

Sammy Zein El Dine

**Ermüdungssicherheit der Schweißnähte an
Ringflanschverbindungen in turmartigen
Stahlbauten**



Cuvillier Verlag Göttingen

Ermüdungssicherheit der Schweißnähte an Ringflanschverbindungen in turmartigen Stahlbauten

Vom Fachbereich Bauwissenschaften
der Universität Duisburg-Essen
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Sammy Zein El Dine

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Herbert Schmidt

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. Jörg Schröder

Eingereicht am: 20.11.2006

Mündliche Prüfung am: 11.07.2007

Fachbereich Bauwissenschaften der Universität Duisburg-Essen

Institut für Stahlbau/Holzbau

Prof. Dr.-Ing. Hanshermann Prediger †

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen : Cuvillier, 2007

Zugl.: Duisburg-Essen, Univ., Diss., 2006

978-3-86727-477-7

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2007

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2007

Gedruckt auf säurefreiem Papier

978-3-86727-477-7

Für Birgit

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand zum größten Teil während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Stahlbau/Holzbau (Fachbereich Bauwissenschaften) der Universität Duisburg-Essen.

Mein größter Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Herbert Schmidt für die exzellente wissenschaftliche Betreuung in der Endphase der Promotion und für die Übernahme des Hauptberichts.

Außerdem bedanke ich mich auch sehr bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Jörg Schröder für die Übernahme des Mitberichts.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Hanshermann Prediger für die Anregung zu dieser Arbeit. Die fachlichen Ratschläge und sein volles Vertrauen in meine Person haben wesentlich zu ihrem Gelingen beigetragen. Gerne erinnere ich mich an die gemeinsame Zeit am Lehrstuhl zurück.

Schließlich danke ich allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts für Stahlbau/Holzbau für die mir entgegengebrachte Unterstützung. Hervorheben möchte ich an dieser Stelle Herrn Dipl.-Ing. Stefan Wirth und Herrn Dipl.-Ing. Markus Schiborr. Mit ihnen verbinde ich nicht nur zahlreiche fachliche Diskussionen und eine gute Zusammenarbeit, sondern auch ein sehr freundschaftliches Verhältnis. Besonders bedanke ich mich auch bei Herrn Dipl.-Ing. Jörg Uhlemann für die vorbereitenden Untersuchungen zu meinen Versuchen.

Meiner Lebensgefährtin Frau Birgit Lischke M.A. danke ich herzlichst für ihre stete Unterstützung und Geduld während der Promotion.

Düsseldorf, im Oktober 2007

Sammy Zein El Dine

Inhalt

Inhalt	I
1 Einleitung	1
1.1 Allgemeines.....	1
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Überblick	3
2 Ringflanschverbindungen bei Stahlrohtürmen	5
2.1 Elastisches Tragverhalten von L-Ringflanschverbindungen.....	6
2.1.1 Schrauben-Berechnungsmodell nach Petersen	7
2.1.2 Schrauben-Berechnungsmodell nach Schmidt/Neuper	8
2.1.3 Schrauben-Berechnungsmodell in der VDI-Richtlinie 2230	8
2.1.4 Schrauben-Berechnungsmodell nach Seidel.....	9
2.1.5 Beanspruchung der Schweißnähte.....	10
2.2 Auslegung von L-Ringflanschverbindungen	10
2.2.1 Empfohlene Abmessungen.....	10
2.2.2 Grenzzustand der Tragfähigkeit	11
2.2.3 Grenzzustand der Ermüdung.....	13
2.3 Zur Herstellung von turmartigen Stahlbauten.....	14
2.3.1 Herstellverfahren	14
2.3.2 Herstellbedingte Imperfektionen in L-Ringflanschverbindungen.....	14
3 Grundlagen der Ermüdungsfestigkeit von Stahlkonstruktionen	17
3.1 Rissentstehung	17
3.2 Kerbwirkung	18
3.3 Wöhlerversuche und Wöhlerlinie.....	19
3.4 Rechnerische Verfahren für den Nachweis ausreichender Ermüdungs- festigkeit	23
3.4.1 Nennspannungskonzept.....	23
3.4.2 Strukturspannungskonzept.....	24

3.4.3	Kerbspannungskonzept	25
3.4.4	Kerbgrundkonzept	26
3.5	Ermüdung unter nichtperiodischer Beanspruchung	27
3.5.1	Auswertung von Beanspruchung-Zeit-Funktionen	27
3.5.2	Lineare Schadensakkumulation nach Palmgren und Miner	28
3.6	Regelwerke zum Ermüdungssicherheitsnachweis	30
3.6.1	Normen im Bauwesen	30
3.6.2	Regelwerke und Normen im Maschinenbau	33
3.6.3	Kritische Betrachtungen zum Eurocode	34
3.7	Vergleich der Regelungen für Ringflanschverbindungen	35
3.7.1	L-Flansch als Aufschweißflansch (Anschluss der Schale mit zwei Kehlnähten)	36
3.7.2	L-Flansch als Vorschweißflansch ohne Hals (Anschluss der Schale mit K-Naht)	37
3.7.3	L-Flansch als Vorschweißflansch mit Hals (Anschluss der Schale mit Stumpfnäht)	39
3.7.4	T-Flansch als Vorschweißflansch ohne Hals (Anschluss der Schale mit K-Naht)	39
3.7.5	Zusammenfassung	40
4	Berechnungen von Ringflanschverbindungen mit Hilfe der Finite- Elemente-Methode (FEM)	41
4.1	Grundlagen der FE-Berechnung	41
4.1.1	Nichtlineare Berechnungen allgemein	41
4.1.2	Das Newton-Raphson-Verfahren	42
4.2	Aufbau des FE-Modells	44
4.2.1	Verwendete Elementtypen	44
4.2.2	Diskretisierung	47
4.2.3	Werkstoffeigenschaften	48
4.2.4	Symmetrien und Randbedingungen	48
4.2.5	Berechnungsablauf	50

4.3 Validierung des FE-Modells mit Hilfe eines dokumentierten Traglastversuches	51
4.3.1 Beschreibung des Traglastversuchs.....	51
4.3.2 Vergleichsberechnungen zum Diskretisierungsgrad.....	53
4.3.3 Vergleichsberechnungen zur Schweißnahtgeometrie	56
5 Numerische Parameterstudien zur lokalen Schalenbiegebeanspruchung im Bereich einer Ringflanschverbindung.....	59
5.1 Perfekte L-Ringflanschverbindungen mit Hals	59
5.1.1 Berechnete Parametervarianten.....	59
5.1.2 Ergebnisse: Schalenbiegespannungen an der Schweißnaht.....	65
5.1.3 Ergebnisse: Ermüdungsschädigung der Schweißnaht	79
5.2 Imperfekte L-Ringflanschverbindungen mit Hals.....	87
5.2.1 Berechnete Parametervarianten.....	88
5.2.2 Ergebnisse: Schalenbeanspruchung an der Schweißnaht	91
5.2.3 Ergebnisse: Ermüdungsschädigung der Schweißnaht	103
6 Entwicklung eines vereinfachten FE-Modells für Ringflanschverbindungen	109
6.1 Aufbau des vereinfachten FE-Modells	109
6.1.1 Vorüberlegungen zur Modellierung.....	109
6.1.2 Einzelheiten des Modellaufbaus	110
6.2 Validierung des vereinfachten FE-Modells	112
6.2.1 Vergleich der FE-Modelle bei perfekter Ringflanschgeometrie.....	112
6.2.2 Vergleich der FE-Modelle bei imperfekter Ringflanschgeometrie	114
6.3 Beispielhafte Anwendung des vereinfachten FE-Modells: Einfluss der Hauptwindrichtung bei imperfekten L-Ringflanschverbindungen	116
6.3.1 Ergebnisse: Schalenbeanspruchung an der Schweißnaht	117
6.3.2 Ergebnisse: Ermüdungsschädigung der Schweißnaht	118

7 Dauerschwingversuche an Stumpfnähten unter besonderer Berücksichtigung einer Spannungsgradienten über die Blechdicke	121
7.1 Vorbereitung der Versuche	121
7.1.1 Prüfmaschinen und Versuchsaufbau	122
7.1.2 Fertigung der Versuchsproben	127
7.1.3 Ermittlung der Schweißnahtoberflächengeometrie	130
7.1.4 Ermittlung der mechanischen Werkstoffkenngrößen	136
7.1.5 Kalibrierung der exzentrischen Probenaufnahme	138
7.2 Durchführung der Versuche	140
7.3 Auswertung der Versuchsergebnisse.....	142
7.3.1 Lastspielzahlen	142
7.3.2 Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit	145
7.4 Ergänzende Berechnungen zur Kerbwirkung am Nahtübergang der Versuchsproben.....	147
7.4.1 Ermittlung von Kerbformzahlen mit Hilfe einer Näherungsformel	147
7.4.2 Numerische Ermittlung von Kerbformzahlen	149
7.5 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse	153
8 Rissfortschrittsberechnungen an ausgewählten L-Ringflanschverbindungen mit Hilfe der FEM	157
8.1 Bruchmechanische Grundlagen	158
8.1.1 Rissspitzenbeanspruchung.....	158
8.1.2 Bruchkriterium und Rissfortschrittsgesetze.....	163
8.1.3 Einfluss der Mittelspannungsintensität.....	165
8.1.4 Reihenfolgeeffekte	166
8.2 Besonderheiten des verwendeten FE-Modells.....	167
8.2.1 Riss- und Kontaktelemente.....	167
8.2.2 Berechnungsaufwand	168
8.2.3 Substrukturtechnik	168

8.3	Ermüdungswirksame Einwirkungen	169
8.3.1	WEA-typische Beanspruchungszeitreihen.....	169
8.3.2	Extrapolation der Zeitreihen auf längere Zeiträume.....	170
8.4	Durchführung der Rissfortschrittsberechnungen	172
8.4.1	Annahmen	172
8.4.2	Berechnungsschritte	175
8.4.3	Berechnete Ringflanschverbindungen und Parametervariationen....	176
8.5	Ergebnisse der Rissfortschrittsberechnungen.....	176
8.5.1	Parameterstudie zur Berechnungstechnik und zur Bruchzähigkeit...	178
8.5.2	Perfekte Ringflanschverbindungen	181
8.5.3	Imperfekte Ringflanschverbindungen	182
8.5.4	Zusammenfassende Diskussion der Ergebnisse	184
9	Zusammenfassung und Ausblick	187
	Literaturverzeichnis.....	191
	Normen und Richtlinien	199
	Anlagen.....	203

1 Einleitung

1.1 Allgemeines

Bekanntestes Beispiel für turmartige Stahlbauten sind Rohrtürme für Windenergieanlagen (WEA, Bild 1.1a). Aber auch freistehende Stahlschornsteine (Bild 1.1b), Sendemaste, Aussichtstürme usw. gehören zu dieser Kategorie von Stahlbauten. Ihnen allen gemein ist, dass die Windbelastung die dominierende Einwirkung ist und dass sie zu den „schwingungsanfälligen“ Bauwerken gehören. Besonders ausgeprägt ist das bei WEA-Türmen in Verbindung mit ihrer großen Turmkopfmasse. Diese können z. B. zusätzlich durch die Maschine dynamisch angeregt werden. Außerdem führen Änderungen der Windstärke und -richtung zu erheblichen Lastschwankungen. Da Baustoffe unter wechselnder Belastung ermüden, sind neben den Grenzzuständen der Tragsicherheit auch die Grenzzustände der Ermüdung nachzuweisen.

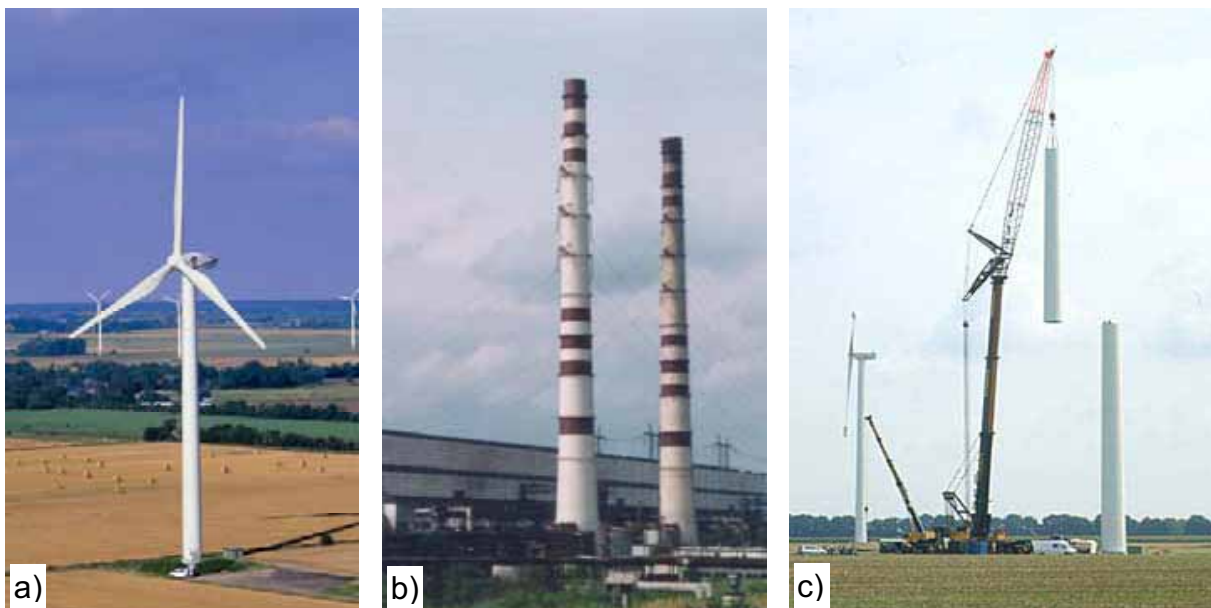


Bild 1.1: a) Windenergieanlage
b) Stahlschornsteine
c) Montage des Turms einer Windenergieanlage

Montagetechnisch werden turmartige Stahlbauten in der Regel in der Werkstatt in Schüssen bzw. Sektionen vorgefertigt und auf der Baustelle mit Hilfe vorgespannter geschraubter Ringflanschverbindungen zusammengebaut (Bild 1.1c). Diesen Ringflanschverbindungen wurde im Hinblick auf die Ermüdungssicherheit in den letzten Jahren besondere Beachtung geschenkt. Im Vordergrund stand dabei die Ermüdung der Schrauben [29][30][37][59][61]. Die dafür benötigte Schraubenkraft F_S ist insbe-

sondere bei so genannten L-Ringflanschverbindungen, bei denen der Flansch einseitig nach außen oder innen absteht (Bild 1.2), hochgradig nichtlinear von der angreifenden Schalenzugkraft Z abhängig. Diese Schalenzugkraft entsteht aus der globalen Biegebelastung der Rohrschale infolge von Wind. Für die Funktion $F_S = f(Z)$ wurde eine ganze Reihe von Berechnungsmethoden entwickelt, die in Kap. 2 kurz besprochen werden. Weiterführend hat Jakubowski den Einfluss von Flanschimperfectionen auf die Ermüdung der Schrauben untersucht [29] bis [33].

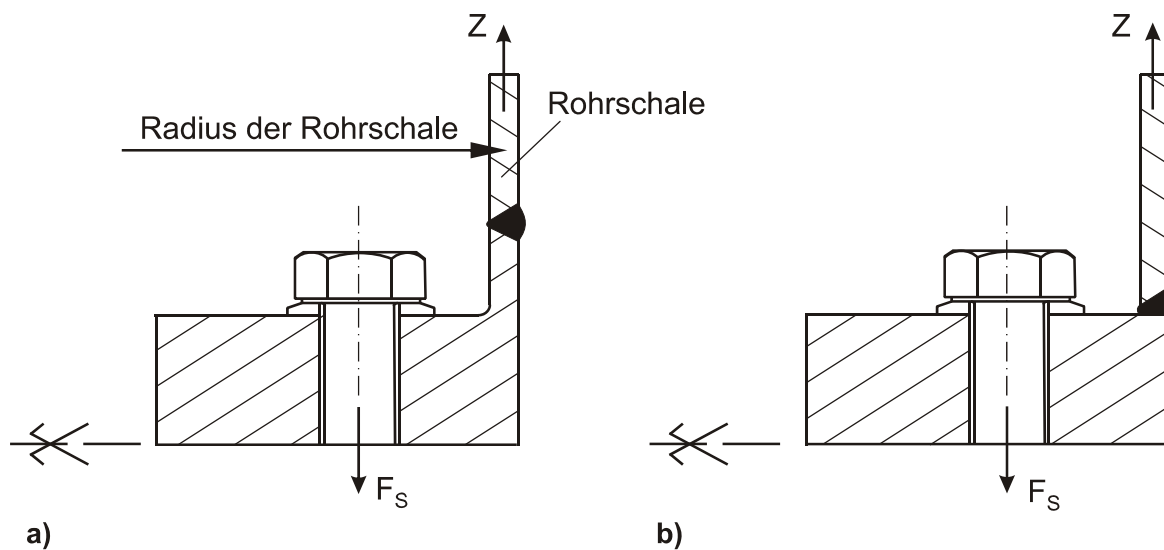


Bild 1.2: Querschnitte typischer L-Ringflanschverbindungen in WEA-Rohrtürmen :
a) Vorschweißflansch mit Hals
b) Vorschweißflansch ohne Hals

Weniger beachtet wurde bislang die Schweißnaht zwischen Ringflansch und Rohrschale. Sie ist ebenfalls stark ermüdungsbeansprucht, egal ob in einem nach außen stehenden Aufschweißflansch (wie im Schornstein- und Mastbau üblich) oder in einem nach innen stehenden Vorschweißflansch (wie im WEA-Bau üblich). Bei letzteren gibt es die Varianten „Vorschweißflansch ohne Hals“ und „Vorschweißflansch mit Hals“ (Bild 1.2). Dem Vorschweißflansch mit Hals werden höhere Ermüdungsfestigkeiten zugesprochen, er wird daher immer häufiger eingesetzt. Bei allen L-Ringflanschverbindungen wird durch die Teileinspannung der Schale in den Flansch und durch die Exzentrizität der Verbindung der Membranspannungszustand der Schale gestört. Die daraus resultierende lokale Schalenbiegung, die auch die Schweißnaht zusätzlich beansprucht, ist mit einfachen Handrechnungen nicht mehr zu bestimmen. Gleichzeitig werden in den entsprechenden Stahlbau-Regelwerken keine eindeutigen Aussagen für den Umgang mit den zusätzlichen Biegespannungen beim Nachweis ausreichender Ermüdungssicherheit getroffen.

1.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist es, die Ermüdungsbeanspruchung der Schweißnähte an L-Ringflanschverbindungen genauer zu bestimmen. Dafür muss die lokale Schalenbiegebeanspruchung im Bereich der Schweißnaht theoretisch ermittelt werden. Vorrangig werden L-Ringflanschverbindungen mit Abmessungen, wie sie im WEA-Bau üblich sind, betrachtet. Die gewonnenen Erkenntnisse sollen anhand der derzeit gültigen Regelwerke und Normen bewertet werden. Durch vergleichende Dauerschwingversuche an Schweißnahtproben soll anschließend festgestellt werden, ob die zusätzliche lokale Biegebeanspruchung der Schale die Ermüdungsfestigkeit der Schweißnaht reduziert, oder ob die höhere Beanspruchung auf einer der beiden Schalenoberflächen möglicherweise durch den positiven Einfluss der Spannungsgradienten durch die Schalendicke hindurch kompensiert wird. Mit Hilfe von Rissfortschrittsberechnungen sollen zuletzt die Restnutzungsdauern von Ringflanschverbindungen mit angerissener Schweißnaht abgeschätzt werden.

1.3 Überblick

In Kap. 2 wird zunächst das elastische Tragverhalten von L-Ringflanschverbindungen dargelegt. In diesem Zusammenhang werden die verschiedenen konkurrierenden Berechnungsmodelle beschrieben, mit denen üblicherweise die Schraubenkraftfunktion $F_S = f(Z)$ bestimmt wird. Darüber hinaus wird auf die Berechnung der Grenztragfähigkeit von L-Ringflanschverbindungen, die Fertigung von Stahlrohrtürmen und die Problematik von Flanschimperfektionen eingegangen.

Eine Einführung in die Grundlagen der Ermüdungsfestigkeit von Stahlkonstruktionen wird in Kap. 3 gegeben. Auf die verschiedenen rechnerischen Verfahren zum Nachweis der Ermüdungssicherheit wird dabei ausführlich eingegangen. Außerdem werden in Kap. 3 die normativen Regelungen zum Ermüdungssicherheitsnachweis der Schweißnähte an Ringflanschverbindungen dargelegt. Inwieweit lokale Biegebeanspruchungen der Rohrschale beim Ermüdungssicherheitsnachweis der Schweißnähte abgedeckt sind, ist ein Aspekt, der dabei besonders heraus gestellt wird.

In Kap. 4 wird ein vom Verfasser aufgebautes FE-Modell beschrieben, mit dem das Tragverhalten von vorgespannten Ringflanschverbindungen simuliert werden kann. Das Modell bildet die beiden Ringflansche mit den angrenzenden Rohrschalen ab und ist eine Weiterentwicklung des von Jakubowski für seine Untersuchungen verwendeten FE-Modells. Die Kontaktproblematik zwischen den zusammen gespannten Flanschen wird durch implementierte Kontaktelemente erfasst. Nach einer detaillierten Beschreibung des Modellaufbaus wird das FE-Modell anhand eines

dokumentierten Traglastversuchs aus der Versuchsreihe von Jakubowski [29] [30] validiert.

Mit dem validierten FE-Modell wurden umfangreiche Parameterstudien an perfekten und imperfekten L-Ringflanschverbindungen durchgeführt. Diese werden in Kap. 5 zunächst ausführlich beschrieben. Die anschließende Diskussion der Berechnungsergebnisse erfolgt im Hinblick auf die lokale Biegebeanspruchung der Rohrschale. Letztendlich wird in diesem Kapitel mit Hilfe der Berechnungsergebnisse der Einfluss der lokalen Biegebeanspruchung der Rohrschale auf die Ermüdungsschädigung der Stumpfschweißnaht untersucht und beurteilt.

In Kap. 6 wird ein „vereinfachtes“ FE-Modell vorgestellt, mit dem das Tragverhalten von Ringflanschverbindungen im Hinblick auf die lokalen Schalenbiegebeanspruchungen mit weniger Rechenaufwand ebenfalls simuliert werden kann. Zunächst wird der Aufbau dieses Modells beschrieben. Eine anschließende Validierung erfolgt durch den Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den Berechnungsergebnissen des „genaueren“ Modells aus Kap. 4. Das vereinfachte Modell wird dann dazu verwendet, den Einfluss der Hauptwindrichtung auf die Ermüdungsbeanspruchung der Schweißnähte zu untersuchen. Zuletzt werden die Berechnungsergebnisse ausgewertet und diskutiert.

Die vom Verfasser durchgeführten Dauerschwingversuche an Stumpfschweißnähten werden in Kap. 7 beschrieben. Unter anderem wird dabei der Versuchsaufbau der zentrischen und der exzentrischen Versuchsreihe erläutert. Die Kalibrierung der exzentrischen Probenaufnahme und die Auswertung der Schweißnahtoberflächengeometrie werden ausführlich dokumentiert. Abschließend werden die Versuchsergebnisse ausgewertet und diskutiert.

Für die Berechnung der bruchmechanischen Kenngrößen eines Risses in der Schweißnaht einer Ringflanschverbindung wurde das vereinfachte FE-Modell aus Kap. 6 vom Verfasser weiterentwickelt. In Kap. 8 wird nach einer kurzen Einführung in die linear elastische Bruchmechanik der Aufbau dieses weiterentwickelten Modells beschrieben. Die bruchmechanischen Kenngrößen, die mit diesem berechnet werden, dienen als Eingangsgrößen für die Rissfortschrittsberechnungen an ausgewählten Ringflanschverbindungen. Das Kapitel schließt mit der Auswertung und der Diskussion der Berechnungsergebnisse.

2 Ringflanschverbindungen bei Stahlrohtürmen

Flanschverbindungen sind vorgespannte Schraubenverbindungen. Eine unter Zugvorspannung stehende Schraube und der tonnenförmige Vorspann-Druckkörper der beiden Flansche zwischen Schraubenkopf und Mutter werden zusammen als Klemmpaket bezeichnet (Bild 2.3a). Eine L-Ringflanschverbindung besteht aus n_s solchen Klemmpaketen. Ihre Berechnung erfolgt meist an einem aus dem Gesamtsystem herausgeschnittenen Segment, das ein Klemmpaket erfasst (Bild 2.1). Als Schalenzugkraft Z ist dabei das Integral der Schalenlängsspannungen σ_x über die anteilige Schalenquerschnittsfläche eines Segments definiert. In Bild 2.2 ist die Funktion der Schraubenkraft F_s über der exzentrisch angreifenden Schalenzugkraft Z schematisch dargestellt. Diese lässt sich in vier Bereiche unterteilen.

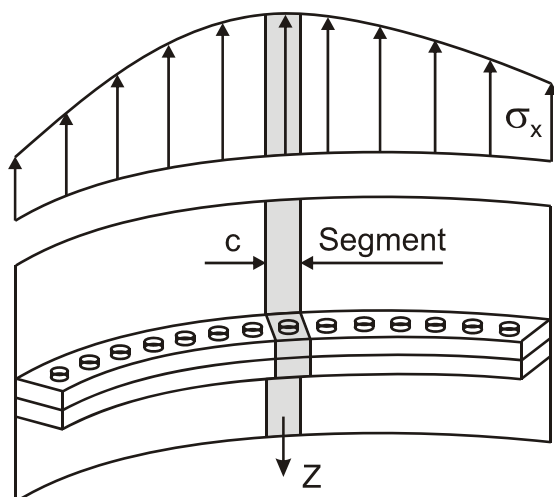


Bild 2.1: Segment einer L-Ringflanschverbindung

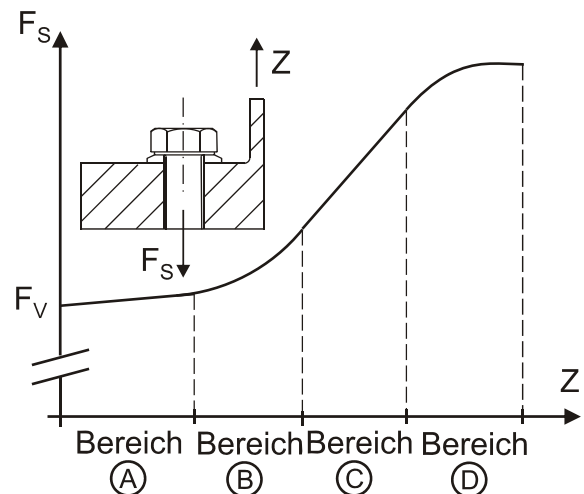


Bild 2.2: Schraubenkraftfunktion $F_s(Z)$ (schematisch)

Im Bereich A wächst die Schraubenkraft geringfügig proportional zur Schalenzugkraft. Der Anstieg resultiert aus der linear-elastischen Entspannung des Vorspann-Druckkörpers und der damit verbundenen Umlagerung der Kontaktpressungen zwischen den beiden Flanschflächen. Sind die Kontaktpressungen unter der Schalenwand abgebaut, beginnt die Flanschverbindung, sukzessive von dort her aufzuklaffen. Dadurch nehmen die Schraubenkräfte im Bereich B überproportional zu. Sobald die Kontaktpressungen komplett abgebaut sind, kommt es zum reinen „Kantenträgen“, bei dem die Flanschverbindung über die gesamte Breite klafft und nur noch an den schalenabgewandten Kanten Kontakt hat. Dieses ist wiederum an dem linearen, aber wesentlich steileren Zuwachs der Schraubenkraft im Bereich C zu erkennen. Die zum Schluss wieder geringere Zunahme der Schraubenkraft im

Bereich D ergibt sich aus Plastizierungen in der Verbindung, insbesondere in der Schraube. Letztendlich ist die Tragfähigkeit der Schraube erschöpft, und die Verbindung versagt.

2.1 Elastisches Tragverhalten von L-Ringflanschverbindungen

Um den Nachweis ausreichender Ermüdungssicherheit der Schrauben führen zu können, muss die Schraubenkraft als Funktion der Schalenzugkraft zumindest in den elastischen Bereichen A bis C bekannt sein. Für die näherungsweise Berechnung dieser Funktion an einem herausgeschnittenen Segment wurde eine Vielzahl von Berechnungsverfahren vorgeschlagen, von denen nachfolgend die vier gebräuchlichsten kurz vorgestellt werden. Allen Verfahren gemein ist, dass die Federsteifigkeit der Schraube C_S und die Federsteifigkeit des Druckkörpers C_D eines Klemmpakets als Eingangsgrößen bestimmt werden müssen (Bild 2.3b bis d). Sie lassen sich durch den Ansatz einer Einheitslast $F = \bar{1}$ berechnen:

$$C_S = \frac{1}{\int_0^{\ell_s} \frac{\bar{1}}{EA_s(x)} dx} \quad (2.1)$$

$$C_D = \frac{1}{2 \cdot \int_0^{t_F} \frac{\bar{1}}{EA_D(x)} dx} \quad (2.2)$$

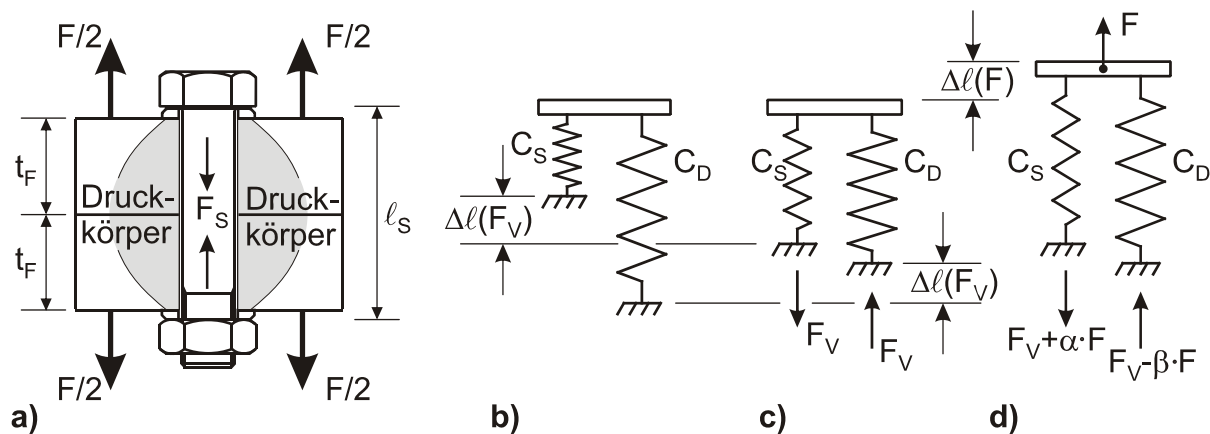


Bild 2.3: Klemmpaket: a) schematische Darstellung, b) nicht vorgespanntes Federmodell, c) vorgespanntes Federmodell, d) vorgespanntes und durch äußere Kraft belastetes Federmodell

Grundsätzlich gelten alle diese näherungsweisen Berechnungsmodelle nur für die Schraubenkraftberechnung im elastischen Bereich. Unterschiede bestehen bei der Größe der angenommenen inneren Hebelarme und/oder der Federsteifigkeiten, die

für die Berechnungen angesetzt werden. Die für die folgenden Erläuterungen verwendeten Bezeichnungen sind in Bild 2.4 zu ersehen.

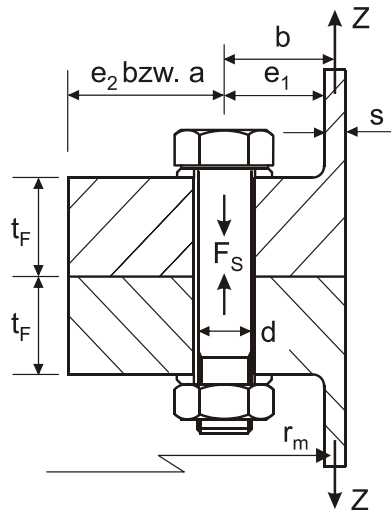
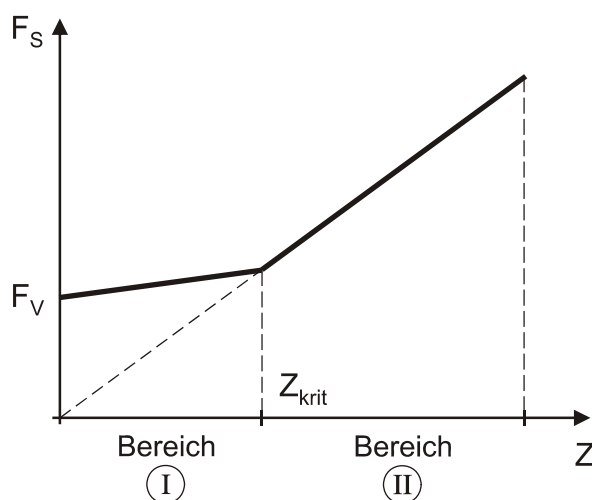


Bild 2.4: Bezeichnungen einer L-Flanschverbindung

2.1.1 Schrauben-Berechnungsmodell nach Petersen

Das Verfahren, das Petersen in [48] vorstellt und das in der Praxis weit verbreitet ist, geht von einem bilinearen Verlauf der Schraubenkraftfunktion aus (Bild 2.5). Im Bereich I wird diese elementar über das Verhältnis der Federsteifigkeiten von Schraube und Druckkörper ermittelt, was zu einer konservativen Näherung für den Anstieg führt. Unter der Voraussetzung, dass danach sofort reines Kantentragen vorliegt, ergibt sich die Schraubenkraft im Bereich II aus dem Momentengleichgewicht.



$$p = \frac{C_S}{C_S + C_D}, \quad q = \frac{C_D}{C_S + C_D},$$

$$\lambda = \frac{a+b}{a}, \quad Z_{krit} = \frac{F_V}{\lambda \cdot q},$$

$$F_{S,I} = F_V + p \cdot \lambda \cdot Z,$$

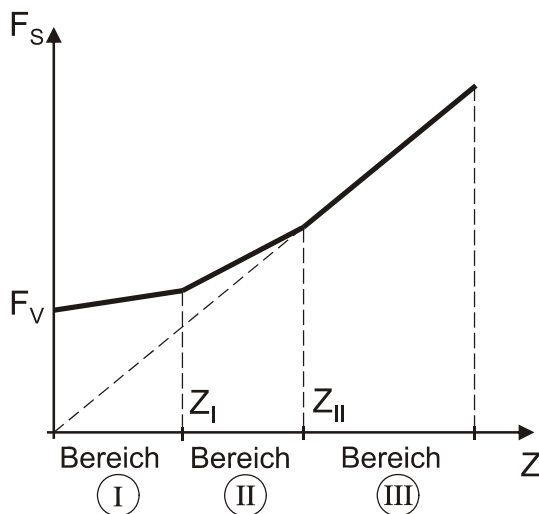
$$F_{S,II} = \frac{a+b}{a} \cdot Z = \lambda \cdot Z.$$

Bild 2.5: Schraubenkraftfunktion nach Petersen [48]

Bei der Berechnung der Federsteifigkeit C_D für den Druckkörper nimmt Petersen an, dass sich dieser kegelförmig unter einem Winkel von 45° ausbildet (statt des in Bild 2.3a schematisch dargestellten tonnenförmigen Druckkörpers). Für die Schraubenkraft führt das zu konservativen Ergebnissen, weil die Steifigkeit des Druckkörpers unterschätzt wird.

2.1.2 Schrauben-Berechnungsmodell nach Schmidt/Neuper

Mit diesem Verfahren, das in [59] veröffentlicht wurde, nähert man die Schraubenkraft durch einen trilinearen Funktionsverlauf an (Bild 2.6), der sich näher an den wirklichen Verlauf (Bild 2.2) anschmiegt, aber immer noch konservativ bleibt. Die Bestimmung der Federsteifigkeiten erfolgt analog zum Modell von Petersen. Die Gerade im Bereich I wird deutlich flacher angesetzt als bei Petersen, geht dafür aber nicht bis zum reinen Kantentragen. Dieses wird im Bereich III vorausgesetzt, allerdings steiler, da bei der Berechnung der Schraubenkraft der innere Hebelarm bis zur Kante gegenüber dem Maß a um 30% reduziert wird. Im Übergangsbereich II wird die Schraubenkraft linear interpoliert. Er ist durch das sukzessive Aufklaffen des Flansches bestimmt.



$$p = \frac{C_S}{C_S + C_D}, \quad q = \frac{C_D}{C_S + C_D},$$

$$\lambda^* = \frac{0,7 \cdot a + b}{0,7 \cdot a},$$

$$Z_I = \frac{a - 0,5 \cdot b}{a + b} \cdot F_V, \quad Z_{II} = \frac{1}{\lambda^* \cdot q} \cdot F_V,$$

$$F_{S,I} = F_V + p \cdot Z,$$

$$F_{S,II} = F_V + p \cdot Z_I + \left[\lambda^* \cdot Z_{II} - (F_V + p \cdot Z_I) \right] \frac{Z - Z_I}{Z_{II} - Z_I},$$

$$F_{S,III} = \lambda^* \cdot Z.$$

Bild 2.6: Schraubenkraftfunktion nach Schmidt/Neuper [59]

2.1.3 Schrauben-Berechnungsmodell in der VDI-Richtlinie 2230

In der VDI-Richtlinie [85] ist die Schraubenkraftfunktion ebenfalls in drei Bereiche unterteilt (Bild 2.7). Im Gegensatz zum Modell nach Schmidt/Neuper wird der Übergangsbereich jedoch nicht linear interpoliert, sondern durch einen Kreisbogen angenähert. Zusätzlich wird u.a. die Stelle der Lasteinleitung in den Flansch bei der Berechnung der Schraubenkraft durch einen „Lasteinleitungsfaktor“ n berücksichtigt,

der für typische Flanschverbindungen in der Größenordnung 0.1 liegt. Bei der Ermittlung der Federsteifigkeit des Druckkörpers wird unterschieden, ob sich dieser symmetrisch oder unsymmetrisch ausbildet. Der Winkel, unter dem sich der Druckkörper im Flansch ausbreitet, ist von der Flanschgeometrie abhängig. Insgesamt betrachtet ist die Berechnung der Schraubenkraftfunktion aufwendiger als bei den zuvor beschriebenen Berechnungsmodellen. Der tatsächliche Verlauf der Schraubenkraftfunktion wird jedoch besser angenähert, insbesondere im Bereich I, der deutlich flacher ist als bei Schmidt/Neuper. Ein weiteres Merkmal ist, dass das Schraubenbiegemoment, solange die Verbindung nicht klafft, zusätzlich berechnet werden kann.

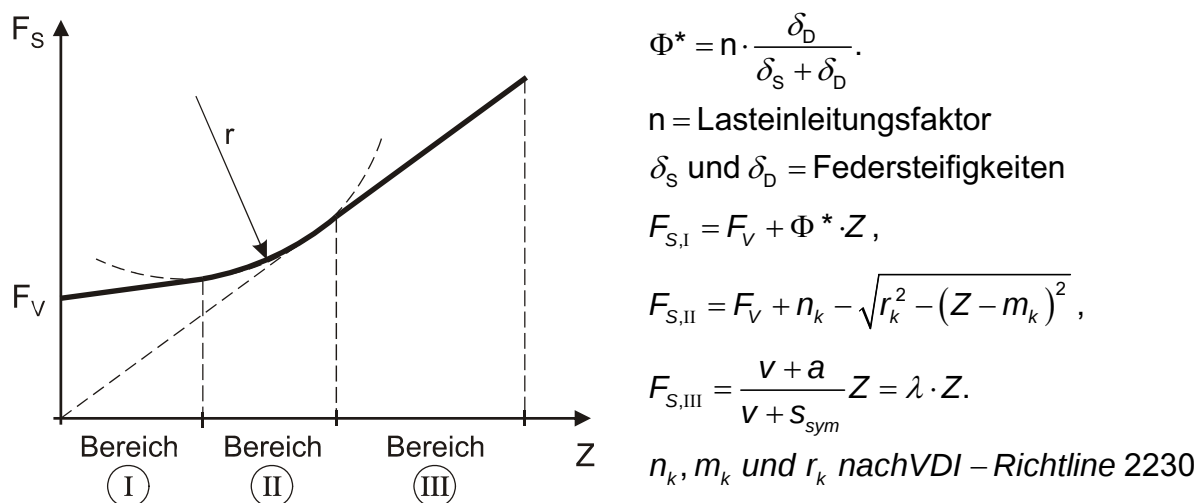


Bild 2.7: Schraubenkraftfunktion nach VDI-Richtlinie 2230 [85]

2.1.4 Schrauben-Berechnungsmodell nach Seidel

Das Berechnungsmodell nach Seidel [61] lehnt sich an das Modell der VDI-Richtlinie 2230 an, verbessert es aber weiter. Der Flansch wird als gedrungener Biege-Kragarm, dessen Stabachse rechtwinkelig zur Flanschebene steht, abgebildet (Bild 2.8a). Für die Schraube und diesen Kragarm werden unter Belastung durch diese exzentrisch angreifende Schalenzugkraft Z identische Biegelinien angenommen (Bild 2.8b). Die Verdrehung des Schraubenkopfes entspricht somit der Verdrehung φ des Kragarmendes. Mit dem Abstand der Schwerachsen s_{sym} ergibt sich dann die Längenänderung der Schraube $\Delta \ell$. Für den Kragarmquerschnitt wird nur der Teil des Flansches angesetzt, in dem die Verbindung nicht klafft. Schreibt man die Gleichgewichtsbedingungen an, dann ist die Länge ℓ_{klaff} dieses Bereichs eine der Unbekannten. Die Schraubenkraft F_S wird iterativ berechnet, indem die Länge des klaffenden Bereichs so lange angepasst wird, bis das Gleichgewicht erfüllt ist. Der

Fortschritt dieses Modells besteht darin, dass das Schraubenbiegemoment M_S auch nach Beginn des Klaffens berechnet werden kann.

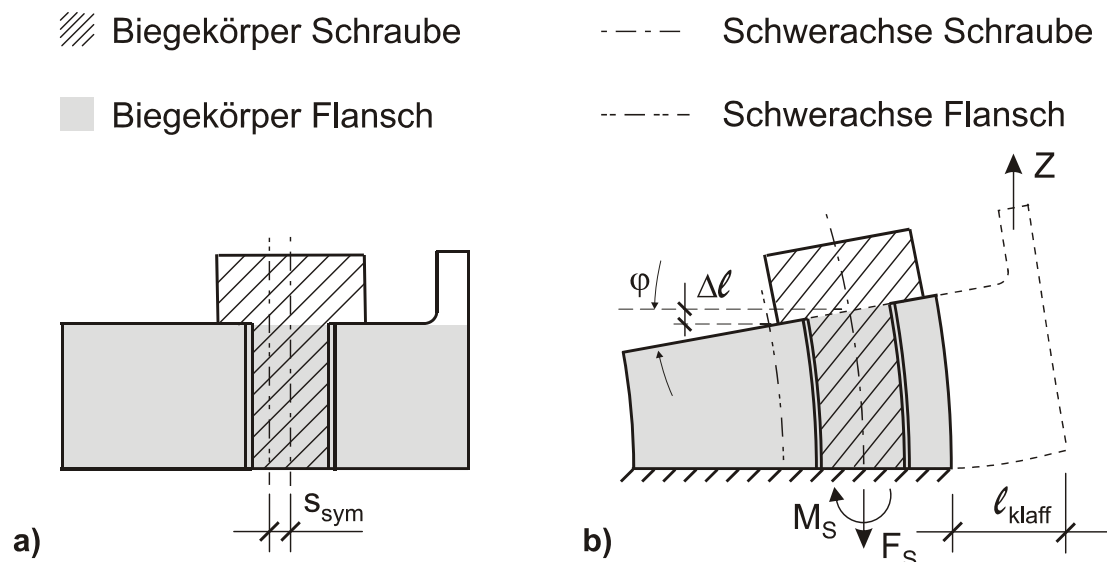


Bild 2.8: Flanschmodell nach Seidel [61] :

a) unbelastet

b) unter exzentrischem Zug

2.1.5 Beanspruchung der Schweißnähte

Die Berechnung der lokalen Schalenbiegemomente ist mit keinem der Berechnungsmodelle, die in den Unterabschnitten 2.1.1 bis 2.1.4 vorgestellt wurden, möglich. Es ist allerdings zu vermuten, dass der Funktionsverlauf des lokalen Schalenbiegemomentes über der Schalenzugkraft Z ähnlich nichtlinear ist wie der der Schraubenkraft. Die Parameterstudien in Kap. 5 haben das Ziel, diesen Funktionsverlauf zu bestimmen. Es wird angestrebt, einfache Abschätzungen der lokalen Schalenbiegemomente in Abhängigkeit von der Flanschgeometrie angeben zu können.

2.2 Auslegung von L-Ringflanschverbindungen

2.2.1 Empfohlene Abmessungen

Nach den Regelungen für Türme, Maste und Schornsteine im Eurocode 3 (EC3) [78] ist für die Dimensionierung der Flansche die Einhaltung der in den Gleichungen (2.3) bis (2.9) aufgeführten Abmessungen empfohlen (Bezeichnungen vgl. Bild 2.4). Die Begrenzung des Abstandes e_1 der Schraubenachse von der Schalenoberfläche nach oben gemäß Gl. (2.3) ergibt sich aus der Zielsetzung, unter äußerer Last möglichst

geringe Schraubenzusatzkräfte zu erhalten. Gleichung (2.4) zielt auf einen ausreichend großen Hebelarm der Schraubenkraft für eine möglichst hohe Tragfähigkeit im Grenzzustand.

$$e_1 \leq 2 \cdot d, \quad (2.3)$$

$$e_2 \geq 1,45 \cdot e_1, \quad (2.4)$$

$$c/d \leq 2 \cdot d/t_F \leq 10, \quad (2.5)$$

$$t_F \geq 1,5 \cdot d \quad \text{jedoch} \quad (2.6)$$

$$t_F \geq 4 \cdot s \quad \text{für } r_m/s \leq 50, \quad (2.7)$$

$$t_F \geq 3 \cdot s \quad \text{für } r_m/t = 100, \quad (2.8)$$

$$t_F \geq 2 \cdot s \quad \text{für } r_m/s \geq 200. \quad (2.9)$$

Die minimalen Schraubenabstände ergeben sich aus dem zur Verfügung stehenden Montagegerät. Für verschiedene Durchmesser und Nüsse nach DIN 3124 [80] sind die minimalen Schraubenabstände untereinander $c_{\min}$ und die minimalen Schraubenabstände zur Schale $e_{1,\min}$ in Tab. 2.1 eingetragen.

Tabelle 2.1: Mindestabstände der Schrauben zur Schale und untereinander für ausgesuchte Schraubendurchmesser (Anhaltswerte nach Seidel aus [61])

	M24	M30	M36	M42	M48
$c_{\min}$	65 mm	75 mm	90 mm	100 mm	110 mm
$e_{1,\min}$	40 mm	45 mm	50 mm	55 mm	65 mm

Da man parallel zur Auslegung einer Flanschverbindung für den Grenzzustand der Tragfähigkeit (siehe Unterabschn. 2.2.2) auch die Ermüdungssicherheit berücksichtigen sollte, ist es sinnvoll, die Länge des Hebelarms a bzw. e_1 nach oben zu begrenzen. Auf der Grundlage von umfangreichen Parameterstudien schlägt Seidel in [61] einen Wert $a < 1,25 \cdot b$ vor. Für die Flanschdicke empfiehlt er ein Mindestmaß von $t_F > 1,1 \cdot a$. Diese Empfehlungen stehen etwas im Widerspruch zu denen im EC3, werden aber bei den Überlegungen im Unterabschn. 2.2.2 zugrunde gelegt.

2.2.2 Grenzzustand der Tragfähigkeit

Die Auslegung von Ringflanschverbindungen erfolgt in der Regel gemäß ihrer statischen Grenztragfähigkeit. Diese wird meist ebenfalls an einem herausgeschnittenen Segment ermittelt, und zwar unter Berücksichtigung des elasto-plastischen

Tragverhaltens. Dafür sind, basierend auf der Fließgelenktheorie, die in Bild 2.9 dargestellten Fließgelenkketten zu untersuchen. Beim Versagensmechanismus A tritt reines Schraubenversagen ein, während sich beim Versagensmechanismus B zusätzlich ein Fließgelenk in der Schale bildet. Versagensmechanismus C ist durch die Ausbildung eines weiteren Fließgelenkes im Flansch gekennzeichnet. In Abhängigkeit von der Grenzzugkraft der Schraube $N_{R,d}$ sowie den plastischen Grenzmomenten des Flansches $M_{pl,F,d}$ und der Schale $M_{pl,S,d}$ ergibt sich die Grenzzugkraft $Z_{R,d}$ für ein Segment aus dem kleinsten der Werte nach den Gleichungen (2.10) bis (2.12).

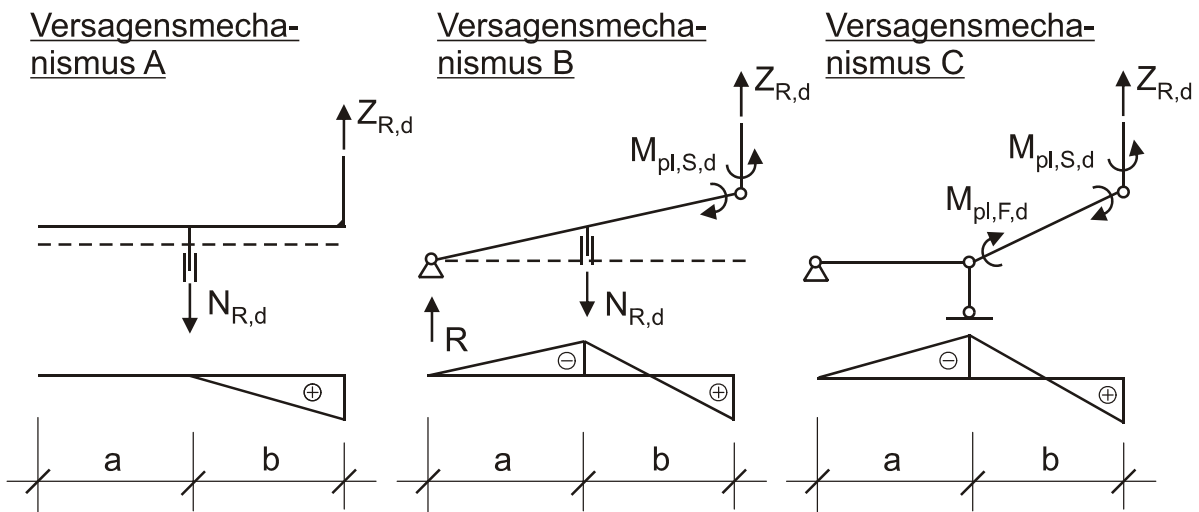


Bild 2.9: Fließgelenkketten für die Berechnung der Grenztragfähigkeit von L-Flanschverbindungen nach Petersen [48]

$$Z_{R,d} = N_{R,d} \quad (2.10)$$

$$Z_{R,d} = \frac{N_{R,d} \cdot a + M_{pl,S,d}}{a + b} \quad (2.11)$$

$$Z_{R,d} = \frac{M_{pl,F,d} + M_{pl,S,d}}{b} \quad (2.12)$$

Hält man die von Seidel empfohlenen Grenzen der Abmessungsverhältnisse ein (vgl. Unterabschn. 2.2.1), so wird Versagensmechanismus B maßgebend. Unter Vernachlässigung des plastischen Grenzmomentes der Schale $M_{pl,S,d}$ ergibt sich mit $b = 0.8 \cdot a$ aus Gl. (2.11) die Grenzzugkraft für ein Segment zu

$$Z_{R,d} = \frac{N_{R,d}}{1,8} \quad (2.13)$$

Ist die Schraubenanzahl n_S bekannt, können die Grenzzugspannung für die Rohrschale und daraus das Grenzbiegemoment für den Turm berechnet werden:

$$\sigma_{R,d} = \frac{n_s \cdot N_{R,d}}{1,8 \cdot s \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_m}, \quad (2.14)$$

$$M_{R,d} = \frac{r_m \cdot n_s \cdot N_{R,d}}{2 \cdot 1,8}. \quad (2.15)$$

Bei einer Bemessungsaufgabe errechnet sich die erforderliche Schraubenanzahl in Abhängigkeit von der Bemessungsspannung $\sigma_{T,d}$ zu

$$n_{s,erf} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_m \cdot 1,8 \cdot \sigma_{T,d} \cdot s}{N_{R,d}}. \quad (2.16)$$

Der maximale Schraubenabstand untereinander ergibt sich dann zu

$$c_{\max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (r_m - b)}{n_{s,erf}}, \quad (2.17)$$

wobei die minimalen Schraubenabstände untereinander nach Tab. 2.1 natürlich einzuhalten sind ($c_{\max} \geq c_{\min}$).

2.2.3 Grenzzustand der Ermüdung

Wiederholte Beanspruchungen von Bauteilen – im Maschinenbau häufig periodisch, im Bauwesen eher regellos nichtperiodisch – führen langfristig zur Materialermüdung. Die Tragfähigkeit eines solchen wiederholt beanspruchten Bauteils ist daher nicht nur von der Höhe der Beanspruchung abhängig, sondern auch von der Häufigkeit, mit der diese auftritt. Aus diesem Grund muss bei wiederholten Beanspruchungen grundsätzlich auch der Nachweis im Grenzzustand der Ermüdung geführt werden.

Bei Ringflanschverbindungen wird dieser Ermüdungssicherheitsnachweis sowohl für die Schrauben als auch für die Stumpfnäht, mit der der Flansch an die Rohrschale angeschlossen ist, erforderlich. Er kann die Auslegung von L-Ringflanschverbindungen maßgeblich beeinflussen. Bevor auf die Ermüdungsbeanspruchung und den Ermüdungssicherheitsnachweis dieser konstruktiven Details im weiteren Verlauf dieser Arbeit ausführlich eingegangen wird, werden im Kap. 3 zunächst die Grundlagen der Ermüdung besprochen.

2.3 Zur Herstellung von turmartigen Stahlbauten

2.3.1 Herstellverfahren

Die Stahlrohrtürme für WEA's und die sonstigen turmartigen Stahlbauten wie Schornsteine werden, wie bereits in der Einleitung erwähnt, in der Regel auf der Baustelle aus mehreren Sektionen zusammengesetzt. Dies erfolgt über vorgespannte geschraubte Ringflanschverbindungen, deren jeweils eine Hälfte an den Enden der einzelnen Sektionen angeschweißt ist. Der Ringflansch kann dabei entweder nahtlos gewalzt oder gebogen und geschweißt ausgeführt sein und wird vom Hersteller mit einer üblichen Ebenheitstoleranz von ± 0.25 mm geliefert.

Die einzelne Sektion wird in der Werkstatt aus mehreren Rohrschüssen zusammengeschweißt. Die Herstellung der einzelnen Rohrschüsse erfolgt aus Grobblechen, indem diese rundgewalzt und anschließend längs verschweißt werden. Die Schweißnähte – Längs- und Umfangsnähte – werden im UP-Schweißverfahren hergestellt. Dabei kommen Schweißautomaten zum Einsatz, wodurch ein hoher Automatisierungsgrad erreicht wird (Bild 2.10).



Bild 2.10: a) UP-Längsnahtschweißung an einem Rohrschuss
b) UP-Umfangsnahtschweißung

2.3.2 Herstellbedingte Imperfektionen in L-Ringflanschverbindungen

Die unvermeidbare Abweichung einer ausgeführten Konstruktion von der planmäßig vorgesehenen Konfiguration (Soll-Abmessungen) wird als Imperfektion bezeichnet. Bei Ringflanschabmessungen sind damit meist die nach dem Verschrauben teilweise verbleibenden Klaffungen zwischen den beiden Flanschen gemeint, die infolge der unvermeidbaren herstellbedingten Unebenheiten der Flanschflächen entstehen. In Bild 2.11 sind die drei elementaren Imperfektionsformen von L-Ringflanschverbindungen

dungen dargestellt, die baupraktisch in beliebiger Kombination auftreten können. Die flanschseitige Winkelklaffung einer L-Ringflanschverbindung im Turm einer realen Windenergieanlage ist in Bild 2.12 deutlich zu erkennen.

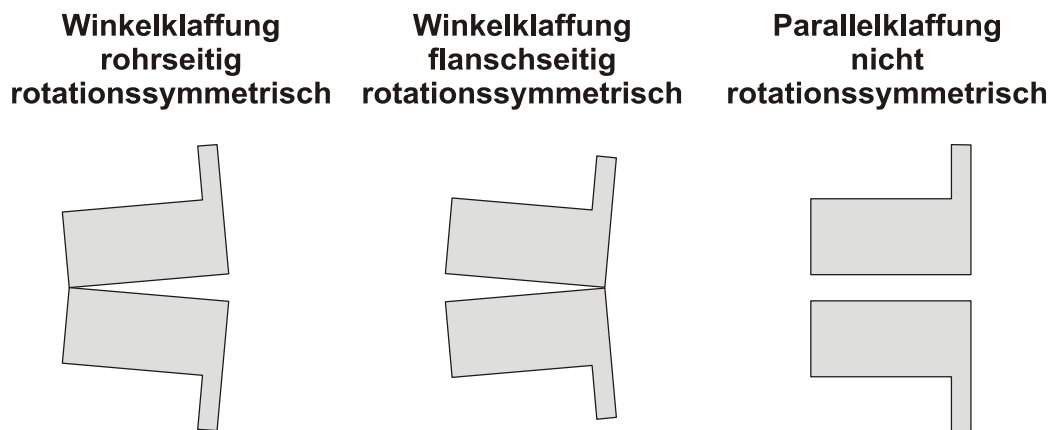


Bild 2.11: Elementare Imperfektionsformen bei L-förmigen Ringflanschverbindungen (nach [30])

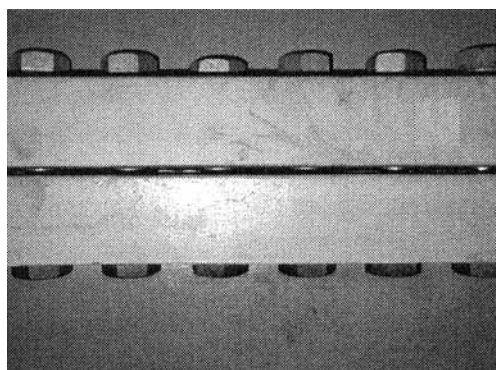


Bild 2.12: Klaffung an einer ausgeführten Ringflanschverbindung: WEA-Turm, 1./2. Turmsection, Winkelklaffung flanschseitig (aus [30])

Klaffungen, die sich während der Turmmontage einstellen und die die Toleranzvorgaben für die Klaffungsspalte überschreiten, stellen einen Qualitätsmangel dar, der gegebenenfalls zu frühzeitigen Ermüdungsschäden, vor allem der Schrauben, führen kann. Sie werden daher selten öffentlich diskutiert. Außerdem existieren nach Wissen des Verfassers keine statistisch umfassenden Auswertungen über auftretende baupraktische Flanschimperfektionen. Es ist aber bekannt, dass die Größtwerte der Klaffungen unter Umständen in einem Größenbereich von mehreren Millimetern liegen können. Jakubowski spricht in [30] sogar von Klaffungen von bis zu 14 mm, die ihm aus nichtveröffentlichten Untersuchungen von Schadensfällen bekannt geworden sind. Schaumann und Seidel [57] haben bei der Vermessung von zwei

Ringflanschen immerhin Ebenheitsabweichungen von 2 mm pro Flansch festgestellt, was ungünstigstenfalls Klaffungsmaße von 4 mm zur Folge hat. Typisch sind über den Umfang doppelwellige Ebenheitsabweichungen und damit Flanschimperfektionen, wie sie in [12], [13] und [35] beschrieben werden.

3 Grundlagen der Ermüdungsfestigkeit von Stahlkonstruktionen

Bei Betrachtungen im Grenzzustand der Tragfähigkeit sind die Streckgrenze f_y und die Zugfestigkeit f_u als obere Grenzwerte der Beanspruchbarkeit zu sehen. Wird die Streckgrenze überschritten, so kommt es in der Regel zu nicht tolerierbaren Verformungen. Beim Erreichen der Zugfestigkeit bricht das Bauteil.

Für Betrachtungen im Grenzzustand der Ermüdung ist die Dauerfestigkeit σ_D als weitere Werkstoffkenngröße festgelegt. Sie ist als die Spannungsgröße definiert, die bei periodisch schwingender Beanspruchung gerade beliebig oft ertragen wird. Das heißt, dass Beanspruchungen oberhalb der Dauerfestigkeit und unterhalb der Zugfestigkeit nach einer endlichen Anzahl von Lastspielen ebenfalls zum Bruch führen. Ein solcher Bruch wird Ermüdungsbruch genannt. Die bis zum Bruch wiederholt ertragene Beanspruchung ist die Ermüdungsfestigkeit.

3.1 Rissentstehung

Die Annahme, dass Stahl ein elastisches Kontinuum ist, trifft nur auf makroskopischer Ebene zu. Die regellos orientierten Einzelkristalle sind elastisch anisotrop. Besonders an den Korngrenzen führt dieses zu sprunghaften Änderungen der Nachgiebigkeit. Die Folge sind mikroskopische Spannungsspitzen, deren Minima und Maxima gemittelt die makroskopische Spannung σ ergeben. Daher kommt es auf mikroskopischer Ebene schon bei geringen Spannungen zu Plastizierungen bzw. Gleitungen im Kristallgitter. Diese führen bei wiederholter Belastung zu submikroskopischen Rissen. Jeder Riss erhöht die elastische Nachgiebigkeit des Gefüges und entlastet die unmittelbare Umgebung [10]. Gleichzeitig stellt er jedoch auch eine „Kerbe“ dar und wirkt somit spannungserhöhend. Bei Beanspruchungen unterhalb der Dauerfestigkeit halten sich die entlastenden und die spannungserhöhenden Einflüsse die Waage, das heißt, dass der Riss nicht weiter wächst.

Liegt die Belastung oberhalb der Dauerfestigkeit, so überwiegen die spannungserhöhenden Einflüsse, und es findet Risswachstum statt. Dabei vereinigen sich zunächst Mikrorisse zu makroskopischen Rissen. Sind diese bis zu einer Tiefe und einer Länge von ca. 1 mm an der Oberfläche angewachsen, so spricht man von einem technischen Anriss [51]. Durch das Anwachsen des Risses wird die effektive Querschnittsfläche immer weiter reduziert. Zuletzt übersteigen die Spannungen im Restquerschnitt die Zugfestigkeit, und es kommt zum Gewaltbruch. Dies ist der „Ermüdungsbruch“.

3.2 Kerbwirkung

Als Kerben bezeichnet man Stellen, an denen lokale Spannungsspitzen vorhanden sind. Der spannungserhöhende Einfluss an sich wird als Kerbwirkung bezeichnet. Kerben sind Ausgangspunkte für Ermüdungsrisse, weil die lokal erhöhten Spannungen die globale Ermüdungsfestigkeit des Bauteils reduzieren. Grundsätzlich kann man zwischen Form-, Werkstoff- und Belastungskernen unterscheiden [20].

Bei den **Formkerben** ist die Unterscheidung in **Mikro- und Makrokerben** möglich. Makrokerben ergeben sich aus der globalen Bauteilgestalt und sind daher konstruktionsbedingt. Beispiele für Makrokerben sind Fachwerkknoten oder Querschnittsänderungen in Biegeträgern oder Zugstäben. Die erhöhten Spannungen für einen Fachwerkknoten aufgrund der Makrokerbwirkung sind in Bild 3.1 deutlich zu erkennen. Mikrokerben sind fertigungsbedingte Kerben und können demnach nicht völlig vermieden werden. Eine typische Mikrokerbe mit ihren spannungserhöhenden Auswirkungen ist durch die Schweißnahtüberhöhung einer Stumpfnahht gegeben (Bild 3.2).

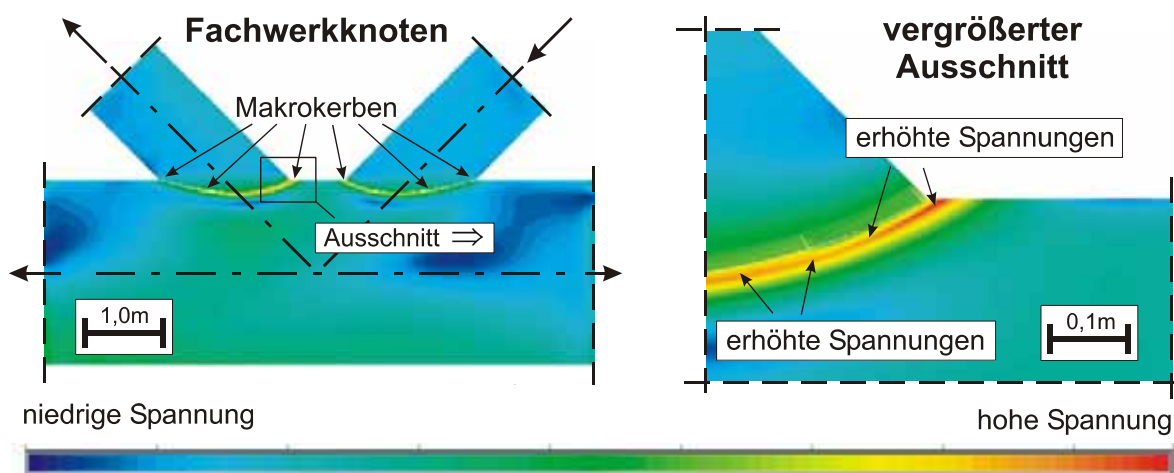


Bild 3.1: Fachwerkknoten als Beispiel für Makrokerbwirkung

Als **Werkstoffkerben** bezeichnet man materielle Inhomogenitäten. Diese können durch lokale Änderungen des E-Moduls oder der Festigkeiten gegeben sein. Auch gasförmige oder feste Einschlüsse sind als Werkstoffkerben anzusehen. Ebenso wie die Formkerben wirken Werkstoffkerben lokal spannungserhöhend und reduzieren dadurch die Ermüdungsfestigkeit. An dieser Stelle sei erwähnt, dass gerade Schweißnähte nie frei von Werkstoffkerben sind.

Belastungskernen treten dort auf, wo Lasten konzentriert eingeleitet werden. Das Material wird in diesen Bereichen entweder planmäßig höher beansprucht – wie zum Beispiel bei der Hertzschen Pressung – oder unplanmäßig, wenn die für den Trag-

sicherheitsnachweis angenommene Spannungsverteilung nur eine grobe Näherung für die tatsächliche Spannungsverteilung darstellt.

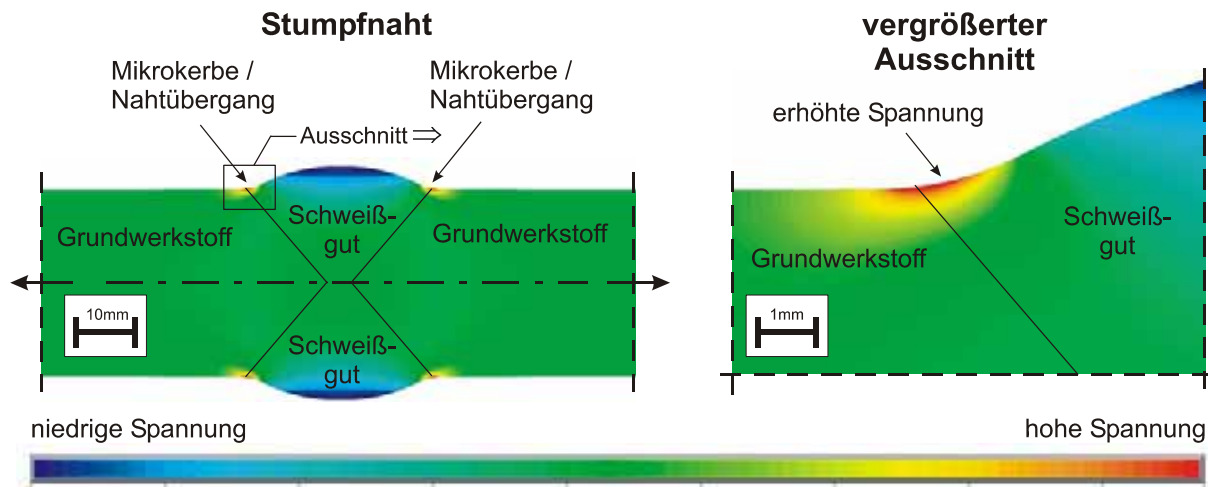


Bild 3.2: Schweißnahtüberhöhung als Beispiel für Mikrokerbwirkung

3.3 Wöhlerversuche und Wöhlerlinie

Die Ermüdungsfestigkeit eines Konstruktionsdetails wird durch Dauerschwingversuche, die auf A. Wöhler zurückgehen [69], bestimmt. Auf unterschiedlichen Spannungsniveaus werden die bis zum Bruch ertragbaren Spannungsspiele ermittelt. Trägt man die so erhaltenen Wertepaare im doppeltlogarithmischen Netz auf, ergibt sich die so genannte Wöhlerlinie als Funktion der Ermüdungsfestigkeit über der Anzahl der Spannungsspiele (Bild 3.3). Sie ist durch einen S-förmigen Kurvenverlauf gekennzeichnet und kann in die Bereiche der Kurzzeit-, Zeit- und Dauerfestigkeit unterteilt werden. Hervorzuheben ist der Bereich der Zeitfestigkeit, in dem die Wöhlerlinie näherungsweise durch eine Gerade mit der Steigung k beschrieben werden kann [8].

Liegen die Beanspruchungen im Bereich der Dauerfestigkeit, ermüdet der Werkstoff nicht. Im Bereich der Kurzzeitfestigkeit ist die Anzahl der ertragbaren Spannungsspiele sehr gering. Die Auslegung von Bauteilen bzw. Baukonstruktionen erfolgt daher in der Regel so, dass die Beanspruchungen nicht im Bereich der Kurzzeitfestigkeit liegen. Dieser erstreckt sich nach Haibach [22] bis ca. $N = 10^4$ Spannungsspiele, die Dauerfestigkeit beginnt etwa bei $N = 5 \cdot 10^6$ Spannungsspielen.

In der DIN 50100 [86] sind die Durchführung von Wöhlerversuchen und die mit ihnen in Zusammenhang stehende Terminologie geregelt. Die Schwingungsbeanspruchung während des Versuchs ist durch die Spannung-Zeit-Funktion $\sigma(t)$ gegeben. Im klassischen Wöhlerversuch ist dieses eine harmonische Funktion, die mit der

Spannungsamplitude σ_a um die Mittelspannung σ_m schwingt. Die Grenzwerte sind dann über die Oberspannung σ_o und die Unterspannung σ_u definiert (Bild 3.4). Weitere Parameter, die zur Charakterisierung der Spannung-Zeit-Funktion angegeben werden können, sind die Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma$ als Doppelamplitude $2\sigma_a$ sowie das Spannungsverhältnis R als Quotient aus Unter- und Oberspannung (Bild 3.5). Bei vorgegebener Spannungsschwingbreite können im Versuch entsprechend Bild 3.6 entweder die Mittelspannung, die Unterspannung oder das Spannungsverhältnis festgehalten werden.

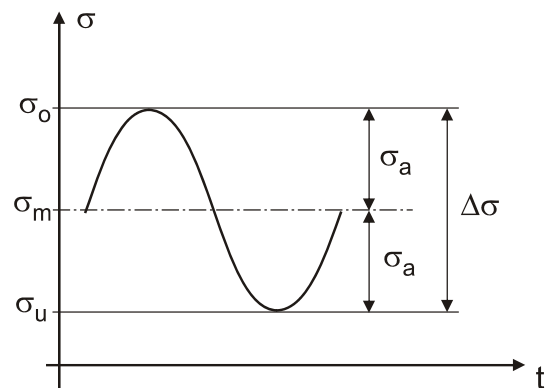
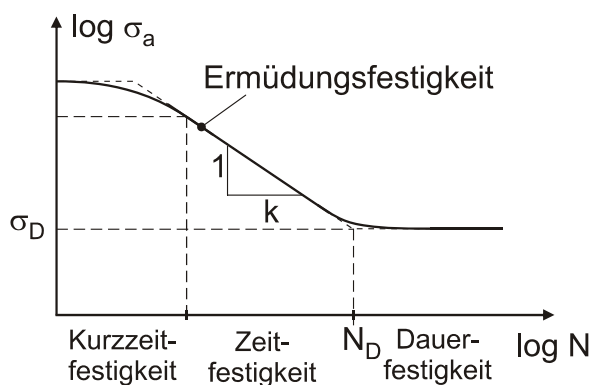


Bild 3.3: Prinzipieller Verlauf einer Wöhlerlinie

Bild 3.4: Kenngrößen für eine periodische Spannung-Zeit-Funktion

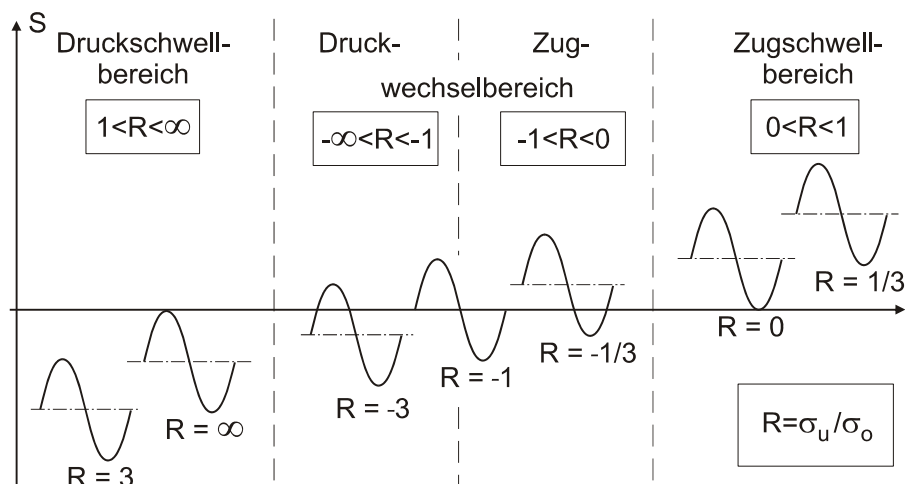


Bild 3.5: Periodische Beanspruchungsbereiche in Abhängigkeit vom Spannungsverhältnis R

Gerade die Mittelspannung kann großen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit eines Konstruktionsdetails haben. Deutlich wird dieses bei der Betrachtung des Dauerfestigkeitsschaubildes nach Haigh (Bild 3.7). In dieser Darstellung ist die Dauerfestigkeit

durch die Linie $N=$: von der Zeitfestigkeit abgegrenzt. Wertepaare oberhalb dieser Linie liegen im Zeitfestigkeitsbereich und führen nach einer endlichen Anzahl von Spannungsspielen zum Bruch. Wertepaare unterhalb dieser Linie sind dem Bereich der Dauerfestigkeit zuzuordnen. Bei hohen Mittelspannungen verläuft die Linie annähernd horizontal. Demnach hat die Steigerung der Mittelspannung über ein bestimmtes Niveau hinaus keinen weiteren mindernden Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit. Dies wurde z. B. durch die Versuchsergebnisse in [70] bestätigt

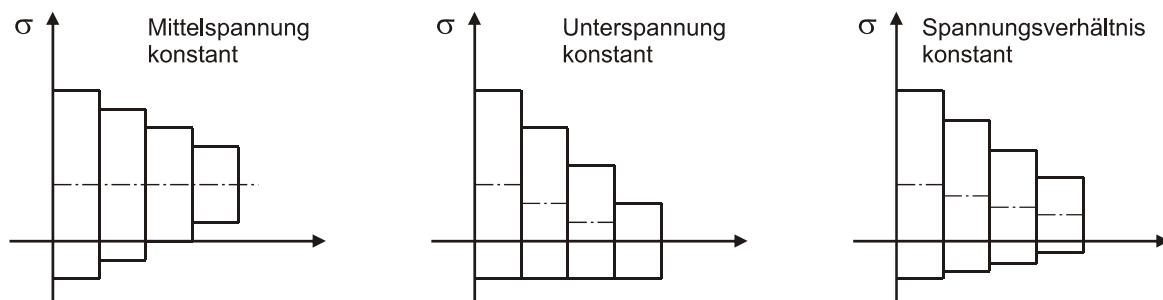


Bild 3.6: Mögliche Variationen des Spannungsverhältnisses R in Dauerschwingversuchen mit gleichen Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma$

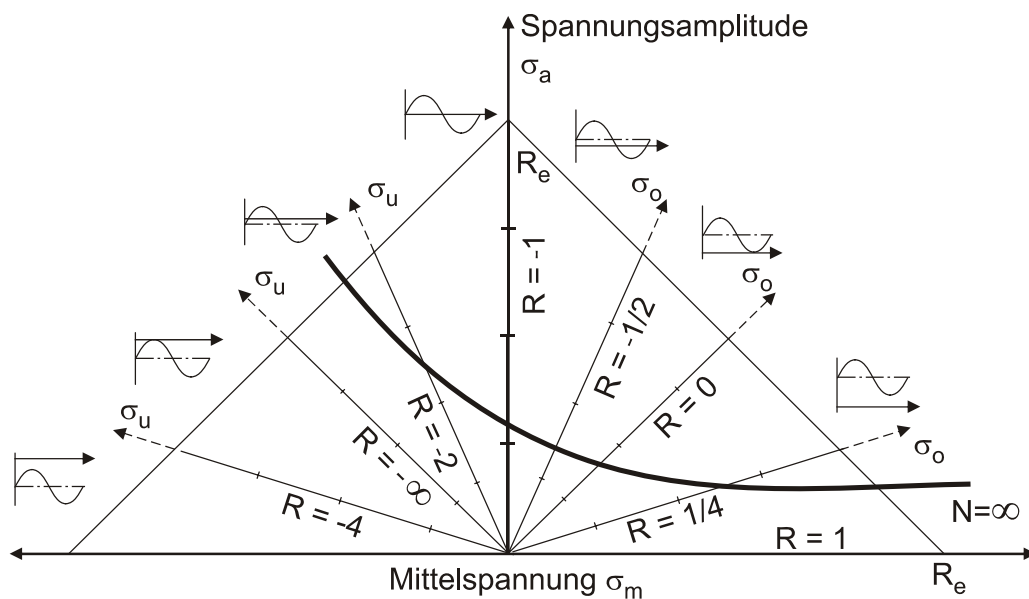


Bild 3.7: Dauerfestigkeitsschaubild nach Haigh für ein typisches Konstruktionsdetail des Maschinenbaus

Ebenso wie die Mittelspannung beeinflussen Eigenspannungen die Ermüdungsfestigkeit eines Bauteils. Bei kleinen, meist stabförmigen Probenabmessungen bauen sich beim Schweißen nur geringe Eigenspannungen auf. Daher bilden Wöhlerversuche an solchen geschweißten Proben den Einfluss der Eigenspannungen am tat-

sächlichen Bauteil gegebenenfalls nicht richtig ab. Gerade bei extrem eigenspannungsbehafteten Bauteilen kann dieses zur Überschätzung der Ermüdungsfestigkeiten führen. Gurney und Maddox gehen davon aus, dass extrem hohe Mittelspannungen einerseits sowie Eigenspannungen andererseits zu identisch niedrigen Ermüdungsfestigkeiten führen [18]. Das heißt, dass bei hohen Eigenspannungen der Einfluss der Mittelspannung verschwindet. Wie in Abschn. 3.6 noch erläutert wird, ist dieser Umstand in den neuen Regelwerken zum Ermüdungsfestigkeitsnachweis berücksichtigt. So wie bei hohen Eigenspannungen nimmt der Einfluss der Mittelspannung bei besonders „scharfen“ Kerben ab. Bei zugbeanspruchten Schrauben ist der Einfluss der Mittelspannung auf die Ermüdungsfestigkeit z. B. sehr gering, weil das Gewinde eine solche „scharfe“ Kerbe darstellt [48].

Eine Besonderheit der Dauerschwingversuche ist die große Streuung der Ergebnisse von Einzelversuchen. Um eine Wöhlerlinie statistisch abzusichern, ist daher eine große Anzahl an Versuchen erforderlich. Ende der 60er-Jahre prägte Haibach [22] den Begriff der normierten Wöhlerlinie. Er geht davon aus, dass ähnliche konstruktive Details, wie zum Beispiel Schweißnahtverbindungen, durch Wöhlerlinienstreubänder mit den gleichen Streuspannen T_A bzw. T_N und der gleichen Neigung k beschrieben werden können. Im Allgemeinen wird die Streuspanne T_A über das Verhältnis der Spannungsamplituden $\sigma_{a,90\%}$ und $\sigma_{a,10\%}$ bei vorgegebener Schwingspielzahl N_i festgelegt (siehe Gl. (3.1)). Die Streuspanne T_N errechnet sich aus dem Verhältnis der Schwingspielzahlen $N_{90\%}$ und $N_{10\%}$ bei vorgegebener Spannungsamplitude $\sigma_{a,i}$ (siehe Gl. (3.2)).

$$T_{A,i} = \frac{\sigma_{a,90\%}(N_i)}{\sigma_{a,10\%}(N_i)}, \quad (3.1)$$

$$T_{N,i} = \frac{N_{90\%}(\sigma_{a,i})}{N_{10\%}(\sigma_{a,i})}. \quad (3.2)$$

Dabei beziehen sich die prozentualen Angaben auf die Wahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$, mit der eine einzelne Probe nach N Spannungsspielen unter einer Belastungsamplitude von σ_a noch nicht gebrochen ist. Für die Beschreibung des Streubandes einer Versuchsreihe ist dann zum Beispiel die Angabe der Spannungsamplitude $\sigma_{a,50\%}$ bei $N = 2 \cdot 10^6$ Spannungsspielen ausreichend (Bild 3.8). Der Vorteil der normierten Wöhlerlinie besteht darin, dass auch mit einer kleinen Stichprobenanzahl zuverlässige Wöhlerlinien aufgestellt werden können.

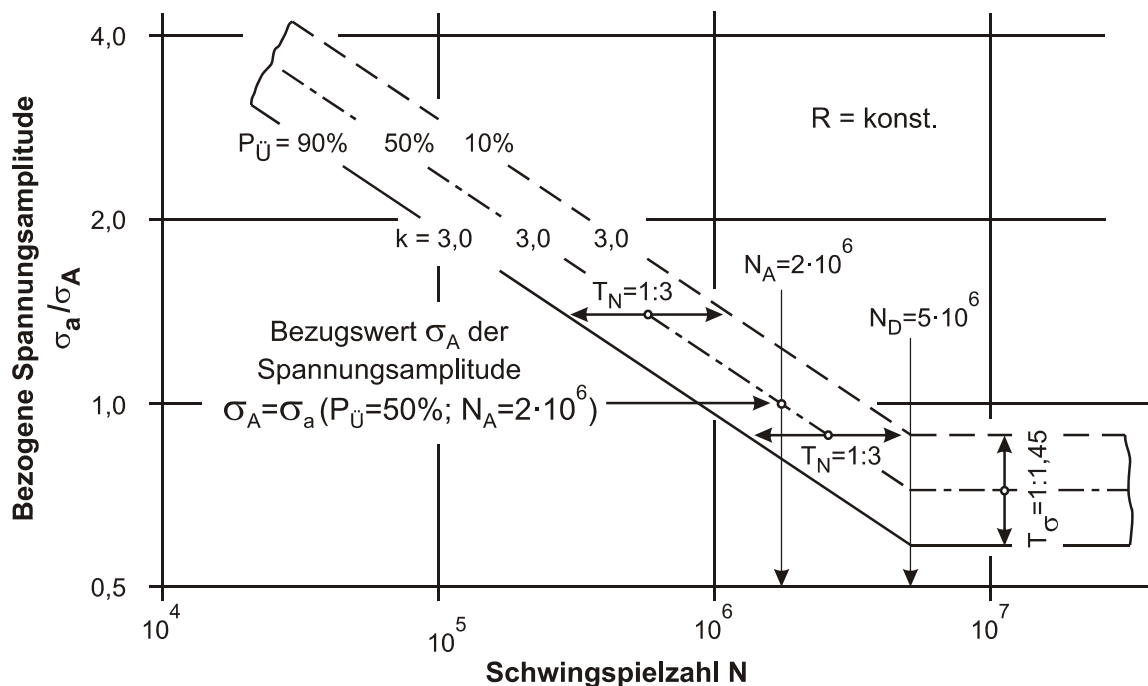


Bild 3.8: Normierte Wöhlerlinie für Schweißverbindungen aus Baustahl (nach [20])

3.4 Rechnerische Verfahren für den Nachweis ausreichender Ermüdungsfestigkeit

Als Eingangsgröße für den Ermüdungssicherheitsnachweis dient heute fast ausschließlich die Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma$. Diese kann grundsätzlich auf unterschiedlichen Schärfeniveaus berechnet werden. Man unterscheidet im Allgemeinen zwischen Nenn-, Struktur- und Kerbspannungen. Der Nachweis kann entsprechend entweder nach dem Nenn-, Struktur- oder Kerbspannungskonzept geführt werden. Im Folgenden werden die gerade benannten Konzepte vorgestellt.

