

Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau
Experimentelle Spannungsanalyse
der Technischen Universität München

**NUMERISCHE UND EXPERIMENTELLE SHAKEDOWN - UNTERSUCHUNGEN AN
DRUCKBEHÄLTERSTUTZEN**

GERHARD MEIER

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen
Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTOR-INGENIEURS (DR.-ING.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. D. Weuster-Botz

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Strohmeier
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. J. Stichlmair

Die Dissertation wurde am 16.12.2004 bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 28.06.2005
angenommen.

Die vorliegende Arbeit wurde im Internet auf dem Server der
Bibliothek der Technischen Universität München veröffentlicht.

Druck: Eigenverlag

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau - Experimentelle Spannungsanalyse an der Technischen Universität München. Mein Dank gilt jenen, die mich in dieser Zeit unterstützt haben.

Besonderer Dank gilt speziell meinem Doktorvater Ordinarius Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Strohmeier für die finanzielle Förderung, die Unterstützung der Arbeit und den wissenschaftlichen Freiraum bei der Bearbeitung des Forschungsthemas.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. habil. J. Stichlmair danke ich für sein Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Korreferats sowie Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. D. Weuster-Botz für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Meinen Kollegen, Herrn Dr.-Ing. (Univ.) R. Hölzl, Herrn Dr.-Ing. (Univ.) M. Fischer, Herrn Dipl.-Ing. (Univ.) Th. Berger, Herrn Dipl.-Ing. (Univ.) M. Jandeleit, Herrn Dipl.-Ing. (Univ.) S. Pilhar, Herrn Dipl.-Ing. (Univ.) T. Kühn, Herrn Dipl.-Ing. (Univ.) R. Aberl, Herrn Dipl.-Ing. (Univ.) C. Reichel, Herrn Dipl.-Ing. (Univ.) T. Herrmann und Herrn Dipl.-Ing. (Univ.) J. Deininger, danke ich ausdrücklich für das kollegiale Verhältnis am Lehrstuhl. Sie haben in erheblichem Maße zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen. Darüber hinaus danke ich ihnen auch für die Unterstützung bei meinen Lehrstuhlaufgaben. Eigens bedanke ich mich bei Herrn Dr.-Ing. (Univ.) E. Merkl und Herrn Dr.-Ing. (Univ.) R. Kauer für die fachlichen Diskussionen und die elementare Einweisung in die experimentelle Spannungsanalyse.

Einen wichtigen Beitrag durch ihre Hilfe und Unterstützung lieferten auch meine Diplomanden, Semestranten und wissenschaftliche Hilfskräfte, allen voran Frau Dipl.-Ing. (Univ.) A. Mooser, Herr Dipl.-Ing. (Univ.) A. Gravic, Herr Dipl.-Ing. (Univ.) H. Brandt, Herr Dipl.-Ing. (Univ.) O. Graf, Herr Dipl.-Ing. (Univ.) O. Kreil, Herr Dipl.-Ing. (Univ.) M. Fischer, Herr Dipl.-Ing. (Univ.) S. Thalmair und Herr Dipl.-Ing. (Univ.) N. Raouafi.

Nicht zuletzt gilt mein Dank den Mitarbeitern der Werkstatt, den Herren A. Hohberger, A. Viehweider, H. Eppert, H. Herzig, J. Geissinger, für ihre Hilfe bei der Planung und dem Aufbau der Versuchsanlage und der vielfältigen Hilfestellungen im Laufe der Versuche.

Frau E. Jäger danke ich für die verständnisvolle und stets hilfsbereite Unterstützung bei meiner Tätigkeit als Leiter des Praktikantenamts der Fakultät für Maschinenwesen.

Zudem danke ich meiner Familie und meinen Freunden für ihr Interesse und für ihr Verständnis. Mein besonderer Dank gilt schließlich Frau Monika Meier, die für die vorliegende Arbeit die große Mühe des Korrekturlesens übernahm.

Der Deutschen Forschungs-Gemeinschaft sei für die Finanzierung und Begutachtung des Projekts gedankt.

Garching, im November 2004

Gerhard Meier

Wir dürfen nicht aufhören zu forschen, und am Ende unseres Forschens werden wir dort ankommen, wo wir am Anfang standen – und diesen Ort zum ersten Mal wirklich verstehen. - T.S. Elliot

Formelzeichen
Mathematische Grundlagen für das inelastische Materialgesetz

Es wird die Newtonsche Summationskonvention verwendet. Immer wenn ein Index wiederholt wird, bedeutet das eine Summation diesen Index betreffend. Der Bereich der Summation ist gleich der Dimension des Raumes. Folgende Formeln veranschaulichen diese Definition:

$$x_1 \cdot e_1 + x_2 \cdot e_2 + x_3 \cdot e_3 = \sum_{i=1}^3 x_i \cdot e_i = x_i \cdot e_i$$

$$u_{ij}v_{ij} = u_{11}v_{11} + u_{12}v_{12} + u_{13}v_{13} + u_{21}v_{21} + u_{22}v_{22} + u_{23}v_{23} + u_{31}v_{31} + u_{32}v_{32} + u_{33}v_{33}$$

$$\sigma_{ij}\varepsilon_{ij} = \sigma_{11}\varepsilon_{11} + \sigma_{22}\varepsilon_{22} + \sigma_{33}\varepsilon_{33} + 2(\sigma_{12}\varepsilon_{12} + \sigma_{23}\varepsilon_{23} + \sigma_{31}\varepsilon_{31})$$

da $\sigma_{ij} = \sigma_{ji}$ und $\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ji}$ für $i \neq j$ (Symmetrie der Tensoren)

Das Kronecker Delta $\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{wenn } i = j \\ 0 & \text{wenn } i \neq j \end{cases}$

Deutsche Formelzeichen:

A	Fläche
A_i	Deckelinnenfläche
A_w	Fläche der Zylinderwand
a_0	Abklinglänge im Grundrohr
B	Querschnittsbreite
B_{ijkl}	Matrix der elastischen Konstanten, abhängig von E und ν
b	Parameter der isotropen Verfestigung
c	Parameter der kinematischen Verfestigung
D_i	Behälterinnendurchmesser
d_a	Stutzenaußendurchmesser
d_i	Stutzeninnendurchmesser
E	Elastizitätsmodul
E_i	E-Modul der i-ten Iteration (ECM)

F	Last, Kraft, Zugkraft
f	Faktor für die Abklinglänge
f	Frequenz
g_1, g_2, g_3	Parameter der kinematischen Verfestigung
$g(x)$	Funktion g in Abhängigkeit von x
H	Querschnittshöhe
H_f	Verfestigungsmodul
i	Iterationsschritt
I_1, I_2, I_3	Invarianten des Spannungstensors
k	Fließgrenze
J_1, J_2, J_3	Invarianten des Spannungsdeviators
M	Moment, Stützenmoment
M_T	Traglastmoment
M_y	Fließmoment
m	dimensionsloses Moment
N	Zuglast
N_T	Traglastgrenze der Zuglast
N_y	Fließlast
n	dimensionslose Zugkraft
n	Anzahl der Lastzyklen
P	Last
P_D	Belastung, Bezugslast
P_T	Grenzlast (ECM)
P_S	Shakedown-Last (ECM)
p_i	Innendruck
q	Parameter der isotropen Verfestigung
q	Exponent (ECM)
R	isotrope Verfestigung

$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$	Spannungsverhältnis
R_e	Untere Streckgrenze
S	Behälterwandstärke
S	Sicherheitsfaktor
s	Stützenwandstärke
t	Zeit
T	Schwingspieldauer, Periode
s_{ij}	Deviatorspannung
V	Volumen
X	Lokaler Ort
X_{ij}	kinematische Verfestigung
$X_{1,ij}, X_{2,ij}, X_{3,ij}$	Anteile der kinematischen Verfestigung
x	Überstand (durchgesteckter Stützen)

Griechische Formelzeichen:

α	Stützenwinkel
α	Fließflächengeometrieparameter
α	Orientierungswinkel (DMS-Rosette)
ε	Dehnung
ε_{2a}	Dehnschwingbreite
ε_F	Dehngrenze
ε_m	Mitteldehnung
ε_{\max}	Maximale Dehnung
ε_{\min}	Minimale Dehnung
ε_v	Vergleichsdehnung
ε_{ij}^e	Elastische Dehnungskomponenten
$\Delta\varepsilon_{ij}^p$	plastisches Dehnungsinkrement

ε_v^p	plastische Vergleichsdehnung
ε_{ij}^t	thermische Dehnungskomponenten
γ	Parameter der kinematischen Verfestigung
ν	Querkontraktionszahl
ρ_{ij}	Eigenspannungskomponenten
σ	Spannung
σ_a	Spannungsamplitude
$2\sigma_a$	Spannungsschwingbreite
σ_{ax}	axiale Zugspannung in der Zylinderwand
σ_{el}	(fiktiv) elastische Spannung
σ_{ij}	Spannungskomponenten
σ_m	Mittelspannung, hydrostatischer Spannungszustand
σ_{\max}	Maximalspannung, Oberspannung
σ_{\min}	Minimalspannung, Unterspannung
σ_n	Bezugsspannung (ECM)
σ_R	Spannungsgrenzwert (ECM)
σ_r	Eigenspannung
σ_y	Fließgrenze
σ_v	Vergleichsspannung
τ_0	Oktaederschubspannung
Ω	Fließpotential

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	11
2	Grundlagen und Definitionen.....	18
2.1	Bauformen von Druckbehälterstützen.....	18
2.2	Grenzlasten	20
2.3	Schwingbeanspruchung	22
2.4	Eigenspannungen.....	24
2.5	Aussagen von Fließkurven	24
2.6	Melan's Shakedown Theorem (statisches Shakedown Theorem)	29
2.7	Koiter's Shakedown Theorem (kinematisches Shakedown Theorem).....	31
3	Zielsetzung der Arbeit	32
4	Literaturübersicht	39
4.1	Analytische Lösungen für Stützen-Zylinder-Verbindungen.....	39
4.2	Numerische Analysen von Druckbehälterstützen	42
4.3	Experimentelle Untersuchungen an Stützen.....	46
4.4	Shakedown-Ratcheting.....	54
4.5	Zusammenfassung	61
5	Rechteckquerschnitt - Analytische Shakedown-Grenze.....	62
6	Stützenmodelle zur numerischen Analyse.....	65
7	Elastische Kompensationsmethode (ECM).....	71
7.1	Numerische-Grenzlast-Analyse mittels ECM.....	73
7.2	Bestimmung der Shakedown-Last mit Hilfe der ECM.....	75
7.3	Integration der ECM in das FEM-Programm MARC/MENTAT.....	80
7.4	Validierung der ECM-Ergebnisse mit bekannten Lösungen	81
7.4.1	Rechteckquerschnitt unter Momenten- und Zugkraftbelastung	81
7.4.2	Platte mit Loch	85
7.5	Grenzlasten (ECM) von Stützen unter Innendruck und äußerer Last	90
8	Shakedown durch adaptive Belastungsvariation (ASDA)	98
8.1	Grundüberlegungen und Umsetzung.....	98

8.2	Berechnung und Ergebnisse	101
9	Ermittlung der Werkstoffkennwerte.....	110
9.1	Einachsiger Zugversuch	111
9.2	Spannungs-Dehnungs-Hysteresekurve bei zyklischer Beanspruchung .	113
9.3	Numerische Simulation des inelastischen Stoffverhaltens	115
9.3.1	Grundlagen für elastisch-plastisches Materialverhalten	116
9.3.2	DRUCKER'S Postulat.....	117
9.3.3	Spannungszustand, Spannungsdeviator	118
9.3.4	Fließpotential nach VON MISES	119
9.3.5	Dehnungsänderung	120
9.3.6	Fließregel.....	121
9.3.7	Isotrope Verfestigung.....	122
9.3.8	Kinematische Verfestigung	123
9.3.9	Konsistenzbedingung	124
9.3.10	Approximation der inkrementellen plastischen Vergleichsdehnung.....	125
9.3.11	Übergangsfliesspotential (ÜFP)	126
9.3.12	Implementierung des Werkstoffmodells in MARC	128
9.4	Experimentelle Ermittlung der zyklischen Werkstoffparameter.....	129
9.4.1	Isotrope Verfestigung.....	132
9.4.2	Kinematische Verfestigung	134
10	Vorversuche	138
10.1	Prinzipversuch - Flansch mit Rohranschluss unter Querkraftbelastung .	139
10.2	Prinzipversuch - Rechteckquerschnitt unter zyklischer Momenten- und konstanter Zugbelastung	155
10.2.1	Versuchsaufbau.....	156
10.2.2	Versuchsdurchführung und Ergebnisse am Rechteckquerschnitt	159
11	Shakedown-Analysen von Stutzen	166
11.1	Photostress-Methode - Spannungsoptischer Versuch am Stutzen.....	166
11.2	Versuchsbehälter DN 500 mit Stutzen.....	168
11.3	Versuchseinrichtung für den Versuchsbehälter DN 500	172
11.4	DMS-Applikation am Versuchsbehälter DN 500	178
11.5	Versuchsaufbau.....	185

11.6	Versuchsdurchführung.....	187
11.7	Ergebnisse der experimentellen und numerischen Shakedown- Untersuchungen	190
11.7.1	Stutzen DN 150 90°	196
11.7.2	Stutzen DN 150 45°	206
11.7.3	Stutzen DN 100 90°	218
11.7.4	Stutzen DN 100 45°	225
12	Zusammenfassung und Ausblick.....	231
13	Literaturverzeichnis	236

1 Einleitung

Im Apparatebau sind geschweißte Behälterstützen bzw. Stützenfelder elementare Bestandteile, die im allgemeinen einer hohen Beanspruchung unterliegen. Durch die für den Flüssigkeits- oder Gasaustausch notwendige Behälteröffnung treten am Öffnungsrand (Strukturkerbe) allein durch den betriebsbedingten Innendruck hohe Spannungen auf (Abb. 1). Diese Spannungsspitzen resultieren aus den in den Wandungen wirkenden Kräften und Momenten. Deren Größe richtet sich nach dem Durchmesser Verhältnis von Stützen zu Behälter und nach der Konstruktion des Ausschnitts. Überlagert wird die Grundbeanspruchung Innendruck durch zusätzliche Lasten, die über die angeschlossene Rohrleitung eingeleitet werden. Diese Zusatzbeanspruchungen können in den Auswirkungen die durch Innendruck hervorgerufenen Spannungen durchaus überschreiten. Sie resultieren z. B. aus behinderten Wärmedehnungen, Rohrleitungsschwingungen, Druckstößen, An- und Abfahrvorgängen.

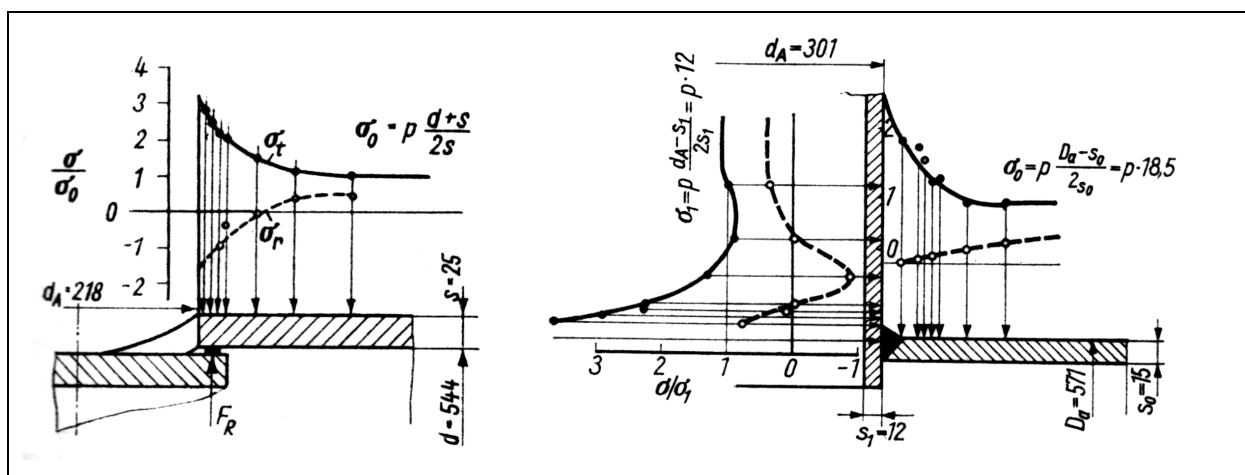


Abb. 1: Kerbspannungen am Hohlzylinder mit Ausschnitt und am eingeschweißten Stützen [82]

Für den Schweißnahtbereich (Strukturkerbe und Schweißnahtkerbe) ergeben sich Beanspruchungserhöhungen, welche die Lebensdauer in größerem Maße als die durch den Innendruck bedingten Anstrengungen beeinträchtigen. Insbesondere bei schrägen Rohrleitungsanschlüssen, welche nicht zu den Standardausführungen von Behälterstützen zählen, jedoch aufgrund von konstruktiven und strömungstechnischen Gesichtspunkten ihre Anwendung finden, ergibt sich bei reiner Innendruckbelastung an der spitzwinkligen Seite ein Beanspruchungsmaximum [119]. Durch die in den Regelwerken [1][7] verankerte

Methode des Flächenvergleichsverfahrens [126], bei dem eine Abschätzung über ein Kräftegleichgewicht im Querschnitt der Stutzebene erfolgt, kann ein derartiges strukturbedingtes lokales Anstrengungsmaximum (Abb. 2) nicht berücksichtigt werden. Eine Kurzfassung zur Berechnung von verschiedenen Stutzegeometrien und -anordnungen mit Hilfe des Flächenvergleichsverfahrens ist in [126] dargestellt. Für den Fall äußere mechanische Zusatzbeanspruchungen begnügen sich Regelwerke meist mit einem allgemeinen Hinweis, so dass explizit anwendbare Berechnungsgrundlagen hierfür häufig fehlen.

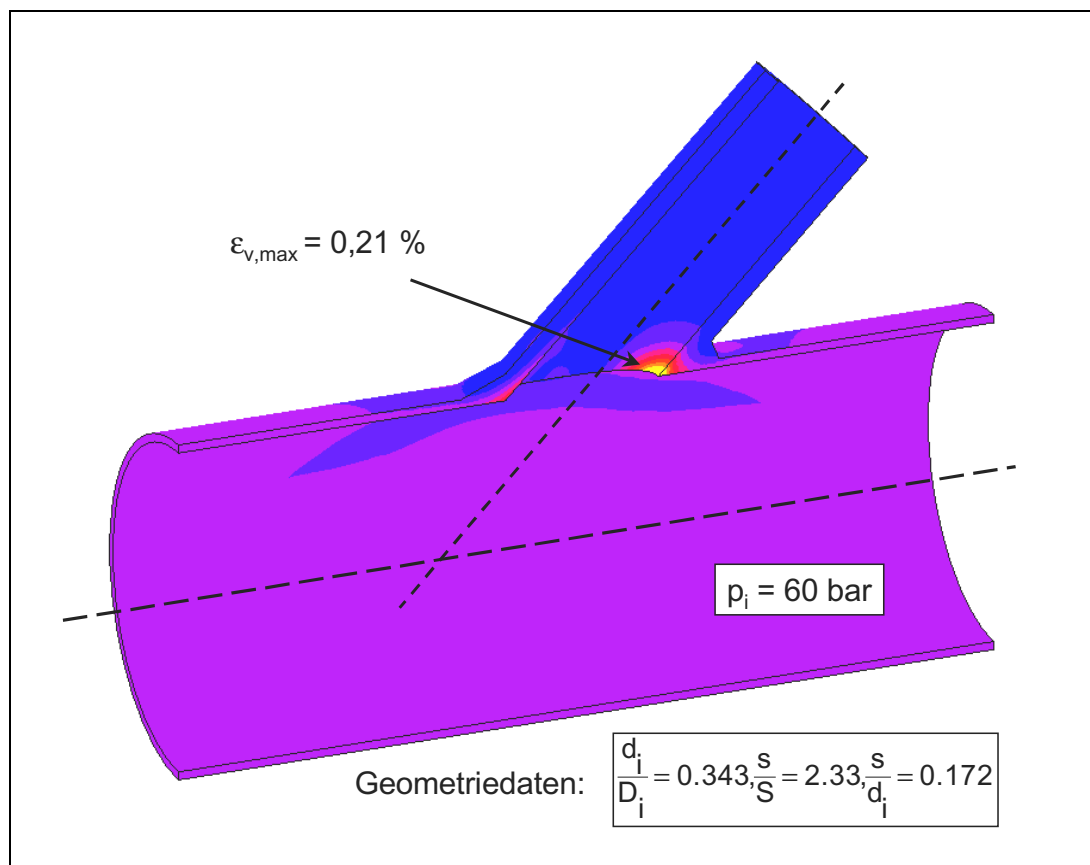


Abb. 2: Beanspruchungsmaximum an der spitzwinkligen Seite des schrägen Stutzens bei Innendruckbelastung

Technische Baukörper werden im gefährdeten Querschnitt praktisch immer ungleichmäßig belastet. Würde man als Berechnungsphilosophie für die Belastungsgrenze das Ende des elastischen Zustands festlegen, so wäre die Tragfähigkeit eines solchen Bauteils erschöpft, wenn die Spannung die Streckgrenze des Werkstoffs erreicht hat. Da die Maximalspannung aber fast ausnahmslos in Form einer Spannungsspitze auftritt, die mehr oder weniger hoch über der Mittelspannung liegt und örtlich eng begrenzt ist, würde damit der Werkstoff nur sehr

mangelhaft genutzt. Man lässt daher bei Bauteilen aus verformbarem Werkstoff unter statischer Belastung an der höchstbeanspruchten Stelle im allgemeinen plastische Verformungen von begrenzter Höhe zu, um eine gleichmäßige Beanspruchungsverteilung durch Spannungsumlagerung zu erzielen.

Wenn man an die Festigkeit eines Werkstoffes denkt, so wird man in der Regel zunächst stillschweigend von einer einsinnigen Belastung ausgehen und die Belastbarkeit durch eine ingenieurmäßige Größe wie die 0,2% Dehngrenze bewerten (Abb. 2). Nahezu alle in der Technik eingesetzten Bauteile werden nicht nur einsinnig oder statisch belastet, sondern unterliegen einer wechselnden mechanischen oder thermischen Belastung. Auch Rohrleitungen und Druckbehälter unterliegen in den seltensten Fällen einer ausschließlichen statischen Beanspruchung, sondern deren Lebensdauer wird durch die Häufigkeit von Beanspruchungswechsel beeinflusst. Bei der Dimensionierung der Wanddicke von Rohrleitungen sind folgende Versagensursachen zu beachten:

- größere plastische Deformationen sind zu vermeiden
- die größte Beanspruchung darf keinen Anriss oder Bruch hervorrufen
- die im Betrieb veränderliche Beanspruchung darf zu keinem Anriss führen

Bauteile im Maschinen- und Anlagenbau sind in der Regel mehrachsigen, zyklischen Beanspruchungen ausgesetzt. Das Versagen dieser Bauteile kann zu erheblichen wirtschaftlichen Verlusten und Gefährdungen von Menschen und Umwelt führen. Deshalb werden große Anstrengungen unternommen, um entsprechende Modelle zur Berechnung des mechanischen Verhaltens zu entwickeln. Eine wesentliche Ursache für die Alterung von Bauteilen in Kraftwerken ist die Werkstoffermüdung hervorgerufen durch wiederholte Spannungsschwingungen bei mechanischen und thermischen Beanspruchungen. Die Ermüdungsbelastung setzt sich zusammen aus einer Reihe von Ereignissen mit bestimmten Auftretenshäufigkeiten. Man unterscheidet Belastungen aus normalen und anormalen Betriebsfällen, Prüf- und Notfällen, wobei die Abfolge der Ereignisse im voraus zum Teil nicht bekannt ist. Der Zeitmaßstab bleibt ohne Bedeutung, wenn die Temperaturen unterhalb des Kriechbereiches bleiben und die Belastungsgeschwindigkeiten niedrig sind. Maßgebend für den Ermüdungsnachweis sind die Beanspruchungsschwingbreiten (Dehnungsschwingbreiten).

Bei der Lebensdauer eines zyklisch belasteten Bauteils lassen sich drei Phasen unterscheiden:

Risseinleitungsphase: An der Stelle der höchsten Dehnungswerte bildet sich nach wiederholter plastischer Deformation ein Anriss.

Rissausbreitungsphase: Die Kerbwirkung an der Rissspitze verursacht ein beschleunigtes Fortschreiten des Risses.

Restbruch: Der statische Gewaltbruch tritt ein, wenn die Traglast im Restquerschnitt des Bauteils erreicht ist.

Besonderes Interesse gilt bei der Festigkeitsprüfung deshalb schwingenden Belastungen, die auch bei geringeren Beanspruchungen zu großen Schäden führen können. Schwingend beanspruchte Bauteile besitzen erfahrungsgemäß eine geringere Festigkeit als statisch beanspruchte. Ein Beispiel aus dem Alltag soll die Problemstellung verdeutlichen. Ein Effekt, der allgemein bekannt ist. Benötigt man zum Beispiel im Garten ein Stück Draht und hat kein geeignetes Werkzeug zum Abtrennen eines Stücks griffbereit, wird man kaum versuchen, durch Ziehen den Draht zu zerreißen. Stattdessen wird man den Draht mehrfach auf- und abbiegen. Zunächst hält dieser der relativ geringen Belastung des einmaligen oder zweimaligen Biegens stand. Aber eine bestimmte Anzahl an Wiederholungen führt zur Materialermüdung und in Summe zum Bruch. Ähnliche schwingende Belastungen treten im Apparate- und Anlagenbau in vielfältiger Form auf, zum Beispiel in Rohrleitungen bei Wärmeausdehnung.

Bei nicht ruhender Belastung muss im allgemeinen ein Schwingfestigkeitsnachweis geführt werden. Im Bauteil können Einstufenbelastungen oder regellose Betriebsbelastungen auftreten. Für die Bemessung von Bauteilen wird im Regelfall eine für die Beanspruchung und für das Bauteil geeignete Wöhlerlinie verwendet. Die Kurzzeitfestigkeit grenzt sich über die Formdehngrenze von der Zeitfestigkeit ab. Der daran anschließende Bereich, in dem mehr als 10^6 Lastwechsel ertragen werden, wird als Dauerfestigkeitsbereich bezeichnet. Der Begriff Betriebsfestigkeit umfasst alle drei Bereiche der Lebensdaueranalyse eines Bauteils. Man sollte sich aber bewusst sein, dass es nur wenige feststehende „Wahrheiten“ im weiten Themengebiet der Betriebsfestigkeit gibt und viele Zusammenhänge empirisch abgeleitet wurden. In Zukunft werden auch weiterhin Experimente zum zusätzlichen

Erkenntnisgewinn unerlässlich sein. Es werden sich immer wieder Problemstellungen finden, die von den bekannten Gesetzmäßigkeiten abweichen.

Heute ist die Ermüdungsforschung metallischer Werkstoffe als ein extrem vielparametrisches Gebiet der Werkstofftechnik und Werkstoffwissenschaft - mit einer immer noch großen Zuwachsrate an neuen Erfahrungen und Erkenntnissen - einzustufen.

In der Druckbehältertechnik treten im niederzyklischen Bereich (bis 10^4 Lastwechsel, Kurzzeitfestigkeit) betriebsbedingt (An- und Abfahrvorgänge) größtenteils schwellende oder wechselnde Belastungen auf. Die Ingenieure unterscheiden deshalb bei ihrer Arbeit grundsätzlich zwischen einmaliger und sich wiederholender - schwingender - Belastung. Besonders die Berechnung zyklisch wiederkehrender Belastungen stellt aufgrund der sehr komplexen Mechanismen eine schwierige Herausforderung dar. Bei der Niedriglast-Wechselermüdung (bis etwa 10^4 Lastwechsel) schädigen nur relativ wenige Schwingspiele das Bauteil durch plastische Dehnungszyklisierung an den höchstbeanspruchten Stellen. Die Kumulierung plastischer Wechselverformungen führt zur Bildung mikroskopischer Risse, die dann meist zu lebensdauerbegrenzenden Makrorisse anwachsen. Die sich einstellenden elastoplastischen Wechseldehnungen können aus einer nichtlinearen Finite-Elemente-Analyse unter Berücksichtigung einer möglichst realen Werkstoffkurve bestimmt werden. Dabei zeigt sich, ob es zum Einspielen (Shakedown) oder zu einer fortschreitenden plastischen Wechseldehnung (Ratcheting) mit letztendlichem Versagen des Bauteils kommt. Voraussetzung für den Einspielvorgang in einem Bauteil ist ein duktiler Werkstoff mit ausreichend plastischem Verformungsvermögen.

Oftmals ist die Beurteilung der Gebrauchsfähigkeit von Strukturen hinsichtlich des Versagens wichtiger, als die genaue Kenntnis der sich tatsächlich einstellenden Spannungen und Verschiebungen. Für die Versagensbeurteilung bei statischer Belastung wird im Regelfall die Grenznennspannung oder die Traglast als kennzeichnend zugrunde gelegt, weil Spannungsüberhöhungen an Kerben durch örtliches Plastifizieren abgebaut werden und nur für die örtliche Verformung von Bedeutung sind. Demgegenüber sind gerade diese örtlichen Beanspruchungsüberhöhungen an Kerben für die Lebensdauer schwingend belasteter Bauteile von entscheidender Bedeutung. Bei kraftgeregelter zyklischer

Materialbeanspruchung kann es zu einer progressiven Mitteldehnungsänderung kommen, dem sogenannten Ratcheting [53]. Durch ständige Belastungsumkehr werden an der Kerbe bei entsprechend hoher Last wiederholt große Spannungs- und Dehnungswechsel erzeugt, die dazu führen, dass sich an der Stelle der stärksten Werkstoffbeanspruchung durch Wechselplastifizierung ein Anriss bildet. Treten jedoch in einem Bauteil nach einigen Lastwechseln keine Plastifizierungen mehr auf, so spricht man von Shakedown.

Mit der Shakedown-Analyse steht eine Auslegungs- und Bewertungsmethode für den Low-Cycle-Fatigue-Bereich (LCF, bis 10^4 Lastwechsel) eines Bauteils zu Verfügung, wobei eine Beanspruchungsabschätzung auf der Basis örtlicher Beanspruchungen erfolgt. Das Shakedown-Gebiet beschreibt einen Lastbereich, an denen eine hohe Lebensdauer des Bauteils zu erwarten ist.

Bei schwingenden Beanspruchungen kommt hinzu, dass außer einem Eigenspannungsabbau durch Überschreiten der zügigen Streckgrenze während des ersten Lastspiels, der sich auch über einige wenige weitere Lastspiele hinziehen kann, ein allmählicher Eigenspannungsabbau über viele Lastwechsel auftritt, wenn die Summe aus Last- und Eigenspannungen die zyklische Streckgrenze überschreitet. Eigenspannungen werden deshalb bei Schwingbeanspruchungen umso weitgehender abgebaut, je näher die aufgebrachte Spannungsamplitude der zyklischen bzw. zügigen Streckgrenze kommt.

Bei numerischen Analysen ist immer folgendes in Betracht zu ziehen: Sehr aufwendige Modellierungen, wie realitätsnahes Materialverhalten oder Nachrechnung von zyklischen Betriebslasten, die eine hohe Genauigkeit in den Ergebnissen erwarten lassen, stellen eine große Anforderung an die Hardware und benötigen überproportional viel Rechenzeit. Um im Rahmen einer Analyse diese Verfahren verwenden zu können, ist auch immer ein Kompromiss zwischen erforderlicher Genauigkeit und Zeitbedarf zu finden. Es ist ein Kompromiss zwischen der Feinheit des Modells und der erforderlichen Genauigkeit der Analyse zu erzielen. Ob das immer gelingt, hängt von den zur Verfügung stehenden Ressourcen und dem zeitlichen Rahmen ab, da dies im eigentlichen Sinn selbst ein Optimierungsprozess ist.

Man sollte sich auf der experimentellen Seite vergegenwärtigen, dass die Messung nur eine Momentaufnahme der Realität darstellt und auch mit Ungenauigkeiten

behaftet ist. Als Vergleich sei hier der Fischer und sein Netz genannt. Das Netz besitzt auch nur eine bestimmte Maschenweite, so dass nur Fische ab einer bestimmten Größe abgefischt werden können. Es ist also zur Erzielung eines optimalen Ergebnisses ein Mittelweg zwischen Rechenzeit und Genauigkeit zu finden.

Erläuternd soll zu den durchgeführten numerischen Berechnungen folgendes erwähnt werden:

- Es musste die Netztopologie und die Anzahl der Berechnungsschritte derart gewählt werden, dass Speicherplatz, Berechnungsdauer und Genauigkeit der Ergebnisse möglichst optimal aufeinander abgestimmt wurden.
- Beim Vergleich mit DMS-Messungen ist zu berücksichtigen, dass am Messpunkt über die Gitterlänge eine Mittelung erfolgt. Insbesondere sind bei scharfen Kerben der DMS-Messung geometrische Grenzen gesetzt. Auf Erfahrungen bei Messungen von plastischen Effekten in Kerben konnte auf zurückliegende Arbeiten am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau aufgebaut werden (z.B. [72]).
- Bei den FE-Analysen wurden sowohl Elemente mit linearer als auch quadratischer Ansatzfunktion zur Interpolation der Verschiebungen verwendet. Zur Abschätzung der Berechnungsgenauigkeit, der Rechenzeit und im Vergleich mit den experimentellen Messergebnissen wurden Berechnungen überwiegend mit linearen Elementtypen durchgeführt.

Alle hier dokumentierten numerischen Berechnungen wurden mit dem Programm MARC Version K 7.3 durchgeführt. Die Erstellung der FE-Modelle und Auswertung der Berechnungsergebnisse erfolgte mit Hilfe des Programms MENTAT, das als graphische Oberfläche für das FE-Programm MARC als Standardlösung vorgesehen ist. Einen Überblick zur Anwendung der Finite-Element-Methode mit hilfreichen Literaturhinweisen ist in [4][38][132] wiedergegeben.

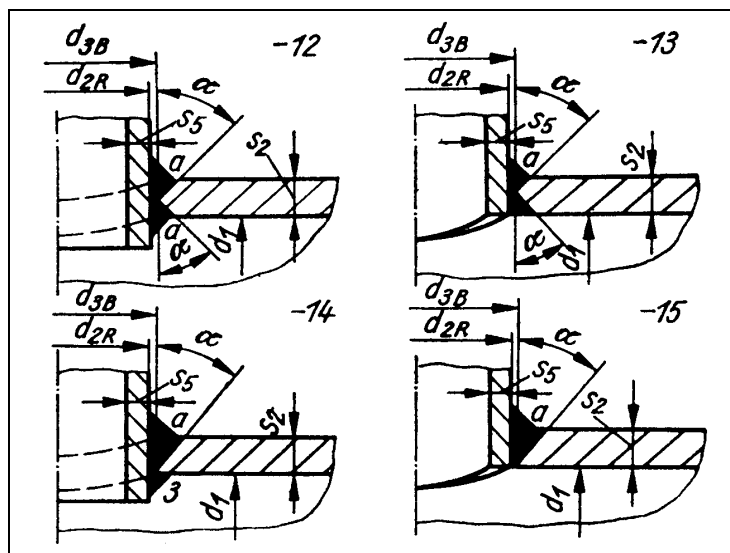
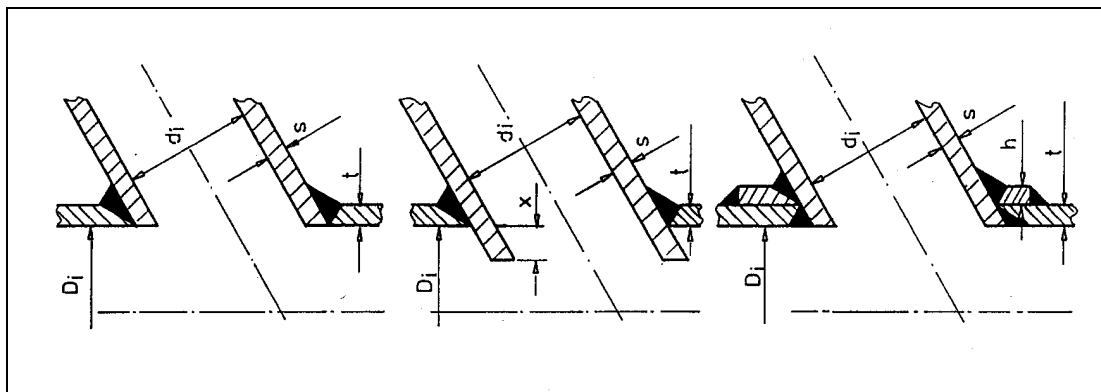
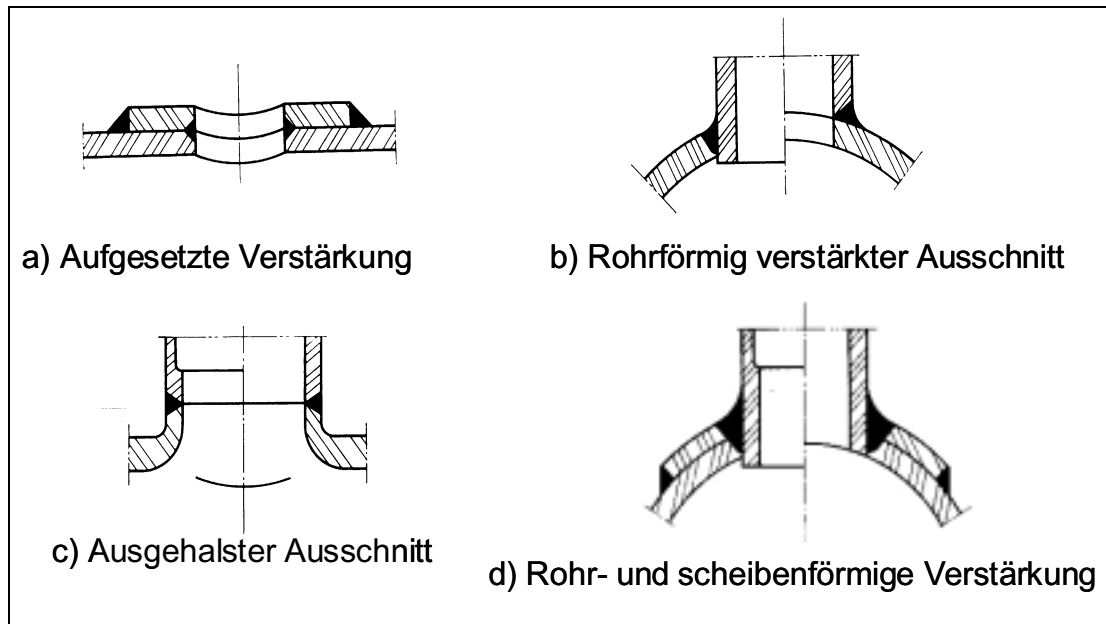
2 Grundlagen und Definitionen

2.1 Bauformen von Druckbehälterstützen

Bei einem Vergleich von gängigen Bautypen, z.B. der Übergangsgestaltung von Behälterstützen, stellt man eine erhebliche Variationsbreite fest (Abb. 3). Im Einzelfall mag eine Sonderausführung angemessen sein. Allgemein bedeutet das jedoch immer die Notwendigkeit einer speziellen Beanspruchungsanalyse, da die Inhomogenitäten des Spannungszustandes Analogieschlüsse von bereits untersuchten Bauformen nur mit großer Unsicherheit zulassen. Die bisherige Auslegungspraxis für Rohre und Behälter ging, soweit sie sich auf das deutsche Regelwerk abstützte, von einer überwiegend als statisch angenommenen Belastung aus. Die trifft jedoch für den Betriebszustand keineswegs zu, wenn man prozessbedingte Laständerungen und Lastwechsel mitbetrachtet, die durchaus in der Größenordnung von 10^4 oder mehr im Verlauf von einigen Jahren liegen können. Neben Innendruckbelastungen sind Bauteile, insbesondere aber Formstücke und Rohre, in Rohrleitungssystemen Zusatzbeanspruchungen ausgesetzt, die in den Auswirkungen die durch Innendruck hervorgerufenen Beanspruchungen durchaus erreichen oder sogar überschreiten können.

Die Ursachen der Zusatzbeanspruchungen sind vielfältig:

- Druckstöße infolge Öffnens oder Schließens von Absperrorganen,
- Krafteinwirkungen infolge behinderter Wärmedehnung von Rohrleitungen,
- Wärmespannungen bei ungleichmäßiger Temperaturverteilung über die Wanddicke,
- Fehlstellen, Formabweichungen und Unrundheiten,
- Eigen- und Beschickungsgewichtsbelastungen,
- Teilverlagerung von Bauwerkskomponenten usw.



(Quelle [82])

Abb. 3: Stutzen und Ausschnittsverstärkungen, Fügeformen von durchgeschweißten Stutzenrohren (rechtwinklig und schräg)

In Regelwerken ist meist nur ein allgemeiner Hinweis zu finden, bei der Bauteilauslegung diese Zusatzlasten in entsprechender Weise zu berücksichtigen. Das führt natürlich leicht dazu, diesen Beanspruchungsfällen bei Standardanwendungen gewöhnlich nicht die nötige Bedeutung beizumessen, da deren Beanspruchungsermittlung mit erheblichem Aufwand verbunden ist. Die aufgezeigte Problemstellung weist darauf hin, dass sich die steigenden Sicherheitsanforderungen bei der langzeitigen Auslegung und Betriebsüberwachung von Anlagenteilen nur auf Grundlage einer umfassenden Kenntnis des Werkstoffverhaltens unter veränderlicher Beanspruchung erfüllen lassen.

2.2 Grenzlasten

Grundlegende Definitionen zu Belastungsgrenzen für den Apparatebau sind in [134] beschrieben.

Die maximal ertragbare Grenzbelastung wird mit plastischer Grenzlast, Grenztragfähigkeit oder Traglast bezeichnet. Für die Ermittlung der Versagensbelastung eines Bauteils wird aufgrund von Unsicherheiten, wie benötigtes Werkstoffgesetz, beeinflussende Eigenspannungen, generell ein homogener, idealplastischer und isotroper Werkstoff zu Grunde gelegt.

Verfahren zur Bestimmung der Grenztragfähigkeit (nach [134]):

- Tangentenschnittverfahren (Abb. 4)

Wird zum Beispiel für die Zylinder-Stutzen-Verbindung der Innendruck als einzig kritische Betriebslast betrachtet (Abb. 4), so kann man auf rechnerischem Wege über eine kontinuierliche Laststeigerung (von 0 bar bis zum Grenzdruck) an der höchstbeanspruchten Stelle die Bauteilfließkurve ermitteln. Durch den Schnittpunkt der Tangenten im elastischem und plastischem Bereich (5% Vergleichsdehnung) lässt sich die Traglast (Grenzdruck) bestimmen.

- Sekantenschnittpunkt (2α -Verfahren)
- Verformungsgrenzwert
- Grenzwert der plastischen Arbeit
- Formdehngrenze

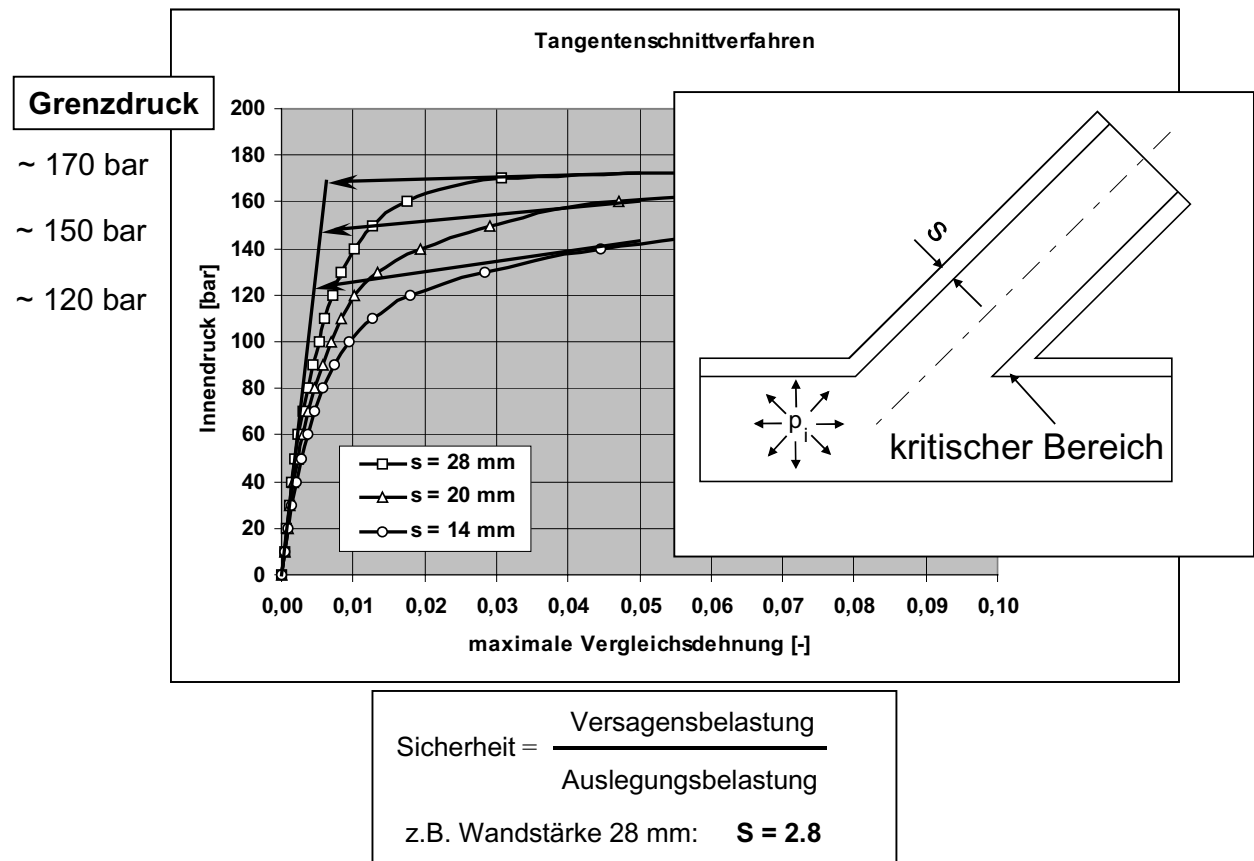


Abb. 4: Tangentenschnittverfahren zur Ermittlung der Traglast an Stutzen mit verschiedenen Wandstärken

Neben dem statischen Versagen bewirken auch zeitlich veränderliche Belastungen durch ihre Häufigkeit Schädigungen im Bauteil. Je nach Höhe rufen wiederkehrende Belastungen elastische als auch plastische Verformungen im Bauteil hervor. Treten nach einigen Belastungszyklen keine zusätzlichen plastischen Deformationen auf, so spricht man von Einspielen bzw. Shakedown. Für das Nichteinspielen (Ratcheting) - d.h. es stellen sich mit jedem Zyklus weiterhin plastische Verzerrungen ein - unterscheidet man folgende zwei Grundformen:

- Alternierende Plastizität
- Fortschreitende Plastifizierung

Die Einordnung der Shakedown-Analyse bezüglich der Art der Beanspruchung in eine Auflistung von unterschiedlichen Versagensarten ist in Abb. 5 dargestellt.

Versagensart	Art der Beanspruchung				
	kurzzeitig		langzeitig		zyklisch
	einmalig	mehrmalig	einmalig	mehrmalig	
Sprödbruch Verformungsbruch Übermäßige Verformung Übermäßige örtliche Dehnungen Instabilität ⁸⁾	U U U, S ¹⁾ U U, S ²⁾				
Fortschreitende plastische Verformung Alternierende Plastizität		U U			
Kriechbruch Übermäßige Kriechverformung Kriechinstabilität Erosion, Korrosion Umgebungsbedingte Rißeinleitung ¹⁴⁾			U S, U ¹⁾ U, S ²⁾ S U		
Kriechbruch Übermäßige Kriechverformung Kriechinstabilität Erosion, Korrosion Umgebungsbedingte Rißeinleitung ¹⁴⁾				U S, U ¹⁾ U, S ²⁾ S U	
Ermüdung Umgebungsbedingte Ermüdung					U U

U Grenzzustand der Tragfähigkeit
S Grenzzustand der Gebrauchsfähigkeit

Abb. 5: Versagensarten und Grenzzustände nach DIN 13445 - Unbefeuerte Druckbehälter [5]

2.3 Schwingbeanspruchung

Als Grundlage für die Beschreibung von Beanspruchungs-Zeit-Verläufen wird ein Schwingspiel zugrundegelegt. Man beschreibt ein Schwingspiel durch folgende Kenngrößen, wobei immer zwei Werte zur eindeutigen Definition notwendig sind (z.B. Amplitude und Mittelwert, Ober- und Unterwert):

- Maximalspannung σ_{\max}
- Minimalspannung σ_{\min}
- Mittelspannung σ_m
- Spannungsschwingbreite $2\sigma_a$
- Schwingspieldauer bzw. Frequenz ($f = 1/T$)

In äquivalenter Weise seien die Dehnungs- und Beanspruchungskenngrößen bezeichnet.

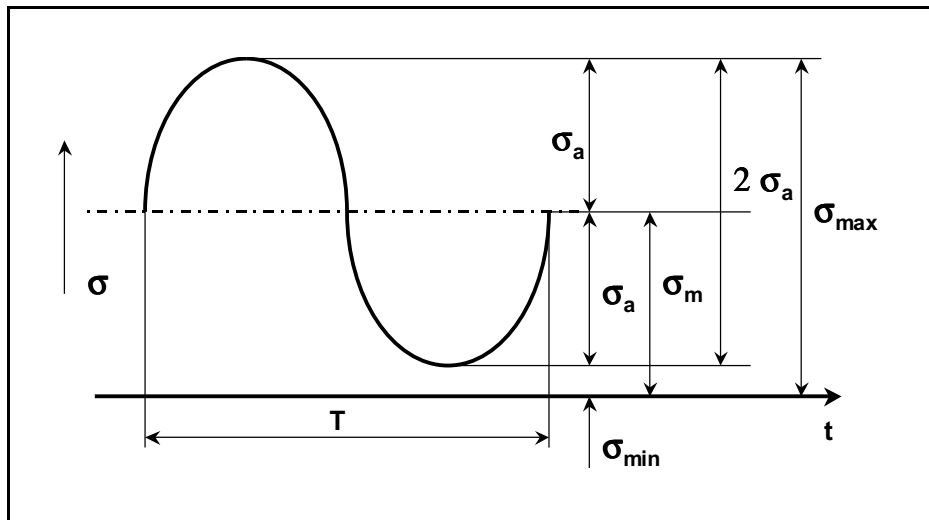


Abb. 6: Kenngrößen eines Schwingungs

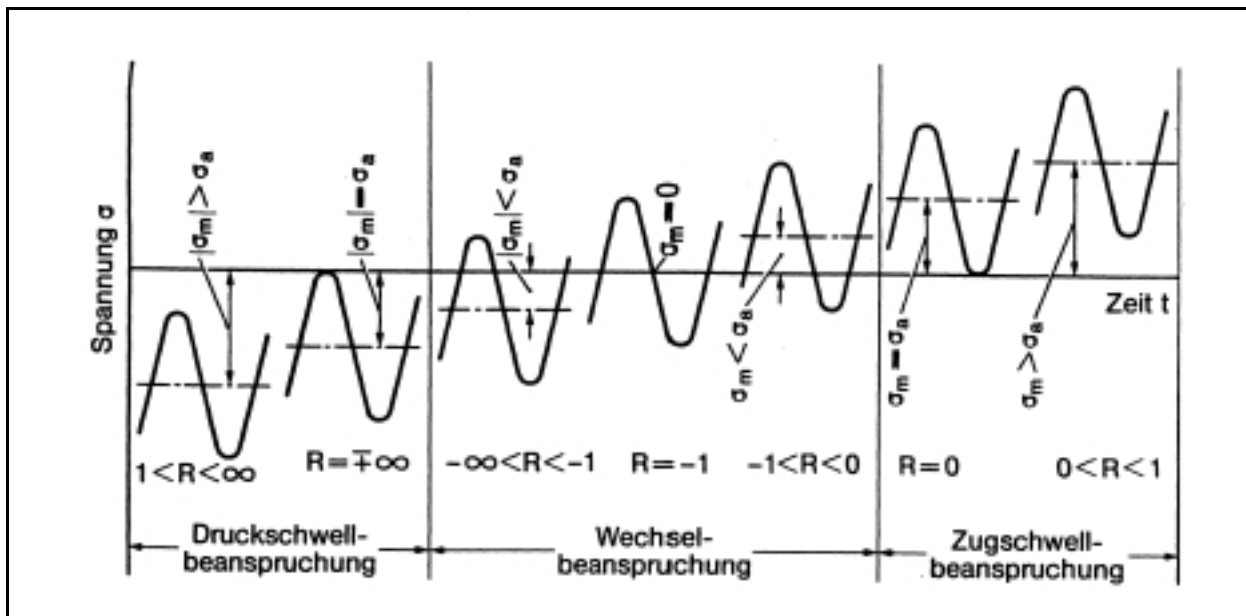


Abb. 7: Schwingungsformen, Beanspruchungsbereiche und Beanspruchungskennwerte

Je nach Lage der Schwingenspiele bezüglich der Nulllinie unterscheidet man verschiedene Beanspruchungsbereiche. Beanspruchungen, deren Amplituden die Nulllinie schneiden, zählt man zu den Wechselbeanspruchungen. Schwellbeanspruchungen schneiden die Nulllinie nicht. Reine Wechselbeanspruchung ist durch $\sigma_m = 0$ bzw. $R = -1$ (R Spannungsverhältnis) gekennzeichnet.

2.4 Eigenspannungen

Unter Eigenspannungen versteht man Spannungen, die sich in einem Bauteil ohne Einwirkung äußerer Belastungen einstellen können. Da nach außen hin keine Kraft wirkt, müssen sie sich insgesamt gegenseitig aufheben. Die Eigenspannungen in einem inneren Querschnitt treten daher notwendigerweise immer in einer solchen Verteilung auf, dass die Gleichgewichtsbedingung erfüllt ist. Der räumlichen Ausdehnung nach kann man die Eigenspannungen unterteilen in solche erster, zweiter und dritter Art. Eigenspannungen erster Art erstrecken sich im Werkstoffgefüge gleichmäßig über eine Vielzahl von Körner. Eigenspannungen, die von Korn zu Korn verschieden sind, oder sich gar innerhalb des Kristallgitters eines Korn ändern, sind von der zweiten bzw. dritten Art. Die Mikrospannungen stehen mit metallo-physikalischen Vorgängen, wie Alterung, Ausscheidung und Diffusion, in Beziehung. Für die technische Praxis sind im allgemeinen nur die Eigenspannungen erster Art von Bedeutung, da man von einer kontinuumsmechanischen Betrachtung ausgeht.

Bisweilen werden auch die Wärmespannungen zu den Eigenspannungen gerechnet. Sie treten in Körpern mit ungleichmäßiger Temperaturverteilung auf, wenn sich Zonen verschieden großer Wärmeausdehnungen gegenseitig behindern. Bleiben die Wärmespannungen im elastischen Bereich, so verschwinden sie bei vollständigem Temperatúrausgleich nach der Abkühlung wieder, im Gegensatz zu den Schrumpf- und Restspannungen.

2.5 Aussagen von Fließkurven

Die Fließkurven technischer Bauelemente werden bisher in der Regel experimentell ermittelt. Zu diesem Zweck unterwirft man die Bauteile einer möglichst betriebsähnlichen Beanspruchung und misst bei definierten Laststufen die Dehnungen an der höchstbeanspruchten Stelle im elastischen und überelastischen Zustand. Die gemessenen Dehnungen trägt man in Abhängigkeit von der äußeren Belastung auf und kann so die Fließkurve punktweise als Last-Dehnungs-Kurve konstruieren. An der höchstbeanspruchten Stelle eines Bauelements herrscht im allgemeinen ein mehrachsiger - in der Regel zweiachsiger - Spannungszustand.

Die experimentelle und numerische Beanspruchungsanalyse liefert in Kombination detaillierte Informationen über das statische und dynamische Bauteilverhalten.

Unterliegt eine Struktur zeitlich veränderlichen Lasten, so reicht die Berechnung der Beanspruchungsmaximalwerte nicht aus, um eine eindeutige Aussage über die Sicherheit gegen Versagen treffen zu können. Obwohl die Belastungsgeschichte keinen Einfluss auf die Größe der Traglastgrenze hat, besteht doch die Möglichkeit, dass das Bauteil bzw. die Struktur bereits vor Erreichen dieser Grenze versagt oder ihre Funktion nicht mehr erfüllen kann. Unter zyklischen Lasten können an einem Bauteil verschiedene Verhaltensarten beobachtet werden [96], die sich aus der Interpretation und Bewertung von Bauteilfließkurven ergeben:

- Elastisches Bauteilverhalten:

Es treten zu keinem Zeitpunkt plastische Verformungen auf. Es bleiben keine Eigenspannungen oder bleibende Dehnungen beim Entlasten zurück. Der Körper bleibt für alle Belastungen rein elastisch (Abb. 8). Der Last-Dehnungs-Verlauf ist linear. Werden in Stutzenverbindungen nur elastische Dehnungen zugelassen, so führt dies zur Überdimensionierung dieser Bauteile.

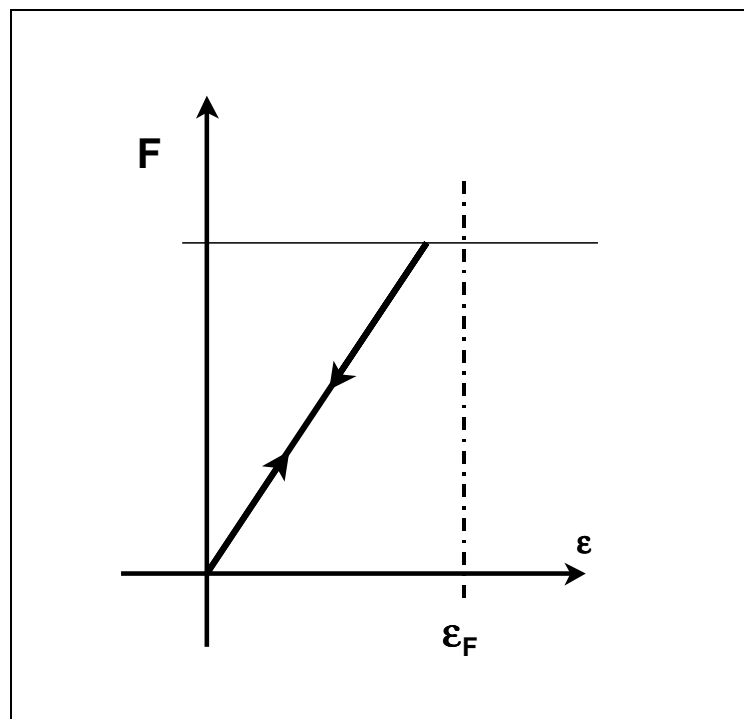


Abb. 8: Elastisches Materialverhalten

- Traglast

Bei dieser Gruppe von Berechnungsverfahren wird besonders deutlich, wie man unter Nutzung des plastischen Fließvermögens die Bauteiltragfähigkeit erhöhen kann. Die ersten Anregungen zur Entwicklung der Traglastmethoden

kamen in den 50iger Jahren aus dem Stahlbau. Mit Hilfe dieser Verfahren lässt sich die statische, plastische Tragfähigkeitsreserve von Balken-, Rahmen- und Schalensystemen näherungsweise berechnen. Kerngedanke der Theorie ist die Fließgelenkhypothese und die Annahme linearelastisch-idealplastischen Werkstoffverhaltens. Wird die elastische Grenzlast überschritten und die Belastung monoton bis zum Versagen des Bauteils erhöht, dann ist die sogenannte Traglastgrenze erreicht. Während dieses Belastungsprozesses plastifiziert der Körper solange, bis er nicht mehr in der Lage ist, eine zusätzliche Belastung zu tragen. Die Verschiebungen wachsen dabei über alle Grenzen an, bis der Körper durch Bruch versagt. Diese kritische Belastung führt zum Kollaps. Die Kenntnis der Traglastgrenze lässt die Sicherheit gegen plastisches Versagen quantifizieren.

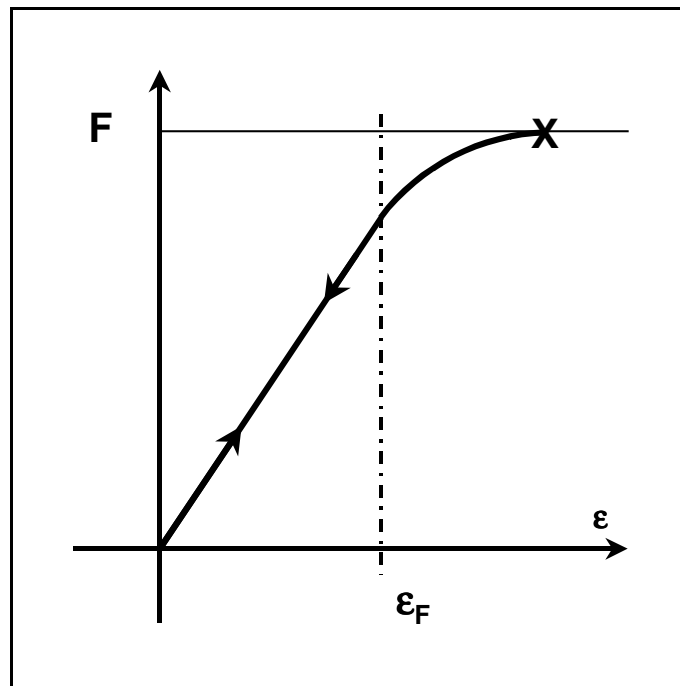


Abb. 9: Traglast, Kollaps

- Einspielen :
Den Fall des Nicht-Versagens, bei dem trotz anfänglicher plastischer Verformungen die plastischen Dehnungszuwächse abklingen, bis schließlich keine weitere Plastifizierung mehr beobachtbar ist, bezeichnet man als Einspielen (Shakedown). Der Körper verhält sich nach einigen Belastungszyklen dann rein elastisch. Es findet im Bauteil eine

Spannungsumlagerung statt, so dass weniger belastete Bereiche zum Mittragen der Beanspruchung herangezogen werden.

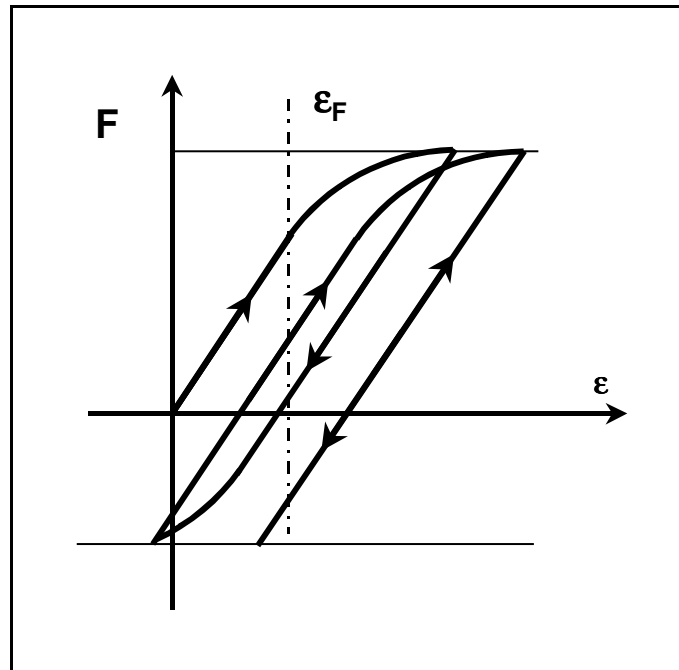


Abb. 10: Shakedown

Experimentell lässt sich die Spannungsumlagerung in weniger belastete Bereiche indirekt über die Dehnungsänderungen von einem zum nächsten Belastungszyklus nachweisen.

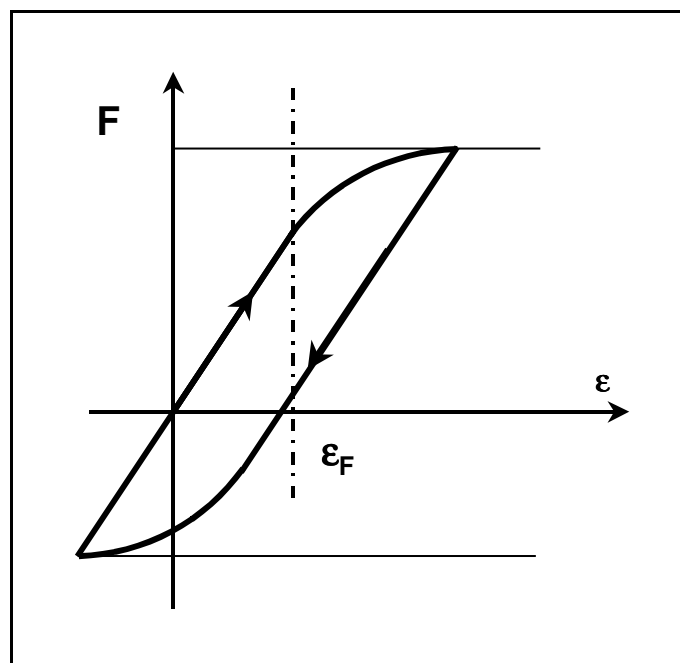


Abb. 11. Wechselplastifizierung

- Plastische Wechselverformung

Wechseln während Belastungszyklen die plastischen Dehnungen in Punkten des Körpers ständig ihr Vorzeichen und sind die Dehnungsänderungen bei Belastung und Entlastung identisch, dann spricht man von Wechselplastifizierung (Abb. 11). Der Werkstoff fließt unaufhörlich, was schließlich zu einem lokalen plastischen Ermüden (Low Cycle Fatigue) führt. Es bildet sich im Last-Dehnungs-Verlauf eine geschlossene Hysterese aus.

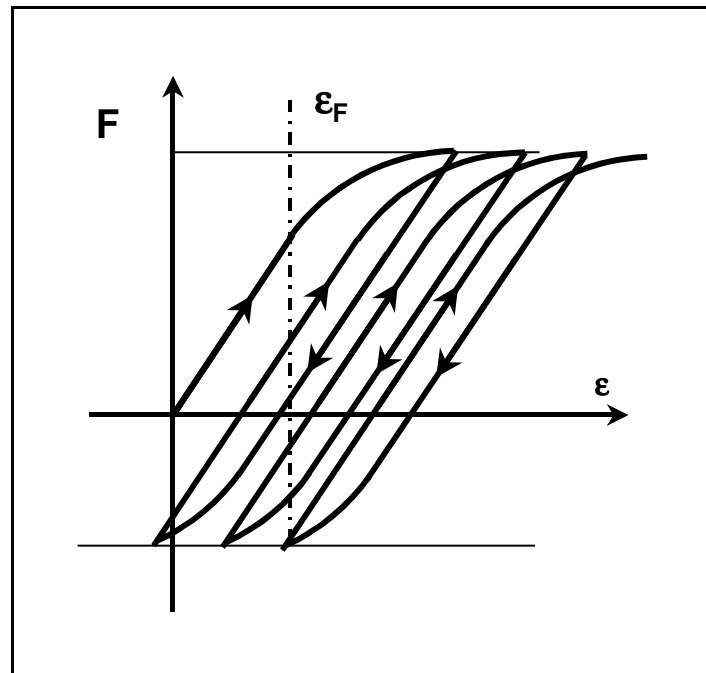


Abb. 12. Ratcheting

- Unbegrenzt anwachsen plastischer Dehnungen

Eine weitere mögliche Form des plastischen Versagens ist durch das unbegrenzte Anwachsen plastischer Dehnungen gekennzeichnet (Ratcheting). Es gibt dann definitionsgemäß mindestens einen Punkt innerhalb des Bauteils, bei dem die plastischen Dehnungsinckremente nicht verschwinden. Im Laufe des zyklischen Belastungsprozesses akkumulieren diese derart, dass der Körper entweder durch große Verformungen oder durch Bruch versagen wird. Die Hysteresekurven im Last-Dehnungs-Diagramm sind nicht geschlossen und ein „Wandern“ der Kurve ist festzustellen. Da Ratcheting für das Anwachsen von plastischen Verformungen mit jedem Lastwechsel steht, ist es äußerst schwierig, dies exakt vorherzusagen. Die Möglichkeiten des Nichteinschwingens bei zyklischer Plastizität sind

alternierende und progressive Deformationen oder eine Kombination aus beiden. Das Phänomen des Ratcheting ist im allgemeinen auch bekannt unter den Begriffen „Versagen durch einsinnige stufenweise Verformung“ oder als „zyklische Dehnungsakkumulation“.

2.6 Melan's Shakedown Theorem (statisches Shakedown Theorem)

Die grundlegenden Vorstellungen des Einspielens eines Bauteils beruhen auf dem von MELAN [71] und BLEICH [13] aufgestellten statischen Shakedown-Theorem.

Um das Melan-Theorem anzuwenden, muss eine zeitunabhängige Eigenspannungsverteilung im Bauteil bestimmt werden. Das essentielle Problem ist es, die „best geeignete“ Spannungsverteilung zu finden, die das interne Gleichgewicht unter äußerer „Nulllast“ erfüllt. Eine Möglichkeit geeignete Eigenspannungsverteilungen zu ermitteln, besteht in der Kombination von thermoelastischen Lösungen [104].

Das Theorem besagt: Ein Bauteil wird dann Shakedown-Verhalten aufweisen, wenn ein zeitunabhängiges Eigenspannungsfeld $\rho_{ij}(X)$ existiert, das überlagert mit den auftretenden fiktiven elastischen Spannungen $\sigma_{el,ij}(X,t)$ die Fließbedingung nicht verletzt.

$$f[\sigma_{el,ij}(X,t) + \rho_{ij}(X)] \leq k(X) \quad (1)$$

Das statische Shakedown-Theorem liefert eine untere Abschätzung für die Shakedown-Grenze und ist deshalb als konservative Grenz betrachtung der Belastungen zu werten. Es werden statisch bestimmte Belastungszustände ermittelt. Die Untersuchungen in dieser Arbeit stützen sich auf diesen theoretischen Ansatz.

Das Prinzip der Shakedown-Theorie soll an einem einfachen Bauteil, nämlich einer Platte mit Loch unter schwellender Zugspannung aufgezeigt werden. Der Mechanismus des Einspielens eines Bauteils beruht auf dem von BLEICH [13] aufgestellten Einspieltheorem. Treten an einem Bauteil zyklische Belastungen auf, so findet nach einigen Lastwechseln eine Spannungsumlagerung in weniger belastete Bereiche statt, so dass sich bei allen folgenden Lastwechseln unterhalb dieser Last keine weiteren Plastifizierungen ergeben. Im Rahmen dieser Arbeit wird für das Shakedown-Verhalten vorausgesetzt, dass nach wenigen Zyklen unterhalb einer Lastgrenze in den folgenden Lastwechseln keine Plastifizierungen im Bauteil

auftreten, d.h. ob sich Ratcheting oder Einspielen im Bauteil einstellt, kann nach einigen Lastspielen festgestellt werden.

Für die Platte mit Loch bedeutet dies, es muss sich nach Entlastung ein zeitunabhängiger Eigenspannungszustand einstellen, welcher innerhalb der Fließfläche liegt, d.h. die Eigenspannungen dürfen keine Rückplastifizierung hervorrufen.

In Abb. 13 ist der Dehnungsverlauf der höchstbeanspruchten Stelle bei inkrementeller schwellender Lastaufgabe dargestellt, wobei nach jedem Beanspruchungszyklus die Zugspannung für den folgenden Lastschritt um 20 N/mm^2 erhöht wurde. Bei Laststeigerung zeigt sich der Fließbeginn mit dem Abknicken der Dehnungskurve aus der Ordinate und setzt bei 90 N/mm^2 (elastischer Grenzpunkt) ein.

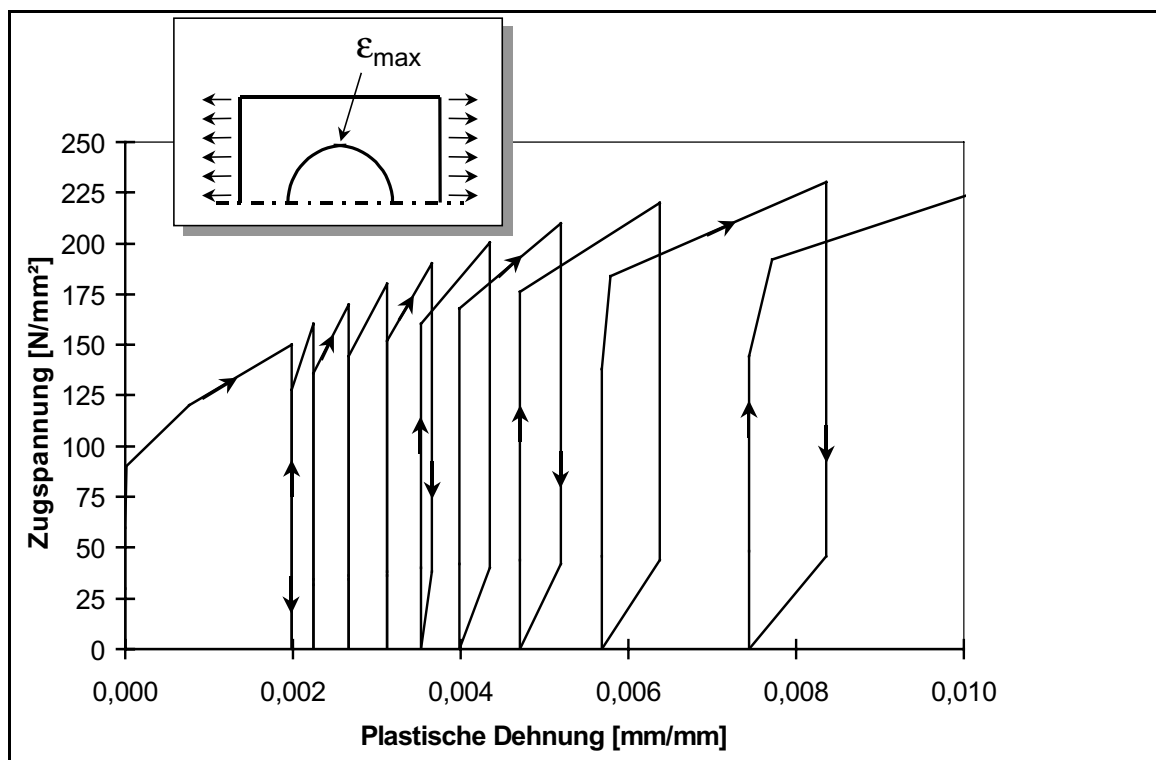


Abb. 13: Wechselplastifizierung der Platte mit Loch an der höchstbeanspruchten Stelle (FEM)

Bis zu einer Grenzlast von 180 N/mm^2 sind keine Rückplastifizierungen aus dem Kurvenverlauf zu entnehmen, wohingegen bei den anschließenden Lastfolgen aus den Eigenspannungen einsetzendes Materialfließen zu erkennen ist. Hieraus ist abzuleiten, dass im Zugspannungsbereich ab 180 N/mm^2 Ratcheting einsetzen wird.

Um die Grenze jedoch besser abschätzen zu können, müssen die für die Shakedown-Theorie zugrunde gelegten zyklischen Belastungen mit konstanter Belastungsamplitude betrachtet werden.

2.7 Koiter's Shakedown Theorem (kinematisches Shakedown Theorem)

Das kinematische Shakedown-Theorem schätzt eine obere Grenze ab. Die wirklichen Grenzen verlaufen unterhalb oder fallen mit dieser Abschätzung zusammen.

Das Koiter Theorem unterstellt, dass ein über einen längeren Zeitraum zyklisch belastetes Bauteil nicht einspielt, wenn ein kinematisch zulässiges Feld von Dehnungsänderungsgeschwindigkeiten gefunden werden kann, in dem die Arbeit der äußeren Lasten größer ist als die der dissipierten inneren Arbeit [52]. Das kinematische Theorem legt bei der Grenzbetrachtung den Versagenszustand zugrunde und ermittelt demnach eine obere Shakedown-Grenze.

Das statische und kinematische Shakedown-Theorem besitzen einen Schrankencharakter und erlauben eine Eingrenzung bzw. Festlegung des Shakedown-Gebiets.

3 Zielsetzung der Arbeit

- Einspielen als Kriterium gegen plastisches Versagen

Eine zentrale Frage für den Konstrukteur bei der Bemessung von Bauteilen ist, wie weit plastische Verformungen lokal auftreten dürfen, ohne dass ein Versagen des Bauteils in Bezug auf die zu erwartenden Belastungszustände eintritt. Durch die Bestimmung einer definierten Ratcheting-Grenze steht hierfür ein geeignetes Bemessungskriterium zur Versagensvorhersage zur Verfügung, da sich bei duktilem Materialverhalten eine Last bestimmen lässt, die bei zyklischer Aufgabe plastisches Versagen des Bauteils im niederzyklischen Bereich (Low Cycle Fatigue) ausschließt.

Für die Bemessung von Bauteilen, die im Low-Cycle-Fatigue-Bereich (Kurzeitermüdung, Plastoermüdung) betrieben werden, d.h. deren Betriebsweise zu kleinen Lastwechseln führt, werden plastische Verformungen zugelassen [62]. Dies findet zum Beispiel im Chemieanlagen- und Kraftwerksanlagenbau Verwendung. Gefährdete Stellen sind Bereiche von Ausschnitten, Bohrungen, Querschnittsübergängen und Schweißnähten.

Aufgrund der sehr vereinfachten Auslegung von Behälterstutzen in deutschen und internationalen Regelwerken bedarf es einer näheren Untersuchung der Strukturbeanspruchung unter dem Einfluss von zyklischen Lasten (Innendruck, äußere Stutzenmomente). Von besonderem Interesse sind Analysen an schrägen Stutzen-Zylinder-Verbindungen, da diese Sonderbauform durch den winkligen Stutzenanschluss an den Behälter einen äußerst komplexen Geometrieübergang besitzt. Im Vordergrund steht die Grenzlastbestimmung von mechanischen Beanspruchungen nach dem Shakedown-Kriterium (Einspielverfahren). Im zyklisch belasteten Bauteil kommt es zur Spannungsumlagerung in weniger belastete Bereiche und nach Entlastung zur Bildung von negativen Eigenspannungen (Abb. 14). Dabei werden Spannungsspitzen von inhomogenen Spannungsverläufen nach Überschreiten der Streckgrenze abgebaut. Alle folgenden Lastwechsel befinden sich dabei im elastischen Bereich. Dieses Verfahren wird bei der Bestimmung der Berechnungsbeiwerte für Klöpperböden in den deutschen Regelwerken angewandt [1]. Wird die Grenzlast (Shake-Down-Grenze) jedoch überschritten, führen weitere Lastwechselzyklen bei der Entlastung des Bauteils zu einer Rückplastifizierung (Ratcheting). Größere Schädigungen und ein plötzliches Versagen der Behälter-Stutzen-Verbindung sind die Folge.

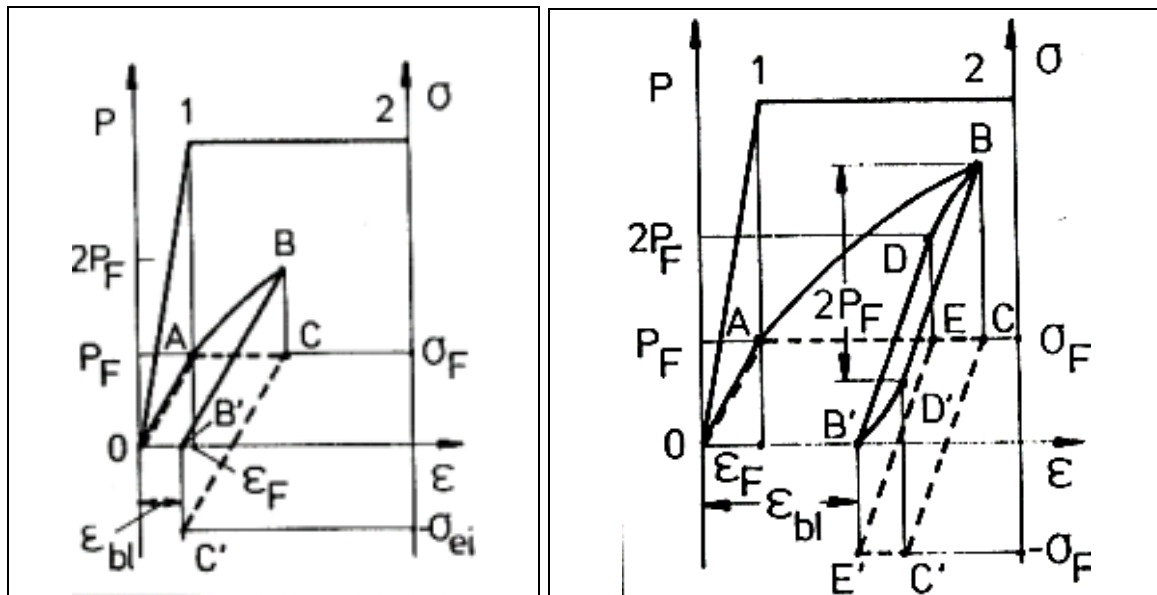


Abb. 14: Shakedown-Ratcheting in Bauteilen

Der Schwerpunkt der vorliegenden Betrachtungen liegt in der Ermittlung von Lastgrenzen für den Shakedown-Bereich. Mit Hilfe der FE-Analyse werden Belastungen dahingehend eingegrenzt, so dass eine hohe Bauteillebensdauer im Kurzzeitfestigkeitsbereich zu erwarten ist.

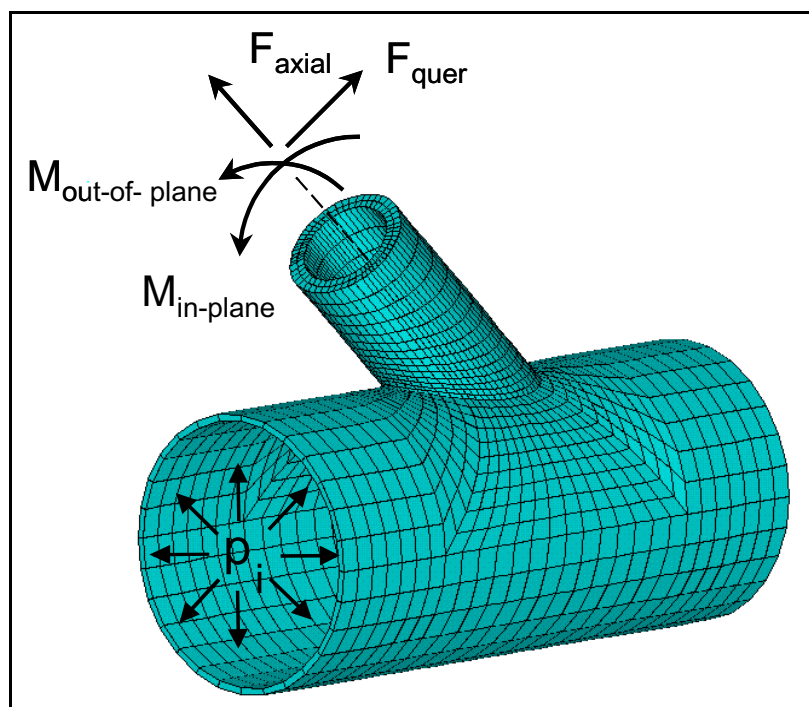


Abb. 15: Eingeschweißter schräger Stutzen unter Belastung äußerer Kräfte, Momente und Innendruck

In der Literatur werden verstärkt zur Verifizierung von Shakedown-Analysen ausgedehnte experimentelle Nachweise gefordert. Bisher ist kaum eine experimentelle Überprüfung der gewonnenen theoretischen (analytisch, numerisch) Ergebnisse durchgeführt worden. Die Ergebnisse bekannter Arbeiten beschränkten sich auf sehr einfache Bauteilgeometrien, wie Platten, Zylinder und Kugelschalen. Das Shakedown-Verhalten komplexerer Bauteile, wie Druckbehälter, ist experimentell weitgehend noch nicht untersucht. Ob eine bestimmte Hypothese am besten mit den wirklichen Verhältnissen übereinstimmt, lässt sich letztlich aber nur anhand einer experimentellen Überprüfung entscheiden und nachweisen.

An dieser Stelle setzt die vorliegende Arbeit an. Es werden auslegungsrelevante Lösungswege, die als wesentlich und zweckmäßig für die Praxis erscheinen, auf Basis numerischer Analysen bei der Untersuchung von Shakedown an realen Bauteilen aufgezeigt und angewendet. Mit deren Hilfe sind Analysen zur sichereren und praxisrelevanten Auslegung von Druckbehälterstutzen im niederzyklischen Bereich möglich. Die Zielausrichtung dieser Arbeit liegt aufgrund der Bedeutung von Versuchsdaten in der experimentellen Untersuchung von Shakedown bzw. Ratcheting an Druckbehälterstutzen unter äußerer Belastung. Über die konventionelle Auslegung hinaus werden als äußere Belastung Momente (Abb. 15) in der Stutzen-Behälter-Ebene (in-plane bending) untersucht.

Mit dem Blick auf eine Eignung der theoretischen Ansätze im Rahmen eines Auslegungsprozesses sind komplexe Detailmodelle im gegebenen Rahmen durch praxisorientierte Vereinfachungen zu modifizieren. Die Übertragbarkeit auf reale Strukturen wird parallel in experimentellen und numerischen Untersuchungen an einfachen Probestücken und an Bauteilen des Apparatebaus überprüft. Aus den gewonnenen Resultaten der Analysen werden Unterlagen erstellt, die eine Bemessungsgrundlage unter Berücksichtigung der Shakedown-Grenze geben und eine einfache Handhabung der gewonnenen Erkenntnisse ermöglichen. Dabei liegt das Ziel auf einer dimensionslosen Darstellung der Ergebnisse in Form von Interaktionsdiagrammen in Anlehnung an sog. BREE-Diagramme [104] (Abb. 16). Als Beispiel für die Ergebnisdarstellung seien die analytischen Shakedown-Untersuchungen von LECKIE und PENNY [56][57][58] genannt, die im BRITISH STANDARD 5500 [3] in Diagrammform als Grundlage zur Dimensionierung von Stutzen in Kugelbehältern dienen.

Derartige Interaktionsdiagramme zeigen graphisch Lastbereiche unterschiedlicher Verformungseigenschaften (elastischer Bereich, Shakedown, Ratcheting, zyklische Plastifizierung) eines Bauteils als Funktion der angreifenden Belastungen. Durch die normierte Darstellung der Ergebnisse lassen sich aus den Grenzkurven Verstärkungsfaktoren für bestimmte Beanspruchungskombinationen auslesen. Die zur Normierung verwendete Größe ist der elastische Grenzwert oder die Traglastgrenze. In dieser Arbeit werden die Verstärkungsfaktoren unter Anwendung von auf den Einspieltheoreme basierender Methoden oder durch zyklische Berechnungen ermittelt, so dass die Lastfaktoren k_1 und k_2 maximal werden. Der Lastfaktor ist ein skalarer dimensionsloser Wert, der mit einer der Aufgabenstellung entsprechenden Last zu multiplizieren ist. Die erstellten Unterlagen dienen sowohl zur Beurteilung des Verformungszustands von bereits ausgeführten und seit längerer Zeit im Betrieb befindlichen Stutzen-Zylinder-Verbindungen als auch zur Dimensionierung von neuen Anlagenkomponenten.

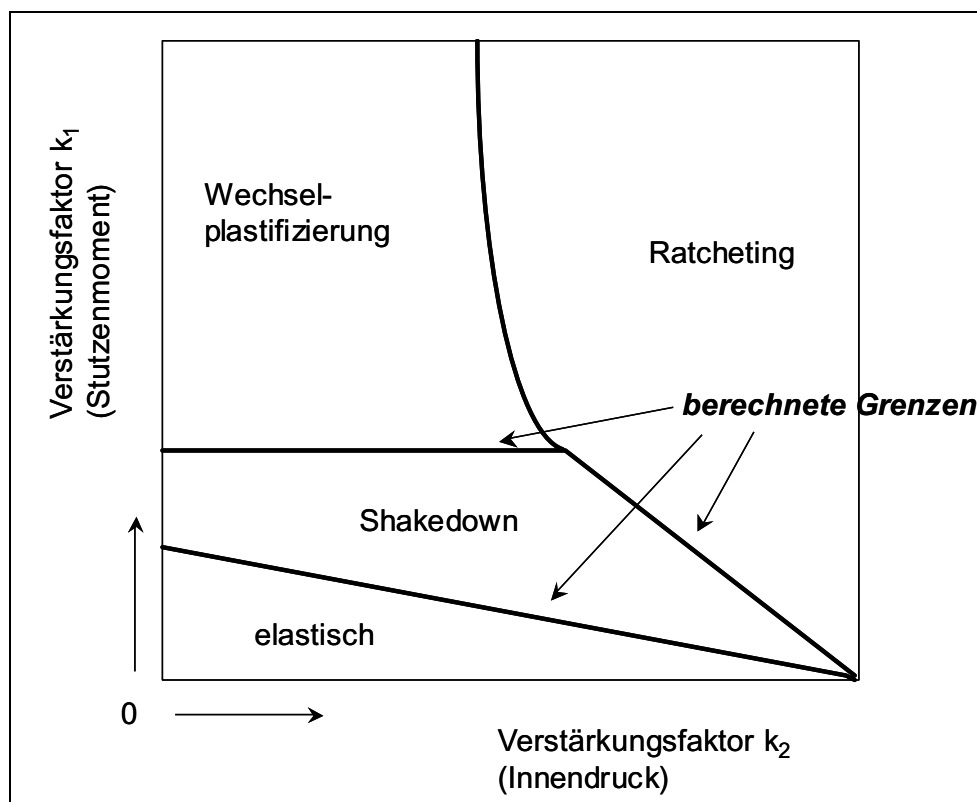


Abb. 16: Beispiel für die Darstellung der Beanspruchungsgrenzen im Interaktionsdiagramm

Zur numerischen Berechnung der Stutzen-Zylinder-Verbindungen wird bei Festigkeitsanalysen von komplexen Bauteilen am Lehrstuhl für Apparate- und

Anlagenbau das FE-Programm MARC/MENTAT eingesetzt. Das verwendete FE-Programm muss den Anforderungen 'automatische, adaptive Netzverfeinerung eines 3D-Solidmodells' (radialer und schräger Stützen), 'nichtlineares Werkstoffverhalten', 'Berechnung zyklischer Lastwechsel' und erweiterbare Programmstruktur' (User Subroutinen) genügen.

Aus eigenen Versuchsergebnissen konnte abgeleitet werden, dass zur exakten Bestimmung der Shakedown-Grenze das reale Materialverhalten berücksichtigt werden muss. Zu diesem Zweck wurde im Rahmen dieser Arbeit ein realitätsnahes Materialgesetz zur Berücksichtigung der isotropen und kinematischen Verfestigung als Erweiterung für das FEM-Programm MSC-MARC programmiert.

Das Programm MARC/MENTAT hat sich im Gegensatz zu anderen FE-Programmen hinsichtlich Rechenzeit, Speicheranforderung und Genauigkeit insbesondere bei nichtlinearen Analysen, wie dies bei diesem Forschungsvorhaben erforderlich ist, bewährt. Ein Überblick über die Leistungsfähigkeit ist in [38] wiedergegeben. In Voruntersuchungen zu derartigen dreidimensionalen FE-Netzen wurde die Mindestgröße auf 25.000 Elemente abgeschätzt, woraus sich hohe Speicheranforderungen und lange Rechenzeiten ergeben. Als Grundlage zur Optimierung des FE-Modells und zur Kontrolle der Simulationen dienten die in den experimentellen Untersuchungen gewonnenen Ergebnisse.

Bei Experimenten im Grundlagenbereich ist es sinnvoll, z.B. zur Optimierung von Konstruktions-Alternativen oder bei der Analyse von komplexen Belastungszuständen, einen einheitlichen Versuchsablauf anzustreben. Die Ergebnisse derartiger Versuche lassen sich auf diese Weise in einen größeren Zusammenhang setzen. Es empfiehlt sich deshalb Schwingfestigkeitsversuche entweder einstufig (konstante Amplituden, Wöhlerversuch), d.h. zwischen einer Ober- und Unterlast, oder in Form eines sog. Blockprogrammversuchs nach Gaßner [90] (variablen Amplituden) durchzuführen. Um den numerischen und experimentellen Aufwand zu begrenzen, beschränkte man sich im Rahmen dieser Arbeit, Einstufenbeanspruchungen auf die Bauteile aufzugeben und den Einfluss von Zwischenschwingspielen zu vernachlässigen. Bei den Untersuchungen der Druckbehälterstützen wurde aus dem umfangreichen Lastspektrum die Beanspruchungen Innendruck und Moment (nicht Kräftepaar, sondern Kraft und Hebelarm) ausgewählt. Die vergleichende Schwingfestigkeitsbeurteilung von

Werkstoffproben und Bauteilen wurde bei Raumtemperatur vorgenommen, da die Einbeziehung des Temperatureinflusses enorme finanzielle Anstrengungen erfordert hätte, die über die Möglichkeiten der zur Verfügung stehenden Versuchstechnik (DMS-Messung, Klimageräte usw.) des Lehrstuhls hinausgegangen wären. Außerdem werden die Einflussparameter auf eine sinnvolle und erfassbare Anzahl begrenzt. Indem die Verformungsgeschwindigkeiten klein gehalten wurden, wurde aufgrund der gleichen Zielsetzung der zeitliche Einfluss auf das Materialverhalten nicht miteinbezogen. Für die theoretischen Betrachtungen bedeutet das, dass sich bei plastifizierendem Werkstoff quasistationäres, von der Belastungsgeschwindigkeit unabhängiges Fließen einstellt.

Diese Arbeit beschäftigt sich nur am Rande mit den Fragen der Lebensdauer bzw. Ermüdungsfestigkeit von realen Bauteilen; vielmehr steht wie der Titel verdeutlicht, das zyklische Spannungs-Dehnungs-Verhalten (Shakedown-Verhalten) im Vordergrund. Darunter ist der Teilaspekt zu verstehen, der sich mit der mechanischen und makrostrukturellen Antwort eines Werkstoffes auf eine Schwingbeanspruchung auseinandersetzt, ohne die meist lokalisiert auftretende Ermüdungsschädigung, die letztlich zum Versagen führt, zu ermitteln. Eine quantitativ exakte Vorhersage des gesamten Materialverhaltens unter der in realen Bauteilen vorherrschenden verzweigten Bedingungen wird es aufgrund dieser Komplexität der Thematik kaum geben. Die Beschäftigung mit Werkstoffen führt selbst bei überschaubaren Verhältnissen immer wieder zu neuen Erkenntnissen, die verdeutlichen, dass experimentelle Untersuchungen auch in Zukunft die Basis für eine sichere Materialbeherrschung sein werden. Es ist nicht Ziel dieser Arbeit, werkstoffseitig orientierte Grundlagenuntersuchungen anzustellen. Kontinuumsmechanische Betrachtungen von zyklischen Wechselverformungen metallischer Werkstoffe oder die mikrostrukturelle Analyse von Werkstoffveränderungen sei den Werkstoffwissenschaften und der Bruchmechanik vorbehalten, da hierzu fundamentale und umfangreiche auf das Themengebiet abgestimmte experimentelle Grundlagenuntersuchungen notwendig sind.

Die vorliegende Arbeit soll vielmehr einen Beitrag liefern, ein besseres Systemverständnis der Behälter-Stutzen-Verbindung zu ermöglichen. Die Vorauslegung von Bauteilen durch Experimente ist nur bei hohen Stückzahlen rentabel und findet eher im Bereich der Serienfertigung, wie z.B. der Fahrzeugindustrie, Verwendung. Im Behälterbau ist aufgrund der geringen

Stückzahlen eine strukturierte bzw. statistisch abgesicherte experimentelle Untersuchung in Praxis nicht umzusetzen. Deshalb ist dem Konstrukteur mit den hier beschriebenen Berechnungsmethoden zur Vorauslegung und Beurteilung von Belastungen ein zusätzliches grundlegendes Werkzeug an die Hand gegeben, was die Sicherheit und Wirtschaftlichkeit von Stützen-Zylinder-Verbindungen erhöht und breitere Anwendungsmöglichkeiten gewährleistet.

An dieser Stelle wird ausdrücklich nochmals darauf hingewiesen, dass durch die zur Verfügung stehende Versuchsanlage und -behälter die numerischen Analysen unter Variation von Last- und Geometrieparameter unter Betriebsbedingungen verifiziert werden können, wie dies in der Literatur gefordert wird [52].

Im Folgendem wird nach einer Literaturübersicht die Anwendung praktikabler Methoden zur Analyse von Grenzlaster-Problemstellungen (elastische Grenze, Shakedown, Traglast) auf Basis der FEM erläutert und Bauteile experimentell auf ihr Shakedown-Verhalten hin untersucht.

