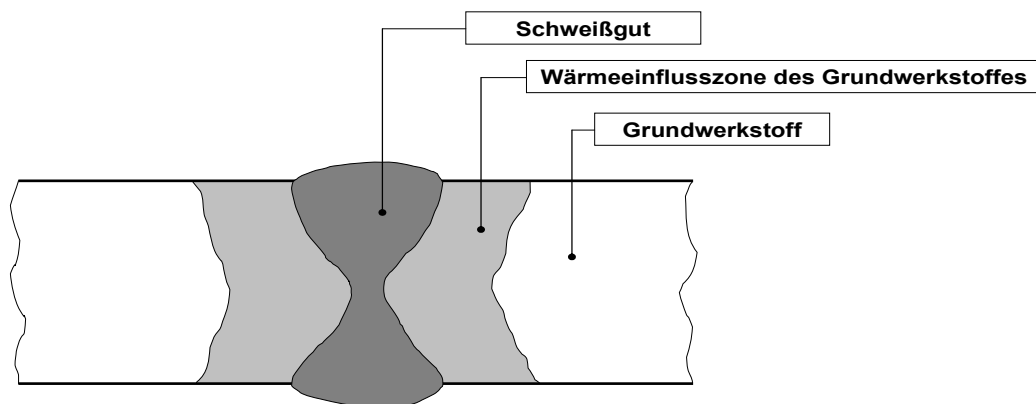


Abbildung 4-1: Schweißnahtstruktur

Um eine brauchbare Lebensdauervorhersage vornehmen zu können, sollten alle genannten Besonderheiten wenigstens näherungsweise berücksichtigt werden.

Auf der Seite der Qualität lassen sich die Schweißnähte neben der Nahtart (z. B. Stumpfschweißnähte, Kehlnähte) und Nahtfertigung (einlagige, mehrlagige Nähte) nach der Bearbeitungsart in **nicht nachbearbeitete** und **nachbearbeitete** Schweißnähte einteilen.

### 4.1. Nicht nachbearbeitete Schweißnähte

Die nicht nachbearbeiteten Schweißnähte werden nach dem Schweißen in der Regel nur spannungsarm gegläht bzw. mit zerstörungsfreien Prüfverfahren auf Schweißnahtfehler gemäß DIN 8524 [81] untersucht.

Der Ermüdungsnachweis wird in der Druckbehältertechnik nach dem Struktur- bzw. Kerbspannungskonzept durchgeführt und eine entsprechende Lebensdauer je nach der entsprechenden Schweißnahtklasse (K0-K3 bzw. FAT225) berechnet [30, 31].

#### **4.2. Nachbearbeitete Schweißnähte**

Durch Nachbearbeitung von Schweißverbindungen kann deren Lebensdauer erheblich erhöht werden. Bei der Nahtbearbeitung wird die Nahtkontur nachhaltig so verändert, dass die Spannungserhöhung am Nahtübergang wesentlich abnimmt, wodurch die Lebensdauer (je nach der Nahtart und gewähltem Verfahren) um bis zu 160% steigen kann [13]. Zu den am häufigsten praktizierten Nachbearbeitungsverfahren gehören folgende:

- Be- und Ausschleifen (Naht/Nahtübergang),
- Abschleifen der Nahtüberhöhung,
- WIG – Wiederaufschmelzen,
- Plasma – Wiederaufschmelzen und
- Mechanische Verfestigung der Schweißnahtoberfläche

Die optimale Vorgehensweise aus schweißtechnologischer und fertigungstechnischer Sicht und das Einsatzgebiet der Nachbearbeitungsverfahren sind in der einschlägigen Fachliteratur [z. B. 82, 83, 84] zu finden.

#### **4.3. Werkstoffkennwerte von nachbearbeiteten Schweißnähten**

Die Bestimmung von Werkstoffkennwerten nachbearbeiteter Schweißverbindungen, die man als Werkstoffmodell bei der FE-Analyse verwendet, ist nicht einfach, da jede Schweißnaht im Grunde genommen ihre Besonderheiten aufweist [85]. Da in diesen Fällen genaue Werkstoffeigenschaften am angenommenen Versagensort nicht bekannt sind, kommen drei Vorgehensweisen in Frage:

- Bestimmung von zyklischen Werkstoffkennwerte für den vermutlichen Versagensort, der in drei unterschiedlichen Werkstoffbereichen (s. Abbildung 4-1) – Schweißgut, Wärmeeinflusszone und Grundwerkstoff - liegen kann [80],
- Bestimmung von gemischten (integralen) zyklischen Werkstoffkennwerten auf der Basis von speziellen geschweißten Standardproben [85],
- Bestimmung von zyklischen Werkstoffkennwerten des Grundwerkstoffs und ihre Anwendung auch auf die Schweißnaht [85].

Die Bestimmung von Werkstoffkennwerten für den vermutlichen Versagensort würde sicherlich zu hochgenauen Ergebnissen führen. Es gibt hierbei aber Bedenken grundsätzlicher Art hinsichtlich praktischer Anwendbarkeit. Erstens ist der Versagensort im Voraus nicht genau bekannt, außerdem verschmelzen häufig die Grenzen zwischen den einzelnen Phasen, so dass die Entscheidung, welche Phase auszuwählen ist, durchaus schwierig sein kann. Zweitens ist die Vorbereitung der Proben für die Ermittlung der

zyklischen Spannungs-Dehnungskurven sehr aufwendig, da die versagensrelevante Phase (meistens Wärmeeinflusszone) möglichst genau nachgebildet werden muss.

Das zweite Verfahren sieht vor, die Ermittlung von zyklischen Werkstoffkennwerten an speziellen geschweißten Proben vorzunehmen. Die Vorgehensweise wird in Abbildung 4-2 gezeigt. Die Proben werden aus zwei verschweißten und geglühten Blechen (X-Schweißnaht) hergestellt und anschließend gedreht und poliert. Sie sind somit von sämtlichen äußeren Kerben frei und weisen mit hoher Wahrscheinlichkeit die charakteristischen Gefügeeigenschaften des realen Schweißnahtbereiches (Schweißgut, Wärmeeinflusszone und Grundwerkstoff) auf.

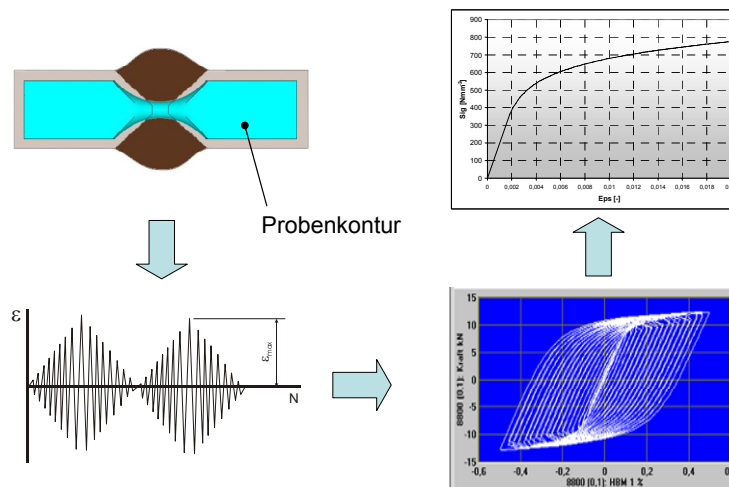


Abbildung 4-2: Geschweißte Proben zur Bestimmung der zyklischen Werkstoffkennwerte

Auf diese Weise gewonnene zyklische Werkstoffkennwerte repräsentieren nicht die einzelnen Phasen, sondern die gesamte Gefügestruktur des Schweißnahtbereiches und sollten daher dem realen Werkstoffverhalten sehr nahe kommen. Ein Nachteil des Verfahrens liegt natürlich darin, dass die Werkstoffkennwerte für alle möglichen Kombinationen von Grund- und Zusatzwerkstoff zur Verfügung stehen müssen, was zurzeit leider nicht der Fall ist. Daher besteht die Notwendigkeit, eigene Versuche durchzuführen, deren Aufwand zwar nicht so hoch wie bei der erstgenannten Vorgehensweise ist, jedoch durchaus nicht vernachlässigbar ist.

Die dritte Vorgehensweise, die sich sowohl auf die Fachliteratur [80] als auch auf eigene im Rahmen des DFG-Projektes Nr.: 0722097 [1] durchgeführte Untersuchungen stützt, besagt, dass sich die Werkstoffkennwerte der **nachbearbeiteten** Schweißnähte (in der Form einer zyklischen Spannungs-Dehnungskurve) für die drei Phasen zwar unterscheiden, aber im Endeffekt zu ähnlichen Wöhlerlinien im hochzyklischen- und Dauerfestigkeitsbereich führen. Die diesbezüglichen Ergebnisse werden im Kapitel 9.1.1 detailliert vorgestellt.

## 5. Belastung

Die Last-Zeit-Funktion gehört zu den wichtigsten Eingabewerten überhaupt, obwohl sie im Designstadium oft nur näherungsweise oder gar nicht bekannt ist. Generell lässt sich die auftretende Belastung in drei Kategorien – Einstufen-, Mehrstufen- und unregelmäßige (stochastische) Belastung nach Abbildung 5-1 einteilen. Bei der gleichzeitigen Wirkung von mehreren Lasten ist dabei noch zwischen der proportionalen oder nichtproportionalen (auch zusammengesetzte) Belastung zu unterscheiden.

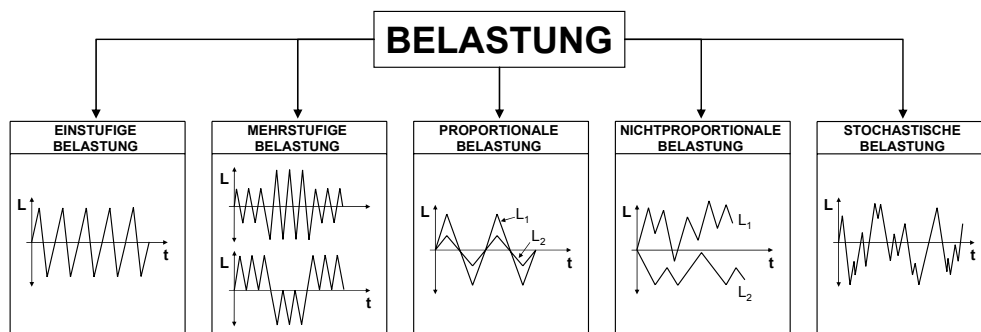


Abbildung 5-1: Belastungsarten

### 5.1. Proportionale Belastung

Bei der proportionalen Belastung handelt es sich um zwei oder mehrere Lastfolgen, die voneinander proportional abhängig sind. Z.B. gilt für zwei proportionale Lastfolge  $L_1$  und  $L_2$  :

$$L_2 = p \cdot L_1 \quad (5-1)$$

wobei der Wert  $p$  einen Proportionalitätsfaktor darstellt, der während der gesamten Betriebszeit konstant bleibt. Des Weiteren gilt, dass alle proportionalen Lastfolgen ( $L_1 \dots L_n$ ) immer einen gemeinsamen Umkehrzeitpunkt haben.

Da im realen Bauteil im Gegensatz zur ungekerbten polierten Standardprobe in der überwiegenden Anzahl der Fälle mehrachsige Spannungs-Dehnungszustände herrschen, müssen diese durch einen geeigneten Ansatz berücksichtigt werden. Eine interessante Erweiterung des  $P_J$ -Parameters auf die mehrachsige-proportionalen Fälle wurde von Savaides [86] vorgenommen:

$$P_{J, multi} = P_{J, multi, el} + P_{J, multi, pl} \quad (5-2)$$

$$P_{J, multi, el} = 1,364 \cdot \frac{1 - \nu^2}{E} \cdot (\Delta\sigma_{1, eff})^2 \quad (5-3)$$

$$P_{J,multi,pl} = 1,023 \cdot \frac{1}{\sqrt{n'}} \cdot \left[ \left( \frac{\Delta\sigma_{1,eff}}{2 \cdot K'} \right) \cdot \sqrt{1 - \lambda + \lambda^2} \right]^{\frac{1}{n'}} \cdot \frac{(\Delta\sigma_{1,eff})^2}{(\Delta\sigma_{1,eff} / 2) \cdot \sqrt{1 - \lambda + \lambda^2}} \quad (5-4)$$

Hierbei stellt  $\lambda$  das elastisch-plastische Mehrachsighkeitsverhältnis zwischen zweiter und erster Hauptspannung nach

$$\lambda = \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \quad (5-5)$$

dar und bezieht sich auf die unbelastete Bauteiloberfläche im Kerbgrund mit zweiachsigem Spannungszustand  $\sigma_1$  und  $\sigma_2$ .

## 5.2. Nichtproportionale Belastung

Bei der nichtproportionalen Belastung wirken auf das Bauteil gleichzeitig zwei oder mehrere voneinander unabhängige Lasten – z.B. Biege- und Torsionsmoment. Das hat zur Folge, dass sich die Richtung der Hauptspannungsachsen während der Lastfolge ändert. Dabei bewegt sich im Bauteil der Ort der maximalen Beanspruchung und ist dadurch schwierig zu identifizieren. In diesem Fall ist es erforderlich, nicht nur die maximalen Spannungs- und Dehnungswerte zu verfolgen, sondern ganze Zeit-Last-Funktionen in bestimmten Abständen zu analysieren (Diskretisierung). Solche Aufgabestellungen sind bei komplizierten Bauteilformen prinzipiell nur mit Hilfe von numerischen Methoden wie FEM oder BEM lösbar und zwar mit äußerst hohem Aufwand. Daher sollten die Last-Zeit-Funktionen soweit wie möglich für einen repräsentativen Block (ein äquivalentes Schwingenspiel) analysiert werden und seine Schädigungswirkung dann für die ganze Lastfolge hochgerechnet werden. Diese Vorgehensweise kann aber nur für Einstufen- bzw. Mehrstufenbelastung angewendet werden oder überall dort, wo die Last-Zeit-Funktion eine sich periodisch wiederholende Block-Struktur aufweist. Die Aufgabe der Lebensdauervorhersage für unregelmäßige nichtproportionale Belastung ist noch weitgehend ungelöst und stellt einen der gegenwärtigen Forschungsschwerpunkte dar.

### 5.2.1. Kritische Schnittebene

Um die Schädigung bei nicht proportionaler Beanspruchung berechnen zu können, muss der Ort der maximalen Beanspruchung innerhalb eines Blocks bzw. eines Schwingspiels (s. Abbildung 5-2) bekannt sein.

Auf Grund seiner hohen Effektivität und relativ einfacher Anwendbarkeit wird hier oft das Verfahren der Kritischen Schnittebene eingesetzt [88]. Mit dem Verfahren werden Normal-

und Schubspannungskomponenten in einer diskreten Anzahl von Ebenen (abhängig von der angestrebten Genauigkeit) berechnet. Die Ebene, in der die maximalen die Beanspruchung bezüglich eines anzuwendenden Schädigungsparameters kennzeichnenden Werte ermittelt werden, wird als die so genannte kritische Schnittebene bezeichnet. Es wird angenommen, dass in dieser Ebene die maximale Schädigung auftritt mithin das Versagen [88].

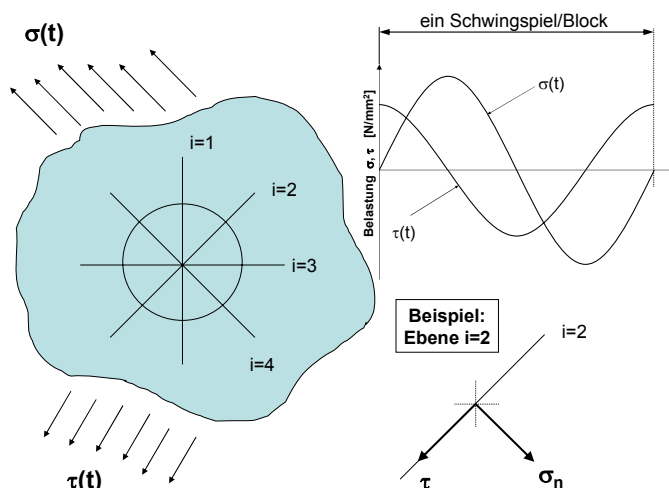


Abbildung 5-2: Das Verfahren der Kritischen Schnittebene

Da es bei der nichtproportionalen Beanspruchung zur Überlagerung von aufgetragenen Lasten kommt, wobei man am Anfang die ungünstigste Beanspruchungskombination nicht vorhersagen kann, muss der gesamte Beanspruchungsablauf (bzw. Block nach Abbildung 5-2) analysiert werden. Dies geschieht durch geeignete Diskretisierung des Beanspruchungsablaufs und durch Bestimmung der kritischen Schnittebene für jede diskrete Beanspruchungskombination (loadstep). Die Schnittebene, für die innerhalb des Beanspruchungsablaufs die ungünstigste Kombination von Normal- und Schubspannungskomponenten auftritt, wird als die schädigungsrelevante eingestuft. Um die ungünstigste Kombination von Normal- und Schubspannungskomponenten bewerten zu können, wird in der Regel ein geeigneter Schädigungsparameter verwendet, der beide Spannungs- und/oder Dehnungskomponenten beinhaltet. Als ein passender Schädigungsparameter erscheint auch in diesem Fall der  $P_J$ -Parameter nach Vormwald [87], der für Schub- und Normalbeanspruchung getrennt berechnet und anschließend kombiniert bzw. im einfachsten Fall addiert wird

$$P_J = \frac{\Delta J_{eff}}{a} = P_{JI} + P_{JII} \quad (5-6)$$

$$P_J = \left\{ 1,24 \frac{(\Delta \sigma_{eff})^2}{E} + \frac{1,02}{\sqrt{n'}} \cdot \Delta \sigma_{eff} \cdot \Delta \varepsilon_{eff,p} \right\} + \left\{ 1,24 \frac{(\Delta \tau_{eff})^2}{G} + \frac{1,02}{\sqrt{n'}} \cdot \Delta \tau_{eff} \cdot \Delta \gamma_{eff,p} \right\}$$



Eine weitere Möglichkeit stellt die Berechnung in Anlehnung an die Überlagerungsformel nach Richard [67] dar:

$$P_J = \left[ \frac{\sqrt{P_{JI}}}{2} + \frac{1}{2} \cdot \sqrt{P_{JI} + 4 \cdot \alpha_1^2 \cdot P_{JII}} \right]^2 \quad (5-7)$$

die allerdings in den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Fällen erfahrungsgemäß im Vergleich zum Versuch zu deutlich konservativeren Ergebnissen führt.

Auf diese Weise gewinnt man einen äquivalenten  $P_J$ -Parameter, der der ertragbaren Werkstoffbeanspruchung in der Form nach Gleichung (3-43) gegenübergestellt werden kann. Dabei wird unterstellt, dass die Übertragung von an der einachsigen Standardprobe ermittelten Werkstoffkennwerten auf Werkstoffelemente komplizierter Bauteilgeometrien auch unter nichtproportionaler Belastung näherungsweise zulässig ist.

### 5.2.2. Nichtproportionale zyklische Verfestigung

Bei den metallischen Werkstoffen zeigt sich im Fall nichtproportionaler Beanspruchung zyklische Ver- bzw. auch Entfestigung, die vom Grad der Nichtproportionalität abhängig ist. Das hat zur Folge, dass bei gleichen Dehnungen erheblich höhere bzw. niedrigere Spannungen auftreten können.

Bei der zyklischen Verfestigung (ungünstiger Fall) erhöht sich der Wert des Schädigungsparameters und dementsprechend sinkt die Bauteillebensdauer. Weiterhin hat sich herausgestellt, dass der Grad der nichtproportionalen Verfestigung mit der Phasenverschiebung von einzelnen Lasten zusammenhängt, wobei für die Phasenverschiebung um  $90^\circ$  der Grad der Nichtproportionalität maximal ist. Von Socie [88] wurde ein Koeffizient der nichtproportionalen Verfestigung  $\alpha$  eingeführt, der als Verhältnis zwischen der Spannung bei der Phasenverschiebung um  $\varphi=90^\circ$  und der Spannung bei proportionaler Beanspruchung  $\varphi=0^\circ$  definiert wird. Zahlenwerte für unterschiedliche Werkstoffgruppen sind in Tabelle 5-1 aufgeführt.

Werkstoff	$\alpha$
Rostfreie Stahl	1,0
Stahl	0,3
Aluminium	0

Tabelle 5-1: Koeffizienten der nichtproportionalen Verfestigung

Darüber hinaus ist der Grad der Verfestigung von der Beanspruchungshistorie abhängig. Je nach dem Beanspruchungspfad wird dann der so genannte Nichtproportionalitätsfaktor  $F$  definiert. Wird ein kompletter Beanspruchungspfad mit einer Ellipse der Hauptachsenlänge  $a$  und der Nebenachsenlänge  $b$  umschrieben (s. Abbildung 5-3), so lässt sich der Nichtproportionalitätsfaktor  $F$  folgendermaßen berechnen:

$$F = \frac{b}{a} \quad (5-8)$$

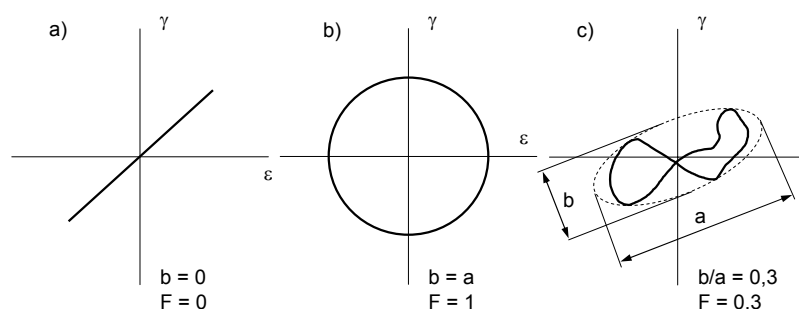


Abbildung 5-3: Nichtproportionalitätsfaktor a) Proportionale Beanspruchung, b) Phasenverschiebung um  $90^\circ$ , c) zufällige Beanspruchung

Der Nichtproportionalitätsfaktor zusammen mit dem Koeffizienten der nichtproportionalen Beanspruchung wird zur Modifizierung der stabilisierten zyklischen Spannungs-Dehnungskurven verwendet [88]:

$$\bar{\sigma} = K'(1 + \alpha \cdot F) \cdot (\bar{\epsilon}_p)^{n'} \quad (5-9)$$

Hierin ist  $K'$  der Verfestigungskoeffizient und  $n'$  der Verfestigungsexponent. Dies stellt eine pragmatische Vereinfachung der komplizierten Vorgänge transienter zyklischer Plastizität dar. Ansonsten müsste mit einem geeigneten inkrementellen Materialgesetz die Veränderung der Materialeigenschaften in jedem Lastschritt abgebildet werden.

## 6. Schadensakkumulation

Angesichts der überproportional hohen Kosten (Einsatz von servohydraulischen Prüfmaschinen für durchaus komplexe Belastungszustände), die mit der Ermittlung von Bauteillebensdauerlinien (Gaßnerlinien) verbunden sind, hat es in der Vergangenheit viele Bemühungen gegeben, das Ziel auf rechnerischem Weg mit Hilfe von unterschiedlichen Hypothesen der Schadensakkumulation zu erreichen. Ein Grundkennwert, der dafür benötigt wird, ist die Bauteilwöhlerlinie, die sich z.B. nach der Methodik des Örtlichen Konzepts (Kapitel 3.3) berechnen lässt.

Bei der Schadensakkumulation wird davon ausgegangen, dass jedes Schwingspiel (bzw. geschlossene Hysterese) ein Schädigungsereignis darstellt, das einen entsprechenden Einfluss auf die Verkürzung der Bauteillebensdauer ausübt. Für jedes einzelne Schwingspiel wird ein Schädigungsanteil  $D_i$  berechnet. Wenn die Schadenssumme von allen Schädigungsanteilen einen bestimmten Betrag erreicht, weist es auf mögliches Versagen des Bauteils hin. Je nachdem, ob der Schädigungsanteil von abgelaufenen Schwingspielzahlen unabhängig oder abhängig gemacht wird, ist zwischen der einfacheren linearen oder komplexen nichtlinearen Schädigungsakkumulationshypothesen zu unterscheiden.

Die weltweit größte Verbreitung hat die lineare Hypothese nach Palmgren [57] und Miner [58] gefunden, obwohl sie zu ungenauen und unsicheren Ergebnissen führen kann und in der originalen Form auf Fälle mit wenig veränderlicher Mittelspannung sowie Beanspruchungsamplituden oberhalb der Dauerfestigkeit beschränkt werden muss [5]. Sie besagt, dass die Gesamtlebensdauer durch einfaches Aufaddieren der durch die Beanspruchungsamplituden relativ zur Wöhlerlinie "verbrauchten" Lebensdaueranteile bestimmt werden kann, wobei Versagen bei einer Schadenssumme eintritt, die ebenfalls der Wöhlerlinie entspricht. Es gilt die Gleichung:

$$D = \sum_1^i D_i = \sum_1^i \frac{\Delta N_i}{N_{GL,i}} \quad (6-1)$$

Jedes Schwingspiel verbraucht einen kleinen Teil der gesamten möglichen Lebensdauer  $1/N_{GL,i}$ . Der Wert  $\Delta N_i$  gibt die Anzahl von allen Schwingspielen innerhalb einer Beanspruchungsstufe  $i$  an. Da der Lebensdauerverbrauch nach der linearen Hypothese unabhängig vom Zeitpunkt des Auftretens des jeweiligen Schwingspiels ist, werden oft statt direkter Verwendung der Zeit-Belastung-Funktion ersatzweise so genannte Lastkollektive verwendet, die sich mit Hilfe von Zählverfahren (z.B. Rainflow nach [89, 90]) ermitteln lassen (s. Abbildung 6-1). Der Ermüdungsbruch bzw. das Entstehen des technischen Anriss nach dieser Hypothese erfolgt dann, wenn die Schädigungssumme  $D$  den Wert von 1 erreicht.

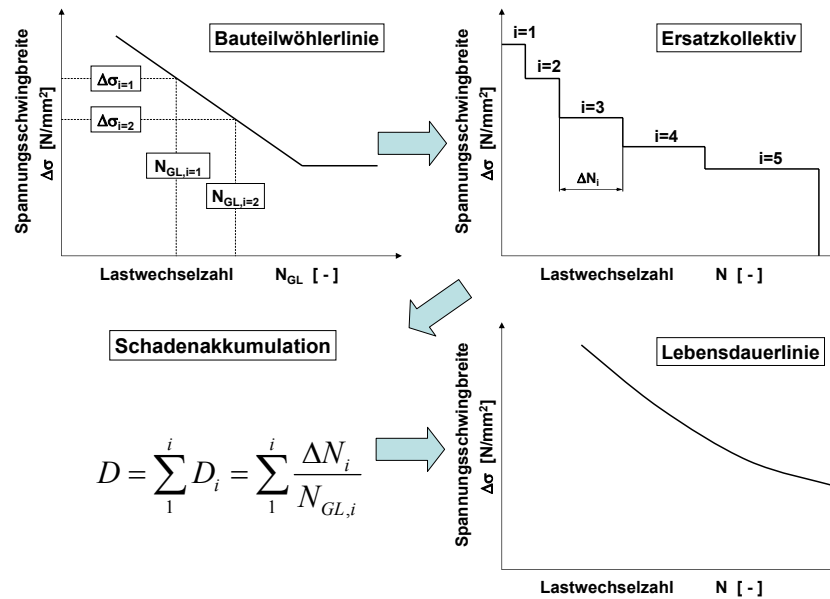


Abbildung 6-1: Schadensakkumulation nach der Miner-Regel

Die originale Form der Miner-Regel sieht vor, dass die Schwingspiele, die unterhalb der zyklischen Dauerfestigkeitsgrenze liegen, keine Lebensdauerverkürzung verursachen können. Im Laufe der Zeit hat sich herausgestellt, dass diese Annahme in der Wirklichkeit nicht immer korrekt ist. Durch höhere Beanspruchungsamplituden vorgeschädigte Werkstoffelemente weisen erniedrigte Dauerfestigkeitsgrenzen auf, was bedeutet, dass nachfolgende Schwingspiele, die immer noch unterhalb der ursprünglichen (aber oberhalb der aktuellen) Dauerfestigkeit liegen und nach der originalen Form zu vernachlässigen sind, schließlich beträchtliche Lebensdauerverkürzung verursachen. Diese Tatsache hat gravierende Konsequenzen für die Lastkollektive, in denen die leicht unter der Dauerfestigkeitsgrenze liegenden Schwingspiele häufig vertreten sind. In solchen Fällen führt die Anwendung der originalen Miner-Regel zu ungenauen Ergebnissen.

Auf Grund der oben genannten Schwierigkeiten sind unterschiedliche Varianten der Miner-Regel weiterentwickelt worden. Nach der elementaren Form wird angenommen, dass für alle auftretenden Schwingspiele ein entsprechender Schädigungsanteil berechnet wird, wobei nicht wichtig ist, ob sie über- oder unterhalb der Dauerfestigkeit liegen. Die zugehörige Bauteilwöhlerlinie wird in Richtung der Dauerfestigkeit einfach extrapoliert (s. Abbildung 6-2). Diese Vorgehensweise stellt im Prinzip die Worst-Case-Variante dar und führt in der Praxis zur Überschätzung der Schadenssumme, was schließlich bedeutet, dass die rechnerische Lebensdauer vorhersage zu ungünstig ausfällt.

Nach der modifizierten Miner-Regel von Haibach [91] ermitteln sich die Schädigungsanteile von Schwingspielen unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze durch eine Dauerfestigkeitsgerade mit der so genannten Neigungskennzahl

$$k^* = (2k - 1) \quad (6-2)$$

für duktile Werkstoffe (Stähle) und

$$k^* = (2k - 2) \quad (6-3)$$

für spröde Werkstoffe (Gusseisen).

In der Praxis wird die modifizierte Miner-Regel vielfach mit der Schadenssumme  $D \neq 1,0$  verbunden, also als relative modifizierte Miner-Regel angewendet [7].

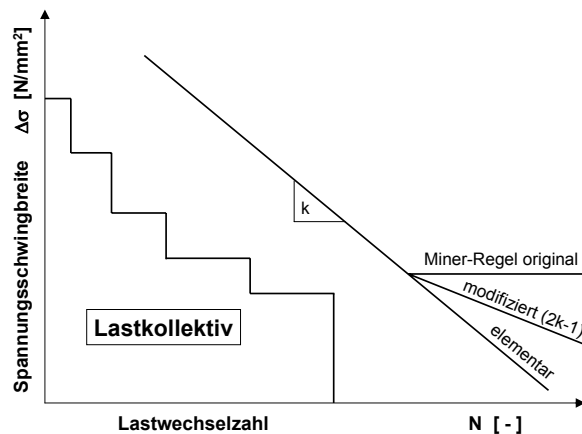


Abbildung 6-2: Varianten der Miner-Regel

Zusammenfassend lassen sich nach [5, 7] folgende allgemeine Aussagen zur Anwendbarkeit der Miner-Regel-Varianten bei der Lebensdauervorhersage treffen:

- Die nach der originalen Miner-Regel vorhergesagte Lebensdauer kann das 0,2- bis 6-fache der tatsächlichen Lebensdauer betragen; die aus der tatsächlichen Lebensdauer errechneten Schadenssummen streuen im genannten Bereich.
- Durch Modifikation der originalen Miner-Regel kann die Lebensdauervorhersage hinsichtlich Mittelwert und Streuung der Schadenssummen verbessert werden, jedoch nur bei Einschränkung des Anwendungsbereichs.
- Die festgestellten Streuspannen dürfen nur teilweise der Miner-Regel angelastet werden, denn sowohl die Ausgangsdaten der Berechnung (aus Wöhler-Versuchen) als auch deren Vergleichsdaten (aus Betriebsfestigkeitsversuchen) streuen nicht unerheblich und sind mit Unsicherheiten behaftet.
- Systematische Abweichungen von der Miner-Regel sind insbesondere auf den Einfluss von Eigenspannungen zurückzuführen, die im Wöhler- und Betriebsfestigkeitsversuch unterschiedlich ausgebildet sein können, sich unterschiedlich verändern und sich somit unterschiedlich auswirken.

- Systematische Abweichungen sind auch auf die weithin fehlende Unterscheidung zwischen den Versagenskriterien Anriss und Bruch zurückzuführen.

Trotz aller erwähnten Nachteilen wird die Miner-Regel in der Konstruktionspraxis wegen ihrer einfachen Anwendbarkeit häufig verwendet, da im Gegensatz zu anderen (meist auch wesentlich komplizierteren) Schadensakkumulationshypothesen allein die entsprechende Werkstoff- oder Bauteilwöhlerlinie als Eingangsgröße benötigt wird.