3.4.1 Nennspannungskonzept

Grundlage des Nennspannungskonzepts ist die Definition eines Nennquerschnitts für das betrachtete Konstruktionsdetail bzw. Bauteil. Die Spannungen werden aus den maßgebenden globalen Schnittgrößen (z. B. Biegemoment oder Normalkraft) und den Querschnittswerten des Nennquerschnitts entsprechend der elementaren Festigkeitslehre berechnet. Der Schwingbreite der Nennspannungen auf der Einwirkungsseite stehen die ertragbaren Nennspannungsschwingbreiten auf der Widerstandsseite gegenüber. Sie sind durch die genormte Wöhlerlinie für das betreffende Konstruktionsdetail bzw. Bauteil festgelegt. Alle ermüdungsfestigkeitsmindernden Einflüsse, wie zum Beispiel die Kerbwirkung, werden demnach durch die Wöhlerlinie

erfasst. Daher kann ein Nachweis nur dann nach dem Nennspannungskonzept geführt werden, wenn das betrachtete Konstruktionsdetail bzw. Bauteil eindeutig einer genormten Wöhlerlinie zugeordnet werden kann.

3.4.2 Strukturspannungskonzept

Das Strukturspannungskonzept wurde ursprünglich für meeres-technische Bauten (Offshore-Konstruktionen) entwickelt. Es zeichnet sich dadurch aus, dass auf der Einwirkungsseite die spannungserhöhenden Einflüsse der Makrokerben berücksichtigt werden. Die Strukturspannung ist als die Oberflächenspannung unmittelbar vor der Schweißnahtkerbe definiert [50]. Sie wird in der Regel mit Hilfe numerischer Verfahren wie der Finite-Elemente-Methode berechnet. Ist die Steifigkeit der Schweißnaht in Bezug auf die Steifigkeit der gesamten Konstruktion nicht vernachlässigbar, muss diese mit modelliert werden. In diesem Fall müssen die Strukturspannungen von den Kerbspannungen abgegrenzt werden. Dies gilt im Übrigen auch, wenn die Spannungen durch Dehnungsmessungen am Bauteil bestimmt werden.

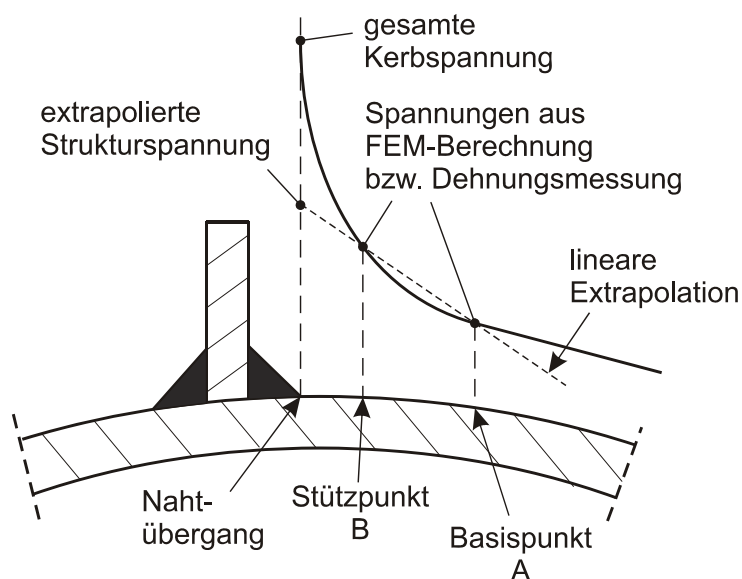


Bild 3.9: Bestimmung der Strukturspannung am Nahtübergang durch Extrapolation

Da eine exakte Abgrenzung nicht möglich ist, werden die Strukturspannungen am Nahtübergang mit vorgegebenen Regeln extrapoliert (Bild 3.9), nach [87] z. B. ausgehend von den Basispunkten A_i über die Stützpunkte B_i entsprechend der Darstellung in Bild 3.10. Die ertragbaren Strukturspannungsschwingbreiten auf der Widerstandsseite sind wiederum aus entsprechenden, genormten Wöhlerlinien zu bestimmen. Diese müssen die Mikroformkerben und Werkstoffkerben der Schweißnähte mit abdecken.

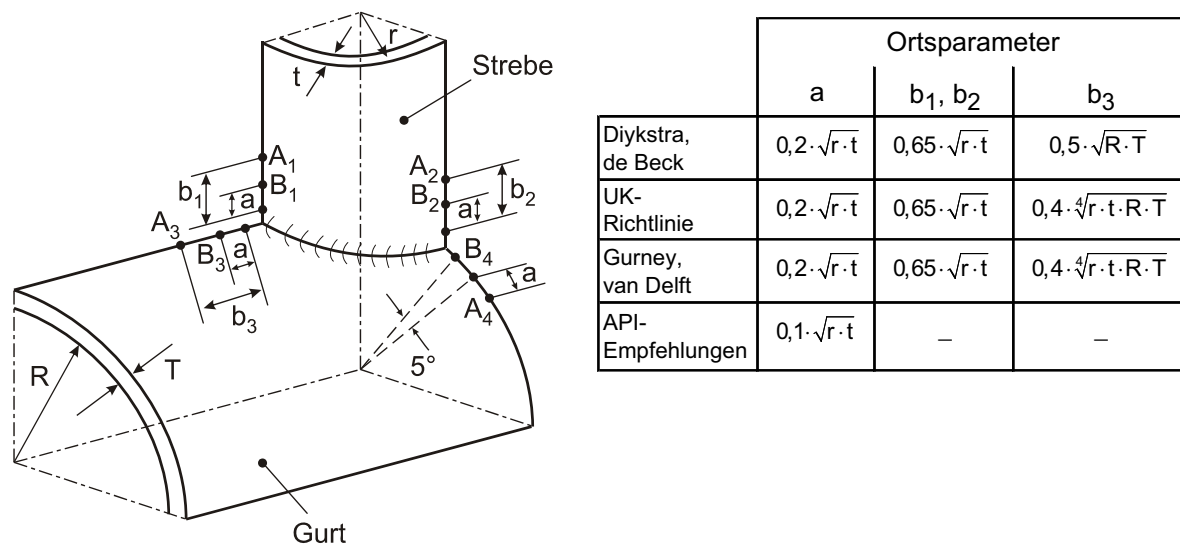


Bild 3.10: Basispunkte der Extrapolation zu den Strukturspannungen (nach [87]) und Angaben zu den Ortsparametern (nach verschiedenen Autoren [28])

3.4.3 Kerbspannungskonzept

Als Kerbspannungen werden die Spannungen direkt an der Schweißnahtwurzel bzw. im Mikrokerbgrund bezeichnet. Ihre Berechnung kann unter der Annahme eines rein elastischen Werkstoffverhaltens mit Hilfe der FEM erfolgen. Gegebenenfalls ist es sinnvoll, zunächst die Strukturspannungen zu berechnen. Die Kerbspannungen werden dann in einem zweiten Schritt unter Berücksichtigung der Schweißnahtgeometrie mit einem Submodell ermittelt. Für viele Kerbdetails werden von Neuber in [43] analytische Lösungen angegeben. Natürlich können auch Dehnungsmessungen für die Ermittlung der Kerbspannungen herangezogen werden.

Besteht die Möglichkeit, einen Nennquerschnitt zu definieren, so ist über das Verhältnis von Kerb- und Nennspannung die Kerbformzahl α_k definiert. Umgekehrt kann die Kerbspannung über die Kerbformzahl aus der Nennspannung berechnet werden:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_K}{\sigma_N} \quad \text{bzw.} \quad \sigma_K = \alpha_k \cdot \sigma_N. \quad (3.3)$$

In [44] beschreibt Neuber, dass die so berechneten Kerbspannungen nicht voll ermüdungswirksam sind. Auf mikroskopischer Ebene bestehen innerhalb kleiner Bereiche größere Bindungen zwischen den Stoffteilchen und damit größere Verformungswiderstände. Das blockweise Abstützen dieser Bereiche auf die Umgebung wird als Mikrostützwirkung bezeichnet. Durch diese Stützwirkung wird die tatsächlich wirkende Spannung im Kerbgrund reduziert. Bezieht man die reduzierte, d. h. die effektive Kerbspannung $\sigma_{K,eff}$, auf die Nennspannung, so ergibt sich die Kerb-

wirkungszahl β_K . Bei bekannter Kerbwirkungszahl kann die effektive Kerbspannung direkt aus der Nennspannung berechnet werden.

$$\beta_K = \frac{\sigma_{K,eff}}{\sigma_N} \quad \text{bzw.} \quad \sigma_{K,eff} = \beta_K \cdot \sigma_N. \quad (3.4)$$

Rechnerisch kann die Mikrostützwirkung erfasst werden, indem bei der FE-Modellierung der tatsächlich vorhandene Kerbradius ρ um die Ersatzlänge ρ^* mal Mehrachsigenheitsfaktor s vergrößert wird. Der fiktive Kerbradius ρ_F dient dann als Eingangsgröße für die Berechnung der effektiven Kerbspannung:

$$\rho_F = \rho + s \cdot \rho^*. \quad (3.5)$$

Nach Neuber [44] ergibt das Produkt aus Ersatzlänge und Mehrachsigenheitsfaktor für Schweißnähte einen Wert von näherungsweise einem Millimeter. Setzt man den tatsächlich vorhandenen Kerbradius zu Null, so kann mit einem fiktiven Kerbradius $\rho_F = 1 \text{ mm}$ ein oberer Grenzwert für die Kerbspannung an Schweißnähten berechnet werden.

Den effektiven Kerbspannungen auf der Einwirkungsseite stehen auf der Widerstandsseite die ertragbaren Kerbspannungsschwingbreiten gegenüber. Diese werden aus Wöhlerversuchen an glatten Proben ermittelt. Für Schweißnähte bezieht man sich auf die genormte Wöhlerlinie einer ungekerbten Probe aus dem Grundwerkstoff.

3.4.4 Kerbgrundkonzept

Kommt es an der ermüdungsbruchkritischen Stelle zu deutlichen Wechselplastizierungen, geht die lineare Beziehung zwischen der äußeren Last und der Spannung im Kerbgrund verloren. Der Grund dafür sind wechselnde Eigenspannungszustände in Abhängigkeit von der Größe und der Reihenfolge der Einwirkungen. Auf der Einwirkungsseite wird daher für die Beurteilung der Ermüdungssicherheit nicht mehr die Spannungsamplitude bzw. Spannungsschwingbreite, sondern die Dehnungsamplitude bzw. Dehnungsschwingbreite herangezogen. Dabei ist im Kurzzeitfestigkeitsbereich nach [53] nicht der elastische, sondern vorrangig der plastische Dehnungsanteil ermüdungsbruchbestimmend. Die Ermüdungsfestigkeit wird mit dehnungskontrollierten Wöhlerversuchen bestimmt. Mittelspannungseinflüsse werden durch einen so genannten Schädigungsparameter P erfasst. In [67] wird dieser zum Beispiel von Smith, Watson und Topper in Abhängigkeit von der Gesamtdehnung und der Ober-spannung definiert. Die Beurteilung der Ermüdungssicherheit erfolgt dann anhand von Schädigungsparameter-Wöhlerlinien. Aufgrund der nichtlinearen Beziehung

zwischen äußerer Last und Spannung im Kerbgrund ist die Mittelspannung nicht nur von der aktuellen Spannungsamplitude, sondern auch vom vorausgegangenen Beanspruchungsgeschehen abhängig. Indirekt werden durch den Schädigungsparameter also auch Reihenfolgeeffekte berücksichtigt.

Lange Lebensdauern bedingen hohe ertragbare Lastspielzahlen, die nur bei niedrigen Spannungsschwingbreiten erreicht werden. Für diesen Fall sind die plastischen Dehnungsanteile und damit auch die Unterschiede zu Nachweisen nach dem Nenn-, Struktur- oder Kerbspannungskonzept entsprechend gering. Das Kerbgrundkonzept hat daher für den Stahlbau keine Bedeutung. Nach einer zusammenfassenden Auswertung in [7] wird sogar dem Nennspannungskonzept die größte Verlässlichkeit hinsichtlich einer Lebensdauervorhersage zugestanden.

3.5 Ermüdung unter nichtperiodischer Beanspruchung

Reale Beanspruchungen sind in der Regel nicht periodisch, sondern ausgeprägt regellos. In diesen Fällen kann die Lebensdauer eines Bauteils beispielsweise auch experimentell anhand von objektbezogenen Betriebsfestigkeitsversuchen bestimmt werden. Dabei werden gemessene kontinuierliche Beanspruchung-Zeit-Funktionen auf rechnergesteuerten Prüfmaschinen an Modellen im Maßstab 1:1 nachgefahren. Da dieses Vorgehen sehr kostspielig ist, kommt es nur für Bauteile bzw. Konstruktionen in Frage, die in sehr großer Stückzahl gefertigt werden. Ansonsten besteht die einzig sinnvolle Vorgehensweise darin, die ermüdungsrelevanten Informationen der regellosen nichtperiodischen Beanspruchung zunächst auf geeignete Weise zu systematisieren und anschließend mit den Wöhlerkurven zu verknüpfen.

3.5.1 Auswertung von Beanspruchung-Zeit-Funktionen

Die Systematisierung der regellosen nichtperiodischen Beanspruchung erfolgt, indem die resultierende Spannung-Zeit-Funktion $\sigma = f(t)$ mittels statistischer Zählmethoden in einzelne Spannungsspiele unterschiedlicher Größe zerlegt wird. Für das Auszählen der Spannungsdifferenzen $\Delta\sigma$ eignet sich beispielsweise die Rainflow-Zählmethode, mit der geschlossene Spannung-Dehnung-Hystereseschleifen aus der Spannung-Zeit-Funktion herausgelesen werden können. Prinzipiell werden dabei drei Schritte durchlaufen:

- Klassieren der Lastspiele (Bild 3.11a),
- Auszählen der Lastzyklen (Bild 3.11b),
- Abspeichern der Zählung in einer „From-To“-Matrix (Bild 3.11c).

Wie das Bild 3.11c zeigt, verbleibt unter Umständen ein schwingungsfreier Rest (Residuum). Dieser kann z. B., wie in [88] empfohlen, nach der Beendigung der Zählung der From-To-Matrix hinzugefügt werden. In [9] wird vorgeschlagen, die Beanspruchungs-Zeit-Funktionen mehrmals zu zählen, so dass ein Teil der Residuen geschlossen wird. Die genaue Systematik der Rainflow-Zählmethode ist dort ebenfalls ausführlich beschrieben. Weitere Zählmethoden, die zu ähnlichen Zielen führen, können beispielsweise in [8] und [39] nachgelesen werden.

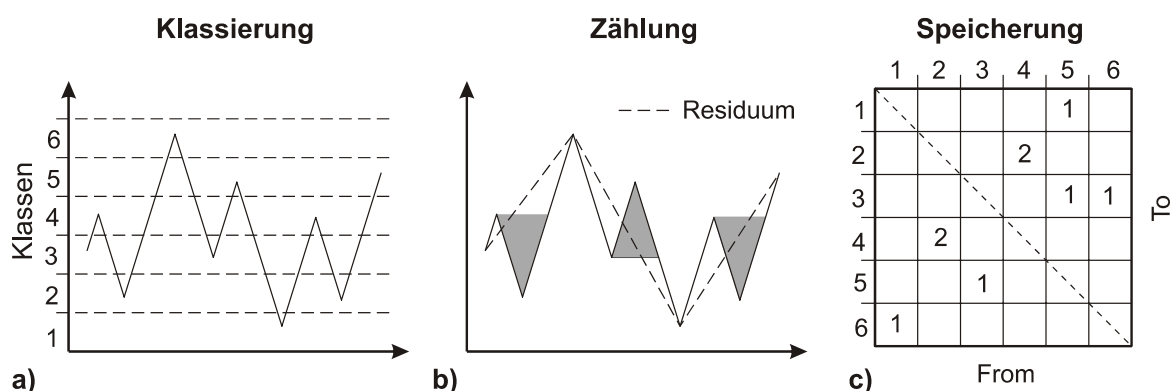


Bild 3.11: Vorgehensweise bei der Rainflow-Zählmethode

Als einfachste Darstellungsform für das Zählergebnis, so wie es in der From-To-Matrix abgespeichert ist, wird das Summenhäufigkeitsdiagramm – vielfach als Kollektiv bzw. Treppenkollektiv bezeichnet – verwendet (Bild 3.12). Für eine vereinfachte Nachweisführung werden die Kollektive häufig in schädigungsäquivalente Einstufenkollektive mit $\Delta\sigma_{eq}$ und n_{eq} umgerechnet (Bild 3.12).

3.5.2 Lineare Schadensakkumulation nach Palmgren und Miner

Für die Vorhersage der zu erwartenden Lebensdauer eines Bauteils bis zum Ermüdungsbruch dient die lineare Schadensakkumulationshypothese von Palmgren [45] und Miner [38], im Folgenden nur noch Miner-Regel genannt.

Bei einer wiederholten Beanspruchung mit konstanter Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma$, die nach N Spannungsspielen zum Bruch führt, liefert jedes einzelne Spannungsspiel nach dieser Hypothese denselben relativen Schädigungsbeitrag $\Delta S = 1/N$. Demnach ergibt sich nach n Spannungsspielen der summierte Schädigungsgrad zu

$$S = n \cdot \Delta S = \frac{n}{N}. \quad (3.6)$$

Außerdem wird vorausgesetzt, dass die Spannungsspiele $\Delta\sigma_i$ auf unterschiedlichen Spannungsniveaus gleichwertig zur Schädigung beitragen. Ihre Schädigungsgrade S_i überlagern sich dann zur Gesamtschädigung S :

$$S = \sum_i S_i = \sum_i \frac{n_i}{N_i}. \quad (3.7)$$

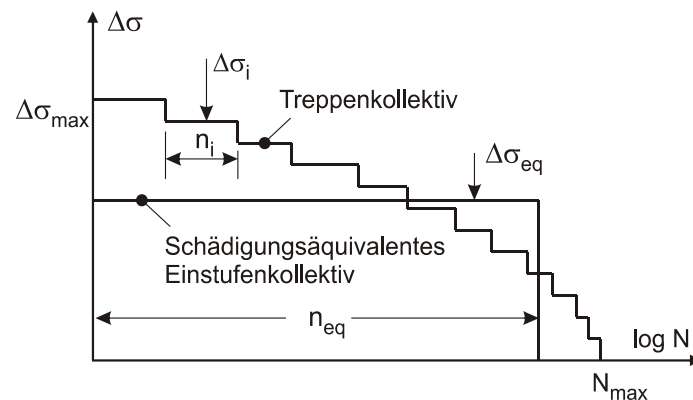


Bild 3.12: Kollektive ausgezählter Spannungsschwingbreiten

Die „elementare“ Form der Miner-Regel geht davon aus, dass Spannungsspiele unterhalb der Dauerfestigkeit keinen Beitrag zur Gesamtschädigung liefern. Dies stellt sich nach dem heutigen Kenntnisstand anders dar, und es werden drei Fälle unterschieden:

- Liegen alle Spannungsspiele oberhalb der Dauerfestigkeit $\Delta\sigma_D$, so gilt die Miner-Regel in ihrer elementaren Form (Bild 3.13a).
- Liegen alle Spannungsspiele unterhalb der Dauerfestigkeit $\Delta\sigma_D$, so kann davon ausgegangen werden, dass keine Ermüdungsgefahr besteht (Bild 3.13b).
- Liegen wesentliche Anteile der Spannungsspiele sowohl unterhalb als auch oberhalb der Dauerfestigkeit $\Delta\sigma_D$, so beteiligen sich auch die kleinen Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_i$ an der Schädigung (Bild 3.13c).

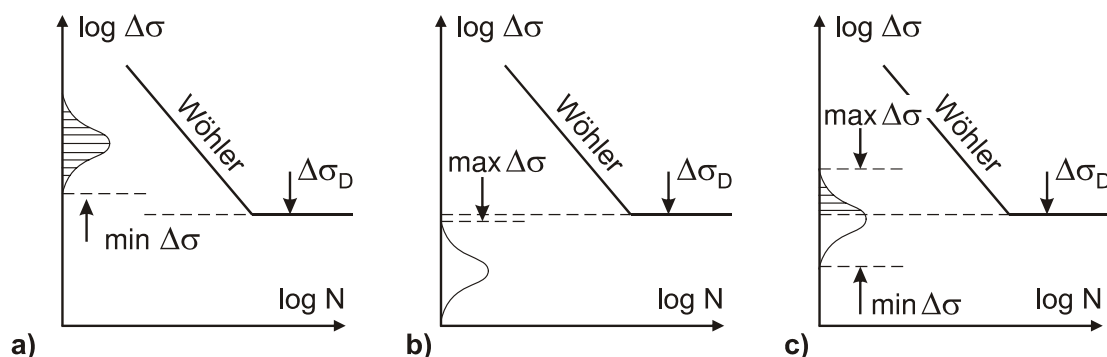


Bild 3.13: Verschiedene Lagen der Spannungsspiele in Bezug auf die Dauerfestigkeit

Beim dritten Fall – dieser ist die Regel bei den in der vorliegenden Arbeit behandelten turmartigen Stahlbauten – sind für die Berücksichtigung der kleineren

Spannungsschwingbreiten unterhalb der Dauerfestigkeit drei Vorgehensweisen gebräuchlich, die man auch als „erweiterte Wöhlerlinien“ bezeichnen kann:

- Die Zeitfestigkeitsgerade der Wöhlerkurve wird fiktiv bis auf $\Delta\sigma=0$ verlängert (Bild 3.14a); dies ist eine sehr konservative Näherung.
- Die Zeitfestigkeitsgerade der Wöhlerkurve wird nach Haibach unterhalb der Dauerfestigkeit fiktiv mit einer flacheren Neigung ($k+2$) bis auf $\Delta\sigma=0$ verlängert (Bild 3.14b); dies wird beispielsweise für WEA-Stahlkonstruktionen zugrunde gelegt [91].
- Die Haibachgerade knickt ihrerseits beim „Schwellenwert der Ermüdungsfestigkeit“ $\Delta\sigma_L$ ab und geht in eine horizontale Gerade über (Bild 3.14c); dies ist die Vorgehensweise des EC3 [79].

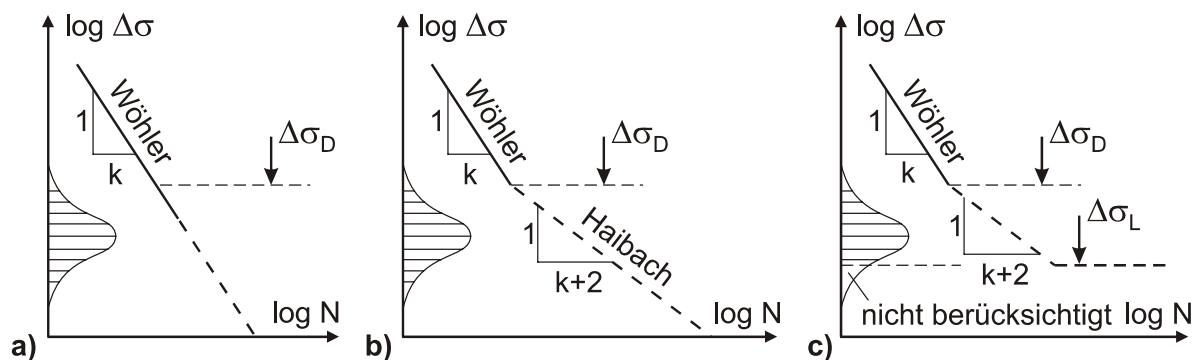


Bild 3.14: Vorgehensweisen für die Berücksichtigung von Spannungsschwingbreiten unterhalb der Dauerfestigkeit („erweiterte Wöhlerlinien“)

3.6 Regelwerke zum Ermüdungssicherheitsnachweis

Regelungen für den Nachweis ausreichender Ermüdungssicherheit sind in unterschiedlichen Normen bzw. Richtlinien zu finden. Einige dieser Dokumente sind dem Bauwesen, andere eher dem Maschinenbau zuzuordnen. Die Nachweisführung und auch die angegebenen Ermüdungsfestigkeiten sind dabei nicht immer identisch. Im Folgenden werden die wichtigsten Regelwerke besprochen.

3.6.1 Normen im Bauwesen

DIN 15018 und DIN 4132

Die DIN 15018 [84] und die DIN 4132 [82] regeln den Ermüdungssicherheitsnachweis für Krane bzw. Kranbahnen auf der Grundlage des Nennspannungskonzepts, und zwar noch nach dem traditionellen Konzept der zulässigen Spannungen. Für den

Nachweis wird die vorhandene Oberspannung, d. h. die dem Betrag nach größte Spannung, einer „zulässigen Spannung“ gegenüber gestellt. Diese ist in Abhängigkeit von der Kerbwirkung, der Beanspruchungsgruppe des Krans und dem Spannungsverhältnis κ festgelegt. Das Spannungsverhältnis κ ist, abweichend vom Spannungsverhältnis R nach Bild 3.5, als Quotient aus der betragsmäßig kleineren und der betragsmäßig größeren der beiden Spannungen σ_u und σ_o (vgl. Bild 3.4) definiert, aber mit Vorzeichen behaftet.

Die Kerbwirkung wird berücksichtigt, indem das betrachtete konstruktive Detail einem Kerbfall des Kerbfallkatalogs zugeordnet wird. Der Einfluss der Beanspruchungsgruppe auf die Ermüdungsfestigkeit wird durch unterschiedliche „zulässige Spannungen“ erfasst und basiert im Prinzip auf der Umrechnung der zugehörigen Beanspruchungskollektive in schädigungsäquivalente Einstufenkollektive. Das Spannungsverhältnis κ berücksichtigt den Einfluss der Mittelspannung auf die Ermüdungsfestigkeit entsprechend dem Dauerfestigkeitsschaubild nach Smith (Bild 3.15). Als Bezugsgröße dient dabei die von der Beanspruchungsgruppe abhängige „zulässige Spannung“ bei einem Spannungsverhältnis von $\kappa = -1$, d. h. bei Wechselbeanspruchung zwischen gleich großer positiver Oberspannung und negativer Unterspannung. Sie ist in Abhängigkeit von dem Kerbfall und der Beanspruchungsgruppe tabelliert und entspricht der mit einer Sicherheit von 1.33 beaufschlagten, unendlich oft ertragbaren Spannung bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 90%, also in heutiger Diktion dem Bemessungswert der Dauerfestigkeit.

DIN 4133

In der DIN 4133 [83] wird der Ermüdungssicherheitsnachweis für Schornsteine geregelt. Diese Norm basiert im Gegensatz zu den Normen DIN 4132 und DIN 15018 bereits auf dem semiprobabilistischen Sicherheitskonzept. Auf der Seite der Widerstände werden im Sinne des Nennspannungskonzeptes die Ermüdungsfestigkeiten für verschiedene Konstruktionsdetails in einem Kerbfallkatalog festgelegt.

Die ertragbaren Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_A$ bei $N_A = 2 \cdot 10^6$ Spannungsspielen dienen als Bezugsgröße der Ermüdungsfestigkeit zur Kennzeichnung der Kerbfälle. Für die genormte Wöhlerlinie wird im Zeitfestigkeitsbereich eine Steigung von $k = 3$ festgelegt. Der Übergang zur Dauerfestigkeit wird bei $5 \cdot 10^6$ Spannungsspielen angenommen. Auf der Seite der Einwirkungen sind die Nennspannungsschwingbreiten mit den zugehörigen Spannungsspielen zu berechnen. Liegt ein mehrstufiges Kollektiv vor, so ist von einer linearen Schadensakkumulation auszugehen. Nachweise auf der Grundlage des Struktur- oder Kerbspannungskonzeptes sind nicht möglich.

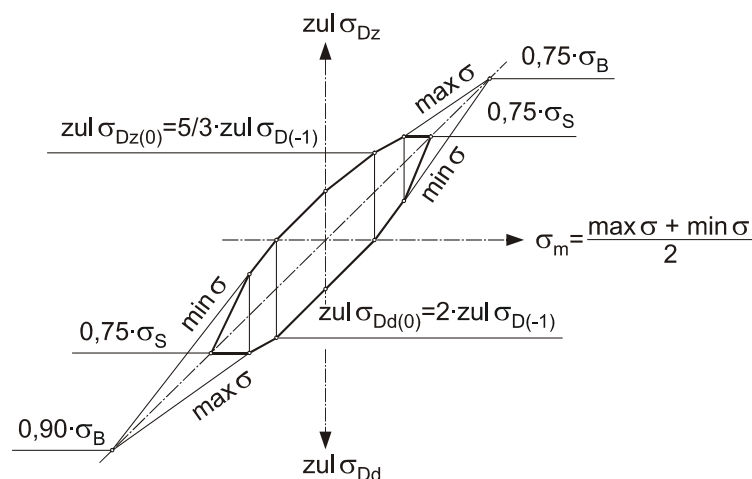


Bild 3.15: Mittelspannungseinfluss auf die „zulässigen Spannungen“ nach DIN 15018 [84] (Dauerfestigkeitsschaubild nach Smith)

Eurocode 3

Mit dem Entwurf des Eurocodes 3 [78] wird der Ermüdungssicherheitsnachweis aus den Fachnormen herausgenommen und kann für jedes Stahltragwerk entsprechend den Regelungen in Kap. 9 geführt werden. Für den Stahlbau werden mit dieser Norm zum ersten Mal Ermüdungssicherheitsnachweise für konstruktive Details möglich, für die kein Nachweis nach dem Nennspannungskonzept geführt werden kann, weil sie geometrische Abweichungen von katalogisierten Kerbfällen aufweisen oder keinem katalogisierten Kerbfall zugeordnet werden können. Der Nachweis kann dann mit „korrigierten Nennspannungen“ oder mit „lokalen Bezugsspannungen“ geführt werden. Die „korrigierten Nennspannungen“ sind definiert als die Nennspannungen, vergrößert um den geometrischen Kerbfaktor, der die geometrische Abweichung erfasst. Als „lokale Bezugsspannungen“ sind die unter Abschn. 3.4 erläuterten Strukturspannungen zu verstehen.

Die Bezugsgrößen der Ermüdungsfestigkeit werden wie in der DIN 4133 als die ertragbaren Spannungsschwingbreiten $\Delta \sigma_a$ bei $N_A = 2 \cdot 10^6$ Spannungsspielen festgelegt, allerdings jetzt mit „ $\Delta \sigma_c$ “ bezeichnet. Sie sind für Blechdicken größer $t = 25$ mm zu reduzieren und für verschiedene Konstruktionsdetails aus einem Kerbfalkatalog zu entnehmen. Im Gegensatz zur DIN 4133 sind die fallenden Zeitfestigkeitslinien jedoch über die Dauerfestigkeit bei $5 \cdot 10^6$ Spannungsspielen hinaus bis zum Schwellenwert der Ermüdungsfestigkeit bei 10^8 Spannungsspielen mit einer Steigung von $k = 5$ fortgeführt. Bild 3.16 zeigt beispielhaft die erweiterte Wöhlerlinie des EC3 für $\Delta \sigma_c = 71 \text{ N/mm}^2$.

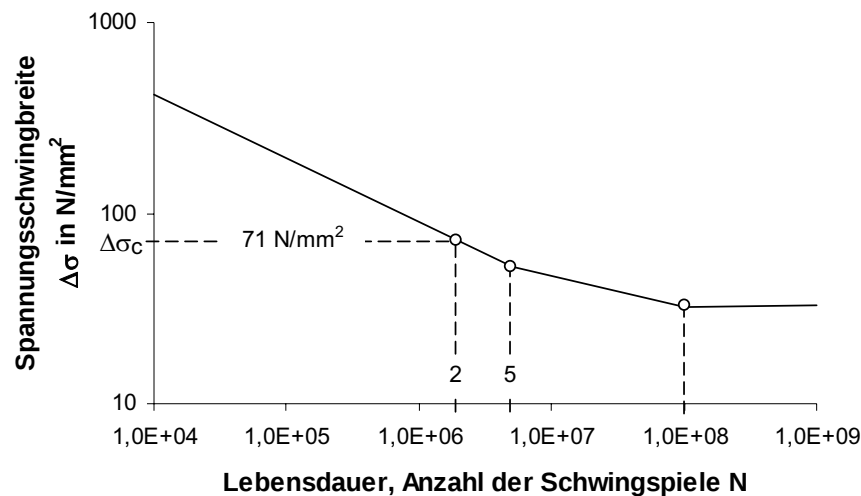


Bild 3.16: Erweiterte Wöhlerlinie des EC3 für $\Delta\sigma_c = 71 \text{ N/mm}^2$

Der Nachweis für Mehrstufenkollektive kann durch die Umrechnung in schädigungsäquivalente Einstufenkollektive oder durch die Berechnung der Schädigungssumme – lineare Schadensakkumulation nach Palmgren-Miner – erfolgen. Werden Versuchsergebnisse für die Berechnung der Bezugsgröße der Ermüdungsfestigkeit herangezogen, so ist diese für eine Überlebenswahrscheinlichkeit von 95% mit einem Vertrauensintervall von 95% zu bestimmen. Die Regelungen für die Berechnung der Beanspruchungen sind weiterhin, in Abhängigkeit vom Bauwerk, in unterschiedlichen Teilen des EC3 zu finden. Nachweise auf der Grundlage des Kerbspannungskonzepts sind nicht vorgesehen.

In der endgültigen Fassung des EC3 wird die Ermüdung im Teil 1-9 [79] geregelt. Die „lokalen Bezugsspannungen“ werden jetzt konsequent als Strukturspannungen bezeichnet. Leichte Abweichungen der Kerbfalltabellen bestehen bei den Angaben für die Bezugsgröße der Ermüdungsfestigkeit und den Anforderungen an die Ausführung. Wird die Bezugsgröße der Ermüdungsfestigkeit durch Versuche bestimmt, ist sie nun für ein Vertrauensintervall von 75% anstatt 95% zu bestimmen. Ansonsten unterscheidet sich die endgültige Fassung nur unwesentlich vom Entwurf.

3.6.2 Regelwerke und Normen im Maschinenbau

IIW-Empfehlungen

Die IIW-Empfehlungen [25] – Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Verbindungen und Bauteile – waren nach Kenntnis des Verfassers die Vorlage für den EC3. Aufgrund dessen sind die Regelungen in beiden Dokumenten weitgehend identisch. In den IIW-Empfehlungen sind die Steigung, die Dauerfestigkeit und der Schwellenwert der Ermüdungsfestigkeit für die genormten Wöhlerlinien genauso wie

im EC3 festgelegt. Beide Dokumente sehen eine blechdickenabhängige Reduzierung der Ermüdungsfestigkeiten vor und weichen bei den Bezugsgrößen der Ermüdungsfestigkeit nur in einigen Kerbfällen leicht voneinander ab.

Der grundlegende Unterschied zum EC3 besteht darin, dass Ermüdungssicherheitsnachweise nicht nur auf der Grundlage des Nenn- und des Strukturspannungskonzepts, sondern auch auf der Grundlage des Kerbspannungskonzepts geregelt sind. Dabei wird auf der Einwirkungsseite die Kerbspannung mit einem Kerbradius von einem Millimeter berechnet, wodurch der Einfluss der Eigenspannungen abgedeckt ist (vgl. 3.4.3). Auf der Widerstandsseite des Kerbspannungskonzeptes wird die Bezugsgröße der Ermüdungsfestigkeit für Stahl mit $\Delta\sigma_A = 225 \text{ N/mm}^2$ angegeben.

FKM-Richtlinie

In der FKM-Richtlinie [95] ist der Ermüdungsfestigkeitsnachweis geschweißter Bauteile in Übereinstimmung mit oder in Anlehnung an den EC3 und die IIW-Empfehlungen geregelt. Als Dauerfestigkeit wird die einfache Spannungsamplitude σ_{AK} festgelegt. Auch in der FKM-Richtlinie wird zwischen dem Ermüdungssicherheitsnachweis auf Nenn-, Struktur- oder Kerbspannungsniveau unterschieden. Dabei werden die Struktur- und die Kerbspannungen als örtliche Spannungen bezeichnet. Die Dauerfestigkeit σ_{AK} ergibt sich grundsätzlich aus einer Gleichung der folgenden Form:

$$\sigma_{AK} = K_{AK} \cdot K_E \cdot f_t \cdot K_V \cdot K_{NL} \cdot \frac{FAT}{225} \cdot \sigma_W \quad (3.8)$$

Die dimensionslosen Faktoren K_{AK} , K_E , f_t , K_V und K_{NL} erfassen die ermüdungsfestigkeitssteigernden bzw. -mindernden Einflüsse der Mittelspannungen, der Eigenspannungen, der Blechdicke, der Randschicht und des nichtlinear-elastischen Spannungsdehnungsverhaltens von Grauguss; σ_W ist der schweißnahtspezifische Wechselfestigkeitskennwert. Die FAT-Werte ergeben sich schließlich in Abhängigkeit vom gewählten Nachweisformat und sind durch einen Kerbfallkatalog festgelegt, der aus den IIW-Empfehlungen übernommen wurde. Werden alle Parameter ungünstig angenommen, liefern die Regelungen der FKM-Richtlinie die gleichen Ermüdungsfestigkeiten wie die Regelungen der IIW-Empfehlungen.

3.6.3 Kritische Betrachtungen zum Eurocode

Das Strukturspannungskonzept soll Ermüdungssicherheitsnachweise für die konstruktiven Details ermöglichen, die nach dem Nennspannungskonzept nicht nachgewiesen werden können. Es dient also nicht dazu – wie so oft, wenn innerhalb eines Regelwerkes verschiedene Nachweisverfahren optional zur Verfügung stehen –,

wirtschaftlichere Bemessungen zu erreichen. Vor diesem Hintergrund sollte für ein konstruktives Detail, für das der Ermüdungssicherheitsnachweis nach dem Nennspannungskonzept möglich ist, der Ermüdungssicherheitsnachweis nach dem Strukturspannungskonzept zu ähnlichen Ergebnissen führen.

Ein Vergleich der Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit im EC3 zeigt, dass diese für quer zu ihrer Richtung zugbeanspruchte Stumpfnähte beim Strukturspannungskonzept größer als (Stumpfnähte mit Nahtüberhöhung) oder genau so groß wie (geschliffene Stumpfnähte) beim Nennspannungskonzept sind. In den IIW-Empfehlungen wird angegeben, dass beim Nennspannungskonzept die Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit für Stumpfnähte eine bis zu 30% erhöhte Spannung aus ungewolltem Kantenversatz abdecken. Da im EC3 bei der Berechnung von Strukturspannungen Exzentrizitäten berücksichtigt werden müssen, sind mit diesem Hinweis die höheren Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit durchaus nachvollziehbar. Durch die in der Berechnung angesetzte Exzentrizität aus ungewolltem Kantenversatz wird dann festgelegt, welche Toleranzen bei der Ausführung einzuhalten sind. Nicht nachzuvollziehen bleibt allerdings, warum dann bei blecheben geschliffenen Schweißnähten der Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit für beide Nachweiskonzepte identisch ist.

Im Gegensatz zu den IIW-Empfehlungen wird im EC3 beim Nachweis nach dem Strukturspannungskonzept explizit keine dickenabhängige Reduzierung des Bezugswertes der Ermüdungsfestigkeit gefordert. Wenn bei der Berechnung der Strukturspannungen mit Hilfe der FEM die Schweißnähte nicht modelliert werden, führt dies bei dicken Blechen in jedem Fall zu einer Bemessung auf der „unsicheren Seite“. Der Einfluss der Bauteildicke auf die Mikroerbwirkung – gerade dieser wird durch den Dickenfaktor erfasst – bleibt dann unberücksichtigt, so dass die Spannungen letztendlich systematisch zu niedrig berechnet werden.

3.7 Vergleich der Regelungen für Ringflanschverbindungen

Für die Schweißnaht zwischen Flansch und Schale bei Ringflanschverbindungen weichen in den im vorigen Abschnitt beschriebenen Normen die Angaben zur Ermüdungsfestigkeit teilweise stark voneinander ab. Es kommt auch vor, dass für die gleiche Ermüdungsfestigkeit unterschiedliche Anforderungen an die Schweißnähte gestellt werden. Teilweise erweist sich schon die Zuordnung zu einem Kerbfall des Kerbfallkatalogs als schwierig.

Dieses soll anhand der vier Flanschausführungen nach Bild 3.17 deutlich gemacht werden. Bei den Varianten (a) bis (c) handelt es sich um L-Flansche, bei der Varian-

te (d) um einen T-Flansch. Die Varianten (a), (b) und (d) sind ohne Hals ausgeführt. Dabei ist die Schale bei der Variante (a) mit Kehlnähten auf den Flansch geschweißt (Aufschweißflansch), bei den Varianten (b) und (d) mit einer K-Naht vor den Flansch geschweißt (Vorschweißflansch). Als Vorschweißflansch mit Hals ist die Variante (c) ausgeführt, bei der die Schale mit einer Stumpfnah an den Hals angeschweißt ist. Im Folgenden werden die aus den Regelungen der IIW-Empfehlungen, des EC3 und der DIN 4133 hergeleiteten Ermüdungsfestigkeiten nach dem Nennspannungskonzept für die vier Flanschvarianten miteinander verglichen.

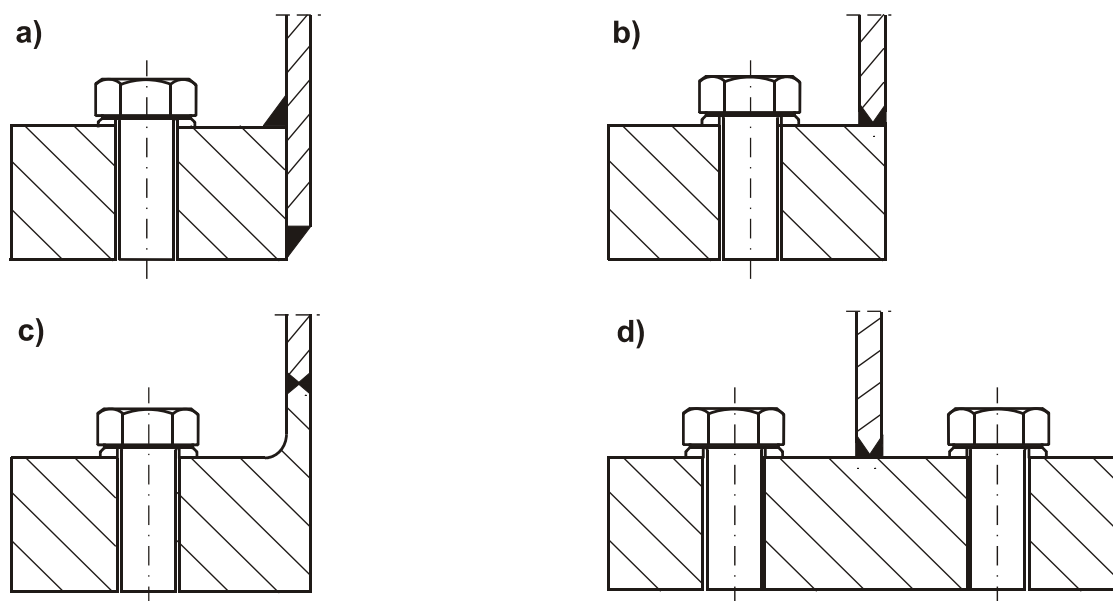


Bild 3.17: Unterschiedliche Flanschverbindungen:

- a) L-Flansch als Aufschweißflansch ohne Hals (Anschluss der Schale mit zwei Kehlnähten)
- b) L-Flansch als Vorschweißflansch ohne Hals (Anschluss der Schale mit einer K-Naht)
- c) L-Flansch als Vorschweißflansch mit Hals (Anschluss der Schale mit einer Stumpfnah)
- d) T-Flansch als Vorschweißflansch ohne Hals (Anschluss der Schale mit einer K-Naht)

3.7.1 L-Flansch als Aufschweißflansch (Anschluss der Schale mit zwei Kehlnähten)

Das konstruktive Detail eines Aufschweißflansches, der mit zwei Kehlnähten an die Schale angeschlossen wird, ist in der DIN 4133, dem EC3 und in den IIW-Empfehlungen eindeutig einem Kerbfall zuzuordnen. Hinsichtlich der Schweißnahtausführungen werden keine weiteren Anforderungen gestellt. Am höchsten wird die

Bezugsgröße der Ermüdungsfestigkeit mit 63 N/mm^2 in den IIW-Empfehlungen angegeben. Der Nachweis ist dabei mit den „korrigierten Nennspannungen“ zu führen, also quasi als Strukturspannungsnachweis. Das heißt, dass die Spannungserhöhung als Folge der exzentrischen Verbindung (Bild 3.19) und die ungleichmäßige Membranspannungsverteilung bei großen Schraubenabständen (Bild 3.18) berücksichtigt werden müssen.

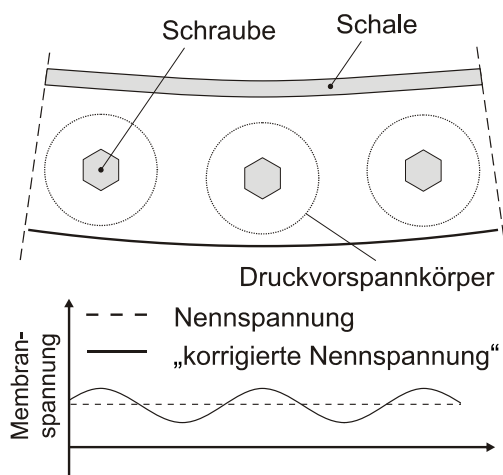


Bild 3.18: Ungleichmäßige Verteilung der Membranspannungen bei großen Schraubenabständen

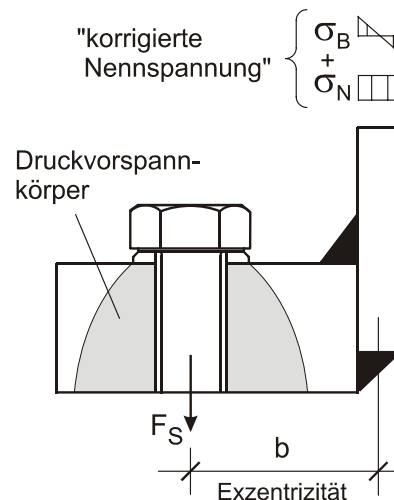


Bild 3.19: Exzentrizität b in einer Flanschverbindung

Die DIN 4133 gibt für die Bezugsgröße der Ermüdungsfestigkeit nach dem Nennspannungskonzept einen Wert von 45 N/mm^2 an, der EC3 einen Wert von 40 N/mm^2 . Die geringeren Werte der Bezugsgröße sind damit zu erklären, dass die oben beschriebenen spannungserhöhenden Einflüsse auf der Widerstandsseite implizit berücksichtigt werden. Während in der DIN 4133 noch explizit darauf hingewiesen wird, dass damit für die Berechnung der Spannung die Exzentrizität der Verbindung unberücksichtigt bleiben kann, ist dieses im EC3 nicht mehr der Fall. Wenn die Bezugsgröße der Ermüdungsfestigkeit mit einem Wert von 40 N/mm^2 den Einfluss der Exzentrizität für die gesamte Streubreite an Flanschabmessungen abdecken soll, so folgt daraus natürlich auch, dass dicke Flansche mit geringer Exzentrizität im Hinblick auf ihre Ermüdungsfestigkeit grundsätzlich unterschätzt werden.

3.7.2 L-Flansch als Vorschweißflansch ohne Hals (Anschluss der Schale mit K-Naht)

Für Vorschweißflansche, bei denen die Schale mit einer K-Naht an den Flansch angeschlossen wird, ist eine vollkommen eindeutige Zuordnung zu einem Kerbfall

nicht möglich. In den IIW-Empfehlungen ist eine Flanschverbindung dargestellt, bei der der Ringflansch einen Absatz besitzt (Bild 3.20). Dieser wird bei der Fertigung sozusagen über die Schale gestülpt und verschweißt. Je nach Ausbildung des Absatzes und der Fase sind Flansch und Schale anschließend voll oder nur teilweise miteinander verbunden. Für den beschriebenen Kerbfall wird eine nahezu vollständig verschweißte Verbindung gefordert. Der Nachweis muss, aufgrund der in Unterabschn. 3.7.1 beschriebenen spannungserhöhenden Einflüsse, auch hier mit den „korrigierten Nennspannungen“ geführt werden. Für die Ermüdungsfestigkeit wird ein Bezugswert von 71 N/mm^2 angegeben.

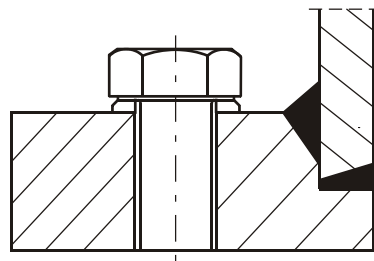


Bild 3.20: Ringflanschverbindung mit Absatz entsprechend der IIW-Richtlinie [25] und dem EC3 [74]

Ein identischer Kerbfall ist in der Kerbfalltabelle des EC3 dargestellt. Hier wird der Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit ebenfalls mit 71 N/mm^2 angegeben. Dabei wird allerdings nicht explizit gefordert, dass der Ermüdungssicherheitsnachweis mit den „korrigierten Nennspannungen“ geführt wird. Dafür ist der EC3 aber im Hinblick auf die Ausführung der Schweißnaht genauer. Er fordert, dass die Schweißnaht zu mindestens 80% durchgeschweißt wird.

Die beschriebenen Kerbfälle der IIW-Empfehlungen und des EC3 entsprechen nicht exakt dem in Bild 3.17b dargestellten Vorschweißflansch. Für weitgehend identische Schweißnahtgeometrien im Bereich der zu erwartenden Ermüdungsrisse besteht in Bezug auf die Mikrokerbwirkung der Geometrie jedoch kein Unterschied. Liegen zudem auch die Eigenspannungen in der gleichen Größenordnung, so kann man durchaus davon ausgehen, dass die Ermüdungsfestigkeit der Flanschverbindung nach Bild 3.17b mit diesem Kerbfall gut erfasst wird.

In der DIN 4133 ist ein Kerbfall angegeben, bei dem die Schale zwar stumpf auf den Flansch aufgeschweißt ist, die Kontaktfläche des Flansches jedoch spanabhebend so bearbeitet ist, dass beim Vorspannen der Schrauben nur in definierten Randstreifen des Flansches Kontaktpressungen aufgebaut werden können. Die Tragwirkung einer solchen Flanschverbindung unterscheidet sich deutlich von einem Flansch, bei dem die Kontaktflächen nicht oder nur planeben bearbeitet sind. Daher beschreibt

dieser Kerbfall eine Flanschverbindung mit ebenen Kontaktflächen nur unzureichend. Da in der DIN 4133 keine weiteren Kerbfälle für stumpf angeschweißte Vorschweißflansche zu finden sind, ist die Beurteilung der Ermüdungsfestigkeit solcher Flansche nach dieser Norm streng genommen nicht möglich. Alternativ könnte man auf die Kerbfälle für geschweißte Kreuzstöße zurückgreifen. Auf der Beanspruchungsseite sollten dann die „korrigierten Nennspannungen“ angesetzt werden.

3.7.3 L-Flansch als Vorschweißflansch mit Hals (Anschluss der Schale mit Stumpfnah)

Der in Bild 3.17c dargestellte Vorschweißflansch mit Hals kann nicht explizit einem Kerbfall zugeordnet werden. Die Bewertung der Ermüdungsfestigkeit der Schweißnaht zwischen Flansch und Schale muss daher anhand der Kerbfälle für zentrisch zugbeanspruchte Stumpfnähte erfolgen. Entsprechend den Regelungen in den IIW-Empfehlungen, dem EC3 und der DIN 4133 müssen beidseitig in Wannenlage geschweißte Stumpfnähte zerstörungsfrei geprüft werden. Bei nicht blecheben geschliffenen Schweißnähten ist die Schweißnahthöhe auf 10% der Schweißnahtbreite zu begrenzen, wenn für die Ermüdungsfestigkeit nach der DIN 4133 ein Bezugswert von 112 N/mm^2 oder nach dem EC3 ein Bezugswert von 90 N/mm^2 erreicht werden soll. In den IIW-Empfehlungen kann der Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit für diese Schweißnähte mit 100 N/mm^2 angesetzt werden, wenn der Nahtanstiegswinkel 30° nicht überschreitet. Ebenso wie die IIW-Empfehlungen und der EC3 sieht die DIN 4133 die blechdickenabhängige Reduzierung der Ermüdungsfestigkeit vor.

Der Einfluss der Struktur bzw. der Geometrie der Flanschverbindung auf die Ermüdungsfestigkeit kann bei einem Vorschweißflansch mit Hals also nicht über den Kerbfall erfasst werden. Für den Nachweis der Ermüdungssicherheit nach dem Nennspannungskonzept sind daher zwingend die „korrigierten Nennspannungen“ zu berücksichtigen. Alternativ kann der Nachweis natürlich auch von vornherein nach dem Strukturspannungskonzept geführt werden. Wie in Unterabschn. 3.6.3 bereits beschrieben, ergibt sich für die IIW-Empfehlungen dann die gleiche und für den EC3 eine größere Ermüdungsfestigkeit. Ein Nachweis nach dem Strukturspannungskonzept ist in der DIN 4133 nicht geregelt.

3.7.4 T-Flansch als Vorschweißflansch ohne Hals (Anschluss der Schale mit K-Naht)

Auch für einen T-Flansch ohne Hals findet sich in den IIW-Empfehlungen und dem EC3 kein zutreffender Kerbfall. Die Beurteilung der Ermüdungsfestigkeit muss hier

anhand der Kerbfälle für geschweißte Kreuzstöße erfolgen. Der Nachweis sollte dann mit den „korrigierten Nennspannungen“ nach dem Nennspannungskonzept oder mit den Strukturspannungen nach dem Strukturspannungskonzept geführt werden. In den IIW-Empfehlungen und im EC3 ist für die Ermüdungsfestigkeit von voll durchgeschweißten Kreuzstößen ein Bezugswert von maximal 80 N/mm^2 zu erreichen. Im Gegensatz zum EC3 muss der Nahtübergang in den IIW-Empfehlungen dann geschliffen werden. Die Einflüsse der Blechdicke und der Abstände der Nahtübergänge auf die Ermüdungsfestigkeit werden in den IIW-Empfehlungen durch den Dickenreduktionsfaktor berücksichtigt. Im EC3 wird der Einfluss durch die Staffelung der Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit erfasst.

In der DIN 4133 ist das konstruktive Detail eines T-Flansches ohne Hals als Kerbfall angegeben. Allerdings wird dort auf die Kerbfälle für Kreuzstöße verwiesen. Für die Ermüdungsfestigkeit ist damit ein maximaler Bezugswert von 71 N/mm^2 möglich. Dabei müssen die Nahtübergänge kerbfrei sein oder geschliffen werden. Auch in der DIN 4133 ist die Ermüdungsfestigkeit bei Blechdicken größer als 25 mm zu reduzieren.

3.7.5 Zusammenfassung

Der Ermüdungssicherheitsnachweis nach dem Nennspannungskonzept für eine Flanschverbindung nach Bild 3.17a muss gemäß den IIW-Empfehlungen mit „korrigierten Nennspannungen“ geführt werden. Die spannungserhöhenden Einflüsse, wie zum Beispiel die Exzentrizität der Verbindung oder größere Schraubenabstände, sind dadurch eindeutig berücksichtigt. In der DIN 4133 und dem EC3 werden diese Einflüsse durch einen kleineren Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit implizit berücksichtigt. Die Berechnung der „korrigierten Nennspannung“ wird daher in diesen Regelwerken nicht gefordert. Analog müsste für eine Flanschverbindung nach Bild 3.17b der Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit im EC3 ebenfalls kleiner sein als in den IIW-Empfehlungen. Da die Bezugswerte jedoch identisch sind und der EC3 die Berechnung der „korrigierten Nennspannungen“ nicht fordert, wird die Ermüdungsfestigkeit im Vergleich zu den IIW-Empfehlungen überschätzt.

Die Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit für Flanschverbindungen nach Bild 3.17c oder d sind im EC3 im Vergleich zu den IIW-Empfehlungen kleiner. Dies kann allerdings nicht speziell auf die spannungserhöhenden Einflüsse bei Flanschverbindungen zurückgeführt werden. Aufgrund einer Neubewertung der vorhandenen Wöhlerversuche wurden vielmehr die Ermüdungsfestigkeiten im EC3 nach unten korrigiert.

4 Berechnungen von Ringflanschverbindungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM)

Die Betrachtungen in Kap. 3 zeigen, dass für den Ermüdungssicherheitsnachweis der Schweißnähte von Flanschverbindungen die Berücksichtigung spannungserhöhender Einflüsse, insbesondere aus der lokalen Schalenbiegung, zwingend erforderlich ist. Das kann in grober Näherung durch eine pauschale Reduzierung des Bemessungswertes der Ermüdungsfestigkeit für das Nennspannungskonzept erfolgen. Dabei wird allerdings die Ermüdungsfestigkeit steifer Flansche im Verhältnis zu weniger steifen Flanschen unterschätzt. Wirtschaftlicher ist die explizite Erfassung der spannungserhöhenden Einflüsse durch die Berechnung der „korrigierten Nennspannungen“ oder (theoretisch korrekter) Strukturspannungen. Diese können aufgrund des komplexen, nichtlinearen Tragverhaltens der Flanschverbindung und der daraus folgenden lokalen Biegebeanspruchung der Schale – resultierend aus der Teileinspannung in den Flansch einerseits und der Exzentrizität der nichtlinear aufklaffenden Verbindung andererseits – nur mit numerischen Verfahren ausreichend genau ermittelt werden.

In diesem Kapitel werden der Aufbau und die Validierung des FE-Modells beschrieben, mit dem die umfangreichen Parameterstudien in Kap. 5 durchgeführt werden sollen. Alle Berechnungen für diese Arbeit wurden mit dem FEM-Programmsystem ANSYS® Rev. 9.1 und Rev. 10 durchgeführt. Das Programm war für die Hochschule lizenziert, wodurch die Knoten- und Elementanzahl auf 128000 Knoten bzw. Elemente beschränkt war. Im Folgenden werden programminterne Befehle und Bezeichnungen von ANSYS® in Großbuchstaben und kursiv geschrieben.

4.1 Grundlagen der FE-Berechnung

4.1.1 Nichtlineare Berechnungen allgemein

Die mit dem Programmsystem ANSYS® durchgeführten FE-Berechnungen basieren auf dem Weggrößenverfahren, bei dem das Gleichungssystem

$$KD=F \quad (4.1)$$

nach den Knotenverschiebungen aufgelöst wird. Dabei steht K für die Gesamtsteifigkeitsmatrix, die sich aus den Elementsteifigkeitsmatrizen zusammensetzt, F für den Lastvektor, in dem die Beanspruchungen als Knotenlasten erfasst sind, und D für den Vektor der unbekannten Knotenverschiebungen.

Die Simulation des Tragverhaltens von Ringflanschverbindungen stellt in mehrfacher Hinsicht ein nichtlineares Berechnungsproblem dar. Erstens ist die Kontaktproblematik in den Kontaktflächen der beiden Flansche und der Schraubenköpfe, Muttern und Unterlegscheiben a priori nichtlinear. Als physikalische Nichtlinearität kommt der nichtlineare Funktionsverlauf der Spannung-Dehnung-Linie für den Baustoff Stahl hinzu. Ferner führen die Einflüsse der Verformungen und/oder der Dehnungen auf das Gleichgewicht zu weiteren geometrischen Nichtlinearitäten. Diese würden die Berechnungsergebnisse allerdings nur dann signifikant beeinflussen, wenn die Beanspruchungen zu „großen“ Verformungen und/oder „großen“ Dehnungen führen würden – was bei den hier untersuchten Flanschverbindungen nicht der Fall ist.

Nichtlineare Probleme äußern sich numerisch durch die Abhängigkeit der Gesamtsteifigkeitsmatrix von dem Verschiebungsvektor. Bei einer Lastverformungskurve kennzeichnet jeder Punkt der Kurve einen Gleichgewichtszustand. Durch die Tangente in einem bestimmten Punkt ist die Gesamtsteifigkeitsmatrix für diesen Gleichgewichtszustand gegeben. Die „aktuelle“ Steifigkeit des Systems, d. h. für die aktuellen Belastungs- oder Verschiebungsgrößen, ist von der aktuellen Kontaktsituation, den aktuellen Materialeigenschaften und der aktuellen Geometrie abhängig.

Die inkrementelle Vorgehensweise ist eine Möglichkeit für die Berechnung nichtlinearer Probleme. Dabei erfolgt die Lösung, indem die Belastung in mehreren (inkrementellen) Schritten aufgebracht wird. Das Gleichungssystem wird für jeden Lastschritt mit der Steifigkeitsmatrix für die aktuelle Kontaktsituation, die aktuellen Materialkennwerte und die aktuellen Knotenkoordinaten erneut gelöst. Die Fehler, die in jedem Lastschritt entstehen, addieren sich dabei bis zum letzten Lastschritt auf. Bei diesem Vorgehen ist die Güte des Ergebnisses daher von der Anzahl der Lastschritte bzw. von der Lastschrittweite abhängig.

Eine weitere Möglichkeit für die Berechnung nichtlinearer Probleme ist die iterative Lösung des Gleichungssystems. Im Programmsystem ANSYS® kann die Iteration nach dem Newton-Raphson-Verfahren oder dem Bogenlängenverfahren erfolgen. Im Gegensatz zur inkrementellen Vorgehensweise kann die Belastung dabei in einem Lastschritt aufgebracht werden. Die Güte des Ergebnisses ist von dem jeweiligen Konvergenzkriterium abhängig. Für die Berechnungen in dieser Arbeit wurde das Newton-Raphson-Verfahren gewählt. Es wird daher im Folgenden kurz erläutert.

4.1.2 Das Newton-Raphson-Verfahren

Bei der Lösung von nichtlinearen strukturmechanischen Problemstellungen mit Hilfe des Newton-Raphson-Verfahrens wird in jedem Iterationsschritt das linearisierte Gleichungssystem

$$K \Delta D = -R \quad (4.2)$$

mit

$$R = F^{int} - F^{ext} \quad (4.3)$$

gelöst. Dabei steht K für die Gesamtsteifigkeitsmatrix der aktuellen Konfiguration, ΔD für die inkrementellen Knotenverschiebungen und R für das Residuum aus den äußeren Knotenkräften F^{ext} und den inneren Knotenkräften F^{int} . Im ersten Iterationsschritt sind die inneren Knotenkräfte identisch Null, und der Residuumsvektor entspricht dem Vektor der äußeren Knotenkräfte. Aus der Lösung des Gleichungssystems ergeben sich die inkrementellen Knotenverschiebungen. Das globale Verschiebungsfeld D wird mit den inkrementellen Knotenverschiebungen aufdatiert und beschreibt die aktuelle Konfiguration. Mit den inneren Knotenkräften für die aktuelle Konfiguration wird das Residuum erneut berechnet. Damit ist der erste Iterationsschritt abgeschlossen. In jedem weiteren Iterationsschritt wird das Gleichungssystem für die Gesamtsteifigkeitsmatrix und das Residuum der aktuellen Konfiguration erneut aufgebaut und gelöst. Die Iteration wird abgebrochen, wenn ein zuvor festgelegtes Konvergenzkriterium erfüllt ist.

Im Programmsystem ANSYS® kann das Konvergenzkriterium in Abhängigkeit von dem Residuumsvektor nach Gl. (4.4) oder von dem Vektor der inkrementellen Verschiebungen nach Gl. (4.5) angegeben werden.

$$\|R\| < \varepsilon \cdot R_{ref} , \quad (4.4)$$

$$\|\Delta D\| < \varepsilon \cdot D_{ref} . \quad (4.5)$$

Die Bezugswerte R_{ref} und D_{ref} werden mit dem Faktor ε skaliert und legen die Konvergenzschranke fest. Alle drei Werte können vom Anwender frei vorgegeben werden. In den Voreinstellungen des Programms ist der Skalierungsfaktor mit $\varepsilon = 0.001$ festgelegt. Die Bezugswerte werden als Betrag des Lastvektors oder als Betrag des Vektors des globalen Verschiebungsfeldes vorgegeben. Der Skalar des Residuumsvektors $\|\Delta R\|$ wird wahlweise nach Gl. (4.6) mit dem maximalen Betrag der Vektorkomponenten, nach Gl. (4.7) mit der Summe der Beträge der Vektorkomponenten oder durch die Voreinstellung nach Gl. (4.8) mit der Wurzel aus der Summe der Quadrate der Vektorkomponenten bestimmt. Für die inkrementellen Knotenverschiebungen $\|\Delta D\|$ sind die jeweiligen Skalare analog festgelegt.

$$\|R\| = \max |R_i| , \quad (\text{in ANSYS}^\circledast : \text{infinite Norm}) \quad (4.6)$$

$$\|R\| = \sum |R_i| , \quad (\text{in ANSYS}^\circledast : L_1\text{-Norm}) \quad (4.7)$$

$$\|R\| = \left(\sum R_i^2 \right)^{0,5} \quad (\text{in ANSYS}^{\circledR} : L_2\text{-Norm}) \quad (4.8)$$

In Tab. 4.1 sind die konkret verwendeten Einstellungen für die in den Kapiteln 4, 5, 6 und 8 beschriebenen Berechnungen zusammengefasst.

Tabelle 4.1: Einstellungen für die nichtlinearen Berechnungen dieser Arbeit

Kapitel	Nichtlinearitäten		Kontakt		Konvergenz-norm	Skalierungs-faktor
	geometrisch	physikalisch	Flansch-Flansch	Schraube-Flansch		
4	nicht berücksichtigt	berücksichtigt	berücksichtigt (FKN=100)	berücksichtigt (FKN=100)	L2 -Norm	$\varepsilon = 0.001$
5	nicht berücksichtigt	berücksichtigt	berücksichtigt (FKN=100)	berücksichtigt (FKN=100)	L2 -Norm	$\varepsilon = 0.001$
6	nicht berücksichtigt	berücksichtigt	berücksichtigt (FKN=100)	Knotenkopplung	L2 -Norm	$\varepsilon = 0.001$
8	nicht berücksichtigt	nicht berücksichtigt	berücksichtigt (FKN=100)	Knotenkopplung	L2 -Norm	$\varepsilon = 0.001$

4.2 Aufbau des FE-Modells

4.2.1 Verwendete Elementtypen

Für die Modellierung des Ringflansches wurden verschiedene Elementtypen verwendet: Flansch, Schweißnähte, Schraubenkopf, Mutter und kleine Bereiche der Schale wurden mit Volumenelementen abgebildet. Die Diskretisierung der restlichen Bereiche der Schale erfolgte mit Schalenelementen. Der Schraubenschaft wurde mit Balkenelementen, die Kontaktproblematik mit Kontaktelementen modelliert. Im Programmsystem ANSYS[®] können über so genannte *KEYOPTIONS* verschiedene Elementformulierungen für einen Elementtyp ausgewählt werden. Die verwendeten Elementtypen werden daher im Folgenden kurz beschrieben.

Schalenelement SHELL 181

Das Element *SHELL 181* ist ein vierknotiges, isoparametrisches Schalenelement mit linearen Verschiebungsansätzen. Grundlage für die Elementformulierung ist die Schalentheorie von Mindlin-Reissner. Die numerische Integration der Elementsteifigkeitsmatrix erfolgt reduziert an einem Gaußpunkt, wodurch Membran- und Schublocking weitgehend vermieden werden. Querschublocking ist aufgrund der Elementformulierung nach Bathe und Dvorkin [11] ausgeschlossen.

Eine weitere Option für das Element ist die vollständige Integration der Elementsteifigkeitsmatrix an vier Gaußpunkten. Die Elementformulierung erfolgt dann nach den

Arbeiten von Simo und Armero [66]. Bei gleicher Elementanzahl erhöht sich dadurch einerseits die Güte der Berechnungsergebnisse, andererseits verlängert sich die Rechenzeit. Da im vorliegenden Fall die Bereiche, die mit Schalenelementen vernetzt werden, für die Spannungsermittlung im Schweißnahtbereich von untergeordneter Bedeutung sind, wurde das Element mit der reduzierten Integration verwendet.

Volumenelement *SOLID 185*

Das Element *SOLID 185* ist ein achtknotiges, isoparametrisches Volumenelement mit linearen Verschiebungsansätzen. Die numerische Integration der Elementsteifigkeitsmatrix erfolgt durch eine selektiv reduzierte Integration ($\bar{B}$ -Method nach Hughes [27] und Nagtegaal et al. [41]), wodurch Volumen- und Schublocking weitgehend ausgeschlossen werden.

Auch bei diesem Element können die Elementeinstellungen so gewählt werden, dass eine vollständig reduzierte Integration der Elementsteifigkeitsmatrix an einem Gaußpunkt erfolgt. Der damit verbundenen erhöhten Rechengeschwindigkeit steht die geringere Güte der Berechnungsergebnisse gegenüber. Da die Volumenelemente in dem Bereich des Modells verwendet wurden, in dem die Spannungen möglichst genau ermittelt werden sollen, kam die vollständig reduzierte Integration nicht in Betracht.

Weitere Optionen für das Element sind erweiterte Elementformulierungen wie die „enhanced strain“- oder die „simplified enhanced strain“-Formulierungen nach den Arbeiten von Simo, Rifai, Armero, Andelfinger, Ram, Nagtegaal und Fox [1][42][63][64][65]. Die unter 4.3.2 beschriebenen Vergleichsberechnungen haben jedoch gezeigt, dass diese Elementformulierungen nicht zu signifikanten Verbesserungen in den Berechnungsergebnissen führen. Da sie gleichzeitig mit längeren Rechenzeiten verbunden sind, wurden sie bei den weiterführenden Berechnungen nicht verwendet.

Balkenelemente *BEAM 188*

Das Element *BEAM 188* ist ein zweiknotiges, isoparametrisches Balkenelement mit einem linearen Verschiebungsansatz. Die Elementformulierung erfolgt auf Grundlage der Balkentheorie von Timoshenko. Bei 3-D Anwendungen muss ein Richtungsknoten angegeben werden, um die Orientierung des Querschnitts festzulegen. Der Querschnitt wird über ein vom Anwender vorgegebenes FE-Netz definiert. Er kann auch vom Programm erzeugt werden, bei einem Kreisquerschnitt zum Beispiel durch die Angabe des Radius. Das Element verfügt in den gewählten Voreinstellungen über 3 Verdrehungs- und 3 Verschiebungsfreiheitsgrade je Knoten. Die numerische Integration der Elementsteifigkeitsmatrix erfolgt an einem Gaußpunkt.

Kontaktelemente

Das Tragverhalten einer Ringflanschverbindung wird durch den Abbau der Kontaktpressungen in der Flanschfuge bestimmt. Die Kontaktsituation – „voller Kontakt“, „teilweiser Kontakt“ und „kein Kontakt“ – realitätsnah zu erfassen, ist daher von entscheidender Bedeutung. Im Programmsystem ANSYS® kann diese Kontaktproblematik mit Hilfe der Kontaktelemente *CONTA 173* und *TARGE 170* erfasst werden. Die Elemente sind entsprechend der erweiterten Lagrange-Methode formuliert [3][62] – ein Kompromiss zwischen der Penalty- und der reinen Lagrange-Formulierung.

Die Modellierung der Kontaktproblematik erfolgt, indem auf einer Kontaktfläche Elemente des Typs *CONTA 173*, auf der entsprechend zugehörigen Kontaktfläche Elemente des Typs *TARGE 170* verlegt werden. Nach [3] entspricht dies einer Modellierung des Kontakts vom Typ „flexibel-flexibel“ (beidseitig deformierbare Kontaktflächen). Wird die Symmetrie der Verbindung ausgenutzt, also nur eine Flanschhälfte modelliert, muss in der Symmetrieebene ein starrer Untergrund definiert werden. Nach [3] entspricht dies einer Modellierung des Kontakts vom Typ „flexibel-starr“ (einseitig deformierbare Kontaktflächen). Dabei werden auf der Kontaktfläche vom Flansch die Elemente vom Typ *CONTA 173* verlegt. Die Modellierung des starren Untergrundes erfolgt mit einem einzigen Element des Typs *TARGE 170*.

Theoretisch ist bei realen Bauteilen eine gegenseitige Durchdringung der Kontaktflächen nicht möglich. Dies entspricht einer unendlich großen Kontaktsteifigkeit. Aus numerischen Gründen muss bei FE-Formulierungen für die Kontaktsteifigkeit ein endlicher Wert vorgegeben werden (Penalty-Formulierung). Damit kommt es zwangsläufig zu einer gegenseitigen Durchdringung der Kontaktoberflächen. Im Programmsystem ANSYS® wird die Kontaktsteifigkeit durch den *FKN*-Wert gesteuert. Je größer der *FKN*-Wert gewählt wird – nach [3] üblicherweise zwischen 0.01 und 100 – desto größer ist auch die Kontaktsteifigkeit. Die gegenseitige Durchdringung der Kontaktoberflächen lässt sich demnach durch größere *FKN*-Werte reduzieren. Der *FTOLN*-Wert ermöglicht es, die gegenseitige Durchdringung gemäß Gl. (4.9) auf $\varepsilon_{\max}$ zu beschränken (Lagrange-Formulierung). Die Gleichgewichtsiteration wird dann solange durchgeführt, bis die maximal zugelassene Durchdringung unterschritten ist, also auch, wenn die Strukturkonvergenz bereits erreicht ist (erweiterte Lagrange-Formulierung).

$$\varepsilon_{\max} = FTOLN \cdot d_{\text{Element}} \cdot \quad (4.9)$$

4.2.2 Diskretisierung

Der Schraubenkopf und seine Unterlegscheibe sowie die Mutter und ihre Unterlegscheibe wurden jeweils als ein zylindrisches Bauteil mit Volumenelementen modelliert. Für den Durchmesser des Zylinders wurde der Außendurchmesser d_w der Scheibe gewählt. Hintergrund dafür ist die Annahme, dass sich durch die Lastausbreitung über die Scheibenhöhe unter der gesamten Unterlegscheibe Kontaktpresungen aufbauen.

Die Diskretisierung des Schraubenschafts erfolgte mit Balkenelementen, deren Querschnitt durch den verwendeten Schraubendurchmesser gegeben war. Damit der Schraubenkopf und die Mutter biegefest an den Schraubenschaft anschließen, mussten die in Bild 4.1a dargestellten Knotenkopplungen vorgenommen werden. Das Programmsystem ANSYS® schreibt die entsprechenden Kopplungsgleichungen automatisch, wenn die abhängigen Freiheitsgrade und die zu koppelnden Knoten angegeben werden.

Für die Modellierung der Flansche, der Schweißnähte und eines kleinen Teils der Schale oberhalb der Schweißnaht wurden – wie bereits erwähnt – Volumenelemente verwendet. Die Diskretisierung des größten Teils der Schale erfolgte jedoch mit Schalenelementen. Auch hier mussten, vergleichbar mit den Schrauben, am Übergang von den Schalen- zu den Volumenelementen Knotenkopplungen definiert werden (Bild 4.1b).

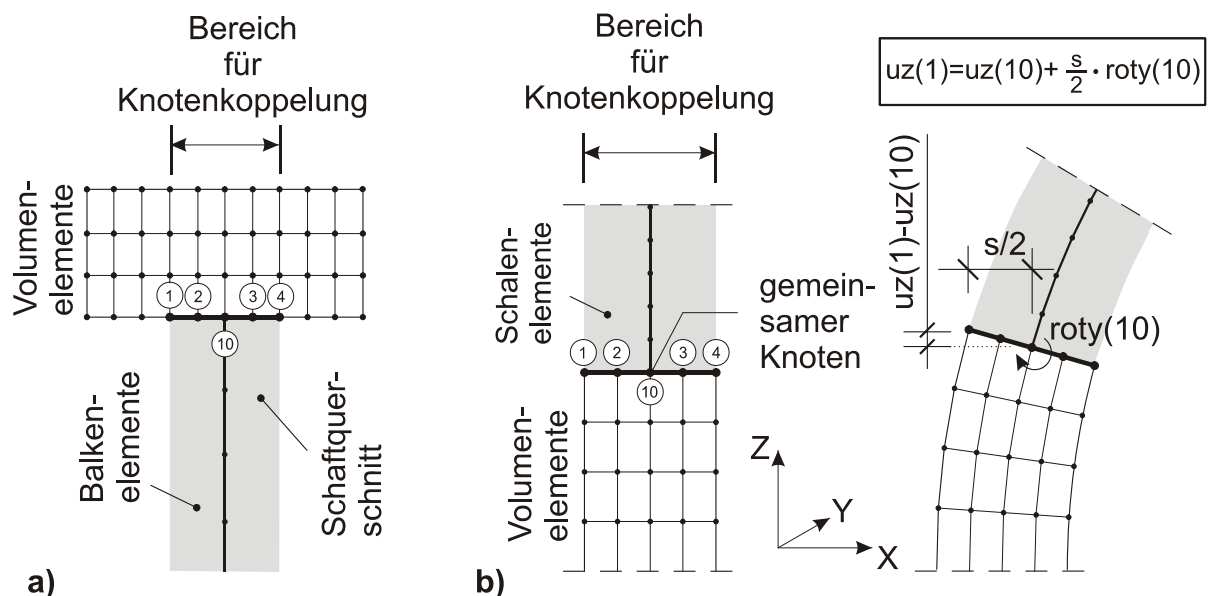


Bild 4.1: Knotenkopplungen a) am Übergang von Balken- zu Volumenelementen für die Schraube, b) am Übergang von Schalen- zu Volumenelementen für die Schale

Die Kontaktproblematik der Verbindung wurde, wie bereits erwähnt, mit Kontaktelementen modelliert. Diese wurden auf den Kontaktflächen der beiden Flansche, den Kontaktflächen von Schraubenkopf (mit Unterlegscheiben) und Flansch sowie den Kontaktflächen von Mutter (mit Unterlegscheiben) und Flansch verlegt. Das Vorspannen der Schrauben und das sukzessive Aufklaffen der Ringflanschverbindung unter Belastung aus Schalenzugkräften konnte somit abgebildet werden.

4.2.3 Werkstoffeigenschaften

Die Werkstoffeigenschaften für die Ringflansche und die Schale wurden entsprechend EN 10025-2 [77] für Baustahl S355 sowie für die hochfesten Schrauben entsprechend ISO 898-1 [76] für die Festigkeitsklasse 10.9 angenommen. In Bild 4.2 ist der prinzipielle Verlauf der Spannung-Dehnung-Linien dargestellt. Bei den Berechnungen wurde demnach nichtlineares, isotropes Materialverhalten angenommen. Der fließende Übergang von dem elastischen in den plastischen Bereich des Schraubenwerkstoffs wurde durch einen Polygonzug angenähert. Hervorzuheben ist die Abhängigkeit der Streckgrenze von der Blechdicke für den Flansch- und den Schalenwerkstoff.

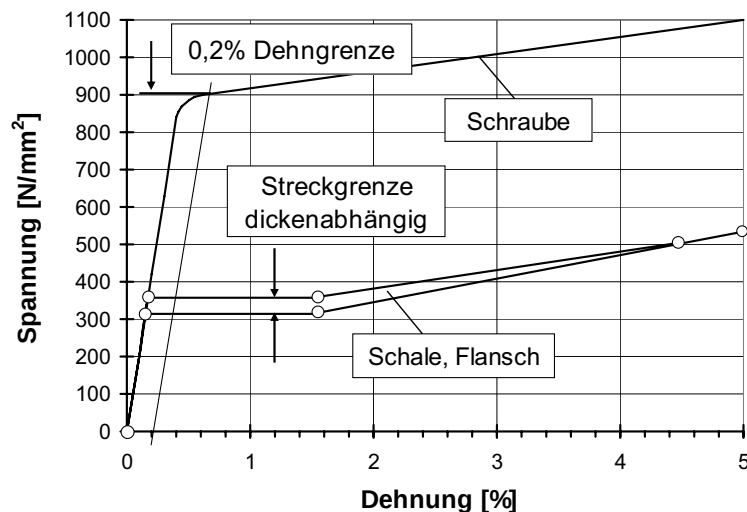


Bild 4.2: Spannung-Dehnung-Linien für den Schrauben-, Flansch- und Schalenwerkstoff nach EN 10025 [77] bzw. ISO 898-1 [76]

4.2.4 Symmetrien und Randbedingungen

Nutzt man die Symmetrie eines Bauteils für eine FE-Berechnung, so modelliert man nur einen der Teile, in die das Bauteil durch die Symmetrieebene geteilt wird, und definiert die entsprechenden symmetrischen Randbedingungen für die Knoten in der Symmetrieebene. Ringflanschverbindungen sind rotationssymmetrische Bauteile, bei

denen unter globaler Rohrbiegebelastung (Bild 4.3a) für die perfekte Konfiguration die Modellierung eines 180° -Modells ausreichend ist (Bild 4.3b). Auch das Tragverhalten imperfekter Ringflansche kann gegebenenfalls mit einem 180° -Modell abgebildet werden. Die Voraussetzung dafür ist, dass die Imperfektionsform ebenfalls rotationssymmetrisch oder wenigstens spiegelsymmetrisch zur Symmetrieebene der globalen Biegebelastung ist.

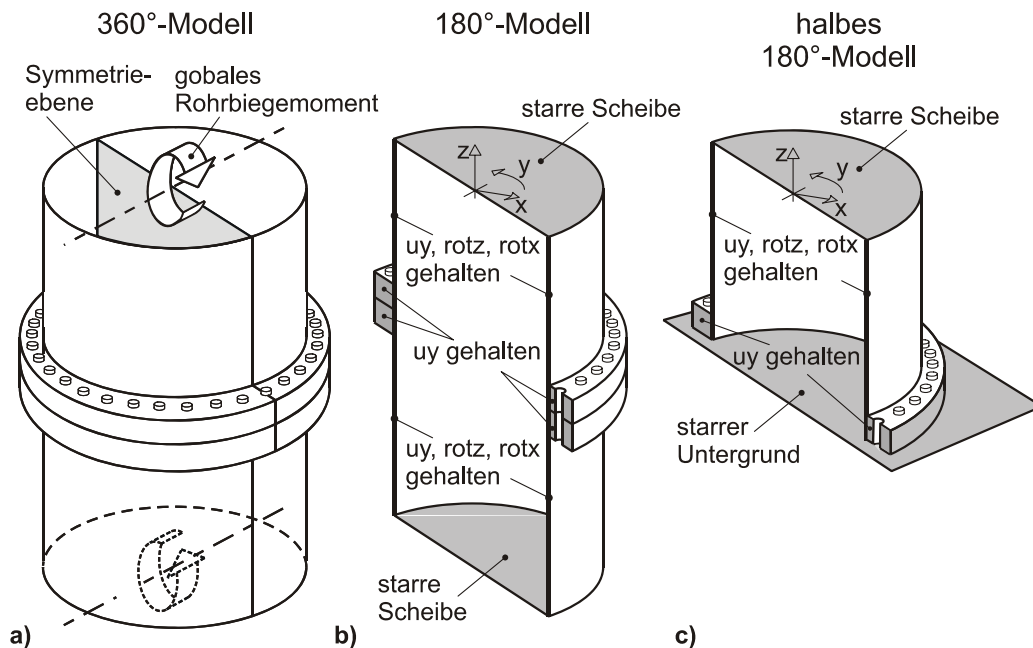


Bild 4.3: Ausnutzung der Symmetrie von Ringflanschverbindungen unter reiner globaler Rohrbiegebelastung

Wird die Schale allein durch eine globale Rohrnormalkraft beansprucht (Bild 4.4a), ist die Modellierung eines streifenförmigen Segments ausreichend (Bild 4.4b). Imperfektionen können nur dann berücksichtigt werden, wenn sie rotationssymmetrisch sind. Eine weitere Symmetrieebene kann näherungsweise zwischen den Kontaktflächen der Flansche angenommen werden. Die Modellierung beschränkt sich dann auf eine Hälfte der Flanschverbindung und die entsprechend angeschlossene Schale (Bild 4.3c und Bild 4.4c). Über die Schrauben wird der Flansch gegen einen starren Untergrund in der Symmetrieebene verspannt. Unter den oben genannten Voraussetzungen für die Imperfektionsformen liefert das halbierte 180° -Modell bzw. das halbierte Segment-Modell auch für imperfekte Flansche sehr gute Ergebnisse.

Der Vorteil bei der Ausnutzung von Symmetrien besteht in der Reduzierung der Modellgröße und der damit verbundenen geringeren Rechenzeit. Wenn möglich, wurden sie in dieser Arbeit ausgenutzt. An den Rändern der Schalen wurde grundsätzlich eine Starrkörperverschiebung definiert, so dass die Bernoulli-Hypothese vom

Ebenbleiben der Querschnitte unter dem globalen Rohrbiegemoment erfüllt war (vgl. Bild 4.3b). Die Freiheitsgrade der Randknoten (*SLAVE-Knoten*) wurden dafür mit den Freiheitsgraden eines beliebigen Randknotens (*MASTER-Knoten*) gekoppelt. Das Programm berechnet die Kopplungsgleichungen automatisch, wenn der *MASTER-Knoten* und die *SLAVE-Knoten* angegeben werden. Für die Beanspruchung durch das Rohrbiegemoment wurden entsprechend sinusförmig über den Umfang verteilte Knotenlasten am Schalenrand definiert.