4 Literaturübersicht

Eine umfassende Übersicht der Literatur über analytische, experimentelle und numerische Untersuchungen von Behälterstutzen und Rohrknoten würde allein ganze Bücher füllen, da schon eine Vielzahl an Arbeiten zu diesem Themengebiet verfasst wurden. Es wäre vermessen, hier über dieses Thema auch nur eine annähernd vollständige Darstellung geben zu wollen. Im Folgenden werden die zur Einordnung und Lösungsfindung relevanten Literaturstellen kurz erläutert.

4.1 Analytische Lösungen für Stutzen-Zylinder-Verbindungen

Literaturrecherchen vorhandener Untersuchungsergebnisse und Berechnungsansätze zeigen, dass eine allgemeine analytische Beschreibung des Beanspruchungszustandes von Rohrabzweigen nicht möglich ist [33]. Dies gilt insbesondere für nicht radiale Stutzenanschlüsse, da diese aufgrund ihrer im Raum gekrümmten Verschneidungskurve eine noch größere geometrische Diskontinuität besitzen. Die Anzahl der Veröffentlichungen zur näherungsweise Lösung von rechtwinkligen Stutzen-Zylinder-Verbindungen unter Innendruckbelastung ist groß, worüber eine ausführliche Zusammenstellung in [54][106] wiedergegeben ist.

REIDELBACH [93] führte als erster eine umfassende analytische Untersuchung von senkrechten Stutzenanschlüssen durch. Dabei wird der Stutzenanschluss als in der Schalenmittelfläche gekoppeltes biegesteifes Tragwerk angenommen, und die im Verschneidungsbereich auftretenden Schnittgrößen werden hergeleitet. Die Annahme eines kreisförmigen Rohrausschnittes begrenzt die Anwendbarkeit auf Durchmesserhältnisse von Stutzendurchmesser durch Behälterdurchmesser $d_S/D_B \leq 0,5$. Ein weiterer Lösungsvorschlag geht auf KUPFER [54] zurück, der den Stutzen und den Behälter als zusammengesetztes Flächentragwerk betrachtet. Übergangsbedingungen für die Schalenmittelfläche stellen die Kopplung zwischen dem Behälter, der nach der Theorie der flach gekrümmten Zylinderschale berechnet wird, und dem Stutzen her. Für den Stutzen wird ein Randstörproblem nach der FLÜGGESCHEN Biegetheorie angesetzt. Eine Lösung kann jedoch auch nur durch die Einschränkung auf dünnwandige Behälter-Stutzen-Verbindungen mit $d_S/D_B \leq 0,3$ angegeben werden, da der Behälterausschnitt als kreisförmig und der Stutzen als eben begrenzt angenommen wird. Eine weitere Veröffentlichung des Autors [55] befasst sich mit der Bewertung vorhandener Lösungen (FEM, Näherungslösung

Kugelschale mit Stützen, örtlich belastete Schale, Biegetheorie der flachen Schalen). Unter Verwendung der Biegetheorie der flachgekrümmten Schale entwickelt er einfache Rechenprogramme, die aufgrund von Serienrechnungen eine parameterabhängige Darstellung von Berechnungsergebnissen (Spannungsbeiwerte in Abhängigkeit von Radialkraft, Umfangs- und Längsmoment) ermöglichen.

Zur Ermittlung des Beanspruchungszustandes infolge äußerer Kräfte und Momente auf einen radialen Stützen werden in der Literatur zwei Ansätze aufgeführt.

Der erste Ansatz wurde von BIJAARD aufgestellt. Dabei werden die äußeren Lasten auf einen Zylinder durch rechteckige Flächenlasten auf den als ungelocht angenommenen zylindrischen Grundkörper ersetzt. Das Problem wird mit Hilfe von FOURIER-Reihen gelöst. Der Stützen selbst und sein steifigkeitsändernder Einfluss werden dabei nicht berücksichtigt. Auch dieser Berechnungsansatz gilt nur für kleine, dünnwandige Rohrabzweige (Stützendurchmesser durch Behälterdurchmesser $\leq 0,5$).

Die zweite Methode basiert auf dem Ansatz einer singulären Funktion, die Schnittkräfte erzeugt, welche mit den äußeren Lasten im Gleichgewicht stehen. STEEL [111] entwickelt daraus ein analytisches Verfahren, bei dem die Öffnung in der Grundschale und der Verstärkungseffekt durch den Stützen berücksichtigt wird. Für den zylindrischen Grundkörper verwendet er die Theorie flacher Schalen und für den Stützen die genaue Theorie biegesteifer Schalen. Die Aufgabe von Randstörungen wird zur Erfüllung der Rand- bzw. Übergangsbedingungen zu anschließenden Bauteilen benutzt und die Wirkung der äußeren Belastung durch die singuläre Lösung simuliert.

Es gibt nur wenige analytische Resultate, die ein Konstrukteur zur praktischen Auslegung benutzen kann. Diese beschränken sich auf Stützenanschlüsse mit bestimmten Abmessungsverhältnissen, welche als kreisförmiger Rohrausschnitt idealisiert werden können. Zusätzlich schließt die zu Grunde gelegte Schalentheorie eine Betrachtung von dickwandigen Rohrabzweigen und komplexen Geometrieübergängen (Schweißnähte) aus. Eine weitere Beschränkung besteht darin, dass analytische Betrachtungen linearelastischen Materialverhalten voraussetzen, so dass Plastifizierungen in den Bauteilen nicht berücksichtigt werden können.

Eine Vielzahl von größtenteils sehr aufwendigen analytischen Lösungen kommen bei radialen Stutzenanschlüssen zur Verwendung. Auf die wenigen theoretischen Näherungslösungen für nicht radiale Stutzen-Zylinder-Verbindungen wird in der Praxis nicht zurückgegriffen, sondern man verwendet pragmatische Ansätze wie das Flächenvergleichsverfahren. Ein Beispiel hierfür stellt die Veröffentlichung von BROOKS [17] dar, der starre, schräge Stutzen mit einem variablen Winkel zwischen Stutzenachse und Zylindernormale für Umfangs-, Längs- und Radialkraft untersucht. Sein Lösungsversuch basiert auf den GREEN`SCHEN Funktionen. Er erhält jedoch nur für radiale Stutzen eine gute Übereinstimmung mit bestehenden Lösungen.

Eine zusammenfassende Darstellung regelwerksbasierter Auslegung für Stutzen unter Zusatzkräften nach dem KTA-Regelwerk, dem ASME-Code (Spannungs-Index-Methode) und analytischen Berechnungsmethoden (BIJAARD) wird in [125] wiedergegeben. Die Anwendung dieser Methoden wird für den konventionellen Bereich kritisch geprüft und Probleme aufgezeigt. Nach der Auswertung bekannter Lösungen aus internationaler Literatur leitet der Autor den Bedarf an weiteren Berechnungsverfahren mit praxisorientierten Ansätzen ab. Es wird darauf hingewiesen, dass FE-Analysen mit elasto-plastischem Werkstoffverhalten zur Lösung der Probleme unerlässlich sind. Er schlägt vor, die gewonnenen Ergebnisse in Form von Unterlagen und Diagrammen den Konstrukteuren zur Verfügung zu stellen. Diesen Forderung greift die vorliegende Arbeit auf und gibt Ergebnisse, die über ein breites Lastspektrum vorliegen, in Diagrammform wieder.

Unter Verwendung von analytischen Ansätzen aus den Arbeiten von REIDELBACH [93] und STROHMEIER [113] wendet Thieme das Schnittspannungsverfahren auf beliebig zylindrische Abzweige an (schräge, radial versetzte Stutzen) [119][120][121][122]. Im Vergleich zu einzelnen experimentellen Untersuchungen erhält er für den schrägen Stutzen eine relativ gute Übereinstimmung für Spannungsfaktoren der maximalen Membranspannung.

Im WRC Bulletin 139 [28] werden Spannungserhöhungsfaktoren für rechtwinklige Zylinder-Zylinder-Verschneidungen mit einem Durchmesser Verhältnis bis 1/3 unter der Verwendung Theorie dünner Schalen von DONNELL analytisch berechnet und in Form von Diagrammen zur Verfügung gestellt.

Aus Arbeiten mit analytischen Ansätzen lässt sich schlussfolgern, dass die geometrischen Verhältnisse im Bereich der Durchdringung von zylindrischen

Schalen derart komplex sind, so dass die Beanspruchungsermittlung mittels analytischer Ansätze nur näherungsweise mit starken Vereinfachungen realisierbar ist. Deswegen hat man bisher auf theoretische Untersuchungen weitestgehend verzichtet und die Beanspruchung für die Belastung Innendruck entweder experimentell oder durch numerische Berechnung ermittelt. Es ist aber auch klar festzustellen, dass einzelne experimentelle Untersuchungen zwar Problemkreise aufzeigen, sie bieten aber nahezu keine Dimensionierungs- und Lösungsansätze.

4.2 Numerische Analysen von Druckbehälterstutzen

Da analytische Verfahren zur Beanspruchungsanalyse und experimentelle Untersuchungen an Behälter-Stutzen-Verbindungen nur in einem sehr eingeschränkten Rahmen Anwendung finden, werden verstärkt numerische Berechnungsmethoden, wie die Finite-Elemente-Analyse (FEA), zur Berechnung von komplexen Strukturen verwendet. Insbesondere zur Spannungsanalyse bei schrägen Stutzen unter Innendruck und Rohrleitungsreaktionen wird die FEA verwendet [103]. Die numerischen Ergebnisse dieser Parameterstudie zeigen die Spannungsumlagerung bei der Variation von Geometrieparametern (Winkel zwischen dem Stutzen und Behälter) und sind in graphischer Form zur Verfügung gestellt.

Die Auswirkung von Systemlasten auf den Spannungszustand in rechtwinkligen T-Stücken wird in [10] beschrieben. Es wird explizit darauf hingewiesen, welche Komplexität und Schwierigkeit eine Lebensdauervorhersage darstellt. Aus elastischen numerischer Berechnungen (FEA) werden die Orte der Spannungsmaxima aufgrund Innendruck und zusätzlichen äußeren Lasten ermittelt (Abb. 17). Je nach Belastung liegen die hoch beanspruchten Stellen in verschiedenen Bereichen der Zylinder-Stutzen-Verschneidung. Es werden übertragbare Momente für verschiedene Bauformen von T-Stücken angegeben.

In [24] werden Ergebnisse einer linear-elastischen und einer plastischen FE-Analyse am Beispiel dickwandiger Kugelbehälter mit Stutzenanschluss unter Anwendung der Spannungsbeurteilung aus dem ASME-Codes Section VIII Division 3 verglichen. Das Ergebnis zeigt, dass die plastische Analyse exaktere Werte liefert und eine rein linear-elastische Beanspruchungsanalyse für große Durchmesser-Verhältnisse nicht geeignet erscheint.

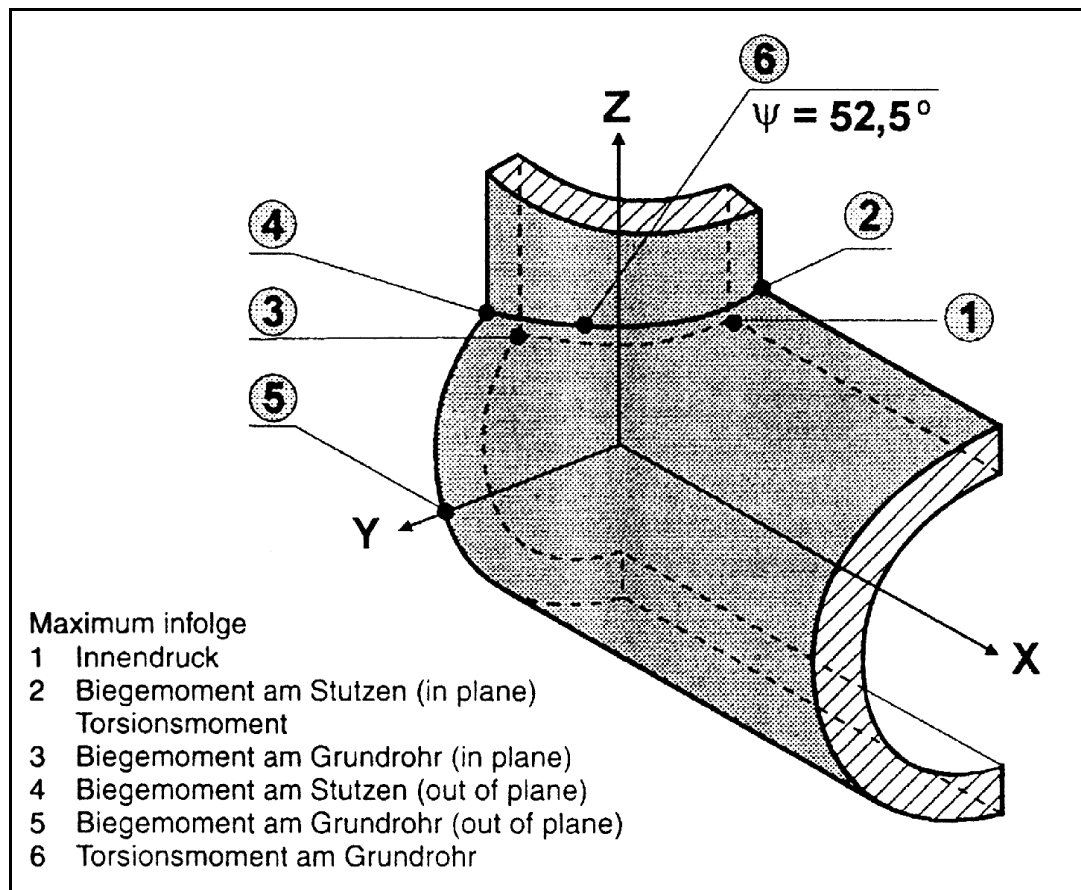


Abb. 17: Spannungsmaxima an einem T-Stück (aus [10])

Die Resultate einer numerischen Analyse der lokalen Spannungswerte im Verschneidungsbereich eines schrägen Stutzens (45°) werden in dem Beitrag [133] in Form von Diagrammen zur Verfügung gestellt. Die aufgrund der Innendruckbeanspruchung auftretenden Spannungen werden an acht verschiedenen Stellen des Verschneidungsbereichs diskutiert. Der höchst beanspruchte Punkt liegt an der spitzwinkligen Innenseite des Stutzens.

In [64] werden numerische Traglastberechnungen an Stutzen mit einem Wanddurchriss im Schweißnahtbereich durchgeführt. Als Lasten wirken der Innendruck und ein Moment senkrecht zur Behälterachse (out-of-plane bending). Die Ergebnisse werden in Form von Interaktionsdiagrammen zusammengefasst. Einen Überblick über die geschichtliche Entwicklung der Traglasttheorie, sowie deren Voraussetzungen und Grundlagen werden in [12] beschrieben.

Mit dem Zweck, ebenfalls Belastungsgrenzen zu bestimmen, untersuchen TABONE und MALLETT [118] einen rechtwinkligen Stutzen in einem zylindrischen Behälter mittels FE-Methode für die drei Lastfälle: Innendruck, Moment und Innendruck mit

Moment überlagert. Dabei wird unter Verwendung von dreidimensionalen FE-Elementen und plastischem Materialverhalten der zu untersuchende Stutzen möglichst realitätsnah modelliert, so dass bei kontinuierlicher Laststeigerung mit Hilfe der Verformungskurve die jeweilige Grenzlast ermittelt werden kann.

Ein weiterer Vorschlag, Grenzlasten für Bauteile zu bestimmen, beruht auf dem „Lower Bound Limit Load Theorem“, das besagt, dass für eine statisch zulässige Spannungsverteilung, welche aus einer gegebenen Belastung resultiert und an keiner Stelle die Fließbedingung verletzt, für das Bauteil diese Last eine untere Grenze darstellt. Durch die Verknüpfung dieses Theorems mit der sog. elastischen Kompensationsmethode wird in [80] aufgezeigt, wie unter einer Abfolge von elastischen FE-Analysen unter Anpassung des Elastizitätsmoduls Grenzlasten für Stutzenanschlüsse in kugeligen Behältern näherungsweise bestimmt werden können. Die Ergebnisse wurden mit Lösungen anderer Literaturstellen und plastischen FE-Analysen verglichen. Es wurde herausgefunden, dass die elastische Kompensationsmethode im Falle von komplexen dreidimensionalen Strukturen gute Abschätzungen für plastische Versagensmechanismen bereitstellt. Ergänzend hierzu wird darin erwähnt, dass unter Anpassung dieser Methode mit Hilfe einer zu ermittelnden Eigenspannungsverteilung auch eine Bestimmung von Shakedown-Grenzen möglich wäre.

SKOPINSKY [103] berechnet unter Verwendung der Theorie dünner Schalen und der FE-Methode schräge Stutzen unter äußeren Lasten. Er begründet seine Untersuchungen damit, dass nichtradiale Stutzen-Zylinder-Verbindungen im gleichem Maße wie rechtwinklige zur Anwendung kommen und deshalb die Spannungsanalyse von praktischem Interesse ist. Es werden linear-elastische Analysen zur Spannungsermittlung im Verschneidungsbereich durchgeführt. Die entwickelte numerische Prozedur zeichnet sich durch geringe Rechenzeiten aus. Die numerischen Ergebnisse stimmen gut mit experimentellen Untersuchungen aus der Literatur überein. Unterschiede zeigen sich jedoch im Verschneidungsbereich, was auf den Schweißnahtinfluss zurückzuführen ist, der bei dieser FE-Modellierung nicht berücksichtigt werden kann. Der Autor beschreibt auch, dass sich unter äußeren Stutzenlasten (in-plane bending) das Beanspruchungsmaximum in einem Winkel zur Symmetrieebene einstellt. Dies konnte auch bei den im Rahmen dieser Arbeit vorgenommenen FE-Analysen von schrägen Stutzen festgestellt werden.

Im Forschungsvorhaben von SAAL und BAUER werden Festigkeitsnachweise von Stutzenanschlussstellen im Krepfenbereich gewölbter Böden unter Berücksichtigung der Einwirkungen von Stutzenlasten mit Erweiterung auf Ermüdungsfestigkeit behandelt [97][98]. Eine FE-Parameterstudie an Stutzen im Krepfenbereich von Klöpperböden wird mittels Schalenelementen durchgeführt. Als Ergebnis liegen Strukturspannungen entlang der Verschneidungslinie von Behälterboden und Stutzen vor. Kerbfaktoren können nur frei gewählt werden. Sie sind kein Ergebnis dieser Analysen, sondern hängen von der lokalen Geometrie (Schweißnaht) der Stutzenverbindung ab. Diagramme stellen die Ergebnisse der Parameteruntersuchungen in Abhängigkeit von Geometrieparametern dar und eine Interpolation ist mit Hilfe eines Computerprogramms möglich. Zur Verifikation der Berechnungen werden an zwei Versuchskörpern (Stutzen in Klöpperböden) aus H11 (Kesselblech) Messungen im Low-Cycle-Fatigue-Bereich vorgenommen. Aufgrund von hohen Spannungskonzentrationen im Verschneidungsbereich und wegen einer zu hohen versuchstechnischen Anforderung werden die Behälterstutzen nur mit Momenten, nicht aber mit Innendruck belastet. Die Rissentstehung wurde mit zwei Verfahren, der akustischen Risserfassung und dem Magnetpulververfahren dokumentiert. Die Stutzenmomente betragen zum einen 18,06 kNm (Versuchskörper1) bzw. 3 kNm (Versuchskörper2). Ein Anriss konnte für den VK1 bei $N = 500$ Lastwechsel und für den VK2 bei $N = 21600$ Lastwechsel festgestellt werden. Beim VK1 hat sich innerhalb weniger Lastspiele ein mit dem bloßen Auge erkennbarer Riss bis zum halben Stutzenumfang gezeigt. Der mit dem Magnetpulververfahren detektierte Riss hatte eine Länge von 2 cm. Dieser Riss auf der Außenseite der Behälterschale (Nahtübergangskerbe) war rein optisch und ohne Anwendung des Magnetpulververfahren nicht erkennbar.

Numerische Traglastberechnungen an Stutzen unter Anwendung verschiedener Auswerteverfahren für die Berechnungsergebnisse werden in [73][84] durchgeführt. Die Ergebnisse werden in Last-Verschiebungs-Diagrammen dargestellt. Die unterschiedlichen Auswertungen führen zu streuenden Ergebnissen. Die Untersuchungen machen deutlich, dass zur Ermittlung von Grenzlaster das reale Werkstoffverhalten und geometrische Nichtlinearitäten (große Verformungen) berücksichtigt werden müssen.

Ein Vergleich zwischen einer linear-elastischen und elastisch-plastischen FE-Analyse an einem Stutzen in einem dickwandigem Kugelboden unter

Innendruckbelastung wird in [24] durchgeführt. Die nach dem ASME-Code ausgelegten Druckbehälter werden einer statischen, Shakedown- und Ermüdungsanalyse unterzogen. An festgelegten Auswertepfaden wird eine Spannungskategorisierung der elastisch berechneten Spannungen vorgenommen. Zur Bewertung der Konstruktion in Hinblick auf Shakedown wird eine schwellende Innendruckbelastung auf das Modell aufgegeben und die Dehnungen an den Lastumkehrpunkten ausgewertet. Es wird für die aufgegebene Belastung kein progressives Versagen festgestellt. Die Ermüdungsanalyse führt näherungsweise zum gleichen Ergebnis. Als Schlussfolgerung der Analysen stellt der Autor fest, dass die Verwendung von linear-elastischen Analysen für dickwandige Druckbehälter nicht geeignet erscheint. Die elastisch-plastischen Analysen ergeben im Vergleich zu den elastischen genauere Ergebnisse. Die Schwierigkeit der Festlegung von Auswertepfaden zur Bewertung nach Spannungskategorien kann mit Hilfe einer plastischen Analyse umgangen werden.

In [36] wird beschrieben, wie durch moderne Methoden von Spannungsanalytik, Fertigungs- und Werkstofftechnik ein Apparat für eine Ammoniakanlage ausgelegt wird. Die Bauteilauslegung und Ermüdungsanalyse erfolgte durch Kombination von Dehnungsmessung und FE-Berechnung. Zur Erfassung der lokalen Beanspruchungen aus Innendruck und äußeren Kräften im Übergangsbereich der Stutzen wurden 3D-Modelle verwendet. Es konnte eine überaus gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung erzielt werden.

4.3 Experimentelle Untersuchungen an Stutzen

Analysen an rechtwinkligen Stutzen-Zylinder-Verbindungen unter reiner Innendruckbelastung werden schon seit längerer Zeit am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau durchgeführt [14][129][130].

Sowohl numerisch als auch experimentell wurden Risse untersucht, welche an Stellen mit örtlichen Spannungsspitzen bevorzugt entstehen, z.B. im hochbelasteten Bereich von Behälteranschlüssen (Abb. 18, Abb. 19). Die experimentellen Untersuchungen wurden an spannungsoptischen Modellen durchgeführt. Es wurden nach einem angenommenen Wanddurchbruch die zu erwartende Rissgeometrie und die Beanspruchung des Durchrisses ermittelt. Diese Werte dienten bei einer sicherheitstechnischen Analyse, dem sog. Leck-vor-Bruch-Nachweis, als Berechnungsgrundlage.

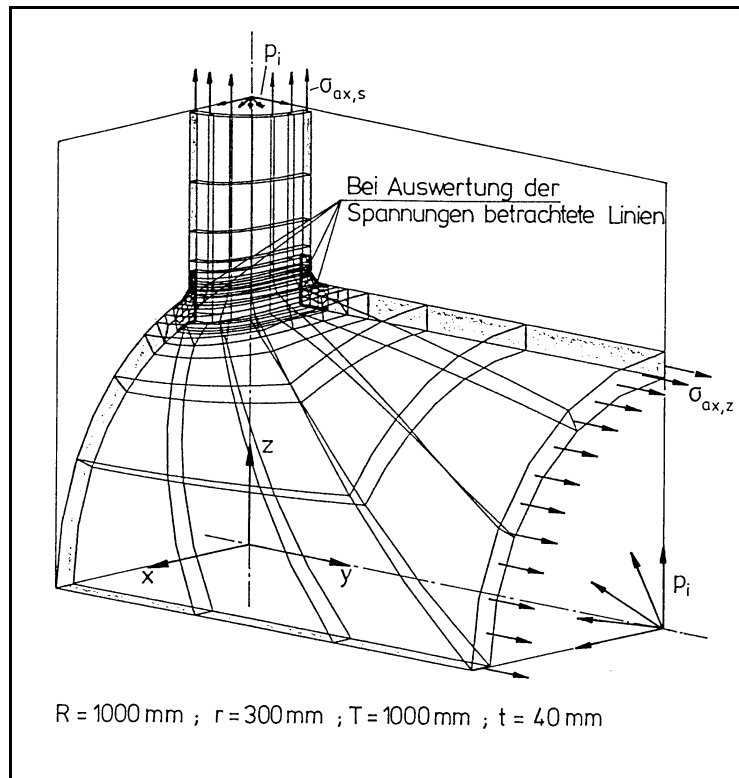


Abb. 18: FE-Netz einer Stutzen-Zylinder-Verbindung mit Durchriss einschließlich Lasten und Randbedingungen [130]

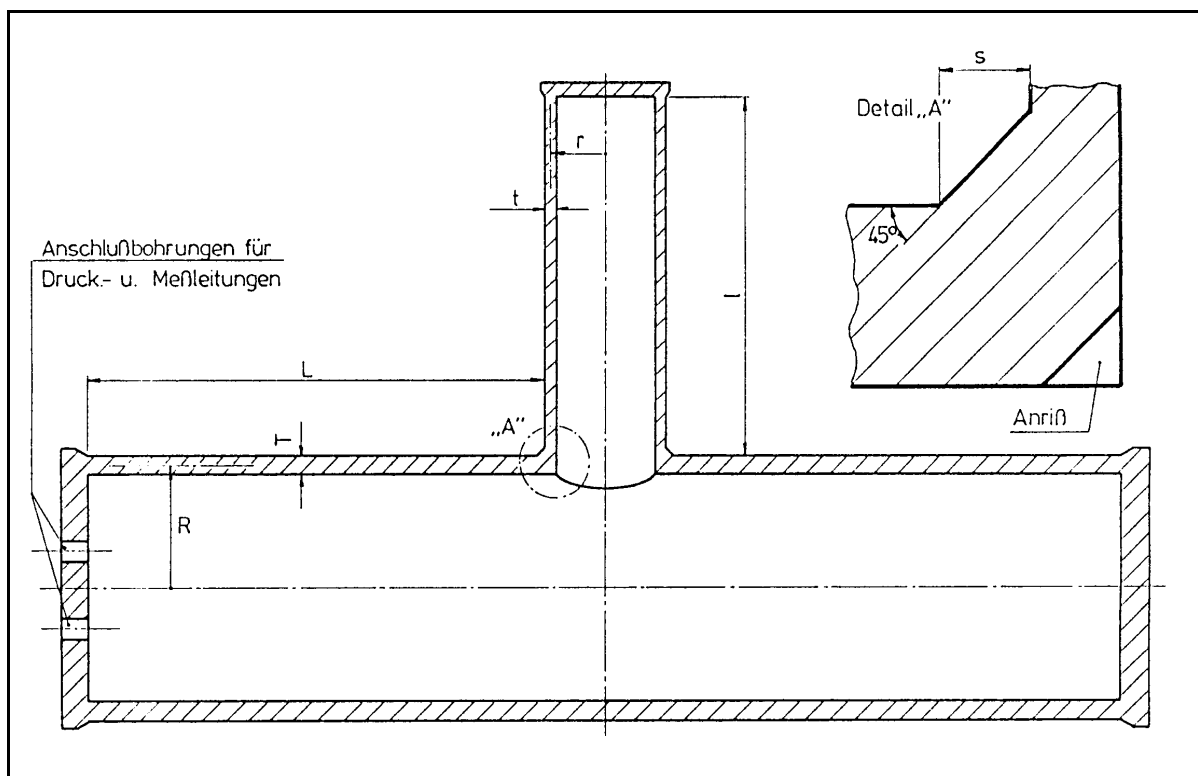


Abb. 19: Spannungsoptisches Kunstharzmodell einer Stutzen-Zylinder-Verbindung zur Rissbewertung [130]

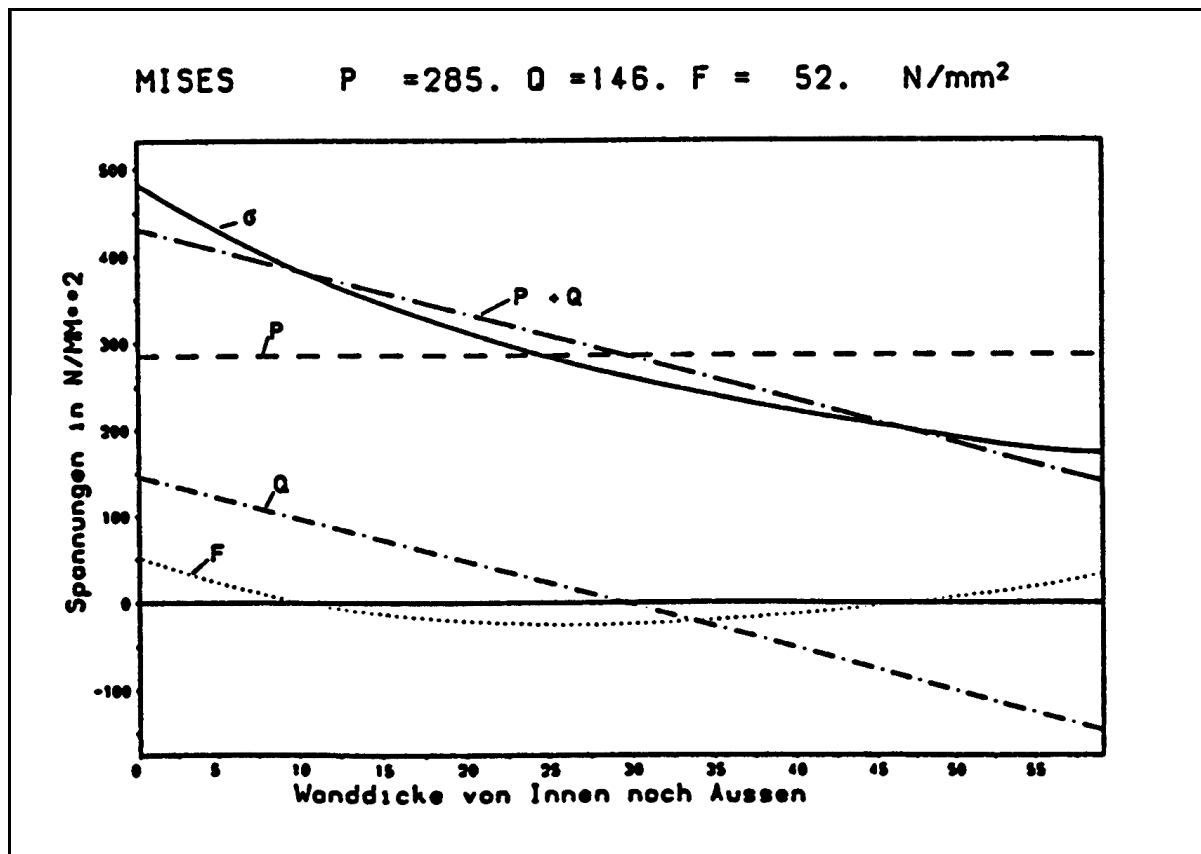


Abb. 20: Bewertung mit Spannungskategorien an einem Übergang Stutzen-Zylinder

Zur notwendigen Ergänzung der Vorschriftenberechnung wurde am Beispiel von Stutzen-Zylinder-Verbindungen ein Konstruktionswerkzeug basierend auf FE-Analysen entwickelt, das die Möglichkeit bietet, aufgrund minimaler Eingaben eine durch den Anwender kontrollierte automatische Vernetzung und nachgeschaltete Spannungsbewertung durchzuführen. Die Modellgenerierung erfolgte speziell zur Ermittlung des Grundbeanspruchungszustandes infolge Innendruck in einer senkrechten Verbindung zwischen einem Stutzen und einem Behälter. Zur Auswertung stellt das Programm Listen und graphische Darstellungen von charakteristischen Beanspruchungsgrößen zu Verfügung. Zusätzlich wird an vordefinierten Linien eine Bewertung nach Spannungskategorien vorgenommen, indem die Spannungskomponenten in Primär-, Sekundär- und Spitzenspannungsanteil aufgegliedert werden (Abb. 20). Dadurch kann im Gegensatz zu der im Regelwerk angesetzten mittleren Spannung eine Bewertung des komplexen Spannungszustandes durchgeführt werden.

Auf der Grundlage der Theorie biegesteifer Schalen nach REIDELBACH wird in [113] ein Computer-Programm entwickelt und mit Dehnungsmessungen an Großstutzen

der Atomreaktoren Grunddremmungen und Lingen während der ersten Druckprobe verglichen. Es zeigte sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Berechnungs- und Messergebnissen. Eine umfangreichere Literaturübersicht der zugrunde gelegten analytischen Berechnungsformeln achsensymmetrischer und biegesteifer Rotationsschalen und die Gegenüberstellung mit den Messungen ist in [114] ausführlich dargestellt.

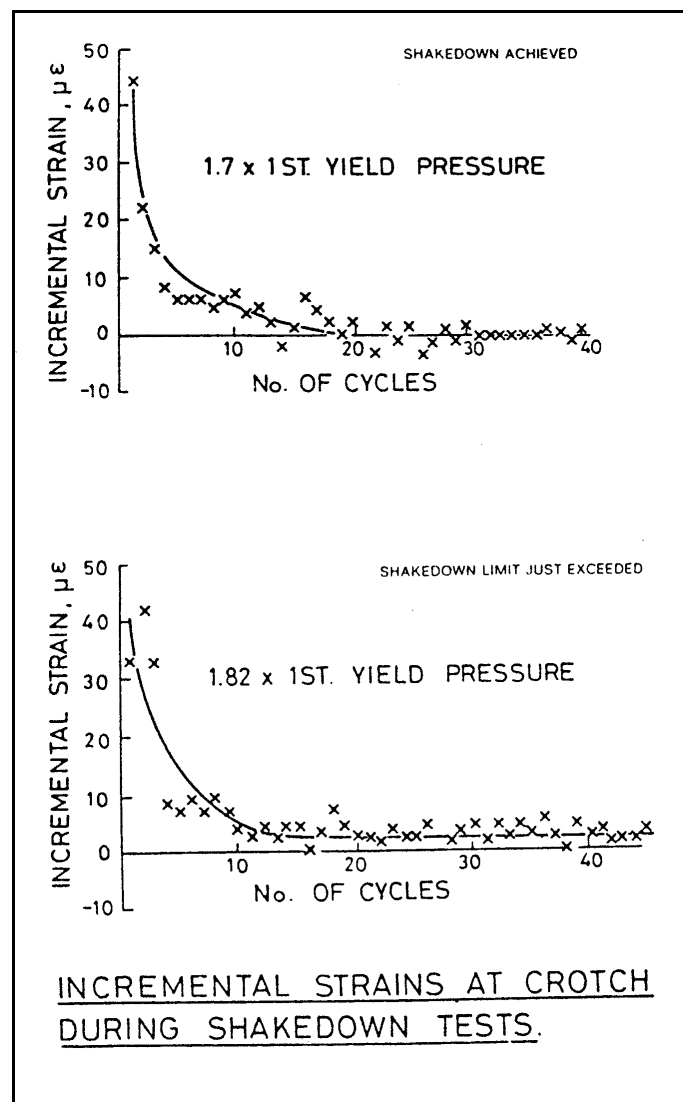


Abb. 21: Shakedown-Experiment: Stutzen in einem zylindrischen Behälter (aus [88])

Es gibt nur wenige veröffentlichte experimentelle Shakedown-Untersuchungen an Stutzen in zylindrischen Behältern. In [88] werden für unterschiedliche mit Innendruck belasteten Stutzen Shakedown-Faktoren (normiert auf den Innendruck bei Fließbeginn) experimentell bestimmt. Die Ergebnisse der inkrementellen Dehnungsänderungen von zwei Versuchen sind in Abb. 21 dargestellt. Im Fall 1,7 x Innendruck bei Fließbeginn nimmt die Dehnungsänderung innerhalb 30

Belastungszyklen auf Null ab. Es treten keine weiteren plastischen Dehnungsänderungen auf. Es stellt sich Shakedown-Verhalten im Bauteil ein. Wird der Innendruck auf das 1,82-fache erhöht, so nähern sich die Dehnungsänderungen einem konstanten Wert von ca. 5 μm Dehnung. Mit dieser zyklischen Belastung wird die Shakedown-Grenze überschritten. Generell lagen die Shakedown-Faktoren für die untersuchten Stutzen im Bereich von 1,75.

Experimentelle Untersuchungen zum Innendruckschwellverhalten von Rohrleitungen mit rechtwinkligem unverstärktem Abzweigstück wurden in [128] durchgeführt. Bei konstanter Grundrohrgeometrie 323,9 mm x 8 mm wurde das Stutzendurchmesser Verhältnis zwischen 1,0 und 1,56 variiert. Die dargestellten Ergebnisse geben Aufschluss über das Festigkeitsverhalten der untersuchten Proben sowohl im Zeitfestigkeits- als auch im Dauerfestigkeitsbereich. Im Gebiet der Zeitfestigkeit erhält man bei doppelt-logarithmischer Auftragung der Versuchsergebnisse Geraden. Der Autor stellt fest, dass die Wöhlerlinien der Abzweigstücke sich mit zunehmendem Stutzendurchmesser bzw. abnehmender Stutzenwanddicke immer weiter von der des nahtlosen Rohres entfernen. Stutzen mit gleichem Durchmesser Verhältnis des Stutzenrohres liegen im gleichen Streubereich einer Bauteilwöhlerlinie.

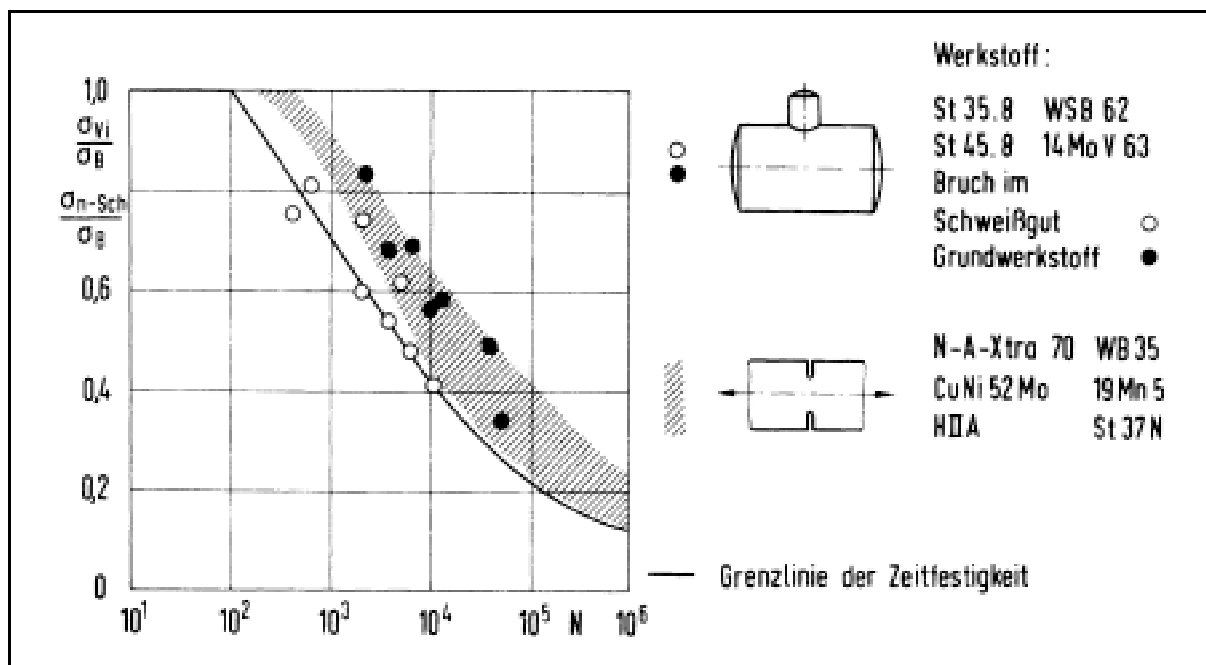


Abb. 22: Gegenüberstellung der Ergebnisse aus Innendruck-Schwellversuchen an Druckbehältern mit eingeschweißtem Stutzen und Zug-Schwellversuchen mit Kerbstäben [127]

In ähnlicher Weise ist in [127] ein Vergleich zwischen Ergebnissen von Innendruck-Schwellversuchen an Druckbehältern mit eingeschweißten Stutzen und von schwellend beanspruchten Kerbstäben aufgezeigt. Die Versuche mit gekerbten Proben dienen dazu, das Festigkeitsverhalten von technischen Bauteilen wie einer Stutzenverbindung zu erfassen. In Abb. 22 ist die Vergleichsspannung der Stutzenrohre und die Schwellfestigkeit der Kerbproben, bezogen auf die Zugfestigkeit des Werkstoffs, über der Lastspielzahl bis zum Bruch aufgetragen. Insbesondere bewirken Fehlstellen in der Schweißnaht, dass der Bruch im Schweißgut und nicht im Grundwerkstoff eintritt. Außerdem erfolgt der Bruch schon bei niedrigeren Lastspielzahlen.

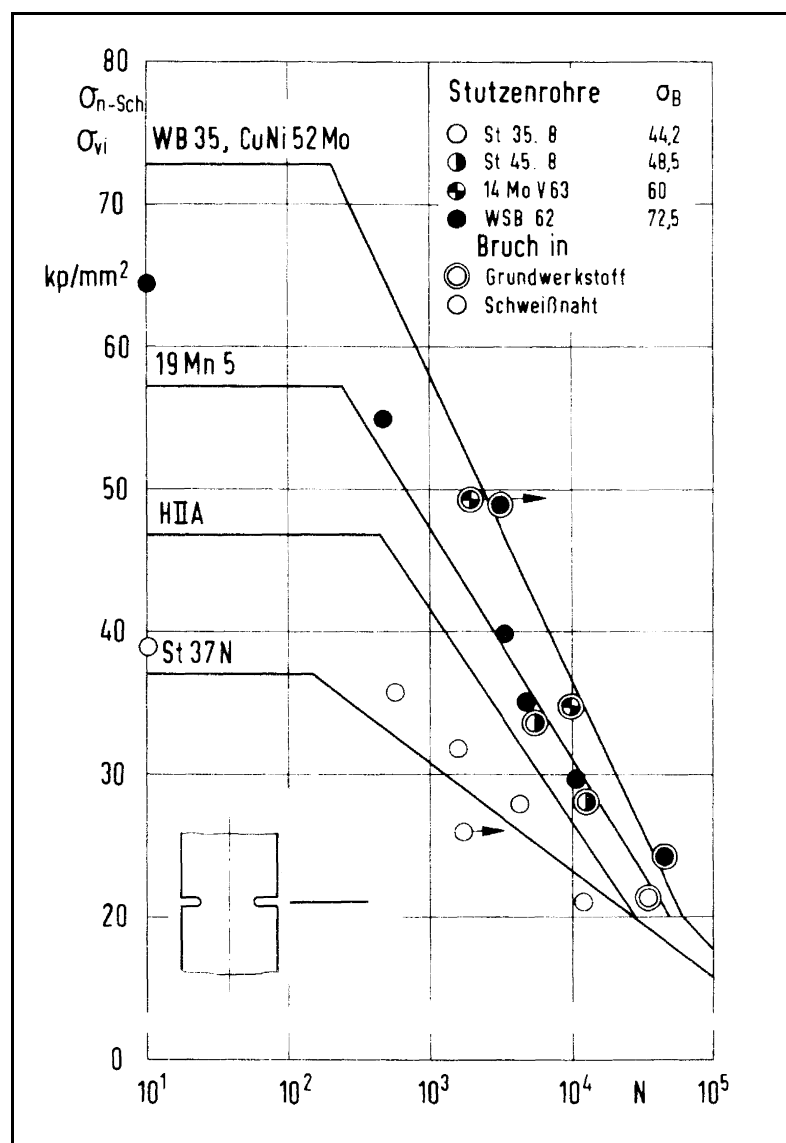


Abb. 23: Vergleich von Zug-Schwellversuchen an Kerbstäben mit Innendruck-Schwellversuchen an Behältern mit eingeschweißten Stutzen [127]

Eine andere Auftragung in Abb. 23 stellt die gleichen Ergebnisse dar. Aus der Abbildung wird deutlich, dass für Kerbstab- und Behälterwerkstoffe vergleichbarer Zugfestigkeiten auch im Zeitfestigkeitsgebiet Wöhlerkurven und Versuchspunkte nahe beieinander liegen.

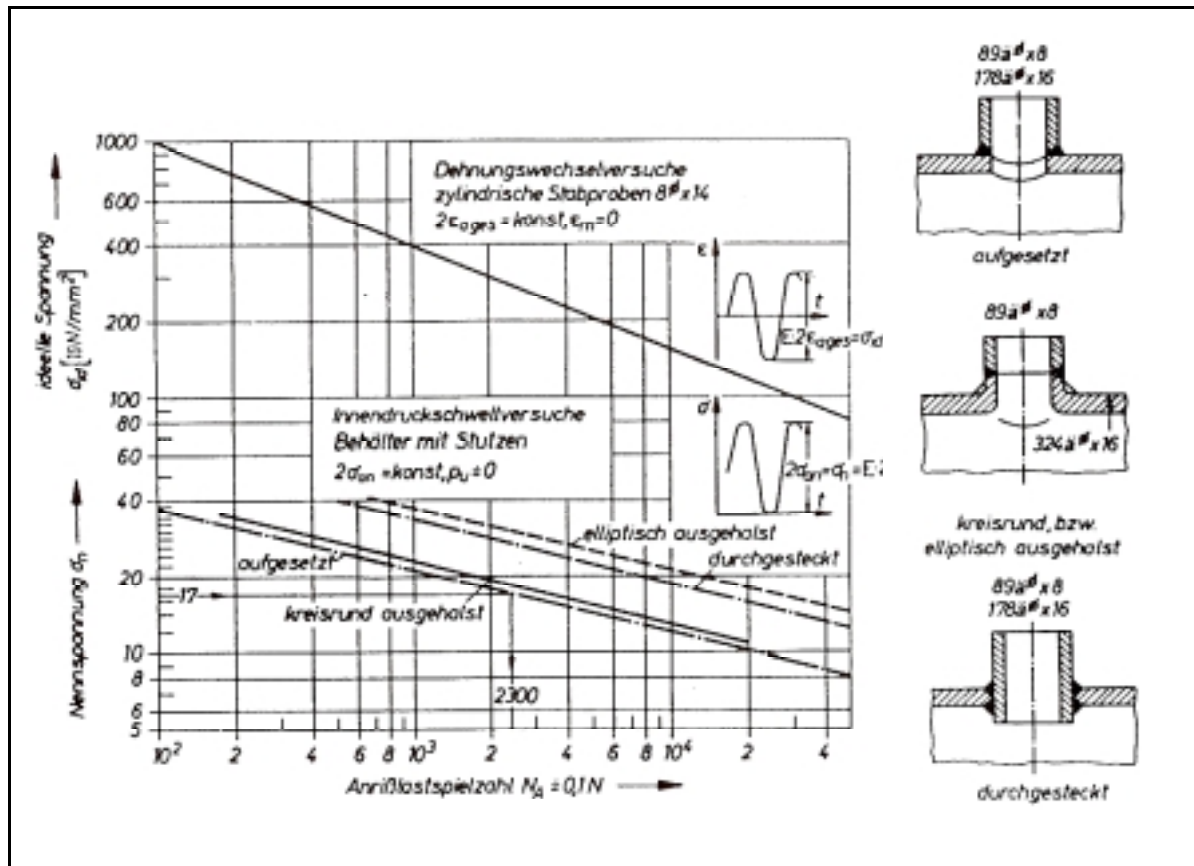


Abb. 24: Dehnungswechselversuche an Stützen mit unterschiedlichen Ausführungen
[115]

Weitere experimentelle Untersuchungen unter Variation des Stützen-Behälter-Übergangs sind in Abb. 24 veranschaulicht. Deutlich zeigt sich, dass der aufgesetzte Stützen hinsichtlich Lebensdauer die geringsten Innendruckbeanspruchungen ertragen kann und die kritischste Ausführungsform darstellt.

UEBING und KERKHOFF [124] vergleichen Versuchsergebnisse von Formstücken mit der Regelwerksauslegung nach TRD 301, DIN 2413 und ASME III. Es werden die an einem Formstück bei experimenteller Spannungsanalyse ermittelten Stellen höchster Beanspruchung unter Innendruck und äußeren Lasten angegeben. Die Autoren verweisen darauf, dass die Aussagen nur für die dargestellte Bauteilgeometrie Gültigkeit haben und eine Übertragbarkeit im großen und ganzen nicht gegeben ist. Aufgrund zunehmender Bedeutung von Zeitstands-, Schwell- und

Zusatzbeanspruchungen stellen die Autoren fest, dass in den technischen Regelwerken nur ein Teil der Beanspruchungen, die ein Bauteilversagen verursachen können, abgedeckt sind.

In dem Forschungsvorhaben des Technischen Überwachungs-Vereins wurden Ausschnitte in dickwandigen zylindrischen Behältern unter innerem Überdruck systematisch mit Hilfe von spannungsoptischen Modellen und dem Einfrierverfahren untersucht [123]. Die Motivation für die Arbeit gründete auf einer nicht vorhandenen Berechnungsmethode für derartige Konstruktionen. Auch aus der Literatur ließ sich keine brauchbare Methode für die Regelwerksanforderung ableiten. Die Kerbfaktoren der 28 untersuchten Epoxidharzmodelle liegen zwischen 1,82 und 3,25.

Umfangreiche experimentelle Traglastanalysen von T-Stücken mit unterschiedlichen Stutzengeometrien (rechtwinklig, schräg, ausgehalst) unter Innendruck und äußeren Lasten (in-plane, out-of-plane Momente) werden in [101][102][69] durchgeführt. Die Auswertung der Bauteilfließkurven erfolgt nach dem Tangentenschnittverfahren. In ähnlicher Weise wird in [99] ein Traglastvergleich zwischen einem rechtwinkligen und einem schrägen Stutzen unter Innendruckbelastung vorgenommen. Die Ergebnisse zeigen, dass der Grenzdruck für schräge Stutzen geringer ist als für rechtwinklige. An der spitzwinkligen Seite treten die höchsten Dehnungen auf. In ähnlicher Weise werden in [26][27] das elastisch-plastische Verhalten und Traglastverhalten von rechtwinkligen Zylinder-Zylinder-Verschneidungen und geraden Rohrstücken unter Innendruck und am Stutzen angreifenden äußeren Kräften experimentell untersucht. Die Ergebnisse werden in Hinsicht auf Geometrieinflüsse, wie z.B. Wandstärken und Schweißnaht, diskutiert und bewertet.

In [46] werden experimentelle Traglastuntersuchungen an Stutzen in einem Kugelboden unter Innendruckbelastung durchgeführt und mit Ergebnissen nach der unteren Traglasttheorie verglichen. Der bruchmechanische Einfluss von unterschiedlich tiefen Schlitzen entlang der Verschneidungskurve an der Behälteraußenseite und unterschiedliche Materialien (Stahl, Aluminium) wird bewertet. Die Auswertung der Dehnungsmessung erfolgt nach unterschiedlichen Verfahren (starr-plastisches Materialverhalten, Tangentenschnittverfahren, Dehngrenzenverfahren, $2-\alpha$ -Verfahren).

Mall [67] untersucht das Innendruckschwellverhalten von Hohlzylindern mit eingeschweißtem Stutzen. Neben unverstärkten Ausschnitten werden 5 unterschiedliche Ausschnittskonstruktionen auf ihre Tragfähigkeit untersucht. Es ergaben sich bei doppelt logarithmischer Auftragung für den Bereich $10^3 \leq$ Bruchlastspielzahl $\leq 2 \cdot 10^6$ Geraden. Die Tragfähigkeit bei schwellendem Innendruck wird bei gleicher Konstruktion nur vom Durchmesser Verhältnis beeinflusst. Abzweigstücke mit unterschiedlichem Stutzendurchmesser aber identischem Durchmesser Verhältnis liegen im gleichen Streuband. Die Lage und Richtung der zum Versagen führenden Risse wird in Abhängigkeit von Konstruktionsparametern angegeben.

4.4 Shakedown-Ratcheting

Shakedown-Analysen von Bauteilen mit duktilem Materialverhalten sind deshalb für die Auslegung von Bauteilen von Interesse, da sich damit eine Last bestimmen lässt, die bei zyklischer Aufgabe plastisches Versagen des Bauteils im niederzyklischen Bereich (Low Cycle Fatigue) ausschließt. Seit der fundamentalen Veröffentlichung von Melan (statisches Shakedown-Theorem) gab es zahlreiche Arbeiten, die sich mit der Einspieltheorie von Bauteilen beschäftigten. Das Buch von KÖNIG [52] enthält eine umfangreiche Darstellung zur Entwicklung der Shakedown-Theorie und ausführliche Übersicht zur Literatur.

Für aufgesetzte und durchgesteckte Stutzen in kugeligen Behältern unter Innendruck-, axialer Schub- und Momentenbelastung wurde in [56][57][58] unter Verwendung des Theorems von MELAN eine Abschätzung für eine untere Grenze der Shakedown-Lasten durchgeführt. Zusätzlich sind Spannungserhöhungsfaktoren für die Belastungen angegeben. LECKIE betrachtet ein einfaches Modell, um die Beanspruchung an der Schnittstelle zwischen einem Zylinder und einer Kugel anzunähern. Als Grundlage hierfür dienten analytisch ermittelte elastische Spannungen, durch welche ein lineares Optimierungsproblem für die Shakedown-Analyse formuliert werden konnte. Die Ergebnisse der theoretischen Berechnungen wurden in das Regelwerk BS 5500 [3] aufgenommen (Abb. 25).

In ähnlicher Weise werden von SIEBLER [104] unter der Voraussetzung idealelastisch-plastischen Materialverhaltens diskretisierte 2D-Strukturen auf ihr Shakedown-Verhalten untersucht. Diese einfachen Modelle sind einer zyklischen

thermischen und einer konstanten Innendruckbelastung ausgesetzt. Um hier das lineare Optimierungsproblem für eine Shakedown-Analyse anzusetzen, wird die Methode der Finiten Elemente verwendet. Unter Verwendung von geeigneten Eigenspannungsansatzfunktionen entsteht aus dem Theorem von MELAN ein aus Ungleichungen bestehendes lineares Optimierungsproblem. Für den Fall eines rotationssymmetrisch belasteten und eines streifenförmig belasteten Zylinders werden thermisch induzierte Eigenspannungsfunktionen durch elastische FE-Analysen ermittelt. Eine Überprüfung der Ergebnisse erfolgt mit einer elastisch-plastischen FE-Rechnung, die eine Aussage über Wechselplastifizierung und Ratcheting ermöglicht. Dabei wurden im Vergleich mit den Ergebnissen aus der linearen Optimierung Abweichungen bei der Shakedown-Grenze von 10-20% festgestellt, wobei die tatsächlichen Shakedown-Grenzen höher lagen als die aus der linearen Optimierung. Als weiterführende Anregung für folgende Forschungsarbeiten wird darauf hingewiesen, dass die Verwendung von Eigenspannungsfunktionen bei der Shakedown-Analyse nicht auf die beschriebenen untersuchten Lastfälle beschränkt ist.

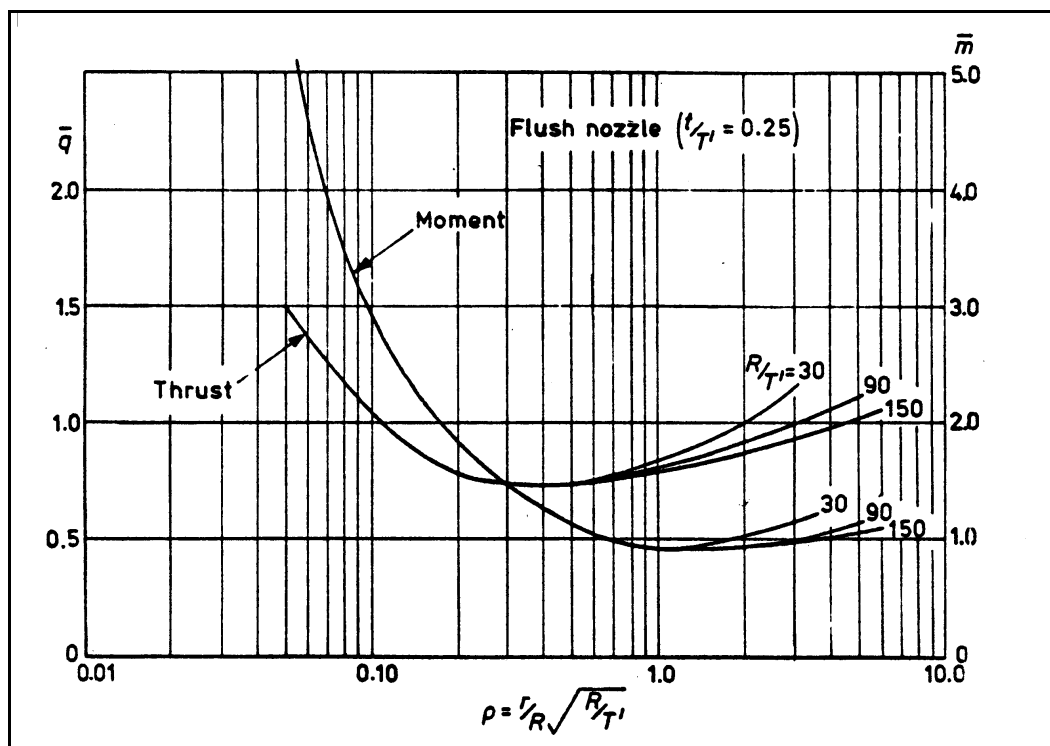


Abb. 25: Shakedown-Faktoren für Stützen in Kugelböden unter axialer Schub- und Momentenbelastung [3]

Zur Bestimmung der Ratcheting-Grenze von Rohrbögen unter konstantem Innendruck und zyklischer Biegemomentenbelastung werden in [77] Experimente mit ansteigender Lastamplitude durchgeführt. Die akkumulierte Ratcheting-Dehnung wird als Bewertungsgröße bei den Lastzyklen bestimmt. Die experimentelle Methodik wird als angemessen für die Ermittlung des einsetzenden Ratchetings erachtet, da aus Sicht der Auslegung es notwendiger erscheint, die Ratcheting-Grenze zu kennen, als den exakten Wert des Ratcheting-Zuwachs.

Der aus dem Zusammenspiel von thermischen und mechanischen Beanspruchungen resultierende komplexe Spannungszustand in der „Ersten Wand“ von Fusionsreaktoren wird zur Verhinderung von vorzeitigem Versagen oder progressiver Verformung (Ratcheting) in [131] beschrieben. Untersuchungen zu dieser Problematik werden neben zahlreichen Ermüdungsanalysen als notwendig erachtet, da ein Versagen von Komponenten aufgrund von Ratcheting nicht auszuschließen ist und große plastische Verformungen beim Betrieb der Anlage zu erheblichen Problemen führen. Es werden theoretische, experimentelle und numerische Untersuchungen an einfachen Modellen (Balken) durchgeführt und sogenannte Bree-Diagramme (Interaktionsdiagramme, Brussels diagrams, Abb. 26) berechnet. Auf aufwendige numerische Berechnungen unter Einfluss eines realitätsnahen Materialverhaltens (Modelle nach CHABOCHE, DRUCKER-PALGEN, DAFALIAS-POPOV, TSENG-LEE) wird aufgrund des Aufwands (Rechenzeiten, Umfang der Arbeit) verzichtet, da in dieser Arbeit der Aspekt des strukturellen Ratchetings unter überwiegender Biegebelastung studiert werden soll. Diese Werkstoffmodellierung ist nicht in der Lage, das Materialratcheting richtig zu beschreiben. Der Autor sieht es jedoch als sinnvoll an, durch Implementierung geeigneter Werkstoffmodelle in den FE-Code derartige Effekte zu erfassen. In dieser Arbeit wird ebenso die Anwendbarkeit des $3 S_m$ -Regel diskutiert. Der $3 S_m$ -Wert dient als Spannungsvergleichswert bei der Auslegung von Komponenten. Der Wert berücksichtigt neben der Streckgrenze auch die Verformungsfähigkeit des Werkstoffs. Die Begrenzung der Summe aus Primär- und Sekundärspannung führt zum elastischen Shakedown. Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass die strikte Einhaltung dieser Shakedown-Bedingung nicht in allen Fällen gewährleistet ist. Ebenso wird in [63] darauf hingewiesen, dass bei der Auslegung des ASME-Codes jedoch manche Abschnitte, vor allem die bekannte $3 S_m$ - Regel für zyklische Lasten, mit kritischer Vorsicht zu interpretieren sind. Die Richtlinien zur Bewertung

der mit 3D-Modellen berechneten Beanspruchungen bleiben auch über die Regelwerke hinaus in der Diskussion (3D Stress criteria, Design by Analysis) [34].

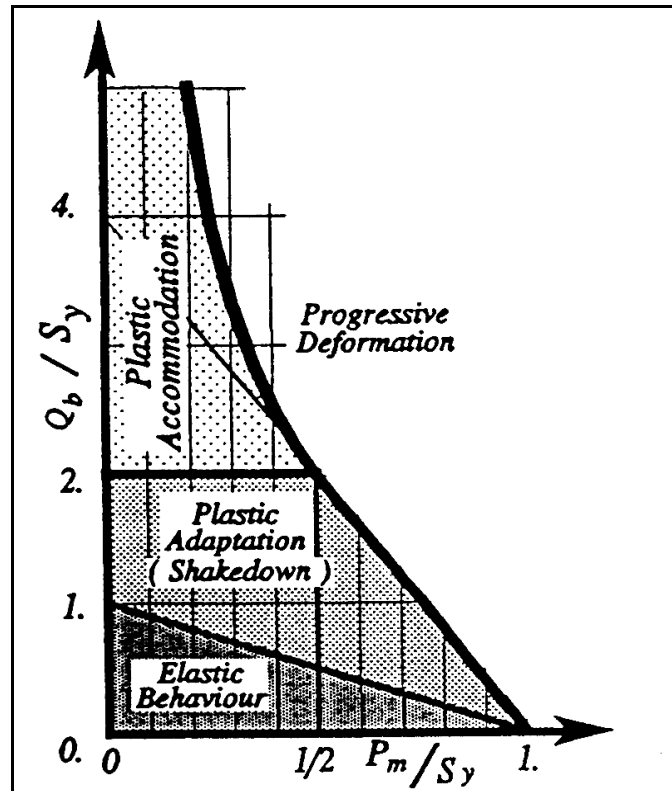


Abb. 26: Bree-Diagramm, Interaktionsdiagramm (aus [35])

Unter Verwendung des kinematischen Shakedowntheorems wird in [59] ein dünnwandiges Rohr unter Lastkombinationen (Innendruck, lokal erhöhtem Innendruck, Axialkraft, radialem Temperaturgradienten) in Hinsicht Shakedown theoretisch und experimentell untersucht. Der Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit der theoretischen Shakedown-Analyse zeigt in Tendenz und Größenordnung eine sehr gute Übereinstimmung. Die etwas größeren Werte im Falle der theoretischen Betrachtung werden auf den kinematischen Ansatz zurückgeführt, der eine obere Schranke für das Shakedown-Kriterium darstellt.

Die Dissertation von ZHANG [136] beinhaltet die theoretische und numerische Untersuchung des Shakedown-Verhaltens von Strukturen aus ideal plastischem und kinematisch verfestigendem Material. Auf die Schwierigkeiten bei der numerischen Bestimmung von Lastfaktoren wird hingewiesen (Schrankencharakter von numerischen Lösungen). Der Lösungsweg zur Bestimmung von Shakedown-Grenzen nach dem statischen Einspieltheorem führt auf ein nichtlineares Optimierungsproblem. Zur Lösung wird das SQP-Verfahren und das Penalty-

Verfahren verwendet. Für die nichtlinear kinematische Verfestigung wird ein 3-D Overlay-Modell entwickelt und mit dem statischen Einspieltheorem auf verschiedene numerische Beispiele angewendet:

- Einfache Scheibe unter veränderlicher Rand- und Temperaturlast
- Turbinenrad mit Temperaturlast und Zentrifugalkraft
- quadratische Scheibe mit Kreisloch unter biaxialer Zugspannung
- dünnwandige Zylinderschale unter konstantem Innendruck und veränderlicher Temperatur
- Kreisplatte belastet mit Flächenlast und Biegemoment
- Kugelschale unter konstantem Innendruck und veränderlicher Temperaturbelastung
- Quadratische Platte unter Flächenlast und linearem Temperaturfeld

Ein tendenzieller Abgleich der Berechnungsmethode mit Experimenten erfolgte an zwei ausgeklinkten Trägern unter zyklischer Querkraftbelastung. Der Autor betont hierzu, dass die Versuche eigentlich nicht für die Einspieluntersuchung gedacht waren. Die numerische Berechnung zeigte, dass man identische Ergebnisse für ideal plastisches und kinematisch verfestigendes Material erhält, d.h. der Träger versagt in den Ecken (ausgerundete Radien) durch alternierende Plastizität.

Eine Beschreibung der Shakedown-Theoreme und deren Anwendung anhand von „einfachen“ Beispielen findet sich z.B. in [8] [11] [16] [20] [21] [37] [50] [51] [68] [74] [75] [76] [78] [79] [85] [86] [117].

In [53] werden eine Reihe von Werkstoffuntersuchungen zum Ratcheting-Verhalten von Baustahl ST 52-3 in Form von Einstufenversuchen mit monotoner Vordehnung unter Variation der wesentlichen Parameter Ausgangsdehnung, Ober- und Unterspannung durchgeführt. Die Versuchsergebnisse ergeben für das Ratcheting unterschiedliche Verhaltensarten mit zunehmender zyklischer Beanspruchung. Es wird sowohl eine Zunahme als auch eine Abnahme der Mitteldehnung beobachtet. An realen Bauteilen, ausgeklinkten Trägern, werden Dehnungsmessungen zur Beurteilung des Einspielverhaltens vorgenommen. Die gemessenen Kraft-Dehnungs-Verläufe lassen sich mit dem Ratcheting an einachsiger beanspruchten Probekörpern vergleichen. Der Autor weist darauf hin, dass die vorgenommenen

experimentellen Untersuchungen erste Schritte zur Klärung des komplexen Problems Shakedown-Ratcheting sind.

BARI und HASSAN [9] vergleichen acht unterschiedliche kinematische Verfestigungsmodelle (ARMSTRONG-FEDRERICK, VOYAIADJIS-SIVAKUMAR, PHILLIPS, TSENG-LEE, KANEKO, XIA-ELLYIN, CHABOCHE, OHNO-WANG), um sie auf ihre Eignung für ein- und mehrachsige Ratcheting-Analysen zu überprüfen. Im Vergleich mit experimentellen Ergebnissen mit stabilisiertem unlegiertem Stahl erhalten sie für das CHABOCHE-Modell die beste Übereinstimmung. Zur Modellierung der kinematischen Verfestigung werden drei Parametersätze (c , γ) verwendet.

HÜBEL [40] schlägt vor, mittels der vereinfachten Fließzonentheorie nach Zarka lokale elastisch-plastische Verzerrungszustände zu bestimmen. Auf die Erfassung wesentlicher plastischer Effekte, wie auch etwa der Werkstoffverfestigung, wird nicht verzichtet. Bei variabler Belastung erhält man eine Abschätzung sowohl der plastischen Dehnschwingbreite für die Verwendung bei einer Ermüdungsanalyse als auch der akkumulierten Verzerrungen für den Einspielzustand. Der Autor weist darauf hin, dass die Akkumulation von Dehnungszuwächsen mit den Belastungszyklen (fortschreitende Plastifizierung, Ratcheting) mittels einer „Step-by-step“-Analyse nur mit enorm hohem Rechenaufwand zu ermitteln ist. Im Gegensatz hierzu genügen bei der vereinfachten Fließzonentheorie oft drei bis vier Berechnungen nach der Elastizitätstheorie.

In [135] werden Shakedown-Grenzen für ebene Druckbehälterböden mit und ohne Ausschnitt analytisch berechnet.

HOFSTÖTTER gibt einen Überblick über das Aussehen von experimentell ermittelten Fließkurven anhand von praktischen Beispielen [39].

CIPRIAN stellt verschiedene Bemessungsverfahren in Regelwerken dar [19]. Dabei unterscheidet er zwischen dem klassischen Konzept (max. zulässige Spannung) und dem elasto-plastischen Konzept (Traglast und Einspielverfahren, Shakedown Analysis, Spannungskategorien). Auf die Verwendung des Traglastverfahrens zur Bemessung von Flanschen und des Einspielkriteriums zur Bestimmung der Berechnungsbeiwerte für gewölbte Böden im AD-Merkblatt wird hingewiesen. Mit dem Beispiel gewölbter Böden wird darauf hingewiesen, dass die Auslegung mit der Methode der Spannungskategorisierung nicht bedenkenlos für beliebige Bauteilkonstruktionen angewendet werden darf. Anhand vier verschiedener

Regelwerksauslegungen von gewölbten Böden werden die jeweiligen Bemessungsverfahren diskutiert.

Im Pipelinebau werden an den Stellen hoher Spannungskonzentration plastische Dehnungen erwartet, die sich jedoch im Laufe von Belastungswechseln abbauen und zu Shakedown im Bauteil führen sollen [83]. Dies trifft sicher auch für den Fall eines gebrochenen verstärkten T-Stücks in [83] zu. Mit Hilfe numerischer Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass ein Schweißnahtdefekt durch zusätzliche Beanspruchung mit hohen Stutzenmomenten zum Schaden geführt hat.

In [60] wird ein radialer Stutzen in einem Kugelboden unter zyklischer Innendruckbelastung mittels einer zyklischen elasto-plastischen FE-Analyse mit einem Experiment verglichen. Als Ergebnis wird gefordert, dass weitere Untersuchungen in diesem Anwendungsbereich (Low Cycle Fatigue) durchgeführt werden.

Auch für noch relativ neue Forschungsbereiche, wie Tribologie und Verschleiß, ist die Ermittlung von Shakedown-Grenzen von Interesse [29]. Ein vergütetes Sintermetall wird hinsichtlich Fressen und Verschleiß untersucht. Die Shakedown-Analysen zeigten die Notwendigkeit auf, plastische Kontaktanalysen für die Verschleißberechnung zu verwenden, da hiermit auf die Verschleißintensität geschlossen werden kann.

In dem Forschungsprojekt LISA [107] [108] werden Traglast- und Einspielanalysen mit Hilfe des industriellen FE-Programms PERMAS vorgenommen. Auf Grundlage der von MISES - Fließbedingung und der Shakedown-Theoreme führt die Lösung einer diskretisierten Einspielanalyse auf ein nichtlineares Optimierungsproblem, das mit den in den Arbeiten von PRAGER, SHEN und ZHANG vorgeschlagenen Basisreduktionsverfahren aufgrund der Problemgröße vereinfacht werden muss. Da genauere und realistische Ergebnisse inkrementelle FE-Analysen liefern, werden Versuche an einem 4-Stab-Modell unter alternierenden Axialkräften und Temperaturen mit elasto-plastischen Simulationsergebnissen mit dem FE-Programm ANSYS verifiziert. Die Versuche zielen auf die Angabe einer Einspielgrenze ab, unterhalb der Versagen durch Ratcheting auszuschließen ist. Es wird deutlich auf den Mangel von Experimenten zum Nachweis der Grenzen zwischen elastischen Einspielen und Versagen nach dem Low Cycle Fatigue bzw. Ratcheting hingewiesen.

4.5 Zusammenfassung

Aus dem Literaturüberblick lässt sich eindeutig schlussfolgern, dass sowohl numerische als auch experimentelle Shakedown-Untersuchungen im Apparate- und Anlagenbau von besonderem Interesse sind. Speziell müssen in Kombination und Abstimmung zueinander eigens durchgeführte Versuche die Sicherheit und Aussagekraft von theoretischen und numerischen Ergebnissen untermauern.

Aus der Auswertung des internationalen Schrifttums ist ein Bedarf in folgenden Punkten abzuleiten:

- Strukturmechanische Analysen von Behälterstützen mit elastisch-plastischem Werkstoffverhalten
- Experimentelle Untersuchungen zum Shakedown-Verhalten von Bauteilen
- Darstellung und Anwendung unterschiedlicher praxisrelevanter Berechnungsverfahren zur Ermittlung von Belastungsgrenzen

5 Rechteckquerschnitt - Analytische Shakedown-Grenze

Aufgrund der Schwierigkeit Shakedown-Grenzen von Anlagenkomponenten analytisch zu berechnen, greift man zur Ableitung von Berechnungsansätzen und Kontrolle von Ergebnissen auf einfache Geometrien und definierte Belastungsarten (konstante, schwellende, wechselnde Lasten) zurück [100]. Einachsige Spannungszustände treten in prismatischen Konstruktionselementen (Stäbe, Balken, Wellen) unter axialem Zug oder Druck und unter Biegebelastung auf. Beispiele hierfür sind Zugstäbe, Druckstäbe, Biegebalken. An dieser Stelle sollen am Beispiel des Rechteckquerschnitts unter konstanter Zug- und zyklischer querkräftfreier Momentenbelastung analytisch Belastungsgrenzen bestimmt werden, da man hier einen einfach zu berechnenden Spannungs- und Eigenspannungszustand vorfindet. Sowohl zur Validierung von numerischen als auch von experimentellen Ergebnissen wird in dieser Arbeit u.a. dieser einfach zu erfassende Anwendungsfall eingesetzt.

Ein Biegebalken mit den geometrischen Abmessungen Höhe H und Breite B wird mit einer konstanten Zugspannung in Balkenlängsrichtung und mit einem veränderlichem querkräftfreien Biegemoment belastet. Das Materialverhalten wird als linearelastisch-idealplastisch mit einer Fließgrenze σ_y angenommen.

Um die für das Einspielen des Bauteils zulässigen Belastungen graphisch darzustellen, wird ein Interaktionsdiagramm des Lastraums erstellt. Auf der Abszisse trägt man die mit der Traglast normierte Zuglast $n = \frac{N}{N_T}$ auf; auf der Ordinate ist das

dimensionslose Biegemoment $m = \frac{M}{M_T}$ aufgetragen. Die größte ertragbare Einzellast

(Traglast) ergibt sich demzufolge zu $n = 1$ und $m = 1$.

Unter der Annahme, dass sich der Querschnitt bei der Verformung nicht verwölbt, sondern eben bleibt, können analytisch folgende Spannungszustände und Belastungsgrenzen abgeleitet werden (Bernoullische Hypothese vom Ebenbleiben der Querschnitte [32]).

Elastische Spannungsverteilung über den Rechteckquerschnitt:

$$\sigma(z) = 12 \frac{M_e \cdot z}{BH^3} \quad (2)$$

Traglastmoment unter reiner Biegung:

$$M_T = \frac{1}{4} \sigma_y BH^2 \quad (3)$$

Elastische Grenzbelastung unter reiner Biegung:

$$M_e = \frac{1}{6} \sigma_y BH^2 = \frac{2}{3} M_T \quad (4)$$

Unter reiner Zugbelastung ist die Traglast erreicht, wenn die Zugspannung den Fließgrenzenwert besitzt:

$$N_T = \sigma_y HB \quad (5)$$

Die Belastungsgrenze für die konstante Zugspannung und ein zwischen $m_{\max} = -m_{\min}$ zyklisches Biegemoment kann formelmäßig wie folgt abgeleitet werden:

$$\begin{aligned} m = \frac{2}{3} \quad & 0 \leq n \leq \frac{1}{2} \\ \frac{3}{4}m + n = 1 \quad & \frac{1}{2} \leq n \leq 1 \end{aligned} \quad (6)$$

Die Traglastgrenzkurve ist wie folgt definiert:

$$m + n^2 - 1 = 0 \quad (7)$$

Die elastische Grenzkurve wird durch folgende Gleichung bestimmt:

$$\frac{3}{2}m + n = 1 \quad (8)$$

Die Beanspruchungsgrenzen sind in Diagrammform in Abb. 27 dargestellt. Bis zu einer Zugbelastung von $n = 0,5$ verläuft die Shakedown-Grenze waagrecht. Einzig das zyklische Biegemoment führt zu einem Akkumulieren der Dehnungen im Querschnitt, d.h. die überlagerten Zugspannungen beeinflussen das Shakedown-Verhalten des Bauteils nicht. Die Auswirkungen der konstanten Zugspannung machen sich erst im Bereich zwischen $n = 0,5$ und $n = 1,0$ bemerkbar. Die Shakedown-Grenze nimmt mit steigender Zuglast linear auf null ab. Im Falle der

elastischen Grenzkurve und der Traglastgrenze reduziert die zunehmende Zugspannung den Grenzwert ständig.

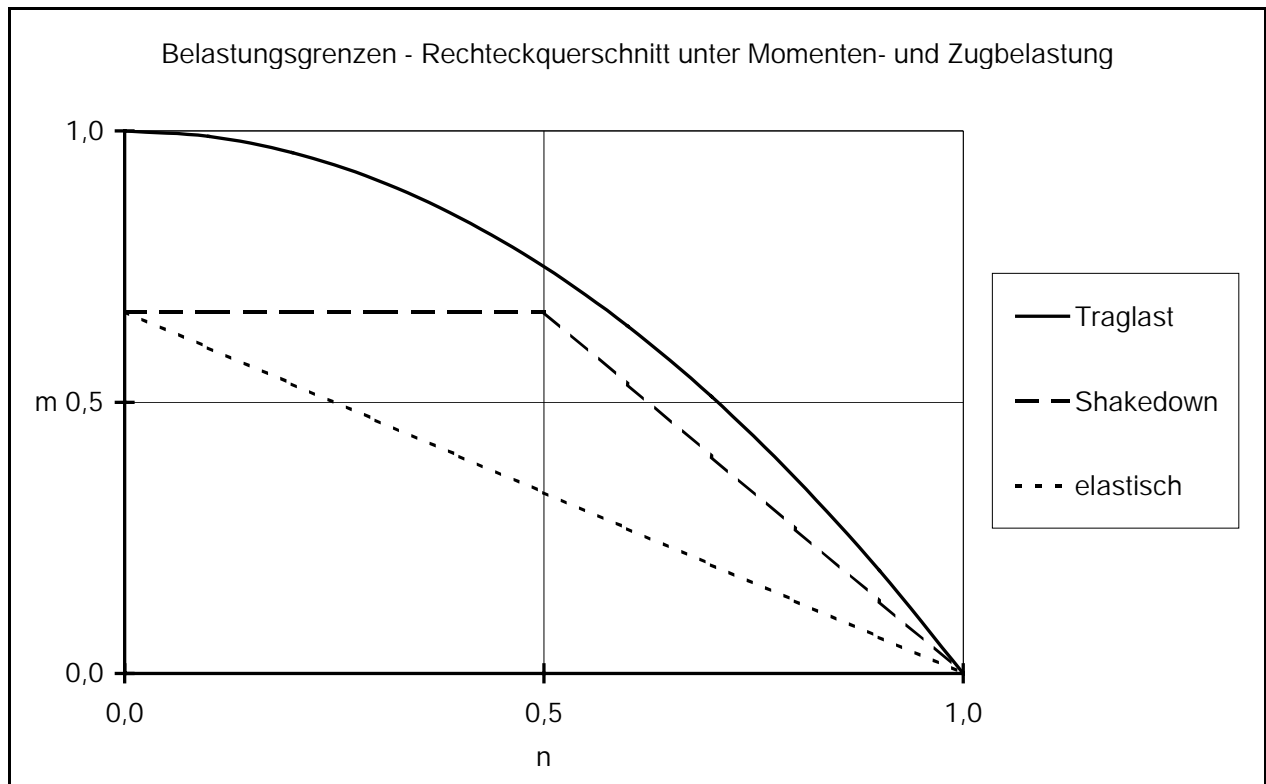


Abb. 27: Interaktionsdiagramm - Rechteckquerschnitt

6 Stutzenmodelle zur numerischen Analyse

Der Aufwand der Modellerstellung bei der FE-Analyse ist bei dieser Problemstellung gegenüber der eigentlichen Rechnung verhältnismäßig hoch. Soll der Einfluss von Innendruck und äußeren Lasten auf den komplexen Verschneidungsbereich von schrägen Stutzen-Zylinder-Verbindungen einer genauen Analyse unterzogen werden, so genügt es nicht, bei der Modellerstellung Schalenelemente zu verwenden. Im interessanten Übergangsbereich mit den auftretenden Spitzenspannungen sind dann relativ große Ungenauigkeiten zu erwarten. Für praxisrelevante Berechnungen ist ein dreidimensionales Modell aus Solid-Elementen (Volumen-Elementen) zu erstellen, wobei in der Umgebung des Ausschnitts sehr kleine Elemente nötig sind, um die hohen Spannungsgradienten zu erfassen. Symmetriebedingungen können bei der Aufgabe von nichtsymmetrischen Lasten (Biegemoment senkrecht zur Stutzenebene) nicht ausgenutzt werden, so dass dann der komplette Behälterabzweig modelliert werden muss.

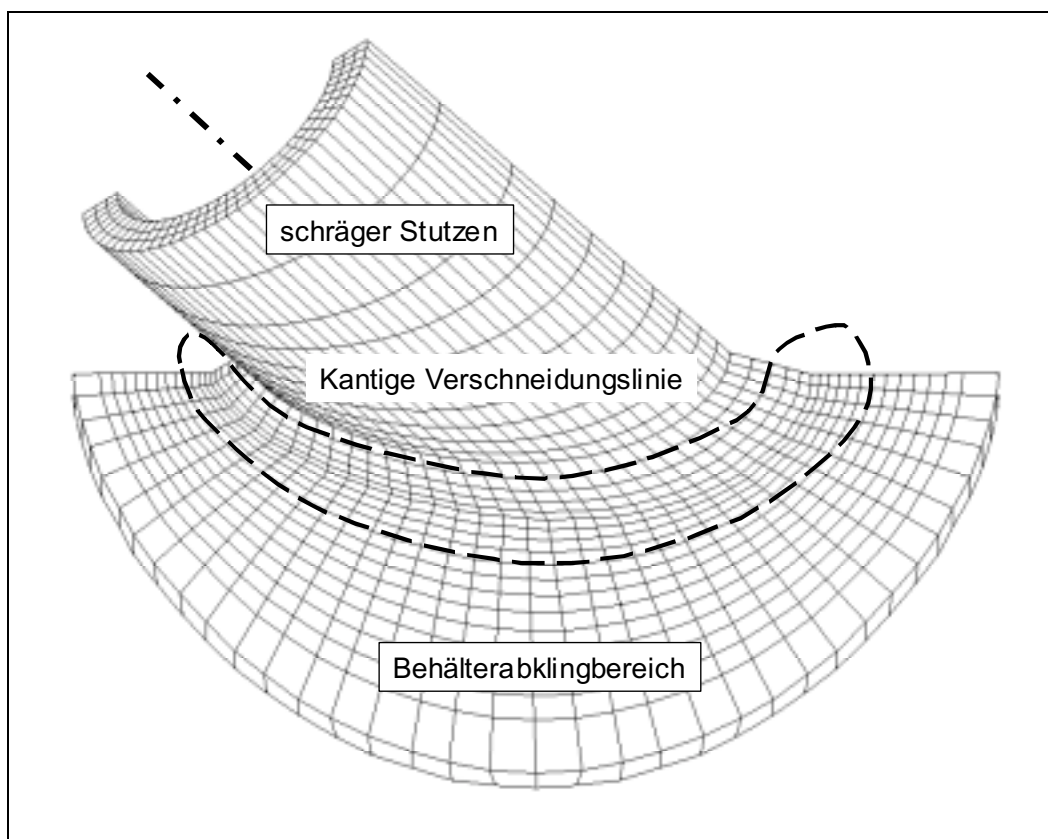


Abb. 28: Unregelmäßigkeiten im Verschneidungsbereich (Geometriegenerierung mittels MENTAT)

Bei der Modellierung des Rohrleitungsanschlusses an den Behälter wurde darauf geachtet, dass der Einfluss der Schweißnahtüberhöhung auf die Steifigkeit der Struktur durch die geometrische Nachbildung der Schweißnähte berücksichtigt wird. Die Berücksichtigung geometrischer Details zur Erfassung der Makrostützwirkung gewährleisten, dass die Berechnung der Strukturspannungen möglichst realitätsnah erfolgen kann. Auf die Erfassung von Fehlstellen in der Schweißnaht, wie z.B. Einbrandkerben, Einschlüsse, Risse, Poren, gewollt verzichtet, da es den Rahmen der Arbeit gesprengt hätte und dieses Thema selbst ein umfangreiches Forschungsgebiet bis hin zur Bruchmechanik verkörpert.

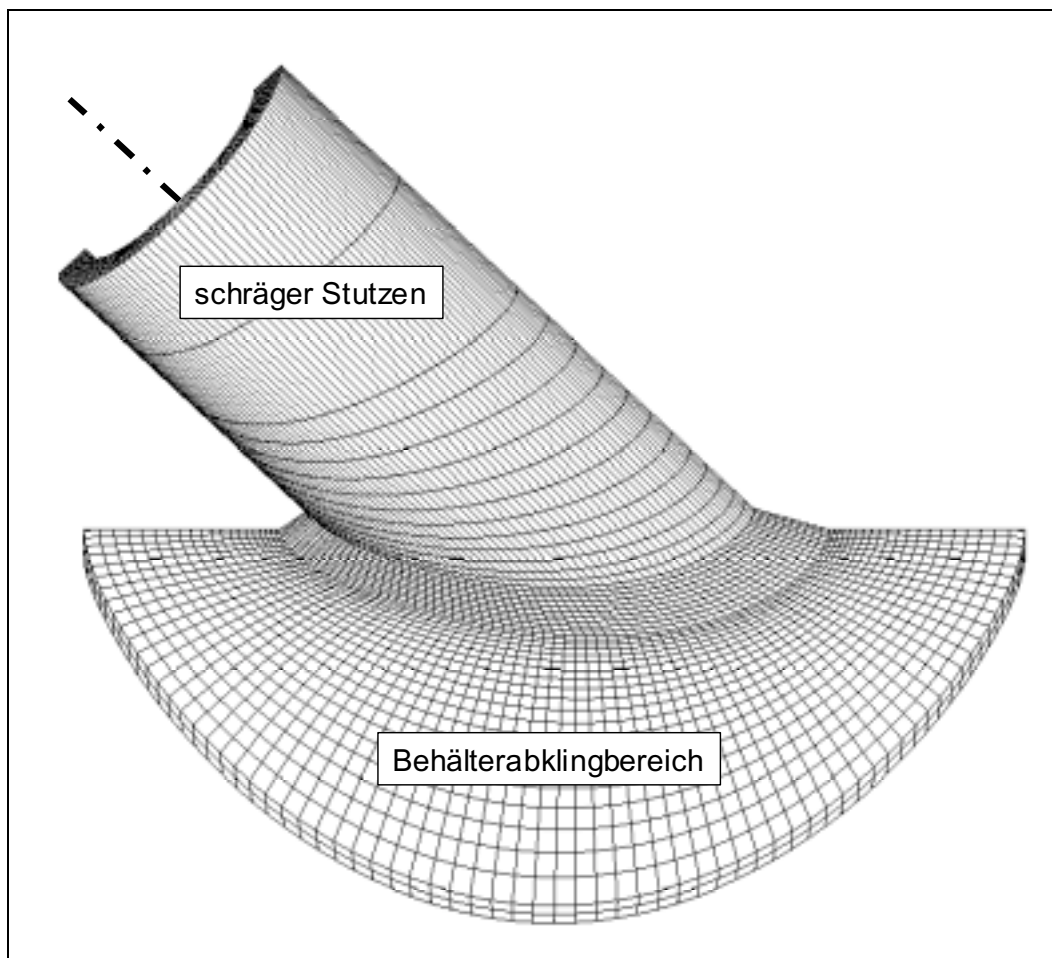


Abb. 29: Glatt vernetzter Verschneidungsbereich (Geometriegenerierung mittels SOLID EDGE)

Für eine exakte Berechnung der komplexen Verschneidungsgeometrie von Stützen-Zylinder-Verbindungen mussten 3D-Volumenmodelle erstellt und berechnet werden. Die Erstellung geeigneter FE-Modelle zur Ermittlung der Shakedown-Grenzen war mit großem Zeitaufwand verbunden. Im Laufe dieser Arbeit stellte sich heraus, dass

es bei dem im Programmpaket MARC/MENTAT enthaltenen Preprozessor zu Geometrieabweichungen in der Vernetzung des Verschneidungsbereichs Stutzen-Behälter und im Abklingbereich des Behälters kam (Abb. 28). Diese Fehler und Unregelmäßigkeiten im FE-Netz der Behälter-Stutzen-Verbindung führten dazu, dass die erstellten Modelle fehlerhaft berechnet wurden und die Resultate nicht zur Validierung der Experimente verwendet werden konnten. Erst die Idee, über den Umweg des CAD-Programms SOLID EDGE ein parametrisches Datenmodell zu erzeugen, mit welchem sich in MARC/MENTAT ein geometrisch angepasstes FE-Modell erstellen lässt, führte zu einer Lösung des Problems (Diplomarbeit am Lehrstuhl für Apparate und Anlagenbau). Diese generierten Modelle wiesen keine Geometrieabweichungen auf, sondern verfügen über einen glatten Verlauf an den Elementkanten (Abb. 29).

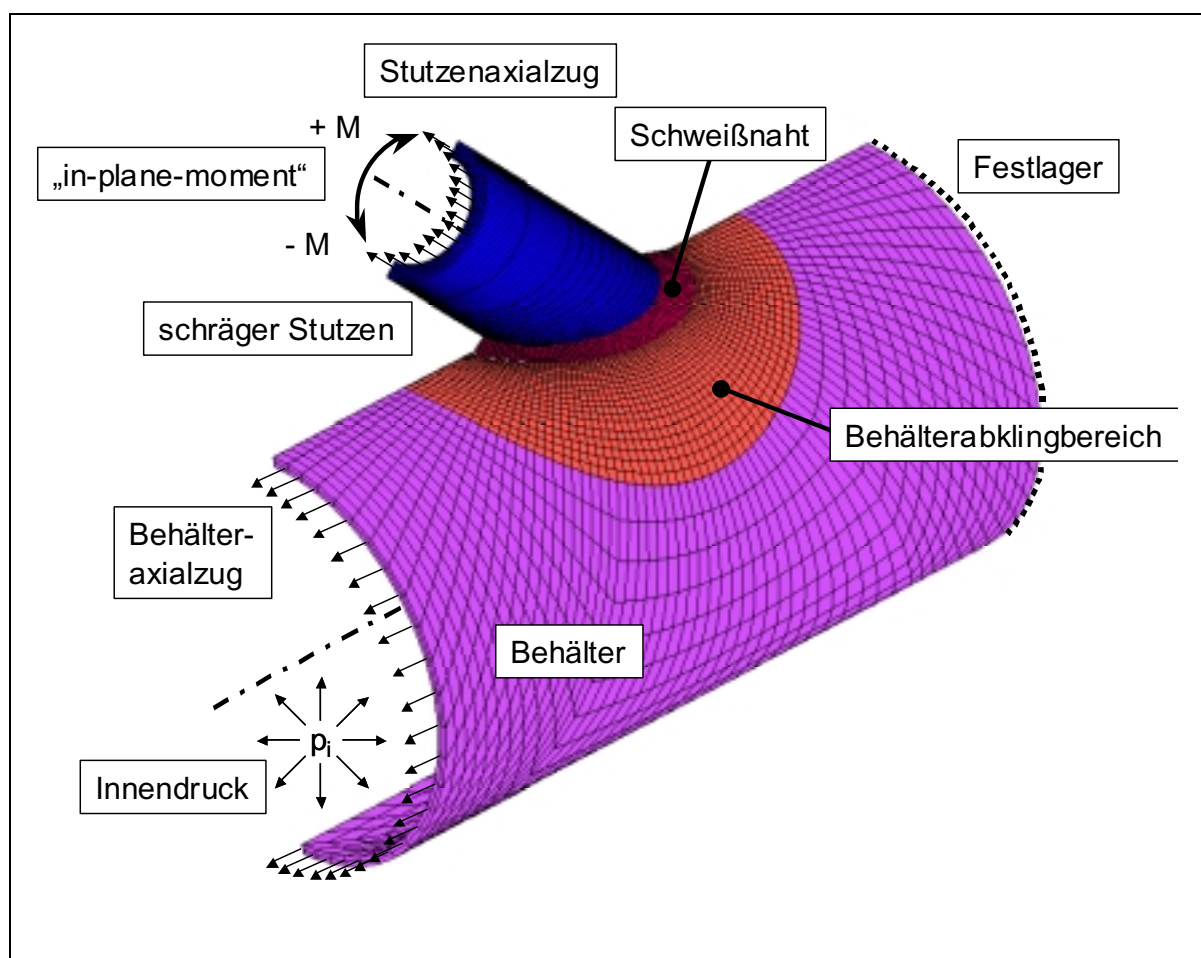


Abb. 30: Finite-Elemente-Netz des schrägen Stutzens mit Randbedingungen

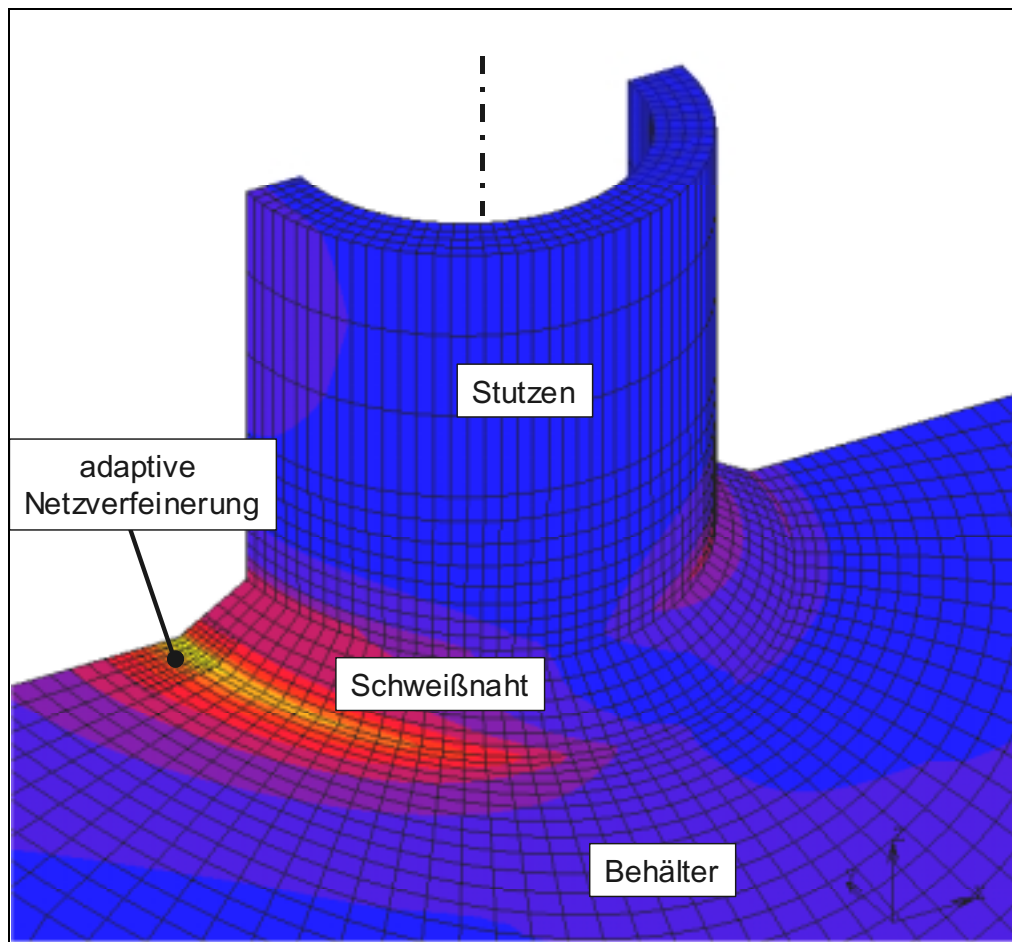


Abb. 31: Adaptive Netzverfeinerung an hochbeanspruchten Stellen

Um nun numerische Berechnungsmethoden zur Ermittlung der Shakedown-Grenze auf schräge und rechteckige Stutzen anzuwenden, wurden FE-Modelle vergleichbar dem in Abb. 30 dargestellten generiert. Zum Zweck die Beanspruchung im Schweißnahtbereich möglichst exakt zu bestimmen, definiert man für den Stutzen und den Behälter einen Abklingbereich, in dem die Vernetzung in Richtung des zu erwartenden Beanspruchungsmaximums verfeinert ist. Bei der Generierung des Finite-Elemente-Netzes wurde jeweils ein Halbschnitt modelliert, zumal nur symmetrische Lasten (Innendruck und Biegemoment in Behälterebene - in-plane-bending) in Bezug auf die Stutzen-Behälter-Ebene (Behälterlängsschnitt) untersucht wurden. Da man bei der Modellierung nicht von einem Flächentragwerk (dünne Struktur) ausgehen kann und die über die Dicke wirkende Spannung nicht vernachlässigt werden soll, werden bei der Finite-Elemente-Analyse sowohl für den Stutzen als auch für den Behälter 8-knotige Solid-Elemente (Volumenelemente) mit isoparametrischem, linearem Ansatz verwendet. Wird von einem Ansatz ausgegangen, bei dem Geometrie und Verschiebungen mit Ansatzfunktionen

gleicher Ordnung interpoliert werden, so spricht man von isoparametrischen Elementen. Die Volumen-Elemente besitzen pro Knoten 3 Verschiebungsfreiheitsgrade, je einen in jede Raumrichtung. Diese drei Freiheitsgrade genügen, um die Verschiebungen und Verdrehungen des Elements durch die Belastungen hinreichend genau zu beschreiben. Damit ergeben sich für jedes Volumenelement 24 Freiheitsgrade. Über eine örtliche adaptive Netzverfeinerung (Abb. 31) wurde eine geeignete Netzfeinheit für die numerischen Analysen ermittelt. Für die unterschiedlichen Berechnungsansätze (ECM, adaptive Lastanpassung, reales Materialverhalten) wurden identische FE-Modellierungen verwendet, um eine Vergleichbarkeit bezüglich der berechneten Lastgrenzen zu gewährleisten.