Um die Dauerfestigkeitsminderung und die Reihenfolgeeffekte wenigstens empirisch zu erfassen, sind von mehreren Autoren nichtlineare Schadensakkumulationshypothesen vorgeschlagen worden, wonach sich die Teilschädigung im Allgemeinen gemäß folgender Gleichung ausdrücken lässt:

$$D_i = \left( \frac{\Delta N_i}{N_{GL,i}} \right)^p \quad (6-4)$$

Der Exponent  $p$  hängt von der Spannungsamplitude ab und wird in Zwei- oder Dreistufenversuchen ermittelt [4]. Das bedeutet, dass zusätzliche Versuche erforderlich werden, was die Lebensdauervorhersage letztendlich wesentlich verteuern kann.

Eine andere Möglichkeit, wie die Dauerfestigkeitsminderung und teilweise auch Reihenfolgeeffekte zu berücksichtigen sind, wäre es, die Berechnung des aktuellen Schadensanteils  $D_{i,akt}$  von der schon erreichten Vorschädigung  $D_{vor}$  abhängig zu machen:

$$D_{i,akt} = f \left( D_{vor}; \frac{\Delta N_i}{N_{GL,i}} \right) \quad (6-5)$$

Auf diese Weise erfolgt z.B. die Berechnung der Schadensakkumulation nach dem Rissfortschrittsalgorithmus von Vormwald [78]. Sein Schädigungsparameter  $P_J$  liefert zwar etwas konservative, jedoch deutlich bessere und in geringerem Maße streuende Ergebnisse als der Schädigungsparameter  $P_{SWT}$ , der keine Reihenfolgeeffekte erfasst [92].

In dem von Vormwald vorgeschlagenen Rissfortschrittsalgorithmus wird die aktuelle Rissöffnungsdehnung auf Basis der Beanspruchungsvorgeschichte ermittelt, wobei folgende Bedingungen gelten:

- Die Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op}$  bleibt unverändert,
  - wenn die Oberdehnung  $\varepsilon_o$  der aktuellen Hysterese kleiner als die alte Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,alt}$  ist,
  - wenn die Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,einst}$  aus einer fiktiven einstufigen Beanspruchung größer als die alte Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,alt}$  ist oder,

- wenn die Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,einst}$  kleiner als die alte Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,alt}$  und die aktuelle Spannungsamplitude  $\sigma_a$  kleiner als 40% der rechnerischen Fließgrenze  $\sigma_F$  ist.
- Die aktuelle Rissöffnungsdehnung wird auf den Wert gesetzt, den eine fiktive Beanspruchung liefert ( $\varepsilon_{op,aktuell} = \varepsilon_{fiktiv,einst}$ ),
  - wenn die Oberdehnung  $\varepsilon_o$  der aktuellen Hysterese größer als die bisher aufgetretene maximale Oberdehnung ist
  - wenn die Unterdehnung  $\varepsilon_U$  der aktuellen Hysterese kleiner, als die bisher aufgetretene minimale Unterdehnung ist
  - wenn die fiktive einstufig stabilisierte Rissöffnungsdehnung kleiner als die alte Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,alt}$  und die aktuelle Spannungsamplitude  $\sigma_a$  größer als 40 % der rechnerischen Fließgrenze ist.

Im Folgenden wird der  $P_J$ -Parameter nach der Gleichung (3-49) berechnet. Daraus ergibt sich danach jeweils ein entsprechender aktueller Schädigungsbeitrag:

$$D_{akt} = \frac{1}{N} = \begin{cases} (P_J)^m / Q & \text{für } P_J \geq P_{J,D} \\ 0 & \text{für } P_J < P_{J,D} \end{cases} \quad (6-6)$$

wobei für  $P_{J,D}$  als Startbedingung gilt:

$$P_{J,D} = \frac{\Delta J_{eff,th}}{a_e} \quad (6-7)$$

Der Dauerfestigkeitswert des  $P_J$ -Parameters  $P_{J,D}$  bezieht sich in diesem Fall auf das Versagenskriterium technischer Anriss ( $a_e=0,5\text{mm}$ ).

Die gesamte Schadenssumme lässt sich dann berechnen:

$$D_{neu} = D_{akt} + D_{alt} \quad (6-8)$$

Nachfolgende Dauerfestigkeitswerte  $P_{J,D}$  werden nach der Gleichung:

$$P_{J,D} = P_{J,D,0} \cdot \frac{a_0 + l^*}{\left[ \left( (a_e)^{1-m} - (a_0)^{1-m} \right) \cdot D_{neu} + (a_0)^{1-m} \right]^{\frac{1}{(1-m)}} + l^*} \quad (6-9)$$

mit einer aus dem Tanaka-Modell abgeleiteten Hilfsgröße berechnet, die man auch als eine bestimmte Plastizierungslänge interpretieren kann [8].

$$l^* = \frac{\Delta J_{eff,th}}{P_{J,D,0}} - a_0 \quad (6-10)$$

Der Wert  $a_0$  ist die fiktive Rissstartlänge nach der Gleichung (3-44),  $\Delta J_{eff,th}$  ist der Schwellwert des J-Intergrals und die werkstoffabhängige Konstante  $P_{J,D,0}$  lässt sich berechnen:

$$P_{J,D,0} = 1,24 \cdot \frac{\sigma_D^2}{E} \quad (6-11)$$

Auf diese Weise wird die Vorschädigung des Bauteils durch einen risslängenabhängigen Dauerfestigkeitsansatz berücksichtigt.

Im nächsten Schritt wird eine neue Rissöffnungsdehnung  $\varepsilon_{op,neu}$  berechnet, die sich für die folgenden Schwingspiele einstellt.

$$\varepsilon_{op,neu} = \varepsilon_{op,einst} - (\varepsilon_{op,einst} - \varepsilon_{op,alt}) \cdot e^{-15D_{akt}} \quad (6-12)$$

Für das nachfolgende Schwingspiel wird  $\varepsilon_{op,alt}$  auf  $\varepsilon_{op,neu}$  und  $D_{alt}$  auf  $D_{neu}$  gesetzt.

Die schwingspielweise Berechnung endet, wenn die Schadenssumme  $D_{neu}$  den Wert 1 erreicht oder überschreitet. Die Anzahl der durchlaufenen Schleifen gibt dann die Schwingspielzahl an, für die das Abbruchkriterium technischer Anriss erreicht wird.

Unter der Voraussetzung, dass die Lastfolge ideal durchgemischt wird, das heißt die Auswirkung von Reihenfolgeeffekten sich gegenseitig annähernd ausgleicht, und gleichzeitig keine ausgeprägte Asymmetrie der Belastungs-Zeit-Funktion zu beobachten ist, kann bei der Bauteillebensdauervorhersage mit Lastkollektiven gearbeitet werden.

Die statistische Auswertung einer großen Zahl von berechneten Anrisslebensdauern ergab, dass das Konzept von Vormwald im Mittel etwas konservative, jedoch deutlich bessere und in geringerem Maß streuende Vorhersagen liefert als der Schädigungsparameter  $P_{SWT}$  (s. Kapitel 3.4), der keine Reihenfolgeeffekte erfasst. Das beschriebene Verfahren wird daher bei der rechnerischen Vorhersage von Mehrstufen-versuchen im Rahmen des Projekts generell eingesetzt.



## 7. Konzeptionelle Übersicht

In Abbildung 7-1 wird eine konzeptionelle Übersicht für die Lebensdauervorhersage der Druckbehälterkomponenten vorgestellt. Sie umfasst die Behandlung von Schweißnähten in Abhängigkeit von Fertigung (nachbearbeitete - nicht nachbearbeitete Schweißnähte), Belastungsverhältnissen (proportionalen sowie nicht proportionalen Belastung) und bezieht sich jeweils auf das Versagenskriterium Technischer Anriss (TA) und Bruch eines Bauteils.

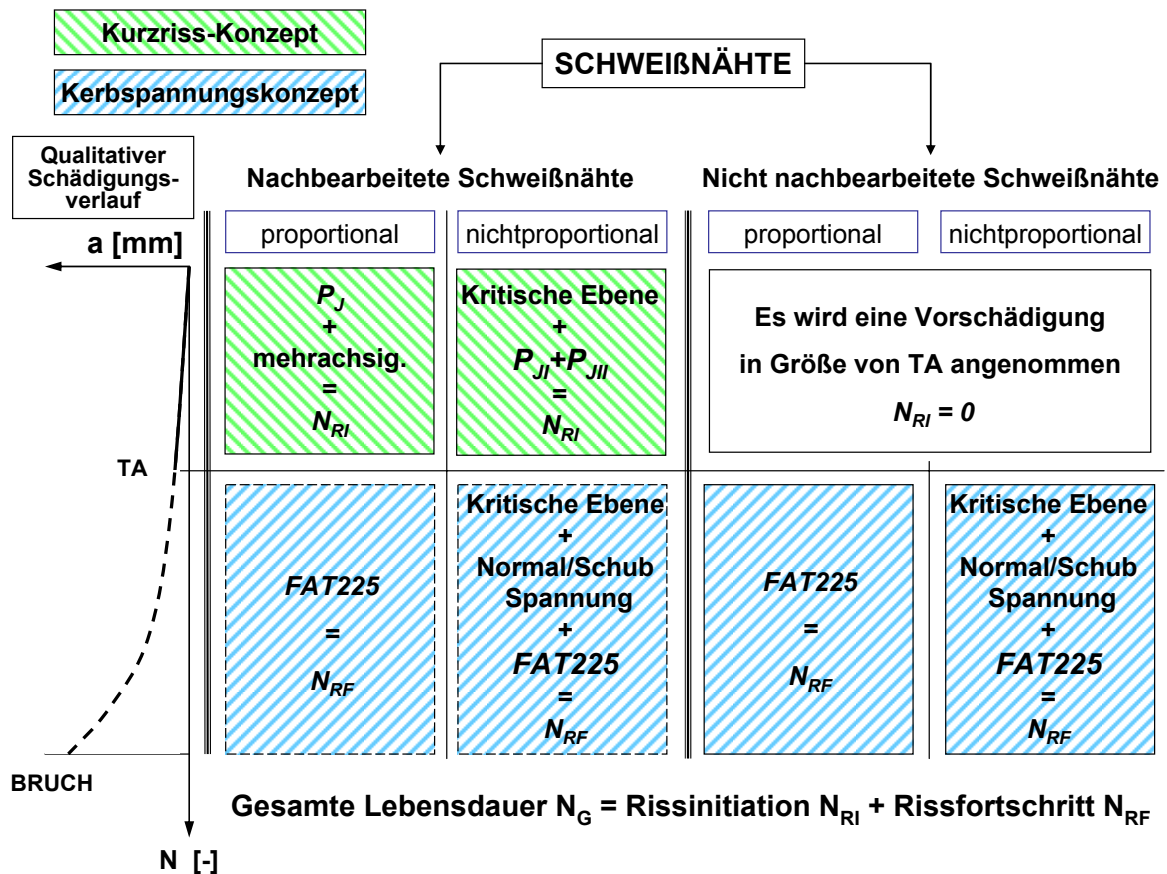


Abbildung 7-1: Konzeptionelle Übersicht der Lebensdauervorhersage [101]

Für **Nähte mit einer relevanten Anrissphase** lässt sich die Lastwechselzahl bis zum Technischen Anriss nach der auf kurzen Rissen basierenden Variante des Rissfortschrittskonzeptes berechnen –  $P_J$ -Parameter (bzw. innerhalb der Standardvariante des Örtlichen Konzeptes mit dem  $P_{SWT}$ -Parameter). Für die Berechnung der Restlebensdauer (bis zum Bruch des Bauteils) wurde das Kerbspannungskonzept eingesetzt. Dabei wird davon ausgegangen, dass das Bauteil durch den Anriss schon vorgeschädigt ist und sich daher wie eine nicht nachbearbeitete Schweißnaht (im Sinne des Kerbspannungskonzeptes) verhält. Für das Bauteil wird jedoch aus Sicherheitsgründen und im Sinne des Sicherheitskonzeptes des Regelwerkes das Versagenskriterium technischer Anriss als relevant angenommen. Die Restlebensdauer hat in diesem Fall eher informativen Charakter.

Die **Nähte ohne relevante Anrissphase** werden nach dem Kerbspannungskonzept berechnet, wobei als Versagenskriterium der Bruch des Bauteils vorausgesetzt wird.

Bei der **nicht proportionalen Beanspruchung** wird für die Ermittlung der erforderlichen Normal- und Schubspannungskomponente das Verfahren der Kritischen Schnittebene Verfahren verwendet.

Das beschriebene Konzept für die Lebensdauerabschätzung wird in Kapitel 9.2 an einem Beispiel (geschweißter Flansch) angewendet. Das Ziel ist dabei eine qualitative Verbesserung der Aussage über zu erwartende Lebensdauer, was zu einer Erhöhung der Sicherheitsstandards beitragen soll.

## 8. Numerische Voruntersuchungen

Die im Kapitel 3.5 beschriebene und für den Apparatebau anwendbaren bruchmechanischen Konzepte basieren im Grunde auf der Beschreibung von Rissen mit Hilfe eines bruchmechanischen Parameters wie beispielsweise des Spannungsintensitätsfaktors (im elastischen Fall) oder des J-Intergrals (im elastisch-plastischen Fall). Die möglichst genaue Wertbestimmung des verwendeten Parameters hat dabei eine entscheidende Bedeutung - hinsichtlich der Lebensdauervorhersagequalität.

In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise bei der numerischen Berechnung von bruchmechanischen Parametern an zwei- und dreidimensionalen Beispielen anschaulich gezeigt und mit vorliegenden Referenzergebnissen bzw. Näherungsformeln verglichen. Die Überprüfung der Näherungsformeln für allgemeine und druckbehälterspezifische Beispiele spielt dabei eine wichtige Rolle, da der Aufwand für die Lebensdaueranalyse durch ihre Anwendung maßgebend reduziert werden kann.

Außerdem wird an einem Modell der Stumpfschweißnaht gezeigt, wie stark sich eine Schweißnahtnachbehandlung bzw. eine geometrische Veränderung des Schweißnahtprofils auf die die Lebensdauer beeinflussenden Parameter auswirkt.

Das wichtigste Gebiet in einem bruchmechanischen Modell befindet sich um die Risspitze (in 2D) bzw. um die Rissfront (in 3D) herum. Da an der Risspitze eine Spannungssingularität herrscht, kann man auf die an dieser Stelle berechneten Spannungen und Dehnungen nicht direkt zurückgreifen. Stattdessen wird das Rissnahfeld durch einen Rissparameter wie z.B. den Spannungsintensitätsfaktor beschrieben.

### 8.1. Berechnung des Spannungsintensitätsfaktors in 2D

In den üblichen kommerziellen FE-Programmen ist die Berechnung von Spannungsintensitätsfaktoren implementiert, außerdem verfügen sie meist über spezielle und an bruchmechanische Berechnungen angepasste Elemente. Beispielsweise verfügt das Programm ANSYS® [93] über so genannte singuläre Elemente, die durch eine Verschiebung der mittleren Knoten in Richtung der Risspitze gekennzeichnet sind (s. Abbildung 8-1 ).

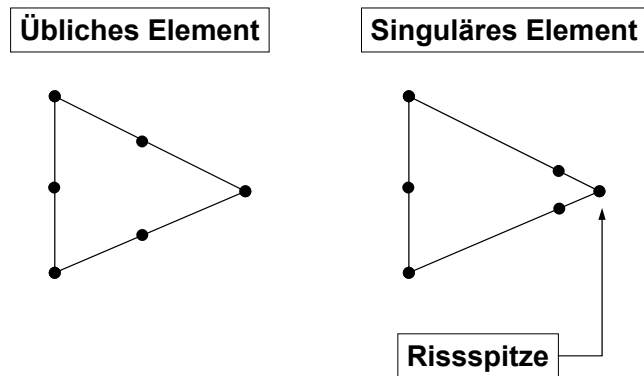


Abbildung 8-1: Übliches und singuläres Element

Dadurch erhöht sich die Knotendichte in Rissspitzennähe, was zu einer höheren Genauigkeit der Ergebnisse beiträgt. Auf der anderen Seite findet man auch leistungsfähige nicht kommerzielle Programme wie z. B. FRAC 3D [94, 95], das über einen speziellen Ansatz bezüglich der Rissspitzenelemente verfügt.

In dieser Arbeit wird überwiegend das FE-Programm ANSYS® [93] eingesetzt, darüber hinaus wird an einigen Beispielen das nicht kommerzielle Programm FRAC 3D [94, 95] getestet.

Um die Leistungsfähigkeit der numerischen Berechnung zu verifizieren, wurde als Beispiel eine ebene Platte nach Abbildung 8-2 gewählt. Die Platte ist nur durch die Zugspannung belastet, in der Mitte ist ein Riss mit der Länge  $a = 0,5$  mm.

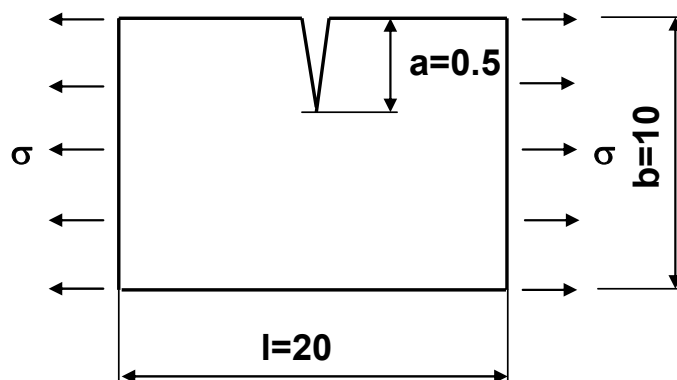


Abbildung 8-2: ebene Platte 2D

In der Literatur [8] kann man für diese Geometrie folgende Näherungslösung finden:

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi a} \cdot Y \tag{8-1}$$

wobei

$$Y = \sqrt{2 \cdot \frac{b}{\pi \cdot a} \tan\left(\pi \cdot \frac{a}{2 \cdot b}\right)} \cdot \frac{0,752 + 2,02 \cdot \left(\frac{a}{b}\right) + 0,37 \left(1 - \sin\left(\pi \cdot \frac{a}{2 \cdot b}\right)\right)^3}{\cos\left(\pi \cdot \frac{a}{2 \cdot b}\right)} \tag{8-2}$$

ist.

Für gegebene Maße a, b und für  $\sigma = 1 \text{ MPa}$

$$K_I = 1,438 = K_{IREF} \tag{8-3}$$

wobei der Wert  $K_{IREF}$  als die Referenzlösung beim Vergleich von numerischen Ergebnissen verwendet wird.

Um die Abhängigkeit der ermittelten Ergebnissen von Vernetzung und verwendeten Elementen beurteilen zu können, wurden drei unterschiedliche Vernetzungsstrategien (s. Abbildung 8-3) verfolgt.

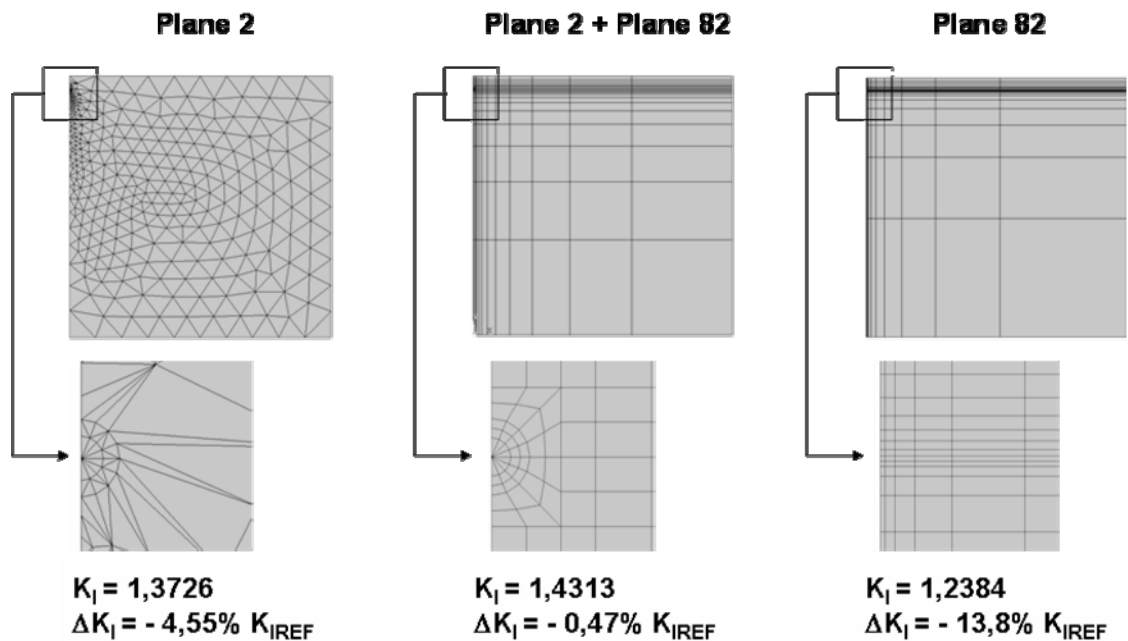


Abbildung 8-3: Fehlerquote abhängig von der Vernetzung

Im ersten Fall wurden um die Risspitze herum singuläre Elemente eingesetzt, der Rest der Vernetzung (free meshing) wurde dann dem FE-Programm (ANSYS®) überlassen. Im zweiten Fall wurde eine Kombination von zwei Elementtypen verwendet, wobei um die Risspitze herum wiederum die singulären Elemente eingesetzt wurden und der restliche

Bereich mit der rechteckigen Vernetzung (mapped meshing) ausgefüllt wird. Im dritten Fall wurde eine typische rechteckige Vernetzung verwendet, die bei üblichen Festigkeitsanalysen in der Regel die besten Ergebnisse liefert. In allen drei Fällen wurde die Elementierung im Rissbereich verfeinert.

Das Ergebnis der Untersuchungen zeigt klar, dass die üblichen rechteckigen Elemente für bruchmechanische Analyse äußerst ungenaue Ergebnisse liefern und daher nicht zu empfehlen sind. Als die beste Lösung hat sich die Kombination von singulären und rechteckigen Elementen (in ANSYS® Plane 2 + Plane 82) erwiesen.

## 8.2. Berechnung des J-Integrals in 2D

Bei der Beanspruchung von Druckbehälterkomponenten können örtlich begrenzte plastische Dehnungen auftreten. Diese Tatsache macht den Einsatz der elastisch-plastischen Bruchmechanik (EPBM) erforderlich. Zu den meistbenutzten EPBM Parametern gehört das J-Integral von Rice [74], das als Bewertungsparameter im Folgenden verwendet wird (s. Seite 33).

In Abbildung 8-4 wird die J-Integralberechnung an Hand des FE-Modells der ebenen Platte aus dem vorherigen Kapitel demonstriert. Die Berechnung des J-Integrals erfolgt für acht verschiedene Pfade vom kleinsten P1 bis zum größten P8. Um die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, wurde dieselbe Vernetzung mit gleichen minimalen Knotenabständen wie im letzten Beispiel gewählt.

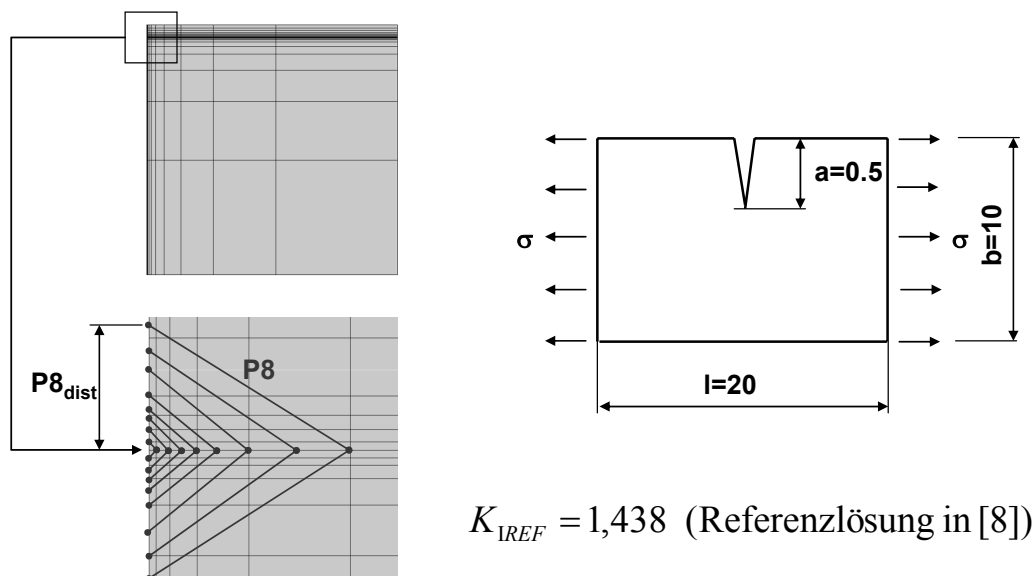


Abbildung 8-4: J-Integralberechnung in 2D

Für die Pfaddefinition wurden jeweils drei Knoten verwendet. Bei der Verifikation des Verfahrens wurden für die Pfaddefinition auch vier (in Anlehnung an [93]) und mehr Knoten

genutzt. Es wurde allerdings kein signifikanter Einfluss der unterschiedlichen Knotenanzahl auf die erreichte Genauigkeit der Ergebnisse beobachtet.

Die J-Integralberechnung ist in ANSYS® nicht direkt implementiert, daher wurde in Anlehnung an [93] ein Makro programmiert, das die J-Integralberechnung für mehrere Pfade teilweise automatisiert ausführt. Außerdem wird das J-Integral auf den Spannungsintensitätsfaktor nach Gleichung (3-39) umgerechnet. Dies erlaubt eine Verifikation der J-Integralberechnung für den elastischen Fall.

In der Tabelle 8-1 sind berechnete J-Integralwerte für einzelne Pfade dargestellt. Alle J-Integralwerte wurden auf Spannungsintensitätsfaktoren nach Gleichung (3-39) für  $E'=212300$  (ebener Dehnungszustand) umgerechnet und mit der Referenzlösung verglichen. Die Abweichung von der Referenzlösung bewegt sich innerhalb eines 1% Intervalls. Dadurch kann das Verfahren für diese Geometrie als sehr zuverlässig eingestuft werden. Auch die Wegunabhängigkeit des J-Integrals ist in diesem Fall ersichtlicht.

Pfad	J-Integral [N/mm]	$K_I$ [Nmm <sup>-3/2</sup> ]	Entfernung des Pfades von der Rissspitze (Pdist) [mm]	$K_I - K_{I,REF}$ in % [-]
P1	8,83349E-06	1,432433	0,021366	-0,387
P2	8,89359E-06	1,440433	0,066649	0,169
P3	8,83464E-06	1,435651	0,131299	-0,163
P4	8,77152E-06	1,430513	0,195948	-0,521
P5	8,69104E-06	1,423935	0,260597	-0,978
P6	8,81851E-06	1,434339	0,325247	-0,255
P7	8,75412E-06	1,429093	0,389896	-0,619
P8	8,74003E-06	1,427943	0,454545	-0,699

Tabelle 8-1: J-Integralwerte für verschiedene Pfade im Vergleich zur Referenzlösung [8]

### 8.3. Berechnung des Spannungsintensitätsfaktors in 3D

Als Berechnungsbeispiele im 3D-Bereich wurde eine ebene Platte mit einem elliptischen Riss gewählt (s. Abbildung 8-5). Für diese Platte liegt eine durch mehrere numerische Berechnungen abgesicherte Näherungsformel von Newman und Raju [96] vor. Die Näherungsformel ist verwendbar sowohl für kreisförmige als auch für elliptische Risse mit einem beliebigen Achsenverhältnis der Ellipse.

Wie in Abbildung 8-5 ersichtlich, wurden im Rissfrontbereich singuläre Elemente eingesetzt, da die Hexaedervernetzung (wie vorher im 2D Beispiel gezeigt wurde) nicht akzeptable Ergebnisse liefert. Diese Tatsache bringt einen höheren Aufwand bei der Modellerstellung und bei der Vernetzung mit sich. Um dies zu umgehen, ist man gezwungen, ein anderes FE-Programm (z.B. FRAC 3D) zu benutzen, da es in ANSYS® zu dieser Vorgehensweise derzeit keine Alternative gibt. Insbesondere bei den komplizierten 3D Modellen stellt dieser

Umstand einen großen Nachteil dar. Dies kann teilweise durch den Einsatz der Submodelltechnik ausgeglichen werden (s. Kapitel 8.5.3).

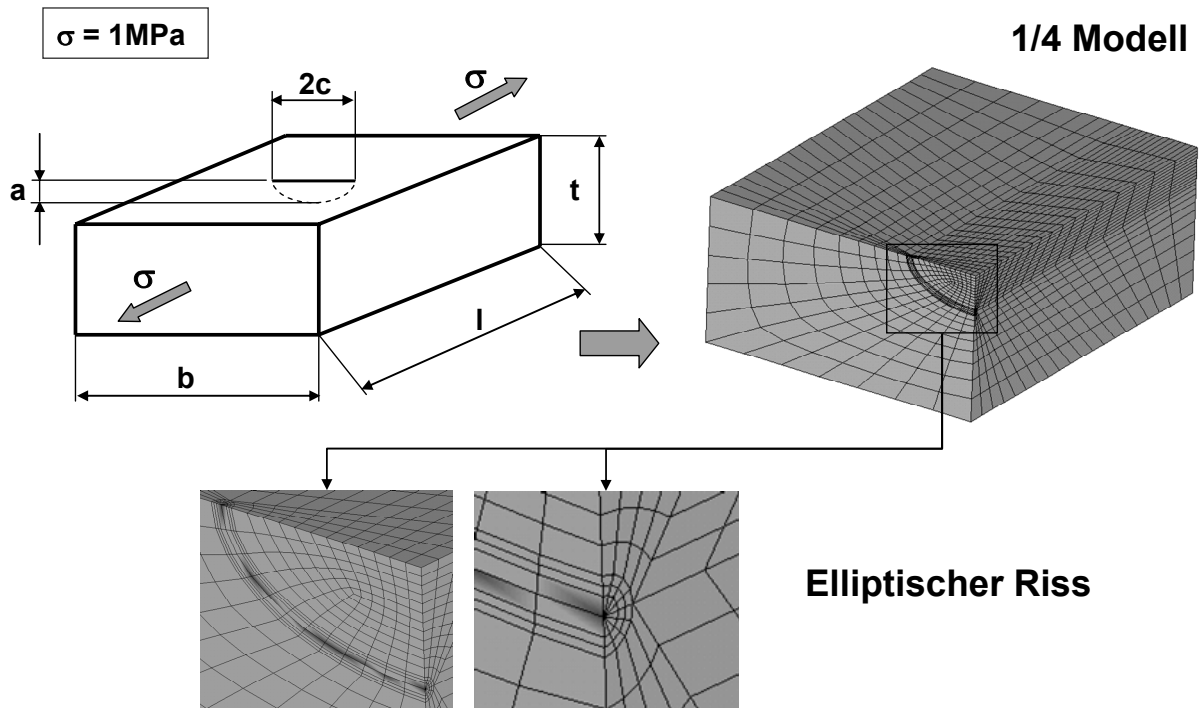


Abbildung 8-5: Ebene Platte mit einem elliptischen Riss

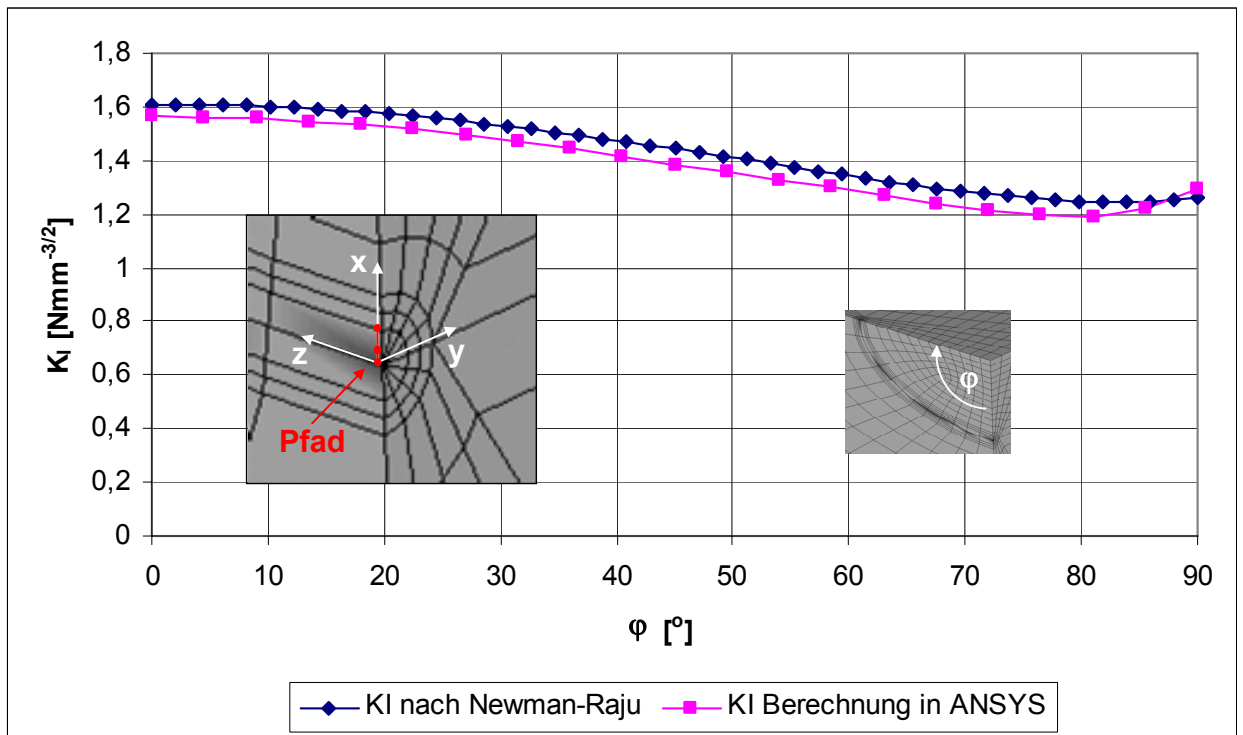
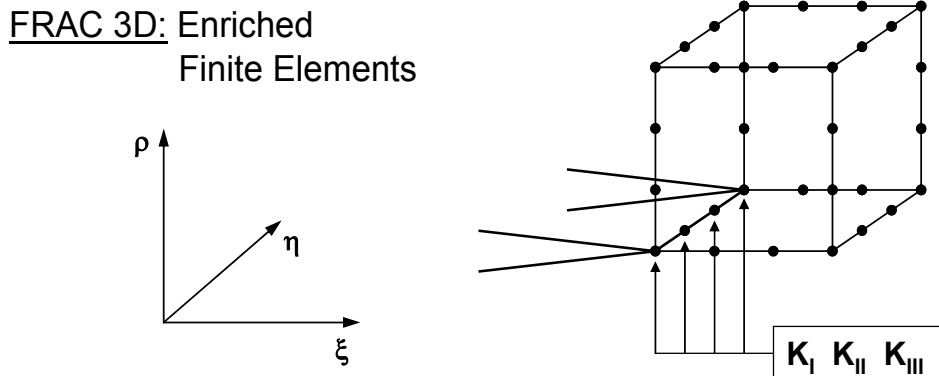


Abbildung 8-6: Berechnungsergebnisse im Vergleich zur Referenzlösung [96]

Die in Abbildung 8-6 angeführten Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung (max. Abweichung < 3%) mit der Referenzlösung entlang der gesamten Rissfront.