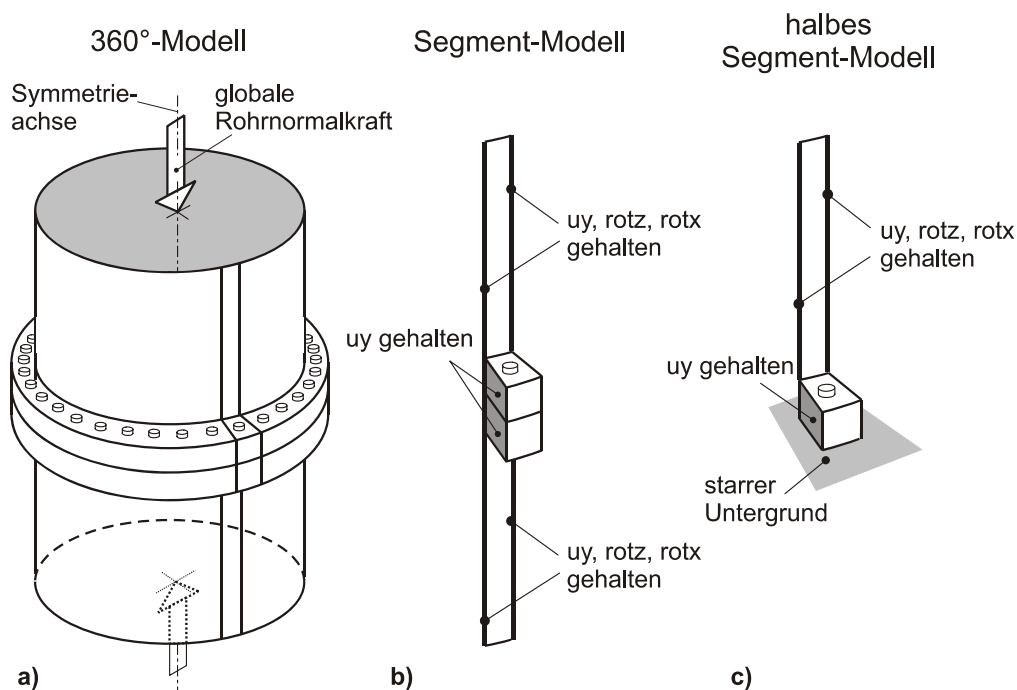


Bild 4.4: Ausnutzung der Symmetrie von Ringflanschverbindungen unter reiner globaler Rohrnormalkraftbeanspruchung

4.2.5 Berechnungsablauf

Der Berechnungsablauf war in zwei Zeitschritte (*TIMESTEPS*) unterteilt. Im ersten Zeitschritt wurde das Vorspannen der Schrauben simuliert. Schraubenschaft und Mutter wurden dafür im Gewindebereich mit entgegengesetzt gerichteten Knotenkräften belastet. Dabei waren die Verschiebungsfreiheitsgrade der belasteten Knoten nur in Radialrichtung gekoppelt, damit sich Schraubenschaft und Mutter nur in Schraubenlängsrichtung relativ zueinander verschieben konnten. Nach dem ersten Zeitschritt erfolgte die Kopplung dieser Verschiebungsfreiheitsgrade auch in Schraubenlängsrichtung. Die zuvor aufgebrauchten Knotenkräfte wurden gelöscht.

Im zweiten Zeitschritt wurde das globale Rohrbiegemoment am Schalenrand (vgl. Bild 4.3a) in mehreren Lastschritten (*SUBSTEPS*) aufgebracht. Prinzipiell könnte der

zweite Zeitschritt auch in einem einzigen Lastschritt berechnet werden. Eine Unterteilung in mehrere Lastschritte wird nur dann zwingend erforderlich, wenn die Lösung mit einem Lastschritt nicht konvergiert (vgl. Unterabschn. 4.1.2) oder wenn, wie hier, neben dem Gleichgewicht für den Endzustand auch Zwischenzustände auf geringeren Lastniveaus von Interesse sind, um Last-Beanspruchung-Kurven auftragen zu können.

4.3 Validierung des FE-Modells mit Hilfe eines dokumentierten Traglastversuches

In den Jahren 2000 und 2001 waren im Stahlbaulabor der damaligen Universität Essen von Jakubowski großmaßstäbliche Traglastversuche an Ringflanschverbindungen durchgeführt worden [29][30]. Der dort als VFR1 bezeichnete Versuch wurde mit dem vom Verfasser aufgebauten FE-Modell numerisch simuliert. Durch den Vergleich der im Versuch gemessenen Schrauben- und Schalendehnungen mit den berechneten Werten sollte das FE-Modell validiert werden.

Das Tragverhalten einer Ringflanschverbindung wird durch die Hebelverhältnisse und den Vorspannzustand bestimmt. Einen eher geringen Einfluss auf das Tragverhalten hat dagegen die Art und Weise, mit der der Flansch an die Schale anschließt. Daher können – obwohl der Versuchskörper Aufschweißflansche hatte – die Erkenntnisse aus dieser numerischen Simulation in Bezug auf den erforderlichen Diskretisierungsgrad, die verwendeten Elementtypen und die entsprechenden Programmeinstellungen auf die Berechnungen der Ringflanschverbindungen mit Vorschweißflanschen mit Hals in Kap. 5 übertragen werden.

4.3.1 Beschreibung des Traglastversuchs

Die Versuchskörper für die oben angesprochene Traglastversuchsreihe bestanden aus je zwei Prüfkörpern, die ihrerseits aus einem Prüfrohr, einem montagetechnischen Flansch an einem Ende und dem eigentlichen Prüfflansch am anderen Ende zusammengeschweißt waren (Bild 4.5). Die Verschraubung beider Prüfkörper zum Versuchskörper erfolgte über die Prüfflansche mit planmäßig vorgespannten Schrauben. Damit durch die zur Verfügung stehende maximale Pressenkraft das Grenzbiegemoment für den Prüfkörper aufgebaut werden konnte, wurde die Systemlänge durch Aufnahmerohre verlängert, die mit Montage-Flanschverbindungen angeschlossen und für alle Versuche wieder verwendet wurden. Die Einleitung der Pressenkräfte erfolgte an diesen Montage-Flanschverbindungen zwischen Aufnahme-rohren und Prüfkörpern.

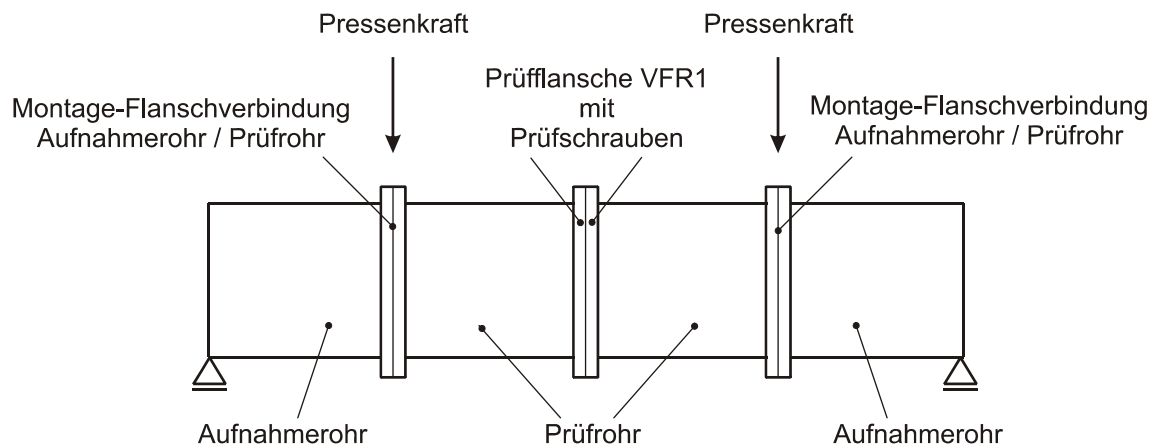


Bild 4.5: Versuchsaufbau für Traglastversuch an einer Flanschverbindung mit den Prüfflanschen VFR1 [30]

Der Querschnitt des L-Prüfflansches VFR1 mit einem Teil des angeschweißten Prüfrohrs ist in Bild 4.6 dargestellt. Hier werden auch die Verteilung der Prüfschrauben über den Umgang und die Ansicht einer Prüfschraube gezeigt. Die Biegeachse ist durch das eingezeichnete Rohrbiegemoment M_R ersichtlich. Über den Winkel φ_R ist die Lage der Schrauben in Umfangsrichtung festgelegt. Die äußere der beiden Kehlnähte wurde vom Verfasser vermessen und ist mit ihren Ist-Abmessungen eingezeichnet – diese weichen etwas von den Soll-Abmessungen, die Jakubowski in [30] angibt, ab.

Der Traglastversuch wurde als Vierpunkt-Biegeversuch durchgeführt, so dass der Prüfkörper einer reinen Momentenbeanspruchung unterlag (Bild 4.5). Horizontal verschiebbliche Auflager an den Enden der Aufnahmerohre verhinderten auch bei größeren Verformungen den Aufbau von Zwängungen und gewährleisteten, dass eine symmetrische Lasteinleitung stattfand. Während der Versuchsdurchführung wurden unter anderem die Pressenkräfte, die Dehnungen der Prüfschrauben und die Dehnungen der Prüfrohre aufgenommen.

Jakubowski gibt in [30] an, dass die Dehnungen der Prüfrohre mit paarweise gegenüberliegenden DMS an der Außen- und Innenseite der Rohrschale genau 15 mm oberhalb der Flansche gemessen worden waren. Bei dieser Angabe handelt es sich um einen Schreibfehler. Die Lage der DMS wurde vom Verfasser nochmals überprüft. Dabei stellte sich heraus, dass diese 15 mm oberhalb der Schweißnaht, d. h. 30 mm oberhalb der Flansche appliziert waren. Die Störung des Spannungszustandes der Schale aufgrund der Einspannung in den Flansch einerseits und der Exzentrizität der Verbindung andererseits – die eigentliche Zielgröße dieser Arbeit – ist allerdings auch in dieser Höhe noch nicht abgeklungen und konnte somit erfasst werden.

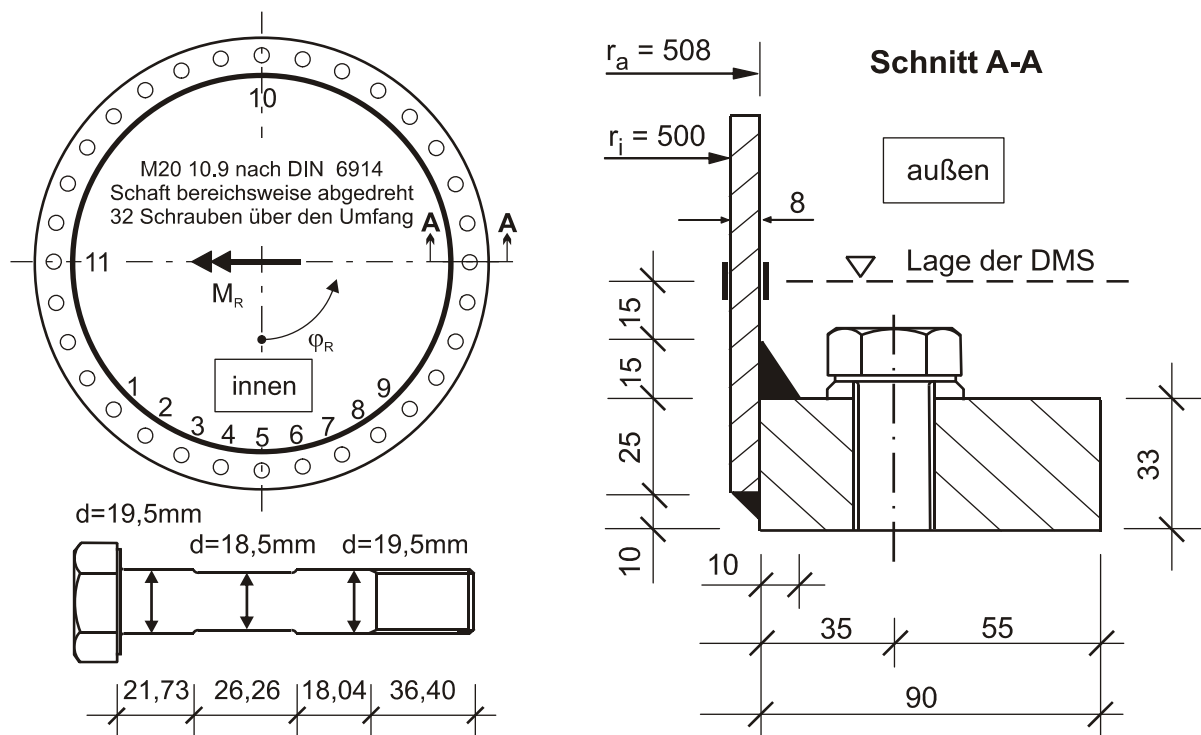


Bild 4.6: Abmessungen des Prüfflansches VFR1 [30] (Draufsicht, Schnitt und Prüfschrauben)

4.3.2 Vergleichsberechnungen zum Diskretisierungsgrad

Durch Vergleichsberechnungen sollte ein optimaler Diskretisierungsgrad bestimmt werden, so dass das Tragverhalten von Ringflanschverbindungen im Allgemeinen und dem Prüfkörper im Speziellen zutreffend abgebildet werden konnte. Dabei stand weniger die genaue Modellierung der Schraubenbeanspruchungen, sondern vielmehr die lokale Biegebeanspruchung der Schale im Vordergrund. Für die Optimierung des Diskretisierungsgrades wurden insgesamt neun FE-Modelle aufgebaut.

Ausgehend von dem ersten, sehr grob vernetzten, vollen 180° -Modell wurde beim zweiten Modell zunächst der Diskretisierungsgrad sowohl in radialer Richtung als auch in Umfangsrichtung erhöht. Wie in Abschn. 4.1 bereits erwähnt, war die maximale Knoten- bzw. Elementanzahl im Programmsystem ANSYS® für die verwendete Hochschullizenz beschränkt. Damit eine weitere Steigerung des Diskretisierungsgrades möglich war, wurde als drittes ein halbes 180° -Modell aufgebaut. Für einen direkten Vergleich mit dem vollen 180° -Modell wurde der Diskretisierungsgrad dabei zunächst nicht geändert. Erst beim vierten Modell erfolgte eine weitere Erhöhung der Elementanzahl in radialer Richtung und in Umfangsrichtung. Für die Modelle 5 bis 7 wurde dann zuerst die Elementanzahl über die Flanschdicke, dann die Elementan-

zahl über die Schalenhöhe und zuletzt die Elementanzahl über die Schalendicke vergrößert. Durch das achte Modell sollte festgestellt werden, inwieweit sich die Modellierung eines größeren Bereichs der Schale mit Volumenelementen auswirkt. Die Höhe des mit Volumenelementen diskretisierten Bereichs wurde dafür um 50% vergrößert. Die in Unterabschn. 4.2.1 angesprochenen erweiterten Elementformulierungen wurden für die Volumen- und die Schalenelemente im Modell 9 verwendet, so dass deren Einfluss auf die Berechnungsergebnisse überprüft werden konnte.

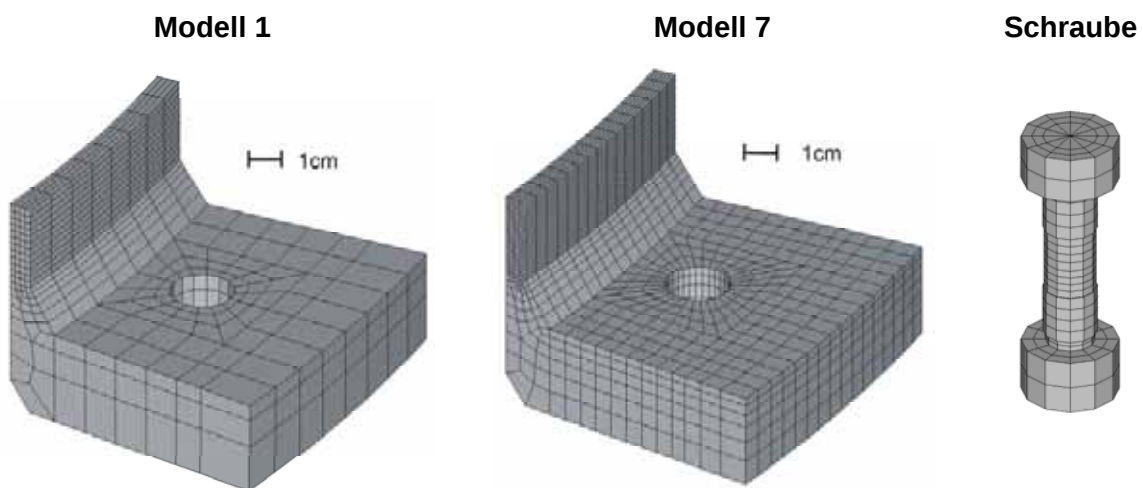


Bild 4.7: Diskretisierungsgrade für die Flansche (Modell 1 und Modell 7) und für die Schraube

Tabelle 4.2: Element- und Knotenanzahl für die FE-Modelle 1 bis 9

	Modell								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Volumenelemente über die Flanschdicke	3	3	3	3	6	6	6	6	6
Volumenelemente in Umfangsrichtung pro Segment	8	12	12	16	16	16	16	16	16
Volumenelemente in radialer Richtung	6	9	9	12	12	12	12	12	12
Volumenelemente über die Schalendicke	4	4	4	4	4	4	6	6	6
Volumenelemente über die Schalenhöhe	12	12	12	12	12	24	24	24	24
Elementanzahl Gesamtmodell	50644	77908	39130	53914	69018	81306	94106	94106	32666
Knotenanzahl Gesamtmodell	57227	86675	43350	59098	75486	90906	104013	104013	37398

In Bild 4.8 sind für die **Prüfschrauben** 1 und 5 (vgl. Bild 4.6) die gemessenen mittleren Dehnungen und die mit den FE-Modellen 1 bis 9 berechneten mittleren Dehnungen über der Pressenkraft aufgetragen. Der Vergleich der gemessenen mit den berechneten mittleren Schraubendehnungen zeigt, dass diese für die Prüfschraube 1 sehr gut übereinstimmen. Bei der höchst belasteten Schraube (Prüfschraube 5) sind die Abweichungen etwas größer. Der prinzipielle Verlauf wird aber auch hier gut abgebildet.

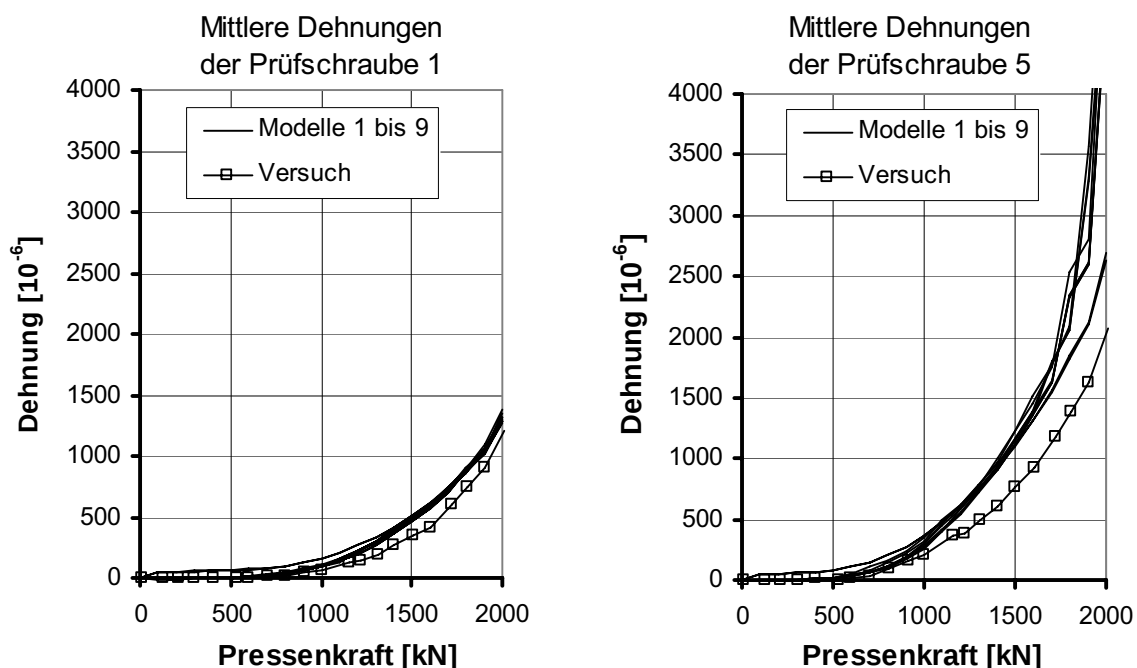


Bild 4.8: Vergleich der gemessenen mit den berechneten mittleren Schraubendehnungen für die Prüfschrauben 1 und 5

Die berechneten Membrandehnungen (mittleren Dehnungen) für das **Rohr** stimmen sehr gut mit den gemessenen Werten überein (Bild 4.9). Die geringen Abweichungen der Oberflächendehnungen an der Rohrrinnen- und Rohraußenseite suggerieren, dass die Biegedehnungen bei der numerischen Simulation leicht unterschätzt werden. Das kann mit der genauen Position der DMS zusammenhängen (vgl. Bild 4.6), die wegen der Gradienten der Biegestörung einen Einfluss hat. Es dürfte aber auch eine Frage der bekannten Tatsache sein, dass mit DMS gemessene Biegedehnungen dünner Bleche stets etwas zu groß erhalten werden, weil der Kleber leicht aufträgt und die DMS-Messgitter dadurch einen etwas größeren Abstand von der Blechmitte haben als die Oberfläche selbst. Die geringen Abweichungen sind für die Zwecke der vorliegenden Arbeit ohne Belang.

Vergleicht man die mit den verschiedenen FE-Modellen berechneten Schalen- und Schraubendehnungen untereinander, so zeigt sich, dass die Ergebnisse für das vollständige und das halbe 180°-Modell (Modelle 2 und 3) nahezu identisch sind. Auch die Unterschiede zwischen dem Modell mit dem größten FE-Netz (Modell 1) und dem Modell mit dem feinsten FE-Netz (Modell 7) sind zu vernachlässigen. Die Modellierung eines größeren Bereichs der Schale mit Volumenelementen (Modell 8) ebenso wie die Verwendung erweiterter Elementformulierungen (Modell 9) ergibt ebenfalls keinen signifikanten Unterschied bei den berechneten Dehnungen. Demnach liefern bereits recht grob diskretisierte Flansche zufrieden stellende Berechnungsergebnisse für die Schalendehnungen bzw. -spannungen.

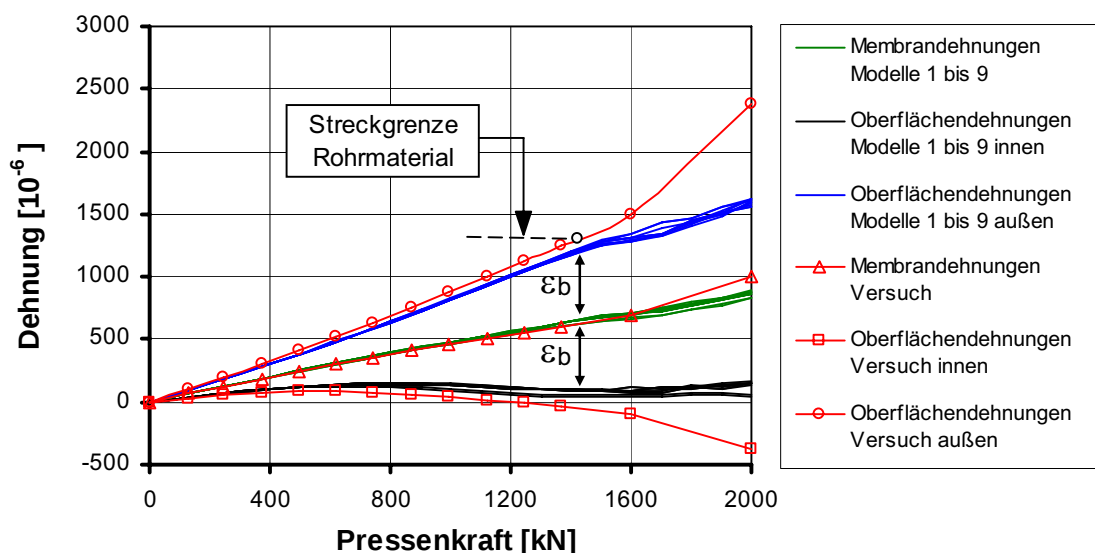


Bild 4.9: Vergleich der gemessenen mit den berechneten Rohrdehnungen für die höchstbeanspruchte Stelle auf der Rohrbiegezugseite

4.3.3 Vergleichsberechnungen zur Schweißnahtgeometrie

Bei den Traglastversuchen von Jakubowski stand die Ermittlung der Schraubenkraftfunktion im Vordergrund. Der genaue schweißtechnische Anschluss des Rohrs an den Flansch hatte dabei so gut wie keine Auswirkung auf den Verlauf der Schraubenkraftfunktion. Aus diesem Grund war eine genaue Vermessung der Geometrie der Schweißnähte zwischen Prüfflansch und Prüfrohr nicht erforderlich. Eventuelle Abweichungen der Schweißnahtgeometrie von den Sollabmessungen wurden also nicht erfasst. Deshalb wurde die für die Thematik dieser Arbeit besonders wichtige äußere Kehlnaht vom Verfasser vermessen und mit ihren Ist-Abmessungen in die Validierungsberechnungen eingeführt (vgl. 4.3.1). Es stellt sich darüber hinaus die generelle Frage, inwieweit Abweichungen in der Schweißnahtgeometrie dazu führen

können, dass die berechneten Rohrdehnungen nur zufällig mit den gemessenen Rohrdehnungen übereinstimmen.

Der Einfluss der Schweißnahtgeometrie auf die berechneten Rohrdehnungen wurde daher an einem halben 180° -Modell – der Diskretisierungsgrad entsprach dem von Modell 1 – systematisch überprüft. In vier weiteren FE-Modellen wurden dafür die Höhe h_S und Breite b_S der äußeren Kehlnaht (vgl. Bild 4.6) jeweils um 5 mm vergrößert oder verkleinert. Dabei wurde entweder die Schweißnahthöhe oder die Schweißnahtbreite konstant gehalten. In einem fünften Modell erfolgte die Modellierung einer parabelförmigen Schweißnahtgeometrie im Sinne einer Wölbnahht.

Die Dehnungen an der Rohrrinnen- und Rohraußenseite sind in Bild 4.10 für die unterschiedlichen Schweißnahtgeometrien über der Pressenkraft aufgetragen. Wie man erkennt, sind die Unterschiede in den Dehnungen für die unterschiedlichen Schweißnahtgeometrien moderat. Der Einfluss der Schweißnahtgeometrie ist also bei der Berechnung der Schalendehnungen von eher untergeordneter Bedeutung. Im Umkehrschluss können kleinere Abweichungen der tatsächlichen Schweißnahtgeometrie die gemessenen Dehnungen nicht derart beeinflussen, dass sie zufälligerweise mit den berechneten Dehnungen übereinstimmen.

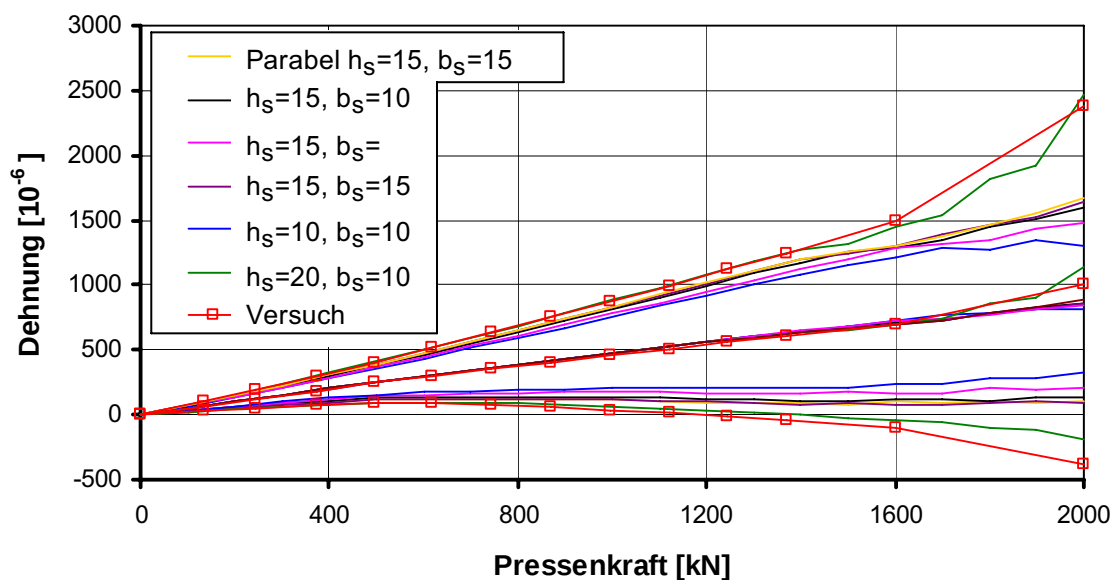


Bild 4.10: Vergleich der gemessenen mit den berechneten Rohrdehnungen der verschiedenen Schweißnahtmodellierungen

Abschließend kann festgehalten werden, dass der Traglastversuch mit dem in Abschn. 4.2 beschriebenen FE-Modell sehr zufrieden stellend simuliert werden kann. Somit kann das FE-Modell als validiert betrachtet werden.

5 Numerische Parameterstudien zur lokalen Schalenbiegebeanspruchung im Bereich einer Ringflanschverbindung

Durch die im Folgenden beschriebenen Parameterstudien wird die Beanspruchung der Stumpfnahht zwischen Ringflansch und Rohrschale mit Hilfe der in Kap. 4 beschriebenen und validierten FE-Modellierung systematisch untersucht. Die Berechnungen behandeln zunächst perfekte L-Ringflansche mit Hals und werden anschließend auf imperfekte L-Ringflansche mit Hals erweitert. Die so gewonnenen Erkenntnisse für diesen Flanschtyp, der vor allem im Windenergieanlagenbau sehr häufig ausgeführt wird, erlauben anschließend auch Rückschlüsse auf die Beanspruchung der Schweißnähte bei anderen Ausführungsvarianten. Letztendlich sollen die Parameterstudien dazu beitragen, auch ohne numerische Hilfsmittel die Schweißnahtbeanspruchung im Bereich einer Ringflanschverbindung mit Hals genauer abzuschätzen.

5.1 Perfekte L-Ringflanschverbindungen mit Hals

Die perfekte Flanschverbindung ist eine Idealvorstellung, die baupraktisch nicht umzusetzen ist. Tatsächlich werden – wie im Unterabschn. 2.3.2 beschrieben – immer Abweichungen von der Sollgeometrie vorhanden sein. Selbst ohne die Berücksichtigung dieser Imperfektionen ist die Anzahl möglicher Abmessungen von baupraktisch relevanten Flanschverbindungen sehr groß. Aus diesem Grund behandelt die erste Parameterstudie zunächst perfekte L-Ringflanschverbindungen mit Hals (vgl. Bild 3.17c). Im Gegensatz zu dem im Abschn. 4.3 nachgerechneten Traglastversuch liegen die Flansche – bezogen auf das Tragrohr – auf der Rohrinenseite. Die Vorgehensweise bei der Festlegung der untersuchten Parametervarianten sowie die Ergebnisse dieser Parameterstudie und ihre Wertung aus baupraktischer Sicht werden im Folgenden beschrieben.

5.1.1 Berechnete Parametervarianten

5.1.1.1 Festlegung der Flanschabmessungen und der Flanschbeanspruchung

Eingangsgröße für die Auslegung einer Ringflanschverbindung ist im Allgemeinen die maximal auftretende Längsspannung in der angeschlossenen Rohrschale. Für die Dimensionierung des Rohrquerschnitts können der Stabilitätsnachweis für die Schale, der Ermüdungssicherheitsnachweis für ein konstruktives Detail oder die

Anforderung an die Steifigkeit des Turms maßgebend werden. Aber selbst wenn bekannt ist, welcher Nachweis für die Dimensionierung des Rohrquerschnitts maßgebend war, kann damit noch nicht zwangsläufig auf die größte auftretende Schalenbeanspruchung geschlossen werden. Der Stabilitätsnachweis muss zum Beispiel nicht zu 100% ausgenutzt sein, auch wenn er für die Dimensionierung des Rohrquerschnitts bestimmend war. Aus diesem Grund wird im Rahmen dieser Parameterstudie die anzusetzende Schalenbeanspruchung aus den Abmessungen der Flanschverbindung ungünstigst zurückgerechnet. Bei dieser Vorgehensweise besteht durchaus die Möglichkeit, dass in einem konkreten Turm der Stabilitätsnachweis der Rohrschale oder der Ermüdungssicherheitsnachweis bestimmter konstruktiver Details mit der so angesetzten Schalenbeanspruchung nicht zu führen ist. Im Hinblick darauf, dass durch die Untersuchungen obere Grenzwerte für die mögliche lokale Beanspruchung der Stumpfnah zwischen Ringflansch und Rohrschale im Grenzzustand der Ermüdung abgeschätzt werden sollen, ist dies jedoch nicht von Belang.

Für die Festlegung der Flanschabmessungen wird im Rahmen der Parameterstudie zwischen abhängigen und unabhängigen Größen unterschieden. Als unabhängige, frei variierbare Größen wurden der Schalenradius r_m , die Schalendicke s und der Schraubendurchmesser d_s festgelegt (siehe Bild 5.1). Die abhängigen Größen werden aus den unabhängigen Größen berechnet und können nur begrenzt variiert werden. Sie ergeben sich aus den folgenden Vorgaben:

- Die Schraubenabstände c untereinander und e zur Rohrschale sollen so klein wie möglich gewählt werden.
- Die Abmessungsverhältnisse sollen entsprechend den Empfehlungen von Seidel festgelegt werden (vgl. Unterabschn. 2.2.1).

Aus der Vorgabe, die Schraubenabstände so klein wie möglich zu wählen, können die Werte $c_{\min}$ und $e_{\min}$ in Abhängigkeit vom Schraubendurchmesser der Tab. 2.1 entnommen werden. Aus dem gewählten Schraubenabstand e folgen die Breitenmaße a und b des Flansches gemäß Gl. (5.1) und (5.2). Die Schraubenanzahl n_s kann dann aus dem gewählten Schraubenabstand c und dem Schalenradius r_m nach Gl. (5.3) bestimmt werden. Aus dem Schraubenabstand zur Schale und der Schalendicke ergeben sich schließlich die Flanschdicke t_F und die Flanschbreite b_F aus den Gleichungen (5.4) und (5.5).

$$b = e + s/2, \quad (5.1)$$

$$a = 1.25 \cdot b = 1.25 \cdot (e + s/2), \quad (5.2)$$

$$n_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot (r_m - b)}{c}, \quad (5.3)$$

$$t_F = 1.1 \cdot a = 1.375 \cdot (e + s/2), \quad (5.4)$$

$$b_F = a + b + s/2 = 2.25 \cdot (e + s/2) + s/2. \quad (5.5)$$

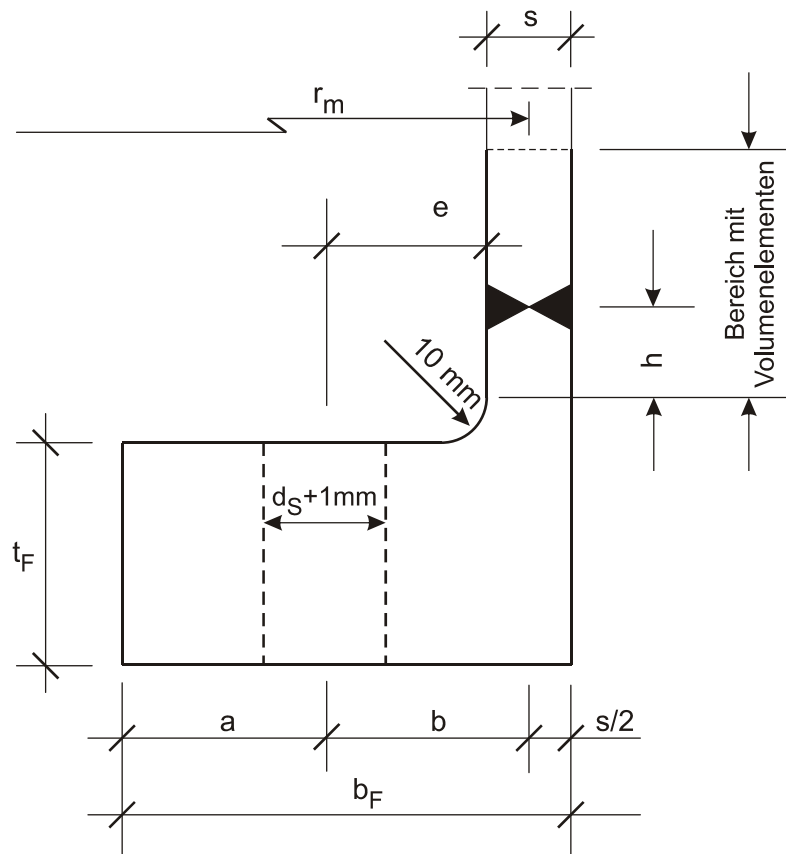


Bild 5.1: Perfekter L-Ringflansch mit Hals für die erste Parameterstudie

Der Radius für den Übergang vom rechteckigen Flanschkörper zum Hals wurde mit 10 mm festgesetzt. Die Länge der angeschlossenen Rohrschale entspricht dem zweifachen Schalenradius. Für die betrachteten Rohrdurchmesser und Schalendicken ist dann in jedem Fall gewährleistet, dass die Biegestörungen bis zum Schalensrand vollständig abgeklungen sind und die dort vorgegebenen Randbedingungen zutreffen.

Die Flanschabmessungen sind damit vollständig festgelegt, und die unter Ermüdungsbeanspruchung maximal mögliche Längsspannung $\max \sigma_{E,d}$ in der Rohrschale kann berechnet werden. Für die Flanschverbindung wird dabei vorausgesetzt, dass der Nachweis im Grenzzustand der Tragfähigkeit gemäß Gl. (2.14) voll ausgenutzt ist:

$$\max \sigma_{T,d} = \sigma_{R,d} = \frac{n_s \cdot N_{R,d}}{1.8 \cdot s \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_m} \quad (5.6)$$

Der Teilsicherheitsbeiwert für die Einwirkungen ist in diesem Fall mit $\gamma_{F,T} = 1.5$ anzunehmen. Im Grenzzustand der Ermüdung darf der Teilsicherheitsbeiwert für die Einwirkungen hingegen auf $\gamma_{F,E} = 1.0$ gesetzt werden, woraus sich die maximal mögliche Spannung in Schalenlängsrichtung im Grenzzustand der Ermüdung zu

$$\max \sigma_{E,d} = \frac{\gamma_{F,E}}{\gamma_{F,T}} \cdot \max \sigma_{T,d} = \frac{n_s \cdot N_{R,d}}{2.7 \cdot s \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_m} \quad (5.7)$$

berechnet. Mit n_s nach Gl. (5.3) wird daraus

$$\max \sigma_{E,d} = \frac{(r_m - b) \cdot N_{R,d}}{2.7 \cdot s \cdot r_m \cdot c} \quad (5.8)$$

Gleichung (5.8) liefert – um es noch einmal klar zu formulieren – für eine gegebene Flanschverbindung in einer gegebenen Rohrschale diejenige Schalenlängsbeanspruchung, die unter Ermüdungsbelastung maximal auf die Flanschverbindung einwirken kann.

5.1.1.2 Variation der Parameter

In einem ersten Schritt wurden die unabhängigen Größen variiert. Die Basis-Flanschverbindung P1 (Perfekt 1) liegt mit einer Schalendicke von $s = 18$ mm, einem mittleren Schalenradius von $r_m = 1600$ mm und einem Schraubendurchmesser von $d_s = 36$ mm im unteren baupraktisch relevanten Parameterbereich. Als Vorspannkräfte F_V werden die in der DIN 18800 Teil 7 [73] festgelegten Regel-Vorspannkräfte angesetzt. Ausgehend von dieser Basis-Flanschverbindung wurde über die Flanschverbindung P2 zur Flanschverbindung P3 zunächst die Schalendicke jeweils um 8 mm auf insgesamt 34 mm vergrößert. Von der Flanschverbindung P3 über die Flanschverbindung P4 zur Flanschverbindung P5 erfolgte anschließend die Vergrößerung des Schraubendurchmessers um jeweils 6 mm auf insgesamt 48 mm. Zuletzt wurde von der Flanschverbindung P5 über die Flanschverbindung P6 zur Flanschverbindung P7 der Schalenradius um jeweils 200 mm auf insgesamt 2000 mm vergrößert. Die Flanschverbindungen P1 bis P7 sind mit ihren Abmessungen zur besseren Übersicht in Tab. 5.1a aufgelistet. An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass die abhängigen Flanschabmessungen entsprechend den Gleichungen (5.3) bis (5.5) angepasst wurden.

Tabelle 5.1: Parametervarianten für die Studie an perfekten Ringflanschverbindungen:
a) Variation der unabhängigen Größen
b) Änderung der Vorgaben für die Berechnung der abhängigen Größen

a)		Flanschverbindung								
		P1	P2	P3	P3	P4	P5	P5	P6	P7
Unabhängige Größen	Schraubendurchmesser d _s	M36	M36	M36	M36	M42	M48	M48	M48	M48
	Schalenradius r _m [mm]	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1800	2000
	Blechdicke s [mm]	18	26	34	34	34	34	34	34	34
Abhängige Größen	Vorspannung F _V [kN]	510	510	510	510	710	930	930	930	930
	Schraubenanzahl n _S [-]	106	106	106	106	96	86	86	98	108
	c [mm]	94.84	94.84	94.84	94.84	104.72	116.90	116.90	115.41	116.36
	e [mm]	50	50	50	50	56	63	63	63	63
	b [mm]	59	63	67	67	73	80	80	80	80
	a [mm]	73.750	78.750	83.750	83.750	91.250	100	100	100	100
	t _F [mm]	81.125	86.625	92.125	92.125	100.375	110	110	110	110
Beanspruchung maxσ _{E,d} [N/mm²]		129	89	68	68	85	100	100	100	100

b)		Flanschverbindung									
		P5	P8	P9	P10	P11	P12	P13	P14	P15	
Unabhängige Größen	Schraubendurchmesser d _S	M48	M48	M48	M48	M48	M48	M48	M48	M48	
	Schalenradius r _m [mm]	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	
	Blechdicke s [mm]	34	34	34	34	34	34	34	34	34	
Abhängige Größen	Vorspannung F _V [kN]	930	930	930	930	930	930	930	837	744	
	Schraubenanzahl n _S [-]	86	76	66	86	86	86	86	86	86	
	c [mm]	116.90	132.28	152.32	116.90	116.90	116.90	116.90	116.90	116.90	
	e [mm]	63	63	63	75.6	88.2	63	63	63	63	
	b [mm]	80	80	80	92.6	105.2	80	80	80	80	
	a [mm]	100	100	100	115.750	131.500	100	100	100	100	
	t _F [mm]	110	110	110	127.325	144.650	99	88	110	110	
	Beanspruchung maxσ _{E,d} [N/mm²]	100	88	77	100	100	100	100	100	100	

In einem weiteren Schritt wurde dann von den Vorgaben für die Berechnung der abhängigen Größen abgewichen. Als Referenz diente jedes Mal die Flanschverbindung P5. Einmal wurde die Schraubenanzahl von der Flanschverbindung P5 über die Flanschverbindung P8 zur Flanschverbindung P9 jeweils um 10 Schrauben reduziert. Indirekt war damit gemäß Gl. (5.7) auch eine Abminderung der maximalen Schalenbeanspruchung verbunden. Von der Flanschverbindung P5 über die Flanschverbindung P10 zur Flanschverbindung P11 wurde dann der Schraubenabstand e zur Schale um jeweils 20% vergrößert. Damit verbunden war gemäß Gl. (5.8) gleichzeitig eine Erhöhung der Schalenbeanspruchung. Mit der Abminderung der Flanschdicke t_F

um jeweils 10% von der Flanschverbindung P5 über die Flanschverbindung P12 zur Flanschverbindung P13 war hingegen keine Anpassung weiterer Parameter verbunden. Zuletzt wurde der Einfluss einer geringeren Vorspannung bzw. eines Vorspannkraftverlustes untersucht. Die Vorspannung wurde dafür jeweils um 10% von der Flanschverbindung P5 über die Flanschverbindung P14 zur Flanschverbindung P15 reduziert. Insgesamt ergaben sich damit weitere acht Flanschgeometrien, die in Tab. 5.1b mit P8 bis P15 durchnummeriert sind.

5.1.1.3 Werkstoffe, Diskretisierung und Symmetrien

Als Werkstoff für den Flansch und die Rohrschale wurde ein Baustahl S355 angenommen. Die Festlegung der Werkstoffeigenschaften erfolgte, wie unter 4.2.3 beschrieben, entsprechend den Angaben in den jeweiligen Normen. Für die Schrauben wurde hochfester Stahl der Festigkeitsklasse 10.9 angenommen. Die Festlegung der Schraubengeometrie erfolgte nach DIN EN 14399-4 [75] für Schrauben mit großer Schlüsselweite.

Der Diskretisierungsgrad der berechneten Ringflanschverbindungen P 1 bis P 15 (Tab. 5.1) entspricht im Prinzip dem des Modells 1 der unter 4.3.2 beschriebenen Vergleichsberechnungen. Unter dem Schraubenkopf wurden in Umfangsrichtung der Rohrschale also mindestens vier Elemente verlegt. In radialer Richtung lagen über die Flanschbreite mindestens 10 Elemente. Ihr Abstand war dabei im Bereich der Schale geringer. Im Vergleich zu dem für die Validierung in Abschn. 4.3 herangezogenen Prüfflansch sind die Flansche der Parameterstudie eher gedungen. Aus diesem Grund wurde die Anzahl der Elemente über die Flanschdicke gegenüber dem dortigen Modell 1 um zwei auf fünf Elemente erhöht. Der mit Volumenelementen modellierte Bereich der Schale erstreckt sich über eine Höhe von 250 mm (vgl. Bild 5.1). Bezieht man diese Höhe auf die Schalendicke, so liegt dieses Verhältnis bei jeder Flanschverbindung über dem des Modells 1.

Bei den Ringflanschverbindungen der Parameterstudie ist die Schraubenanzahl grundsätzlich größer als beim Validierungsversuch. Die von der Software her maximal mögliche Element- bzw. Knotenanzahl ist daher für den beschriebenen Diskretisierungsgrad nahezu erreicht. Eine feinere Vernetzung war also einerseits nicht möglich, andererseits aber, durch die Vergleichsberechnungen unter 4.3.2 abgesichert, auch nicht erforderlich.

Unter Ausnutzung der Symmetrie (vgl. Unterabschn. 4.2.4) wurde die Parameterstudie an einem halben 180°-Modell durchgeführt. Das Vorspannen der Schrauben erfolgte, wie bei den Validierungsberechnungen unter 4.2.5 beschrieben, in einem ersten Berechnungsschritt. Unter der Annahme einer linearen Spannungsverteilung

über die Querschnittshöhe des Rohres wurde in einem weiteren Berechnungsschritt ein reines globales Rohrbiegemoment durch Knotenkräfte am Schalenrand aufgebracht.

5.1.2 Ergebnisse: Schalenbiegespannungen an der Schweißnaht

Die Parameterstudie soll genaueren Aufschluss über die Beanspruchung der Schweißnaht zwischen Ringflansch und Schale geben. Aus diesem Grund erfolgte die Auswertung vor allem im Hinblick auf den Spannungszustand in der Rohrschale unmittelbar über dem Flansch. In ausreichendem Abstand vom Flansch bildet sich in der Rohrschale unter der globalen Rohrbiegebelastung ein reiner Membranspannungszustand aus. Dieser wird durch den angeschlossenen Flansch in zweifacher Hinsicht gestört. Zum einen ist die Schale nicht gelenkig, sondern biegefest an den Ringflansch angeschlossen, zum anderen ist der Anschluss exzentrisch. Die Schale wird demzufolge über dem Flansch nicht nur durch axiale Schalenzug- bzw. -druckkräfte, sondern auch durch Schalenzug- bzw. Schalendruckkräfte in Umfangsrichtung sowie Schalenbiegemomente und Schalenquerkräfte beansprucht. Die Spannungen aus den Schalenquerkräften und den Schalenzug- bzw. -druckkräften in Umfangsrichtung sind vernachlässigbar klein und werden nicht weiter ausgewertet.

Aufgrund des Schalenbiegemoments ist die Normalspannung in Schalenlängsrichtung über die Schalendicke linear veränderlich. Sie kann in einen Membranspannungsanteil und einen Biegespannungsanteil aufgeteilt werden. Bei der Auswertung der Spannungen in Schalenlängsrichtung wurde deshalb die Differenz aus der Spannung an der Rohrinneenseite σ_i und der Nennspannung σ_{Nenn} berechnet. Solange der Spannungszustand rein elastisch ist – bei den Flanschverbindungen der Parameterstudie trifft dies immer zu –, entspricht diese Differenz dem Biegespannungsanteil σ_B in der Rohrschale. Das Verhältnis aus dem Biegespannungsanteil und der Nennspannung nach Gl. (5.9) wird als „bezogene Biegespannung“ $\sigma_{B,\text{bez}}$ bezeichnet und in Prozent angegeben. Dabei stehen positive bezogene Biegespannungen für Biegezug an der Rohrinneenseite.

$$\sigma_{B,\text{bez}} = 100 \cdot \frac{\sigma_B}{\sigma_{\text{Nenn}}} \quad \text{mit} \quad \sigma_B = \sigma_i - \sigma_{\text{Nenn}} \quad (5.9)$$

5.1.2.1 Grundsätzliche Beziehung zwischen dem Tragverhalten der Ringflanschverbindung und der Schalenbiegung unmittelbar über dem Flansch

In Bild 5.2 ist die bezogene Biegespannung 20 mm oberhalb des Ausrundungsradius ($h=20$ mm in Bild 5.1) beispielhaft für die Parametervariante P2 über der Schalen-

nennbeanspruchung aufgetragen. Die Beanspruchung ist dabei einmal bezogen auf ihren maximal möglichen Wert in Prozent, das andere Mal als Absolutwert der Membranzugspannung der Schale angegeben.

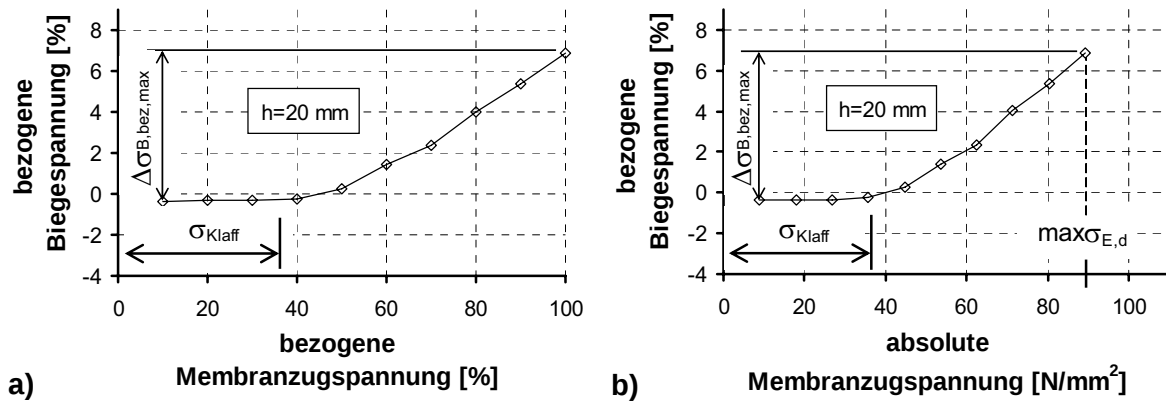


Bild 5.2: Bezogene Biegespannungen in der Schweißnaht für die Parametervariante P2, aufgetragen über a) der bezogenen Nennbeanspruchung der Schale, b) dem Absolutwert der Nennbeanspruchung der Schale

Bei Betrachtung des Kurvenverlaufs fällt als Erstes die Ähnlichkeit mit der Schraubenkraftfunktion in Bild 2.2 (Bereiche A bis C) auf. Die in Unterabschn. 2.1.5 ausgesprochene Vermutung, dass das lokale Schalenbiegemoment in der Schweißnaht mit wachsender Schalenzugkraft ähnlich nichtlinear zunimmt wie die Schraubenkraft, bestätigt sich also. Auch hier führt offenbar erst das Aufklaffen der Verbindung zu einer signifikanten Zunahme der Beanspruchung.

Der Kurvenverlauf in Bild 5.2 kann – analog zu Bild 2.2, wenn man die dortigen Bereiche B und C vereinfachend zusammenfasst – in zwei Abschnitte unterteilt werden. Der erste, nahezu horizontale Abschnitt, ist dadurch gekennzeichnet, dass die Verbindung nicht klafft. Das Schalenbiegemoment bzw. die bezogene Biegespannung resultieren allein aus der Störung des linear-elastischen Membranzugspannungszustandes. Der Flansch verhindert die freie Verschiebung in radialer Richtung und die Verdrehung des angeschlossenen Schalenrandes und hat dieselbe Wirkung wie eine elastische Lagerung des Schalenrandes durch Federn (Bild 5.4a). Die Federsteifigkeiten sind dabei in erster Linie von den Flanschabmessungen abhängig.

Die Lasthöhe Z_{Klaff} bzw. σ_{Klaff} , bei der die Verbindung zu klaffen beginnt und der Kurvenverlauf in Bild 5.2 in den zweiten, zunehmend steil aufsteigenden Abschnitt übergeht, ist dadurch gekennzeichnet, dass die Kontaktpressungen an der Flanschaußenkante, unterhalb der Schale, vollständig abgebaut sind. Der Vorgang des beginnenden Klaffens soll anhand der schematischen Darstellungen in Bild 5.3 – zur

Vereinfachung wird der Sonderfall $a = b$ vorausgesetzt – genauer analysiert werden, um zu einer Abschätzung für die Lasthöhe Z_{Klaff} zu gelangen.

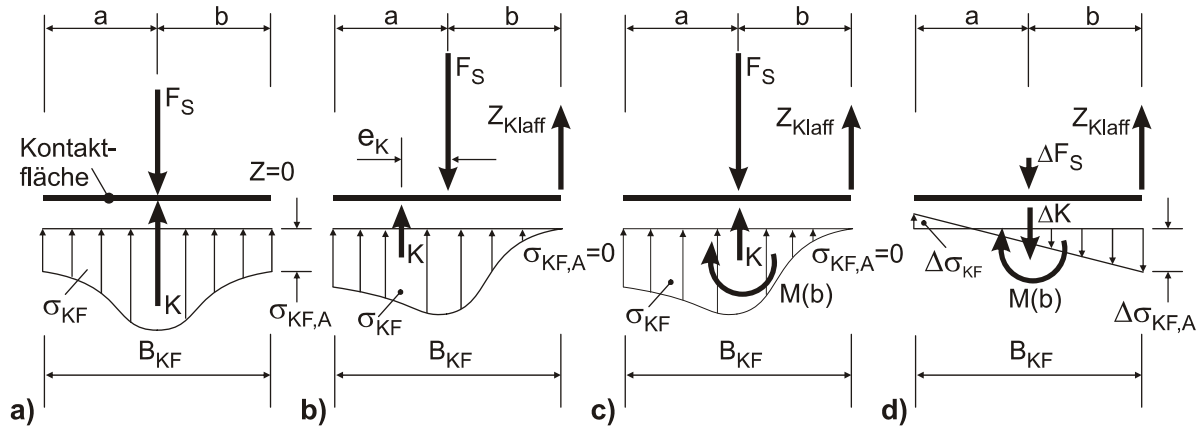


Bild 5.3: Vereinfachtes Gedankenmodell zum Spannungsabbau in der Kontaktfläche bis zur Klaffung

In den Bildern 5.3a bis 5.3d sind für eine L-Flanschverbindung die Schalenzugkraft Z , die Schraubenzugkraft F_S und die Kontaktkraft K , d. h. die Resultierende der Kontaktpressungen σ_{KF} , eingezeichnet. Wie dargestellt sind die Kontaktpressungen nichtlinear über die Breite der Kontaktfläche B_{KF} verteilt. In Bild 5.3a ist die Flanschverbindung vorgespannt, ansonsten aber unbelastet. Die Kontaktpressung an der Flanschaußenkante wird in diesem Fall mit $\sigma_{KF,A}$ bezeichnet, und das Kräftegleichgewicht ergibt sich entsprechend zu

$$0 = F_S - K. \quad (5.10)$$

In Bild 5.3b wird dieselbe Flanschverbindung durch Z exzentrisch belastet. Das Kräftegleichgewicht ergibt sich dort entsprechend zu

$$Z = F_S - K. \quad (5.11)$$

Bei der unbelasteten Flanschverbindung liegen die Schraubenzugkraft und die Kontaktkraft auf derselben Wirkungslinie. Bei der belasteten Verbindung ergibt sich aus dem Momentengleichgewicht, dass die Kontaktkraft gegenüber der Schraubenachse um das Maß e_K versetzt wirkt:

$$Z \cdot b - K \cdot e_K = 0 \text{ bzw. } Z \cdot b = K \cdot e_K. \quad (5.12)$$

Verschiebt man wie in Bild 5.3c die Kontaktkraft wieder in die Schraubenachse, dann muss zusätzlich das Exzentrizitätsmoment $M(b)$ berücksichtigt werden:

$$M(b) = K \cdot e_K = Z \cdot b. \quad (5.13)$$

Betrachtet man nur die Änderungen der Kontaktkraft ΔK und der Schraubenzugkraft ΔF_S vom Beginn der Belastung bis zum Beginn des Aufklaffens (Bild 5.3d), d. h. die Differenz aus Gl. (5.11) und Gl. (5.10), schreibt sich das Kräftegleichgewicht wie folgt:

$$Z = \Delta F_S + \Delta K. \quad (5.14)$$

Durch die einwirkende Schalenzugkraft wird, solange die Verbindung nicht klafft, das dreidimensionale Klemmpaket sukzessive entspannt. Wie Seidel in [61] ausführlich beschreibt, beträgt der daraus resultierende Zuwachs der Schraubenzugkraft, bei den für Ringflanschverbindungen typischen Flanschabmessungen, in guter Näherung 6% der Schalenzugkraft. Bis zum Beginn des Klaffens folgt also aus Gl. (5.14) näherungsweise:

$$Z = 0.06 \cdot Z + \Delta K \Rightarrow \Delta K = 0.94 \cdot Z. \quad (5.15)$$

Vernachlässigt man die geringe Momentenbeanspruchung der Schrauben, wird das Momentengleichgewicht allein durch die Umlagerung der Kontaktpressungen erfüllt. Die Schale wird also nicht durch das Exzentrizitätsmoment $M(b)$ beansprucht. Betrachtet man den Flansch näherungsweise als Starrkörper, dann ist die Änderung der Kontaktpressungen $\Delta \sigma_{KF}$ linear über die Breite der Kontaktfläche B_{KF} verteilt. Die Änderung an der Flanschaußenkante $\Delta \sigma_{KF,A}$ ergibt sich dann zu

$$\Delta \sigma_{KF,A} = \frac{\Delta K}{B_{KF}} + \frac{Z \cdot b}{W_{KF}} = Z \cdot \left(\frac{0.94}{B_{KF}} + \frac{6 \cdot b}{B_{KF}^2} \right). \quad (5.16)$$

Die Lasthöhe Z_{Klaff} , bei der die Flanschverbindung zu klaffen beginnt, ist dadurch gekennzeichnet, dass die Kontaktpressungen an der Flanschaußenkante vollständig abgebaut sind. Mit $\Delta \sigma_{KF,A} = \sigma_{KF,A}$ ergibt sich also aus Gl. (5.16):

$$Z_{Klaff} = \frac{\sigma_{KF,A}}{0.94/B_{KF} + 6 \cdot b/B_{KF}^2}. \quad (5.17)$$

Die entsprechende Membranzugspannung in der Rohrschale ist dann

$$\sigma_{Klaff} = \frac{Z_{Klaff}}{s} = \frac{\sigma_{KF,A}}{(0.94/B_{KF} + 6 \cdot b/B_{KF}^2) \cdot s}. \quad (5.18)$$

In den folgenden Unterabschnitten wird gezeigt werden, dass mit dieser Näherungsformel die Lasthöhe, bei der die Flanschverbindung zu klaffen beginnt, sehr gut abgeschätzt werden kann. Die Kontaktpressung $\sigma_{KF,A}$ an der Flanschaußenkante der vorgespannten Flanschverbindung wird dabei aus den FE-Berechnungen herausgezogen.

Im zweiten Kurvenabschnitt von Bild 5.2 klafft die Verbindung sukzessive auf, und die bezogene Biegespannung in der Schale nimmt deutlich zu. Die Modellvorstellung eines durch elastische Federn gelagerten Schalenrandes (Bild 5.4a) ist nun nicht mehr zutreffend. Der klaffende Teil des Flansches stellt vielmehr einen Kragarm dar, dessen Länge der Klaffungstiefe e_{Klaff} entspricht und der biegesteif an die Schale angeschlossen ist (Bild 5.4b). Die Verbindung wird nun zusätzlich durch das Exzentrizitätsmoment $M(e_{\text{Klaff}})$ beansprucht:

$$M(e_{\text{Klaff}}) = Z \cdot e_{\text{Klaff}} \cdot \quad (5.19)$$

Aus dem Biegesteifigkeitsverhältnis von Flansch und Schale ergibt sich der Anteil des Exzentrizitätsmomentes, der auf die Schale entfällt:

$$M_S(e_{\text{Klaff}}) = f(EI_S/EI_F) \cdot Z \cdot e_{\text{Klaff}} \cdot \quad (5.20)$$

Der Zuwachs für die bezogene Biegespannung gegenüber dem Zustand zu Beginn des Klaffens $\Delta\sigma_{B,\text{bez}}$ ergibt sich dann zu

$$\Delta\sigma_{B,\text{bez}} = 100 \cdot \frac{M_S(e_{\text{Klaff}})/W_S}{Z/A_S} \cdot \quad (5.21)$$

Mit Gl. (5.20) und den Querschnittswerten für die Schale

$$W_S = \frac{1 \cdot s^2}{6} \quad \text{und} \quad A_S = 1 \cdot s$$

ergibt sich der Zuwachs dann zu

$$\Delta\sigma_{B,\text{bez}} = 100 \cdot 6 \cdot f(EI_S/EI_F) \cdot \frac{e_{\text{Klaff}}}{s} \cdot \quad (5.22)$$

Durch ein ebenes Strukturmodell, wie bisher gedanklich zugrunde gelegt, bleibt die räumliche Tragwirkung des Flansches als Kreisring unberücksichtigt. Auch die Schubsteifigkeit des Flansches, die gerade bei gedrungenen Flanschabmessungen und im Bereich kleiner Klaffungen eine gewisse Bedeutung hat, wird nicht erfasst. Damit der Zuwachs der bezogenen Biegespannungen genau berechnet werden kann, muss vor allem auch die Größe der Klaffung sehr genau bestimmt werden. Das vereinfachte Gedankenmodell nach Bild 5.4b kann daher nicht für eine genaue Berechnung der bezogenen Biegespannung herangezogen werden. Es sollte vielmehr veranschaulichen, welche Parameter ihre Größe bestimmen. Zu diesen Parametern zählt gemäß Näherungsbeziehung (5.22) zum einen das Biegesteifigkeitsverhältnis von Schale und Flansch, zum anderen das Verhältnis von Klaffungstiefe und Schalendicke.

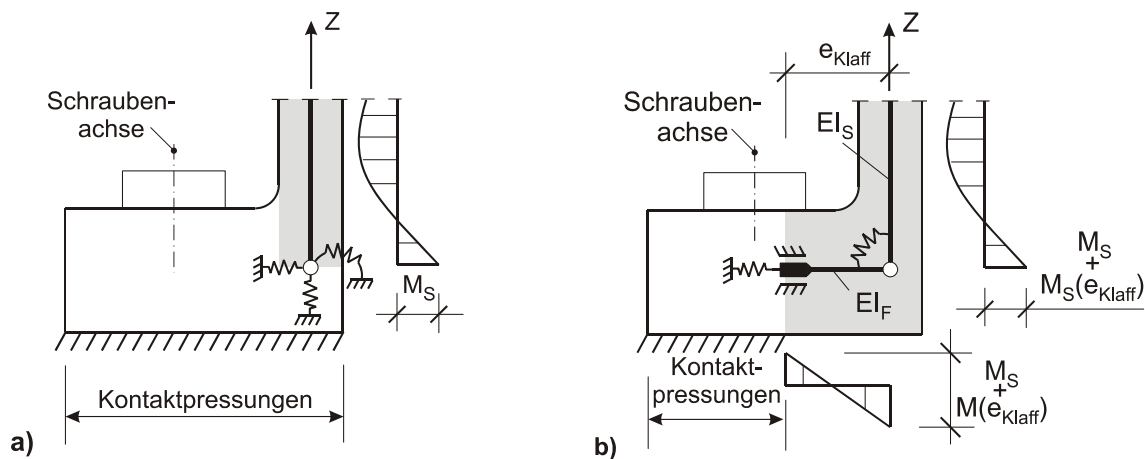


Bild 5.4: Gedankenmodelle für die Lagerung der Schale am Flansch
a) bei nicht klaffender Verbindung
b) bei klaffender Verbindung

5.1.2.2 Einfluss der Schalendicke

In Bild 5.5 sind neben den bezogenen Biegespannungen für die Flanschverbindung P2 (wie in Bild 5.2) auch die bezogenen Biegespannungen für die Flanschverbindungen P1 und P3 dargestellt. Die Kontaktpressungen in der Flanschfuge sind darunter in Bild 5.6 abgebildet; einmal bei unbelasteter Schale (Bild 5.6a), d. h. nach dem Vorspannen, das andere Mal bei maximaler Schalenbeanspruchung (Bild 5.6b). Der Knick in den Kurvenverläufen der Kontaktpressung bei maximaler Schalenbeanspruchung im Bereich der Flanschinnenkante ist auf die grobe Diskretisierung in diesem Bereich zurückzuführen.

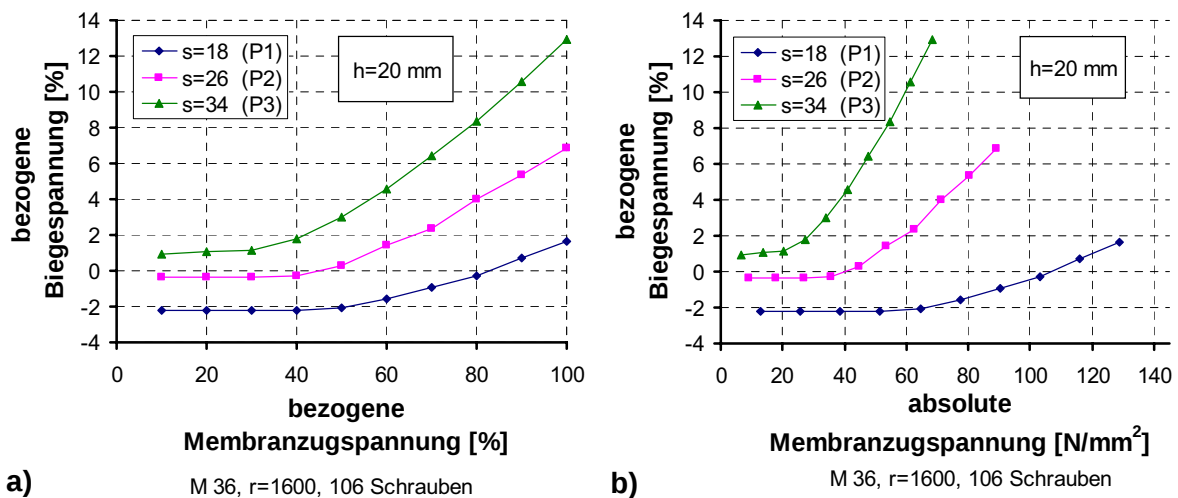


Bild 5.5: Bezogene Biegespannungen in der Schweißnaht für die Flanschverbindungen P1, P2 und P3, aufgetragen über a) der bezogenen Nennbeanspruchung, b) dem Absolutwert der Nennbeanspruchung

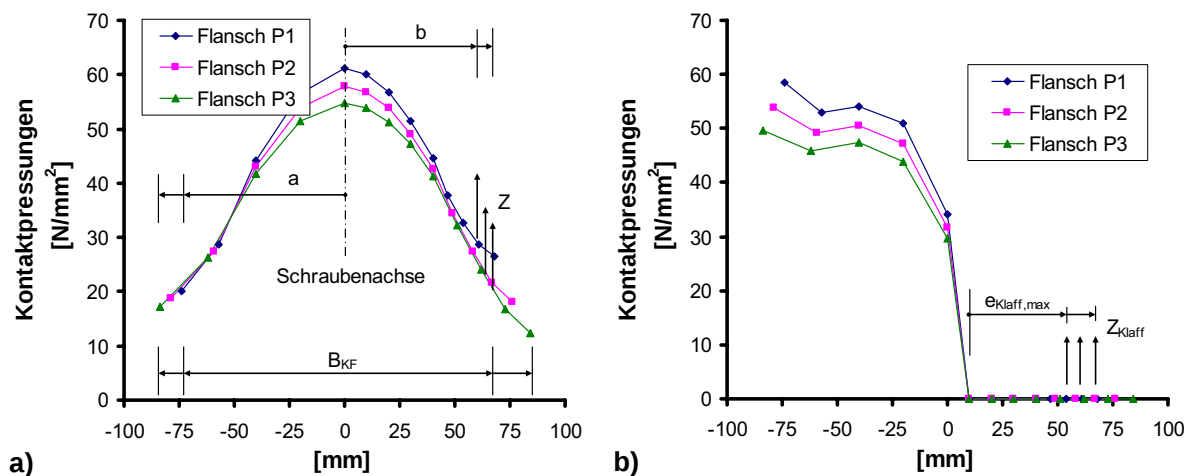


Bild 5.6: Kontaktpressungen über die Flanschbreite für die Flanschverbindungen P1, P2 und P3 a) bei unbelasteter Schale (nach dem Vorspannen), b) bei maximaler Schalenbeanspruchung

Wie man in Bild 5.5 erkennt, beginnen die Flanschverbindungen mit größeren Schalendicken früher zu klaffen. Das heißt, dass bei ihnen die Kontaktpressungen an der Flanschaußenkante früher abgebaut sind und deshalb in der Schale größere Biegespannungen entstehen, dies trotz der größeren Flanschbreite.

Um dieses Ergebnis besser verstehen zu können, ist in Tab. 5.2 die Auswertung der Näherungsgleichung (5.18) für alle drei Flanschverbindungen zusammengefasst. Die so berechneten Näherungswerte für die Schalenzugspannungen σ_{Klaff} , bei denen die Flanschverbindungen zu klaffen beginnen, stimmen sehr gut mit den Ergebnissen der FE-Berechnungen – hier konkret mit den Kurvenverläufen in Bild 5.5 – überein.

Bei weiter fortschreitender Klaffung steigen die bezogenen Biegespannungen bei den Flanschverbindungen mit größeren Schalendicken stärker an (vgl. Bild 5.5). Das ist in Tab. 5.3 nochmals verdeutlicht, wo die aus den numerischen Ergebnissen abgelesenen bezogenen Biegespannungen zu Beginn der Belastung und bei maximaler Nennbeanspruchung der Schale zusammengestellt sind. Wie man erkennt, ist der maximale Zuwachs infolge Aufklaffens bei der Flanschverbindung P2 ca. 1.9-mal, bei der Flanschverbindung P3 ca. 3.0-mal so groß wie bei der Flanschverbindung P1.

Tabelle 5.2: Membranzugspannung der Schale, bei der die Klaffung beginnt (näherungsweise berechnet nach Gl. (5.18))

Flanschverbindung	Kontaktpressung an der Flanschaußenkante im vorgespannten Zustand $\sigma_{KF,A}$ [N/mm ²] (numerisch berechnet)	absolute und bezogene Membranzugspannung in der Schale (nach Gleichung (5.18) berechnet)	
		σ_{Klaff} [N/mm ²]	$\sigma_{Klaff}/\sigma_{max}$ [%]
P1	26	61	47
P2	18	32	36
P3	12	18	27
P4	17	27	27
P5	24	42	42
P10	21	41	41
P11	18	40	40

Tabelle 5.3: Zuwächse der bezogenen Biegespannungen infolge Aufklaffens der Flanschverbindung (FEM-Ergebnisse)

Flanschverbindung	bezogene Biegespannung [%]			$e_{Klaff,max}/s$
	$\sigma_{B,bez,0}$	$\sigma_{B,bez,max}$	$\Delta\sigma_{B,bez,max}$	
P1	-1.63	2.11	3.74	2.72
P2	0.07	7.12	7.05	2.04
P3	1.27	12.57	11.30	1.68
P3	1.27	12.57	11.30	1.68
P4	1.33	11.62	10.29	1.47
P5	1.05	9.12	8.07	1.83
P5	1.24	9.23	7.99	1.83
P10	0.83	8.08	7.25	2.08
P11	0.70	7.43	6.73	2.53

Die Verhältnisse aus Klaffungstiefe e_{Klaff} und Schalendicke s (vgl. Bild 5.4b) sind bei der Flanschverbindung P2 um 25%, bei der Flanschverbindung P3 um 38% kleiner als bei der Flanschverbindung P1. Nach Gl. (5.22) müssten die Zuwächse der bezogenen Biegespannungen der Flanschverbindung P1 zur Flanschverbindung P3 also eigentlich abnehmen. Dass die Zuwächse trotzdem zunehmen, ist offenbar in dem Verhältnis der Biegesteifigkeiten von Schale und Flansch – dem zweiten Parameter in Gl. (5.22) – begründet. Die Schale der Variante P2 ist ca. 40%, die Schale der Variante P3 ca. 90% dicker als die der Variante P1. Die Flansche selbst dagegen sind nur ca. 7% bzw. 14% dicker. Prinzipiell sind die Biegesteifigkeiten proportional zur dritten Potenz der jeweiligen Bauteildicke. Die Biegesteifigkeit der Schalen steigt also viel stärker an als die Biegesteifigkeit der Flansche. Dieser Effekt wirkt dem zuvor beschriebenen Einfluss des Verhältnisses Klaffungstiefe zu Schalendicke entgegen und hat offenbar den größeren Einfluss auf die bezogenen Biegespannungen, so dass deren Zuwächse bei dickeren Schalen trotz gleichzeitig auch dickerer Flansche größer werden.

5.1.2.3 Einfluss des Schraubenabstandes zur Schale

In den Bildern 5.7 und 5.8 sind – in analoger Darstellung zu den Bildern 5.5 und 5.6 – die bezogenen Biegespannungen sowie die Kontaktpressungen in den Flanschfugen für die Flanschverbindungen P5, P10 und P11 dargestellt. Die Zuwächse der bezogenen Biegespannung infolge des Aufklaffens nehmen mit größeren Schraubenabständen zur Schale leicht ab. Sie sind bei der Variante P10 ca. 10%, bei der Variante P11 ca. 20% geringer als bei der Variante P5; vgl. auch Tab. 5.3. Um das zu verstehen, muss man beachten, dass die Flanschdicke von der Variante P5 zur Variante P11 um ca. 30% zunimmt, so dass die Flansche zunehmend biegesteifer werden. Bei identischen Schalendicken nimmt dann der Anteil des Exzentrizitätsmomentes, der auf die Schale entfällt, ab. Gleichzeitig nehmen die Verhältnisse aus Klaffungstiefe und Schalendicke von der Variante P5 zur Variante P11 aber um 14% bzw. 38% zu. Dies reicht jedoch nicht aus, die bezogene Biegespannung auf dem Niveau der Variante P5 zu halten oder diese sogar darüber hinaus anwachsen zu lassen.

Wie man in Bild 5.7 sieht, fangen alle drei Flanschverbindungen, trotz der unterschiedlich hohen Kontaktpressung im Bereich der vorgespannten Schraube (Bild 5.8a), fast exakt bei derselben Schalen-Nennbeanspruchung an zu klaffen (Größenordnung 40 N/mm^2). Durch die Auswertung der Näherungsgleichung (5.18), deren Ergebnisse ebenfalls in Tab. 5.2 zu finden sind, wird dies bestätigt. Die Näherungsergebnisse stimmen wiederum sehr gut mit den Ergebnissen der FE-Berechnungen überein.

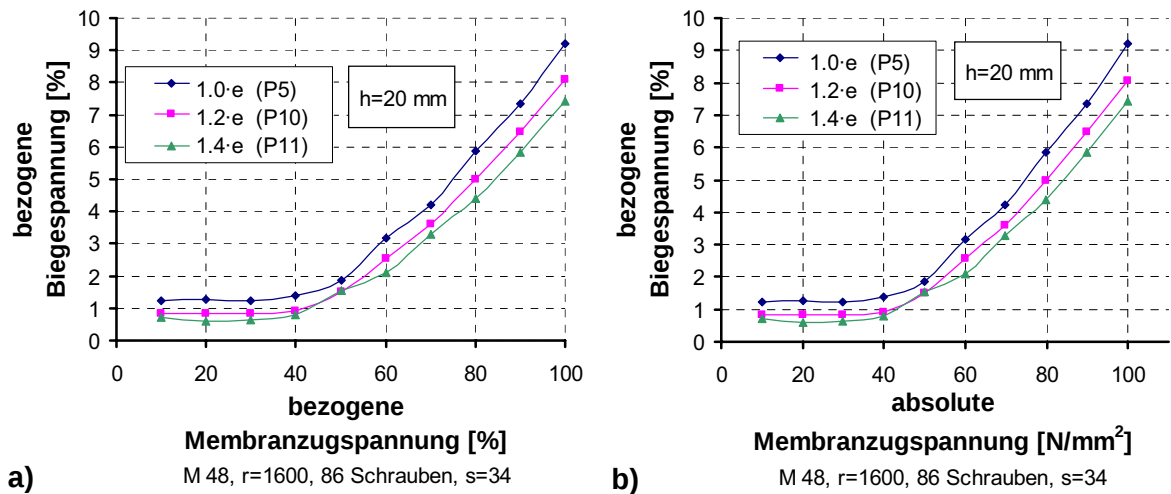


Bild 5.7: Bezogene Biegespannungen in der Schweißnaht für die Flanschverbindungen P5, P10 und P11, aufgetragen über a) der bezogenen Nennbeanspruchung, b) dem Absolutwert der Nennbeanspruchung

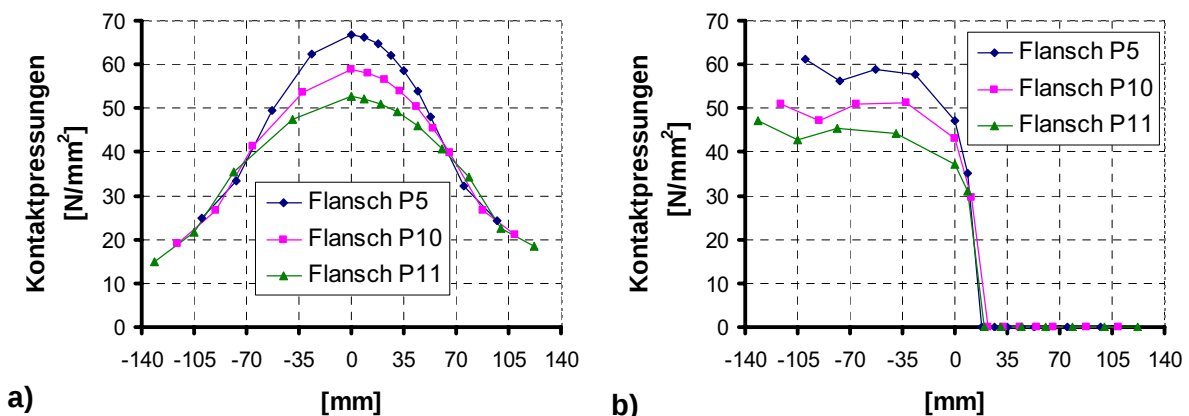


Bild 5.8: Kontaktpressungen über die Flanschbreite für die Flanschverbindungen P5, P10 und P11 a) bei unbelasteter Schale (nach dem Vorspannen), b) bei maximaler Schalenbeanspruchung

5.1.2.4 Einfluss des Schraubendurchmessers

Die Bilder 5.9 und 5.10 zeigen – wiederum in analoger Darstellung zu den Bildern 5.5 und 5.6 – die bezogenen Biegespannungen sowie die Kontaktpressungen in den Flanschfugen für die Flanschverbindungen P3, P4 und P5. Die Zuwächse der bezogenen Biegespannung nehmen mit größerem Schraubendurchmesser ab. Sie sind bei der Variante P4 ca. 10% geringer, bei der Variante P5 ca. 30% geringer als bei der Variante P3 (vgl. Tab. 5.3). Diese Abnahme der bezogenen Biegespannungen bei gleich bleibender Schalendicke ist wiederum auf die zunehmende Biege-

steifigkeit der Flansche zurückzuführen, denn diese sind gegenüber der Variante P3 bei P4 und P5 nun 8% bzw. 20% dicker. Auch hier reicht das größere Verhältnis aus Klaffungstiefe und Schalendicke der Variante P5 nicht aus, um die bezogene Biegespannung auf dem Niveau der Variante P3 zu halten oder sogar über dieses hinaus anwachsen zu lassen.

Die Schalen-Nennbeanspruchung σ_{Klaff} , unter der die Flanschverbindungen zu klaffen beginnen, wurde auch bei diesen drei Varianten mit der Näherungsgleichung (5.18) abgeschätzt. Die Ergebnisse sind in Tab. 5.2 angegeben. Der Vergleich mit den Kurvenverläufen in Bild 5.9 zeigt, dass die Näherungswerte das Abknicken der FE-Kurven wieder sehr gut beschreiben.

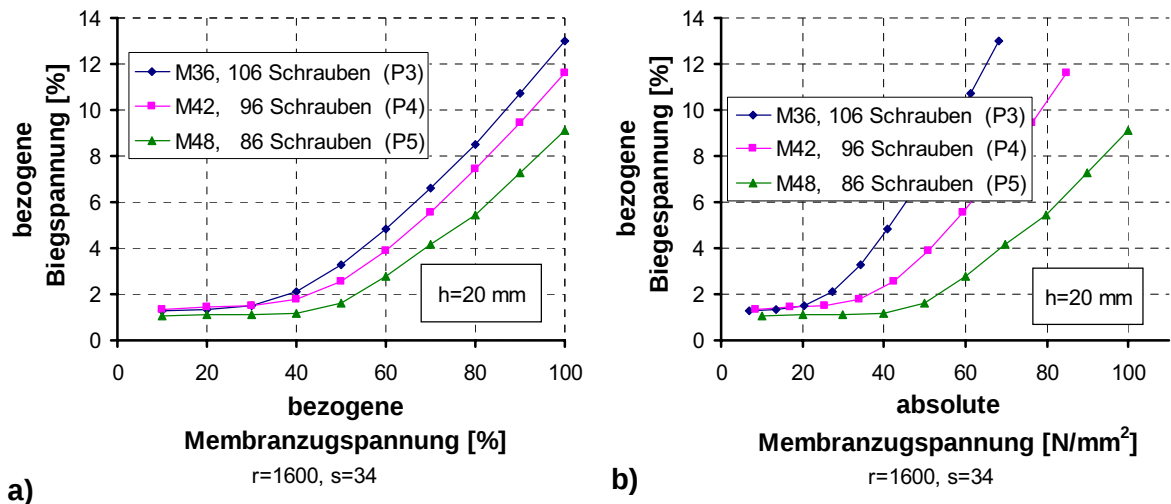


Bild 5.9: Bezogene Biegespannungen in der Schweißnaht für die Flanschverbindungen P3, P4 und P5, aufgetragen über a) der bezogenen Nennbeanspruchung, b) dem Absolutwert der Nennbeanspruchung

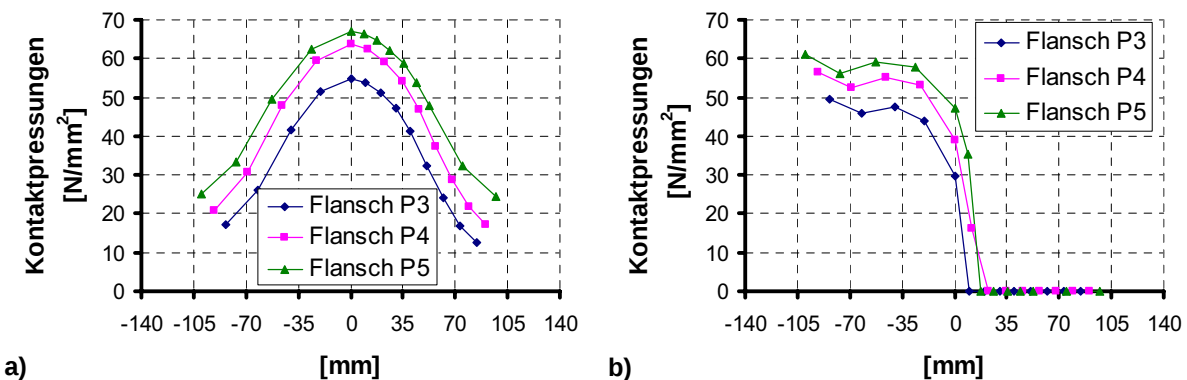


Bild 5.10: Kontaktpressungen über die Flanschbreite für die Flanschverbindungen P3, P4 und P5 a) bei unbelasteter Schale (nach dem Vorspannen), b) bei maximaler Schalenbeanspruchung

5.1.2.5 Einfluss der Position der Schweißnaht

Bei allen Flanschvarianten, die im Rahmen der Parameterstudie an perfekten L-Ringflanschverbindungen berechnet wurden, erfolgte die Auswertung der Spannungen über die gesamte Schalenhöhe. Der besseren Übersicht halber wurden jedoch immer nur die bezogenen Biegespannungen 20 mm oberhalb des Ausrundungsradius ($h=20\text{ mm}$), d. h. für eine angenommene Position der Schweißnaht 30 mm über der Flanschoberkante (vgl. Bild 5.1), über der Schalen-Nennbeanspruchung aufgetragen. In Bild 5.11 sind nun für die Varianten P3, P4 und P5 zusätzlich die bezogenen Biegespannungen bei $h=10\text{ mm}$ und $h=30\text{ mm}$ eingetragen. Wie man sieht, liegen die entsprechenden Kurven jeweils dicht beieinander.