Die Randbedingungen werden so gewählt, dass man ein freies Behälterende (unendlich langer Zylinder mit Deckel) und einen fixierten Behälterdeckel (feste Einspannung, z.B. Standzarge, axiale und azimutale Festlegung) simuliert. Der Innendruck wird als Flächenlast (Face Load) auf die Innenflächen der Behälter-, Stutzen und Schweißnahtelemente aufgegeben. Die nicht modellierten Behälter- und Stutzendeckel rufen in der Wand Zugspannungen hervor, die durch geeignete Randbedingungen berücksichtigt werden müssen. Die Zugspannungen lassen sich unter Anwendung des Kräftegleichgewichts (spannungstragende Fläche gleich drucktragender Fläche) nach folgender Formel berechnen:

$$\sigma_{ax} = \frac{p_i \cdot A_i}{A_w} = \frac{p_i \cdot \frac{\pi}{4} d_i^2}{\frac{\pi}{4} (d_a^2 - d_i^2)} \quad (9)$$

Die Stutzenlast wird als aus einer Rohrleitungsreaktion resultierendes querkraftbehaftetes Biegemoment auf die Randknoten des Stutzenrohres aufgegeben. Um den bei den durchgeführten Versuchen vorgegebenen Hebelarm zu berücksichtigen, wird das Stutzenrohr in entsprechender Weise verlängert. Die in dieser Arbeit verwendeten Belastungsfolgen zur Ermittlung von Lastgrenzen sind in Abb. 32 veranschaulicht. Die inkrementelle Steigerung der äußeren Belastung dient zur Ermittlung des Bereichs, ab welchem Ratcheting zu erwarten ist, wogegen bei rein zyklischer Lastaufgabe dann letztendlich das Einspiel- oder Ratcheting-Verhalten des Bauteils ermittelt wird. Im Gegensatz zur zeitlich veränderlichen Momentenbelastung wird bei den Einspiel-Analysen am Stutzen der Innendruck als

statische Last, z.B. mit $p_i = 60 \text{ bar}$ (Behälterbetriebsdruck), während der gesamten Berechnung konstant beibehalten.

Bei linearelastisch-idealplastischen Analysen kommt ein Materialgesetz mit einer ausgeprägten Fließgrenze von $\sigma_y = 300 \text{ N/mm}^2$ und einem E-Modul von $E = 210000 \text{ N/mm}^2$ zur Anwendung. Dies entspricht im Mittel den aus den Zugversuchen bestimmten Kennwerten.

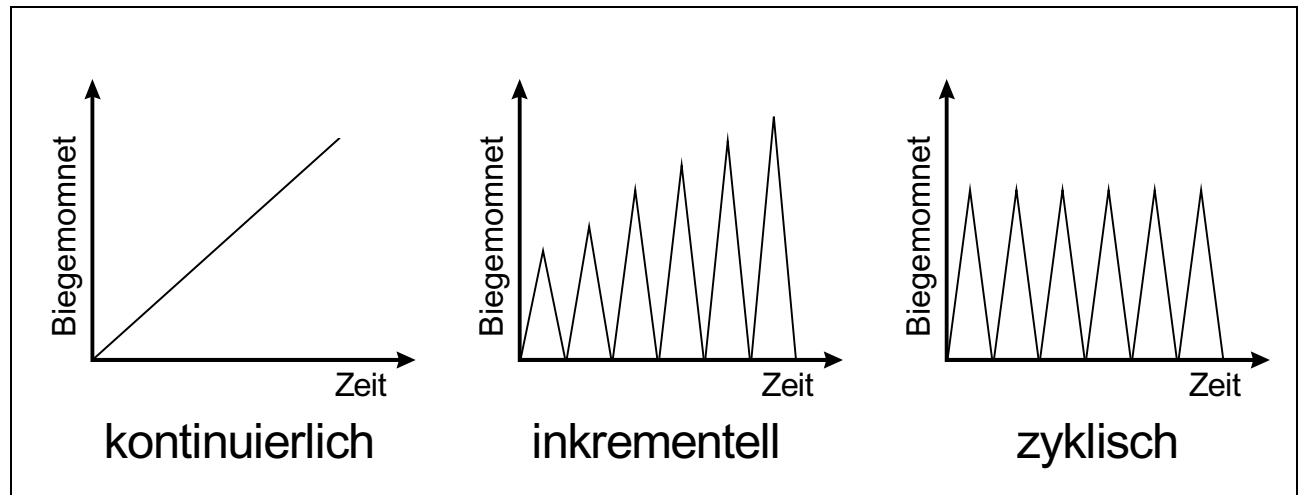


Abb. 32: Zeitlicher Verlauf der als Biegemoment aufgegebenen äußeren Stützenlast

7 Elastische Kompensationsmethode (ECM)

Die ECM wird im Rahmen in dieser Arbeit maßgeblich benützt, um die gegenseitige Beeinflussung der auf Bauteile wirkenden Lasten zu beurteilen und die Ergebnisse der adaptiven Shakedown-Analyse zu validieren. Als Ergebnis der ECM-Analyse lassen sich über eine nachgeschaltete Auswertung für die analysierten Bauteile und Lastfälle Interaktionsdiagramme erstellen.

Zuerst war es angedacht in Anlehnung an die Arbeit von SIEBLER [104], die Shakedown-Grenze der Stutzen mit äußerer Belastung unter Anwendung des Shakedown-Theorems von MELAN und der linearen Optimierung zu bestimmen. Da dies jedoch einen hohen mathematischen Aufwand zur Bestimmung von Eigenspannungsverteilungen verlangt, der nur mit Hilfe aufwendiger Algorithmen und starken Vereinfachungen zu bewältigen ist, wurde auf eine vergleichbare Methode, die Elastische-Kompensations-Methode (ECM), zurückgegriffen. Die Eignung der linearen Optimierung zur Bestimmung von Shakedown-Grenzen auf Basis der TRESKA-Hypothese und thermisch ermittelten Eigenspannungsfeldern wurde im Rahmen einer Studienarbeit an einfachen Geometrien (Blockelement, Kragbalken) und Testrechnungen abgeklärt. Als nachteilig bei der Verwendung der linearen Optimierung ist der zu verwendende Schubspannungsansatz zu werten, da er eine maximale Abweichung von 15% von der VON MISES - Hypothese besitzt (Abb. 33). Es ergaben sich zu große Abweichungen von den bekannten analytischen Lösungen. Infolgedessen wurde auf die ECM zurückgegriffen, die sich gerade für praxisrelevante Fragestellungen unter Anwendung des Shakedown-Theorems von MELAN zur Ermittlung von Grenzlasten eignet und exaktere Ergebnisse bei geringerem numerischen Aufwand liefert.

Besteht das untersuchte Bauteil aus einem verformungsfähigem Werkstoff, so stellt der vollplastische Zustand die maximal mögliche Belastung dar. Das Tragvermögen ist erschöpft und das Bauteil kann keine weitere äußere Belastung weder durch Vergrößerung noch durch Umlagerung der inneren Spannungen aufnehmen. Eine Anzahl von Veröffentlichungen schlägt zur Bestimmung dieser Grenzlasten (Kollaps) eine im Vergleich zu einer elasto-plastischen Analyse vereinfachte Methode vor, die auf der Durchführung sequentieller elastischer Analysen beruht. Die sogenannte ECM wird für die Auslegung von druckbeaufschlagten Bauteilen in aktuellen Auslegungsrichtlinien (EPERC Design by Analysis Manual, [4]) empfohlen.

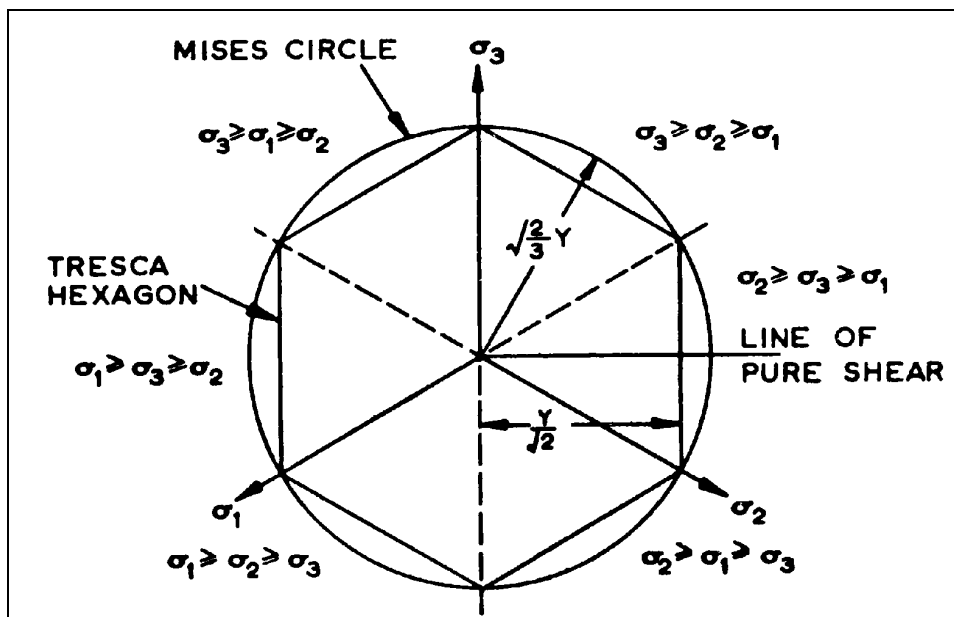


Abb. 33: Fließhypothese nach TRESCA und VON MISES

Besonders zu beachten sind bei diesem Berechnungsalgorithmus folgende zwei Einschränkungen:

- Im Falle von Lastkombinationen (Innendruck, Kräfte, Momente) ist die Anwendung auf phasengleich schwellende Belastungen begrenzt. Willkürlich wechselnde Beanspruchungen können nicht bewertet werden.
- Eine weitere Einschränkung besteht darin, dass nicht das reale Materialverhalten simuliert wird, sondern plastische Verformungen im Bauteil durch die Modifikation des E-Moduls nachgebildet werden.

Diese Methode zur Beanspruchungsbeurteilung in Druckbehältern wurde aus früheren Techniken der Rohrbauberechnung entwickelt. Das Prinzip dieser Methode geht auf den Vorschlag von DHALA und JONES 1986 zurück [23]. Sie zielt darauf ab, eine zulässige Spannungsverteilung für das untere Grenzlasttheorem zu ermitteln. Das untere Grenzwerttheorem besagt, dass eine Belastung, die ein statisch zulässiges Spannungsfeld hervorruft, welche im gesamten Modell die Fließgrenze nicht überschreitet, eine untere Grenzlast darstellt [81].

Das ECM-Verfahren korrigiert in jeder elastischen Analyse örtlich den E-Modul, so dass eine Beanspruchungsumverteilung im Bauteil stattfindet. Höher belastete Stellen im Bauteil werden weicher, niedrig belastete Bereiche steifer modelliert.

Dieses Vorgehen stellt im Vergleich zu expliziten elastoplastischen Analysen nicht nur geringere Anforderungen an die Computerhardware, sondern vereinfacht auch die Modellgenerierung, da keine umfangreichen Werkstoffuntersuchungen und spezifischen Materialmodelle nötig sind. Ein Vergleich mit inelastischen Berechnungen zeigte, dass die ECM das idealplastische Materialverhalten in guter Näherung wiedergab [66][80][81]. Mit Hilfe der E-Modul-Modifikation ist man in der Lage auf Basis des unteren Grenzlasttheorems eine untere Traglastgrenze abzuschätzen, die auch für die konstruktive Auslegung nach dem ASME Code Section III, Division I akzeptiert wird [2]. Die historische Entwicklung der Grenzlastermittlung mit Hilfe dieser und ähnlicher Methoden ist in umfassender Weise in [65] dargestellt.

7.1 Numerische-Grenzlast-Analyse mittels ECM

Um das untere Grenzlasttheorem anzuwenden, muss für eine am Bauteil angreifende Belastung ein statisch zulässiges Eigenspannungsfeld gefunden werden. Mit Hilfe der ECM-Methode werden elastische Spannungsfelder berechnet, indem eine Abfolge von elastischen Analysen unter Variation des E-Moduls durchgeführt werden. Die Modifikation des E-Moduls in den einzelnen Elementen bei dem Berechnungsalgorithmus erfolgt gemäß folgender Formel [65]:

$$E_i = E_{i-1} \frac{\sigma_n}{\sigma_{v,i-1}} \quad (10)$$

Das E-Modul der i -ten Iteration wird aus dem Wert des E-Moduls der vorangegangenen Iteration $i-1$ und einem Spannungsverhältnis, das aus dem Verhältnis einer willkürlich gewählten Bezugsspannung σ_n und der maximalen, nicht gemittelten Knotenvergleichsspannung $\sigma_{v,i-1}$ des berechneten Elements besteht, berechnet. Der Wert von σ_n besitzt keinen Einfluss auf das Berechnungsergebnis. Er ist aber in geeigneter Weise zu wählen, da ansonsten extreme E-Modul-Werte zu numerischen Problemen führen können. Als praktikabler Wert hat sich bei den durchgeführten Berechnungen die Hälfte der Fließgrenze erwiesen.

Nach mehreren aufeinanderfolgenden FE-Analysen konvergiert die maximale Vergleichsspannung im Modell im Normalfall gegen einen Grenzwert σ_R , nachdem die R -te Iteration durchgeführt wurde. Die asymptotische Annäherung an den

Grenzwert vollzieht sich im Bereich von 10 bis 25 Iterationen. Trotz der sich für jedes Element unterschiedlichen E-Moduls, handelt es sich immer um eine rein elastische Analyse, bei der stets die Spannungsverteilung im Gleichgewicht mit den äußeren Lasten steht. Mit folgendem linearen Zusammenhang kann für jede Iteration eine Grenzlast (Traglast) ermittelt werden.

$$P_T^i = P_D \frac{\sigma_y}{\sigma_R^i} \quad (11)$$

Die Grenzlast P_T ist demnach der willkürlich angreifenden Belastung P_D (Grundlast) und dem Verhältnis von Fließgrenze σ_y und der maximalen Vergleichsspannung σ_R im Iterationsschritt proportional. Die untere Grenzlast ist der maximale Wert aus allen berechneten Grenzlasten.

$$P_T = \max(P_T^i) \quad (12)$$

Diese Berechnungsprozedur kann auch auf Bauteile, die durch mehrere Lasten beansprucht sind, angewendet werden. Als praktikable Vorgehensweise empfiehlt sich folgender Weg:

- Für jede einzelne Belastung bestimmt man gemäß dem beschriebenen Algorithmus die jeweilige Grenzlast. Man erhält im Interaktionsdiagramm die Endpunkte der Traglastkurve auf den Diagrammachsen (z.B. Abb. 27).
- Um nun weitere Stützpunkte für die Traglastkurve zu ermitteln, bildet man geeignete Verhältnisse der angreifenden Lasten und führt für diese Lastkombinationen die Grenzlastbestimmung wie zuvor beschrieben nach der ECM-Methode durch. Wegen der frei gewählten Grundlast sind die Verhältnisse entsprechend der Formel (11) zu skalieren und die Einzellasten zu berechnen.

Diese methodische Form der elastischen Kompensationsmethode wurde im FE-Programm MARC/MENTAT integriert, so dass ein automatischer Berechnungsablauf durchgeführt werden konnte, ohne dass ein Eingreifen von Seiten des Benutzers erfolgen musste.

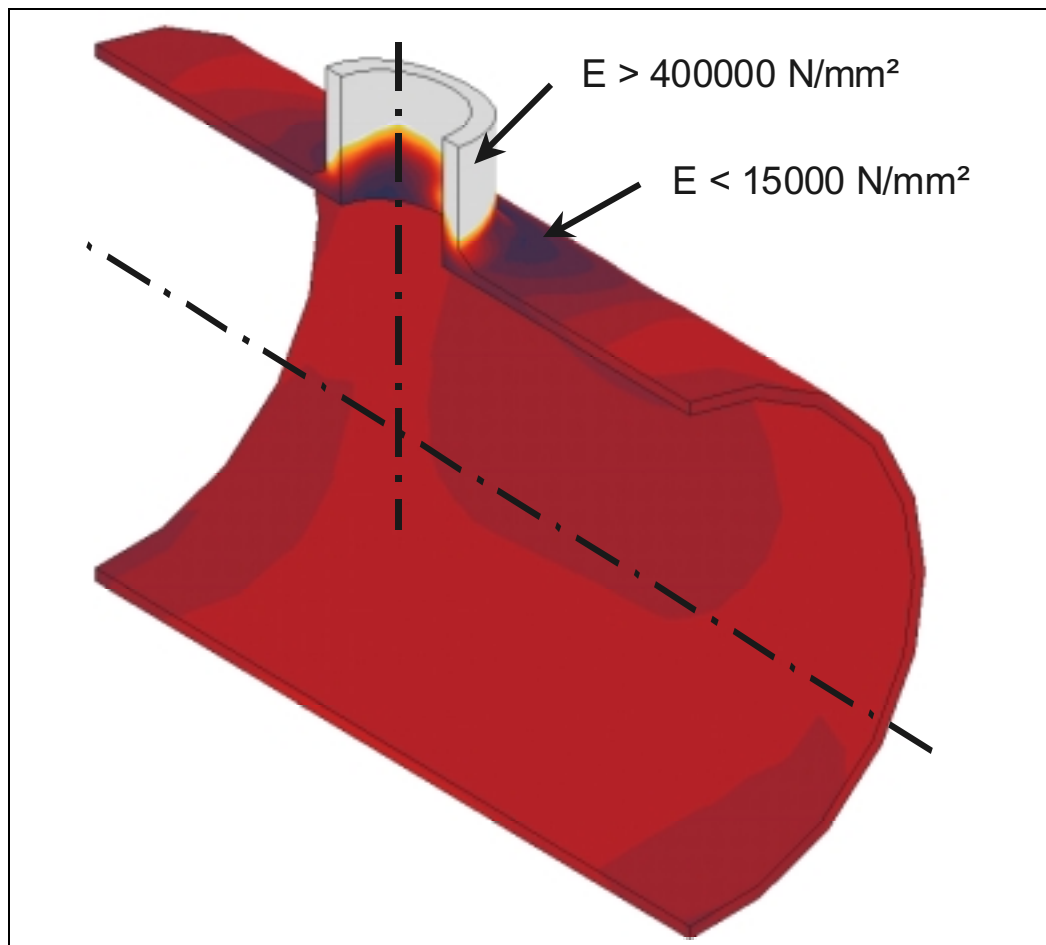


Abb. 34: Modifizierte E-Module nach den Iterationen am Beispiel des DN500 DN100 90° Stutzens

In Abb. 34 ist die Verteilung der E-Module an einem 90°-Stutzen am Ende der ECM-Iteration dargestellt. Im Verschneidungsbereich des anschließenden Stutzens besitzen die Elemente einen großen E-Modul, da hier die Beanspruchung gering ist ($E > 400000 \text{ N/mm}^2$). Im Verschneidungsbereich ist die Zylinder-Stutzen-Verbindung hoch beansprucht und wird durch einen geringeren E-Modul weicher modelliert. Für den Druckbehälter selbst werden mittlere E-Modul-Werte berechnet.

7.2 Bestimmung der Shakedown-Last mit Hilfe der ECM

Eine untere Shakedown-Last kann aus den Ergebnissen der vorgenommenen elastischen Kompensationsanalyse zur Ermittlung der Traglast berechnet werden. Es wird angesetzt, dass sich eine einzelne aufgebrachte Last von null auf ihr Maximum und zurück auf null ändert (Lastpfad schwellende Belastung, Abb. 35).

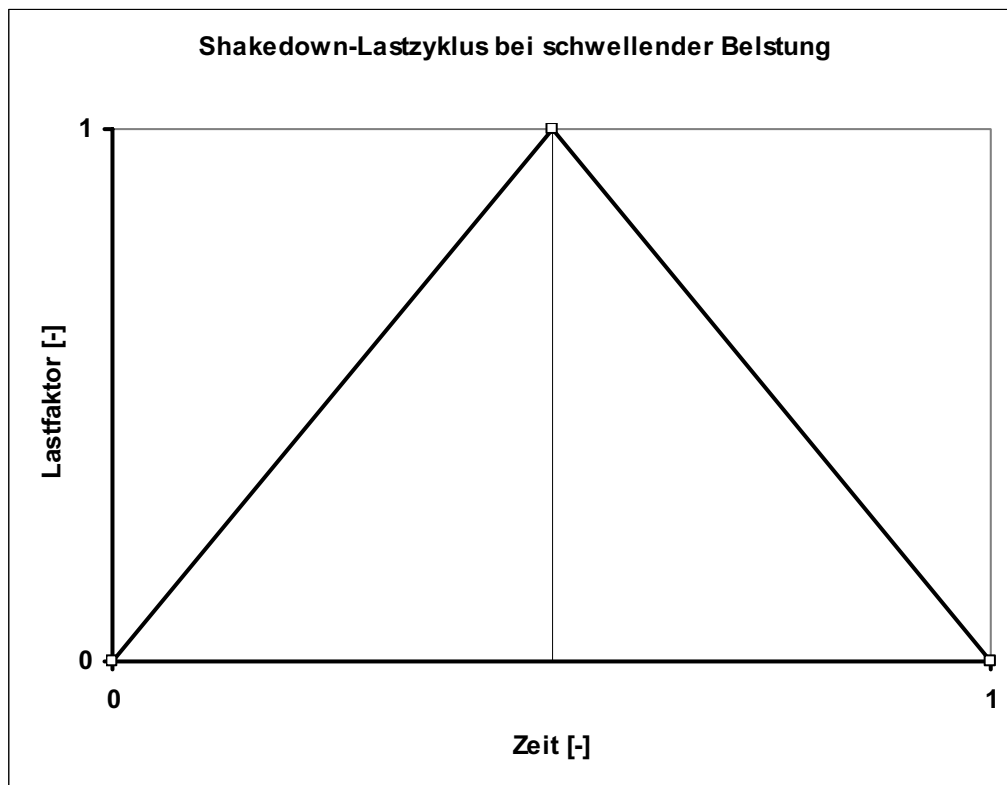


Abb. 35: Schwellige Belastung zur Ermittlung der Shakedown-Grenze bei der ECM
 Ein zulässiges Eigenspannungsfeld kann dann aus der Differenz zwischen dem ersten elastischen Spannungsfeld und dem Spannungsfeld der erfolgten Iteration berechnet werden. Auf dieses Eigenspannungsfeld kann dann MELAN'S untere Shakedown Theorie angewandt werden, welche besagt, dass eine beliebige Last, deren elastisches Spannungsfeld zusammen mit einem beliebigen Eigenspannungsfeld nirgends die Fließgrenze verletzt, eine untere Shakedown Grenzlast darstellt [65]. Dieses Postulat beinhaltet folgende zwei Grenzbedingungen. Betrachtet man den Lastpfad in Abb. 35 so ist am Ende des berechneten Zyklus (Beanspruchung und elastische Spannungen sind null) und an der Spitze (Lastfaktor = 1, maximale Beanspruchung auf das Bauteil) die Fließbedingungen abzuprüfen.

$$f(\sigma_r + \sigma_{el}) \leq \sigma_y \quad (13)$$

$$f(\sigma_r) \leq \sigma_y \quad (14)$$

Diese beiden notwendigen Kriterien zur Ermittlung der Shakedown-Last wurden wie folgt umgesetzt.

Eine mögliche Shakedown-Last am Ende des Lastpfads berechnet sich aus dem Verhältnis der Fließgrenze und dem Wert der max. Vergleichsspannung im Eigenspannungsfeld $|\sigma_r^i|_{\max}$ skaliert mit der Beanspruchung P_D .

$$P_{S,1}^i = P_D \frac{\sigma_y}{|\sigma_r^i|_{\max}} \quad (15)$$

An der zweiten relevanten Stelle wirkt die gesamte Last auf das Bauteil und die Shakedown-Last wird in entsprechender Weise wie in (15) nur mit der max. Vergleichsspannung aus dem elastischen Spannungsfeld $|\sigma_{el}^i|_{\max}$ berechnet.

$$P_{S,2}^i = P_D \frac{\sigma_y}{|\sigma_{el}^i|_{\max}} \quad (16)$$

Die maximale Shakedown-Last der i-ten Iteration ist die kleinere der beiden Lasten $P_{S,1}^i$ und $P_{S,2}^i$.

$$P_S^i = \min(P_{S,1}^i, P_{S,2}^i) \quad (17)$$

Die maximale untere Shakedown-Last der gesamten Analyse ist letztlich die größte Shakedown-Last aller Iterationen und wird durch folgenden Zusammenhang beschrieben.

$$P_S = \max(P_S^i) \quad (18)$$

Für einen schrägen Stutzen zeigt Abb. 36 beispielhaft die zur Ermittlung der Shakedown-Last errechneten Spannungsverläufe. Die Shakedown-Last wird gemäß (18) ermittelt und ist im eigentlichen Sinne aus dem Schnittpunkt der beiden Graphen (max. Vergleichsspannung und max. Eigenspannung im Modell) zu bestimmen. Man erkennt, dass die Shakedown-Last schon nach einigen wenigen Iterationen feststeht, wohingegen die Traglast erst am Ende der iterativen Berechnung vorliegt.

In der Praxis wird jedoch nicht der Schnittpunkt der beiden Graphen berechnet, sondern der größere der beiden Werte zur Bestimmung der Shakedown-Last verwendet. Ergeben sich zu weite Iterationsschritte und wird der Schnittpunkt beim entscheidenden Iterationsschritt nicht exakt getroffen, so erhält man bei der ECM-Analyse eine relativ ungenaue Näherung der Shakedown-Last (Abb. 37). Deshalb ist

eine optische Kontrolle der ermittelten Spannungsverläufe (Abb. 36, Abb. 37) nach der durchgeführten Analyse im allgemeinen empfohlen und notwendig.

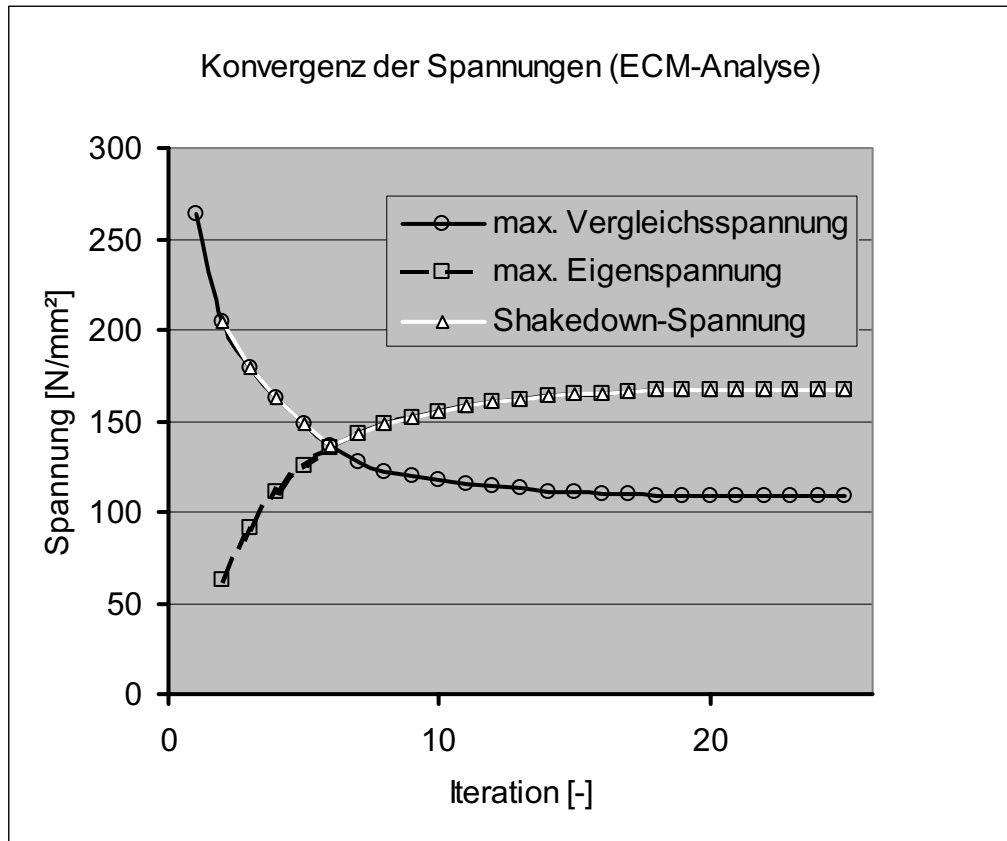


Abb. 36: Asymptotische Konvergenz an einen Spannungsgrenzwert am Beispiel des 60°-Stutzens

Die rein optische Begutachtung der Ergebnisse kann ausschließlich Auskunft über die Qualität der Analyse geben. Die Ungenauigkeit des Resultats bleibt darüber hinaus weiterhin bestehen. Da neben der Unschärfe ferner numerischen Probleme (Konvergenz) aufgrund der raschen Spannungsänderungen von Iteration zu Iteration bei einigen Analysen auftraten, wurde zur Verbesserung des Berechnungsergebnisses der Berechnungsansatz für die E-Modul-Modifikation gemäß Formel (10) verändert. Die Verwendung eines Exponenten q bei der Modifikation des E-Moduls führte zu „glatteren“ Konvergenz der Berechnungen, bedingt durch eine moderatere Korrektur der E-Module [94].

$$E_i = E_{i-1} \left(\frac{\sigma_n}{\sigma_{i-1}} \right)^q \quad (19)$$

Als Beispiel ist an dieser Stelle der in Abb. 38 veranschaulichte Einfluss auf die Analyse des Vorversuchs Flansch 3 angeführt. Für die Analysen zeigte es sich als praktikabel und vorteilhaft, wenn man den Exponenten aus dem Bereich von 0,3 bis 0,7 auswählt.

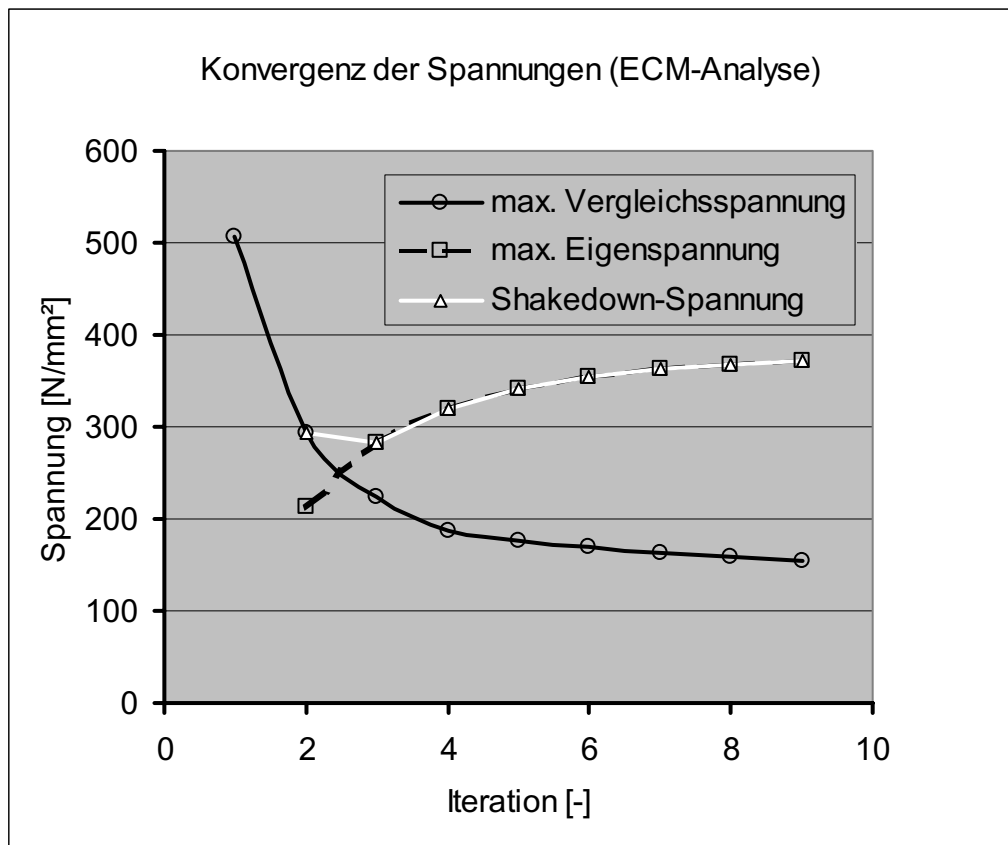


Abb. 37: Unschärfe bei der Ableitung der Shakedown-Grenze mit Hilfe der ECM

Abschließend sei nochmals folgender Punkt bei der Analyse von Lastkombinationen mittels ECM hervorgehoben. Wenn mehrere Lasten am Bauteil angreifen, wird für die Berechnung der Shakedown-Last angenommen, dass die kombinierten Lasten proportional angreifen und alle Lasten betreffend ausschließlich ein schwelender Beanspruchungszyklus berechnet wird.

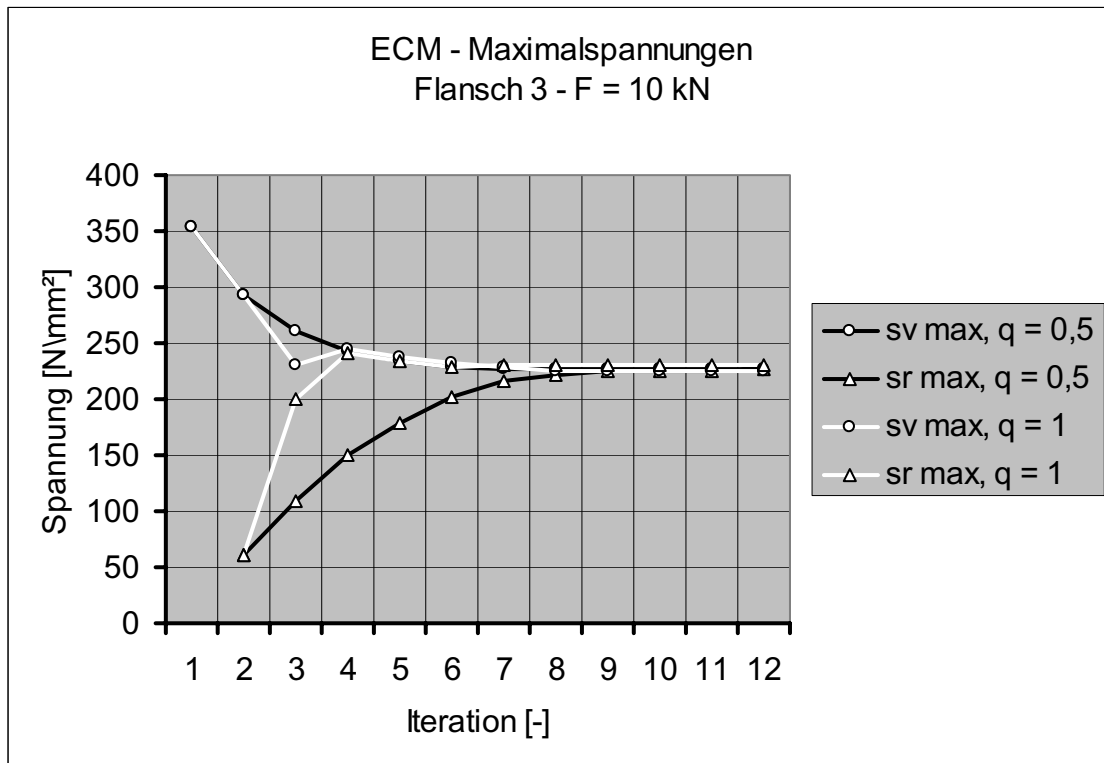


Abb. 38: Verbesserte Konvergenz durch zusätzlichen Exponenten

7.3 Integration der ECM in das FEM-Programm MARC/MENTAT

Da die ECM mehrere aufeinanderfolgende elastische Rechnungen benötigt, war es naheliegend die Bestimmung der Shakedown-Grenze unter Verwendung einer „Load-Table“ (Belastungspfad) während eines MARC-Berechnungslaufs zu realisieren. Nach jeder schwellenden Belastung werden die E-Module der einzelnen Elemente korrigiert. Damit ist die Anzahl der schwellenden Lastzyklen bereits vor der eigentlichen Berechnung im Loadcase festgelegt, je nachdem wie viele Lastrampen im Preprocessing vordefiniert wurden. Ein nachträgliches Weiterrechnen bei unzureichender Konvergenz gegen den Grenzwert der Spannung σ_R ist damit aber nicht mehr gegeben. Da an den Entlastungspunkten erhebliche numerische Probleme und weitere grundlegende Schwierigkeiten bei der Implementierung der Elastischen Kompensationsmethode in einen MARC-Berechnungslauf auftraten, ging man dazu über, eine sog. „externe Realisierung“ vorzunehmen, bei der die einzelnen Iterationen der ECM als separate MARC-Rechnungen gestartet wurden. Die erforderliche Übergabe der im nächsten Iterationsschritt benötigten Werte musste durch eine Speicherung in Datenfiles erfolgen. Damit werden im eigentlichen Sinn unabhängige rein elastische Analysen durchgeführt, die in einem

Berechnungsschritt das benötigte Iterationsergebnis liefern, ohne dass auf Lastrampen bei der FE-Berechnung zurückgegriffen werden muss. Diese Lösungsvariante führte im Vergleich zum zuerst beschriebenen Ansatz zu erheblich verkürzten Rechenzeiten. Der zentrale Kernpunkt der ECM, die Modifizierung der E-Module im FE-Modell, wurde mit Hilfe von eigens programmierten Subroutinen realisiert. Die Abb. 39 zeigt den Berechnungsablauf bei einer ECM-Analyse. Mit dem Tabellenkalkulationsprogramm EXCEL erfolgte die Auswertung der numerischen Berechnungsergebnisse.

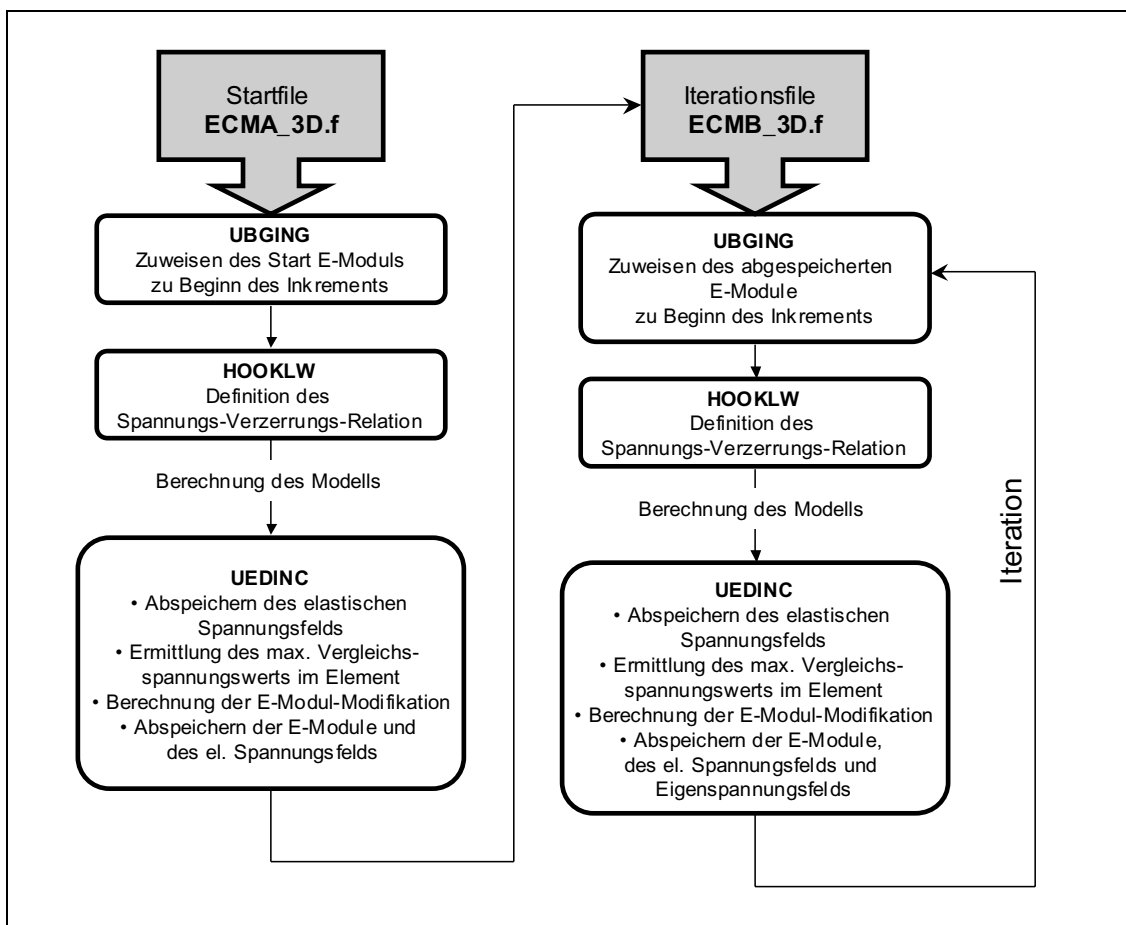


Abb. 39: Prinzipieller Berechnungsablauf der ECM-Analyse mit den verwendeten User-Subroutinen

7.4 Validierung der ECM-Ergebnisse mit bekannten Lösungen

7.4.1 Rechteckquerschnitt unter Momenten- und Zugkraftbelastung

Zur Überprüfung des Berechnungsablaufs wurden die programmierten Subroutinen anfangs an Einzelementen, sowie an einfachsten Modellen aus zwei bis acht

Elementen getestet und weiterentwickelt. Um die Ergebnisse aus der Elastischen Kompensationsanalyse letztendlich zu validieren, wurden sie mit analytischen und bekannten numerischen Lösungen klassischer Mechanikproblemstellungen verglichen.

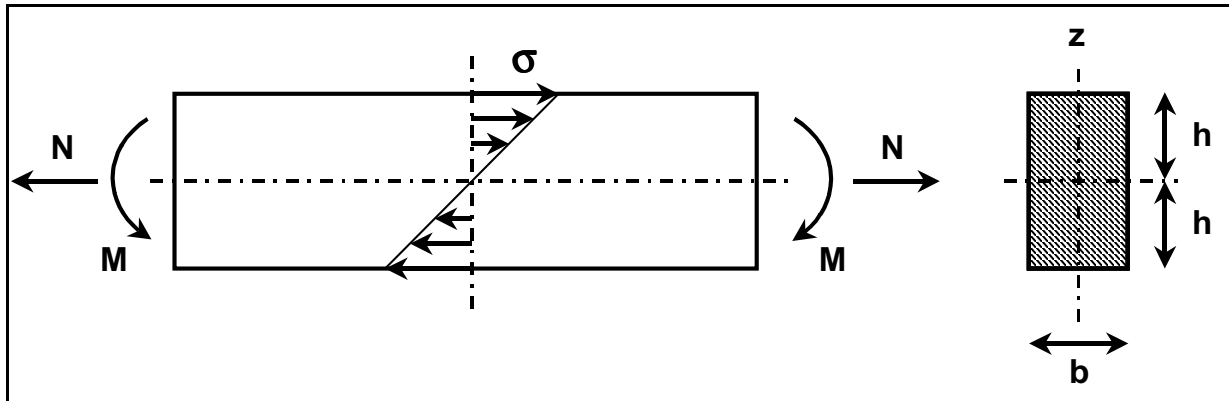


Abb. 40: Rechteckquerschnitt unter Momenten- und Normalkraftbelastung

Der Rechteckquerschnitt unter Momenten- und Zugbelastung (Abb. 40) stellt eine klassische Traglastaufgabe dar. Hierzu sind aus der Literatur analytische Lösungen für verschiedene Grenzlasten bekannt (vgl. Kap. 5). Die theoretische Versagenslast eines Biegebalkens mit linearelastisch-idealplastischem Materialverhalten unter einer Axialkraft N und einem Moment M wird durch die Formel

$$\frac{M}{M_y} = \frac{3}{2} \left[1 - \left(\frac{N}{N_y} \right)^2 \right] \quad (20)$$

beschrieben. $N_y = \sigma_y \cdot A$ ist die Fließlast mit A als der Fläche des Balkens und $M_y = \frac{\sigma_y}{W_b}$ das Fließmoment mit W_b als Widerstandsbiegemoment des Kragbalkens.

Um den Modellierungseinfluss zu bewerten, wurden Finite-Elemente-Analysen unter der Annahme eines ebenen Spannungszustands mit vier unterschiedlichen Modellen durchgeführt: 4-knotige quadratische Elemente (Elementtyp 3) und 8-knotige quadratische Elemente (Elementtyp 26). Bei den beiden ECM-Analysen mit den 4-knotigen Elementen wurde die Balkendicke mit 10 bzw. 20 Elementen unterteilt; bei den 8-knotigen Elementen mit 10 und 40 Elementen. Die Anzahl der Iterationsschritte wurde auf 10 festgelegt und die Bezugsspannung mit $250 \frac{N}{mm^2}$

gewählt. Auf die Verwendung eines Exponenten wurde verzichtet, so dass sich die verwendete Gleichung zur Anpassung des E-Moduls wie folgt schreiben lässt:

$$E_i = E_{i-1} \frac{250 \frac{N}{mm^2}}{\sigma_{i-1}} \quad (21)$$

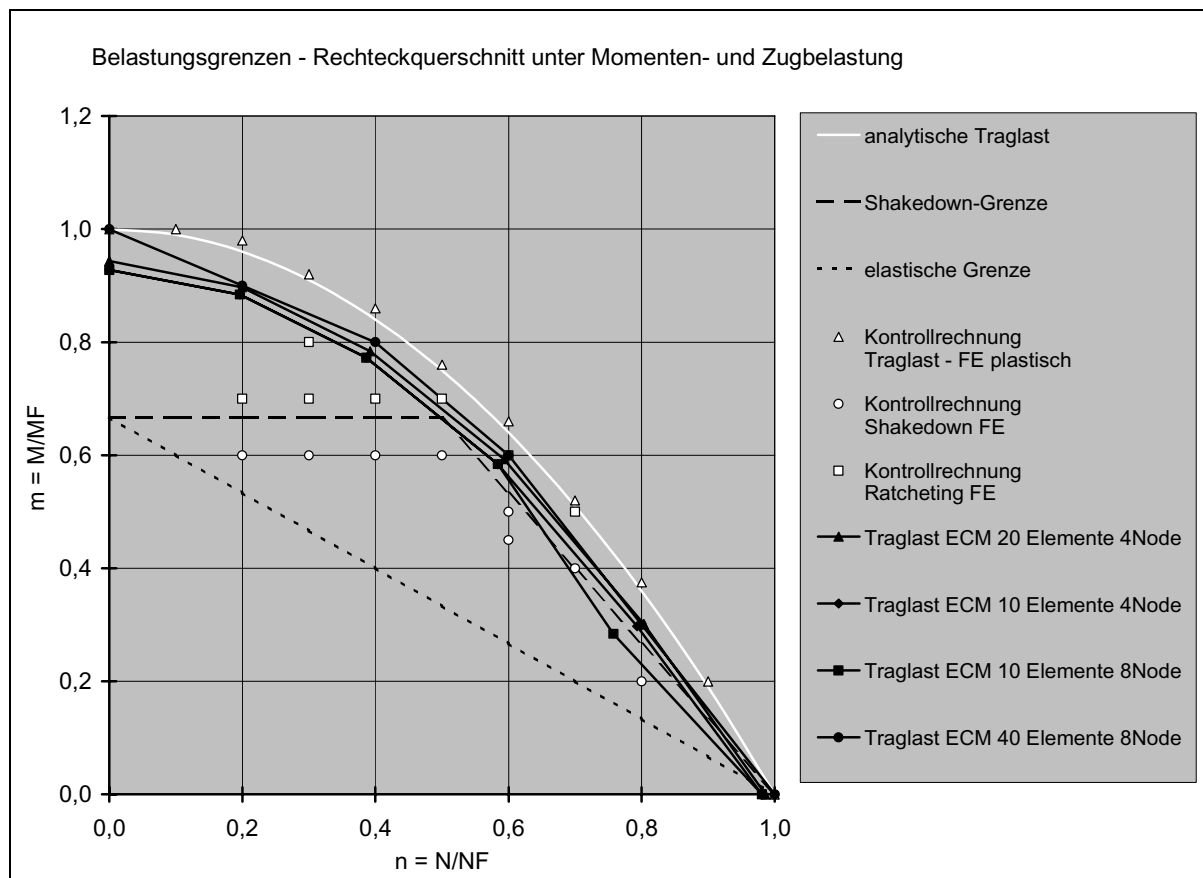


Abb. 41: Vergleich der verschiedenen ECM-Traglast-Analysen mit der analytischen Lösung

In Abb. 41 sind die berechneten Ergebnisse der vier ECM-Traglastanalysen, die sich ergebende theoretische Lösung (analytische Traglast) und die sich aus kontinuierlicher Laststeigerung ergebenden Traglastwerte (Traglast - FE plastisch) gegenübergestellt. Ergänzend enthält das Diagramm Kontrollrechnungen zur Überprüfung des Einspielverhaltens unter rein zyklischer Belastung. Ebenso sind zur weiteren Orientierung die analytischen Grenzen für den elastischen Bereich und das Shakedown-Gebiet aufgenommen.

Es lässt sich feststellen, dass alle erstellten FE-Modelle zur Abschätzung einer unteren Traglastgrenze geeignet sind. Sowohl der Einfluss der Vernetzung als auch des Elementansatzes auf das Berechnungsergebnis sind als gering zu werten.

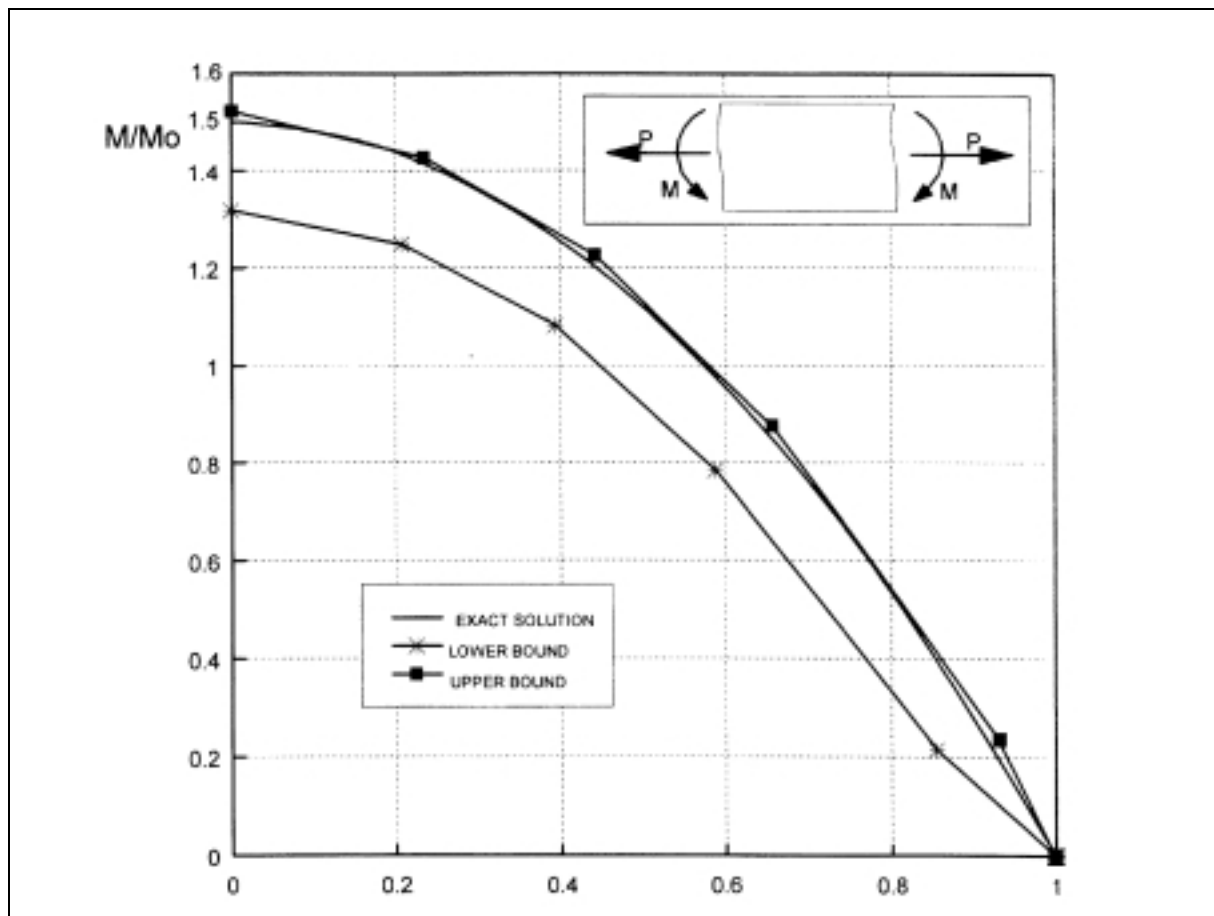


Abb. 42: Ermittelte Grenzlasten für einen Balken unter Biegung und Zug mit der ECM [65]

Eine obere Abschätzung der Grenzbelastung lässt sich mit Hilfe einer Energiebetrachtung erzielen. Es wird dabei die dissipierte innere Energie und die verrichtete äußere Arbeit verglichen (kinematisches Shakedown-Theorem nach Koiter 1956). Das in der Abb. 42 dargestellte Beispiel ist der genannten Literaturstelle entnommen und zeigt gleichermaßen die Traglastgrenzen eines Rechteckquerschnitts unter Biegung- und Zugbelastung. Deutlich ist der Unterschied zwischen den beiden berechneten Kollapslasten (obere und untere Schranke) zu erkennen. Beide numerisch ermittelten Grenzen hüllen die analytische Traglastkurve ein.

7.4.2 Platte mit Loch

An einem weiteren klassischen Anwendungsbeispiel, der Platte mit Loch unter Randbeanspruchung, wird die Anwendbarkeit der Elastischen Kompensationsmethode zur Berechnung der Shakedown-Grenzen getestet. Eine dünne quadratische Scheibe wird an ihren Rändern mit Linienlasten (Zug- oder Druckspannungen) belastet. Es wird ein ebener Spannungszustand zu Grunde gelegt. Unter Ausnutzung von Modellsymmetrien ergibt sich das in Abb. 43 dargestellte FE-Modell. In den Symmetrieebenen werden keine Verschiebungen in Normalenrichtung, in x- oder y-Richtung, zugelassen. Die Vernetzung erfolgte als „mapped mesh“, d.h. mit einem automatischen Vernetzungsalgorithmus. Als Werkstoffkennwerte wurden für das untersuchte Modell der E-Modul mit 210000 N/mm^2 , die Querkontraktion mit $0,3$ und die Fließgrenze 300 N/mm^2 festgelegt.

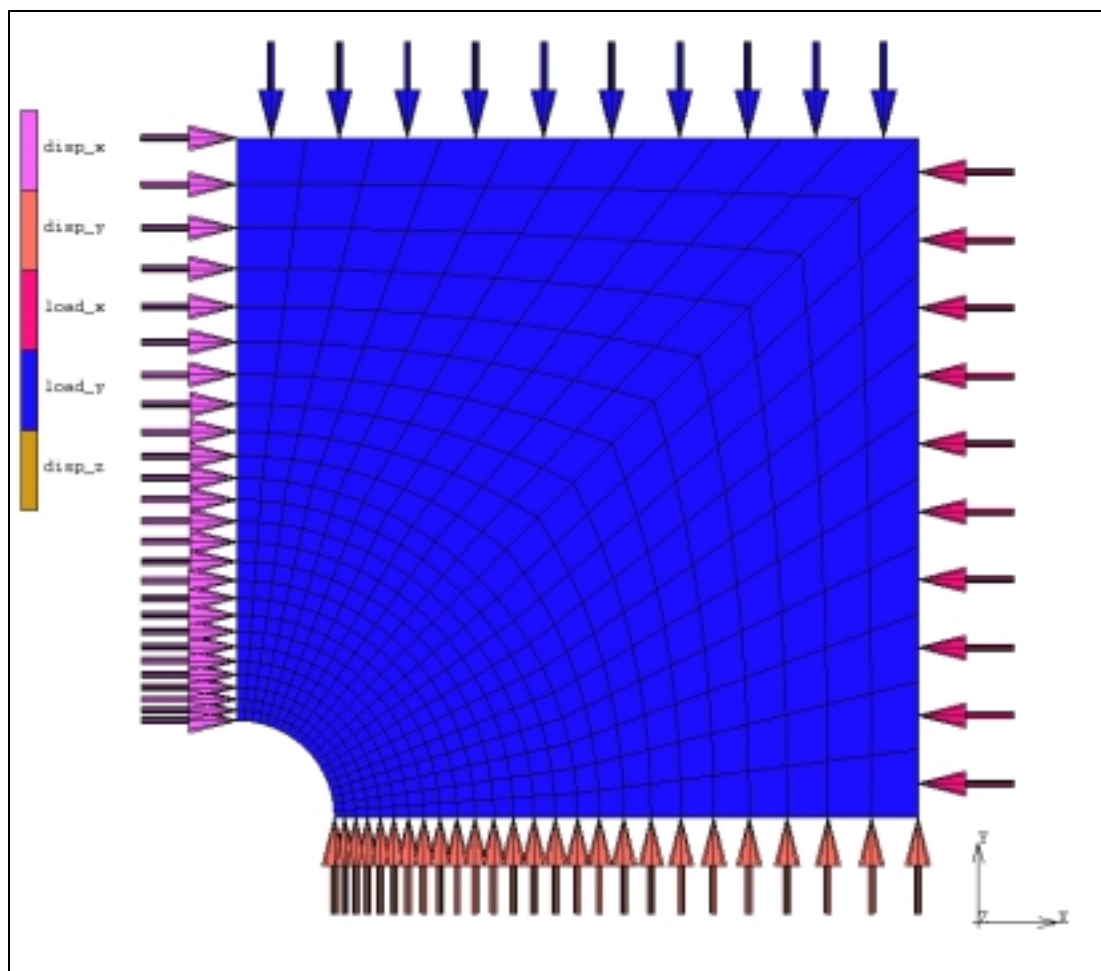


Abb. 43: Vernetzung Platte mit Loch und modellierte Randbedingungen

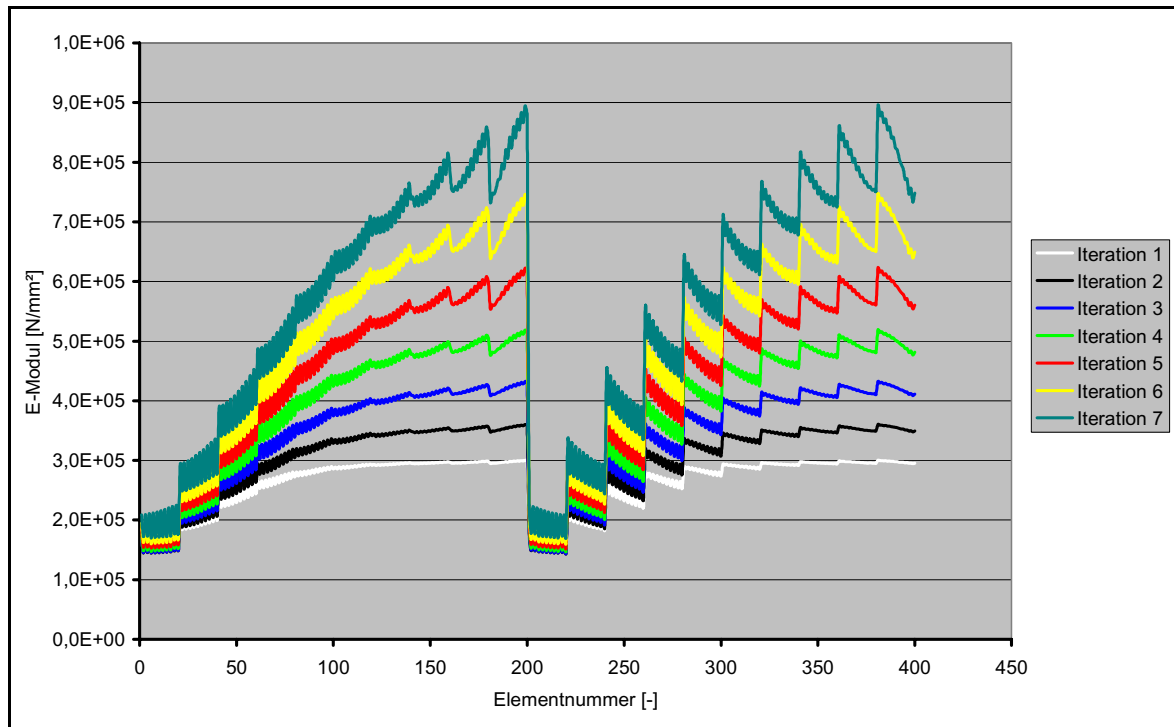


Abb. 44: Veränderung des E-Moduls während der ECM für das FE-Modell Lochplatte

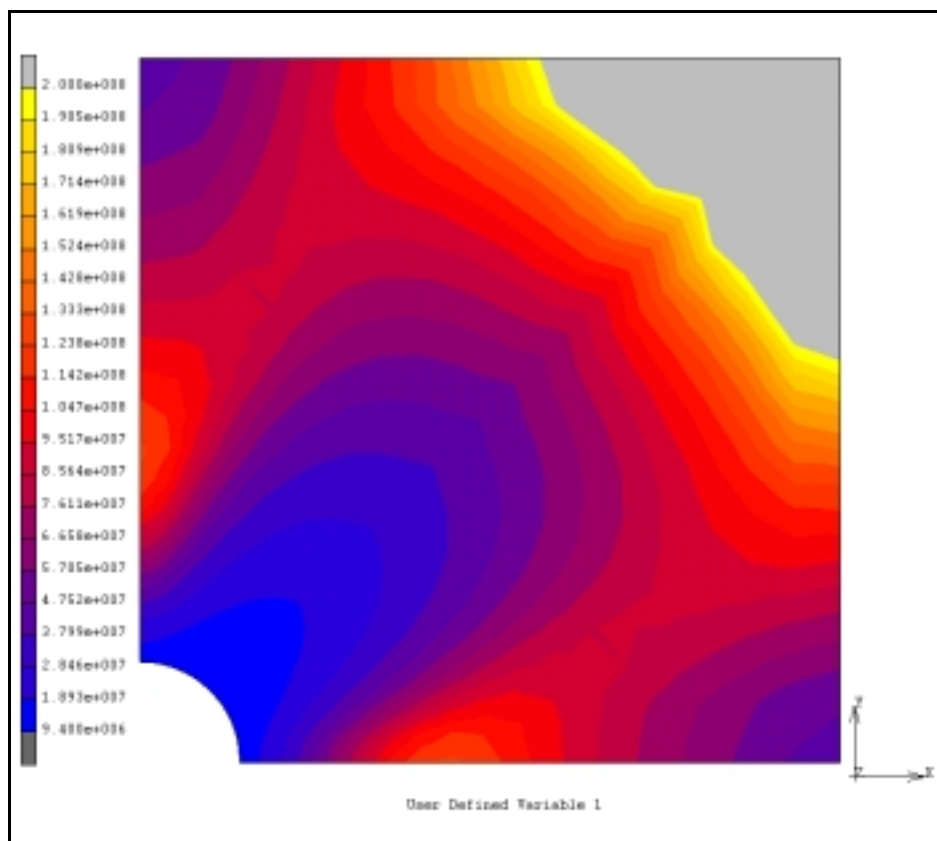


Abb. 45: E-Modul-Verteilung nach ECM-Analyse (nach 25 Iterationen)

Wie sich die E-Modul-Werte bei der ECM-Analyse im Modell von Iteration zu Iteration verändern, ist in Abb. 44 dargestellt. Man erkennt, dass relativ rasch, schon zu Beginn der Berechnung, die E-Modul-Verteilung in den Elementen feststeht und bei den weiteren Iterationen nur noch eine Skalierung der E-Module erfolgt. Nach der letzten Iteration erhält man die in Abb. 45 dargestellte E-Modul-Verteilung und in Abb. 46 gezeigte Vergleichsspannungsverteilung im Modell.

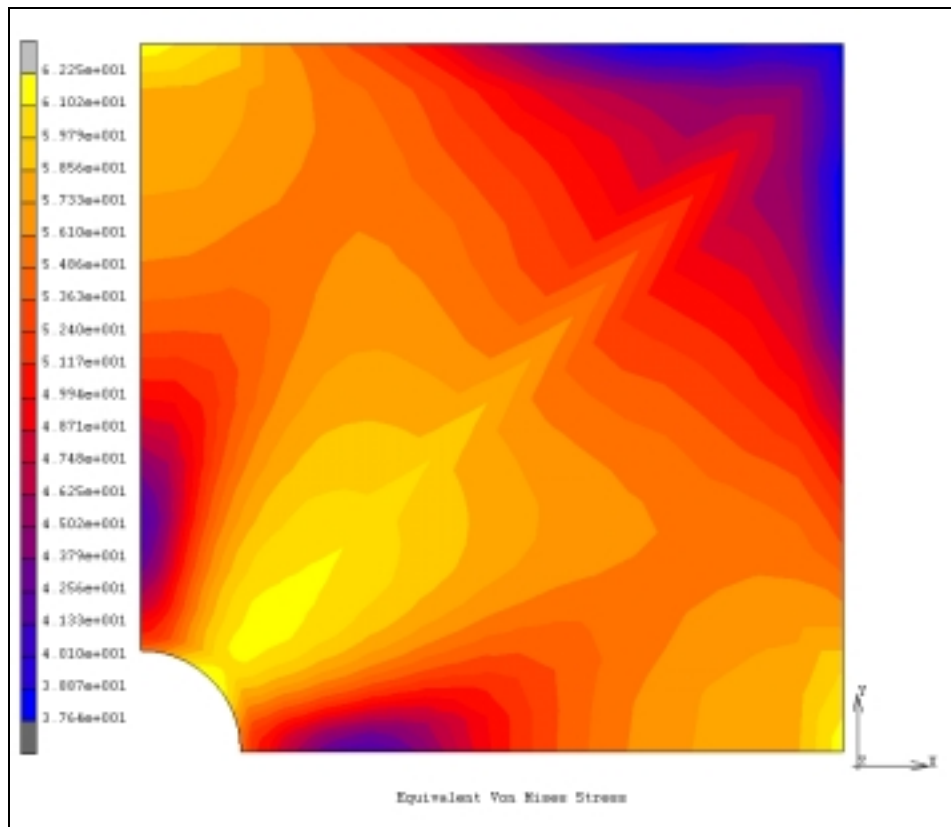


Abb. 46: Vergleichsspannungsverteilung ECM nach 25 Iterationen

Um die berechneten Shakedown-Grenzen zu validieren, fanden sich in der Literatur keine geeigneten Angaben. Deshalb wurden Ergebnisse der Elastischen Kompensationsmethode mit dem im Kapitel 8 neu entwickelten adaptiven Berechnungsverfahren verglichen. Die Modifikation der E-Module erfolgte ohne Exponenten nach Formel (10). Ein Berechnungsergebnis der Problemstellung ist in Abb. 47 gezeigt. Man erkennt, dass sich die beiden angreifenden Lasten positiv beeinflussen.

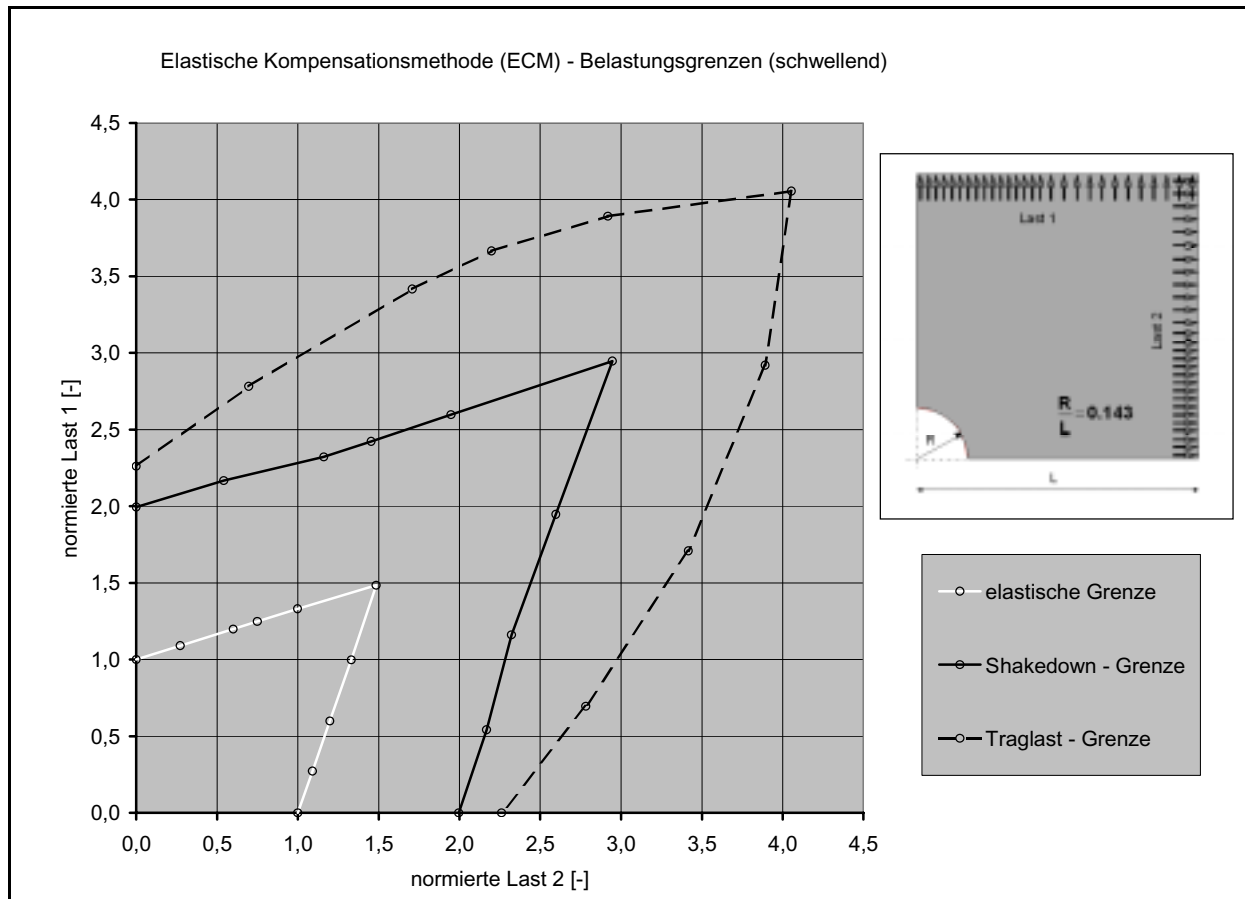


Abb. 47: Belastungsgrenzen einer Lochplatte unter biaxialem Zug mittels ECM berechnet

Abb. 48 zeigt die Vergleichsspannung am Lochrand. Dabei sind verschiedene Verhältnisse der beiden Linienlasten aufgetragen. Greift nur eine Linienlast an, so zeigt sich die bekannte Spannungsüberhöhung (Kerbfaktor) von drei. Nimmt nun die zweite Linienlast zu, so sinkt die Vergleichsspannung an der höchst beanspruchten Stelle immer mehr ab, bis sich bei gleicher Größe beider Lasten eine Spannungsüberhöhung von ungefähr 1,7 über den ganzen Lochrand einstellt. Dieser Zusammenhang begründet die Zunahme der Shakedown-Last und aller anderen Grenzlasten beim Anwachsen der zweiten Linienlast an der Platte mit Loch.

Bei der Shakedown-Untersuchung mit der Elastischen Kompensationsmethode wirken gemäß ihrer Theorie zwei zeitgleich schwellende, einaxiale Linienlasten auf das Modell. Der Vergleich erfolgt mit drei verschiedenen vernetzten FE-Modellen, um den Einfluss der Netzfeinheit abzuschätzen. Darüber hinaus unterscheiden sich die Modelle in der Art ihrer Vernetzung in Bezug auf das Loch (radial, radial abgesetzt) und dem Verhältnis zwischen Lochradius und Kantenlänge der Lochplatte.

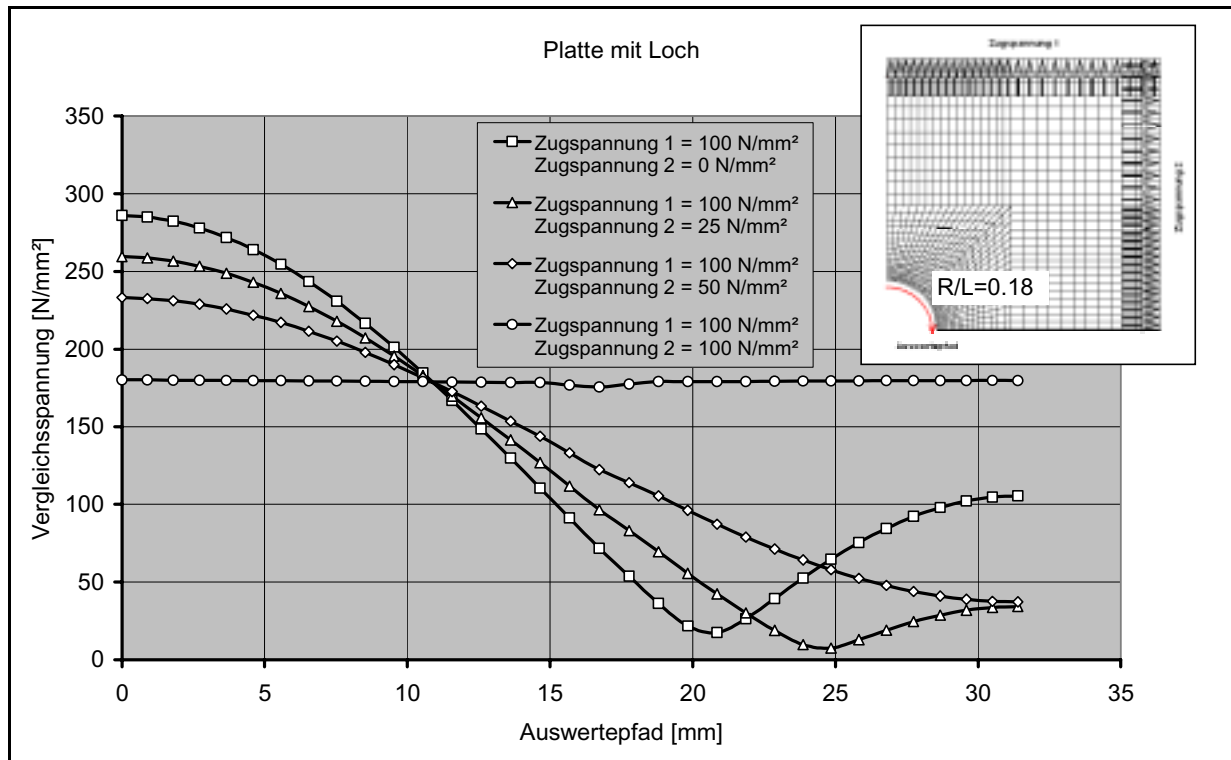


Abb. 48: Vergleichsspannung entlang des Lochrandes

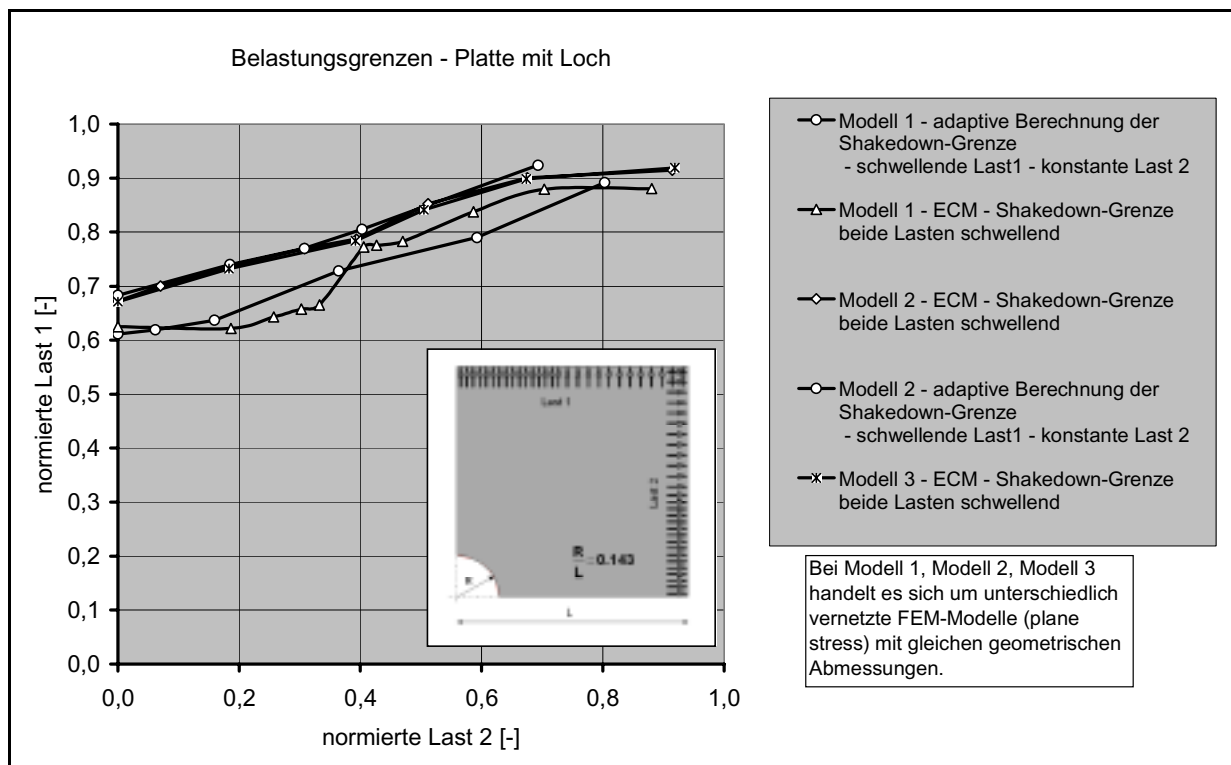


Abb. 49: Vergleich der Ergebnisse von Shakedown-Analysen mit iterativer Berechnung und nach ECM

Bei allen Modellen ergaben sich relativ gute Übereinstimmungen zwischen der Elastischen Kompensationsmethode und der adaptiven Berechnung der Shakedown-Lasten. Die Ergebnisse sind in Abb. 49 dargestellt. Differenziert betrachtet ist festzustellen, dass zwei der Modelle nahezu das identische Ergebnis lieferten. Das dritte Modell, die relativ grob vernetzte Lochplatte, wich mit den Resultaten um ungefähr 10% nach unten ab.

Folgendes Fazit lässt sich aus dieser Validierung ziehen: Die Berechnung der Shakedown-Lasten gestaltet sich mittels ECM bei für die praktische Anwendung hinlänglicher Genauigkeit zeiteffizienter. Die adaptive Methode benötigt deutlich längere Rechenzeiten. Der Vorteil der adaptiven Methode besteht in der Flexibilität bezüglich der angreifenden Lasten. Es lassen sich beliebige Lastkombinationen analysieren, z.B. Last 1 wirkt schwellend, Last 2 wird konstant gehalten. Derartige Beanspruchungszustände können mit der ECM nicht berechnet werden.

7.5 Grenzlasten (ECM) von Stützen unter Innendruck und äußerer Last

Nachdem die allgemeine Anwendbarkeit der ECM zur Berechnung von Belastungsgrenzen an einfachen Beispielen aufgezeigt und nachvollzogen wurde, werden im Folgenden Stützen-Verbindungen zur Bestimmung der elastischen Shakedown- und Traglast-Grenzen bezüglich der Lastfälle Innendruck und äußeres Moment („in-plane bending“) einer ECM-Analyse unterzogen. Die analysierten Geometrien sind in nachstehender Tabelle zusammengefasst. Die elastischen Grenzwerte sind auf Basis einer Werkstofffließgrenze von 300 N/mm² berechnet.

Stützengeometrie	DN 100 90°	DN 100 60°	DN 100 45°	DN 150 90°	DN 150 45°	DN 200 90°	DN 200 45° s=28 mm	DN 200 45° s=19 mm
Innendruck [bar]	62,1	48,9	37,0	68,3	35,5	72,8	40,9	33,4
Moment [kNm]	10,9	12,3	13,2	21,9	28,4	27,3	64,5	66,4

Tab. 1: Elastische Grenzlasten der untersuchten Behälterstützen

Die Abmessungen entsprechen den Stützengeometrien des für die experimentellen Untersuchungen zur Verfügung stehenden Versuchsbehälters. Um den Einfluss der Stützenwandstärke auf die Grenzlasten zu untersuchen, wurde zusätzlich ein DN 200 Stützen mit einer geringeren Wandstärke von 19 mm generiert.

Folgende Randbedingungen wirken auf die generierten Modelle. Um die Stützen mit dem entsprechenden Moment zu belasten, werden am Ende des Stützens Einzellasten, die senkrecht zur Stützenachse ausgerichtet sind, auf die äußersten Knoten des Stützens aufgegeben. Auf die Innenflächen des Druckbehälters und des Stützens wirkt der Innendruck. An den offenen Enden sowohl des Stützens als auch des Behälters ersetzen axiale Zugspannungen den fehlenden Abschluss des Druckraums (Deckel, vgl. Abb. 30). Bei den Berechnungen wurde ein geeigneter Exponent q zur Modifikation des E-Moduls verwendet.

Die Ergebnisse der durchgeführten ECM-Analysen sind in den in Abb. 51 bis Abb. 58 dargestellten Interaktions-Diagrammen veranschaulicht. Die berechneten Stützpunkte der Lastkombinationen sind auf den Grenzlastkurven zu erkennen. Es sind sowohl die Grenzlasten für sogenanntes positives (+) als auch für negatives (-) schwellendes Stützenmoment aufgetragen. In den Diagrammen sind die spezifischen Geometrieabmessungen und wirkenden Stützenlasten angegeben. Die Diagramme wurden mit Hilfe der berechneten elastischen Grenze normiert, so dass keine Abhängigkeit von den Werkstoffkennwerten vorliegt. Für den jeweiligen Auslegungsfall sind die Shakedown-Faktoren infolgedessen aus den Kurvenverläufen zu entnehmen und mit der Fließgrenze (elastischen Grenzlast) zu skalieren.

An dieser Stelle ergeht nochmals der Hinweis, dass sich die Anwendung dieser Methode auf rein schwellende und gleichsinnig wirkende Belastungen beschränkt. Es können die am Bauteil angreifenden Lasten nicht entkoppelt betrachtet werden, sondern die Lasten greifen unter phasengleicher Schwingung am Bauteil an.

Aufgrund der dimensionslosen Darstellung ergeben sich jeweils für die rechtwinkligen und die schrägen Stützen rein optisch qualitative ähnliche Kurvenverläufe. Als bedeutsam bei den schrägen Stützen erscheint der Sachverhalt, dass sich je nach Wirkrichtung der Momentbelastung ein höhere bzw. niedrigere Shakedown-Grenze ergibt (Abb. 53, Abb. 55, Abb. 57, Abb. 58). Dies lässt sich auf die Überlagerung der Spannungszustände der beiden Beanspruchungsgrößen Innendruck und Biegemoment zurückführen.

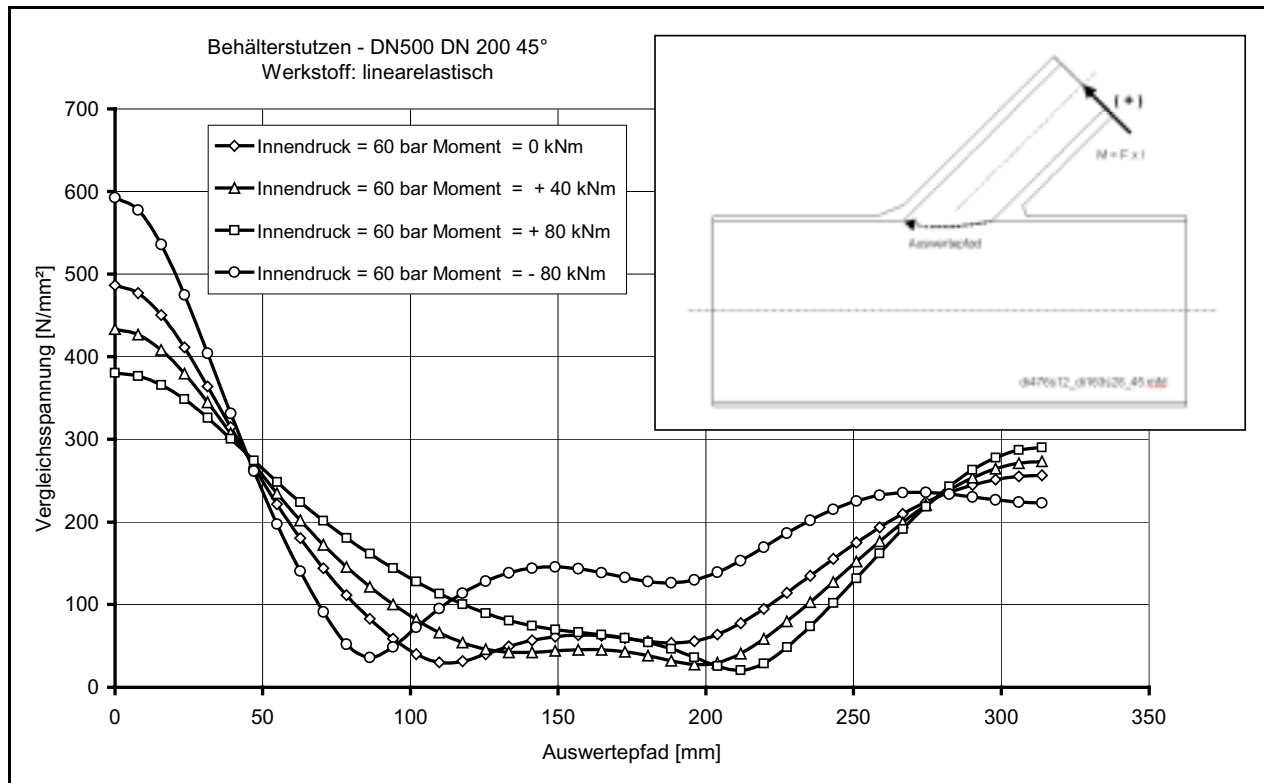


Abb. 50: Vergleichsspannungsverläufe entlang des Stutzens bei Belastung durch Moment und Innendruck

Der Verlauf der Grenzlastkurven (elastisch, Shakedown, Traglast) hat seine Ursache in der gegenseitigen Beeinflussung der Spannungszustände, die sich aus Innendruck- und Momentenbelastung ergeben. In Abb. 50 sind elastische Beanspruchungsanalysen an einem schrägen Stutzen unter Variation des Stutzenmoments gegenübergestellt. Man erkennt, dass sich je nach Richtung des Stutzenmoments eine Steigerung (+) oder Minderung (-) der Beanspruchung ergibt. Durch diesen Effekt ist es zu erklären, dass der schräge Stutzen unter schwelendem Innendruck mit proportional überlagerter Momentenbelastung, welche ein Aufbiegen (+) des schrägen Stutzenrohres hervorruft, auch noch bei einem im Vergleich zur reinen Innendruckbelastung höheren Innendruck einspielen wird. Eine gleichfalls günstige Überlagerung der Beanspruchungen ergibt sich für den Lastfall axialer Zug auf das Stutzenrohr (Abb. 59).