Als zweites Beispiel der Ermittlung des Spannungsintensitätsfaktors wird hier eine Schweißverbindung gezeigt. Diese Analyse wurde mit dem FE-Programm FRAC 3D [94] durchgeführt. Das Programm verfügt über einen speziellen Ansatz [94, 97] für die Risselemente (siehe Abbildung 8-7), der den Spannungsintensitätsfaktor für alle drei Modi I,II,III direkt implementiert. Ein großer Vorteil besteht darin, dass man eine homogene Hexaederelementvernetzung verwenden kann und nicht gezwungen ist, in der Rissumgebung besondere Elementformen (wie in ANSYS®) einzusetzen.



$$\begin{aligned}
 u(\xi, \eta, \rho) &= \sum_{j=1}^{nodel} N_j(\xi, \eta, \rho) u_j + Z_0(\xi, \eta, \rho) \sum_{i=1}^{nrip} N_i(\bar{\xi}) K_I \left( f_1(\xi, \eta, \rho) - \sum_{j=1}^{nodel} N_j(\xi, \eta, \rho) f_{1j} \right) + Z_0(\xi, \eta, \rho) \sum_{i=1}^{nrip} N_i(\bar{\xi}) K_{II} \left( g_1(\xi, \eta, \rho) - \sum_{j=1}^{nodel} N_j(\xi, \eta, \rho) g_{1j} \right) \\
 v(\xi, \eta, \rho) &= \sum_{j=1}^{nodel} N_j(\xi, \eta, \rho) v_j + Z_0(\xi, \eta, \rho) \sum_{i=1}^{nrip} N_i(\bar{\xi}) K_I \left( f_2(\xi, \eta, \rho) - \sum_{j=1}^{nodel} N_j(\xi, \eta, \rho) f_{2j} \right) + Z_0(\xi, \eta, \rho) \sum_{i=1}^{nrip} N_i(\bar{\xi}) K_{II} \left( g_2(\xi, \eta, \rho) - \sum_{j=1}^{nodel} N_j(\xi, \eta, \rho) g_{2j} \right) \\
 w(\xi, \eta, \rho) &= \sum_{j=1}^{nodel} N_j(\xi, \eta, \rho) w_j + Z_0(\xi, \eta, \rho) \sum_{i=1}^{nrip} N_i(\bar{\xi}) K_{III} \left( h(\xi, \eta, \rho) - \sum_{j=1}^{nodel} N_j(\xi, \eta, \rho) h_j \right)
 \end{aligned}$$

Abbildung 8-7: FRAC 3D Risselemente

Als Preprozessor wird das Programm ANSYS® verwendet, in dem die Modellgeometrie, die Vernetzung und Randbedingungen vorbereitet wurden. Anschließend werden alle Rissfrontknoten und die erste Reihe von Rissuferenelementen identifiziert und ihre Kennzahlen (Nummer, Koordinaten, usw.) gespeichert. Danach folgt eine Transformation in die FRAC 3D-Datenbasis, die dann durch das Programm FRAC 3D berechnet wird. Als Ergebnis liefert FRAC 3D alle Spannungsintensitätsfaktoren für sämtliche Knoten an der Rissfront. In [95] wird die Vorgehensweise umfassend dargestellt.

Das FE-Modell (s. Abbildung 8-8) ist voll parametrisiert und dadurch ohne größeren Aufwand an jeweilige Schweißnahtkonturen und beliebige Risstiefen anpassbar.

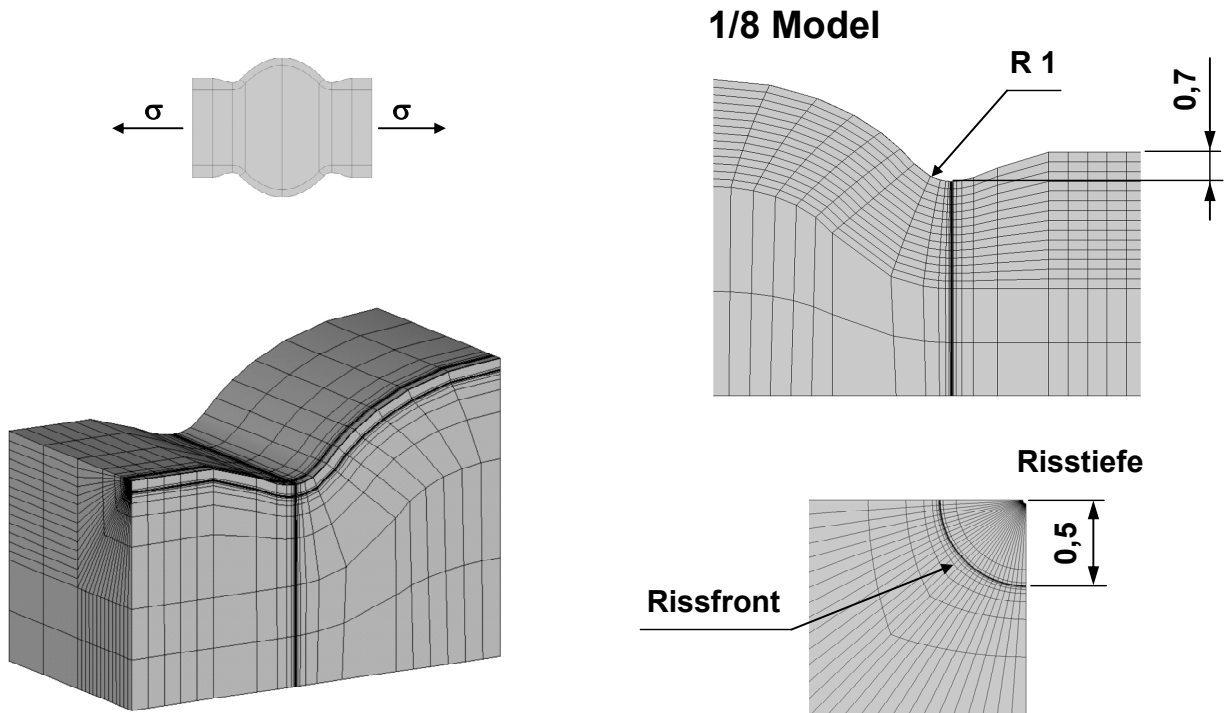


Abbildung 8-8: FE-Modell der Stumpfschweißnaht mit einem Riss

Im Modell befindet sich der Riss am Schweißnahtübergang, der die maximal beanspruchte Stelle darstellt. Die Kerbtiefe ist 0.7 mm.

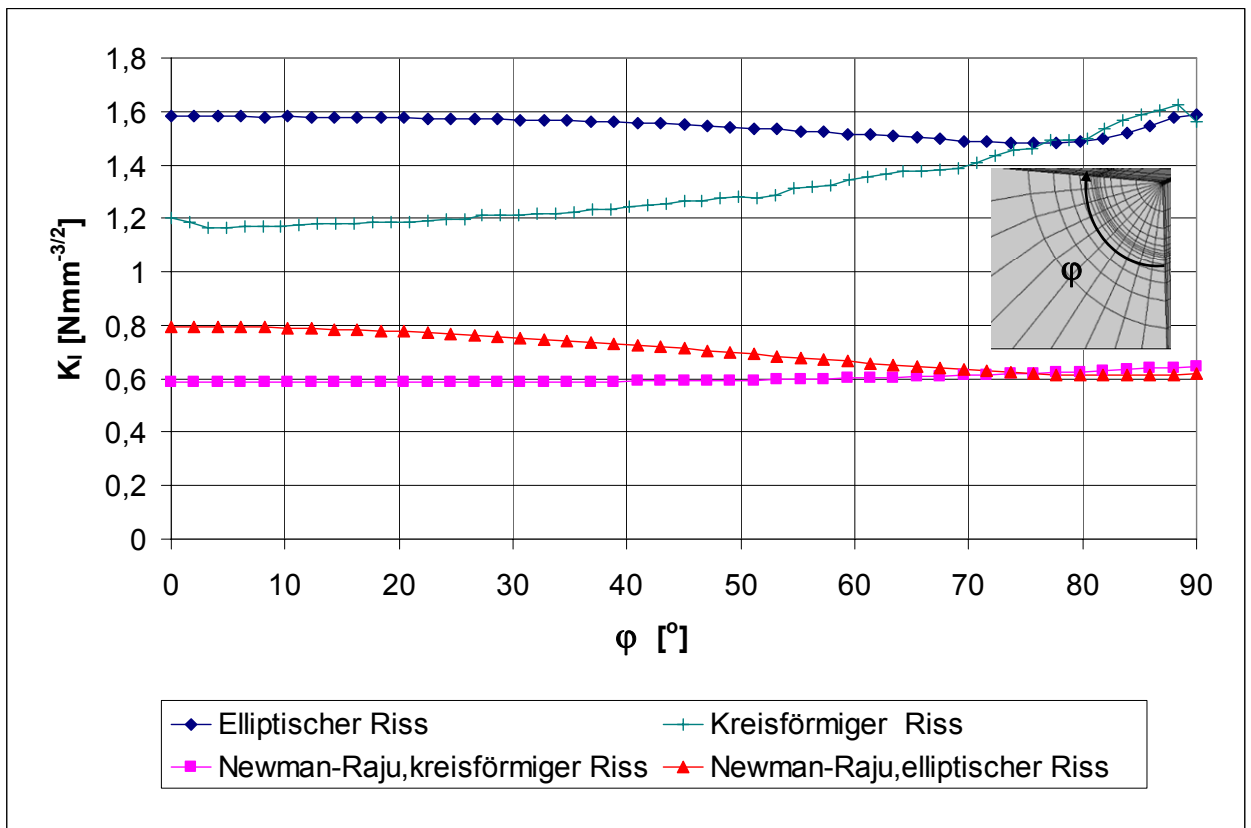


Abbildung 8-9: Berechnungsergebnisse für elliptischen und kreisförmigen Riss (FRAC 3D)

Die in Abbildung 8-9 dargestellten Ergebnisse zeigen die Spannungsintensitätsfaktorwerte entlang einer kreisförmigen und elliptischen Rissfront. Um sich eine Vorstellung über den Kerbeinfluss am Schweißnahtübergang zu verschaffen, wurden auch die nach Newman-Raju-Näherungsformel [96] berechneten Ergebnisse für ebene Platten herangezogen. Es ist hier zu bemerken, dass die Schweißnahtkontur (und das sich daraus ergebende Rissumfeld) von besonderer Bedeutung ist. In Abbildung 8-10 wird die Kerbtiefenabhängigkeit in sechs Stufen 0 - 0,5mm noch umfassender dargestellt.

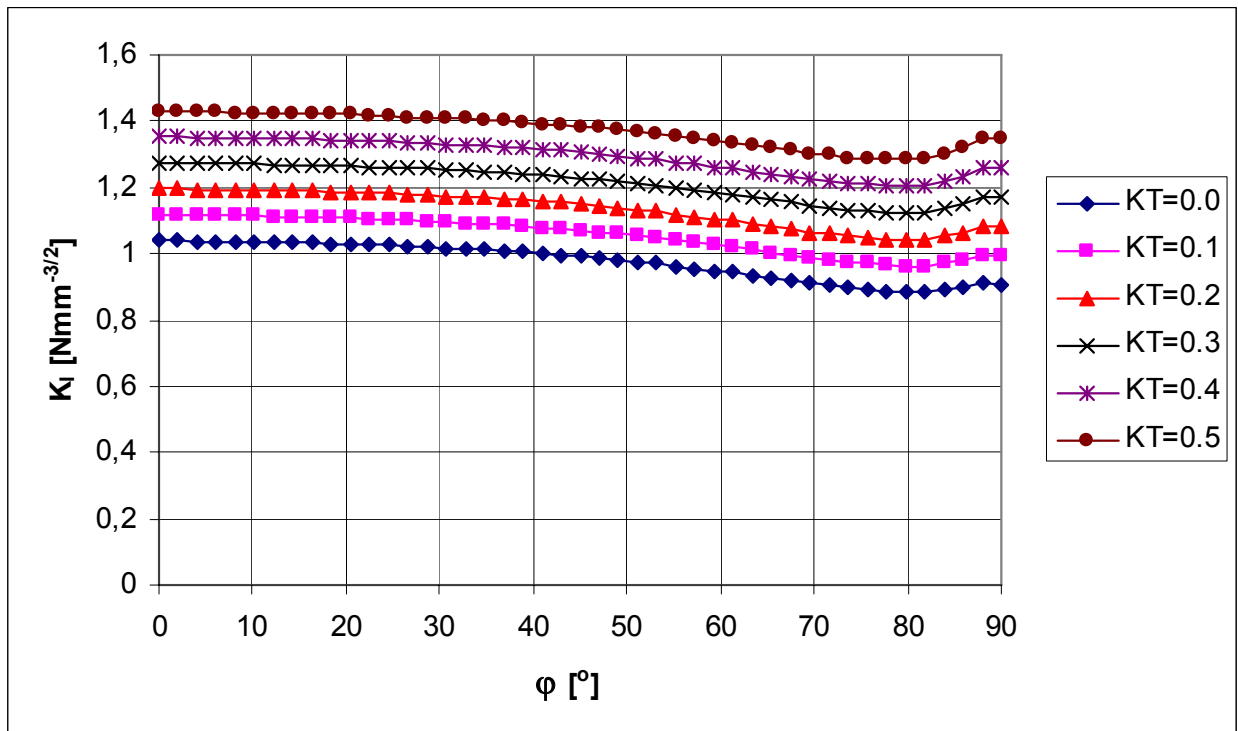


Abbildung 8-10: Abhängigkeit des Spannungsintensitätsfaktors von der Kerbtiefe am Schweißnahtübergang (FRAC 3D)

#### 8.4. Berechnung des J-Integrals in 3D

Um die Gültigkeit der Näherungsformel für die Bestimmung des J-Integrals überprüfen zu können, muss man in der Lage sein, das J-Integral mit Hilfe der FEM zu berechnen. Dies fordert eine spezielle Vorgehensweise, die im Folgenden erläutert wird.

Bei der Ermittlung von J-Integralen im 3D-Bereich geht man prinzipiell ähnlich vor wie im 2D-Bereich. Es ist jedoch notwendig, die Erstellung des FE-Modells dem Auswertungsprozess anzupassen. In Abbildung 8-11 wird die empfohlene Vorgehensweise am Beispiel einer ebenen Platte mit kreisförmigem Riss anschaulich demonstriert. Das FE-Modell muss so vorbereitet werden, dass es möglich wird, in einzelnen Ebenen die für die J-Integralauswertung erforderlichen Knoten auszuwählen.

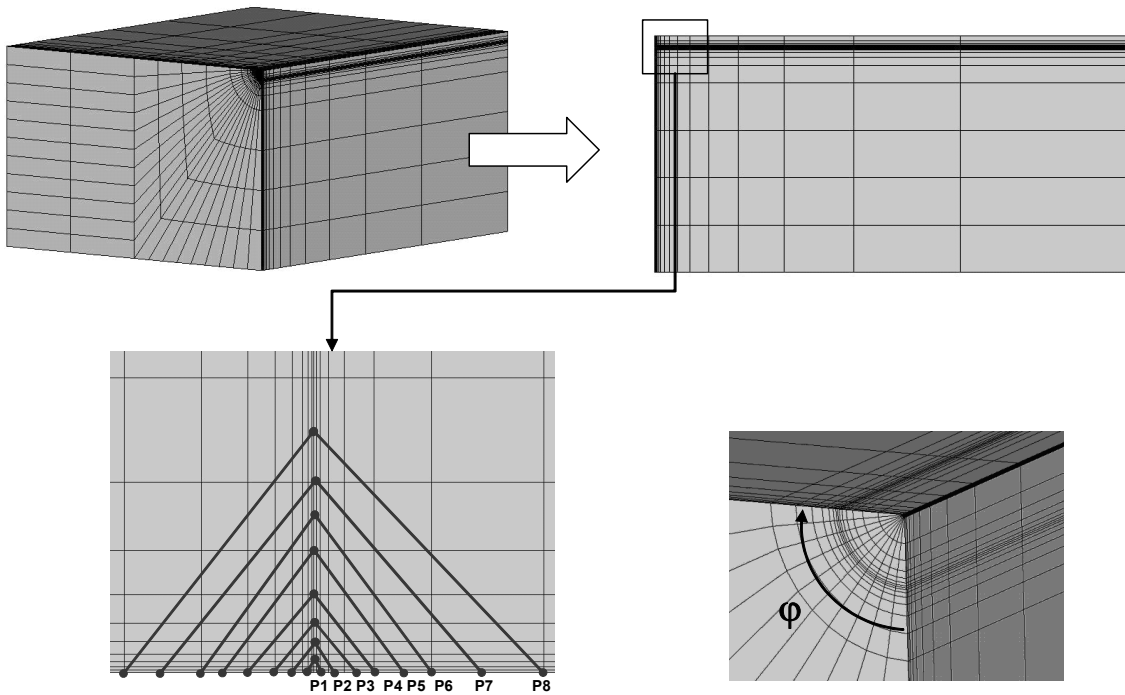


Abbildung 8-11: Bestimmung des J-Integrals im 3D-Bereich

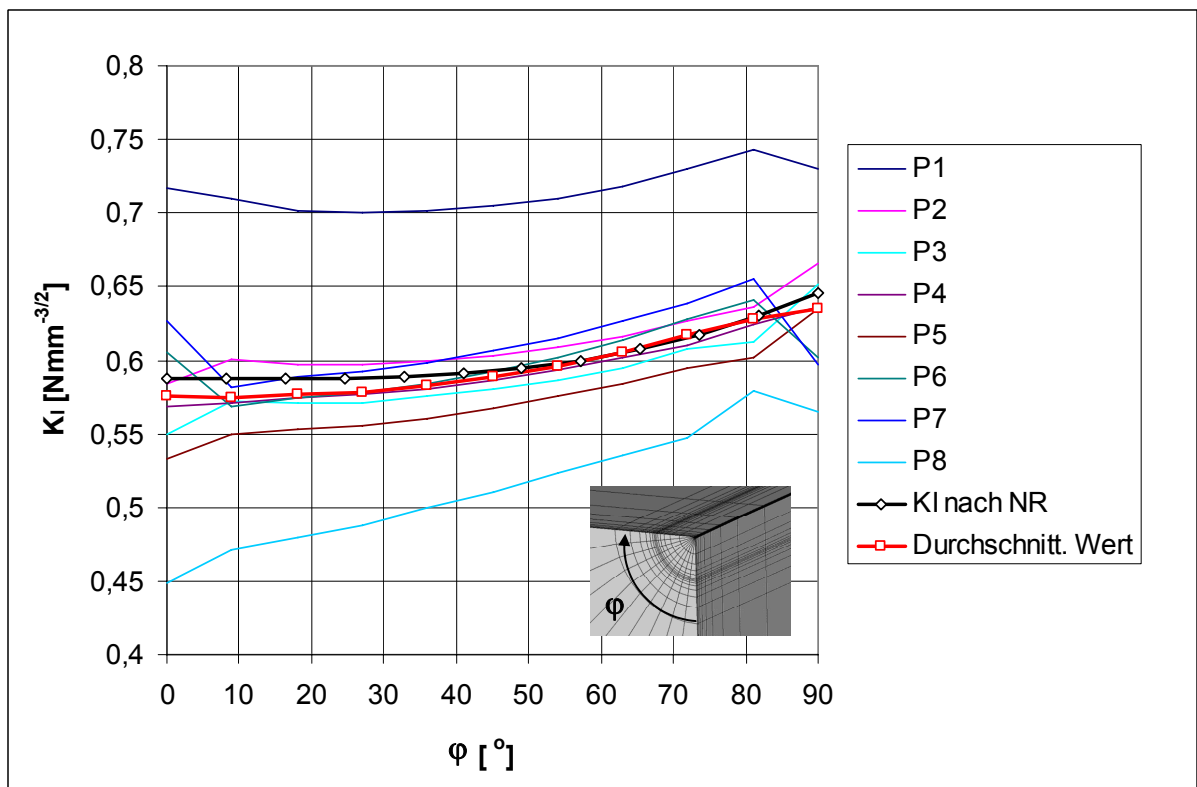


Abbildung 8-12: In Spannungsintensitätsfaktoren umgerechnete J-Integralwerte (ANSYS®)

Um die Ergebnisse mit einer Referenzlösung (Newman-Raju [96]) vergleichen zu können, wurden die für unterschiedliche Pfade berechneten J-Integralwerte nach Gleichung (3-39) in

Spannungsintensitätsfaktoren umgerechnet (s. Abbildung 8-12). Auch in diesem Beispiel kann man feststellen, dass abgesehen von extremen Pfaden (P1 und P8) die Ergebnisse in einem engen Band von  $\pm 3\%$  streuen. Als ein Endergebnis wird dann der durchschnittliche Wert aller Pfade genommen, wobei extreme Pfade  $P_{\min}$  und  $P_{\max}$  nicht eingerechnet worden sind. Bei dem Vergleich des durchschnittlichen Werts mit der Referenzlösung konnte man entlang der ganzen Rissfront nur mäßige Abweichungen beobachten.

Das auffällig inkorrekte Ergebnis für den Pfad P1 ist auf numerische Probleme in unmittelbarer Nähe der Rissfront (singuläre Spannungs-Dehnungszustände) zurückzuführen. Bei dem größten Pfad P8 wird die Abweichung wahrscheinlich durch die äußeren Randbedingungen verursacht.

### 8.5. FE-Modell ohne und mit Riss, Vergleich mit Näherungsformeln

Da die FE-Berechnung von bruchmechanischen Parametern in der Regel sehr aufwendig ist, spielt die Absicherung von schnell einsetzbaren Näherungsformeln an druckbehältertypischen Beispielen eine bedeutende Rolle. Im Folgendem werden drei relevante Beispiele vorgestellt, an denen die Einsatzmöglichkeiten der Näherungsformeln nach Dowling [77] und Neumann [76] (s. Seite 34) beurteilt werden.

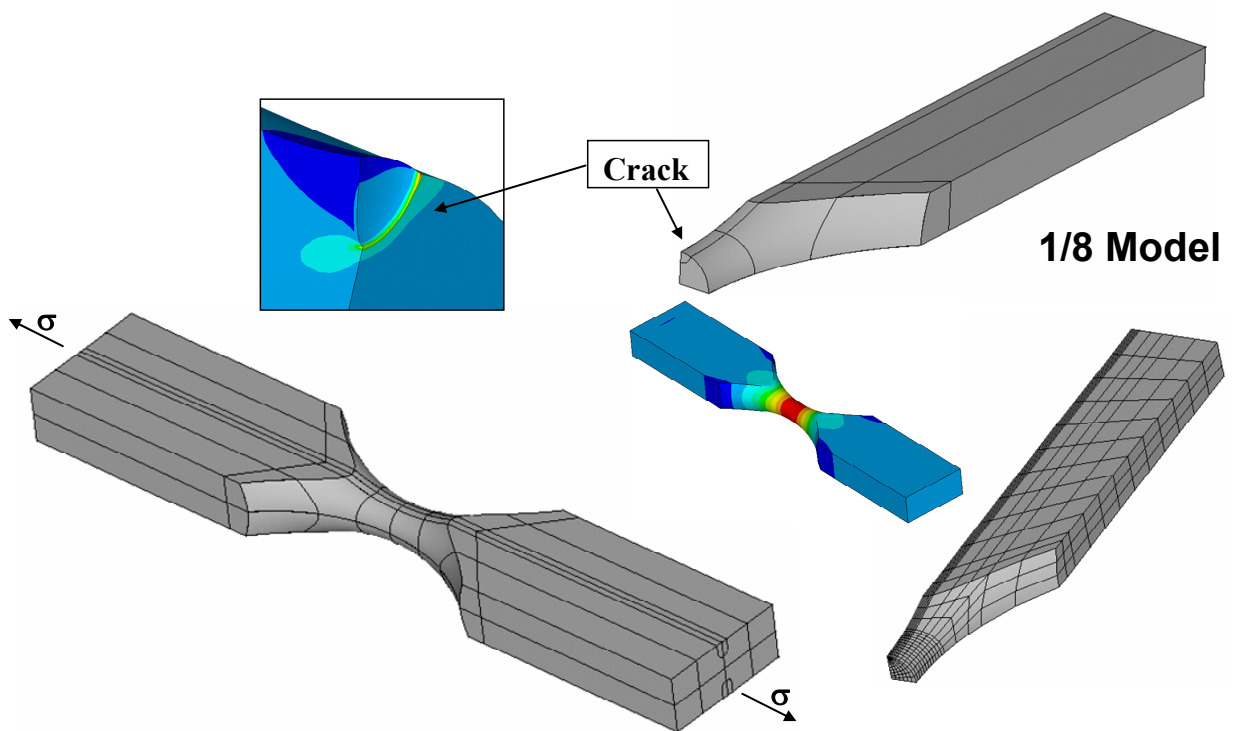


Abbildung 8-13: Das FE-Modell der Standardprobe

### 8.5.1. Standardprobe

Die Standardprobe (s. Abbildung 8-13) ist zwar nicht ein druckbehältertypisches Bauteil, sie dient jedoch im Rahmen der Arbeit zur Aufnahme von erforderlichen zyklischen Kennwerten und als ein Testkörper für die Beurteilung von Reihenfolgeeffekten. Aus diesen Gründen wurde sie an dieser Stelle mit in die Betrachtungen einbezogen.

Der untersuchte kreisförmige Riss in der Mitte der Standardprobe hatte eine Tiefe von 0,5 mm, was dem technischen Anriss entspricht. Um die Berechnungsergebnisse von FRAC 3D und ANSYS® miteinander vergleichen zu können, wurden die J-Integralwerte wieder in Spannungsintensitätsfaktoren umgerechnet. In Abbildung 8-14 werden alle berechneten Pfade dargestellt.

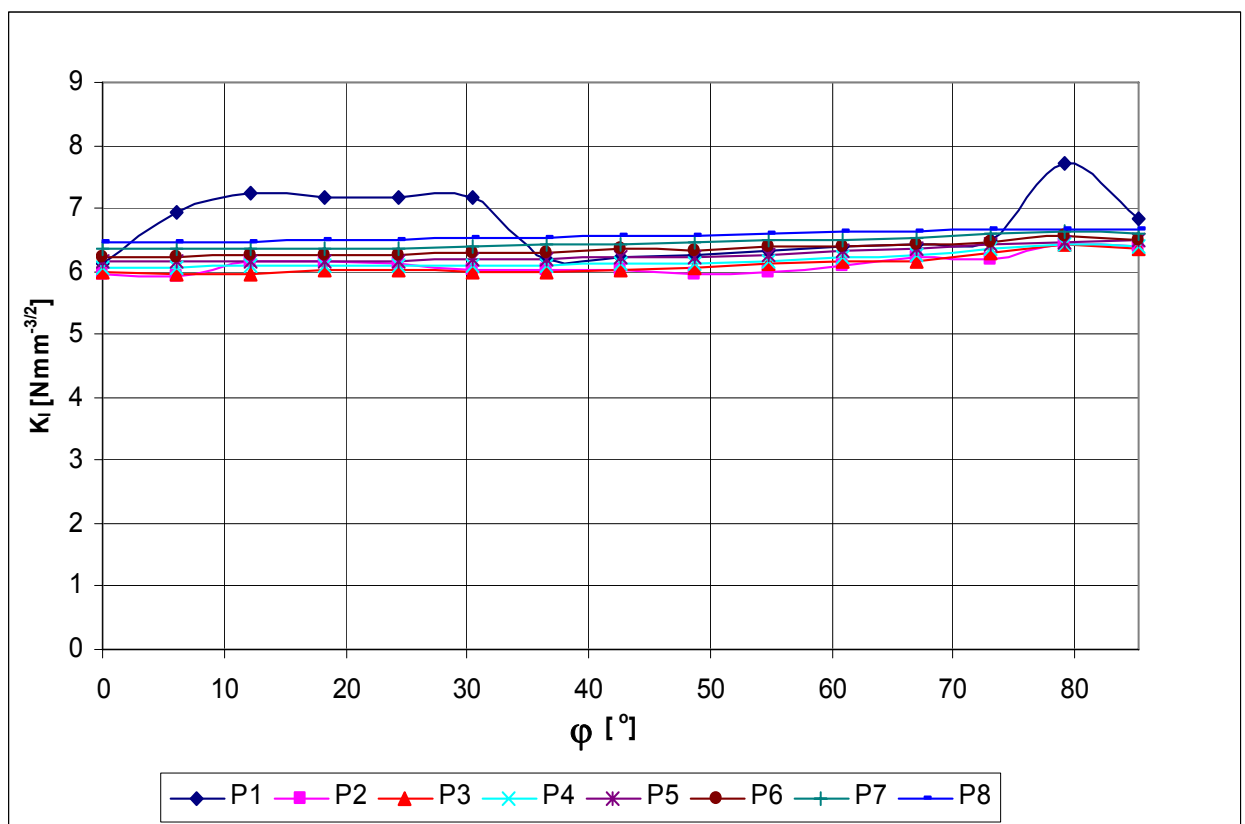


Abbildung 8-14: Berechnungsergebnisse für das Standardprobenmodell (ANSYS®)

Aus den Ergebnissen geht hervor, dass auch hier die Pfadunabhängigkeit des J-Integrals innerhalb eines engeres Streuintervalls von +/-4% entlang der ganzen Rissfront ( $\phi=0 - 90^\circ$ ) bis auf den Pfad P1 gewährleistet ist. Das inkorrekte Ergebnis für den Pfad P1 ist wieder auf numerische Probleme in der Nähe der Rissfront zurückzuführen.

Im nächsten Schritt (s. Abbildung 8-15) sind die Ergebnisse von FRAC 3D, ANSYS® und den beiden Näherungsformeln nach [76] und [77] zusammengestellt worden. Die mit ANSYS®

berechneten Ergebnisse stellen einen durchschnittlichen Wert aller 8 Pfade ohne Maximum und Minimum dar. Die Ergebnisse nach beiden Näherungsformeln (in Abbildung 8-15 als horizontale Gerade dargestellt) beziehen sich stets nur auf die tiefste Stelle der Rissfront ( $\varphi=0^\circ$ ) und nur hier können sie mit den numerischen Ergebnissen verglichen werden.