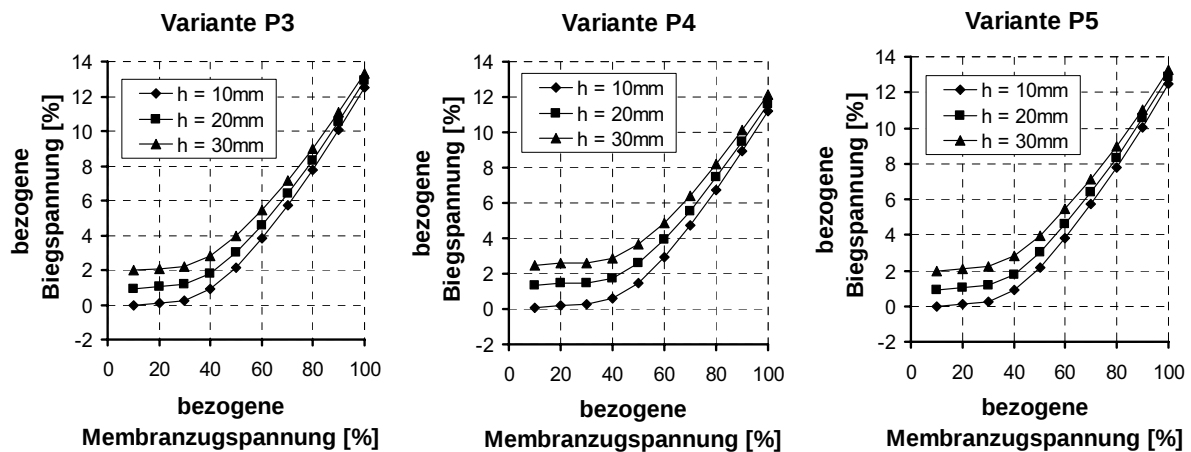


Bild 5.11: Bezogene Biegespannung für die Flanschverbindungen P3, P4 und P5 für unterschiedliche Schweißnahtpositionen h

Für dieselben Varianten sind in Bild 5.12 die bezogenen Biegespannungen für die vorgespannte, ansonsten aber unbelastete Verbindung ($\sigma=0$), und für die maximal beanspruchte Verbindung über der Schalenhöhe h aufgetragen. Auch dieses Bild zeigt deutlich, dass die Gradienten der bezogenen Biegespannung bzw. des lokalen Schalenbiegemomentes in Schalenlängsrichtung kurz oberhalb des Flansches verhältnismäßig flach ist. Da sich für die anderen berechneten Flanschvarianten ähnliche Bilder ergeben, sind diese hier nicht dargestellt.

Es ist festzuhalten, dass alle für die ausgewählte Schweißnahtposition $h=20\text{ mm}$ erarbeiteten Erkenntnisse als stellvertretend für alle Positionen von $h=0\text{ mm}$ (entspricht etwa einem Vorschweißflansch ohne Hals nach Bild 3.17b) bis $h=30\text{ mm}$ (entspricht einem sehr langen Hals) angesehen werden können.

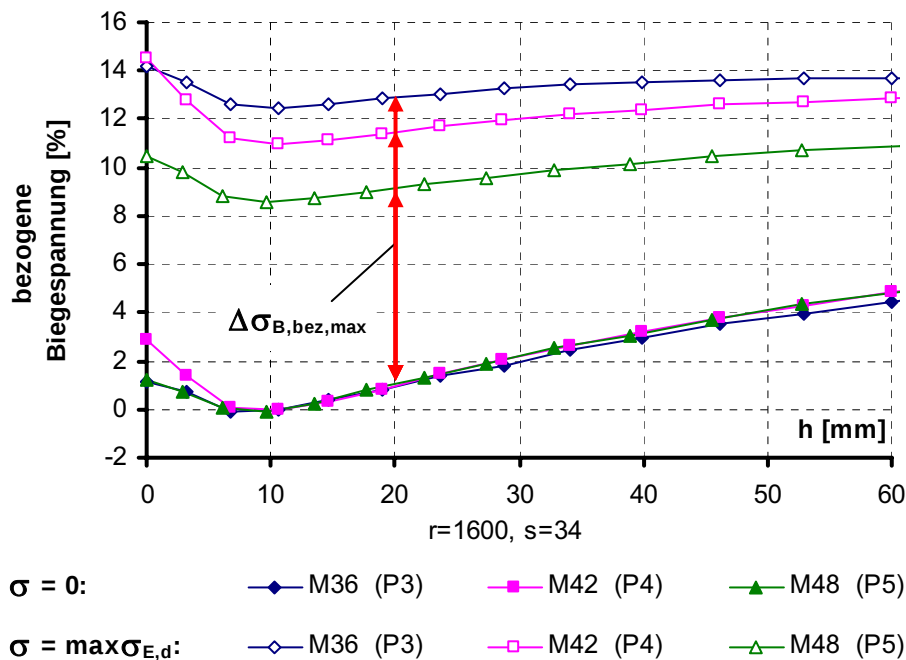


Bild 5.12: Bezogene Biegespannung für die Flanschverbindungen P3, P4 und P5 in Abhängigkeit von der Schweißnahtposition h

5.1.2.6 Zusammenfassende Diskussion der Ergebnisse

Durch die bisherigen Betrachtungen wurde deutlich, dass **dickere Schalen** beim Aufklaffen der Flanschverbindung zu größeren Zuwächsen bei der bezogenen Biegespannung führen. Die größeren Zuwächse resultieren dabei weniger aus größeren Exzentrizitäten innerhalb der Flanschverbindung und daraus resultierenden größeren Exzentrizitätsmomenten, sondern vielmehr aus der steiferen Schale und der damit verbundenen veränderten Verteilung des Exzentrizitätsmomentes.

Im Gegensatz dazu führt die Verwendung **größerer Schraubendurchmesser** zu geringeren Zuwächsen der bezogenen Biegespannung. Bemerkenswert ist, dass auch größere Abstände zwischen Schalenmittelfläche und Schraubenachse zu geringeren Zuwächsen der bezogenen Biegespannung führen. Die ungünstigeren Hebelverhältnisse bzw. die größeren Exzentrizitäten werden jeweils durch den im Vergleich zur Schale steiferen Flansch kompensiert, der einen größeren Anteil des Exzentrizitätsmomentes „an sich zieht“.

Damit erklärt sich auch, dass **größere Schalendurchmesser** (Varianten P5, P6 und P7) und auch **geringere Schraubenanzahlen** (Varianten P5, P8 und P9) keinen besonderen Einfluss auf die Größe der bezogenen Biegespannungen haben (Anlagen 5.1a und b). Durch die Variation dieser Parameter wird weder das Steifigkeits-

verhältnis von Flansch und Schale noch das Verhältnis von Exzentrizität und Schalendicke verändert.

Erwartungsgemäß führt dagegen die Reduzierung der **Flanschdicke** (Varianten P5, P12 und P13) zu erheblich größeren Zuwächsen bei der bezogenen Biegespannung (Bild 5.13a) und Anlage 5.2a). Grund dafür ist die reduzierte Steifigkeit des Flansches. Die Flanschverbindung klafft früher und dadurch auch weiter auf. Die Exzentrizitätsmomente sind entsprechend größer. Durch die reduzierte Steifigkeit der Flansche vergrößert sich gleichzeitig der Anteil des Exzentrizitätsmomentes, der auf die Schale entfällt. Dieser letztere Effekt hat auch hier den größeren Anteil an den Zuwächsen der bezogenen Biegespannung.

Die Reduzierung der **planmäßigen Vorspannung** für die Schrauben (Varianten P5, P14 und P15) führt ebenfalls zu stärkeren Zuwächsen bei der bezogenen Biegespannung (Bild 5.13b und Anlage 5.2b). Aufgrund der geringeren Vorspannung sind auch die Kontaktpressungen an den Flanschaussenkanten kleiner, und somit schneller abgebaut. Die Flanschverbindung klafft dadurch früher und auch weiter auf. Bei unverändertem Steifigkeitsverhältnis von Schale und Flansch vergrößert sich damit das Schalenbiegemoment, und die Zuwächse der bezogenen Biegespannung werden entsprechend größer.

Im Folgenden sind die bezogenen Biegespannungen für die reduzierten **Flanschdicken** und die reduzierten **Vorspannkräfte** noch einmal nebeneinander abgebildet. Die Reduzierung der Flanschdicke um 20% führt zu einer Erhöhung des Zuwachses der bezogenen Biegespannung von ca. 150%. Bei einer um 20% reduzierten Vorspannkraft erhöht sich der Zuwachs dagegen nur um ca. 50%. Durch diesen Vergleich zeigt sich nochmals, dass veränderte Steifigkeitsverhältnisse von Schale und Flansch einen größeren Einfluss auf die bezogene Biegespannung haben als größere Exzentrizitäten infolge früheren Aufklaffens.

Das **abschließende Fazit** der Untersuchungen in 5.1.2 stellt sich wie folgt dar:

- In der Schweißnaht einer „vernünftig“ dimensionierten L-Ringflanschverbindung muss man unter ermüdungsrelevanten Lasten mit ca. 10-15% Spannungsüberhöhung gegenüber der Nennspannung rechnen – vorausgesetzt die Verbindung wurde „perfekt“, d. h. klaffungsfrei ausgeführt.
- Bei zu dünnen Flanschen kann die Spannungsüberhöhung bis zu 20% betragen.
- Diese Aussagen gelten unabhängig von der genauen Position der Schweißnaht bezüglich des Flansches, da die Gradienten der Schalenbiegespannung oberhalb der Flanschverbindung verhältnismäßig flach ist.

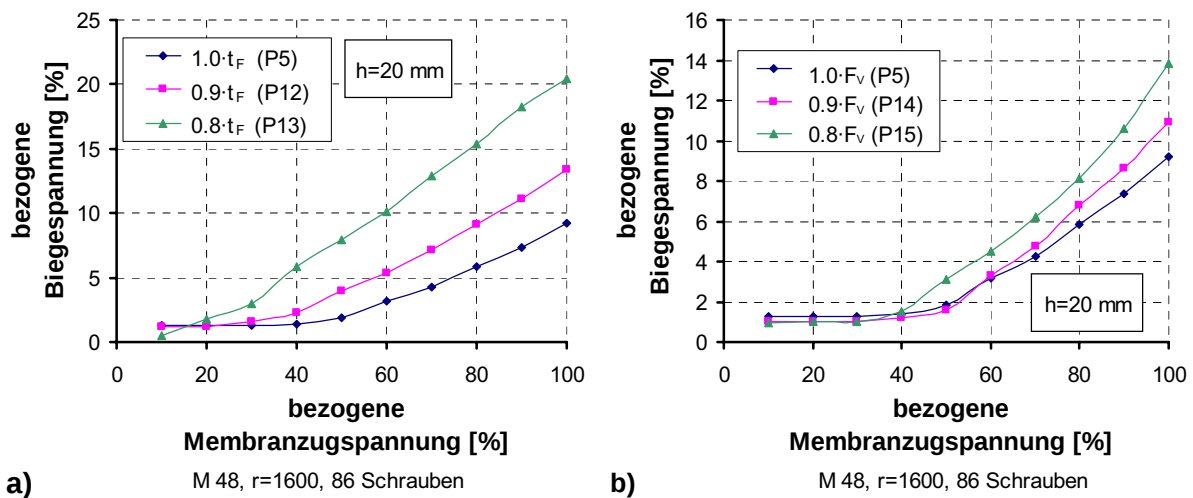


Bild 5.13: Bezogene Biegespannungen in der Schweißnaht a) für reduzierte Flanschdicken (Flanschverbindungen P5, P12 und P13), b) für reduzierte Vorspannkraft (Flanschverbindungen P5, P14 und P15)

5.1.3 Ergebnisse: Ermüdungsschädigung der Schweißnaht

Im vorhergehenden Unterabschn. 5.1.2 wurde die zusätzlich zur Membran-Nennspannung in der Schweißnaht auftretende Schalenbiegespannung σ_B der untersuchten Flanschverbindungsvarianten diskutiert. Dies erfolgte, indem die Biegespannung σ_B (in bezogener Form) über der aus dem einwirkenden Rohrbiegemoment M_R resultierenden Nennspannung σ_{Nenn} (ebenfalls in bezogener Form) aufgetragen wurde. Im Anfangsbereich dieser Kurven ergab sich die Biegespannung allein aus dem linearen Biegespannungsanteil $\sigma_{B,lin}$. Diesem überlagert sich bei zunehmender Belastung infolge des Aufklaffens der Verbindung ein weiterer Biegespannungsanteil, der als $\Delta\sigma_B$ bezeichnet wurde (Bild 5.14).

Die Biegespannungen selbst sind aber nicht das Problem, sondern ihr negativer Einfluss auf die Ermüdung der Schweißnaht. Dieser kommt dadurch zustande, dass die Funktion der Oberflächenspannung $\sigma_{OF} = \sigma_{Nenn} + \sigma_B$ über dem einwirkenden Rohrbiegemoment M_R steiler ist als die Nennspannungsgerade, wodurch größere ermüdungsschädliche Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma$ geliefert werden (Bild 5.14).

Im Sinne der Zielsetzung dieser Arbeit soll nun, auf der Grundlage realistischer Windbelastungsdaten mit Hilfe der in 5.1.2 gewonnenen Erkenntnisse über die Größe der zusätzlichen Biegespannungen in der Schweißnaht, der Einfluss dieser Spannungsüberhöhung auf die Ermüdungsschädigung an der Schweißnaht analysiert werden.

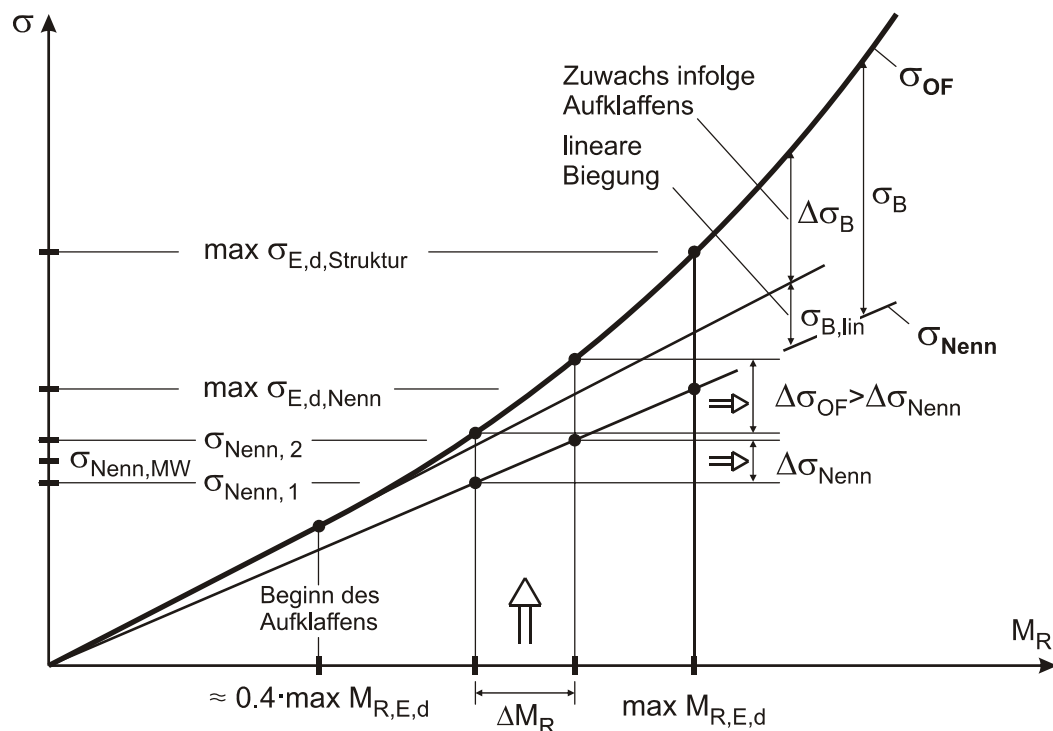


Bild 5.14: Spannungsgeschehen in der Schweißnaht in Abhängigkeit vom einwirkenden Rohrbiegemoment M_R (schematisch)

5.1.3.1 Vorgehensweise

Berechnung der Spannungsschwingbreiten

Um den Einfluss der Spannungsüberhöhung direkt herausarbeiten zu können, werden mit Hilfe der Miner-Regel (vgl. 3.5.2) Schädigungssummen S nach Gl. (3.7) für folgende zwei Fälle berechnet (vgl. Bild 5.14):

- (a) Berechnung der Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_i$ entsprechend dem Vorgehen beim Nennspannungskonzept aus der linearen Last-Spannung-Kurve $\sigma_{\text{Nenn}} = f(M_R)$ (die Schalenbiegespannung bleibt unberücksichtigt).
- (b) Berechnung der Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_i$ aus der nichtlinearen Last-Spannung-Kurve $\sigma_{\text{OF}} = f(M_R)$ entsprechend dem Vorgehen beim Strukturspannungskonzept (die Schalenbiegespannung wird berücksichtigt).

Im Fall (a) werden die Nennspannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_{\text{Nenn},i}$ entsprechend der elementaren Festigkeitslehre aus den Schwingbreiten des globalen Rohrbiegemomentes $\Delta M_{R,i}$ berechnet. Dabei spielt es wegen der Linearität der Funktion $\sigma_{\text{Nenn}} = f(M_R)$ keine Rolle, auf welcher Lasthöhe M_R die Schwingbreite ΔM_R wirkt.

Im Fall (b) reicht es dagegen wegen der Nichtlinearität der Funktion $\sigma_{OF} = f(M_R)$ nicht aus, auf der Einwirkungsseite einfache ΔM_R -Kollektive des Rohrbiegemomentes in Anlehnung an Bild 3.12 zugrunde zu legen. Vielmehr muss auf die From-To-Matrizen der M_R -Rainflow-Auszählung zurückgegriffen werden (vgl. 3.5.1, insbesondere Bild 3.11c). Nur so werden die ermüdungsrelevanten Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_{OF,i}$ in realistischer Größenordnung, d. h. auf der betreffenden Lasthöhe M_R , aus den nichtlinearen Funktionsverläufen „abgegriffen“. Dieser Sachverhalt ist in Bild 5.15 veranschaulicht. Auf die konkret verwendeten Rainflow-Matrizen wird weiter unten eingegangen.

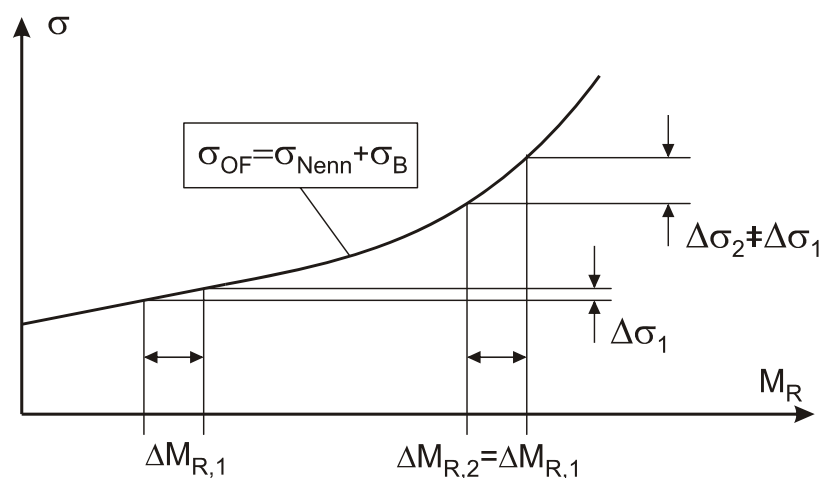
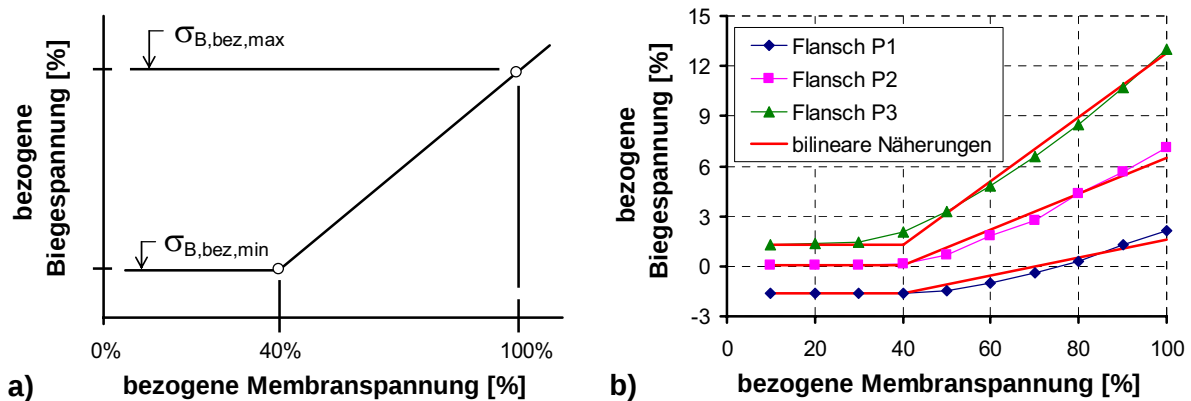


Bild 5.15: Zusammenhang zwischen der Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma$ und der Schwingbreite des globalen Rohrbiegemomentes M_R

Vereinfachung der Last-Spannung-Kurven

Die auf der Einwirkungsseite benötigten Last-Spannung-Kurven $\sigma_{OF} = f(M_R)$ für den Fall (b) setzen sich, wie bereits erwähnt, aus der jeweiligen Nennspannungsgeraden mit ihrem Größtwert $\sigma_{E,d,Nenn}$ und der jeweils überlagerten Schalenbiegespannung σ_B der entsprechenden Flanschverbindung zusammen. Letztere wird in ihrer bezogenen Darstellung verwendet, wie im vorhergehenden Unterabschn. 5.1.2 entwickelt und diskutiert. Diese bezogene Darstellung wird für die Zwecke des vorliegenden Abschnittes vereinfacht; konkret: sie wird bilinearisiert, wie in Bild 5.16a dargestellt.

Die Berechtigung dieser Vereinfachung wird deutlich, wenn man sich die in Unterabschn. 5.1.2 mitgeteilten Ergebnisse anschaut. Sie ist in Bild 5.16b beispielhaft für die drei Flanschverbindungen P1 bis P3 dargestellt. Man sieht, dass die tatsächlichen Funktionsverläufe durch die bilinearen Funktionsverläufe sehr gut angenähert werden.



**Bild 5.16: a) Bilineare Näherung für die bezogenen Biegespannungen
b) Vergleich der Näherung mit den berechneten Verläufen nach Bild 5.5a)**

Die bilinearisierten bezogenen Biegespannungskurven werden durch die beiden Parameter $\sigma_{B,bez,min}$ (den linearen Biegespannungsanteil) und $\sigma_{B,bez,max}$ (den nichtlinearen Biegespannungsanteil infolge Aufklaffens der Verbindung) vollständig beschrieben. Variiert man diese beiden Parameter zwischen -4% und +4% bzw. zwischen 0% und 20%, so deckt man damit die Bandbreite der in Unterabschn. 5.1.2 berechneten Kurven und damit die Gesamtheit aller 15 Verbindungsvarianten gemäß Tab. 5.1 ab. Es erübrigt sich dann, konkrete Flanschverbindungen zu betrachten.

Verwendete Rainflow-Matrizen

In Bild 5.17 sind die Rainflow-Matrizen für die Rohrbiegemomente M_R im Turm zweier Windenergieanlagen abgebildet. Für eine Entwurfslebensdauer von 20 Jahren sind die From-To-Häufigkeiten der M_R -Werte in Hauptwindrichtung am Turmfuß angegeben. Diese beiden Matrizen – sie basieren auf den im Windenergieanlagenbau üblichen Simulationsberechnungen [36][58] – werden für die Berechnung der Schädigungssummen zugrunde gelegt.

Vorausgesetzte Wöhlerlinie

Auf der Widerstandsseite wird für beide Fälle (a) und (b) einheitlich der Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit einer ungeprüften Stumpfnahut vorausgesetzt, der nach EC3 $\Delta\sigma_C = 71 \text{ N/mm}^2$ beträgt. Es wird also konkret mit der in Bild 3.16 dargestellten modifizierten Wöhlerlinie gearbeitet.

Zwar könnte im Fall (b) entsprechend der Vorgehensweise bei einem Nachweis nach dem Strukturspannungskonzept des EC3 der Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit für eine ungeprüfte Stumpfnahut auch mit $\Delta\sigma_C = 100 \text{ N/mm}^2$ angenommen werden, dann müssten aber auf der Einwirkungsseite gegebenenfalls Spannungserhöhungen

aus gemessenen bzw. im Rahmen der schweißtechnischen Fertigungstoleranzen zulässigen Kantenversätzen berücksichtigt werden. Beim Nennspannungskonzept sind dagegen Spannungserhöhungen aus unvermeidbarem Kantenversatz von bis zu 30% bereits implizit durch den kleineren Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit abgedeckt (vgl. Unterabschn. 3.7.3). Folglich besitzen Stumpfnähte ohne Versatz bei Anwendung des Nennspannungskonzepts gewisse Ermüdungsreserven. Solche Reserven sind bei einem Ermüdungssicherheitsnachweis nach dem Strukturspannungskonzept grundsätzlich nicht vorhanden. Die berechneten Schädigungssummen für die Fälle (a) und (b) wären daher nicht direkt vergleichbar, wenn für den Fall (b) der höhere Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit angesetzt würde. Setzt man jedoch den gleichen Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit an, ist die Ermüdungsreserve für unvermeidbaren Kantenversatz für beide Fälle identisch, und die Schädigungssummen sind direkt miteinander vergleichbar.

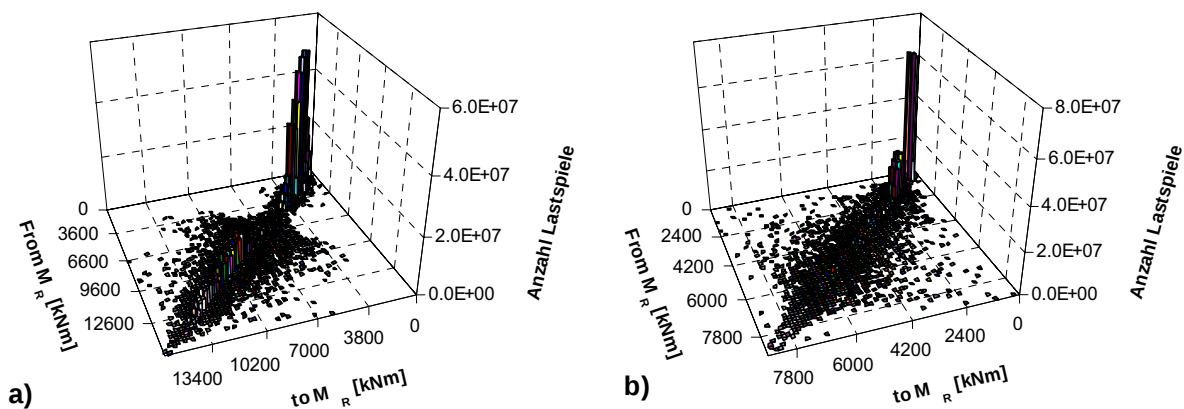


Bild 5.17: Numerisch simulierte Rainflow-Matrizen für die Rohrbiegemomente M_R in Hauptwindrichtung am Turmfuß zweier Windenergieanlagen:

a) No. 1: Standort: Küstennähe, Nabenhöhe 67 m, Rotordurchmesser 65 m

b) No. 2: Standort: Binnenland, Nabenhöhe 65 m, Rotordurchmesser 48 m

Skalierung der Rainflow-Matrizen

Um den Einfluss der Schalenbiegespannung auf die Ermüdungsschädigung möglichst transparent zu machen, wird die Einwirkungsseite so skaliert, dass sich für den Fall (a), also ohne Berücksichtigung der Schalenbiegung, aus der Miner-Regel Gl. (3.7) gerade eine Schädigungssumme von $S=1$ ergibt. Dazu wird statt der M_R -Rainflow-Matrix direkt eine dazu proportionale σ_{Nenn} -Rainflow-Matrix gedanklich zugrunde gelegt. Diese wird dann über den Skalierungsfaktor α sukzessive angepasst:

$$\sigma_{\text{Nenn,skal}} = \alpha \cdot \sigma_{\text{Nenn}} \quad (5.23)$$

Die Größtwerte $\max \sigma_{\text{Nenn}}$ der auf $S=1$ skalierten σ_{Nenn} -Rainflow-Matrizen betragen 182 N/mm^2 für Matrix No.1 und 178 N/mm^2 für Matrix No.2. Sie sind damit formal deutlich größer als die unter Ermüdungsbelastung maximal möglichen Nennbeanspruchungen $\sigma_{\text{E,d}}$ nach Gl. (5.7), vgl. Tab. 5.1. Das spielt für die spezielle Zielsetzung des vorliegenden Unterabschn. 5.1.3 keine Rolle. Es ist aber insofern zu beachten, als aus $S=1$ nicht etwa geschlossen werden darf, die Schweißnähte der Flanschverbindungen nach Tab. 5.1 seien, wenn sie im Rohrturm einer WEA eingebaut würden, sämtlich zu 100% ausgenutzt.

Es sind also weder die Rohrbiegemomente noch die Nennspannungen konkreten Flanschverbindungen zuzuordnen. Durch die Überlagerung der bezogenen Biegespannungen in der bilinearisierten Form des Bildes 5.16 wird lediglich erreicht, dass der Einfluss der Schalenbiegung auf die Ermüdungsschädigung für die Gesamtheit der 15 Flanschverbindungsvarianten mit Hilfe der Schädigungssumme für den Fall (b) tendenziell richtig wiedergegeben wird.

5.1.3.2 Diskussion der Ergebnisse

In Bild 5.18 sind Schädigungssummen S eingetragen, die sich gemäß der im vorhergehenden Unterabschnitt beschriebenen Vorgehensweise unter Berücksichtigung der Schalenbiegespannung (Fall (b)) ergeben. Auf der Abszisse ist mit $\sigma_{\text{B,bez,max}}$ einer der beiden Parameter der bilinearen Last-Spannung-Kurve nach Bild 5.16a aufgetragen. Der zweite Parameter $\sigma_{\text{B,bez,min}}$ dient als Kurvenparameter.

Wie man sieht, sind die Schädigungssummen unter Berücksichtigung der Schalenbiegespannung (Fall (b)) zum Teil deutlich größer, als wenn die Schalenbiegespannung unberücksichtigt bleibt (Fall (a) mit $S=1$). Für eine maximale bezogene Biegespannung von 20% ergeben sich aus dem Beanspruchungskollektiv der Rainflow-Matrix 1 (WEA-Standort: Küstennähe) Schädigungssummen zwischen $S=2.07$ und $S=2.22$ (Bild 5.18a). Im Vergleich dazu ergeben sich aus dem Beanspruchungskollektiv der Rainflow-Matrix 2 (WEA-Standort: Binnenland) durchweg geringere Schädigungssummen (Bild 5.18b). Für eine maximale bezogene Biegespannung von 20% sind dort die Schädigungssummen mit $S=1.69$ bis $S=1.71$ allerdings immer noch deutlich größer, als wenn die Schalenbiegespannung unberücksichtigt bleibt.

Warum sich mit der Rainflow-Matrix 1 größere Schädigungssummen ergeben als mit der Rainflow-Matrix 2, soll im Folgenden geklärt werden. Wie bereits zu Beginn dieses Abschnittes beschrieben, sind die Oberflächenspannungsschwingbreiten $\Delta \sigma_{\text{OF}}$ – also die Spannungsschwingbreiten, die sich unter Berücksichtigung der Schalenbiegespannung ergeben – größer als die Nennspannungsschwingbreiten $\Delta \sigma_{\text{Nenn}}$ (vgl. Bild 5.14). Aufgrund der stark nichtlinearen Zunahme der Oberflächenspannungen

mit der Lasthöhe (bilinear idealisiert) ist der Unterschied zwischen den Nenn- und den Oberflächenspannungsschwingbreiten von der Lasthöhe, auf dem das Spannungsspiel stattfindet, abhängig. Diese Lasthöhe kann z. B. durch die mittlere Nennspannung $\sigma_{\text{Nenn,MW}}$, zwischen den beiden Nennspannungen $\sigma_{\text{Nenn,1}}$ und $\sigma_{\text{Nenn,2}}$, die ein Spannungsspiel kennzeichnen, beschrieben werden (vgl. Bild 5.14). Bezieht man $\sigma_{\text{Nenn,MW}}$ auf den Größtwert $\max \sigma_{\text{Nenn}}$ der auf $S=1$ skalierten σ_{Nenn} -Rainflow-Matrix, so erhält man die „bezogene Lasthöhe“

$$LH_{\text{bez}} = 100 \cdot \frac{\sigma_{\text{Nenn,MW}}}{\max \sigma_{\text{Nenn}}} [\%]. \quad (5.24)$$

Sie ist mit der in Unterabschn. 5.1.2 verwendeten bezogenen Membranzugspannung vergleichbar.

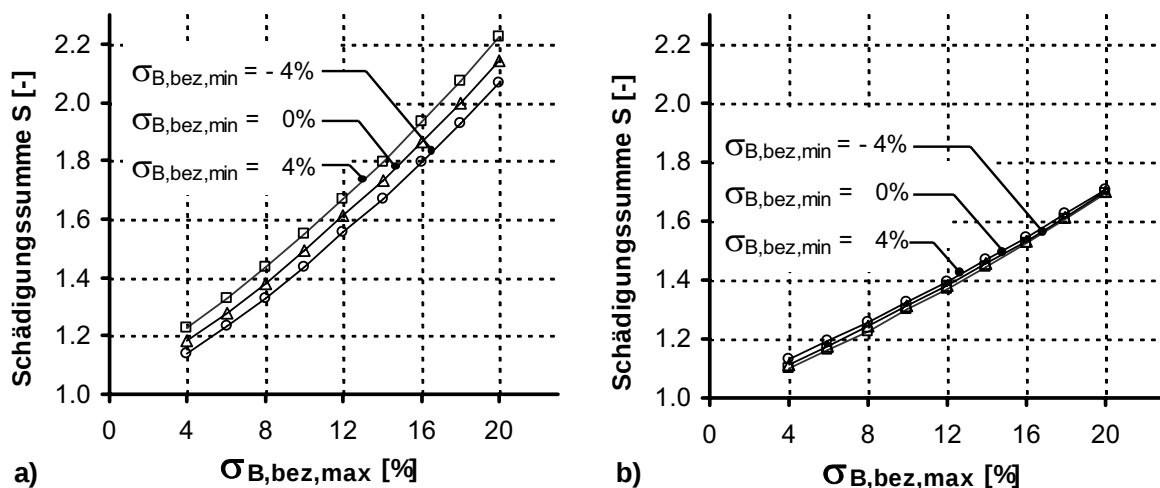


Bild 5.18: Schädigungssummen S unter Berücksichtigung der Schalenbiegespannung:
a) mit dem Beanspruchungskollektiv der Rainflow-Matrix 1 berechnet
b) mit dem Beanspruchungskollektiv der Rainflow-Matrix 2 berechnet

Es ist zu vermuten, dass die Schädigung bei der Rainflow-Matrix 1 im Vergleich zur Rainflow-Matrix 2 durchschnittlich bei höheren Laststufen erfolgt. Dass dies in der Tat so ist, beweist Bild 5.19. Für diese Darstellung wurden zunächst die Nennspannungsschwingbreiten nach der Lasthöhe sortiert. Aufgetragen ist dann die Summenlinie der Schädigung S über der bezogenen Lasthöhe. Wie man sieht, erfolgt die Schädigung bei der Rainflow-Matrix 1 tatsächlich bei durchschnittlich größeren Lasthöhen, was sich durch den im Vergleich zur Rainflow-Matrix 2 weiter rechts liegenden Kurvenverlauf zeigt. Bei der Rainflow-Matrix 1 haben z. B. die Nennspannungsschwingbreiten auf Lasthöhen über 60% einen Anteil von 50% an der Gesamtschädigungssumme ($S=1$), während dieser Anteil bei der Rainflow-Matrix 2 nur 30% beträgt.

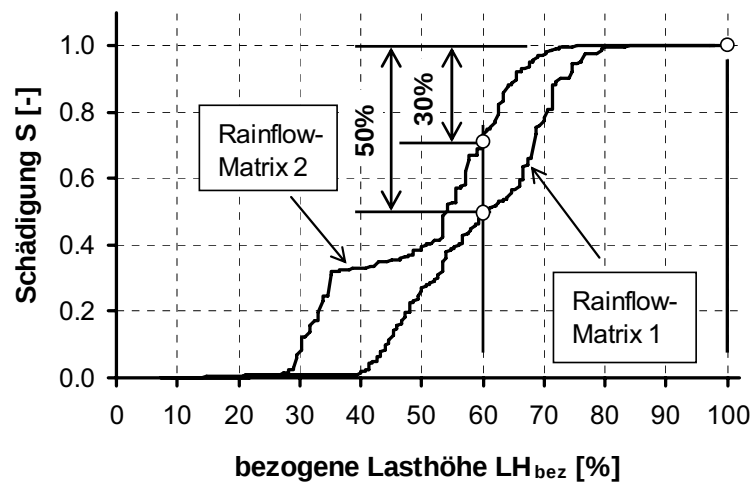


Bild 5.19: Summenlinien der Schädigungsanteile S_i aus den Nennspannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_{\text{Nenn}}$ bzw. den Rohrbiegemomentschwingbreiten ΔM_R

Würden die Schädigungssummen für den Fall (b), d. h. mit Berücksichtigung der Schalenbiegespannung, konsequent nach dem Strukturspannungskonzept des EC3 berechnet, dürfte der Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit, wie unter 5.1.3.1 bereits erwähnt, zu $\Delta\sigma_C = 100 \text{ N/mm}^2$ angenommen werden. In Tab. 5.4 sind Schädigungssummen angegeben, die mit diesem höheren Bezugswert (anstatt wie bisher $\Delta\sigma_C = 71 \text{ N/mm}^2$) berechnet wurden. Dabei wurden die beiden Parameter in Bild 5.16a zu $\sigma_{B,\text{bez},\text{min}} = -4\%$ und $\sigma_{B,\text{bez},\text{max}} = 20\%$ angenommen. Zusätzlich berücksichtigt sind weitere Spannungserhöhungen aus Kantenversatz in der angegebenen Größenordnung, wie es das Strukturspannungskonzept erfordert.

Wie man sieht, können sich bei einem konsequenten Nachweis nach dem Strukturspannungskonzept – im Vergleich zu einem Nachweis nach dem Nennspannungskonzept – trotz der größeren Spannungsschwingbreiten rechnerisch geringere Schädigungssummen ergeben. Bei einem solchen Nachweis muss natürlich gewährleistet sein, dass die in der Berechnung berücksichtigten geringen Kantenversätze (hier 10% Spannungserhöhung) bei der ausgeführten Konstruktion nicht überschritten werden. Die Fertigungstoleranz wird sozusagen durch den Ermüdungssicherheitsnachweis vorgegeben.

Das **abschließende Fazit** der Untersuchungen in 5.1.3 stellt sich wie folgt dar:

- Die Berücksichtigung der Schalenbiegespannung führt zu einer deutlich höheren rechnerischen Ermüdungsschädigung der Schweißnaht an einer Ringflanschverbindung verglichen mit der Nennbeanspruchung.

- Der rechnerische Zuwachs der Schädigungssumme wird erkennbar von der Lasthöhe beeinflusst, auf der die Lastschwingbreiten erfolgen, also von der Struktur des Windgeschehens am jeweiligen Standort.
- Führt man den Ermüdungssicherheitsnachweis konsequent nach dem EC3-Strukturspannungskonzept, kann der negative Einfluss der Schalenbiegung formal durch den größeren Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit gegebenenfalls kompensiert werden. Der in den Nachweis konkret eingeführte geringere Kantenversatz der Schweißnaht ist dann aber bei der Fertigung strikt einzuhalten.

Tabelle 5.4: Vergleich der Schädigungssummen für das Nenn- und das Strukturspannungskonzept

Spannungserhöhung aus Kantenversatz	Schädigungssumme S	
	Nennspannungskonzept $\Delta\sigma_c=71\text{N/mm}^2$	Strukturspannungskonzept $\Delta\sigma_c=100\text{N/mm}^2$
10%	1.00	0.86
20%		1.15
30%		1.50

5.2 Imperfekte L-Ringflanschverbindungen mit Hals

Wie Jakubowski in [30] gezeigt hat, führen Flanschimperfektionen in der Form von Klaffungen zwischen den beiden Flanschen (vgl. Unterabschn. 2.3.2) zu erheblichen Zuwächsen bei den Schraubenbeanspruchungen. Führt man den Ermüdungssicherheitsnachweis für die Schrauben mit Hilfe der Miner-Regel (vgl. 3.5.2), so kann die Schädigungssumme bei einem imperfekten Flansch durchaus um ein Vielfaches größer sein als bei dem entsprechenden perfekten Flansch. Von Jakubowski werden auch ungleichmäßige Spannungsverteilungen in der an eine imperfekte Flanschverbindung anschließenden Rohrschale, verglichen mit der Nennspannungsverteilung der perfekten Konfiguration, beschrieben. Er untersucht diese allerdings nicht systematisch und weist nur qualitativ auf die möglichen Auswirkungen auf die Ermüdungssicherheit der Schweißnähte zwischen Flansch und Rohrschale hin.

Mit der hier beschriebenen Parameterstudie sollen diese von Flanschimperfektionen verursachten ungleichmäßigen Spannungsverteilungen in der Rohrschale systematisch untersucht werden. Es soll geklärt werden, ob Flanschimperfektionen die Ermüdungsbeanspruchung der Schweißnähte zwischen Flansch und Rohrschale,

genauso wie die Ermüdungsbeanspruchung der Schrauben, signifikant erhöhen können.

5.2.1 Berechnete Parametervarianten

5.2.1.1 Festlegung der Flanschabmessungen, der Flanschbeanspruchung und der Imperfektionsgeometrie

Wie bei der Parameterstudie zu perfekten L-Ringflanschverbindungen wird bei der Festlegung der Flanschabmessungen zwischen abhängigen und unabhängigen Größen unterschieden. Die Flanschabmessungen und die maximal auf die Verbindung einwirkende Rohrnennspannung werden von den perfekten Flanschverbindungen übernommen. Da die Flanschimperfektionen unabhängig von den Flanschabmessungen sind, können sie frei variiert und damit den unabhängigen Größen zugeordnet werden.

Im Rahmen der Parameterstudie werden ausschließlich so genannte „Parallelklaffungen“ untersucht (vgl. Unterabschn. 2.3.2). Sie haben sich bei Jakubowskis Untersuchungen für Schrauben als ermüdungsschädlichste Imperfektionsform erwiesen [30]. Das Klaffungsmaß $\Delta z(\varphi)$ wird entsprechend Gl. (5.25) durch eine Kosinusfunktion in Abhängigkeit vom Umfangswinkel φ beschrieben (Bild 5.20b). Der Umfangsteilbereich, über den sich die Klaffung erstreckt, wird dabei mit φ_{Klaff} bezeichnet, das maximale Klaffungsmaß mit Δz_{max} . Die Stelle der größten Nennzugspannung in der Schale aus dem Rohrbiegemoment M_R liegt dort, wo die Verbindung am weitesten aufklafft (Bild 5.20a).

$$\Delta z(\varphi) = \Delta z_{\text{max}} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot \varphi}{\varphi_{\text{Klaff}}}\right). \quad (5.25)$$

Eine Größe von untergeordneter Bedeutung ist bei perfekten Flanschverbindungen die Länge der beiderseits angeschlossenen Rohrschalen. Jakubowski hat aber gezeigt, dass diese Länge bei imperfekten Flanschverbindungen einen entscheidenden Einfluss hat. Je kürzer die angeschlossenen Rohrschalen sind, desto größer sind die Kräfte, die zum Zuziehen einer klaffenden Verbindung durch das Vorspannen der Schrauben aufgebracht werden müssen. Bei imperfekten Flanschverbindungen wird daher nicht die gesamte Vorspannkraft der Schraube in eine effektive Druckvorspannung des Klemmpakets umgesetzt. Auf der Grundlage vergleichender Vorberechnungen wurde für die vorliegende Parameterstudie für die Schalenlänge der vierfache mittlere Schalenradius festgelegt. Der Widerstand, den die Rohrschale dem Zuziehen der klaffenden Verbindung entgegensetzt, ändert sich für noch längere Schalen nicht mehr signifikant.

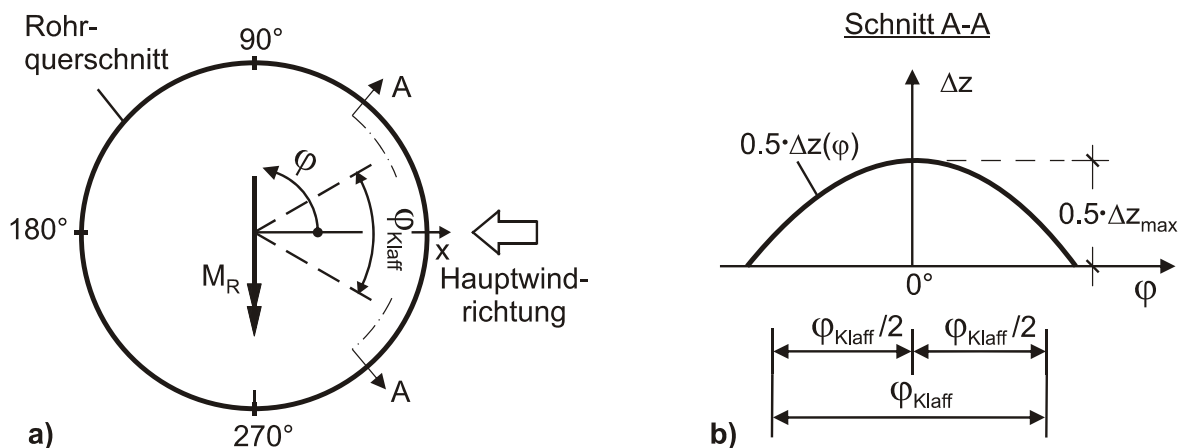


Bild 5.20: Flanschimperfection in Form einer Parallelklaffung:

- a) Lage des Rohrbiegemomentes und der Imperfektion im Rohrquerschnitt
 b) Verlauf der Imperfektion über den Rohrumfang

5.2.1.2 Variation der Parameter

Es werden Flanschabmessungen zugrunde gelegt, die denen der Flanschverbindungen P1 bis P7 aus der Parameterstudie an perfekten Ringflanschverbindungen entsprechen (vgl. Tab. 5.1). Die Verbindungen werden analog durchnummeriert, so dass zum Beispiel die Abmessungen der Variante IP1 (Imperfekt 1) identisch mit den Abmessungen der Variante P1 (Perfekt 1) sind.

Als Flanschimperfectionen werden Parallelklaffungen über Umfangsteilbereiche von $\varphi_{\text{Klaff}} = 30^\circ$, 60° und 90° betrachtet. Für jede dieser Teilbereichsklaffungen werden maximale Klaffungsmaße von $\Delta z_{\text{max}} = 1 \text{ mm}$, 2 mm und 3 mm vorgegeben. Insgesamt ergeben sich damit neun unterschiedliche Imperfektionsgeometrien.

Da neben der Schalenlänge (vgl. 5.2.1.1) auch die Schalendicke einen erheblichen Einfluss darauf hat, wie weit die Klaffung beim Vorspannen zugezogen werden kann, werden bei den Flanschverbindungen IP1 bis IP3 – den Varianten mit variiertem Schalendicke – alle neun Imperfektionsformen untersucht. Der Einfluss des Umfangsteilbereichs, über den die Verbindung klafft, und der Größe der Klaffung, kann damit ausreichend geklärt werden. Bei den Flanschverbindungen IP4 und IP5 bzw. IP6 und IP7 steht deswegen nur noch die Variation der Schraubendurchmesser bzw. des Rohrdurchmessers im Vordergrund. Die Klaffung wird hier nicht weiter variiert und mit einem maximalen Klaffungsmaß von 2 mm über einen Umfangsteilbereich von 60° vorgegeben. Alle untersuchten Parametervarianten sind mit ihren Abmessungen und Imperfektionsformen in Tab. 5.5 zusammengestellt.

Tabelle 5.5: Parametervarianten für die Studie an imperfekten Ringflanschverbindungen (Variation der unabhängigen Größen)

		Flanschverbindung								
		IP1	IP2	IP3	IP3	IP4	IP5	IP5	IP6	IP7
Unabhängige Größen	Schraubendurchmesser d _S	M36	M36	M36	M36	M42	M48	M48	M48	M48
	Schalenradius r _m [mm]	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600	1800	2000
	Blechdicke s [mm]	18	26	34	34	34	34	34	34	34
Abhängige Größen	Vorspannung F _V [kN]	510	510	510	510	710	930	930	930	930
	Schraubenanzahl n _S [-]	106	106	106	106	96	86	86	98	108
	c [mm]	94.84	94.84	94.84	94.84	104.72	116.90	116.90	115.41	116.36
	e [mm]	50	50	50	50	56	63	63	63	63
	b [mm]	59	63	67	67	73	80	80	80	80
	a [mm]	73.750	78.750	83.750	83.750	91.250	100	100	100	100
	t _F [mm]	81.125	86.625	92.125	92.125	100.375	110	110	110	110
	Beanspruchung max σ _{E,d} [N/mm ²]	129	89	68	68	85	100	100	100	100
	Imperfektionen	φ _{Klaff} [°]	Δz _{max} [mm]		φ _{Klaff} = 60°			φ _{Klaff} = 60°		
		30	1, 2, 3							
		60	1, 2, 3		Δz _{max} = 2 mm			Δz _{max} = 2 mm		
90		1, 2, 3								

5.2.1.3 Werkstoffe, Diskretisierung, Symmetrien und Modellierung der Imperfektion

Die Annahmen hinsichtlich der Werkstoffe waren mit den Annahmen der Parameterstudie an perfekten Flanschverbindungen identisch. Auch im Hinblick auf den Diskretisierungsgrad und den Berechnungsablauf wurden keine Veränderungen vorgenommen. Die Kontaktebene zwischen den beiden Flanschen wurde in guter Näherung wieder als Symmetrieebene angenommen. Bei der angenommenen Hauptwindrichtung (vgl. Bild 5.20) waren die Imperfektion und die globale Biegebelastung der Rohrschale zur gleichen Ebene spiegelsymmetrisch. Die Modellierung eines halben 180°-Modells war daher wieder ausreichend.

Das FE-Modell wurde zunächst mit perfekter Flanschgeometrie generiert. Die Modellierung der Flanschimperfektion erfolgte anschließend durch die Modifizierung der Knoten in der Kontaktebene. Dabei wurde die z-Koordinate der Knoten, die im Umfangsteilbereich der Klaffung lagen, nach Gl. (5.26) neu definiert.

$$z_{\text{neu}}(n_i) = z_{\text{alt}}(n_i) + \frac{1}{2} \cdot \Delta z(\varphi). \quad (5.26)$$

5.2.2 Ergebnisse: Schalenbeanspruchung an der Schweißnaht

5.2.2.1 Vorgespannter Zustand

Im Gegensatz zu perfekten Flanschverbindungen entstehen bei teilweise klaffenden Flanschverbindungen bereits beim Vorspannen der Schrauben größere Spannungen in der angrenzenden Rohrschale und damit in der Schweißnaht. Es handelt sich im Wesentlichen um Membranspannungen, während die Schalenbiegespannungen eher unbedeutend sind. Für den vorgespannten Zustand werden daher im Folgenden nur die Membranspannungsfelder betrachtet.

$$\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$$

In Bild 5.21 sind Membranspannungen im vorgespannten Zustand für die Flanschverbindungen IP1 bis IP3, d. h. für verschiedene Dicken der Rohrschalen, über dem Umfangswinkel φ aufgetragen. Es werden Imperfektionen betrachtet, die sich über einen Umfangswinkel von 90° erstrecken und maximale Klaffungen von 1 mm, 2 mm und 3 mm aufweisen. Man erkennt, dass durch das Zuziehen der klaffenden Verbindung im Zentrum der Klaffung Membranzugspannungen in die Rohrschale eingeleitet und im Randbereich der Klaffung über Membrandruckspannungen wieder ausgeleitet werden. Die Rohrschale und die Flansche stützen sich beim Vorspannen der Schrauben gegeneinander ab. Dieses Tragverhalten wurde bereits von Jakubowski erkannt [30] und wird durch das Fachwerkmodell in Bild 5.22 sehr gut beschrieben.

Die Abhängigkeit der Membranspannungen von der Schalendicke stellt sich komplexer dar. Die Dehnsteifigkeit der Schale nimmt zwar linear mit der Schalendicke zu, so dass man erwarten könnte, dass zwischen dem Anteil der Vorspannkraft, der für das Zuziehen aufgebracht werden muss, und der Schalendicke ebenfalls ein linearer Zusammenhang besteht. Dann müssten aber die Membranzugspannungen bei unterschiedlichen Schalendicken und identischen Flanschimperfektionen gleich sein. Tatsächlich zeigt sich jedoch, dass sie mit der Schalendicke leicht zunehmen. Der Grund dafür ist, dass mit dem Zuziehen der klaffenden Verbindung nicht nur Längenänderungen, sondern auch lokale Biegeverformungen der Rohrschale verbunden sind. Der Widerstand gegen das Zuziehen der Verbindung ergibt sich also nicht allein aus der Dehnsteifigkeit, sondern auch aus der lokalen Biegesteifigkeit der Rohrschale. Die Biegesteifigkeit, und damit auch der Anteil der Vorspannkraft, der für das Zuziehen aufgebracht werden muss, wachsen überproportional mit der Schalendicke. Deshalb nehmen die beim Vorspannen erzeugten Membranzugspannungen mit der Schalendicke leicht zu.

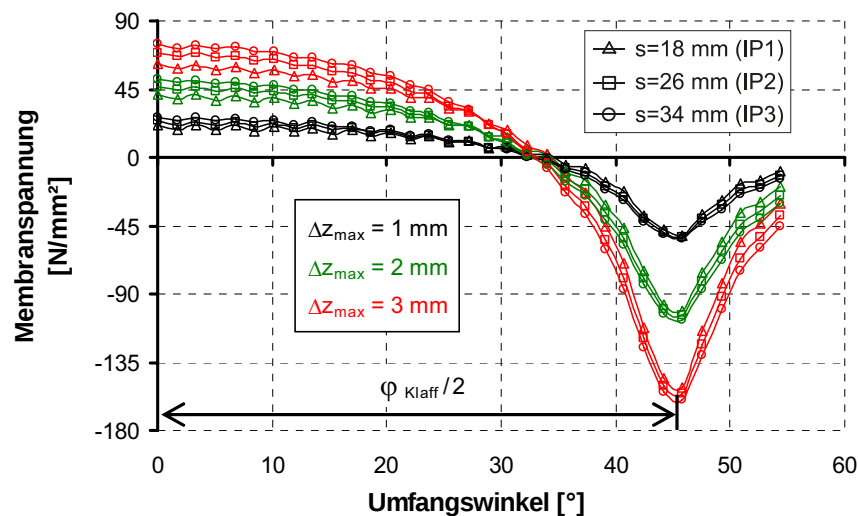


Bild 5.21: Membranspannungen in Längsrichtung der Rohrschale im vorgespannten Zustand für die Flanschverbindungen IP1 bis IP3 bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$)

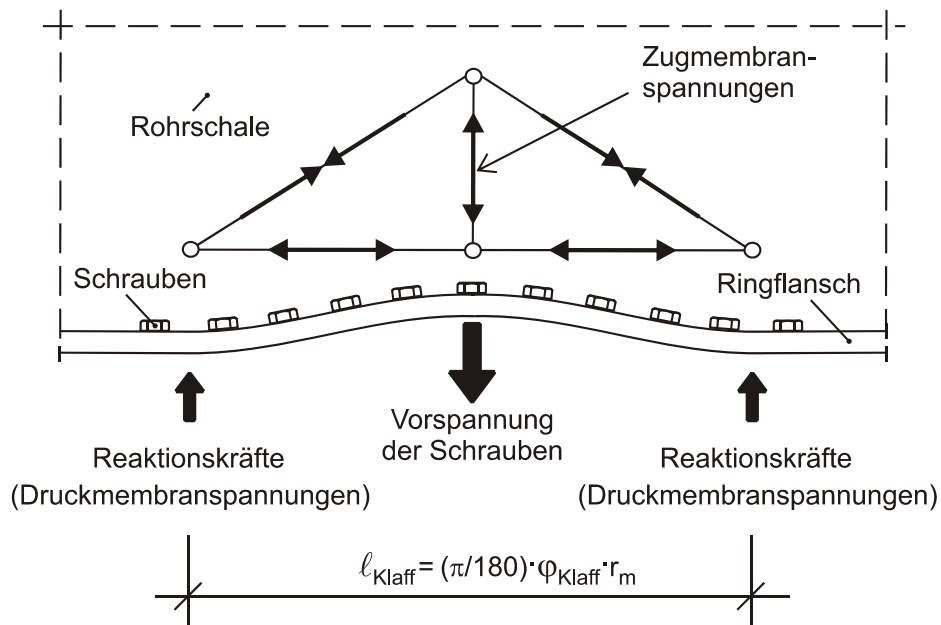


Bild 5.22: Fachwerkmodell für das Tragverhalten der Rohrschale im vorgespannten Zustand bei imperfekter Ringflanschgeometrie (nach [30])

Der oben konstatierte lineare Zusammenhang zwischen der Größe der maximalen Klaffung und der Membranspannung in Schalenlängsrichtung im vorgespannten Zustand besteht natürlich nur, wenn die Klaffungen beim Vorspannen vollständig zugezogen werden können. Bei $\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$ war das für die Variante IP3 mit $\Delta z_{\text{max}} = 3 \text{ mm}$ nicht ganz der Fall.

$$\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$$

In Bild 5.23 sind nun die Membranspannungen im vorgespannten Zustand für Imperfektionen, die sich über einen Umfangswinkel von 60° erstrecken, analog zu Bild 5.21 aufgetragen. Aus der Abbildung kann man direkt schließen, dass die beiden Flanschverbindungen mit dicken Schalen IP3 ($s=34$ mm) und IP2 ($s=26$ mm) bei einer maximalen Klaffung von 3 mm mit Hilfe der Schrauben nicht mehr zugezogen werden können. Die Membranspannungen sind geringer als bei IP1 ($s=18$ mm), müssten aber bei der gleichen maximalen Klaffung gemäß den Ergebnissen für $\varphi_{\text{Klaff}}=90^\circ$ eigentlich größer sein. Die Flanschverbindung IP3 kann, im Gegensatz zu IP2, auch bei $\Delta z_{\text{max}}=2$ mm noch nicht ganz zugezogen werden. Nur bei der relativ kleinen Klaffung von $\Delta z_{\text{max}}=1$ mm können alle drei Flanschverbindungen zugezogen werden. Die Membranspannungen nehmen nun wieder (wie bei $\varphi_{\text{Klaff}}=90^\circ$) mit der Schalendicke zu.

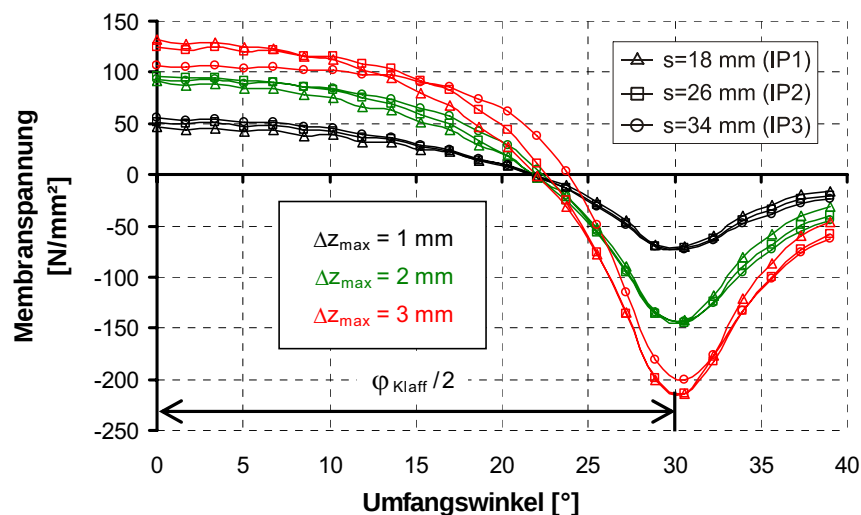


Bild 5.23: Membranspannungen in Längsrichtung der Rohrschale im vorgespannten Zustand für die Flanschverbindungen IP1 bis IP3 bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$)

Bisher wurden nur Flanschverbindungen mit unterschiedlich dicken Rohrschalen betrachtet. Im Rahmen der Parameterstudie wurden aber auch der Schraubendurchmesser (IP4 und IP5) sowie der Turmdurchmesser bzw. der Durchmesser der Rohrschale (IP6 und IP7) variiert. Die Imperfektion wurde dabei mit $\Delta z_{\text{max}}=2$ mm und $\varphi_{\text{Klaff}}=60^\circ$ konstant gehalten.

Die Ergebnisse für **unterschiedliche Schraubendurchmesser** (IP3, IP4 und IP5) sind in Bild 5.24 aufgetragen. Man sieht, dass die Membranzugspannungen für IP4

und IP5 nahezu identisch sind und nur unwesentlich über denen der Flanschverbindung IP3 liegen. Bei größeren Schraubendurchmessern können zwar mit Rücksicht auf die Abstände weniger Schrauben eingebaut werden, andererseits erhöhen sich aber die Vorspannkkräfte der Schrauben. In der Summe steht jedenfalls pro Längeneinheit in Umfangsrichtung mehr Vorspannkraft zum Zuziehen der Verbindung zur Verfügung (vgl. Tab. 5.6).

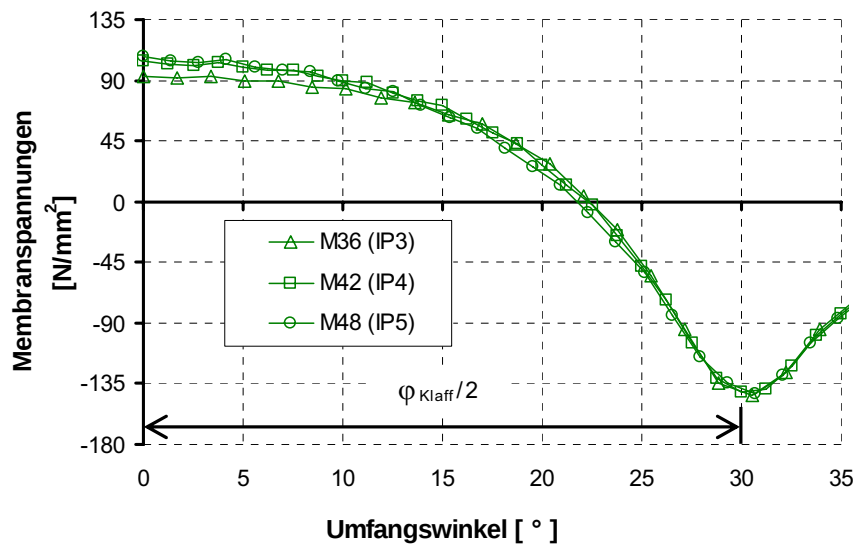


Bild 5.24: Membranspannungen in Längsrichtung der Rohrschale im vorgespannten Zustand für die Flanschverbindungen IP3 bis IP5 bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$, $\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$)

Tabelle 5.6: Vorspannung des Klemmpakets für ausgewählte Schraubendurchmesser bei kleinstmöglichem Schraubenabstand untereinander

	Vorspannkraft pro Schraube [kN]	c_{min} nach Tab. 2.1 [mm]	Vorspannkraft pro Umfangslänge [kN/mm]
M36	510	94.84	5.38
M42	710	104.72	6.78
M48	930	116.90	7.96

Da die für Bild 5.24 zugrunde gelegte 2 mm-Klaffung bereits mit dem kleinsten Schraubendurchmesser M36 (IP3) nahezu vollständig zugezogen werden kann, ist es einleuchtend, dass die Membranzugspannungen bei den größeren Schraubendurchmessern nur unwesentlich zunehmen. Die überschüssigen Vorspannkkräfte der größeren Schrauben werden zum Zuziehen der Klaffung nicht benötigt und können somit in zusätzliche Druckvorspannungen ihrer Klemmpakete umgesetzt werden. Es

ist also mit zunehmendem Schraubendurchmesser bei gleicher Imperfektion ein günstigeres Tragverhalten unter äußerer Belastung zu erwarten (siehe 5.2.2.2).

Die Berechnungsergebnisse für **unterschiedliche Rohrdurchmesser** (IP5, IP6 und IP7) sind in Bild 5.25 dargestellt. Man erkennt, dass die Membranzugspannungen mit größeren Durchmessern der Rohrschale geringfügig abnehmen. Demnach muss offenbar ein geringerer Anteil der Vorspannkräfte zum Zuziehen der klaffenden Flanschverbindung aufgebracht werden. Das wird bei Betrachten des Fachwerkmodells in Bild 5.22 plausibel: Die Länge des Kreisbogenabschnitts, über den sich die Imperfektion erstreckt, entspricht der Stützweite ℓ_{Klaff} des gedachten Fachwerks. Diese vergrößert sich, wenn man den Rohrdurchmesser erhöht, den Umfangswinkel φ_{Klaff} , über den sich die Imperfektion erstreckt, aber beibehält. Dementsprechend wird das Fachwerk „weicher“ und die Klaffung kann mit geringeren Vorspannkräften zugezogen werden. Es ist also auch mit zunehmendem Rohrdurchmesser bei gleicher Imperfektion ein günstigeres Tragverhalten unter äußerer Belastung zu erwarten (siehe 5.2.2.2).

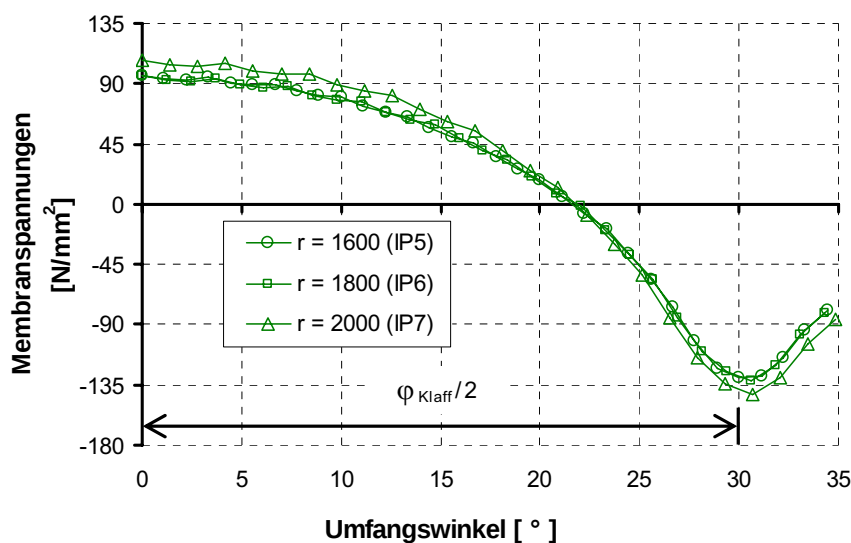


Bild 5.25: Membranzugspannungen in Längsrichtung der Rohrschale im vorgespannten Zustand für die Flanschverbindungen IP5 bis IP7 bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$, $\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$)

$$\underline{\varphi_{\text{Klaff}} = 30^\circ}$$

Für eine vergleichsweise kurzweilige Imperfektion über einen Umfangswinkel von nur 30° sind die Membranzugspannungen im vorgespannten Zustand in Bild 5.26 analog zu Bild 5.21 dargestellt. Bei unveränderten Klaffungsmaßen Δz_{max} nehmen die Membranzugspannungen jetzt grundsätzlich mit der Schalendicke ab. Daraus kann man

folgern, dass im Vergleich mit der 1 mm klaffenden Flanschverbindung IP1 alle anderen Varianten nicht vollständig zugezogen werden.

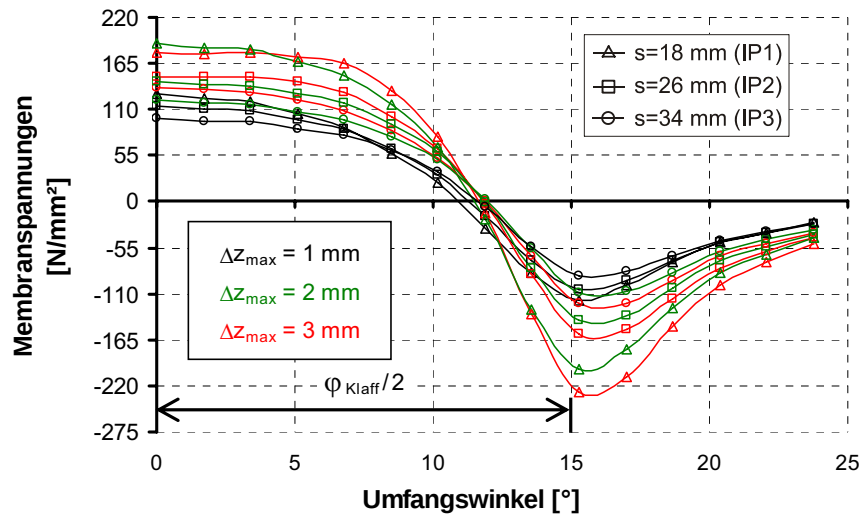


Bild 5.26: Membranspannungen in Längsrichtung der Rohrschale im vorgespannten Zustand für die Flanschverbindungen IP1 bis IP3 bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 30^\circ$)

5.2.2.2 Äußere Belastung (Rohrbiegemoment)

Im Gegensatz zur perfekten Ringflanschverbindung, bei der eine Spannungsüberhöhung in der Schweißnaht nur durch lokale Schalenbiegung verursacht wird und deshalb durch die „bezogene Biegespannung“ $\sigma_{B,bez}$ nach Gl. (5.9) beschrieben werden kann, stellt sich die Thematik der Spannungsüberhöhung bei imperfekten Ringflanschverbindungen komplizierter dar. Hier überlagern sich dem im vorigen Unterabschnitt diskutierten Membranspannungsfeld aus Vorspannung sowohl weitere unregelmäßig verteilte Membranspannungen als auch Schalenbiegespannungen. Um trotzdem eine informationsäquivalente Größe für die ermüdungsrelevante Spannungsüberhöhung in der Schweißnaht zu bekommen, wird eine „bezogene Spannungsüberhöhung“ $\sigma_{Ü,bez}$ wie folgt definiert:

$$\sigma_{Ü,bez} = 100 \cdot \frac{\sigma_i - \sigma_{Nenn}}{\sigma_{Nenn}} \quad (5.27)$$

mit

$$\sigma_i = \sigma_{i,Ges.} - \sigma_{i,Versp} \quad (5.28)$$

und

$\sigma_{i,Versp.}$ = Oberflächenspannung an der Rohrinneenseite im vorgespannten Zustand,

$\sigma_{i,Ges.}$ = Oberflächenspannung an der Rohrinneenseite nach Aufbringen des globalen Rohrbiegemomentes,

σ_{Nenn} = elementare größte Rohrbiegespannung (Membranspannung) M_R/W_R .

Die größte Spannungsüberhöhung ergibt sich bei imperfekten Ringflanschverbindungen nicht unbedingt an der Stelle der größten Klaffung. Daher werden die Normalspannungen in Schalenlängsrichtung für Umfangswinkel zwischen 0° und maximal 55° jeweils 20 mm oberhalb des Flansches, wo im Rahmen der vorliegenden Parameterstudie die Schweißnaht liegt (vgl. Bild 5.1), ausgewertet.

Zunächst ist in Bild 5.27 die Definition der „bezogenen Spannungsüberhöhung“ nach Gl. (5.27) und (5.28) an einem konkreten Beispiel noch einmal veranschaulicht. Die Darstellung gilt – wie auch alle folgenden in diesem Unterabschnitt – für das maximal mögliche Rohrbiegemoment. Das ist jenes Rohrbiegemoment, das als größte elementare Rohrbiegespannung σ_{Nenn} gerade die im Grenzzustand der Ermüdung maximal mögliche Schalenlängsspannung $\max \sigma_{E,d}$ nach Gl. (5.8) liefert (für das Beispiel in Bild 5.27 gemäß Tab. 5.1 $\max \sigma_{E,d} = 68 \text{ N/mm}^2$). Als Referenz ist in Bild 5.27a der sinusförmige Verlauf der elementaren Rohrbiegespannung eingetragen.

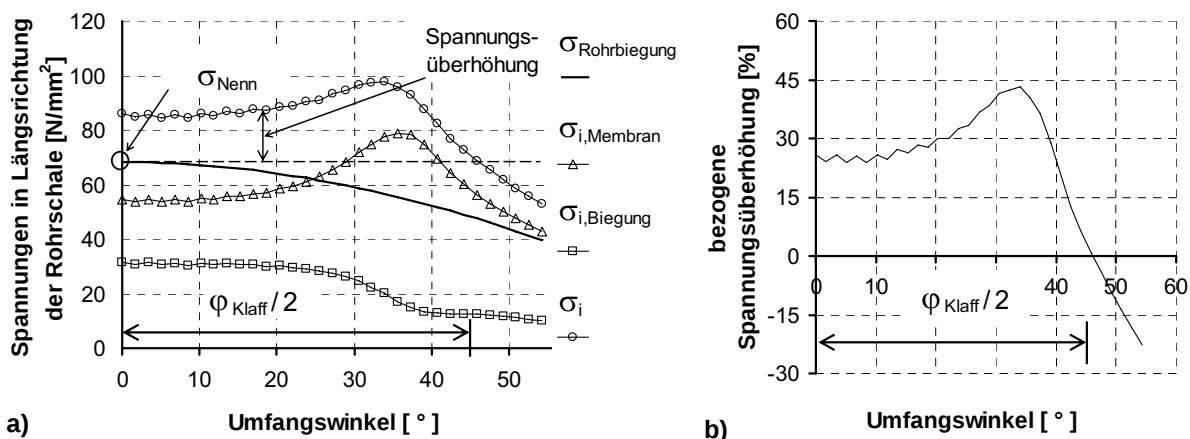


Bild 5.27: Zur Definition der „bezogenen Spannungsüberhöhung“ infolge imperfekter Ringflanschgeometrie: a) Anteilige Spannungen in der Rohrschale unter Rohrbiegemoment, b) bezogene Spannungsüberhöhung; Flanschverbindung IP3, $\phi_{Klaff} = 90^\circ$, $\Delta z_{max} = 3 \text{ mm}$

Bei der gedanklichen Einordnung der in Bild 5.27a dargestellten Oberflächenspannung σ_i (mit ihren beiden Anteilen Membran und Biegung) ist zu beachten, dass dies nicht die aktuell insgesamt vorhandene Spannung ist, sondern gemäß Gl. (5.28) nur die aus dem aufgetragenen Rohrbiegemoment entstandene Zusatzspannung gegenüber dem Vorspannzustand. Die in Bild 5.27b aufgetragene bezogene Span-

nungsüberhöhung ist also – wie auch alle folgenden Auftragungen in diesem Unterabschnitt – in engem Zusammenhang mit der Membranspannungsverteilung im vorgespannten Zustand zu sehen (hier Bild 5.21).

Man erkennt aus Bild 5.27a, dass bei einer klaffenden Ringflanschverbindung sich die Spannungsüberhöhung in der Schweißnaht grundsätzlich aus „umverteilten“ Membranspannungen und lokalen Schalenbiegespannungen zusammensetzt. Dabei resultieren die Spannungen im Zentrum des klaffenden Bereichs allein aus den lokalen Biegespannungen, in den Randbereichen vor allem aus den „umverteilten“ Membranspannungen.

$$\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$$

In Bild 5.28 sind für die Flanschverbindungen IP1 bis IP3 die bezogenen Spannungsüberhöhungen für das maximal mögliche Rohrbiegemoment analog zu Bild 5.27b über dem Umfangswinkel φ aufgetragen. Während die maximale Klaffung mit 1 mm, 2 mm oder 3 mm festgehalten wird (Bilder 5.28a, b und c), variiert die Schalendicke zwischen 18 mm, 26 mm und 34 mm (IP1 bis IP3). Die Imperfektion erstreckt sich über einen Umfangsteilbereich von 90° .

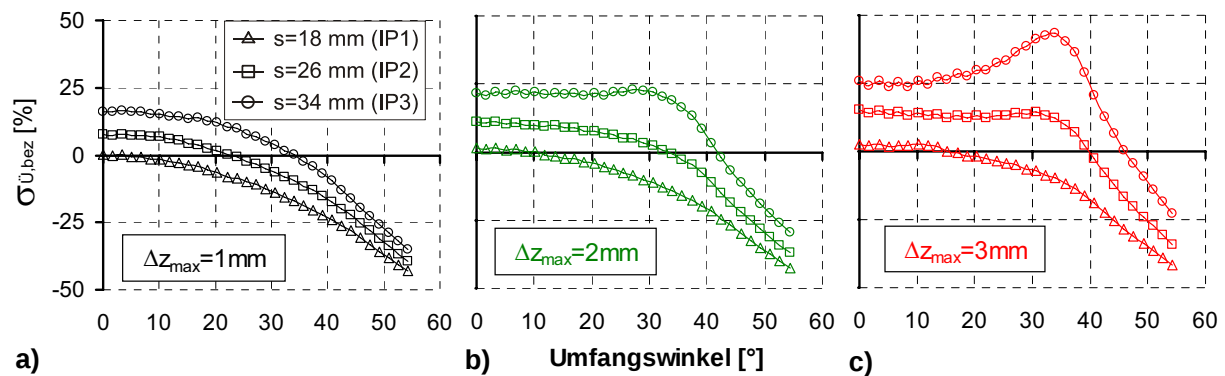


Bild 5.28: Bezogene Spannungsüberhöhungen unter maximalem Rohrbiegemoment für die Flanschverbindungen IP1 bis IP3 bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$)

Wie man erkennt, verschiebt sich mit dickeren Rohrschalen und größeren Klaffungen die größte bezogene Spannungsüberhöhung nach und nach vom Klaffungszentrum in den Randbereich der Klaffung. Diese Verschiebung resultiert aus dem zunehmenden Einfluss der oben bereits angesprochenen „Umverteilung“ der Membranspannungen aus globaler Biegung, verglichen mit der sinusförmigen Nennverteilung (vgl. Bild 5.27a). Im klaffenden Bereich einer imperfekten Ringflanschverbindung werden, wie in 5.2.2.1 bereits beschrieben, nur Teile der Schrauben-Vorspannkräfte in eine

effektive Druckvorspannung der Klemmpakete umgesetzt. Im Vergleich zur perfekten Ringflanschverbindung ist die Druckvorspannung in diesem Bereich also entsprechend kleiner. Durch die innere Fachwerkwirkung in der Schalenwandung beim Zuziehen der klaffenden Verbindung (vgl. Bild 5.22) erhöht sich dagegen die Druckvorspannung der Klemmpakete in den Randbereichen der Klaffung um die dort wirkenden Reaktionskräfte (Druckmembranspannungen). Die Druckvorspannung der Klemmpakete und als Folge davon auch die Steifigkeit der ganzen Flanschverbindung sind also über den Umfang veränderlich. Diese Steifigkeitsunterschiede sind die Ursache für die oben angesprochene „Umverteilung“ der Membranspannungen. Dieser Effekt wurde ebenfalls bereits von Jakubowski beschrieben [30].

Je größer der Steifigkeitsunterschied zwischen dem ursprünglich klaffenden Bereich und den angrenzenden Bereichen ist, desto größer ist auch die „Spannungsumverteilung“. Bei dickeren Rohrschalen und größeren Klaffungen verringert sich der Anteil der Vorspannkräfte, der in Druckvorspannung der Klemmpakete umgesetzt wird (vgl. 5.2.2.1), und die Steifigkeitsunterschiede nehmen zu. Bei der anschließenden Rohrbiegebelastung unterscheidet sich daher die Verteilung der Membranspannungen verstärkt von der sinusförmigen Nennverteilung, und das Maximum der bezogenen Spannungsüberhöhung wandert in die Randbereiche der Klaffung.

Trotz der geringeren Membranspannungen im Zentrum des klaffenden Bereichs nehmen die bezogenen Spannungsüberhöhungen mit dickeren Rohrschalen und größeren Klaffungen auch hier zu. Dies ist die Folge der geringeren Druckvorspannung der Klemmpakete in diesem Bereich. Wie in 5.1.2.5 gezeigt wurde (vgl. Bild 5.13b), beginnt die Verbindung bei geringerer Druckvorspannung früher zu klaffen, und die lokale Biegebeanspruchung der Rohrschale nimmt entsprechend zu. Auf diese sind die größeren bezogenen Spannungsüberhöhungen im Zentrum des klaffenden Bereichs zurückzuführen.

Aus Bild 5.28 wird vor allem klar, dass die bezogenen Spannungsüberhöhungen der imperfekten Ringflanschverbindungen zum Teil deutlich größer sind als die bezogenen Biegespannungen der entsprechenden perfekten Ringflanschverbindungen, die für diese das unmittelbar vergleichbare Maß für die Spannungsüberhöhung darstellen. Zum Beispiel beträgt die maximale bezogene Spannungsüberhöhung bei der Flanschverbindung IP3 43%, wenn sie vor dem Vorspannen über einen Umfangswinkel von 90° mit einem Maximalwert von 3 mm klafft (IP3), dagegen nur 13%, wenn sie perfekt ausgeführt wird (vgl. Bild 5.5). Die Spannungsüberhöhung bei der imperfekten Flanschverbindung ist demnach ca. dreimal so groß wie bei der perfekten Flanschverbindung.

Bei der imperfekten Flanschverbindung IP1 dagegen liegen die bezogenen Spannungsüberhöhungen mit maximal 3% in der gleichen geringen Größenordnung wie mit 2% bei der entsprechenden perfekten Flanschverbindung P1 (vgl. Bild 5.5). Offenbar wird einerseits die lokale Biegebeanspruchung durch die reduzierten Druckvorspannungen im zentralen Bereich der Klaffung nicht in einem solchen Maß erhöht, dass sie die dortige Reduzierung der Membranspannungen überkompensieren könnte. Andererseits werden die Membranspannungen auch nicht in einem solchen Maß in die Randbereiche der Klaffung „umverteilt“, dass es dort zu nennenswerten Spannungsüberhöhungen kommen könnte.

$$\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$$

Wie zuvor erläutert, hat unter anderem der Steifigkeitsunterschied der vorgespannten Verbindung zwischen dem ursprünglich klaffenden Bereich und den angrenzenden Bereichen einen großen Einfluss auf die Größe der Spannungsüberhöhungen beim anschließenden Aufbringen einer Rohrbiegebelastung. Dieser Steifigkeitsunterschied ist besonders groß, wenn die Flanschverbindung durch das Vorspannen der Schrauben erst gar nicht zugezogen werden konnte oder bei Belastung sofort wieder zu klaffen beginnt. Auf welchem Lastniveau die Flanschverbindung wieder aufklafft, oder ob die Klaffung überhaupt zugezogen werden konnte, ist also von entscheidender Bedeutung für die Größe der Spannungsüberhöhungen.