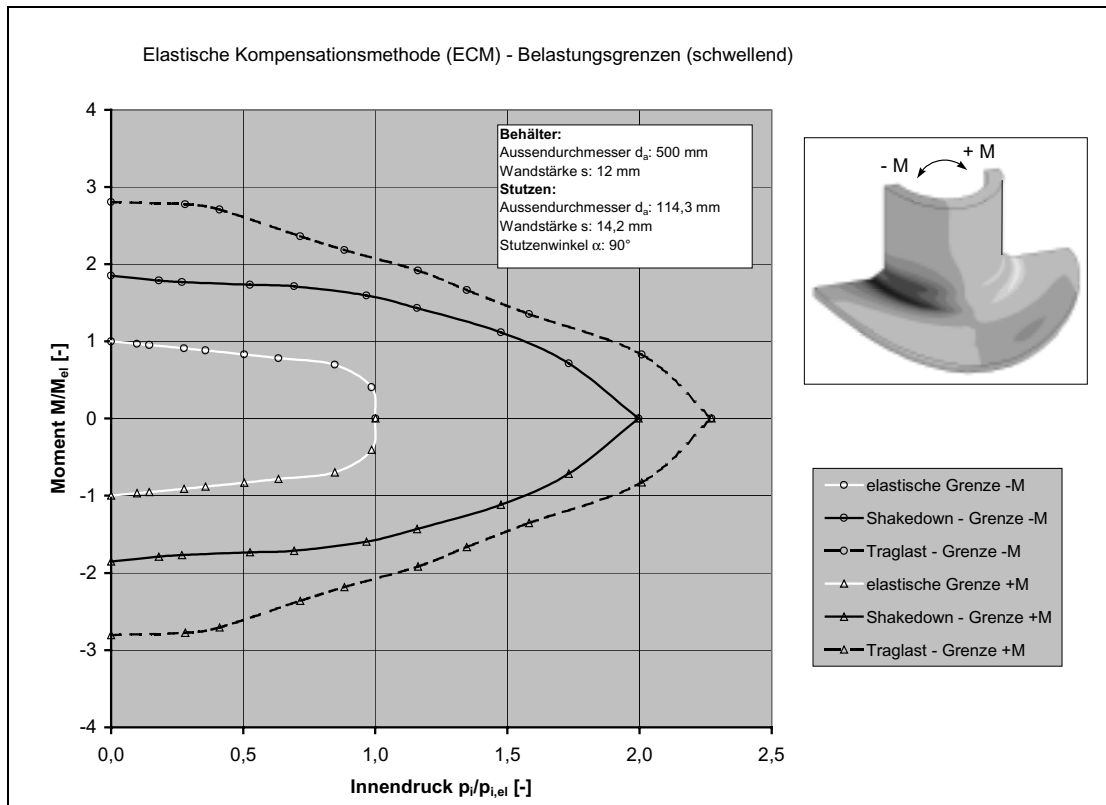


Abb. 51: Grenzkurven - ECM-Analyse - Stutzen DN500 DN100 90°

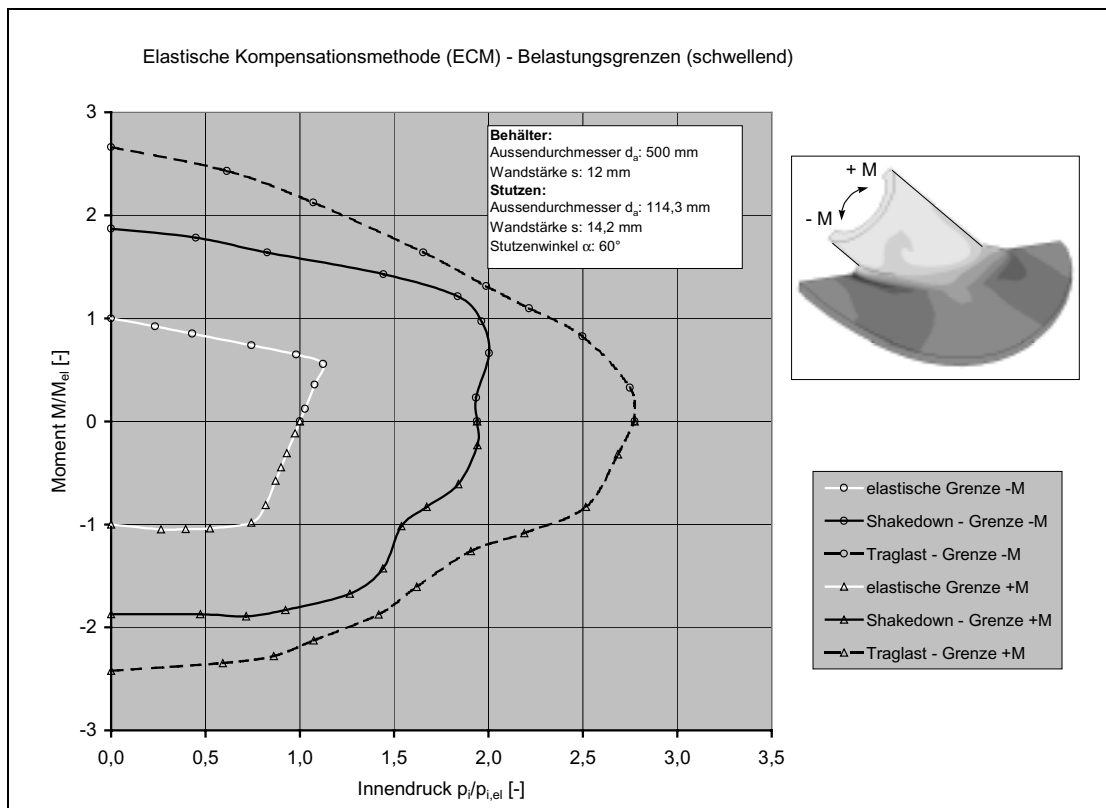


Abb. 52: Grenzkurven - ECM-Analyse - Stutzen DN500 DN100 60°

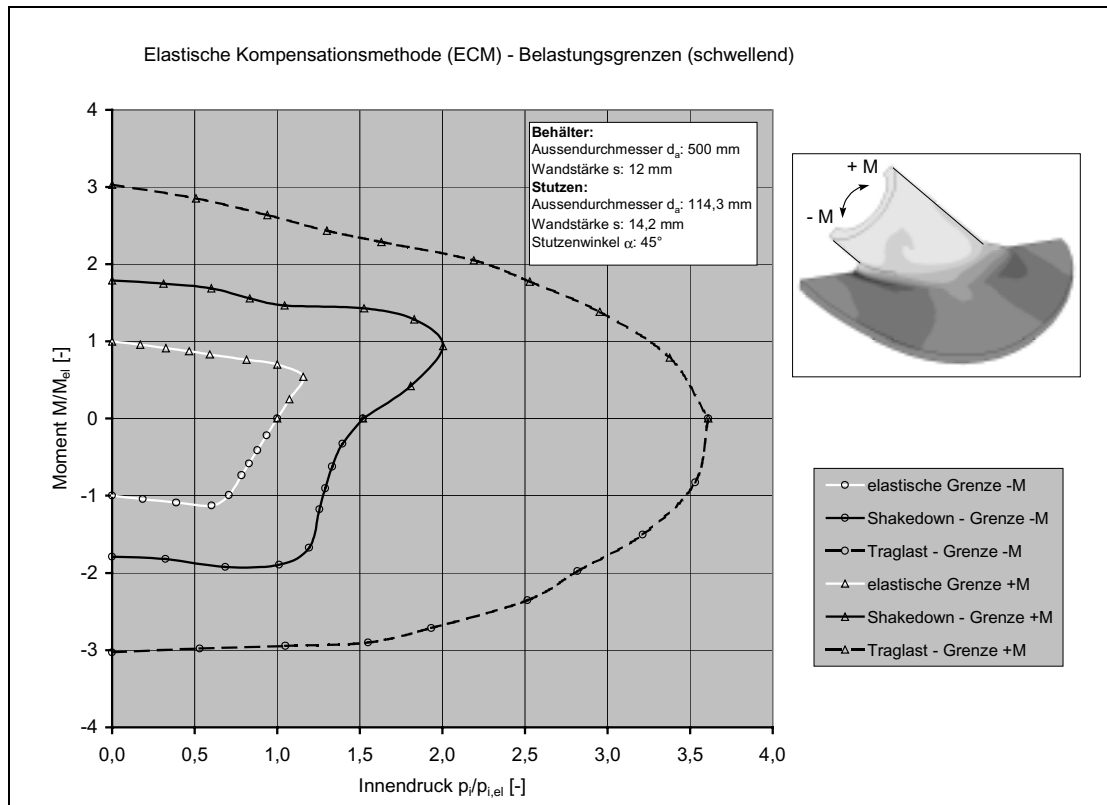


Abb. 53: Grenzkurven - ECM-Analyse - Stutzen DN500 DN100 45°

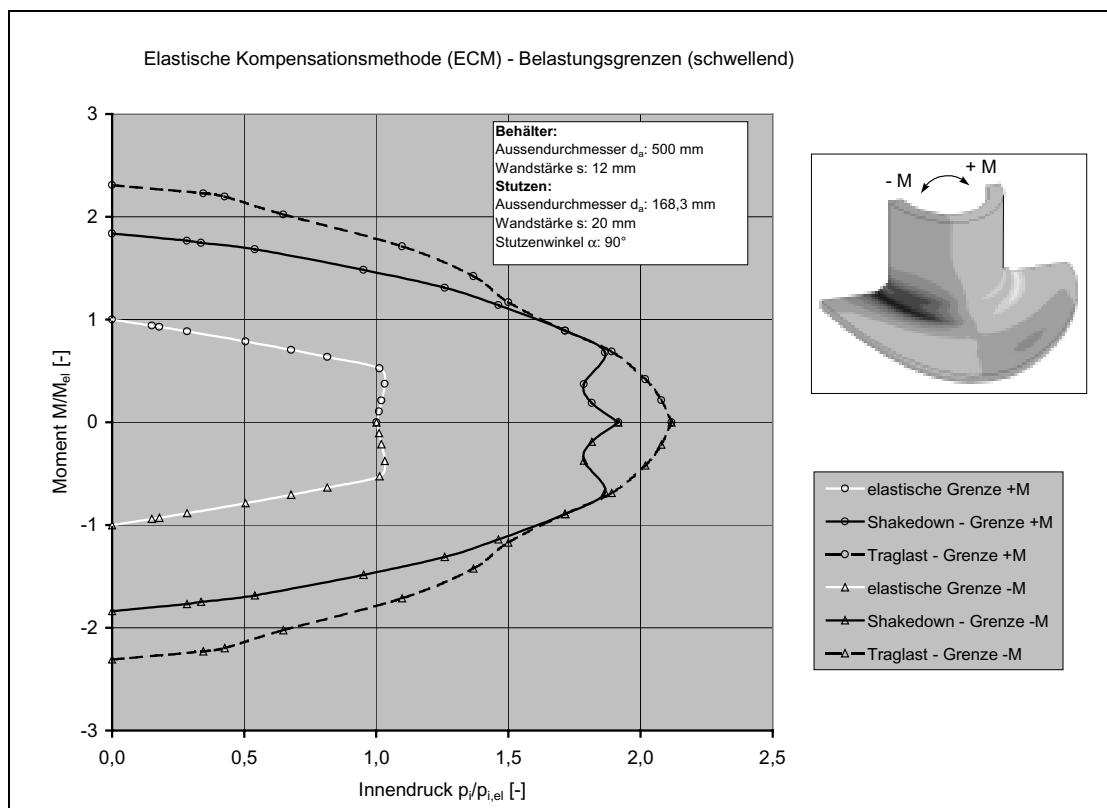


Abb. 54: Grenzkurven - ECM-Analyse - Stutzen DN500 DN150 90°

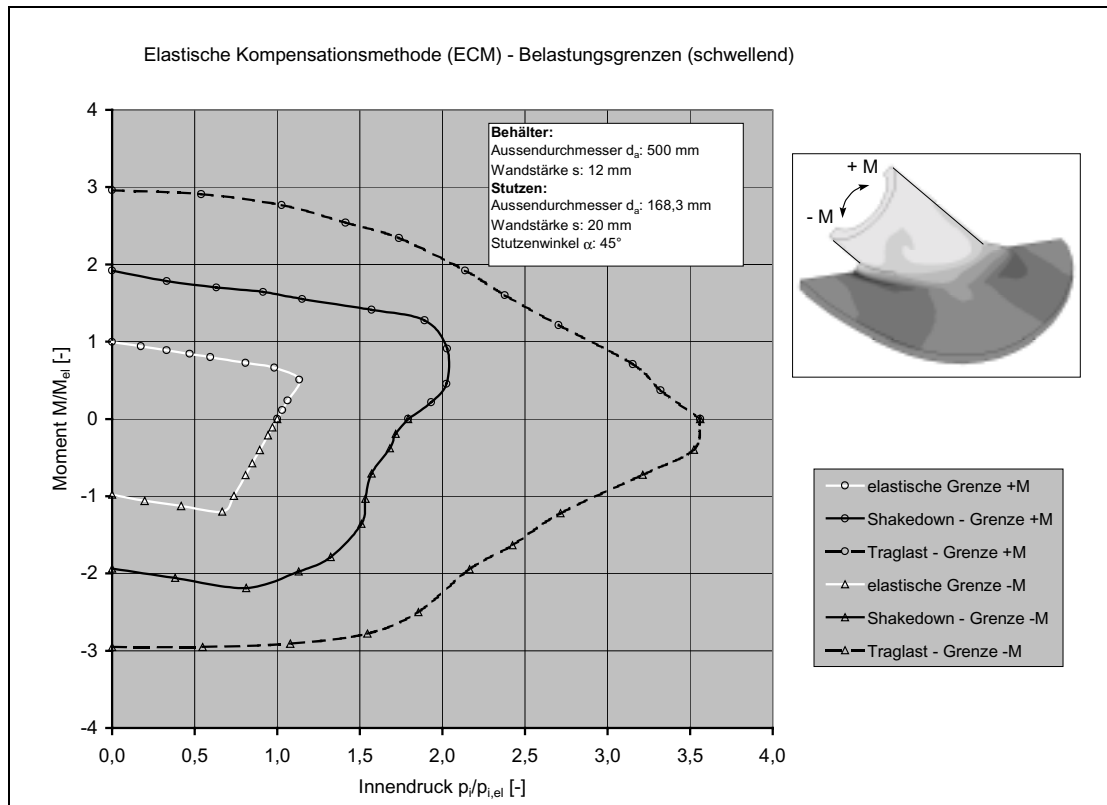


Abb. 55: Grenzkurven - ECM-Analyse - Stutzen DN500 DN150 45°

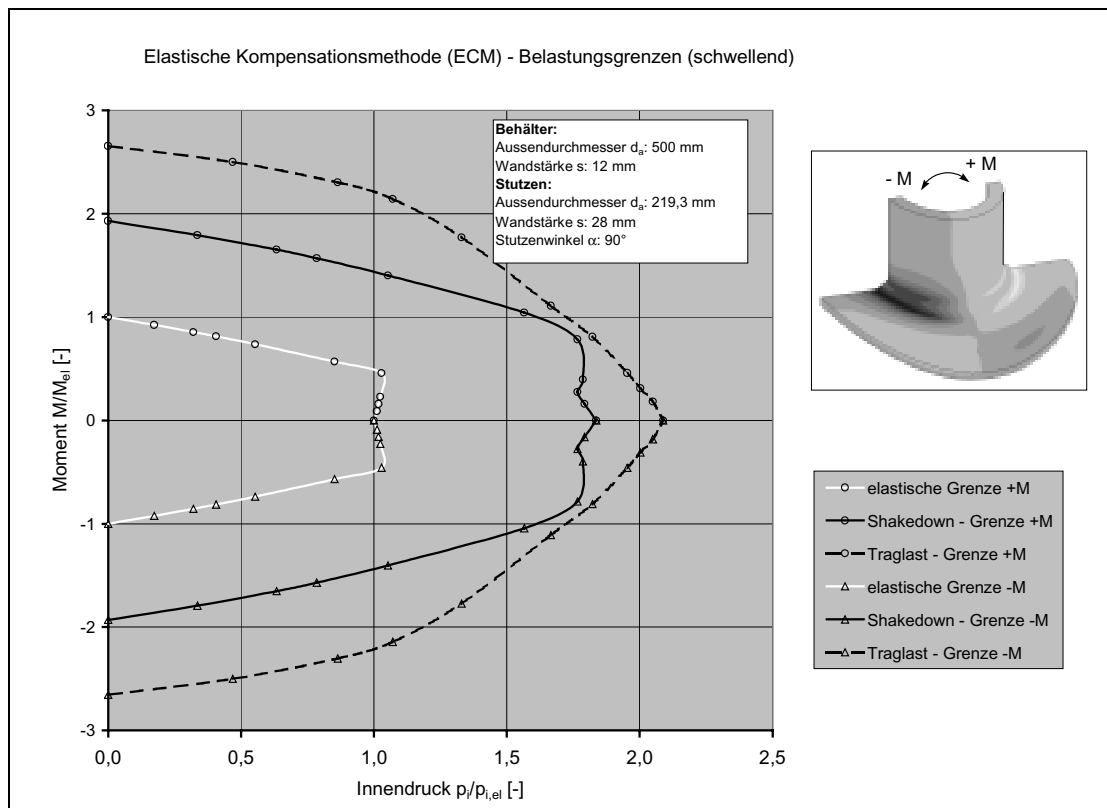


Abb. 56: Grenzkurven - ECM-Analyse - Stutzen DN500 DN200 90°

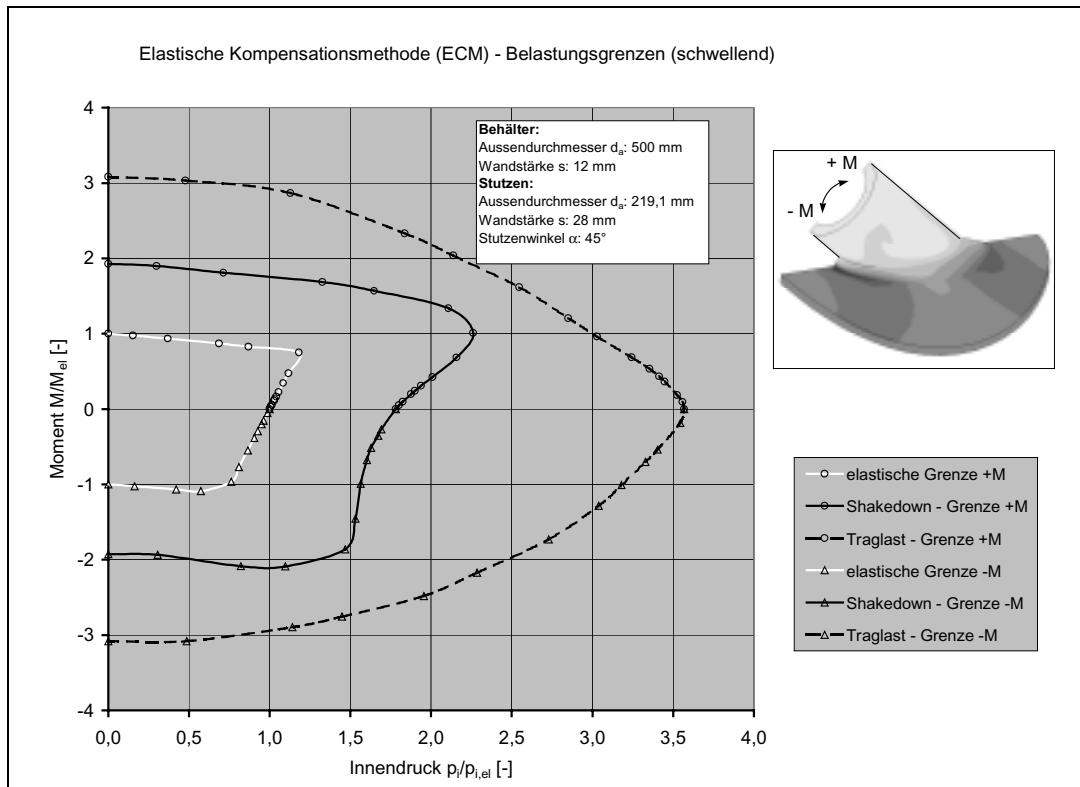


Abb. 57: Grenzkurven - ECM-Analyse - Stutzen DN500 DN200 45°

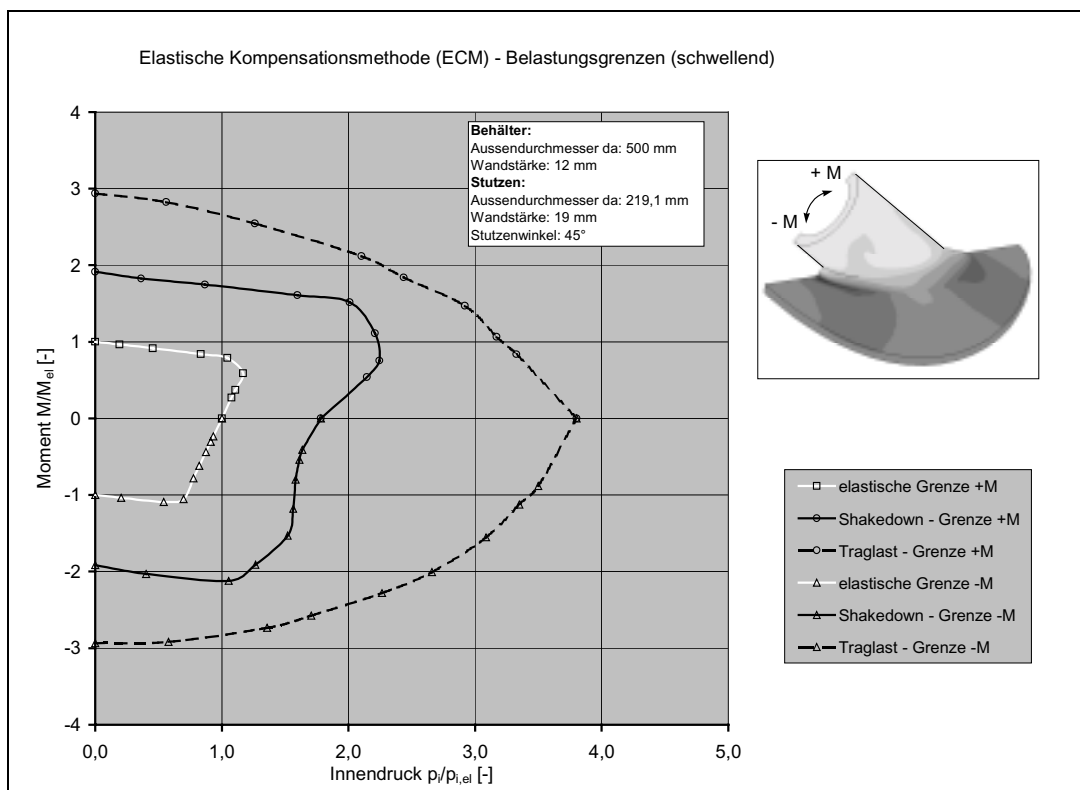


Abb. 58: Grenzkurven - ECM-Analyse - Stutzen DN500 DN200 45° - dünnere Stutzenwandstärke

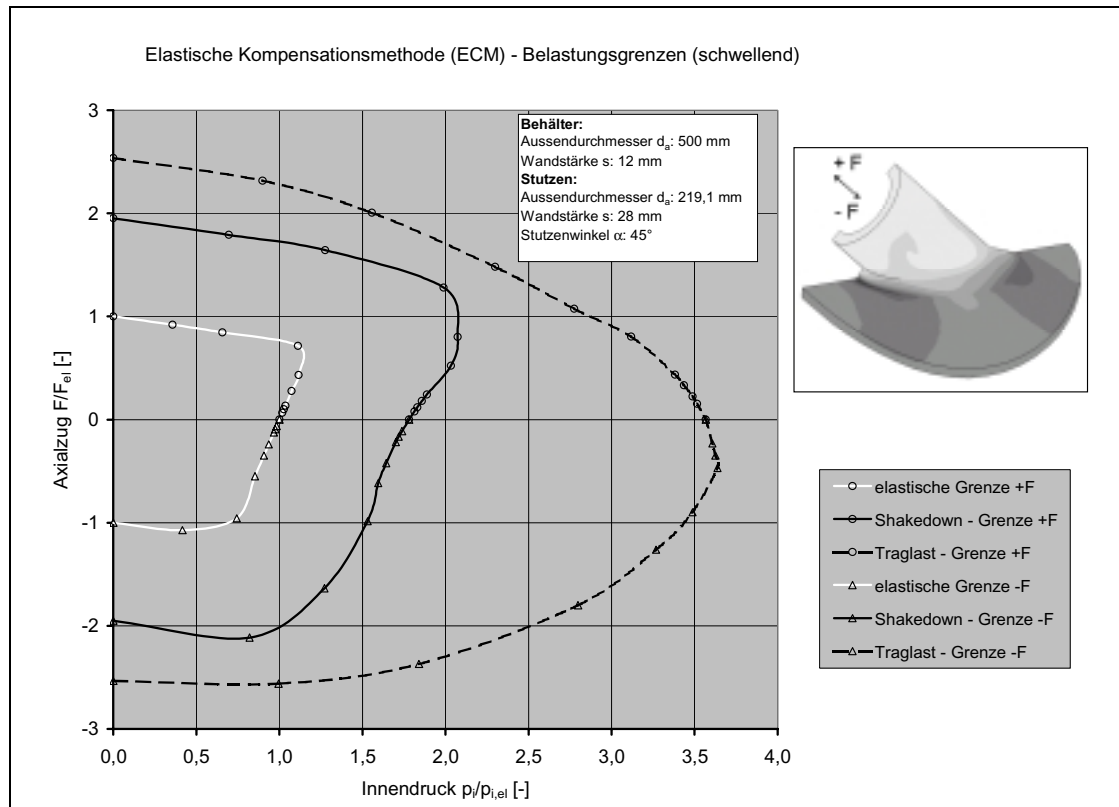


Abb. 59: Grenzkurven - ECM-Analyse - Stutzen DN500 DN200 45° - axialer Zug auf Stutzen

8 Shakedown durch adaptive Belastungsvariation (ASDA)

Für die praktische Anwendung ergeben sich im Falle der ECM bei Ermittlung von Lastgrenzen unerwünschte Einschränkungen. Es können nur für eine bestimmte Belastungscharakteristik (proportional schwellende Belastungen) und für linearelastisches-idealplastisches Materialverhalten Analysen durchgeführt werden.

Mit Hilfe eines eigens entwickelten und im folgenden dargestellten Verfahrens basierend auf einer adaptiven Lastvariation soll die Shakedown-Analyse über die begrenzten Möglichkeiten der ECM hinaus dahingehend erweitert werden, so dass im Rahmen dieser Arbeit für beliebige Lastzustände und beliebig viele unabhängige Belastungen eine Shakedown-Analyse an den Bauteilen durchgeführt werden kann.

8.1 Grundüberlegungen und Umsetzung

Die Problemstellung der Ermittlung der Shakedown-Last wurde auf diese Weise formuliert: Das Einspielen des Bauteils (insbesondere schräge Stützen) auf den Shakedown-Grenzzustand soll für einen möglichst großen Parameterbereich (Werkstoffe, Lasten, Bauteile) simuliert werden.

In Anlehnung an unterschiedliche Berechnungsmethoden wurde folgender sachlich logischer Lösungsansatz mit dem Fokus auf die wirkenden Lastzyklen gewählt:

- Es wird ein Lastzyklus berechnet und analysiert (Abb. 61, Inkrement 0 bis 8). Diese Vorgehensweise orientiert sich an einer zyklischen Shakedown-Analyse unter Einstufenbeanspruchung (Abb. 32, [70])
- Nach jedem Lastzyklus wird die Last in Abhängigkeit der zurückliegenden und schon berechneten Lastzyklen variiert, so dass durch die Berücksichtigung der Belastungsvorgeschichte eine asymptotische Annäherung an die Shakedown-Last erfolgt (automatische Anpassung ohne Eingreifen des Berechners).
- Berücksichtigung der Vorgeschichte mit einem „Restart-File“, in dem die Beanspruchungen am Ende des letzten Lastspiels abgespeichert sind.

Grundlage des Lösungsansatzes ist die Tatsache, dass sich unabhängig von der Belastungsvorgeschichte und somit von den sich einstellenden Eigenspannungen unterhalb der Shakedown-Grenze ein stabiler Eigenspannungszustand ausbildet. In

Anlehnung an die adaptive Netzgenerierung während eines Berechnungslaufes, soll die zyklische Last in der Weise verändert werden, dass sich ein statisches Eigenspannungsfeld einstellt und dass unterhalb dieser Last keine plastischen Dehnungsänderungen auftreten. Da durch Veränderung der Belastung auf die Beanspruchungsvorgeschichte im Bauteil reagiert wird, wird diese Berechnungsmethode als „adaptive Shakedown-Analyse“ (ASDA) bezeichnet, (Adaptation ist die Möglichkeit auf verändernde Umstände zu reagieren - to change something or yourself to suit different conditions or uses, <http://dictionary.cambridge.org>). Die modifizierte Last bewirkt eine adaptive Veränderung der Eigenspannungsverteilung im Bauteil, so dass am Ende der Analyse die Shakedown-Grenze feststeht. In Abhängigkeit von den Entlastungsschritten wird die darauffolgende Laststeigerung festgelegt (vgl. Abb. 64). Von entscheidender Bedeutung für den Aufwand und damit Wirtschaftlichkeit dieser Methodik ist die rasche Konvergenz der Analyse gegen die Grenzlast.

Mit dieser Methode war es ebenso möglich neben der Shakedown-Grenze auch analoge Grenzkurven, wie z.B. die elastische, zu bestimmen. Für die Fragestellung elastische Grenzlast wird auf den „restart“ verzichtet und die Iteration ohne Berücksichtigung der Vorbelastung wiederholt.

Vorteile der adaptiven Shakedown-Analyse:

- Auswertung des Grenzkriteriums an den Integrationspunkten (keine Mittelung über das gesamte Finite-Element, vgl. E-Modul-Variation ECM)
- Modellierung eines beliebigen Materialverhaltens (z.B. Vielkomponentenmodell nach [22])
- Analyse beliebiger Belastungsspektren (schwellend, wechselnd usw.)
- Flexibilität in der Definition des Grenzkriteriums (Fließgrenze, plastische Dehnung, Verformungsarbeit)
- Beeinflussung der Konvergenz durch verschiedenartige (jedoch gesteuerte) Berechnung des Lastfaktors

Nachteile der adaptiven Shakedown-Analyse:

- Eventuell lange Berechnungszeiten bei aufwendigen Modellen
- Abfolge von plastischen Analysen

Die Realisierung dieser Methode war nur mit Hilfe von selbst programmierten Subroutinen umsetzbar. Im FE-Programm MARC stehen hierfür die Subroutinen FORCEM (Kräfte auf Elementflächen und -kanten) und FORCDT (Kräfte auf Elementknoten) zur Definition der Laständerung im berechneten Inkrement zur Verfügung. Die Übergabe des Lastfaktors, der maximalen Vergleichdehnungsinkrements, der Laständerungsfaktoren, des Zählers für den plastischen Berechnungsschritt erfolgte über eine Transferdatei. In Abb. 60 ist der Ablauf der Berechnung zur Verdeutlichung skizziert.

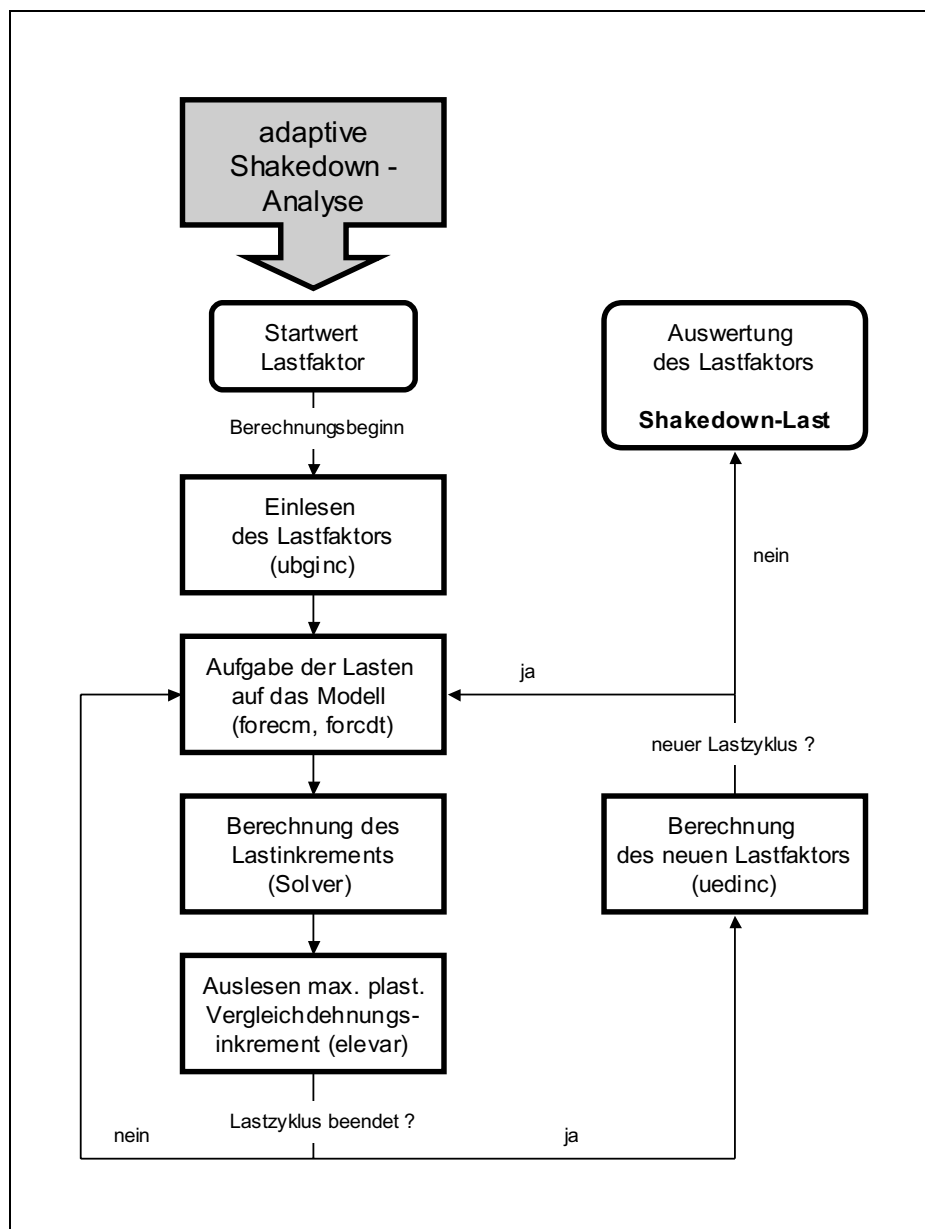


Abb. 60: Ablaufschema - adaptive Shakedown-Analyse (ASDA)

Die Kontrolle der errechneten Lastgrenzen wurde mit Testrechnungen unter konstanter Lastamplitude vorgenommen. Hierbei wurden Lasten aufgegeben, die etwas größer oder kleiner als die errechnete Grenze waren. Die Veränderung der plastischen Dehnungen über die Lastzyklen gab Aufschluss über das Einspielen des Modells.

8.2 Berechnung und Ergebnisse

Nach Vernetzung des Bauteils werden die Randbedingungen definiert. Konstante Randbedingungen wirken unverändert über den gesamten Lastzyklus auf das Modell. Der zeitliche Verlauf der zyklischen Lasten wird entsprechend der erforderlichen Schwingungsform (wechselnd $R = -1$, schwellend $R = 0$, allgemein $R =$ beliebig) als Lastrampe mit Hilfe einer „Table“ (Last-Zeit-Funktion) bei der ASDA hinterlegt (Abb. 61). Beim Berechnen eines Lastzyklus wird der dimensionslose Last-Zeit-Verlauf mit dem Lasthöchstwert multipliziert und hierdurch die gewünschte Schwingungsform auf das Modell aufgegeben. Die variable Lastdefinition ermöglicht die Untersuchung einer Vielzahl von Lastkombinationen (Innendruck, Momente, Kräfte, Temperaturen) und Schwingungsformen (Abb. 61). Kontrollrechnungen zeigten, dass für die durchgeführten Berechnungen eine Unterteilung des Lastzyklus in 8 Berechnungsschritte (Inkrementen) zu einem hinreichend genauen Ergebnis führte. Die Stützpunkte (Inkrementen) der Berechnung sind in den Lastpfadverläufen in Abb. 61 eingetragen. Das sog. Inkrement bezeichnet die Rechenschrittweite bzw. Zeitschrittweite zwischen zwei Stützpunkten einer numerischen Analyse.

Neben den Randbedingungen und der Bauteilgeometrie beeinflusst das Werkstoffverhalten die Shakedown-Verhalten entscheidend. Da diese Berechnungsmethode eine Ausweitung des Anwendungsbereichs der ECM-Analyse darstellen soll, andererseits aber die Ergebnisse vergleichbar bleiben sollten, wurde gleichfalls von einem isotropen Materialverhalten mit ausgeprägter Fließgrenze (linearelastisch-idealplastisch) ausgegangen. Unter dieser Annahme kann die plastische Vergleichsdehnung ε_v^p als Kontroll- und Prüfkriterium für das Einspielen bzw. Nichteinspielen im Bauteil verwendet werden.

Da Eigenspannungszustände aus zurückliegenden Belastungszyklen in der aktuellen Berechnung berücksichtigt werden müssen, ist es erforderlich, Restart-Files zu definieren, welche die Beanspruchungsvorgeschichte beinhalten. Darin sind

die Verformungen des letzten Belastungszyklus nach Entlastung abgespeichert und diese werden im neuen Berechnungslauf eingelesen. Als Ergebnis erhält man für den Fall, dass keine konstanten Lasten am Modell angreifen, den sich aufgrund der Lastgeschichte einstellenden Eigenspannungszustand (Abb. 62). Das Beispiel in Abb. 62 zeigt einen Stutzen ohne Innendruck nach Entlastung des in der Behälterebene angreifenden Moments (in-plane bending). Die helleren Stellen an der Stutzenschweißnaht zeigen die Orte mit den höchsten Eigenspannungen. An den dunklen Flächen sind keine bzw. lediglich geringe Eigenspannungen vorhanden. Entgegen den Erwartungen liegt die Stelle mit den höchsten Eigenspannungen nicht in der Symmetrieebene des Stutzens, sondern etwas seitlich versetzt.

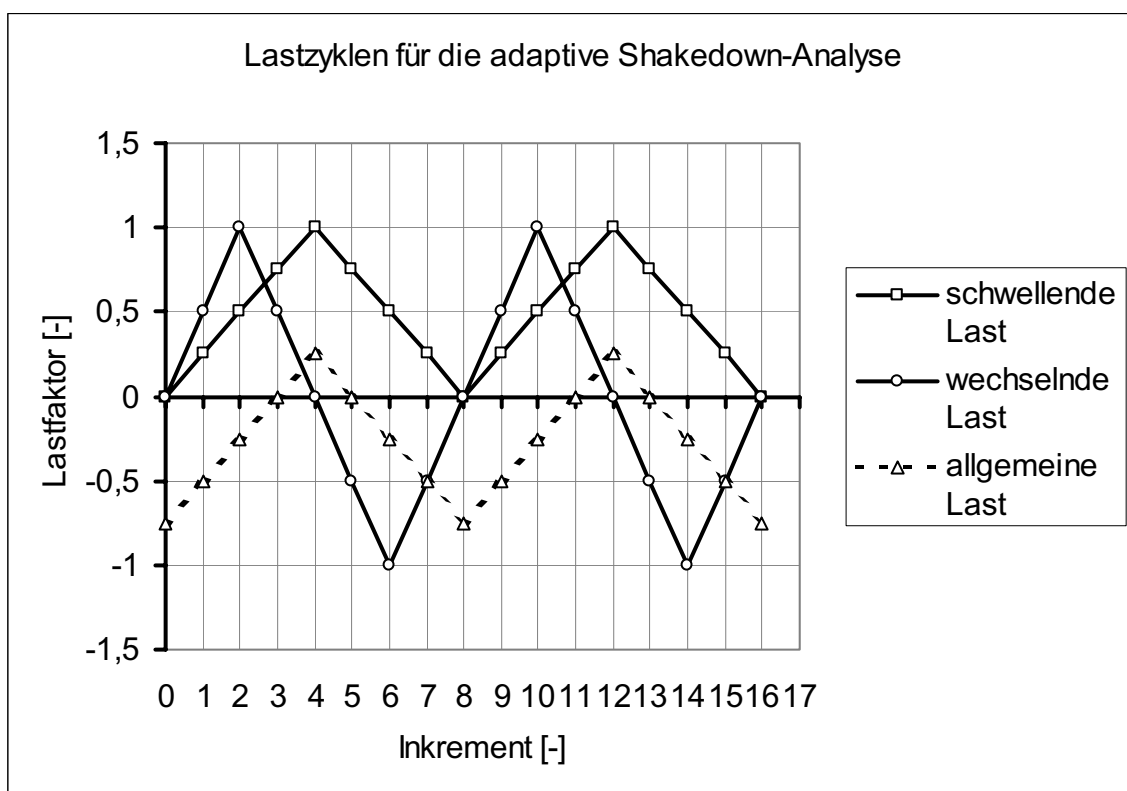


Abb. 61: Mögliche Schwingungsformen für die adaptive Shakedown-Analyse

Der sich einstellende Lastverlauf und damit die Entwicklung der Lastaufgabe während einer adaptiven Shakedown-Analyse kann den Abb. 63 und Abb. 64 entnommen werden. Es ist zu erkennen, dass nach erfolgter Plastifizierung solange entlastet wird, bis in einem Belastungszyklus nur noch rein elastisches Materialverhalten vorhanden ist. In Abhängigkeit von den Startbedingungen der Analyse stellt sich eine zügigere oder verspätete Konvergenz ein, der Grenzwert wird aber bei jeder Rechnung erreicht.

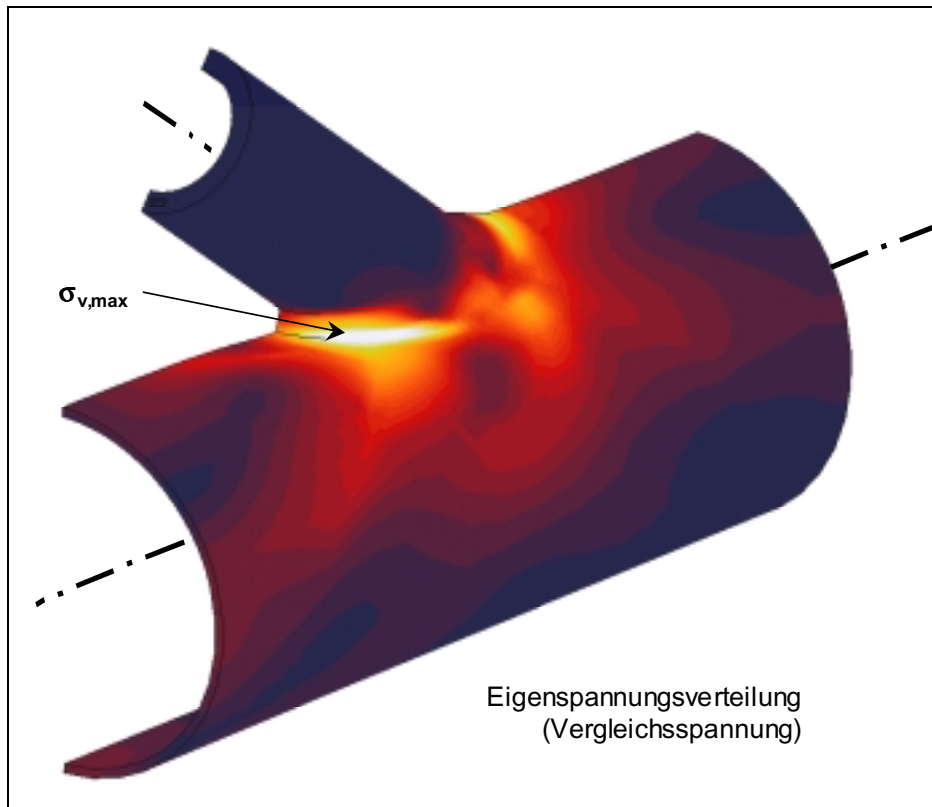


Abb. 62: Berechnete Eigenspannungsverteilung an der Shakedown-Grenze

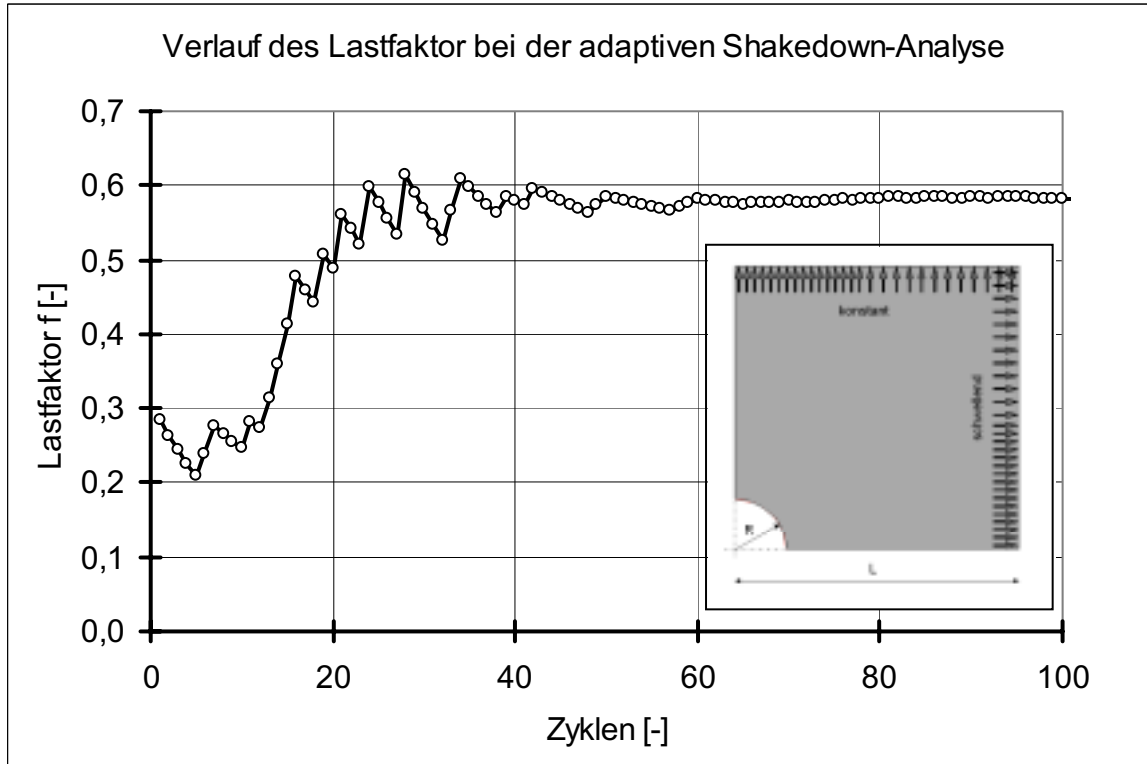


Abb. 63: Konvergenz der Last am Beispiel Platte mit Loch

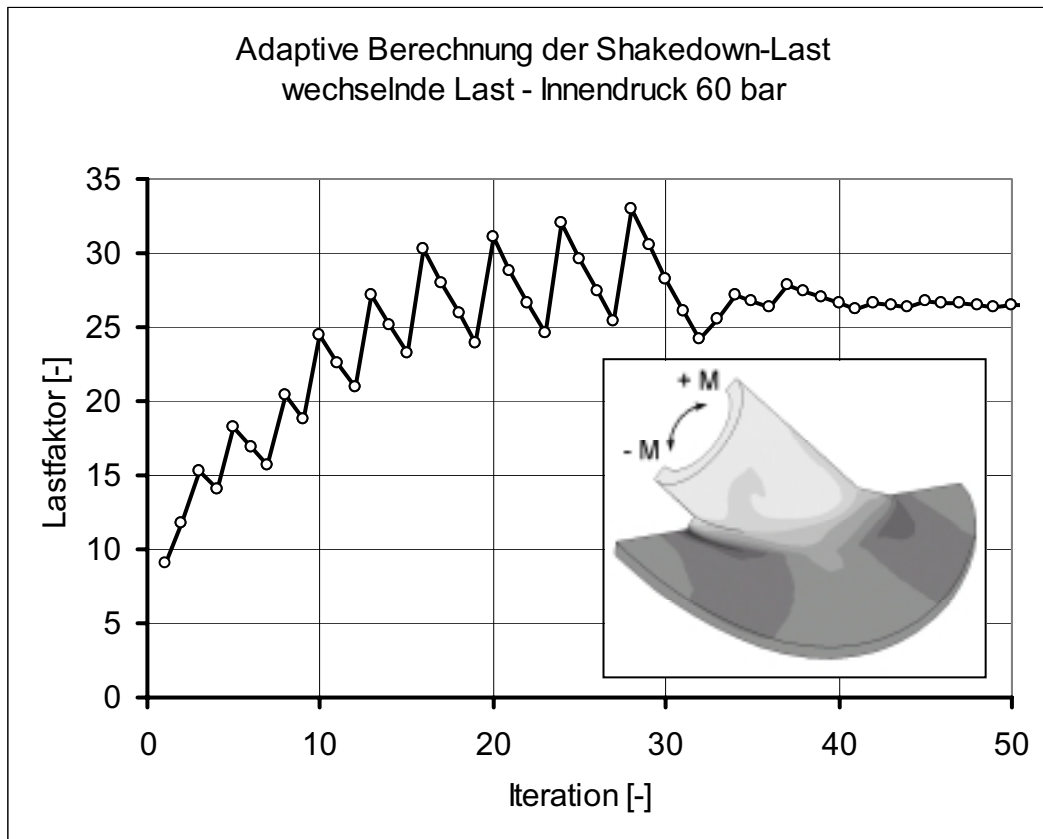


Abb. 64: Konvergenz der Last am Beispiel Stutzen DN 500 DN 100 45°

Die Genauigkeit und Anwendbarkeit der Methode zur Ermittlung von Shakedown-Grenzen wurde anhand der zwei beschriebenen klassischen Beispiele, Platte mit Loch unter biaxialem Zug und Rechteckquerschnitt unter Momenten- und Zugbelastung, überprüft (Abb. 65 und Abb. 66). Wie die Ergebnisdiagramme zeigen, ergaben sich im Vergleich zu den analytischen Lösungen und zur ECM-Methode sehr gute Übereinstimmungen, was den Einsatz und die Verwendung dieser Methode rechtfertigt. Um den Effekt des Werkstoffverhaltens auf die Shakedown-Grenzen zu verdeutlichen, wurden für die Platte mit Loch Berechnungen unter der Annahme eines linear verfestigenden Werkstoffs mit einem Verfestigungsmodul von $H_f = 15.000 \text{ N/mm}^2$ durchgeführt. Sowohl für schwellendes als auch für wechselndes Moment zeigt sich keine Abhängigkeit von der permanent wirkenden Zugspannung. Dies resultiert aus dem Wandern der Fließfläche im Hauptspannungsraum, hervorgerufen durch das angenommene kinematische Verfestigungsverhalten des Werkstoffs. Letztendlich wird die Shakedown-Grenze nur durch den Abstand der Fließgrenzen zwischen Zug- und Druckbereich bestimmt.

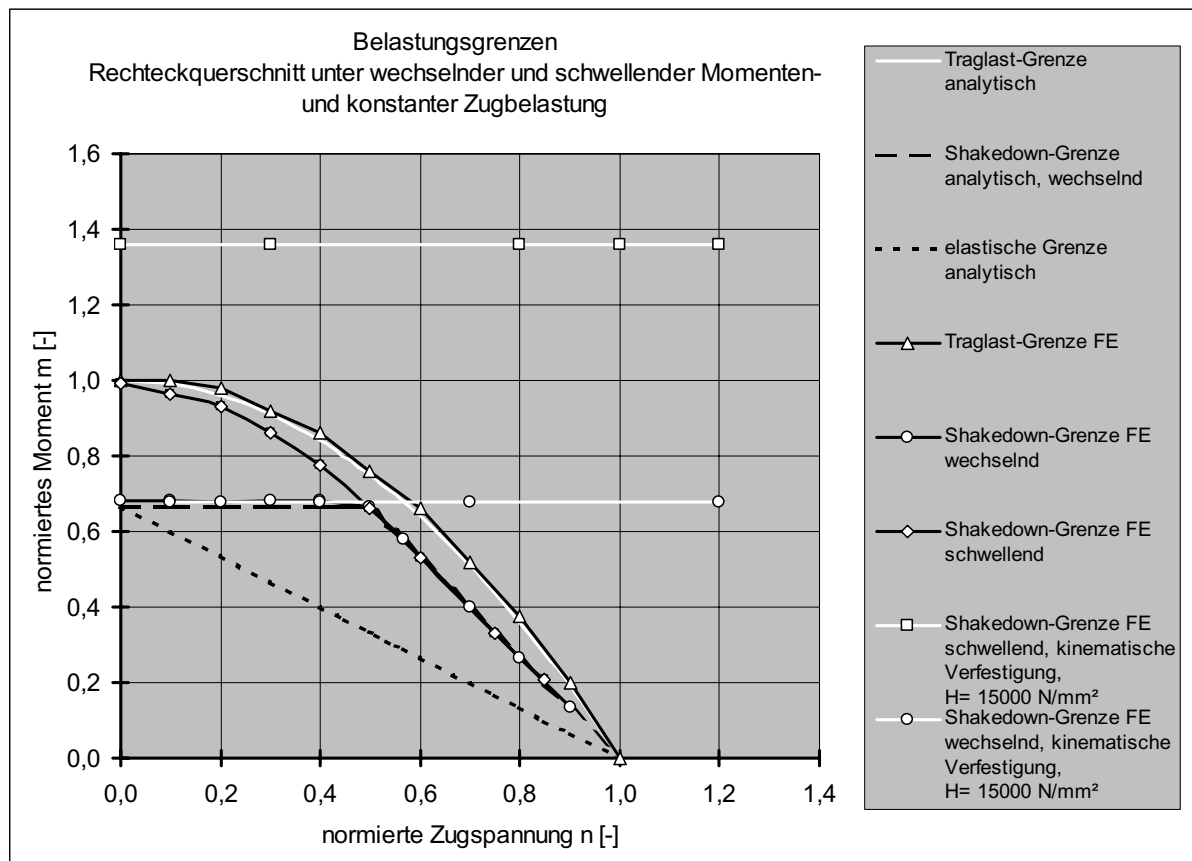


Abb. 65: Shakedown-Grenzen - Rechteckquerschnitt

Die berechneten Interaktionsdiagramme für die Stützen unter Anwendung der ASDA sind in Abb. 67, Abb. 69 und Abb. 71 wiedergegeben. Da sich die Analysen rechenintensiver darstellen, beschränkt man sich auf die Berechnung von einem rechtwinkligen (DN100 90°) und zwei schrägen Stützen (DN100 45°, DN200 45°). Die Normierung auf die elastische Grenze erfolgte in gleicher Weise wie bei der Analyse nach der ECM (Kapitel 7.5). Bei den adaptiven Shakedown-Analysen an den Stützenmodellen wurde der Innendruck konstant gehalten und das Stützenmoment entweder schwelend oder wechselnd aufgegeben. Während die Lasten nicht gleichlaufend (proportional) wie bei der ECM auf das Bauteil einwirken, ergeben sich grundverschiedene Kurvenverläufe bei den Shakedown-Grenzen.

Es lässt sich feststellen, dass die Grenzkurven über einen weiten Bereich waagrecht verlaufen und sich keine Abhängigkeit von der Innendruckbelastung zeigt. Die Erklärung hierfür erhält man aus der Betrachtung der jeweiligen Bauteilfließkurven (Abb. 68, Abb. 70,

Abb. 72). An der Außenseite der Schweißnaht-Stutzen-Behälter plastifiziert der Werkstoff erst bei hohen Drücken, wohingegen an der Innenseite relativ frühzeitig das Ende des elastischen Bereichs erreicht ist. Ein anschließendes rasches Abknicken der Kurven an der Außenseite deutet auf das Ende der Tragfähigkeit im Bauteilquerschnitt hin. Da die höchsten Beanspruchungen aus der Momentenbelastung an der Außenseite herrühren, führt die Überlagerung aus Innendruck und Moment erst nahe der Traglastgrenze zu einer Beeinflussung des Shakedown-Verhaltens (Abb. 67).

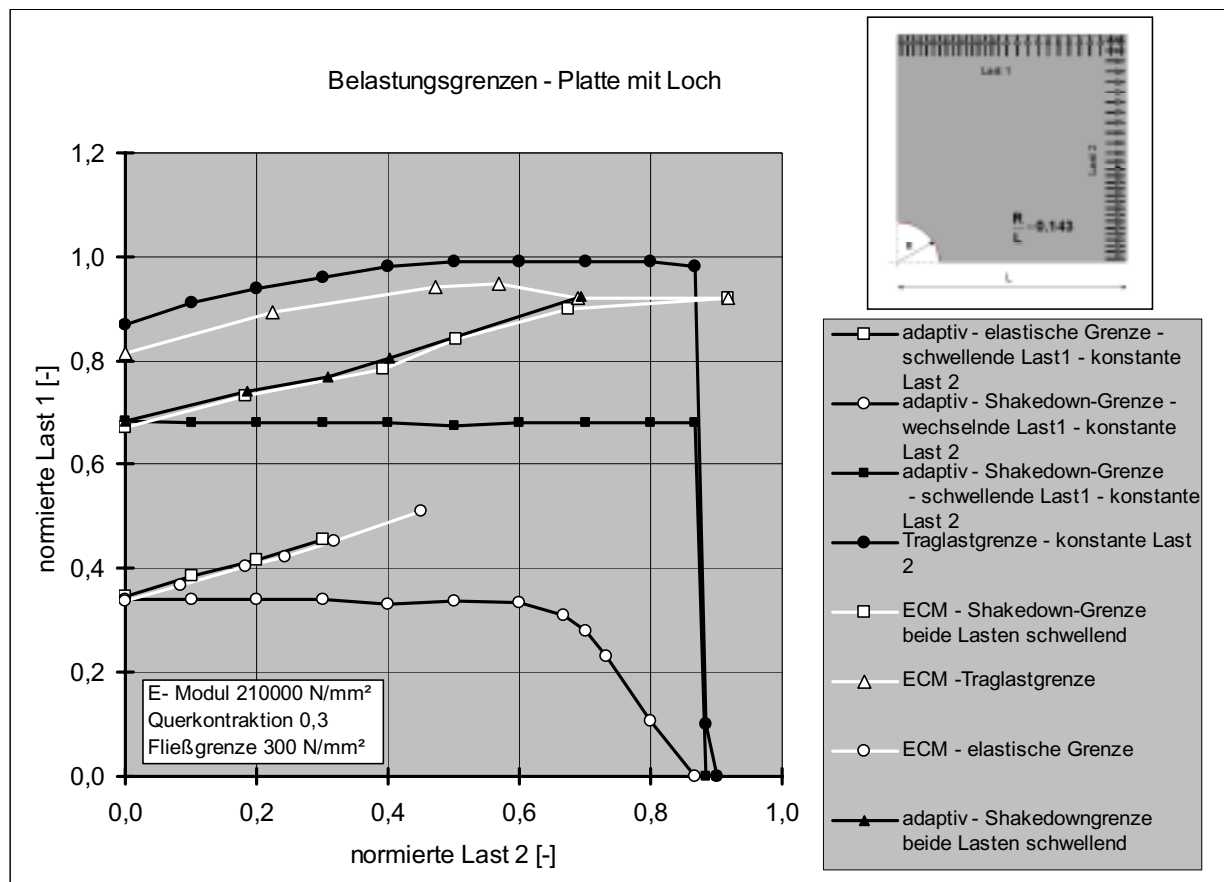


Abb. 66: Shakedown-Grenzen - Platte mit Loch

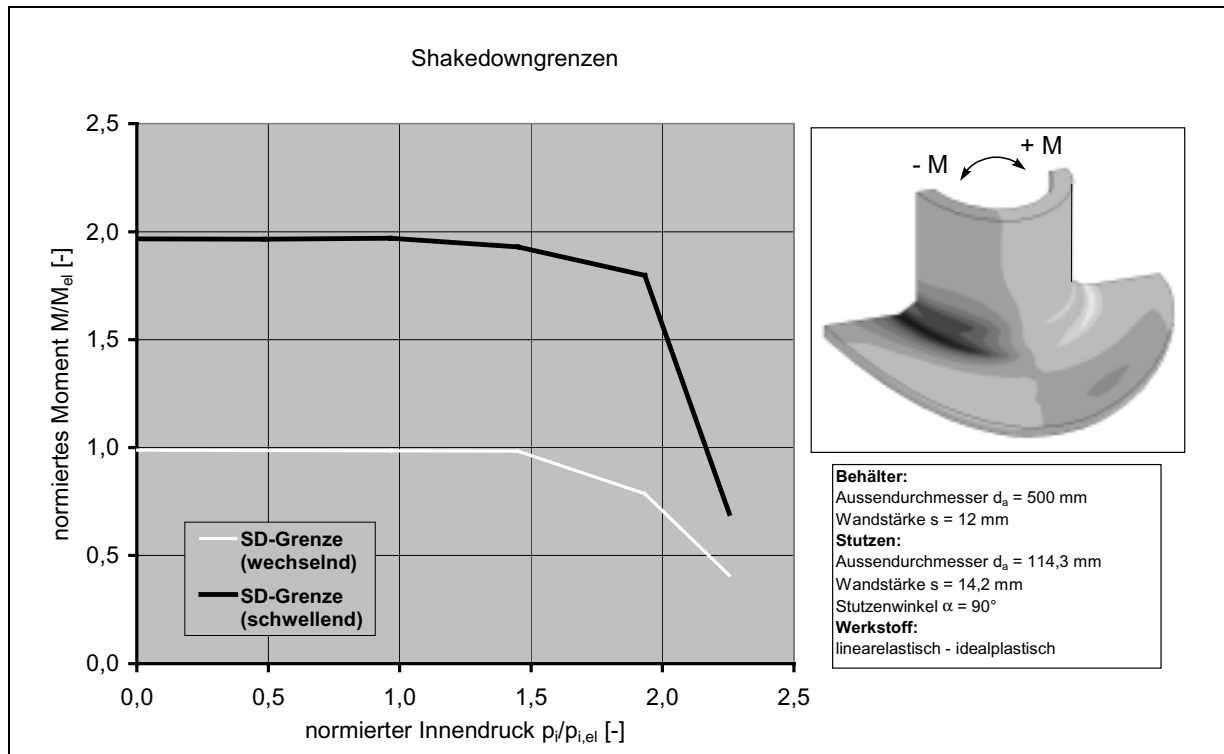


Abb. 67: Shakedown-Grenzen (konstanter Innendruck) - DN500 DN100 90°

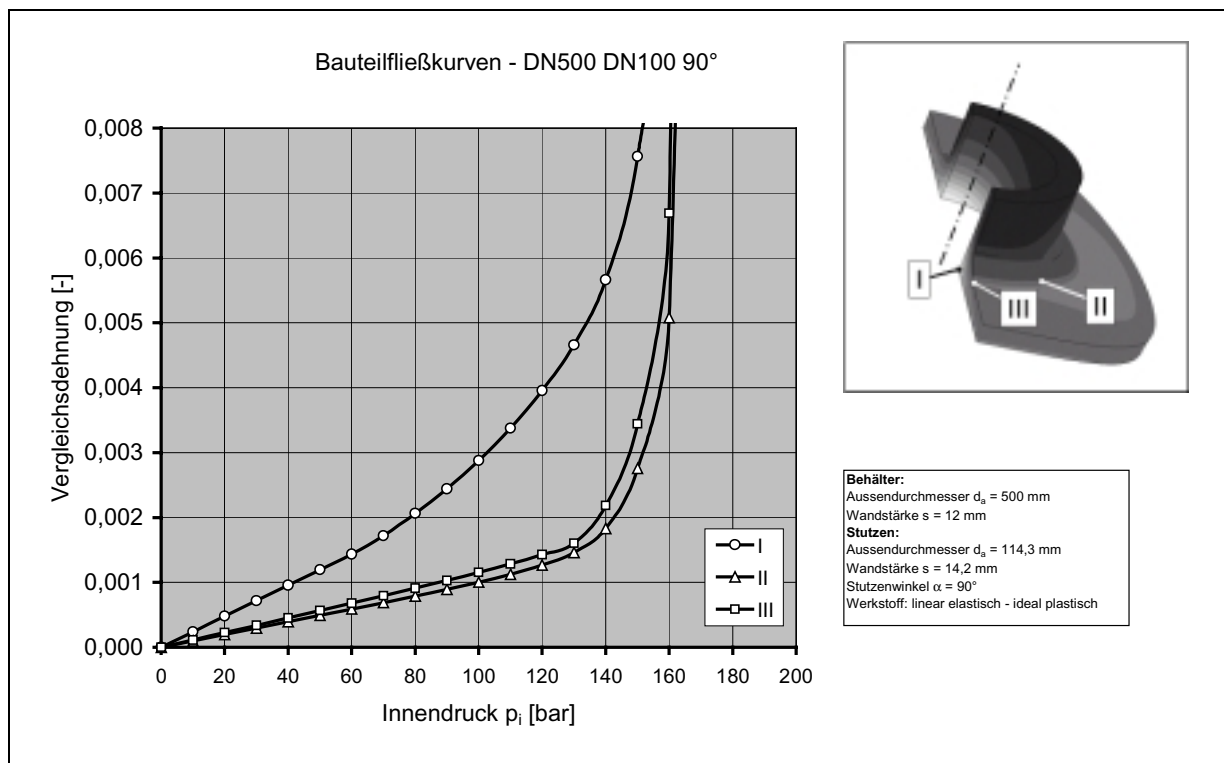


Abb. 68: Bauteilfließkurven - DN 500 DN100 90° an den Auswertestellen I, II, III

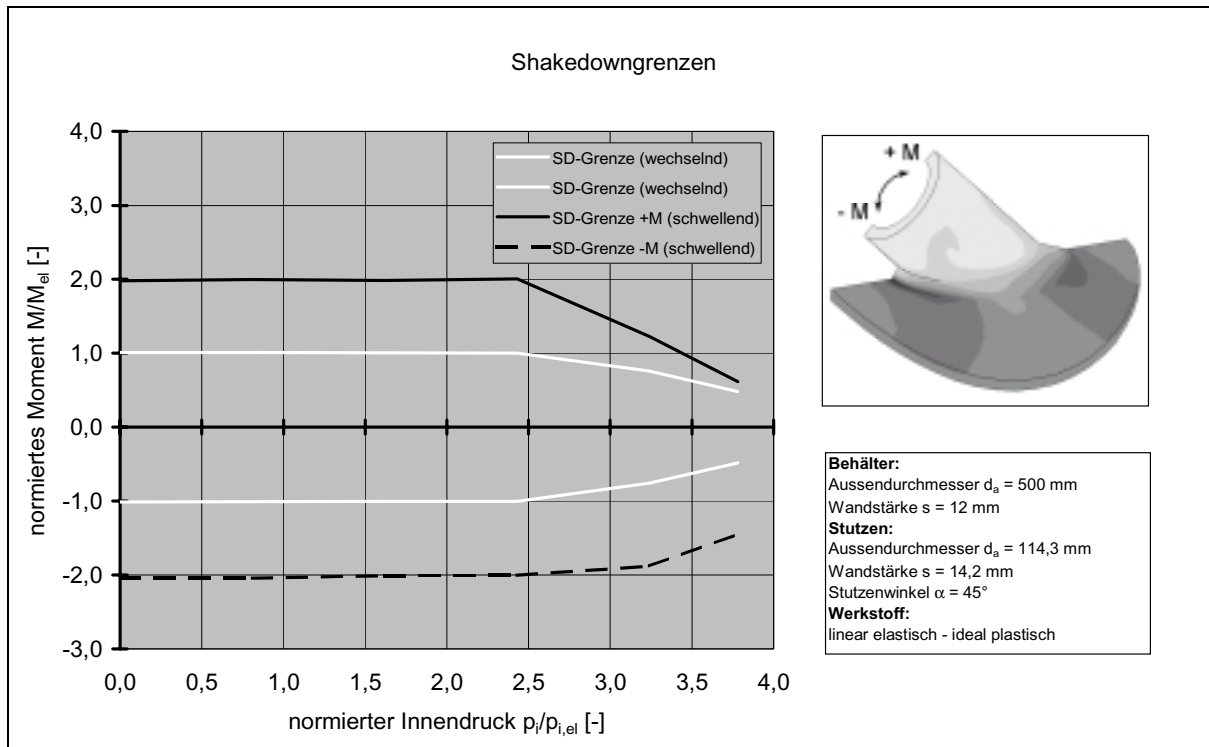


Abb. 69: Shakedown-Grenzen (konstanter Innendruck) - DN500 DN100 45°

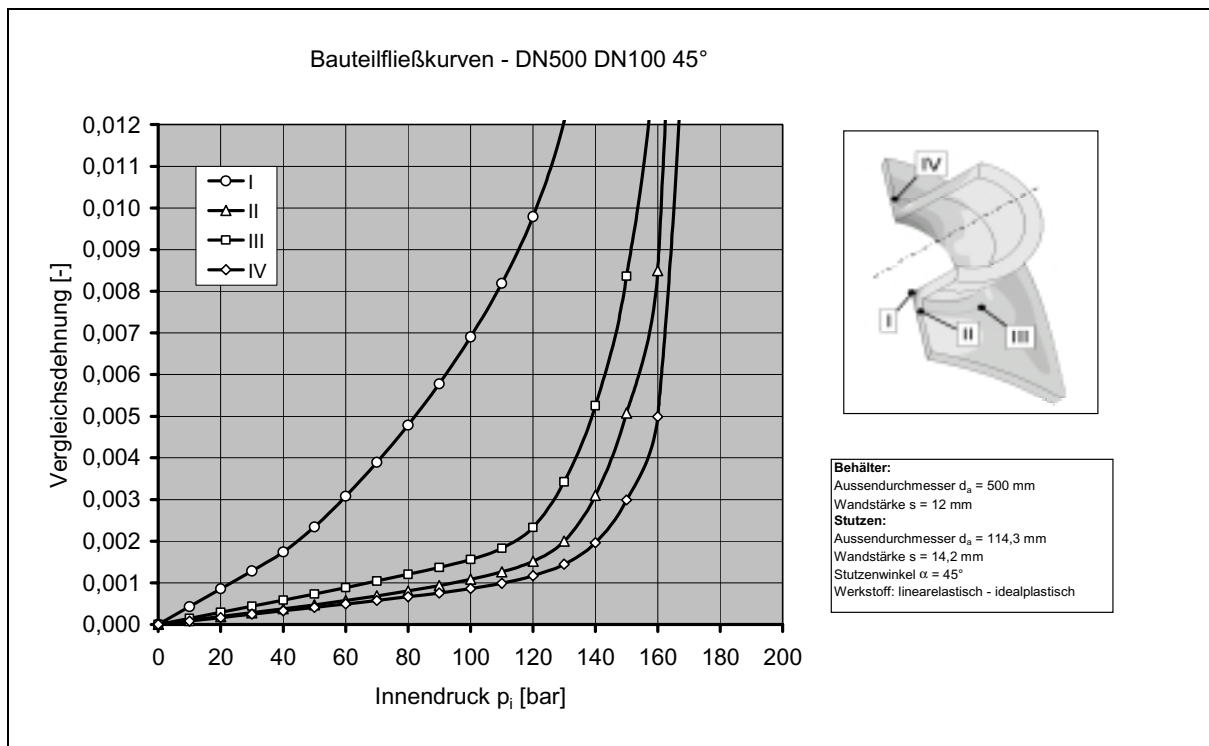


Abb. 70: Bauteilfließkurven - DN 500 DN100 45° an den Auswertestellen I, II, III, IV

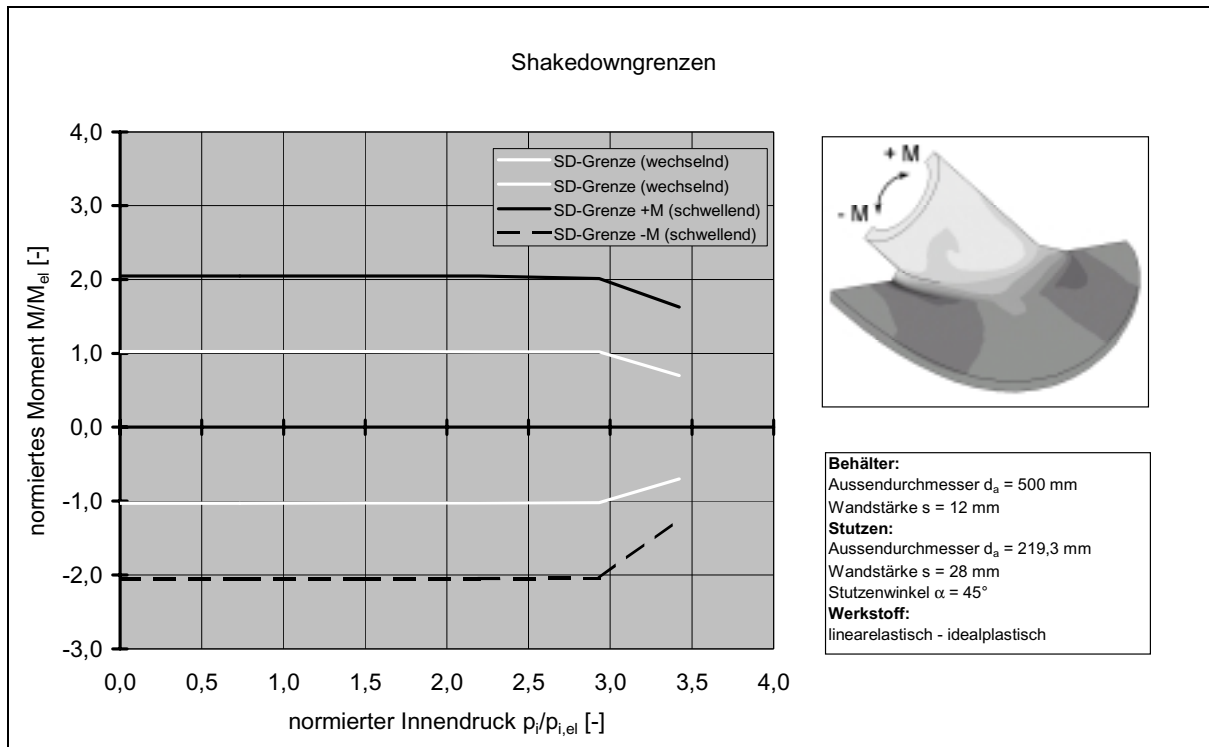


Abb. 71: Shakedown-Grenzen (konstanter Innendruck) - DN500 DN200 45°

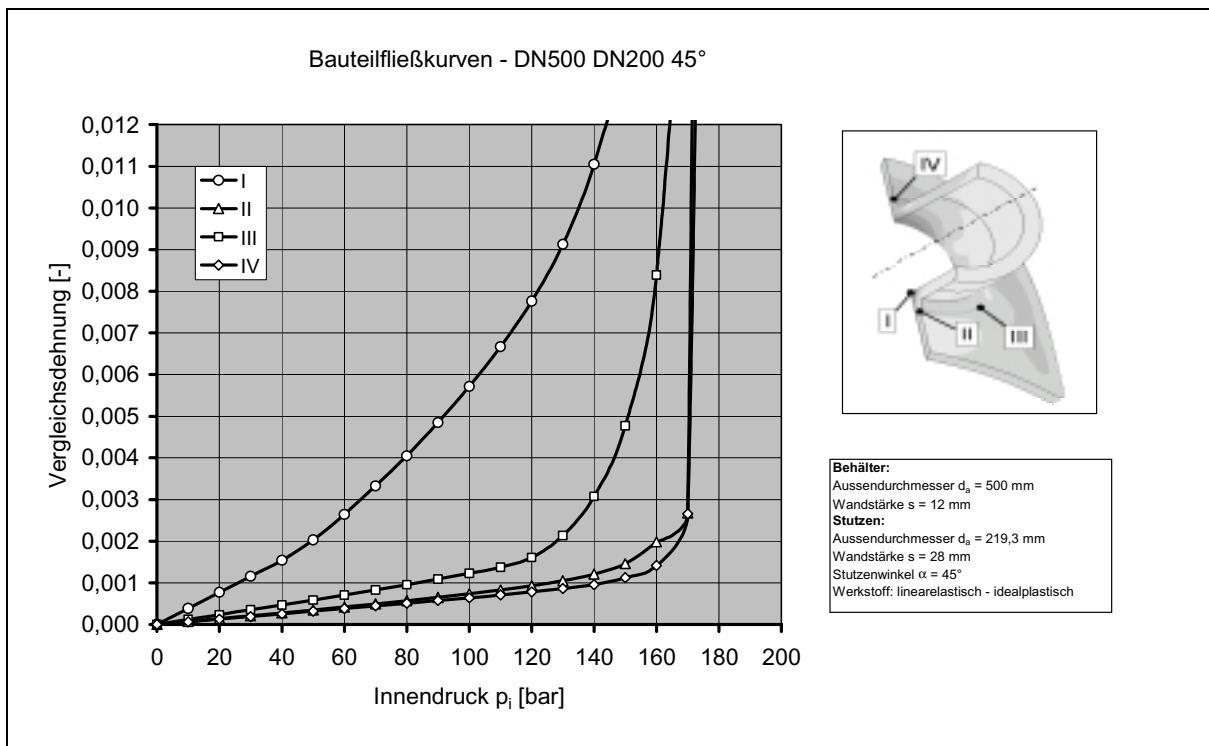


Abb. 72: Bauteilfließkurven - DN 500 DN100 90° an den Auswertestellen I, II, III, IV

9 Ermittlung der Werkstoffkennwerte

Wie Experimente mit den Werkstoffen H11 und C22.8 zeigten, ändert sich das Werkstoffverhalten grundlegend bei zyklischer Beanspruchung, d.h. es kann bei zyklischer Beanspruchung nicht von einem linearelastischen-idealplastischen Werkstoff aufgegangen werden. Da es sich bei Shakedown um zyklische Vorgänge im Bauteil handelt, ist die Anwendung der statischen Fließkurve zur Berechnung des Spannungs-Dehnungs-Zustands folglich unzulässig. Die statische Fließkurve beschreibt das Werkstoffverhalten nur bei quasistatischer Belastung des Werkstoffs. Die Bestimmung der Shakedown-Grenze unter dem Ansatz eines linearelastischen-idealplastischen Materialmodells ist für grundlegende Untersuchungen nicht zweckdienlich, da die Vernachlässigung von Plastifizierungsmechanismen wie kinematischer und isotroper Verfestigung zu abweichenden Ergebnissen führen (vgl. Abb. 65). Auch die Verwendung einer bilinearen Kennlinie mit linearer Werkstoffverfestigung zeigte gerade im elastisch-plastischen Übergangsbereich Abweichungen vom realen Verhalten. Umfangreiche Vorversuche legten offen, dass die genaue Simulation des Werkstoffverhaltens von entscheidender Bedeutung für die Ergebnisqualität ist und die Modellierung des Werkstoffverhaltens für die Shakedown-Analyse eine zentrale Fragestellung darstellt. Für die numerische Simulation des Shakedown-Verhaltens sind Voruntersuchungen notwendig, welche die physikalische Richtigkeit der Materialmodellierung bestätigen.

Untersucht wurden die Stähle C22.8 und P265GH (H II) unter zügiger und zyklischer Beanspruchung. Die Proben sind den zylindrischen Bauteilkomponenten Stützen und Behälter in axialer Richtung entnommen. Die chemische Zusammensetzung der Werkstoffe ist der Druckbehälterdokumentation entnommen. Die untersuchten Werkstoffe werden im Apparate- und Anlagenbau zur Herstellung von Rohren, Behältern, Flanschen u.ä. eingesetzt.

Element	C	Si	Mn	P	S	N	Al	Cu	Cr	Ni	Mo	V	Ti	Nb
Anteil [%]	0,14	0,24	0,9	0,015	0,003	0,005	0,034	0,05	0,05	0,06	0,01	0,01	0,0	0,0

Tab. 2: Chemische Zusammensetzung (Schmelzanalyse) des Werkstoffs H11

Element	C	Si	Mn	P	S	N	Al	Cu	Cr	Ni	Mo	V	Ti	Nb
Anteil [%]	0,2	0,23	0,84	0,014	0,010	0,0	0,037	0,027	0,166	0,06	0,04	0,003	0,0	0,001

Tab. 3: Chemische Zusammensetzung (Schmelzanalyse) des Werkstoffs C 22.8

Bei den meisten technischen Werkstoffen ist zwar die Fließspannung (bzw. die zyklische Sättigungsspannung) von der plastischen Dehngeschwindigkeit abhängig, aber für die Anwendungen im Rahmen dieser Arbeit ist die Beeinflussung sehr gering und im üblicherweise untersuchten Frequenzbereich 0,1 ~ 20 Hz sogar vernachlässigbar [22]. Die Simulation der FE-Modelle und die Experimente erfolgten unter quasi-statischen Bedingungen ohne Berücksichtigung des Zeiteinflusses. Anisotropes Materialverhalten wurde bei den Analysen nicht berücksichtigt.

9.1 Einachsiger Zugversuch

Werkstoff	C 22.8	P 265 GH
Werkstoffnummer	1.0460	1.0425
Versuchsbezeichnung	GM_20	GM_21
Werkstoffnorm	VdTÜV 350 bzw. DIN 17243	DIN EN 10028
Streckgrenze [N/mm ²] Normwerte	250	255
Zugfestigkeit [N/mm ²] Normwerte	410 bis 540	410 bis 530
Bruchdehnung [%] Normwerte	23	23
E-Modul [N/mm ²] Versuchswert	211000	215000
Streckgrenze [N/mm ²] Versuchswert	270 (untere Streckgrenze)	310 (untere Streckgrenze)
Streckgrenze [N/mm ²] (Mittelwert aus Dokumentation)	290	320

Tab. 4: Versuchsergebnisse der Zugversuche

Bei den Zugproben handelt es sich um Rundproben mit kreisförmigem Anfangsquerschnitt mit dem Probendurchmesser $d_0 = 8 \text{ mm}$. Die geometrischen Abmessungen sind in Anlehnung an die DIN 50125 Zugproben gewählt. Die

Versuchsdurchführung erfolgte bei Raumtemperatur (20 °C) und einer Spannungszunahmegeschwindigkeit 10 N/mm²s gemäß DIN EN 10002 Teil 1. Die Dehnungen bzw. Wege zur Ermittlung des E-Moduls und der Fließkurve wurden mit Setzdehnungsaufnehmern der Messlänge 25 mm, die mit Messspitzen beidseitig an der Probe angesetzt wurden, aufgezeichnet. Als Beispiel ist die Spannungs-Dehnungs-Kurve von HII und C22.8 in Abb. 73 und Abb. 74 dargestellt. Bei den statischen Fließkurven ist die ausgeprägte Streckgrenze deutlich erkennbar. Eine Zusammenfassung der durchgeführten Versuche und ergänzende bzw. vergleichende Angaben aus Normen zeigt Tab. 4.

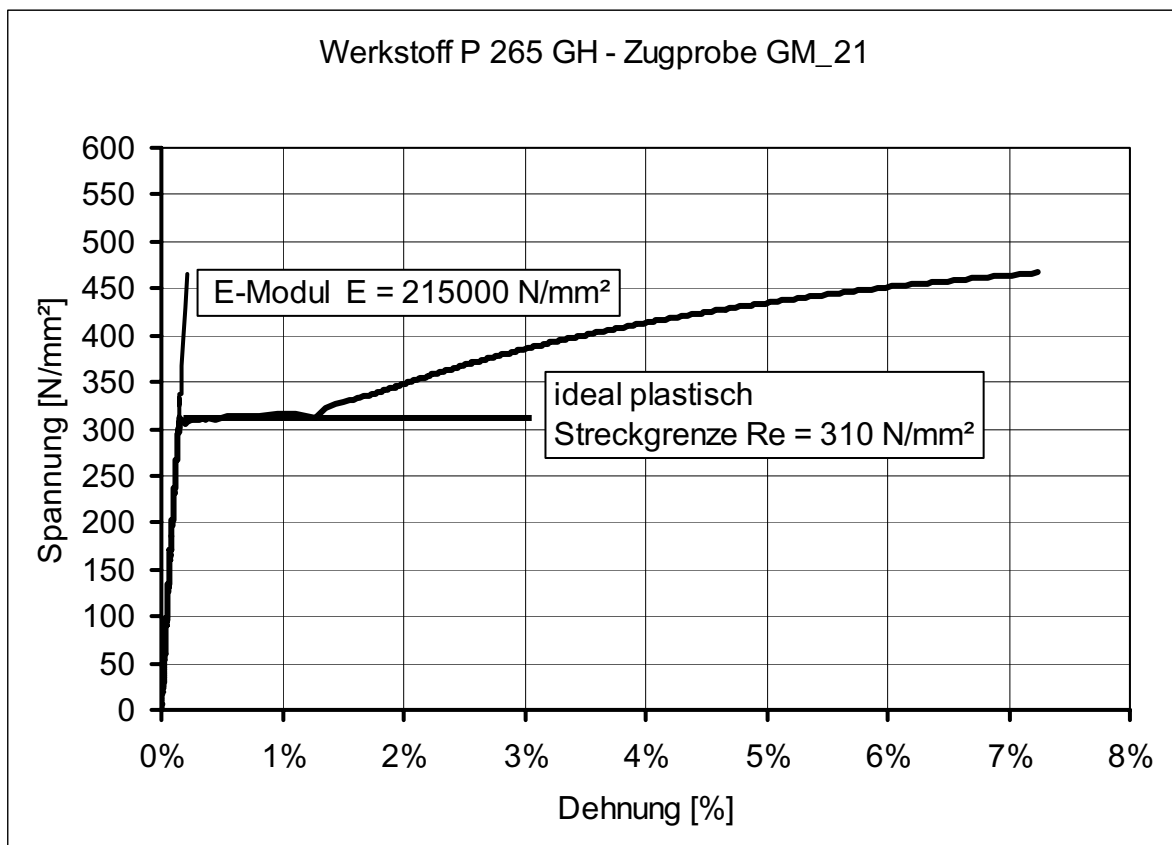


Abb. 73: Zugversuch Kesselblech HII

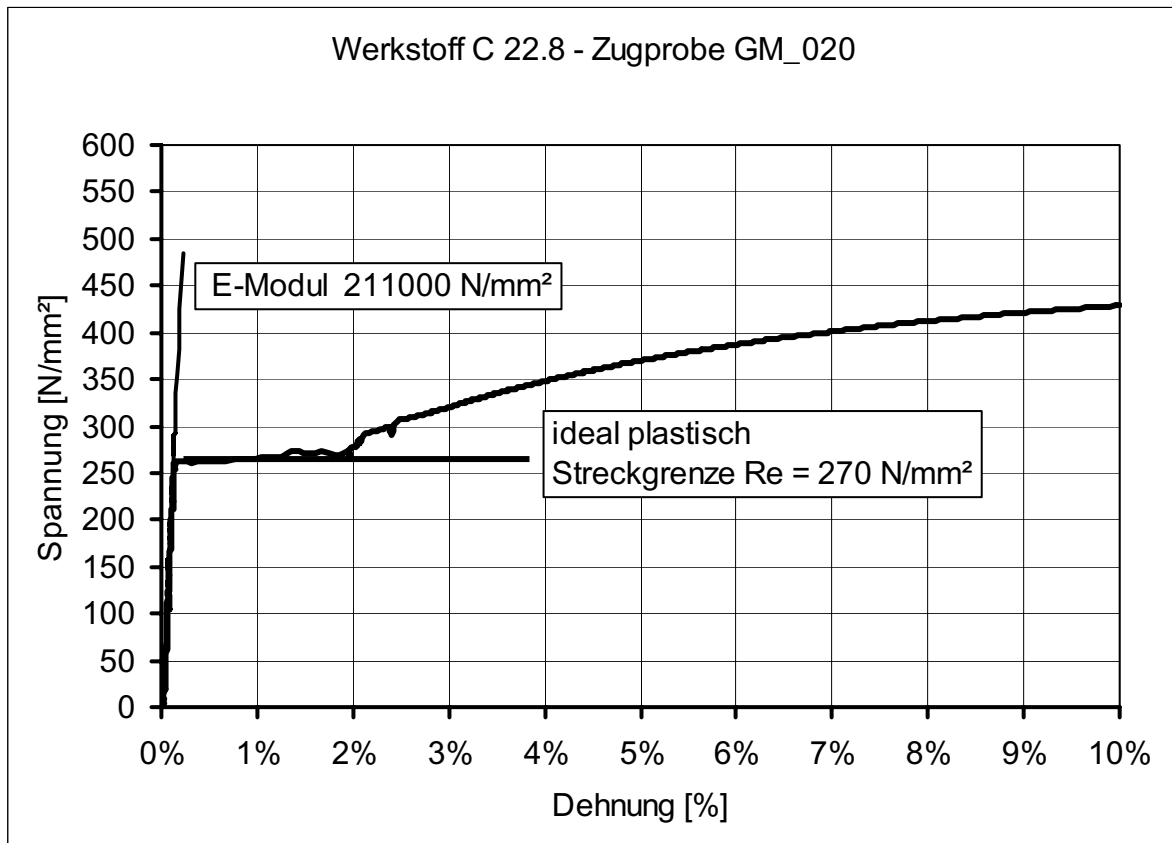


Abb. 74: Zugversuch Flanschstahl C22.8

9.2 Spannungs-Dehnungs-Hystereseurve bei zyklischer Beanspruchung

Vernachlässigt man den Zeit- und Temperatureinfluss, so wird das Werkstoffverhalten von der Höhe und der Abfolge der Schwingspiele der vorangegangenen Belastungszyklen bestimmt. Im Gegensatz zur einsinnigen Beanspruchung eines Bauteils beobachtet man bei Wechselverformungsversuchen mit überelastischen Anteilen keinen eindeutigen Zusammenhang von Spannung und Dehnung, sondern es ergibt sich eine sog. Spannungs-Dehnungs-Hystereseurve.

Im unverfestigten Zustand ist die Annahme, dass das Fließverhalten unter Druck dem unter Zug gleich häufig mit ausreichender Genauigkeit erfüllt. Im verfestigten Zustand ist jedoch der Bauschinger-Effekt [18] zu berücksichtigen. Bei einer zuvor durch Zug gedehnten Probe liegt die Druck-Fließgrenze deutlich niedriger als bei einer unverformten Probe. Die Ursache für den Bauschinger-Effekt sind die „verborgenen elastischen Spannungen“ (back stress), die nach erfolgter plastischer Verformung und Entlastung auftreten [HEYN, 1921]. Bei jeder Veränderung der

ursprünglichen Belastungsrichtung zeigt sich dieser Effekt. Der Werkstoff besitzt damit ein mechanisches Gedächtnis (Materialerinnerungsvermögen).

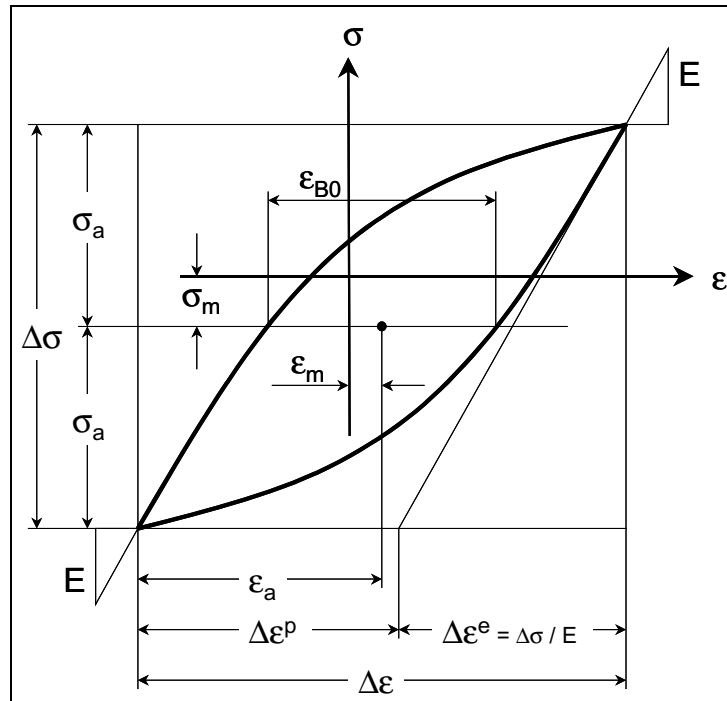


Abb. 75: Spannungs-Dehnungs-Hysterese mit Bezeichnungen

$\Delta\sigma$...	Spannungsschwingbreite
$\Delta\epsilon$...	Dehnungsschwingbreite
E	...	Elastizitätsmodul
σ_a	...	Spannungsamplitude
ϵ_a	...	Dehnungsamplitude
σ_m	...	Mittelspannung
ϵ_m	...	Mitteldehnung
$\Delta\epsilon^e$...	Elastische Dehnungsschwingbreite
$\Delta\epsilon^p$...	Plastische (inelastische) Dehnungsschwingbreite
ϵ_{B0}	...	Abstand der Hystereseäste bei $\sigma = 0$ (irreversible Dehnung)
$\Delta\sigma$...	Spannungsschwingbreite

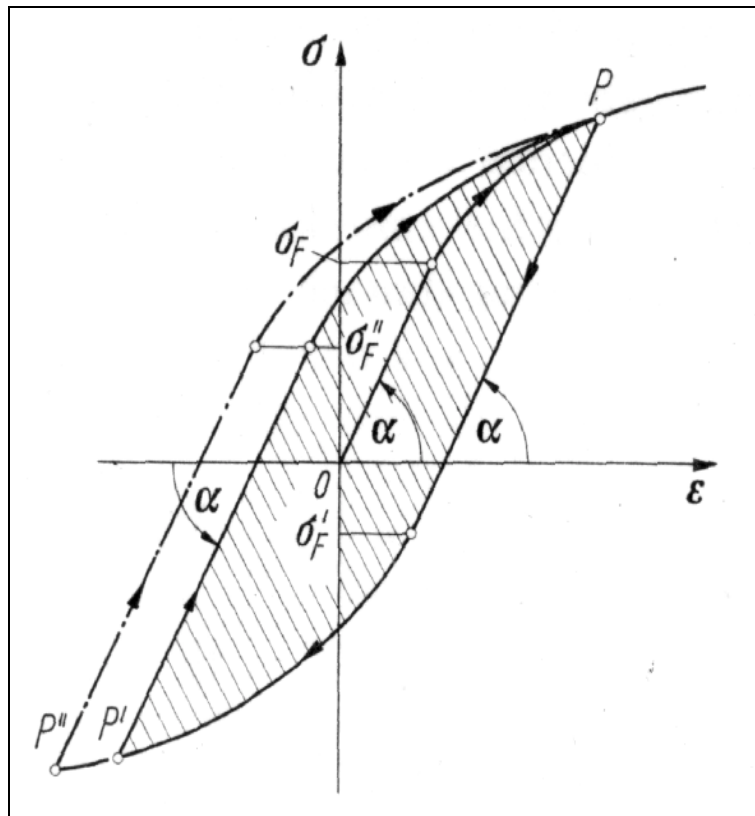


Abb. 76: Bauschinger-Effekt (aus [92])

9.3 Numerische Simulation des inelastischen Stoffverhaltens

In diesem Abschnitt soll kurz auf die Grundlagen der Plastizität eingegangen werden, sofern dies zum Verständnis der verwendeten Verfestigungsmodelle notwendig ist. Die hier verwendeten Ansätze beschränken sich auf kleine Verformungen. Zur Simulation eines Materials muss dessen Verhalten durch Differentialgleichungen mathematisch beschrieben werden. Unter Modellbildung oder Stoffmodellierung versteht man die Beschreibung des Materialverhaltens durch ein geeignetes mathematisches Modell (konstitutive Gleichungen). Die Modellierung soll folgenden, sich zum Teil konkurrierenden, Forderungen gerecht werden:

- Realitätsgetreue Vorhersage des Materialverhaltens
- Breiter Anwendungsbereich (unterschiedliche Werkstoffe, mechanische Belastungen)
- Praktikable Bestimmung der Materialparameter (einachsiger Zug-Druck-Werkstoffversuch)
- Akzeptabler Rechenbedarf bei Einsatz in FE-Programmen

9.3.1 Grundlagen für elastisch-plastisches Materialverhalten

Bei der numerischen Einspielsimulation hat die Wahl der Verfestigungsmodelle einen entscheidenden Einfluss auf das Einspielverhalten.

Zur Erfassung der auftretenden physikalischen Materialnichtlinearitäten sind in der Plastizitätstheorie eine Reihe von Stoffgesetzen entwickelt worden, die überwiegend von der Vorstellung ausgehen, dass sich nach Erreichen der Fließgrenze neben den rein elastischen auch plastische Verformungen einstellen. Weil idealplastische Materialgesetze nur unzureichende Ergebnisse liefern, hat sich zur Berücksichtigung der Verformungsgeschichte in den konstitutiven Gleichungen die Einführung innerer Variablen als zweckmäßig erwiesen, mit zunächst nur einem Skalar, der die isotrope Verfestigung repräsentiert. Zu einer verbesserten Beschreibung des phänomenologisch beobachtbaren Bauschinger Effekts ist das Konzept der kinematischen Verfestigung entwickelt worden, das die Bewegung des Fließflächenmittelpunktes im Spannungsraum charakterisiert [91].

Bei der Beschreibung von plastischen Verformungen unterhalb der Kriechtemperatur liefern zeitunabhängige Kontinuumsmodelle grundsätzlich gute Ergebnisse [25]. Versuche zeigen, dass plastische Deformationen im Bereich kleiner plastischer Dehnungen keine signifikante Volumenzunahme im Material hervorrufen. Die aus der Volumenänderung resultierenden plastischen Dehnungen sind 100-fach kleiner als die im Zugversuch auftretenden axialen Dehnungen [112].

Bei der Stoffmodellierung wird versucht, das mechanische Verhalten, insbesondere die inelastischen Deformationen des Werkstoffs, durch ein mathematisches Modell möglichst genau wiederzugeben (konstitutive Gleichung). Das reale Materialverhalten lässt sich durch theoretische und experimentelle Betrachtungen qualitativ beschreiben, eine quantitative exakte Vorhersage des gesamten Materialverhaltens unter komplexen Verhältnissen wird es aber nie geben [112].

Um einen prinzipiellen Einblick in die grundlegenden Mechanismen der zyklischen Beanspruchungen zu erhalten, ist eine Beschränkung auf definierte und einfache Bedingungen unerlässlich. Der Werkstoff wird als isotropes homogenes Kontinuum betrachtet. Bei der phänomenologischen Modellierung wird angenommen, dass das Spannungs-Dehnungs-Gesetz nicht von der Zeit und der Temperatur, jedoch aber von der Belastungsvorgeschichte abhängt. Erscheinungen wie Kriechen und Relaxation werden nicht behandelt, können aber durch erweiterte Ansätze

berücksichtigt werden. Die physikalischen Ursachen des Werkstoffverhaltens sollen aufgrund ihrer Komplexität für die phänomenologische Fragestellung des Shakedown-Verhaltens von Bauteilen nicht betrachtet werden.

Grundlage für das verwendete Materialmodell ist das auf dem Fließpotential nach VON MISES basierende Stoffmodell von CHABOCHE [61]. Dieses Stoffmodell ermöglicht insbesondere unter zyklischen Lasten eine genaue Beschreibung des mechanischen Bauteilverhaltens. Ziel ist es, das zyklische Spannungs-Dehnungs-Verhalten eines Stützens mit Hilfe eines passenden Stoffmodells nachzurechnen. Hierzu scheint ein Ansatz von MAHRENHOLTZ und ISMAR geeignet zu sein. Das dieser Arbeit zugrundeliegende Grundmodell wurde ferner von MAHRENHOLTZ und ISMAR um das sog. Übergangfließpotential erweitert, um den Übergang vom elastischen in den plastischen Bereich besser wiederzugeben [25]. In den folgenden Kapiteln wird gezeigt, wie sich die zyklische Spannungs-Dehnungskurve realitätsnah simulieren lässt.

Bei der Modellierung des Werkstoffverhaltens wurde die Abhängigkeit von Parametern auf ein ausreichendes Maß reduziert, da die Bestimmung einer größeren Anzahl von Parametern (Materialmodelle mit bis zu 30 Parametern) mit keinem für dieses Projekt vertretbaren Zeit- und Materialaufwand zu realisieren ist und sich für den praktischen Einsatz als ineffizient darstellt. Bei den Ansätzen für die Gleichungen, welche die Materialverfestigung beschreiben, wird eine Abhängigkeit nur von den plastischen Dehnungen angenommen.

Mit den im FE-Programm MARC zur Verfügung stehenden Materialmodellen konnte keine zufriedenstellende Simulation des zyklischen Materialverhaltens erzielt werden. Insofern musste ein realitätsnahes Materialgesetz zur Berücksichtigung der isotropen und kinematischen Verfestigung für das FEM-Programm MARC selbst programmiert werden.

9.3.2 DRUCKER'S Postulat

Es soll stabiles Werkstoffverhalten, das in sinngemäßer Anlehnung an das energetische Stabilitätskriterium der klassischen Mechanik entwickelt wurde, für die Berechnung des Spannungs-Dehnungs-Zusammenhangs angesetzt werden. Ein Werkstoff gilt als stabil, wenn die von äußeren Zusatzlasten zur einsinnigen Verformung des Elements erforderliche Arbeit positiv und die im Verlaufe eines

Belastungszyklus geleistete Arbeit nicht negativ ist [92]. Diese Forderung wird bei einem Belastungszyklus mit folgender Ungleichung erfüllt.

$$d\sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}^p > 0 \quad (22)$$

Ein plastisch stabiles Material besitzt die Eigenschaft, dass die Steigung der Spannungs-Dehnungs-Kurve positiv ist.

9.3.3 Spannungszustand, Spannungsdeviator

In jedem Punkt eines Kontinuums lässt sich der Spannungszustand durch den Spannungstensor beschreiben. Wegen der Gleichheit einander zugeordneter Schubspannungen ist der Spannungstensor symmetrisch zur Hauptdiagonale der Matrix ($\sigma_{ij} = \sigma_{ji}$, BOLTZMANN-Axiom).

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} \end{pmatrix} \quad (23)$$

Zahlreiche Versuche haben gezeigt, dass die Fließgrenze und die im Anschluss daran folgende Verfestigung nahezu unabhängig vom hydrostatischen Spannungszustand sind. Da der hydrostatische Spannungszustand $\sigma_m = \frac{1}{3}(\sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_{33})$ keinen Einfluss auf die plastischen Deformationen, sondern nur eine Volumenveränderung bewirkt, wird er bei der Definition der Fließbedingung nicht berücksichtigt.