Die Ergebnisse zeigen, dass:

- beide FE-Programme vergleichbare Ergebnisse für die Spannungsintensitätsfaktoren an der Rissfront liefern und
- auch mit den Näherungsformeln brauchbare Ergebnisse erreichbar sind, wobei insbesondere die Näherungsformel von Neumann in diesem Beispiel sehr gut abgeschnitten hat.

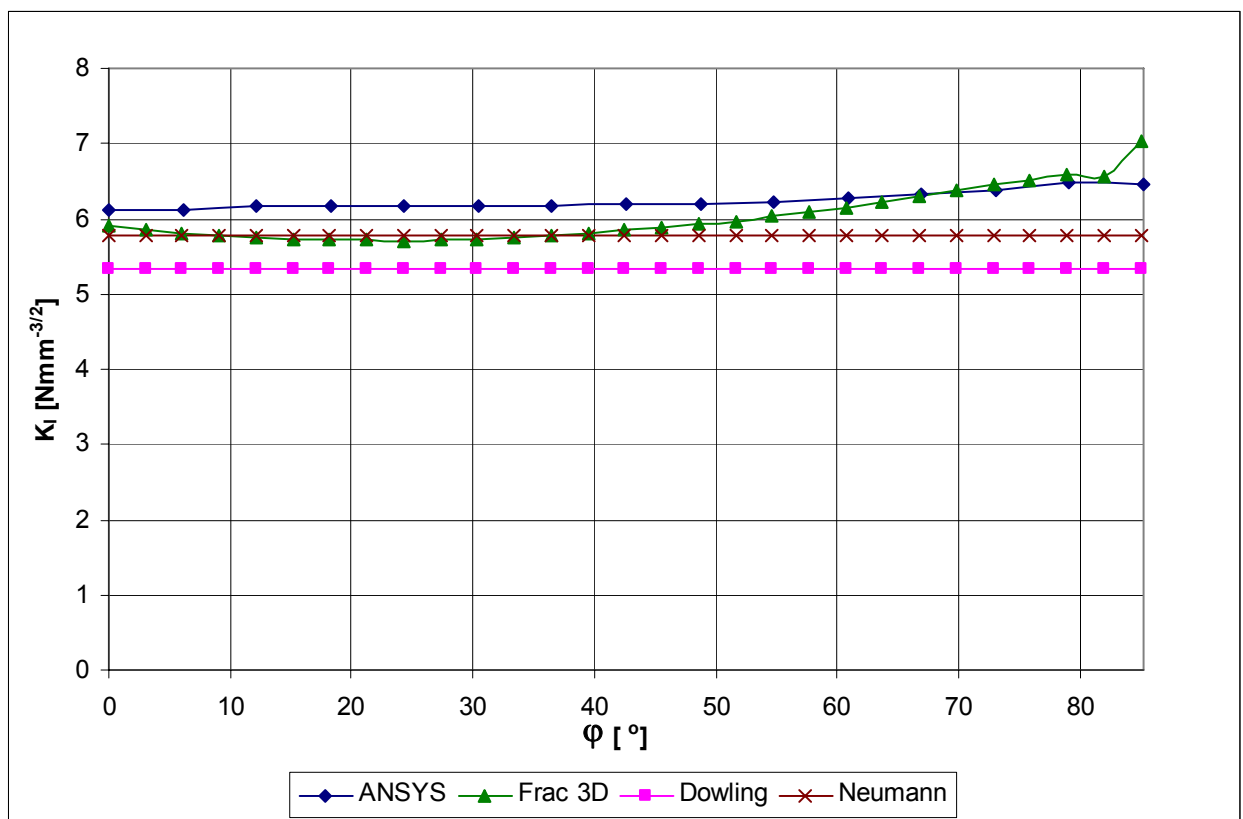


Abbildung 8-15: Vergleich von FE-Berechnungen und Näherungsformeln nach [76] und [77]

Als Eingangsgrößen für die Näherungsformeln sind lediglich die Spannungs-Dehnungswerte an der vermutlichen Risseinleitungsstelle anzugeben, dass heißt, es ist kein bruchmechanisches FE-Modell (mit Riss) notwendig. Bei der Analyse von hoch komplexen Geometrien bedeutet dieser Umstand wesentliche Zeitersparnisse.

Im Falle der Standardprobengeometrie in Abbildung 8-16 ist ersichtlich, dass die J-Integralwerte in Abhängigkeit von der Risslänge und der Beanspruchung exponentiell ansteigen und insbesondere bei einer höheren Beanspruchung und längeren Rissen kann die Lebensdauervorhersage durch ungenau abgeschätzte J-Integralwerte maßgeblich beeinflusst werden.

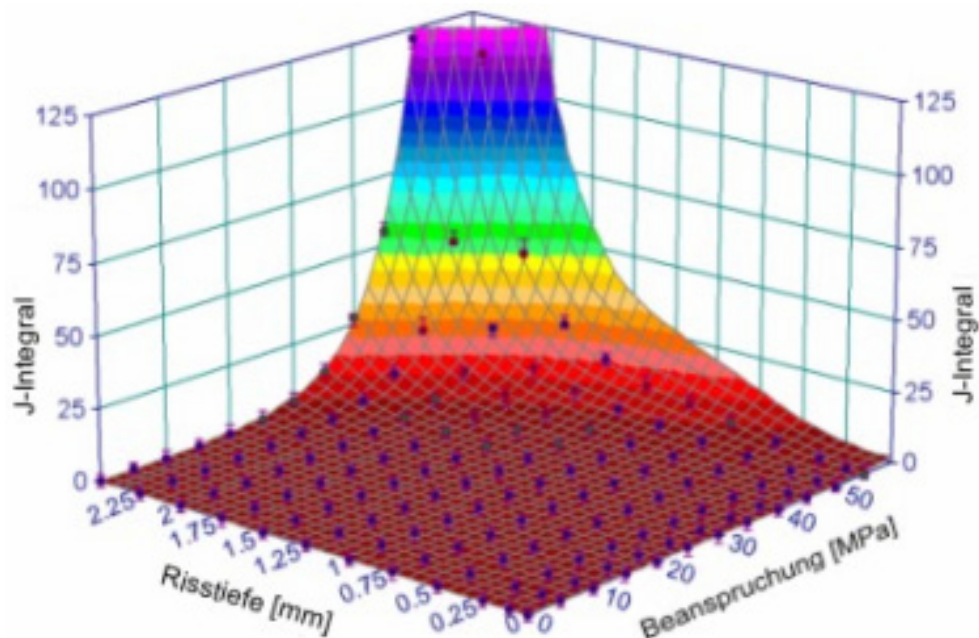


Abbildung 8-16: Abhängigkeit des J-Integrals von der Risslänge und der Beanspruchung

### 8.5.2. Stumpfschweißnaht

Die Stumpfschweißnaht (in diesem Beispiel nicht nachbearbeitet) stellt den zweiten wichtigen geometrischen Fall von großer praktischer Bedeutung dar. Auch hier wird ein bruchmechanisches Modell mit dem technischen Anriss von der Länge 0,5 mm analysiert. Ähnlich wie in den vorherigen Fällen werden zuerst die J-Integralwerte für 8 unterschiedliche Pfade berechnet (s. Abbildung 8-17).



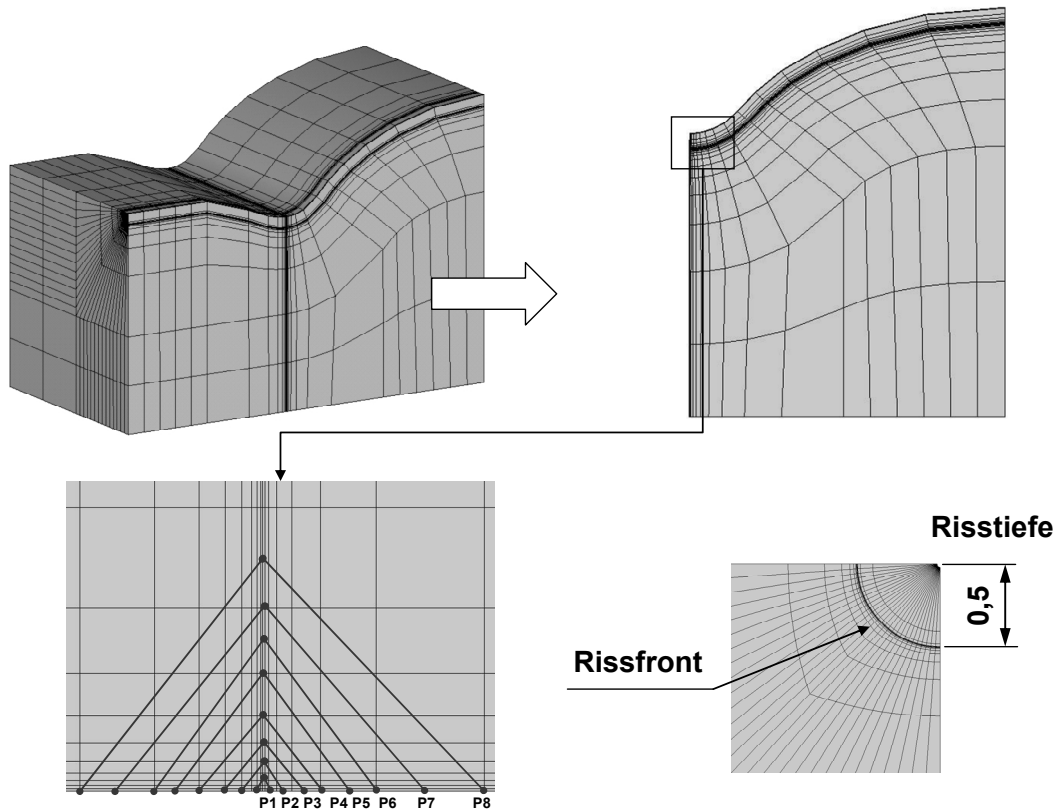


Abbildung 8-17: J-Integralberechnung für eine Stumpfschweißnaht

Die Ergebnisse sind in Abbildung 8-18 präsentiert.

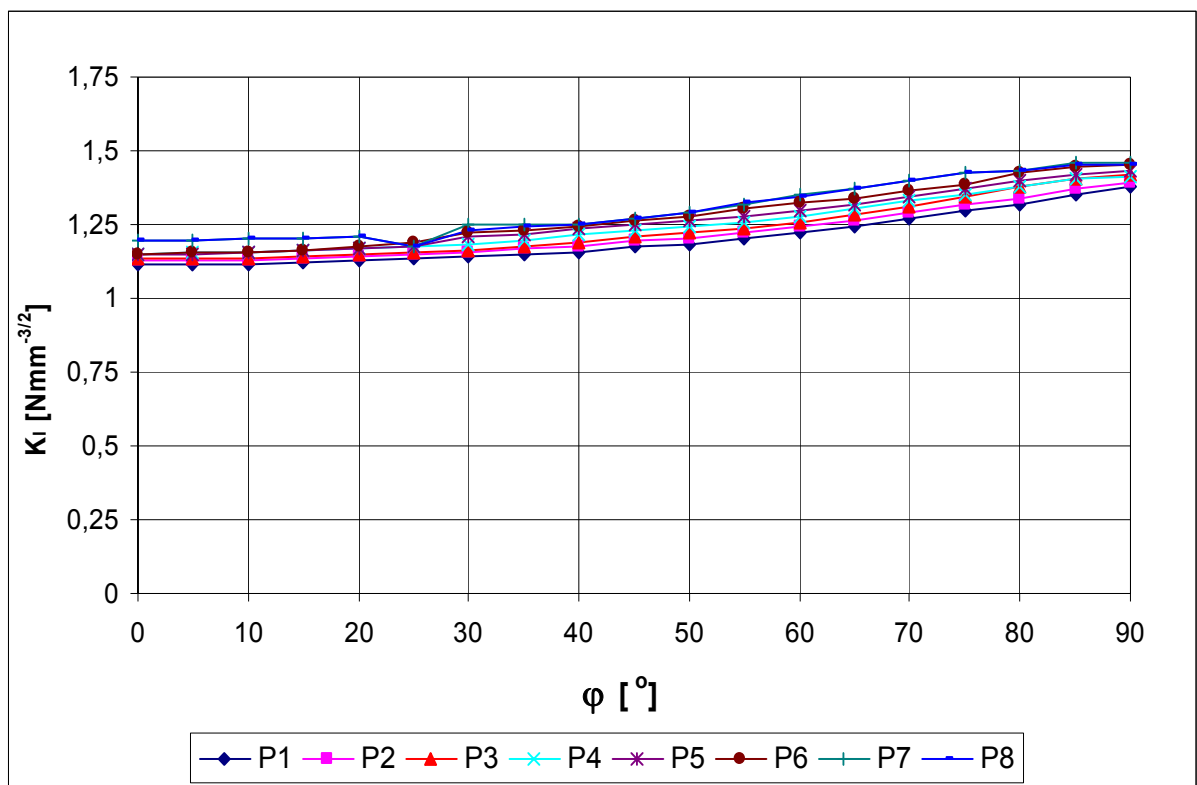


Abbildung 8-18: Die Pfadauswertung am Beispiel der Stumpfschweißnaht

Auch in diesem Fall zeigte sich, dass die Wegunabhängigkeit des J-Integrals in einem Intervall von +/- 4% gewährleistet ist. In Abbildung 8-19 werden die numerischen Ergebnisse von ANSYS® und FRAC 3D miteinander verglichen.

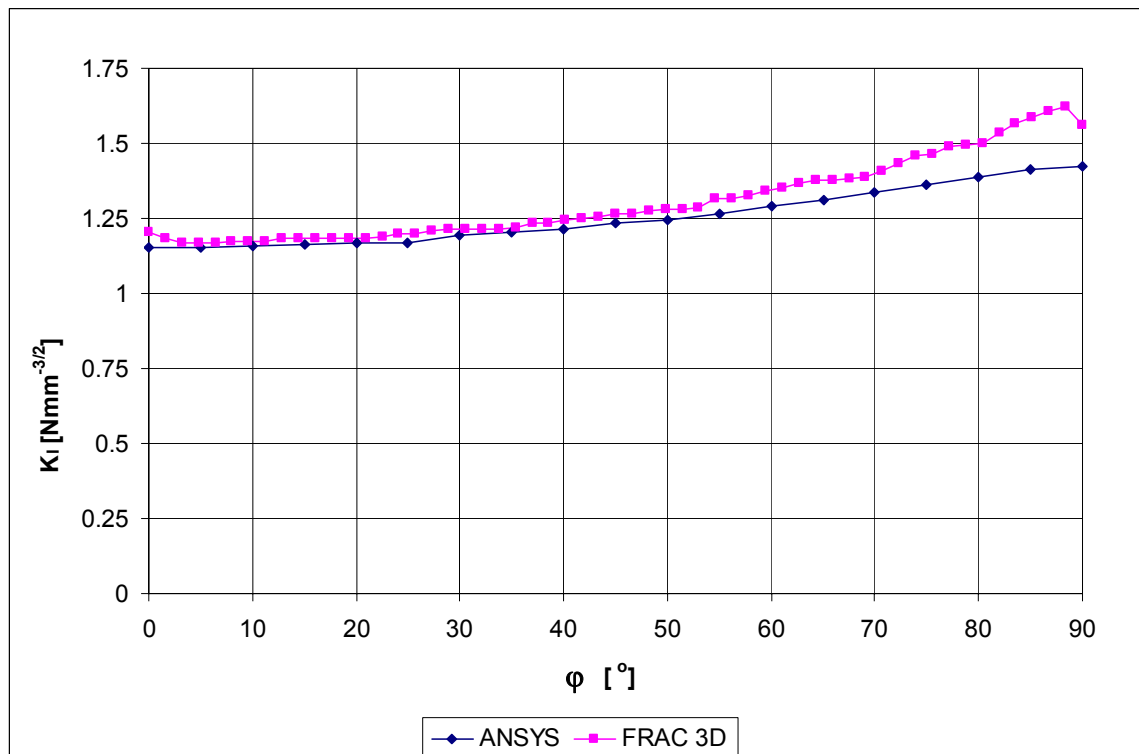


Abbildung 8-19: Vergleich von ANSYS® - und FRAC 3D-Ergebnissen

Beide FE-Programme FRAC 3D und ANSYS® liefern ungefähr gleiche Spannungsintensitätsfaktorwerte entlang der gesamten Rissfront. Die etwas niedrigeren ANSYS®-Werte im Bereich  $\varphi = 60-90^\circ$  sind auf technische Schwierigkeiten bei der Pfadauswertung von geometrisch komplizierten Bauteilbereichen (hier der Schweißnahtübergang) zurückzuführen.

Die Bauteilgeometrie spielt, wie schon mehrmals erwähnt, bei der Berechnung von J-Integralwerte eine sehr wichtige Rolle. Daher wurden im Rahmen der Arbeit zwei wichtige geometrische Parameter des Stumpfschweißnahtmodells – Kerbtiefe am Nahtübergang und Winkel der Nahtflanke untersucht (s. Abbildung 8-20). Die Kerbtiefe am Schweißnahtübergang ist im ersten Fall gleich 0,5 mm (nicht nachbearbeiteten Schweißnaht) und im zweiten Fall gleich 0 mm (nachbearbeitete Schweißnaht). Der Flankewinkel  $\beta$  variiert jeweils in den Grenzen von 5 bis 50 Grad. In beiden Fällen handelt es sich um eine fiktive Geometrie, die den Einfluss der Schweißnahtform veranschaulichen soll. Der Riss wird am Schweißnahtübergang platziert, wo die höchsten Spannungswerte zu erwarten sind. Im Modell wird ein kreisförmiger Riss der Länge 0,5 mm angenommen.

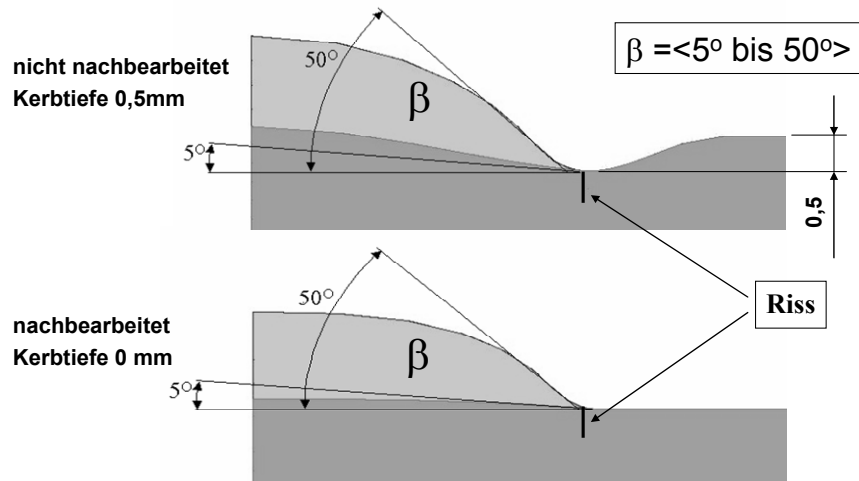


Abbildung 8-20: Untersuchte Schweißnahtgeometrie

Die J-Integralwerte von beiden Nahtgeometrien wurden in Abbildung 8-21 miteinander verglichen, um den Effekt einer möglichen Nahtgeometriebearbeitung quantitativ beurteilen zu können. In diesem Fall wurden die J-Integralwerte nicht für gesamte Rissfront berechnet, sondern nur für die tiefste Stelle (der Rissgrund). Außerdem wurden beide untersuchten Näherungsformeln herangezogen, um eine Aussage bezüglich ihrer Genauigkeit treffen zu können.

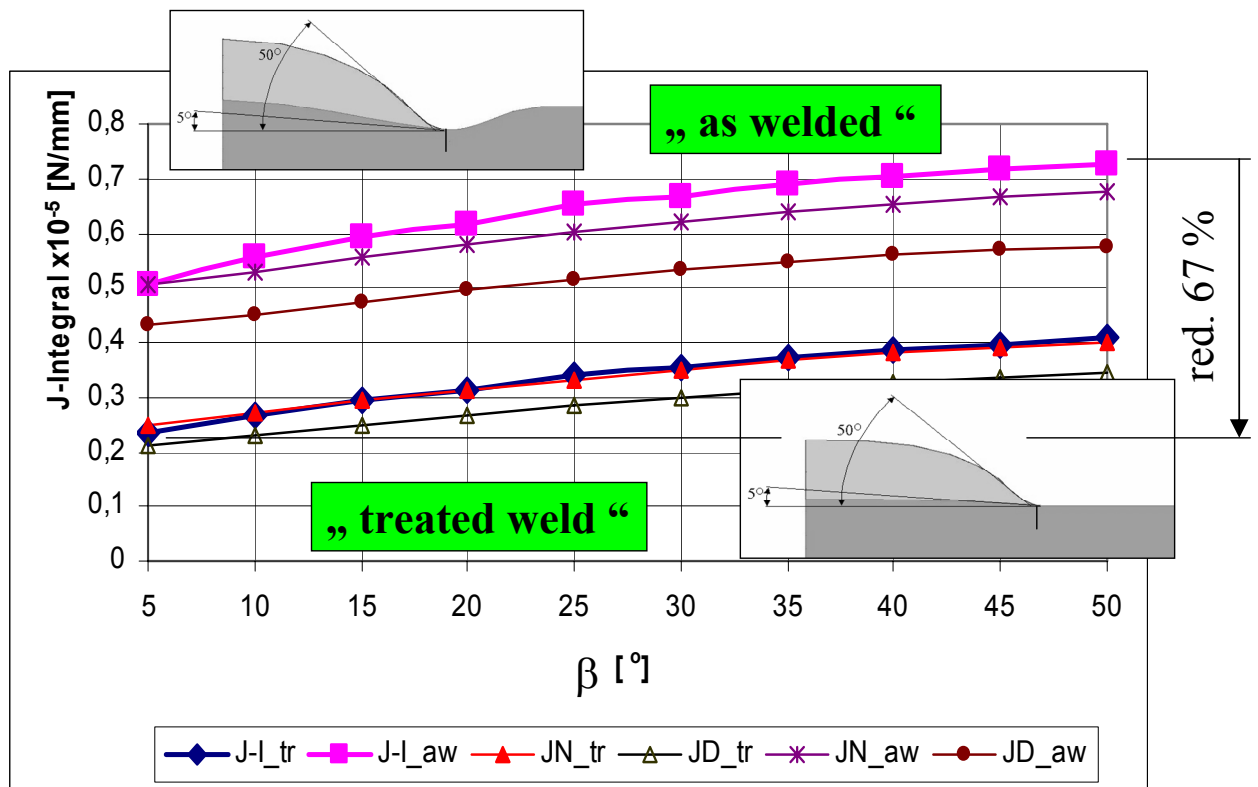


Abbildung 8-21: Einfluss der Schweißnahtgeometrie auf die Berechnung des J-Integrals

In Abbildung 8-21 bezieht sich der Index „tr“ (treated weld) auf die nachbearbeitete Schweißnaht und der Index „aw“ (as welded) auf die nicht nachbearbeitete Schweißnaht. Die Werte J-I stellen die FE-Berechnungsergebnisse dar. Die Werte JN bzw. JD stellen die Berechnungsergebnisse nach der Näherungsformel von Neumann bzw. Dowling dar.

Wie die Ergebnisse in diesem Beispiel zeigen, kann der J-Integralwert durch eine geeignete Schweißnahtform um bis zu 67% reduziert werden. Der maximale Unterschied von 67% stellt hier den Vergleich zwischen der günstigsten Schweißnahtform (nachbearbeitet, Kerbtiefe = 0 mm, Flankenwinkel  $\beta = 5^\circ$ ) und der ungünstigsten Schweißnahtform (nicht nachbearbeitet, Kerbtiefe = 0,5 mm, Flankewinkel  $\beta = 50^\circ$ ) dar. Der sinkende Wert des J-Integrals bedeutet in der Praxis steigende Bauteillebensdauer und dementsprechend größere Zuverlässigkeit und Sicherheit des ganzen Apparates.

Beim Vergleich von FE-Berechnungen und Näherungsformeln wurde festgestellt, dass insbesondere die Näherungsformel nach Neumann sehr genaue Ergebnisse liefert. Die Näherungsformel nach Dowling dagegen gibt für beide Schweißnahtgeometrien etwas zu niedrige Werte an.

### 8.5.3. Stutzen - ebene Platte Verbindung

Als drittes Beispiel für die Absicherung von Näherungsformeln wurde eine für den Apparatebau typische Baugruppe gewählt: die Stutzen – ebene Platte Verbindung. In diesem Fall handelt sich bereits um eine etwas kompliziertere Modellgeometrie. Das hat zur Folge, dass man eine andere Vorgehensweise bei der Modellerstellung und Berechnung anwenden muss, da der erforderliche Diskretisierungsgrad ansonsten zu hoch wäre. Dies kann durch den Einsatz der so genannten Submodelltechnik elegant gelöst werden (s. Abbildung 8-22). Das Verfahren basiert auf dem St. Venantschen Prinzip. Nach diesem Prinzip hängen Spannungen und Verformungen eines Körpers in hinreichender Entfernung vom Angriffsbereich äußerer Kräfte nicht mehr von ihrer speziellen Verteilung, sondern nur noch von ihrer Resultierenden ab.

In der Praxis wird das Verfahren wie folgt umgesetzt. An den Submodellgrenzen (cut plane) müssen genau die Knotenverschiebungen definiert werden, die den aktuellen Spannungs-Dehnungszustand an dieser Stelle im Modell repräsentieren. Durch die Submodelltechnik können in annehmbarer Zeit auch sehr komplexe Modellgeometrien analysiert werden.

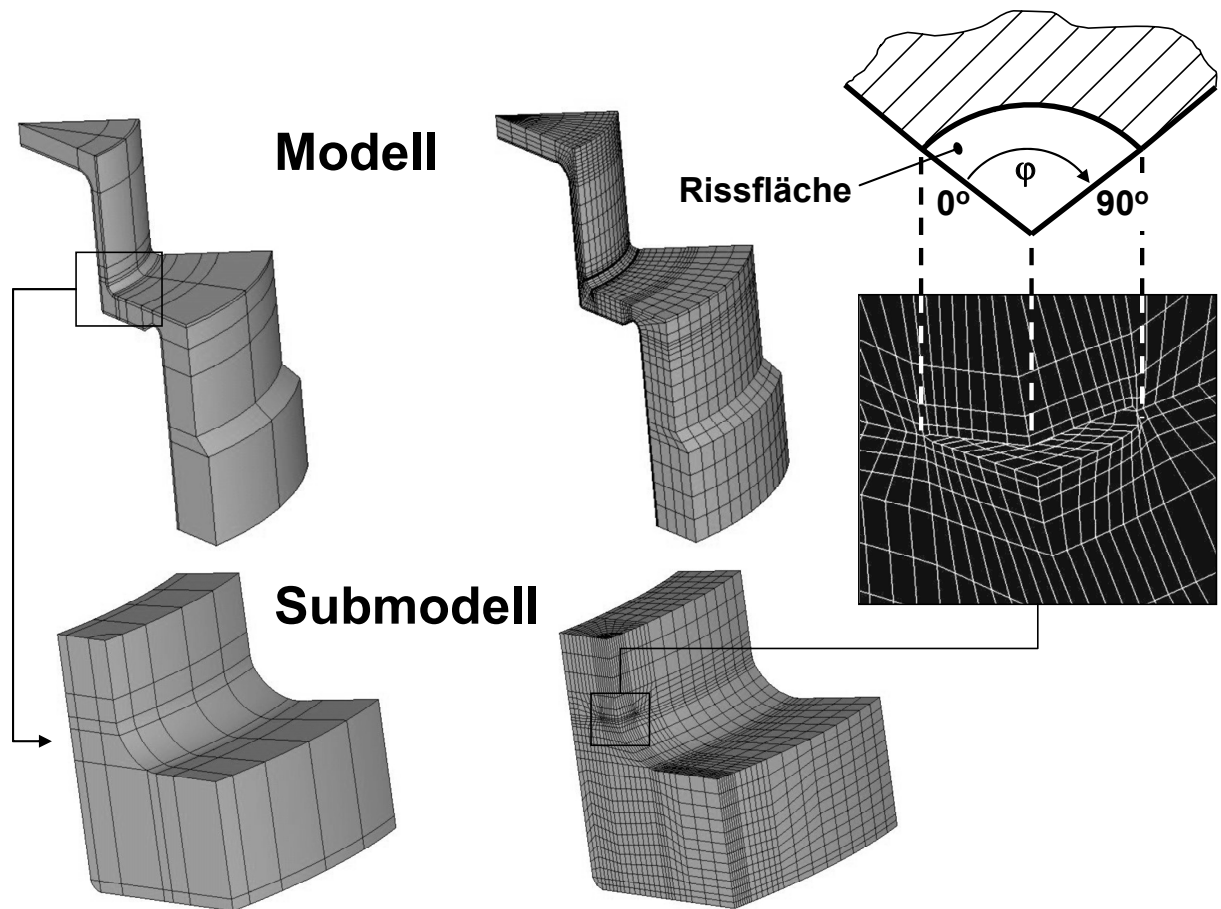


Abbildung 8-22: Modell und Submodell

Im Submodell wird ein kreisförmiger Riss der Länge 2 mm am Ort der maximalen Beanspruchung platziert. Das Modell wird durch einen Innendruck  $p_{in}=1\text{MPa}$  belastet. In Abbildung 8-22 wird die Vernetzung des Modells und des Submodells sowie der geöffnete Riss im Belastungszustand gezeigt.

In Abbildung 8-23 wurden die mit ANSYS® und FRAC 3D berechneten Ergebnisse miteinander verglichen. Außerdem wurden für den Rissgrund (tiefste Stelle an der Rissfront in radialer Richtung) die J-Integralwerte nach den Näherungsformeln von Dowling und Neumann berechnet. Alle Ergebnisse wurden in Spannungsintensitätsfaktoren umgerechnet, wodurch ein direkter Vergleich ermöglicht wird.

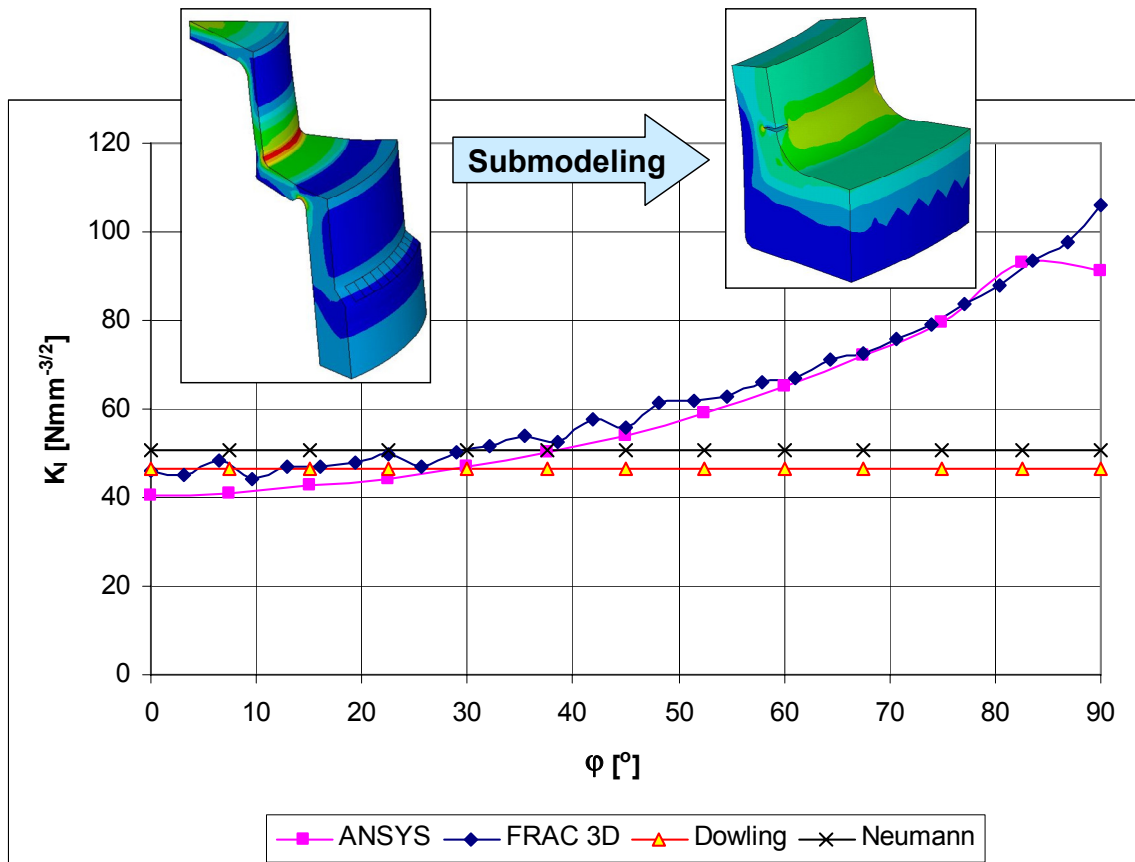


Abbildung 8-23: Analyse der Verbindung Stutzen-ebene Platte

Die Ergebnisse zeigen, dass beide FE-Programme vergleichbare Werte entlang der ganzen Rissfront (von  $\varphi = 0^\circ$  - Rissgrund bis  $\varphi = 90^\circ$  - Oberfläche) liefern. Durch die relativ große Risstiefe (2 mm) kann man einen signifikanten  $K_I$ -Gradienten in Oberflächenrichtung beobachten, was andeutet, dass sich der Riss in dieser Richtung schneller ausbreiten und im weiteren Wachstumsverlauf eine elliptische Form annehmen wird. Für kleinere (kurze) Risse bis zur Größe des technischen Anriss kann man dagegen näherungsweise eine kreisförmige Rissfront annehmen, da sich die  $K_I$ -Werte entlang der Rissfront nicht signifikant ändern.