In Bild 5.29 sind die bezogenen Spannungsüberhöhungen der Flanschverbindungen IP1 bis IP3 für Imperfektionen über einen Umfangswinkel von 60° analog zu Bild 5.28 dargestellt. Wie zu erwarten, weisen gerade die Verbindungen, bei denen die Klaffung nicht zugezogen werden kann (vgl. 5.2.2.1), besonders große Spannungsüberhöhungen in den Randbereichen der Klaffung auf. Bei IP3 beträgt die Spannungsüberhöhung bei $\Delta z_{\text{max}} = 3 \text{ mm}$ zum Beispiel bis zu 90%.

In Bild 5.30 sind die bezogenen Spannungsüberhöhungen – bei konstant gehaltener Imperfektion ($\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$, $\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$) – für die Flanschverbindungen IP3 bis IP5 (varierte Schraubendurchmesser) und IP5 bis IP7 (varierte Rohrdurchmesser) analog zu den Bildern 5.28 und 5.29 dargestellt. Wie man sieht, nehmen die bezogenen Spannungsüberhöhungen mit zunehmendem Durchmesser sowohl der Schrauben (Bild 5.30a) als auch der Rohrschale (Bild 5.30b) ab. Das war bereits aufgrund des Aufbaus der Membranspannungen beim Vorspannen der Schrauben erwartet worden (vgl. 5.2.2.1, insbesondere Bilder 5.25 und 5.26).

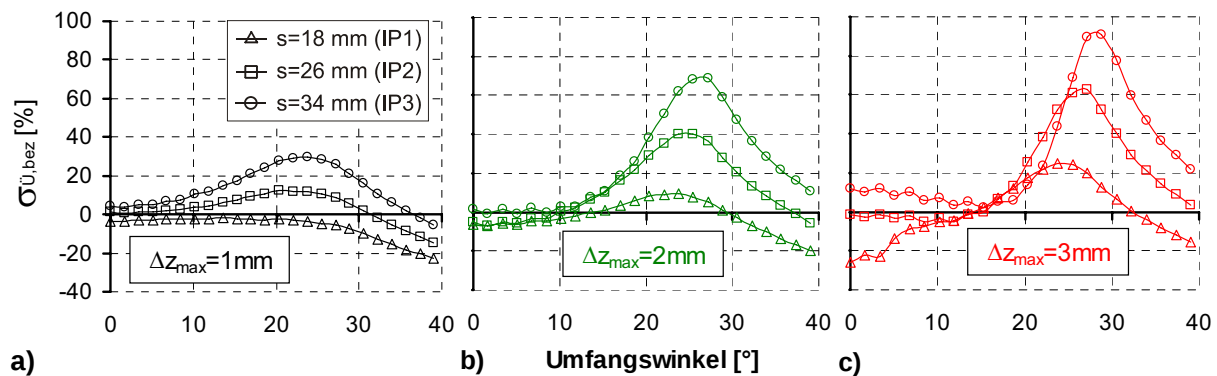


Bild 5.29: Bezogene Spannungserhöhungen unter maximalem Rohrbiegemoment für die Flanschverbindungen IP1 bis IP3 bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$)

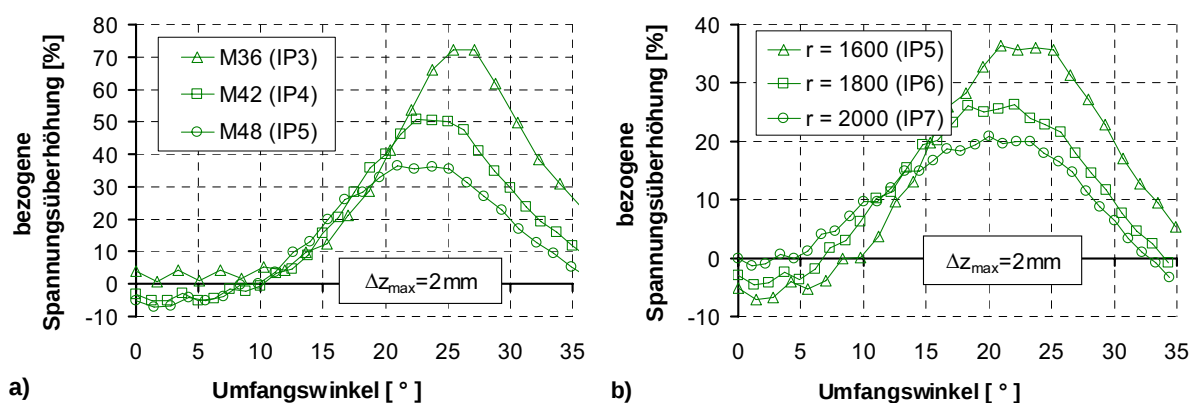


Bild 5.30: Bezogene Spannungsüberhöhungen unter maximalem Rohrbiegemoment bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$, $\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$):

a) für die Flanschverbindungen IP3 bis IP5

b) für die Flanschverbindungen IP5 bis IP7

$$\varphi_{\text{Klaff}} = 30^\circ$$

Bild 5.31 zeigt für die vergleichsweise kurzweilige Imperfektion mit $\varphi_{\text{Klaff}} = 30^\circ$ die zu den Bildern 5.28 und 5.29 analoge Auftragung der bezogenen Spannungsüberhöhungen. Bei $\Delta z_{\text{max}} = 1 \text{ mm}$ nehmen die Spannungsüberhöhungen mit der Schalendicke noch deutlich zu. Dafür muss die Druckvorspannung in den Klemmpaketen unterschiedlich verteilt gewesen sein. Dies wiederum ist nur möglich, wenn die Flanschverbindungen mit der dünneren Rohrschale weiter zugezogen waren als die mit der dickeren Rohrschale. Bei $\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$ und 3 mm dagegen nehmen die Spannungsüberhöhungen mit der Dicke der Rohrschale nur noch unwesentlich zu.

(Bilder 5.31b und c). Man kann also davon ausgehen, dass ein Zuziehen der Klaffung hier so gut wie gar nicht mehr stattgefunden hat.

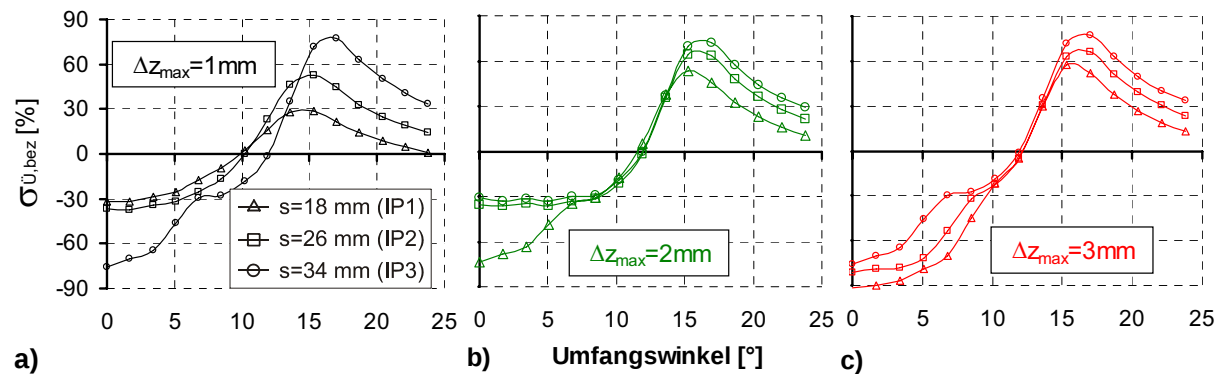


Bild 5.31: Bezogene Spannungsüberhöhungen unter maximalem Rohrbiegemoment für die Flanschverbindungen IP1 bis IP3 bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 30^\circ$)

5.2.2.3 Zusammenfassende Diskussion der Ergebnisse

Es kann festgehalten werden, dass bei imperfekten Flanschverbindungen unter Rohrbiegebelastung deutlich größere Spannungsüberhöhungen auftreten als bei perfekten Flanschverbindungen. Dabei sind zwei wesentliche Effekte zu unterscheiden. Der eine ist die größere lokale Biegebeanspruchung aufgrund reduzierter Druckvorspannung der Klemmpakete. Der andere Effekt ist die veränderte Verteilung der Membranspannungen aufgrund der Steifigkeitsunterschiede einer vorgespannten, imperfekten Flanschverbindung.

Grundsätzlich sind beide Effekte vorhanden. Kann die klaffende Verbindung frühzeitig, d. h. schon mit einem geringen Anteil der Schraubenvorspannkraft zugezogen werden, macht sich vor allem die erhöhte lokale Biegebeanspruchung bemerkbar, und die Spannungsüberhöhung ist im zentralen Bereich der Klaffung am größten. Ein Beispiel hierfür ist die Flanschverbindung IP3 mit einer bezogenen Spannungsüberhöhung von bis zu 25%, wenn sich die Imperfektion über einen Umfangswinkel von 90° erstreckt und das maximale Klaffungsmaß 3 mm beträgt.

Wird dagegen ein sehr großer Anteil der Schraubenvorspannkraft zum Zuziehen der klaffenden Verbindung benötigt oder ist ein vollständiges Zuziehen gar nicht möglich, überwiegt der Effekt der „umverteilten“ Membranspannung. Die größten Spannungsüberhöhungen ergeben sich in diesem Fall im Randbereich der Klaffung. Ein Beispiel hierfür ist ebenfalls die Flanschverbindung IP3 mit $\Delta z_{\text{max}} = 3$ mm, aber jetzt mit nur 60° Erstreckungswinkel der Imperfektion. Die bezogene Spannungsüberhöhung beträgt hier maximal 90%.

Besonders hervorzuheben ist, dass auch Imperfektionen mit geringen Klaffungsmaßen zu erheblichen Spannungsüberhöhungen führen können, wenn sich die Klaffung nur über einen kleinen Umfangsteilbereich erstreckt. Ein gutes Beispiel ist hier noch einmal die Flanschverbindung IP3, aber jetzt mit $\varphi_{\text{Klaff}} = 30^\circ$ und $\Delta z_{\text{max}} = 1 \text{ mm}$. Bei dieser Konfiguration beträgt die maximale bezogene Spannungsüberhöhung bis zu 70%.

Grundsätzlich nehmen die bezogenen Spannungsüberhöhungen auch bei imperfekten Flanschverbindungen – ähnlich wie bei perfekten Flanschverbindungen (vgl. 5.1.2.6) – mit der Dicke der Rohrschale zu. Größere Schraubendurchmesser führen dagegen zu geringeren bezogenen Spannungsüberhöhungen, genauso wie größere Durchmesser der Rohrschale – auch dies ähnlich wie bei perfekten Flanschverbindungen (vgl. 5.1.2.6).

5.2.3 Ergebnisse: Ermüdungsschädigung der Schweißnaht

Im vorhergehenden Unterabschn. 5.2.2 wurde der Einfluss von Flanschimperfektionen auf die in der Schweißnaht auftretende Oberflächenspannung σ_{OF} diskutiert. Dafür wurde eine bezogene Spannungsüberhöhung $\sigma_{\text{Ü,bez}}$ definiert und – bei maximaler Rohrbiegemomentenbelastung ($M_R = \max M_R$) – über dem Umfangswinkel φ aufgetragen. Im Folgenden wird nun – analog zu 5.1.3 – der durch die zusätzlichen Schweißnahtspannungen verursachte Einfluss der Flanschimperfektionen auf die Ermüdungsschädigung der Schweißnaht untersucht. Das erfolgt beispielhaft für die ausgewählten Ringflanschverbindungen in Tab. 5.7.

Tabelle 5.7: Ausgewählte imperfekte Ringflanschverbindungen

Flansch- verbindung	Imperfektion	Berechnung der bezogenen Spannungsüberhöhung bei
IP1	$\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$ $\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$	$\varphi = 23^\circ$
IP2	$\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$ $\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$	$\varphi = 25^\circ$
IP3	$\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$ $\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$	$\varphi = 27^\circ$
IP3	$\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$ $\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$	$\varphi = 0^\circ$
IP3	$\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$ $\Delta z_{\text{max}} = 2 \text{ mm}$	$\varphi = 0^\circ$

Die Flanschverbindungen der Zeilen 1, 2 und 3 wurden ausgewählt, weil sie nach dem Vorspannprozess unterschiedlich stark zugezogen sind (vgl. Bild 5.23) und unter globaler Rohrbiegebelastung deutliche Spannungsüberhöhungen in den Randbereichen der Klaffung aufweisen (vgl. Bild 5.29b). Diese resultiert vorwiegend aus einer veränderten Membranspannungsverteilung. Die Flanschverbindungen der Zeilen 4 und 5 wurden ausgewählt, weil sie ausgeprägte Spannungsüberhöhungen im mittleren Bereich der Klaffung aufweisen (vgl. Bild 5.28). Zudem rühren hier die Spannungsüberhöhungen nicht von einer veränderten Membranspannungsverteilung her – wie bei den Flanschverbindungen der Zeilen 1 bis 3 –, sondern aus der lokalen Biegebeanspruchung der Rohrschale.

5.2.3.1 Vorgehensweise

Die ermüdungsrelevante Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma_{OF}$ wird, wie bereits unter 5.1.3.1 beschrieben, aus der nichtlinearen Last-Spannung-Kurve $\sigma_{OF} = f(M_R)$ abgegriffen. Diese verläuft aber bei imperfekten Ringflanschverbindungen, anders als bei perfekten Ringflanschverbindungen, nicht durch den Koordinatenursprung ($f(M_R = 0) \neq 0$), weil zu Beginn der äußeren Rohrbiegebelastung bereits Spannungen aus dem Vorspannzustand vorhanden sind (Bild 5.33). Dies ist zwar in der bezogenen Spannungsüberhöhung $\sigma_{\ddot{U},bez}$ nicht erkennbar, ist aber für die Berechnung von $\Delta\sigma_{OF}$ auch nicht erforderlich, wie in Bild 5.33 illustriert.

In Bild 5.32 sind die bezogenen Spannungsüberhöhungen $\sigma_{\ddot{U},bez}$ für die Flanschverbindungen aus Tab. 5.7 über der aus dem einwirkenden Rohrbiegemoment M_R resultierenden Nennspannung σ_{Nenn} (ebenfalls in bezogener Form) aufgetragen. Der Verlauf der nichtlinearen Last-Spannung-Kurve $\sigma_{OF} = f(M_R)$ wird mit diesen Kurvenverläufen – vereinfachend werden sie, wie gestrichelt eingezeichnet, linearisiert – aus der linearen Last-Spannung-Kurve berechnet:

$$\sigma_{OF} = \sigma_{Nenn} \cdot (1 + 0,01 \cdot \sigma_{\ddot{U},bez}). \quad (5.29)$$

Die weitere Vorgehensweise, mit der die Ermüdungsschädigung der Schweißnähte an den imperfekten Ringflanschverbindungen ermittelt wird, ist identisch mit der unter 5.1.3.1 beschriebenen Vorgehensweise bei perfekten Ringflanschverbindungen. Die Spannungsschwingbreiten werden wieder für vorgegebene Schwingbreiten ΔM_R einmal aus der linearen Last-Spannung-Kurve $\sigma_{Nenn}(M_R)$ (Fall (a)), das andere Mal aus der nichtlinearen Last-Spannung-Kurve $\sigma_{OF}(M_R)$ (Fall (b)), abgegriffen (Bild 5.33). Es wird auf dieselben From-To-Matrizen der M_R -Rainflow-Auszählung zurückgegriffen, die auch in der gleichen Art und Weise skaliert werden. Die erhaltenen Schädigungssummen S sind damit direkt vergleichbar mit den für perfekte

Ringflanschverbindungen in 5.1.3.2 diskutierten Werten; der Referenzfall $S = 1$ ist identisch.

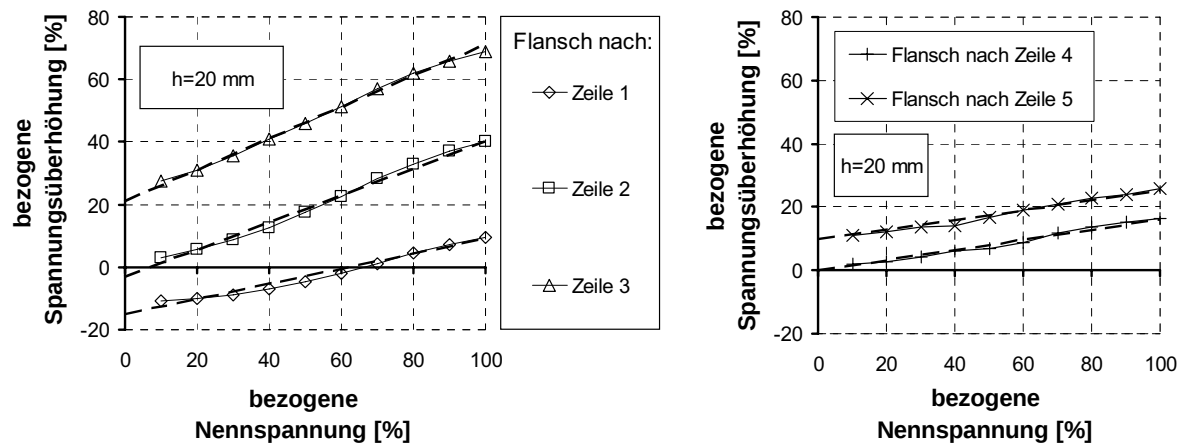


Bild 5.32: Bezogene Spannungsüberhöhungen für die imperfekten Ringflanschverbindungen aus Tab. 5.7, aufgetragen über der bezogenen Nennspannung

5.2.3.2 Diskussion der Ergebnisse

Die berechneten Schädigungssummen für die imperfekten Flanschverbindungen der Tab. 5.7 sind in Tab. 5.8 aufgelistet. Man erkennt, dass sich auch hier durch die Berücksichtigung der Strukturspannungen, im Vergleich zum Nennspannungsnachweis, zum Teil deutlich größere Schädigungssummen ergeben. Wie sich am Beispiel der Flanschverbindung nach Zeile 3 zeigt, können diese noch einmal erheblich über den Schädigungssummen für perfekte Ringflanschverbindungen liegen (vgl. Bild 5.18).

Tabelle 5.8: Schädigungssummen S für die imperfekten Flanschverbindungen der Tab. 5.7

	Flanschverbindung nach				
	Zeile 1	Zeile 2	Zeile 3	Zeile 4	Zeile 5
Rainflow-Matrix 1: Küstenstandort	$S = 1.32$	$S = 3.71$	$S = 6.93$	$S = 1.71$	$S = 2.21$
Rainflow-Matrix 2: Binnenstandort	$S = 1.34$	$S = 2.83$	$S = 5.13$	$S = 1.52$	$S = 1.98$

Bei den Flanschverbindungen der Zeilen 1 bis 3 liegt ein großer Teil der Lastspiele im Druck-Schwell- bzw. Druck-Wechsel-Bereich. Das ergibt sich aus den Membrandruckspannungen, die beim Vorspannen der Verbindung in den Randbereichen der Klaffung aufgebaut wurden (vgl. Bild 5.23). Die beiden Kurven (II) und (III) in Bild 5.33 illustrieren diesen Sachverhalt zusätzlich. Bei der Berechnung der Schädigungssummen wurde dieser so genannte „Mittelspannungseinfluss“ nicht

berücksichtigt – wie es im Allgemeinen nach den Regeln des EC3 auch üblich ist. Er dürfte sich aber in jedem Fall positiv auf die Ermüdungsfestigkeit auswirken.

Bei den Flanschverbindungen der Zeilen 4 und 5 liegen die Lastspiele demgegenüber vorwiegend im Zugschwellbereich. Das ergibt sich aus den Membranzugspannungen, die beim Vorspannen der Verbindung im mittleren Bereich der Klaffung – dort wo die vorliegenden Schädigungssummen berechnet wurden – aufgebaut wurden (vgl. Bild 5.21). Die Ermüdungssicherheit bei diesen imperfekten Flanschverbindungen ist mit Schädigungssummen zwischen $S = 1.5$ und $S = 2.5$ vergleichbar mit der Ermüdungssicherheit perfekter Ringflanschverbindungen (vgl. Bild 5.18).

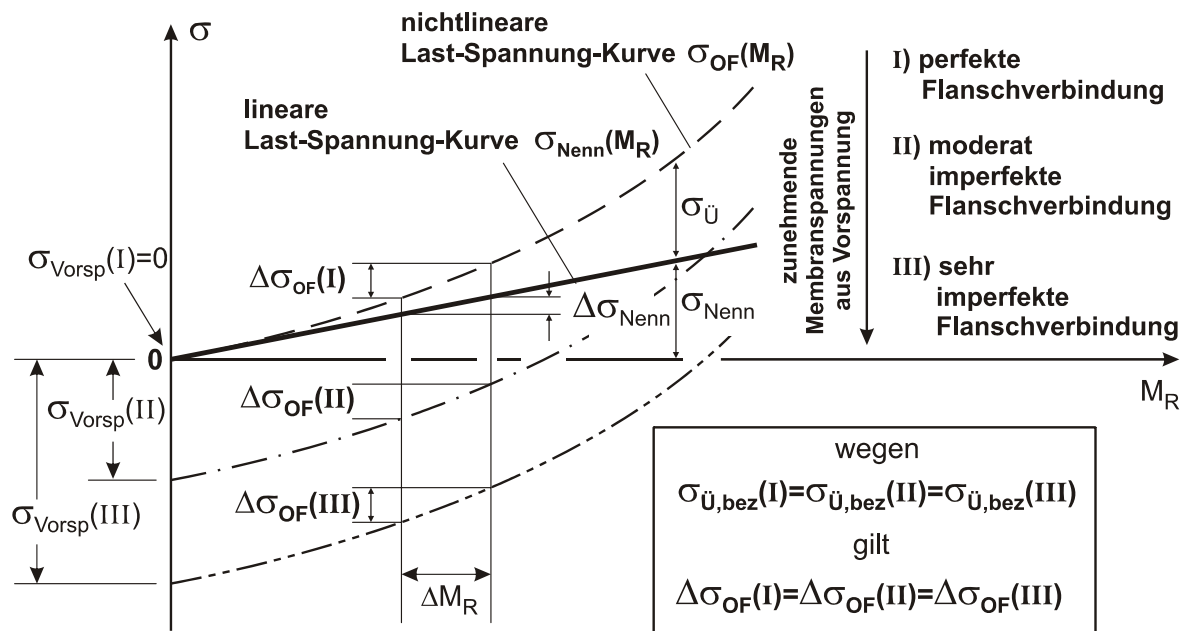


Bild 5.33: Nichtlineare Last-Spannung-Kurven bei imperfekten Ringflanschverbindungen (schematisch)

Bei den Betrachtungen im vorliegenden Abschn. 5.2 wurde davon ausgegangen, dass die Stelle der größten Nennzugspannung in Schalenlängsrichtung mit der Stelle des größten Klaffungsmaßes zusammenfällt. Dabei hat sich herausgestellt, dass die größte bezogene Spannungsüberhöhung häufig im Randbereich der Klaffung auftritt. Es wäre durchaus vorstellbar, dass die bezogenen Oberflächenspannungen noch einmal deutlich anwachsen, wenn die Hauptwindrichtung so angenommen wird, dass die Stelle der größten Nennzugspannung in Schalenlängsrichtung mit der Stelle, an der die größte bezogene Spannungsüberhöhung zu erwarten ist, zusammenfällt. Es stellt sich also die Frage, inwieweit die Hauptwindrichtung einen Einfluss auf die

ermüdungsrelevante Spannungsüberhöhung hat. Dieser Frage soll unter anderem im folgenden Kap. 6 nachgegangen werden.

Das **abschließende Fazit** der Untersuchungen in 5.2.3 stellt sich wie folgt dar:

- Flanschimperfektionen können eine höhere Ermüdungsschädigung der Schweißnaht an einer Ringflanschverbindung zur Folge haben verglichen mit der perfekten Konfiguration.
- Die Schädigungssummen imperfekter Ringflanschverbindungen, die beim Vorspannen vollständig zugezogen werden, liegen in der gleichen Größenordnung wie bei perfekten Ringflanschverbindungen.
- Die Schädigungssummen imperfekter Ringflanschverbindungen, die beim Vorspannen nicht zugezogen werden können, liegen deutlich über den Schädigungssummen perfekter Ringflanschverbindungen.

6 Entwicklung eines vereinfachten FE-Modells für Ringflanschverbindungen

Die Parameterstudien zu perfekten und imperfekten Ringflanschverbindungen in Kap. 5 wurden mit halben 180° -Modellen durchgeführt (vgl. 4.2.4). Die Modellierung eines halben 360° -Modells mit vergleichbarem Diskretisierungsgrad war mit der verwendeten Hochschullizenz des Programmsystems ANSYS® und der damit verbundenen Beschränkung der maximalen Knoten- bzw. Elementanzahl nicht möglich. Ein 360° -Modell ist allerdings unumgänglich, wenn in einer imperfekten Flanschverbindung die Geometrie und die Beanspruchung keine gemeinsame Symmetrieebene aufweisen. Genau dies ist der Fall, wenn die Stelle der größten Nennzugspannung in Schalenlängsrichtung nicht mit der Stelle der größten Klaffung zusammenfällt (im Gegensatz zu Bild 5.20). Der Einfluss der Hauptwindrichtung auf die Spannungsüberhöhungen bei imperfekten Ringflanschverbindungen konnte daher im Rahmen der Parameterstudie in Abschn. 5.2 nicht mit dem 180° -Modell untersucht werden.

Im Folgenden wird ein vom Verfasser entwickeltes, vereinfachtes FE-Modell mit erheblich reduzierter Knotenanzahl vorgestellt. Aufgrund der reduzierten Knotenanzahl ermöglicht dieses den Aufbau eines 360° -Modells. Darüber hinaus liefert es, wie noch gezeigt wird, trotz erheblich geringerer Rechenzeiten ausreichend genaue Berechnungsergebnisse für die Schalenbeanspruchung (nicht für die Schraubenbeanspruchung, die aber nicht Gegenstand dieser Arbeit ist). Die Reduzierung der Rechenzeiten war im Hinblick auf die geplanten Berechnungen zur Rissausbreitung in Kap. 8 der zweite Grund für die Entwicklung des vereinfachten Modells.

6.1 Aufbau des vereinfachten FE-Modells

6.1.1 Vorüberlegungen zur Modellierung

Das Gesamtmodell der L-Ringflanschverbindungen wurde bisher konkret aufgebaut, indem ein Einschraubensegment (vgl. Bild 2.1) in Umfangsrichtung kopiert wurde. Die Gesamtanzahl der Knoten bzw. Elemente war deshalb unter anderem von der Schraubenanzahl abhängig. Durch die Schrauben werden die Flansche in diskreten Punkten gegeneinander verspannt. Bei den praxisüblichen (und deshalb in der vorliegenden Arbeit durchgängig vorausgesetzten), geringen Schraubenabständen c untereinander breitet sich die Druckvorspannung bis zur Flanschfuge dann soweit aus, dass sie in Umfangsrichtung nahezu konstant ist. Anders formuliert: Die Vor-

spann-Druckkörper der einzelnen Klemmpakete (vgl. Bild 2.3) berühren sich quasi gegenseitig.

Daher liegt es nahe, die Schrauben über den Umfang linienförmig zu „verschmieren“. Verglichen mit dem genaueren Modell sollten sich in der Flanschfuge dann nahezu identische Druckvorspannungen einstellen. Dies ist wichtig, weil gerade die Kontaktsituation in der Flanschfuge das nichtlineare Tragverhalten der Ringflanschverbindung entscheidend bestimmt.

Verschmiert man in diesem Sinne die Schrauben über den Umfang, erscheint es zusätzlich sinnvoll, den Schraubenkopf und die Mutter nicht mehr mit Volumenelementen, sondern, wie den Schraubenschaft, mit Balkenelementen zu modellieren. Der Kontakt zwischen Schraubenkopf und Flanschoberfläche bzw. Mutter und Flanschoberfläche ist dann allerdings nicht mehr mit Kontaktelementen erfassbar. Das ist aber kein gravierender Nachteil, da die Berechnungen in Kap. 5 gezeigt haben, dass in einer durch ein Rohrbiegemoment beanspruchten Ringflanschverbindung der Kontakt unter dem Schraubenkopf und der Mutter nicht verloren geht. Es dürfte daher ausreichend genau sein, den Kontakt durch Kopplungen der entsprechenden Knoten von Schraubenkopf und Flansch bzw. Mutter und Flansch abzubilden.

6.1.2 Einzelheiten des Modellaufbaus

Beim vereinfachten FE-Modell werden der Ringflansch und ein kleiner Teil der Schale oberhalb der Schweißnaht mit Volumenelementen modelliert. Der gesamte Flansch wird dabei aus in Umfangsrichtung hintereinander liegenden Elementebenen segmentweise zusammengesetzt. Die Schraubenlöcher werden bei diesem Vorgehen nicht mit modelliert (Bild 6.1a). Im Vergleich zum genaueren FE-Modell kann das vereinfachte Modell daher auf der Rohrbiegedruckseite – dort sind die Spannungen von untergeordnetem Interesse – wesentlich gröber vernetzt werden.

Die Schrauben werden über den Umfang verschmiert und mit Balkenelementen modelliert. Ausgehend von den Balkenelementen des Schraubenschafts – diese werden in Dickenrichtung des Flansches verlegt – kragen die Balkenelemente des Schraubenkopfes um $d_w/2$ zu beiden Seiten in radialer Richtung aus (Bild 6.1b). Dabei durchdringen die Balkenelemente des Schraubenschafts die Volumenelemente des Flansches. Eine solche Durchdringung ist physikalisch zwar nicht möglich, bei der beschriebenen FE-Modellierung jedoch durchaus sinnvoll, da zwischen Schraubenschaft und Flansch keine Kraftübertragung stattfindet.

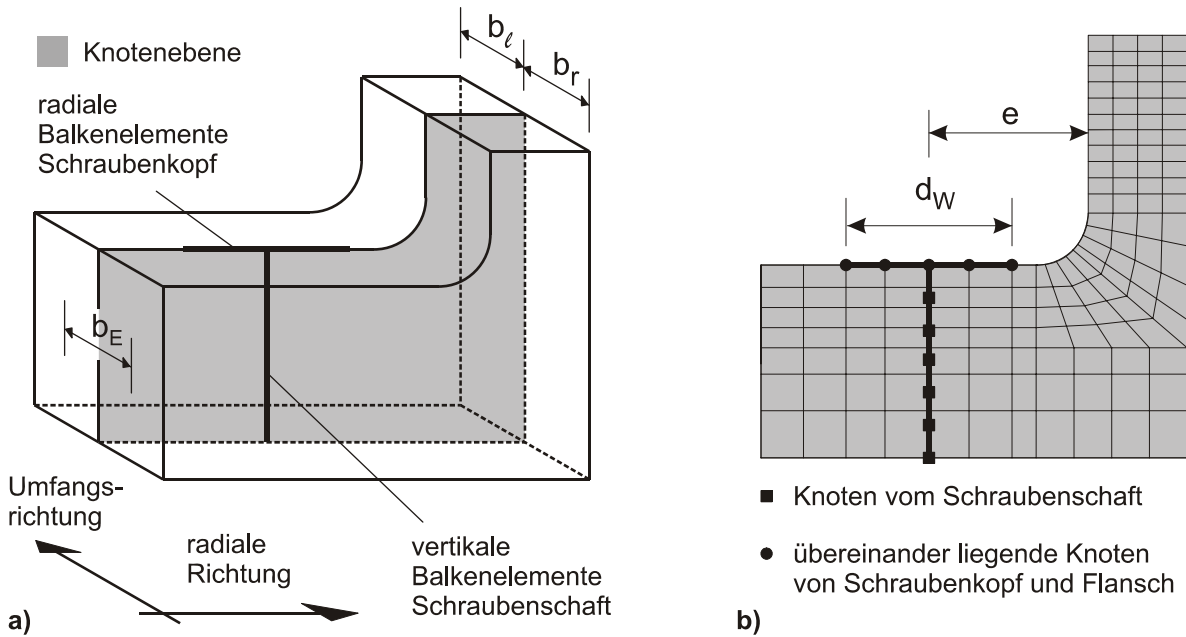


Bild 6.1: a) Segment des vereinfachten FE-Modells mit zwei Elementebenen
b) Radialer Schnitt durch eine Knotenebene des vereinfachten FE-Modells

Der Schraubenschaft wird mit sechs, der Schraubenkopf mit vier Balkenelementen diskretisiert. Die Vernetzung wird so gesteuert, dass die Elementknoten des Schraubenkopfes mit Elementknoten des Flansches zusammenfallen (Bild 6.1b). Die Verschiebung der übereinander liegenden Knoten wird in Dickenrichtung des Flansches gekoppelt, wodurch Kontakt zwischen dem Schraubenkopf und der Flanschoberfläche simuliert wird.

Wie bereits beschrieben, wird der Flansch in Umfangsrichtung unterschiedlich fein vernetzt. Die Querschnittswerte der Balkenelemente für den verschmierten Schraubenschaft (A_S , I_S) und den verschmierten Schraubenkopf (A_K , I_K) sind daher abhängig vom Einzugsbereich $b_{E,i}$ der jeweiligen Knotenebene, in der sie verlegt werden (Gl. (6.1) bis (6.4)). Der Einzugsbereich $b_{E,i}$ ergibt sich dabei gemäß Gl. (6.5) aus den Breiten b_ℓ und b_r der beiden angrenzenden Elementebenen (Bild 6.1a).

$$A_{S,i} = \frac{A_S}{c} \cdot b_{E,i} \quad \text{mit} \quad A_S = \frac{\pi \cdot d_S^2}{4}, \quad (6.1)$$

$$I_{S,i} = \frac{I_S}{c} \cdot b_{E,i} \quad \text{mit} \quad I_S = \frac{\pi \cdot d_S^4}{64}, \quad (6.2)$$

$$A_{K,i} = \frac{A_K}{c} \cdot b_{E,i} \quad \text{mit} \quad A_K = d_{\text{Scheibe}} \cdot h_K, \quad (6.3)$$

$$I_{K,j} = \frac{I_K}{c} \cdot b_{E,j} \quad \text{mit} \quad I_K = \frac{d_{\text{Scheibe}} \cdot h_K^3}{12}, \quad (6.4)$$

und

$$b_{E,j} = (b_\ell + b_r) / 2. \quad (6.5)$$

Der größte Teil der Rohrschale des vereinfachten FE-Modells wird wie bei dem genaueren FE-Modell mit Schalenelementen modelliert. Die Vernetzung wird so gesteuert, dass am Übergang zu den Volumenelementen des Flansches die Knoten der Schalenelemente mit den Knoten der Volumenelemente zusammenfallen. An diesem Übergang werden wiederum die unter 4.2.2 beschriebenen Knotenkopplungen vorgenommen.

Damit sind die Unterschiede zu dem in Abschn. 4.2 dargestellten genaueren FE-Modell vollständig beschrieben: Die verwendeten Elementtypen, die Modellierung der Kontaktproblematik in der Flanschfuge, die Simulation des Vorspannvorganges, die Randbedingungen und die Werkstoffeigenschaften sind identisch mit dem genaueren FE-Modell.

6.2 Validierung des vereinfachten FE-Modells

Inwieweit das im vorangehenden Abschnitt vorgestellte vereinfachte FE-Modell zutreffende Berechnungsergebnisse liefert, soll durch einen Vergleich mit den Ergebnissen der Parameterstudien in Kap. 5 beurteilt werden. Die genaueren FE-Modelle für jene Parameterstudien werden im Folgenden als Referenzmodelle bezeichnet.

6.2.1 Vergleich der FE-Modelle bei perfekter Ringflanschgeometrie

In Bild 6.2 sind, analog zu den Abbildungen in Unterabschn. 5.1.2, die bezogenen Biegespannungen für die Flanschverbindungen P1 bis P5 dargestellt. Die Übereinstimmung in den Berechnungsergebnissen der beiden FE-Modelle kann – insbesondere für große bezogene Biegespannungen – als sehr zufrieden stellend bezeichnet werden und ist, wie man den Bildern 6.3 und 6.4 entnehmen kann, über den gesamten Höhenbereich der Rohrschale, in dem die Schweißnaht liegen könnte, gegeben.

Wie in Unterabschn. 5.1.3 gezeigt wurde, ändert sich die Ermüdungsschädigung nur unwesentlich, wenn die bezogene Biegespannung in den unteren Laststufen geringfügig variiert wird (vgl. Bild 5.18). Die etwas größeren Unterschiede zwischen den

Ergebnissen des vereinfachten und des genaueren FE-Modells im unteren Lastbereich können also toleriert werden.

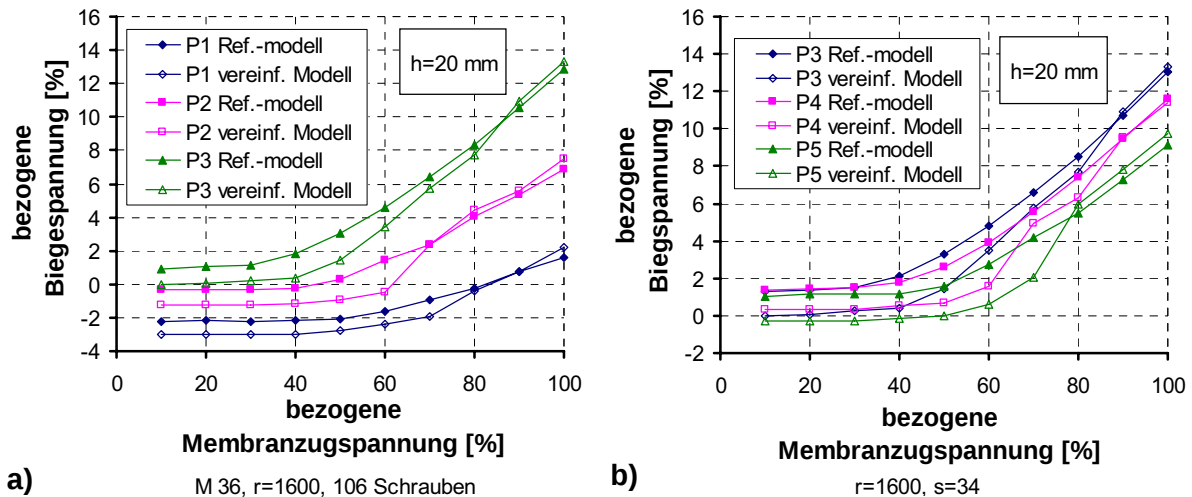


Bild 6.2: Vergleich der bezogenen Biegespannungen in der Schweißnaht bei perfekter Ringflanschgeometrie:

a) für variierte Schalendicken (P1 bis P3)

b) für variierte Schraubendurchmesser (P3 bis P5)

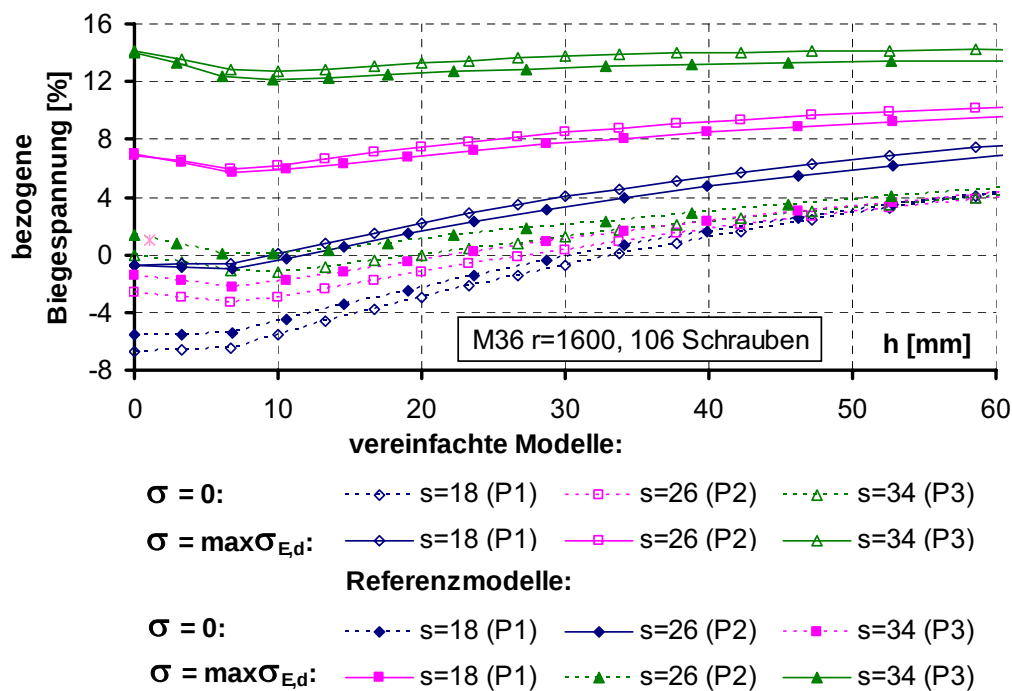


Bild 6.3: Vergleich der bezogenen Biegespannungen in Abhängigkeit von der Schweißnahtposition h bei perfekter Ringflanschgeometrie für variierte Schalendicken (P1 bis P3)

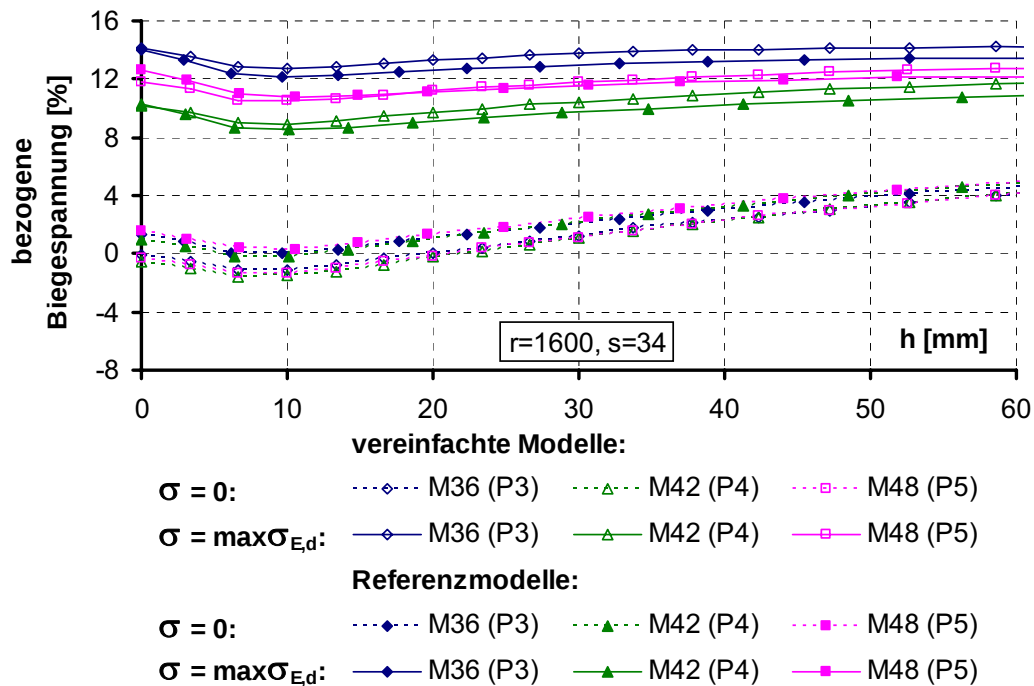


Bild 6.4: Vergleich der bezogenen Biegespannungen in Abhängigkeit von der Schweißnahtposition h bei perfekter Ringflanschgeometrie für variierte Schraubendurchmesser (P3 bis P5)

Die restlichen Flanschverbindungen P6 bis P15 wurden ebenfalls mit dem vereinfachten FE-Modell berechnet. Die Übereinstimmung mit den Berechnungsergebnissen des Referenzmodells ist ähnlich gut.

Zusammenfassend liefert das vereinfachte FE-Modell für perfekte Ringflanschverbindungen gute bis sehr gute Berechnungsergebnisse und kann für die Berechnung der Schweißnahtbeanspruchung beim baupraktischen Ermüdungssicherheitsnachweis verwendet werden.

6.2.2 Vergleich der FE-Modelle bei imperfekter Ringflanschgeometrie

Für das maximale Rohrbiegemoment sind – analog zu den Abbildungen in Unterabschn. 5.2.2 – in den Bildern 6.5 bis 6.7 die bezogenen Spannungsüberhöhungen für die imperfekten Ringflanschverbindungen IP1, IP2 und IP3, d. h. für variierte Schalendicken, über dem Umfangswinkel vergleichend aufgetragen. Man erkennt, dass die absoluten Abweichungen des vereinfachten FE-Modells gegenüber dem Referenzmodell größer werden, wenn die bezogenen Spannungsüberhöhungen aufgrund ungünstiger Imperfektionen (kleinere Werte φ_{Klaff} , größere Werte Δz_{max}) oder dickerer Rohrschalen (von IP1 zu IP3) zunehmen. Die prozentualen Abwei-

chungen bei den Maximalwerten können dabei bis zu 20% betragen. Das ist nach Meinung des Verfassers angesichts der erheblich kürzeren Rechenzeiten (Reduzierung um ca. 85%) tolerierbar.

Natürlich wurden auch bei den imperfekten Ringflanschverbindungen Berechnungen durchgeführt, bei denen weitere Parameter variiert wurden (z. B. der Schraubendurchmesser oder der Durchmesser der Rohrschale). Wie bei den perfekten Ringflanschverbindungen ergaben sich dabei ähnliche Übereinstimmungen in den Berechnungsergebnissen, so dass auch hier auf deren Darstellung verzichtet wurde.

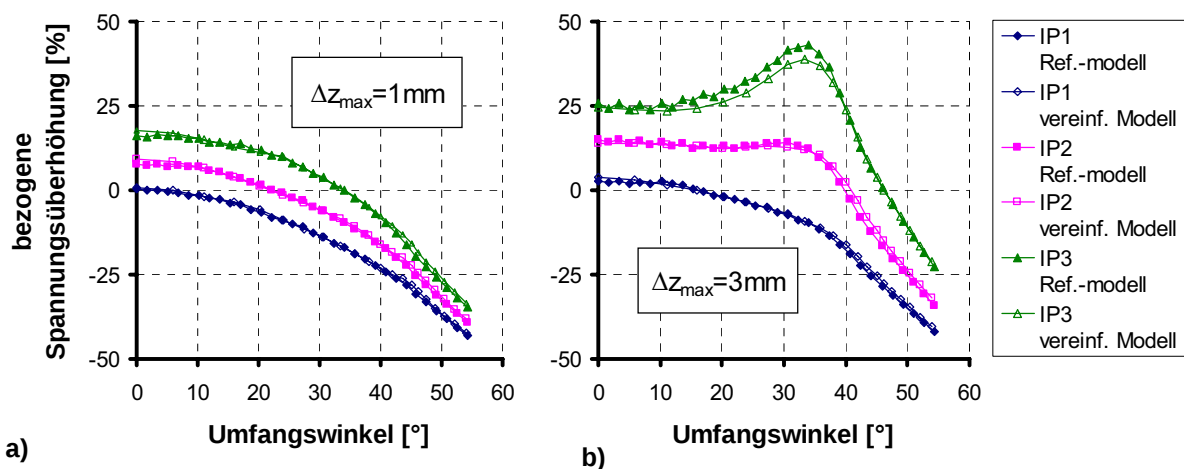


Bild 6.5: Vergleich der bezogenen Spannungsüberhöhung unter maximalem Rohrbiegemoment für variierte Schalendicken s (IP1 bis IP3) bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$)

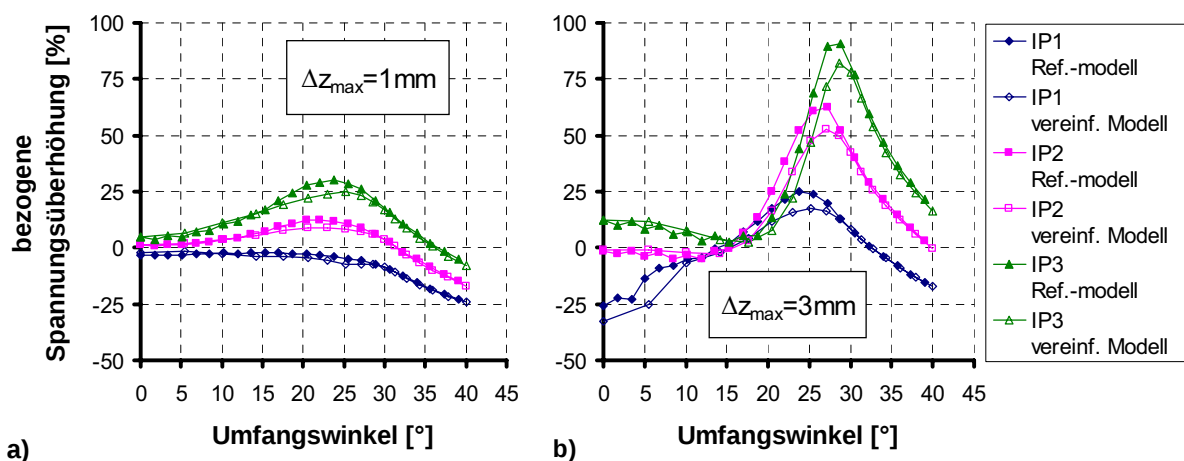


Bild 6.6: Vergleich der bezogenen Spannungsüberhöhung unter maximalem Rohrbiegemoment für variierte Schalendicken (IP1 bis IP3) bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$)

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Übereinstimmungen zwischen dem vereinfachten und dem genaueren FE-Modell auch bei imperfekter Ringflanschgeometrie zufrieden stellend sind. Das Tragverhalten der imperfekten Ringflanschverbindungen wird also durch das vereinfachte FE-Modell gut bis sehr gut abgebildet. Es ist deshalb nach Meinung des Verfassers für die weiterführenden Untersuchungen im folgenden Abschnitt geeignet.

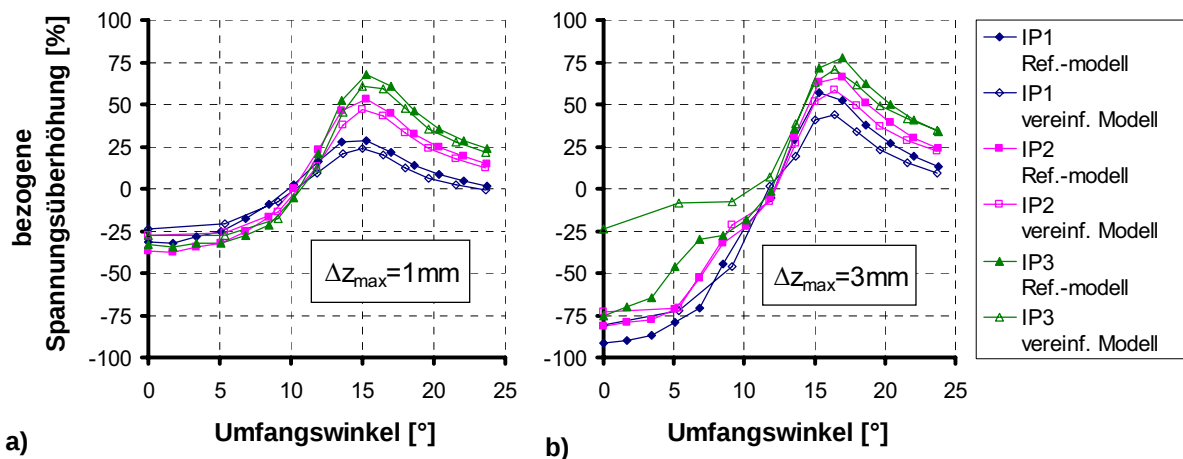


Bild 6.7: Vergleich der bezogenen Spannungsüberhöhung unter maximalem Rohrbiegemoment für variierte Schalendicken (IP1 bis IP3) bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 30^\circ$)

6.3 Beispielhafte Anwendung des vereinfachten FE-Modells: Einfluss der Hauptwindrichtung bei imperfekten L-Ringflanschverbindungen

Die Berechnungen in Abschn. 5.2 haben gezeigt, dass bei imperfekten Ringflanschverbindungen die größten Spannungsüberhöhungen in der Schweißnaht vorwiegend in den Randbereichen der Klaffung auftreten, sofern die größte Klaffungsamplitude $\Delta z_{\max}$ als mit der Hauptwindrichtung zusammenfallend angenommen wird (vgl. Bild 5.20). Daher wurden weiterführende Berechnungen durchgeführt, bei denen die Hauptwindrichtung gegenüber der Lage der Flanschimperfektion um den Winkel φ_{Last} gedreht wurde (Bild 6.8). Für den Fall, dass die größte bezogene Spannungsüberhöhung bei den Berechnungen in Abschn. 5.2 nicht im Randbereich der Klaffung lag, wurde der Winkel φ_{Last} vereinfacht zu $\varphi_{\text{Klaff}}/2$ angenommen. In allen anderen Fällen wurde für den Winkel φ_{Last} derjenige Umfangswinkel angesetzt, bei dem die größte bezogene Spannungsüberhöhung abzulesen war. Die Geometrie und die Beanspru-

chung wiesen also keine gemeinsame Symmetrieebene auf, so dass die Berechnungen an einem 360°-Modell erfolgen mussten. Sie wurden daher mit dem vereinfachten FE-Modell durchgeführt.

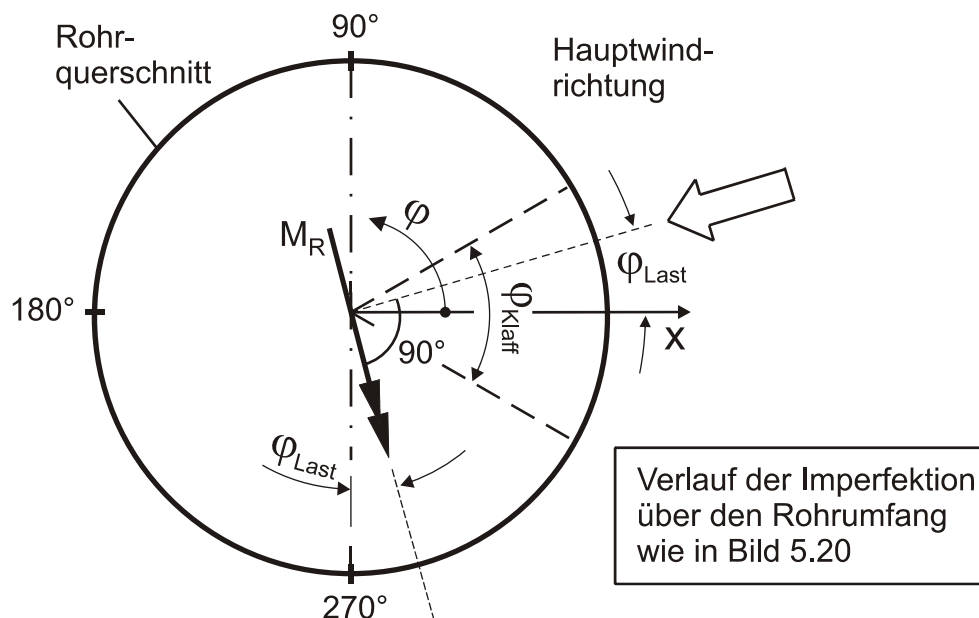


Bild 6.8: Nicht-spiegelsymmetrische Lage des Rohrbiegemomentes und der Flanschimperfektion im Rohrquerschnitt

6.3.1 Ergebnisse: Schalenbeanspruchung an der Schweißnaht

Die Spannungen im vorgespannten Zustand sind identisch mit den in 5.2.2.1 dargestellten. Nachfolgend werden nur die Spannungsüberhöhungen infolge äußerer Belastung durch ein Rohrbiegemoment diskutiert, unmittelbar vergleichbar mit den Ergebnissen in 5.2.2.2. Die Ergebnisse der weiterführenden Berechnungen sind in den Bildern 6.9 bis 6.11 dargestellt, jeweils in direkter Gegenüberstellung zwischen ursprünglicher und gedrehter Hauptwindrichtung. Man erkennt, dass sich der Funktionsverlauf der bezogenen Spannungsüberhöhung bei gedrehter Hauptwindrichtung nicht signifikant ändert, wenn dieser im Randbereich der Klaffung ein ausgeprägtes Maximum aufweist. Dies zeigt sich besonders deutlich in Bild 6.11. Ist das Maximum bei der ursprünglichen Hauptwindrichtung $\varphi_{Last}=0$ weniger ausgeprägt, weichen die Funktionsverläufe stärker voneinander ab. Dabei nimmt vor allem der Größtwert der bezogenen Spannungsüberhöhungen zu (siehe Bild 6.9b und Bild 6.10, Flanschverbindung IP2 und IP3). Liegt das Maximum bei $\varphi_{Last}=0$ im Bereich der größten Klaffung, ändert sich der Funktionsverlauf bei gedrehter Hauptwindrichtung vollkommen. Das Maximum wird dann in den Randbereich der Klaffung verschoben, bleibt allerdings von der Größe her nahezu unverändert (Bild 6.9a).

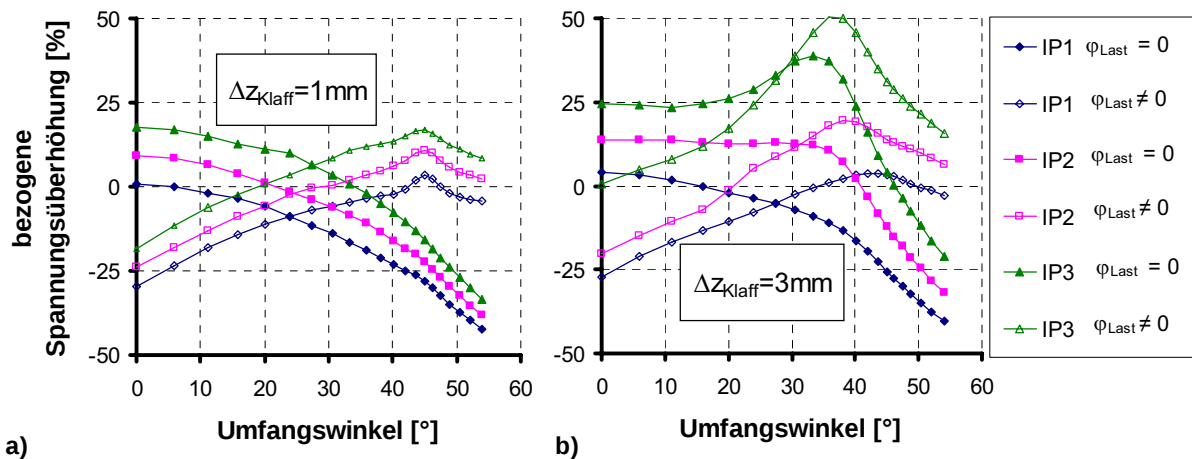


Bild 6.9: Vergleich der bezogenen Spannungsüberhöhung unter maximalem Rohrbiegemoment für variierte Schalendicken s (IP1 bis IP3) und unterschiedliche Hauptwindrichtungen φ_{Last} bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$)

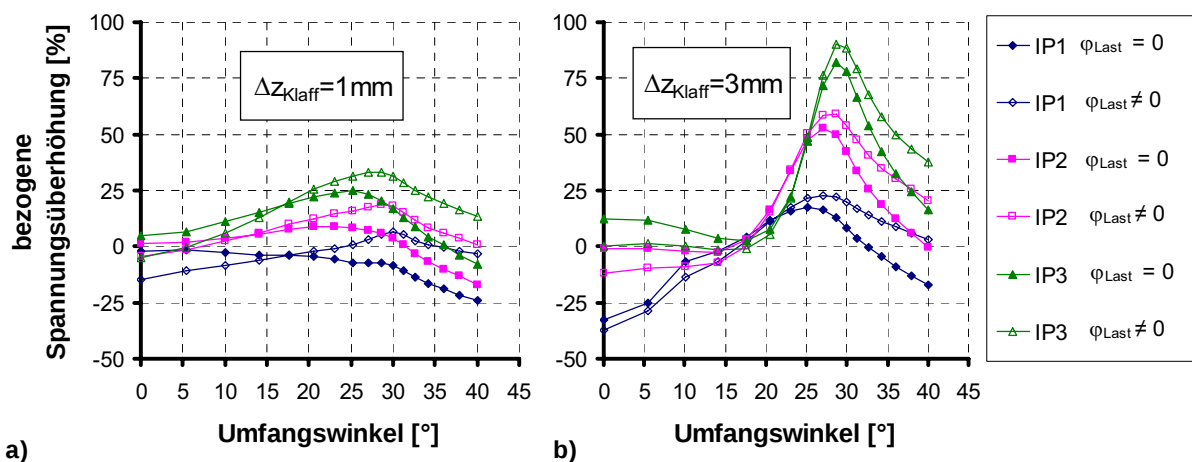


Bild 6.10: Vergleich der bezogenen Spannungsüberhöhung unter maximalem Rohrbiegemoment für variierte Schalendicken s (IP1 bis IP3) und unterschiedliche Hauptwindrichtungen φ_{Last} bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 60^\circ$)

6.3.2 Ergebnisse: Ermüdungsschädigung der Schweißnaht

Auf die detaillierte Berechnung der Schädigungssummen S analog zu Unterabschn. 5.2.3 wurde verzichtet. Es kann aber aus den Ergebnissen des vorangegangenen Unterabschnitts 6.3.1 qualitativ geschlossen werden, dass bei gedrehter Hauptwindrichtung die Ermüdungsschädigung der Schweißnähte größer oder mindestens genau so groß ist.

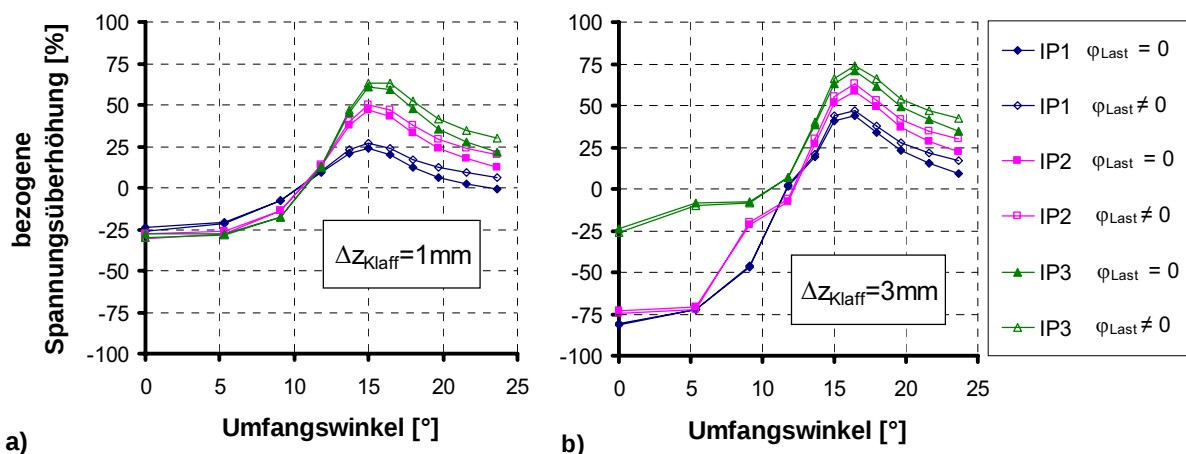


Bild 6.11: Vergleich der bezogenen Spannungsüberhöhung unter maximalem Rohrbiegemoment für variierte Schalendicken s (IP1 bis IP3) und unterschiedliche Hauptwindrichtungen φ_{Last} bei imperfekter Ringflanschgeometrie ($\varphi_{\text{Klaff}} = 30^\circ$)

Darüber hinaus kann aus den Untersuchungen in 6.3.1 der interessante Schluss gezogen werden, dass der Nachweis der Ermüdungssicherheit bei Schweißnähten an **imperfekten** Ringflanschverbindungen geringere „versteckte“ Sicherheiten aus den Lastannahmen aufweist als bei Schweißnähten an **perfekten** Ringflanschverbindungen. Zur Begründung für diese Aussage sei zunächst darauf hingewiesen, dass die Nennspannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_{\text{Nenn}}$ für einen vorgegebenen Nachweispunkt NP sich nicht nur aus der Größe des globalen Rohrbiegemomentes M_R , sondern auch aus dessen relativer Richtung $\varphi_{\text{M-NP}}$ bezüglich des Nachweispunktes ergeben (Bild 6.12). Bei einer perfekten Ringflanschverbindung ergeben sich die größten Nennspannungen im Nachweispunkt für $\varphi_{\text{M-NP}} = 0^\circ$ (Bild 6.12b). Bei $\varphi_{\text{M-NP}} = 45^\circ$ (Bild 6.12a) wären beispielsweise die Nennspannungen für gleichgroße Rohrbiegemomente ca. 30% geringer. Da nun die Windrichtungsverteilung bei der Berechnung der dem Ermüdungssicherheitsnachweis zugrunde gelegten M_R -Rainflow-Matrizen unberücksichtigt bleibt, wird de facto grundsätzlich $\varphi_{\text{M-NP}} = 0^\circ$ unterstellt. Bei perfekten Ringflanschverbindungen werden daher die Nennspannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_{\text{Nenn}}$ im Nachweispunkt zum Teil systematisch zu groß berechnet.

Dass sich dies bei imperfekten Ringflanschverbindungen gegebenenfalls anders darstellt, soll beispielhaft für die Flanschverbindung IP3 mit $\Delta z_{\text{Klaff}} = 3 \text{ mm}$ und $\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$ (vgl. Bild 6.9b) gezeigt werden. Wählt man den Nachweispunkt bei $\varphi = 35^\circ$, also im Randbereich der Klaffung, so ergeben sich für alle Hauptwindrichtungen $0 < \varphi_{\text{Last}} < 35^\circ$ etwa gleich große bezogene Spannungsüberhöhungen zwischen 35% und 45%. Das bedeutet, dass im Gegensatz zu einer perfekten Ringflanschverbin-

dung bei der imperfekten Ringflanschverbindung die Oberflächenspannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_{OF}$, die sich in ein und dem selben Nachweispunkt aus Rohrbiegemomenten mit wechselnden Windrichtungen $0 < \varphi_{M-NP} < 35^\circ$ ergeben, nicht zu groß berechnet werden. Die versteckte Sicherheit aus vereinfachten Lastannahmen ist entsprechend geringer.

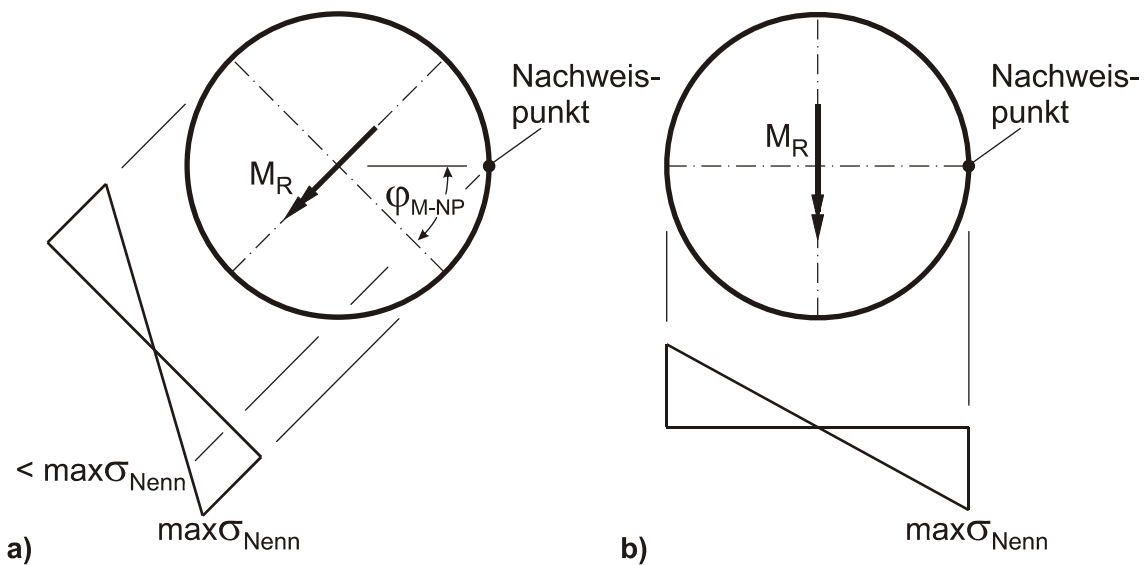


Bild 6.12: Relative Lage des Rohrbiegemomentes zum Nachweispunkt

7 Dauerschwingversuche an Stumpfnähten unter besonderer Berücksichtigung einer Spannungsgradienten über die Blechdicke

Die numerische Parameterstudie an perfekten Ringflanschverbindungen in Kap. 5 hat gezeigt, dass die Rohrschale – und damit auch die Stumpfnah zwischen der Rohrschale und einem Vorschweißflansch mit Hals – durch lokale Biegemomente in einer nicht zu vernachlässigenden Größenordnung beansprucht wird. Außerdem wurde vom Verfasser in den Unterabschnitten 5.1.3 und 5.2.3 gezeigt, dass ein Ermüdungssicherheitsnachweis dieser Stumpfnah nach dem Strukturspannungskonzept, also unter Einbeziehung der lokalen Schalenbiegespannungen, im Vergleich zu einem Nachweis nach dem Nennspannungskonzept, zu höheren Ausnutzungsgraden führt, d. h. auf der sicheren Seite liegt. Die Dauerschwingversuche, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden und nachfolgend beschrieben werden, sollten klären, ob ein Ermüdungssicherheitsnachweis nach dem Strukturspannungskonzept für diese Stumpfnähte zwingend erforderlich ist. Weiterhin sollte überprüft werden, ob eine Spannungsgradienten über die Dicke der Rohrschale die (auf die Oberflächenspannung bezogene) Ermüdungsfestigkeit der Schweißnah erhöht, so dass dies gegebenenfalls beim Strukturspannungsnachweis berücksichtigt werden kann.

7.1 Vorbereitung der Versuche

Die genormte Wöhlerlinie für ein geschweißtes Detail erfasst unter anderem die ermüdungsfestigkeitsmindernden Einflüsse der Schweißnahgeometrie. Sie gilt auch für Schweißnähte, deren geometrische Unregelmäßigkeiten nach den einschlägigen Ausführungsnormen gerade noch zulässig sind. Aus diesem Grund kann ein eventueller systematischer Einfluss der Spannungsgradienten auf die Ermüdungsfestigkeit von Stumpfnähten nicht einfach bestimmt werden, indem man entsprechende Versuchsergebnisse mit der genormten Wöhlerlinie vergleicht. Es wäre nicht eindeutig festzustellen, ob die Spannungsgradienten oder eine besonders ungünstige Schweißnahgeometrie zu einer, in Bezug auf die genormte Wöhlerlinie, geringeren Ermüdungsfestigkeit geführt hat.

Daher wurden zwei Versuchsreihen gefahren. Bei der ersten Versuchsreihe – diese diente als Referenz – wurden die Versuchsproben durch eine zentrische Zugkraft beansprucht. Der Einfluss einer Spannungsgradienten über die Blechdicke sollte mit der zweiten Versuchsreihe untersucht werden. Bei ihr wurden die Versuchsproben

gleichzeitig durch eine Zugkraft und ein Biegemoment beansprucht, also genau so, wie die Rohrschale oberhalb eines Ringflansches. Die beiden Versuchsreihen werden im Weiteren mit „Z“ und „Z+M“ bezeichnet.

7.1.1 Prüfmaschinen und Versuchsaufbau

Aus Kostengründen mussten die Dauerschwingversuche in zwei verschiedenen Laboratorien gefahren werden. Die Durchführung der Dauerschwingversuche unter kombinierter Z-M-Beanspruchung (Versuchsreihe Z+M) erfolgte an der Schweißtechnischen Lehr- und Versuchsanstalt (SLV) Duisburg mit einem Hochfrequenzpulsator des Typs Roell Amsler 100 HFP 5100 (Bild 7.1). Mit diesem Pulsator kann eine maximale Oberkraft von 100 kN angefahren werden. Da die Kapazität dieser Prüfmaschine für die Dauerschwingversuche unter reiner Zugkraftbeanspruchung nicht ausreichend war, wurde die Versuchsreihe Z beim Materialprüfungsamt Nordrhein-Westfalen (MPA) in Dortmund durchgeführt. Hier stand ein Hochfrequenzpulsator des Typs Roell Amsler 400 HFP 5100 zur Verfügung, mit dem eine Oberkraft von 400 kN angefahren werden kann (Bild 7.2).



Bild 7.1: Versuchsaufbau an der SLV



Bild 7.2: Versuchsaufbau am MPA

Grundsätzlich hätten natürlich auch die Dauerschwingversuche unter kombinierter Beanspruchung an der größeren Prüfmaschine beim MPA durchgeführt werden können. Im Gegensatz zu den Versuchen dort waren jedoch die Versuche an der SLV kostenlos – wofür an dieser Stelle ausdrücklich gedankt sei.

Beide Prüfmaschinen sind – abgesehen von der Größe der Prüfkraft – baugleich und können als 3-Massen-Schwingsystem idealisiert werden. Die untere Einspannung kann als unbeweglich angesehen werden, die obere Einspannung wird über den Antriebsmagneten im Maschinenkopf zu vertikalen Schwingungen angeregt. Dabei stellt sich die 1. Eigenfrequenz des 3-Massen-Schwingsystems ein. Diese ist von der Steifigkeit der Versuchsprobe und den im Maschinenkopf eingesetzten Massen abhängig. Bei den beiden Versuchsreihen ergaben sich deswegen unterschiedliche Prüffrequenzen von $f = 89 \text{ Hz}$ (SLV) und $f = 101 \text{ Hz}$ (MPA). Nach [16] und [23] hat der Frequenzunterschied von 12 Hz jedoch keinen Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit. Für die Versuchsauswertung war es daher nicht von Bedeutung, dass die beiden Versuchsreihen auf verschiedenen Prüfmaschinen gefahren wurden.

Probenaufnahme für kombinierte Z-M-Beanspruchung

Die kombinierte Z-M-Beanspruchung von Versuchsproben kann prinzipiell erzeugt werden, indem die Zugkraft Z exzentrisch in die Versuchsprobe eingeleitet wird. Dabei reicht es allerdings nicht aus, die Versuchsprobe einfach exzentrisch in die Aufnahme der Prüfmaschine einzubauen. Der Rahmen der Prüfmaschine ist um ein Vielfaches steifer als die Versuchsprobe, so dass diese praktisch keine Momentenbeanspruchung erfahren würde (Bild 7.3a). Dies ändert sich erst, wenn man zwischen der Versuchsprobe und dem Maschinenrahmen echte Momentengelenke einbaut (Bild 7.3b). Die Versuchsprobe wird dann durch das Exzentrizitätsmoment M_e nach Gl. (7.1) beansprucht.

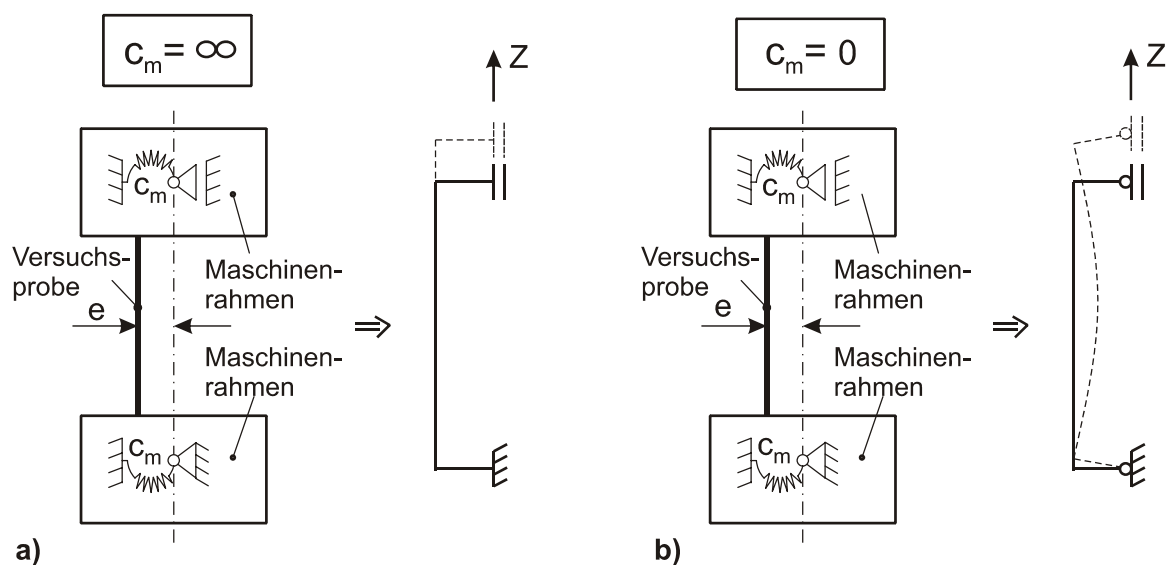


Bild 7.3: Verformungsverhalten des Systems Maschinenrahmen-Versuchsprobe :
a) ohne bzw. mit unendlich steifem Momentengelenk
b) mit Momentengelenk

$$M_e = Z \cdot e, \quad (7.1)$$

$$M_{Probe} = M_e - M_R \quad (7.2)$$

mit

$$M_R = \mu \cdot Z \cdot d_{GL} / 2. \quad (7.3)$$

Bei der in den Bildern 7.4 und 7.5 dargestellten, vom Verfasser entwickelten Probenaufnahme werden solche Momentengelenke durch entsprechende zylindrische Radiallager realisiert. Für die sehr kleinen, oszillierenden Verdrehungen kamen dabei nur Gleitlager in Frage. In Absprache mit dem technischen Support des Lagerherstellers fiel die Entscheidung auf die INA Gleitlagerhülse PAP2530 P20. Die Gabel der Probenaufnahme wurde aus zwei Hälften gefertigt, so dass die Gleitlager sehr einfach ausgetauscht werden konnten.

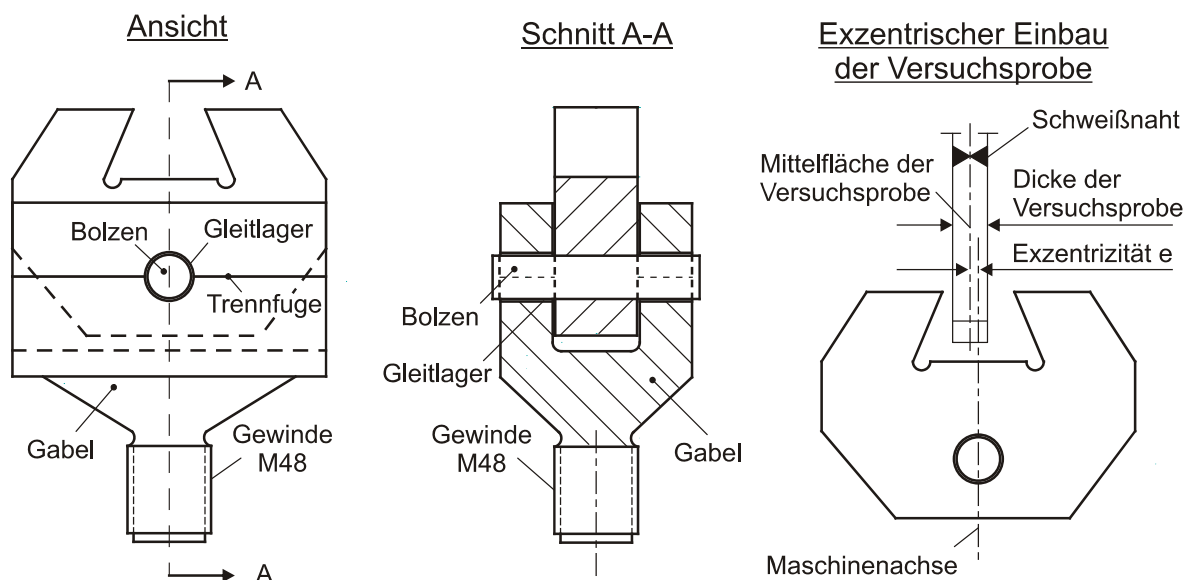


Bild 7.4: Probenaufnahme für die exzentrischen Dauerschwingversuche

Durch die unvermeidbare Reibung in den Gleitflächen der Lager ist immer eine gewisse Momententeileinspannung gegeben. Die Versuchsprobe wird also niemals durch das volle Exzentrizitätsmoment M_e (Gl. (7.1)) beansprucht, da der Momentenanteil M_R in den Rahmen eingeleitet wird (Gl. (7.2)). Die Größe dieses Anteils ist unter anderem von dem Durchmesser d_{GL} des Gleitlagers abhängig (Gl. (7.3)). Vom Verfasser wurde ein möglichst kleiner Durchmesser der Gleitlager angestrebt. Dadurch kann der Momentenanteil M_R sehr gering gehalten werden, und das schwingende System wird durch die Reibung im Gleitlager nicht unnötig stark gedämpft. Bei dem gewählten Durchmesser von 25 mm sind die Grenzpressungen der Gleitlager voll ausgenutzt. Für den Reibbeiwert der Gleitlager wird vom Hersteller

kein fester Wert, sondern nur ein Wertebereich angegeben. Daher kann der Momentenanteil M_R nicht exakt berechnet werden, was die unter 7.1.5 beschriebene Kalibrierung des Versuchsaufbaus erforderlich machte.



Bild 7.5: Probenaufnahme für die exzentrischen Dauerschwingversuche mit eingebauter Versuchsprobe

Probenaufnahme für reinen Zug

In der Prüfmaschine beim MPA Dortmund war die vorhandene Probenaufnahme für den Einbau von Rundproben ausgelegt und daher für Flachproben nicht geeignet. Dem Verfasser wurde nicht die Möglichkeit eingeräumt, die vorhandene Probenaufnahme auszubauen. Die Verwendung der Probenaufnahme aus den Dauerschwingversuchen an der SLV Duisburg war somit nicht möglich. Es musste eine weitere Probenaufnahme gefertigt werden, die an die vorhandene angeschlossen werden konnte und den Einbau von Flachproben ermöglichte. In den Bildern 7.6 und 7.7 ist die vom Verfasser hierfür entwickelte Probenaufnahme abgebildet. Da die Versuche am MPA Dortmund unter reiner Zugkraftbeanspruchung erfolgten, konnte auf die Konstruktion eines Gelenks verzichtet werden. Durch den Zugring wurde ein zentrischer Einbau der Versuchsproben gewährleistet und eine unplanmäßige Biegemomentenbeanspruchung derselben vermieden.