Nach Abspaltung des Kugeltensors $\sigma \delta_{ij}$ (hydrostatischer Spannungszustand) vom Spannungstensor erhält man den für die Plastizitätstheorie bedeutenden Spannungsdeviator, der die Abweichung des Spannungszustands von der mittleren Spannung beschreibt und für die Gestaltänderung maßgeblich ist.

$$s_{ij} = \begin{pmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} \\ s_{21} & s_{22} & s_{23} \\ s_{31} & s_{32} & s_{33} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_{11} - \sigma_m & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} - \sigma_m & \sigma_{23} \\ \sigma_{31} & \sigma_{32} & \sigma_{33} - \sigma_m \end{pmatrix} \quad (24)$$

Zur Beschreibung der Fließbedingung als mathematische Funktion werden die Invarianten des Spannungsdeviators verwendet, da diese unabhängig von der Lage des Koordinatensystems ihren Wert nicht ändern. Dies bedeutet, dass für den Werkstoff isotropes Verhalten angesetzt wird.

$$J_1 = s_{11} + s_{22} + s_{33} = 0 \quad (25)$$

$$J_2 = \frac{1}{2}(s_{11}^2 + s_{22}^2 + s_{33}^2) + \sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2 \quad (26)$$

$$= \frac{1}{6}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2] + \sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2$$

$$J_3 = \begin{vmatrix} s_{11} & s_{12} & s_{13} \\ s_{21} & s_{22} & s_{31} \\ s_{31} & s_{32} & s_{33} \end{vmatrix} \quad (27)$$

J_1 wird als lineare, J_2 als quadratische und J_3 als kubische Invariante bezeichnet. Auch jede Kombination oder Funktion von J_1 , J_2 und J_3 ist ebenfalls eine Invariante. Die zweite Invariante J_2 des Spannungsdeviators lässt sich physikalisch interpretieren. Sie ist dem Quadrat der Oktaederschubspannung proportional [92].

$$J_2 = \frac{3}{2} \tau_o^2 \quad (28)$$

9.3.4 Fließpotential nach von MISES

Das inelastische Verhalten von Metallen resultiert vor allem aus ebenem Gleiten, so dass die konstitutiven Materialmodelle auf den Schubspannungen basieren und nicht von den Hauptspannungen und dem hydrostatischen Spannungszustand abhängen. Wegen (25) reduziert sich die Fließbedingung zu:

$$f(J_2, J_3) = k \quad (29)$$

Damit lässt sich die Fließbedingung mit k als Fließgrenze des Werkstoffs als Funktion der Invarianten des Spannungsdeviators darstellen. Aufgrund von mathematischen Überlegungen veröffentlichte von MISES 1913 eine neue Fließbedingung, die besser als die TRESKA-Fließhypothese zu Versuchswerten passte. Im Unterschied zur Schubspannungshypothese berücksichtigt die von MISES Fließbedingung die mittlere Hauptspannung und kann auf folgende Weise formuliert werden.

$$\Omega = \sqrt{3J_2} - k = 0 \quad (30)$$

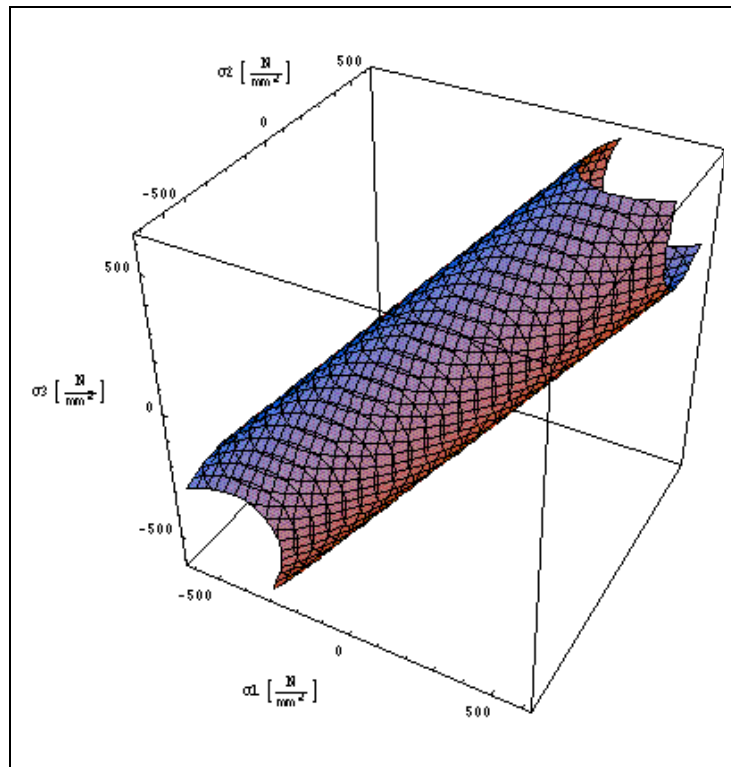


Abb. 77: Mises-Fließfläche im dreiachsigen Spannungsraum

Unter der Annahme, dass keine Abhängigkeit von J_3 besteht, setzt Fließen unter Zug und Druck bei betragsmäßig gleicher Vergleichsspannung ein. Im dreiachsigen Spannungsraum stellt diese Bedingung einen unendlich langen Zylinder dar, dessen Achse die Raumdiagonale ist. In Abb. 77 ist die zylindrische Fließfläche im Hauptspannungsraum veranschaulicht. Alle Punkte, die innerhalb des Zylinders liegen, zeigen rein elastisches Verhalten. Diejenigen auf der Zylinderschale zeigen plastisches Werkstoffverhalten. Punkte außerhalb des Zylinders sind nicht zulässig.

9.3.5 Dehnungsänderung

Betrachtet man nur kleine Deformationen darf die differenzielle Dehnungsänderung $d\varepsilon_{ij}$ als Summe der elastischen und inelastischen Anteile angesetzt werden. Dieser Ansatz beinhaltet auch, dass die bleibenden Verformungen nur als reine Gestaltänderung in Erscheinung treten und die Volumendilatation null ist.

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^p + d\varepsilon_{ij}^t \quad (31)$$

Da eine Abhängigkeit des Werkstoffverhaltens von der Temperatur nicht Bestandteil der Untersuchungen ist und die Temperatur als konstant angenommen wird, verschwindet der Anteil der thermischen Dehnungsänderung ($d\varepsilon_{ij}^t = 0$).

Die elastischen Dehnungsanteile lassen sich über einen linearen Zusammenhang dem sog. HOOKE'SCHEN GESETZ berechnen. Mit Hilfe der Matrix der elastischen Konstanten B_{ijkl} werden aus den Gesamtdehnungsänderungen elastische Spannungsänderungen berechnet.

$$d\sigma_{ij} = B_{ijkl} \cdot d\varepsilon_{kl}^e + dB_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl}^e = B_{ijkl} (d\varepsilon_{ij}^e - d\varepsilon_{ij}^p) + dB_{ijkl} \cdot \varepsilon_{kl}^e \quad (32)$$

Da die nichtlinearen elastischen Anteile im Vergleich zu den plastischen gering sind [22] und messtechnisch nur schwer zu ermitteln sind, wird die Änderung der elastischen Konstanten vernachlässigt.

9.3.6 Fließregel

Mit der Fließbedingung ist ein Kriterium gegeben, das einen Grenzwert für den Übergang zum plastischen Werkstoffverhalten angibt. Die aus dem nichtlinearen Materialverhalten resultierenden Verformungsänderungen werden durch die sog. Fließregel beschrieben. Sie definiert das Spannungs-Dehnungs-Verhalten im plastischen Bereich (Abb. 78). Die plastische Dehnungsänderung errechnet sich aus dem Werkstoffgesetz.

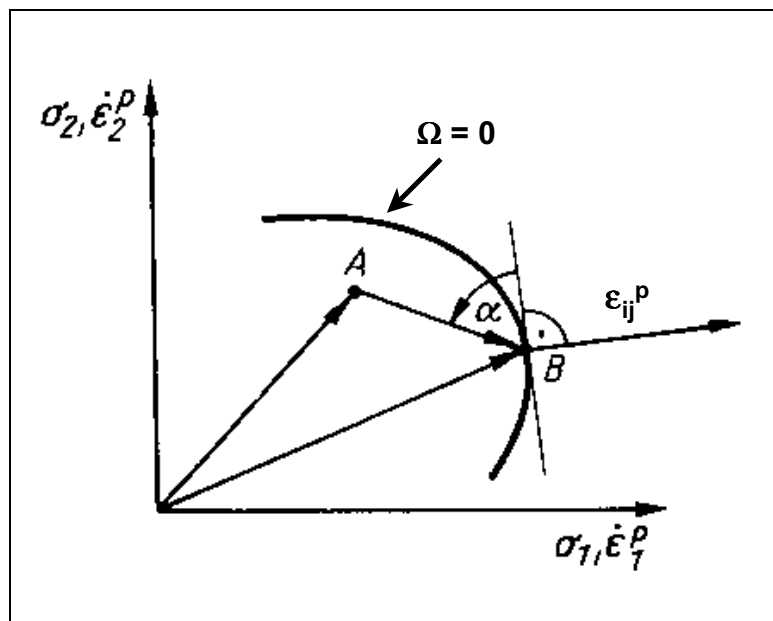


Abb. 78: Fließkurve mit Dehnungsänderungsvektor normal auf Fließfläche

Die Spannungen dürfen nicht mehr mit dem Absolutwert der Dehnung, sondern nur mehr mit den Dehnungsänderungen in Bezug gebracht werden. Man spricht von einem assoziierten Fließgesetz, wenn der Fließbedingung und der Fließregel die gleiche Ansatzfunktion zu Grunde liegt. Ein auf den behandelten Kriterien von DRUCKER hergeleitete Fließregel, die auf dem VON MISES Fließpotential basiert, lautet:

$$d\varepsilon_{ij}^p = d\lambda \frac{\delta \Omega}{\delta \sigma_{ij}} = d\lambda \frac{3}{2} \frac{s_{ij}}{\sqrt{3J_2}} \quad (33)$$

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Werkstoffmodellierung basiert auf dieser Fließregel. Da der Dehnungsvektor senkrecht auf der Fließfläche steht (Abb. 78), spricht man in der Plastizitätstheorie von einer Normalenregel.

9.3.7 Isotrope Verfestigung

Wie der Name schon aussagt, verhält sich die isotrope Verfestigung vollkommen unabhängig vom gewählten Koordinatensystem und der Belastungsrichtung. Die isotrope Verfestigung verändert nicht die Gestalt der Hyperfläche, z.B. den Fließzylinder im Falle des Fließgesetzes nach VON MISES, sondern sie geht bei Materialfließen von einer gleichsinnigen Aufweitung der Fließfläche im Spannungsraum aus und bildet eine zur Ursprungsfließfläche affine Fläche. Bei der isotropen Verfestigung kommt es nicht darauf an, auf welchem Wege sie erreicht wurde, sondern sie nimmt mit wachsender plastischer Dehnung stetig zu. Sie eignet sich insbesondere zur Beschreibung des nichtlinearen Materialverhaltens bei monoton ansteigender Belastung. Zur Beschreibung der Spannungsänderung bei isotroper Verfestigung wird folgender Ansatz verwendet:

$$dR = b (q - R) d\varepsilon_v^p \quad (34)$$

Dieses in die Materialmodellierung integrierte isotrope Verfestigungsmodell stellt einen relativ einfachen Ansatz dar, um das nichtlineare Materialverhalten zu erfassen. Es muss jedoch klar festgestellt werden, dass durch dieses Verfestigungsmodell sich nicht der BAUSCHINGER-Effekt (Abb. 76) beschreiben lässt. Es eignet sich nicht, um das zyklische Materialverhalten realitätsnah zu beschreiben, da bei Entlastungen beträchtliche Abweichungen vom realen Verlauf der Spannungs-Dehnungs-Kurve auftreten.

Sie gibt aber bei einem zyklisch symmetrischen dehnungsgesteuerten Versuch die sich einstellenden Spannungszuwächse an den Lastumkehrpunkten präzise wieder. Dieser Zusammenhang wird zur Bestimmung der Materialparameter der isotropen Verfestigung benützt. Es zeigt sich lediglich eine Abhängigkeit der isotropen Verfestigung R von der richtungstunabhängigen plastischen Vergleichsdehnung ε_v^P . Aus den Versuchen und den numerischen Berechnungen geht hervor, dass mit zunehmender plastischer Vergleichsdehnung ε_v^P die isotrope Verfestigung asymptotisch dem Sättigungswert q zustrebt.

9.3.8 Kinematische Verfestigung

Im Gegensatz zur isotropen Verfestigung ermöglicht die kinematische Verfestigung den bei zyklischer Beanspruchung auftretenden BAUSCHINGER-Effekt zu berücksichtigen. Das kinematische Verfestigungsmodell beschreibt eine translatorische Bewegung (Wandern) der Fließfläche im Spannungsraum. Die Form und Größe der Fließfläche bleiben unverändert. Während der Plastifizierung wird im übertragenen Sinn die Fließgrenze auf der gegenüberliegenden Seite der Fließfläche so verändert, dass es bei der Entlastung zur früheren Plastifizierung kommt.

PRAGER [87] hat ein einfaches Modell mit linearer Abhängigkeit der kinematischen Verfestigung von der plastischen Dehnung vorgeschlagen. Da $d\varepsilon_{ij}^P$ immer in Richtung der Normalen der Verfestigungsfläche zeigt, lautet die Verfestigungsregel für die Translation der Fließfläche:

$$dX_{ij} = c \cdot d\varepsilon_{ij}^P \quad (35)$$

ARMSTRONG (1966) überlagert der linearen Verfestigungsregel von PRAGER einen dynamischen Erholungsterm, so dass sich folgender modifizierter Ansatz für die kinematische Verfestigung ergibt:

$$dX_{ij} = \frac{2}{3} \cdot c \cdot d\varepsilon_{ij}^P - \gamma \cdot X_{ij} \cdot d\varepsilon_v^P \quad (36)$$

Aus den Auswertungen von durchgeführten Vorversuchen an zyklischen Werkstoffproben konnte geschlussfolgert werden, dass eine Superposition mehrerer kinematischer Verfestigungstherme entsprechend der Formel (36) nötig ist, um das

Werkstoffverhalten bei zyklischer Belastung mit einer ausreichenden Genauigkeit zu beschreiben und zu simulieren.

$$X_{ij} = \sum_{k=1}^3 X_{k,ij} \quad (37)$$

Die Simulationsergebnisse unter Integration mehrerer kinematischer Verfestigungstherme sind in Abb. 79 dem sich theoretisch ergebenden Verlauf gegenübergestellt. Es zeigt sich nahezu kein Unterschied zwischen den Resultaten.

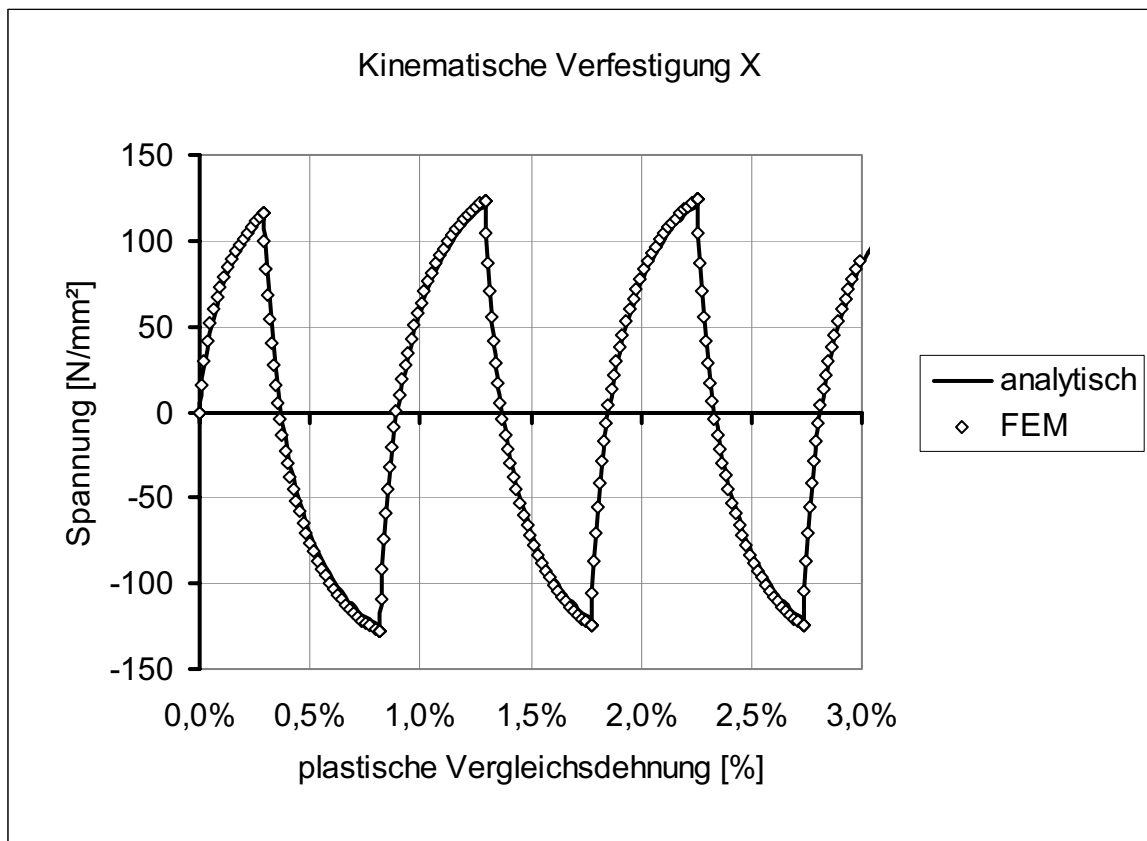


Abb. 79: Kinematische Verfestigung im Laufe einer zyklischen Zug-Druck-Beanspruchung

9.3.9 Konsistenzbedingung

Mit Hilfe des totalen Differenzials des Fließpotentials lässt sich die Konsistenzbedingung formulieren: Erreicht der Spannungszustand in einem Punkt des Kontinuums die Fließfläche, so verbleibt dieser im Zuge proportionaler Belastungssteigerung auf der Fließfläche. Die mathematische Formulierung dieser Zwangsbedingung bezeichnet man als Konsistenzbedingung :

$$d\Omega = \frac{d\Omega}{d\sigma_{ij}} d\sigma_{ij} + \frac{d\Omega}{dX_{ij}} dX_{ij} + \frac{d\Omega}{dR} dR + \frac{d\Omega}{dk} dk \quad (38)$$

Durch Auflösen der Konsistenzbedingung lässt sich das plastische Vergleichsdehnungsinkrement $d\varepsilon_v^P$ berechnen.

9.3.10 Approximation der inkrementellen plastischen Vergleichsdehnung

Als Algorithmus zur Iteration des plastischen Vergleichsdehnungsinkrements bei der nichtlinearen Finite-Elemente-Berechnung des plastischen Materialverhaltens wurde das NEWTON-RAPHSON-Verfahren verwendet, da bei der Anwendung keine numerischen Probleme auftraten. Es stellt das wohl am häufigsten verwendete Verfahren zur iterativen Lösung von Systemen nichtlinearer algebraischer Gleichungen dar und geht von einer Taylorreihenentwicklung aus. Die Theorie der Taylorentwicklung von $g(x)$ zum Entwicklungspunkt x_0 besagt, dass zwischen $g(x)=0$ und $g(x_0)$ folgender Zusammenhang besteht:

$$g(x)=0 = g(x_0) + g'(x_0) \cdot (x_1 - x_0) + \frac{1}{2} g''(x_0) \cdot (x_1 - x_0)^2 + \dots$$

Wenn x dicht bei $g(x_0)$ liegt, können wir als Approximation für x alle Terme außer dem linearen Term vernachlässigen. Es ergibt sich zwar nicht die exakte Lösung, sondern eine mehr oder weniger adäquate Näherungslösung x_1 und damit ein neuer Startwert für die nachfolgende Iteration.

Die in Abb. 80 visualisierte Vorgehensweise des NEWTON-RAPHSON-Verfahrens ist eine Abfolge folgender Berechnungsschritte:

- (1) Setze Anfangswert x_0
- (2) Iterationsschleife von $i = 0$ bis n (Konvergenzkriterium)
- (3) Berechne den Funktionswert $g(x_0) = y_0$ und die Tangentensteigung $g'(x_0)$ an der Stelle x_0 (Linearisierung)
- (4) Berechne die inkrementelle Änderung mit $g'(x_0) \cdot (x_1 - x_0) = y_1 - y_0$
- (5) Berechne neuen Wert für $g(x_1)$

$$\text{Konvergenztest } g(x_i) \begin{cases} \leq TOL \rightarrow STOP \\ > TOL \rightarrow \text{setze } i = i + 1 \text{ gehe zu 1} \end{cases}$$

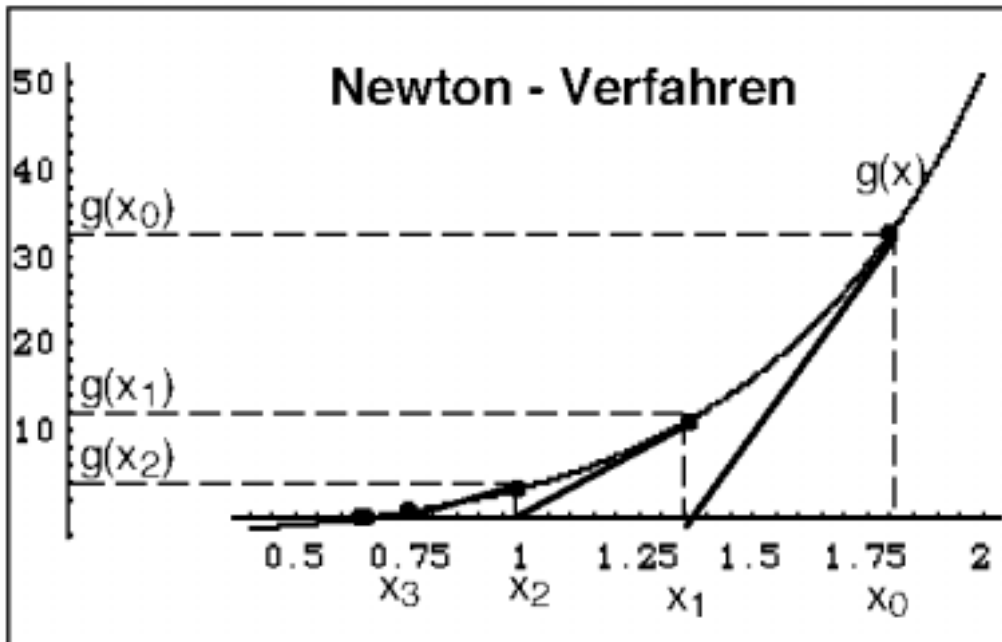


Abb. 80: Graphische Darstellung des NEWTON-RAPHSON-Verfahrens

Die quadratische Konvergenz des NEWTON-RAPHSON-Verfahrens in der Nähe der Lösung (lokale Konvergenz) ist bei vielen Aufgabenstellungen von großem Vorteil, da oft nur wenige Iterationen benötigt werden, um eine Lösung zu bestimmen. Dieser Sachverhalt konnte auch bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Simulationen festgestellt werden. Als Nachteil dieses Iterationsverfahrens ist anzuführen, dass bei jeder Iteration die Ableitung der Funktion berechnet werden muss und dies zu rechenintensiven Operationen führen kann.

9.3.11 Übergangsfießpotential (ÜFP)

Der Übergang vom elastischen ins plastische Werkstoffverhalten soll als Beispiel angeführt werden, um zu verdeutlichen, welche Komplexität und Detailliertheit der Werkstoffmodellierung im eigentlichen Sinne zu Grunde liegt.

Zur besseren Beschreibung des Übergangsbereichs elastisch-plastischer Verformung wurde das Materialmodell nach CHABOCHE durch das Übergangspotential nach MAHRENHOLTZ und ISMAR erweitert. Zahlreiche Messungen haben gezeigt, dass gerade bei zyklischen Belastungen dieser erweiterte

Potentialansatz im wichtigen Bereich beginnender Plastifizierung eine bessere Modellbildung darstellt [25].

$$\Omega = \sqrt{\frac{\alpha(I_1)^2 + J_2}{\alpha + 1/3}} - R - k = 0 \quad (39)$$

Der Ansatz trägt dem kontinuierlichen Übergang von elastischer zu plastischer Formänderung und der dabei auftretenden plastischen Volumenänderung des Materials Rechnung. Mit einem monotonen Abfallen auf Null in jedem Belastungszyklus geht das Übergangsfliëpotential in das klassische von MISES Fliëgesetz über. Bildhaft stellt der Übergangsfliëpotentialansatz im Hauptspannungsraum ein Rotationsellipsoid dar (Abb. 81).

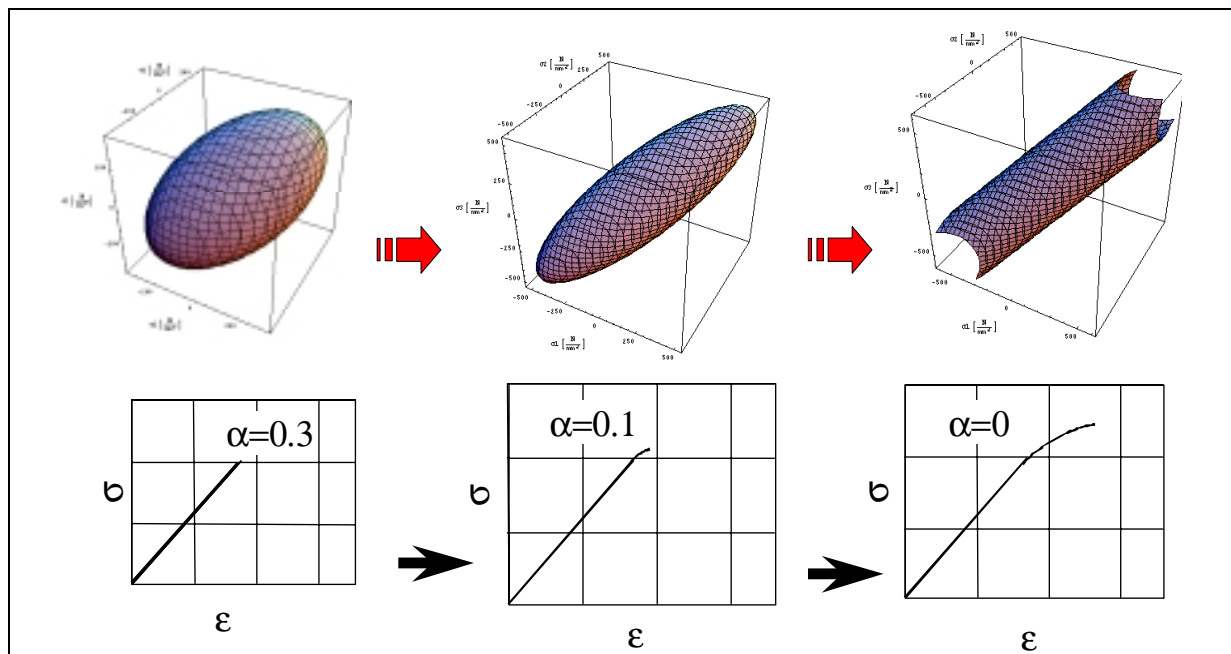


Abb. 81: Entwicklung der Fließfläche nach dem ÜFP

Diese Erweiterung kam im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Anwendung, da die Ermittlung des Parameters α hohe technische Anforderungen an die Versuchseinrichtung stellt und das Übergangsfliëpotential mit den zur Verfügung stehenden Messeinrichtungen nicht bestimmt werden konnte. Die durchgeführten Untersuchungen an Werkstoffproben und Versuchskörpern zeigten, dass auch ohne differenzierte Berücksichtigung des Übergangsbereichs vom Elastischen ins Plastische hinreichend genaue Ergebnisse erzielt werden können. Die Integration in die eigens programmierte Subroutine zur Simulation des zyklischen Werkstoffverhaltens wurde dessen ungeachtet dennoch vorgenommen, um die

Möglichkeit zu eröffnen, dass in Studien bei nachfolgenden Arbeiten die Auswirkungen dieser Thematik näher untersucht werden können.

9.3.12 Implementierung des Werkstoffmodells in MARC

Die Fortran-Usersubroutine UVSCPL ermöglicht es dem Nutzer, ein von den MARC/MENTAT-Standardwerkstoffmodellen abweichendes Stoffmodell zu implementieren. Aus dem Berechnungsprogramm MARC werden an diese zu programmierende Fortran-Routine das Dehnungsinkrement, die Steifigkeitsmatrix und die Spannungen des zuletzt konvergierten Inkrements übergeben. Eingangs der Routine wird die Fließbedingung abgeprüft. Ist $\Omega < 0$, d.h. der Spannungspunkt liegt innerhalb der Fließfläche und das Material verhält sich rein elastisch, werden die errechneten elastischen Spannungswerte an den Solver zurückgegeben. Ist die Fließbedingung nicht erfüllt ($\Omega \geq 0$), wird die plastische Vergleichsdehnungsänderung $\Delta \varepsilon_v^P$ bei Überschreiten einer vordefinierten Toleranzgrenze durch iteratives Vorgehen berechnet. Konvergiert die Lösung nach einer vorgegebenen Anzahl von Iterationen unterhalb der sinnvoll gewählten Fehlerschranke und ist die Konvergenzbedingung erfüllt, d.h. der Spannungspunkt liegt innerhalb des Toleranzbandes der Fließfläche, werden an den Berechnungslauf sowohl das plastische Dehnungsinkrement $\Delta \varepsilon_{ij}^P$ als auch das Spannungsinkrement $\Delta \sigma_{ij}$ übergeben. In der programmierten Usersubroutine müssen die in den vorherigen Kapiteln definierten und beschriebenen Materialparameter k, b, q, c und γ vorgegeben werden.

Um nun die Funktionalität und Realitätsnähe des mittels der Subroutine UVSCPL implementierten Stoffmodells zu bewerten, ist es hilfreich, Berechnungen erst anhand eines möglichst einfachen Modells vorzunehmen. Diese rationelle Vorgehensweise spart Rechenzeit und -leistung. Zum Test der programmierten Routine wurde ein quaderförmiges Element vom Typ HEX8 verwendet. Die Belastung erfolgte durch eine zyklische Zugbeanspruchung (Spannung bzw. Verschiebung), und die ermittelten Ergebnisse wurden mit den Zugversuchen der Materialproben verglichen.

9.4 Experimentelle Ermittlung der zyklischen Werkstoffparameter

Zur experimentellen Untersuchung des Shakedown-Verhaltens von Bauteilen ist es notwendig, über das Wechselverformungsverhalten Kenntnisse zu erlangen. Wie im Fall des einachsigen Zugversuchs, wurden Rundproben mit kreisförmigem Anfangsquerschnitt und einem Probendurchmesser von $d_0 = 8 \text{ mm}$ verwendet (Abb. 82). Um Stabilitätsversagen durch Ausknicken der Proben zu verhindern, wurde die Anfangsmesslänge auf 33 mm reduziert. Der Versuchsaufbau in der servomechanischen Werkstoffprüfmaschine von INSTRON mit einer möglichen Maximalkraft von 100 kN unterscheidet sich nicht zum zügigen Werkstoffversuch. Die Versuche wurden weggeregelt mit unterschiedlichen Spannungsverhältnissen R und einer Geschwindigkeit von 0,05 mm/min durchgeführt.

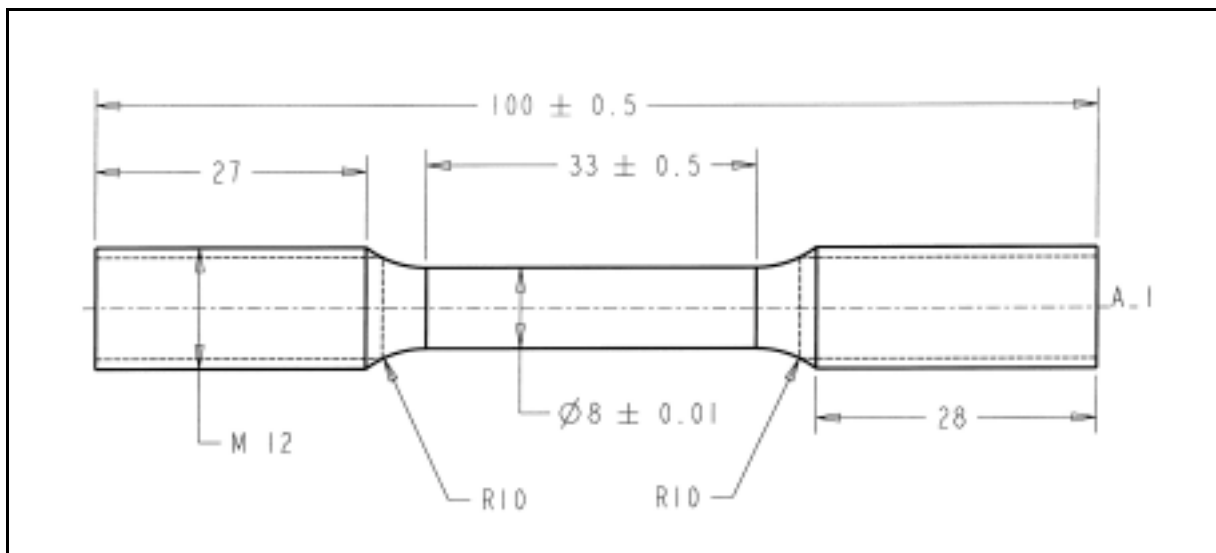


Abb. 82: Probengeometrie für die Schwingversuche

Aus den vielfältigen Methoden das zyklischen Spannungs-Dehnungs-Verhalten von Werkstoffen zu ermitteln, wurden Einstufenversuche mit konstanten Dehnungsamplituden und Incremental-Step-Tests (Abb. 83) ausgewählt. Bei dem zuletzt genannten Verfahren handelt es sich um einachsige zyklische Zug-Druck-Versuche mit zu- und abnehmenden Dehnungsamplituden, die in Blockform mehrmals wiederholt werden. Da die erzeugte Schar von Hystereschleifen nicht stabilisiert ist, wird nach dem sogenannten erstmaligen „Auswickeln“ ein schrittweises Verringern der Dehnungsamplituden („Zusammenwickeln“) vorgenommen. Danach werden die Dehnungsamplituden in den gewählten Stufen nochmals bis zum Größtwert erhöht („2. Auswickeln“), so dass näherungsweise ein

stabilisierter Werkstoffzustand erreicht ist. Verbindet man die Umkehrpunkte der letzten Hysteresekurven untereinander, erhält man die sog. Stabilisierte Spannungs-Dehnungs-Kurve. Durch Referenzmessungen mit an den Proben applizierten Dehnungsmessstreifen wurden die Ergebnisse kontrolliert.

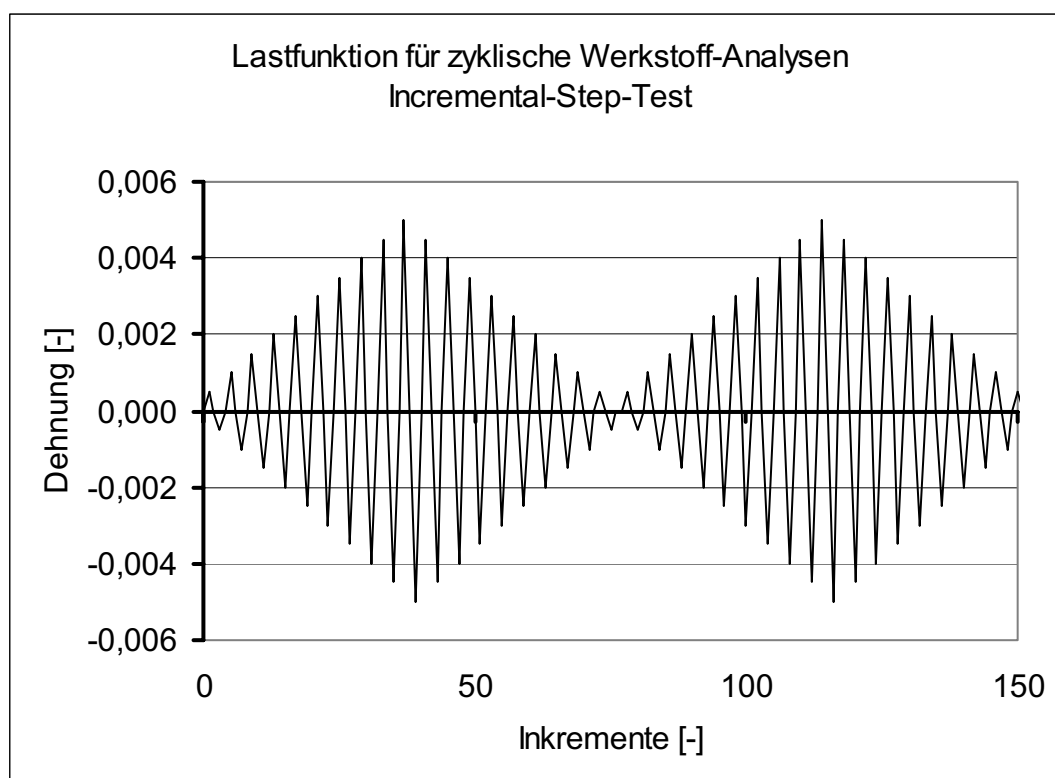


Abb. 83: Incremental-Step-Test (2 Blöcke)

Die Stimmigkeit der durchgeführten Werkstoffversuche ist aus Abb. 84 ersichtlich. Am Beispiel des Werkstoffs H II sind die ermittelten Versuchswerte aus Einstufenversuchen mit der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurve mit Literaturwerten [15] verglichen. Bei den Experimenten wurde in einem gewissen Rahmen das Spannungsverhältnis R variiert, um den Mittelspannungseinfluss auf die Spannungs-Dehnungs-Hysteresen abzuschätzen.

Aus der Literatur [49] ist zu entnehmen, dass HII im symmetrischen Dehnwechselfersuch eine Symmetrie der die Hystereseschleifen bildenden oberen und unteren Flankenkurven zeigt und damit isotropes Verhalten besitzt. Infolge der verhältnismäßig langsam fortschreitenden zyklischen Entfestigung ergeben sich in ausreichender Näherung geschlossene Hystereseschleifen und damit stabiles Materialverhalten. Das an den Zugstäben ermittelte Spannungs-Dehnungs-Verhalten bei zyklischer Beanspruchung wird nicht von geometrischen Einflüssen gestört und

kann als reales Verhalten des als homogen betrachteten Werkstoffs angesehen werden. Die an der Makrostruktur gemessenen Spannungs-Dehnungs-Zusammenhänge werden bei der numerischen Berechnung auf ein Werkstoffelement übertragen.

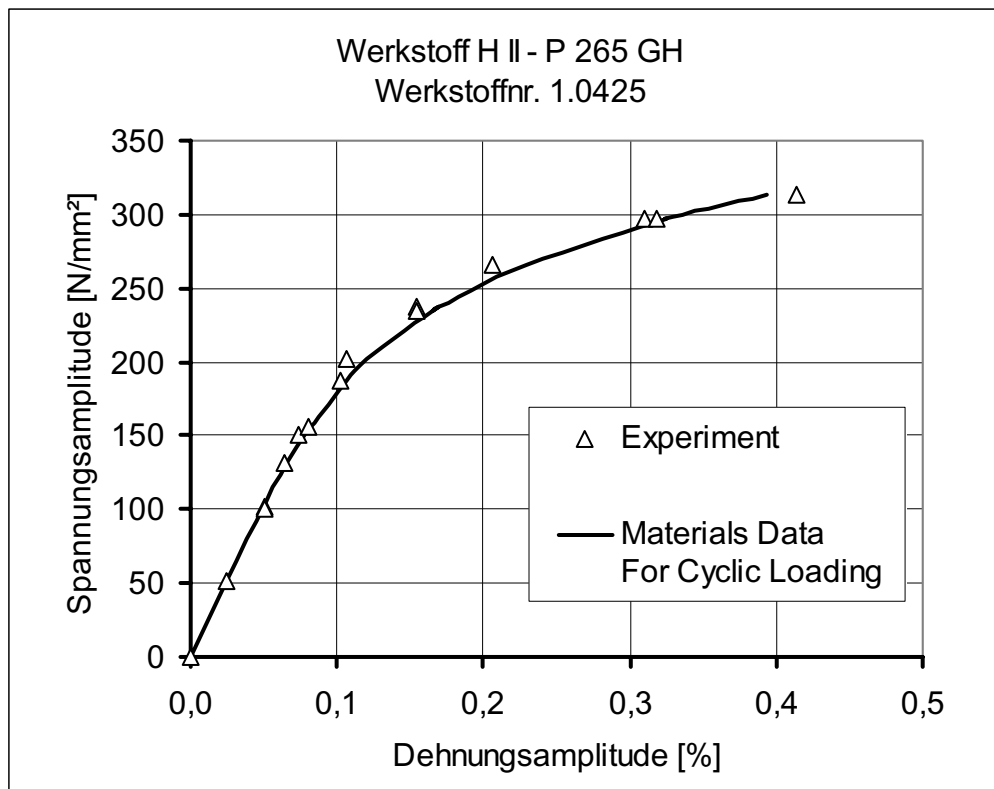


Abb. 84: Zyklische Spannungs-Dehnungs-Kurve aus verschiedenen Werkstoffversuchen (Mitteldehnung) im Vergleich mit Literaturwerten [15]

Bevor numerische Analysen mit dem beschriebenen Werkstoffverhalten vorgenommen werden können, sind gemäß (34) und (36) die Parameter b und q für die isotrope, c und γ für die kinematische Verfestigung zu bestimmen. Dies wurde im Rahmen dieser Arbeit sowohl für den Werkstoff H II als auch C22.8 durchgeführt. Die Parameter b und q sind vergleichsweise unproblematisch in einem einachsigen Zugversuch zu bestimmen. Für die kinematische Verfestigung waren aufwendigere Berechnungen in ständigem Abgleich mit Werkstoffversuchen notwendig. Für die numerischen Analysen ermittelte man die Werkstoffkennwerte der Fließgrenze k und des E-Moduls E aus den zyklischen Werkstoffversuchen. Der Übergang vom linearelastischen in den plastischen Bereich der Last-Dehnungs-Hysterese wird auch als Proportionalitätsgrenze bezeichnet. Um irreversible Vorgänge im sog. „Elastizitätsbereich“ erfassen zu können, wurden verschiedene Versuche bei

konstanter Dehnungsamplitude durchgeführt. Die Fließgrenze betreffend zeigte sich bei allen Versuchen das in der Literatur wiederholt beschriebene Problem, den Bereich reversibler Verformungen (elastischen Bereich) exakt zu definieren [12][92]. Man sollte sich immer bewusst sein, dass man von einem Modell spricht und das reale Werkstoffverhalten entweder mehr oder weniger mit einer Idealvorstellung übereinstimmt. Da schon kleinste Verformungen mit irreversiblen Vorgängen verbunden sind, ergeben sich je nach Beobachtungs- bzw. Auswertegenauigkeit unterschiedliche Werte für den elastischen Bereich. Es wurde bei den zyklischen Werkstoffversuchen weit unterhalb der im Zugversuch ermittelten Streckgrenze ein Abweichen von der elastischen Gerade beobachtet. Folglich konnten Spannungs-Dehnungs-Hysteresen bereits bei geringen Dehnungsamplituden nachgewiesen werden.

9.4.1 Isotrope Verfestigung

Um die Parameter b (Proportionalitätsfaktor) und q (Sättigungswert) der isotropen entkoppelt von der kinematischen Verfestigung zu messen, wird das in [30] beschriebene Konzept angewendet:

- Zyklischer Zug-Druckversuch mit Spannungsverhältnis $R = -1 \Rightarrow$ der Mittelpunkt der Fließfläche verändert sich nach dem ersten Zyklus nahezu nicht mehr.
- Die Auswertung erfolgt ab dem zweiten Zyklus.
- Dehnungsgesteuerte Messung ohne Erhöhung der Maximal- bzw. Minimaldehnung nach jedem Zyklus.

Die Änderungen in den maximalen Spannungen ergeben den Zuwachs der isotropen Verfestigung im jeweiligen Zyklus aus der Spannungsdifferenz am Lastwechsellpunkt. Pro Zyklus nimmt die isotrope Verfestigung um

$$2 \cdot \Delta R = \left(\sigma_{\max}^i - \sigma_{\max}^{i-1} \right) - \left(\sigma_{\min}^i - \sigma_{\min}^{i-1} \right) \quad (40)$$

(σ_{\max}^i maximale Spannung bzw. σ_{\min}^i minimale Spannung im aktuellen Zyklus) zu.
Die pro Halbzyklus akkumulierte inelastische Vergleichsdehnung beträgt:

$$\Delta \varepsilon_v^p = \left| \Delta \varepsilon - \frac{\sigma^i - \sigma^{i-1}}{E} \right| \quad (41)$$

Über die Zyklen wurde die Änderung der plastischen Vergleichsdehnung aufsummiert. Trägt man nun die aufsummierte isotrope Verfestigung R über der plastischen Vergleichsdehnung auf, so erhält man die in Abb. 85 und Abb. 86 dargestellten Diagramme mit dem charakteristischem Verlauf der isotropen Verfestigung.

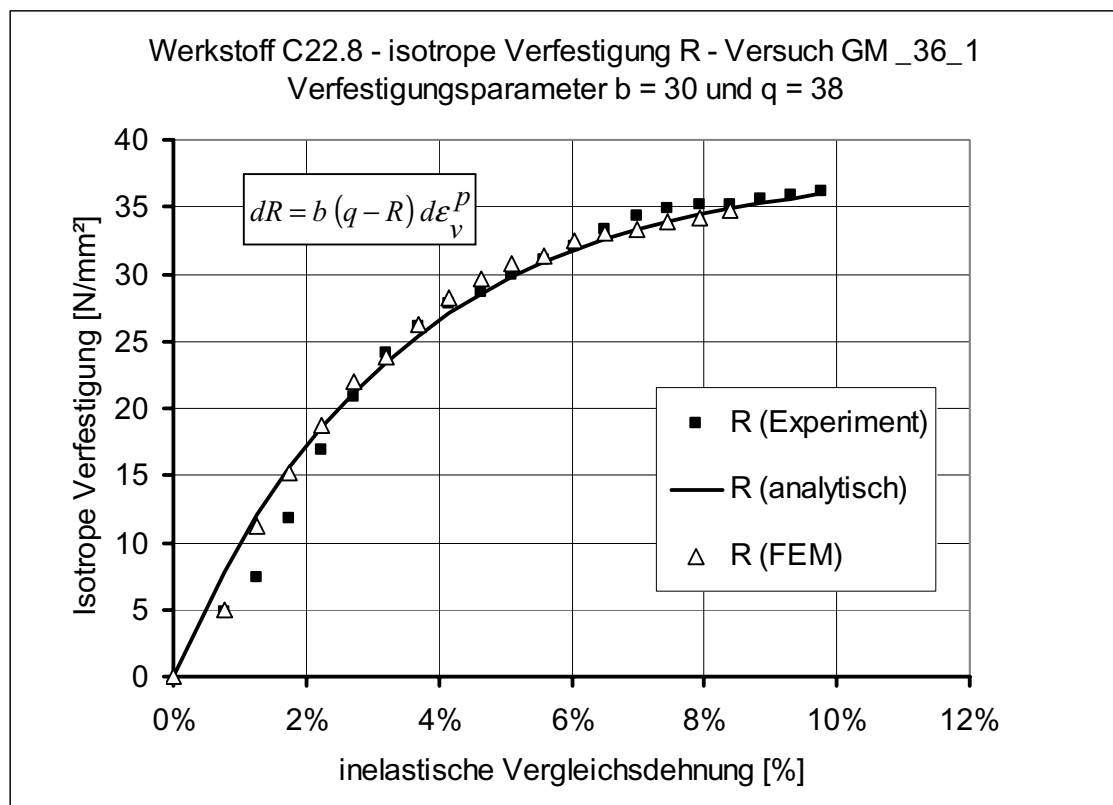


Abb. 85: Isotrope Verfestigung mit Parameteranpassung für den Werkstoff C22.8
Mit Hilfe der im Computer-Algebra-System MATHEMATICA enthaltenen „Curve Fitting“-Funktion konnten die optimalen Parameter nach Integration der Differentialgleichung mit folgender Formel ermittelt werden:

$$R = q \left(1 - \text{EXP} \left(-b \cdot \varepsilon_v^p \right) \right) \quad (42)$$

Für den Werkstoff C22.8 ergab sich ein Sättigungswert q von 38 N/mm², für H11 ein Wert von 28 N/mm². In den Diagrammen wurden die rechnerisch erhaltenen Werte in Richtung Ursprung extrapoliert. Für den Werkstoff C 22.8 wurde zur Kontrolle der Parameterbestimmung eine numerische Simulation des Versuchs vorgenommen und die Ergebnisse entsprechend den Experimenten ausgewertet (Abb. 85). Es zeigten sich vernachlässigbare Abweichungen in den Kurvenverläufen.

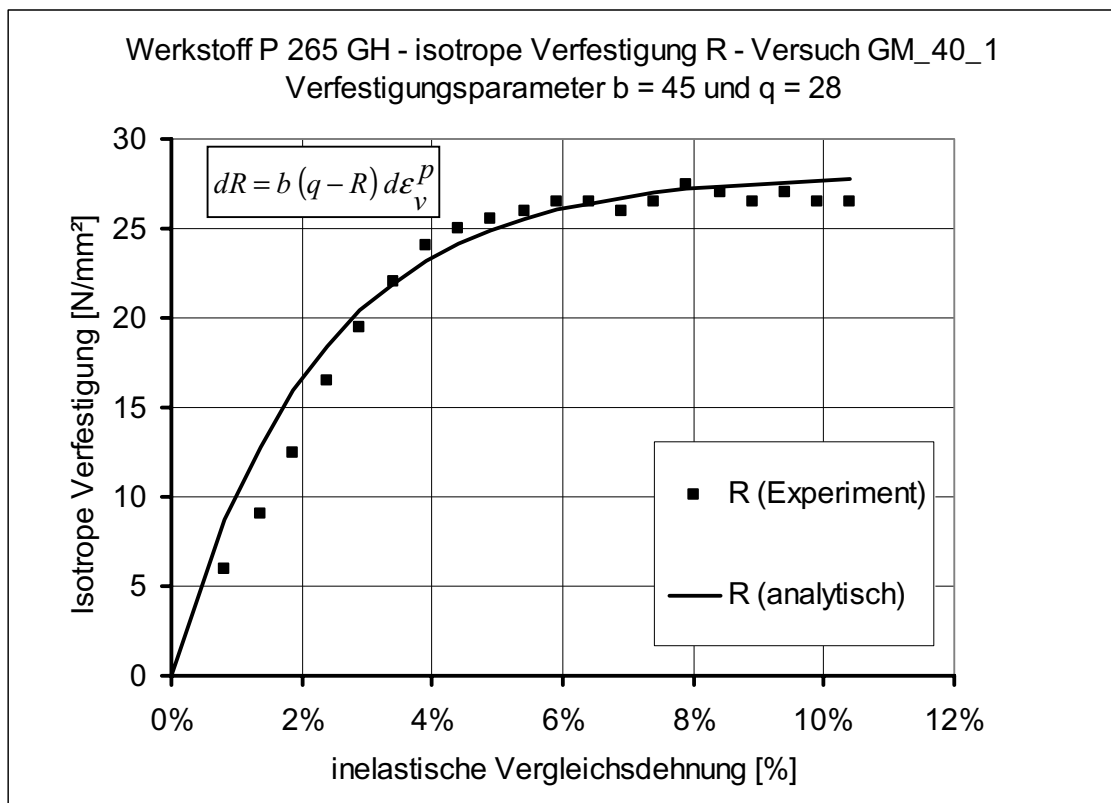


Abb. 86: Isotrope Verfestigung mit Parameteranpassung für den Werkstoff H11

9.4.2 Kinematische Verfestigung

Bei den Materialkennwerten für die Parameter γ und c der kinematischen Verfestigung konnte auf die Ergebnisse aus im Rahmen dieser Arbeit betreuten Studienarbeiten zurückgegriffen werden. Zur optimalen Simulation der zyklischen Werkstoffversuche war eine Superposition mehrerer Einzelverfestigungen aus zwei (C22.8) bzw. drei (H11) Anteilen notwendig.

$$X_{ij} = \sum_{k=1}^3 X_{k,ij} \quad \text{mit } c_1, c_2, c_3, \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3 \quad (43)$$

Da sich die Parameter gegenseitig beeinflussen, wurde zur Ableitung der Kennwerte folgender Weg gewählt, die Parameter γ_i und c_i für jede Verfestigung gesondert zu bestimmen. Dazu wurde folgendes Vorgehen angewandt:

- Import der Messdaten aus dehnungsgesteuerten, symmetrisch-zyklischen Werkstoffversuchen in ein Tabellenkalkulationsprogramm, z.B. MS EXCEL
- Ermittlung von Spannung und Dehnung mit Hilfe der Geometriedaten und den Werten aus Kraft- und Wegmessung
- Berechnung der plastischen Dehnung nach (31)
- Berechnung der isotropen und kinematischen Verfestigung mit fiktiven Parametern

Mit den oben erhaltenen Werten und einer zyklischen Streckgrenze kann durch eine Überlagerung eine wirksame Spannung σ errechnet werden (Abb. 87) und mit den realen Versuchswerten verglichen werden.

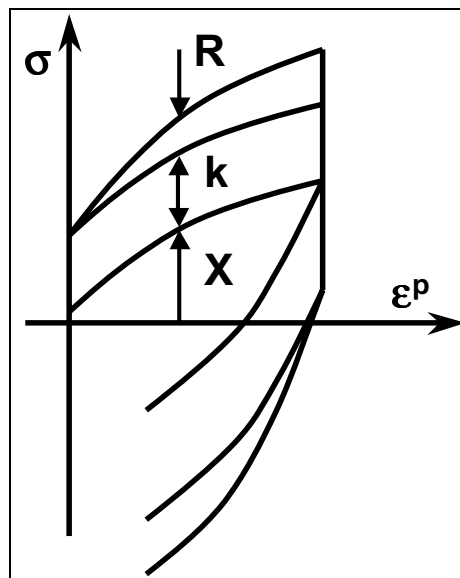


Abb. 87: Zusammensetzung der Gesamtspannung aus X , k und R

Zur Ergebnisoptimierung wird iterativ durch Variation der Parameter der Einfluss eines jeden einzelnen Parameters abgeschätzt, so dass die Spannungs-Dehnungs-Kurven aus Versuch und analytischer Berechnung bestmöglich übereinstimmen. Die Bewertung der Qualität und Güte der Parameteroptimierung wurde unter Zuhilfenahme der Methode der Minimierung der Summe der Fehlerquadrate vorgenommen. In Abb. 88 und Abb. 89 sind die Versuchskurven mit den numerisch

berechneten Kurven verglichen und der ermittelte Parametersatz für den jeweiligen Werkstoff angegeben. Man erkennt die sehr gute Übereinstimmung in den numerisch und experimentell bestimmten Hystereseschleifen.

In Anbetracht der guten Simulationsergebnisse bei der Werkstoffmodellierung lässt sich zusammenfassend feststellen, dass das beschriebene Stoffmodell die möglichst wirklichkeitsnahe Simulation des komplexen zyklischen Materialverhaltens in einem konkreten Bauteil erlaubt. Als elementares Berechnungswerkzeug ermöglicht es im Gegensatz zu den zuvor beschriebenen Berechnungsverfahren (ECM, ASDA) das in der realen Struktur auftretende Shakedown- bzw. Ratcheting-Verhalten realitätsnah zu erfassen.

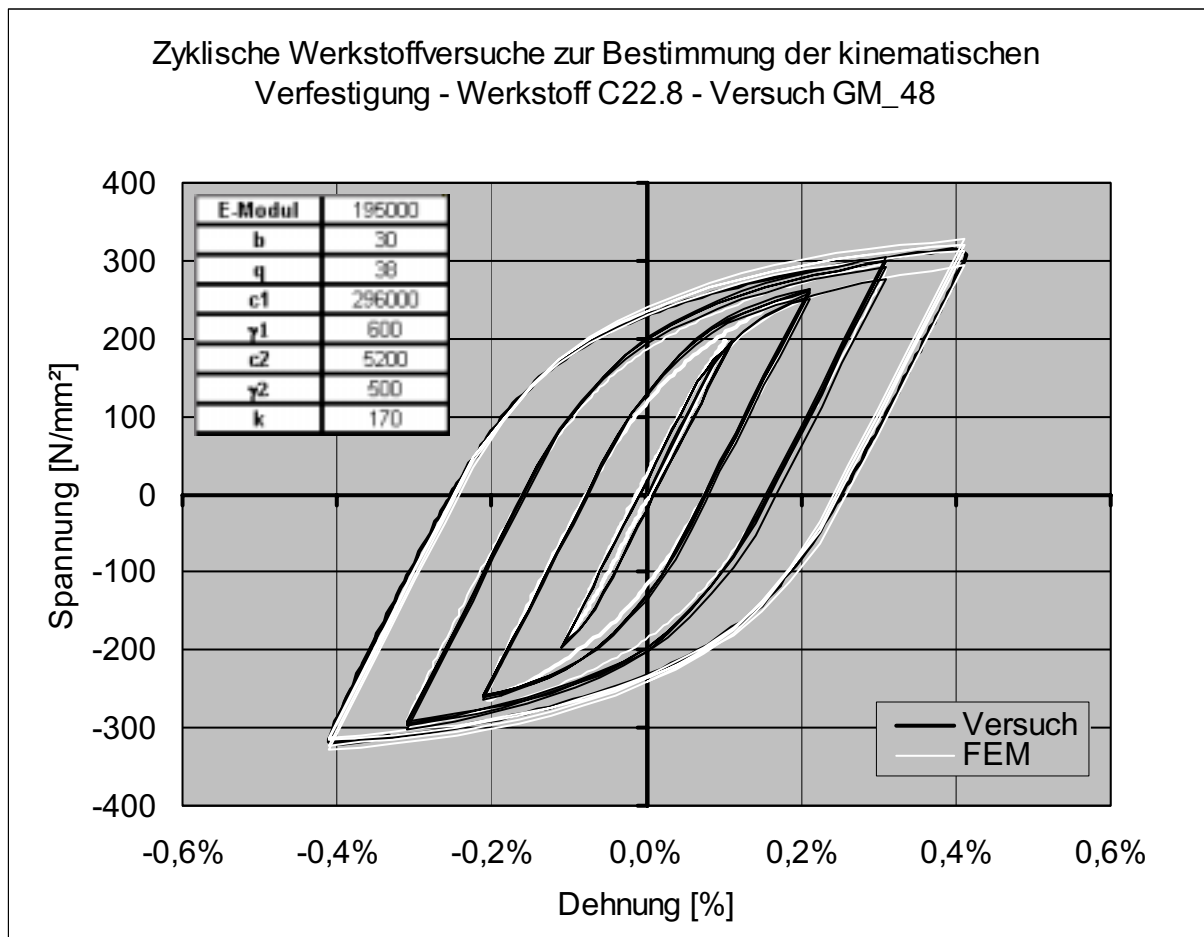


Abb. 88: Zyklische Werkstoffversuche C22.8 - Experiment und numerische Berechnung

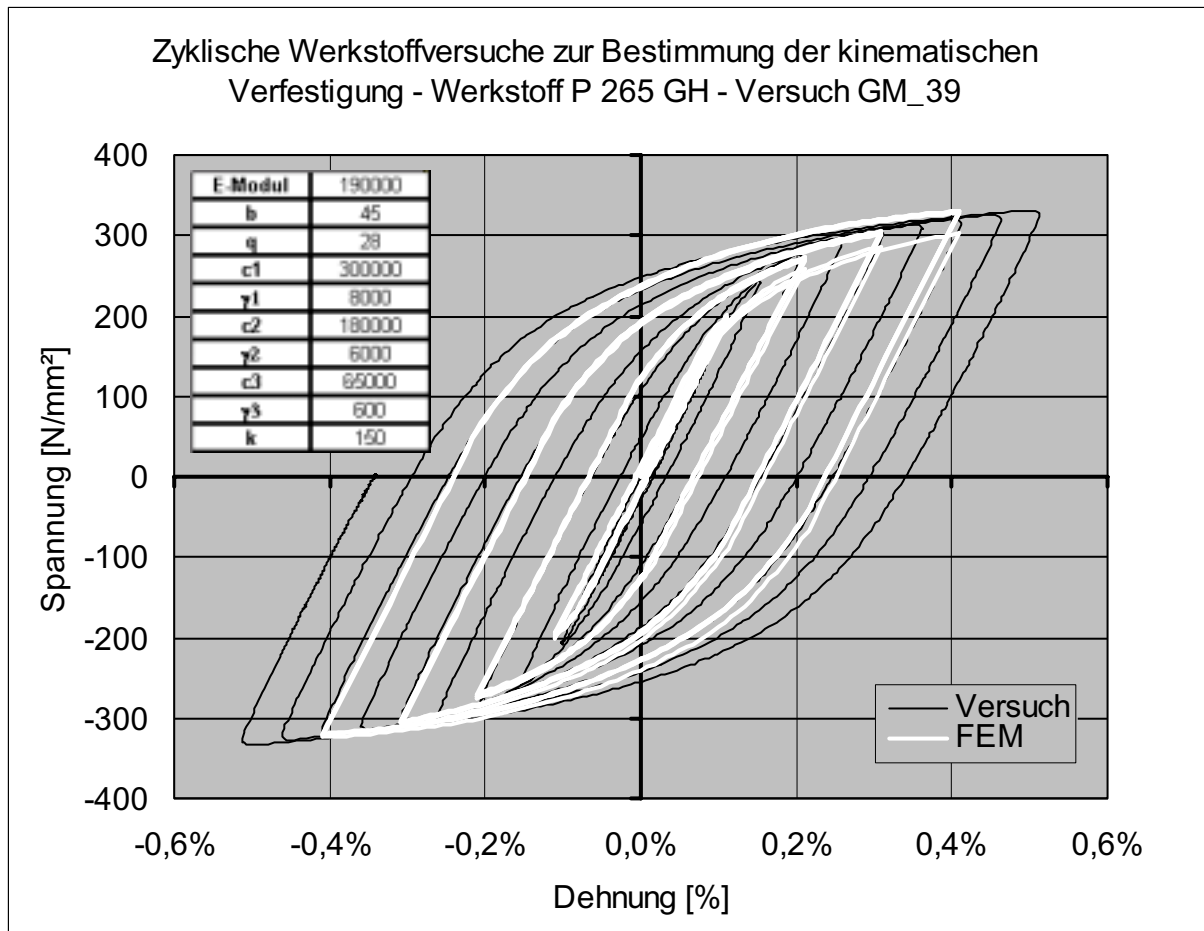


Abb. 89: Zyklische Werkstoffversuche HII - Experiment und numerische Berechnung

10 Vorversuche

Für die Simulation des zyklischen Werkstoffverhaltens beim Einspielvorgang sind Voruntersuchungen notwendig, welche die physikalische Richtigkeit des Berechnungsansatzes bestätigen.

Bei einmaliger Belastung eines Bauteils genügt zur Festigkeitsbeurteilung die Kenntnis der statischen Materialkennwerte, wie z.B. Streckgrenze, Zugfestigkeit, Bruchdehnung. Außer durch die Überschreitung der statischen Festigkeitswerte wird das Bauteilversagen oftmals durch zyklische Belastungen ausgelöst. Bei wiederholter Beanspruchung ermöglicht das Fließverhalten von Stählen eine Steigerung der Last über die elastische Grenze hinaus. Geringer belastete Bereiche der Struktur übernehmen einen zusätzlichen Traganteil an der Gesamtlast. Bei wiederholter plastischer Beanspruchung bis auf die gleichen Spannungswerte können Wechselplastifizierung und akkumulierte Ratcheting-Dehnungen (progressive Plastifizierung) auftreten, die zu Rissbildung und zum Versagen des Bauteils führen. Dies wurde im Rahmen von Vorversuchen für diese Forschungsarbeit bestätigt.

Die Messung von plastischen Effekten, die während zyklischer Belastung auftreten, stellt hohe Anforderungen an den Messaufbau. Um sicher zu stellen, dass die verwendeten Messmethoden und der Messaufbau die Bestimmung von Ratcheting am realen Versuchsteil ermöglichen, wurden verschiedene Vorversuche an einfachen Bauteilen, die identische Anforderungen an den Messaufgaben stellen, den eigentlichen Versuchen an den Stützen vorgeschaltet.

Die Vorversuche dienen außerdem zur Überprüfung des Messaufbaus hinsichtlich folgender Punkte:

- Messtechnik (Schaltungen, Verdrahtung, Applikation der DMS, Vielstellenmessgerät UPM-100 von HOTTINGER)
- Messung von zyklischem Materialverhalten, Einfluss des Werkstoffmodells
- Auswertung der Versuchsergebnisse, Ermittlung von Kennwerten zur Shakedown-Beurteilung eines Bauteils
- Versuchsaufbau, Aufnahmen, Spannvorrichtungen von Prüflingen

10.1 Prinzipversuch - Flansch mit Rohranschluss unter Querkraftbelastung

Die Folgen von Wechselplastifizierungen an Flanschen mit Rohranschlüssen wurden untersucht, um das Shakedown-Ratcheting-Verhalten mit nachfolgender Rissentstehung und anschließender Rissausbreitung unter zyklischer Last an einem dem Stutzen vergleichbaren Bauteil zu analysieren. Da es sich um eine rein prinzipielle Untersuchung handelte und um den Aufwand für die Voruntersuchungen möglichst gering zu halten, wurde auf vorhandene Flansche mit angeschweißten Rohren zurückgegriffen. Bei diesem Modellversuch lässt die Geometrie des Versuchsteils eine Parallelität zum Stutzen erkennen. Das Flanschblatt sieht für eine Behälterwand mit großem Innendurchmesser, an welche eine dünnwandige Rohrleitung angeschlossen ist (Abb. 90). Über das Rohr wird in den Flansch ein Biegemoment resultierend aus einer Querkraft am Rohrende eingeleitet. Aus versuchstechnischen Gründen und um die Einflussparameter überschaubar zu halten, wurde das Versuchsteil nicht mit Innendruck belastet. Die Höhe der Querkraft wurde so gewählt, dass sich signifikante plastische Dehnungen an den höchst beanspruchten Stellen einstellten.

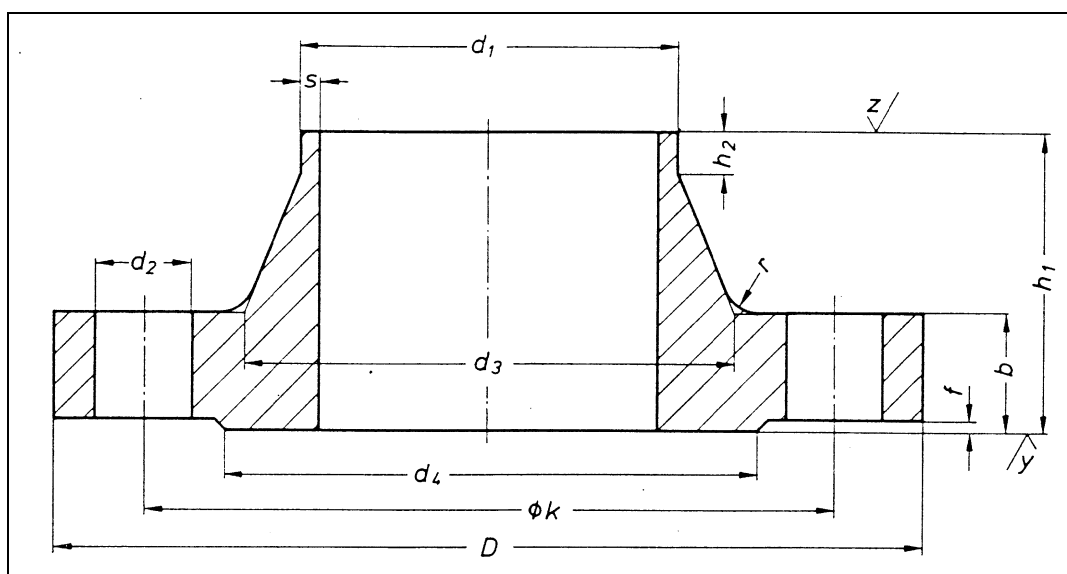


Abb. 90: Vorversuch 1 - verwendeter Vorschweißflansch nach DIN 2635
Flanschwerkstoff C22.8

Bei den Flanschen handelt es sich um Vorschweißflansche der Nennweite DN 80 für den Nenndruck 40. Alle Flansche bestehen aus dem Werkstoff C 22.8. Das Rohr ist aus St 45.8. Die Lastaufgabe erfolgte am Ende des Rohres durch einen Hydropulszylinder. Der Flansch wurde an eine Aufnahmeplatte angeschraubt und an

den Aufspannwinkel mittels Klemmpratzen befestigt (Abb. 91). Die Rohrwandstärke beträgt 3,2 mm, der Rohraußendurchmesser 88,9 mm. Die Vorversuche wurden an drei Prüflingen, die mit Flansch 1 bis 3 bezeichnet wurden, durchgeführt (Tab. 5).

Bauteil	Entfernung Flanschdichtfläche - Lasteinleitung [mm]	Bemerkung
Flansch 1	455	-
Flansch 2	578	ausgedrehter Flanschkonus, Radius 10 mm
Flansch 3	575	-

Tab. 5: Verwendete Flansche für den Vorversuch

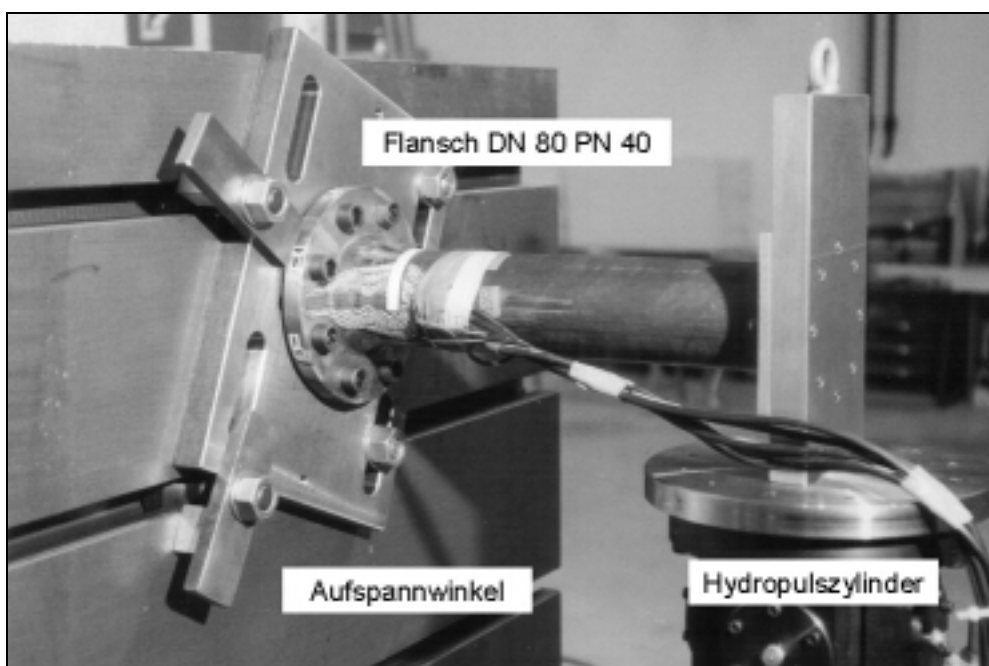


Abb. 91: Versuchsaufbau für den Vorversuch mit Vorschweißflanschen

Flansch 1 war im Bereich des Flanschkonus und im Bereich der Schweißnaht mit DMS-Ketten mit alternierendem Messgitter versehen (Abb. 92). Nach Testmessungen unter Querkraftbelastung wurde festgelegt, eine zyklische Last von ± 15 kN auf das Rohrende aufzugeben. Erwartungsgemäß traten am DMS 10 die größten Dehnungen bzw. Dehnschwingbreiten auf. Ab einer Lastwechselzahl von ca. 2000 konnten Mikroschadstellen (matte Bereiche) auf der polierten Oberfläche im Bereich der größten Beanspruchungszone beobachtet werden. Ab einer Lastwechselzahl von ca. 8400 zeigte sich an dieser Stelle ein Rissbeginn (Abb. 93). Das in den Versuchen bewusst induzierte Ratcheting führte im niederzyklischen

Bereich (Lastwechsel $N < 10^4$) zu einem Anriss in der Wärmeeinflusszone der Schweißnaht. Die Abb. 94 zeigt den wachsenden Riss mit zunehmender Lastspielzahl.

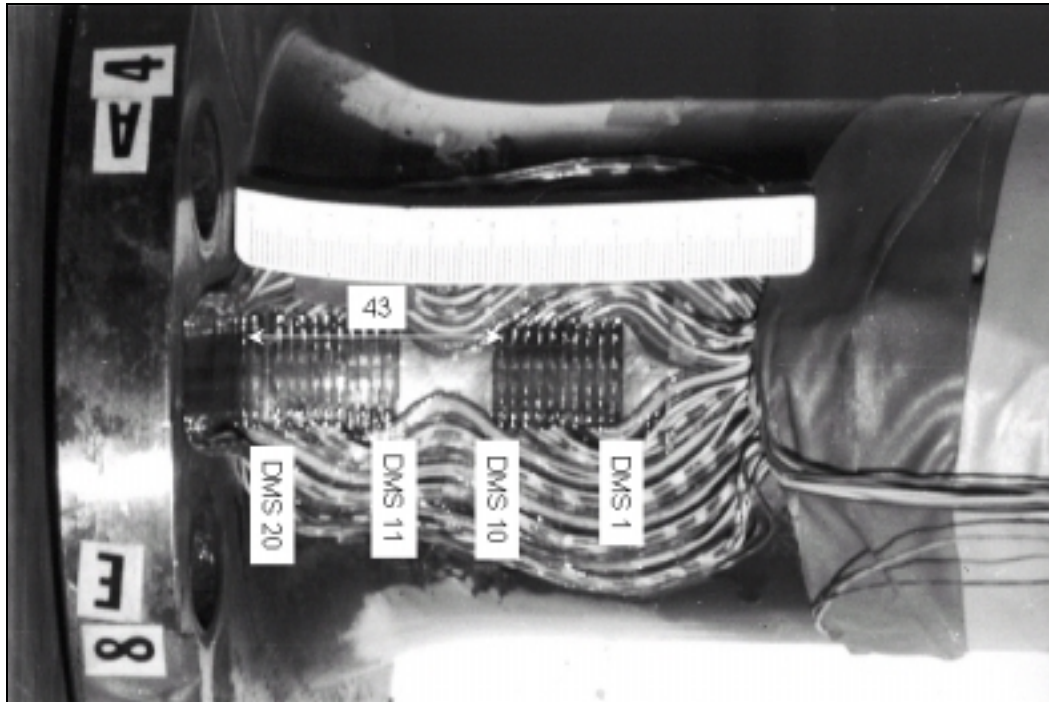


Abb. 92: DMS-Messapplikation für den Flansch 1

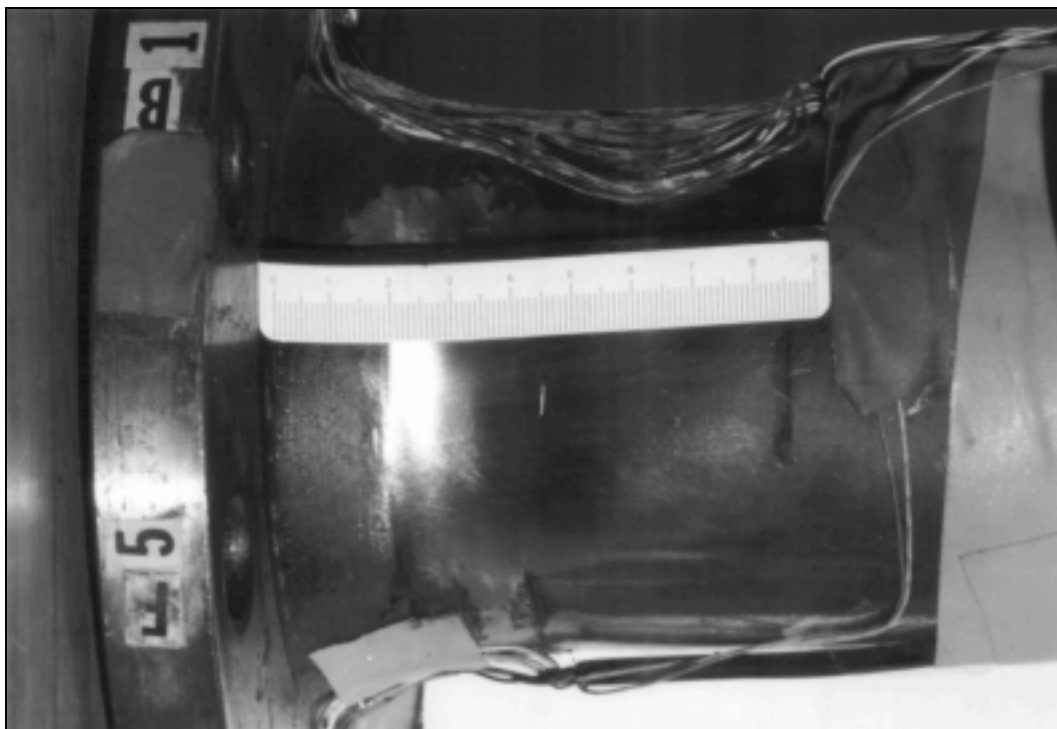


Abb. 93: Sichtbarer Rissbeginn neben der Schweißnaht (nach 8400 Lastwechsel) bei Flansch 1

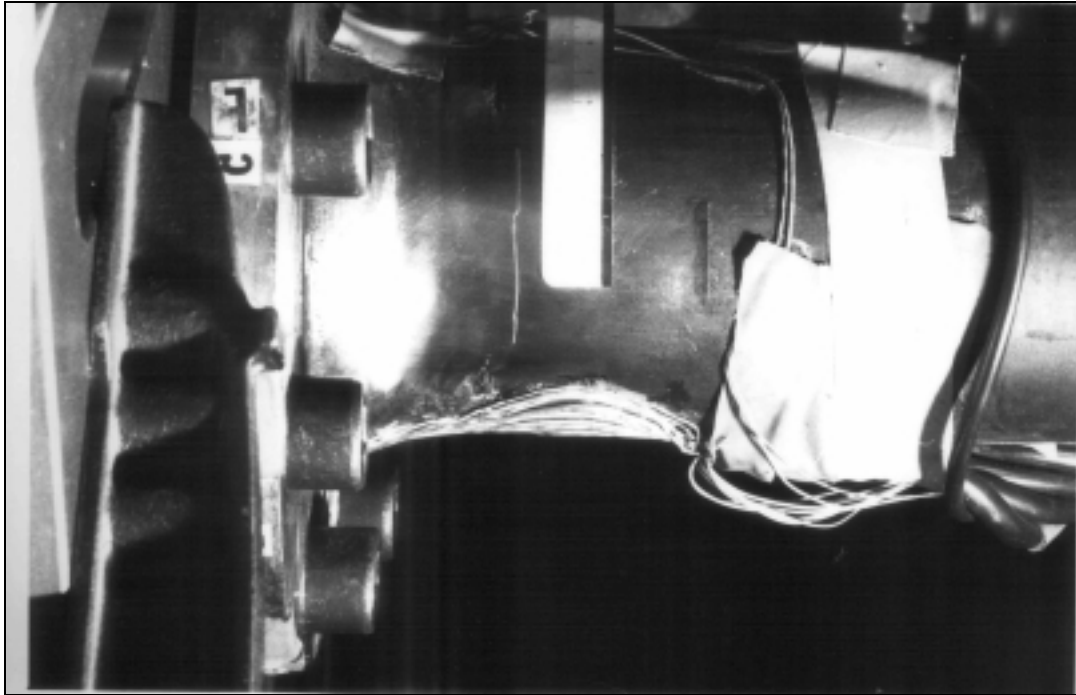


Abb. 94: Risswachstum mit fortschreitender Belastung bei Flansch 1

Nach 9700 Lastwechsel wurde der Versuch beendet, da der Riss bis über den halben Umfang angewachsen war.

Im Laufe dieser Versuchsreihe zeigte sich, dass das für die DMS-Messung vorgesehene Messgerät HOTTINGER UPM-100 nicht geeignet war, unter zyklischer Belastung Last-Dehnungs-Hysteresen korrekt zu messen. Messungen mit dem Vielstellenmessgerät UPM-100 ergaben schon bei geringen Rohrlasten ausgeprägte Hysteresekurven im Kraft-Dehnungs-Diagramm. Vergleichsmessungen mit einem von der Firma HOTTINGER zu Testzwecken gestellten Messgerät MGCPLUS verdeutlichten, dass eindeutig noch linearelastisches Materialverhalten vorlag. Bei zyklischer Belastung konnten mit dem Messgerät UPM-100 keine exakten, reproduzierbaren Messergebnisse aufgezeichnet werden. Des weiteren entstanden an den für die Versuchsauswertung interessanten und entscheidenden Lastumkehrpunkten Ungenauigkeiten. Eine Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse war mit diesem Messgerät in der erforderlichen Genauigkeit und Zuverlässigkeit nicht zu erzielen.

Um die erforderliche Genauigkeit bei der Messung zu erreichen, wurde das modulare, rechnersteuerbare Messverstärkersystem MGCPLUS für dieses Forschungsprojekt eingesetzt. Es gewährleistet die angeschlossenen DMS-Messstellen zeitgleich abzugreifen, so dass messtechnisch bedingte Abweichungen

im linearen Verlauf der Versuchskurven nicht mehr zu falschen Versuchsergebnissen und Interpretationen der Messwerte führen. Erst durch die Neubeschaffung des Messgeräts MGCPLUS mit einer Messkarte für die analogen Signale (Kraft und Weg) und einer für die Dehnungsmessung (8 Einzel-DMS) war es möglich, wissenschaftlich aussagekräftige Versuche zur Bestimmung der Shakedown-Grenzen an den Prüfteilen durchzuführen. Als Software für die Konfiguration des Messverstärkers, Aufnahme der Messdaten und Dokumentation der Versuche stand die Messsoftware CATMAN®EXPRESS zur Verfügung, die auch die Möglichkeit der Ansteuerung des Vielstellenmessgeräts UPM-100 beinhaltet.

Die Abtastung der Messsignale erfolgt parallel und zeitgleich mit drei kanalzahlunabhängigen Messraten (synchronisierte Messwerterfassung). Die höchste Messrate beträgt 19200 Messwerte/sec./Kanal. Die hohe Auflösung von 20Bit ermöglicht eine Erfassung von sehr kleinen bis hin zu sehr großen Signalamplituden ohne Messbereichsumschaltung.

Als vorteilhaft bei den DMS-Messungen zeigte sich neben dem gleichzeitigen Abtasten der Messsignale die Verkabelung der DMS in 3-Leiter-Schaltung (vgl. UPM-100 4-Leiter-Schaltung). Für die Verbindung der $\frac{1}{4}$ -Brücke zum Verstärker werden 3 Leitungen benutzt. Im Vergleich hierzu liegen bei einem einfachen 2-Leiter-Anschluß beide Leitungen in Reihe zu dem aktiven DMS im Zweig der Wheatstone'schen Brückenschaltung. Damit geht die Empfindlichkeit zurück und der Nullpunkt wird erheblich verschoben. Mit einer zusätzlichen Leitung schafft die Drei-Leiter-Schaltung auf einfache Art Abhilfe. Die beiden stromführenden Leiter werden in die beiden Brückenarme aufgeteilt und der Anschluss an den Verstärkereingang erfolgt über eine dritte stromlose Leitung. Sind beide Leitungen gleich beschaffen, ist der Nullpunktversatz ausgeglichen und der Empfindlichkeitsverlust ist lediglich halb so groß.

Da Shakedown ein Einschwingen der Beanspruchungen im Bauteil voraussetzt, ist es notwendig, Dehnungsverläufe in Abhängigkeit von Lastzyklen auszuwerten. Insbesondere geben die Messgrößen irreversible Dehnungen der Last-Dehnungs-Hysteresen, Veränderung der Mitteldehnung und Dehnschwingbreite Auskunft über das Ermüdungsverhalten im niederzyklischen Bereich (Shakedown, Ratcheting). Die Mitteldehnung ist die gemittelte Dehnung zweier aufeinanderfolgender Umkehrpunkte (Eckpunkte, ε_{\min} , ε_{\max}) in der Last-Dehnungs-Hysterese. Die

Auswertung von experimentellen sowie numerischen Werten erfolgt relativ zum ersten berechneten Wert. Dieser stellt demzufolge den Ausgangspunkt (Nullpunkt) für den weiteren Kurvenverlauf dar. Die relative Veränderung bzw. der Zuwachs der Dehnschwingbreite pro Lastzyklus n lässt sich auf folgende Weise ermitteln:

$$\Delta \varepsilon_{2a}^n = \left(\varepsilon_{\max}^n - \varepsilon_{\min}^n \right) - \Delta \varepsilon_{2a}^0 \quad (44)$$

Die Entwicklung der Mitteldehnung berechnet sich zu:

$$\Delta \varepsilon_m^n = \frac{1}{2} \left(\varepsilon_{\max}^n + \varepsilon_{\min}^n \right) - \Delta \varepsilon_m^0 \quad (45)$$

Werden die errechneten Werte für die Mitteldehnungs- bzw. Dehnschwingbreitenänderung gegen die Zyklenanzahl aufgetragen, erhält man Diagramme, anhand deren Kurvenverläufe sich eine Aussage treffen lässt, ob Veränderungen in den Hystereseschleifen auftreten und sich Ratcheting oder Einspielen im Bauteil einstellt.

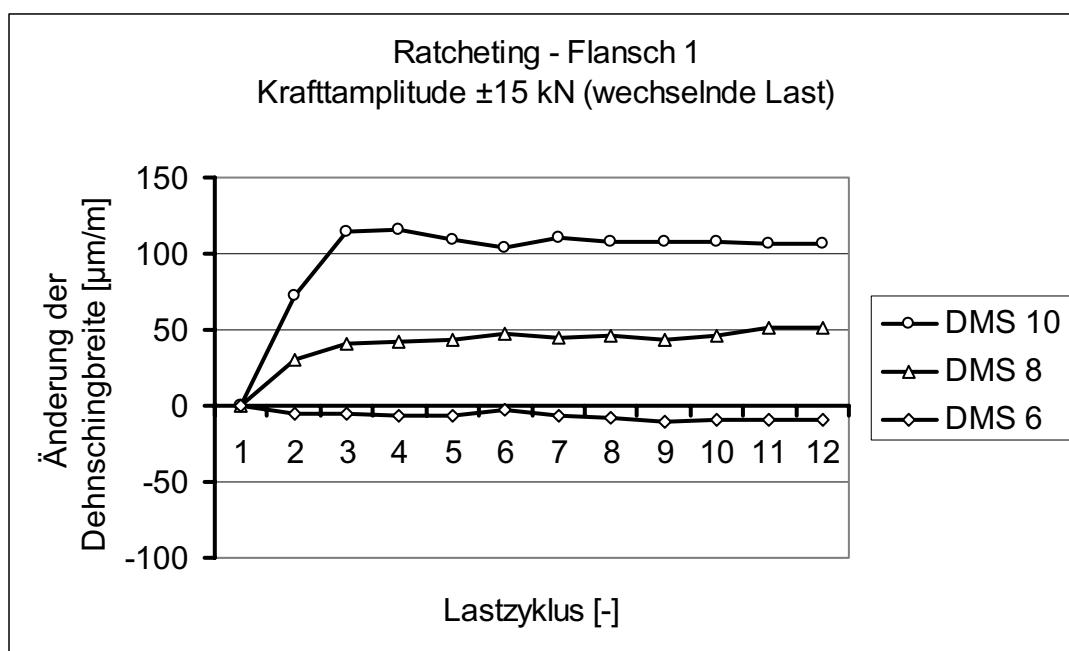


Abb. 95: Veränderung der Dehnschwingbreite infolge Lastwechsel (Experiment)

Die Versuchsergebnisse des Vorversuchs Flansch1 werden den numerischen Berechnungen nur qualitativ gegenübergestellt, da die Messungen noch mit dem Messgerät UPM-100 aufgezeichnet wurden (Abb. 95, Abb. 96, Abb. 98, Abb. 99). Beim Experiment kann man einen kontinuierlichen Anstieg der Mitteldehnung an der Messstelle DMS 10 erkennen. Dort stellte sich erwartungsgemäß der Rissbeginn ein.

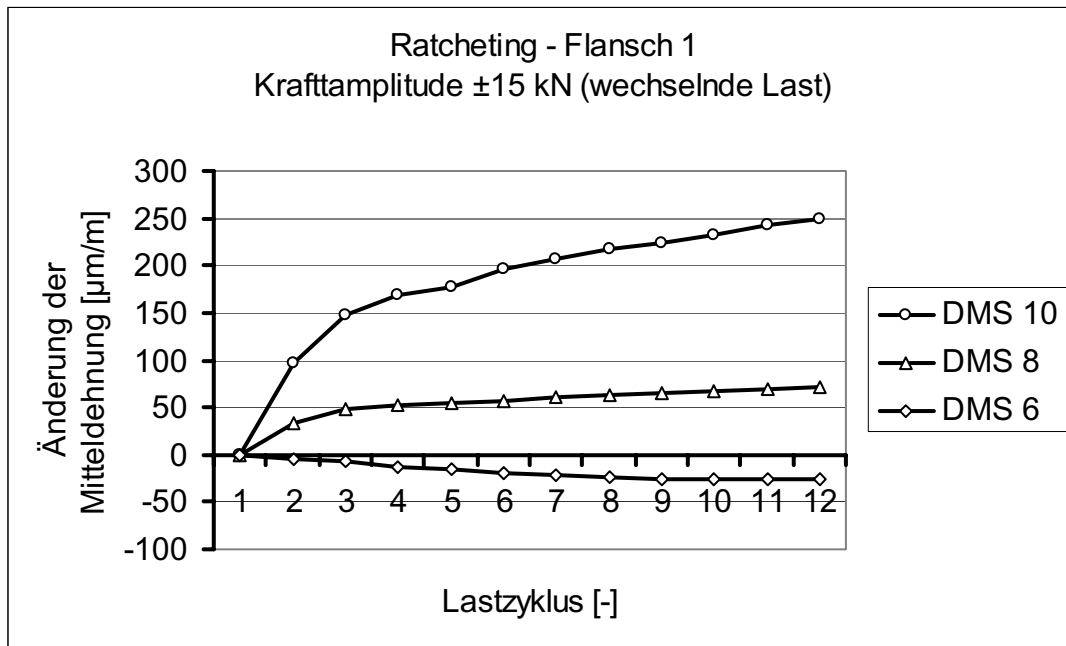


Abb. 96: Veränderung der Mitteldehnung infolge Lastwechsel (Experiment)

Abb. 97 zeigt das generierte FE-Modell für den Vorversuch Flansch 1, das zur numerischen Untersuchung des Ratcheting-Verhaltens verwendet wurde. Zur Erfassung des steilen Beanspruchungsgradienten wurde an der Auswertestelle, im angrenzenden Bereich der Flanschkonuskerbe, eine adaptive Netzverfeinerung vorgenommen (Abb. 97). Dies ermöglichte es, einen Vergleich von Berechnungsergebnissen mit unterschiedlicher Netzfeinheit am gleichen Modell vorzunehmen und den Einsatz der adaptiven Netzverfeinerung an einem größeren 3D-Modell auszutesten. In Abb. 98 sind die berechneten Hauptspannungen an der höchst beanspruchten Stelle unter Verwendung des in Kapitel 9 beschriebenen Materialmodells (Node 81) veranschaulicht.

Unter Anwendung der in Kapitel 8 beschriebenen adaptiven Shakedown-Analyse konnte unter der Annahme eines linearelastischen-idealplastischen Materialverhaltens ($\sigma_y = 300 \text{ N/mm}^2$) für die wechselnde Querkraft eine Shakedown-Grenze von ca. $F_{SD} = 11 \text{ kN}$ ermittelt werden. An diesem Modell wurde auch der Einfluss des Startwertes auf das Berechnungsergebnis untersucht (Abb. 100). Es zeigt sich unabhängig von den Startbedingungen eine eindeutige Konvergenz gegen die Shakedown-Grenze von $F_{SD} = 15 \text{ kN} \cdot 0,73 = 11 \text{ kN}$.

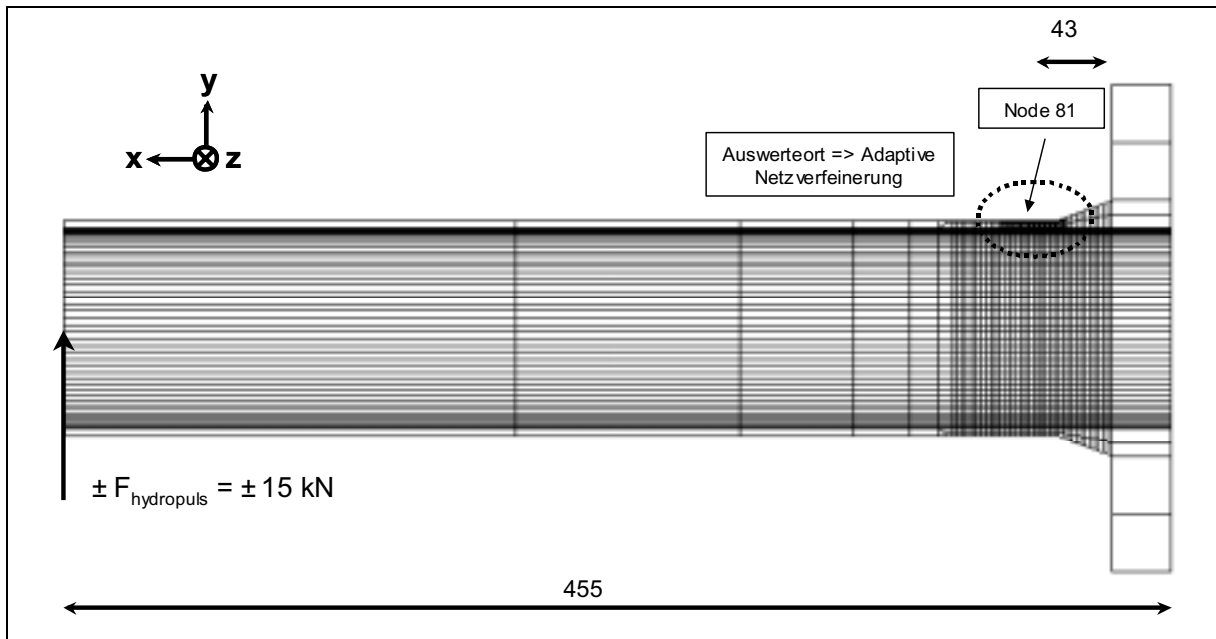


Abb. 97: FE-Modell für die Flanschversuche mit adaptiver Netzverfeinerung an der kritischen Stelle (Flansch1)

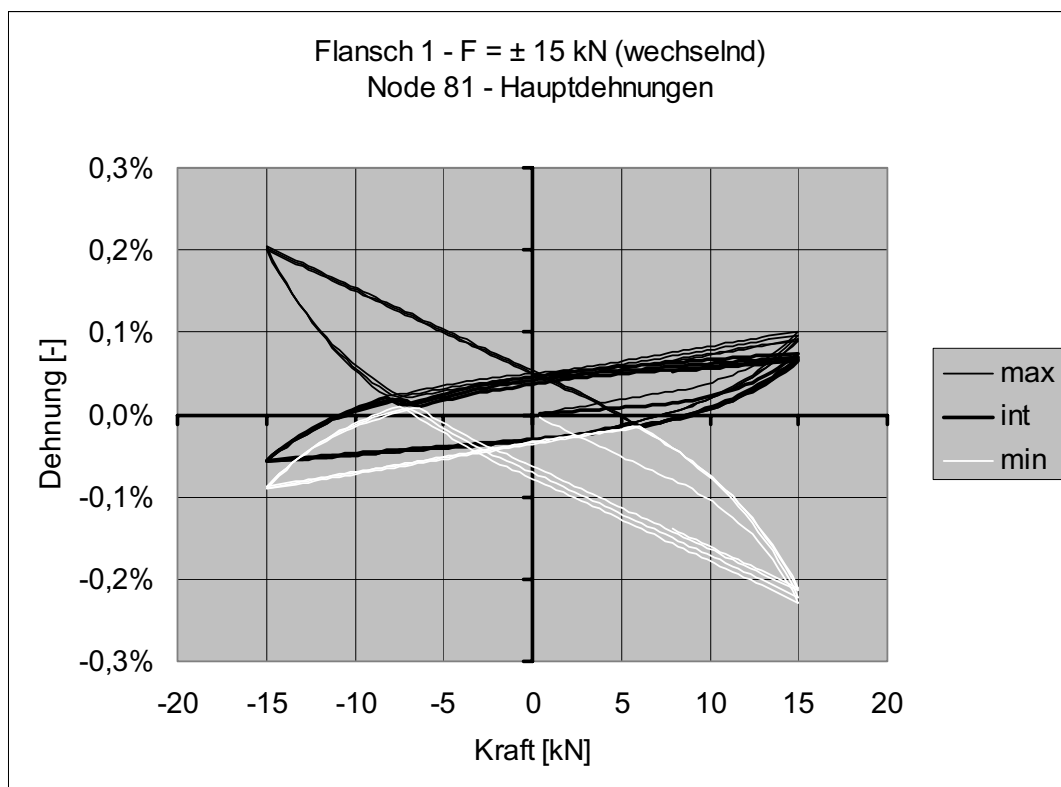


Abb. 98: Berechnete Hysteresekurven an der höchstbeanspruchten Stelle (Flansch1)

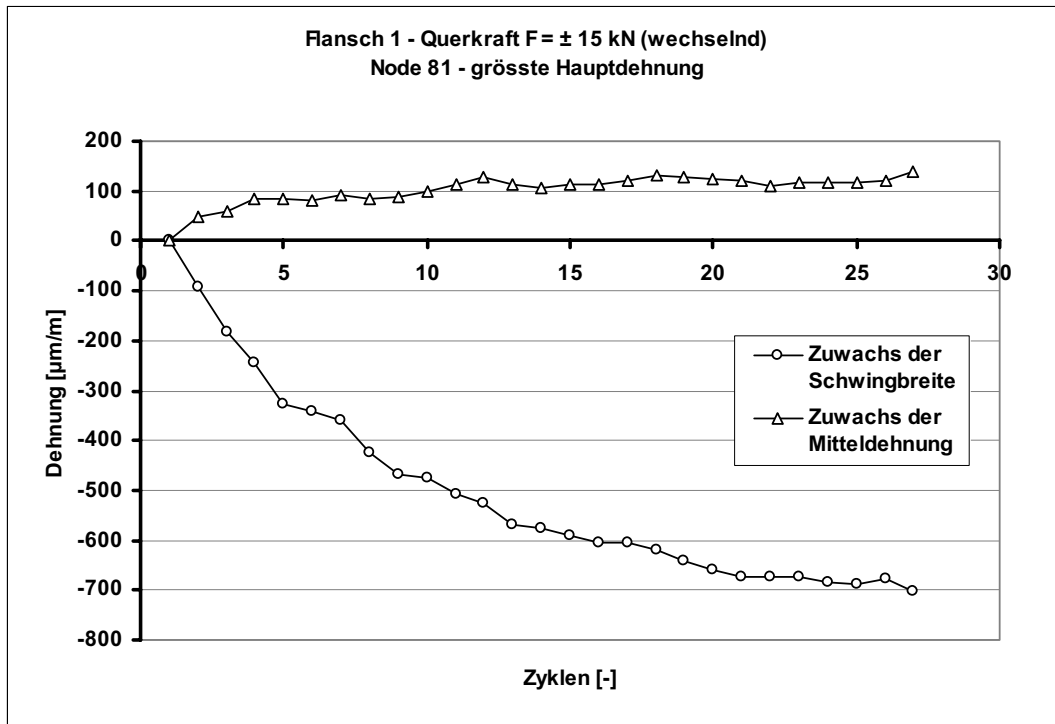


Abb. 99: Numerische Ergebnisse Flansch1

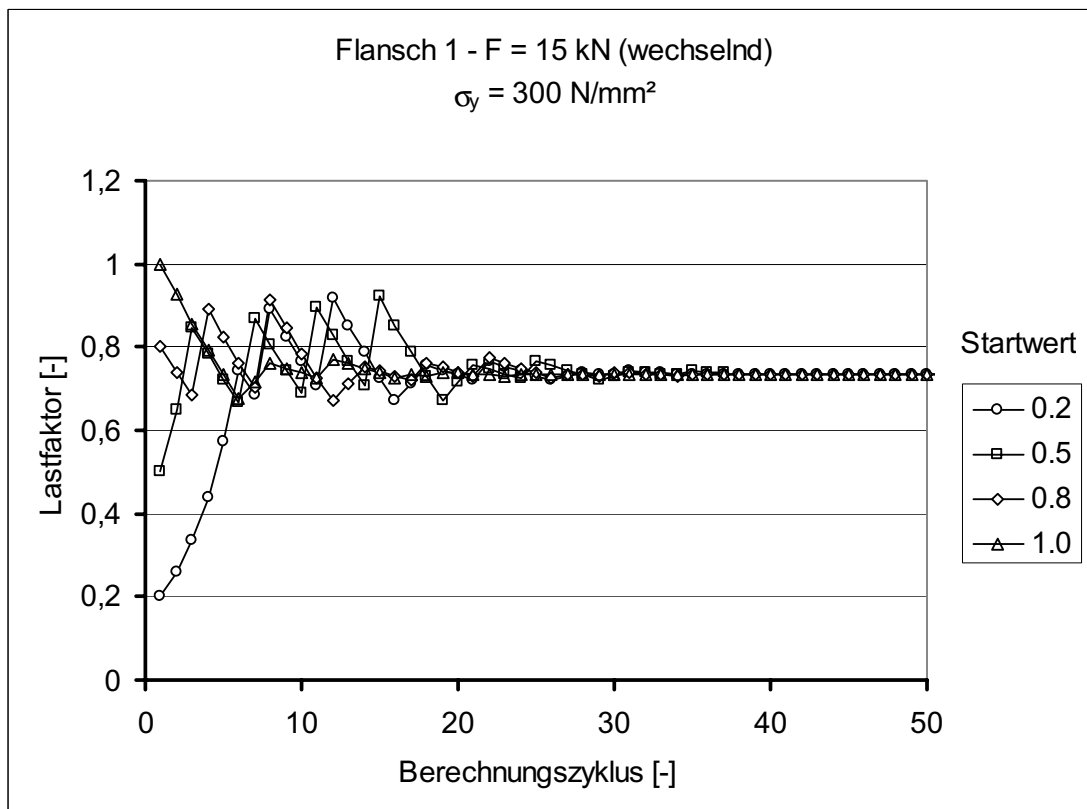


Abb. 100: Berechnete Shakedown-Last mit adaptiver Analyse, Einfluss von verschiedenen Startwerten

In identischer Weise wurden die Vorversuche Flansch 2 und Flansch 3 durchgeführt und numerisch berechnet. Flansch 3 diente vorwiegend zur Abstimmung der DMS-Messung mit den numerischen Berechnungen. Für diese beiden Versuche stand zur Messung der Dehnungswerte das Messgerät MGCPLUS zur Verfügung.