Die Näherungsformeln liefern auch in diesem Beispiel brauchbare Ergebnisse, insbesondere die Näherungsformel von Dowling hat eine sehr gute Übereinstimmung mit den numerischen Ergebnissen gezeigt. Beide Näherungsformel sind nur im Bereich  $\varphi = 0^\circ$  gültig und mit andern Ergebnissen vergleichbar.

## 8.6. Empfohlene Strategie und Vorgehensweise

Die numerischen Voruntersuchungen haben gezeigt, dass die für die Lebensdauerberechnung erforderlichen bruchmechanischen Parameter (der Spannungsintensitätsfaktor bzw. das J-Integral) sowohl mit numerischen FE-Methoden als auch mit Hilfe von Näherungsformeln mit hoher Genauigkeit zu ermitteln sind. Insbesondere die durch die Untersuchungen bestätigte Einsatzmöglichkeit von Näherungsformeln bringt eine wesentliche Verbesserung mit sich und erlaubt es, die in den Kapiteln 3.5 und 6 vorgestellte Methodik problemlos anzuwenden. Die getesteten Näherungsformeln sind nur im Bereich der kurzen Risse (Risseinleitung bis zum technischen Anriss) einzusetzen, wo eine näherungsweise kreisförmige Rissfront angenommen wird.

### Berechnung von Spannungsintensitätsfaktoren

Bei der numerischen Berechnung von Spannungsintensitätsfaktoren (linear-elastische Bruchmechanik) sollten die innerhalb der jeweiligen FE-Programme empfohlenen Elementtypen grundsätzlich respektiert werden. Die mit ANSYS® und FRAC 3D berechneten SIF-Werte liefern generell vergleichbare Ergebnisse, wobei sich das Programm FRAC 3D bezüglich der einfacheren Netzerstellung und des übersichtlichen und schnellen Ergebnisoutput für linear elastische Berechnungen als besonders geeignet erwiesen hat.

Die Vernetzung im Rissfrontbereich sollte eine angemessene Verfeinerung aufweisen. Als Richtwert für die Elementgröße senkrechter Richtung zur Rissfront gilt hierbei maximal  $0,1 \times \text{Risslänge}$  und kleiner. In der tangentialen Richtung (entlang der Rissfront) sollten mindestens 10 Elemente pro Elementschicht Verwendung finden. Außerdem wird die Verwendung von Elementen mit quadratischen Ansatzfunktionen empfohlen [98].

### Berechnung von J-Integralen

Bei der numerischen Berechnung von J-Integralen (elastisch-plastische Bruchmechanik) wird ausdrücklich empfohlen, die Analyse für unterschiedliche Pfade durchzuführen, um das Streuband von J-Integralwerten quantifizieren zu können und mögliche daraus resultierende Unregelmäßigkeiten in den Ergebnissen auszuschließen. Die extremen Pfade, die max. und min. J-Integralwerte liefern, sollten im Ergebnis allerdings unberücksichtigt bleiben.

Als Werkstoffmodell wird die zyklische Spannungs-Dehnungskurve (nach dem Ramberg-Osgood Gesetz [48]) angenommen, wobei die Anwendung fortgeschrittenerer Werkstoffmodelle (wie z.B. das Modell von Ohno und Wang [99] siehe auch Kapitel 9.2.3) durchaus eine interessante Alternative insbesondere bei nichtproportionaler Belastung wäre.

Die Vernetzung im Rissbereich sollte gleichmäßig verteilt werden. Die Elementgröße direkt an der Rissfront ist weniger entscheidend als bei der Berechnung von Spannungsintensitätsfaktoren, da die J-Integralberechnung für einen beliebigen Pfad in einem Abstand von der Rissfront gleichwertige Ergebnisse liefern sollte. Das FE-Modell muss so aufgebaut werden, dass die Pfadauswertung ermöglicht wird. In der tangentialen Richtung (entlang der Rissfront) sollten mindestens 10 Elementen vorhanden sein.



## 9. Experimentelle Daten und Berechnungsbeispiele

In diesem Kapitel wird die rechnerische Lebensdauervorhersage für die Standardprobe und die Stumpfschweißnaht vorgestellt und mit den im Rahmen des DFG-Projekts Nr.: 0722097 [1] durchgeführten experimentellen Ergebnissen verglichen. Das Ziel ist hierbei im Wesentlichen, die Treffsicherheit der Lebensdauervorhersagemethodik an Hand realer Bauteile zu zeigen.

Im zweiten Teil wird zuerst die Vorgehensweise bei der Berechnung von fortschreitenden plastischen Deformationen demonstriert. Danach folgt ein praktisches Beispiel der Lebensdauervorhersage eines geschweißten Flansches unter proportionaler und nicht proportionaler Beanspruchung mit experimentellen Referenzwerten aus der einschlägigen Fachliteratur [104].

### 9.1. Versuchsprogramm

Das Versuchsprogramm beinhaltet zyklische Versuche an ungeschweißten und geschweißten Standardproben und an nicht nachbearbeiteten und nachbearbeiteten Stumpfschweißnähten.

Die Versuche an ungeschweißten und geschweißten Standardproben dienen zur Aufnahme von statischen und zyklischen Werkstoffkennwerten. Dabei ist insbesondere festzustellen, inwieweit sich die Kennwerte für ungeschweißte und geschweißte Proben unterscheiden und ggf. ob ein Ersatz der oft unbekanntenen Schweißnahtkennwerte durch die Kennwerte des Grundwerkstoffs für **nachbearbeitete** Schweißnahtverbindungen prinzipiell möglich wäre. Darüber hinaus werden Versuche für unterschiedliche Belastungsreihenfolgen durchgeführt, an denen die Leistungsfähigkeit des Schadensakkumulationsalgorithmus getestet wird.

Anschließend werden Versuchsergebnisse an der Stumpfschweißnahtverbindung präsentiert, die den möglichen Lebensdaueranstieg durch die Schweißnahtbearbeitung demonstrieren.

#### 9.1.1. Standardprobe

Die Standardproben wurden in geschweißten und ungeschweißten Varianten nach der Abbildung 9-1 hergestellt, wobei als Grundwerkstoff der im Apparatebau übliche Stahl 1.0425 (P265GH, ehemals HII) nach DIN 10028 ausgewählt wurde. Der Zusatzwerkstoff wurde nach EN 440 (ehemals DIN 8559, Teil 1) gewählt, Schweißgutbezeichnung: EN 440 G 46 3 M G 3 Si 1 ( $R_e = \text{min. } 460 \text{ Nmm}^{-2}$ ;  $R_m = 530\text{-}680 \text{ Nmm}^{-2}$ )



Die anscheinend komplizierte Form der Standardprobe findet ihre Rechtfertigung darin, dass bei der Verwendung von einfachen zylindrischen oder Flachproben eine Knickgefahr besteht, die den Versuchsablauf negativ beeinflussen könnte.

In Tabelle 9-1 wurden experimentell ermittelte statische Werkstoffkennwerte für die geschweißten (G) und ungeschweißten (UG) Standardproben zusammengestellt [100].

	UG - Standardproben	G - Standardproben
$R_m$ [Nmm <sup>-2</sup> ]	502	594
$R_{p0,2}$ [Nmm <sup>-2</sup> ]	341	463
$E$ [Nmm <sup>-2</sup> ]	189350	219750

Tabelle 9-1: Statische Kennwerte für die geschweißten und ungeschweißten Standardproben

Sowohl bei den statischen Werkstoffkennwerten als auch bei der Ermittlung von zyklischen Werkstoffkennwerten mittels Incremental-Step-Test [49] hat sich gezeigt, dass sich die Ergebnisse für die geschweißten und ungeschweißten Standardproben (in der Form einer zyklischen Spannungs-Dehnungskurve, s. Abbildung 9-2) deutlich unterscheiden.

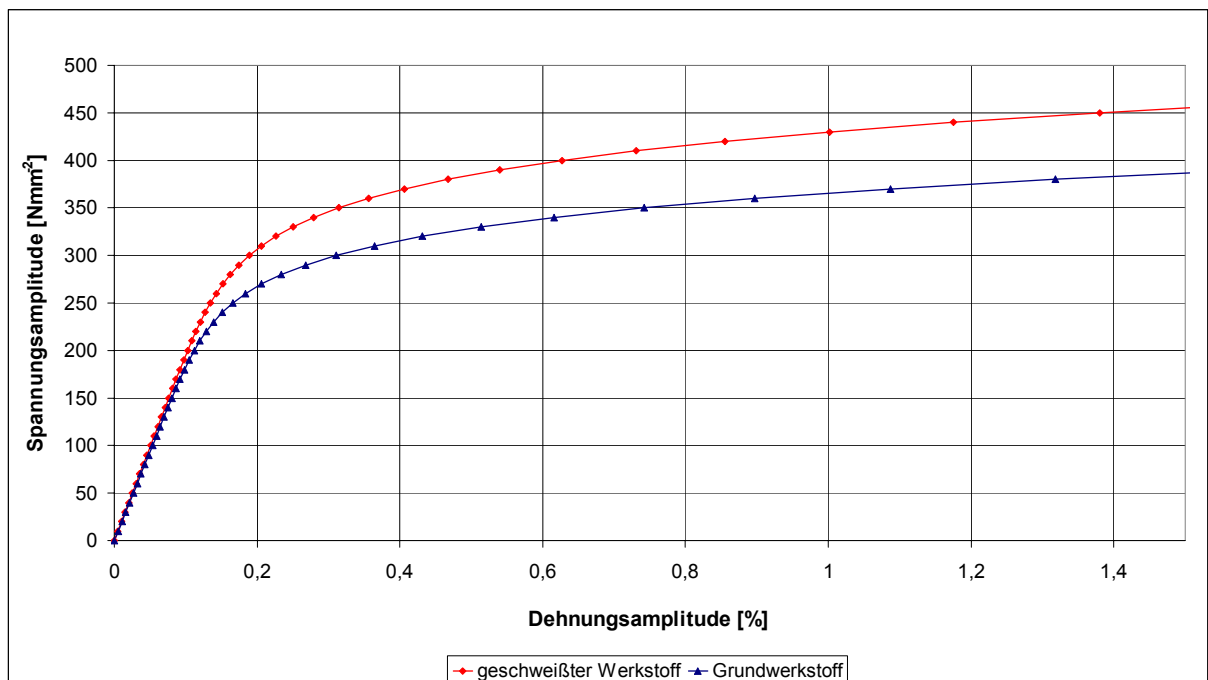


Abbildung 9-2: Zyklische Spannungs-Dehnungskurve für ungeschweißte und geschweißte Standardproben

Dieser Unterschied wurde durch die höhere Festigkeit der geschweißten Standardproben verursacht. Die ist dann wieder auf den qualitativ besseren Zusatzwerkstoff und auf die durch den Schweißprozess gehärtete Werkstoffstruktur zurückzuführen.

Trotz unterschiedlicher Werkstoffkennwerte lässt sich letztendlich feststellen, dass die Wöhlerlinien für ungeschweißte und geschweißte Standardproben im Endeffekt sehr ähnlich aussehen (siehe Abbildung 9-3). Insbesondere im Bereich der hochzyklischen und Dauerfestigkeit ist die Koinzidenz fast 100%. Das deutet darauf hin, dass in diesem Bereich die Werkstoffkennwerte, wie die Festigkeit oder die Fließgrenze, eine untergeordnete Rolle spielen. Wahrscheinlich wirken die im Schweißgut entstandene Mikroporen im hochzyklischen und Dauerfestigkeitsbereich festigkeitsmindernd.

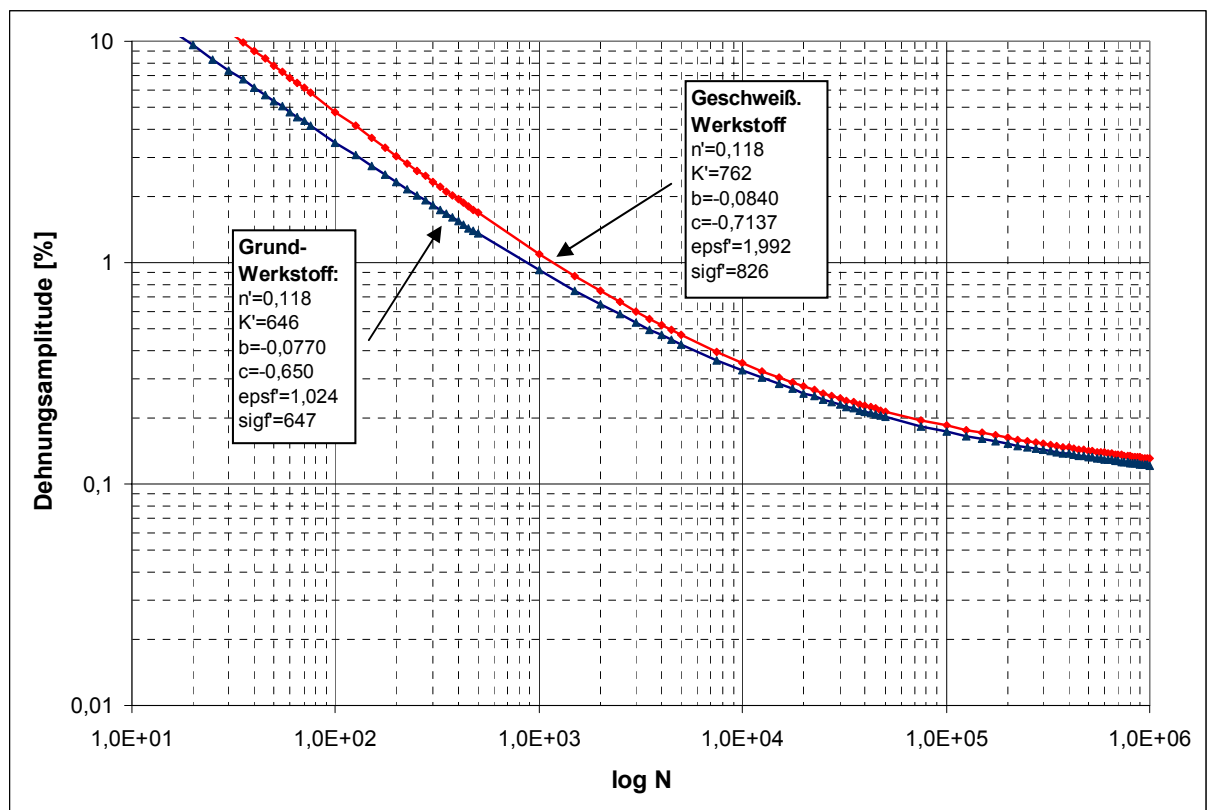


Abbildung 9-3: Werkstoffwöhlerlinie für ungeschweißte und geschweißte Standardproben

An dieser Stelle ist anzumerken, dass die in Abbildung 9-3 gezeigte Wöhlerlinie für geschweißte Proben sogar ein besseres Ergebnis (höhere Ermüdungslebensdauer) als diejenige für den Grundwerkstoff liefert. Das hat im Prinzip zwei Gründe:

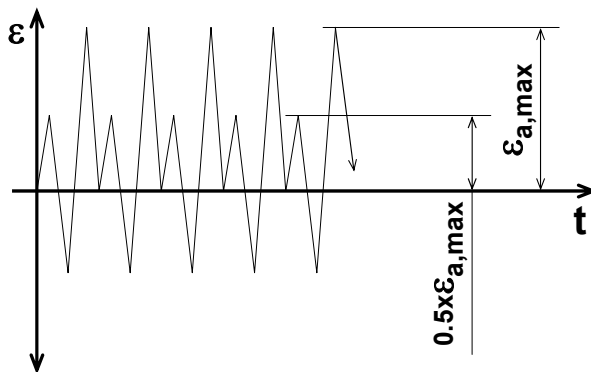
- Als Zusatzwerkstoff wurde wie in der Apparatefertigung üblich - ein qualitativ besserer Werkstoff verwendet, dessen mechanische Eigenschaften dementsprechend zu höherer Ermüdungsfestigkeit führen und

- der versagenskritische Ort in der Mitte der Probe verfügt über die besten Schweißnahtgefügeeigenschaften – dieses Gebiet wird bei der Probenherstellung komplett durchgeschweißt.

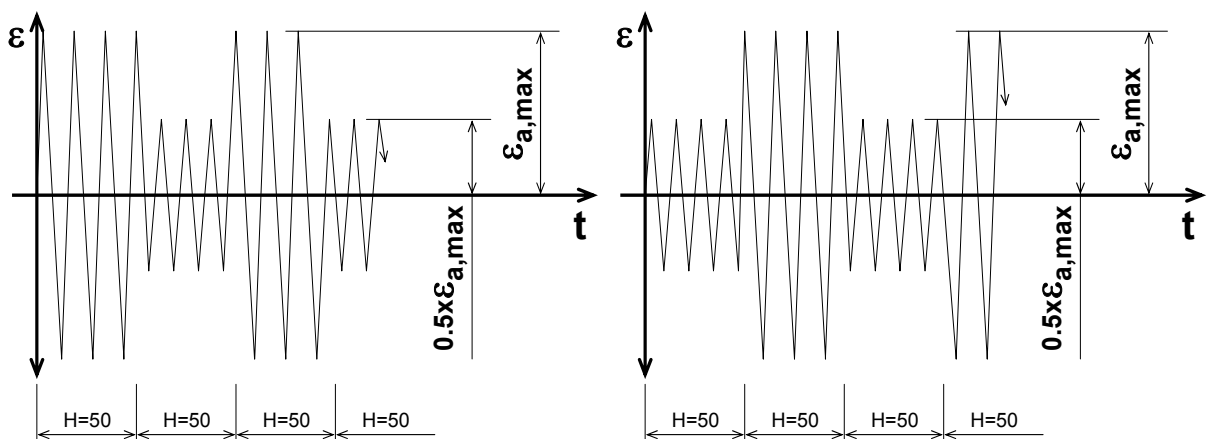
Während die Auswahl des qualitativ besseren (d.h. überlegierten) Zusatzwerkstoffes in der Praxis üblich ist, trifft die Annahme, dass am versagenskritischen Ort beste Schweißnahteigenschaften zu erwarten sind, nicht immer zu.

Die weiteren Versuche zur Untersuchung von Reihenfolgeeffekten an der geschweißten Standardprobe bestanden in der Durchführung von folgenden Zwei- und Dreistufenversuchen:

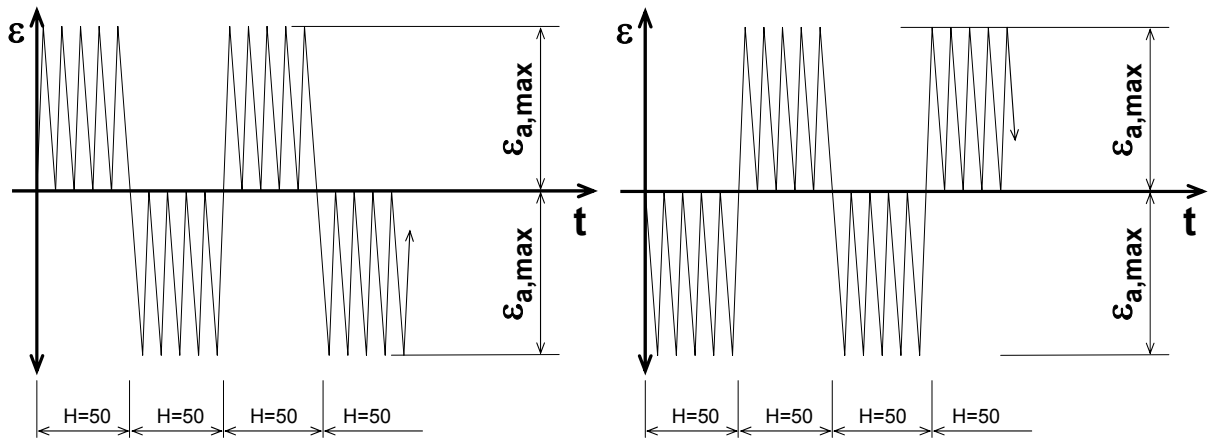
1. Biharmonische Lastfolge:  $R_1=-1, R_2=0$



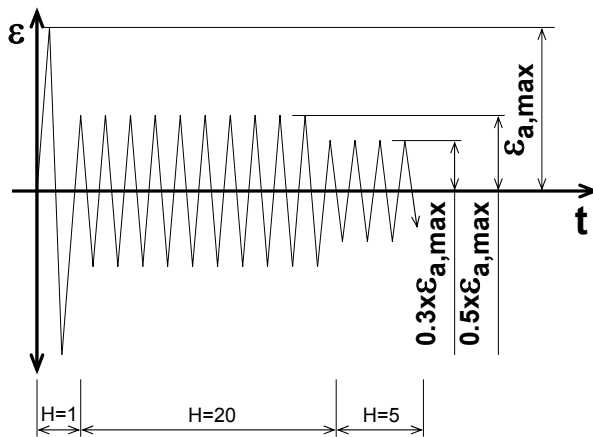
2. „Hoch-Tief“ und 3. „Tief-Hoch“ Lastfolge:  $R_1=-1, R_2=-1$



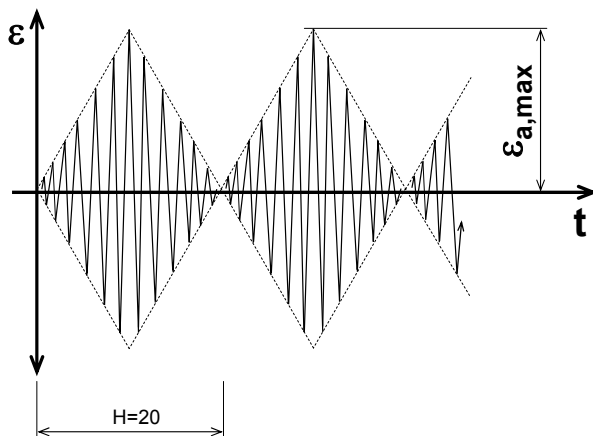
4. „Zug-Druck-“ und 5. „Druck-Zug-“ schwelkend Lastfolge:  $R_1=0, R_2=\infty$  und  $R_1=\infty, R_2=0$



6. Dreistufenlastfolge:  $R_1=-1, R_2=-1, R_3=-1$



7. Mehrstufenlastfolge – Incremental-Step-Test:  $R_i=-1$



Für die gegebenen maximalen Dehnungsamplituden sind die aufgenommenen Anrisslebensdauern in der Tabelle 9-2 zusammengefasst [100]. Für jede Lastfolge wurde der Versuch zur statistischen Absicherung sechsmal wiederholt.

Lastfolgennummer	Dehnungsverhältnis $R\epsilon$ [-]	Dehnungsamplitude $\epsilon_{a,max}$ [%]	Anrisschwing- spielzahl $N_A$
1	R1=-1, R2=0	0,91	1855
2	R1=-1, R2=-1	0,91	940
3	R1=-1, R2=-1	0,92	1100
4	R1=0, R2= $\infty$	0,91	2150
5	R1= $\infty$ , R2=0	0,92	2670
6	R1=-1, R2=-1, R3=-1	0,92	1235
7	Ri=-1	0,92	2530

Tabelle 9-2: Zusammenfassung von Zwei-, Drei- und Mehrstufenversuchen (geschweißte Standardproben)

### 9.1.2. Stumpfschweißnaht

Bei der Herstellung der Stumpfschweißnahtprobe wurden zuerst zwei Bleche zusammengeschweißt. Die Stumpfschweißnahtprobe wurde dann nach der Abbildung 9-5 aus den geschweißten Blechen gefertigt. Die erste Hälfte der Proben ist unbearbeitet geblieben, die zweite Hälfte wurde mit einem Radius  $R_U = 4\text{mm}$  am Schweißnahtübergang geschliffen. Die zur Verfügung stehenden Versuchsergebnisse wurden in Abbildung 9-4 sowie in Tabelle 9-3 und Tabelle 9-4 zusammengefasst.

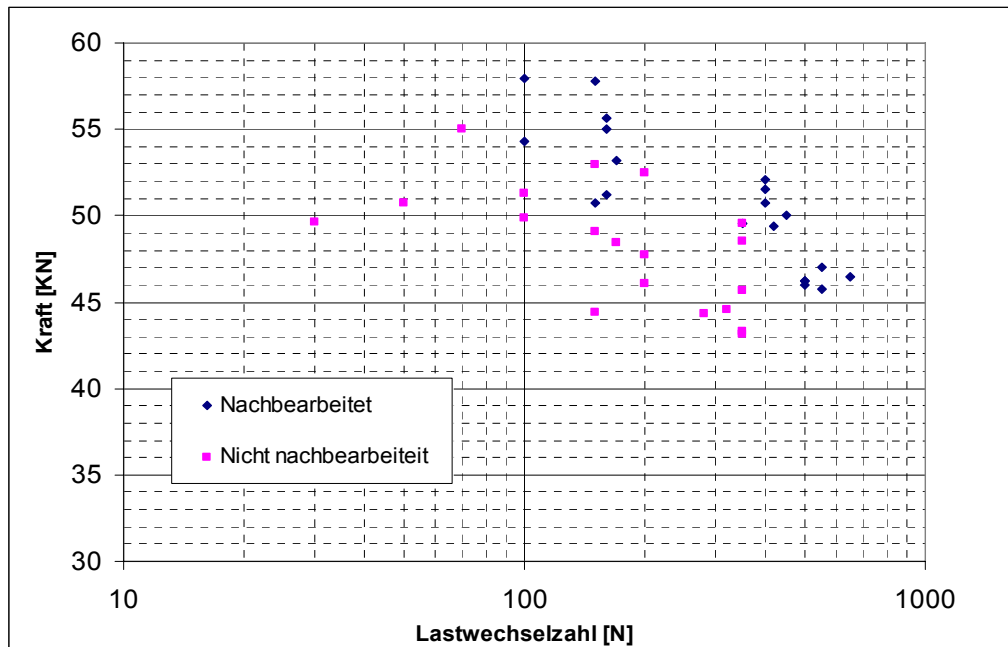


Abbildung 9-4: Versuchsergebnisse: Stumpfschweißnaht

<b>Nachbearbeitet</b>				
Probe Nr.:	Wechselzahl	Riszlänge	F <sub>MIN</sub>	F <sub>MAX</sub>
		[µm]	[KN]	[KN]
BPB1	150	1089	-56,975	57,812
BPB2	100	594	-56,351	57,91
BPB3	160	445	-59,055	55,01
BPB4	100	465,3	-58,095	54,298
BPB7A	150	1009,8	-53,55	50,728
BPB7	160	495	-53,69	51,21
BPB8A	160	1089	-57,58	55,62
BPB8	170	346,5	-56,9	53,227
BPB9	400	524,7	-52,306	50,775
BPB9A	350	861,3	-51,82	49,58
BPB10	420	514	-53,332	49,371
BPB10A	400	990	-52,8	52,09
BPB11	450	514,8	-55,53	50,039
BPB11A	400	1732	-53,68	51,5
BPB12	550	475,2	-47,66	47
BPB12A	500	792	-50	46
BPB13	550	504,9	-52,7	45,79
BPB13A	500	495	-48,32	46,26
BPB14	650	495	-51,19	46,46
BPB14A	500	643,5	-49,29	46,23

Tabelle 9-3: Versuchsergebnisse: Stumpfschweißnaht - nachbearbeitet

<b>Nicht nachbearbeitet</b>				
Probe Nr.:	Wechselzahl	Riszlänge	F <sub>MIN</sub>	F <sub>MAX</sub>
		[µm]	[KN]	[KN]
BPA1	50	990	-53,067	50,736
BP1	150	>1000	-57,264	52,935
BP3	30	990	-52,364	49,627
BP7A	100	>1000	-53,57	51,26
BP7	100	514	-51,77	49,84
BP8A	70	>1000	-58,38	55,04
BP9	200	>1000	-56,65	46,05
BP9A	200	>1000	-55,31	52,46
BP10	150	534,6	-50,012	44,372
BP10	150	544,5	-50,32	49,09
BP11	200	990	-46,55	47,7
BP11A	170	841,5	-49,89	48,45
BP12	350	>1000	-45,19	43,103
BP12A	350	>1000	-46,43	43,27
BP13	350	1089	-46,378	49,587
BP13A	350	n.a.	-50,01	48,53
BP14	351	544,5	-48,537	45,671
BP14A	280	504	-46,87	44,335
BP14B	320	940	-48,35	44,58

Tabelle 9-4: Versuchsergebnisse: Stumpfschweißnaht - nicht nachbearbeitet





Trotz relativ großer Streuung, lässt sich durch die Nachbearbeitung der Trend zu einer Lebensdauererhöhung klar erkennen (siehe Abbildung 9-4).

### 9.2. Berechnungsbeispiele

Die Lebensdauerberechnung für die zu untersuchenden Beispiele wurde in einem Algorithmus nach Abbildung 9-6 umgesetzt. Als Eingangsdateien (1) dienen die statischen und zyklischen Werkstoffkennwerte, Bauteilgeometrie und Randbedingungen. Im zweiten Schritt (2) wird eine elastisch-plastische FE-Analyse für ungefähr 20 Lastniveaus durchgeführt, wobei als Lastobergrenze die Traglast gilt, wie sie in [13] definiert ist. Die Berechnung läuft schwingspielweise nach einer definierten Lastfolge. Weiter wird nach den Funktionen (3) gesucht, die einen Zusammenhang zwischen der Last (z.B. Innendruck) und der örtlichen Beanspruchung (am vermutlichen Versagensort) beschreiben (dieser Zusammenhang wird häufig als Bauteilfließkurve [8] bezeichnet.).

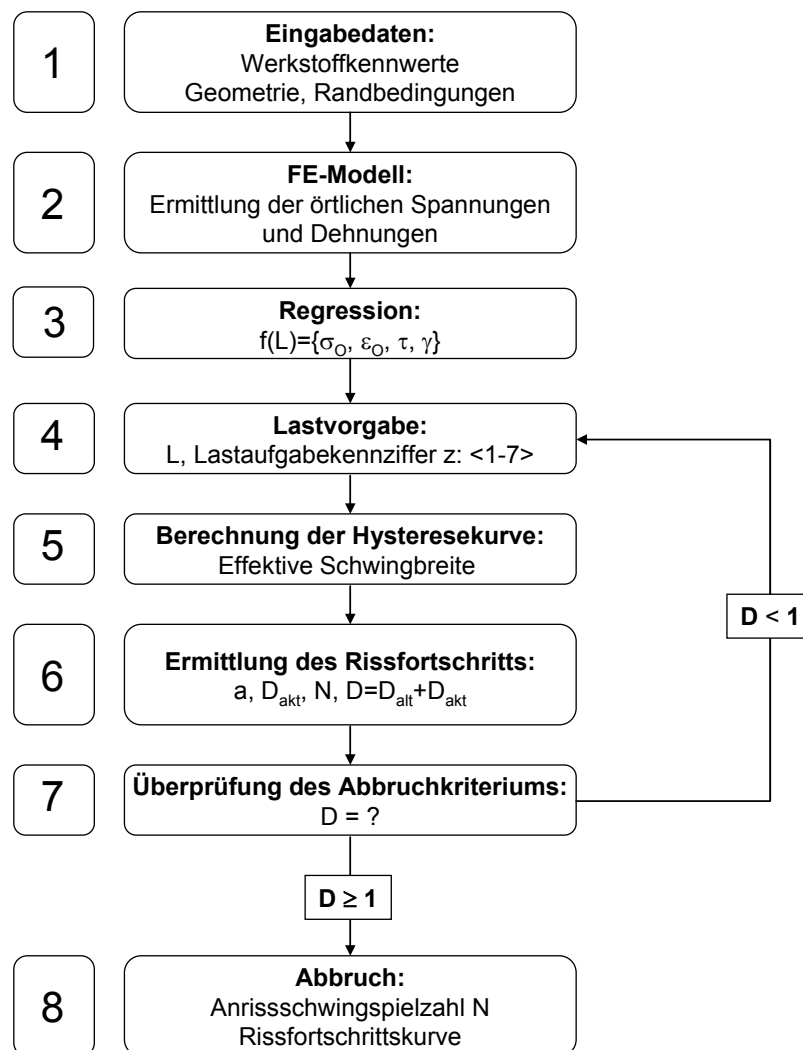


Abbildung 9-6: Programmablauf

Im vierten Schritt (4) werden die Lastfälle 1-7 definiert, wie sie in Kapitel 9.1.1 beschrieben sind. Im Schritt (5) folgt die Berechnung der Rissöffnungs- und Rissschließspannung nach Gleichungen (3-45) und (3-46) und die Berechnung der effektiven Schwingbreiten in Anlehnung an Abbildung 3-17. Den Programmkern (6) bildet dann das im Kapitel 3.5.3 und 6 ausführlich angeführte  $P_J$ -Konzept [78]. Zuerst wird der  $P_J$ -Wert nach Gleichung (3-49) berechnet und darauf folgend die aktuelle Schädigung nach Gleichung (6-6). Diese wird zur bisher vorhandenen Schädigungssumme addiert. Im Schritt (7) wird dann überprüft, ob die Schädigungssumme den Wert 1 (Versagen) erreicht hat. Wenn ja, wird das Programm beendet, wenn nicht geht das Programm zum Schritt (4) zurück und es folgt die Schädigungsberechnung für das nächste Schwingspiel. Die Berechnung läuft so lange, bis die Schädigungssumme  $D=1$  ist. Die gesamte Anzahl der Programmdurchläufe entspricht den ertragbaren Schwingspielen. Als Ergebnis (8) - liefert das Programm die Anrisslebensdauer in  $N$  – Schwingspielen.