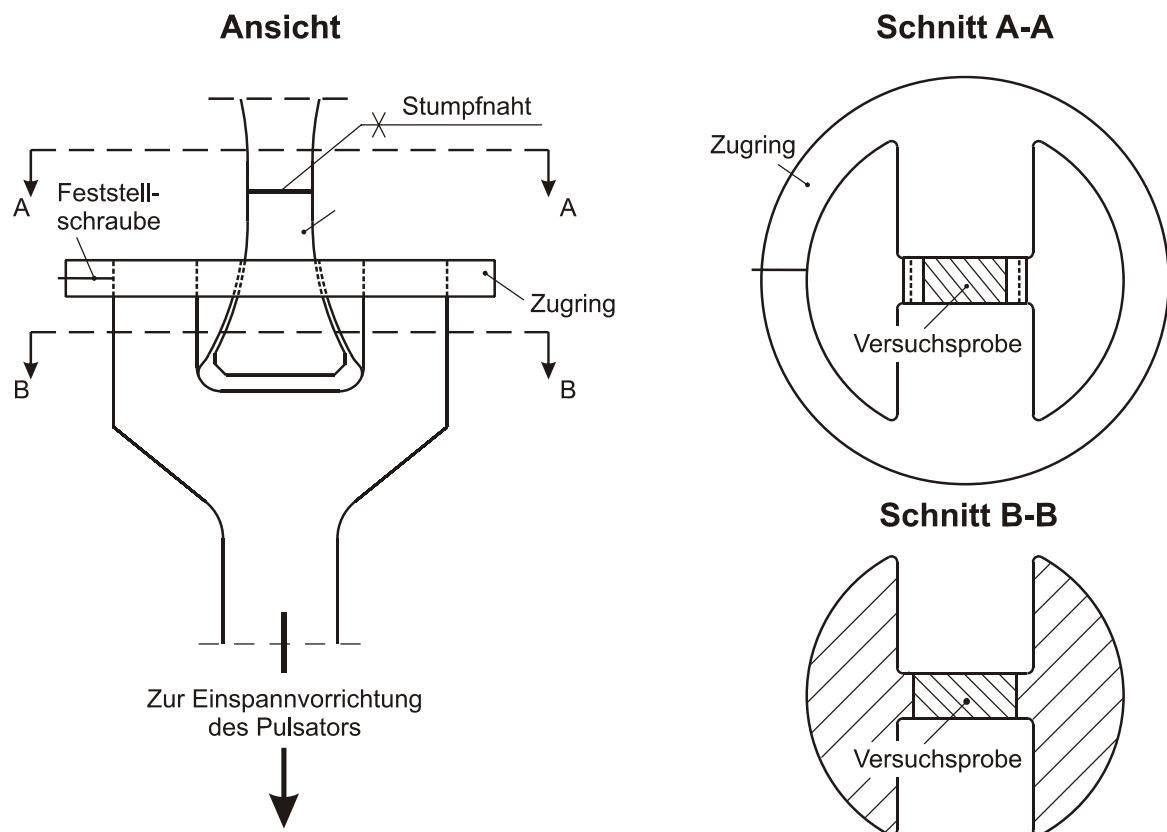


Bild 7.6: Probenaufnahme für die zentrischen Dauerschwingversuche

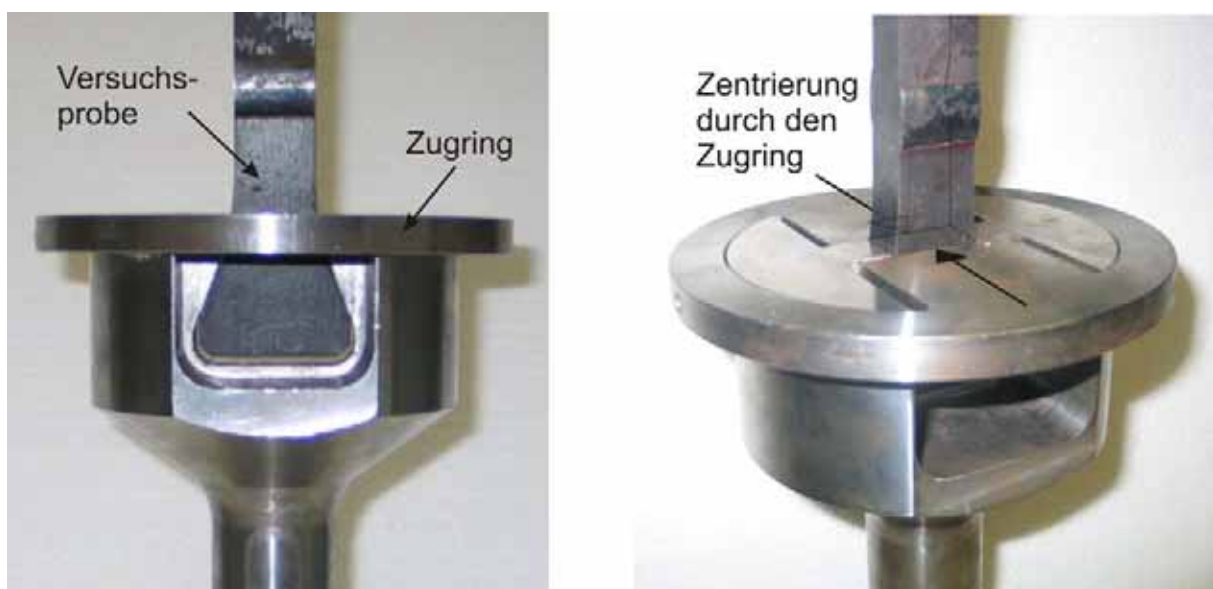


Bild 7.7: Probenaufnahme für die zentrischen Dauerschwingversuche mit eingebauter Versuchsprobe

7.1.2 Fertigung der Versuchsproben

Die Versuchsproben wurden aus zwei 20 mm dicken Grobblechen derselben Stahlcharge hergestellt. Bei dem Werkstoff der Bleche handelte es sich um einen Baustahl S235 JR G2, geprüft mit Abnahmeprüfzeugnis 3.1.A nach EN 10204. Ergänzend zu den dortigen Angaben wurden die Werkstoffkenngrößen in eigenen Zugversuchen ermittelt (siehe Unterabschn. 7.1.4.).

Die beiden Bleche wurden durch eine X-Naht im Unterpulver-Schweißverfahren – mit diesem Verfahren werden üblicherweise auch die Schweißnähte zwischen Ringflansch und Rohrschalen in turmartigen Stahlbauten hergestellt – miteinander verschweißt. Bei der im Anschluss folgenden zerstörungsfreien Röntgenprüfung wurden keine Fehler gefunden. In Bild 7.8 und in Tab. 7.1 sind die Schweißnahtvorbereitung, die Schweißfolge sowie die Schweißparameter angegeben. Alle Schweißarbeiten und auch die zerstörungsfreie Prüfung der Schweißnähte wurden von der SLV Duisburg durchgeführt.

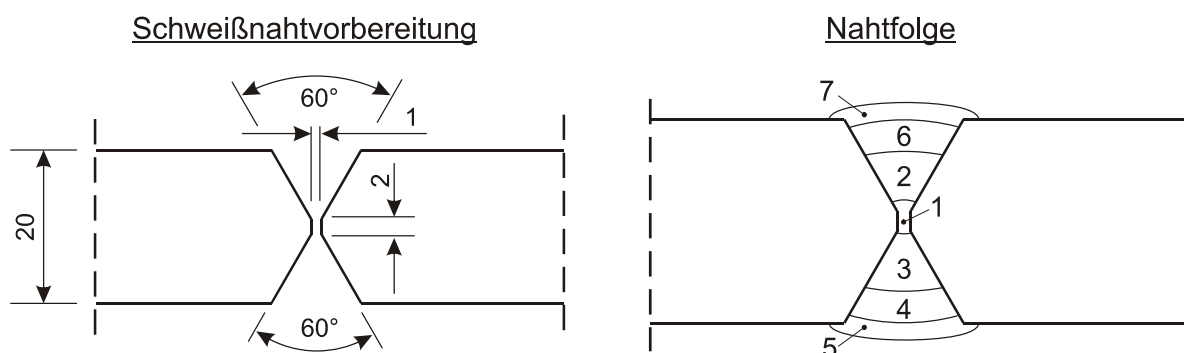


Bild 7.8: Nahtvorbereitung und Schweißfolge für die Stumpfnah der Versuchsproben

Die eigentlichen Versuchsproben wurden in der zentralen Mechanikwerkstatt der Universität Duisburg-Essen (UDE), Campus Essen, mit einer Wasserstrahlschneidmaschine quer zur Schweißnaht und mit einem Aufmass von 1 mm herausgeschnitten. Da das komplette geschweißte Blechstück nicht auf die Wasserstrahlschneidmaschine passte, wurde es bereits an der SLV Duisburg einmal in Längsrichtung geteilt. Alle Versuchsproben wurden entsprechend der Reihenfolge und dem Teilblech, aus dem sie herausgeschnitten wurden, gekennzeichnet (Bild 7.9).

Das Fräsen der Versuchsproben auf die Soll-Geometrie (Bild 7.10a) erfolgte in einem weiteren Arbeitsgang. Die Flanken der Versuchsproben (vgl. Bild 7.10) wurden anschließend geschliffen, geätzt und für die Vermessung der Schweißnaht fotografiert. Die Oberflächen blieben walzrau.

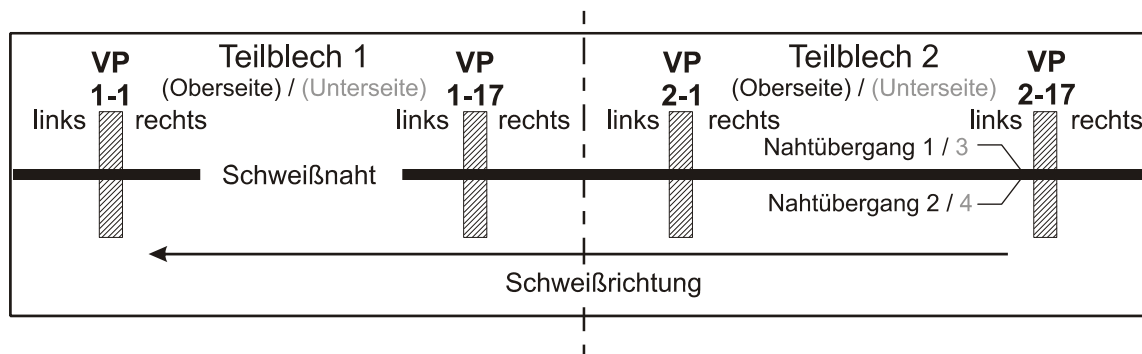


Bild 7.9: Systematik bei der Kennzeichnung der Versuchsproben

Tabelle 7.1: Schweißparameter für die Stumpfnäht der Versuchsproben

Schweißraupe	Prozess	Stromstärke [A]	Spannung [V]	Stromart / Polung	Zusatzwerkstoff	Geschwindigkeit [mm/min]	Pulver
Badsicherung 1	MAG (135)	140	25	= + / ~	EN 440 G2Si1	–	–
Fülllage 2	UP (121)	500	27	= + / ~	EN 440 S1	550	EN 760 SA AR 1 77 AC H5
Fülllage 3	UP (121)	600	32	= + / ~	EN 440 S1	550	EN 760 SA AR 1 77 AC H5
Fülllage 4	UP (121)	600	32	= + / ~	EN 440 S1	550	EN 760 SA AR 1 77 AC H5
Decklage 5	UP (121)	600	32	= + / ~	EN 440 S1	550	EN 760 SA AR 1 77 AC H5
Fülllage 6	UP (121)	600	32	= + / ~	EN 440 S1	550	EN 760 SA AR 1 77 AC H5
Decklage 7	UP (121)	600	32	= + / ~	EN 440 S1	550	EN 760 SA AR 1 77 AC H5

Bei kombinierter Z-M-Beanspruchung wird die Ermüdungsfestigkeit einer X-Naht theoretisch nicht davon beeinflusst, welche Decklage auf der Biegezugseite liegt. Dies ist in der Symmetrie des Schweißnahtquerschnitts begründet. Wie das Bild 7.11 zeigt, konnte bei den Versuchsproben ein symmetrischer Schweißnahtquerschnitt nicht realisiert werden. Beide Decklagen waren über die gesamte Schweißnahtlänge gleich bleibend im Mittel um ca. $v=4$ mm gegeneinander versetzt. Zudem änderte sich dieser Versatz über die Schweißnahtlänge, so dass er für die einzelnen Ver-

suchspröben nicht identisch war. Aus diesem Grund wurde beim Einbau der Versuchspröben darauf geachtet, dass immer die gleiche Decklage auf der Biegezugseite lag (zum Einfluss eines Versatzes der Decklagen auf die Spannungskonzentration im Kerbgrund siehe Abschn. 7.4).

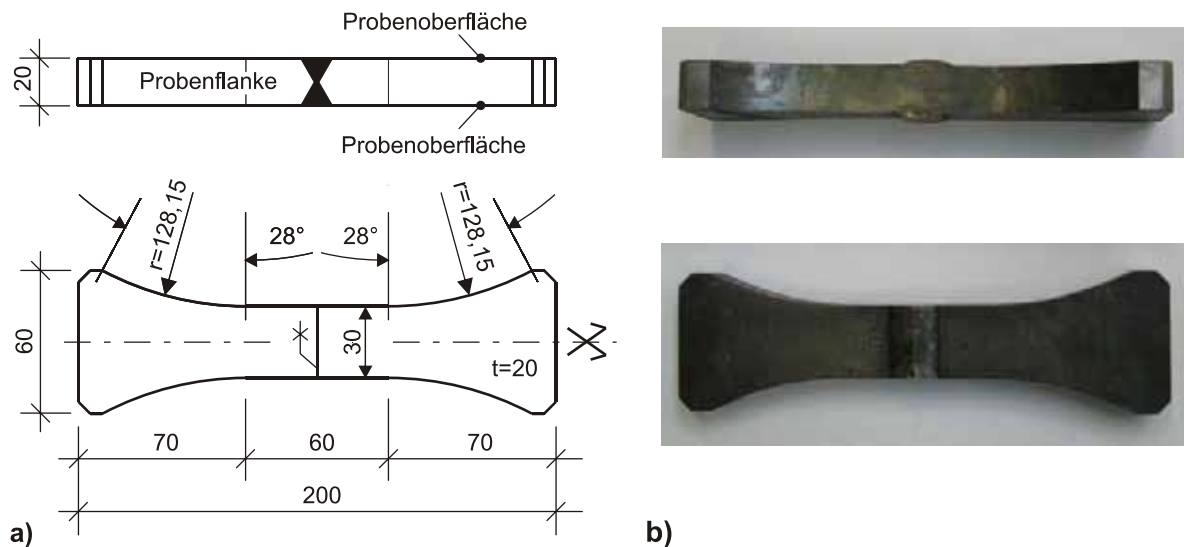


Bild 7.10: Geometrie der Versuchspröben:

a) Sollabmessungen

b) typische reale Probe

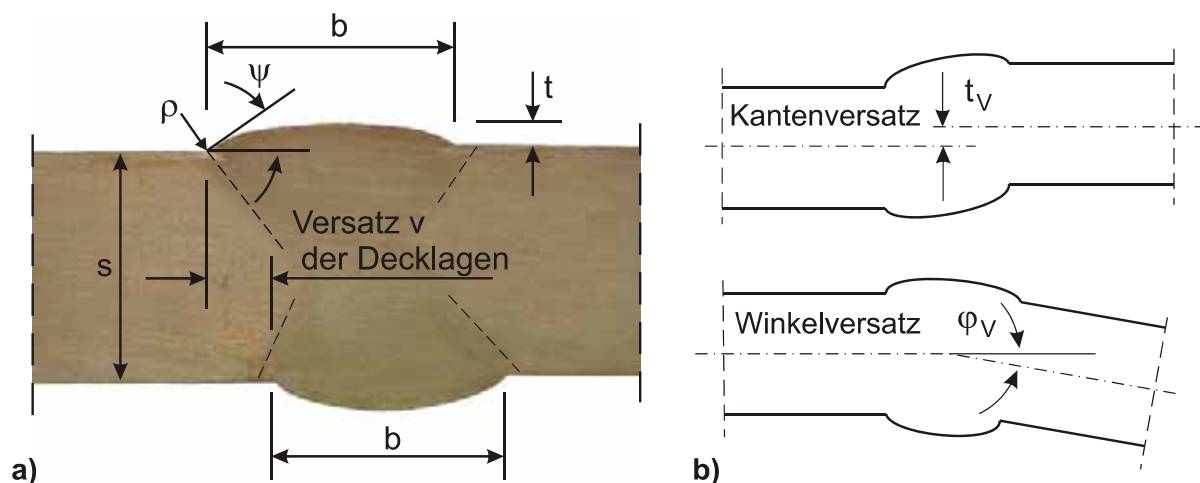


Bild 7.11: a) Typischer Schweißnahtquerschnitt einer Versuchspröbe (mit Bezeichnungen)

b) Kantenversatz t_v und Winkelversatz φ_v einer Stumpfnah

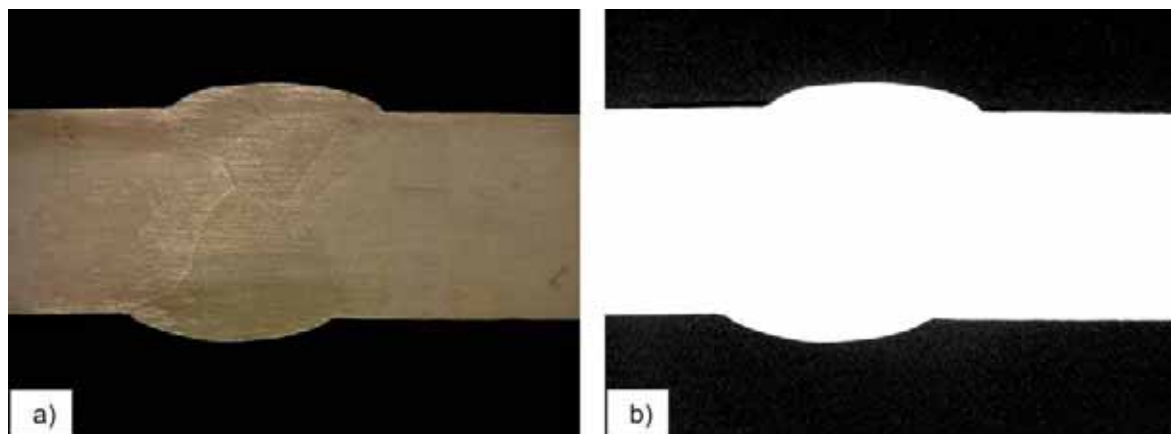
Im Vordergrund der Untersuchungen stand die Spannungsgradient über die Blechdicke. Der Einfluss weiterer Größen auf die Ermüdungsfestigkeit der Versuchs-

proben musste darum so gering wie möglich gehalten werden. Aus diesem Grund waren die Versuchsproben aus einem einzigen zusammengeschweißten Blechstück herausgeschnitten worden. Dadurch sollte über die Schweißnahtlänge, und damit auch für die einzelnen Versuchsproben, eine möglichst gleich bleibende Schweißnahtoberflächen-geometrie gewährleistet werden. Da die Eigenspannungen, die beim Schweißen eingebracht werden, über die Schweißnahtlänge veränderlich sind, wurden die Versuchsproben bei 550°C sechs Stunden spannungsarm geglüht. Eine Streuung der Versuchsergebnisse aufgrund unterschiedlicher Eigenspannungszustände in den einzelnen Versuchsproben konnte damit weitgehend ausgeschlossen werden.

7.1.3 Ermittlung der Schweißnahtoberflächen-geometrie

7.1.3.1 Fotografisch-messtechnische Aufnahme der Schweißnahtoberflächen-geometrie

Für die Ermittlung der Schweißnahtoberflächen-geometrie – sie wird im Weiteren als Nahtgeometrie bezeichnet – wurden digitale Makrofotos der geschliffenen und geätzten Schweißnahtquerschnitte auf beiden Flanken jeder Probe aufgenommen. Im ersten Auswertungsschritt wurden die Makrofotos binarisiert, d. h. in reine Schwarz-Weiß-Bilder umgewandelt (Bild 7.12).



**Bild 7.12 : a) Unbearbeitetes Makrofoto einer Versuchprobe
b) Makrofoto der Versuchprobe nach der Binarisierung**

Im zweiten Auswertungsschritt erfolgte die Vermessung der Schwarz-Weiß-Bilder mit Hilfe des kommerziellen Bildanalyseprogramms a4i. Jedes Schwarz-Weiß-Bild wurde zunächst an der Blechdicke kalibriert. Diese wiederum wurde zuvor bei jeder Probe mit einem Messschieber gemessen. Wegen der sehr geringen Streuung von $V=0.23\%$ wurde bei jedem Bild vereinfachend die mittlere Blechdicke vorgegeben. Anschließend wurde in Abständen von jeweils 0.04 mm der Abstand zwischen dem

unteren Bildrand und der Oberfläche der Versuchsprobe, d. h. dem ersten schwarzen Pixel, gemessen und abgespeichert.

Die Auswertung der Daten erfolgte automatisiert mit einer VBA-Routine. Dabei wurden der Kerbradius ρ , der Nahtanstiegswinkel ψ , die Nahtbreite b , die Nahthöhe h , der Winkelversatz φ_v sowie der Kantenversatz t_v bestimmt (vgl. Bild 7.11). Durch die automatisierte Auswertung war eine objektive Bewertung der Nahtgeometrie möglich. Die angewandte Programmroutine wurde im Rahmen einer vom Verfasser betreuten Diplomarbeit [68] im Fachgebiet Stahlbau der UDE entwickelt und vom Verfasser weiter ausgebaut. Sie setzt voraus, dass der Nahtübergang durch einen Kreisbogen angenähert werden kann. Der Programmablauf wird unter 7.1.3.3 beschrieben und ist in Anlage 7.1 schematisch dargestellt.

7.1.3.2 Genauigkeit der Aufnahme der Schweißnahtoberflächengeometrie

Die Ermittlung der Nahtgeometrie hatte das Ziel, die Kerbwirkung am Nahtübergang abzuschätzen. Nach dem Mikrostützwirkungsmodell von Neuber [44] (vgl. Unterabschn. 3.4.3) war es sinnvoll, Kerbradien ab einer Größenordnung von $100\ \mu\text{m}$ zu suchen. Unebenheitsamplituden von weniger als $10\ \mu\text{m}$ wurden der Rauheit zugeordnet [49].

An dieser Stelle muss darauf hingewiesen werden, dass die geometrische Beschreibung einer Bauteiloberfläche grundsätzlich Schwierigkeiten bereitet. Sie lässt sich nicht eindeutig definieren, da mit zunehmender Vergrößerung immer feinere Strukturen zu erkennen sind. *„Die Gestalt einer Oberfläche ergibt sich in jedem Fall erst aus dem Zusammenwirken von Körper und Beobachtungsmittel. Sie kann demzufolge je nach Art des Beobachtungsmittels verschieden sein“* [19]. Vor diesem Hintergrund ist die Auflösung der verwendeten Kamera von entscheidender Bedeutung. Durch die hier verwendeten Makrofotos mit ca. $2500\ \text{Pixel}/\text{mm}^2$ konnten Oberflächenstrukturen in einer Größenordnung von $20\ \mu\text{m}$ aufgelöst werden. Zum Auffinden von Kerbradien mit einer Größenordnung von $100\ \mu\text{m}$ war dies gerade ausreichend.

Bei der Binarisierung eines Makrofotos wird durch die so genannte Binarisierungsschwelle festgelegt, welche Pixel des Ausgangsbildes weiß und welche schwarz werden. In Bild 7.13 ist der Ausschnitt eines stark vergrößerten Makrofotos abgebildet, bei dem sich links oben Luft und rechts unten Stahl befindet. Es sind zwei mögliche Oberflächenprofile des Stahlquerschnittes für unterschiedliche Binarisierungsschwellen eingezeichnet. Mit der Binarisierung eines Makrofotos ist also eine gewisse „Unschärfe“ verbunden, die letztendlich auch vom Kontrast des Fotos abhängt. Der Abstand der beiden eingezeichneten Oberflächenprofile beträgt im Mittel ca. $50\ \mu\text{m}$. Die Oberflächenprofile werden damit in einer Größenordnung

eingegrenzt, die unter dem kleinsten signifikanten Kerbradius liegt, was für die Betrachtungen in dieser Arbeit nach Meinung des Verfassers ausreicht.

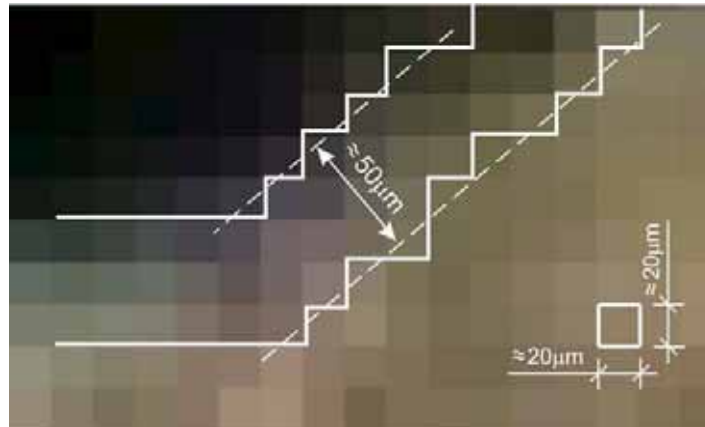


Bild 7.13 : Starke Vergrößerung eines Makrofotos im Bereich des Nahtübergangs

7.1.3.3 Auswertung der Schweißnahtoberflächengeometrie

Bei der Auswertung der Nahtgeometrie berechnet die in 7.1.3.1 angesprochene Programmroutine zunächst den **Winkelversatz** der Versuchsprobe an der Schweißnaht. Durch eine lineare Regressionsberechnung wird dafür die Neigung der beiden Schenkel vor und hinter der Schweißnaht gegenüber der Horizontalen ermittelt. Der Winkelversatz ergibt sich dann aus der Differenz der Schenkelneigungen.

Anschließend wird der **Kerbradius** an den vier Nahtübergängen bestimmt. Dafür wird in einer Berechnungsschleife jeder Messpunkt *MP* im Oberflächenprofil durchlaufen. Durch die Bestimmung der Höhendifferenzen zwischen dem jeweils aktuellen Bezugsmesspunkt und den dahinter liegenden Messpunkten wird ein möglicher Startpunkt *MS* für einen Kreisbogen gesucht (Bild 7.14). Ein solcher Startpunkt gilt als gefunden, wenn von den ersten 20 Messpunkten hinter dem aktuellen Bezugsmesspunkt

- (a) mindestens einer 0.1 mm ($\hat{=}$ $100 \mu\text{m}$) höher liegt als der aktuelle Bezugsmesspunkt und
- (b) 70% höher liegen als der jeweils vorherige Messpunkt.

Die erste Bedingung gewährleistet, dass es sich tatsächlich um den globalen Anstieg zur Schweißnahtüberhöhung handelt, die zweite Bedingung schließt extrem flache Anstiege aus. Sobald ein möglicher Startpunkt *MS* für den Kreisbogen gefunden ist, werden in Schritten von 0.01 mm alle Kreisbögen mit Radien r zwischen 0.1 mm ($\hat{=}$ $100 \mu\text{m}$) und 3.0 mm ($\hat{=}$ $3000 \mu\text{m}$) durchlaufen. Die Mittelpunkte der Kreisbögen liegen rechtwinklig zur Probenoberfläche – der Winkelversatz wird dabei berück-

sichtigt – über dem aktuellen Startpunkt MS . Der Endpunkt ME des Kreisbogens ist durch die Stelle festgelegt, an der das Oberflächenprofil zum letzten Mal durch den Kreisbogen geschnitten wird.

Ein so gefundener Kreisbogen wird nicht weiter berücksichtigt, wenn die Höhendifferenz Δy zwischen dem Start- und dem Endpunkt weniger als 0.1 mm beträgt – der Profilabschnitt wird dann nicht als ermüdungswirksam eingestuft – oder der Abstand Δr zwischen einem Messpunkt und dem Kreisbogen größer als 0.05 mm ist. Für alle anderen gefundenen Kreisbögen werden im weiteren Programmablauf für alle n_{MP} Messpunkte zwischen dem Start- und dem Endpunkt die Abstände Δr_i zum Kreisbogen gemäß Gl. (7.4) berechnet.

$$\Delta r_i = r - \left[\left(x(MP_i) - x(MS) \right)^2 + \left(r + y(MS) - y(MP_i) \right)^2 \right]^{0.5}. \quad (7.4)$$

Die Abstände Δr_i werden summiert und auf die Anzahl der Messpunkte zwischen dem Start- und dem Endpunkt bezogen. Gemäß Gl. (7.5) wird dabei die Messpunktanzahl quadratisch gewichtet.

$$Q = \frac{\sum \sqrt{\Delta r_i^2}}{n_{MP}^2}. \quad (7.5)$$

Mit dem Quotienten Q wird beurteilt, wie gut der Nahtübergang durch den jeweiligen Kreisbogen angenähert wird: Je kleiner Q , desto besser die Annäherung. Durch die quadratische Gewichtung der Messpunktanzahl werden dabei diejenigen Kreisbögen besser bewertet, mit denen das Oberflächenprofil über einen längeren Profilabschnitt angenähert werden kann. Als Kerbradius ρ im Nahtübergang (vgl. Kap. 3) wird der Radius r des Kreisbogens mit der besten Annäherung definiert.

Die Steigung der Tangente im Endpunkt dieses besten Kreisbogens ist der dazugehörige **Nahtanstiegswinkel** ψ (Bild 7.14).

In Bild 7.15a sind beispielhaft für einen konkreten Nahtübergang die 10 besten Kreisbögen, die mit dieser Programmroutine berechnet wurden, dargestellt. Der Kreisbogen, für den die Programmroutine die beste Annäherung berechnet hat, ist dick eingezeichnet. Er ist in Bild 7.15b noch einmal vergrößert herausgezeichnet. Rein visuell würde man, wenn überhaupt, nur zufällig den gleichen Kreisbogen auswählen. Dieses Beispiel verdeutlicht, dass ein automatisiertes Vorgehen zwingend erforderlich ist, wenn die Kerbradien und die Nahtanstiegswinkel für die Nahtübergänge nach objektiven Kriterien bestimmt werden sollen.

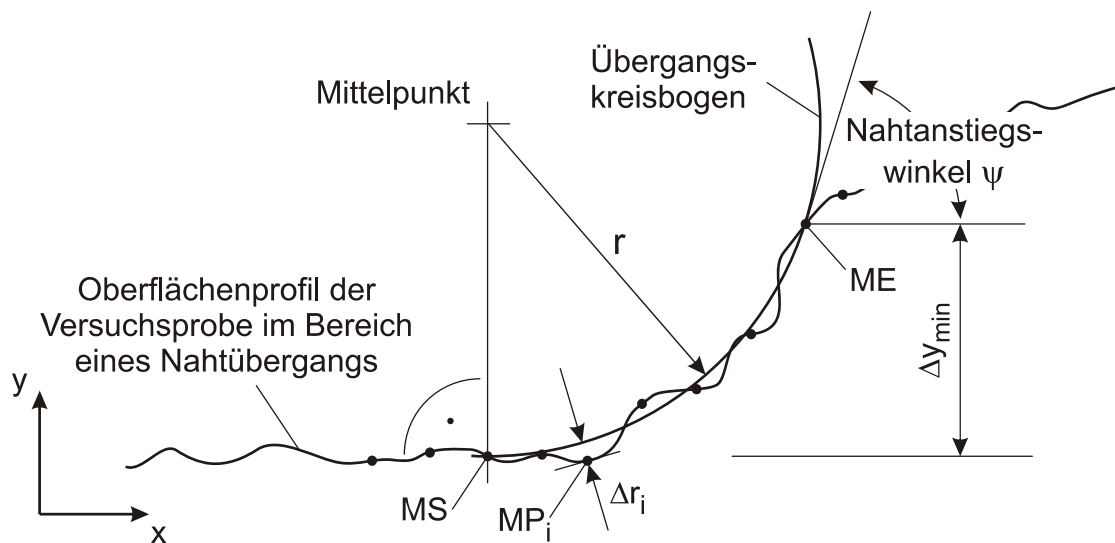


Bild 7.14 : Prinzipskizze eines Übergangskreisbogens am Nahtübergang

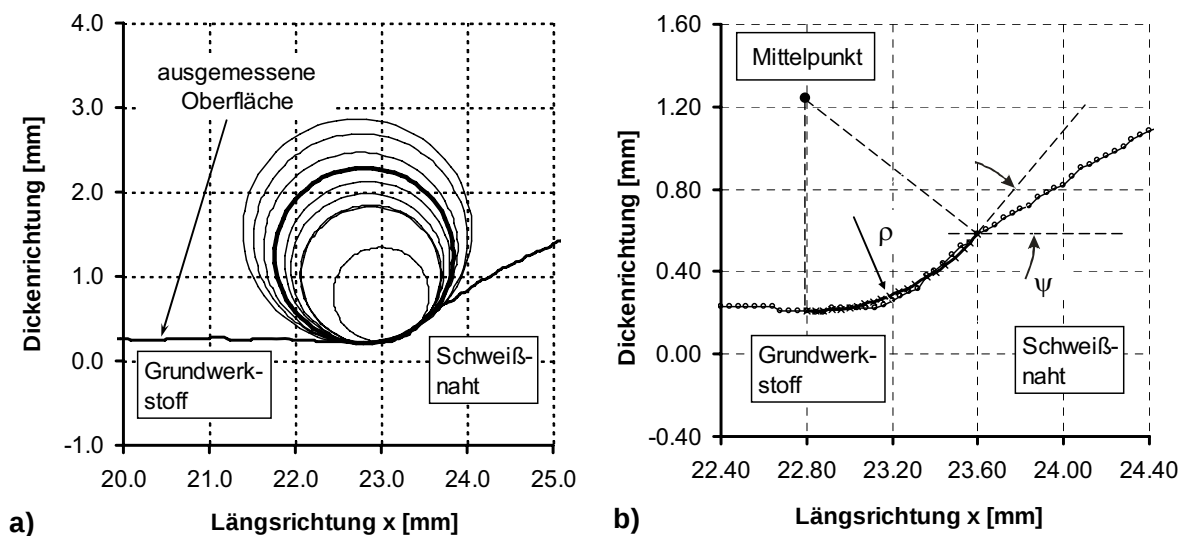


Bild 7.15: Beispiel eines konkret ausgemessenen Nahtübergangs:

- a) Für die Annäherung des Nahtübergangs ermittelte Kreisbögen
- b) Ausschnittsvergrößerung für den Kreisbogen mit der besten Annäherung

Ausgehend von den auf jeder Seite der Schweißnahtüberhöhung gefundenen Kerbradien, werden die weiteren Schweißnahtparameter gemäß Bild 7.11 berechnet. Die **Nahtbreite** b wird aus dem Abstand der beiden Startpunkte in x-Richtung bestimmt, die **Nahthöhe** t aus der Differenz zwischen der y-Koordinate des höchsten Punktes der Schweißnahtüberhöhung und der gemittelten Höhenkoordinate der beiden Startpunkte. Der **Kantenversatz** t_v ergibt sich näherungsweise aus der y-Differenz der beiden Startpunkte.

7.1.3.4 Ergebnisse der Auswertung

Alle ermittelten Abmessungen der insgesamt 136 Schweißnahtoberflächen bzw. 272 Nahtübergänge sind den Anlagen 7.2 bis 7.6 zu entnehmen. In Tab. 7.2 sind die Mittelwerte und die Variationskoeffizienten angegeben. Dabei werden zur Geometrie des Nahtübergangs 2 keine Angaben gemacht, da dieser mit der beschriebenen Programmroutine nicht automatisiert ausgewertet werden konnte.

Der Grund dafür ist in Bild 7.16 für eine Versuchsprobe beispielhaft anhand eines Makrofotos des Nahtübergangs 2 veranschaulicht. Man erkennt deutlich, dass das Schweißbad sozusagen „übergelaufen“ ist. Es ist kein gleichmäßiger Übergang von der Probenoberfläche zur Schweißnahtüberhöhung vorhanden. Demzufolge kann der Nahtübergang natürlich auch nicht durch einen Kreisbogen angenähert werden. Obwohl die beschriebene Unregelmäßigkeit dieses Nahtübergangs nicht bei jedem Makrofoto festgestellt wurde, wäre die Angabe eines mittleren Kerbradius bzw. Nahtanstiegswinkels nicht sinnvoll gewesen. Für die Bestimmung der Nahthöhe und der Nahtbreite der zugehörigen Decklage wurde manuell in die Programmroutine eingegriffen. Die Vermutung, dass der Nahtübergang 2 im Vergleich zu den anderen Nahtübergängen eine weitaus stärkere Kerbe darstellt, war nahe liegend und wurde bei der weiteren Versuchsplanung sowie der Versuchsdurchführung berücksichtigt.

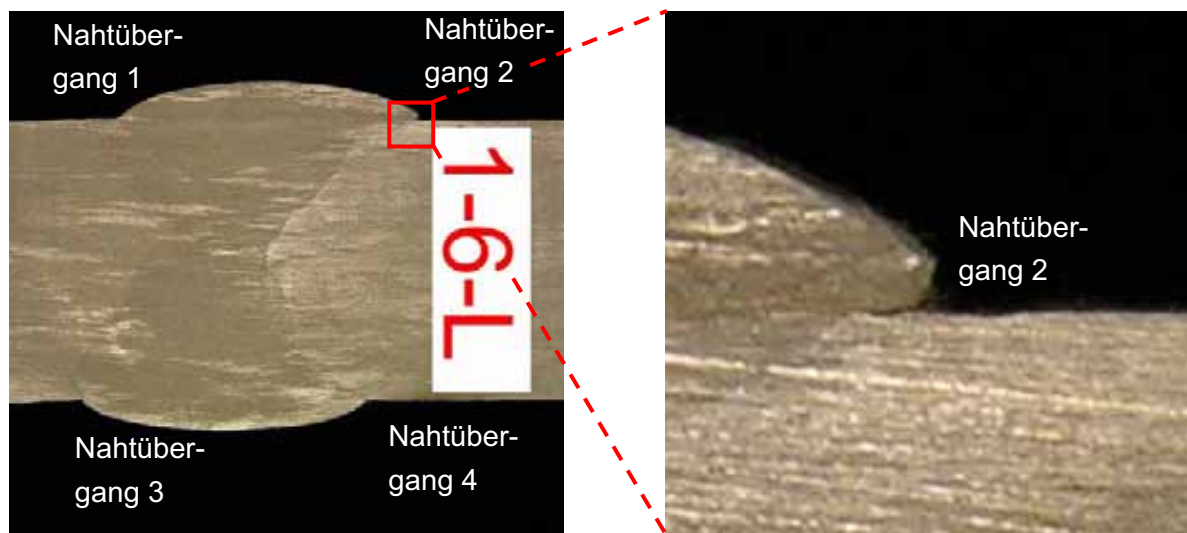


Bild 7.16: Beispiel für das Makrofoto einer Versuchsprobe mit einer Vergrößerung des Nahtübergangs 2

Wenn man die Ergebnisse in Tab. 7.2 näher betrachtet, sieht man, dass die Kerbradien erstens sehr klein sind – dies ist typisch für Unter-Pulver-Schweißungen – und zweitens sehr stark streuen. Die Variationskoeffizienten sind mit ca. 80-90% sehr hoch. Im Vergleich dazu liegen die Mittelwerte der Kerbradien für die drei berücksichtigten Nahtübergänge 1, 3 und 4 sehr nah beieinander. Die Streuungen für die

Nahtanstiegswinkel, die Nahthöhe und die Nahtbreite sind dagegen deutlich geringer. Bei diesen drei Größen sind auch die Unterschiede der Mittelwerte für die drei Nahtübergänge bzw. die zwei Blechseiten moderat.

Von besonderer Bedeutung sind die Winkel- und Kantenversätze. Aus ihnen resultiert – zusätzlich zur planmäßig eingebauten Exzentrizität – eine unplanmäßige Momentenbeanspruchung der Versuchsproben. Gerade der systematische Einfluss einer Momentenbeanspruchung sollte aber durch die Versuche ermittelt werden. Insofern können nur bei Versuchsproben mit kleinen Versätzen aussagekräftige Versuchsergebnisse erwartet werden. Hier liegen der mittlere Winkelversatz von 1.01° und der mittlere Kantenversatz von 0.44 mm (vgl. Tab. 7.2) nach Auffassung des Verfassers in einer vertretbaren Größenordnung. Noch kleinere Versätze wären nur mit erheblichem Aufwand zu realisieren gewesen und hätten die Aussagekraft der Versuche nicht signifikant verbessert.

7.1.4 Ermittlung der mechanischen Werkstoffkenngrößen

Als Grundlageninformation für die Dauerschwingversuche war die genaue Kenntnis der mechanischen Werkstoffkenngrößen des Grundmaterials erforderlich. Ihre Ermittlung erfolgte an Zugproben aus dem Blechmaterial, aus dem die Versuchsproben herausgeschnitten worden waren. Insgesamt wurden zwölf Materialproben entnommen, jeweils sechs in Quer- und sechs in Längsrichtung der Bleche. Aus diesen wurden Flachzugproben nach DIN EN 10002-1 [89] gefertigt.

Die Proben wurden im Zugversuch, unter Verwendung eines Feindehnungsmessgerätes, zunächst dehnungsgeregelt gezogen. Dabei erfolgten Entlastungen bei Dehnungen von 0.45% und 4.5%. Außerdem wurden die Dehnungen bei 0.25%, 0.5%, 1.0% und 1.5% jeweils 10 Minuten konstant gehalten. Nach der zweiten Entlastung erfolgte der Ausbau des Feindehnungsmessgerätes, und die Probe wurde kolbenweggeregelt bis zum Bruch gefahren. Aus den Mittelwerten der Spannungen am Ende der 10-minütigen Haltezeiten – diese sind infolge Relaxation geringer als zu Beginn der Haltezeiten – ergab sich die „statische“ Streckgrenze R_{eS} . Die erste Entlastung diente zur Bestimmung des E-Moduls. Aus der maximalen Zugkraft berechnete sich die Zugfestigkeit R_m des Materials. Für eine ausgewählte Zugprobe ist in Bild 7.17 die im Zugversuch gemessene Spannung-Dehnung-Linie beispielhaft dargestellt.

Tabelle 7.2: Versuchsprobenquerschnitt und Schweißnahtabmessungen: Mittelwerte und Variationskoeffizienten

		Mittelwert	Variationskoeffizient [%]
Versuchsprobenquerschnitt A_{VP} [mm ²]		603.29	0.27
Winkelversatz φ_V [°]		1.01	27.01
Kantenversatz t_V [mm]		0.44	30.96
Kerbradius ρ [mm]	Blechoberseite Nahtübergang 1	0.62	79.92
	Blechoberseite Nahtübergang 2	–	–
	Blechunterseite Nahtübergang 3	0.50	87.03
	Blechunterseite Nahtübergang 4	0.65	93.78
Nahtanstiegswinkel ψ [°]	Blechoberseite Nahtübergang 1	54.69	22.64
	Blechoberseite Nahtübergang 2	–	–
	Blechunterseite Nahtübergang 3	64.23	24.44
	Blechunterseite Nahtübergang 4	57.18	26.57
Nahthöhe t [mm]	Blechoberseite	2.52	16.21
	Blechunterseite	2.73	15.00
Nahtbreite b [mm]	Blechoberseite	20.89	3.86
	Blechunterseite	20.51	3.94
Nahthöhe/-breite t/b [–]	Blechoberseite	0.12	16.24
	Blechunterseite	0.13	15.02
Blechdicke s [mm]		20.12	0.23
Decklagenversatz v [mm]		3.96	12.15

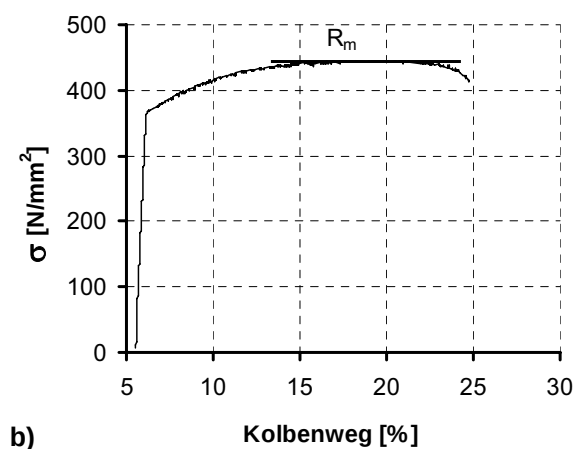
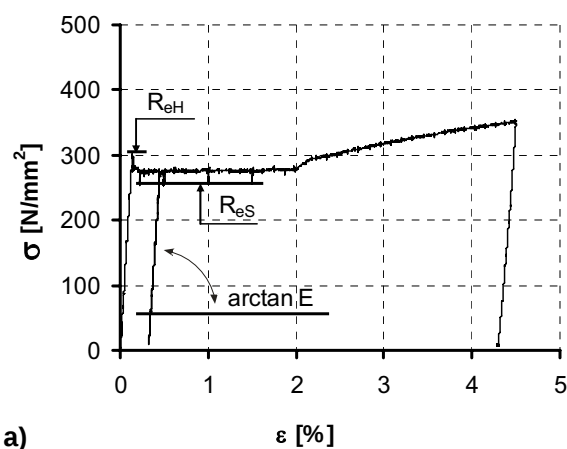


Bild 7.17: Zugversuch an einer Probe aus dem Grundmaterial der Versuchsproben:

a) Dehnungsgeregelter Abschnitt

b) Kolbenweggeregelter Abschnitt

Tabelle 7.3: Im Zugversuch gemessene Werkstoffkennwerte

	Mittelwert [N/mm ²]		Variationskoeffizient [%]	
	Quer	Längs	Quer	Längs
E-Modul	207400	210800	2.3	1.8
R_{eH}	286	309	3.4	1.6
R_{eS}	255	260	3.1	1.5
R_m	427	452	0.2	0.8

7.1.5 Kalibrierung der exzentrischen Probenaufnahme

Bei den Dauerschwingversuchen unter kombinierter Z-M-Beanspruchung sollte sich über die Blechdicke der Versuchsprobe näherungsweise die in Bild 7.18 dargestellte Spannungsgradient einstellen ($\sigma_{B,bez} \approx 100\%$).

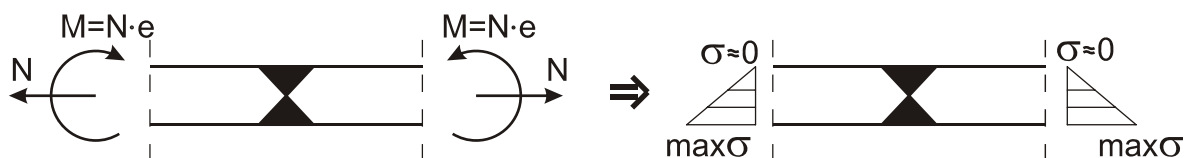


Bild 7.18: Angestrebte Spannungsgradienten für die Versuchsreihe Z+M

Die Größe der dafür erforderlichen Exzentrizität ließ sich wegen des in Abschn. 7.1 geschilderten Reibungseinflusses in den Gelenken der Probenaufnahme nicht ausreichend genau berechnen. Sie musste vielmehr, wie nachfolgend beschrieben, experimentell ermittelt werden.

Die Momentenkalibrierung erfolgte mit einem Versuchsstück, das in der Form und aus dem Grundmaterial der Versuchsproben gefertigt worden war. Für die Messung der Oberflächendehnung wurde auf der Ober- und der Unterseite je ein Dehnungsmessstreifen (DMS) appliziert. Die Probenaufnahme wurde mit dem darin exzentrisch fixierten Versuchsstück (vgl. Bild 7.4) in eine hydraulische Prüfmaschine im Stahlbaulabor der UDE eingebaut und gezogen. Die Lasthöhe wurde dabei so niedrig gehalten, dass das gesamte Versuchsstück eindeutig im elastischen Bereich blieb. Die Exzentrizität e wurde in Schritten von einem Millimeter nach und nach vergrößert. Bei $e = 5 \text{ mm}$ ergaben sich auf der Biegedruckseite – im Vergleich zur Biegezugseite – nur noch sehr kleine Dehnungen. Bei einem reibungsfreien Gelenk läge dieser Wert bei $e = 20/6 = 3.33 \text{ mm}$, woraus man den Einfluss der Reibung erkennt.

Nun wurden mit $e = 5 \text{ mm}$ 16 Be- und Entlastungen durchgeführt, bei denen die Maschinenzugkraft F und die beiden Oberflächendehnungen abgespeichert wurden.

In Bild 7.19 sind die entsprechenden ε -F-Kurven aufgetragen. Wie man sieht, laufen die Kurven bei steigender Maschinenzugkraft leicht nichtlinear aufeinander zu. Der Momentenanteil nimmt also mit wachsender Zugkraft geringfügig ab. Das erklärt sich aus der Biegeverformung des Versuchsstücks und wird im Weiteren vernachlässigt (vgl. Bild 7.3).

Die ε -F-Kurve auf der Biegezugseite kann sehr gut durch eine Gerade angenähert werden, deren Steigung k sich aus dem Wertepaar $F=70\text{ kN}$ und der zugehörigen gemittelten Dehnung $\varepsilon_{MW}(70\text{ kN})$ der 16 Einzelmessungen zu

$$k = \frac{\varepsilon_{MW}(70\text{ kN})}{70\text{ kN}} = \frac{1185,13 \cdot 10^{-6}}{70 \cdot 10^3\text{ N}} = 16,93 \cdot 10^{-9} \left[1/\text{N} \right] \quad (7.6)$$

berechnet. Die Beziehung zwischen der Spannung σ_z auf der Biegezugseite und der Maschinenzugkraft F ergibt sich dann, wenn man für den E-Modul den Mittelwert aus der Quer- und Längsrichtung des Bleches einsetzt, zu

$$\sigma_z(F) = E \cdot k \cdot F = 209800 \cdot 16,93 \cdot 10^{-9} \cdot F = 3,55 \cdot 10^{-3} \cdot F \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \text{ mit } F \text{ in } [\text{N}] \quad (7.7)$$

bzw.

$$F(\sigma_z) = \frac{\sigma_z}{3,55 \cdot 10^{-3}} [\text{N}] \text{ mit } \sigma_z \text{ in } [\text{N}/\text{mm}^2]. \quad (7.8)$$

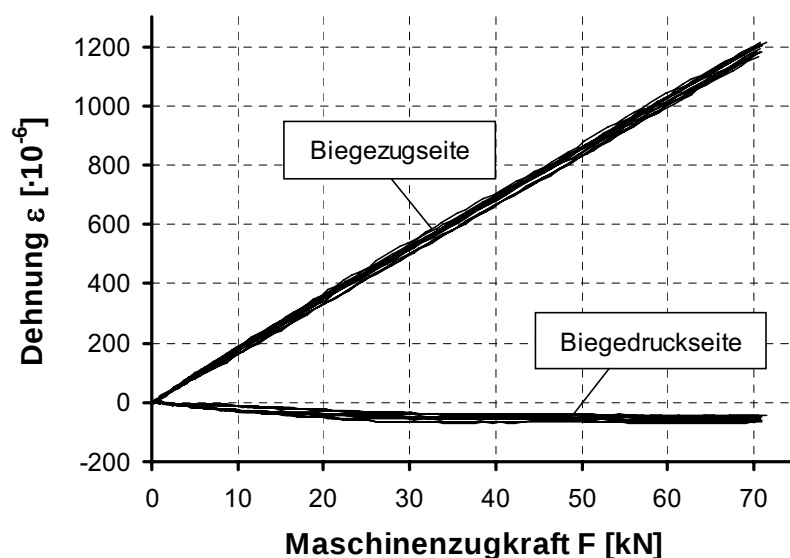


Bild 7.19: Bei $e=5\text{ mm}$ gemessene Oberflächendehnungen des Versuchsstücks für die Kalibrierung der exzentrischen Probenaufnahme

7.2 Durchführung der Versuche

Ziel der Dauerschwingversuche war nicht die Ermittlung kompletter Wöhlerkurven, sondern der direkte Vergleich zentrisch und exzentrisch zugbeanspruchter Stumpfnahntproben. Dafür war es am sinnvollsten, alle Versuche auf einem einheitlichen Spannungsniveau zu fahren, um so bei $n=17$ Versuchen pro Versuchsreihe eine statistisch einwandfrei abgesicherte Aussage zu erhalten.

Aus Kostengründen wurden möglichst kurze Laufzeiten der Dauerschwingversuche angestrebt. Der technische Anriss sollte also möglichst frühzeitig erfolgen. Die Versuche wurden daher mit einer Spannungsschwingbreite von $\Delta\sigma = 200 \text{ N/mm}^2$ durchgeführt, was im oberen Bereich der Zeitfestigkeit liegt. Als Oberspannung war zunächst $\sigma_o = 200 \text{ N/mm}^2$ geplant gewesen. In der Prüfmaschine der SLV konnte dies jedoch nicht realisiert werden. Aus diesem Grunde wurden alle Versuche mit $\sigma_o = 260 \text{ N/mm}^2$ gefahren. Damit lag die Oberspannung zwar geringfügig über der „statischen“ Streckgrenze R_{eS} , aber noch unter der „Plateau-Streckgrenze“ R_{eP} bei $\dot{\epsilon} \neq 0$ (vgl. Tab. 7.3). Da die Dauerschwingversuche mit hoher Belastungsgeschwindigkeit gefahren wurden, können plastische Verformungen während der Versuche ausgeschlossen werden. Die festgestellten technischen Anrisse können also eindeutig dem Bereich der Kurzzeitfestigkeit zugeordnet werden.

Tabelle 7.4 enthält die aus den Spannungsvorgaben resultierenden Maschinenkräfteeinstellungen der beiden Versuchsreihen. Sie wurden für die Versuchsreihe Z+M nach Gl. (7.8) und für die Versuchsreihe Z mit Hilfe der mittleren Querschnittsfläche der Versuchsproben aus Tab. 7.2 berechnet.

Tabelle 7.4: Eingangsgrößen für die Dauerschwingversuche

	Versuchsreihe Z+M und Z		Versuchsreihe Z+M Z	
Unterspannung $\sigma_u \text{ [N/mm}^2\text{]}$	60	Unterkraft $F_u \text{ [kN]}$	16.89	36.20
Mittelspannung $\sigma_m \text{ [N/mm}^2\text{]}$	160	Mittelkraft $F_m \text{ [kN]}$	45.04	96.53
Oberspannung $\sigma_o \text{ [N/mm}^2\text{]}$	260	Oberkraft $F_o \text{ [kN]}$	73.19	156.86
Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma \text{ [N/mm}^2\text{]}$	200	Kraftschwingbreite $\Delta F \text{ [kN]}$	56.30	120.66

Die Versuchsproben sind entsprechend der Reihenfolge, in der sie aus dem zusammengeschweißten Blechstück herausgeschnitten wurden, nummeriert (vgl. Bild 7.9).

Sie wurden in dieser Reihenfolge abwechselnd für die Versuchsreihe Z+M und für die Versuchsreihe Z verwendet. Damit war gewährleistet, dass die beiden Versuchsreihen einen vergleichbaren repräsentativen Querschnitt über die Schweißnahtlänge erfassen.

Bei den zentrischen Dauerschwingversuchen wurde der Anriss am Nahtübergang 2 erwartet, da bei diesem von einer besonders starken Kerbwirkung auszugehen war (vgl. Unterabschn. 7.1.3.4 und Bild 7.16). Der Anriss bei den exzentrischen Dauerschwingversuchen war grundsätzlich auf der Biegezugseite zu erwarten. Um die direkte Vergleichbarkeit beider Versuchsreihen zu gewährleisten, wurden die exzentrischen Proben so eingebaut, dass der Nahtübergang 2 auf der Biegezugseite lag. Folglich konnte der Anriss auch hier am Nahtübergang 2 erwartet werden.

Alle Dauerschwingversuche wurden bis zum ersten Anriss gefahren. In Tab. 7.5 sind die Anzahlen der bis zum Anriss ertragenen Schwingspiele und die Orte des ersten Anrisses zusammengestellt.

Tabelle 7.5: Ergebnisse der Dauerschwingversuche

Versuchsreihe Z+M Prüffrequenz 89HZ			Versuchsreihe Z Prüffrequenz 101Hz		
Proben- nummer	erreichte Schwingspielzahl	Anriss am Nahtübergang	Proben- nummer	erreichte Schwingspielzahl	Anriss am Nahtübergang
VP 1-1	510000	1	VP 1-2	363000	4
VP 1-3	573000	1	VP 1-4	249000	2
VP 1-5	209000	1	VP 1-6	311000	3
VP 1-7	458000	2	VP 1-8	241000	2
VP 1-9	200000	2	VP 1-10	198000	2
VP 1-11	285000	1	VP 1-12	295000	2
VP 1-13	393000	2	VP 1-14	221000	2
VP 1-15	340000	2	VP 1-16	290000	2
VP 1-17	285000	2	VP 2-1	346000	1
VP 2-2	253000	1	VP 2-3	281000	1
VP 2-4	351000	1	VP 2-5	318000	1
VP 2-6	257000	2	VP 2-7	394000	3
VP 2-8	557000	2	VP 2-9	366000	2
VP 2-10	315000	2	VP 2-11	273000	1
VP 2-12	783000	2	VP 2-13	274000	1
VP 2-14	328000	1	VP 2-15	317000	1
VP 2-16	355000	1	VP 2-17	351000	1

Hier zeigt sich überraschenderweise, dass die Unregelmäßigkeit des Nahtübergangs 2 keine so große Kerbwirkung darstellt, wie zu vermuten wäre. Der Anriss tritt bei den exzentrischen Versuchen auf der Biegezugseite gleich oft an beiden Naht-

übergängen auf. Bei den zentrischen Versuchen tritt der Anriss an allen vier Nahtübergängen auf, hauptsächlich jedoch wiederum an den Nahtübergängen 1 und 2. Damit erwies sich die Decklage auf der Blechoberseite (mit ihren beiden Nahtübergängen 1 und 2) eindeutig als stärker kerbbehäftet. Die Entscheidung, diese Decklage bei der Versuchsreihe Z+M grundsätzlich auf der Biegezugseite einzubauen, hat sich also als richtig erwiesen. Die beiden Versuchsreihen dürfen demnach ohne Einschränkung direkt miteinander verglichen werden.

7.3 Auswertung der Versuchsergebnisse

7.3.1 Lastspielzahlen

Jedem Versuch einer Versuchsreihe mit nominell identischen Versuchsbedingungen kann eine Überlebenswahrscheinlichkeit $P_{\bar{u}}$ zugeordnet werden. Dafür sortiert man zunächst die n Versuche einer Versuchsreihe nach den ertragenen Schwingspielzahlen: Der Versuch mit der größten ertragenen Schwingspielzahl erhält die Ordnungszahl $j = 1$, der Versuch mit der kleinsten die Ordnungszahl $j = n$.

Für die Berechnung der Überlebenswahrscheinlichkeit des j -ten Versuchs einer Stichprobe wird häufig die verteilungsunabhängige Näherungsgleichung Gl. (7.9) verwendet. Diese führt bei normalverteilter Grundgesamtheit allerdings zu einem systematisch vergrößerten Schätzwert der Standardabweichung. Die Näherungsgleichung (7.10) nach Rossow [55] liefert die besseren Ergebnisse [20][26]. Für die Versuche der beiden Versuchsreihen wurden die Überlebenswahrscheinlichkeiten mit dieser Gleichung berechnet. Die Ergebnisse sind in Bild 7.20 in doppeltlogarithmischen Gaußschen Wahrscheinlichkeitsnetzen eingetragen. Man erkennt, dass sich für beide Versuchsreihen die Versuchspunkte einer Ausgleichsgeraden zuordnen lassen. Es kann also davon ausgegangen werden, dass eine logarithmische Normalverteilung der Schwingspielzahlen N vorliegt. Das ist ein Indiz für die Zuverlässigkeit der Versuchsdurchführung [34].

$$P_{\bar{u}} = \frac{j-1}{n}, \quad (7.9)$$

$$P_{\bar{u}} = \frac{3 \cdot j - 1}{3 \cdot n + 1}. \quad (7.10)$$

Konsequenterweise wurden die Mittelwerte und die Standardabweichungen der ertragenen Schwingspielzahlen nach den für eine log-Normalverteilung geltenden Gleichungen (7.11) und (7.12) berechnet und sind für beide Versuchsreihen in Tab. 7.6 zusammengestellt.

$$\log N_{50\%} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \log N_i, \quad (7.11)$$

$$\log s_N = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\log N_i - \log N_{50\%})^2}. \quad (7.12)$$

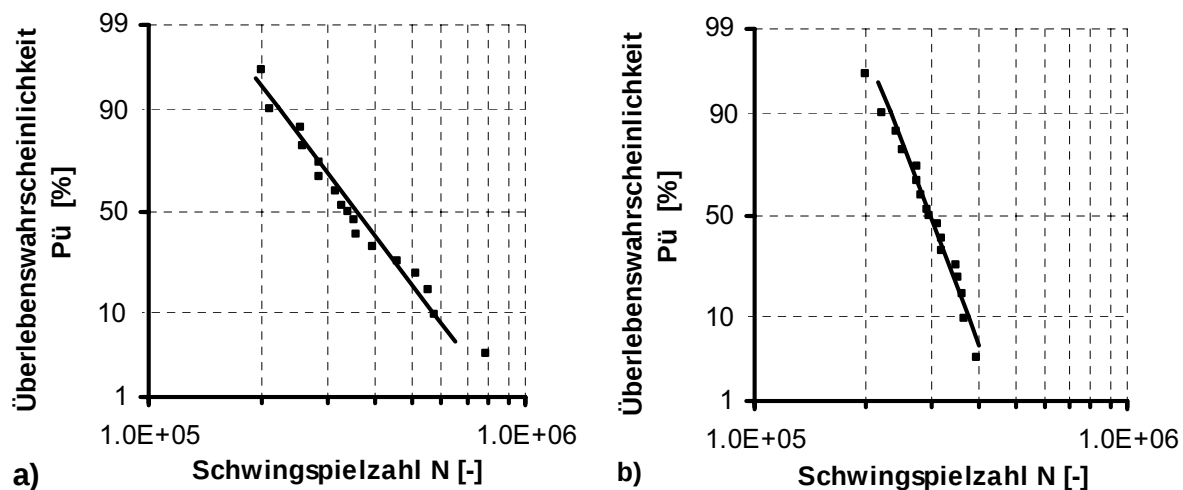


Bild 7.20: Auftragung der Versuchsergebnisse im Gaußschen Wahrscheinlichkeitsnetz: a) Versuchsreihe Z+M, b) Versuchsreihe Z

Tabelle 7.6: Ertragene Schwingspielzahlen: Mittelwerte und Standardabweichungen der Stichproben

	Mittelwert		Standardabweichung
	$\log N_{50\%}$	$N_{50\%}$	$\log s_N$
Versuchsreihe Z+M	5.55	355000	0.16
Versuchsreihe Z	5.47	294000	0.08

Durch den Vergleich der Standardabweichungen beider Versuchsreihen wird der visuelle Befund aus Bild 7.20, dass die Versuchswerte der Reihe Z+M viel stärker streuen als die der Reihe Z, auch statistisch bestätigt. Da die Schweißnähte der Versuchsprouben beider Versuchsreihen eine vergleichbar repräsentative Stichprobe der gesamten Schweißnaht darstellen, kann die größere Streuung nicht auf unterschiedlich starke Kerbwirkungen zurückgeführt werden. Vielmehr muss davon ausgegangen werden, dass in der Probenaufnahme für die exzentrischen Versuche die Reibung in den Radial-Gleitlagern nicht vollkommen gleich bleibend war. Da es sich dabei aber offenbar um eine Zufallsgröße handelt – sonst wären die Anriss-

schwingspielzahlen nicht log-normalverteilt –, bedeutet die größere Streuung keine Einschränkung für die Verwendbarkeit.

Der Mittelwert einer Stichprobe unterliegt dem Zufall, so dass man bei jeder neuen Stichprobe einen anderen Mittelwert erhält. Dabei weicht der Mittelwert der Stichprobe $\bar{x}$ mit einer bestimmten Wahrscheinlichkeit vom Mittelwert der Grundgesamtheit μ ab. Nach Gl. (7.13) kann ein Vertrauensbereich definiert werden, der den Mittelwert der Grundgesamtheit in Abhängigkeit von dem Mittelwert der Stichprobe mit einer gewissen Vertrauenswahrscheinlichkeit S eingrenzt [56]. Die Variable t in Gl. (7.13) als Maß für den Vertrauensbereich folgt der Student-Verteilung und ergibt sich aus der gewählten Vertrauenswahrscheinlichkeit sowie dem Stichprobenumfang n . Vergleicht man zwei Stichproben mit gleicher Probenanzahl, dann ist die Wahrscheinlichkeit, mit der der Mittelwert der Stichprobe um ein vorgegebenes Maß vom Mittelwert der Grundgesamtheit abweicht, bei der Stichprobe mit der geringeren Streuung kleiner. Man könnte auch sagen, dass für die gleiche Vertrauenswahrscheinlichkeit ein größerer Vertrauensbereich berücksichtigt werden muss.

$$\log \bar{x} - t \cdot \frac{\log s}{\sqrt{n}} \leq \log \mu \leq \log \bar{x} + t \cdot \frac{\log s}{\sqrt{n}}. \quad (7.13)$$

Für den Vergleich der beiden Versuchsreihen untereinander, d. h. der ertragbaren Schwingspielzahlen beider Versuchsreihen, wurde eine Vertrauenswahrscheinlichkeit von 75% gewählt, wie sie im Bauwesen üblich ist. Damit ergeben sich folgende Gleichungen für 50% und 95% Überlebenswahrscheinlichkeit:

$$\log N_{50\%, S=75\%} = \log N_{50\%} - 1,194 \cdot \frac{\log s_N}{\sqrt{n}}, \quad (7.14)$$

$$\log N_{95\%, S=75\%} = \log N_{50\%, S=75\%} - 1,65 \cdot \log s_N. \quad (7.15)$$

Tabelle 7.7 enthält die Ergebnisse dieser Auswertung. Dabei wurde auch für die Versuchsreihe Z+M die kleinere Standardabweichung der Versuchsreihe Z (vgl. Tab. 7.6) angesetzt. Die durch die Gelenkreibung verursachte zusätzliche Streuung wurde also quasi eliminiert. Dies entspricht im Prinzip dem Grundgedanken der normierten Wöhlerlinie, wonach beim Dauerschwingversuch für verschiedene konstruktive Details die Streuung der Grundgesamtheit als bekannt vorausgesetzt wird und für die Auswertung jeder beliebigen Stichprobe verwendet werden kann. Die so berechneten Werte werden für den Vergleich mit den Angaben in den Regelwerken in Abschn. 7.5 zugrunde gelegt.

Tabelle 7.7: Extrapolierte Mittelwerte und 95%-Fraktilwerte der Grundgesamtheit für eine Vertrauenswahrscheinlichkeit von 75%

	N _{50%,S=75%}	N _{95%,S=75%}
Versuchsreihe M+Z	336000	246000
Versuchsreihe Z	279000	204000

7.3.2 Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit

Um die Versuchsergebnisse anschaulich mit Ermüdungsfestigkeiten in Regelwerken vergleichen zu können, wird nachfolgend versucht, von den auf dem Spannungsniveau $\Delta\sigma = 200 \text{ N/mm}^2$ erhaltenen Schwingspielzahlen auf „experimentelle Näherungswerte“ für den üblichen Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit $\Delta\sigma_c$ bei $N_c = 2 \cdot 10^6$ Lastspielen (vgl. Abschn. 3.3) zu schließen. Dazu wird angenommen, dass jeder Versuchspunkt i zu einer „eigenen“ linearisierten normierten Wöhlerlinie mit $k=3$ gehört. Entlang dieser hypothetischen Wöhlerlinie wird er bis zur Schwingspielzahl $N_c = 2 \cdot 10^6$ „verschoben“ (Bild 7.21). Die zugehörige individuelle Spannungsschwingbreite beträgt

$$\Delta\sigma_{c,i} = \Delta\sigma_i \cdot \left(\frac{N_i}{2 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (7.16)$$

Daraus folgt für jede Versuchsreihe der Mittelwert und die Standardabweichung zu

$$\log \Delta\sigma_{c,50\%} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \log \Delta\sigma_{c,i}, \quad (7.17)$$

$$\log s_{\Delta\sigma} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\log \Delta\sigma_{c,i} - \log \Delta\sigma_{c,50\%})^2}. \quad (7.18)$$

Die Ergebnisse dieser Auswertung sind in Tab. 7.8 wiedergegeben.

Wie bei den ertragbaren Lastspielzahlen, muss auch beim Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit nach den Gleichungen (7.19) und (7.20) von der endlichen Stichprobe auf die Grundgesamtheit extrapoliert werden. Tabelle 7.9 enthält die Ergebnisse dieser Auswertung.

$$\log \Delta\sigma_{c,50\%,S=75\%} = \log \Delta\sigma_{c,50\%} - 1,194 \cdot \frac{\log s_{\Delta\sigma}}{\sqrt{n}}, \quad (7.19)$$

$$\log \Delta\sigma_{c,95\%,S=75\%} = \log \Delta\sigma_{c,50\%,S=75\%} - 1,65 \cdot \log s_{\Delta\sigma}. \quad (7.20)$$

Tabelle 7.8: Aus den Dauerschwingversuchen hergeleitete Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit: Mittelwerte und Standardabweichungen der Stichproben

	Mittelwert		Standardabweichung
	$\log \Delta\sigma_{C,50\%}$	$\Delta\sigma_{C,50\%}$	$\log s_{\Delta\sigma}$
Versuchsreihe Z+M	2.05	112 [N/mm ²]	0.054
Versuchsreihe Z	2.02	105 [N/mm ²]	0.027

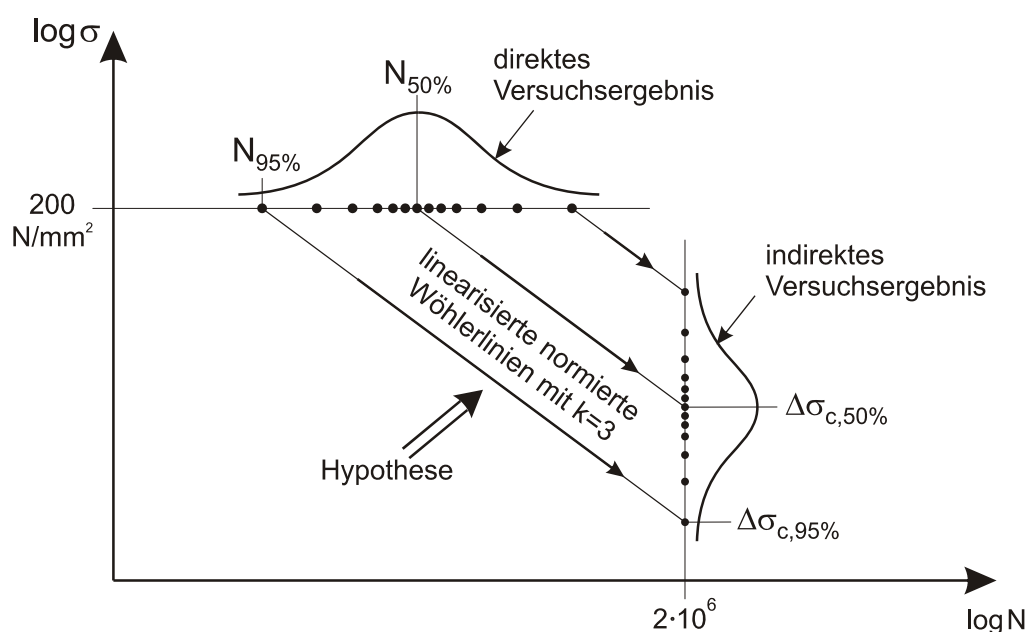


Bild 7.21: Verschieben der Versuchspunkte entlang der „eigenen“ linearisierten normierten Wöhlerlinien

Tabelle 7.9: Aus den Dauerschwingversuchen hergeleitete Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit: Mittelwerte und Standardabweichungen für eine Vertrauenswahrscheinlichkeit von 75%

	$\Delta\sigma_{C,50\%,S=75\%}$	$\Delta\sigma_{C,95\%,S=75\%}$
Versuchsreihe Z+M	110 [N/mm ²]	99 [N/mm ²]
Versuchsreihe Z	104 [N/mm ²]	94 [N/mm ²]

7.4 Ergänzende Berechnungen zur Kerbwirkung am Nahtübergang der Versuchsproben

Wie unter 7.1.2 beschrieben, war die Stumpfnahht der Versuchsproben nicht vollkommen symmetrisch ausgeführt (vgl. Bild 7.11). Durch die ergänzenden Berechnungen des vorliegenden Abschnittes soll in erster Linie festgestellt werden, inwieweit der unplanmäßige Versatz v der Decklagen die theoretische Spannungskonzentration am Nahtübergang beeinflusst bzw. wie stark diese von der einer symmetrischen Stumpfnahht abweicht. Weiterhin werden in diesem Zusammenhang der Einfluss der Beanspruchungsart (zentrischer und exzentrischer Zug) und der Bauteildicke auf die theoretische Spannungskonzentration am Nahtübergang untersucht, um gegebenenfalls den experimentellen Befund untermauern zu können. Die eigenen numerischen Berechnungsergebnisse werden abgesichert, indem sie mit den Berechnungsergebnissen aus einer Näherungsformel verglichen werden.

7.4.1 Ermittlung von Kerbformzahlen mit Hilfe einer Näherungsformel

In [52] idealisiert Rainer Stumpfnähte durch abgesetzte Flachstäbe (Bild 7.22). Dabei ist die Geometrie durch die Blechdicke s , den Kerbradius ρ am Nahtübergang und die Nahthöhe t festgelegt. Auf Grundlage numerischer Berechnungen gibt er für die analytische Ermittlung der Kerbformzahlen α_k die Näherungsformel Gl. (7.21) an. Die Parameter der Gleichung sind in Tab. 7.10 zusammengestellt.

$$\alpha_k = 1 + \left(\frac{A}{\left(\frac{t}{\rho}\right)^k} + B \cdot \left(\frac{1 + \frac{a}{\rho}}{\frac{a}{\rho} \cdot \sqrt{\frac{a}{\rho}}} \right)^\ell + C \cdot \frac{\frac{a}{\rho}}{\left(\frac{a}{\rho} + \frac{t}{\rho}\right) \cdot \left(\frac{t}{\rho}\right)^m} \right)^{-0.5} \quad (7.21)$$

In Bild 7.23 wurde Gl. (7.21) für variierte Blechdicken ausgewertet. Entsprechend der Kerbspannungslehre von Neuber erfolgte die Berechnung der oberen Grenzwerte der effektiven Kerbspannungen mit fiktiven Kerbradien von $\rho_F = 1 \text{ mm}$ (vgl. Unterabschn. 3.4.3). In Anlehnung an den EC3 wurde die Nahthöhe alternativ mit $0.1 \cdot s$ und $0.2 \cdot s$ vorgegeben. Im Vergleich zur reinen Zugbeanspruchung ergeben sich unter reiner Biegebeanspruchung ca. 10% bzw. 15% kleinere Kerbformzahlen und demnach auch 10% bis 15% geringere Ermüdungsbeanspruchungen.

Inwieweit sich bei den Versuchsproben der Versatz der Decklagen auf die Spannungsüberhöhungen an den Nahtübergängen auswirkt, kann durch Gl. (7.21) nicht erfasst werden. Außerdem wird bei der Idealisierung einer X-Naht durch einen abgesetzten Flachstab wegen $t > \rho$ automatisch ein Nahtanstiegswinkel von $\psi = 90^\circ$

vorausgesetzt. In welchem Maße sich die in Wirklichkeit kleineren Nahtanstiegswinkel der Versuchsproben auf die theoretische Spannungsüberhöhung am Nahtübergang auswirken, kann also mit der Näherungsformel ebenfalls nicht erfasst werden. Aus diesem Grund wurden vom Verfasser die nachfolgend beschriebenen eigenen FE-Berechnungen durchgeführt.

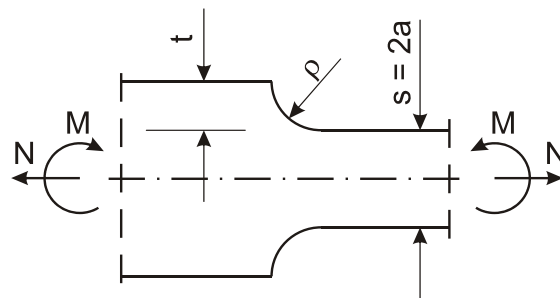


Bild 7.22: Idealisierung einer X-Naht nach Rainer [52]

Tabelle 7.10: Parameter für die Bestimmung der Kerbformzahlen nach Gl. (7.21)

	A	B	C	k	ℓ	m
Zug	0.55	1.10	0.20	0.80	2.20	1.33
Biegung	0.40	3.80	0.20	0.66	2.25	1.33

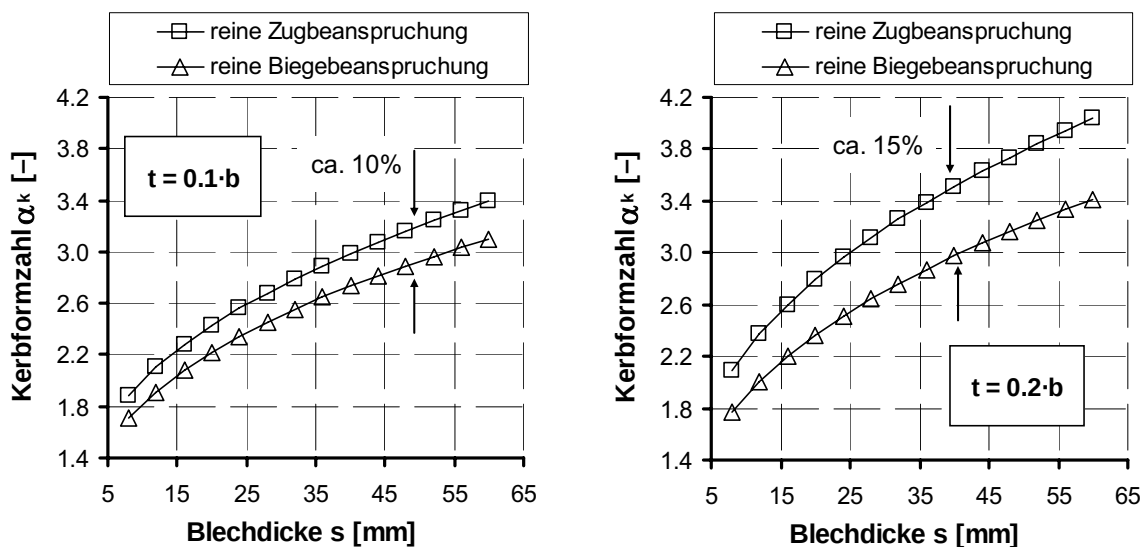


Bild 7.23: Kerbformzahlen für X-Nähte bei variierter Blechdicke nach Gl. (7.21)

$$r = {}^a x_2 - {}^a x_4 + t_R. \quad (7.29)$$

Parameter bei $t_R > t_{\text{Grenz}}$:

$${}^b x_1 = b_R / \sin \psi, \quad (7.30) \quad {}^b x_2 = t_R / \tan(\psi / 2), \quad (7.31)$$

$${}^b x_3 = b_R - {}^b x_2, \quad (7.32) \quad {}^b x_4 = {}^b x_3 / \tan \psi, \quad (7.33)$$

$$r = t_R / (1 - \cos \psi). \quad (7.34)$$

Die Berechnungen wurden wiederum mit dem Programmsystem ANSYS® durchgeführt. Das Modell wurde mit dem 8-knotigen Scheibenelement *plane 82* (ebener Dehnungszustand) vernetzt. Der Diskretisierungsgrad wurde über eine Konvergenzstudie festgelegt. Für beide Modelle – symmetrische und unsymmetrische X-Naht – sind die FE-Netze in Bild 7.25 dargestellt.

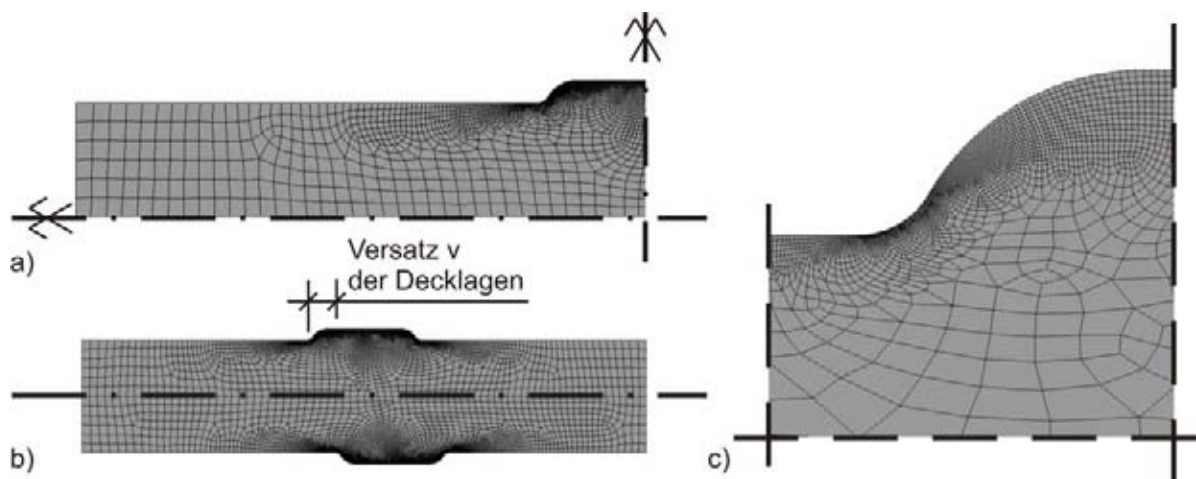


Bild 7.25: FE-Netze für die Berechnung von Kerbformzahlen:

- a) Symmetrische X-Naht (1/4 Modell)
- b) Unsymmetrische X-Naht
- c) Ausschnittsvergrößerung des Nahtübergangs

7.4.2.2 Berechnungsergebnisse

In Bild 7.26 sind die Kerbformzahlen für Nahtanstiegswinkel von $\psi = 60^\circ$, wie sie bei den Versuchsproben im Mittel vorlagen (vgl. Tab. 7.2), aufgetragen. Wie für die Darstellung in Bild 7.23 wurden fiktive Kerbradien von $\rho_F = 1 \text{ mm}$ sowie Nahthöhen von $0.1 \cdot s$ und $0.2 \cdot s$ – die gemessenen Werte lagen dazwischen (vgl. Tab. 7.2) – vorgegeben. Die Nahtbreite wurde entsprechend den Ergebnissen der Geometrieauswertung (vgl. Tab. 7.2) mit $1.0 \cdot s$ angenommen.

Wie man im Vergleich zu Bild 7.23 sieht, sind die berechneten Kerbformzahlen bei einem **Nahtanstiegswinkel** von 60° nahezu identisch mit den Kerbformzahlen, wie sie sich nach Gl. (7.21) ergeben. Die Idealisierung einer Stumpfnahnt als abgesetzter Flachstab ist für die vorliegende Nahtgeometrie also ausreichend genau.

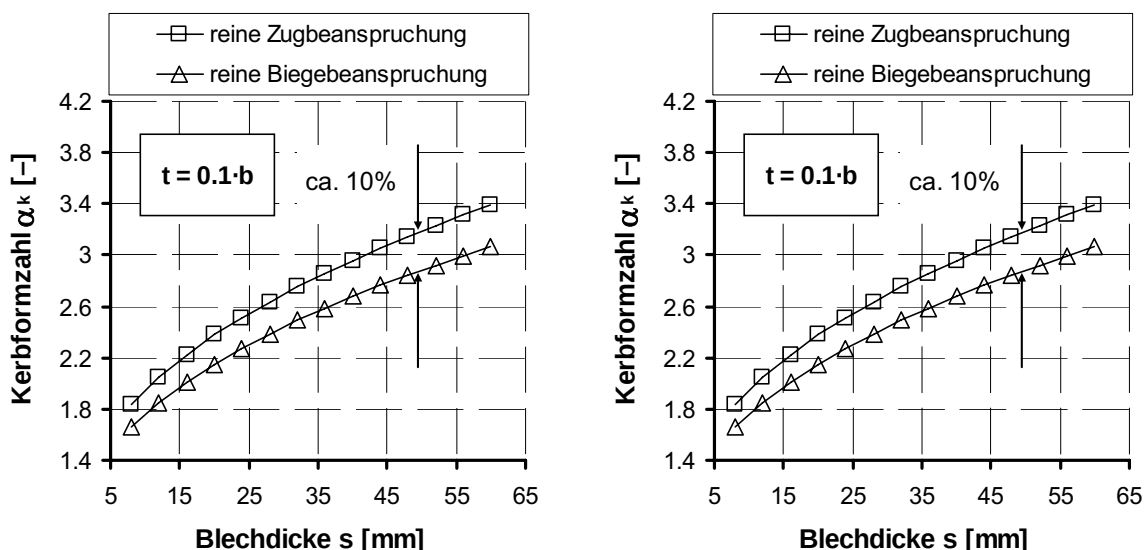


Bild 7.26: Numerisch berechnete Kerbformzahlen für X-Nähte bei variierter Blechdicke ($\rho = 1 \text{ mm}$, $\psi = 60^\circ$)

Aus den Kerbformzahlen für reine Zugbeanspruchung $\alpha_{k,Z}$ und den Kerbformzahlen für reine Biegebeanspruchung $\alpha_{k,B}$ lassen sich die Kerbformzahlen unter kombinierter Beanspruchung $\alpha_{k,Z+B}$ durch lineare Interpolation berechnen:

$$\alpha_{k,Z+B} = \alpha_{k,Z} \cdot \frac{\sigma_Z}{\sigma_Z + \sigma_B} + \alpha_{k,B} \cdot \frac{\sigma_B}{\sigma_Z + \sigma_B} . \quad (7.35)$$

In Bild 7.27 ist die Gl. (7.35) für den Fall ausgewertet, dass die Spannungen aus der Biegebeanspruchung σ_B genauso groß bzw. halb so groß sind wie die Spannungen aus der Normalkraftbeanspruchung σ_N – nach Gl. (5.9) entspräche dies einer bezogenen Biegespannung von 100% bzw. 50%. Wie man sieht, liegen die Kerbformzahlen dieser kombinierten Beanspruchungen nur noch ca. 4% bis 6% unter den Kerbformzahlen für reine Zugbeanspruchung.