Abb. 101: Versuchsaufbau für den Vorversuch Flansch 2

Um den höchst beanspruchten Bereich aus dem Einflussbereich der Schweißnaht zu legen, wurde der Flanschkonus auf den Rohrdurchmesser abgedreht und mit einem Radius von 10 mm versehen (Abb. 102). In Anlehnung an die Stutzenversuche wurde der Flansch 2 mit einer wechselnden Last von $F = \pm 10 \text{ kN}$ belastet. In Abb. 101 ist der Versuchsaufbau mit dem Hydropulszylinder zur Kraffteinleitung und dem Aufspannwinkel als Wiederlager abgebildet. Der Messstellenplan zeigt die applizierten DMS im Kerbbereich von Flansch 2 (Abb. 102). Aufgrund der hohen Kerbwirkung des Radius am Übergang Flansch-Rohr war nach ca. 800 Lastwechsel ein ca. 5 cm langer Riss am Auslauf des Radius zu erkennen (Abb. 103). Wie man

aus Abb. 104 ersehen kann, ergibt sich sowohl qualitativ als auch quantitativ eine sehr gute Übereinstimmung von Versuch und numerischer Analyse.

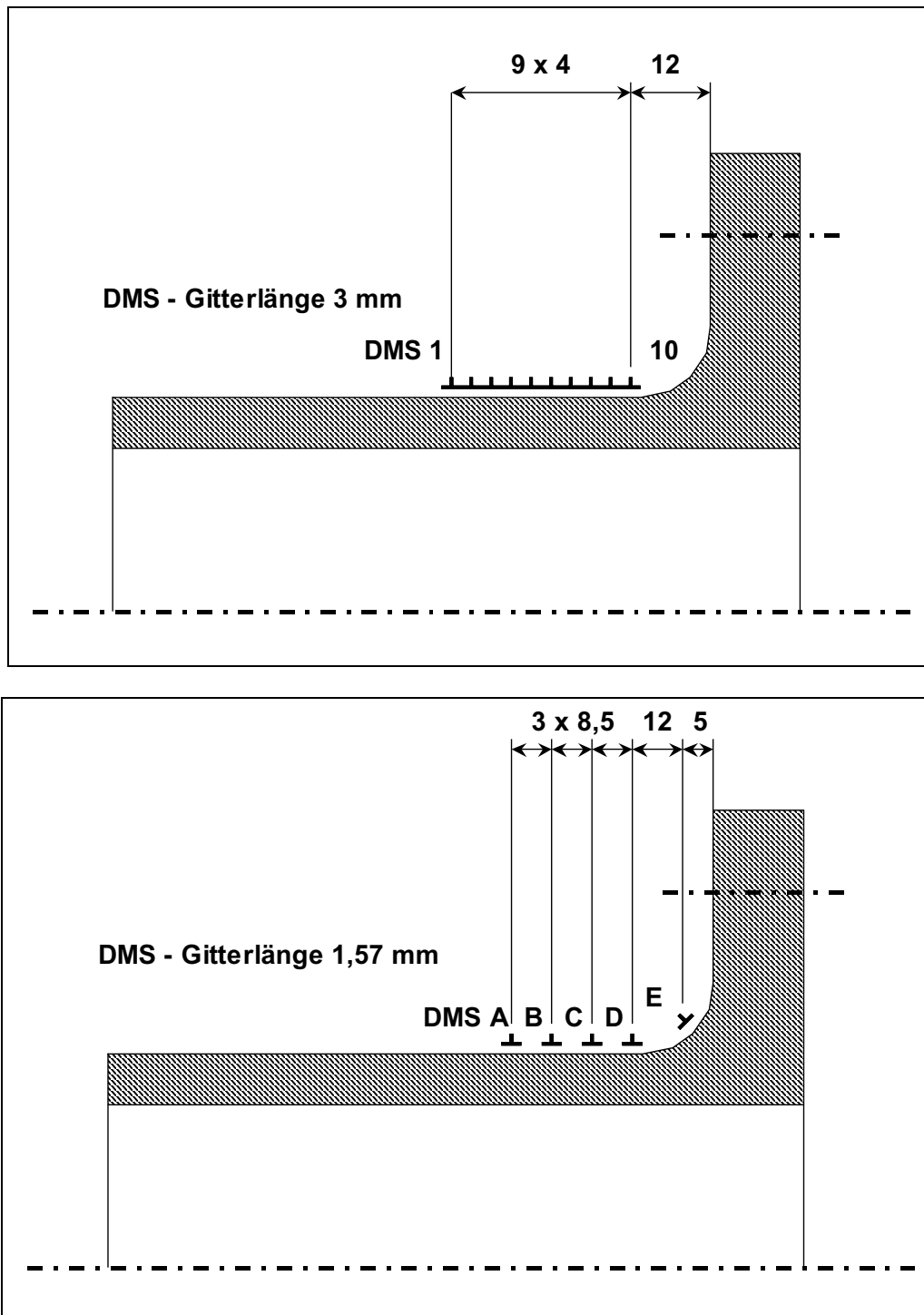


Abb. 102: Messstellenplan Flansch 2

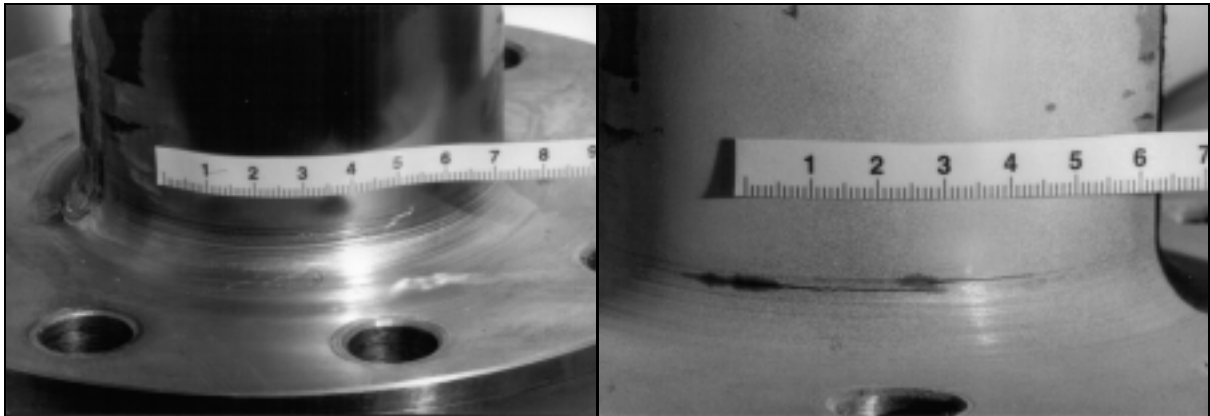


Abb. 103: Riss in der Kerbe - Vorversuch Flansch 2

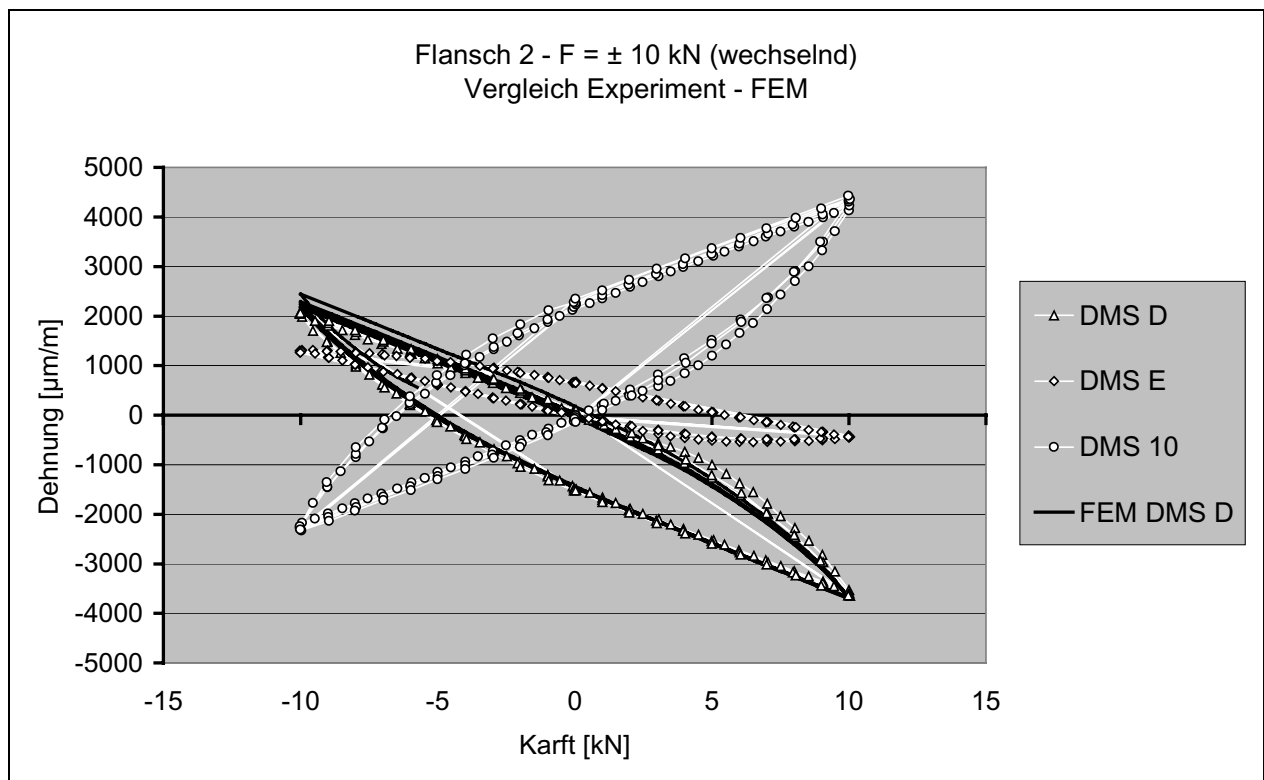


Abb. 104: Flansch 2 - Versuchsergebnisse an den Stellen DMS D, E und 10 und Vergleich mit numerischer Analyse (Stelle D)

Die ECM-Analyse von Flansch 2 zeigt deutlich, dass die Shakedown-Grenze und die Traglast-Grenze für die schwellende Belastung zusammenfallen, d.h. bei Erreichen der Shakedown-Grenze ist man auch bei der Tragfähigkeit des Bauteils

angekommen. Dies erklärt zudem die geringe Lastwechselzahl bis zum Auftreten des ersten Risses (Abb. 103).

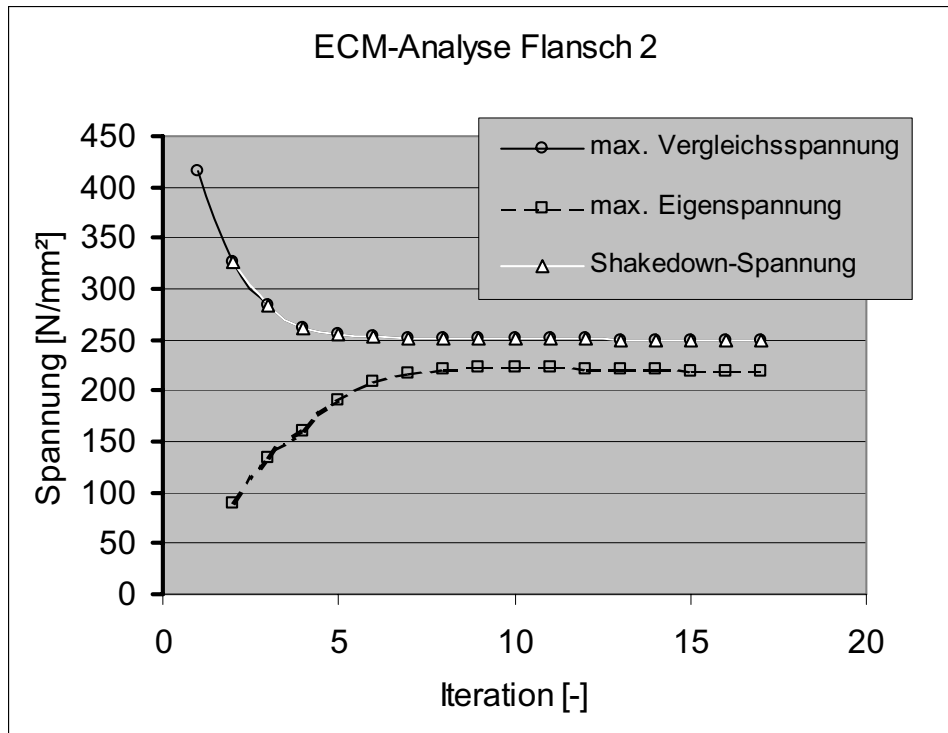


Abb. 105: ECM-Analyse Flansch 2

Der Versuchsaufbau und die Versuchsdurchführung für den Flansch 3 unterscheidet sich nicht von den beiden vorherigen Flansch 1 und Flansch 2. Die Abb. 106 zeigt eine Seite des Flansches mit applizierten DMS-Ketten. Symmetrisch auf der gegenüberliegenden Seite befinden sich identische DMS-Messketten, so dass während eines Versuchs vergleichbare Messwerte erfasst werden können. Die Ergebnisse der beiden gegenüberliegenden DMS-Messketten zeigen sowohl für schwellende als auch wechselnde Beanspruchung nur geringfügige Abweichungen von den numerischen Berechnungsergebnissen (Abb. 107 und Abb. 108). Betrachtet man die höchst beanspruchte Stelle am Übergang vom Rohr zum Flanschkonus, so kann man erkennen, dass die DMS-Messung nur näherungsweise die Beanspruchungsspitze auflösen kann. Der DMS mittelt über seine Messlänge die sich einstellenden Dehnungen. Durch die höhere Diskretisierung der numerischen Berechnung lassen sich relativ nahe an der Kerbe die Beanspruchungen ermitteln (Abb. 107 und Abb. 108).

Aus den Messergebnissen konnte ermittelt werden, dass der DMS 28 im Kerbbereich des Flanschkonus die höchsten Dehnungsamplituden aufweist. In Abb.

109 sind die Dehnungshysteresen der höchstbeanspruchten Stelle (DMS 28) und eines geringer belasteten Messpunkts (DMS 23) dargestellt. Für wechselnde Querkraftbeanspruchung von $F = \pm 10 \text{ kN}$ kann an beiden Stellen das Wandern der Hystereseschleifen beobachtet werden.

Für den Nachweis von Ratcheting im Flansch 3 sind exemplarisch die Dehnungsänderungen unter einer schwellenden Belastung von $F = 12 \text{ kN}$ dargestellt. Die ermittelten Messwerte für die Veränderung der Dehnschwingbreite und der Mitteldehnung sind nur als Orientierungswerte zu betrachten und können den numerischen Berechnungen nur tendenziell gegenübergestellt werden, da bei den Berechnungsergebnissen die Belastungsvorgeschichte der mit unterschiedlichen Kraftniveaus im Vorfeld durchgeführten Versuchsreihen nicht berücksichtigt werden kann. Dennoch zeigt sich tendenziell eine sehr gute Übereinstimmung und die gleichmäßig anwachsende Mitteldehnung lässt in beiden Fällen auf ein ähnliches Dehnungsverhalten mit Ratcheting (progressives Versagen) schließen.

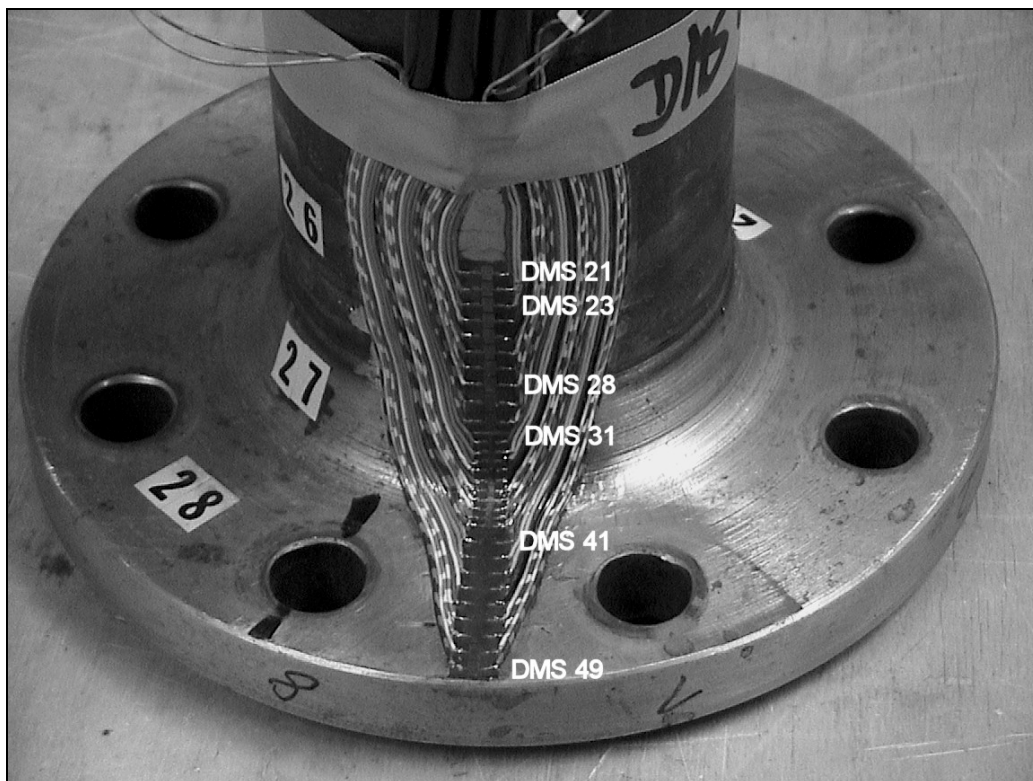


Abb. 106: Applizierte DMS am Flansch 3

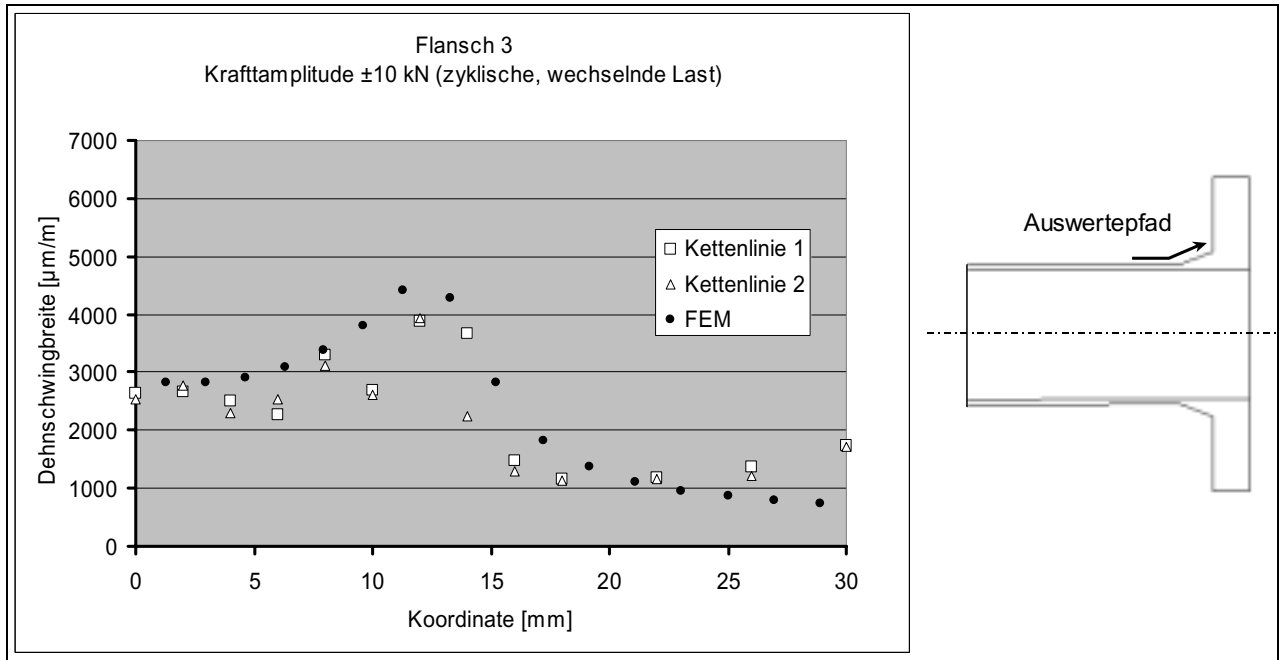


Abb. 107: Messergebnisse - Flansch 3

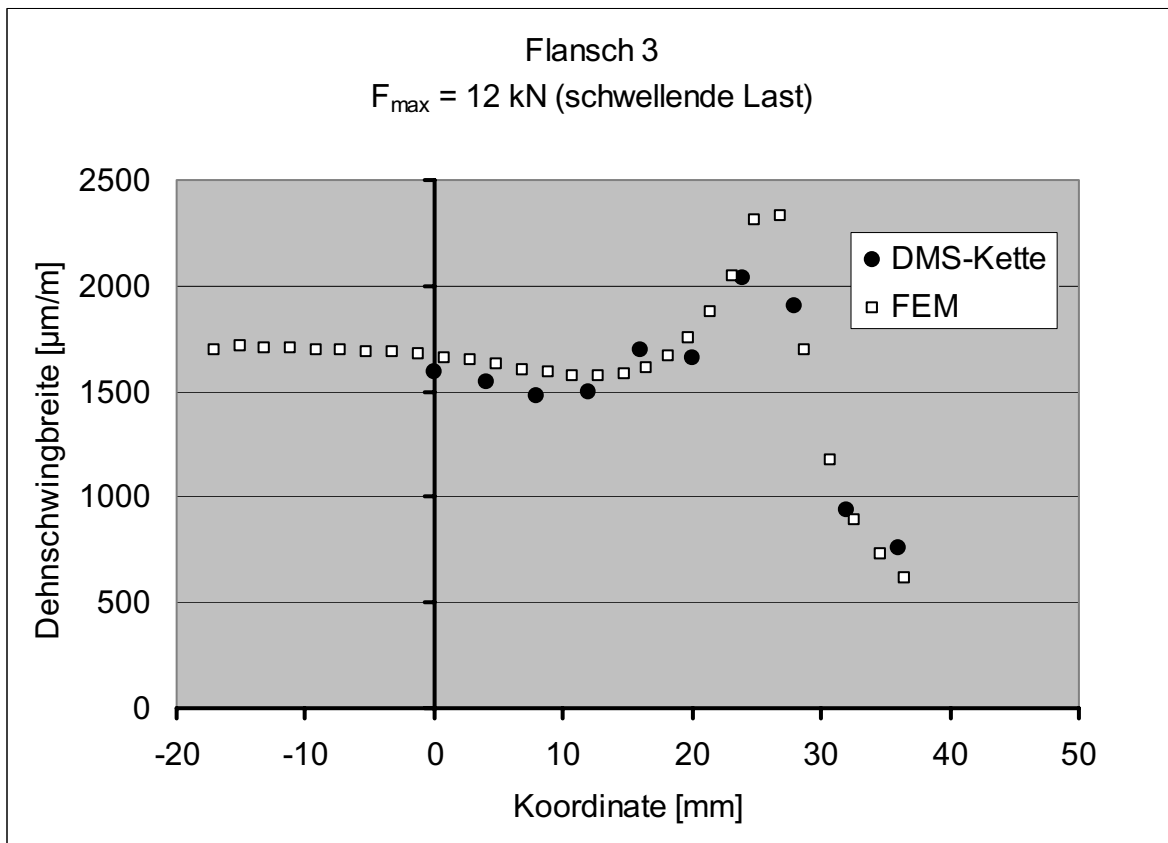


Abb. 108: Messergebnisse - Flansch 3

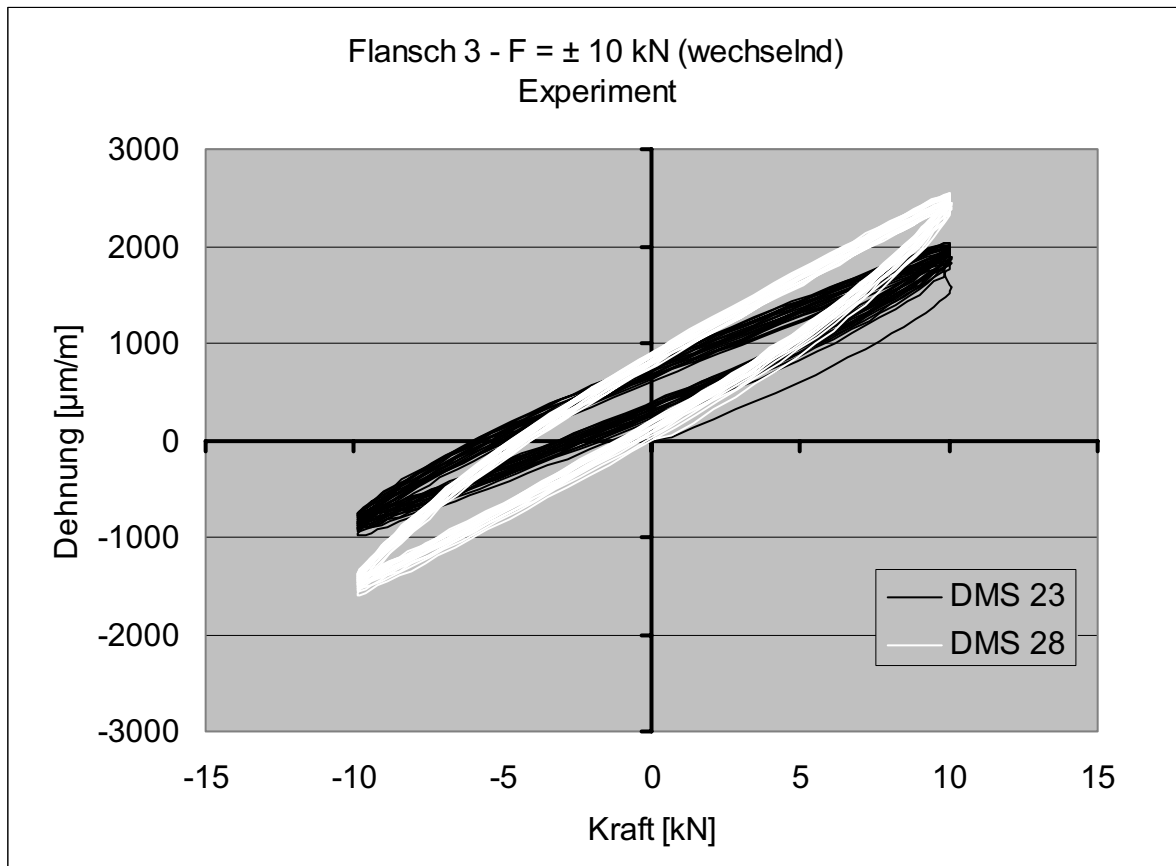


Abb. 109: Dehnungshysteresen von DMS 23 und 28 am Flansch 3

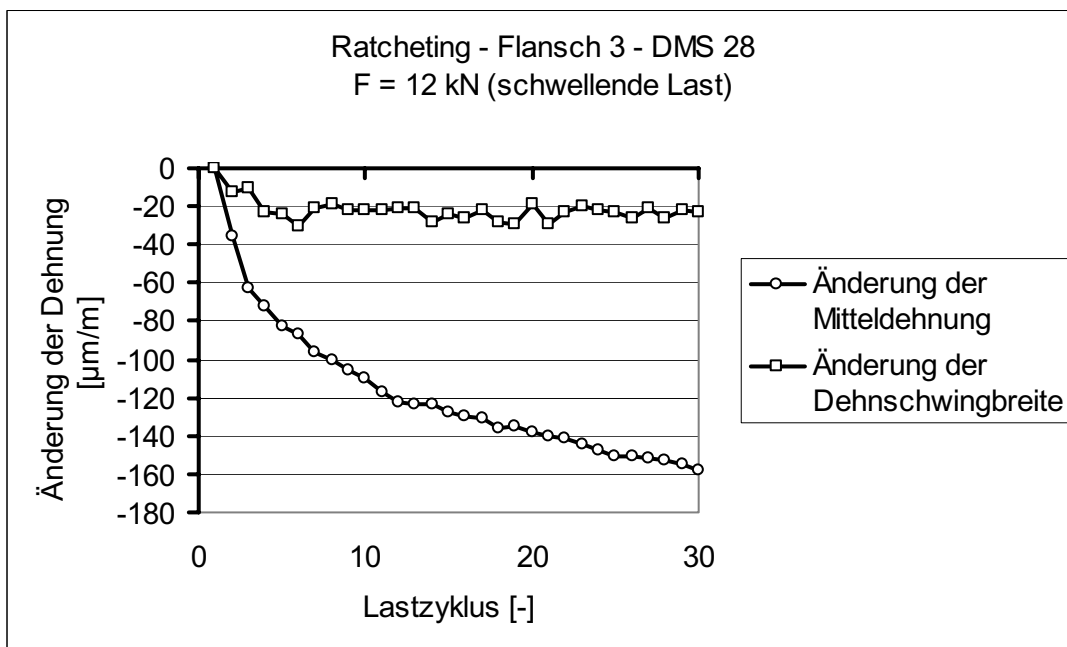


Abb. 110: Experimenteller Nachweis von Ratcheting bei schwellender Belastung am Flansch 3

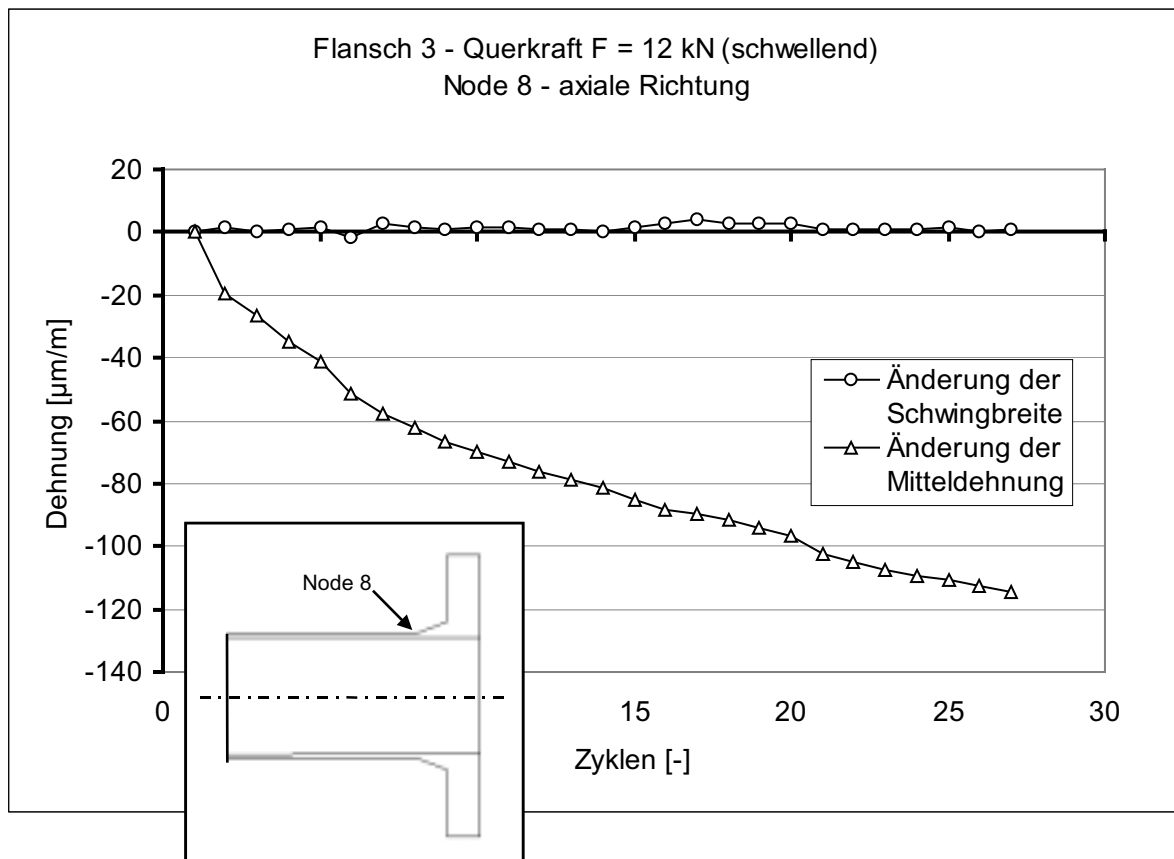


Abb. 111: Numerischer Nachweis von Ratcheting bei schwellender Belastung am Flansch 3

10.2 Prinzipversuch - Rechteckquerschnitt unter zyklischer Momenten- und konstanter Zugbelastung

Bevor Messungen am Versuchsbehälter vorgenommen wurden, sollte an Vorversuchen die Durchführbarkeit der experimentellen und numerischen Shakedown-Analyse über ein breites Lastspektrum, bei der eine Belastung konstant gehalten wird, demonstriert werden. Alle Versuchsdurchläufe wurden an ein und demselben Bauteil vorgenommen, da sich Einspielen unabhängig von der Belastungsvorgeschichte im Bauteil einstellt. Die aus der klassischen Mechanik bekannte Problemstellung „Rechteckquerschnitt unter reiner Biegung und Längszug“ wurde ausgewählt, da in der Literatur analytische Lösungen für Lastgrenzen (Traglast, Shakedown-Grenze) beschrieben sind [100]. Da es sich um ein relativ einfaches Bauteil ohne Kerbstellen handelt, eignet sich dieses Modell insbesondere zur Klärung von grundlegenden Fragestellungen, wie z.B. Ergebnisauswertung, Messaufbau. Außerdem begrenzt sich der Aufwand für die numerischen

Berechnungen des Problems aufgrund der geringen Modellgröße. Die durch den Vorversuch zu klärenden Fragestellungen lauten wie folgt:

- Bestimmung des Shakedown- und Ratcheting-Verhaltens an einem realen Bauteil unter einem definierten Beanspruchungszustand (Biegespannung aus querkraftfreiem Moment, Zugspannung).
- Sammeln von Erfahrungen in der Messung und Auswertung der applizierten DMS (Applikation, Messtechnik, Verdrahtung, Messgerät HOTTINGER MGCPLUS).
- Verhalten der DMS bei zyklischer Belastung und plastischem Werkstoffverhalten.
- Anwendbarkeit des plastischen Werkstoffmodells für Shakedown-Untersuchungen.
- Vergleichbare Belastungsarten (konstante Last: Zugspannung - Behälterinnendruck, zyklische Last: Biegemoment - Stutzenbiegemoment)

10.2.1 Versuchsaufbau

Für den Vorversuch wurde ein Lastrahmen aus zwei Aufspannwinkeln, einer Grundplatte (Aufspannplatte) und der eigens konstruierten Aufnahmevorrichtung aus IPB-Trägern für die Versuchsprobe aufgebaut (Abb. 112). Der Zug in Probenlängsachse wird über einen regelbaren Hydropulszylinder auf die Probe aufgebracht. Ein Kardangelen in Kombination mit einer verschieblichen Lagerung gewährleistet eine querkraftfreie Lastübertragung zwischen Probe und Hydropulszylinder (Abb. 113). Das querkraftfreie Biegemoment wird mit zwei gegenüberliegenden ENERPAC - Mehrzweckzylindern RC-104 (gemäß Datenblatt: maximale Druckkraft von 101,7 kN (max. 10 t, max. 700 bar), Gesamthub 105 mm. Wirksamekolbenfläche 14,5 cm²), die über ein Hydraulikaggregat mit Innendruck beaufschlagt werden, wechselseitig auf das Bauteil eingeleitet. Die Ansteuerung der Hydraulikzylinder erfolgt über einen Hydraulik-Dreiwegehahn. Um die axiale Verschiebung der Probe nicht zu behindern, werden die Kräfte aus den Hydraulikzylindern über eine nicht permanent anliegende Lastgabel eingeleitet. Die Breite der Lastgabel beträgt 50 mm. Der Hebelarm des Biegemoments besitzt eine Länge von 48 mm. Als Gegenlager für die Kräfte aus den Mehrzweckzylindern

dienen zwei Flachstähle (Abb. 113). Die auf die Lastgabel wirkende Kraft wurde über einen Druckaufnehmer P6A (max. 100 bar, Fa. HOTTINGER) aufgenommen und steht als Druckwert für die Auswertung zu Verfügung. Das Druckausgangssignal, die Kraft bzw. der Weg des Hydropulszylinders und die DMS-Messstellen wurden mit dem Messgerät MGCPLUS aufgezeichnet.

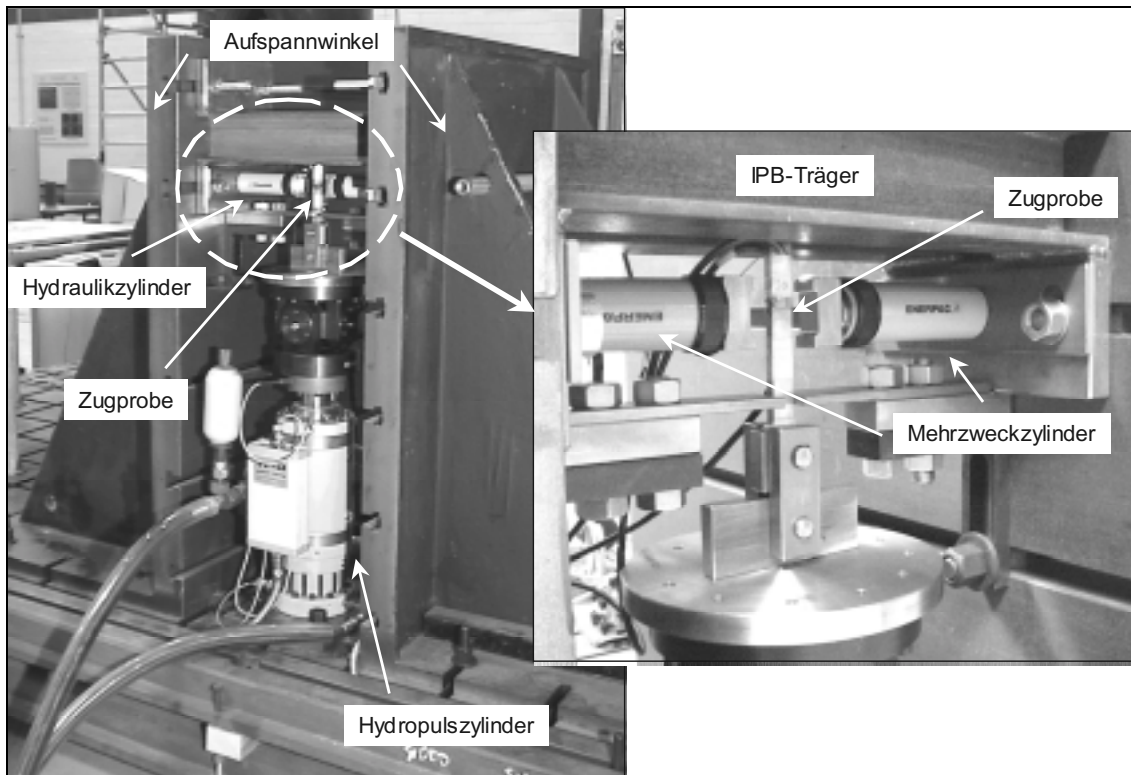


Abb. 112: Vorversuch Rechteckquerschnitt unter Momenten- und Zugbelastung

Durch die gewählte Anordnung wurde erreicht, dass sich im Bereich zwischen den Lasteinleitungspunkten der Lastgabel ein konstanter Biegemomentenverlauf ohne Querkraftanteil einstellt (Abb. 113). Die auf die Lastgabel wirkende Kraft berechnet sich mit der wirksamen Kolbenfläche von $14,5 \text{ cm}^2$ und dem Hydraulikdruck mit folgender Beziehung:

$$F = p_{\text{Hydraulikzylinder}} \cdot A_{\text{Kolben}} = p_{\text{Hydraulikzylinder}} \cdot 1450 \text{ mm}^2 \quad (46)$$

Das auf den Querschnitt wirkende Biegemoment berechnet sich demnach mit folgender Zahlenwertgleichung:

$$M_b = \frac{F}{2} \cdot l = \frac{P_{\text{Hydraulikzylinder}} \cdot 1450 \text{ mm}^2}{2} \cdot 48 \text{ mm} =$$

$$= P_{\text{Hydraulikzylinder}} (\text{bar}) \cdot 3480 [\text{Nmm}] \quad (47)$$

Der 300 mm lange Prüfling (Abb. 113, Abb. 114) weist einen Querschnitt von 200 mm² auf und ist aus dem Werkstoff C 22.8 (Werkstoff - Nr. 1.0460) gefertigt. In der Mitte der Probe sind zwei DMS-Ketten an der Stirnseite und zwei Einzel-DMS an den Außenseiten appliziert (Abb. 114). Die Befestigung des Zugstabs durch zwei bewegliche Bolzen an den Enden gewährleistet ein Verdrehen der Lagerung.

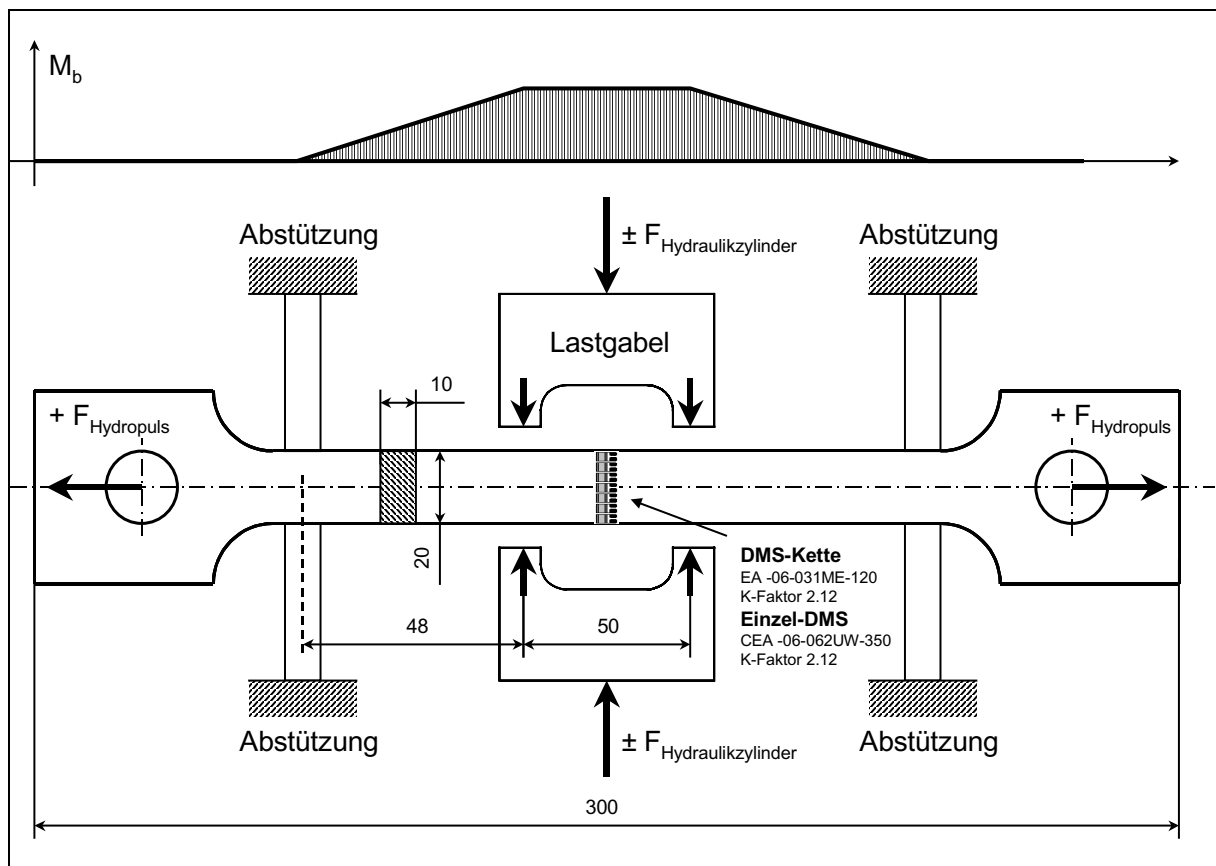


Abb. 113: Prinzipskizze Vorversuch Rechteckquerschnitt

Die in Längsrichtung der Stabachse resultierende Zugspannung berechnet sich über die Zugkraft des Hydropulszylinders:

$$\sigma_z = \frac{F_{\text{Hydropuls}}}{A_{\text{Rechteckquerschnitt}}} = \frac{F_{\text{Hydropuls}}}{20 \cdot 10 \text{ mm}^2} = \frac{F_{\text{Hydropuls}}}{200 \text{ mm}^2} \quad (48)$$

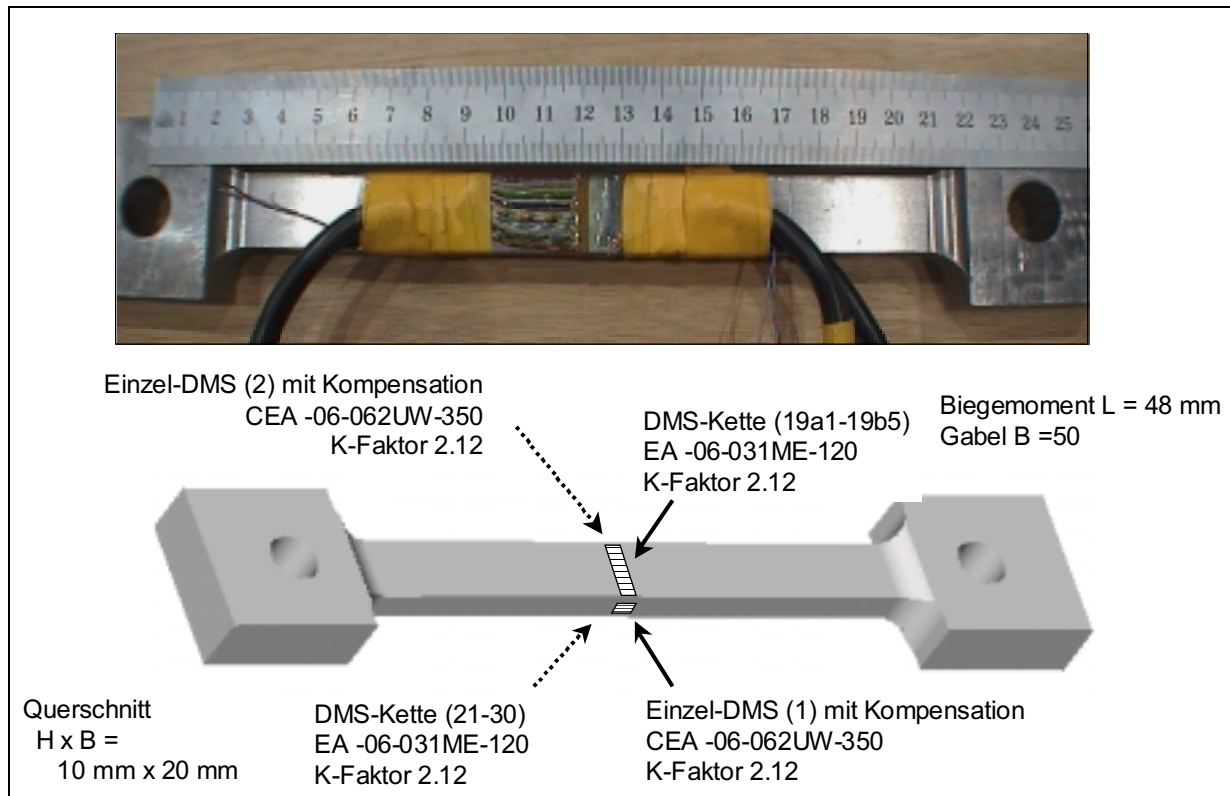


Abb. 114: Applizierte DMS am Probekörper Biegestab

10.2.2 Versuchsdurchführung und Ergebnisse am Rechteckquerschnitt

Um ein Interaktionsdiagramm für die experimentelle Shakedown-Grenze zu erstellen, wird der mit Dehnungsmessstreifen applizierter Biegestab in einer Versuchsreihe unter Variation der Zuglast und des Biegemoments belastet. Die Experimente wurden bei konstanter Axialkraft und zyklisch wechselndem Biegemoment vorgenommen.

Die Versuchsdurchführung gestaltet sich auf folgende Weise:

- Vor Versuchsbeginn wird der benötigte Axialzug mit dem Hydropulszylinder auf die Probe aufgegeben.
- Das Biegemoment wird durch Erhöhen des Drucks in der Hydropulsanlage und an einem der angeschlossenen Hydraulikzylinder bis zum gewünschten Wert aufgebracht.
- Nach einer Haltezeit von einigen Sekunden, bis sich keine Veränderungen in den Messwerten ergeben, wird der Druck im Mehrzweckzylinder wieder auf Null gesenkt.

- Mit Hilfe eines Dreiwegehahns wird die Hydraulikleitung für den gegenüberliegenden Zylinder geöffnet, und der oben beschriebene Vorgang wiederholt sich, bis ca. 20 Zyklen gemessen sind.

Nach erfolgter Auswertung der höchstbelasteten DMS durch Auftragen der Mitteldehnungs- und der Dehnschwingbreitenänderung kann beurteilt werden, ob Elastizität, Shakedown- oder Ratcheting-Verhalten vorliegt. Ausgewertet wurde die DMS-Kette an der Stirnseite der Probe (DMS 19a1 bis 19b5) hinsichtlich Dehnungsverlauf über den Probenquerschnitt (Abb. 115), Bauteilfließverhalten (Abb. 116) und einsetzendes Ratcheting (Abb. 119). Die experimentell ermittelten Dehnungszuwächse wurden mit numerischen Berechnungen des Rechteckquerschnitts verglichen. Dabei wurde das in Kapitel 9 beschriebene Werkstoffmodell mit dem Parametersatz von C22.8 verwendet (Abb. 88). Die Übereinstimmung zwischen Berechnung und Versuch waren von sehr guter Qualität. Insbesondere bei der Bauteilfließkurve (Abb. 116) ergab sich ein nahezu identischer Verlauf, was auf eine äußerst treffende Materialmodellierung schließen lässt. Als weitere Beispiele für die guten Übereinstimmungen sind die Ergebnisdiagramme der Dehnungsänderungen (Abb. 117, Abb. 118, Abb. 119, Abb. 120, Abb. 121 und Abb. 123) bei 30 kN Axialzug dargestellt. Aus numerischen und experimentellen Analysen kann man eine vergleichbare Shakedown-Grenze zwischen 40 und 50 *bar* Innendruck im Mehrzweckzylinder ableiten. Eine Umrechnung des Innendrucks auf ein wirksames Biegemoment lässt sich mit Formel (47) vornehmen.

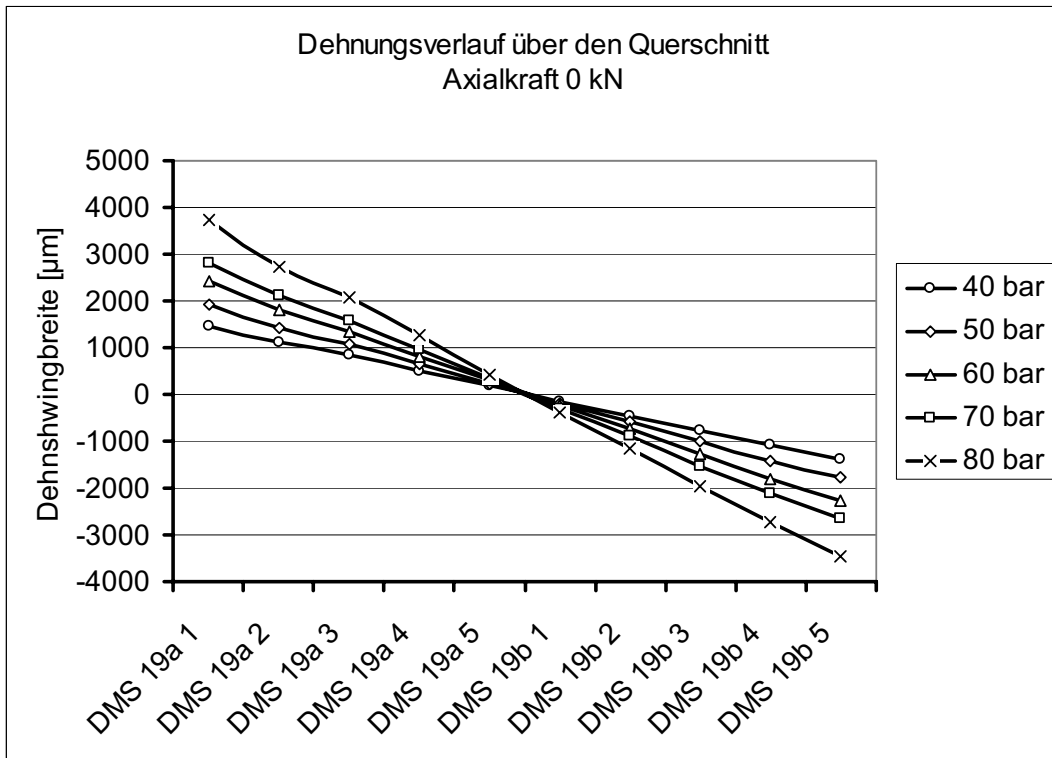


Abb. 115: Dehnungsverlauf an der Stirnseite des Rechteckquerschnitts (Experiment)

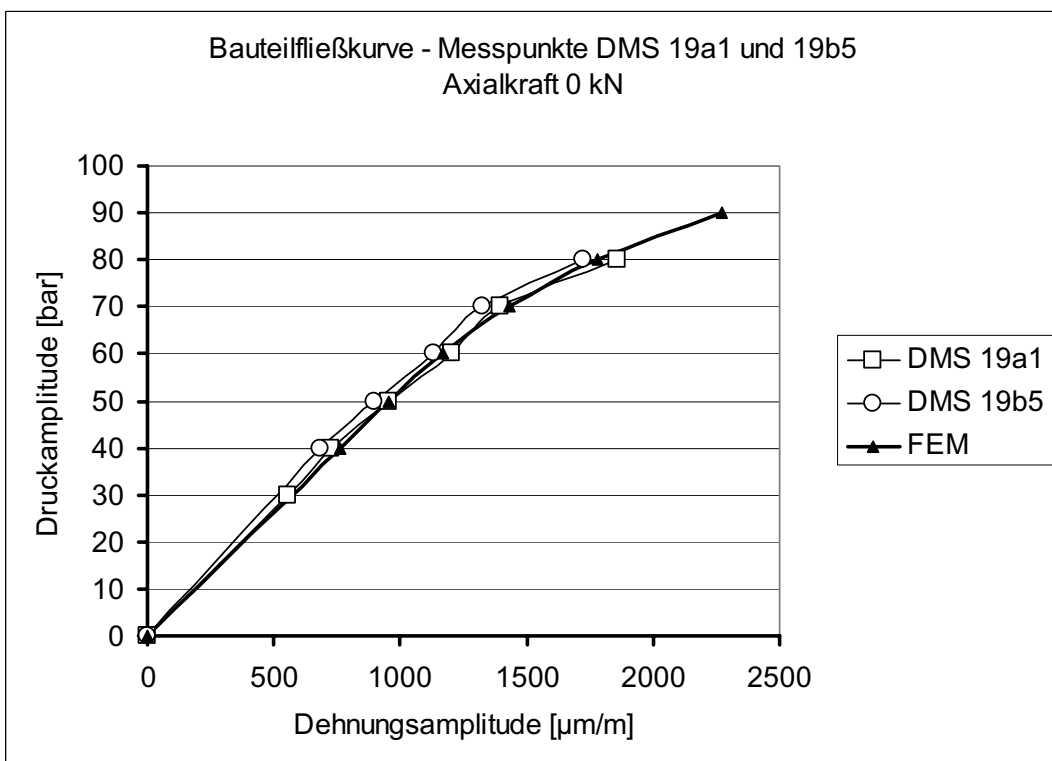


Abb. 116: Vergleich der Bauteilfließkurven für den Rechteckquerschnitt ohne Zuglast

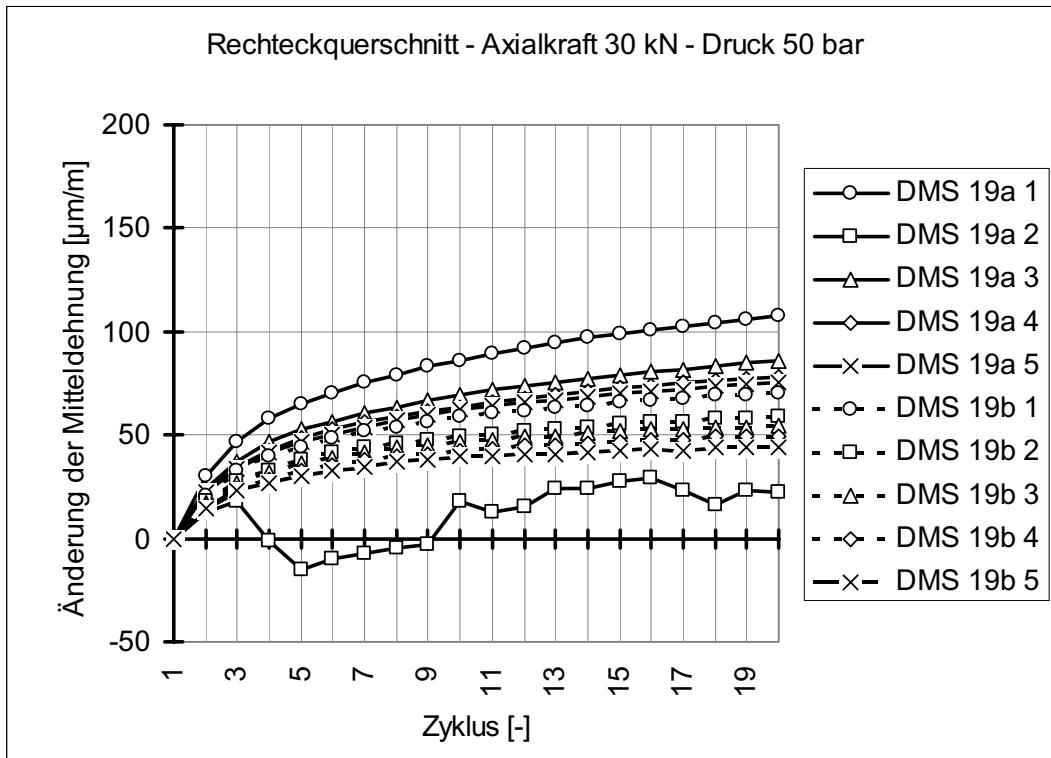


Abb. 117: Veränderung der Mitteldehnung (Experiment) - Ratcheting

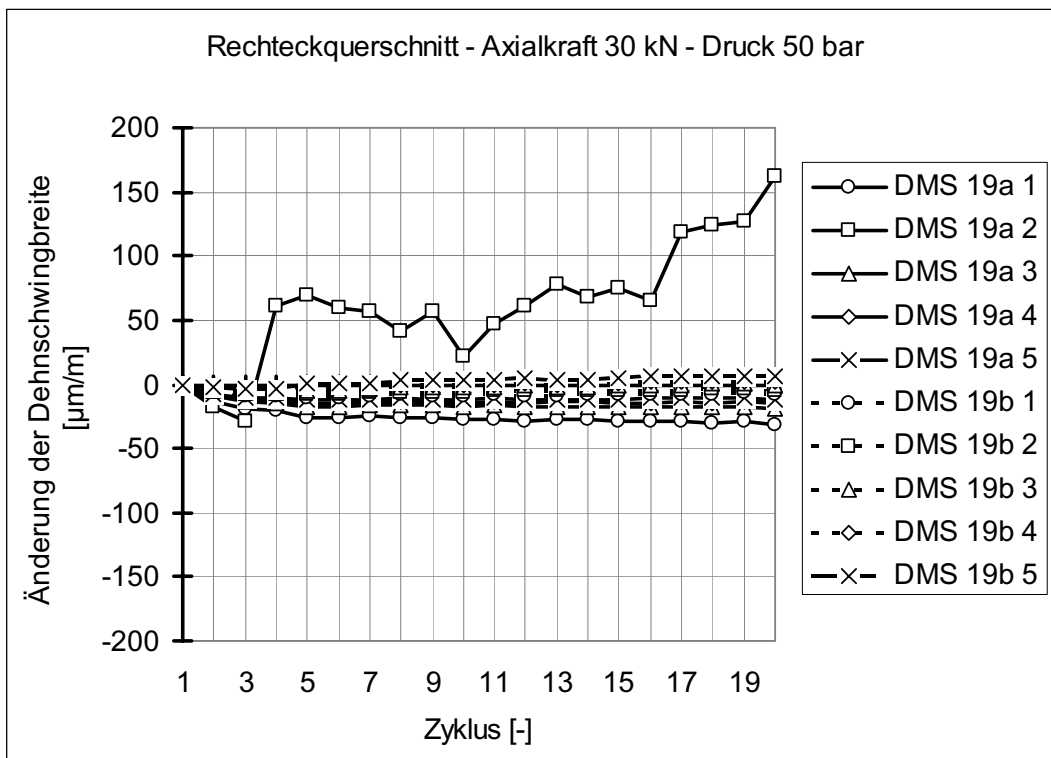


Abb. 118: Veränderung der Dehnschwingbreite (Experiment)

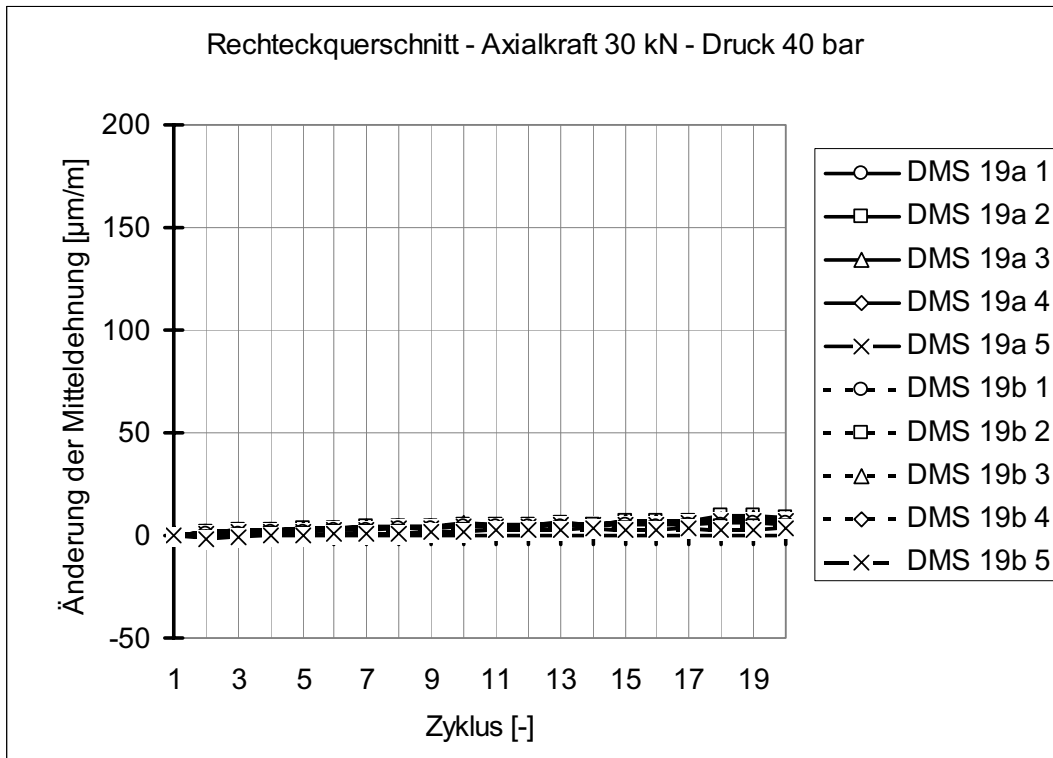


Abb. 119: Keine Veränderung der Mitteldehnung (Experiment) - Shakedown

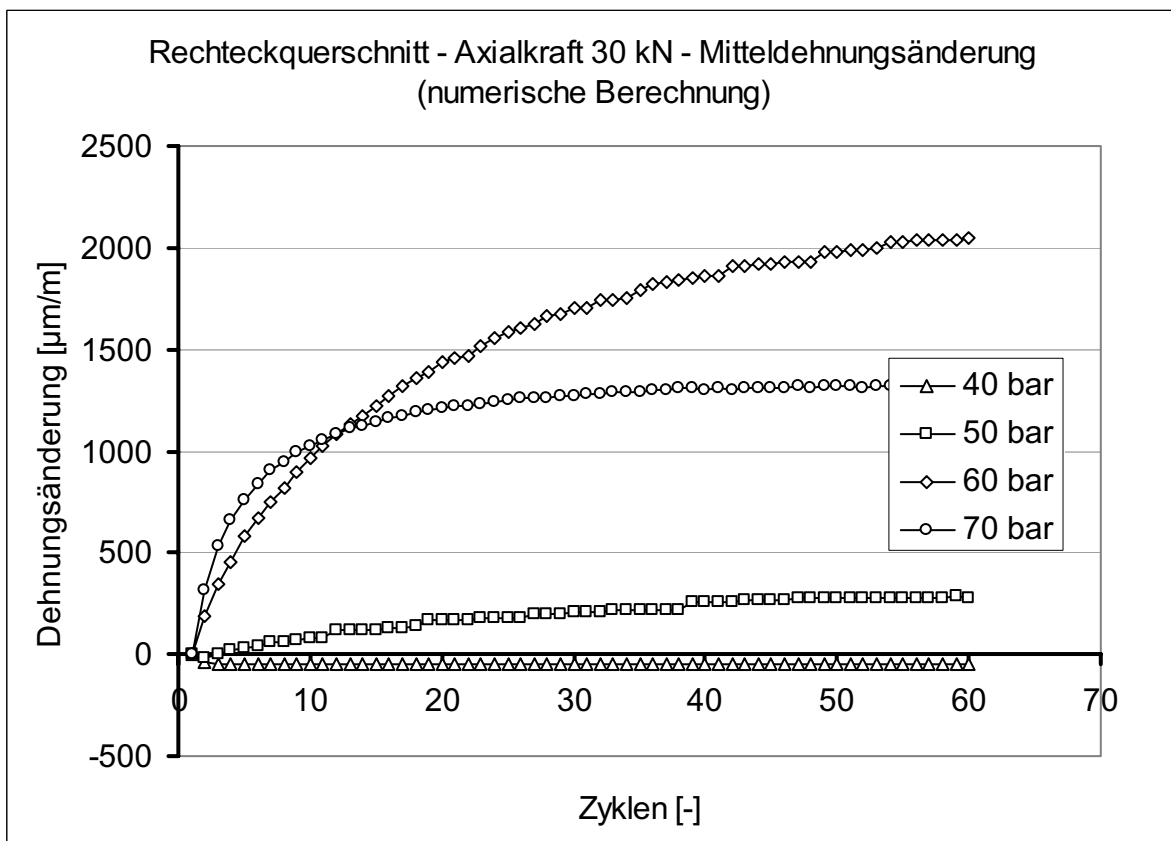


Abb. 120: Veränderung der Mitteldehnung (FEM)

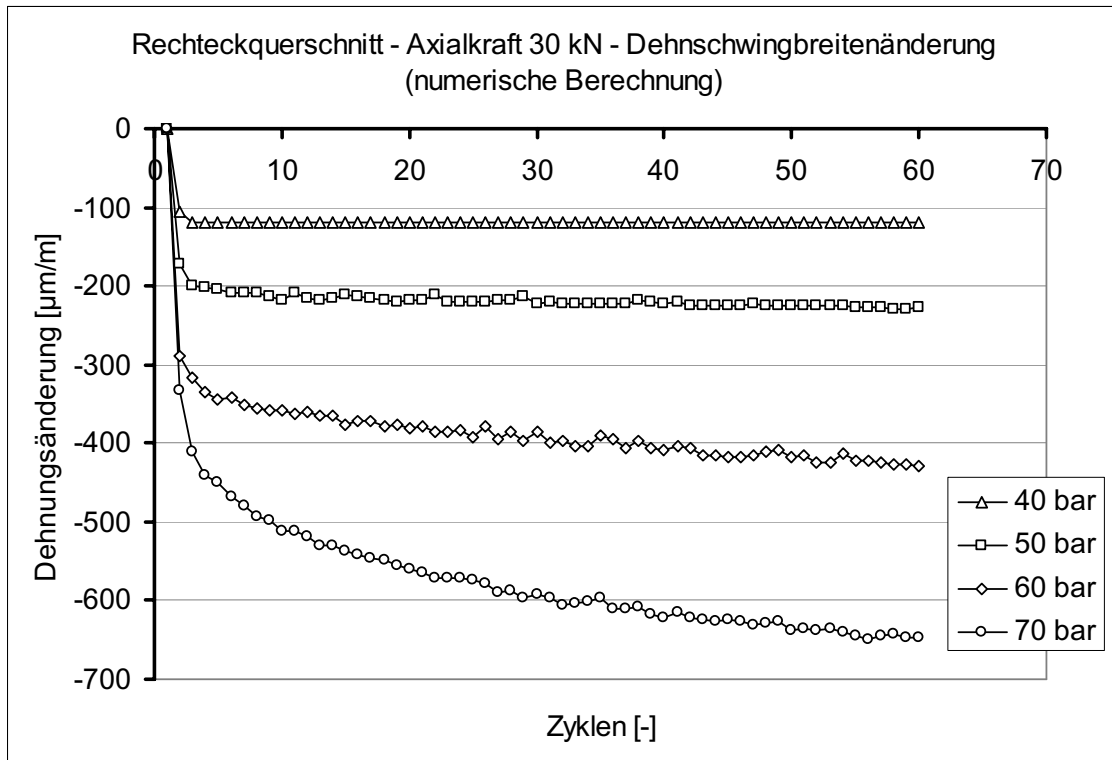


Abb. 121: Veränderung der Dehnschwingbreite (FEM)

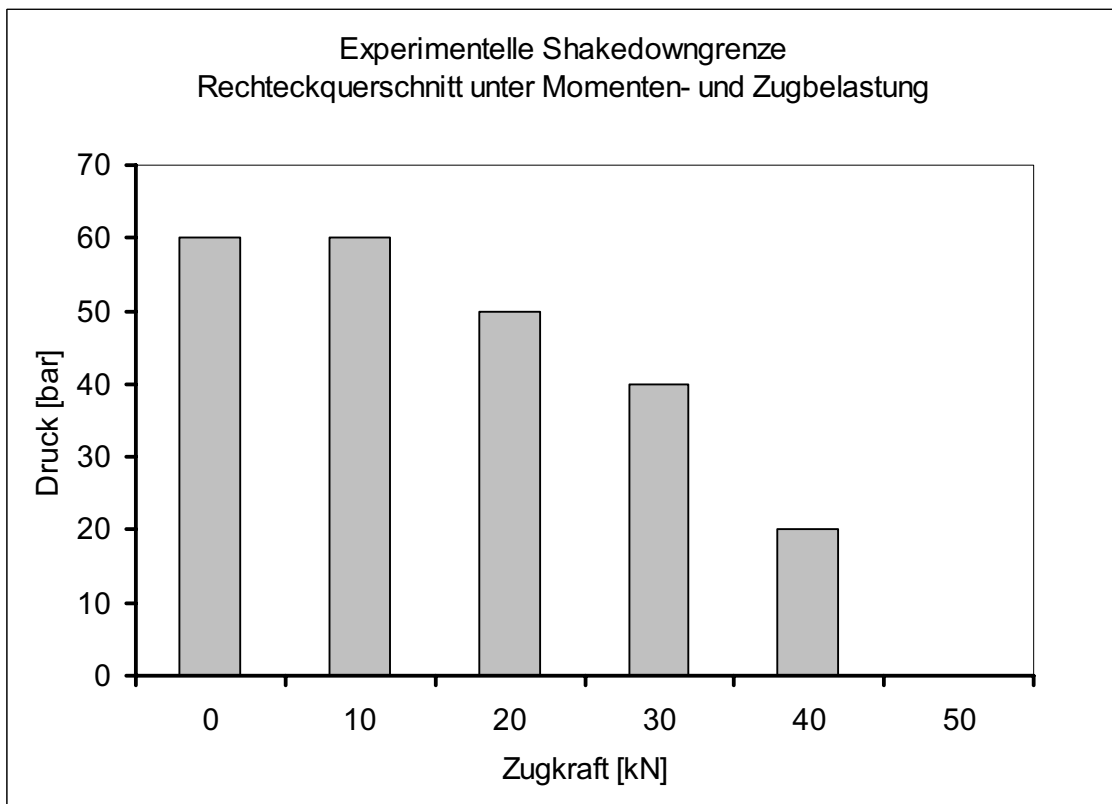


Abb. 122: Interaktionsdiagramm Rechteckquerschnitt unter konstanter Zug- und wechselnder Biegebeanspruchung

Zur Festlegung der Shakedown-Grenze wurden Experimente bei den Zuglaststufen 0, 10, 20, 30 und 40 kN durchgeführt und die daraus resultierenden Dehnungsänderungen gemessen. Wertet man die zahlreichen Versuche bei unterschiedlichen Lastkombinationen aus, ergibt sich das in (Abb. 122) dargestellte Interaktionsdiagramm. Normiert man den Ordinatenwert von 60 bar mit der elastischen Grenzlast aus der Bauteilfließkurve (Abb. 116), so ergibt sich ein Wert von etwa eins, d.h. ohne Zuglast fällt die elastische Grenze wie in der theoretischen Betrachtung (Abb. 27) mit der Shakedown-Grenze zusammen. Im Vergleich zu den theoretischen Werten (Abb. 27) ergibt sich damit sowohl quantitativ im Maximalwert als auch qualitativ im Grenzkurvenverlauf (erst konstant, dann linear abfallend auf Null) eine sehr gute Übereinstimmung.

Zur Veranschaulichung der stark zunehmenden Dehnungsänderung von Ratcheting bei einer wechselnden Drucklast von 60 bar und einem axialen Zug von 20 kN sind in Abb. 123 die numerisch berechneten Hysteresekurven an den hoch beanspruchten Proben- bzw. Modellaußenseiten aufgezeigt.

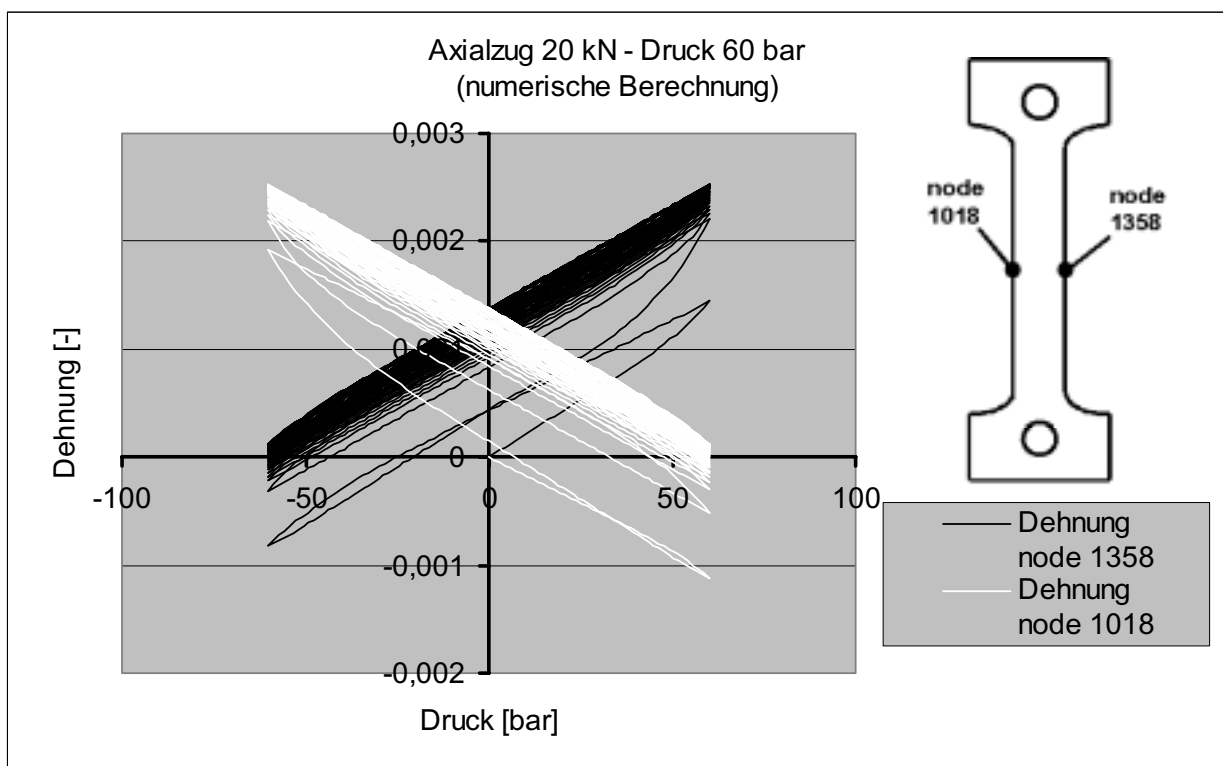


Abb. 123: Dehnungshysteresen an den hoch beanspruchten Probenaußenseiten

11 Shakedown-Analysen von Stützen

11.1 Photostress-Methode - Spannungsoptischer Versuch am Stützen

Mit Hilfe des Oberflächenschichtverfahrens ist es möglich, nicht nur punktförmig Informationen über die Bauteilbeanspruchung zu erhalten, sondern ein sichtbares Bild der Dehnungsverteilung an der Oberfläche des Bauteils zu ermitteln und die höchst beanspruchten Stellen am Bauteil zu lokalisieren [47][48]. Mit Unterstützung der Firma MEASUREMENTS GROUP MESSTECHNIK GmbH konnten die spannungsoptischen Experimente durchgeführt werden. Die Firma stellte für einen begrenzten Zeitraum ein Reflexionspolaroskop zur Auswertung der spannungsoptischen Versuche zur Verfügung. Die Foto- und Filmaufnahmen der spannungsoptischen Versuche wurden mit einer digitalen DV-Camera Sony PC100 aufgezeichnet.

Durch die Anwendung des spannungsoptischen Oberflächenschichtverfahrens am Stützen DN 500 DN 150 45° konnten an der Behälteraußenseite die Orte der höchsten Beanspruchung unter Innendruck und Momentenbelastung ermittelt werden. Für die zur Shakedown-Untersuchung notwendigen DMS-Messungen applizierte man die Dehnmessstreifen in Abstimmung mit FEM - Vorausberechnungen an diesen lokalisierten Bereichen. Wegen des Einflusses der Oberflächenkrümmung und der auftretenden plastischen Dehnungen wurden die Versuchsergebnisse ausschließlich einer qualitativen Bewertung unterzogen. Quantitative Aussagen an Bauteilen lassen sich bei spannungsoptischen Untersuchungen lediglich im elastischen Bereich treffen.

Anfangs wurde eine Araldit-Platte mit der Abmessung 200 x 200 mm auf einer ebenen Gussplatte mit einer gleichmäßigen Schichtdicke von ca. 2 mm ausgegossen und im noch verformbaren Zustand an der spitzwinkligen Seite des 45°-Stützens aufgeklebt (Abb. 124). Die Ränder der Gussplatte mussten ausreichend mit Araldit-Klebstoff versehen werden, um ein Eindringen von Luft unter die Platte und ein Abheben während der Aushärtung zu verhindern. Die Fixierung der Aralditplatte für den Aushärtevorgang erfolgte zusätzlich durch Anbringen von elastische Bandagen.

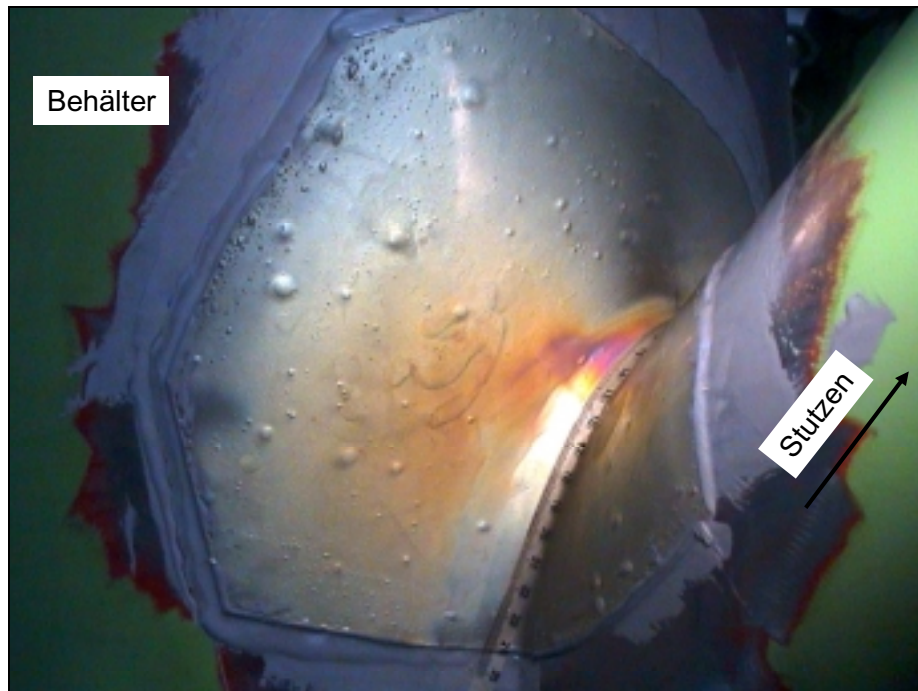


Abb. 124: Spannungsoptischer Vorversuch Stützen DN 500 DN 150 45°

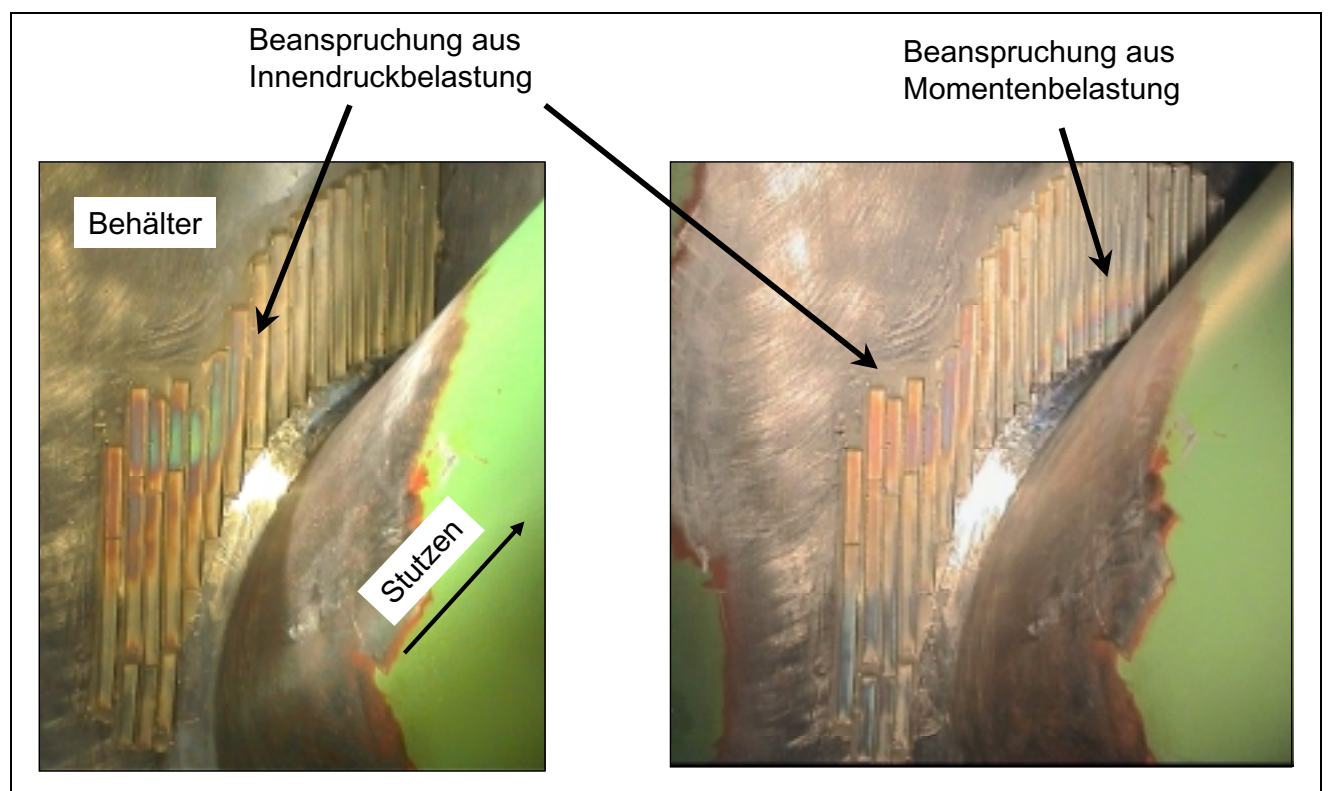


Abb. 125: Überlagerte Beanspruchung aus Innendruck und Biegemoment

Als problematisch erwies sich bei der Versuchsdurchführung die Haftung der spannungsoptischen Aralditschicht. Unter Belastung des Stützens löste sich sowohl am Rand als auch im Schweißnahtbereich die Klebung der flächig angebrachten

Aralditplatte. Um dennoch aussagekräftige spannungsoptische Versuchsergebnisse zu erhalten und den zeitlichen und finanziellen Aufwand zu begrenzen, ging man auf eine unkritischere Applikationsvariante zur Visualisierung der maximalen Beanspruchung im Verschneidungsbereich des Stutzens über. Es wurden aus ebenen Araldit-Platten Streifen von ca. 5 mm Breite herausgetrennt, die in axialer Richtung auf den Behälter um den Schweißnahtbereich aufgeklebt wurden (Abb. 125). Ein Ablösen der Schicht trat nach dem getrennten Aufkleben von Aralditstreifen nicht mehr auf. Da die aufgeklebten Aralditstreifen einen hohen Randeinfluss aufweisen, konnten die Versuche nur als Orientierung für die DMS-Applikation verwendet werden. Dennoch erwiesen sich die spannungsoptischen Versuche als recht nützliche Hilfestellung für die Positionierung der Dehnmessstreifen. Da das zur Versuchsauswertung notwendige Reflexionspolaroskop lediglich für einen begrenzten Zeitraum zur Verfügung stand, konnten keine weitere Stutzengeometrien spannungsoptisch untersucht werden. Es erscheint trotzdem als sinnvoll und zweckmäßig, weitere spannungsoptische Versuche durchzuführen, um das Fachwissen bei Applikation, Versuchsdurchführung und Ergebnisinterpretation an komplexen Oberflächengeometrien zu erweitern.

11.2 Versuchsbehälter DN 500 mit Stutzen

Experimentelle Untersuchungen an realen Bauteilen ermöglichen die systematische Optimierung von FE-Modellen und die Validierung von Berechnungsergebnissen. Um den finanziellen und experimentellen Aufwand für die Experimente und den Versuchsaufbau in einem akzeptablen Rahmen zu halten, wurden die Untersuchungen nicht an separaten Prüflingen, sondern an einem nach industriellen Gesichtspunkten konzipierten Behälter (Abb. 126) vorgenommen. In diesen Behälter mit einem Nenndurchmesser von DN 500 sind Stutzen mit unterschiedlichem Durchmesser und Stutzenwinkel eingeschweißt. Da alle Stutzen identische Konstruktionen aufweisen, sind keine Abweichungen bei der Stutzenausführung wegen unterschiedlicher Materialchargen oder Fertigungsverfahren zu erwarten. Aus der umfangreichen Variantenvielfalt von Stutzenanschlüssen wurde die gebräuchlichste und für Beanspruchungen problematischste Geometrie ausgewählt, bei der das Anschlussrohr innen bündig in den Zylinderschuss eingeschweißt ist. Die Kräfte bzw. Momente werden über die an die Rohrenden angeschweißten DIN-Flansche eingeleitet (Abb. 126). In Anlehnung an praktische Einsatzbedingungen

wurde bei den Experimenten am Druckbehälter DN 500 der Innendruck konstant gehalten. In der folgenden Auflistung sind die am Versuchsbehälter angebrachten Stutzenanschlüsse zusammengestellt.

Versuchsbehälter Ø 500 mm (DN 500)	radiale Stutzen	schräge Stutzen
	DN 100 x 90°	DN 100 x 45°
		DN 100 x 60°
	DN 150 x 90°	DN 150 x 45°
	DN 200 x 90°	DN 200 x 45°

Tab. 6: Am Versuchsbehälter angebrachte Stutzen zur Durchführung der Shakedown-Ratcheting-Versuche

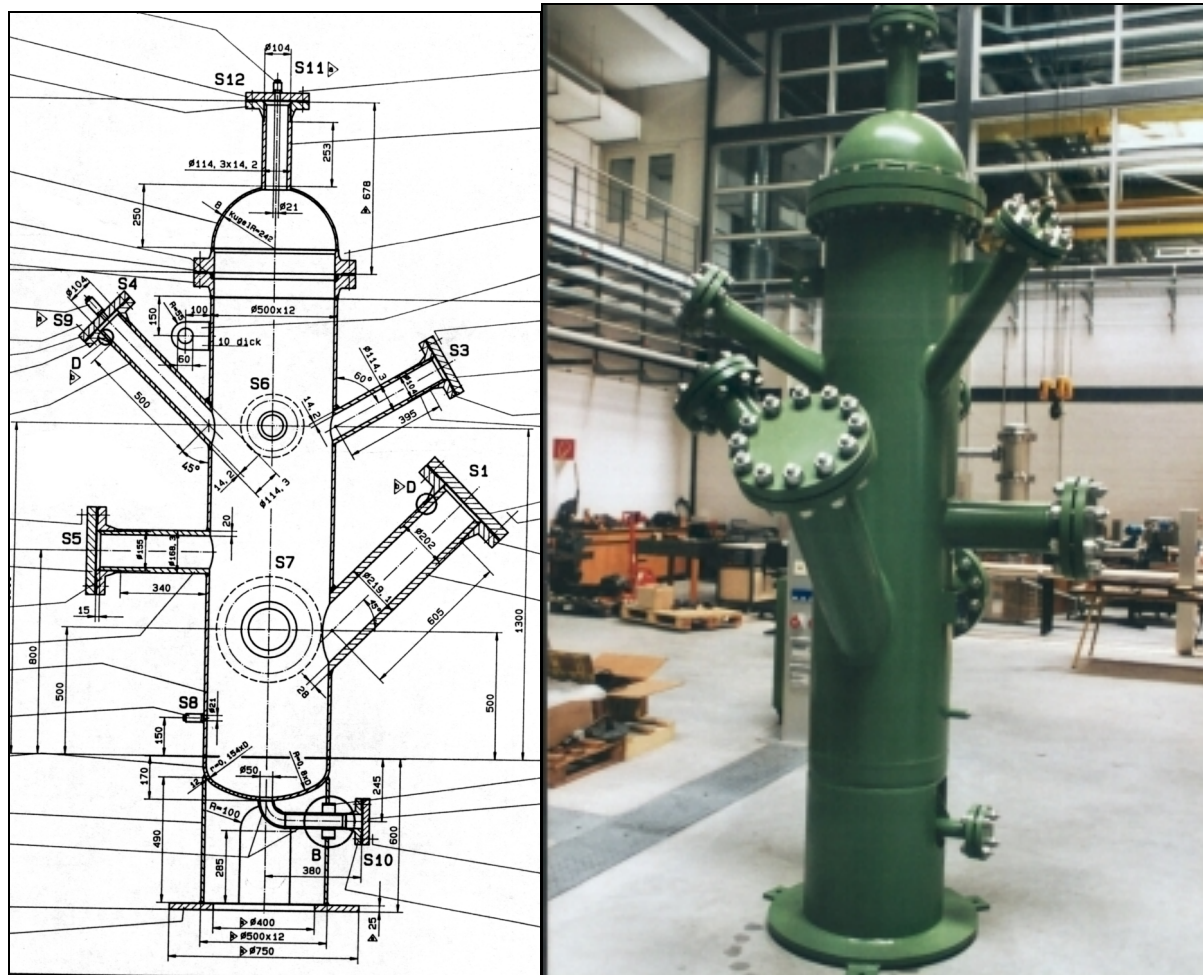


Abb. 126: Versuchsbehälter DN 500

Bei der Auswahl der Behälter- und Stützensnennweiten wird ein breiter Bereich von Abmessungen abgedeckt, so dass eine FE-Parameterstudie in ausreichendem Maße verifiziert werden kann. Zusätzlich lassen sich Vergleiche zwischen rechtwinkligen und schrägen Stützen durchführen.