Für die folgenden zwei Berechnungsbeispiele (Standardprobe - Reihenfolgetest und Stumpfschweißnaht) wurden die an den geschweißten Standardproben ermittelten Werkstoffkennwerte verwendet (s. Tabelle 9-5).

Kennwert	Name	Einheit	Größe
E	E-Modul	[Nmm <sup>-2</sup> ]	219750
K'	Zykl. Verfestigungsmodul	[Nmm <sup>-2</sup> ]	762
n'	Zykl. Verfestigungsexponent	[ - ]	0,118
$\sigma'_f$	Schwingfestigkeitskoeffizient	[Nmm <sup>-2</sup> ]	826
b	Schwingfestigkeitsexponent	[ - ]	-0,084
$\varepsilon'_f$	Zykl. Duktilitätskoeffizient	[ - ]	1,992
c	Zykl. Duktilitätsexponent	[ - ]	-0,7137
$R_m$	Zugfestigkeit	[Nmm <sup>-2</sup> ]	594
$R_{p0.2}$	Zykl. 0,2%-Dehngrenze	[Nmm <sup>-2</sup> ]	365
$\sigma_F$	Fließgrenze	[Nmm <sup>-2</sup> ]	463
C	Konstante in der Rissfortschrittsgleichung nach Paris	[mm/(cyc(N/mm <sup>2</sup> √m) <sup>m</sup> ]	8,8e-9
m	Konst. in der Rissfortschrittsgl. nach Paris	[ - ]	3,15
$\Delta K_{eff,th}$	Schwellwert von langen Rissen	[N/(mm <sup>2</sup> √m)]	3,5
$\sigma_{D,-1}$	Dauerfestigkeit des WS bei Wechselbeanspruchung	[Nmm <sup>-2</sup> ]	282

Tabelle 9-5: Werkstoffkennwerte für Berechnungsbeispiele

### 9.2.1. Standardprobe – Reihenfolgetest

Bei der Lebensdauerabschätzung der Standardproben für die sieben unterschiedlichen Lastfolgen (s. Kapitel 9.1.1) wurde die Treffsicherheit des in Abbildung 9-6 beschriebenen Algorithmus überprüft. Als Eingangsdatei dienen die an den geschweißten Standardproben experimentell ermittelten Werkstoffkennwerte (s. Tabelle 9-5). Die Standardproben beim Reihenfolgetest wurden im niederzyklischen Bereich beansprucht, wobei große plastische Deformationen dominant sind. Als Versagenskriterium gilt der technische Anriss mit einer Tiefe von 0,5mm.

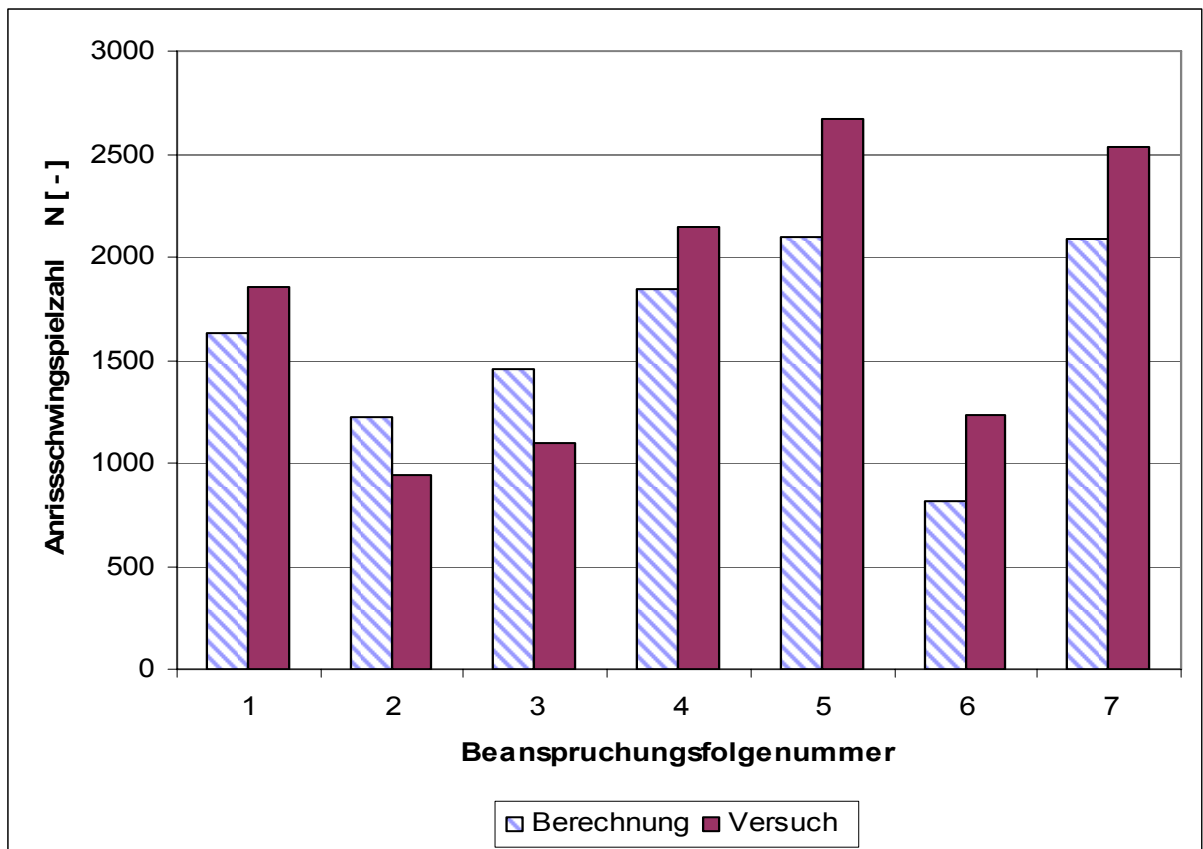


Abbildung 9-7: Reihenfolgetest: Vergleich Berechnung - Experiment

In Abbildung 9-7 werden die Berechnungs- und Versuchsergebnisse miteinander verglichen. Aus den Ergebnissen ist ersichtlich, dass der Algorithmus für alle untersuchten Lastfolgen gute Ergebnisse liefert und in der Lage ist, die Reihenfolgeeffekte tendenziell korrekt abzubilden. Abgesehen von Fall 2 und 3 sind die berechneten Lebensdauervorhersagen konservativ.

### 9.2.2. Stumpfschweißnaht

Nach der Lebensdauerabschätzung der geschweißten Standardproben wird als nächster Schritt eine Stumpfschweißnahtverbindung nach Abbildung 9-5 untersucht. Es wird dabei

angenommen, dass die an geschweißten Standardproben (einachsiger Spannungszustand) ermittelten Werkstoffkennwerte auf reale (gekerbte) Bauteile (mehrachsiges Spannungszustand) übertragbar sind.

Die Stumpfschweißnaht stellt eine gekerbte Geometrie dar, wobei die maximalen Beanspruchungswerte an den Schweißnahtübergängen zu erwarten sind. Für die Ermittlung von Bauteilfließkurven (s. Kapitel 3.4) wird ein FE-Modell benötigt. Um die nachbearbeitete Schweißnahtkontur möglichst flexibel zu modellieren, wurde ein auf dem örtlichen Konzept beruhendes parametrisches 2D Modell erstellt (s. Abbildung 9-8), das alle üblichen Schweißnahtformen dieser Art abbilden kann und sich an die Methode der konzeptkonformen Schweißnahtmodellierung [13] anlehnt. Das Modell hat insgesamt 34 Parameter und ist somit in der Lage, alle möglichen durch die Herstellung entstandenen Imperfektionen zu erfassen.

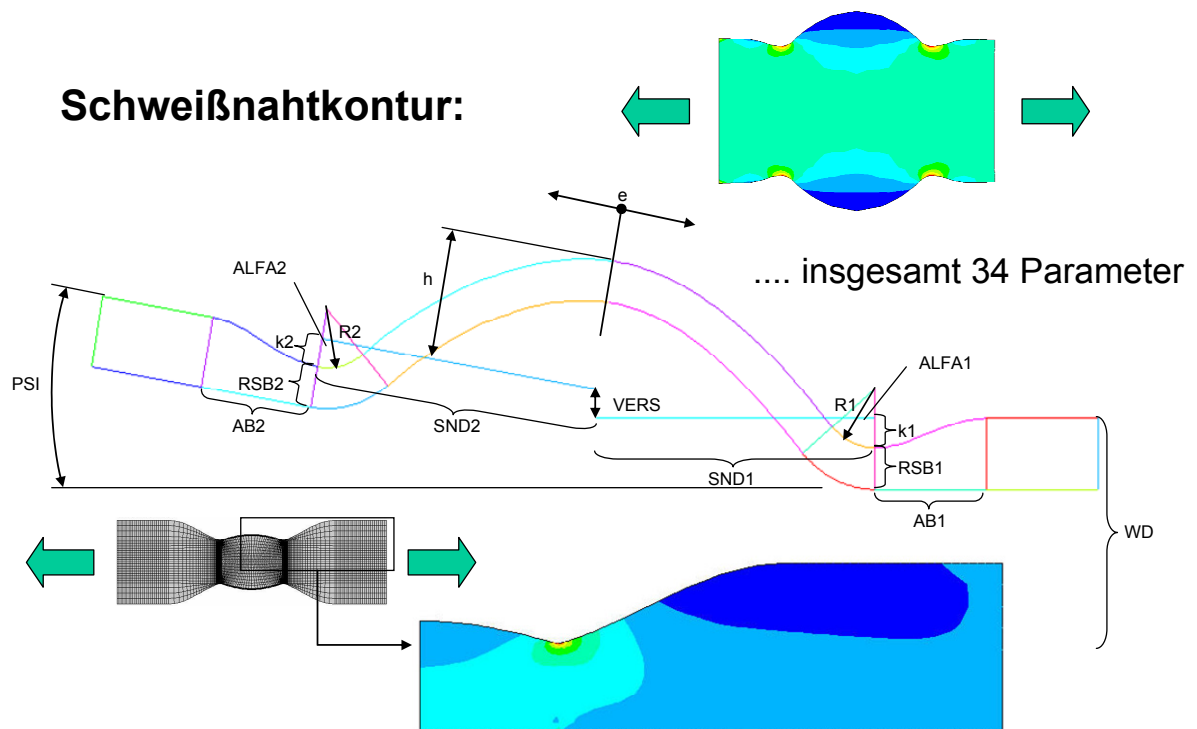


Abbildung 9-8: Stumpfschweißnaht – Modellbildung nach dem Prinzip konzeptkonformer Schweißnahtmodellierung [13]

Zur Beschreibung des Werkstoffgesetzes dienen die an den geschweißten Standardproben experimentell ermittelten Werkstoffkennwerte (s. Tabelle 9-5). Die Ergebnisse werden in Abbildung 9-9 mit „G\_WK“ bezeichnet. Darüber hinaus wurde auch mit Werkstoffkennwerten des Grundwerkstoffes gerechnet – bezeichnet mit „UG\_WK“.

In Abbildung 9-9 werden die Versuchsergebnisse mit der Berechnung nach dem  $P_J$ -Konzept verglichen.

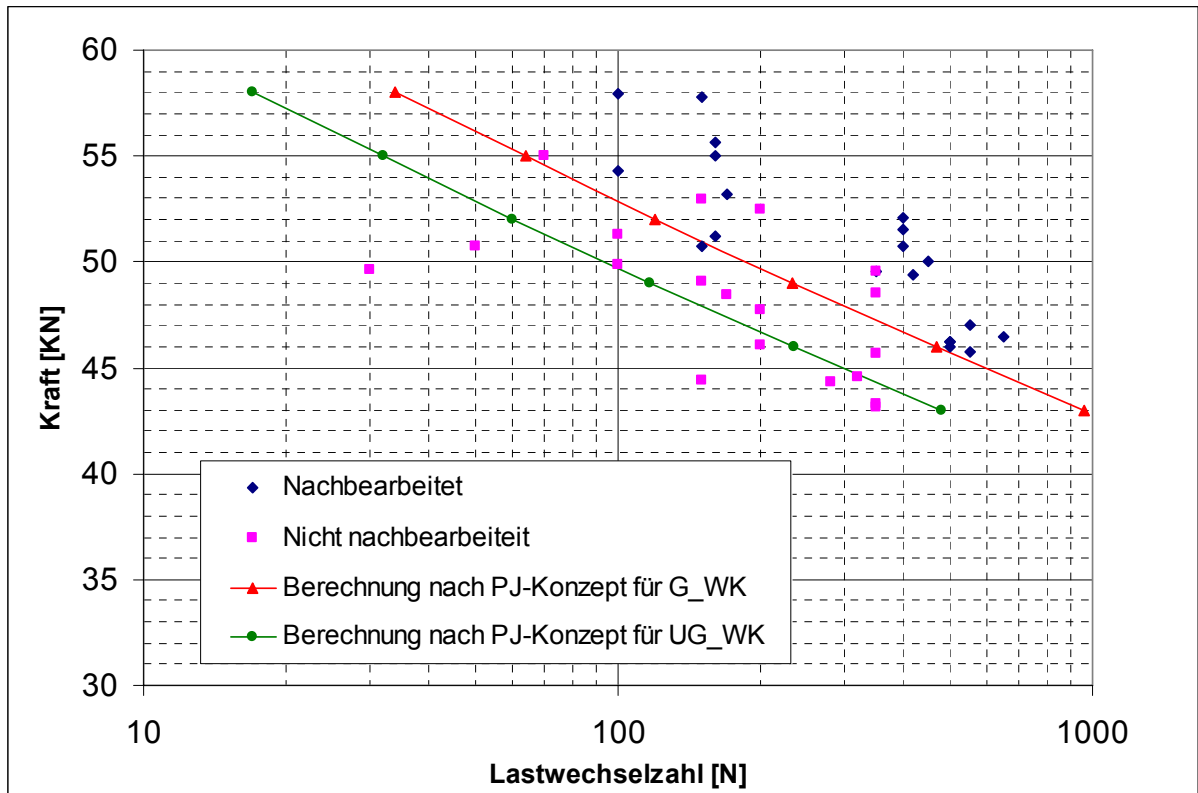


Abbildung 9-9: Stumpfschweißnaht: Vergleich Versuch – Berechnung

Die Wöhlerlinien wurden für das Versagenskriterium Technischer Anriss berechnet. Die Berechnung wurde nur für die nachbearbeiteten Schweißnähte durchgeführt. Die Versuchsergebnisse für nicht nachbearbeitete Schweißnähte wurden lediglich zum Vergleichszwecken herangezogen, da im niederzyklischen Bereich derzeit für nicht nachbearbeitete Schweißnähte keine zuverlässigen Berechnungsansätze zu Verfügung stehen.

In Anlehnung an Abbildung 9-9 lassen sich folgende Schlüsse ziehen:

- Durch die Schweißnahtbearbeitung kann eine wesentliche Verlängerung der Lebensdauer erzielt werden.
- Die nach dem  $P_J$ -Konzept berechneten Wöhlerlinien sind im Vergleich mit den Versuchsergebnissen konservativ.
- Beim Vergleich der Berechnung mit geschweißten ( $G_{WK}$ ) und ungeschweißten ( $UG_{WK}$ ) Werkstoffkennwerte zeigte sich, dass die Verwendung der ungeschweißten ( $UG_{WK}$ ) Werkstoffkennwerte konservativere Ergebnisse liefert als die Verwendung von geschweißten Werkstoffkennwerten. Das bedeutet, dass die Verwendung der

Werkstoffkennwerte des Grundwerkstoffes für **nachbearbeitete** Schweißnähte gerechtfertigt und wirtschaftlich sinnvoll erscheint.

### 9.2.3. Ratcheting-Verhalten als begleitender Prozess der Ermüdungsschädigung

Druckbehälter und Kernkraftwerkskomponenten werden oft im niederzyklischen Bereich beansprucht. Im Laufe der Belastung, insbesondere bei höheren plastischen Dehnungsamplituden, kann man zusammen mit dem gängigen Ermüdungsprozess auch das so genannte Ratcheting-Phänomen (fortschreitende plastische Deformation) beobachten. Beim Ratcheting-Verhalten geht es um eine akkumulierte plastische Dehnung des noch nicht zyklisch stabilisierten Werkstoffes, die zur Schadensakkumulation und folglich zur Lebensdauerverkürzung führt [101]. Das Ratcheting-Verhalten kann sich in vier unterschiedlichen Erscheinungsformen ausbilden (s. Abbildung 9-10 nach [102]).

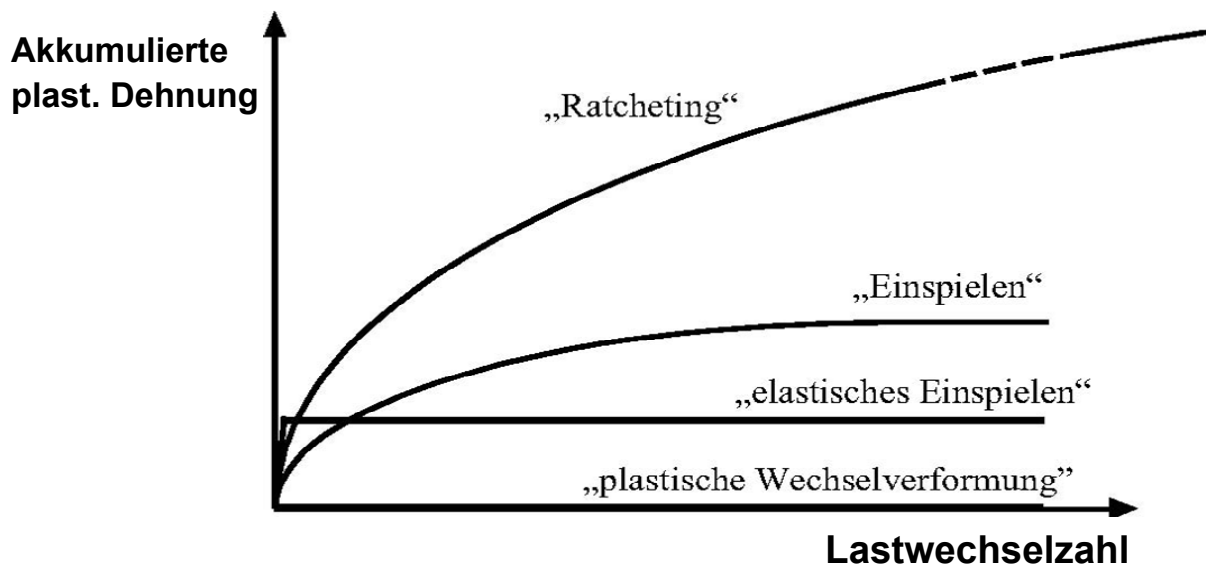


Abbildung 9-10: Entwicklung des Ratcheting-Verhaltens [102]

Die in den letzten Jahren entwickelten nichtlinear kinematischen Werkstoffmodelle (NKL-Modelle) zusammen mit dem Fortschritt der Rechentechnik machen die numerische Simulation des Ratcheting-Verhaltens möglich. Für die Berechnung des folgenden Beispiels wurde das von Ohno und Wang [99] publizierte Werkstoffmodell eingesetzt, das eine Weiterentwicklung des von Armstrong und Frederick [103] veröffentlichten NKL-Modells darstellt.

In ihrem Modellansatz führten Ohno und Wang das akkumulierte plastische Verzerrungsinkrement ein [102]:

$$d\varepsilon^{pl} = \sqrt{\frac{2}{3}} d\varepsilon_{ij}^{pl} \varepsilon_{ij}^{pl} \quad (9-1)$$

Die erweiterte Evolutionsgleichung für das Ohno und Wang Modell lautet dann:

$$d\alpha_{ij}^{(k)} = h^{(k)} \left[ \frac{2}{3} d\varepsilon_{ij}^{pl} - \left( \frac{\bar{\alpha}^{(k)}}{r^{(k)}} \right)^{m^{(k)}} \frac{\alpha_{ij}^{(k)}}{r^{(k)}} d\varepsilon^{pl} \right] \quad (9-2)$$

mit

$$\bar{\alpha}^{(k)} = \sqrt{\frac{3}{2}} \alpha_{ij}^{(k)} \alpha_{ij}^{(k)} \quad (9-3)$$

wobei  $\alpha_{ij}^{(k)}$  das k-Glied des „backstress“ Tensors und  $\bar{\alpha}^{(k)}$  sein absoluter Wert ist. Die Werte  $h^{(k)}$  und  $r^{(k)}$  sind spezifische Parameter des Ohno und Wang Modells.  $d\varepsilon_{ij}^{pl}$  ist der plastische Anteil in der gesamten Dehnungsamplitude und  $d\varepsilon^{pl}$  die äquivalente plastische Dehnung.

Das Ohno und Wang Modell wurde in [102] als ein zusätzliches Modul im FE-Programm ANSYS® implementiert und somit für die Berechnung von diversen Druckbehälterkomponenten zur Verfügung gestellt.

Das Ratcheting-Verhalten wurde an einer üblichen Druckbehälterkomponente, der Stutzen – ebene Platte Verbindung untersucht. Es wurde angenommen, dass die Schweißnaht zwischen dem Stutzen und der Kreisplatte durch Schleifen nachbehandelt wurde. In Abbildung 9-11. ist das 2D FE-Modell mit der Belastung und den Randbedingungen dargestellt.

Das Bauteil wird durch den schwellenden Innendruck

$$p_{IN} = 7,5 \text{ Nmm}^{-2} \quad (9-4)$$

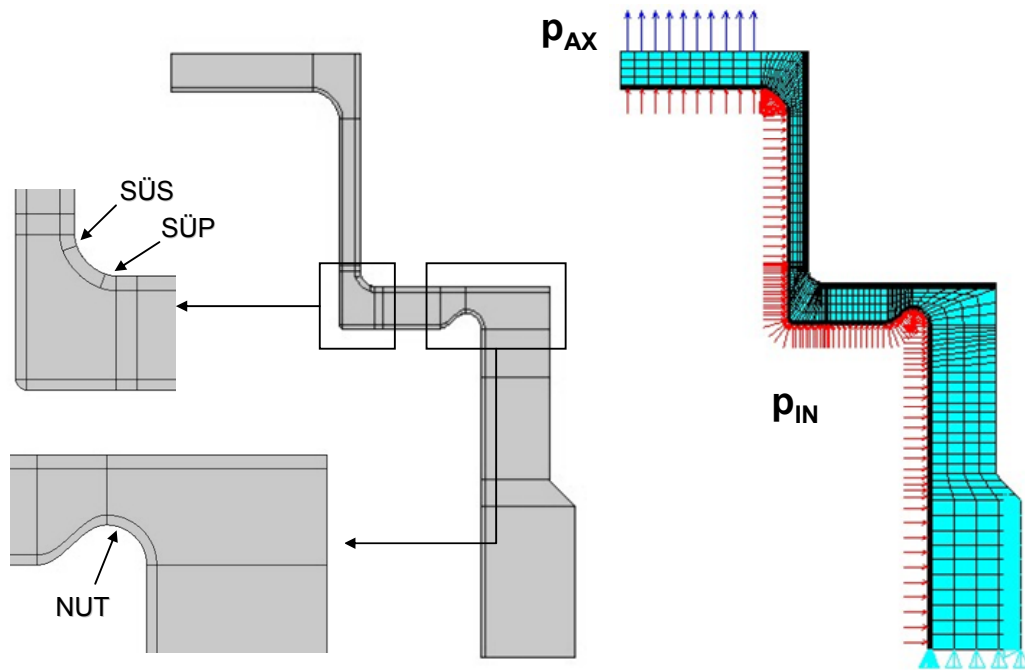
und die konstante axiale Kraft

$$p_{AX} = p_{IN} \frac{r_N^2}{4T_N^2} \quad (9-5)$$

belastet. Die Werte  $r_N$  und  $T_N$  stellen den mittleren Radius und die mittlere Wanddicke dar.

Da das Ratcheting-Verhalten erfahrungsgemäß [101] an der Traglastgrenze beobachtet wird, entspricht der maximale Innendruck  $p_{IN}=7,5 \text{ Nmm}^{-2}$  dem Traglastwert.





SÜS ... Schweißnahtübergang zum Stutzen  
 SÜP ... Schweißnahtübergang zur Kreisplatte  
 NUT ... Nut in der Kreisplatte

Abbildung 9-11: 2D FE-Modell der Stutzen- ebene Platte Verbindung

Weil es sich um eine Akkumulation von plastischen Dehnungen handelt, muss bei der Berechnung des Ratcheting-Verhaltens schwingenspielweise vorgegangen werden. Während der Berechnung kann man auf teilweise große Konvergenzprobleme stoßen, die durch eine Einteilung von „loadsteps“ in mehrere Schritte beseitigt werden können.

In Abbildung 9-12 ist die Akkumulation von plastischen Dehnungen für zwei hoch beanspruchte Orte dargestellt. Aus zeitlichen Gründen wurde die Berechnung nach 250 Zyklen eingestellt. Zu diesem Zeitpunkt erreichte die akkumulierte plastische Dehnung am Schweißnahtübergang zum Stutzen (SÜS – der Ort der maximalen Beanspruchung) den Wert 0,038 bzw. 3,8% - was, bezogen auf die Anfangsdehnung (0,0274 bzw. 2,74%), einem Zuwachs um 40% entspricht. Auch am Nutgrund (NUT) erhöhte sich die Dehnung von ursprünglich 0.019 bzw. 1,9% auf 0.0276 bzw. 2.76%. Bezogen auf die Anfangsdehnung handelt es sich hier um einen Zuwachs um 45%.

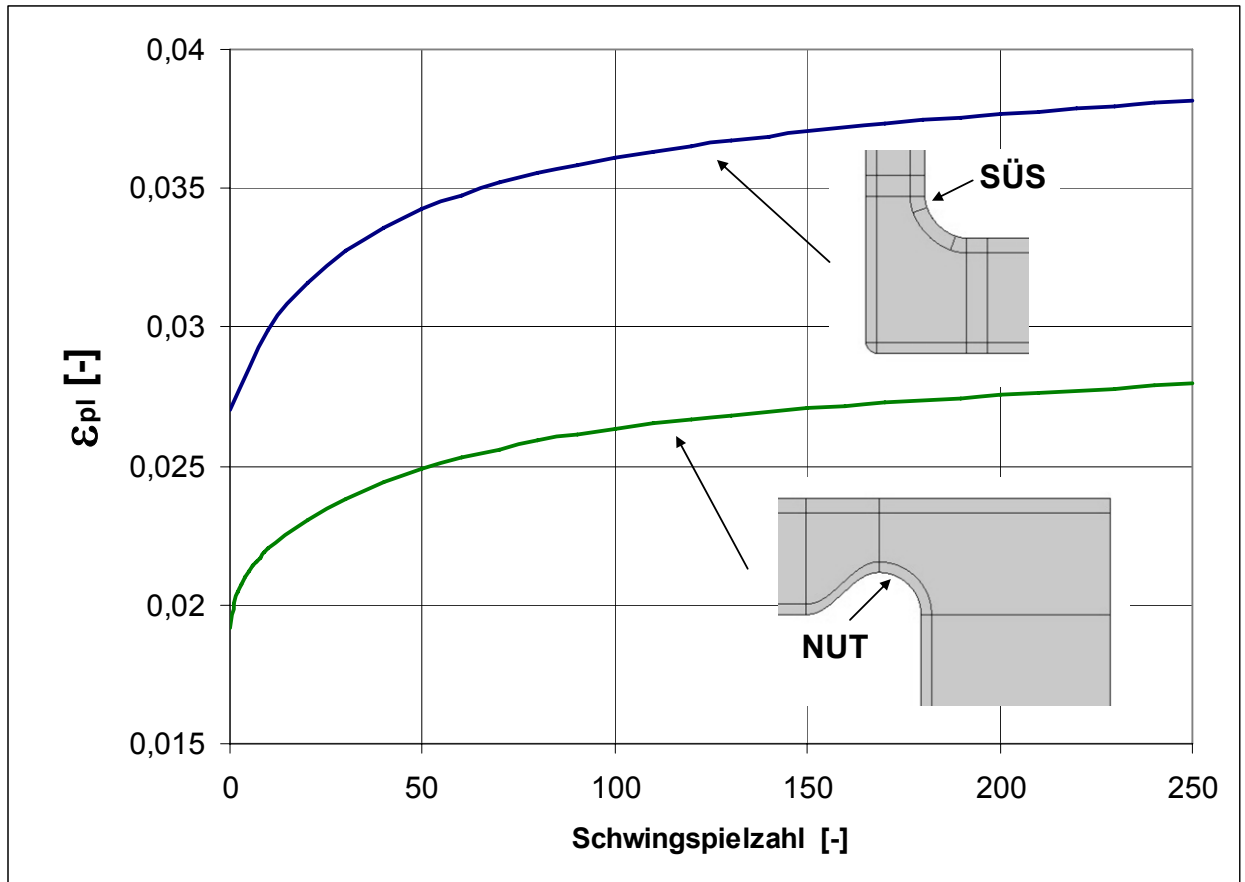


Abbildung 9-12: Ratcheting-Verhalten – Akkumulation von plastischen Dehnungen

Um die Schadensakkumulation während des Ratcheting-Verhaltens quantifizieren zu können, muss ein Schädigungsparameter zur Verfügung stehen, der in der Lage ist, die untrennbaren Prozesse der Ermüdung (Risseinleitung bzw. -wachstum) und des Ratcheting-Verhaltens (Akkumulation von plastischen Dehnungen) gemeinsam zu erfassen.

Als ein idealer Schädigungsparameter erscheint hier der  $P_J$ -Parameter [78] auf der Basis des  $J$ -Integrals [74], der den Zuwachs von plastischen Dehnungen explizit berücksichtigen kann. Weitere numerische Untersuchungen konzentrierten sich daher auf die Bestimmung des  $J$ -Integrals während des Zusammenwirkens von Ermüdungs- und Ratcheting-Verhalten. Darüber hinaus wurde die Treffsicherheit der an Hand der vorhergehenden Beispiele getesteten Näherungsformeln nach Dowling [77] und Neumann [76] verfolgt. Sollten sich die Näherungsformeln bewähren, würde das einen großen Fortschritt in Richtung der Schadensakkumulationsanalyse von zyklisch beanspruchten Druckbehälterkomponenten unter zusätzlicher Einwirkung von Ratcheting bedeuten.

Für die Untersuchung wurde ein 3D-Modell der Verbindung Stutzen-ebene Platte (mit und ohne Riss) gewählt (s. Abbildung 9-13). Die Belastung wurde vom vorherigen Beispiel übernommen. Als Werkstoffmodell wurde wieder das Modell von Ohno und Wang eingesetzt.