Die Berechnungsergebnisse zeigen weiterhin, dass die **Blechdicke** nicht nur unter reiner Normalkraftbeanspruchung, sondern auch unter kombinierter und reiner Biegebeanspruchung die von der Näherungsformel Gl. (7.21) vorhergesagten großen Auswirkungen auf die Spannungsüberhöhung am Nahtübergang besitzt (vgl. Bild 7.23). Diese Tatsache wird im EC3 durch den Abminderungsfaktor k_s nach Gl. (7.36) berücksichtigt.

$$k_s = \left(\frac{25}{s} \right)^{0,2} \quad (7.36)$$

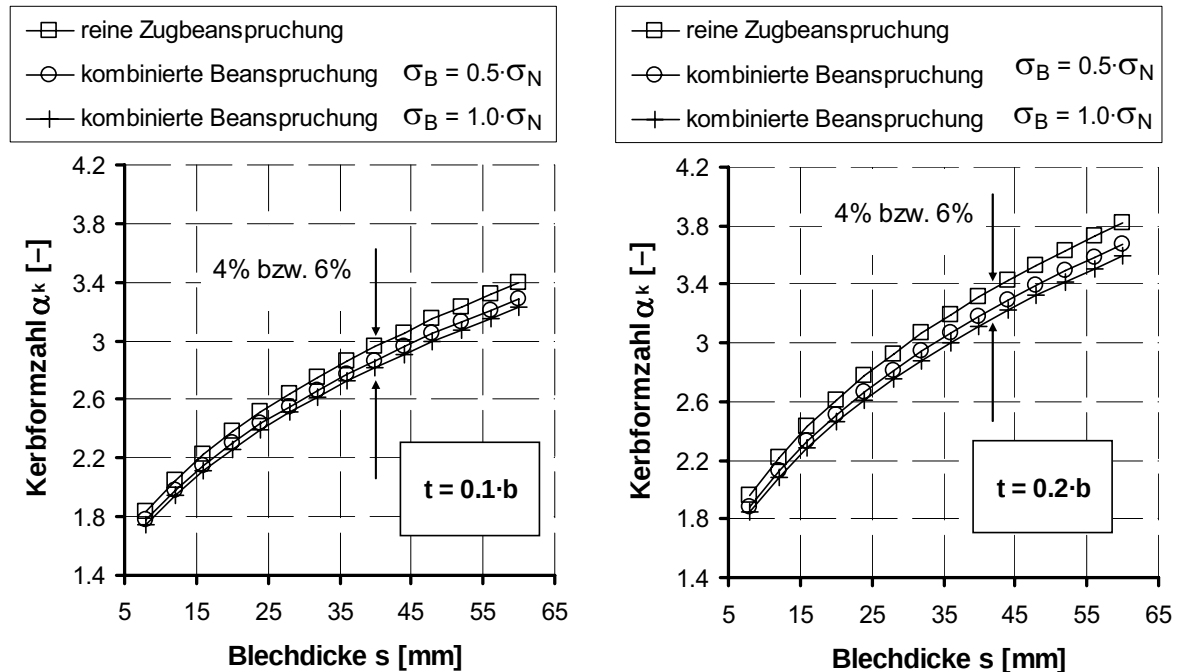


Bild 7.27: Numerisch berechnete Kerbformzahlen für X-Nähte unter kombinierter Beanspruchung im Vergleich zu reiner Normalkraftbeanspruchung

In Bild 7.28 wurde diese Gleichung ausgewertet und den eigenen numerischen Berechnungsergebnissen gegenübergestellt. Es zeigen sich Abweichungen von bis zu ca. 15% (bei $s = 65$ mm) zur unsicheren Seite.

Zuletzt wurden die Kerbformzahlen für eine X-Naht mit gegeneinander um $v = 4$ mm (vgl. Bild 7.11) **verschobenen Decklagen** berechnet. Die weiteren Nahtabmessungen orientieren sich an der Ist-Geometrie der Versuchsproben (vgl. Tab. 7.2) und sind in Tab. 7.11 angegeben.

Tabelle 7.11: Nahtabmessungen für die berechnete X-Naht mit verschobenen Decklagen

Nahtabmessungen					
v [mm]	s [mm]	b [mm]	t [mm]	ρ [°]	ψ [°]
4	20	20	2.5	0.6	60°

In Tab. 7.12 werden die so berechneten Kerbformzahlen denen einer vollkommen symmetrischen X-Naht gegenübergestellt. Der Unterschied zwischen den Kerbform-

zahlen für die jeweilige Beanspruchungsart beträgt maximal ca. 5%. Der Decklagenversatz kann also die Versuchsergebnisse nicht signifikant verfälscht haben.

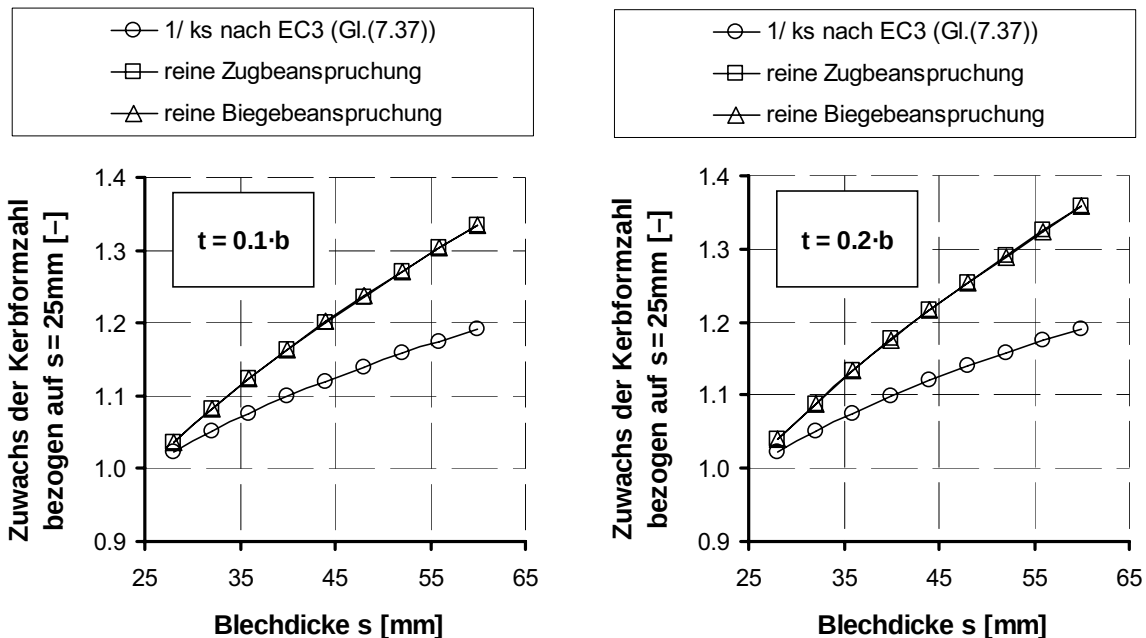


Bild 7.28: Zuwachs der Kerbformzahlen für X-Nähte in Abhängigkeit von der Blechdicke

Tabelle 7.12: Kerbformzahlen für eine X-Naht mit verschobenen Decklagen (Nahtabmessungen nach Tab. 7.11) im Vergleich zu einer symmetrischen X-Naht

	reiner Zug		reine Biegung	
	symmetrische Naht	verschobene Decklagen	symmetrische Naht	verschobene Decklagen
Nahtübergang 1	1.92	2.00	2.15	2.22
Nahtübergang 2		1.85		2.05

7.5 Zusammenfassung und Diskussion der Ergebnisse

Der Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit nach dem Nennspannungskonzept für eine Stumpfnäht, wie sie bei den Versuchsproben der Versuchsreihen Z und Z+M ausgeführt war, liegt nach den Angaben im **EC3** zwischen 80 N/mm^2 ($t/b \leq 0.2$) und 90 N/mm^2 ($t/b \leq 0.1$). Diese Werte können allerdings nicht direkt mit den Versuchsergebnissen verglichen werden, da sie gemäß den Angaben in den IIW-Empfehlungen (vgl. Unterabschn. 3.5.1) eine lokale Spannungserhöhung aus ungewolltem Kantenversatz auf der Einwirkungsseite von bis zu 30% implizit abdecken sollen. Die

Ermüdungsfestigkeit von Stumpfnähten ohne Kantenversatz oder mit nur sehr geringem Kantenversatz, wie bei den Versuchsproben vorhanden, läge demnach zwischen $1.3 \cdot 80 = 104 \text{ N/mm}^2$ und $1.3 \cdot 90 = 117 \text{ N/mm}^2$.

Vergleicht man nun die aus den Dauerschwingversuchen hergeleiteten Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit für die Versuchsreihen Z und Z+M von 94 N/mm^2 bzw. 99 N/mm^2 (vgl. Tab. 7.9) mit diesen Angaben im EC3, so würde der Befund vordergründig auf eine Überschätzung der Ermüdungsfestigkeit durch den EC3 hindeuten. Eine solche Schlussfolgerung wäre aber angesichts des geringen Umfangs der Versuche wohl zu gewagt. Dass die Versuchsergebnisse eher an der unteren Grenze liegen, war bei den für UP-Schweißungen typischen großen Nahtanstiegswinkeln und kleinen Kerbradien zu erwarten gewesen. Weiterhin ist zu bedenken, dass beide Versuchsreihen auf verhältnismäßig hohem Spannungsniveau gefahren wurden. Das „Verschieben“ der Versuchspunkte entlang hypothetischer Wöhlerlinien (vgl. Bild 7.21) kann daher etwas zu niedrige Bezugswerte der Ermüdungsfestigkeit geliefert haben.

Vergleicht man beide Versuchsreihen untereinander – das eigentliche Ziel der Dauerschwingversuche –, so ergibt sich für die Versuchsreihe Z+M eine ca. 5% höhere Ermüdungsfestigkeit. Dies zeigt, dass die **Spannungsgradienten über die Blechdicke** zwar zu einer Erhöhung der Ermüdungsfestigkeit führt (wie erwartet worden war), dass diese aber für eine planmäßige Berücksichtigung bei der Bemessung nicht ausreichend signifikant ist. Das wird durch die ergänzenden Berechnungen im vorhergehenden Abschn. 7.4 untermauert, bei denen sich die theoretische Kerbwirkung bei einer bezogenen Biegespannung von 100% – für die betrachteten Stumpfnähte ist dies ein sehr großer Biegemomentenanteil (vgl. Kap. 5) – nur geringfügig kleiner als bei reiner Zugbeanspruchung (vgl. Bild 7.27) ergibt. Auch nach dem Kerbspannungskonzept ist demnach keine wesentlich höhere Ermüdungsfestigkeit zu erwarten.

Durch die ergänzenden Berechnungen konnte ferner gezeigt werden, dass der Einfluss der gegeneinander **versetzten Decklagen** auf die Spannungskonzentration am Nahtübergang nicht besonders groß ist. Die Versuchsergebnisse können daher nach Auffassung des Verfassers ohne Weiteres auf symmetrische Stumpfnähte übertragen werden.

Die ergänzenden Berechnungen haben außerdem gezeigt, dass der Einfluss der **Bauteildicke** auf die Spannungskonzentration am Nahtübergang bei Biegebeanspruchung genauso gegeben ist wie bei einer reinen Zugbeanspruchung. Der im EC3 hierfür angegebene Korrekturfaktor erwies sich als zu optimistisch.

Folgende wesentliche Schlussfolgerungen für die Thematik dieser Arbeit können zusammenfassend gezogen werden:

- Die von einer Ringflanschverbindung ausgehenden lokalen Biegespannungen in der Rohrschale sind beim Ermüdungssicherheitsnachweis der Stumpfnäht zwischen dem Ringflansch mit Hals und der Rohrschale in jedem Fall zu berücksichtigen.
- Der positive Einfluss der Spannungsgradienten über die Blechdicke ist so gering, dass er nach Auffassung des Verfassers beim Ermüdungssicherheitsnachweis der Schweißnaht unberücksichtigt bleiben sollte.
- Der Abminderungsfaktor k_s im EC3 für die Berücksichtigung der Bauteildicke beim Ermüdungssicherheitsnachweis sollte für UP-geschweißte Stumpfnähte um 15% verkleinert werden.

8 Rissfortschrittsberechnungen an ausgewählten L-Ringflanschverbindungen mit Hilfe der FEM

Die Untersuchungen in Kap. 5 haben gezeigt, dass die Ermüdungssicherheit der Schweißnähte an Ringflanschverbindungen bei einem Nachweis nach dem Nennspannungskonzept überschätzt wird. Im ungünstigsten Fall könnte dies noch vor dem Ablauf der planmäßigen Nutzungsdauer zu einem „technischen Anriss“ in der Schweißnaht führen.

Der Vorgang des Rissfortschritts in einem Bauteil kann nach [51] grundsätzlich in drei Phasen eingeteilt werden (Bild 8.1). Nach der ersten Phase, der Risseinleitungsphase, findet in der zweiten Phase stabiles Risswachstum statt. Die dritte Phase ist durch instabiles Risswachstum gekennzeichnet. Dabei kann die Phase des stabilen Rissfortschritts in die Bereiche des Mikrorisswachstums und des Makrorisswachstums unterteilt werden. Der „technische Anriss“ kennzeichnet den Übergang vom Mikrorisswachstum zum Makrorisswachstum (vgl. auch Abschn. 3.1).

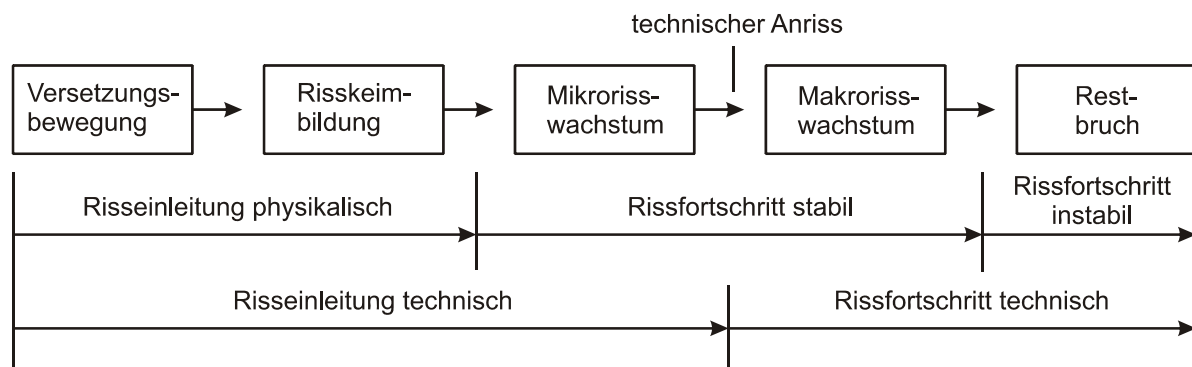


Bild 8.1: Phasen des Ermüdungsvorgangs (nach [51])

Die Standsicherheit der Gesamtkonstruktion ist durch einen solchen technischen Anriss noch nicht direkt gefährdet, da sich der Riss in der Phase des stabilen Risswachstums befindet. In dieser Zeit kann die Gesamtkonstruktion durchaus weiter genutzt werden. Erst wenn der Riss die kritische Risslänge a_c erreicht, führt instabiles Risswachstum sehr schnell zum Restbruch. Demnach kann die Nutzung eines Bauwerkes gegebenenfalls über die geplante Nutzungsdauer hinaus verlängert werden. Rechnerisch muss dafür nachgewiesen werden, dass ein Riss mit einer angenommenen Anfangsrisslänge a_A während der weiteren Nutzung nicht auf die kritische Risslänge a_c anwächst. Außerdem muss gewährleistet werden, dass die Schweißnaht noch keine Risse aufweist, die länger als die angenommene Anfangsrisslänge a_A sind.

Im vorliegenden Kapitel wird ein vom Verfasser entwickeltes Berechnungsmodell vorgestellt, mit dem der Rissfortschritt in den Stumpfnähten von L-Ringflanschverbindungen abgeschätzt wird. Der Rissfortschritt wird dabei in Abhängigkeit von der Rissspitzenbeanspruchung definiert. Die Beschreibung der Rissspitzenbeanspruchung erfolgt mit den Kenngrößen der linear-elastischen Bruchmechanik, deren Grundlagen im folgenden Abschnitt kurz erläutert werden.

8.1 Bruchmechanische Grundlagen

Die gegenüberliegenden Berandungen eines Risses werden im zweidimensionalen Fall als Rissflanken, im dreidimensionalen Fall als Rissoberflächen bezeichnet. Das Rissende nennt man Rissspitze (2-D) bzw. Rissfront (3-D). Die Prozesszone ist die Region in der unmittelbaren Umgebung der Rissspitze bzw. -front (Bild 8.2). Dort findet der komplexe Prozess der Bindungslösung statt, der mit den Mitteln der klassischen Kontinuumsmechanik nicht beschrieben werden kann. Daher muss die Größe der Prozesszone im Vergleich zu allen anderen makroskopischen Abmessungen des rissbehafteten Körpers vernachlässigbar klein sein, wenn die Kontinuumsmechanik auf den gesamten Körper angewendet werden soll [17]. Darüber hinaus wird im Rahmen der linear-elastischen Bruchmechanik rein linear-elastisches Materialverhalten vorausgesetzt.

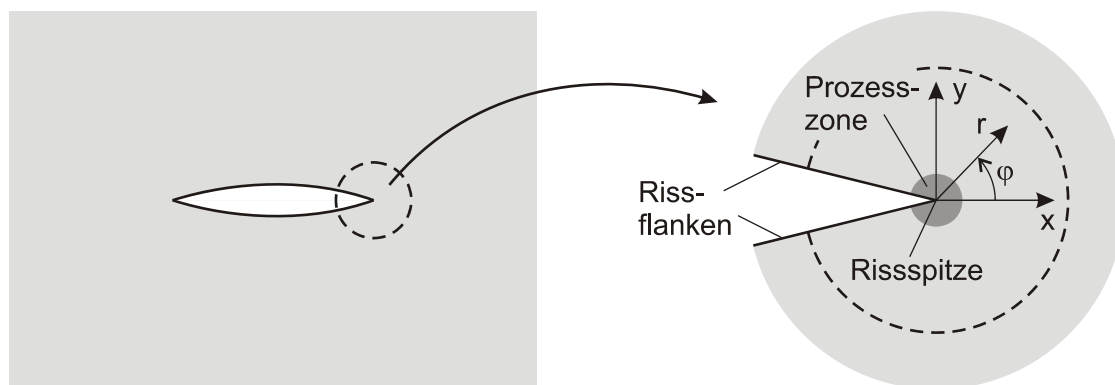


Bild 8.2: Umgebung der Rissspitze (nach [17])

8.1.1 Rissspitzenbeanspruchung

Bei der Beschreibung des Rissspitzenfeldes, d. h. der Spannungen und Verformungen in der Umgebung der Rissspitze, unterscheidet man hinsichtlich der Deformation bzw. der Beanspruchung des Risses drei Rissöffnungsarten (Bild 8.3). Modus I ist durch Zugbeanspruchungen senkrecht zur Rissoberfläche gekennzeichnet. Entspre-

chend sind der Modus II und der Modus III durch Schubbeanspruchungen senkrecht bzw. längs zur Rissfront gekennzeichnet.

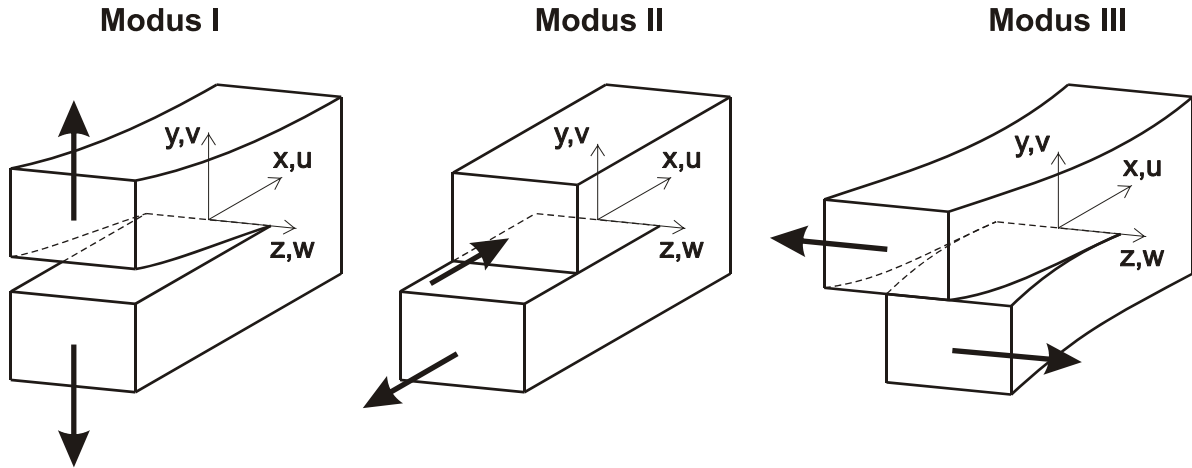


Bild 8.3: Rissöffnungsarten (nach [17])

Die Spannungen und die Verformungen des Rissspitzenfeldes ergeben sich für diese drei Grundbeanspruchungen wie folgt [17]:

Modus I

$$\sigma_x = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \left(1 - \sin \frac{\varphi}{2} \cdot \sin \frac{3\varphi}{2} \right) \cdot \cos \frac{\varphi}{2}, \quad (8.1)$$

$$\sigma_y = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \left(1 + \sin \frac{\varphi}{2} \cdot \sin \frac{3\varphi}{2} \right) \cdot \cos \frac{\varphi}{2}, \quad (8.2)$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \left(\sin \frac{\varphi}{2} \cdot \cos \frac{3\varphi}{2} \right) \cdot \cos \frac{\varphi}{2}, \quad (8.3)$$

$$u = \frac{K_I}{2 \cdot G} \cdot \sqrt{\frac{r}{2 \cdot \pi}} \cdot (\kappa - \cos \varphi) \cdot \cos \frac{\varphi}{2}, \quad (8.4)$$

$$v = \frac{K_I}{2 \cdot G} \cdot \sqrt{\frac{r}{2 \cdot \pi}} \cdot (\kappa - \cos \varphi) \cdot \sin \frac{\varphi}{2}. \quad (8.5)$$

Modus II

$$\sigma_x = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \left(-\sin \frac{\varphi}{2} \cdot \left[2 + \cos \frac{\varphi}{2} \cdot \cos \frac{3\varphi}{2} \right] \right), \quad (8.6)$$

$$\sigma_y = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \left(\sin \frac{\varphi}{2} \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \cdot \cos \frac{3\varphi}{2} \right), \quad (8.7)$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \left(\cos \frac{\varphi}{2} \cdot \left[1 - \sin \frac{\varphi}{2} \cdot \sin \frac{3\varphi}{2} \right] \right), \quad (8.8)$$

$$u = \frac{K_{II}}{2 \cdot G} \cdot \sqrt{\frac{r}{2 \cdot \pi}} \cdot (\kappa + 2 + \cos \varphi) \cdot \sin \frac{\varphi}{2}, \quad (8.9)$$

$$u = \frac{K_{II}}{2 \cdot G} \cdot \sqrt{\frac{r}{2 \cdot \pi}} \cdot (\kappa - 2 + \cos \varphi) \cdot \cos \frac{\varphi}{2}. \quad (8.10)$$

Modus III

$$\tau_{xz} = -\frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \sin \frac{\varphi}{2}, \quad (8.11)$$

$$\tau_{yz} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2\pi r}} \cdot \cos \frac{\varphi}{2}, \quad (8.12)$$

$$w = \frac{2 \cdot K_{III}}{G} \cdot \sqrt{\frac{r}{2 \cdot \pi}} \cdot \sin \frac{\varphi}{2}. \quad (8.13)$$

Im zweidimensionalen Fall sind der ebene Spannungszustand (ESZ) und der ebene Verzerrungszustand (EVZ) zu unterscheiden. Für den ebenen Spannungszustand gilt

$$\kappa = \frac{3 - \nu}{1 + \nu}, \quad (8.14)$$

für den ebenen Verzerrungszustand und im dreidimensionalen Fall

$$\kappa = 3 - 4 \cdot \nu. \quad (8.15)$$

An der Risspitze ergibt sich also eine Spannungssingularität vom Typ $r^{-1/2}$. Das singuläre Rissspitzenfeld ist dabei bis auf die Spannungsintensitätsfaktoren K_I , K_{II} und K_{III} – nicht zu verwechseln mit den Spannungskonzentrationsfaktoren bei Kerben – festgelegt. Diese werden auch kurz als K-Faktoren bezeichnet und sind ein Maß für die „Stärke“ des Rissspitzenfeldes. Sind die Spannungen bzw. die Verschiebungen bekannt, können die K-Faktoren durch eine Grenzwertbetrachtung bestimmt werden:

Modus I

$$K_I = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \cdot \sigma_y(\varphi=0) \quad \text{nach Gl. (8.2),} \quad (8.16)$$

$$K_I = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{\frac{2\pi}{r}} \cdot \frac{2G}{\kappa + 1} \cdot \Delta v(\varphi=\pm\pi) \quad \text{nach Gl. (8.5).} \quad (8.17)$$

Modus II

$$K_{II} = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \cdot \tau_{xy}(\varphi=0) \quad \text{nach Gl. (8.8),} \quad (8.18)$$

$$K_{II} = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{\frac{2\pi}{r}} \cdot \frac{2G}{\kappa + 1} \cdot \Delta u(\varphi = \pm\pi) \quad \text{nach Gl. (8.9).} \quad (8.19)$$

Modus III

$$K_{III} = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{2\pi r} \cdot \tau_{yz}(\varphi = 0) \quad \text{nach Gl. (8.11),} \quad (8.20)$$

$$K_{III} = \lim_{r \rightarrow 0} \sqrt{\frac{2\pi}{r}} \cdot \frac{G}{2} \cdot \Delta w(\varphi = \pm\pi) \quad \text{nach Gl. (8.13).} \quad (8.21)$$

Der K-Faktor ist – wie die Spannungen und die Verschiebungen – von der geometrischen Form des Körpers, dessen Belastung und der Rissgröße abhängig. Für viele typische Geometrien sind in der Literatur, z. B. in [94], exakte analytische Lösungen oder auch Näherungslösungen zu finden. Der K-Faktor für den durch Modus I beanspruchten Riss in einer unendlichen Scheibe (Bild 8.4) ergibt sich für den ebenen Spannungszustand beispielsweise zu

$$K_I = \sigma_y \sqrt{\pi \cdot a}. \quad (8.22)$$

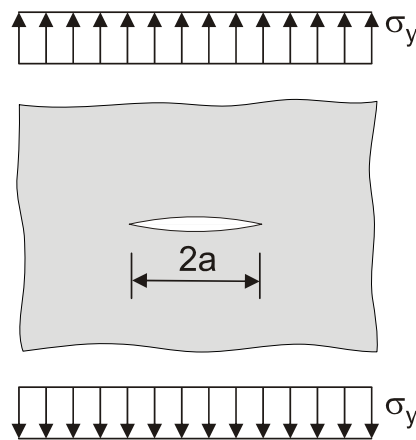


Bild 8.4: Zentralriss in der Vollebene unter Modus-I-Beanspruchung

Ist eine analytische Lösung nicht möglich, kann bei der Bestimmung der K-Faktoren auf die Methode der Finiten Elemente zurück gegriffen werden. In dem Fall müssen spezielle „Risselemente“ verwendet werden, die die Spannungssingularität in der Risspitze erfassen. So erkannte Barsoum [5] zum Beispiel, dass die bei der Transformation der physikalischen Koordinaten durch Verschiebung der Seitenknoten in den rissspitzennahen Viertelpunkt induzierten Singularitäten ebenfalls vom Typ $r^{-1/2}$ sind (Bild 8.5). Diese speziellen Risselemente werden „tortenförmig“ um die Risspitze herum gelegt [54]. Die K-Faktoren können dann aus den Verschiebungen der

$$K_l = \sqrt{2\pi} \cdot \frac{2G}{\kappa+1} \cdot A. \quad (8.27)$$

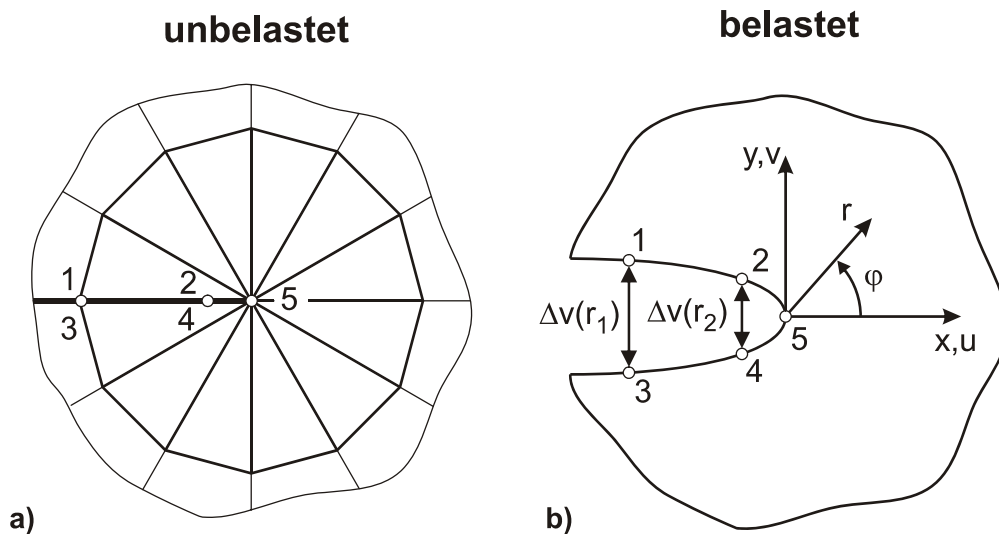


Bild 8.6: a) Anordnung der Finiten Risselemente um die Risspitze
b) Verformung der Risspitze unter Modus-I-Beanspruchung

8.1.2 Bruchkriterium und Rissfortschrittsgesetze

Ist für eine Rissvergrößerung eine Erhöhung der äußeren Belastung erforderlich, spricht man vom stabilen Risswachstum. Sobald die Rissspitzenbeanspruchung bzw. der Spannungsintensitätsfaktor K_I als Maß für die Rissspitzenbeanspruchung einen kritischen Wert erreicht, setzt instabiles Risswachstum ein. In dem Fall vergrößert sich der Riss unter quasi statischer Beanspruchung auch dann, wenn die äußere Belastung nicht erhöht wird. Die kritische Rissspitzenbeanspruchung ist durch die Bruchzähigkeit K_{Ic} (EVZ) bzw. K_c (ESZ) festgelegt – eine Werkstoffkenngröße, die durch Versuche bestimmt wird.

Wird ein Riss zyklisch beansprucht, vergrößert er sich auch dann, wenn die Rissspitzenbeanspruchung weit unterhalb der Bruchzähigkeit liegt. Der Zusammenhang zwischen dem Rissfortschritt und der zyklischen Rissspitzenbeanspruchung muss experimentell ermittelt werden. Dies erfolgt an Proben mit einem quer zur Beanspruchung eingebrachten Riss (Modus-I-Beanspruchung). Als Beispiel für eine solche Probe ist in Bild 8.7 die CT-Probe (compact-type-specimen) gemäß ASTM-Norm E647 [72] dargestellt.

Solange die plastische Zone an der Risspitze klein bleibt, lässt sich die Rissspitzenbeanspruchung mit Hilfe der Kenngrößen der linear elastischen Bruchmechanik beschreiben. Die Rissfortschrittsrate da/dn kann dann als Funktion des zyklischen Spannungsintensitätsfaktors ΔK angegeben werden. Trägt man die Rissfortschrittsrate im doppellogarithmischen Netz über dem zyklischen Spannungsintensitätsfaktor

auf, ergibt sich ein S-förmiger Kurvenverlauf, der sich in drei Bereiche einteilen lässt (Bild 8.8).

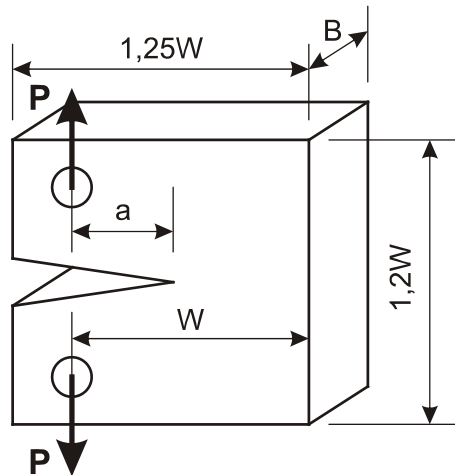


Bild 8.7: CT-Probe nach ASTM-Norm E647 [72]

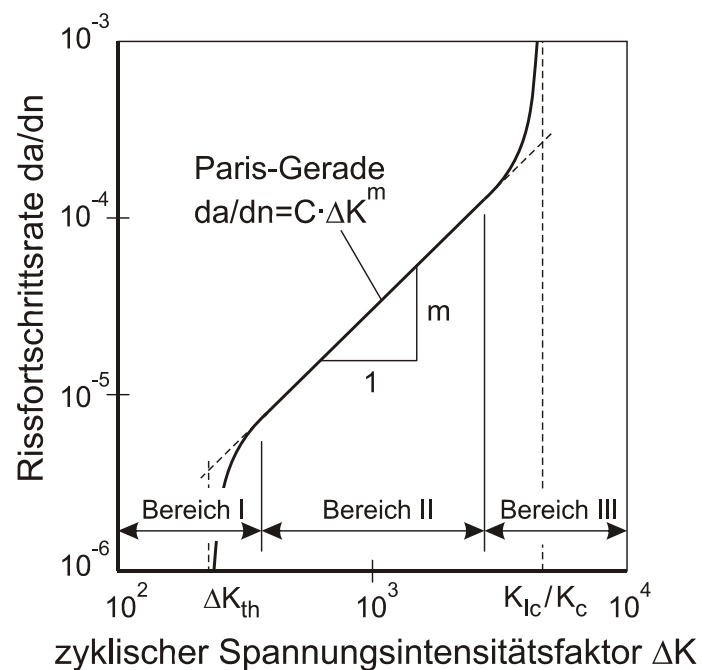


Bild 8.8: Kurve der Rissfortschrittsrate (schematisch)

Im Bereich I wächst der Riss sehr langsam, und das auch nur, wenn die zyklische Risspitzenbeanspruchung ΔK den Schwellenwert ΔK_{th} überschreitet. Der Bereich II ist durch eine etwa proportionale Zunahme der Rissfortschrittsrate mit dem zyklischen Spannungsintensitätsfaktor ΔK bestimmt. Dieser näherungsweise lineare Verlauf kann nach Paris gemäß Gl. (8.28) angenähert werden [46][47].

$$\frac{da}{dn} = C \cdot \Delta K^m. \quad (8.28)$$

Der Bereich III ist durch eine überproportionale Zunahme der Rissfortschrittsrate mit dem zyklischen Spannungsintensitätsfaktor ΔK gekennzeichnet. Letztendlich nähert sich die Rissspitzenbeanspruchung ΔK in diesem Bereich der Bruchzähigkeit K_{Ic} bzw. K_c . Es kommt zum instabilen Rissfortschritt ($da/dn \rightarrow \infty$) und damit sehr schnell zum endgültigen Ermüdungsbruch.

8.1.3 Einfluss der Mittelspannungsintensität

In Bild 8.9 ist der Einfluss der Mittelspannungsintensität auf die Rissfortschrittsrate schematisch dargestellt. Die Mittelspannungsintensität wird dort durch das Spannungsintensitätsverhältnis R_k erfasst. Dieses entspricht im Prinzip dem Spannungsverhältnis R im Wöhlerversuch (vgl. Abschn. 3.3):

$$R_k = \frac{K_u}{K_o} = \frac{K_{min}}{K_{max}} \quad (8.29)$$

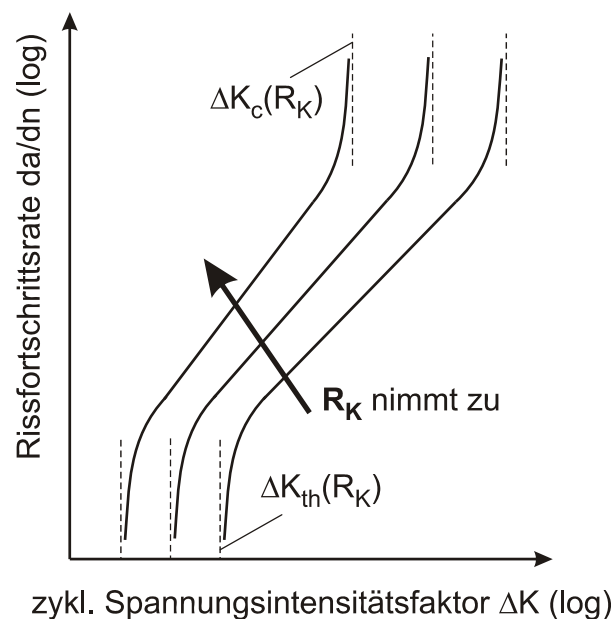


Bild 8.9: Kurven der Rissfortschrittsrate in Abhängigkeit vom Spannungsintensitätsverhältnis R_k (schematisch) nach Schwalbe [60]

Wie das Bild zeigt, sind der Schwellenwert des zyklischen Spannungsintensitätsfaktors ΔK_{th} und die zyklische Bruchzähigkeit ΔK_c vom Spannungsintensitätsverhältnis R_k abhängig. Die Rissfortschrittsrate ergibt sich unter Berücksichtigung der Mittelspannungsintensität nach Forman [14] gemäß Gl. (8.30). Diese Gleichung beschreibt

nicht nur die Zunahme der Rissfortschrittsrate mit R_k , sondern auch die Aufwärtskrümmung der Kurve im Bereich III.

$$\frac{da}{dn} = \frac{C' \cdot \Delta K^m}{(1-R_k) \cdot K_c - \Delta K} \quad (8.30)$$

Für $K_{th} \ll \Delta K \ll (1-R_k) \cdot K_c$ kann diese Gleichung in die Form der Paris-Gleichung (Gl. (8.28)) gebracht werden. Sie nähert dann allerdings nur die Kurve der Rissfortschrittsrate im Bereich II an und erfasst nicht die Aufwärtskrümmung der Kurve im Bereich III.

$$\frac{da}{dn} = \frac{C \cdot \Delta K^m}{(1-R_k)} \quad (\text{mit } C \neq C'!). \quad (8.31)$$

Soll die Kurve der Rissfortschrittsrate darüber hinaus auch im Bereich III durch eine Gleichung in der Form von Paris angenähert werden, kann dies nach [25] durch die folgende Gleichung erfolgen:

$$\frac{da}{dn} = \frac{C \cdot \Delta K^m}{(1-R_k) - \frac{\Delta K}{K_c}} \quad (8.32)$$

8.1.4 Reihenfolgeeffekte

In den Rissfortschrittsgleichungen (8.28) bis (8.32) bleibt die Reihenfolge, in der die Beanspruchungen auftreten, unberücksichtigt. Tatsächlich kann die Reihenfolge, mit der die zyklischen Beanspruchungen auftreten, zu einem verzögerten oder einem beschleunigten Rissfortschritt führen. Der Sprung von einer hohen zu einer niedrigeren schwingenden Beanspruchung bewirkt einen verzögerten Rissfortschritt, der Sprung von einer niedrigen zu einer höheren schwingenden Beanspruchung einen beschleunigten Rissfortschritt (Bild 8.10). Dabei wirkt sich die Verzögerung bzw. die Beschleunigung des Rissfortschritts nur über eine gewisse Schwingspielzahl aus und ist beim beschleunigten Rissfortschritt im Vergleich weniger ausgeprägt [20].

Die Ursache von Verzögerungen und Beschleunigungen des Rissfortschritts sind im elastisch-plastischen Verhalten realer Werkstoffe zu sehen und können dementsprechend nicht mit Hilfe der linear-elastischen Bruchmechanik beschrieben werden. Alle Rechenverfahren, die den Reihenfolgeeffekt berücksichtigen, erfordern, dass die Rissspitzenbeanspruchungen – unter Berücksichtigung der plastischen Verformungen an der Rissspitze – für jedes einzelne Schwingspiel erneut berechnet werden. Der Rissfortschritt wird dann lastfolgeabhängig Schwingspiel für Schwingspiel bestimmt und summiert. Auf die Rechenverfahren, mit denen Reihenfolgeeffekte

erfasst werden können, wird an dieser Stelle – mit dem Verweis auf die einschlägige Fachliteratur – nicht weiter eingegangen. Eine Übersicht über die Grundlagen verschiedener Rechenverfahren wird z. B. in [20] und [51] gegeben.

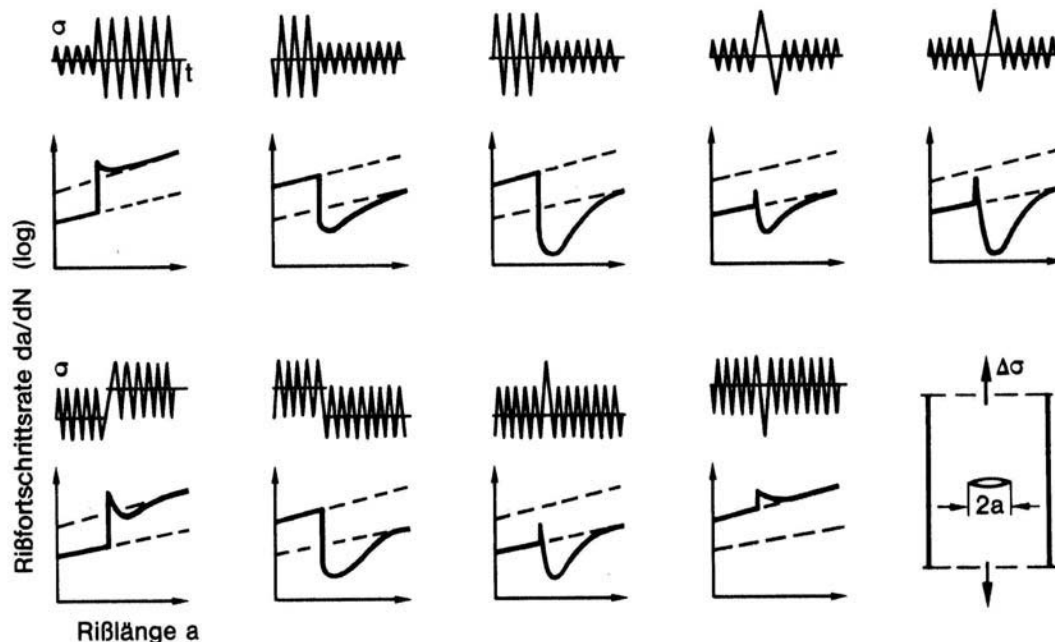


Bild 8.10: Verzögerter bzw. beschleunigter Rissfortschritt aufgrund des Reihenfolgeinflusses (nach Fühling [15])

8.2 Besonderheiten des verwendeten FE-Modells

Das verwendete FE-Modell entspricht im Prinzip dem vereinfachten FE-Modell, das in Kap. 6 beschrieben ist (halbes 360°-Modell mit verschmierten Schrauben). Dieses Modell wird dahingehend erweitert, dass ein Riss auf der Höhe der Schweißnaht modelliert wird. An dieser Stelle wird ausdrücklich darauf hingewiesen, dass – wie bei allen bisher vorgestellten FE-Modellen – die Schweißnaht nicht mitmodelliert wird. Nach Meinung des Verfassers stellt der Riss eine so starke Kerbe dar, dass die Kerbwirkung des Nahtübergangs nur von untergeordneter Bedeutung ist und vernachlässigt werden kann. Die Berücksichtigung der Schweißnahtgeometrie würde außerdem eine entsprechend feine Diskretisierung des Nahtübergangs erfordern, was den Berechnungsaufwand unnötig vergrößern würde.

8.2.1 Riss- und Kontaktelemente

Die Spannungssingularität an der Rissfront kann bei dem verwendeten Programmsystem ANSYS® mit dem 20-knotigen, isoparametrischen Volumenelement *Solid 95*

erfasst werden. Dafür müssen einzelne Elementknoten – wie in Unterabschn. 8.1.1 beschrieben – verschmolzen oder zur Rissspitze hin verschoben werden. Diese Risselemente werden dann „tortenförmig“ um die Rissfront herum verlegt (vgl. Bild 8.6a). Auf den Rissoberflächen werden die unter 4.2.1 beschriebenen Kontaktelemente verlegt. Bei großen lokalen Biegebeanspruchungen der Rohrschale wird dadurch gewährleistet, dass sich die Rissoberflächen auf der Biegedruckseite gegebenenfalls gegeneinander abstützen können und sich nicht gegenseitig widerstandslos durchdringen.

8.2.2 Berechnungsaufwand

Auf der Grundlage von Rissfortschrittsgesetzen, wie sie unter 8.1.2 und 8.1.3 beschrieben sind, kann der Rissfortschritt Lastspiel für Lastspiel bestimmt werden. Werden die Rissspitzenbeanspruchungen dabei mit Hilfe der FEM berechnet, ist die Rissgeometrie prinzipiell – dem Risswachstum entsprechend – bei jedem Lastspiel anzupassen. Damit entspricht die Anzahl der Rechenläufe der Anzahl der Lastspiele bis zum Bruch. Ein einzelner Rechenlauf mit dem vereinfachten FE-Modell dauert ca. 20 Minuten. Daher ist es praktisch unmöglich, den Rissfortschritt für z. B. ein Jahr – eine Windenergieanlage erfährt in dieser Zeit ca. $2.5 \cdot 10^7$ Lastspiele – in einem vertretbaren Zeitraum zu simulieren.

Da der Rissfortschritt „da“, der aus einem einzelnen Lastspiel $dn=1$ resultiert, sehr klein ist ($da \leq 10^{-6}$ mm), kann man in Betracht ziehen, das FE-Modell nicht mit jedem Lastspiel neu aufzubauen, sondern nur dann, wenn der Rissfortschritt Δa eine vorgegebene Größenordnung $\Delta a_{\max}$ erreicht hat. Auch dann ist allerdings noch immer eine Vielzahl an Rechenläufen erforderlich.

8.2.3 Substrukturtechnik

Durch die Anwendung der so genannten Substrukturtechnik wird daher bei den Rissfortschrittsberechnungen die Dauer eines einzelnen Rechenlaufs so weit wie möglich herab gesetzt. Das Gesamt-FE-Modell wird dafür in zwei Teilmodelle unterteilt. Das Teilmodell A ist in das Teilmodell B eingebettet (Bild 8.11) und wird entweder **mit Riss oder ohne Riss** modelliert (siehe Unterabschn. 8.4.2). Dabei stellt das Teilmodell B die Substruktur dar.

Durch statische Kondensation werden bei der Steifigkeitsmatrix der Substruktur die Freiheitsgrade der Knoten eliminiert, die nicht in der Kontaktfuge liegen und auch nicht an das Teilmodell A anschließen [6]. Die auskondensierte Steifigkeitsmatrix der Substruktur kann als Elementsteifigkeitsmatrix eines „Superelements“ aufgefasst werden. Das Superelement und das Teilmodell A ergeben zusammen das Gesamt-

modell. Die Anzahl der Freiheitsgrade wird durch dieses Vorgehen erheblich reduziert. Dies verringert die Rechenzeit für einen einzelnen Rechenlauf so weit, dass die Simulation des Rissfortschritts eines ganzen Jahres in einem vertretbaren Zeitraum erfolgen kann.

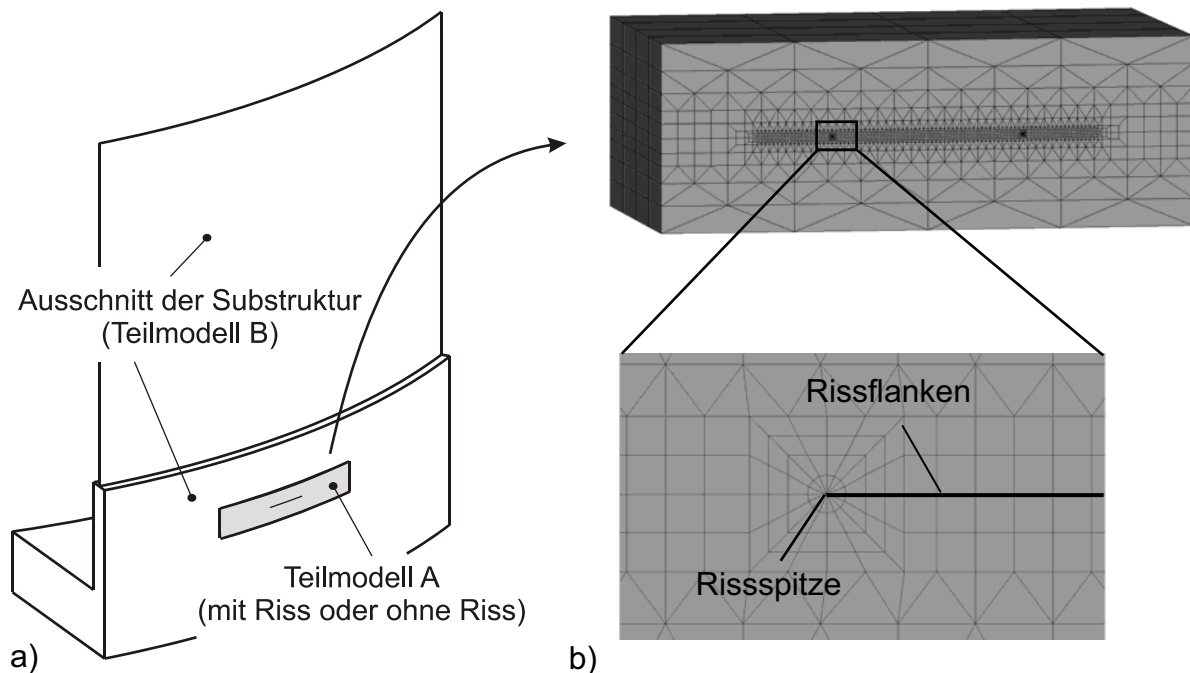


Bild 8.11: Substrukturtechnik beim Aufbau des FE-Modells:

- a) Ausschnitt der Substruktur (Teilmodell B) mit eingebettetem Teilmodell A
- b) Teilmodell A mit Ausschnittsvergrößerung (FE-Netz mit Riss)

8.3 Ermüdungswirksame Einwirkungen

Wie an vielen Stellen dieser Arbeit, so werden auch bei den Rissfortschrittsberechnungen die Rohrtürme von Windenergieanlagen stellvertretend für alle turmartigen Stahlbauten zugrunde gelegt. Sie werden durch den Produktionsbetrieb besonders hochgradig ermüdungsbeansprucht. Erkenntnisse zum Rissfortschritt, die mit WEA-typischen Einwirkungen erhalten werden, lassen sich tendenziell auch auf andere turmartige Stahlbauten übertragen.

8.3.1 WEA-typische Beanspruchungszeitreihen

Windenergieanlagen erfahren den Grossteil ihrer Ermüdungsbeanspruchung im Betrieb, d. h. bei Windgeschwindigkeiten, die zwischen der Einschaltwindgeschwindigkeit v_{in} und der Abschaltwindgeschwindigkeit v_{out} liegen. Die Ermüdungsbeanspruchungen werden häufig mit Hilfe von Simulationsberechnungen standortabhän-

gig ermittelt [36][58]. Dabei werden in der Regel 10-minütige Beanspruchungszeitreihen für ausgewählte mittlere Windgeschwindigkeiten v_m berechnet.

Entsprechende 10-minütige Zeitreihen des Rohrbiegemomentes M_R am Turmfuß für mittlere Windgeschwindigkeiten von 6, 10, 14, 18 und 22 m/s wurden dem Verfasser von der Firma P.E. Concepts GmbH, Essen, für eine 2 MW Anlage zur Verfügung gestellt – wofür an dieser Stelle ausdrücklich gedankt sei. Bild 8.12a zeigt als Beispiel die M_R -10min-Zeitreihe für $v_m = 18$ m/s, Bild 8.12b einen Ausschnitt derselben.

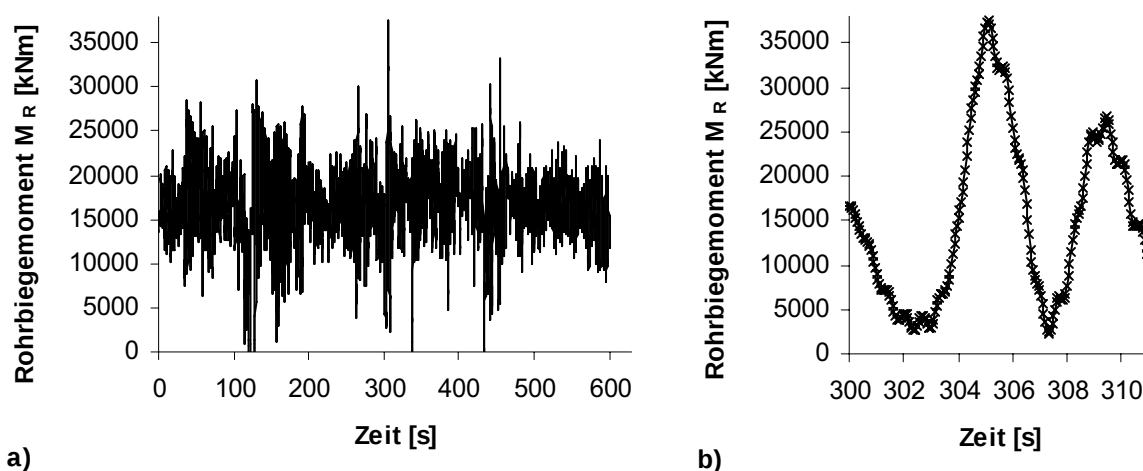


Bild 8.12: M_R -Zeitreihe für $v_m = 18$ m/s: a) gesamte Zeitreihe, b) Ausschnitt

Mit diesen fünf Zeitreihen wird der Bereich der Betriebswindgeschwindigkeit v_B zwischen $v_{in} = 4$ m/s und $v_{out} = 24$ m/s für die vorliegenden Zwecke vollständig genug abgedeckt. Demnach steht z. B. die Beanspruchungszeitreihe für $v_m = 6$ m/s repräsentativ für die Ermüdungsbeanspruchung bei mittleren Windgeschwindigkeiten zwischen $v_m = 4$ m/s und $v_m = 8$ m/s. Auf die Berücksichtigung besonderer Zeitreihen für die abgeschaltete Maschine bei $v_m < v_{in}$ bzw. $v_m > v_{out}$ sowie für Start- und Abschaltvorgänge wird im Rahmen der vorliegenden Zielsetzung verzichtet.

8.3.2 Extrapolation der Zeitreihen auf längere Zeiträume

Auf die Ermüdungsbeanspruchung längerer Zeiträume wird mit Hilfe statistischer Verfahren geschlossen, wie nachfolgend dargestellt. Die tatsächliche Verteilung der mittleren Windgeschwindigkeiten eines spezifischen Standortes kann sehr gut durch eine Weibull-Verteilung mit der Verteilungsfunktion nach Gl. (8.33) und der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion nach Gl. (8.34) beschrieben werden. Nach den einschlägigen Regelwerken [90] und [92] ist der Skalierungsparameter A_S dabei gemäß Gl. (8.35) zu berechnen, und der Formbeiwert ist mit $k=2$ zu wählen, so dass sich

eine Rayleigh-Verteilung – der Sonderfall einer Weibull-Verteilung – ergibt. Sie ist nur von der mittleren Jahreswindgeschwindigkeit v_{ave} abhängig.

$$W(v_m) = 1 - e^{-\left(\frac{v_m}{A_S}\right)^k}, \quad (8.33)$$

$$w(v_m) = \frac{k}{A_S} \cdot \left(\frac{v_m}{A_S}\right)^{k-1} \cdot e^{-\left(\frac{v_m}{A_S}\right)^k}, \quad (8.34)$$

mit

$$A_S = \frac{2 \cdot v_{ave}}{\sqrt{\pi}}. \quad (8.35)$$

Die Rayleigh-Verteilung gilt für die meisten Standorte Europas als gute Näherung der tatsächlichen Windgeschwindigkeitsverteilung. In dieser Arbeit wird eine mittlere Jahreswindgeschwindigkeit von $v_{ave} = 6.6 \text{ m/s}$ (Windlastzone IV nach DIN 4131 [81]) vorausgesetzt. In Bild 8.13a ist die entsprechende Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion gemäß Gl. (8.34) dargestellt. Die zugehörige Verteilungsfunktion gemäß Gl. (8.33) zeigt das Bild 8.13b. Bezogen auf das gesamte Spektrum mittlerer Windgeschwindigkeiten kann dort die Summenhäufigkeit für ein bestimmtes Intervall abgelesen werden.

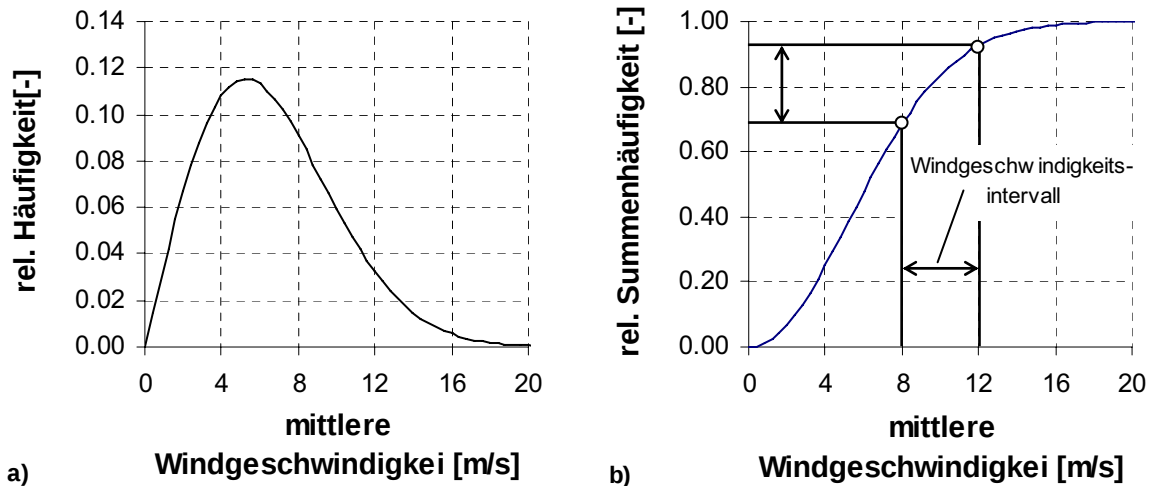


Bild 8.13: Rayleigh-Verteilung der mittleren 10min-Windgeschwindigkeiten v_m für eine mittlere Jahreswindgeschwindigkeit von $v_{ave} = 6.6 \text{ m/s}$:

a) Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion gemäß Gl. (8.34)

b) Verteilungsfunktion gemäß Gl. (8.33)

Im Rahmen dieser Arbeit sollte der Rissfortschritt für einen Zeitraum von bis zu zehn Jahren simuliert werden. Die Gesamt-Beanspruchungszeitreihe für diesen Zeitraum

wurde erzeugt, indem die zur Verfügung stehenden fünf Zeitreihen in zufälliger Abfolge hintereinander gehängt wurden (Bild 8.14a). Wie oft bei der vorgegebenen mittleren Jahreswindgeschwindigkeit von $v_{ave} = 6.6 \text{ m/s}$ jede einzelne Zeitreihe – entsprechend dem Windgeschwindigkeitsintervall, das sie repräsentiert – zu verwenden ist und wie oft $v_m = 0$ vorausgesetzt wird, also wie oft die Anlage für zehn Minuten keine Ermüdungsbeanspruchungen erfährt, wurde dabei durch die Verteilungsfunktion gemäß Gl. (8.33) festgelegt. Die Zeiträume, in denen die mittlere Windgeschwindigkeit größer als 24 m/s ist, wurden wegen ihres sehr geringen Anteils am Gesamtwindaufkommen vernachlässigt (Bild 8.14b).

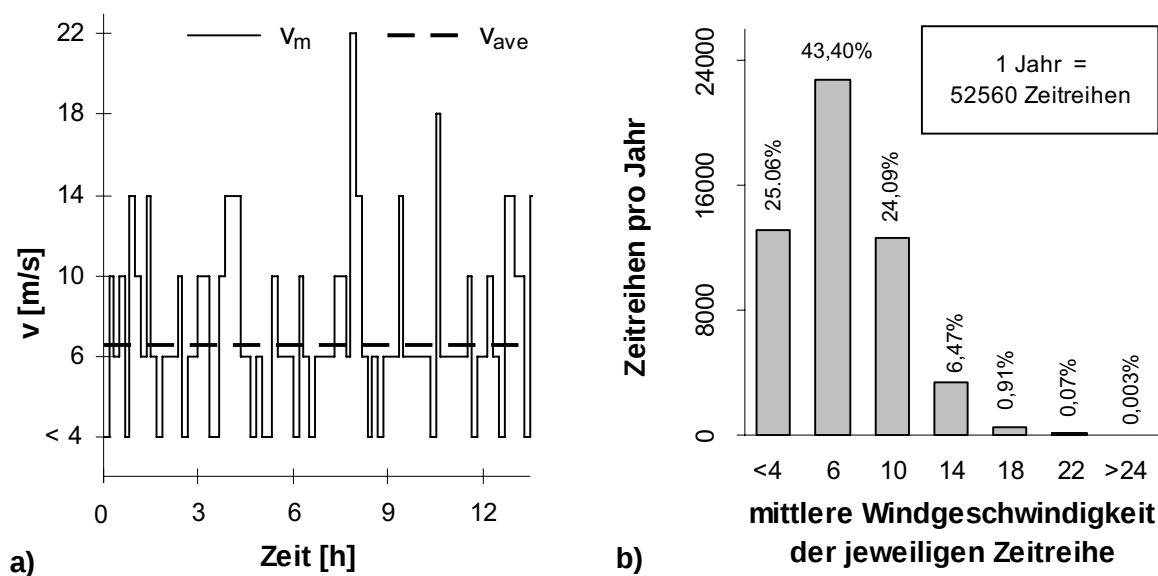


Bild 8.14: Erzeugung der Gesamt-Beanspruchungszeitreihe:

- a) Verlauf der mittleren Windgeschwindigkeit bei zufällig hintereinander geschalteten 10min-Zeitreihen
- b) Berücksichtigte Anzahl der 10min-Zeitreihen in einem Jahr, abhängig von ihrer mittleren Windgeschwindigkeit

8.4 Durchführung der Rissfortschrittsberechnungen

8.4.1 Annahmen

Materialparameter

Auf der Widerstandsseite ist die Bruchzähigkeit einer der entscheidenden Parameter bei der Berechnung des Rissfortschritts, der prinzipiell im Versuch bestimmt werden muss. Für die Bruchzähigkeit gängiger Baustähle gibt Radaj in [51] einen Wertebereich von $600\text{-}3000 \text{ N/mm}^{3/2}$ an. Eine empirische Korrelation zwischen der Kerb-

schlagarbeit KV und der Bruchzähigkeit K_{Ic} wird in [71] vorgeschlagen. Danach können konservative Werte für die Bruchzähigkeit wie folgt abgeschätzt werden:

$$K_{Ic} = \sqrt{\frac{E \cdot (0,53 \cdot KV^{1,28}) \cdot 0,2^{(0,133 \cdot KV^{0,256})}}{(1-\nu^2)}} \text{ [N/mm}^{3/2}\text{]} \text{ mit KV in J und E in N/mm}^2. \quad (8.36)$$

Im Allgemeinen ist die Kerbschlagarbeit für den Grundwerkstoff kleiner als für das Schweißgut und die Wärmeeinflusszone. Die kleinste Bruchzähigkeit ergibt sich dann gemäß Gl. (8.36) ebenfalls für den Grundwerkstoff. Nach [77] ist für den vorausgesetzten Baustahl S355 eine Kerbschlagarbeit von $KV = 27 \text{ J}$ bei $T \geq -20^\circ\text{C}$ garantiert. Die Bruchzähigkeit des Grundwerkstoffes liegt damit in einer Größenordnung von mindestens $K_{Ic} = 2200 \text{ N/mm}^{3/2}$, was sich gut in den von Radaj angegebenen Wertebereich einfügt. Die meisten der in Abschn. 8.5 diskutierten Rissfortschrittskurven wurden konservativ mit $K_{Ic} = 600 \text{ N/mm}^{3/2}$ berechnet.

Neben der Bruchzähigkeit K_{Ic} ist der Schwellenwert des zyklischen Spannungsintensitätsfaktors ΔK_{th} ein weiterer Materialparameter, der bei Rissfortschrittsberechnungen vorgegeben werden muss. Nach [20] ergibt sich ΔK_{th} gemäß den Gleichungen (8.37) und (8.38) in Abhängigkeit vom Spannungsintensitätsverhältnis R_K . Vielfach wird der Schwellenwert konservativ zu $K_{th} = 0$ gesetzt. In dieser Arbeit wird er unabhängig von R_K , auf der sicheren Seite liegend, mit $\Delta K_{th} = 62 \text{ N/mm}^{3/2}$ angenommen.

$$\Delta K_{th} = 190 - 144 \cdot R_K \text{ [N/mm}^{3/2}\text{]} \quad \text{für } R_K < 1/1.125, \quad (8.37)$$

$$\Delta K_{th} = 62 \text{ [N/mm}^{3/2}\text{]} \quad \text{für } R_K \geq 1/1.125. \quad (8.38)$$

Damit die hier verwendete Rissfortschrittsgleichung (Gl. (8.32)) vollständig bestimmt ist, müssen auch die Parameter m und C festgelegt werden. Entsprechend den Angaben in [25] werden diese mit $m = 3$ und $C = 3 \cdot 10^{-13} \text{ mm}^{3m/2+1} \text{ N}^{-m}$ vorgegeben.

Anfangsrisslänge, Rissspitzenbeanspruchung und Rissfortschrittsrichtung

Ausgangspunkt der Rissfortschrittsberechnungen ist ein Anriss, der sich über die gesamte Blechdicke erstreckt. Die Länge eines solchen Anrisses muss mit mindestens $a_A = 1 \text{ mm}$ angenommen werden, da erst dann ein technischer Anriss (Makroriss) vorliegt und die Voraussetzungen für die Anwendung der linear-elastischen Bruchmechanik erfüllt sind (vgl. Abschn. 8.1).

Vorabberechnungen an perfekten Ringflanschverbindungen haben gezeigt, dass bei einer Anfangsrisslänge von $a_A = 1 \text{ mm}$ die Beanspruchungen an der Risspitze so gering sind, dass der Riss nur extrem langsam anwächst. Dies zeigt das Bild 8.15, in dem die Rissfortschrittskurve für die Ringflanschverbindung P3 (nachfolgend als

Referenzmodell bezeichnet) dargestellt ist, sehr deutlich. Die Simulation des Rissfortschritts bis zum endgültigen Ermüdungsbruch wäre bei dieser Flanschverbindung mit einer Anfangsrisslänge von $a_A = 1$ mm nicht mehr in einem vernünftigen Zeitraum möglich gewesen. Daraus folgt die Notwendigkeit, die Anfangsrisslängen, so wie bei den im Folgenden diskutierten Parameterstudien geschehen, im Hinblick auf vernünftige Rechenzeiten entsprechend anzupassen.

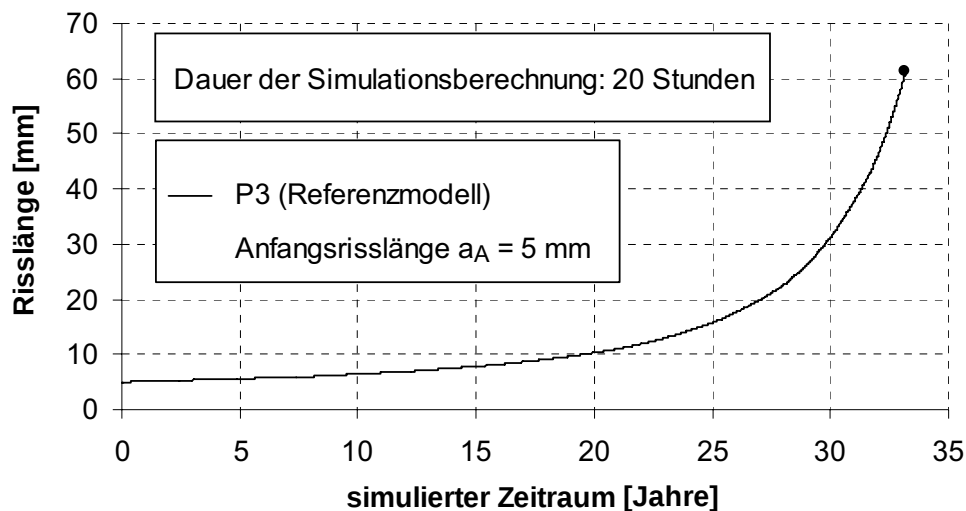


Bild 8.15: Simulierter Rissfortschritt für die Flanschverbindung P3 (Referenzmodell) bei einer Anfangsrisslänge von $a_A = 5$ mm

Wie durch die bereits angesprochenen Vorabberechnungen außerdem gezeigt werden konnte, liegt zwischen der Größenordnung des Spannungsintensitätsfaktors K_I und der Größenordnung der Spannungsintensitätsfaktoren K_{II} und K_{III} der Faktor 100. Die Rissfrontbeanspruchung ist also durch den Modus I dominiert. Vereinfachend wurde der Rissfortschritt daher nur in Abhängigkeit von der Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors ΔK_I berechnet.

Aufgrund der lokalen Biegemomentenbeanspruchung der Rohrschale ergeben sich an der Schweißnaht über die Schalendicke veränderliche Rissspitzenbeanspruchungen. Diese sind auf der Biegezugseite größer als auf der Biegedruckseite. Der Rissfortschritt wird, auf der sicheren Seite liegend, mit der größten berechneten Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors $\Delta K_{I,max}$ bestimmt. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Rissausbreitung mit jedem Lastspiel gleichmäßig über die Blechdicke und parallel zur Rissoberfläche erfolgt.

Reihenfolgeeinflüsse

Damit Reihenfolgeeinflüsse bei Rissfortschrittsberechnungen berücksichtigt werden könnten, müssten die elastisch-plastischen Verformungen im Bereich der Rissspitze

für jedes einzelne Lastspiel berechnet werden. Damit verbunden wäre ein enormer Rechenaufwand. Den Rissfortschritt für z. B. ein Jahr in einem vernünftigen Zeitraum zu simulieren, wäre unter diesen Voraussetzungen unmöglich. Daher bleiben etwaige Reihenfolgeeffekte im Rahmen dieser Arbeit unberücksichtigt. Dies ist nach Auffassung des Verfassers akzeptabel, da der Reihenfolgeeffekt hauptsächlich zu verzögertem Risswachstum führt [54] und außerdem die Bruchzähigkeit sehr konservativ in die Berechnungen eingeführt wird.

8.4.2 Berechnungsschritte

Bei den Rissfortschrittsberechnungen, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden und deren Ergebnisse in Abschn. 8.5 diskutiert werden, können im Prinzip vier Berechnungsschritte unterschieden werden. Im **ersten** Berechnungsschritt wird das Superelement für die jeweilige Ringflansch-Konfiguration (perfekt oder imperfekt) erzeugt und abgespeichert (statische Kondensation der Substruktur).

Der **zweite** Berechnungsschritt besteht darin, den Vorspannprozess der Flanschverbindung – **ohne Riss** – mit dem Gesamtmodell (Teilmodell A + Superelement) zu simulieren (vgl. Unterabschn. 8.2.3) und die so ermittelten Verschiebungen für die Knoten, an denen die Regel-Vorspannkraft F_V aufgebracht wurde, abzuspeichern.

Im **dritten** Berechnungsschritt werden für die Flanschverbindung – **mit Riss** – die Rissfrontbeanspruchungen bestimmt. Das Teilmodell A und das Superelement werden wiederum zum Gesamtmodell zusammengesetzt. In einem ersten Lastschritt wird dann der Vorspannprozess erneut simuliert, indem die abgespeicherten Knotenverschiebungen aus dem vorangegangenen Berechnungsschritt aufgebracht werden. Anschließend wird das im Grenzzustand der Ermüdung maximal mögliche globale Rohrbiegemoment $\max M_{R,E,d}$ – d. h. die sinusförmig über den Umfang verteilte Nennbeanspruchung der Rohrschale mit dem Maximalwert $\max \sigma_{E,d}$ (vgl. Gl. (5.8)) – in mehreren Lastschritten aufgebracht. Nach jedem einzelnen Lastschritt werden die K_I -Faktoren für beide Rissfronten mit Hilfe der Gleichungen (8.23) bis (8.27) berechnet und abgespeichert.

Die eigentliche Rissfortschrittsberechnung erfolgt im **vierten** Berechnungsschritt. Dabei werden mit Hilfe des HCM-Algorithmus aus [9] vollständige Lastspiele in der Reihenfolge ihres Auftretens aus der Gesamt-Beanspruchungszeitreihe nach Unterabschn. 8.3.2 herausgelesen. Diese ist vorab so skaliert worden, dass das absolut größte in den Zeitreihen für $v_m = 6 \text{ m/s}$ bis $v_m = 22 \text{ m/s}$ vorkommende Turmbiegemoment mit $\max M_{R,E,d}$ gleich gesetzt wurde. Mit Hilfe der abgespeicherten K_I -Faktoren – Zwischenwerte werden linear interpoliert – werden anschließend Lastspiel für

Lastspiel die Schwingbreiten des Spannungsintensitätsfaktors ΔK_I bestimmt und die Rissfortschrittsraten da gemäß Gl. (8.32) berechnet und summiert.

Ist der Riss um das Maß $\Delta a_{\max}$ angewachsen, wird die Rissfortschrittsberechnung unterbrochen, und die Rissspitzenbeanspruchungen werden für die Risslänge $a_{\text{neu}} = a_{\text{alt}} + \Delta a_{\max}$ erneut berechnet (Berechnungsschritt 3). Die Rissfortschrittsberechnung (Berechnungsschritt 4) wird anschließend fortgesetzt und erst dann vollständig abgebrochen, wenn die Rissfortschrittsrate unendlich groß ist, d. h. der Nenner in Gl. (8.32) entweder kleiner oder gleich Null ist.

8.4.3 Berechnete Ringflanschverbindungen und Parametervariationen

Die Rissfortschrittsberechnungen werden für die perfekten Basis-Ringflanschverbindungen P1 bis P3 der Parameterstudie in Abschn. 5.1 (vgl. Tab. 5.1) und die imperfekte Basis-Ringflanschverbindung IP3 der Parameterstudie in Abschn. 5.5 (vgl. Tab. 5.5) durchgeführt. Dabei wird zunächst an der Ringflanschverbindung P3 der Einfluss verschiedener Materialparameter sowie berechnungstechnischer Parameter untersucht. Variiert werden die Anzahl der Lastschritte n_{LS} , in denen das maximale globale Rohrbiegemoment aufgebracht wird (Berechnungsschritt 3), der Diskretisierungsgrad der Rohrschale in Dickenrichtung und im Bereich des Risses, der maximale Rissfortschritt $\Delta a_{\max}$ bis zur Neuvernetzung und die Bruchzähigkeit K_{Ic} (Tab. 8.1).

Die untersuchten perfekten Flanschverbindungsvarianten sind in Tab. 8.2, die untersuchten imperfekten Varianten in Tab. 8.3 zusammengestellt. In beiden Fällen werden die berechnungstechnischen Parameter des Referenzmodells P3 aus Tab. 8.1 und $K_{Ic} = 600 \text{ N/mm}^{3/2}$ zugrunde gelegt. Bei den imperfekten Verbindungen werden darüber hinaus das maximale Klaffungsmaß und die Lage des Risses in Bezug auf die Hauptwindrichtung variiert.

8.5 Ergebnisse der Rissfortschrittsberechnungen

Im folgenden Unterabschn. 8.5.1 werden zunächst die Ergebnisse der Parameterstudie gemäß Tab. 8.1 besprochen. Im Unterabschn. 8.5.2 und 8.5.3 folgt dann die Diskussion der Ergebnisse der Parameterstudie an perfekten bzw. imperfekten Ringflanschverbindungen gemäß Tab. 8.2 bzw. Tab. 8.3. Der berechnete Zeitraum zwischen dem Anfangsriss und dem Übergang zum instabilen Risswachstum wird dabei als Restnutzungsdauer bezeichnet. Das Hauptaugenmerk wird auf den Vergleich der Berechnungsergebnisse und weniger auf die berechneten Absolutwerte der Restnutzungsdauern gelegt.

Tabelle 8.1: Untersuchte Parametervarianten bei der perfekten Flanschverbindung P3

		Flanschverbindung P3				
		n_{Ls}	Diskretisierung Schalendicke	Δa_{max} [mm]	Netz- verdichtung	K_{Ic} [N/mm ^{3/2}]
Referenzmodell		10	4 Elemente	1	1-fach	600
Parametervariante	1	20	4 Elemente	1	1-fach	600
	2	30	4 Elemente	1	1-fach	600
	3	10	6 Elemente	1	1-fach	600
	4	10	8 Elemente	1	1-fach	600
	5	10	4 Elemente	0.1	1-fach	600
	7	10	4 Elemente	3	1-fach	600
	9	10	4 Elemente	5	1-fach	600
	10	10	4 Elemente	1	1.5-fach	600
	11	10	4 Elemente	1	2-fach	600
	12	11	4 Elemente	1	2.5-fach	600
	13	10	4 Elemente	1	1-fach	800
	14	10	4 Elemente	1	1-fach	2200

Tabelle 8.2: Untersuchte perfekte Ringflanschverbindungen

Flanschverbindung	Lage des Risses
P1 ($\max \sigma_{E,d} = 129 \text{ N/mm}^2$)	$\varphi = 0^\circ$
P2 ($\max \sigma_{E,d} = 89 \text{ N/mm}^2$)	$\varphi = 0^\circ$
P3 ¹⁾ ($\max \sigma_{E,d} = 68 \text{ N/mm}^2$)	$\varphi = 0^\circ$
P2 [*] ($\max \sigma_{E,d} = 85 \text{ N/mm}^2$)	$\varphi = 0^\circ$
P4 ($\max \sigma_{E,d} = 85 \text{ N/mm}^2$)	$\varphi = 0^\circ$
P5 ($\max \sigma_{E,d} = 100 \text{ N/mm}^2$)	$\varphi = 0^\circ$
P7 ($\max \sigma_{E,d} = 100 \text{ N/mm}^2$)	$\varphi = 0^\circ$

1) Referenzmodell aus Tabelle 8.1

Tabelle 8.3: Untersuchte imperfekte Ringflanschverbindungen

Flanschverbindung	φ_{Klaff}	Δz_{max}	Lage des Risses
IP3 ($\max \sigma_{E,d} = 68 \text{ N/mm}^2$)	90°	1 mm	$\varphi = 0^\circ$
IP3 ($\max \sigma_{E,d} = 68 \text{ N/mm}^2$)	90°	2 mm	$\varphi = 0^\circ$
IP3 ($\max \sigma_{E,d} = 68 \text{ N/mm}^2$)	90°	2 mm	$\varphi = 25^\circ$
IP3 ($\max \sigma_{E,d} = 68 \text{ N/mm}^2$)	90°	3 mm	$\varphi = 0^\circ$

8.5.1 Parameterstudie zur Berechnungstechnik und zur Bruchzähigkeit

Zwischen den Kenngrößen der Risspitzenbeanspruchung K und dem globalen Rohrbiegemoment M_R (und infolgedessen auch zwischen ΔM_R und ΔK) besteht wegen des nichtlinearen Tragverhaltens der aufklaffenden Flanschverbindung ein nichtlinearer Zusammenhang. Durch eine FE-Berechnung kann die differenzierbare Funktion $K = f(M_R)$, in Abhängigkeit von der Lastschrittweite, nur in diskreten Punkten berechnet werden. Wie genau die Funktion angenähert wird, ist daher von der Anzahl der Lastschritte abhängig, mit der das globale Rohrbiegemoment im dritten Berechnungsschritt aufgebracht wird. Das Bild 8.16 zeigt, dass eine gute Annäherung bereits mit 10 Lastschritten erreicht wird. Die Simulationsberechnungen, bei denen das globale Rohrbiegemoment in 20 oder auch 30 Lastschritten aufgebracht wurde, führten zu beinahe identischen Rissfortschrittskurven.

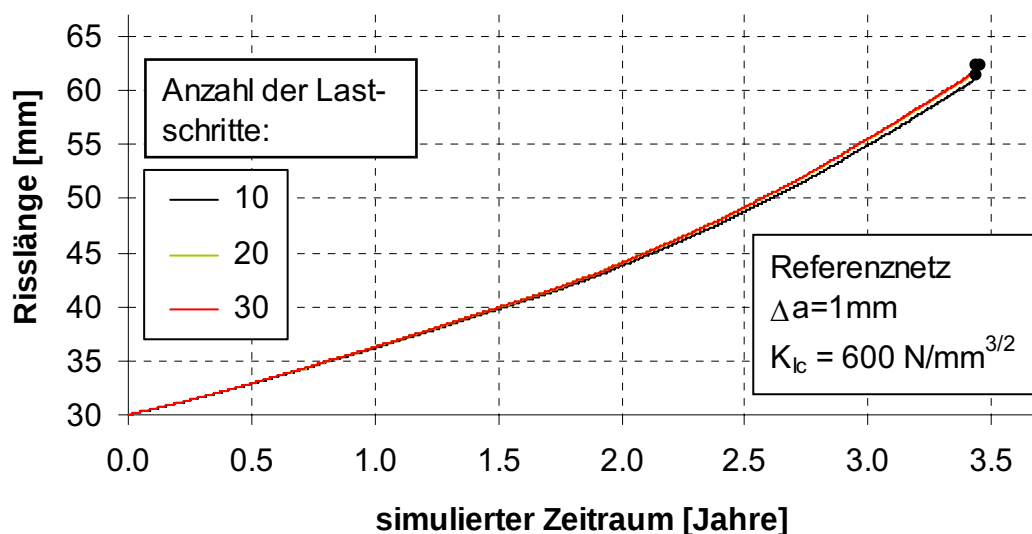


Bild 8.16: Simulierter Rissfortschritt für variierte Lastschrittweiten (Flanschverbindung P3)

Die Beanspruchungen an der Rissspitze nehmen grundsätzlich mit der Risslänge zu. Da bei den Simulationsberechnungen die Aktualisierung der Rissgeometrie nicht nach jedem Lastspiel erfolgt, werden die Rissspitzenbeanspruchungen systematisch unterschätzt. Entsprechend ergeben sich zu flache Rissfortschrittskurven und zu lange Restnutzungsdauern. Für immer kleinere Werte Δa konvergieren die Simulationsberechnungen zwangsläufig gegen die „exakte“ Lösung. Wie man in Bild 8.17 erkennen kann, nehmen die Unterschiede zwischen den Simulationsberechnungen mit kleiner werdendem Δa ab. Nach Meinung des Verfassers führt die Simulationsberechnung mit $\Delta a = 1 \text{ mm}$ zu baupraktisch ausreichend genauen Ergebnissen.

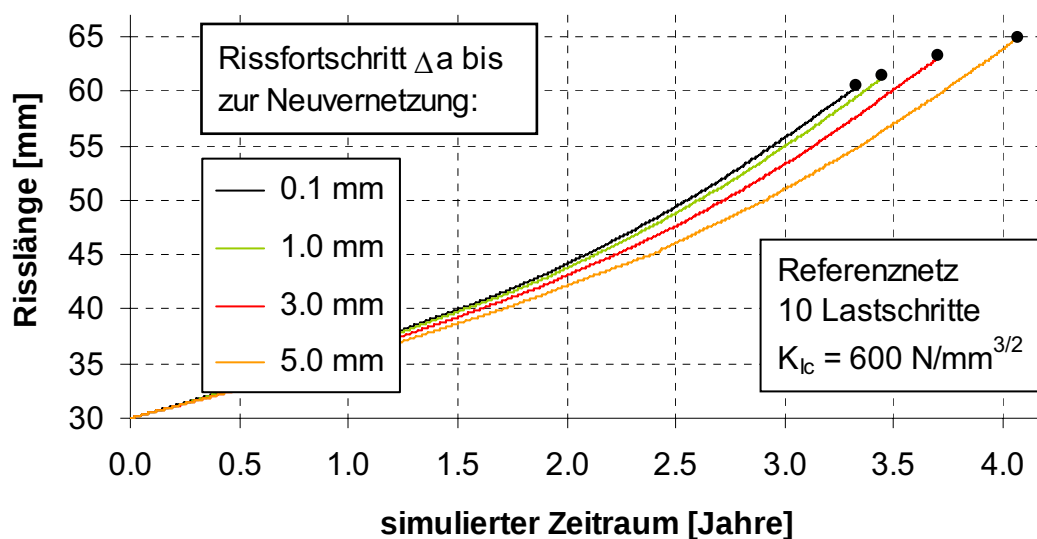


Bild 8.17: Simulierter Rissfortschritt für variierte Rissfortschrittsinkremente Δa (Flanschverbindung P3)

Die Bilder 8.18a und b zeigen den Einfluss des Diskretisierungsgrades auf die Rissfortschrittsberechnungen. Wie man erkennt, ergeben sich für feinere Diskretisierungsgrade in Umfangsrichtung keine wesentlichen Abweichungen zwischen den jeweiligen Rissfortschrittskurven (Bild 8.18a). Es kann daher davon ausgegangen werden, dass der Diskretisierungsgrad des Referenzmodells ausreichend fein gewählt wurde. Variiert man die Elementanzahl über die Schalendicke, weichen die berechneten Rissfortschrittskurven dagegen stärker voneinander ab (Bild 8.18b). Die betrachtete Restnutzungsdauer nimmt mit der Elementanzahl zu. Demnach führen Simulationsberechnungen mit 4 Elementen über die Schalendicke (wie beim Referenzmodell) zu einer auf der sicheren Seite liegenden Abschätzung der Restnutzungsdauer.