Um die gegenseitige Beeinflussung der Stützen am Versuchsbehälter möglichst gering zu halten, wurden die Stützen über dem Behältermantel derart angeordnet, dass sie einen möglichst großen Abstand voneinander besitzen. Dies wurde durch eine entsprechende Abklinglänge a_0 sichergestellt, die nach folgender Formel berechnet wurde (in Anlehnung an [126]).

$$a_0 = f \cdot \sqrt{(D_i + S) \cdot S} \quad \text{mit } f = 1,5 \quad (49)$$

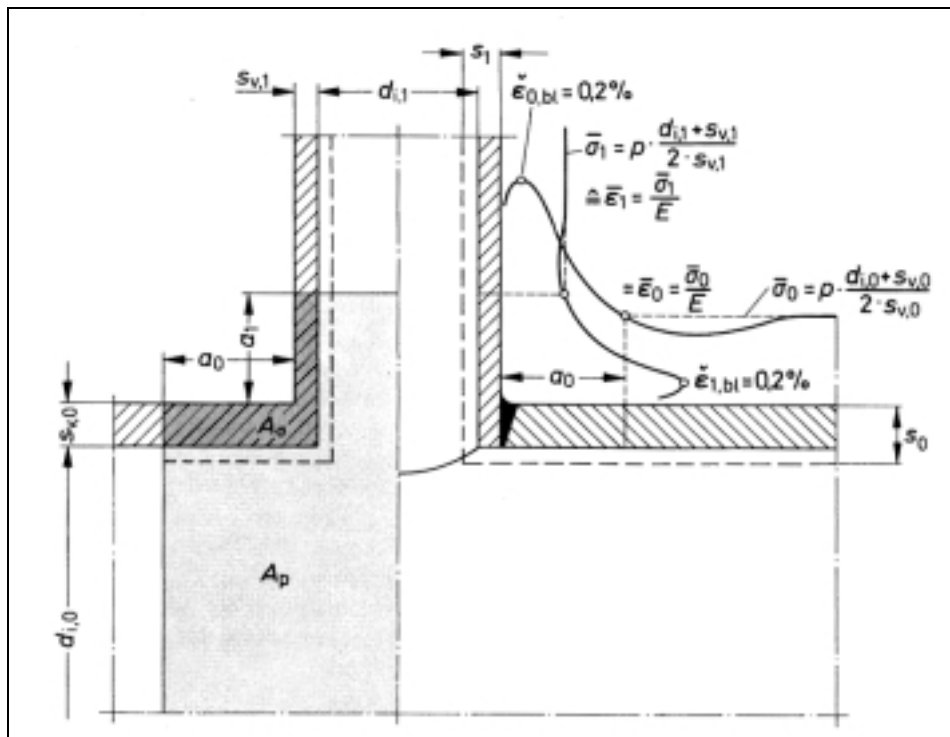


Abb. 127: Spannungsverteilung und Kräftegleichgewicht an einem zylindrischen Abzweig (aus [126])

Bei dem Versuchsbehälter DN 500 handelt es sich um einen Druckbehälter mit 405 l Volumen, ausgelegt auf 60 bar Betriebsdruck und einer Betriebstemperatur zwischen -10 und +200°C. Der Behälter ist aus III Kesselblech (P 265 GH) gefertigt, für die Stützen wurde St 52 und für die Flansche C.22.8 verwendet. Als Betriebsstoff ist Wasser vorgesehen. Der Außendurchmesser des Mantels beträgt $D_a = 500 \text{ mm}$; die Behälterwandstärke $S = 12 \text{ mm}$. An diesem wurden in Winkeln zwischen 45 und 90°

zur Zylinderachse die sieben Stutzen eingeschweißt. Der Zylinderschuss wird einerseits durch einen Klöpperboden abgeschlossen, welcher mit einer 400 mm hohen Standzarge verschweißt ist, die wiederum auf einem Bodenring befestigt ist. Zentral im Boden ist ein um 90° abgewinkelter Befüllungsstutzen (DN 50) eingeschweißt. Am anderen Ende des Schusses ist ein Vorschweißflansch angebracht, welcher mit einem Kugelboden verschweißt ist. Die Auslegung der Stutzen erfolgte nach dem Flächenvergleichsverfahren gemäß AD-Merkblatt bzw. TRD-Richtlinie (Abb. 127, Abb. 128). Um eine bessere Vergleichbarkeit der Versuchsergebnisse bei gleichem Nenndurchmesser zu gewährleisten, wurden die Wandstärken für die schrägen und rechtwinkligen Stutzen gleich festgelegt.

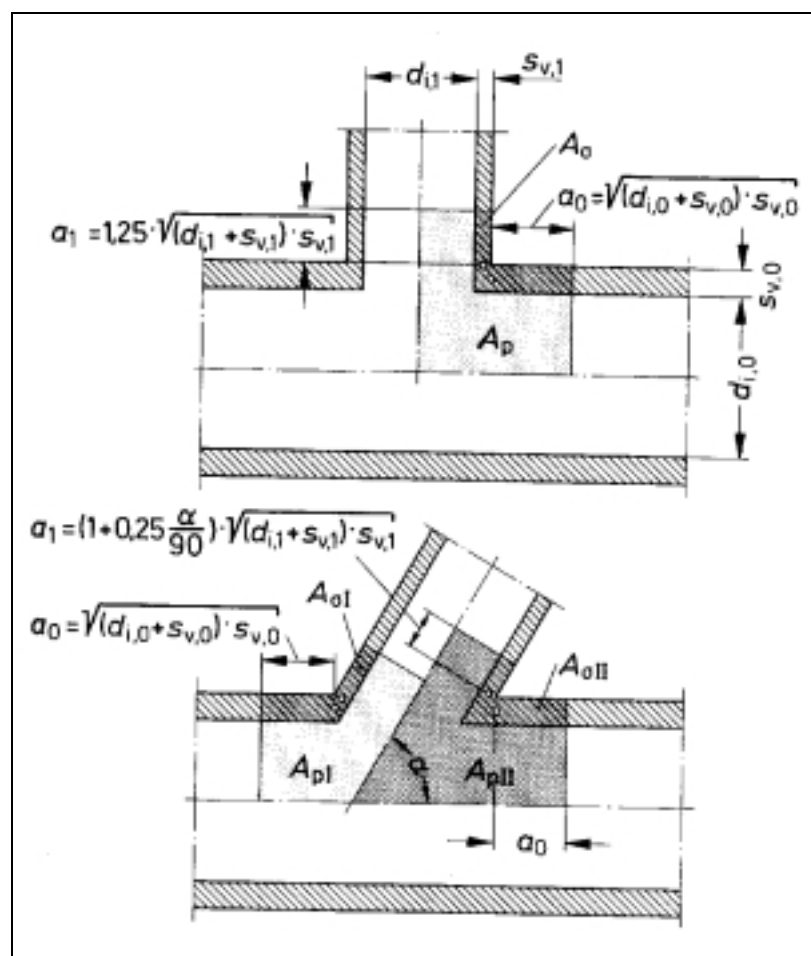


Abb. 128: Kräftegleichgewicht und mittragende Flächen bei Abzweigstücken (aus [126])

Eine genaue Festlegung der konstruktiven Einzelheiten, wie z.B. Schweißnahtvorbereitung und -ausführung, Oberflächenbearbeitung, wurde in Absprache mit dem Hersteller getroffen. Insbesondere wurde darauf geachtet, dass

an den zu untersuchenden Stützeinschweißungen eine kerbfreie geschliffene Oberfläche vorhanden war, um die Versuchsergebnisse nicht durch unerwünschte kleine Risse und Kerben im Schweißnahtbereich zu beeinflussen.

11.3 Versuchseinrichtung für den Versuchsbehälter DN 500

Zur Druckaufgabe auf den Behälter steht die servohydraulische Hydropulsanlage POZ 0675 der Firma SCHENK zur Verfügung (Abb. 129, Abb. 130). Diese besteht aus dem Hydraulikaggregat, dem Druckübersetzer (Medientrenner) und der Regeleinheit. Das Hydraulikaggregat erzeugt einen Primärdruck (Hydrauliköl) von bis zu 280 bar. Im Druckübersetzer, der aus zwei Druckkammern besteht, die über einen Kolben gekoppelt sind, erfolgt eine Reduzierung auf einen Sekundärdruck von maximal 100 bar (Wasser, Bohrwasser). Der Sekundärdruck wird durch einen Druckaufnehmer überwacht. Bei Abweichungen wird der Primärdruck über ein Servoventil entsprechend den geforderten Druckwerten angepasst. Die Regelung des Druckübersetzers erfolgt mittels des zugehörigen Bedienpults (Abb. 130, analoge Schenkregelung). Im Druckübersetzer kann der Druck zwischen $p_i = 0 \text{ bar}$ und $p_i = 100 \text{ bar}$ nahezu beliebig variiert werden. Der Medientrenner besitzt ein maximales Volumen von $V = 20 \text{ l}$, so dass die Kompression von eventuell eingeschlossener Luft im Druckbehälter und die Volumenausdehnung des Behälters kompensiert werden können.

Alle Versuche wurden mit Wasser durchgeführt, so dass bei Leckagen und Undichtigkeiten kein umweltgefährdender Stoff, wie z.B. Öl, austreten konnte. Traglastversuche, die zum Versagen des Behälters oder seiner Komponenten unter hohem Druck führen, wurden nicht durchgeführt. Die Druckkontrolle erfolgt über einen separaten Absolutdruckaufnehmer P 6A-100B-K ($p_{i,\max} = 100 \text{ bar}$) der Firma HBM und einem auf dem Behälter gut sichtbar angebrachten Manometer. Das Manometer gibt unabhängig von der elektronischen Messung des Druckaufnehmers den Behälterinnendruck wieder. Als primärer Überdruckschutz fungiert der in die Steuerung des Medientrenners einzugebende absolute Grenzdruck. Die SCHENK-Anlage wurde ebenso zur Durchführung der Druckprobe mit 1,3-fachem Betriebsdruck verwendet.

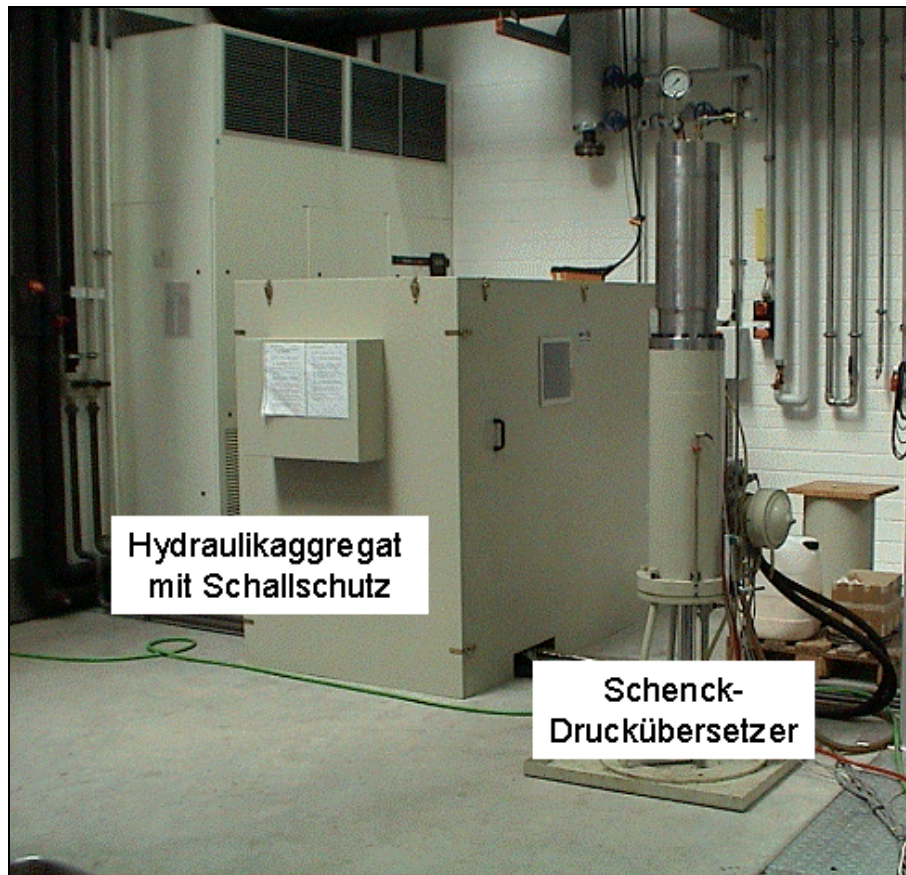


Abb. 129: Hydraulik mit Druckübersetzer zur Innendruckaufgabe

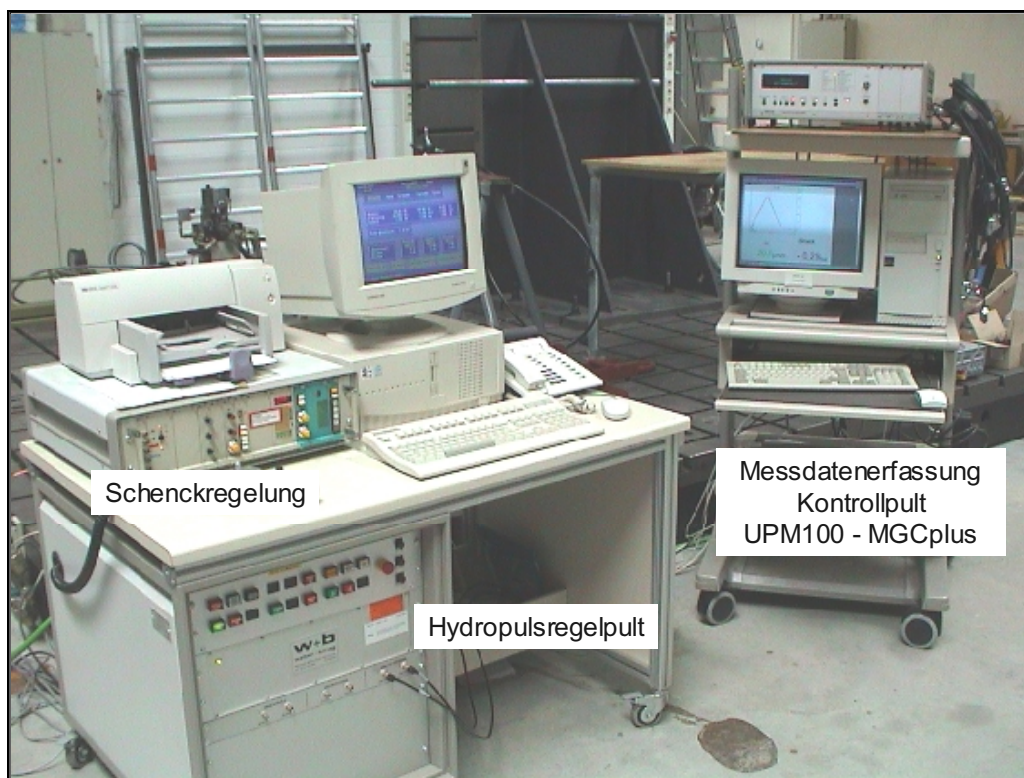


Abb. 130: Messdatenerfassung und Versuchsregelung

Durch eine zusätzliche servohydraulische Prüfeinrichtung (Hydropulszylinder), mit der sich Kräfte von bis zu $F_{\max} = 100 \text{ kN}$ sowohl statisch als auch dynamisch erzeugen lassen, wurde das Hydraulikaggregat von Schenk erweitert. Mit Hilfe des zusätzlichen Hydropulszylinders lassen sich die untersuchten äußeren Kräfte in die Stützen einleiten. Für die Regelung des Hydropulszylinders ist das digitale Regler-System PCS 200 (Abb. 130) für statische und dynamische Prüfversuche im geschlossenen Regelkreis bis 100 Hz vorgesehen. Eine grafische Echtzeitdarstellung der Mess- und Regelsignale erleichtert die menügeführte Bedienung. Mit Hilfe der anwenderorientierten Programmiersprache war es möglich, den gewünschten kraftgesteuerten Beanspruchungs- und Versuchsablauf zu programmieren.

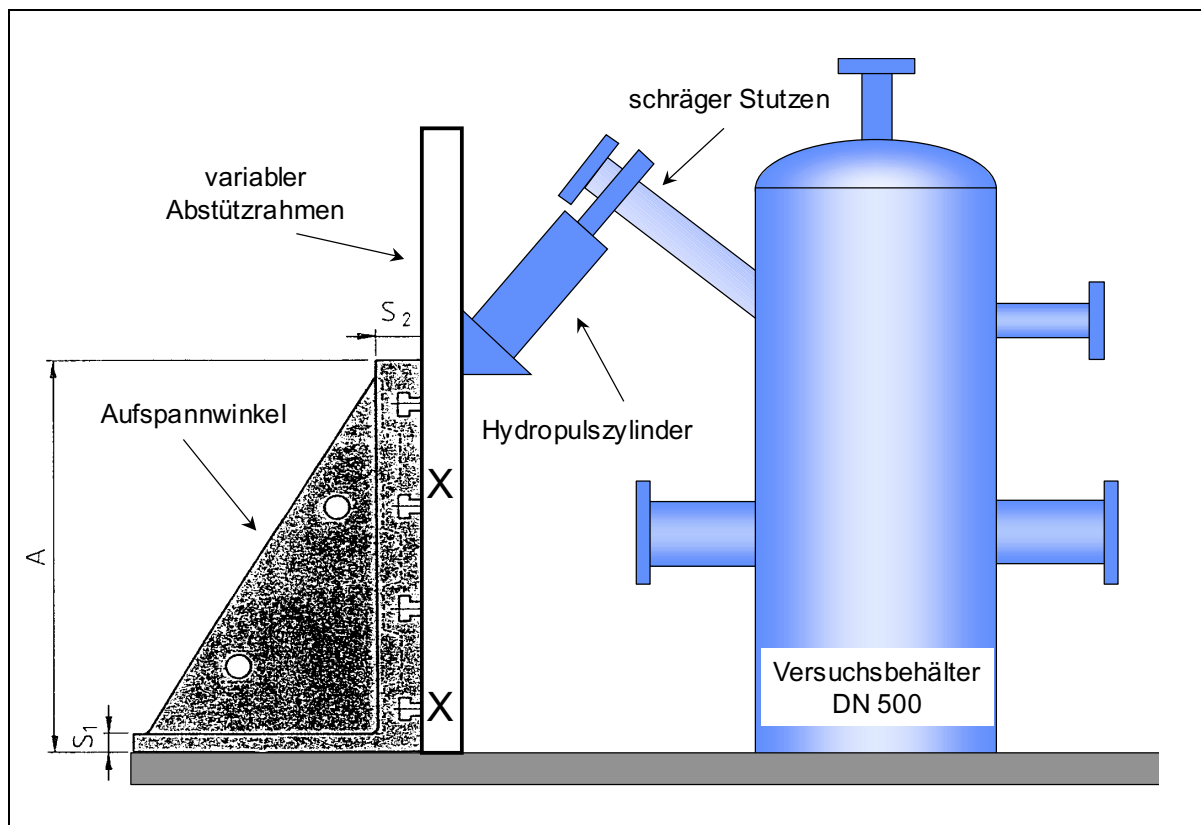


Abb. 131: Skizze des Abstützrahmens zur Kräfteinleitung

Um auf die Stützen ein „in-plane“-Moment in Richtung der Behälterlängsachse aufzubringen, wurde für den Versuchsbehälter DN 500 eigens ein Versuchsaufbau zur Einleitung dieser äußeren Stützenlasten konstruiert. Im Rahmen einer Semesterarbeit untersuchte man verschiedene Konstruktionsvarianten hinsichtlich der Kriterien Platzbedarf, Flexibilität und Stabilität.

Der zur Lasteinleitung verwendete Hydropulszylinder muss sowohl horizontal, vertikal als auch in den Winkeln 45° und 60° an die Versuchsstützen angeflanscht werden. Diese Flexibilität ist erforderlich, da der Druckbehälter in verschiedenen Winkeln angeordnete Stützen besitzt. Die Skizze Abb. 131 zeigt die Versuchsanordnung für einen oben liegenden schrägen Stützen.

Als Widerlager für die Abstützung des Hydraulikzylinder wurde ein vorhandener Aufspannwinkel verwendet (Abb. 131). Um auch Kräfte und Momente auf die am Behälter höherliegenden Stützen aufbringen zu können, wurde dieser Aufspannwinkel um einen variablen Abstützrahmen aus IPB-Trägern (200) und U-Stählen (Normalprofile) 240 x 85 erweitert.

Der Aufspannwinkel dient zur Befestigung des Hydropulszylinders und muss die aufgebrachten Kräfte auf die Aufspannplatten ableiten. Im Bedarfsfall ist eine Erweiterung durch Stahlträger und -profile vorgesehen, falls die Erreichbarkeit eines Stützens nicht gegeben ist. Die Befestigung des Aufspannwinkels und des Behälters erfolgt immer mittels einer Schraubenverbindung über die in die Aufspannplatte eingefrästen T-Nuten. Der Versuchsaufbau sollte außerdem derart variabel gestaltet sein, dass in ähnlicher Weise weitere Untersuchungen an einem Druckbehälter mit 1000 mm Durchmesser erfolgen können. Der zur Krafteinleitung in die Stützen vorgesehene Hydraulikzylinder wird mittels einer Grundplatte, welche wiederum mit T-Nutensteinen am Aufspannwinkel angeschraubt ist, befestigt. Zum Anflanschen an die Behälterstutzen wurde eine geteilte Nabe verwendet, welche die Kraftübertragung über den Klemmsitz auf den Stützen ermöglicht (Abb. 132). Damit der Hydropulszylinder verschoben und ausgerichtet werden kann, wurden Langlöcher in die Grundplatte eingefräst. Zur Neigung des Hydropulszylinders können schräge Seitenbleche mit entsprechendem Winkel eingeschraubt werden. Es wurde grundsätzlich auf eine Schweißkonstruktion verzichtet, da durch diese die Vielseitigkeit und Flexibilität der Konstruktion verloren geht.

Um eine absolut steife Verbindung zwischen Bodenring und Grundplatte herzustellen, wird der Behälter mit Pratzen, die mit Nutensteinen an der Bodenplatte verschraubt sind, befestigt. Die Fixierung erfolgt mittels acht Pratzen, die im Teilkreis rund um den Behälterboden angebracht sind (Abb. 133).

Um ein zyklisches Moment auf den Stützen aufzubringen, wird ein Hydropulszylinder der Firma Walther & Bai verwendet. Der Hydraulikzylinder Typ AG 100/80/100 ist in der Lage eine statische Prüflast von 100 kN und eine dynamische Prüfkraft von 80

kN aufzubringen, wobei der Kolbenhub 100 mm beträgt. Dynamische Versuche können mit einer maximalen Frequenz von 50 Hz durchgeführt werden, dabei liegt aber die höchste Kolbengeschwindigkeit bei 260 mm/s, was einem Öldurchfluss von 63 l/min gleichkommt. Um eine möglichst lange Lebensdauer und geringen Verschleiß der dichtenden Elemente sicherzustellen, ist es essentiell, den Hydropulszylinder möglichst querkraft- und momentfrei zu betreiben. Diese Bedingungen werden durch den Einbau von JCH-Kardangeln erfüllt. In Tabellenform sind die zulässigen Querkräfte in der Dokumentation des Hydropulszylinders hinterlegt.

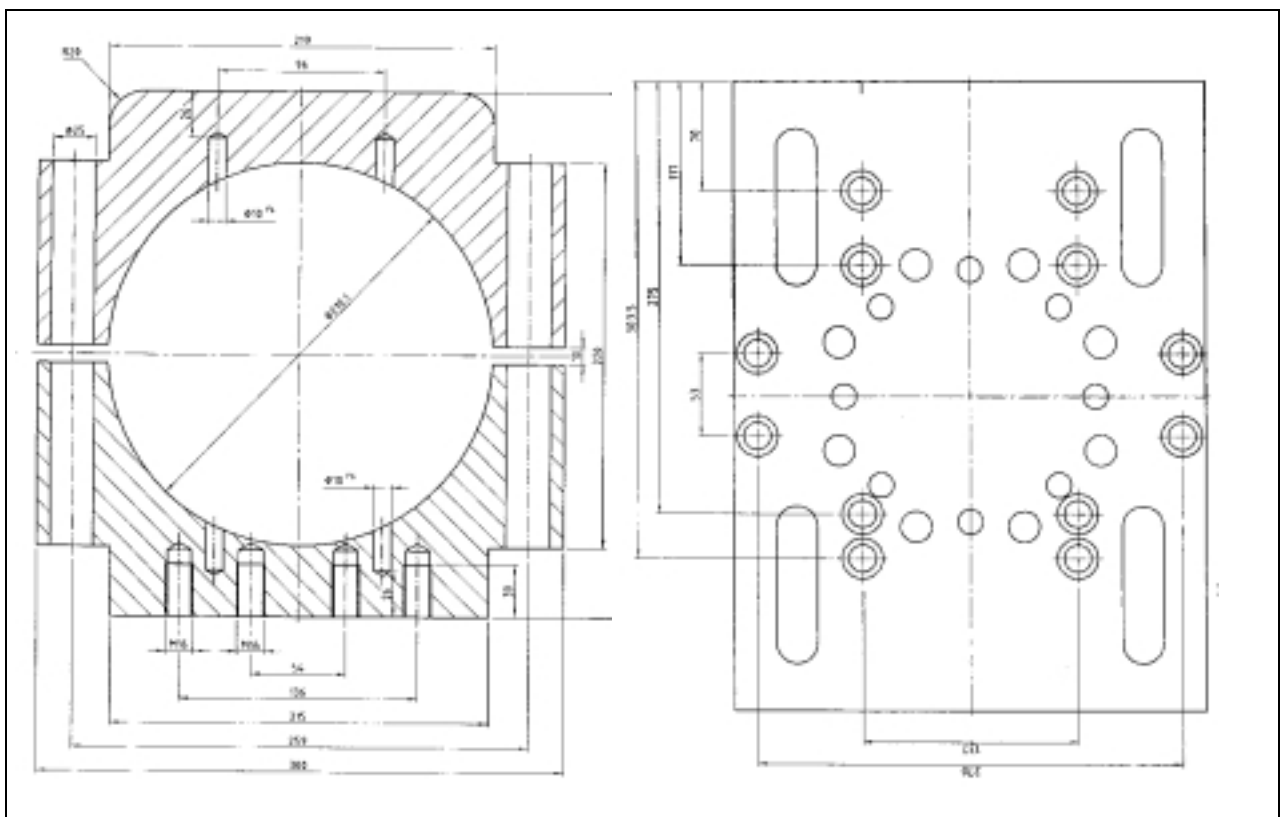


Abb. 132: Konstruktionszeichnungen für die geteilte Nabe und die Grundplatte 1

Um die Erreichbarkeit der schrägen Stützen zu gewährleisten, wurden die Flansche der Stützenrohre je nach Bedarf mit einem 1 m langen Blindrohr verlängert und der Hydropulszylinder über die Klemmnabe daran befestigt. Hiermit wurden die durch den Hydropulszylinder aufzubringenden Kräfte reduziert und die Messstelle räumlich entzerrt. Zwei Beispiele für den Versuchsaufbau der untersuchten Druckbehälterstützen sind in Abb. 143 und Abb. 144 dargestellt.

Mit diesem konzipierten Versuchsaufbau können folgende Belastungsarten simuliert werden:

- reiner Innendruck
- Innendruck und axiale Zugkraft in Richtung der Stützenachse
- Innendruck und Biegemomentenbelastung mit Querkrafteinfluss
- Innendruck und Torsionsmomentenbelastung mit Querkrafteinfluss

Im Rahmen dieser Arbeit beschränken sich die Versuche an den Stützen in Anlehnung an den praktischen Anwendungsfall auf konstanten Innendruck und zyklisches Biegemoment resultierend aus einer Querkraft (Hydropulszylinder) und einem Hebelarm (Stützenrohr).

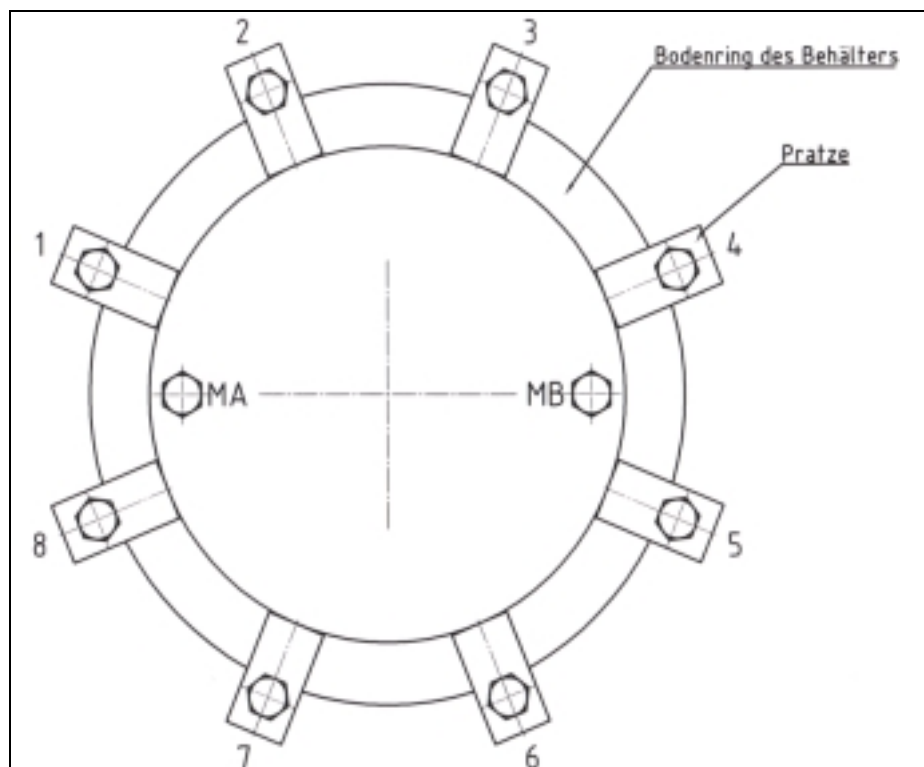


Abb. 133: Anordnung der Pratzen im Teilkreis rund um den Behälterbodenring

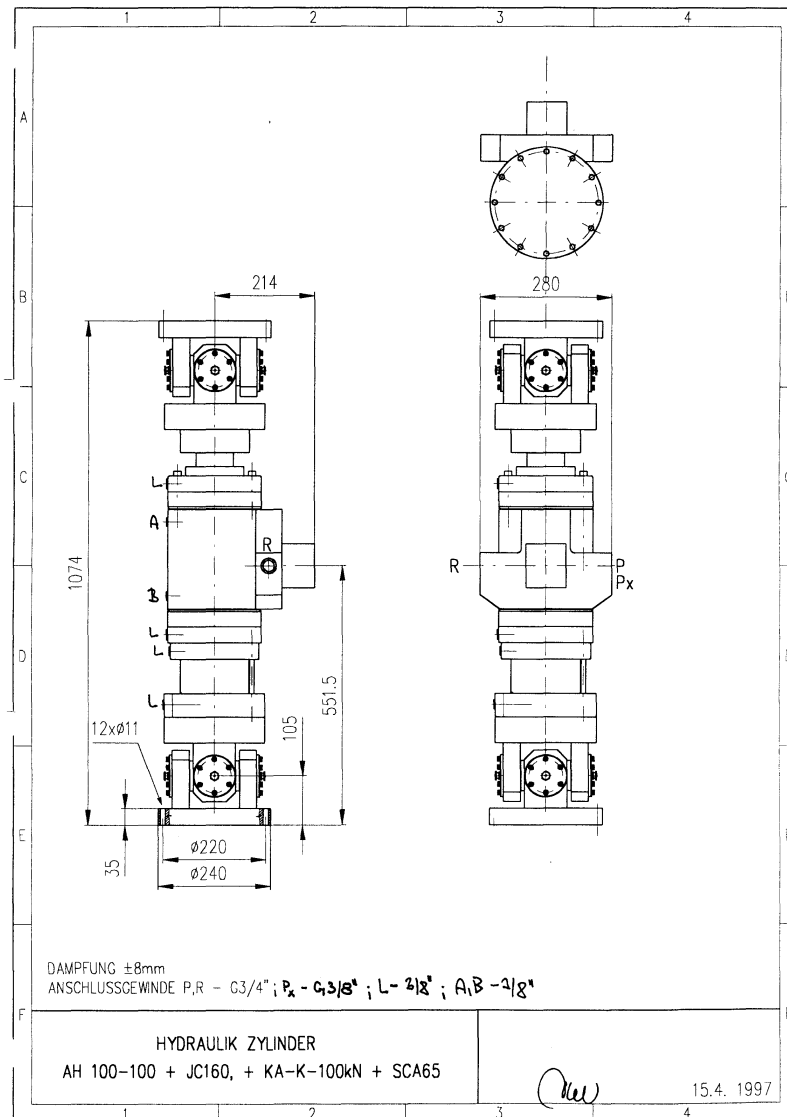


Abb. 134: Hydropulszylinder mit Kardangelenken

11.4 DMS-Applikation am Versuchsbehälter DN 500

DMS sind resistive Sensoren, die nach dem Prinzip der Widerstandsänderung eines gedehnten Drahtes bzw. einer Metallfolie arbeiten. Eine ausführliche Beschreibung der DMS-Technologie mit Schaltungstechnik, DMS-Installation, Gerätetechnik, Kalibrierung, Messung bei elastoplastischer Werkstoffverformung kann [45] entnommen werden.

Bei den Versuchen wurden ausschließlich DMS der Firma Measurements Group, Inc. verwendet. Es kamen Einzel-, Ketten- und 45°-Rosetten-DMS zum Einsatz, wobei die Ketten noch in parallel und senkrecht zur Kettenachse messende DMS unterteilt werden können. Allen diesen verschiedenen Bauarten gemeinsam ist das

verwendete Trägermaterial Polyimid, welches für den Einsatz bei Temperaturen von -75 bis $+175$ °C geeignet ist. Der erfassbare Dehnungsbereich liegt bei $\pm 3\%$. Als Leitermaterial wird eine temperaturselbstkompensierende Konstantanlegierung verwendet, welche für Materialien mit einem Ausdehnungskoeffizienten von $10,8 \cdot 10^{-6} 1/K$ geeignet ist (vgl. Stahl ca. $11 \cdot 10^{-6} 1/K$). Die detaillierten Spezifikationen der vier verwendeten DMS-Arten sind in folgender Tabelle aufgeführt:

Bezeichnung	CEA-06-062UW-350	CEA-06-062UR-350	EA-06-031ME-120	EA-06-031MF-120												
Bauart	Einzel-DMS	Rosetten-DMS	DMS-Kette, quer, 10 DMS	DMS-Kette, längs, 10 DMS												
Datenblatt	<p>CEA-06-062UW-350 CEA-06-062UW-350 TYPE</p> <p>OPTION</p> <p>5 QUANTITY</p> <p>R-A58AD00 LOT NUMBER</p> <p>350.0 ± 0.3% RESISTANCE IN OHMS AT 24°C</p> <p>2.120 ± 0.5% GAGE FACTOR AT 24°C</p> <p>(+0.7 ± 0.2)% TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C</p> <p>062017-3096 CODE</p>	<p>CEA-06-062UR-350 CEA-06-062UR-350 TYPE</p> <p>OPTION</p> <p>5 QUANTITY</p> <p>R-A50BD48 LOT NUMBER</p> <p>350.0 ± 0.4% RESISTANCE IN OHMS AT 24°C</p> <table border="1"> <tr> <td>GAGE FACTOR 24°C</td> <td>TRANSVERSE SENSITIVITY 24°C</td> </tr> <tr> <td>2.095 ± 0.5%</td> <td>(+1.1 ± 0.2)%</td> </tr> </table> <p>SECTION 1</p> <table border="1"> <tr> <td>GAGE FACTOR AT 24°C</td> <td>TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C</td> </tr> <tr> <td>2.105 ± 0.5%</td> <td>(+0.9 ± 0.2)%</td> </tr> </table> <p>SECTION 2</p> <table border="1"> <tr> <td>GAGE FACTOR AT 24°C</td> <td>TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C</td> </tr> <tr> <td>2.095 ± 0.5%</td> <td>(+1.1 ± 0.2)%</td> </tr> </table> <p>SECTION 3</p> <p>2.10 ± 1.0%</p> <p>NOMINAL (All Sections)</p> <p>051420-3074 CODE</p>	GAGE FACTOR 24°C	TRANSVERSE SENSITIVITY 24°C	2.095 ± 0.5%	(+1.1 ± 0.2)%	GAGE FACTOR AT 24°C	TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C	2.105 ± 0.5%	(+0.9 ± 0.2)%	GAGE FACTOR AT 24°C	TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C	2.095 ± 0.5%	(+1.1 ± 0.2)%	<p>EA-06-031ME-120 EA-06-031ME-120 TYPE</p> <p>OPTION</p> <p>5 QUANTITY</p> <p>R-A38AD632 LOT NUMBER</p> <p>120.0 ± 0.5% RESISTANCE IN OHMS AT 24°C</p> <p>2.12 ± 1.0% GAGE FACTOR AT 24°C</p> <p>(+0.5 ± 0.2)% K_t</p> <p>993817 CODE</p>	<p>EA-06-G1206-120 EA-06-G1206-120 TYPE</p> <p>OPTION</p> <p>1 QUANTITY</p> <p>R-A38AD646 LOT NUMBER</p> <p>120.0 ± 0.5% RESISTANCE IN OHMS AT 24°C</p> <p>2.12 ± 1.0% GAGE FACTOR AT 24°C</p> <p>(+0.5 ± 0.2)% TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C</p> <p>013618-18006 CODE</p>
GAGE FACTOR 24°C	TRANSVERSE SENSITIVITY 24°C															
2.095 ± 0.5%	(+1.1 ± 0.2)%															
GAGE FACTOR AT 24°C	TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C															
2.105 ± 0.5%	(+0.9 ± 0.2)%															
GAGE FACTOR AT 24°C	TRANSVERSE SENSITIVITY AT 24°C															
2.095 ± 0.5%	(+1.1 ± 0.2)%															
Träger	Polyimid, Gitter vollständig mit Polyimid gekapselt	Polyimid, Gitter vollständig mit Polyimid gekapselt	Polyimid, Messgitter offen	Polyimid, Messgitter offen												

Tab. 7: Verwendete DMS mit Spezifikation

Die Auswahl des jeweiligen Klebstoffes erfolgt nach Versuchsart oder Applikation, z.B. Temperatur, Höhe der Dehnungen oder statische und zyklischer Belastung. Primär ist darauf zu achten, dass der Klebstoff mit dem DMS-Trägermaterial kompatibel ist. Für den vorliegenden Versuch wurde ein Kleber der Firma Measurement Group/Vishay ausgewählt, von der auch die verwendeten DMS stammen, was Kompatibilitätsprobleme von vornherein ausschließt. Der verwendete Kleber M-Bond AE 10 ist ein bei Raumtemperatur aushärtender Allzweckkleber, widerstandsfähig gegen Wasser und die meisten Chemikalien. Sein Temperatureinsatzbereich liegt zwischen -195 °C und $+95$ °C, wobei der

Dehnungsbereich bei Raumtemperatur von 6 - 10% reicht. Bei 24°C beträgt seine Aushärtzeit 24 bis 48 Stunden.

In Abb. 135 bis Abb. 142 sind die Messanordnungen zur erforderlichen Validierung numerischer Analysen dargestellt. Die genaue Topologie der Messstellen wurde im Abgleich mit den generierten Finite-Elemente-Modellen und deren Ergebnissen festgelegt. Es wurden zwei 90°- und zwei 45°-Stützen hinsichtlich Shakedown und Ratcheting experimentell untersucht (Tab. 8).

radiale Stützen	schräge Stützen
DN 100 - 90°	DN 100 - 45°
DN 150 - 90°	DN 150 - 45°

Tab. 8: Vermessene Stützen am Druckbehälter DN500

Mittels der DMS-Ketten wurde der Spannungsverlauf entlang der Kettenlänge bestimmt, wogegen Einzel-DMS, DMS-Rosetten und Wegtaster punktuell, insbesondere an den hoch beanspruchten Stellen einen Vergleich mit numerischen Ergebnissen zulassen. Die lehrstuhleigene Messdatenerfassung MGCPLUS gewährleistet die gleichzeitige Aufzeichnung von 8 DMS pro Versuchsaufbau. Neben den DMS-Messungen wurde parallel auch die Verformung des Stützenrohres mittels induktiver Wegaufnehmer an charakteristischen Stellen ermittelt.

Die numerischen und spannungsoptischen Untersuchungen zeigten, dass unter Momentenbelastung die größten Dehnschwingbreiten an der Behälteraußenseite am Schweißnahtauslauf auftraten. Deshalb wurden die Dehnungsmessstreifen der aufgeführten Bauarten über den Stützenumfang entlang des Schweißnahtbereichs verteilt. Insbesondere an den kritischen Stellen, an denen die größten plastischen Dehnungen zu erwarten waren, wurden die DMS in geringem Abstand zueinander angebracht. Dies gewährleistet Dehnungsverläufe über ausgedehnte kritische Bereiche zu erfassen. Bei der Applikation der DMS-Rosetten wurde darauf geachtet, dass diese möglichst nahe an die Schweißnahtkerbe, jedoch noch auf dem Grundmaterial des Behälters aufgeklebt wurden, um eine Verfälschung der Messergebnisse bei der Applikation über kleine Kerbradien zu vermeiden.

Um Einflüsse wie Positionierung und Art der DMS (DMS-Rosette, Einzel-DMS, DMS-Ketten) zu bewerten, wurde auf der Zug- und Druckseite der rechtwinkligen Stützen eine redundante Applikation mit DMS-Rosetten und DMS-Ketten vorgenommen

(Abb. 136, Abb. 137). Da sich mit Hilfe der DMS-Rosetten die Hauptdehnungswerte und Richtungsänderungen der Hauptdehnungen im allgemeinen nur erfassen lassen, wurde bei den Stützen DN150 45°, DN 100 45° und DN 100 90° auf die relativ aufwendige und unwirtschaftliche Applikation von DMS-Ketten verzichtet.

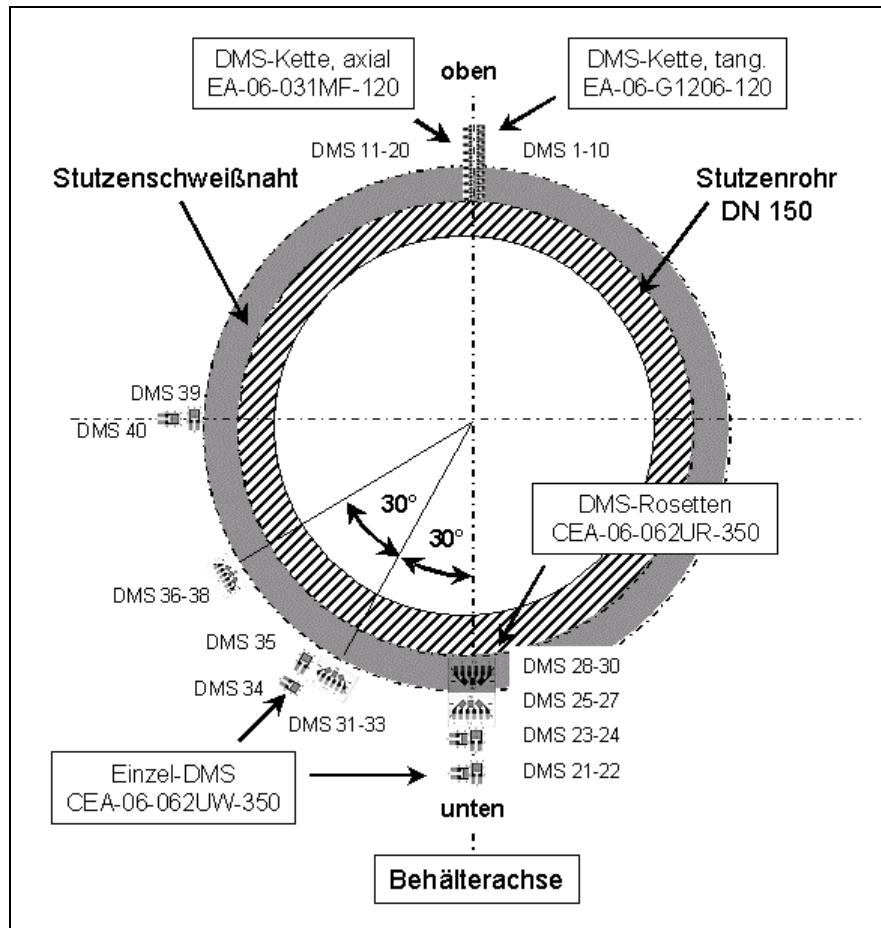


Abb. 135: Messstellenplan Stützen DN 150 90°

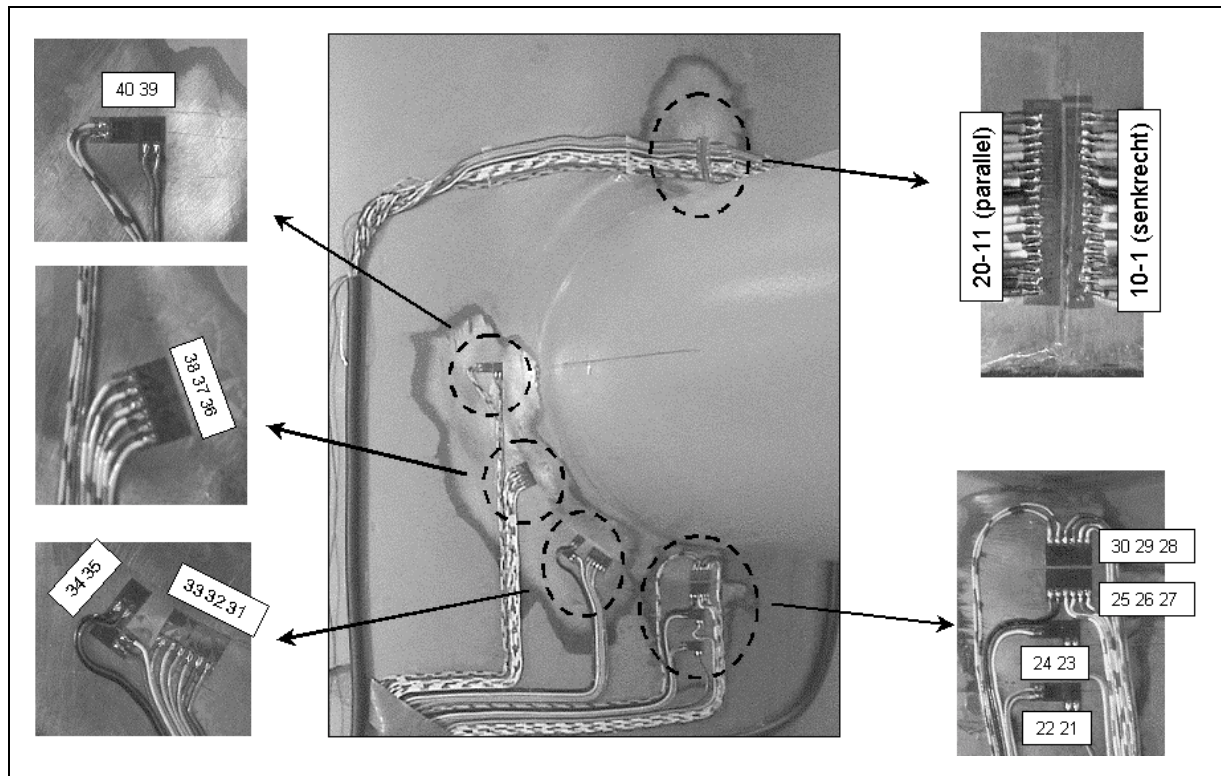


Abb. 136: Applizierte DMS am Stutzen DN 150 90°

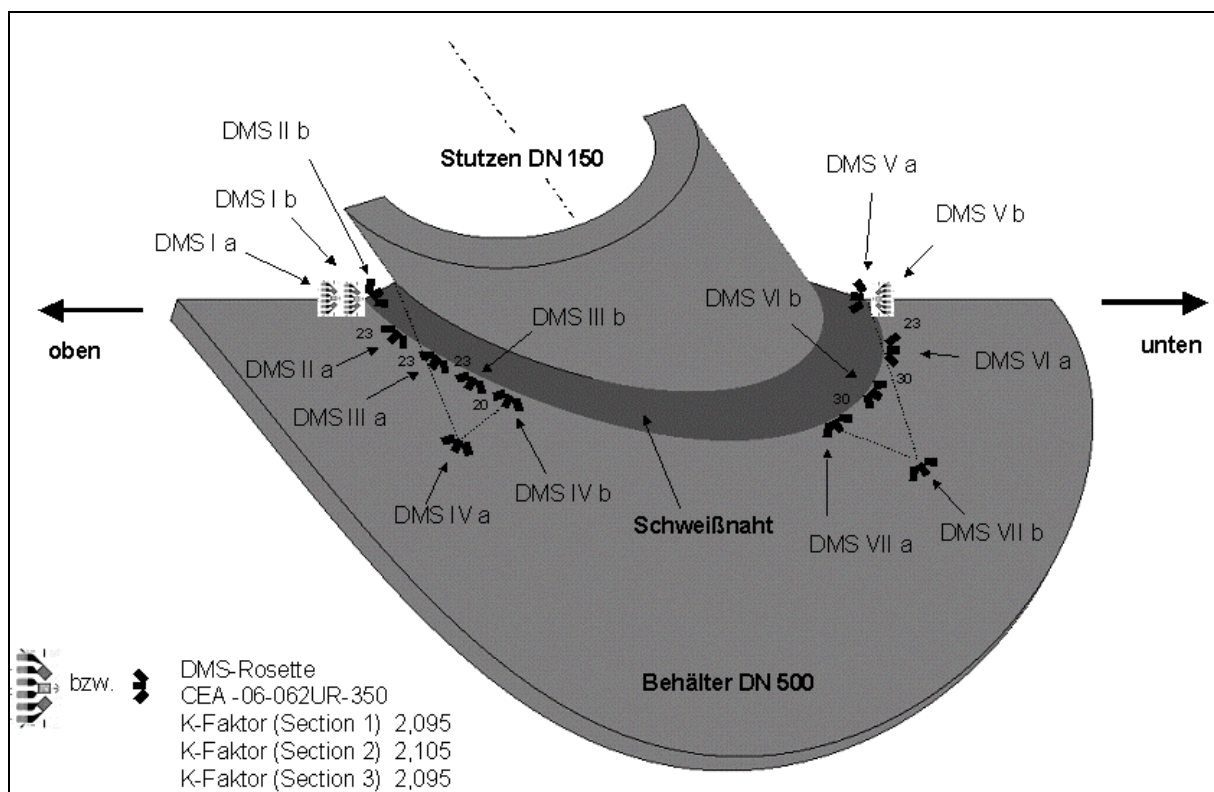


Abb. 137: Messstellenplan Stutzen DN 150 45°

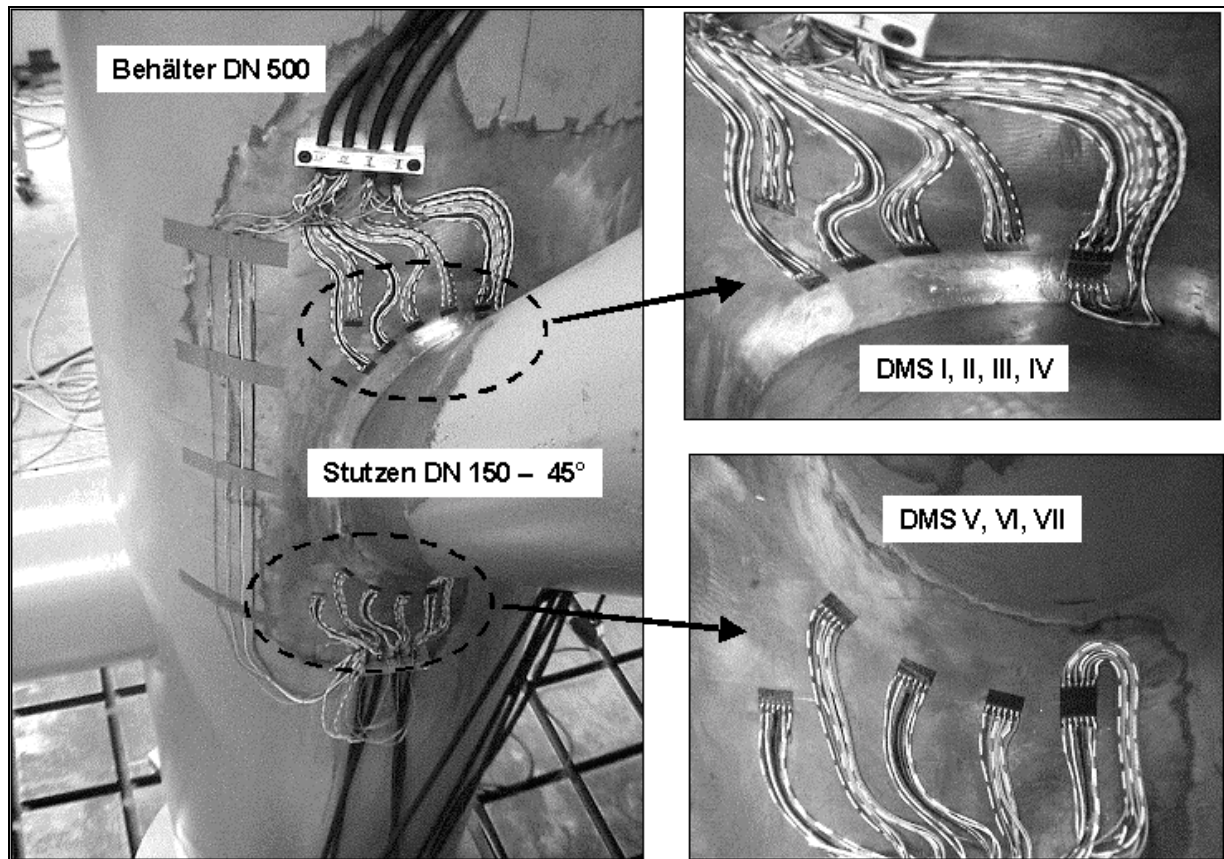


Abb. 138: Applizierte DMS am Stutzen DN 150 45°

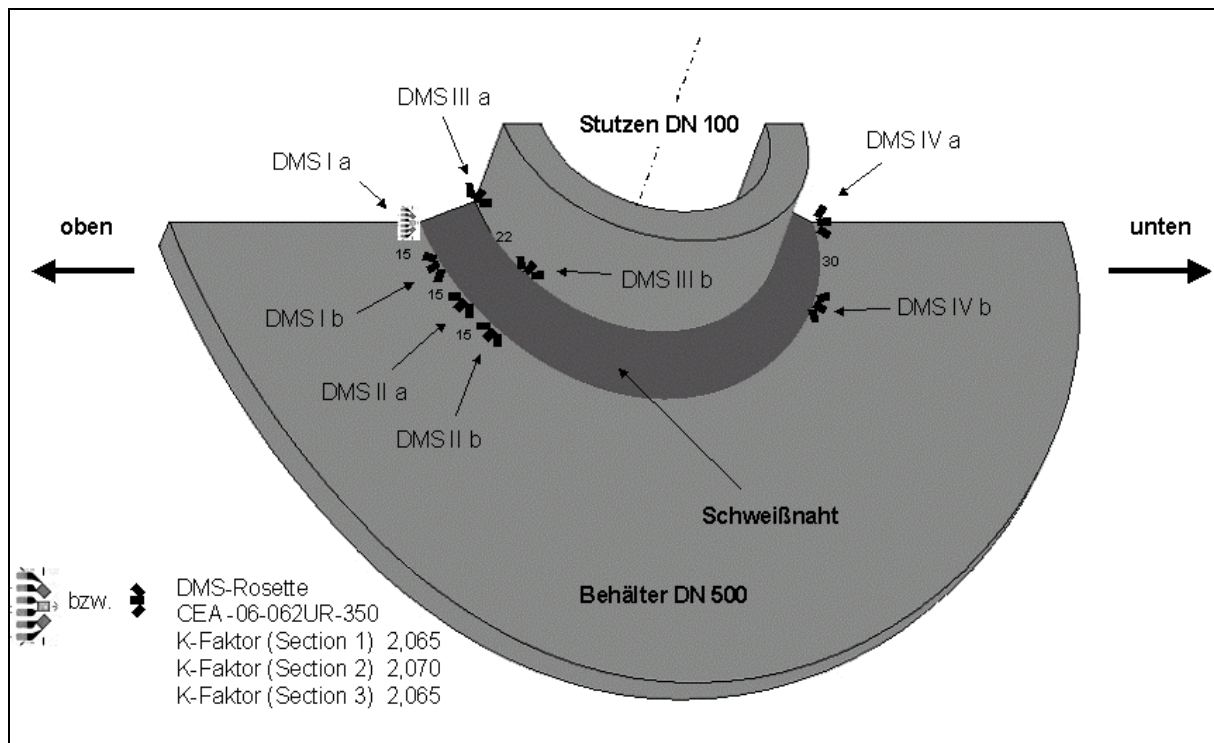


Abb. 139: Messstellenplan Stutzen DN 100 90°

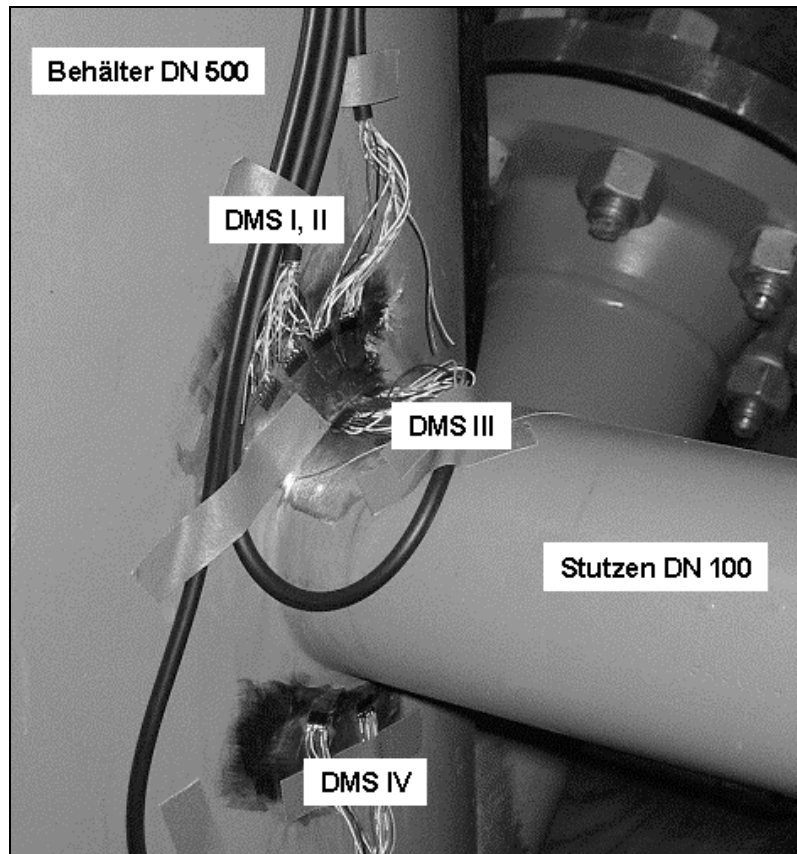


Abb. 140: Applizierte DMS am Stutzen DN 100 90°

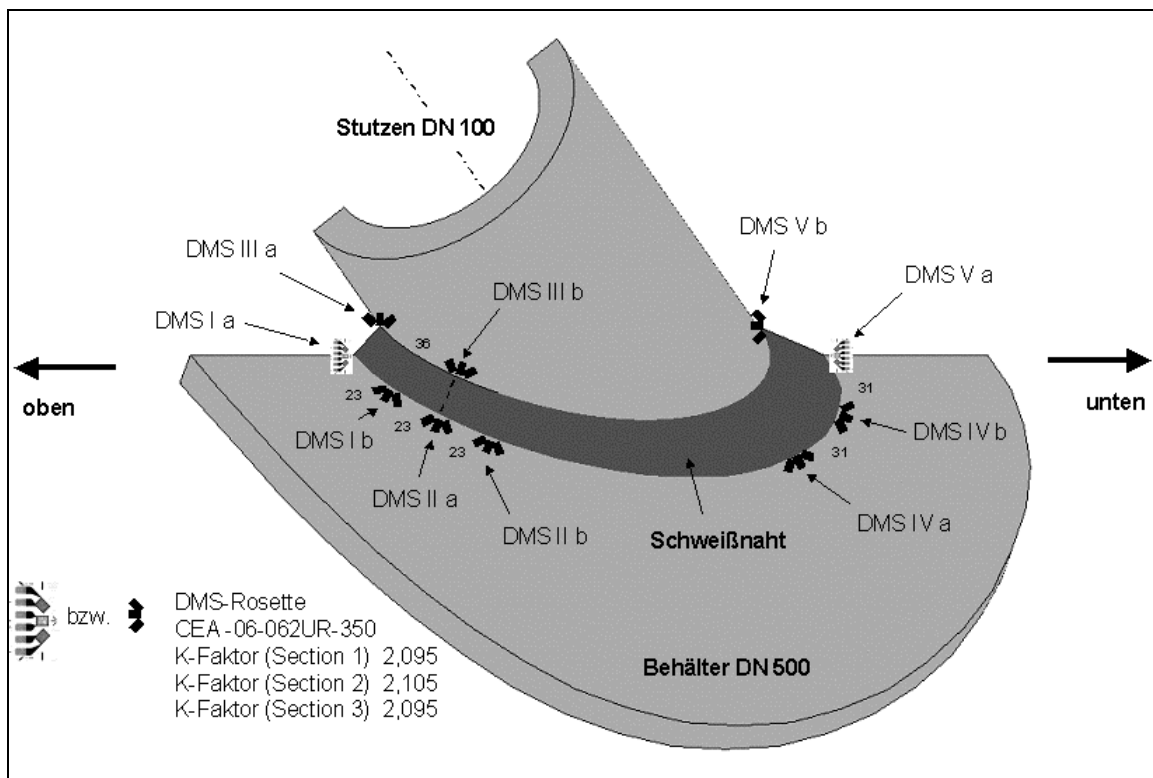


Abb. 141: Messapplikation Stutzen DN 100 45°

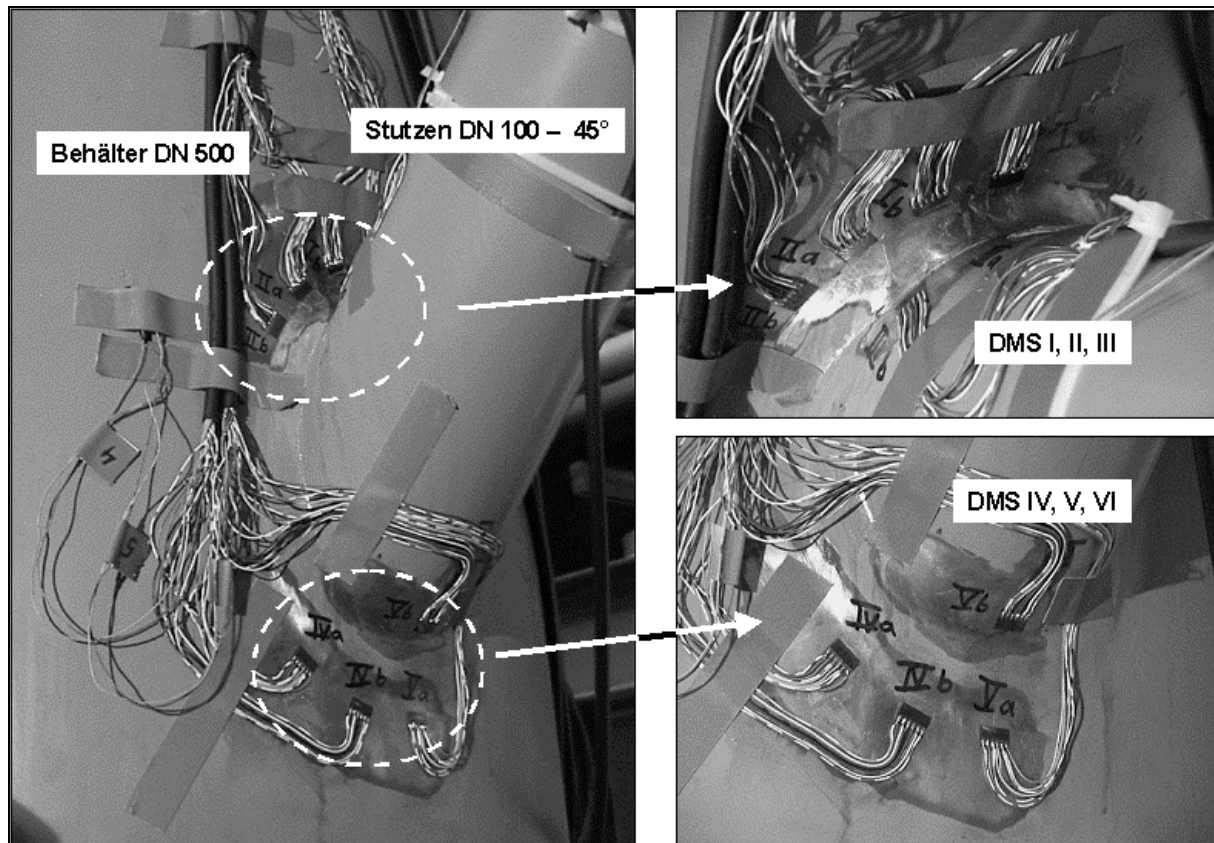


Abb. 142: Applizierte DMS am Stützen DN 100 45°

11.5 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau wurde, wie dies exemplarisch in den Abb. 143 und Abb. 144 dargestellt ist, ausgeführt. Die Befestigung des Behälters erfolgte mit acht Pratzen und zugehörigen Nutensteinen in einem vordefinierten Abstand zum positionierten Hydropulszylinder auf den Aufspannplatten. Eine Vorauslegung des Aufbaus musste gewährleisten, dass sich nach Festschrauben der Klemmnabe am Stützenrohr der Hydropulszylinder in Nulllage befindet, da sich der Hydropulszylinder aufgrund seiner internen Wegbegrenzung in Zug- und Druckrichtung um maximal ± 50 mm verfahren lässt. Die DMS, Weg-, Druckaufnehmer sowie die Messsignalausgänge (Kraft, Weg) der Hydropulssteuereinheit wurden an die Regeleinheit und an das Messdatenerfassungsgerät MGCPLUS angeschlossen. In die Benutzeroberfläche des Messdatenerfassungsprogramms wurden die von den jeweiligen Herstellern angegebenen Werte für Verstärker, k-Faktor, Brückenfaktor usw. der verschiedenen DMS-Schaltungen, Druckaufnehmer und Gleichstromquellen eingegeben.

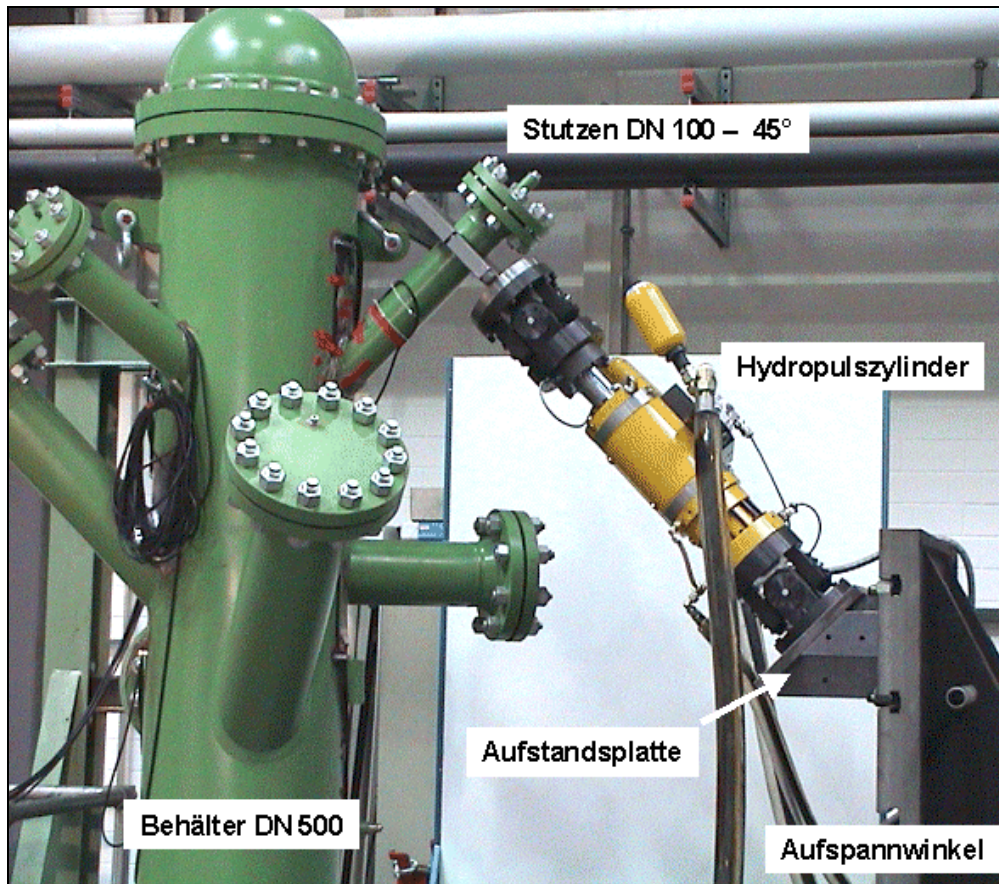


Abb. 143: Versuchsaufbau Stutzen DN 100 45°

Um die Auslenkung des Stutzens DN 150 90° in Behälterlängsachse resultierend aus den durch den Hydropulszylinder aufgegebenen äußeren Belastungen zu erfassen, wurden für die Versuche am Stutzenrohr zwei induktive Wegtaster WETA 1/10 der Firma HBM mit Hilfe magnetischer Halterungen, die sich am Behälterschuss abstützen, angebracht (Abb. 144, Abb. 167). Die Wegaufnehmer haben von der Behälteroberfläche eine Entfernung von 125 bzw. 250 mm. Die Messdaten der Wegaufnehmer wurden mit dem Messgerät UPM-100 aufgezeichnet, da keine Anschlussmöglichkeiten für diese Messtaster am Messdatenerfassungssystem MGCPLUS zur Verfügung standen.

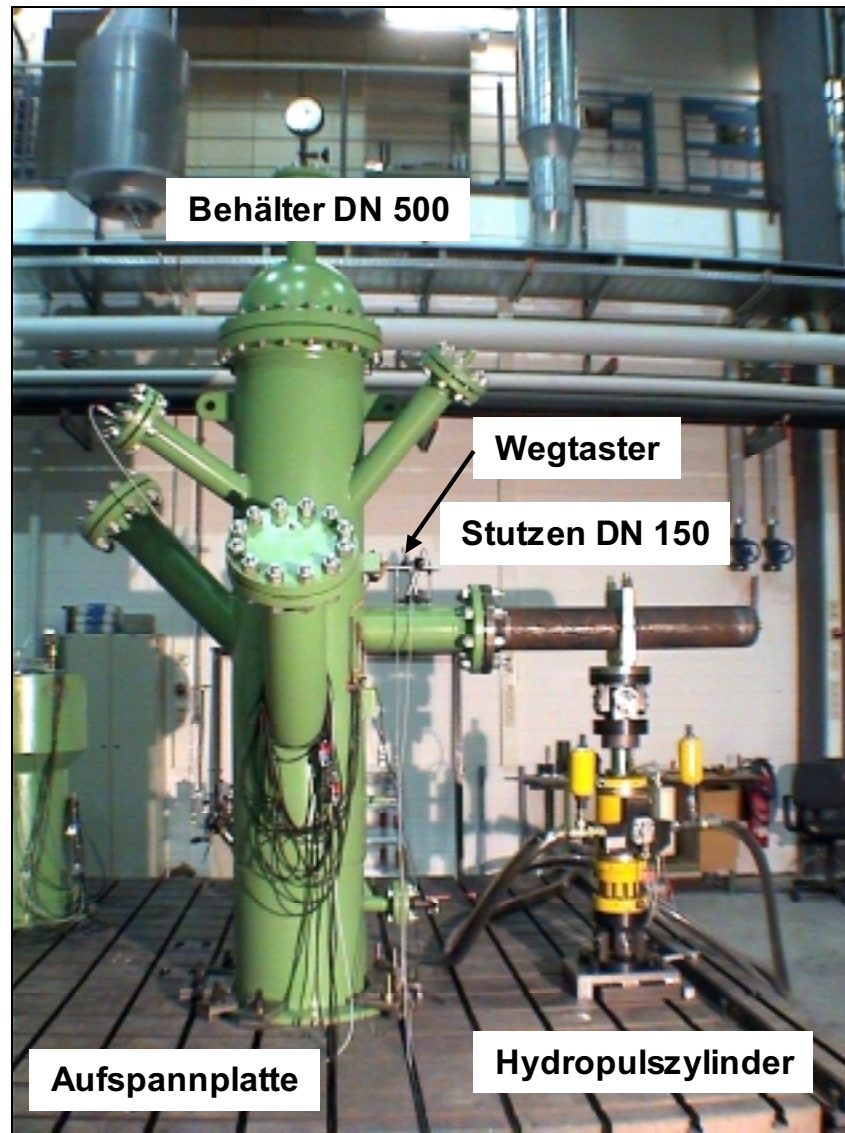


Abb. 144: Versuchsaufbau Stutzen DN 150 90°

11.6 Versuchsdurchführung

Zur Erhöhung der Aussagekraft der durchgeführten Experimente war es notwendig und sinnvoll, die Einflussfaktoren auf das Shakedown-Verhalten zu minimieren. Aus diesem Grunde wurden bei konstantem Innendruck Stutzenmomente als wechselnde Belastung mit konstanter Lastamplitude untersucht. Die Lastaufbringung erfolgte kraftgesteuert. Während der gesamten Versuchszeit wurde die Kraft über die im Hydropulszylinder angebrachte Kraftmessdose kontrolliert und geregelt.

Um die Stutzen vor Beschädigungen durch unkontrollierte Fahrweise des Hydraulikzylinders zu schützen, wurden für die Kraft- und Wegkomponenten Ober- und Untergrenzen festgelegt. Bei Erreichen dieser Grenzen wird die Hydraulik

abgeschaltet und die aufgegebene Kraft sinkt abrupt auf Null. Diese Sicherungseinrichtung ist insbesondere bei plötzlichem Versagen (Traglast) sinnvoll, wenn das Bauteil aufgrund zu großer Belastungen unzulässige Verformungen oder einen Riss (Bruch vor Leck) aufweist.

Der Druckbehälter wurde mit Wasser befüllt und aus den schrägen Stützen (45°, 60°) die verbleibende Restluft mit Hilfe spezieller Entlüftungsbohrungen in den Flanschdeckeln abgelassen. Nach dem Befüllvorgang benötigte das Wasser 24 Stunden, um sich von der Einfülltemperatur auf Umgebungstemperatur zu erwärmen. Dieser Temperatenausgleich war nötig, um unerwünschte Beeinträchtigungen der Dehnungsmessung durch Temperaturdrift der Messwerte auszuschließen. Die Stützenversuche wurden unter einer sinusförmigen, einstufigen Beanspruchung mit einer durchschnittlichen Frequenz von $f = 0,01 \text{ Hz}$ bei verschiedenen Druckstufen durchgeführt. In Abb. 145 ist eine auf die Maximallast normierte Belastungsfolge dargestellt. Die Inkremente repräsentieren exemplarisch die bei der numerischen Berechnung unter Verwendung des realitätsnahen Materialmodells festgelegten Zeitschritte.

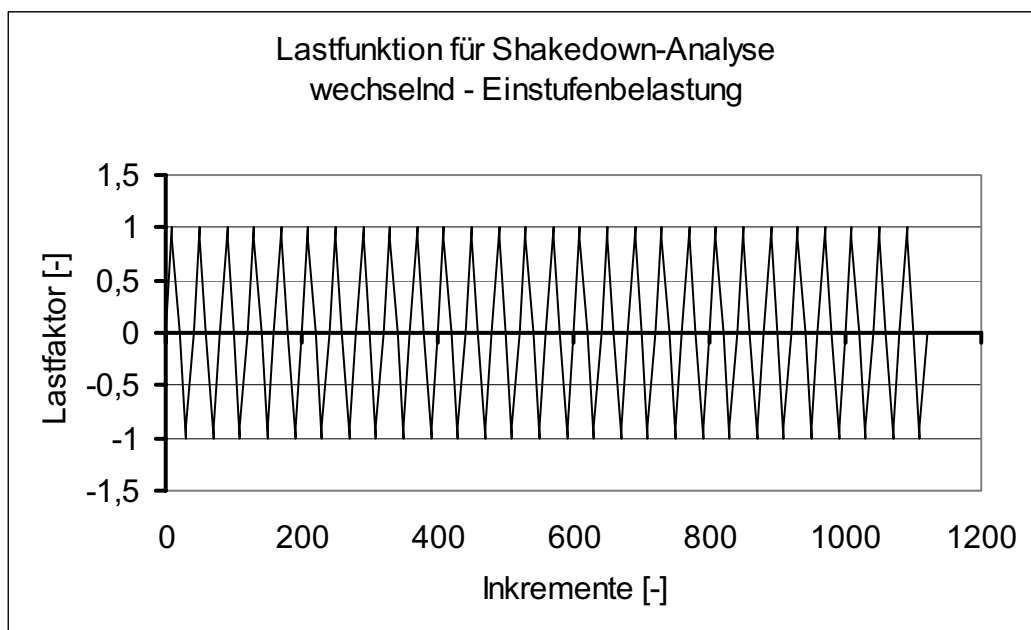


Abb. 145: Normierte Einstufenbeanspruchung für die zyklischen Versuche

Die Messungen zur Bestimmung der maximal beanspruchten Messstelle am Bauteil konnten nur sequentiell nacheinander erfolgen, da mit dem zur Verfügung stehenden

Messdatenerfassungssystem MGCPLUS lediglich vier DMS-Rosetten gleichzeitig gemessen werden konnten.

Der Versuchsablauf zur Ermittlung der Shakedown-Grenze teilt sich bei Belastung durch den konstanten Innendruck und das zyklische Beigemoment in folgende Belastungsschritte auf:

1. Zur Überprüfung der Funktionalität von DMS-Aufnehmern, des Versuchsaufbaus und des Messdatenerfassungssystems wird die Innendruckbelastung nur so hoch gewählt, dass rein linear-elastisches Materialverhalten vorliegt.
2. Zur Ermittlung und Abschätzung von bleibenden Dehnungen wird ein Druckzyklus bis zum Versuchsdruck aufgegeben.
3. Aufgabe mehrerer Lastwechsel durch den Hydropulszylinder zur Bestimmung der höchstbelasteten Messstellen im Stützenbereich.
4. Aufgabe der äußeren Momentenbelastung in der Größe von 90% der numerisch ermittelten Shakedown-Grenze.
5. Aufgabe von ca. 20 Lastwechseln zur Kontrolle, ob sich bei wiederholter Belastung Veränderungen im Materialverhalten einstellen (Shakedown, Ratcheting).
6. Iterative inkrementelle Laststeigerung mit jeweiliger Kontrolle, ob sich Dehnungsänderungen während der Lastzyklen (20 Lastwechsel) ergeben. Die Auswertung der Mitteldehnungs- bzw. Dehnschwingbreitenänderung gibt erste Aufschlüsse darüber, ob sich Shakedown- oder Ratcheting im Bauteil einstellt.
7. Aufgabe von unterschiedlichen Laststufen zur Kontrolle der Shakedown-Grenze. Erzeugung eines nahezu stabilisierten Materialverhaltens.
8. Auswertung der Dehnungsänderungen und letztendliche Festlegung der Shakedown-Grenze.

Durch die Aufgabe mehrere Lasthorizonte wird erreicht, dass sich wie in den Werkstoffversuchen (Incremental Step Test) nach wiederholten Lastwechseln ein quasi stabilisierter Werkstoffzustand in den plastischen bzw. hoch beanspruchten Bauteilzonen einstellt.

11.7 Ergebnisse der experimentellen und numerischen Shakedown-Untersuchungen

In diesem Abschnitt wird das numerische und experimentelle Dehnungsverhalten der Stützen bei zyklisch wechselnden Querkraftbelastungen in der Behälter-Stützen-Ebene unter Berücksichtigung der im Kapitel 9 ermittelten Werkstoffparameter untersucht. Es werden Experimente und Simulationen unter Einstufenbelastung bei konstantem Innendruck durchgeführt. Eine Diskussion der Resultate und Erkenntnisse wird exemplarisch an repräsentativen Untersuchungen vorgenommen. Sich wiederholende Ergebnisse werden zur vollständigen Darstellung lediglich aufgelistet. An dieser Stelle soll deutlich hervorgehoben werden, dass zur Ermittlung aller Verläufe von Mitteldehnung und Dehnschwingbreite eine zeitaufwändige manuelle Auswertung der Lastumkehrpunkte unerlässlich und wesentlich war.

Im allgemeinen herrscht an der Oberfläche eines Bauteils ein zweiachsiger (ebener) Spannungszustand, der charakterisiert wird durch die Angabe der Richtungen und Beträge der in der betrachteten Ebene auftretenden Hauptnormalspannungen. Unter Hauptnormalspannungen versteht man hier die im flächenhaften Spannungsfeld der Bauteiloberfläche auftretende Maximal- und Minimalspannung. Die Richtungen dieser beiden Spannungen werden als Hauptrichtungen bezeichnet und bilden einen rechten Winkel. Mittels DMS können aber nicht Spannungen, sondern allein die Dehnungen an der Bauteiloberfläche bestimmt werden.

Zur Ermittlung der in der Bauteiloberfläche auftretenden Hauptdehnungen und ihrer Orientierung ist an der Oberfläche des untersuchten Körpers die Kenntnis von mindestens in drei verschiedene Richtungen wirkenden Dehnungen notwendig. Hierzu werden DMS-Rosetten verwendet, die mehrere Dehnmessstreifen in für die Auswertung der Einzelergebnisse besonders günstigen Anordnung zusammenfassen. Aus den Einzelergebnissen lassen sich durch Anwendung von Auswertungsformeln analytisch die Hauptdehnungen und -richtungen in der Oberfläche ermitteln. Für die verwendeten 45°-Rosetten werden die Formeln aus dem Mohrschen Verformungskreis hergeleitet:

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{2} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \quad (50)$$

$$\tan(2\alpha) = \frac{2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c} = \frac{Z}{N} \quad (51)$$

Die Benennung der Richtungen bezieht sich auf die dargestellte Messgitterbezeichnung.

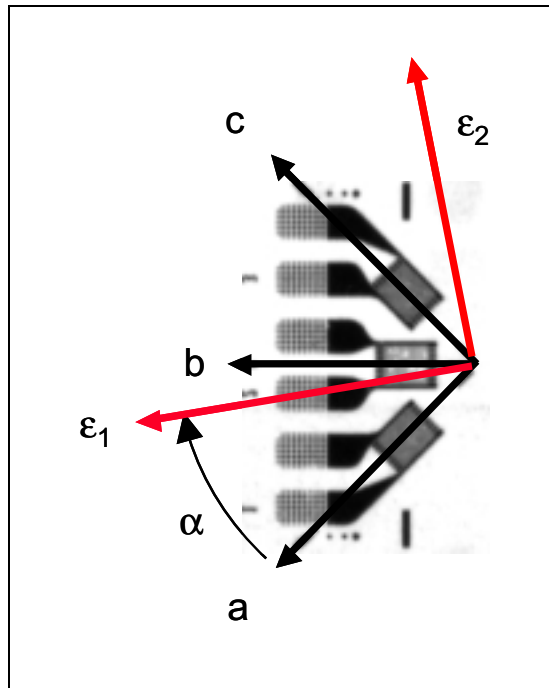


Abb. 146: Richtungsbezeichnungen einer 45°-DMS-Rosette

Eine ausführliche Beschreibung der DMS-Messtechnik ist in [45] dargestellt.

Die Abb. 147, Abb. 148 und Abb. 151 zeigen exemplarisch den Verlauf des Orientierungswinkels α über der auf den Stützen aufgegebenen Querkraftbelastung. Im Laufe der zyklischen Belastung ist ein Sprung des Winkels um ca. 90° beim Nulldurchgang der Kraft festzustellen. In Kombination mit den gemessenen Hauptdehnungshysteresen (Abb. 149 und Abb. 150) erkennt man, dass es sich hierbei nicht um eine Drehung der Hauptdehnungen (ϵ_1, ϵ_2) in Folge Laständerung handelt, sondern dass zum einen der Wechsel durch die Auswertungsformel (51) aufgrund der Zweideutigkeit der Tangensfunktion bedingt wird und zum anderen durch den Wechsel der größten Hauptdehnung im Nulldurchgang der Hystereseschleife hervorgerufen wird. Die Richtungskonstanz der Hauptdehnungen war für die Auswertung hinsichtlich Shakedown-Verhalten von speziellem Interesse, da ansonsten eine vorhandene Veränderung mittels komplizierter Auswerteverfahren und Rückrechnungen berücksichtigt werden müsste.

Um das Shakedown- bzw. Ratcheting-Verhalten an einem Bauteil zu ermitteln, ist eine rein phänomenologische Untersuchung bezüglich der sich einstellenden

Tendenzen bei den Dehnungsänderungen erforderlich, d.h. es stehen nicht die Absolutwerte der Beanspruchung im Vordergrund, sondern die sich von Lastzyklus zu Lastzyklus ergebenden Veränderungen der Bauteilverformungen. Die Absolutwerte (z.B. Dehnschwingbreite) dienen ausschließlich der Validierung der FE-Modellgüte (Diskretisierung). Das lokale Hystereseverhalten im Kerbbereich (höchstbelastete Werkstoffelemente ΔV) der Stützen-Behälter-Verbindung wurde numerisch und experimentell ermittelt und dieses phänomenologische lokale Bauteilverhalten ist exemplarisch sowohl für den Versuch als auch für die numerische Berechnung unter Berücksichtigung des realitätsnahen Materialverhaltens in den Abb. 149, Abb. 150, Abb. 152 und Abb. 153 veranschaulicht. Aus den Diagrammen in Abb. 150, Abb. 151 und Abb. 153 lässt sich rein qualitativ ein durch Plastifizierung verursachtes Wandern der Kurvenverläufe eindeutig erkennen und auf Ratcheting im Bauteil schließen, wohingegen die nach einigen Lastwechseln unveränderlichen Hysteresen in Abb. 149 und Abb. 152 ein Einspielen im Bauteil vermuten lassen. Eine explizit quantitative Beurteilung des Shakedown-Ratcheting-Verhaltens der Zylinder-Stützen-Verbindungen kann, wie im Falle der Vorversuche, Flansch und Rechteckquerschnitt, einzig aus den Umkehrpunkten dieser Kurvenverläufe der größten Hauptdehnung bestimmt werden. Für alle vermessenen Stützen wurden bei den konstanten Innendruckbelastungen von 0 bar, 30 bar und 60 bar jeweils die Veränderungen der Mitteldehnungen und Dehnschwingbreiten ausgewertet. Zusätzlich wurden Bauteilfließkurven erstellt, die eine Veranschaulichung zwischen lokaler Verformung und äußerer Belastung erlauben. Anhand dieser lässt sich der Verlauf der Plastifizierung an den Messstellen verfolgen und ein Shakedown-Faktor in Bezug auf die elastische Grenze festlegen.

Numerische Berechnungen unter Verwendung der ermittelten Materialparameter für Kesselblech H11 wurden für die Stützen DN 100 90° und DN 150 45° durchgeführt. Man beschränkte sich auf die Innendruckbelastungen 0 bar und 60 bar, da die Nachrechnung der zyklischen Einstufenlasten außerordentlich lange Rechenzeiten erforderte. Als Beispiel für die sich einstellenden Dehnungshysteresen der bei der Berechnung ermittelten drei Hauptdehnungen ε_1 , ε_2 und ε_3 am Gaußpunkt des Volumenelements sind die Abb. 149 und Abb. 150 angeführt.