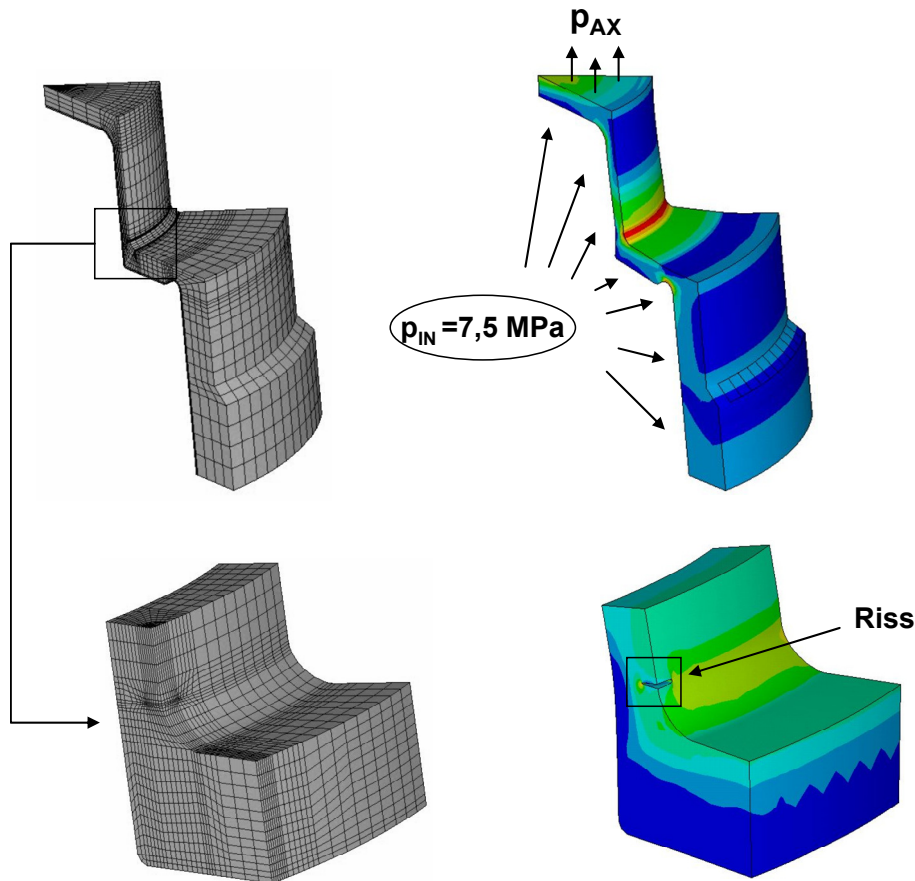


Abbildung 9-13: 3D-FE-Model der Verbindung Stutzen-ebene Platte mit Riss

Im Modell wird ein kreisförmiger Riss der Tiefe 2mm angenommen. Der Riss wurde am Ort der maximalen Beanspruchung platziert. Trotz der Anwendung der Submodell-Technik und des Einsatzes leistungsfähiger Rechner muss man mit sehr langen Berechnungszeiten (mehrere Tagen) rechnen. Dies wurde hauptsächlich durch eine große Anzahl von erforderlichen Iterationsschritten verursacht. Aus diesem Grund wurden nur die J-Integralwerte für die ersten zehn Lastzyklen berechnet.

In Abbildung 9-14 sind die mit ANSYS® (J\_FEM\_OW) und mit den Näherungsformeln von Dowling (JD\_OW) bzw. Neumann (JN\_OW) berechneten J-Integralwerte dargestellt. Anhand der Ergebnisse lassen sich folgende Schlussfolgerungen ziehen:

- Bei einstufiger Belastung konnte man schon innerhalb der ersten zehn Lastzyklen wachsende J-Integralwerte beobachten, was auf eine progressivere Schädigungsakkumulation (im Vergleich zur Berechnung ohne Ratcheting-Effekt) deutet.
- Die Näherungsformeln liefern durchaus gute Ergebnisse. Insbesondere die Näherungsformel von Neumann gibt sehr genaue J-Integralwerte wieder.

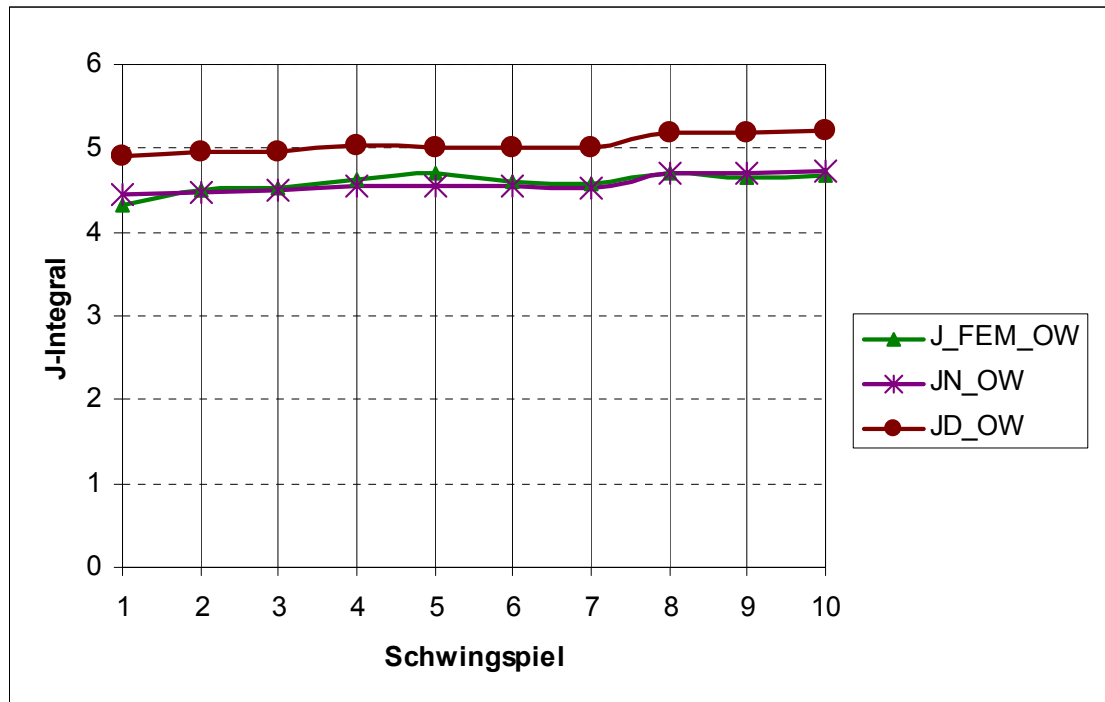


Abbildung 9-14: Berechnung des J-Integrals unter Einbeziehung von Ratcheting-Effekten

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass mit Hilfe von fortschrittlichen Werkstoffmodellen und wachsender Rechnerleistung auch ein so komplexer Prozess wie das die Ermüdung begleitende Ratcheting-Verhalten detailliert untersucht und durch einen geeigneten Schädigungsparameter qualitativ und quantitativ erfasst werden kann.

Aus ingenieurtechnischer Sicht stellt die letzte Hürde, die der praktischen Anwendbarkeit entgegensteht, ein hoher Rechenaufwand dar, der die schwingspielweise Berechnung begleitet. Hinzu kommt das relativ komplexe Werkstoffmodell, dessen Parametern manchmal nicht einfach zu gewinnen sind und dessen Verfügbarkeit innerhalb kommerzieller FE-Codes bisher nicht abgesichert ist.

#### 9.2.4. Flansch unter proportionaler und nichtproportionaler Belastung

Bei der Beanspruchung von Apparatekomponenten kann es zu unterschiedlichen Belastungsfällen kommen. Unter anderem wird auch zwischen der proportionalen und nicht proportionalen Beanspruchung differenziert, wobei der letztgenannte Fall beim gegenwärtigen Stand der Forschung eine große Herausforderung bezüglich einer sicheren Lebensdauervorhersage darstellt.

An Hand des Beispiels eines geschweißten Flansches (s. Abbildung 9-15) wird hier die Lebensdauerberechnung bei proportionaler und nicht proportionaler Beanspruchung demonstriert und das Ergebnis mit experimentellen Untersuchungen verglichen [104].

Der geschweißte Flansch dient der Drehmomentenübertragung ( $M_T$ ) vom Motor zum Mischer. Während des Mischens entsteht außerdem ein Biegemoment ( $M_B$ ), das den Flansch noch zusätzlich mit Biegung beansprucht. Die kritische Stelle wurde im Schweißnaht-übergangsbereich lokalisiert.

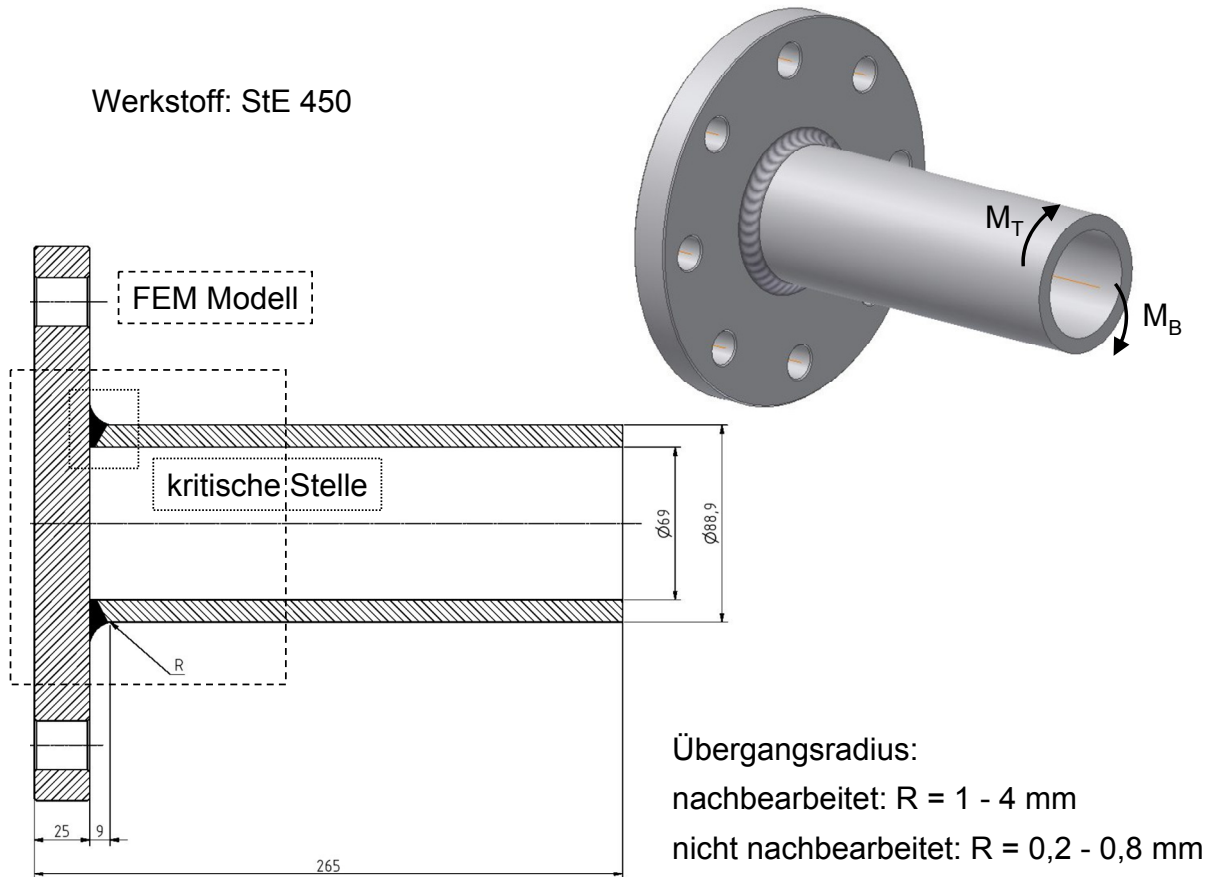


Abbildung 9-15: geschweißter Flansch

Das Verhältnis zwischen Torsions- und Biegemoment ist:

$$k_M = \frac{M_T}{M_B} = \frac{\tau_{nt,a}}{\sigma_{nb,a}} = 0,58 \quad (9-6)$$

wobei  $\tau_{nt,a}$  und  $\sigma_{nb,a}$  die nominale Torsions- und Biegespannungsamplitude sind. Weiter wird bei der Berechnung zwischen zwei Belastungsfällen nach Abbildung 9-16 unterschieden - proportionale und nicht proportionale Belastung mit einer Phasenverschiebung  $\varphi = 90^\circ$ .

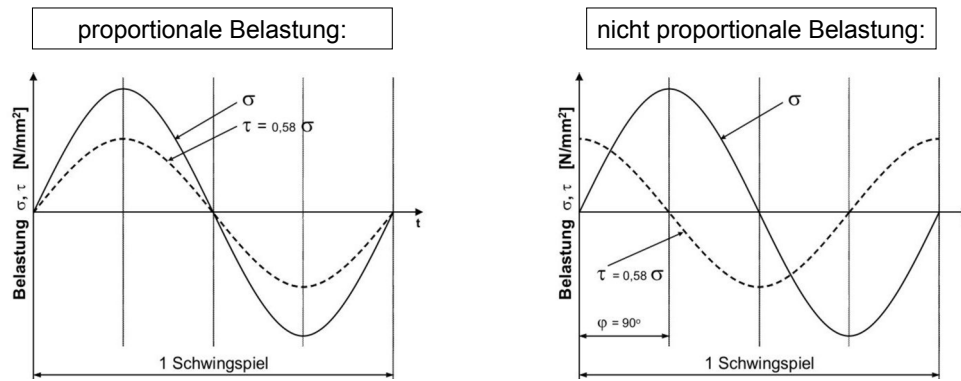


Abbildung 9-16: proportionale und nicht proportionale Belastung

Für die FE-Analyse war ein diskretes parametrisches 3D-Modell erforderlich. In Abbildung 9-17 sind das FE-Modell "grob" und das Submodell dargestellt. Durch die Submodell-Technik wurde gewährleistet, dass in der kritischen Region eine entsprechend feine Vernetzung vorhanden ist. Außerdem wurde dadurch die Berechnungszeit deutlich reduziert.

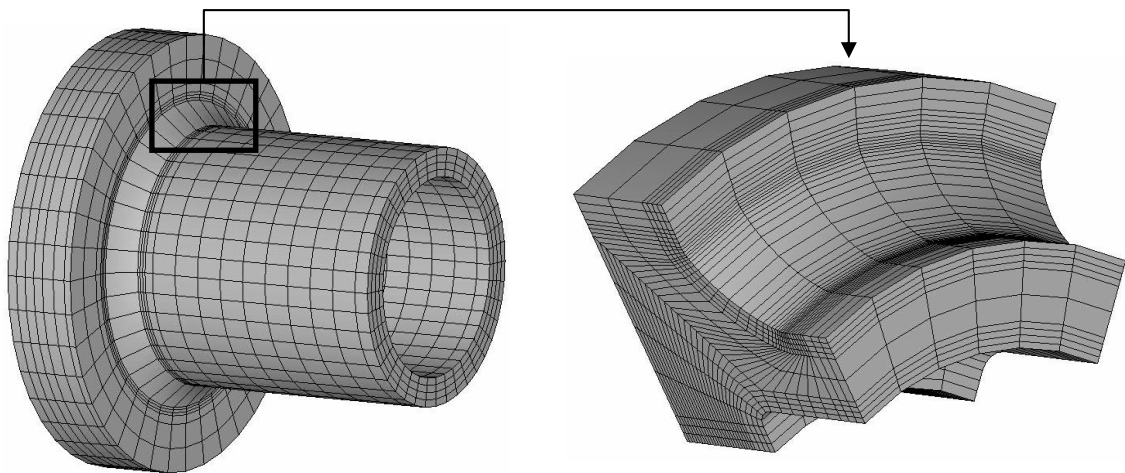


Abbildung 9-17: FE-Flanschmodell und Submodell

Bei der Implementierung des Werkstoffgesetzes wird davon ausgegangen, dass im Fall einer Schweißnahtbearbeitung auf die Werkstoffkennwerte des Grundwerkstoffs zurückgriffen werden kann. Diese Vorgehensweise hat sich durch die vorausgegangenen Forschungsergebnisse (s. Kapitel 9.1.1) bestätigt.

Im nichtproportionalen Fall tritt - wie bereits erläutert - die so genannte nicht proportionale Verfestigung auf, die bei der Lebensdauerberechnung berücksichtigt werden muss. Hierzu wurde - wie im Kapitel 5.2.2 beschrieben - ein nicht proportionaler Verfestigungsfaktor in Anlehnung an [88] eingeführt. Je nach Belastungsart werden dann zwei unterschiedliche zyklische Spannungs-Dehnungskurven verwendet (s. Abbildung 9-18).

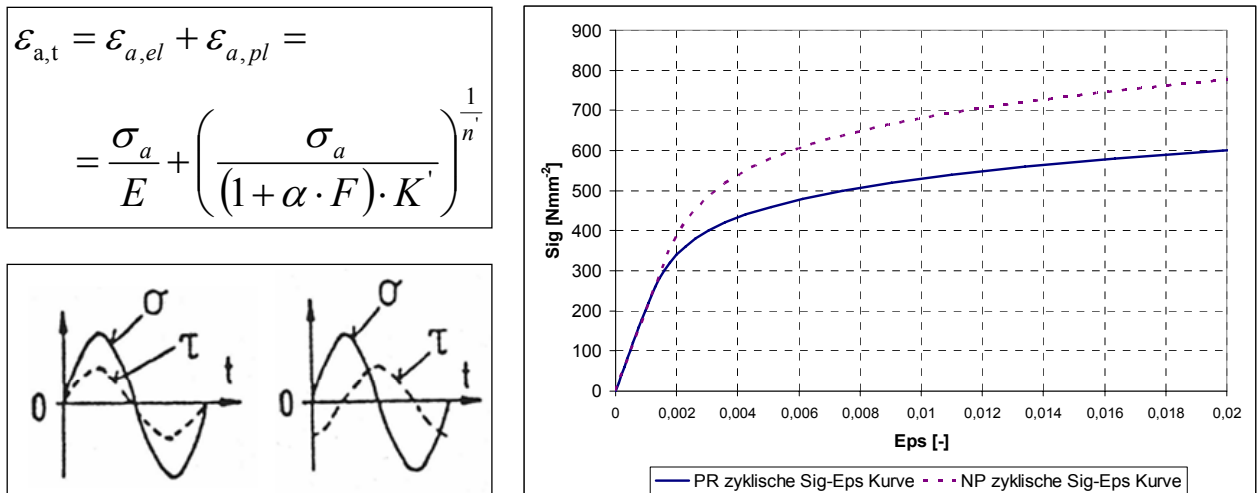


Abbildung 9-18: Werkstoffkennwerte für proportionale und nicht proportionale Belastung

Als Schädigungsparameter wurde wiederum der auf dem J-Integral basierende  $P_J$ -Parameter in seiner Mixed-Mode Variante nach [87]:

$$P_J = \frac{\Delta J_{eqv}}{a} = \frac{\Delta J_I + \Delta J_{II}}{a} \tag{9-7}$$

eingesetzt. Für den Rissfortschritt bis zum technischen Anriss gilt dann:

$$\frac{da}{dn} = \begin{cases} C_J \cdot (\Delta J_{eqv,eff})^{m_J} & \text{für } \Delta J_{eqv,eff} > \Delta J_{th} \\ 0 & \text{für } \Delta J_{eqv,eff} \leq \Delta J_{th} \end{cases} \tag{9-8}$$

In Abbildung 9-19 ist der Berechnungsablauf für die nichtproportionale Beanspruchung dargestellt. Es wird angenommen, dass sich die Lastfolge (d.h. die Amplitude von Normal- bzw. Schubspannungen und die Phasenverschiebung) während der ganzen Betriebszeit nicht ändert (äquivalente einstufige Belastung). Dadurch wird es ermöglicht, die gesamte Lastfolge in eine gleiche sich immer wiederholende Anzahl von Blöcken einzuteilen. Der Block wird dann wieder in 21 diskrete Loadsteps eingeteilt. Mittels einer FE-Berechnung werden dann für jeden Loadstep Spannungs- und Dehnungswerte berechnet.

Für die Oberflächenknoten, die sich am kritischen Ort befinden (Schweißnahtübergang) werden die Normal- und Schubspannungen berechnet. Die Berechnung wird für 18 Ebenen im Intervall 0-180° durchgeführt. Im Folgenden werden für jeden Loadstep in allen Ebenen die J-Integralwerte berechnet, wobei nach dem maximalen Wert des J-Integrals gesucht wird.

Der maximale Wert entspricht dem maximalen Schädigungsanteil für einen Block. Außerdem entspricht die Ebene, in der der maximale J-Integralwert auftritt, der so genannten kritischen

Ebene. In dieser Ebene wird der Makroriss mit hoher Wahrscheinlichkeit auftreten und weiter wachsen.

Der Schädigungsanteil, der dem maximalen J-Integralwert entspricht, wird dann nach der Miner-Regel bis zur Schädigungssumme  $D = 1$  akkumuliert. Die berechnete Blockanzahl entspricht dann der Lebensdauer des Bauteils für dieses Lastniveau.

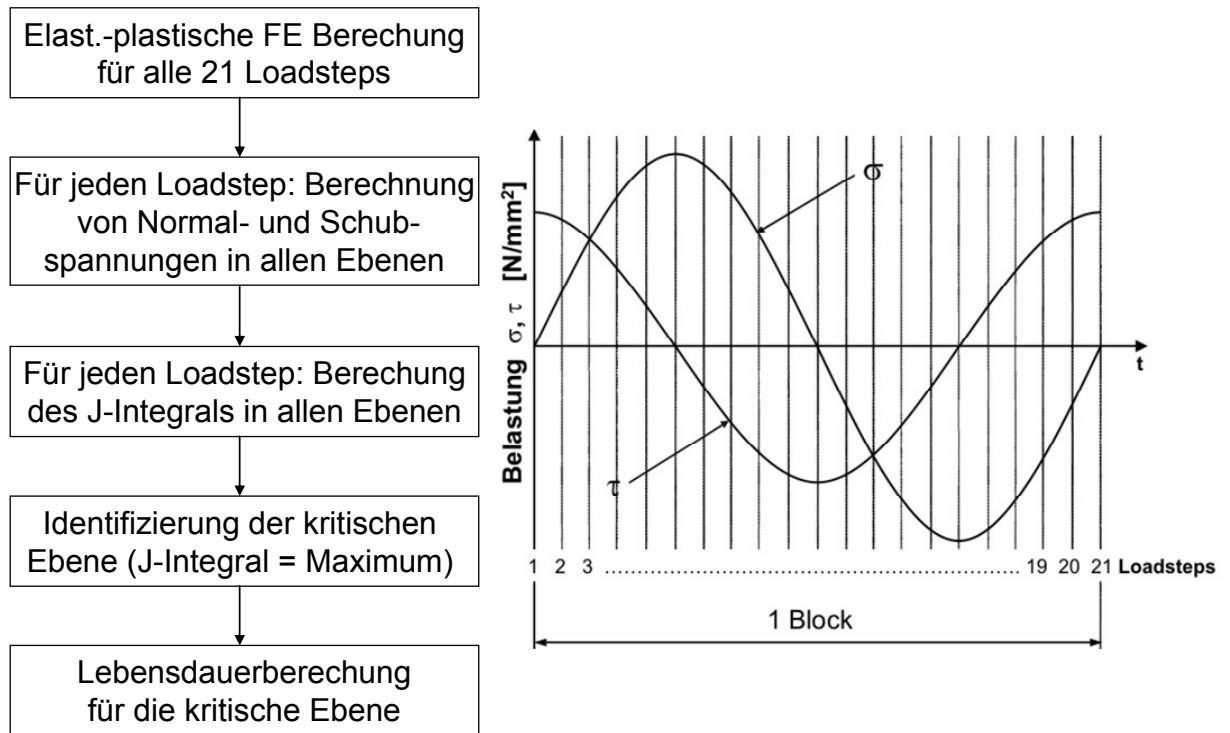


Abbildung 9-19: Berechnungsablauf

Bei der proportionalen Beanspruchung ist die Situation wesentlich einfacher, da sich die Versagensstelle und der entsprechende Schädigungsanteil pro Block nur mit einer FE-Berechnung (bei maximalen Normal- und Schubspannungsamplituden) feststellen lässt.

**Proportionale Beanspruchung**

In Abbildung 9-20 sind die berechnete Bauteilwöhlerlinien für das Versagenskriterium technischer Anriss (TA, Mode I und Mode I+II) mit der Bauteilwöhlerlinie für Bruch des Bauteils (Regression von proportionalen exp. Ergebnissen nach [104]) verglichen. Es wurde festgestellt, dass der Einfluss der Schubspannung (Mode II) bei der proportionalen Beanspruchung gering ist.



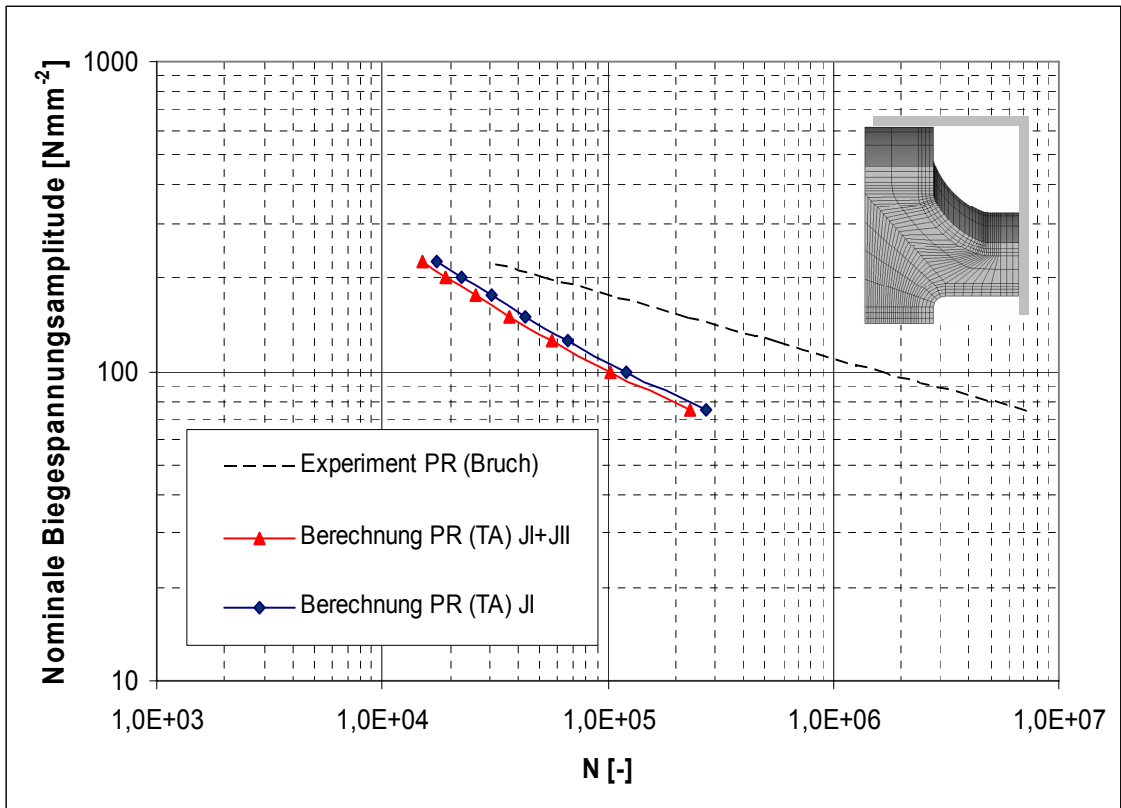


Abbildung 9-20: Proportionale Beanspruchung – Vergleich: TA und Experiment

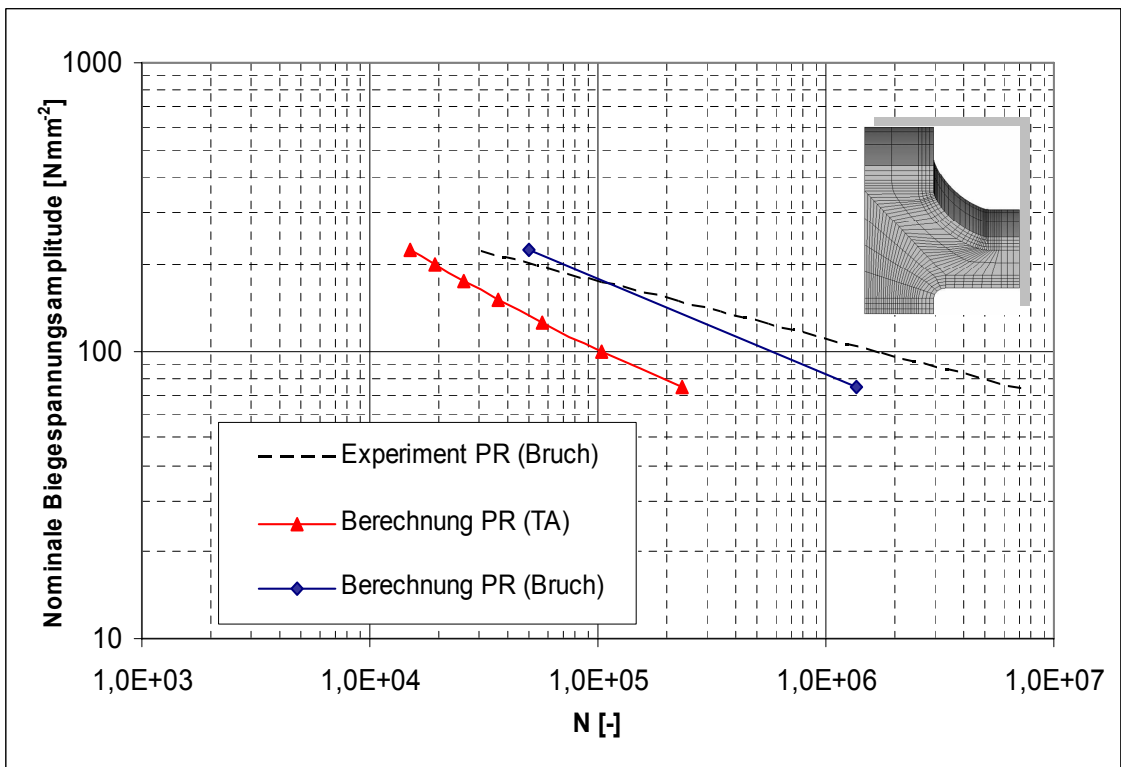


Abbildung 9-21: Proportionale Beanspruchung: Berechnung und Experiment

In Abbildung 9-21 sind die berechneten Anriss- (TA) und Bruchlebensdauern (Bruch) mit den Versuchen (Experiment) nach [104] verglichen. Die Anrisslebensdauer wurde auf der Basis des Örtlichen Konzeptss berechnet. Für die Berechnung der Restlebensdauer (bis zum Bruch des Bauteils) wurde das Kerbspannungskonzept eingesetzt. Dabei wird davon ausgegangen, dass das Bauteil durch den Anriss schon vorgeschädigt ist und sich daher wie eine nicht nachbearbeitete Schweißnaht (im Sinne des Kerbspannungskonzepts) verhält.

### Nicht proportionale Beanspruchung

In Abbildung 9-22 sind die Bauteilwöhlerlinien für das Versagenskriterium Technischer Anriss (TA) mit der Bruchwöhlerlinie (Regression von nicht proportionalen exp. Ergebnissen nach [104]) verglichen. In diesem Fall wurde ein deutlicher Einfluss der Schubspannung (ungefähr Faktor zwei hinsichtlich Lastwechselzahl, Mode II) beobachtet.