Wie das Bild 8.19 zeigt, wird die Rissfortschrittsgeschwindigkeit entscheidend von der Größe der Bruchzähigkeit K_{Ic} bestimmt, was zu erwarten war. Verglichen mit

der Rissfortschrittskurve für eine Bruchzähigkeit von $K_{Ic} = 600 \text{ N/mm}^{3/2}$ – unterer Grenzwert für die Bruchzähigkeit nach [51] – ergibt sich bereits für $K_{Ic} = 800 \text{ N/mm}^{3/2}$ eine wesentlich größere Restnutzungsdauer. Bei einer Bruchzähigkeit von $K_{Ic} = 2200 \text{ N/mm}^{3/2}$ – unterer Grenzwert für K_{Ic} nach [71] – steigt die Restnutzungsdauer nochmals stark an. Dies zeigt den stark nichtlinearen Zusammenhang zwischen der Bruchzähigkeit und der Rissfortschrittsgeschwindigkeit.

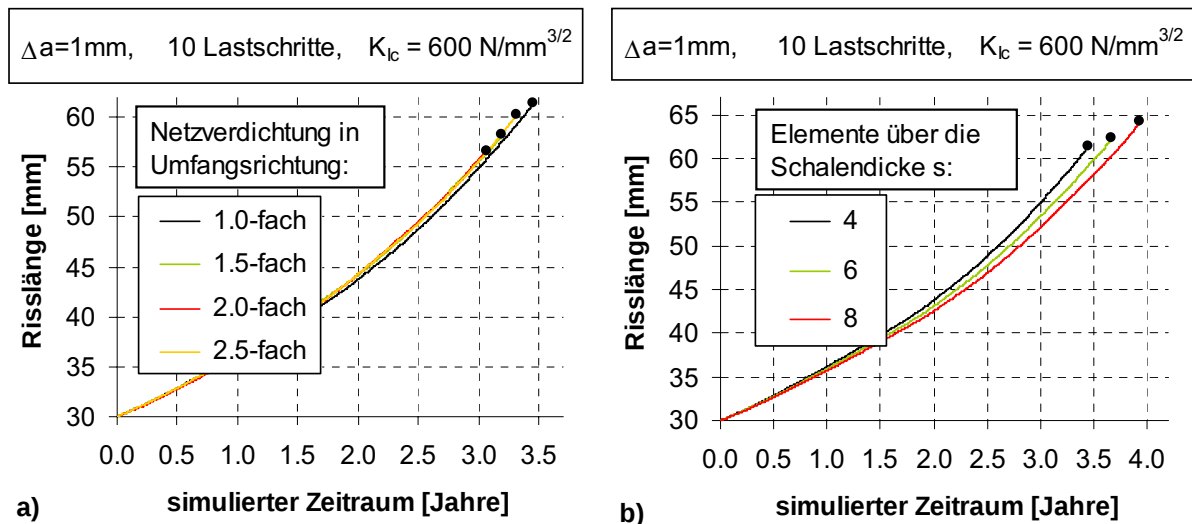


Bild 8.18: Simulierter Rissfortschritt für a) variierte Diskretisierungsgrade in Umfangsrichtung, b) variierte Elementanzahlen über die Schalendicke (Flanschverbindung P5)

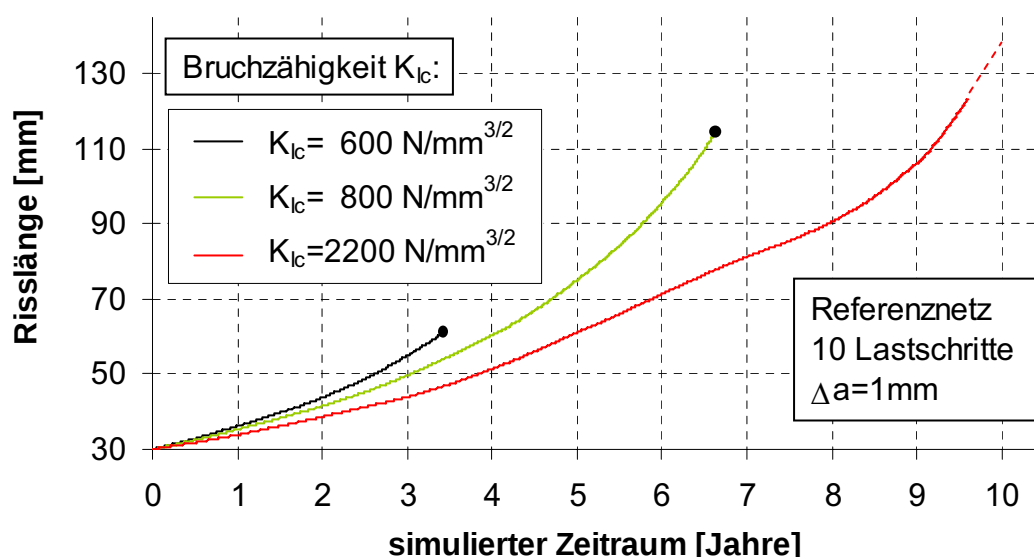


Bild 8.19: Simulierter Rissfortschritt für variierte Bruchzähigkeiten K_{Ic} (Flanschverbindung P3)

8.5.2 Perfekte Ringflanschverbindungen

Das Bild 8.20 zeigt die berechneten Rissfortschrittskurven für die Flanschverbindungen P1, P2 und P3. Von der Variante P1 zur Variante P3 – also mit zunehmender Dicke der Rohrschale bei fast identischen Ringflanschen und identischem Schraubenbild (vgl. Tab. 5.1a) – ergeben sich längere Restnutzungsdauern. Dies ist auf den stark nichtlinearen Zusammenhang zwischen der auf die Schweißnaht einwirkenden Beanspruchung und der Rissfortschrittsrate zurückzuführen. Die unter Ermüdungsbelastung maximal einwirkende Schalenlängsspannung $\max\sigma_{E,d}$ nimmt von der Variante P1 zur Variante P3 ab, weil die Tragfähigkeit der eigentlichen geschraubten Flanschverbindung bemessungsbestimmend ist (vgl. Tab. 5.1a). Dadurch ergeben sich geringere Schwingbreiten des Spannungsintensitätsfaktors und in der Folge auch geringere Rissfortschrittsraten und längere Restnutzungsdauern.

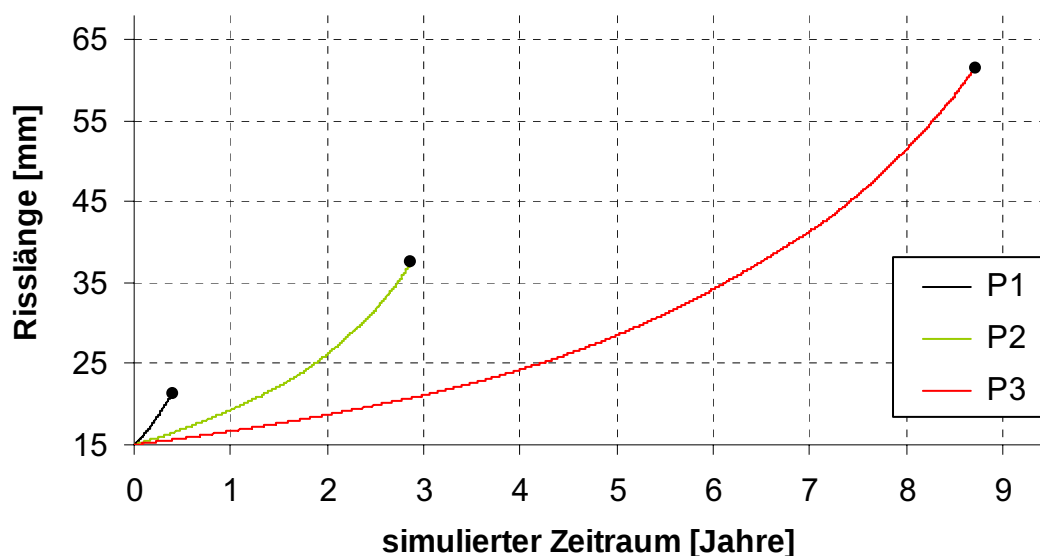


Bild 8.20: Simulierter Rissfortschritt für die Flanschverbindungen P1, P2 und P3

In Bild 8.21a sind die Rissfortschrittskurven für die Flanschverbindungen P5 und P7 dargestellt. Da sowohl die eigentliche Flanschverbindung als auch die Schalendicke und damit auch die maximale Schalenlängsspannung $\max\sigma_{E,d}$ dieser beiden Varianten identisch sind (vgl. Tab. 5.1a), zeigt der Vergleich der Rissfortschrittskurven den Einfluss, den die lokale Schalenbiegebeanspruchung auf die Rissfortschrittsgeschwindigkeit hat. Anlage 5.1a zeigt, dass bei P7 wegen des größeren Rohrdurchmessers die zusätzliche Schalenbiegespannung in der Schweißnaht kleiner ist als bei P5. Wie man sieht, führen bereits solche vergleichbar geringfügigen Unterschiede der lokalen Schalenbiegebeanspruchung zu deutlichen Unterschieden bei der Restnutzungsdauer. Ihr Einfluss kann also nicht vernachlässigt werden.

Die Rissfortschrittskurven für die Flanschverbindungen P2* und P4 sind in Bild 8.21b dargestellt. Da mit diesen Verbindungsvarianten ebenfalls der Einfluss der lokalen Schalenbiegebeanspruchung untersucht werden sollte, wurde die maximale Schalenlängsspannung bei der Variante P2* auf $\max \sigma_{E,d} = 85 \text{ N/mm}^2$ herab gesetzt (im Vergleich zu 89 N/mm^2 bei der Originalverbindung P2). Durch diese geringfügige Anpassung ist die Nennbeanspruchung beider Varianten identisch (vgl. Tab. 5.1a). Die Simulationsberechnungen zeigen auch hier, dass die größere lokale Biegebeanspruchung bei P4 (vgl. Tab. 5.3) zu einer deutlich reduzierten Restnutzungsdauer führt.

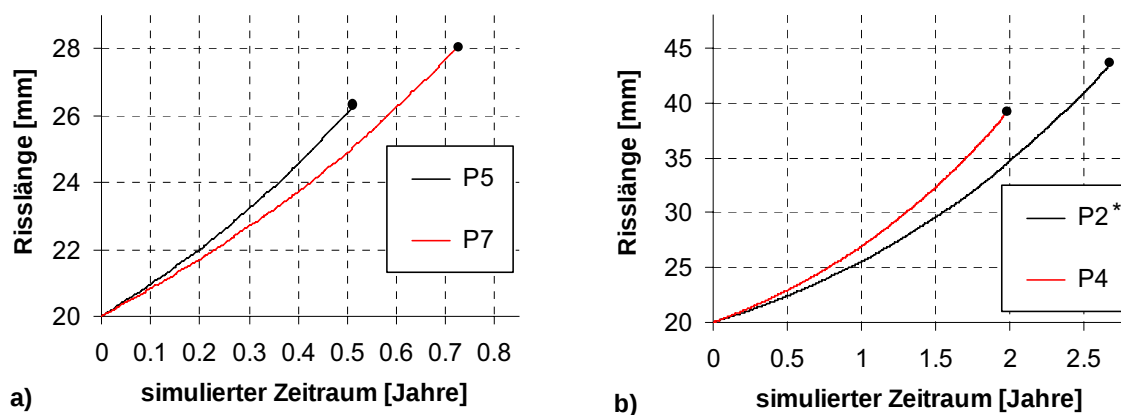


Bild 8.21: Simulierter Rissfortschritt für a) die Flanschverbindungen P5 und P7, b) die Flanschverbindungen P2* und P4

8.5.3 Imperfekte Ringflanschverbindungen

In Bild 8.22 sind die Rissfortschrittskurven der imperfekten Ringflanschverbindung IP3 für drei verschiedene Klaffungsamplituden $\Delta z_{\max}$ dargestellt (vgl. Tab. 8.3). Im Vergleich zu der entsprechenden perfekten Ringflanschverbindung P3 ergeben sich – selbst für den kürzeren Anriss – mit wachsender Klaffungsamplitude deutlich kürzere Restnutzungsdauern. Außerdem sind die kritischen Risslängen wesentlich kleiner und nehmen mit der Klaffungsamplitude $\Delta z_{\max}$ stark ab. Dies ist zum einen auf die größeren Spannungsüberhöhungen der imperfekten Verbindungen gegenüber der Nennbeanspruchung zurückzuführen, zum anderen auf die ungünstigere Mittelspannungsintensität. Das Vorspannen der klaffenden Verbindung führt bekanntlich dazu (vgl. Bild 5.22), dass die Rohrschale im mittleren Bereich der Klaffung, auch ohne die Einwirkung des globalen Rohrbiegemoments, bereits durch Membranzugspannungen beansprucht wird. Daher ist die Mittelspannungsintensität bei den imperfekten Ringflanschverbindungen im Durchschnitt grundsätzlich größer als bei der perfekten Ringflanschverbindung und nimmt mit der maximalen Klaffungsampli-

tude $\Delta z_{\max}$ zu. Wie im Unterabschn. 8.1.3 beschrieben, ergeben sich bei größeren Mittelspannungsintensitäten R_K auch größere Rissfortschrittsraten und kleinere kritische Risslängen, was letztendlich zu kürzeren Restnutzungsdauern führt.

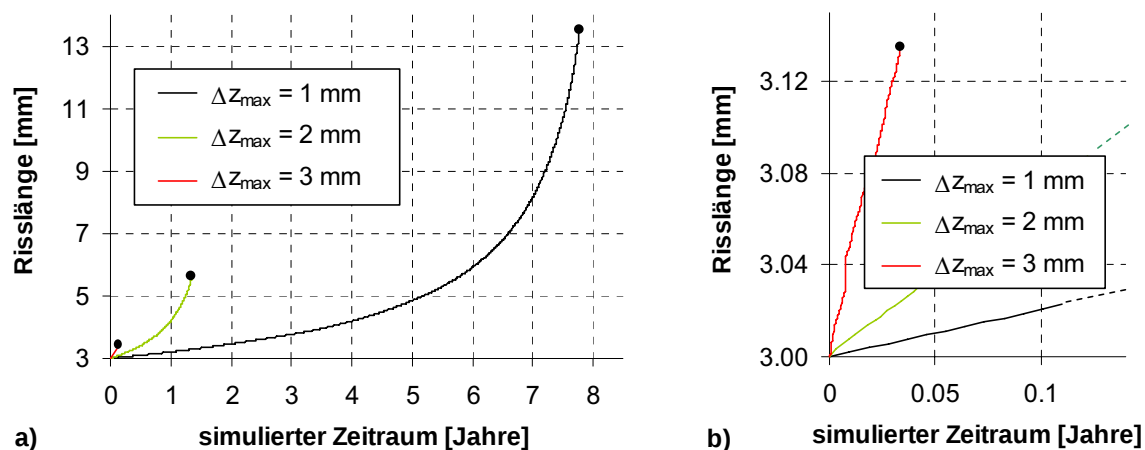


Bild 8.22: Simulierter Rissfortschritt für die Flanschverbindung IP3 bei imperfekter Flanschgeometrie ($\phi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$) und variierter Klaffungsamplitude $\Delta z_{\max}$: a) gesamter simulierter Zeitraum, b) vergrößerter Ausschnitt

Das Bild 8.23 zeigt zwei Rissfortschrittskurven für die imperfekte Ringflanschverbindung IP3 mit $\Delta z_{\max} = 2$ mm und $\phi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$. Der Anriss befindet sich einmal bei $\phi = 0^\circ$ (wie in Bild 8.22), das andere Mal, in Umfangsrichtung verschoben, bei $\phi = 25^\circ$. Gemäß den Berechnungen in Abschn. 5.20 sind bei $\phi = 0^\circ$ und $\phi = 25^\circ$ die Spannungsüberhöhungen praktisch identisch (vgl. Bild 5.28b). Die Membranspannungen im vorgespannten Zustand sind dagegen bei $\phi = 25^\circ$ deutlich geringer als bei $\phi = 0^\circ$ (vgl. Bild 5.21). Die größere Restnutzungsdauer für einen Anriss bei $\phi = 25^\circ$ resultiert also aus der im Durchschnitt kleineren Mittelspannungsintensität.

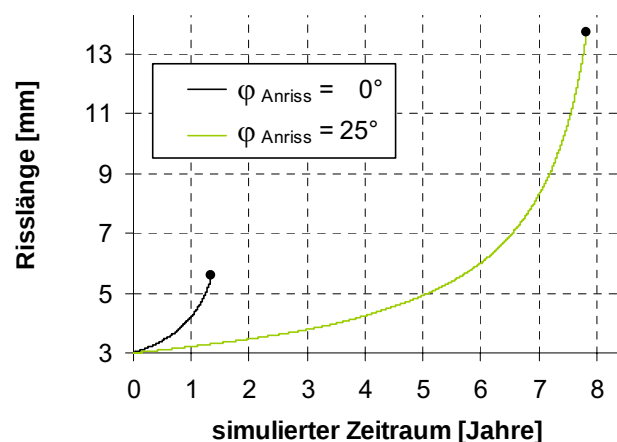


Bild 8.23: Simulierter Rissfortschritt für die Flanschverbindung IP3 bei imperfekter Flanschgeometrie ($\phi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$, $\Delta z_{\max} = 2$ mm) und variierter Lage des Anrisses

8.5.4 Zusammenfassende Diskussion der Ergebnisse

Die in den vorhergehenden Unterabschnitten dargestellten und diskutierten Berechnungsergebnisse zeigen deutlich, dass vergleichende, qualitative Aussagen zur Rissfortschritts­geschwindigkeit von Ringflanschverbindungen durchaus auch ohne projektspezifische FE-Berechnung getroffen werden können. Eine quantitative Abschätzung der Restnutzungsdauer ist aufgrund des stark nichtlinearen Zusammenhangs zwischen den Nennbeanspruchungen und der Rissfortschrittsrate, verstärkt durch den Einfluss der Bruchzähigkeit, sehr schwierig, und kann auf Basis der begrenzten Parameterstudien, die in den vorangegangenen Unterabschnitten beschrieben wurden, nicht getroffen werden.

Es hat sich gezeigt, dass außer der Imperfektion der nennspannungsmäßige Ausnutzungsgrad der Schale auf der Einwirkungsseite sowie die Bruchzähigkeit auf der Widerstandseite die Rissfortschritts­geschwindigkeit und damit die Restnutzungsdauer am stärksten beeinflussen. Demgegenüber sind numerische Einflüsse, wie der Diskretisierungsgrad oder die Netzanpassung bei fortschreitendem Riss, praktisch zu vernachlässigen. Darüber hinaus ist natürlich die Anfangsrisslänge der entscheidende Parameter, der die Restnutzungsdauer bestimmt.

Aussagen zur Restnutzungsdauer, die auf der Grundlage von Rissfortschrittsberechnungen getroffen werden, sind somit nur sinnvoll, wenn der in der Berechnung vorausgesetzte Anriss bei einer routinemäßigen Wartung der Windenergieanlage auch mit ausreichender Sicherheit entdeckt werden kann. Indirekt ist die Restnutzungsdauer daher auch von dem Verfahren abhängig, mit dem die Schweißnaht bei einer routinemäßigen Wartung geprüft bzw. kontrolliert wird. Mit Hilfe des Farbeindringverfahrens können z. B. Risse mit einer Länge von 15 mm sehr zuverlässig entdeckt werden, was in der Größenordnung der Anfangsrisslängen für die in der Parameterstudie betrachteten perfekten Ringflanschverbindungen liegt (Inwieweit dieses Verfahren innerhalb einer routinemäßigen Wartung der Windenergieanlagen angewendet werden kann, soll an dieser Stelle nicht weiter diskutiert werden).

Wird das Farbeindringverfahren für die Prüfung bzw. Kontrolle der Schweißnähte eingesetzt, dann weisen die untersuchten perfekten Ringflanschverbindungen tatsächlich Restnutzungsdauern in der berechneten Größenordnung von bis zu neun Jahren auf (vgl. Bild 8.20, Flanschverbindung P3). Die Rissfortschrittsberechnungen für imperfekte Ringflanschverbindungen haben jedoch gezeigt, dass selbst geringe Imperfektionen bereits zu einer drastischen Erhöhung der Rissfortschritts­geschwindigkeit führen. Für die imperfekte Verbindung IP3 mit $\varphi_{\text{Klaff}} = 90^\circ$ und $\Delta z_{\text{max}} = 1 \text{ mm}$ ergab sich mit ca. acht Jahren zwar ebenfalls eine recht lange Restnutzungsdauer

(vgl. Bild 8.22), jedoch wurde im Vergleich zu den perfekten Ringflanschverbindungen mit $a_A = 3 \text{ mm}$ ein wesentlich kürzerer Anfangsriss vorausgesetzt. Mit Hilfe des Farbeindringverfahrens kann ein 3 mm langer Anriss nicht mit ausreichender Sicherheit entdeckt werden, so dass die berechnete achtjährige Restnutzungsdauer nicht real angenommen werden dürfte.

Letztendlich kann festgehalten werden, dass verallgemeinerte Aussagen zur Restnutzungsdauer nicht möglich sind. Dies liegt zum einen an dem besonders großen Einfluss der Imperfektionsform und/oder der Imperfektionsamplitude auf die Rissfortschrittsgeschwindigkeit, zum anderen daran, dass die Restnutzungsdauer immer im Zusammenhang mit dem Verfahren zu sehen ist, mit dem die Schweißnaht geprüft wird. In Bezug auf die Schweißnaht müssen mögliche Restnutzungsdauern daher für jede Ringflanschverbindung gesondert nachgewiesen werden. Wie gezeigt wurde, ist dies mit vertretbarem Berechnungsaufwand möglich.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde die Ermüdungssicherheit von Stumpfschweißnähten an vorgespannten geschraubten Ringflanschverbindungen in turmartigen Stahlbauten, wie z. B. WEA-Türmen, untersucht. Dabei stand zunächst die lokale Biegebeanspruchung der Rohrschale an der Stelle der Schweißnaht im Vordergrund. Um das hochgradig nichtlineare Tragverhalten von vorgespannten Ringflanschverbindungen, die durch ein Turmbiegemoment beansprucht werden, zu simulieren, wurde ein sehr detailliertes FE-Modell entwickelt, mit dem zunächst zwecks Validierung ein in der Literatur dokumentierter Traglastversuch nachgerechnet wurde. Zwischen den Versuchs- und den Simulationsergebnissen konnte eine sehr zufrieden stellende Übereinstimmung erzielt werden.

Die anschließend mit dem validierten FE-Modell durchgeführten Parameterstudien hatten das Ziel, die tatsächlichen Beanspruchungen der Stumpfschweißnähte – d. h. die Einwirkungsseite eines Ermüdungssicherheitsnachweises – genauer zu erfassen. Für perfekte Flanschgeometrien im baupraktisch relevanten Abmessungsbereich konnte die Größenordnung der an der Schweißnaht zusätzlich zur elementaren Nennspannung auftretenden lokalen Schalenbiegespannung eingegrenzt werden. Als wesentlicher Einflussparameter für die Größe dieser lokalen Schalenbiegung konnte das Verhältnis aus Schalen- und Flanschdicke identifiziert werden.

Den Einfluss der lokalen Schalenbiegung auf die Ermüdungsschädigung der Schweißnaht zu klären, war das Ziel weiterer Untersuchungen. Auf Grundlage realer Rainflow-Matrizen für die Turmbiegemomente von WEA-Rohrtürmen wurden daher Schädigungsberechnungen nach der Schadensakkumulationshypothese von Palmgren-Miner mit und ohne Berücksichtigung der Schalenbiegung durchgeführt. Es zeigte sich, dass die Berücksichtigung der lokalen Schalenbiegung zum Teil zu deutlich höheren rechnerischen Schädigungssummen führt. Demzufolge liegt der Nachweis nach dem Nennspannungskonzept des EC3 unter Umständen auf der unsicheren Seite. Es ist dringend zu empfehlen, den Nachweis nach dem Strukturspannungskonzept zu führen.

Die numerischen Parameterstudien wurden auf imperfekte Ringflanschverbindungen, die nach der Montage unvermeidbar geringe Klaffungen zwischen den Flanschen aufweisen, ausgeweitet. In Abhängigkeit von der Klaffungsgröße und der Klaffungslänge ergeben sich weitere große lokale Biegebeanspruchungen der Rohrschale an der Stelle der Schweißnaht. Zum Teil treten darüber hinaus auch bei den Membranspannungen gravierende Abweichungen von der nach der elementaren Festigkeitslehre berechneten Nennspannung auf. Bei einigen Flanschvarianten liegen die

größten Oberflächenspannungen der Rohrschale an der Schweißnaht bis zu 90% über der Nennspannung.

Auch für die imperfekten Ringflanschverbindungen wurden Schädigungsberechnungen mit und ohne Berücksichtigung der durch die Flanschimperfektionen verursachten zusätzlichen Spannungen und der lokalen Schalenbiegung durchgeführt. Diese Berechnungen haben gezeigt, dass bereits geringe Klaffungen zu einer weiteren erheblichen Vergrößerung der rechnerischen Schädigungssummen führen können. Die Ermüdungsbeanspruchung der Stumpfschweißnähte an imperfekten Ringflanschverbindungen ist grundsätzlich größer als die Ermüdungsbeanspruchung an der entsprechenden perfekten Ringflanschverbindung.

Auf Grundlage des validierten FE-Modells wurde für weiterführende Untersuchungen an der Schweißnaht ein vereinfachtes FE-Modell entwickelt. Dieses liefert – vor allem wenn man die wesentlich kürzeren Rechenzeiten berücksichtigt – für die vorliegenden Zwecke ausreichend genaue Berechnungsergebnisse. Mit Hilfe des vereinfachten Modells wurde gezeigt, dass unterschiedliche Lagen der maximalen Klaffungsamplitude einer imperfekten Ringflanschverbindung relativ zur Hauptwindrichtung zwar nicht zu nennenswerten weiteren Spannungszuwächsen in der Rohrschale führen, dass sie jedoch die sonst in den vereinfachten Annahmen zur Windrichtung „versteckten“ Sicherheiten reduzieren können.

Begleitend zu den numerischen Parameterstudien wurden vom Verfasser Dauerschwingversuche an Schweißnahtproben durchgeführt. Diese hatten das Ziel, die Ermüdungsfestigkeit der Stumpfschweißnähte – d. h. die Widerstandsseite eines Ermüdungssicherheitsnachweises – genauer zu untersuchen. Besonderes Augenmerk galt dabei dem Einfluss einer Spannungsgradienten über die Blechdicke, wie sie bei der Überlagerung von Schalenmembran- und Schalenbiegespannungen entsteht. Es konnte gezeigt werden, dass die kombinierte Beanspruchung der Stumpfnäht (Zug+Biegung) gegenüber der reinen Zugbeanspruchung zu einer erhöhten Ermüdungsfestigkeit führt, wenn man diese auf die überlagerte Oberflächenspannung bezieht. Diese Erhöhung ist allerdings nicht ausreichend signifikant, um bei einer Bemessung planmäßig berücksichtigt zu werden.

Aufbauend auf dem vereinfachten FE-Modell wurde ein numerisches Berechnungsmodell entwickelt, mit dem der Rissfortschritt eines angenommenen Ermüdungsanrisses in der Stumpfnäht an Vorschweißflanschen mit Hals über einen Zeitraum von mehreren Jahren simuliert werden kann. Durch Vergleichsberechnungen wurde zunächst der Einfluss verschiedener berechnungstechnischer Parameter auf den vorhergesagten Rissfortschritt untersucht. Der Diskretisierungsgrad im Bereich des

implementierten Anfangsrisses konnte dabei als der Parameter mit dem größten Einfluss identifiziert werden.

Mit dem optimierten Berechnungsmodell wurden dann Rissfortschrittsberechnungen für ausgewählte Ringflanschverbindungen durchgeführt. Diese hatten das Ziel, die nach dem erstmaligen Erkennen eines Anrisses in der Schweißnaht verbleibenden Restnutzungsdauern für Ringflanschverbindungen konservativ abzuschätzen. Bei den perfekten Ringflanschverbindungen stellte sich heraus, dass selbst bei größeren Anrissen mehrere Jahre vergehen, bis diese auf eine Größe angewachsen sind, die zum endgültigen Gewaltbruch führt. Die Berechnungen zeigten aber auch, dass die Restnutzungsdauern imperfekter Ringflanschverbindungen, verglichen mit der entsprechenden perfekten Ringflanschverbindung, erheblich kürzer sind. Selbst geringe Klaffungen über größere Umfangsbereiche reduzieren die Restnutzungsdauer drastisch.

Die für die Baupraxis relevanten Erkenntnisse der vorliegenden Arbeit lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Aufgrund der lokalen Biegebeanspruchung der Rohrschale ergibt sich für die Stumpfschweißnaht einer „vernünftig“ dimensionierten perfekten L-Ringflanschverbindung gegenüber der Nennspannung eine Spannungsüberhöhung von ca. 10-15%. Diese ist bei einem Nachweis nach dem Nennspannungskonzept im EC3 (Kerbfall 71) nicht abgedeckt. Dies gilt unabhängig von der Position der Schweißnaht bezüglich des Flansches.
- Bei perfekten Ringflanschverbindungen kann der negative Einfluss der lokalen Schalenbiegung bei einem Nachweis nach dem Strukturspannungskonzept im EC3 formal durch den größeren Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit gegebenenfalls kompensiert werden. Der in den Nachweis eingeführte geringere Kantenversatz der Schweißnaht ist dann bei der Fertigung einzuhalten.
- Die Schädigungssummen für die Schweißnähte an imperfekten Ringflanschverbindungen, die beim Vorspannen zugezogen werden können, liegen in der Größenordnung der Schädigungssummen für die Schweißnähte an perfekten Ringflanschverbindungen. Kann die Verbindung nicht zugezogen werden, sind die Schädigungssummen deutlich größer. Im Gegensatz zu den perfekten Ringflanschverbindungen, kann jetzt der negative Einfluss aus Spannungsumverteilungen durch einen Nachweis nach dem Strukturspannungskonzept im EC3 auch formal nicht durch den größeren Bezugswert der Ermüdungsfestigkeit kompensiert werden.

- Eine Spannungsgradienten über die Blechdicke führt bei Stumpfnähten zu einer Erhöhung der Ermüdungsfestigkeit. Die Erhöhung ist für eine planmäßige Berücksichtigung bei der Bemessung allerdings nicht ausreichend signifikant.
- Die Berechnung der Restnutzungsdauer der Schweißnähte an Ringflanschverbindungen ist mit vertretbarem Aufwand zu bewerkstelligen. Flanschimperfektionen haben dabei einen extrem großen Einfluss auf das Berechnungsergebnis. Die Berechnungsergebnisse sind immer im Zusammenhang mit dem Verfahren, mit dem die Schweißnaht geprüft bzw. kontrolliert wird, zu bewerten.

Weitere Forschungsaktivitäten sollten klären, wie groß die „versteckte“ Sicherheit aus den vereinfachten Windlastannahmen ist, damit die tatsächlich vorhandene Ermüdungssicherheit der Schweißnähte an Ringflanschverbindungen (und auch der Schrauben) besser einzuschätzen ist.

Die vorgestellte Parameterstudie zur Restnutzungsdauer könnte ausgeweitet werden, so dass verallgemeinerte Aussagen zur Restnutzungsdauer der Schweißnähte an Ringflanschverbindungen möglich werden. Darüber hinaus könnten in naher Zukunft, mit größerer zur Verfügung stehender Rechenleistung, Rissfortschrittsberechnungen mit weniger stark vereinfachten FE-Modellen durchgeführt werden. Dabei sollte z. B. auf das „Verschmieren“ der Schrauben verzichtet werden und die Modellierung der Schweißnaht im Detail erfolgen.

Literaturverzeichnis

- [1] **Andelfinger, U.; Ramm, E.:** EAS-elements for two-dimensional, three-dimensional, plate and shell structures and their equivalence to HR-elements.
International Journal for Numerical Methods in Engineering 36 (1993), S.1311-1337
- [2] **Anthes, R.J.; Köttgen, V.B., Seeger, T.:** Kerbformzahlen von Stumpfstößen und Doppel-T-Stößen.
Schweißen und Schneiden 45 (1993), H.12, S.685-688
- [3] **ANSYS Release 10.0 Manual**
Swanson Analysis Systems (2006)
- [4] **ANSYS Release 9.0 Manual**
Swanson Analysis Systems (2005)
- [5] **Barsoum, R.S.:** On the Use of Isoparametric Finite Elements in Linear Fracture Mechanics.
International Journal for Numerical Methods in Engineering 10 (1976), S.25-37
- [6] **Bathe, K.-J.:** Finite-Elemente-Methoden.
Berlin, Heidelberg, New-York: Springer-Verlag (1986)
- [7] **Buch, A.; Vormwald, M.; Seeger, T.:** Anwendung von Korrekturfaktoren für die Verbesserung der rechnerischen Lebensdauervorhersage.
Fachgebiet Werkstoffmechanik der technischen Hochschule Darmstadt.
Bericht FF-16/1985 (1985)
- [8] **Buxbaum, O.:** Betriebsfestigkeit. Sichere und wirtschaftliche Bemessung schwingbruchgefährdeter Bauteile.
Düsseldorf: Verlag Stahleisen m.b.H. (1988)
- [9] **Clormann, U.H.; Seeger, T.:** Rainflow-HCM. Ein Zählverfahren für Betriebsfestigkeitsnachweise auf werkstoffmechanischer Grundlage.
Stahlbau 3 (1986), H.3, S.65-71

-
- [10] **Dahl, W.:** Verhalten von Stahl bei schwingender Beanspruchung. Berichte, gehalten im Kontaktstudium „Werkstoffkunde Eisen und Stahl III“. Düsseldorf: Verlag Stahleisen m.b.H. (1978)
- [11] **Dvorkin, E.N.; Bathe, K. J.:** A continuum mechanics based four-node shell element for general nonlinear analysis. Engineering Computations 1 (1984), S. 77-88
- [12] **Ebert, M.; Bucher, C.:** Nichtlineare Berechnung von Stahlflanschverbindungen mit gemessenen Imperfektionen. Report 2001-1 of Institut of Structural Mechanics, Universität Weimar (2001)
- [13] **Ebert, M.; Bucher, C.:** Nichtlineare Berechnung von Stahlflanschverbindungen mit gemessenen Imperfektionen. Stahlbau 71 (2002), H.7, S.516-522
- [14] **Forman, R.G.:** Numerical Analysis of Crack Propagation in Cyclic-Loaded Structures. Journal of Basic Engineering 89 (1967), S.459-467
- [15] **Fühling, H.:** Modell zur nichtlinearen Rissfortschrittsvorhersage unter Berücksichtigung von Lastreihenfolgeeffekten. (LOSEQ) (LBF-Bericht FB-162) Darmstadt: Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit (1982)
- [16] **Furuya, Y.; Matsuoka, S.; Yamaguchi, K.:** Gigacycle fatigue properties for high-strength low-alloy steel at 100 Hz, 600 Hz and 20 kHz. Scripta Materialia 46 (2002), H.2, S.157-162
- [17] **Gross, D.; Seelig, Th.:** Bruchmechanik mit einer Einführung in die Mikro-mechanik. Berlin, Heidelberg, New-York: Springer-Verlag (2001)
- [18] **Gurney, T.R.; Maddox, S.J.:** Re-Analysis of fatigue data for welded joints in steel. Welding Research International Vol. 3 (1973), H.4, S.1-54

-
- [19] **Häsing, J.:** Gesichtspunkte für die geometrische Beschreibung technischer Oberflächen.
VDI-Berichte (1965) H.90, S.9-14
- [20] **Haibach, E.:** Betriebsfestigkeit – Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung.
Berlin, Heidelberg, New-York: Springer-Verlag (2002)
- [21] **Haibach, E.:** Schwingfestigkeitsverhalten von typischen Schweißverbindungen aus Stahl FeE460 im Vergleich zu FeE 355.
Labor für Betriebsfestigkeit Darmstadt. Fraunhofer Gesellschaft, Bericht Nr. FB-147 (1979)
- [22] **Haibach, E.:** Die Schwingfestigkeit von Schweißverbindungen aus der Sicht einer örtlichen Beanspruchungsmessung.
Labor für Betriebsfestigkeit Darmstadt. Bericht Nr. FB-77 (1968)
- [23] **Heimbach, H.:** Zum Einfluss der Belastungsfrequenz auf die Zeit- Dauerfestigkeit von Stahl.
Materialprüfung 12 (1970), H.11, S.377-380
- [24] **Henning, H.-J.; Wartmann, J.:** Stichproben kleinen Umfangs im Wahrscheinlichkeitsnetz.
Mitteilungsblatt für mathematische Statistik 9 (1957), S.168-181
- [25] **Hobbacher, A.:** Empfehlungen zur Schwingfestigkeit geschweißter Verbindungen und Bauteile. IIW-Dokument XIII-1539-96/XV-845-96
Düsseldorf: DVS-Verlag (1997)
- [26] **Hück, M.:** Auswertung von Stichproben normalverteilter, qualitativer Merkmalsgrößen.
Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 25 (1994), H.1, S.20-29
- [27] **Hughes, T.J.R.:** Generalization of Selective Integration Procedures to Anisotropic and Nonlinear Media.
International Journal for Numerical Methods in Engineering 15 (1980), H.9, S.1413-1418

-
- [28] **Iida, K.:** Application of hot spot strain concept to fatigue life prediction.
IIW-Dokument XIII-1103-83
Düsseldorf: DVS-Verlag (1983)
- [29] **Jakubowski, A.; Schmidt, H.:** Experimentelle Untersuchungen an imperfekten vorgespannten geschraubten Ringflanschstößen unter Rohrbiegebelastung.
Forschungsbericht aus dem Fachbereich Bauwesen, Heft 95 Universität GH Essen (2002)
- [30] **Jakubowski, A.:** Ermüdungssichere Bemessung geschraubter Ringflanschstöße in turmartigen Stahlbauten unter besonderer Berücksichtigung von Flanschimperfektionen.
Dissertation Universität Essen (2003)
- [31] **Jakubowski, A.; Schmidt, H.:** Experimentelle Untersuchungen an vorgespannten Ringflanschstößen mit Imperfektionen.
Stahlbau 72 (2003), H.3, S.188-196
- [32] **Jakubowski, A.; Schmidt, H.:** Numerische Untersuchungen zur Ermüdungsbeanspruchung vorgespannter Ringflanschstöße mit Imperfektionen.
Stahlbau 73 (2004), H.7, S.517-524
- [33] **Jakubowski, A.; Schmidt, H.:** Ermüdungssichere Bemessung vorgespannter Ringflanschstöße unter Berücksichtigung von Flanschimperfektionen.
Stahlbau 74 (2005), H.6, S.452-461
- [34] **Juvinall, R.C.:** Engineering considerations of stress, strain and strength.
New York: McGraw-Hill (1967)
- [35] **KGW Schweriner Maschinenbau GmbH:** Turmflansche: Besonderes Augenmerk bei der Qualitätssicherung.
Wind Kraft Journal 3 (2002), S.14-16
- [36] **Lange, H.:** Ermüdungsbeanspruchung stählerner Rohrtürme von Windenergieanlagen an Binnenlandstandorten.
Dissertation Universität Essen (2002)

-
- [37] **Lehmann, D.:** Berechnung des nichtlinearen Tragverhaltens gezogener vorgespannter L-Flansche.
Stahlbau 69 (2000), H.1, S.35-54
- [38] **Miner, M.A.:** Cumulative damage in fatigue.
Journal of Applied Mechanics 12 (1945), S.159-164
- [39] **Naubreit, H.; Weihert, J.:** Einführung in die Ermüdungsfestigkeit.
München, Wien: Carl Hanser Verlag (1999)
- [40] **Neumann, P.:** Bildung und Ausbreitung von Rissen bei Wechselverformung.
Zeitschrift für Metallkunde 58 (1967) 780-789
- [41] **Nagtegaal, J.C.; Parks, D.M.; Rice, J.R.:** On numerically accurate finite element solutions in the fully plastic range.
Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 4 (1974), S.153-178
- [42] **Nagtegaal, J.C.; Fox, D.D.:** Using assumed enhanced strain elements for large compressive deformation.
International Journal for Solids and Structures 33 (1996), S.3151-3159
- [43] **Neuber, H.:** Kerbspannungslehre.
Berlin, Heidelberg, New-York: Springer-Verlag (1985)
- [44] **Neuber, H.:** Über die Berücksichtigung der Spannungskonzentration bei Festigkeitsberechnungen.
Konstruktion 20 (1968), H.7, S.245-250
- [45] **Palmgren, A.:** Die Lebensdauer von Kugellagern.
VDI-Zeitschrift 58 (1924), S.339-341
- [46] **Paris, P.C.:** A rational Analytic Theory of Fatigue.
The trend in engineering 13 (1961), S.9-14
- [47] **Paris, P.C.:** A Critical Analysis of Crack Propagation Laws.
Journal of basic engineering 85 (1963), S.528-539
- [48] **Petersen, C.:** Stahlbau.
Braunschweig: Vieweg-Verlag (1997)

- [49] **Radaj, D.:** Untersuchungen zur geometrischen Form von Stumpf- und Kehlnähten.
Schweißen und Schneiden 22 (1970), H.5, S.206-209
- [50] **Radaj, D.:** Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen. Ermüdungsfestigkeit.
Düsseldorf: Deutscher Verlag für Schweißtechnik (1985)
- [51] **Radaj, D.:** Ermüdungsfestigkeit. Grundlagen für Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau.
Berlin, Heidelberg, New-York: Springer-Verlag (1995)
- [52] **Rainer, G.:** Errechnen von Spannungen in Schweißverbindungen mit der Methode der Finiten Elemente.
Dissertation TH Darmstadt (1978)
- [53] **Rie, K.T., Haibach, E.:** Vorträge des Internationalen Symposiums über Kurzzeit-Schwingfestigkeit und elasto-plastisches Werkstoffverhalten.
Berlin: Deutscher Verband für Materialprüfung (1979)
- [54] **Rossmann, H.-P.:** Grundlagen der Bruchmechanik.
Berlin, Heidelberg, New-York: Springer-Verlag (1982)
- [55] **Rosow, E.:** Eine einfache Rechenschiebernäherung an die den normal scores entsprechenden Prozentpunkte.
Qualitätskontrolle 9 (1964), H.12, S.146-147
- [56] **Sachs, L.:** Statistische Auswertung.
Berlin, Heidelberg, New-York: Springer-Verlag (1972)
- [57] **Schaumann, P., Seidel, M.:** Ermüdung von Ringflanschverbindungen.
Abschlussbericht, Forschungskoratorium Maschinenbau, H. 268 (2002)
- [58] **Schmidt, H.; Lange, H.:** Weiterentwicklung der Verfahren zur sicheren und wirtschaftlichen Bemessung von Türmen für Windkraftanlagen mit hoher Leistung – realitätsnahe Simulation der Ermüdungsbeanspruchung des Turmes.
Abschlussbericht, Universität GH Essen (2000)

-
- [59] **Schmidt, H.; Neuper, M.:** Zum elastostatischen Tragverhalten exzentrisch gezogener L-Stöße mit vorgespannten Schrauben.
Stahlbau 66 (1997), H.3, S.163-168
- [60] **Schwalbe, K.-H.:** Bruchmechanik metallischer Werkstoffe.
München: Carl Hanser Verlag (1980)
- [61] **Seidel, M.:** Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen.
Dissertation Universität Hannover (2001)
- [62] **Simo, J.C.; Laursen, T.A.:** An Augmented Lagrangian Treatment of Contact Problems Involving Friction.
Computers and Structures 42 (1992), S. 97-116
- [63] **Simo, J.C.; Rifai, M.S.:** A class of mixed assumed strain methods and the method of incompatible modes.
International Journal for Numerical Methods in Engineering 29 (1990), S.1595-1638
- [64] **Simo, J.C.; Armero, F.:** Geometrically non-linear enhanced strain mixed methods and the method of incompatible modes.
International Journal for Numerical Methods in Engineering 33 (1992), S.1413-1449
- [65] **Simo, J.C.; Armero, F.; Taylor, R.L.:** Improved versions of assumed enhanced strain tri-Linear elements for 3D finite deformation problems.
Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 10 (1993), S.359-386
- [66] **Simo, J.C.; Armero, F.:** Geometrically nonlinear enhanced strain mixed methods and the method of incompatible modes.
International Journal for Numerical Methods in Engineering 33 (1992), S.1413-1449
- [67] **Smith, K.N.; Watson, P.; Topper, T.H.:** A stress-strain function for the fatigue of metals.
Journal of Materials 5 (1970), H.4, S.767-768

- [68] **Uhlemann, J.:** Ermüdungssicherheit von Stumpfnähten unter Berücksichtigung verschiedener Schweißverfahren.
Universität Duisburg-Essen, Lehrstuhl für Stahlbau/Holzbau, Diplomarbeit (2006)
- [69] **Wöhler, A.:** Über die Versuche zur Ermittlung der Festigkeit von Achsen, welche in den Werkstätten der Niederschlesischen-Märkischen Eisenbahn zu Frankfurt a.d.O. angestellt sind.
Zeitschrift für Bauwesen 13 (1863), S.233-258
- [70] **NN:** Fatigue investigation of typical welded joints in steel Fe E 460 as compared to steel Fe E 355 – Final report of a common investigation by seven European laboratories.
Luxembourg: Kommission der Europäischen Gemeinschaft, Bericht EUR 6340 EN (1979).
- [71] **Zerbst, U.; Wiesner, C.; Koçak, M.; Hodulak, L.:** SINTAP: Entwurf einer vereinheitlichten europäischen Fehlerbewertungsprozedur – eine Einführung.
Geestacht: GKSS-Forschungszentrum Geestacht GmbH, als Manuskript veröffentlicht (1999)

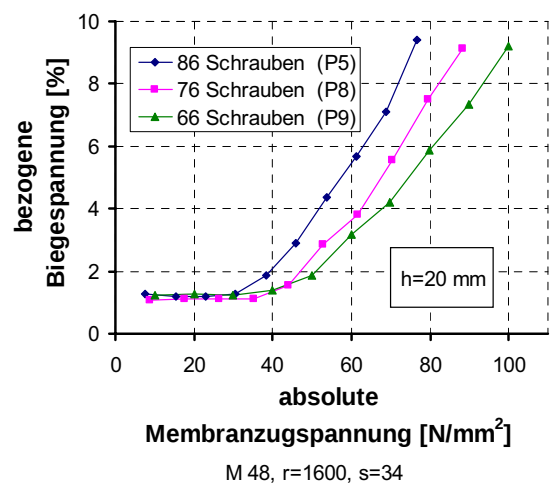
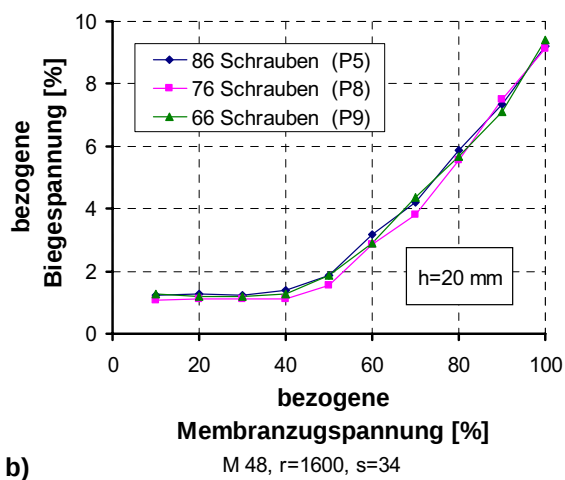
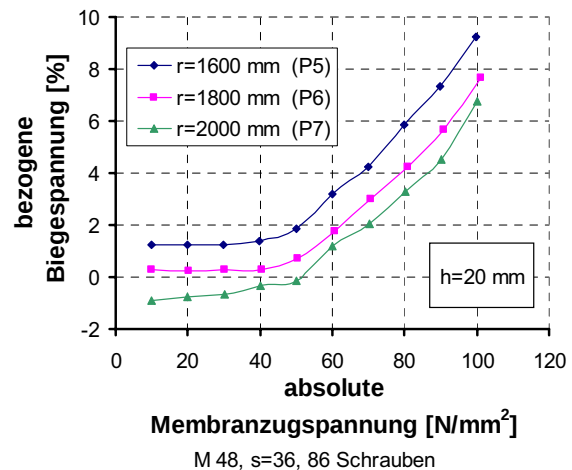
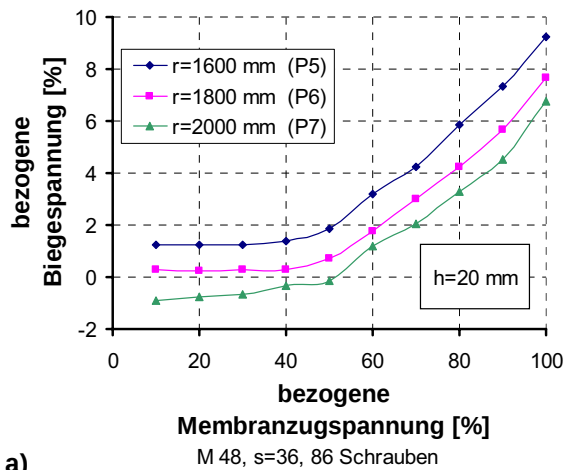
Normen und Richtlinien

- [72] **ASTM E 647-05:** T Standard Test Method for Measurement of Fatigue Crack Growth Rates. American Society for Testing and Materials (2005)
- [73] **DIN 18800-7:** Stahlbauten. Teil 7: Ausführung und Herstellerqualifikation. September 2002
- [74] **DINV ENV 1993-3-2:** 1997. Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten. Teil 3-2: Türme, Maste und Schornsteine - Schornsteine. Mai 2002
- [75] **DIN EN 14399-4:** 2005. Hochfeste planmäßig vorgespannte Schraubenverbindungen für den Metallbau. Teil 4: System HV – Garnituren aus Sechskantschrauben und -mutter. Juni 2005
- [76] **EN ISO 898-1:** 1999. Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl. Teil 1: Schrauben. November 1999
- [77] **DIN EN 10025-2:** 2004. Warmgewalzte Erzeugnisse aus Baustählen. Teil 2: Technische Lieferbedingungen für unlegierte Baustähle. April 2005
- [78] **DINV ENV 1993-1-1:** 1992. Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten. Teil 1-1: Allgemeine Bemessungsregeln; Bemessungsregeln für den Hochbau. April 1993
- [79] **DIN EN 1993-1-9:** 2005. Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten. Teil 1-9: Ermüdung. Juli 2005
- [80] **DIN 3124:** Steckschlüsseinsätze mit Innenvierkant für Sechskantschrauben handbetätigt. November 1980.
- [81] **DIN 4131:** Antennentragwerke aus Stahl. November 1991
- [82] **DIN 4132:** Kranbahnen; Stahltragwerke; Grundsätze für Berechnung, bauliche Durchbildung und Ausführung. Februar 1981
- [83] **DIN 4133:** Schornsteine aus Stahl. November 1991

- [84] **DIN 15018-1:** Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; Berechnung.
November 1984
- [85] **VDI-Richtlinie 2230:** Systematische Berechnung hochbeanspruchter
Schraubenverbindungen. Zylindrische Einschraubenverbindungen.
Februar 2003
- [86] **DIN 50100:** Werkstoffprüfung; Dauerschwingversuch, Begriffe, Zeichen,
Durchführung, Auswertung. Februar 1978.
- [87] **UK-D0E-T:** Offshore installations - guidance on design and construction.
Department of Energy, Draft, London (1981)
- [88] **IEA:** Recommended practices for wind turbine testing and evaluation.
3. Fatigue loads: 2. Edition (1990)
- [89] **DIN EN 10002-1:** 2001. Metallische Werkstoffe; Zugversuch. Teil 1: Prüfver-
fahren bei Raumtemperatur. Dezember 2001
- [90] **Richtlinie für Windkraftanlagen.** Einwirkungen und Standsicherheitsnach-
weise für Turm und Gründung, Ausgabe Juni 1993
Berlin: Deutsches Institut für Bautechnik (1993)
- [91] **Richtlinie für Windenergieanlagen.** Einwirkungen und Standsicherheits-
nachweise für Turm und Gründung, Ausgabe März 2004
Berlin: Deutsches Institut für Bautechnik (2004)
- [92] **Richtlinie für die Zertifizierung von Windkraftanlagen:** Vorschriften und
Richtlinien: IV – Nichtmaritime Technik, Teil 1 – Windenergie,
Ausgabe 1993
Hamburg: Germanischer Lloyd (1993)
- [93] **Richtlinie für die Zertifizierung von Windenergieanlagen:** Vorschriften
und Richtlinien: IV – Nichtmaritime Technik, Teil 1 – Windenergie,
Ausgabe 1999
Hamburg: Germanischer Lloyd (1999)

-
- [94] **DVS-Merkblatt 2401:** Bruchmechanische Bewertung von Fehlern in
Schweißverbindungen
Düsseldorf: Verlag für Schweißen und verwandte Verfahren DVS Verlag
GmbH (2004)
- [95] **FKM-Richtlinie:** Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile
Frankfurt: VDMA Verlag (1998)

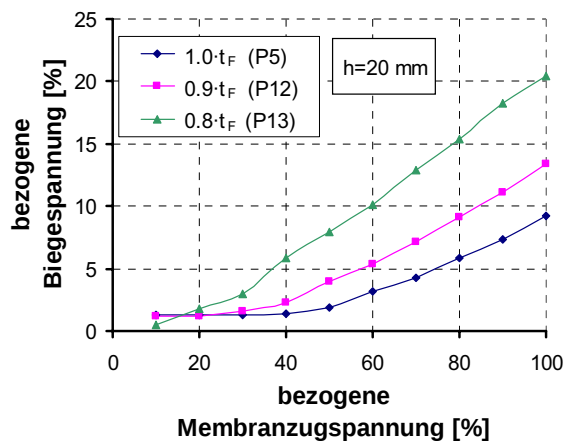
Anlagen



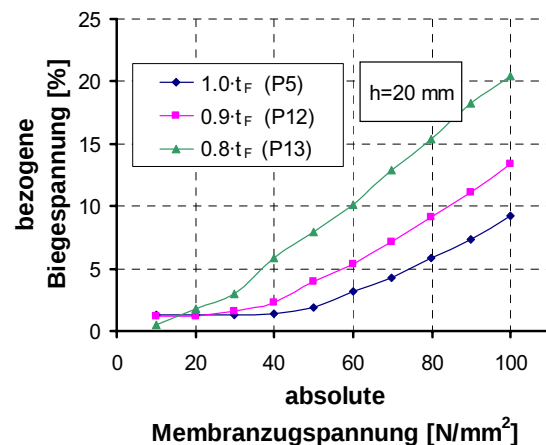
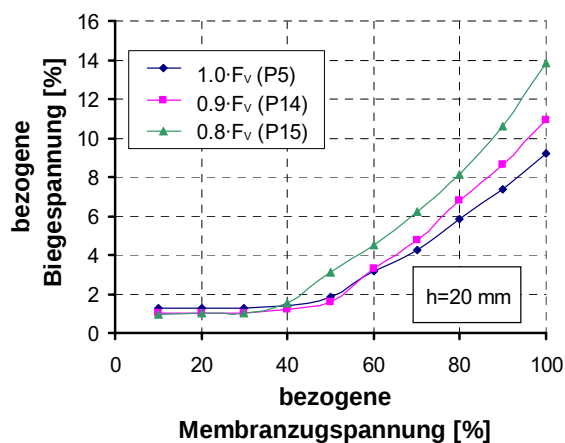
Bezoogene Biegespannung in der Schweißnaht aufgetragen über der bezogenen Nennspannung und über der absoluten Nennspannung:

a) für unterschiedliche Schalendurchmesser (P5, P6 und P7)

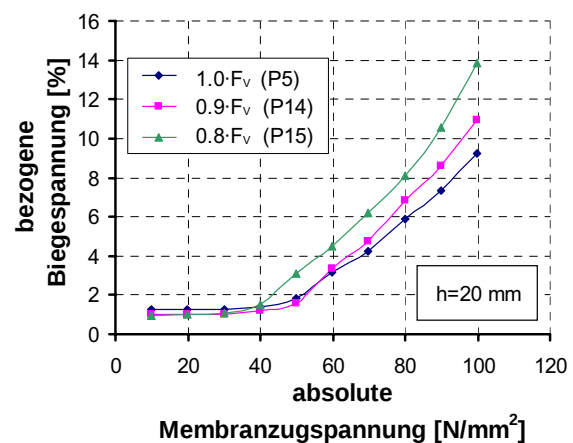
b) für unterschiedliche Schraubenanzahlen (P5, P8 und P9)



a)

M 48, $r=1600$, 86 SchraubenM 48, $r=1600$, 86 Schrauben

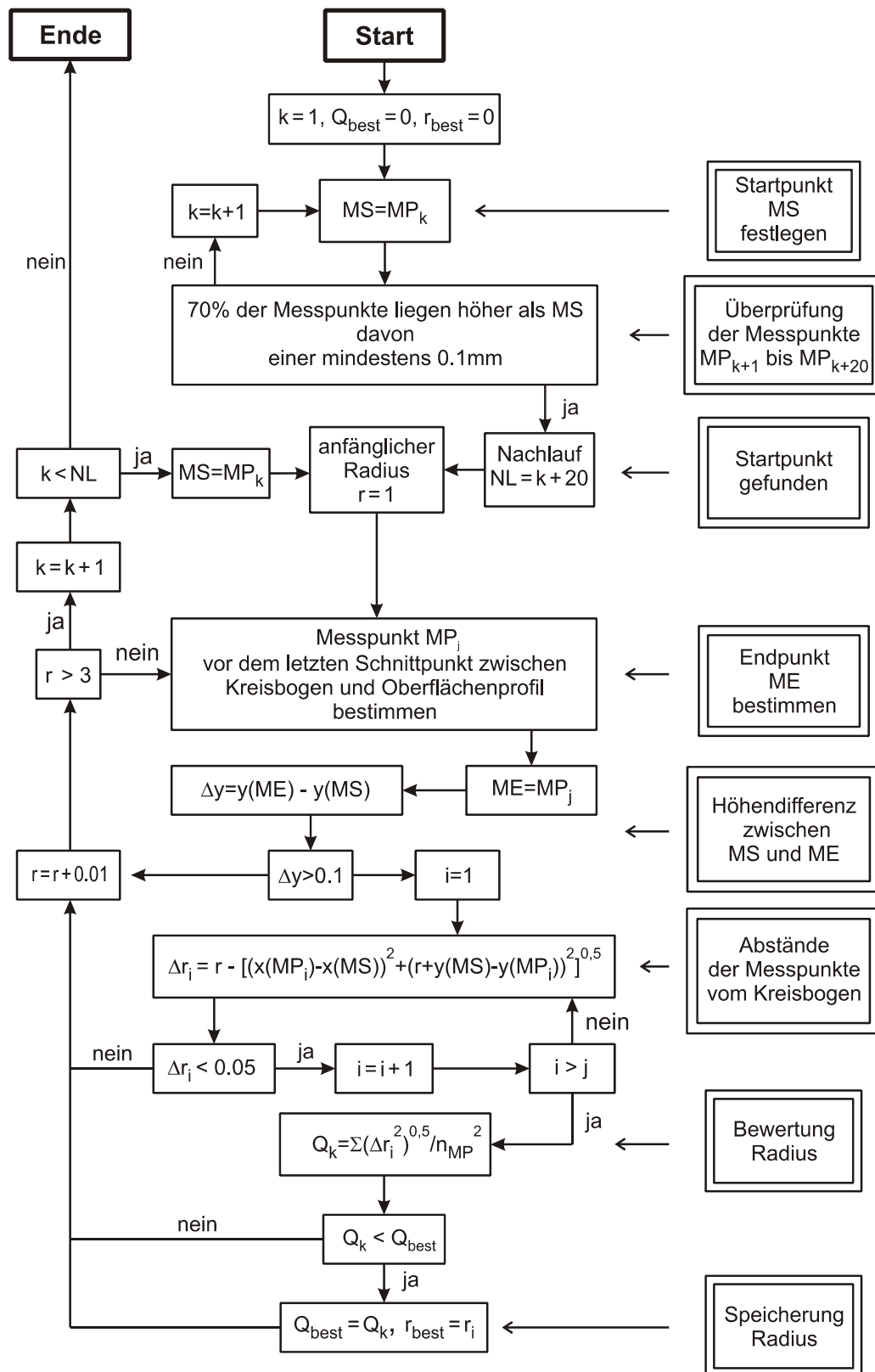
b)

M 48, $r=1600$, 86 SchraubenM 48, $r=1600$, 86 Schrauben

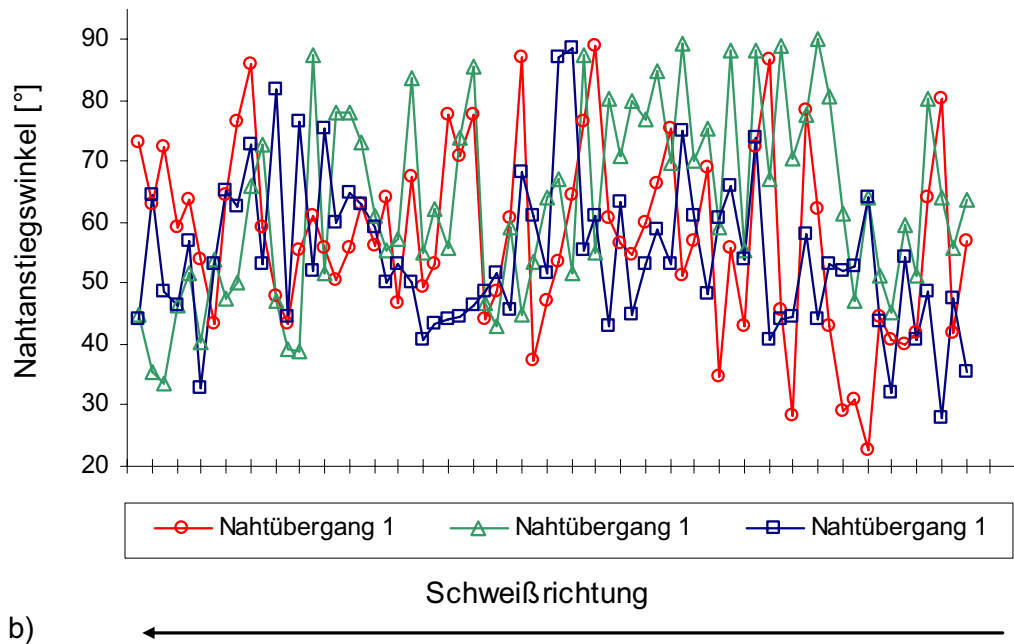
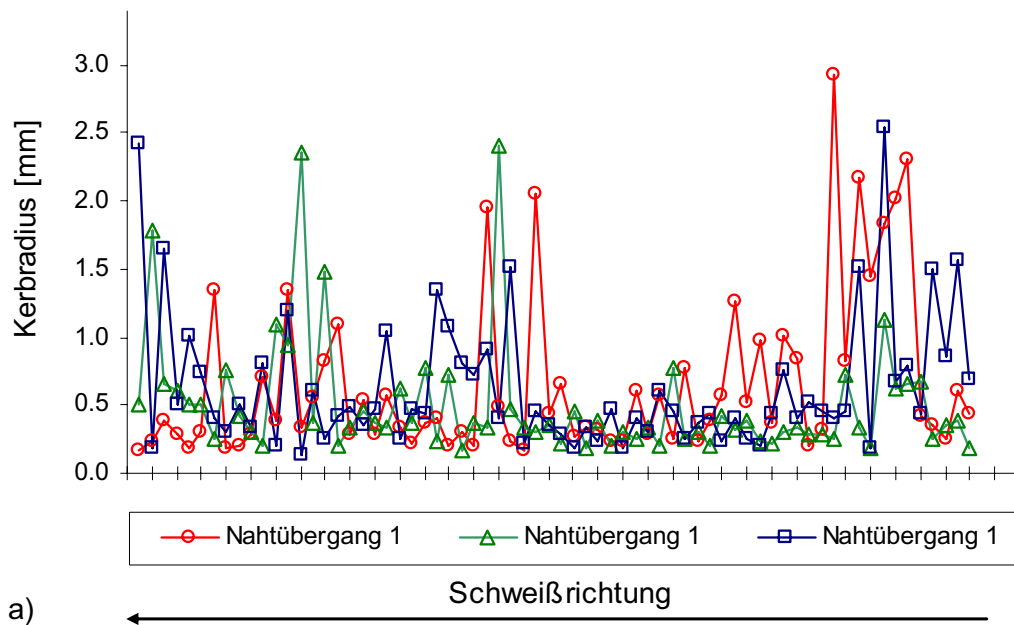
Bezoogene Biegespannung in der Schweißnaht aufgetragen über der bezogenen Nennspannung und über der absoluten Nennspannung:

a) für unterschiedliche Flanschdicken (P5, P12 und P13)

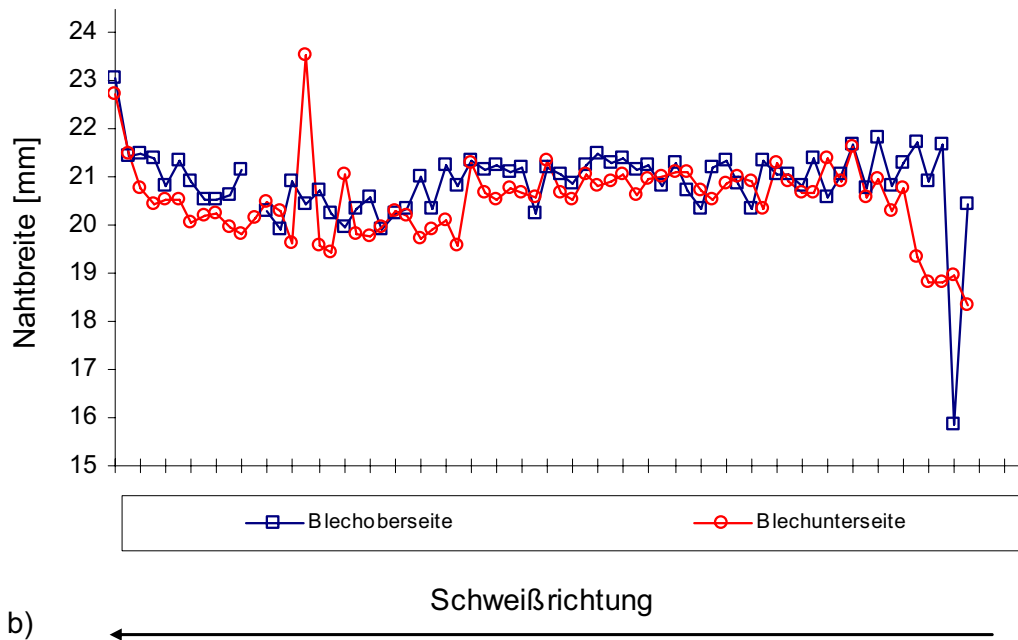
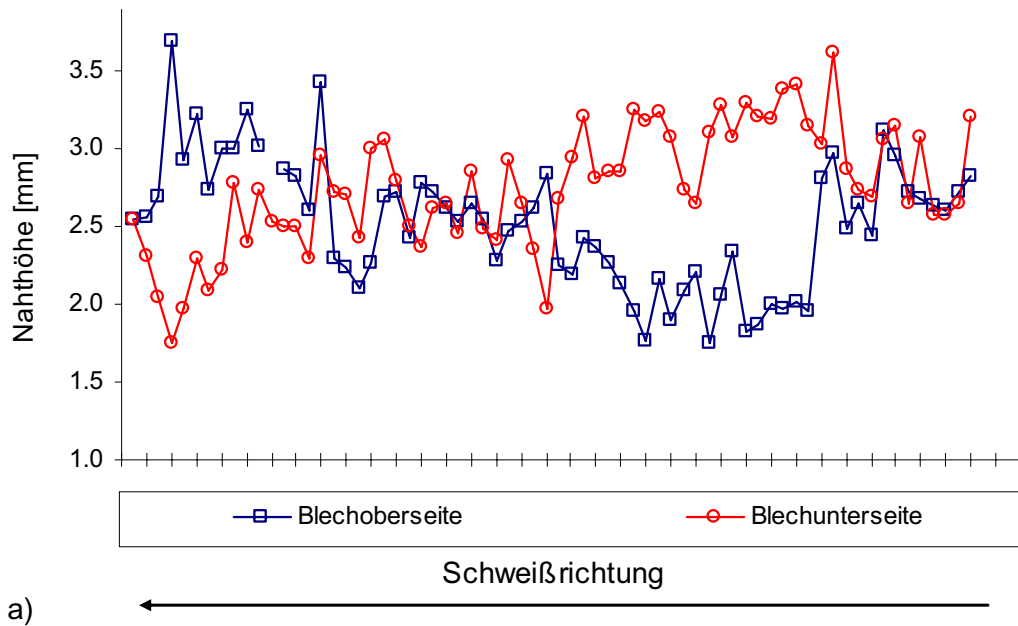
b) für unterschiedliche Schraubenvorspannungen (P5, P14 und P15)



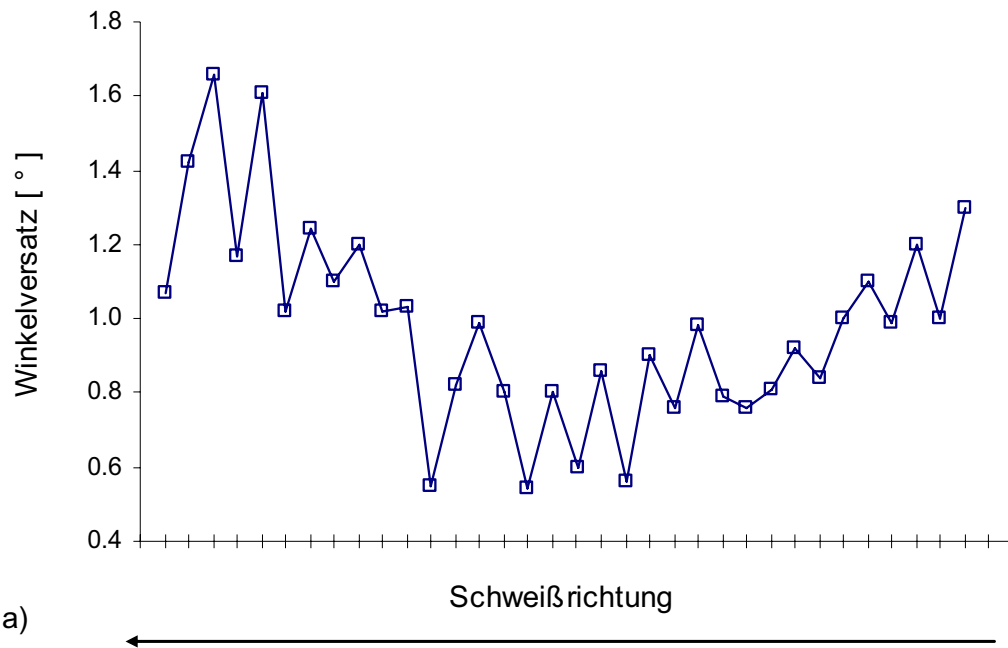
Ablaufdiagramm zur Bestimmung des Kerbradius



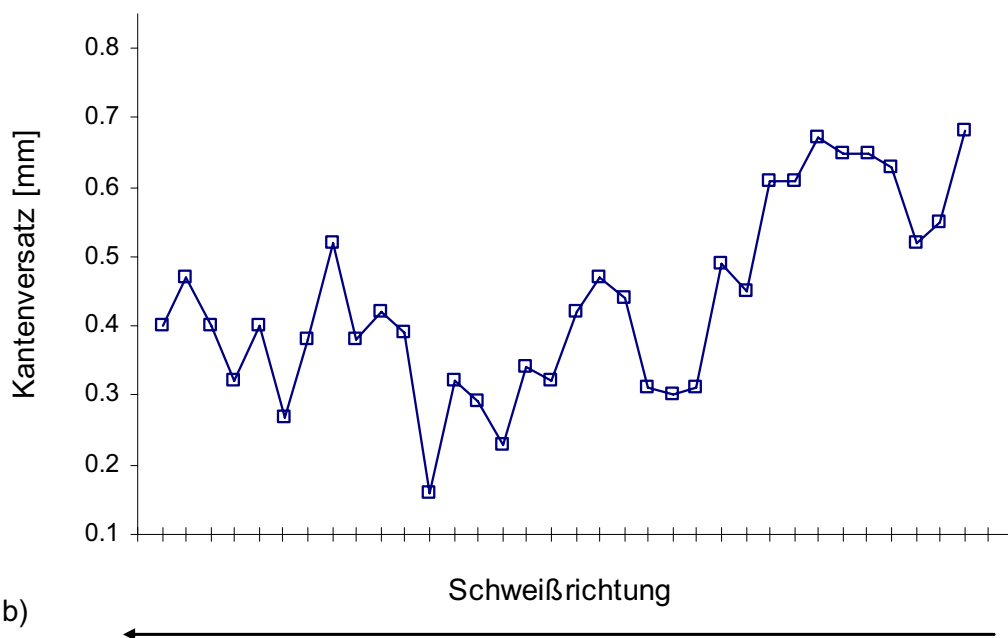
- a) Kerbradien für die Nahtübergänge 1, 2 und 3 aufgetragen über der Schweißnahtlänge
- b) Nahtanstiegswinkel für die Nahtübergänge 1, 2 und 3 aufgetragen über der Schweißnahtlänge



- a) Nahthöhen für die Blechober- und die Blechunterseite aufgetragen über der Schweißnahtlänge
- b) Nahtbreiten für die Blechober- und die Blechunterseite aufgetragen über der Schweißnahtlänge



a)



b)

- a) Winkelversatz aufgetragen über der Schweißnahtlänge
b) Kantenversatz aufgetragen über der Schweißnahtlänge

Blech 1		Nahtübergang 1 Oberseite		Nahtübergang 3 Unterseite		Nahtübergang 4 Unterseite	
Probe	Seite	Radius	Nahtanstiegs- winkel	Radius	Nahtanstiegs- winkel	Radius	Nahtanstiegs- winkel
1-1	links	2.42	43.99	0.51	44.94	0.17	73.24
	rechts	0.18	64.35	1.79	35.52	0.23	62.98
1-2	links	1.65	48.79	0.65	33.67	0.38	72.34
	rechts	0.50	46.22	0.61	46.21	0.28	59.22
1-3	links	1.01	56.79	0.51	51.79	0.18	63.58
	rechts	0.74	32.74	0.50	40.37	0.30	54.09
1-4	links	0.40	53.26	0.25	53.87	1.34	43.45
	rechts	0.31	65.05	0.76	47.50	0.18	64.58
1-5	links	0.50	62.59	0.42	49.98	0.21	76.56
	rechts	0.34	72.77	0.31	65.86	0.29	85.84
1-6	links	0.80	53.30	0.21	72.92	0.70	59.03
	rechts	0.21	81.69	1.09	47.28	0.38	47.78
1-7	links	1.20	44.50	0.95	39.22	1.34	43.44
	rechts	0.13	76.65	2.36	38.86	0.34	55.57
1-8	links	0.61	51.93	0.37	87.32	0.55	60.89
	rechts	0.25	75.47	1.48	51.63	0.82	55.70
1-9	links	0.42	60.10	0.21	77.92	1.09	50.50
	rechts	0.49	64.88	0.33	78.19	0.29	55.87
1-10	links	0.36	63.02	0.46	73.25	0.54	63.13
	rechts	0.47	59.23	0.37	61.06	0.29	56.06
1-11	links	1.04	50.31	0.34	55.49	0.58	64.16
	rechts	0.25	53.15	0.62	57.46	0.33	46.82
1-12	links	0.47	50.30	0.37	83.80	0.22	67.59
	rechts	0.43	40.72	0.78	55.23	0.37	49.22
1-13	links	1.34	43.38	0.23	62.28	0.40	53.20
	rechts	1.07	43.99	0.73	55.74	0.21	77.68
1-14	links	0.80	44.59	0.17	73.83	0.30	70.79
	rechts	0.72	46.40	0.37	85.51	0.21	77.53
1-15	links	0.91	48.47	0.33	46.76	1.95	44.22
	rechts	0.41	51.74	2.41	42.91	0.48	48.78
1-16	links	1.51	45.72	0.47	59.12	0.23	60.79
	rechts	0.22	68.28	0.34	45.03	0.17	87.24
1-17	links	0.46	61.17	0.30	53.51	2.05	37.24
	rechts	0.36	51.67	0.36	63.96	0.44	47.11

Schweißnahtgeometrien der Versuchsproben aus dem Blech 1

Blech 1	Oberseite				Unterseite			
Probe	Breite	Höhe	Winkel- versatz	Kanten- versatz	Breite	Höhe	Winkel- versatz	Kanten- versatz
1-1	23.08	2.55	1.52	0.30	22.72	2.54	0.67	0.32
	21.44	2.56	1.34	0.48	21.48	2.31	0.74	0.48
1-2	21.48	2.69	1.70	0.16	20.76	2.05	0.99	0.39
	21.40	3.69	1.75	0.95	20.44	1.75	1.22	0.38
1-3	20.82	2.92	2.50	0.28	20.56	1.98	1.02	0.45
	21.36	3.23	2.07	0.53	20.56	2.30	1.06	0.34
1-4	20.92	2.74	0.88	0.32	20.08	2.08	0.49	0.35
	20.56	3.00	2.60	0.26	20.20	2.22	0.69	0.37
1-5	20.54	3.01	2.24	0.23	20.24	2.78	1.14	0.42
	20.64	3.25	2.10	0.62	19.96	2.39	0.96	0.33
1-6	21.18	3.02	2.11	0.32	19.80	2.73	0.96	0.45
	20.74	2.94	1.39	0.38	20.16	2.52	1.01	0.29
1-7	20.30	2.87	0.67	0.44	20.48	2.50	0.97	0.36
	19.92	2.82	1.89	0.42	20.28	2.50	1.43	0.28
1-8	20.92	2.60	1.58	0.29	19.64	2.30	0.63	0.43
	20.44	3.44	1.38	0.86	23.54	2.96	0.81	0.52
1-9	20.72	2.29	1.76	0.25	19.60	2.73	0.58	0.45
	20.24	2.23	1.52	0.38	19.44	2.71	0.95	0.44
1-10	19.96	2.10	1.66	0.06	21.08	2.43	0.38	0.52
	20.36	2.26	1.47	0.55	19.80	3.01	0.59	0.54
1-11	20.60	2.69	1.40	0.50	19.76	3.06	0.73	0.36
	19.92	2.72	1.40	0.41	19.96	2.80	0.58	0.29
1-12	20.24	2.42	1.03	0.01	20.28	2.50	0.23	0.11
	20.36	2.78	0.89	0.32	20.20	2.36	0.07	0.20
1-13	21.00	2.72	1.53	0.39	19.72	2.63	0.19	0.32
	20.36	2.62	1.22	0.30	19.92	2.65	0.33	0.28
1-14	21.24	2.53	1.96	0.41	20.12	2.46	0.44	0.01
	20.84	2.65	1.21	0.40	19.56	2.85	0.33	0.34
1-15	21.36	2.54	0.98	0.49	21.28	2.49	0.44	0.17
	21.16	2.27	1.12	0.20	20.68	2.41	0.66	0.07
1-16	21.24	2.47	1.21	0.40	20.56	2.93	0.23	0.43
	21.12	2.53	0.62	0.25	20.80	2.64	0.11	0.28
1-17	21.20	2.63	1.18	0.30	20.68	2.36	0.26	0.36
	20.24	2.84	1.59	0.37	20.60	1.97	0.16	0.25

Schweißnahtgeometrien der Versuchsproben aus dem Blech 1

Blech 2		Nahtübergang 1 Oberseite		Nahtübergang 3 Unterseite		Nahtübergang 4 Unterseite	
Probe	Seite	Radius	Nahtanstiegs- winkel	Radius	Nahtanstiegs- winkel	Radius	Nahtanstiegs- winkel
2-1	links	0.29	86.95	0.22	67.23	0.65	53.55
	rechts	0.19	88.71	0.46	51.73	0.27	64.46
2-2	links	0.34	55.54	0.18	87.42	0.33	76.52
	rechts	0.23	61.06	0.39	55.14	0.32	88.83
2-3	links	0.47	43.01	0.21	80.35	0.23	60.67
	rechts	0.18	63.47	0.30	70.80	0.24	56.45
2-4	links	0.40	44.76	0.25	79.98	0.60	54.56
	rechts	0.30	53.14	0.33	76.95	0.28	59.90
2-5	links	0.61	58.91	0.21	84.93	0.57	66.23
	rechts	0.45	53.31	0.77	69.65	0.25	75.39
2-6	links	0.25	75.08	0.26	89.47	0.77	51.29
	rechts	0.37	61.10	0.30	70.20	0.24	56.91
2-7	links	0.43	48.45	0.21	75.43	0.39	69.07
	rechts	0.23	60.70	0.42	59.27	0.57	34.55
2-8	links	0.40	65.82	0.32	88.08	1.26	55.69
	rechts	0.25	53.78	0.39	55.37	0.53	43.05
2-9	links	0.21	74.08	0.23	88.16	0.97	72.21
	rechts	0.43	40.69	0.22	67.04	0.37	86.79
2-10	links	0.75	44.05	0.30	89.14	1.01	45.55
	rechts	0.40	44.48	0.34	70.66	0.84	28.47
2-11	links	0.52	57.99	0.29	77.59	0.21	78.24
	rechts	0.46	44.29	0.29	89.92	0.32	62.27
2-12	links	0.40	53.29	0.25	80.75	2.93	43.05
	rechts	0.46	52.08	0.73	61.33	0.82	29.23
2-13	links	1.51	52.82	0.33	47.20	2.17	31.08
	rechts	0.18	63.92	0.18	64.00	1.45	22.72
2-14	links	2.55	43.68	1.13	51.20	1.83	44.66
	rechts	0.68	31.99	0.62	45.23	2.02	40.86
2-15	links	0.79	54.36	0.65	59.61	2.30	40.08
	rechts	0.43	40.63	0.67	51.31	0.42	42.01
2-16	links	1.49	48.78	0.25	80.30	0.36	64.15
	rechts	0.85	28.09	0.36	64.15	0.25	80.30
2-17	links	1.57	47.64	0.39	55.93	0.60	41.95
	rechts	0.69	35.46	0.18	63.87	0.43	56.93

Schweißnahtgeometrien der Versuchsproben aus dem Blech 2

Blech 2	Oberseite				Unterseite			
Probe	Breite	Höhe	Winkel- versatz	Kanten- versatz	Breite	Höhe	Winkel- versatz	Kanten- versatz
2-1	21.20	2.25	1.16	0.70	21.36	2.67	0.49	0.59
	21.08	2.20	0.86	0.27	20.68	2.94	0.93	0.34
2-2	20.88	2.43	0.84	0.32	20.52	3.21	0.17	0.44
	21.24	2.37	0.81	0.53	21.04	2.81	0.42	0.48
2-3	21.48	2.26	1.63	0.27	20.84	2.85	0.52	0.27
	21.32	2.13	0.91	0.42	20.92	2.86	0.54	0.27
2-4	21.40	1.96	0.94	0.16	21.04	3.26	0.55	0.28
	21.16	1.76	0.93	0.45	20.64	3.19	0.62	0.32
2-5	21.24	2.16	1.04	0.40	20.96	3.24	1.27	0.11
	20.84	1.90	1.06	0.31	21.00	3.08	0.57	0.42
2-6	21.28	2.09	0.91	0.39	21.12	2.73	0.34	0.50
	20.72	2.20	0.95	0.61	21.12	2.65	0.95	0.44
2-7	20.36	1.76	0.84	0.23	20.72	3.10	0.40	0.49
	21.20	2.06	1.26	0.65	20.52	3.28	0.53	0.41
2-8	21.36	2.34	1.10	0.43	20.88	3.08	0.29	0.57
	20.88	1.83	1.21	0.76	21.00	3.30	0.63	0.67
2-9	20.36	1.86	1.14	0.28	20.92	3.21	0.72	0.74
	21.36	2.00	1.14	0.50	20.36	3.20	0.68	0.91
2-10	21.04	1.98	1.08	0.59	21.28	3.39	0.45	0.77
	21.04	2.02	1.08	0.81	20.92	3.42	0.76	0.49
2-11	20.84	1.95	1.34	0.46	20.68	3.15	0.69	0.88
	21.40	2.81	1.63	0.62	20.68	3.03	0.34	0.64
2-12	20.60	2.98	1.29	0.76	21.40	3.63	0.60	0.68
	21.04	2.49	1.73	0.46	20.92	2.87	0.80	0.68
2-13	21.68	2.64	1.02	0.61	21.64	2.74	0.64	0.68
	20.76	2.45	1.43	0.73	20.60	2.69	0.89	0.52
2-14	21.84	3.12	1.60	0.59	20.96	3.06	0.92	0.40
	20.84	2.96	1.54	0.48	20.28	3.15	0.74	0.62
2-15	21.32	2.72	1.00	0.23	20.80	2.65	0.88	0.76
	21.72	2.68	1.38	0.76	19.36	3.08	0.74	0.45
2-16	20.92	2.64	1.62	0.34	18.80	2.57	1.04	0.76
	21.68	2.60	1.51	0.86	18.80	2.57	1.04	0.76
2-17	15.86	2.72	1.80	0.29	18.96	2.64	0.62	0.77
	20.44	2.83	0.10	0.31	18.32	3.21	0.83	0.52

Schweißnahtgeometrien der Versuchsproben aus dem Blech 2