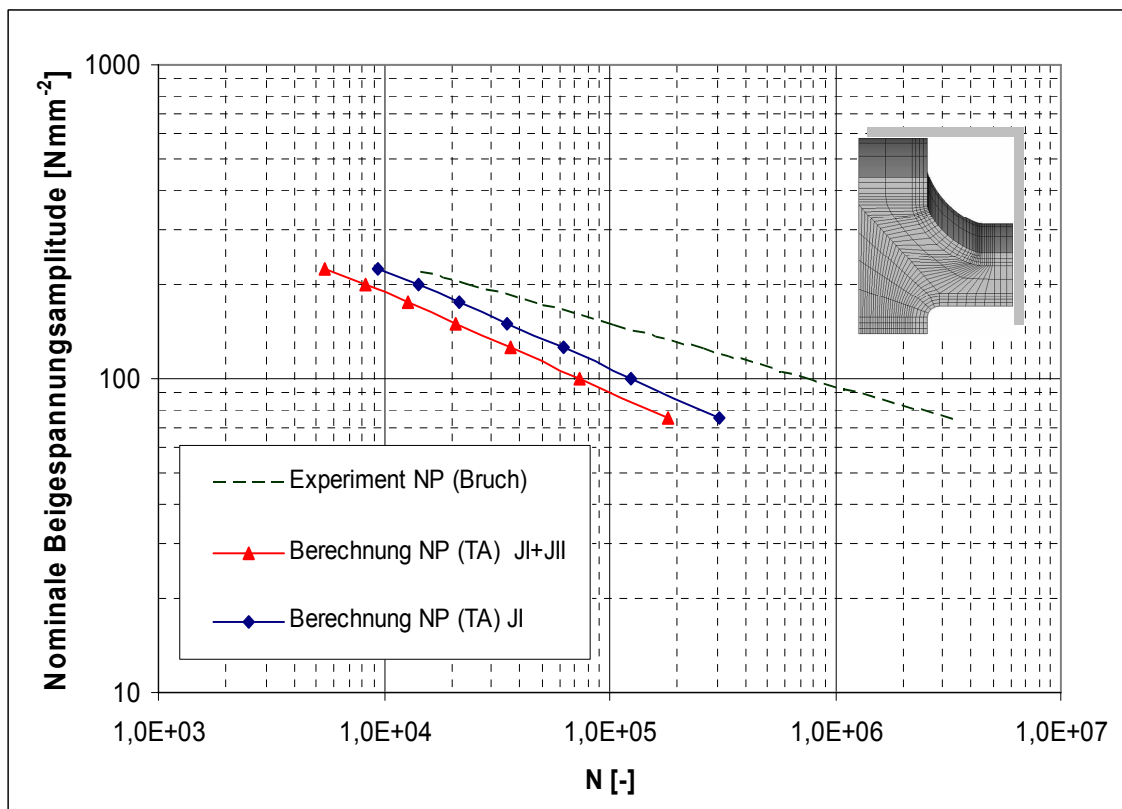


Abbildung 9-22: Nicht proportionale Beanspruchung – Vergleich: TA und Experiment

Die Abbildung 9-23 stellt einen Vergleich zwischen der rechnerischen Lebensdauervorhersage bei nichtproportionaler Belastung für das Versagenskriterium Technische Anriss (TA) bzw. Bruch und den nichtproportionalen Versuchsergebnissen nach [104] dar.

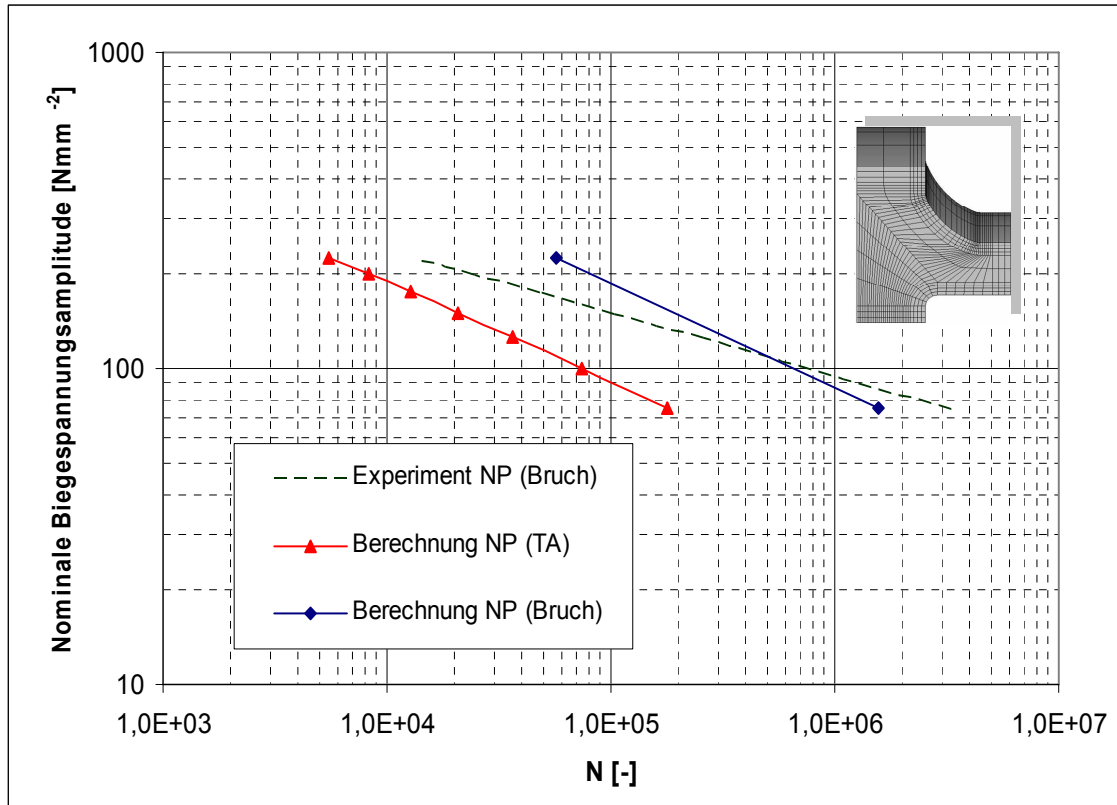


Abbildung 9-23: Nicht proportionale Beanspruchung: Berechnung und Experiment

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass mit Hilfe des in Kapitel 7 vorgestellten Konzepts eine realitätsnahe Lebensdauervorhersagen (auch für nichtproportional beanspruchte Komponenten) möglich ist. Die berechnete Anrisswöhlerlinien liegen in allen Fällen auf der konservativen Seite.

Die beobachtete unterschiedliche Wöhlerliniensteigung beim Vergleich der numerischen Ergebnisse mit den experimentalen Daten ist wahrscheinlich auf:

- die nicht genau angegebene geometrische Form des Bauteils in der Schweißnahtregion (Radius am Schweißnahtübergang streut im Intervall  $R = 1 - 4\text{mm}$ ) und
- auf statistisch nicht abgesicherte Versuchsergebnisse

zurückzuführen.

Für alle Berechnungen wurden die Werkstoffkennwerte des Grundwerkstoffs verwendet, wobei die zyklischen Werkstoffkennwerte nach dem im Kapitel 3.4 beschriebenen Uniform Material Law (UML) von Bäumel und Seeger [15] abgeschätzt wurden.

## 10. Zusammenfassung und Ausblick

Die zyklisch beanspruchten Schweißnähte im Druckbehälterbau stellen eine der potentiellen Versagensstellen der Struktur dar. Insbesondere am Schweißnahtübergang zwischen dem Schweißgut und Grundwerkstoff sowie im Schweißnahtwurzelbereich bilden sich lokale plastische Zonen, die zu Rissinitiierung und Rissfortschritt führen können.

Durch eine zusätzliche Nachbearbeitung der Schweißnähte von Druckbehälterkomponenten kann man, wie experimentelle Ergebnisse zeigen, die Bauteillebensdauer wesentlich verlängern.

Um den durch Schweißnahtnachbearbeitung entstandenen Gewinn qualifizieren und quantifizieren zu können, müssen dem Berechnungsingenieur entsprechende Berechnungskonzepte und – tools zur Verfügung stehen.

Unter den Konzepten setzen sich in der letzten Zeit auf Grund ihrer allgemeinen Einsatzmöglichkeiten immer stärker die lokalen Konzepte, wie z.B. das Örtliche Konzept oder das auf der Bruchmechanik basierende  $P_J$ -Konzept durch.

Als Berechnungstools stehen inzwischen sehr leistungsfähige auf numerischen Methoden (Finite Element, Boundary Methods) basierende Programme zur Verfügung, deren Potential bei Weitem noch nicht erschöpft ist.

In der Arbeit wurde eine konzeptionelle Vorgehensweise für die zyklisch beanspruchten Schweißnähte im Druckbehälterbau vorgeschlagen und an einschlägigen Beispielen getestet. Dabei wurde im Sinne des Örtlichen Konzepts davon ausgegangen, dass die an ungekerbten und polierten Standardproben ermittelten Werkstoffkennwerte auf reale Bauteile unter der Berücksichtigung von relevanten Einflussfaktoren übertragbar sind.

Im Rahmen des  $P_J$ -Konzepts wurden an geschweißten Standardproben Reihenfolgeeffekte untersucht. Die Ergebnisse erweisen sich in den meisten Fällen als tendenziell konservativ. Für eine sichere Aussage wären allerdings wesentlich mehr Versuchsergebnissen erforderlich. Für das  $P_J$ -Konzept benötigte Näherungsformeln wurden an unterschiedlichen Bauteilen mit direkt berechneten J-Integralwerten verglichen.

Die berechneten Wöhlerlinien für die Stumpfschweißnaht im niederzyklischen Bereich zeigen gute Übereinstimmung mit Versuchsergebnissen. Dabei zeigte sich, dass man für die Berechnung der Lebensdauer von nachbearbeiteten Schweißnähten ersatzweise Werkstoffkennwerte des Grundwerkstoffes verwenden kann. Diese Vorgehensweise führte in den untersuchten Fällen grundsätzlich zu konservativen Lebensdauervorhersagen. Im Vergleich von nicht und nachbearbeiteten Schweißnähten wurden wie erwartet wesentlich längere Lebensdauern bei nachbearbeiteten Schweißnähten beobachtet.

Bei der Simulation des Ratcheting-Verhaltens im 3D-Bereich stieß man an die Grenze der zur Zeit verfügbaren Hardware-Technik. Trotz der langen Berechnungszeiten und numerischen Problemen gelang es sich, die in den ersten Zyklen zeigende Tendenz der Akkumulation der plastischen Dehnungen und dementsprechend wachsenden J-Integralwerte zu zeigen. Um sichere Aussagen machen zu können, sind weitere numerische Untersuchungen notwendig.

Nicht zuletzt wurde am Beispiel des geschweißten Flansches gezeigt, wie man bei der Berechnung von komplexen Belastungen vorgehen kann. In diesem Fall wurde mit Vorteil das Konzept der kritischen Schnittebene eingesetzt. Beim Vergleich der Berechnung mit den Versuchsergebnissen zeigte sich eine Differenz in der Steigung der Wöhlerlinien. Dies ist wahrscheinlich auf die ungenaue Schweißnahtgeometriedefinition zurückzuführen.

Der direkte Vergleich zwischen Berechnung und Experiment zeigt eine gute Übereinstimmung, obwohl sich sicher noch ein Verbesserungspotential findet. Besonders interessant in diesem Zusammenhang wäre es den Effekt der Eigenspannungen bei der Berechnung des lokalen Spannungs-Dehnungszustandes einzubeziehen. Die Berechnung der Eigenspannungen ist heute mit Hilfe von numerischen Methoden in der Form einer thermisch-mechanischen Analyse möglich und in der Praxis mit ertragbarem Aufwand durchführbar.

Darüber hinaus wäre eine direkte Implementierung der modernen Werkstoffgesetze in die kommerziellen Berechnungsprogramme außerordentlich hilfreich.

## 11. Literaturverzeichnis

- [1] DFG-Projekt Nr.: 0722097 – gemeinsames Forschungsprojekt unter Beteiligung des Lehrstuhls für Qualitätswesen, Fakultät Maschinenbau und der Arbeitsgruppe Chemieapparatebau, Fachbereich BCI, Universität Dortmund, 2002-2005
- [2] Weiß, E.; Praus, S.; Rudolph, J.; Lietzmann, A.; Mense, T.: Chemischer Apparatebau im Aufbruch?, Chemie Ingenieur Technik (75), Wiley – VCH Verlag, Weinheim, 2003, S. 481-492
- [3] Weiß, E.: Strategie zur festigkeitsmäßigen Auslegung von Druckbehälterkomponenten, Chemie Ingenieur Technik (73), Wiley – VCH Verlag, Weinheim, 2001, S. 314-321
- [4] AD-Regelwerk. Köln: Carl Heymanns Verlag KG 1991
- [5] Radaj, D.: Ermüdungsfestigkeit. Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau, Springer Verlag, Berlin, 1995
- [6] Dowling, N. E.: Mechanical Behavior of Materials, Prentice Hall, New Jersey, 1999
- [7] Haibach, E: Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung, VDI Verlag, Düsseldorf, 1989
- [8] Seeger, T.: Stahlbau, Handbuch Band 1 Teil B, Stahlbau-Verlagsgesellschaft, Köln, 1996, S 5-123
- [9] Stephens, R. I.; Fatemi, A.; Stephens, R. R.; Fuchs, H. O.: Metal Fatigue in Engineering, Wiley-Interscience Publikation, New York, 2001
- [10] Rudolph, J.; Weiß, E.: Ein modernes Konzept für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis von Druckbehälterschweißverbindungen unter spezieller Berücksichtigung von Beanspruchungen im niederzyklischen Bereich und Schadensakkumulationseffekten, Berichte aus dem Apparatebau, Shaker Verlag, 2000
- [11] Murakami, Y.: Metal Fatigue: Effects of Small Defects and Nonmetallic Inclusions, Elsevier Science, Oxford, 2002
- [12] Suresch, S.; Fatigue of Materials, University Press, Cambridge, 2001
- [13] Rudolph, J.: Zur rechnerischen Bauteil-Ermüdungsfestigkeit unter dem besonderen Aspekt der Schweißnahtnachbearbeitung, Habilitationsschrift, Fachbereich BCI der Universität Dortmund, 2004,  
<http://eldorado.uni-dortmund.de:8080/FB6/ag12/forschung/2004/Rudolph/>
- [14] Boller, C.; Seeger, T.: Materials Data for Cyclic Loading, Part A-E, Elsevier, Amsterdam, 1987
- [15] Bäuml, A.; Seeger, T.: Materials Data for Cyclic Loading, Supplement 1, Elsevier, Amsterdam, 1990
- [16] Basquin, O. H.: The Exponential Law of Endurance Tests, Proc. ASTM 10 (1910), S 625-630

- 
- [17] Richtlinienkatalog Festigkeitsberechnungen (RKF), Behälter und Apparate Teil 6., Linde-KCA, Dresden, 1986
- [18] Buxbaum, O.: Betriebsfestigkeit, Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile, Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1992
- [19] Rauth, M.: FEM-integrierendes Berechnungskonzept für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis von Behälter-Stützen-Verbindungen unter Berücksichtigung von Innendruck und Rohrleitungslasten, Dissertation, Universität Dortmund, 2003
- [20] Siebel, E.; Meuth, H.O.: Die Wirkung von Kerben bei schwingender Beanspruchung. VDI-Zeitschrift 91 (1949), Nr. 13, S. 319/323
- [21] Siebel, E.; Stieler, M.: Ungleichförmige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung. VDI-Zeitschrift 97 (1955), Nr. 5, S. 121/126
- [22] VDI-Richtlinie 2226: Empfehlungen für die Festigkeitsberechnung metallischer Bauteile. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1965
- [23] Haibach, E.; Seeger, T.: Größeneinfluss bei schwingbeanspruchten Schweißverbindungen, Mat.- wiss. u. Werkstofftech. 29 (1998), VCH Verlag, Weinheim, S. 199-205
- [24] Größeneinfluss. Einfluss der Probengröße auf das Ermüdungsverhalten bauteilähnlicher Kerbproben unter einstufigen und zufallsartigen Beanspruchungsabläufen. Abschlußbericht FKM-Forschungsvorhaben Nr. 145-2. FKM-Forschungshefte, Heft 192, 1995
- [25] Seybold, R.: Untersuchungen zum statistischen Größeneinfluss – Einfluss von Bauteilgeometrie und FE-Modellierung auf die Spannungintegralberechnung. Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, FS-1/2002, Darmstadt, 2002
- [26] Diemar, A.; Thumser, R.; Bergmann, J. W.: Determination of local characteristics for the application of the Weakest-Link model with ANSYS®, 22nd CAD-FEM Users' Meeting 2004, Institut of Materials Research and Testing at the Bauhaus-University Weimar, S. 1.1.11/1-16
- [27] Gorsitzke, B.: Neuere Berechnungsvorschriften zum Ermüdungsfestigkeitsnachweis von Druckbehältern, Teil 2, TÜ-Z. Bd. 36 (1995) Nr. 7/8, S 301-310
- [28] Fricke, W.; Doerk, O.; Weißenborn, Ch.: Vergleich verschiedener Berechnungsmethoden für Strukturspannungen an Schweißnahtkonstruktionen, Konstruktion 10 (2004), Springer-Verlag, S. 85-91
- [29] Haibach, E.: Die Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen aus der Sicht einer örtlichen Beanspruchungsmessung, Bericht BF-77, Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit (LBF), Darmstadt, 1968
- [30] Hobbacher, A.: Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Verbindungen und Bauteile, IIW-Dokument XIII-1539-96 / XV-845-96, DVS-Verlag, Düsseldorf, 1997



- [31] AD-Merkblatt S2. Berechnung auf Wechselbeanspruchung, Ausgabe Mai 1998. AD-Regelwerk, Carl Heymanns Verlag KG, Köln, 1998
- [32] prDINEN 13445-3: Unbefeuerte Druckbehälter, Teil 3: Konstruktion, Beuth Verlag, Berlin, 1999
- [33] Rudolph, J.; Rauth, M.; Weiß, E.: Modellgebundener Strukturspannungsnachweis für zyklisch druckbeanspruchte Zylinder-Stützen-Verbindungen ohne Schweißnahtbearbeitung, Tü Bd. 43 Nr. 6, 2002, S. 19-26
- [34] Lietzmann, A.; Rudolph, J.; Weiß, E. : Einsatzmöglichkeiten und –grenzen von Schalenelementen in druckbehälterspezifischen numerischen Festigkeitsanalysen Teil 1, Tü Bd. 45 Nr. 9, 2004, S. 38-42
- [35] Lietzmann, A.; Rudolph, J.; Weiß, E. : Einsatzmöglichkeiten und –grenzen von Schalenelementen in druckbehälterspezifischen numerischen Festigkeitsanalysen Teil 2, Tü Bd. 45 Nr. 10, 2004, S. 30-38
- [36] Lietzmann, A.: Festigkeitsmäßige Auslegung von geschweißten Kunststoffkonstruktionen unter Berücksichtigung von Qualitätsmerkmalen, Dissertation, Fachbereich BCI der Universität Dortmund, 2004
- [37] Oliver, R.; Köttgen, V. B.; Seeger, T.: Untersuchung zur Einbindung eines neuartigen Zeit- und Dauerfestigkeitsnachweis von Schweißverbindungen aus Stahl in Regelwerke – Schweißverbindungen II. Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM), Frankfurt/Main, Forschungsheft 180, 1994
- [38] Oliver, R.; Amstutz, H.: Schwingfestigkeit schubbeanspruchter Schweißverbindungen nach dem örtlichen Konzept, Mat.- wiss. u. Werkstofftech. 32 (2001), Wiley-VCH Verlag, Weinheim, S. 287-298
- [39] Feickert, W.: Spannungen in Kerbradien – Anmerkungen zum Einfluss der Diskretisierung, 22<sup>ND</sup> CAD-FEM User's Meeting, Dresden, 2004
- [40] Weiß, E.; Rudolph, J.; Hoffmann, J: Vernetzungskriterien für Kerbbeanspruchungsorientierte FE-Analysen, Technische Mechanik, 19 (1999), Heft 2, S. 103-114
- [41] Rudolph, J.; Weiß, E.; Forster, M.: Konzeptkonforme Modellierung ermüdungsgefährdeter Druckbehälterschweißnähte als Modul einer modernen rechnerischen Lebensdauerabschätzung, Berichte aus dem Apparatebau, Shaker Verlag, 2001
- [42] Zacher, P; Seeger, T.: FILIP, PC-Programm zur Lebensdauervorhersage nach dem Örtlichen Konzept, Fachgebiet Werkstoffmechanik, TU Darmstadt, 1992
- [43] Savaidis, G.; Seeger, T.: Experimentelle Untersuchungen zur Anrißlebensdauerberechnung bei proportionaler mehrachsiger Schwingbeanspruchung mit konstanten und variablen Amplituden, Fachgebiet Werkstoffmechanik, TH Darmstadt, FD-5/1994
- [44] Seeger, T.; Beste, A.; Nowack, H. .; Hanschmann, D. .; Trautmann, K. H.: Kerben und Bruch, Fortschrittberichte der VDI Zeitschriften /18/2/1977, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1977

- [45] Dowling, N. E.; Wilson, W. K. : Analysis of Notch Strain for Cyclic Loading, 5<sup>th</sup> Int. Conf. Of Structural Mechanics in Reactor Technology, Vol. L, Paper L 13/4, North-Holland Pub. Co., Amsterdam, 1979
- [46] Rudolph, J.; Weiß, E. : Ermüdungsfestigkeitsnachweis für Druckkomponenten nach modernen Konzepten , TÜ Bd. 43 Nr. 11/12, 2002, S. 33-41
- [47] Kalnins, A.; Dowling, N. E.: Design Criterion of Fatigue Analysis on the Plastic Basis by Asme B&PV Code, Pressure Vessel and Piping Codes and Standards PVP-Vol. 453 (2003), pp. 11-18
- [48] Ramberg, W.; Osgood, W.R.: Description of Stress-Strain-Curves by Three Parameters, Technical Report Technical Note No. 902, NACA, 1943
- [49] Vormwald, M.; Seeger. T.: Nutzung der Anrisschwingspielzahl beim Incremental-Step-Test zur Abschätzung der Werkstoffwöhlerlinie, MP 30 (1988) 11-12, S. 368
- [50] Manson, S. S.: Behavior of Materials Under Conditions of Thermal Stress, National Advisory Committee for Aeronautics (1953), Report No. 1170
- [51] Coffin, Jr. L. F.: A Study of the Effects of Cyclic Thermal Stresses on a Ductile Metal, Transactions of the ASME, 76 (1954), S. 931-950
- [52] Morrow, J.: Cyclic Plastic Strain Energy and Fatigue of Metals, ASTM STP No. 378 (1965), S. 45-87
- [53] Landgraf, R. W.; Morrow, J. D.; Endo, T.: Determination of the Cyclic Stress-Strain Curve, J. Materials 4 (1969),11, S. 176-188
- [54] Neuber, H.: Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen, Konstruktion 20 (1968), Heft 7, S. 245-251
- [55] Masing, G.: Eigenspannungen und Verfestigung beim Messing, Proc. 2<sup>nd</sup> Int. Congress of Applied Mechanics, Zürich, 1926, S. 332-335
- [56] Smith, K.N.; Watson, P.; Topper, T.H.: A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals, Journal of Materials, JMLSA 5 (1970), Nr. 4, S. 767-778
- [57] Palmgren, A.: Die Lebensdauer von Kugellagern, VDI-Z. 69 (1924), Nr. 14, S. 339-341
- [58] Miner, M.A.: Cumulative Damage in Fatigue, Journal of Applied Mechanics, September 1945, S. A159-A164
- [59] Griffith, A. A.: Phil. Trans. Roy. Soc., A 221, 1920, S.163
- [60] Irwin, G. R.; Wells, A. A.: A continuum-mechanics view of crack propagation, Metallurgical Reviews, 10, 1965, S. 223-270
- [61] Irwin, G.R.: Lecture Notes to "Introductory Fracture Mechanics", University of Maryland, 1978-90
- [62] Rossmannith, H.-P.: Grundlagen der Bruchmechanik, Springer-Verlag, 1982

- 
- [63] Dankert, M.; Seeger, T.: Rissfortschritt in elastisch-plastisch beanspruchten Kerb-  
bereichen bei Schwingbelastung mit variablen Amplituden – Konzept und  
Berechnungsprogramm, Fachgebiet Werkstoffmechanik, TH Darmstadt, 1994
- [64] Murakami, Y.: Stress Intensity Factors Handbook, Volume 1 and 2, Pergamon Press,  
Oxford, 1987
- [65] Murakami, Y.: Stress Intensity Factors Handbook, Volume 4 and 5, Elsevier Science,  
Oxford, 2001
- [66] Rossmannith, H.-P.: Finite Elemente in der Bruchmechanik, Springer-Verlag, 1982
- [67] Richard, H. A. ; Schöllmann, M.; Fulland, M.; Sander, M.; Experimental and numerical  
simulation of mixed-mode crack growth. Proceedings of the 6<sup>th</sup> International  
Conference of Biaxial/Multi-axial Fatigue and Fracture, Lisbon, Vol. 2 ; S. 623-630
- [68] Richard, H. A. ; Schöllmann, M.; Buchholz, F. G.; Fulland, M.: Comparison of 3D  
Fracture Criteria, DVM-Arbeitskreis Bruchvorgänge – Fortschritte der Bruch- und  
Schädigungsmechanik , Freiburg, 2003
- [69] Irwin, G. R: Analysis of Stresses and Strains near the End of a Crack Traversing of a  
Plate, Journal of Applied Mechanics, 1957
- [70] Dankert, M.: Rissfortschrittslebensdauer. Vorhaben Nr. 188. Berechnung der Anriss-  
und Rissfortschrittslebensdauer gekerbter Bauteile nach einem einheitlichen Konzept  
der elastisch-plastischen Schwingbruchmechanik. Abschlussbericht, AiF-Nr. 9867,  
Darmstadt, 1997
- [71] Tanaka, K.; Nakai, Y.; Yamashita, M.: Fatigue growth threshold of small cracks,  
International Journal of Fracture 17, (1981), Nr. 5, S. 519-533
- [72] Paris, P.C.; Erdogan, F.A.: A Critical Analysis of Crack Propagation Law, Journal of  
Basic Engineering 85 (1963), S.528/539
- [73] FKM-Richtlinie: Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis, 1 Auflage, VDMA-Verlag,  
2001
- [74] Rice, J.R.; Rosengren, G.F.: Plain Strain Deformation Near a Crack Tip in a Power-  
Law Hardening Material, J. Mech. Phys. Solids 16 (1968), S. 1/12
- [75] Nicák, T.; Rudolph, J.; Weiß, E. : Some aspects of fatigue assessment by means of  
crack propagation approaches, 21st CAD-FEM Users' Meeting, Potsdam, 2003
- [76] Neumann, P.; Vehoff, H.; Heitmann, H.-H.: Untersuchungen zur Betriebsfestigkeit von  
Stahl: Reinfolgeeffekte während der Rissinitiationsphase, Forschungsbericht T 84-  
40, Max-Planck-Institut für Eisenforschung, Düsseldorf, 1984
- [77] Dowling, N.E.: J-Integral Estimates for Infinite Bodies, Engng. Fract. Mech. 26 (1987),  
S. 333/348
- [78] Vormwald, M.: Anrisslebensdauervorhersage auf der Basis der Schwingbruch-  
mechanik für kurze Risse, Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und  
Werkstoffmechanik der technischen Hochschule Darmstadt, Heft 47, 1989

- [79] Newman, J.C.: A Crack Opening Stress Equation for Fatigue Crack Growth, Int. Journal of Fracture 24 (1984), S. R 131/R 145
- [80] Prowatke, G.; Fischer, L.; Weydling, C.: Zur Abschätzung der Wöhlerlinien von Schweißverbindungen nach dem Kerbgrundkonzept, Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft 87 (1993), S.415/424
- [81] Norm DIN 8524-2: Fehler an Schweißverbindungen aus metallischen Werkstoffen; Pressschweißverbindungen, Einteilung, Benennungen, Erklärungen, 1979
- [82] Haagensen, P.J.; Maddox, S.J.: IIW Recommendations on Post Weld Improvement of Steel and Aluminium Structures, Document XIII-1815-00, The International Institute of Welding (IIW), Revised Revision, July 4, 2001
- [83] Dickerson, T.; Branco, M. C.: Weld improvement methods for low cycle fatigue applications, Final Report, European Commission, Technical Steel Research, EUR 17823 EN, UB/TIB Hannover, 1994
- [84] Minner, H.H.: Schwingfestigkeitserhöhung von Schweißverbindungen aus hochfesten Feinkornbaustählen StE 460 und StE 690 durch Einsatz des WIG Nachbehandlungsverfahrens, Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt, 1981
- [85] Heuler, P.; Seeger, T.: Rechnerische und experimentelle Lebensdauervorhersage am Beispiel eines geschweißten Bauteils, Konstruktion 35 (1983), Nr. 1, S. 21/26
- [86] Savaides, G.: Berechnung der Bauteilanrisslebensdauer bei mehrachsigen proportionalen Beanspruchungen, Heft 54. Veröffentlichungen des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1995
- [87] Hoffmeyer, J.; Döring, R.; Vormwald, M.; Seeger, T.: Kurzrisswachstum bei mehrachsig nichtproportionaler Beanspruchung, Mat.- wiss. u. Werkstofftech. 32 (2001), Wiley-VCH Verlag, Weinheim, S. 329-336
- [88] Socie, D.F.; Marquis, G.B.: Multiaxial Fatigue, Society of Automotive Engineers, Inc., 2000, ISBN 0-7680-0453-5
- [89] Nowack, H.; Hanschmann, D.; Conle, A.: Die Rainflow-Zählmethode, IB 354-76/3, DFVLR, 1976
- [90] Chlormann, U.H.: Örtliche Beanspruchungen von Schweißverbindungen als Grundlage des Schwingfestigkeitsnachweises, Heft 45, Institut für Stahlbau und Werkstoffmechanik, Technische Hochschule Darmstadt, 1986
- [91] Haibach, E.: Modifizierte lineare Schadenakkumulationshypothese zur Berücksichtigung des Dauerfestigkeitsabfalls mit fortschreitender Schädigung, Techn. Mitteilung Nr. 50, Fraunhofer-Institut für Betriebsfestigkeit, Darmstadt 1970
- [92] Anthes, R.J.: Ein neuartiges Kurzrissfortschrittsmodell zur Anrisslebensdauervorhersage bei wiederholter Beanspruchung, Heft 57. Veröffentlichungen des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der Technischen Hochschule Darmstadt, Darmstadt, 1997
- [93] ANSYS® 8.1 Dokumentation, ANSYS Inc, Canonsburg, USA, www.ansys.com

- 
- [94] Ayhan, A. O.; Nied, H. F.: Stress Intensity Factors for Three-Dimensional Surface Cracks Using Enriched Finite Elements, Int. J. for Numerical Methods in Engineering, Vol. 54 (2002), S. 899-921
- [95] Rudolph, J.; Nied, H. F. : Frac3D Tutorial Example, Lehigh University – Department of Mechanical Engineering and Mechanics, Bethlehem, 2001
- [96] Newman, JR., J. C.; Raju, I. S.: An empirical stress-intensity factor equation for the surface crack, Engineering Fracture Mechanics 15 (1981), No. 1/2, S. 185-192
- [97] Benzley, S.E.: Representation of Singularities with Isoparametric Finite Elements, Int. J. for Numerical Methods in Engineering, Vol. 4 (1974), S. 537-545
- [98] Nicák, T.; Rudolph, J.; Weiß, E. : Some aspects of fatigue assessment by means of crack propagation approaches, 21st CAD-FEM Users' Meeting, Potsdam, 2003
- [99] Ohno, N.; Wang, J.-D.: On modelling of kinematic hardening for ratcheting behaviour, Nuclear Engineering and Design 153 (1995), S. 205-212
- [100] Marschalkowski, K.: Experimentelle Ermittlung von Werkstoffkennwerten für die Ermüdungsanalyse an niederzyklisch beanspruchten Schweißverbindungen, Diplomarbeit, Universität Dortmund, Fakultät Maschinenbau, Lehrstuhl für Qualitätswesen, Dortmund, 2004
- [101] Weiß, E.; Nicák, T.; Rudolph, J.; Rother, K.; Postberg, B.: Fatigue damage of welded seams with and without postwelded treatment under multiaxial loading based on a fracture mechanics approach, 7<sup>th</sup> International Conference on Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture, DVM-ESIS Berlin, 2004
- [102] Postberg, B.: Beitrag zum Ratcheting-Verhalten von Komponenten der Druckbehälter- und Kraftwerkstechnik, Dissertation, Fachbereich BCI der Universität Dortmund, 2000
- [103] Armstrong P.J., Frederick C.O.: A mathematical representation of the multiaxial Bauschinger effect, CEGB report RD/B/N 731, Central Electricity Generating Bauart, 1966
- [104] Sonsino C. M.; Küppers, M.; Gäth, N.; Maddox, S. J.; Razmjoo, G. R.: Fatigue Behaviour of Welded High Strength Components under Combined Multiaxial Variable Amplitude Loading, Fraunhofer Institut Betriebsfestigkeit, Report No. FB-218, 1999

# Lebenslauf

## Persönliche Daten:

Name: Tomáš Nicák  
Geburtsdatum: 16.03.1977  
Geburtsort: Olomouc / Tschechische Republik  
Familienstand: verheiratet

## Schulbildung:

09/1983 – 08/1991 Grundschule, Olomouc  
09/1991 – 08/1995 Fachmittelschule für Maschinenbau, Uničov

## Studium

09/1995 – 06/2000 Maschinenbau, Technische Universität, Brno  
06/2000 Abschluss als Dipl.-Ing.

## Berufstätigkeit

09/2000 – 03/2002 Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Technischen Universität Brno, Lehrstuhl Verfahrenstechnik  
04/2002 – 04/2005 Wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Arbeitsgruppe Chemieapparatebau an der Universität Dortmund, Fachbereich Bio- und Chemieingenieurwesen  
05/2005 – AREVA NP GmbH, Erlangen  
Werkstofftechnik, Schadensfallanalyse