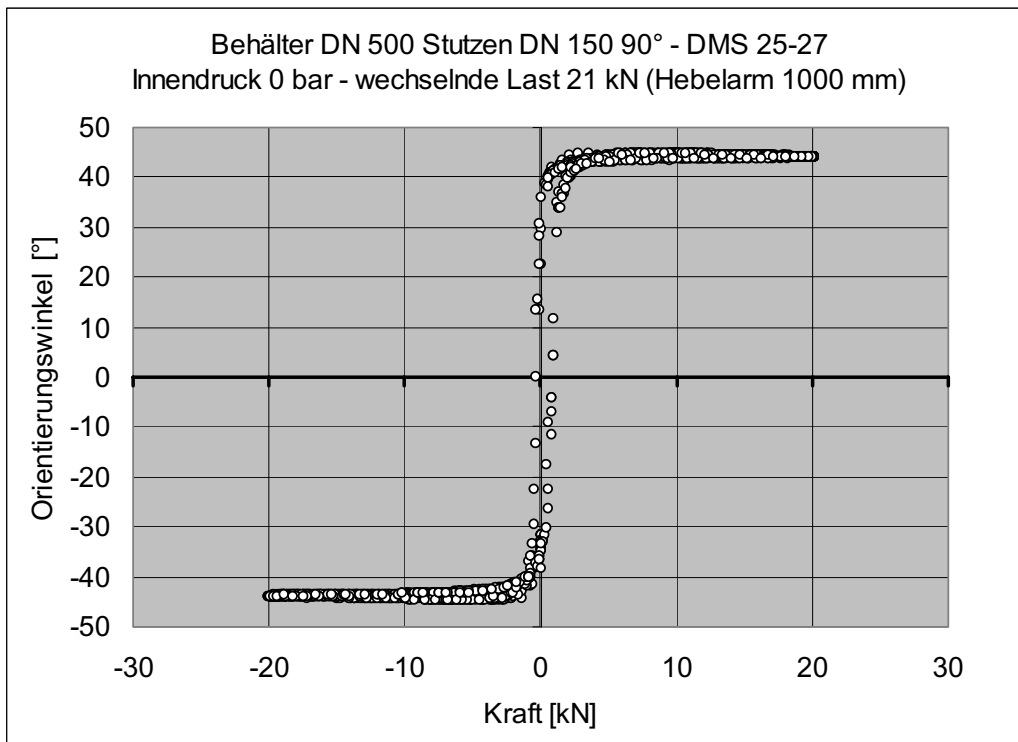


Abb. 147: Orientierungswinkel der Hauptdehnungen -
Stützen DN150 90° - 0 bar Innendruck (Versuch)

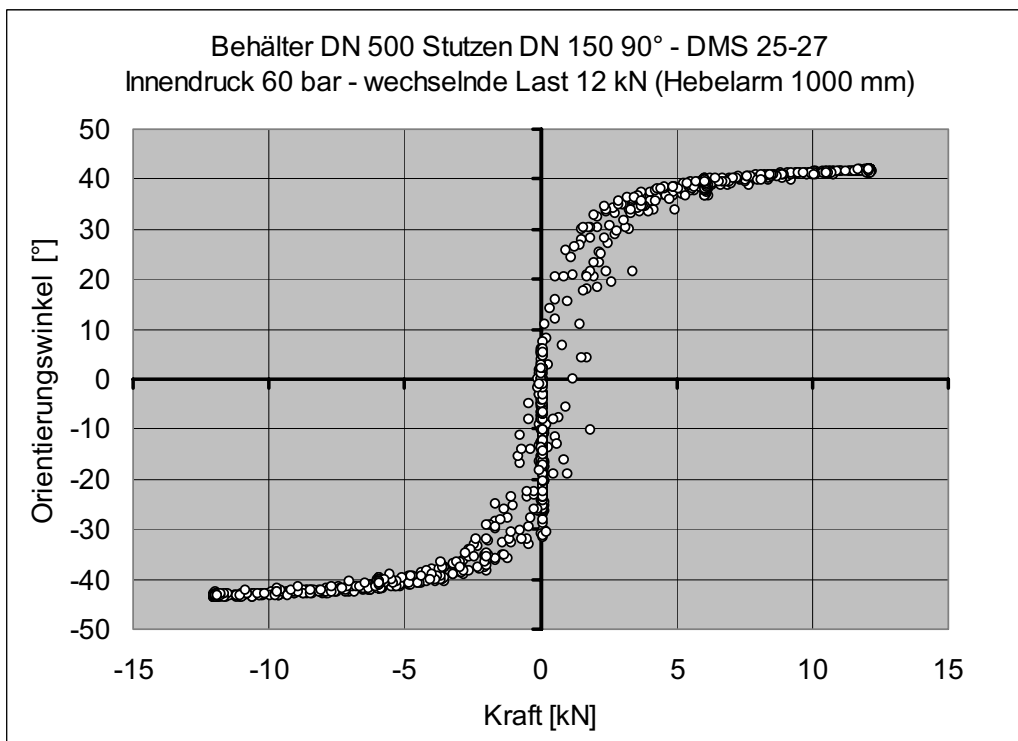


Abb. 148: Orientierungswinkel der Hauptdehnungen -
Stützen DN150 90° - 60 bar Innendruck (Versuch)

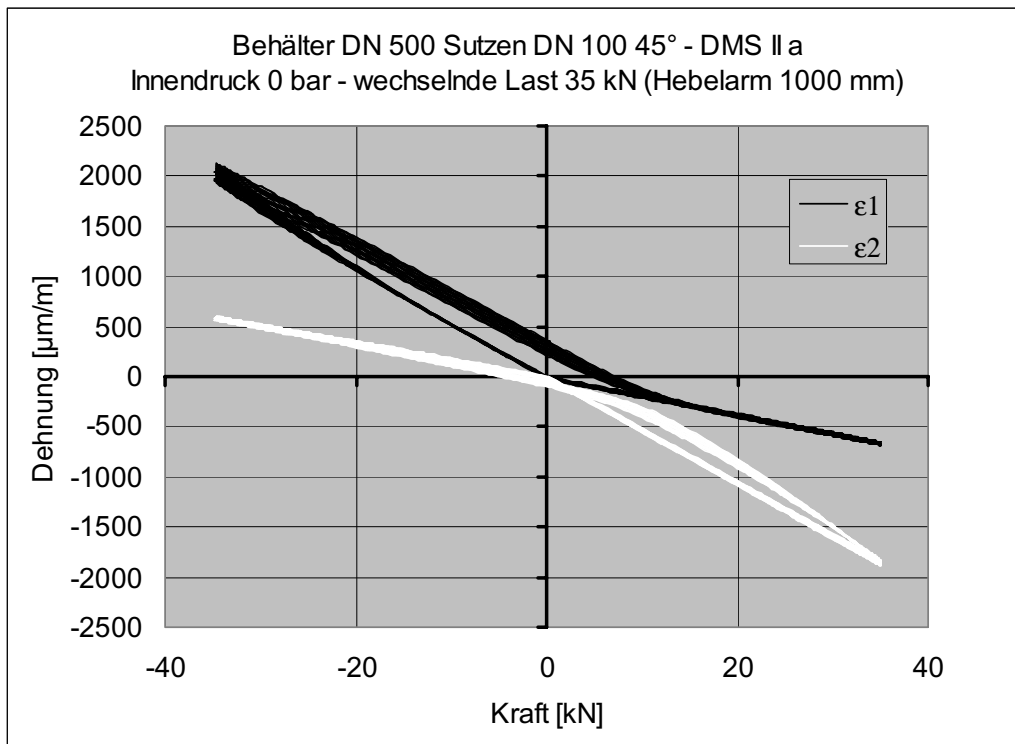


Abb. 149: Hauptdehnungshysterese - Stutzen DN 100 45° - 0 bar Innendruck
(Versuch)

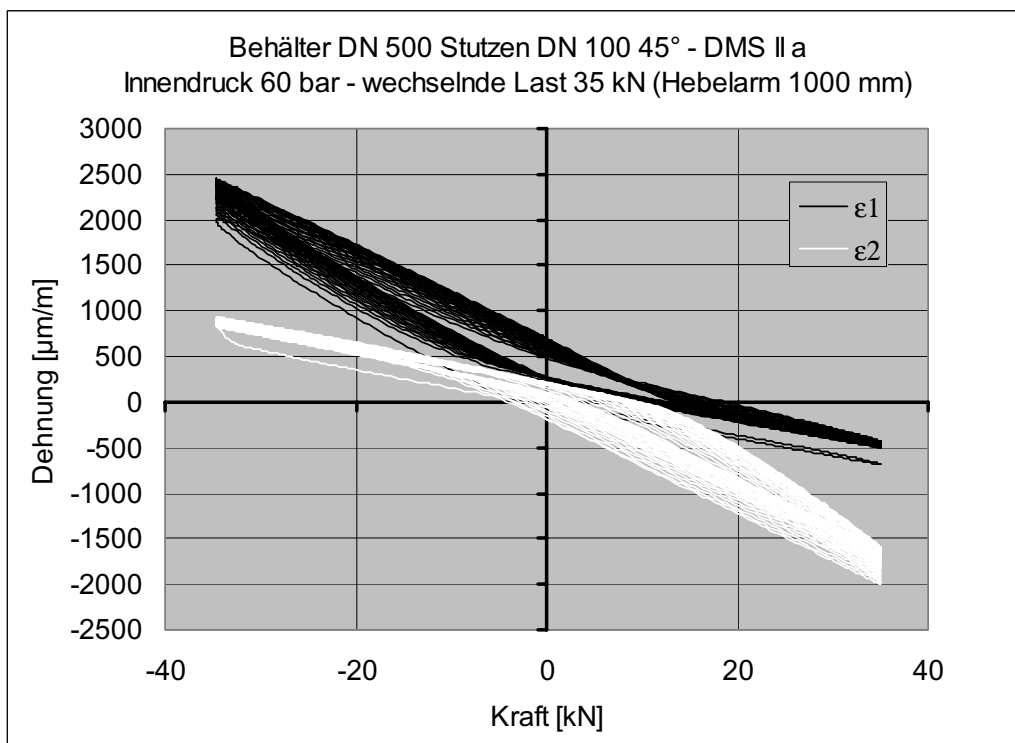


Abb. 150: Hauptdehnungshysterese - Stutzen DN 100 45° - 60 bar Innendruck
(Versuch)

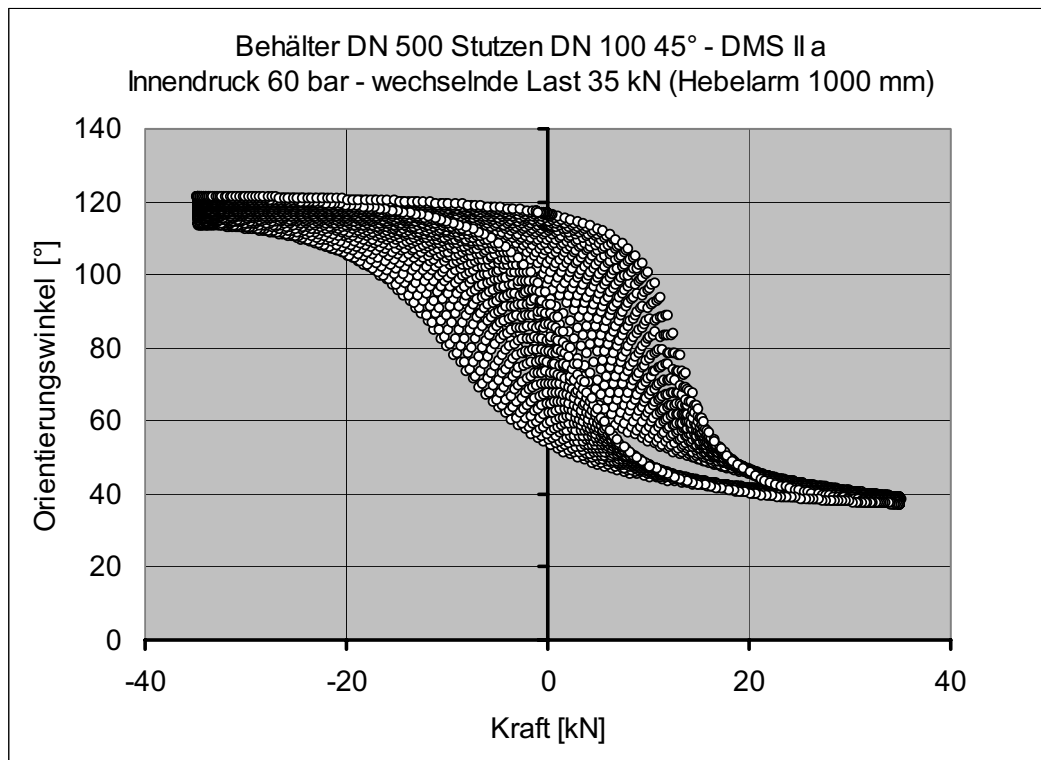


Abb. 151: Orientierungswinkel der Hauptdehnungen -
Stutzen DN100 45° - 60 bar Innendruck (Versuch)

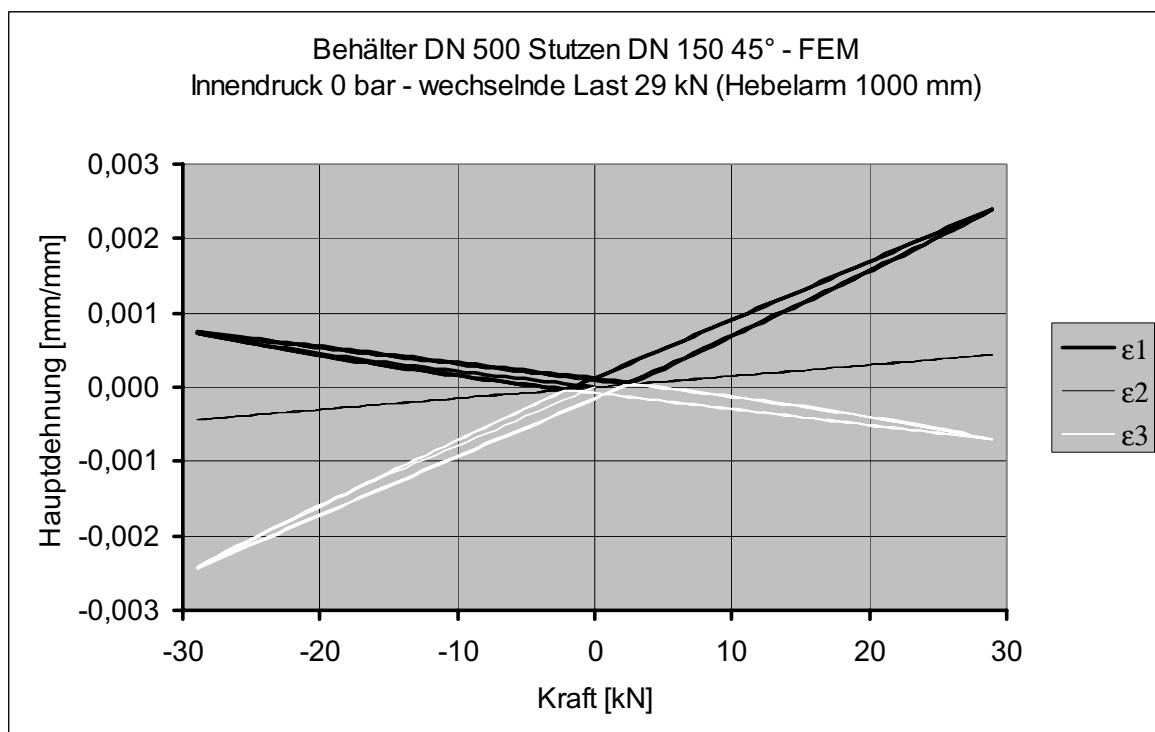


Abb. 152: Hauptdehnungshysteresen - Stutzen DN 150 45° - 0 bar Innendruck (FEM)

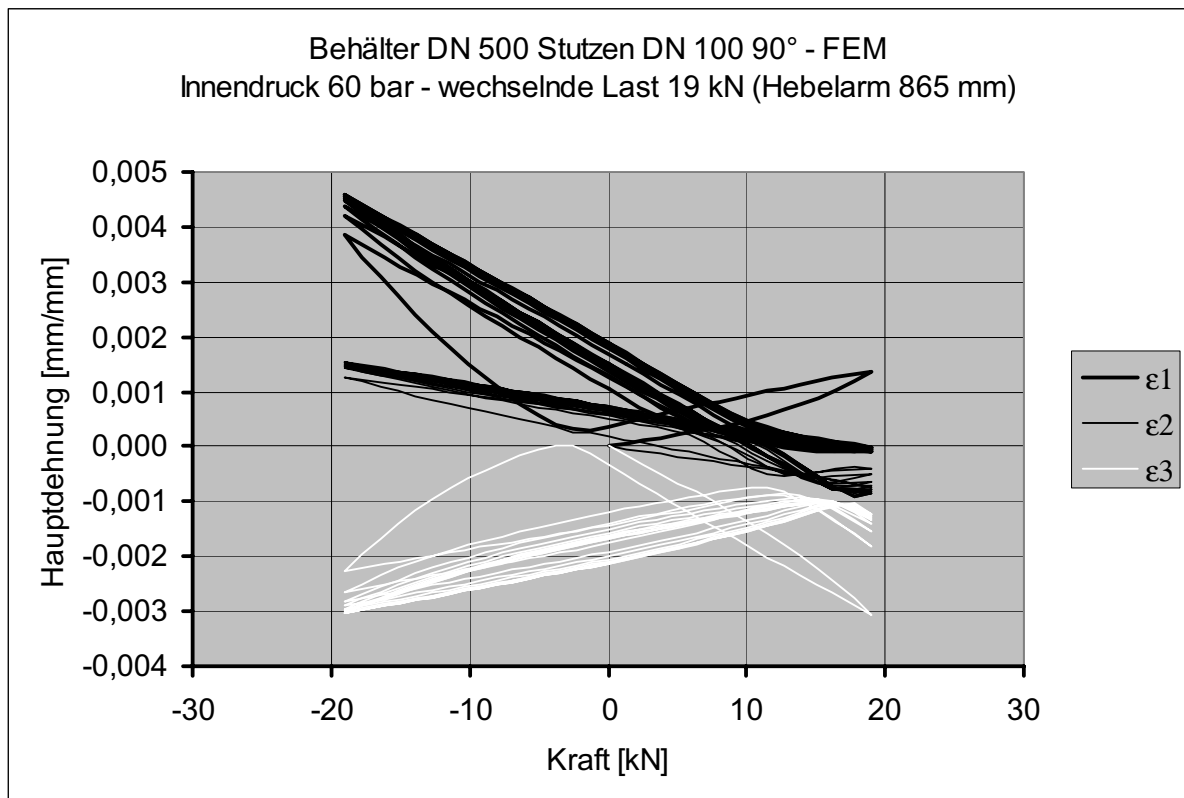


Abb. 153: Hauptdehnungshysteresen - Stutzen DN 100 90° - 60 bar Innendruck (FEM)

11.7.1 Stutzen DN 150 90°

Folgendes Diagramm Abb. 154 zeigt den lokalen Verlauf der Dehnungen am Übergang vom Behälter, über die Stutzenschweißnaht zum Stutzen. Die Messdaten stammen aus dem Versuch unter 60 bar Innendruck und ± 12 kN Querkraftbelastung. Die größte Dehnschwingbreite und damit die maximale Beanspruchung tritt an der Messstelle DMS 15 auf. Die stetige Zunahme der Dehnschwingbreite in Richtung Schweißnahtkerbe ist aus der Abb. 154 eindeutig ersichtlich.

An diesem rechtwinkligen Stutzen wurde auf beiden Seiten in der Behälter-Stutzen-Achse eine redundante örtlich äquivalente Applikation mit DMS-Rosetten und DMS-Ketten vorgenommen (vgl. Abb. 136, Abb. 137). Dies erlaubt einen direkten Vergleich hinsichtlich der Dehnungsänderungen an den höchst beanspruchten Stellen (Ketten-DMS 15 und Rosetten-DMS 25-27).

Die Diagramme Abb. 155, Abb. 156, Abb. 158 und Abb. 159 zeigen an den höchst belasteten Stellen DMS 25-27 und DMS 15 die Dehnungsänderungen unter reiner Stutzenlast ohne Innendruck. Für beide Messstellen stellt sich Ratcheting-Verhalten

ab einer Stützenlast von 25 kN ein. Mit Hilfe der Bauteilfließkurven Abb. 157 und Abb. 160 lässt sich im Rahmen der Auswertegenauigkeit ein Shakedown-Faktor bezogen auf die elastische Grenze von etwa 2 bestimmen. Mit Hilfe der Diagramme Abb. 161 bis Abb. 166 ergibt sich für 30 bar und 60 bar Innendruck ein Shakedown-Faktor von vergleichbarer Größe im Bereich von 2. Dies bestätigt die auf Basis der numerischen Berechnungen abgeleitete Erkenntnis aus Kapitel 8, dass über einen weiten Innendruckbereich die Shakedown-Grenze nicht beeinflusst wird.

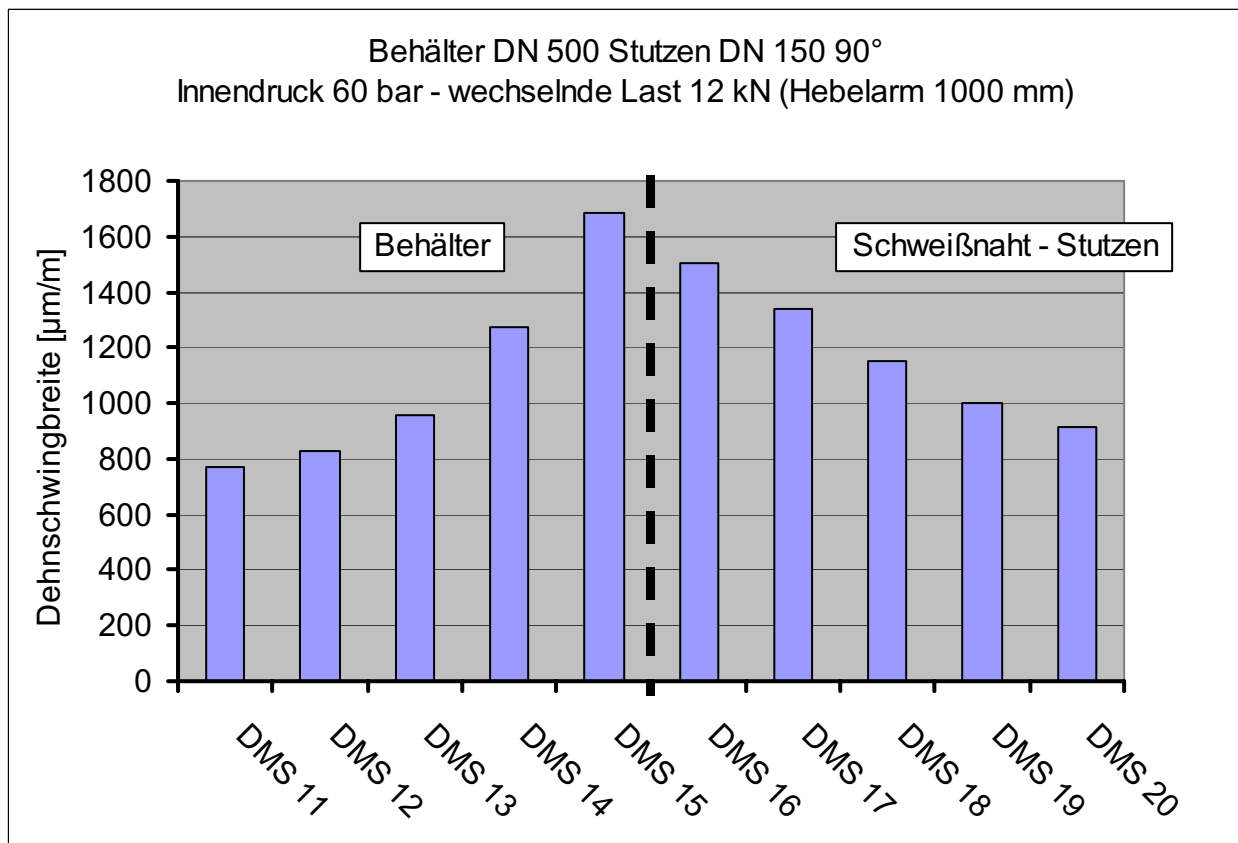


Abb. 154: Verlauf der Dehnungsschwingbreite im Schweißnahtbereich (DMS-Kette axial)

Traten zu Beginn der Experimente überdurchschnittlich hohe Dehnungsänderungen auf, so wurde abweichend von der Vorgehensweise, die Änderungen relativ zum ersten ermittelten Wert aufzutragen, abgewichen und ein späterer Lastwechsel als Bezugspunkt gewählt (vgl. Abb. 164, Abb. 165). Diese Verfahrensweise erleichtert die optische Interpretation der Diagramme und lässt eine Veränderung in den Dehnungsverläufen leichter erkennen. Das Ergebnis der relativen Änderungen wird selbst nicht beeinflusst.

Die Auswertung der am Stützen DN 150 90° angebrachten Wegaufnehmer (Abb. 167) eignet sich in gleicher Weise wie die DMS-Messergebnisse zum Nachweis des Ratcheting-Verhaltens. Der eindeutig kontinuierliche Anstieg der Wegamplitude bei einer Stützenlast von 30 kN kann sowohl am Wegaufnehmer (Abb. 168) als auch am Zylinderweg des zur Lastaufgabe verwendeten Hydropulszylinders (Abb. 169) verfolgt werden und zeigt die zunehmende Nachgiebigkeit des Stützens mit wachsenden Lastzyklen. Bei einer Stützenlast von 21 kN ist umgekehrt ein beständig konstantes Verformungsverhalten festzustellen.

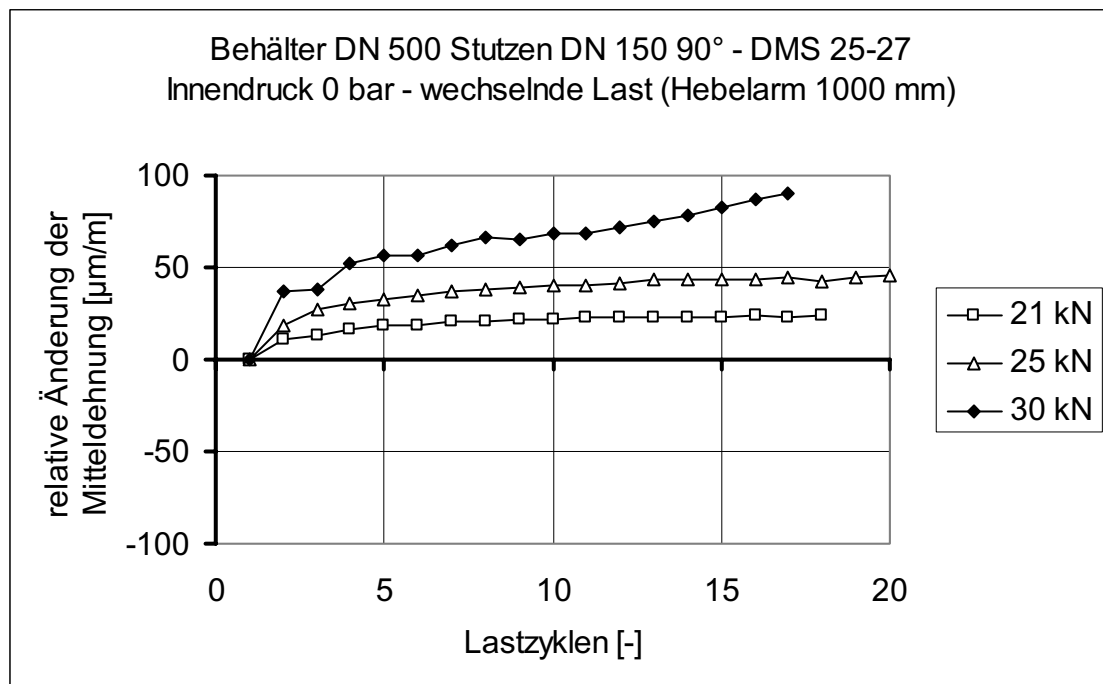


Abb. 155: Mitteldehnungsänderung - Stützen DN 150 90°
Messpunkt DMS 25-27 - Innendruck 0 bar

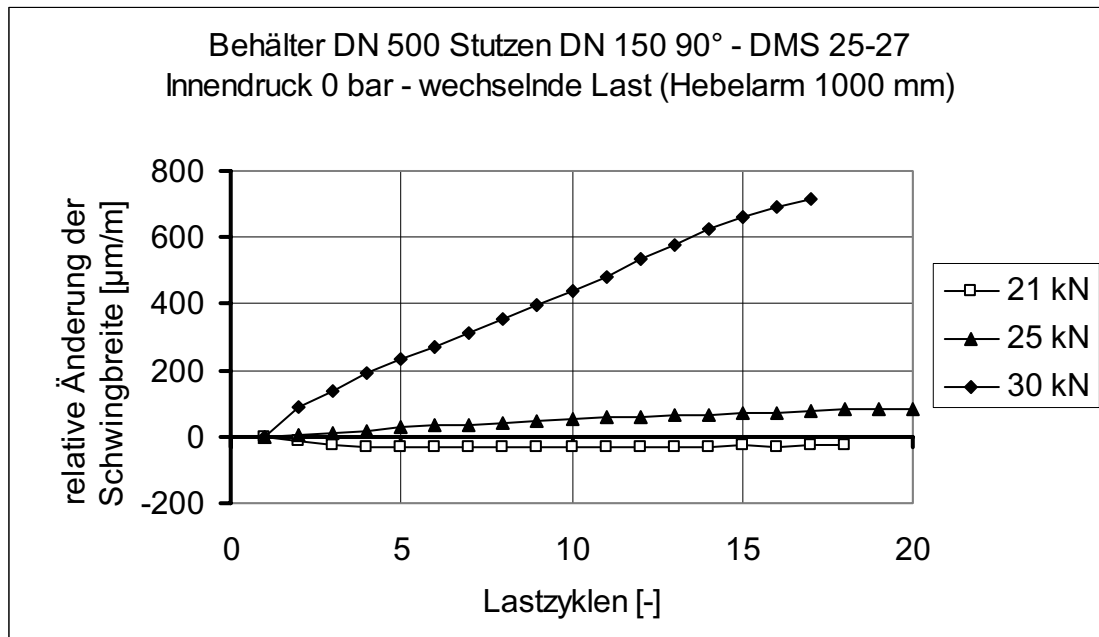


Abb. 156: Dehnschwingbreitenänderung - Stützen DN 150 90°
Messpunkt DMS 25-27 - Innendruck 0 bar

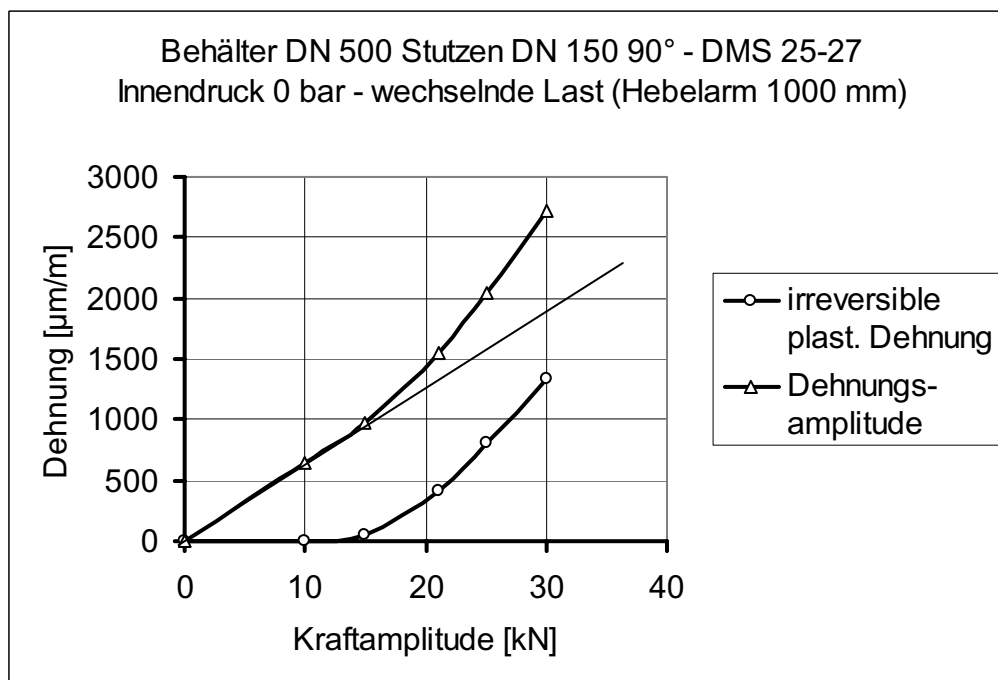


Abb. 157: Bauteiließkurve - Stützen DN 150 90° - Messpunkt DMS 25-27
Innendruck 0 bar

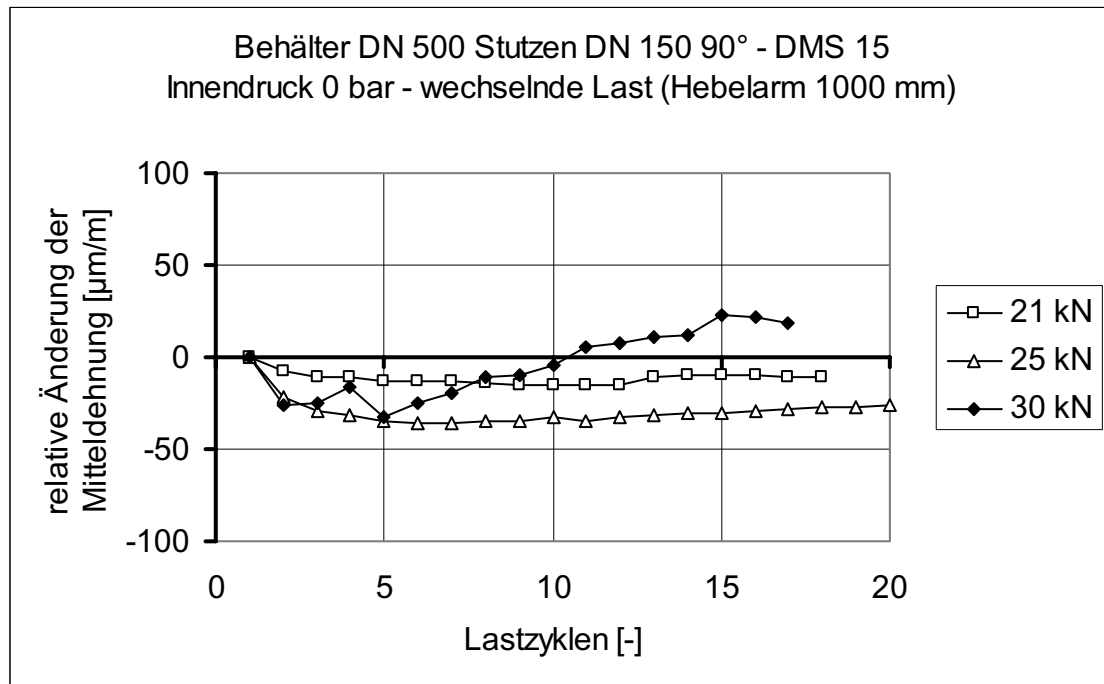


Abb. 158: Mitteldehnungsänderung - Stutzen DN 150 90° - Messpunkt DMS 15
Innendruck 0 bar

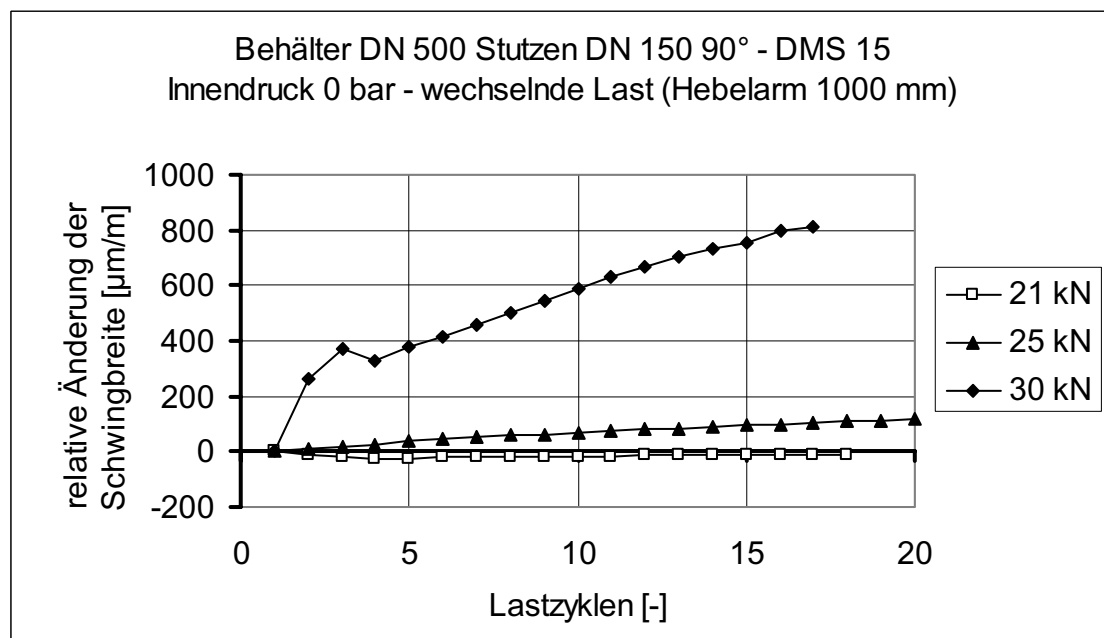


Abb. 159: Dehnschwingbreitenänderung - Stutzen DN 150 90° - Messpunkt DMS 15
Innendruck 0 bar

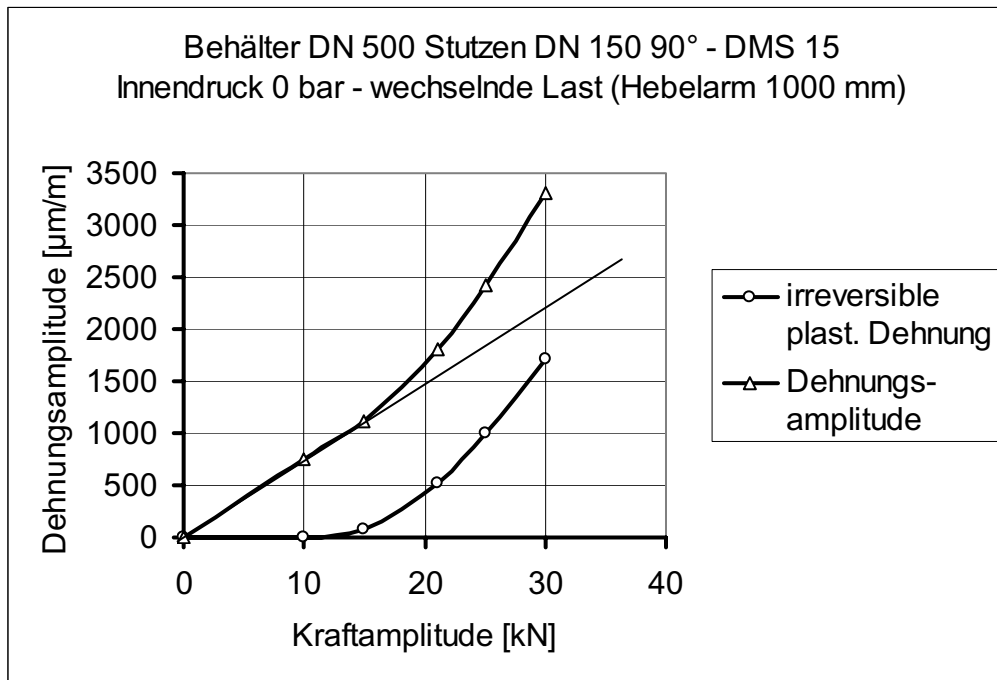


Abb. 160: Bauteilfließkurve - Stutzen DN 150 90° - Messpunkt DMS 15
Innendruck 0 bar

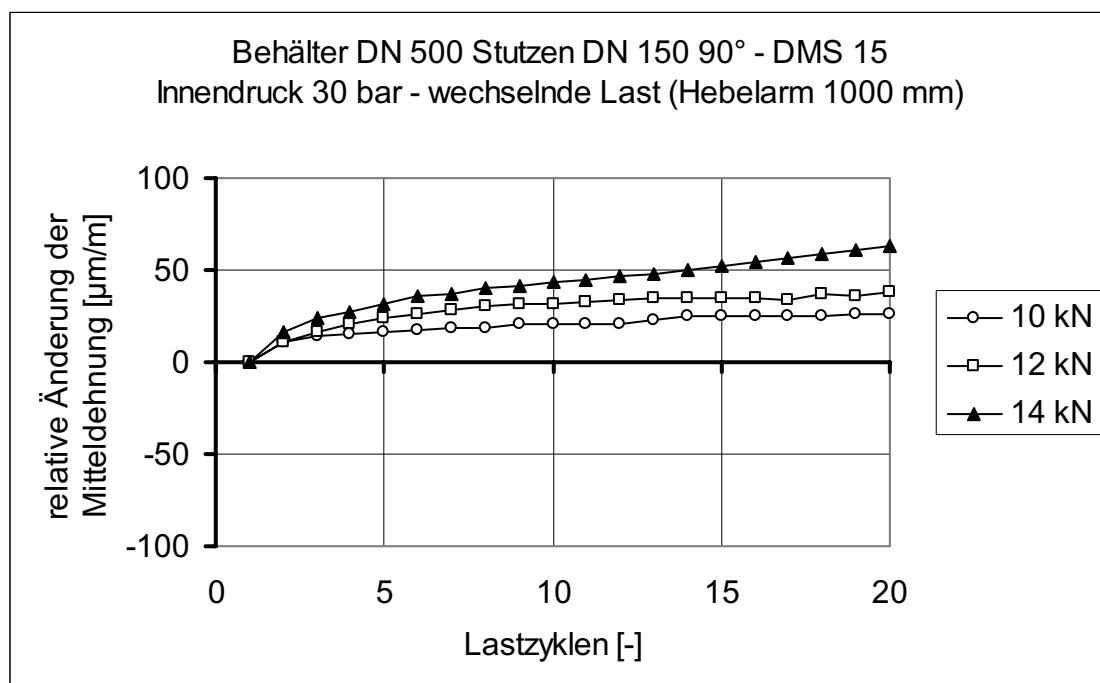


Abb. 161: Mitteldehnungsänderung - Stutzen DN 150 90° - Messpunkt DMS 15
Innendruck 30 bar

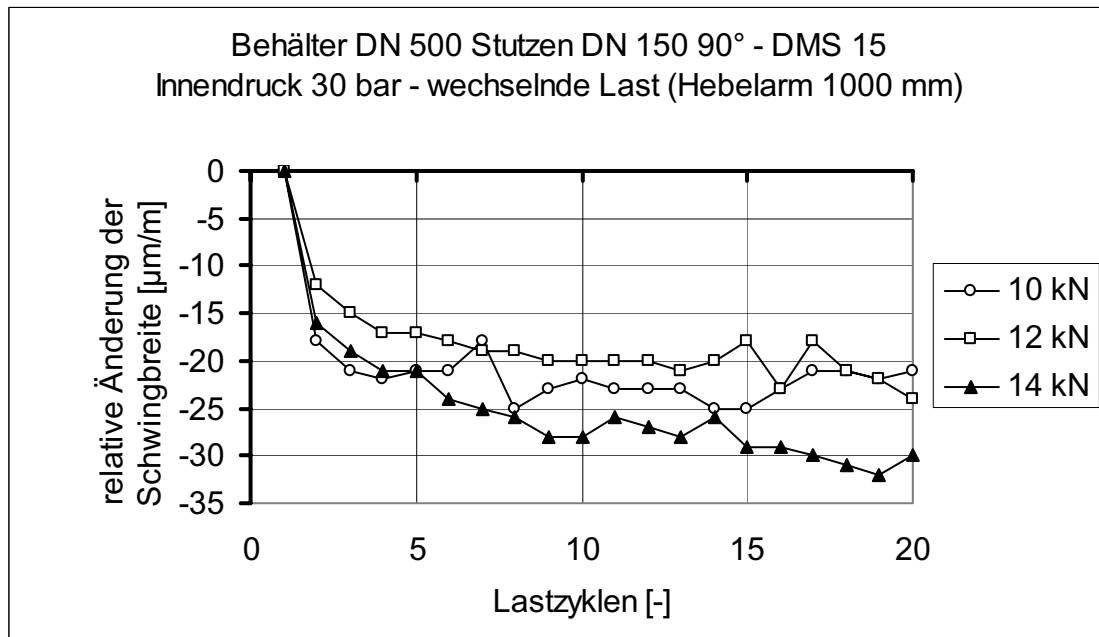


Abb. 162 Dehnschwingbreitenänderung - Stützen DN 150 90° - Messpunkt DMS 15
Innendruck 30 bar

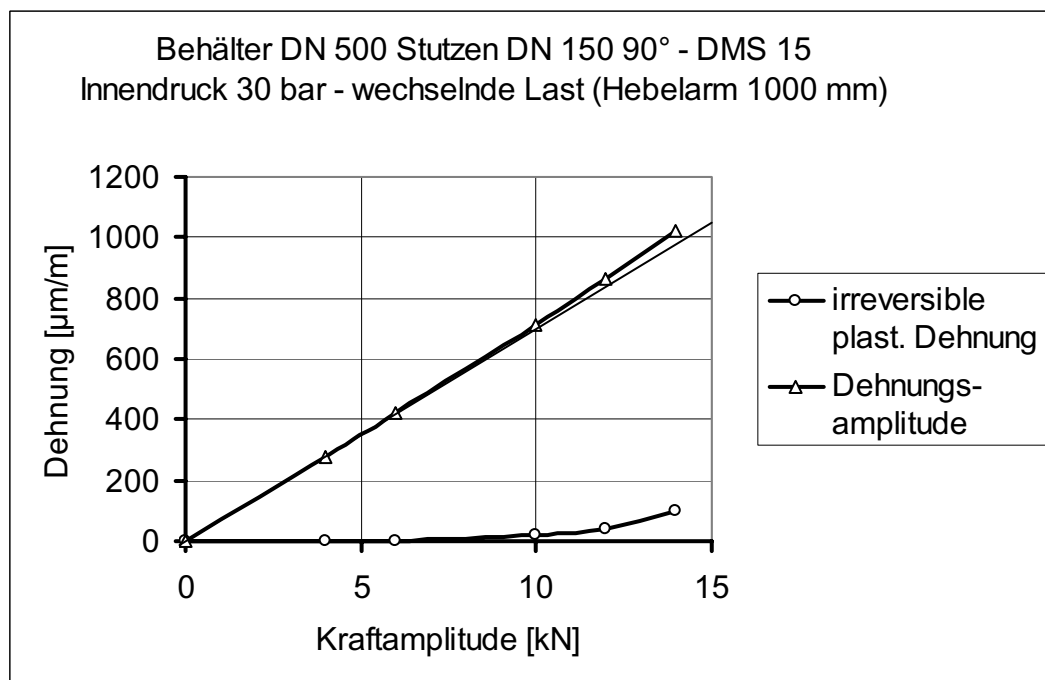


Abb. 163: Bauteiließkurve - Stützen DN 150 90° - Messpunkt DMS 15
Innendruck 30 bar

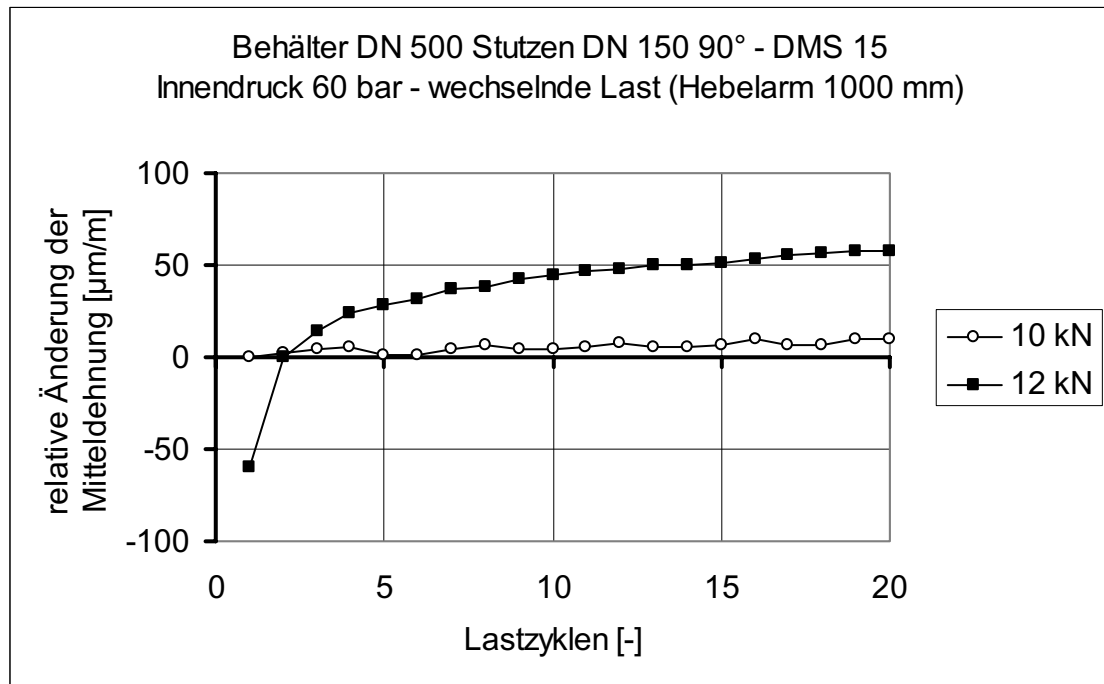


Abb. 164: Mitteldehnungsänderung - Stützen DN 150 90 - Messpunkt DMS 15
Innendruck 60 bar

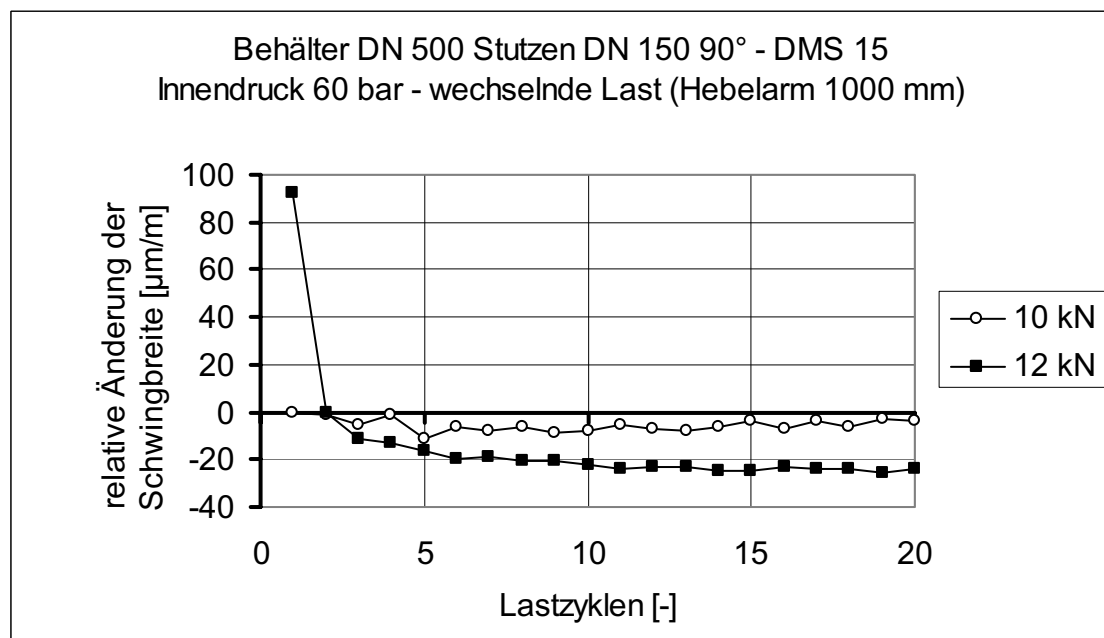


Abb. 165: Mitteldehnungsänderung - Stützen DN 150 90 - Messpunkt DMS 15
Innendruck 60 bar

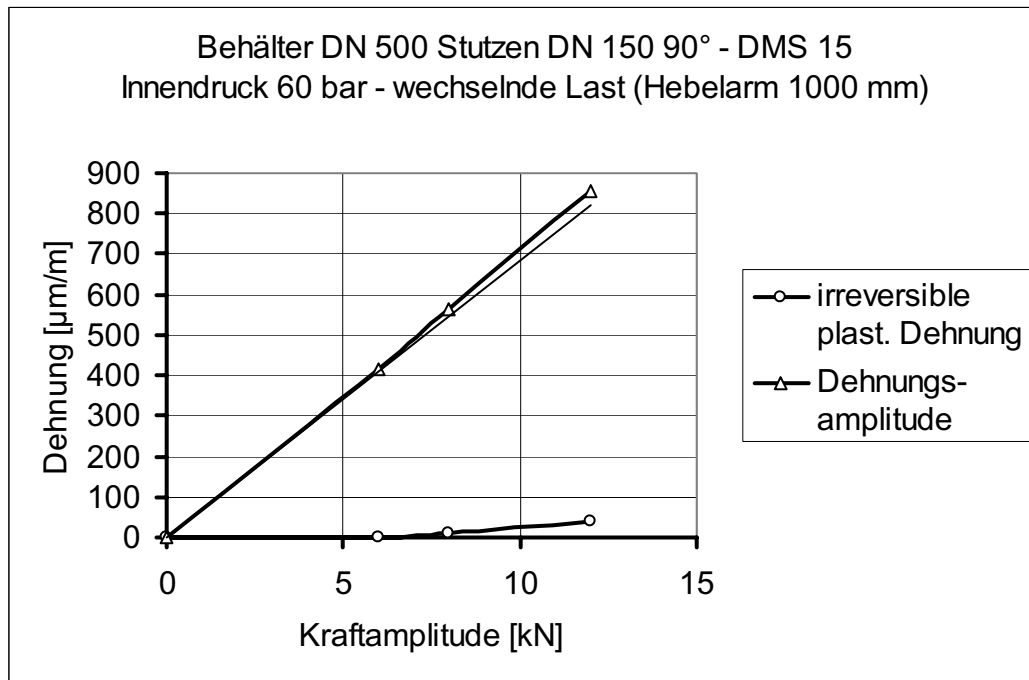


Abb. 166: Bauteilfließkurve - Stutzen DN 150 90° - Messpunkt DMS 15
Innendruck 60 bar

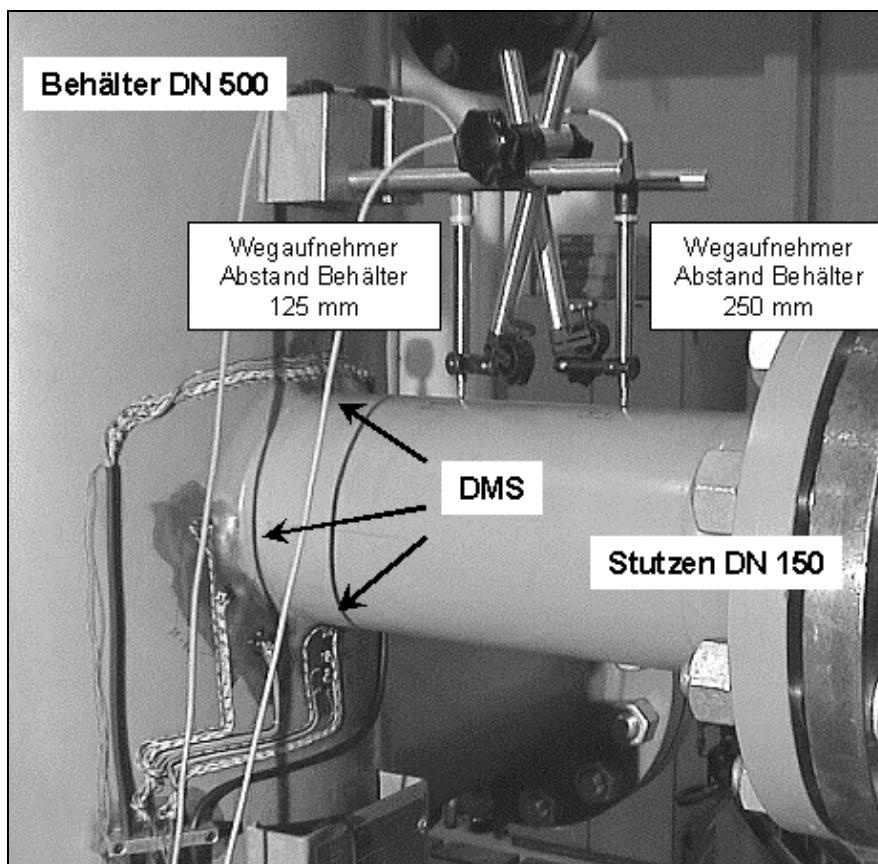


Abb. 167: Messung der Stutzenverformungen mit Wegtaster

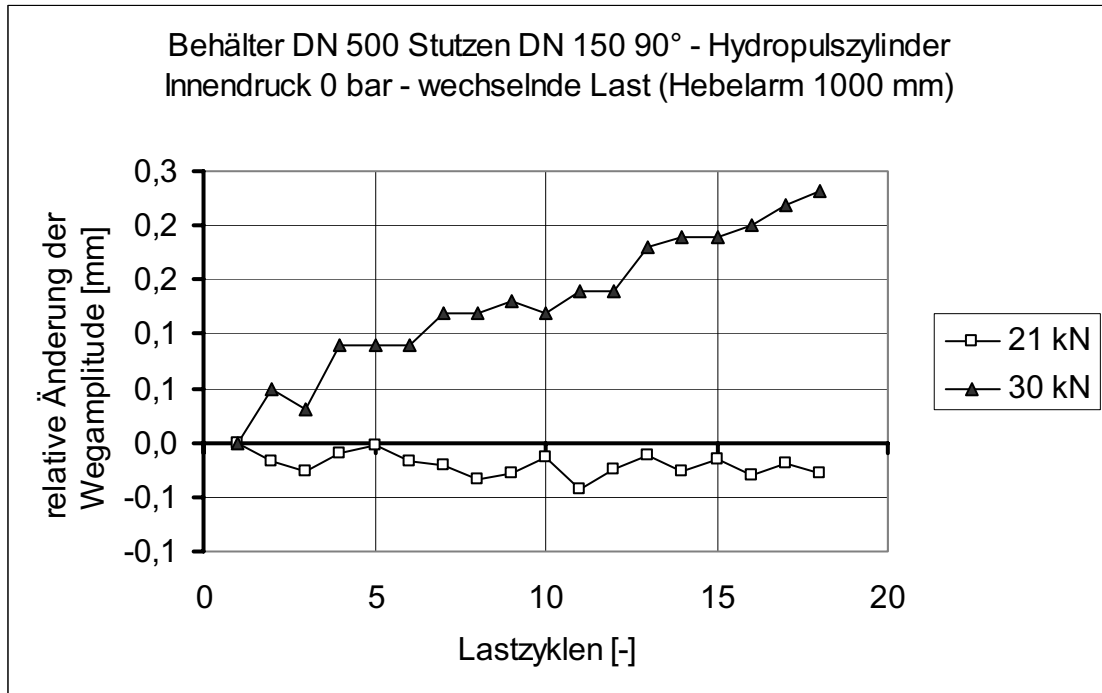


Abb. 168: Hydropulszylinderweg- Stützen DN 150 90°
Zunahme der Wegamplitude => bleibende Verformungen

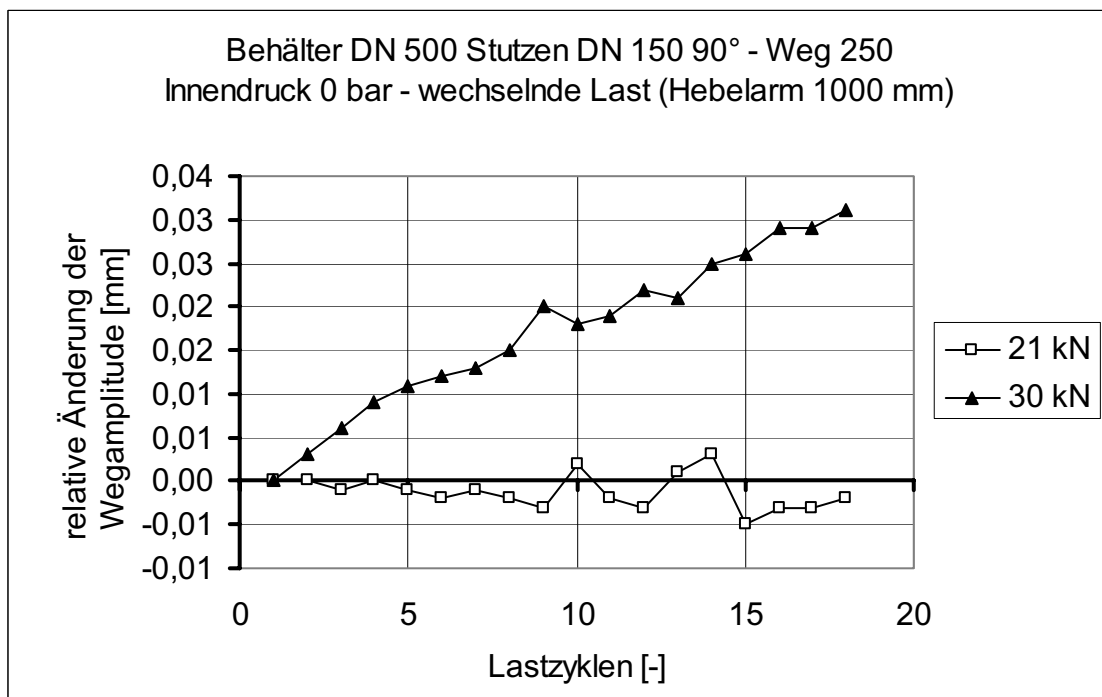


Abb. 169: Zunahme der Wegamplitude - Stützen DN 150 90° - Wegaufnehmer

11.7.2 Stützen DN 150 45°

Im Gegensatz zu den rechtwinkligen Stützen konnte bei den schrägen Stützen als erste Erkenntnis aus den numerischen Analysen folgender interessanter Sachverhalt abgeleitet werden: Als Berechnungsergebnis der Finite-Elemente-Analyse mit kontinuierlicher Steigerung des Stützenmoments ergab sich eine Verlagerung des Beanspruchungsmaximums von der Innenseite im Stützenlängsschnitt in den Schweißnahttrandbereich der spitzwinkligen Außenseite. Die größten Dehnungen traten nicht wie erwartet in der Symmetrieebene (Stützenebene), sondern in einem Winkel versetzt zur Stützenebene auf (Abb. 170, Abb. 172), was auf den versteifenden Einfluss der Schweißnaht und des Stützenwinkels zurückzuführen ist. Die durch eine derartige Betriebsweise entstehenden Wechselbeanspruchungen würden demnach nicht in der Symmetrieebene, sondern etwas versetzt davon an der Behälteraußenseite Mikrorisse initiieren. Abb. 174 zeigt die zunehmende Dehnschwingbreite an der höchst beanspruchten Stelle mit steigender zyklischer Stützenbelastung und verdeutlicht die prinzipielle Verlagerung des Beanspruchungsmaximums.

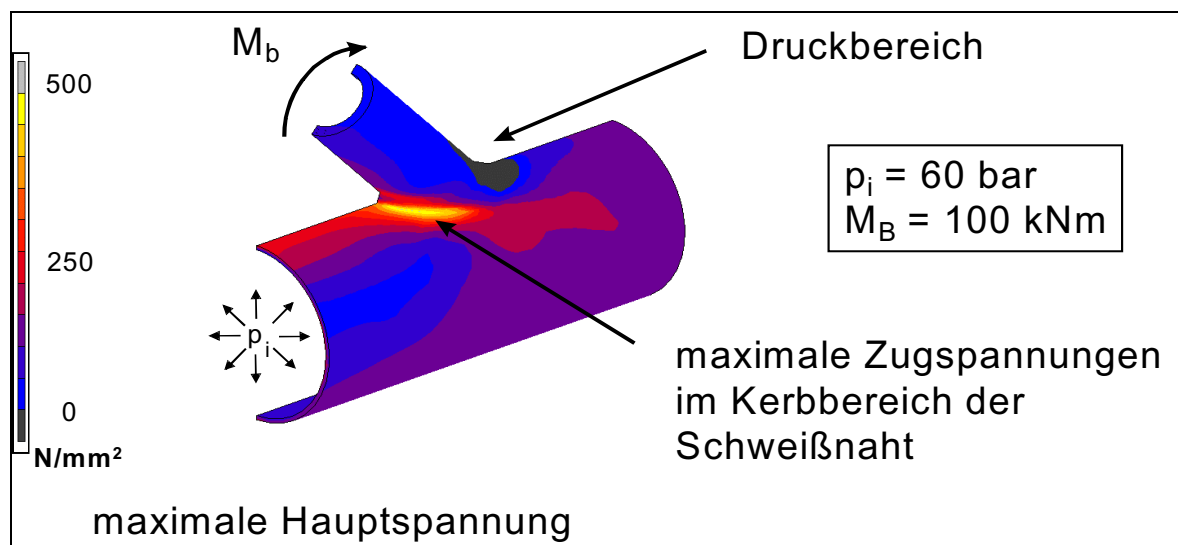


Abb. 170: Spannungsverteilung der maximalen Hauptspannung bei Innendruck- und Biegemomentenbelastung

Eine Veranschaulichung der sich bei zyklischer Belastung verändernden Dehnungen in diesem hoch belasteten Bereich kann der Abb. 171 entnommen werden. Es wird die Dehnungsänderung bei stetig zunehmender (kontinuierlicher) Belastung und bei inkrementeller (schrittweiser) Lastaufgabe mit Entlastungsschritten gegenübergestellt. Wird diese maximal beanspruchte Stelle bei inkrementeller

Laststeigerung betrachtet, so zeigt sich bei den Entlastungsvorgängen mit dem hier verwendeten linear-elastischen ideal-plastischen Materialverhalten ab einem Stützenmoment von 140 kNm die einsetzende Rückplastifizierung. Diese Information lässt sich als erste grobe Abschätzung der Shakedown-Grenze verwenden und gibt einen sinnvollen Startwert für die Versuchsdurchführung wieder. Zur näheren Untersuchung des Einspielvorgangs sind zyklische Analysen bei unterschiedlichen Lastniveaus notwendig.

Für den Ergebnisvergleich zwischen Dehnungsmessung und numerischer Simulation wurden zwei praktikable Auswertevarianten auf ihre Eignung getestet und gegenübergestellt. Zum einen wertete man die Dehnungswerte direkt an den Elementknoten des FE-Modells aus. Zum anderen wurden an den entsprechenden Orten die applizierten DMS durch sogenannte TRUSS-Elemente zwischen den Elementknoten der Volumenelemente nachgebildet. Bei den TRUSS-Elementen handelt es sich um eindimensionale Elemente, die ausschließlich in Längsrichtung einen Dehnungswert liefern. Damit die TRUSS-Elemente die Berechnungsergebnisse nicht beeinflussen, wurde ihnen eine geringe Steifigkeit zugewiesen. Als Ergebnis liefern die TRUSS-Elemente Dehnungswerte in Richtung des DMS-Messgitters, die ohne jede Umrechnung mit den Messergebnissen verglichen werden können. In Abb. 173 ist die Dehnschwingbreite der größten Hauptspannung aus Versuch und Berechnung dargestellt. Mit e_1 und e_2 sind die beiden ermittelten Dehnungskomponenten bezeichnet. Es zeigt sich, dass die Berechnungsergebnisse den tendenziellen Verlauf der Messkurven sehr gut wiedergeben und auch quantitativ eine gute Übereinstimmung vorhanden ist. Auf die aufwendige Modellierung der einzelnen DMS mit Hilfe von TRUSS-Elementen wurde aber dennoch verzichtet, da schon die Knotenergebnisse die gemessene Beanspruchung im Rahmen der Mess- und Rechengenauigkeit gut wiedergeben. und bei der vorliegenden Aufgabenstellung in der Hauptsache die Änderungen der Dehnungen von Interesse sind.

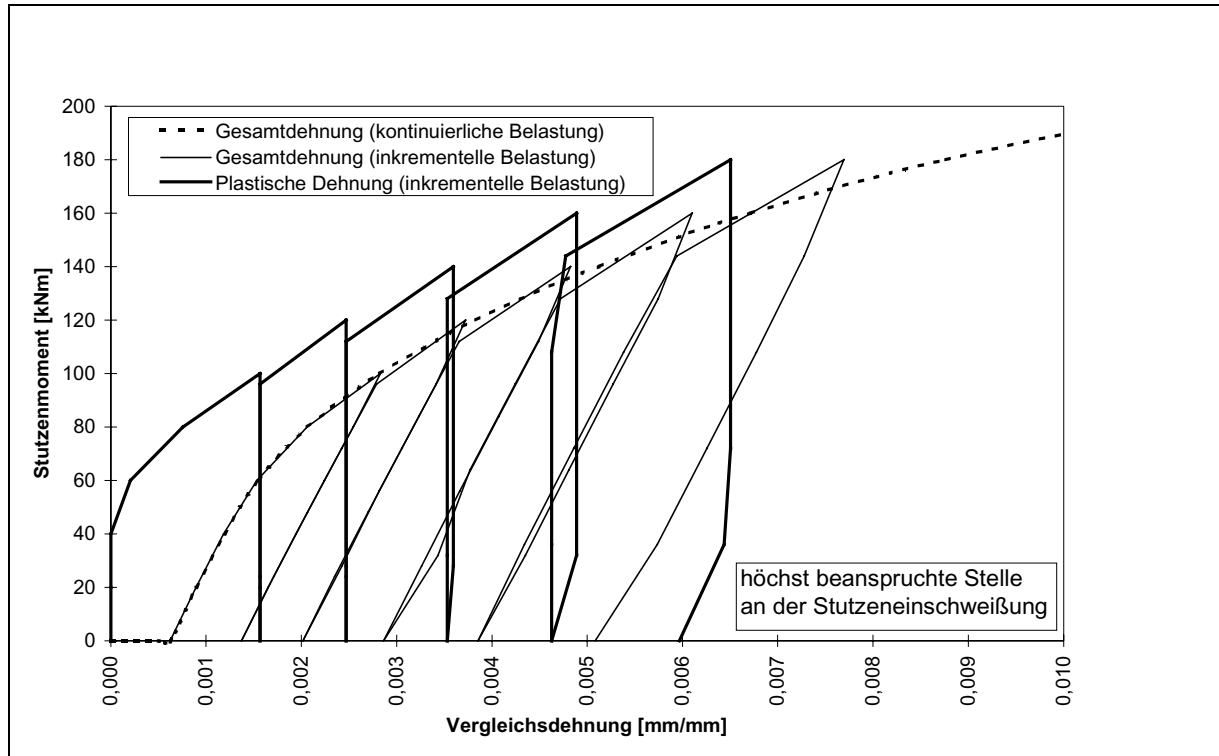


Abb. 171: Gesamtdehnungen und plastische Dehnungen bei kontinuierlicher und inkrementeller Momentenbelastung

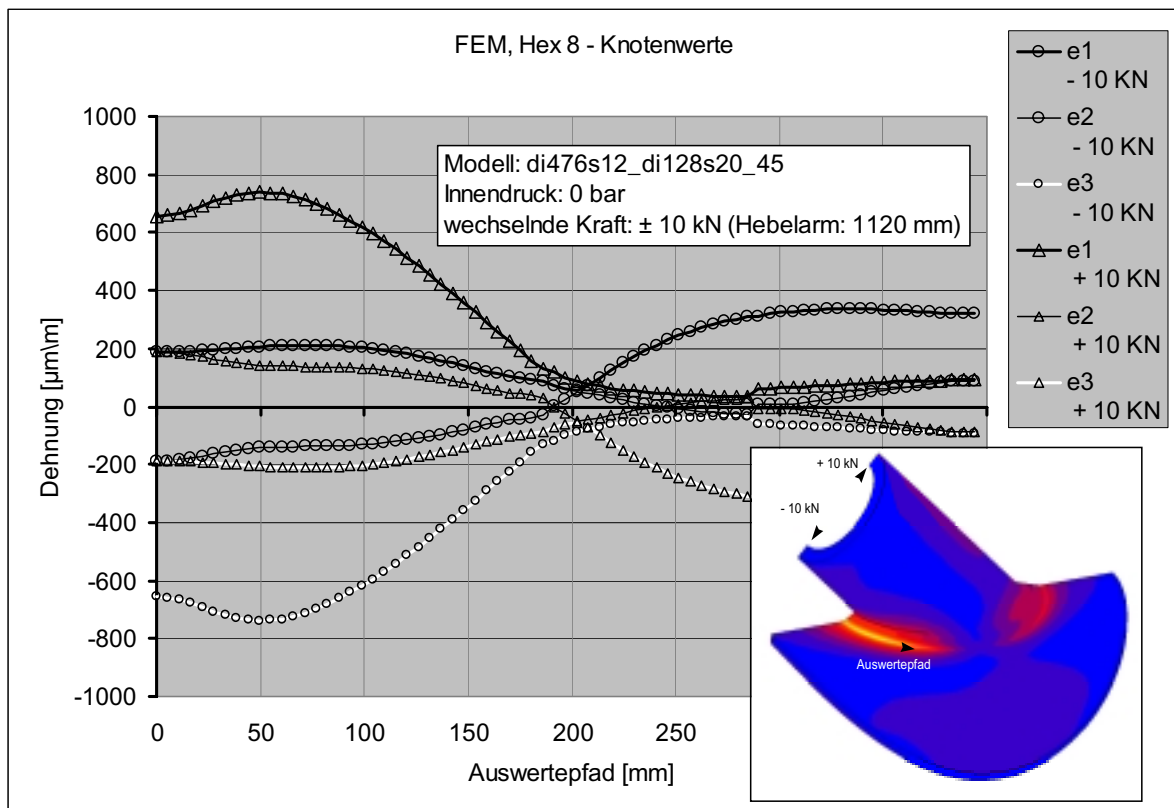


Abb. 172: Hauptdehnungen (e1, e2, e3) unter maximaler und minimaler Last entlang der Schweißnahtkerbe (FEM)

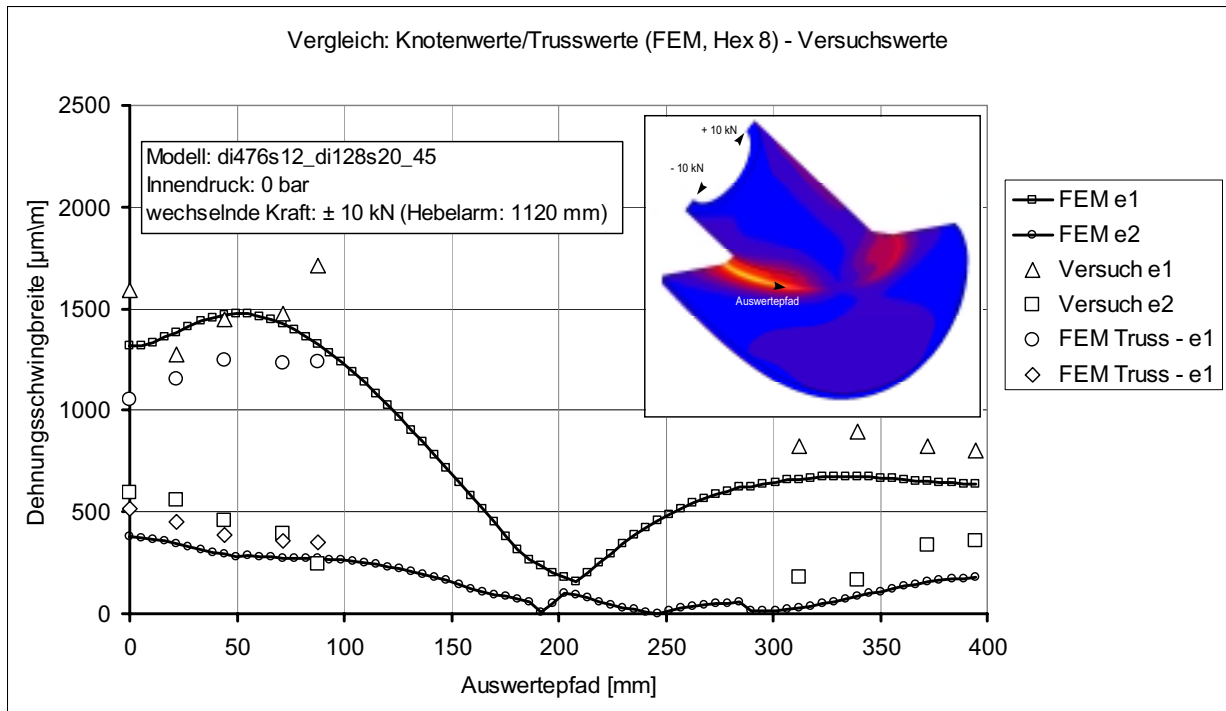


Abb. 173: Dehnungsschwingbreite (e1, e2) an der Schweißnahtkerbe - Vergleich Berechnung und Experiment

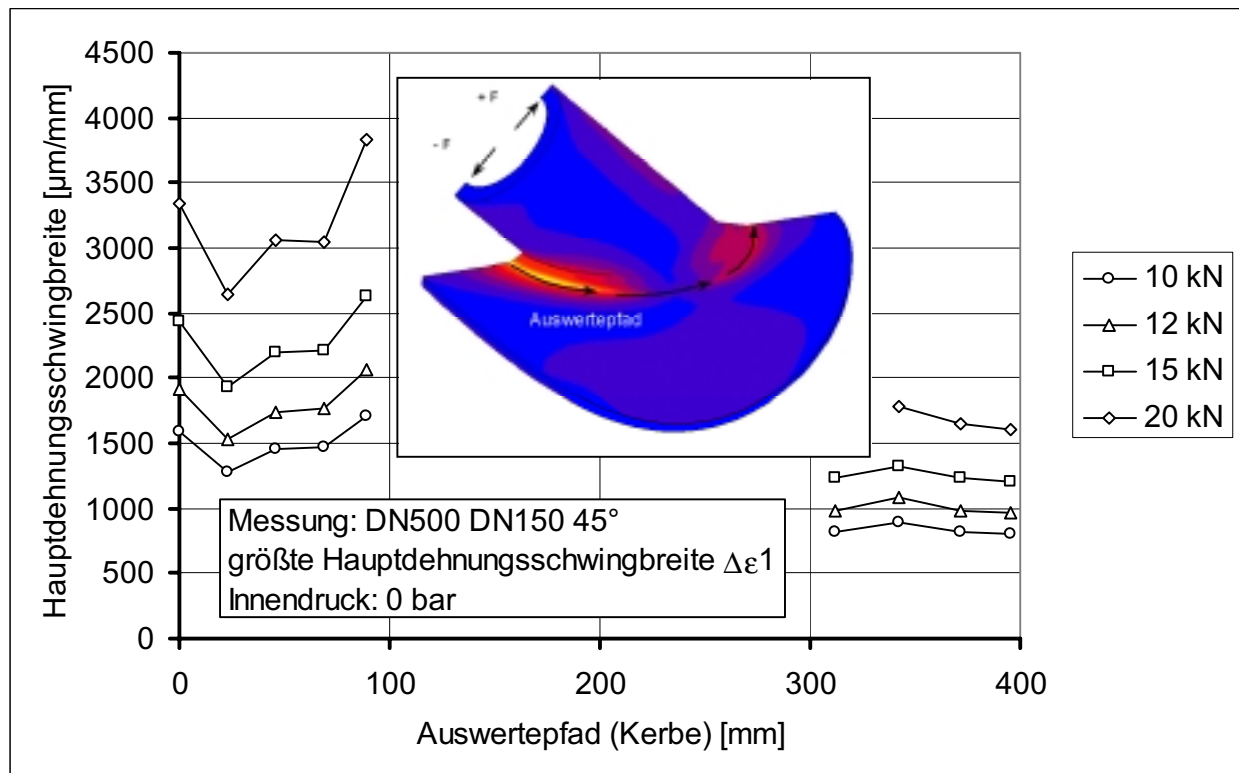


Abb. 174: Veränderung der Dehnungsschwingbreite mit zunehmender Stutzenlast (Versuch)

Die Ergebnisse der experimentellen Einspieluntersuchungen am Stützen DN 150 45° sind von Abb. 175 bis Abb. 180 dargestellt. Ohne Innendruck kann man mit Hilfe der Bauteilfließkurven einen Shakedown-Faktor von ca. 2 ermitteln. Dieses Ergebnis entspricht dem für den Stützen DN 150 90° bestimmten Faktor. Bei einem Innendruck von 60 bar sinkt beim Stützen DN150 45° der Shakedown-Faktor auf etwa 1,3 ab, d.h. im Gegensatz zum rechtwinkligen Stützen beeinflusst beim schrägen Stützen die Innendruckbelastung das Einspielverhalten im Bauteil.

Die Abb. 182 bis Abb. 189 zeigen die Resultate der numerischen Shakedown-Untersuchungen zum Stützen DN 150 45°. Die experimentell ermittelten Shakedown-Grenzen von 22 kN bei 0 bar Innendruck und von 14 kN bei 60 bar Innendruck lassen sich durch die numerisch bestimmten Dehnungsverläufe an der höchst beanspruchten Stelle im Verschneidungsbereich des Stützens (Abb. 181) quantitativ bestätigen. Es ergeben sich demzufolge in Bezug auf die Bauteilfließkurven Shakedown-Faktoren von vergleichbarer Größe. Betrachtet man die Verformungen der Lasteinleitungsstelle am Stützenrohr (Abb. 188 und Abb. 189), so lässt sich ohne Innendruckbelastung wiederum eindeutig ein Anwachsen der Werte ab 22 kN erkennen und auf Ratcheting im Bauteil schließen.

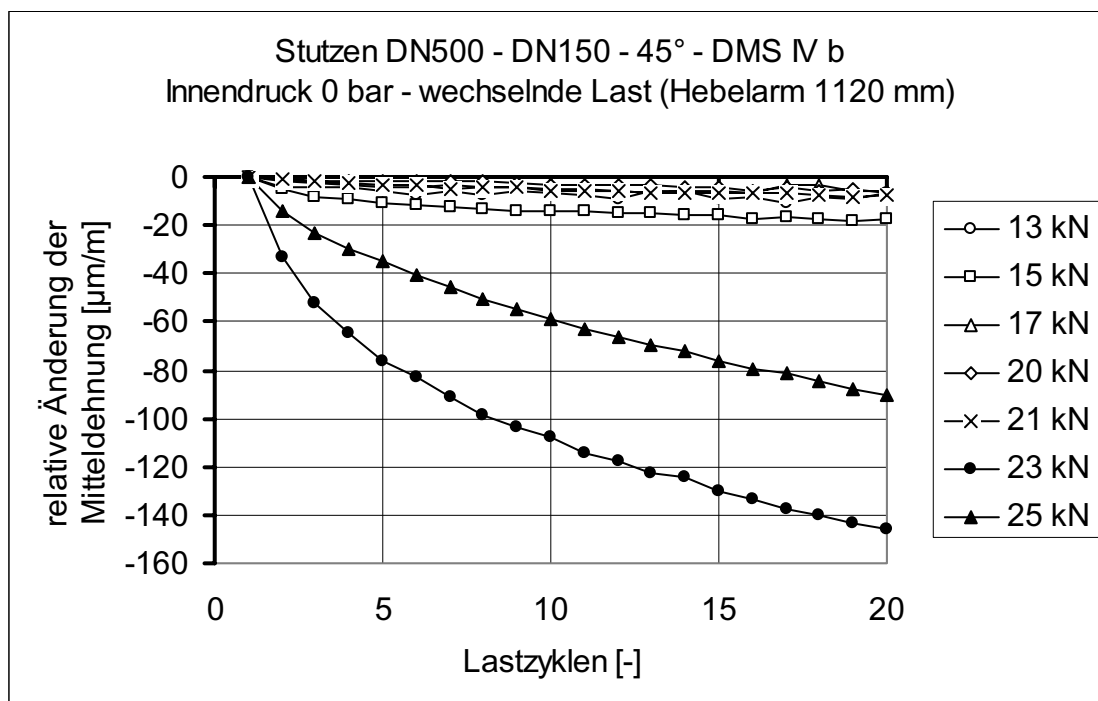


Abb. 175: Mitteldehnungsänderung - Stützen DN 150 45° - Innendruck 0 bar

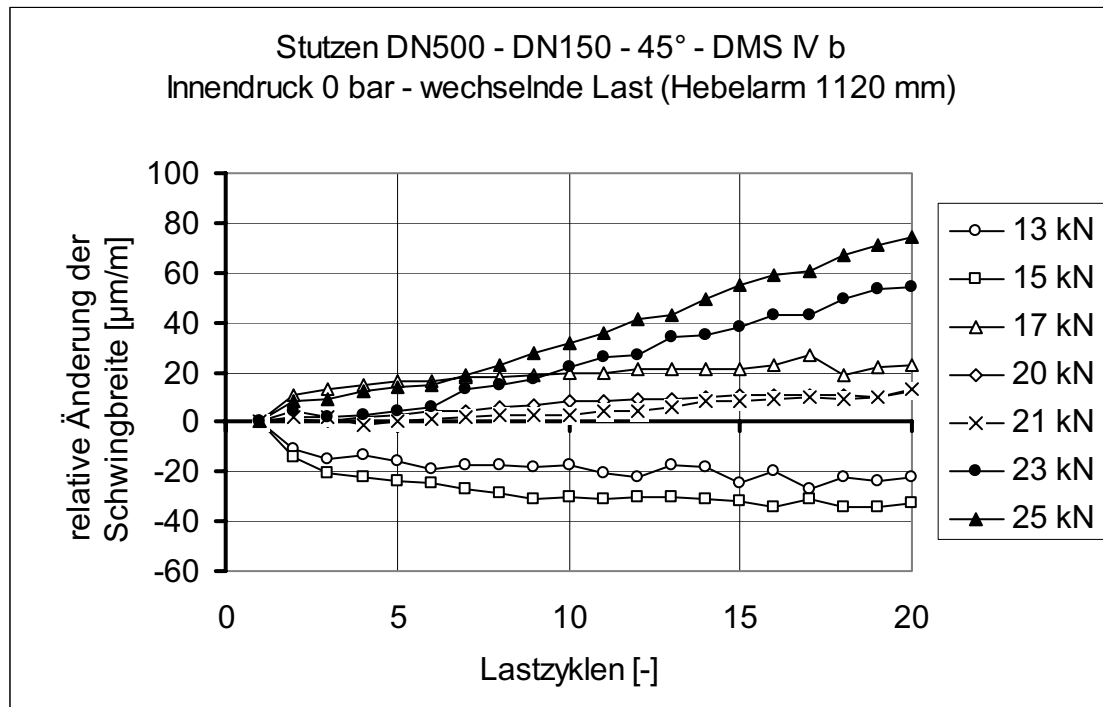


Abb. 176: Dehnschwingbreitenänderung - Stützen DN 150 45° - Innendruck 0 bar

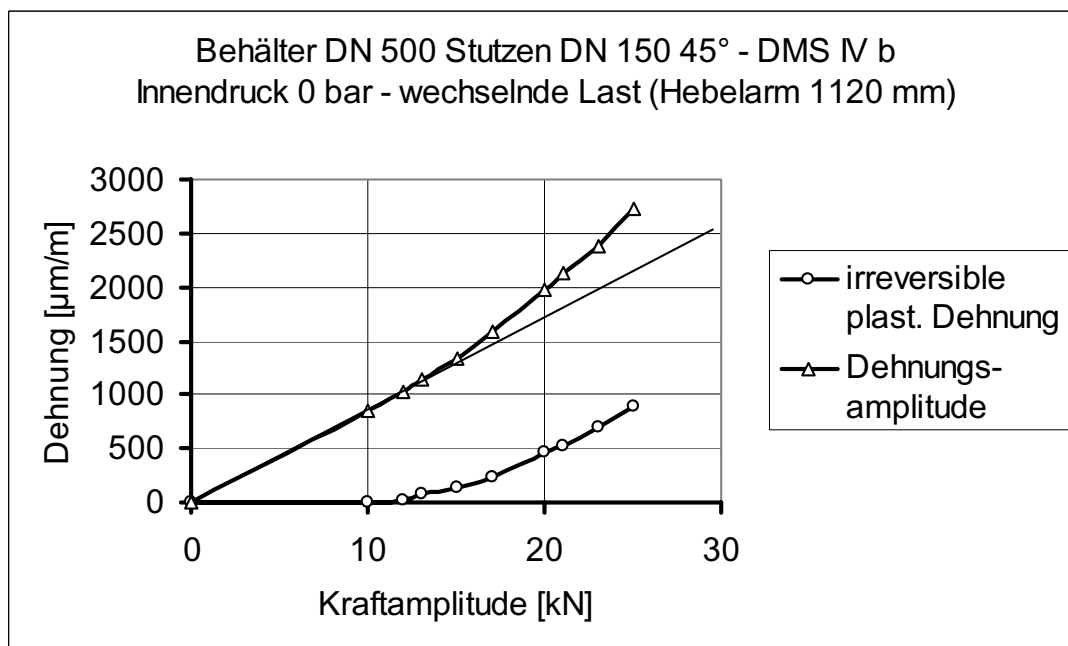


Abb. 177: Bauteilfließkurve - Stützen DN 150 45° - Innendruck 0 bar

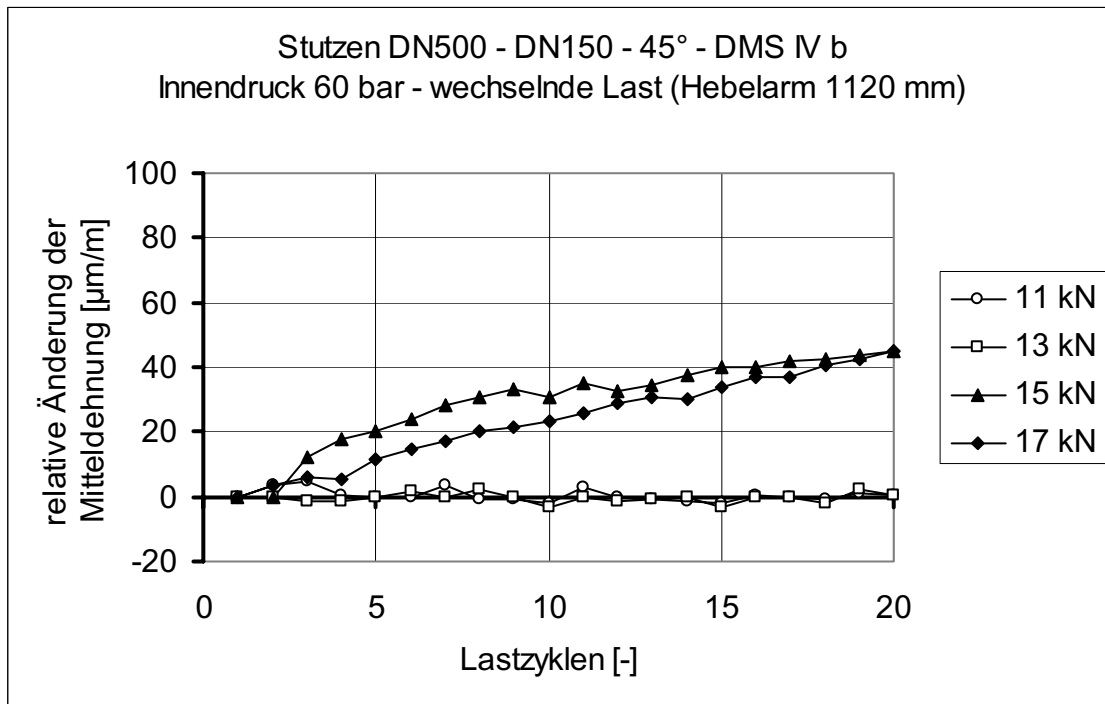


Abb. 178: Mitteldehnungsänderung - Stützen DN 150 45° - Innendruck 60 bar

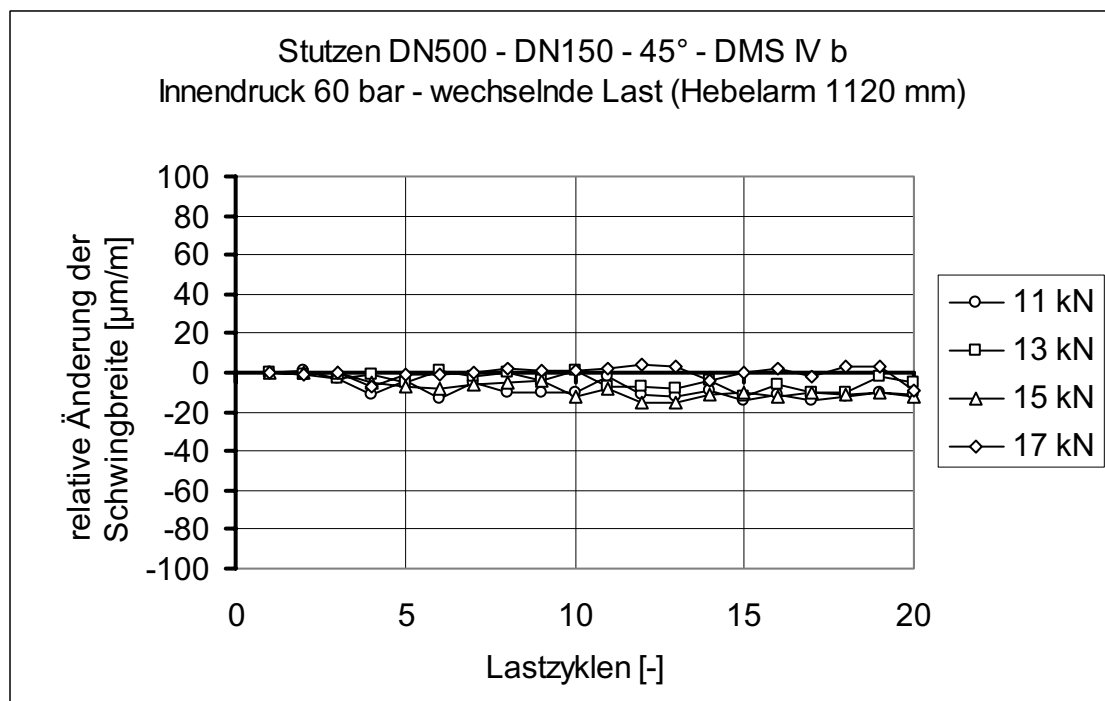


Abb. 179: Dehnschwingbreitenänderung - Stützen DN 150 45° - Innendruck 60 bar

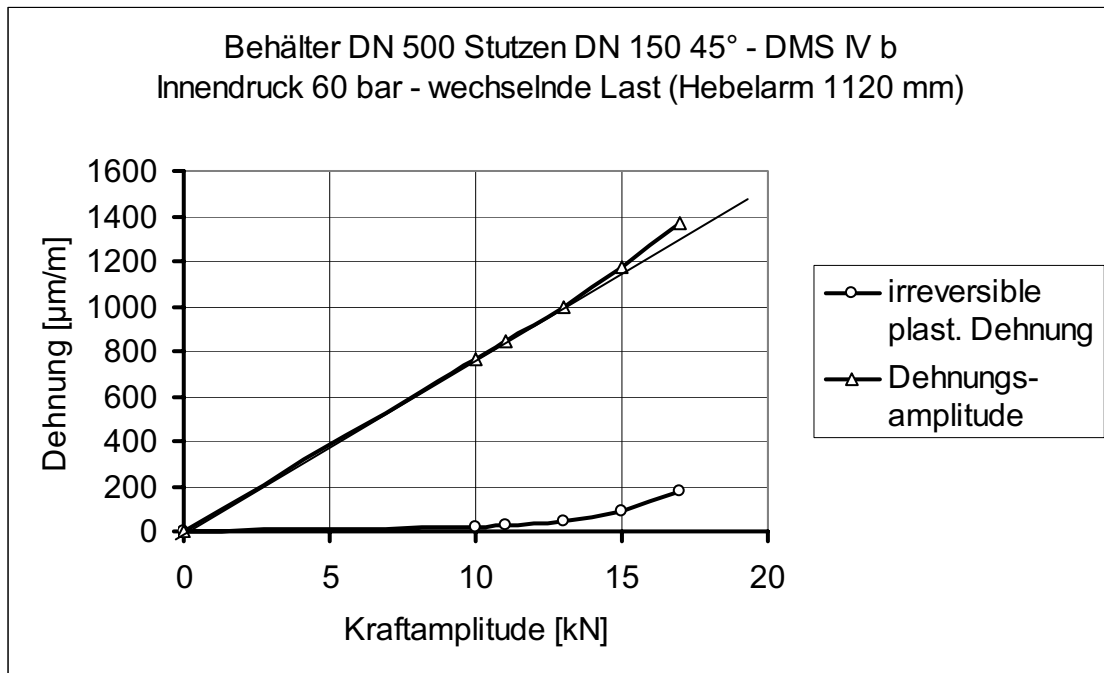


Abb. 180: Bauteilfließkurve - Stutzen DN 150 45° - Innendruck 60 bar

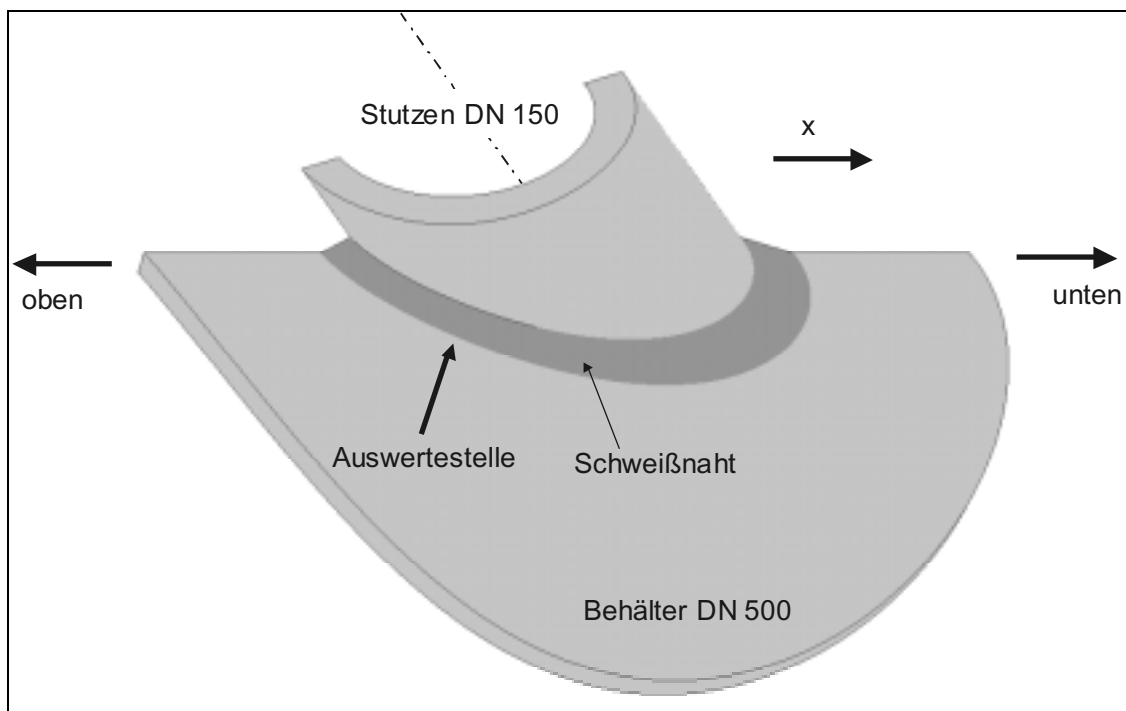


Abb. 181: Auswerteort der numerischen Berechnung - Stutzen DN 150 45°

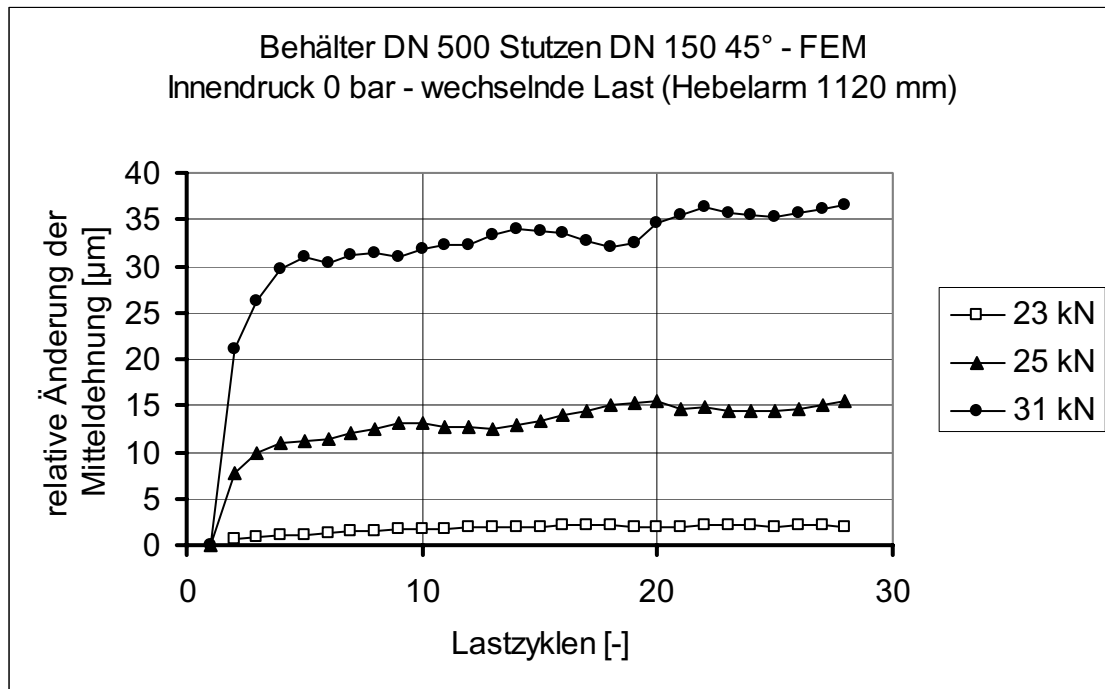


Abb. 182: Mitteldehnungsänderung - Stützen DN 150 45° - Innendruck 0 bar (FEM)

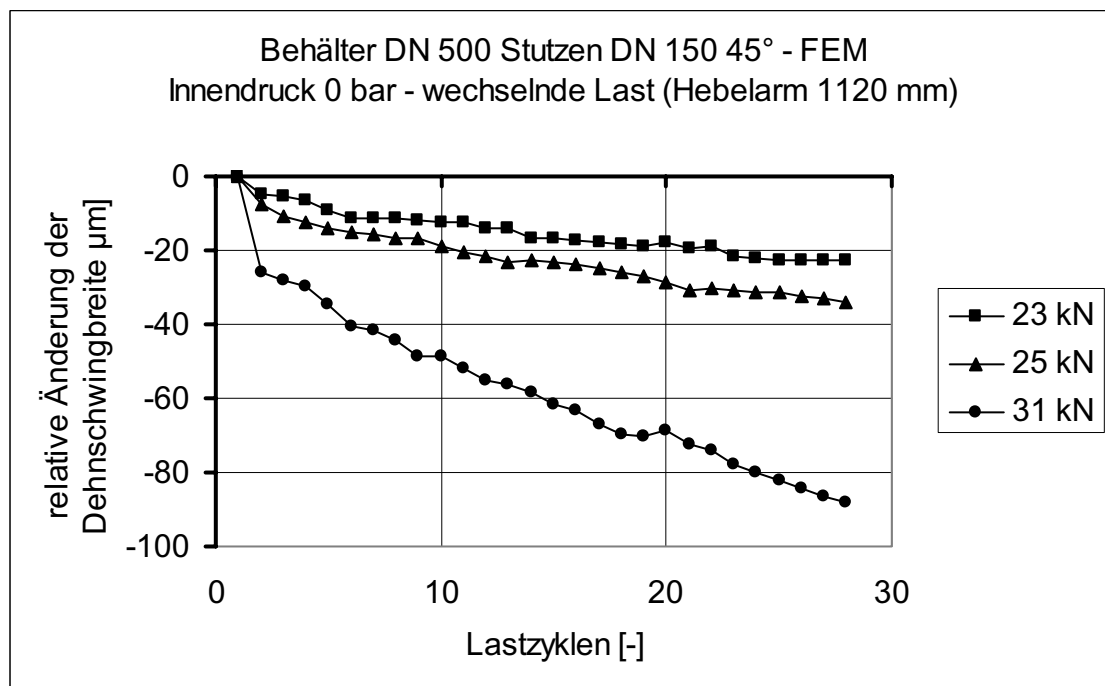


Abb. 183 Dehnschwingbreitenänderung - Stützen DN 150 45° - Innendruck 0 bar (FEM)

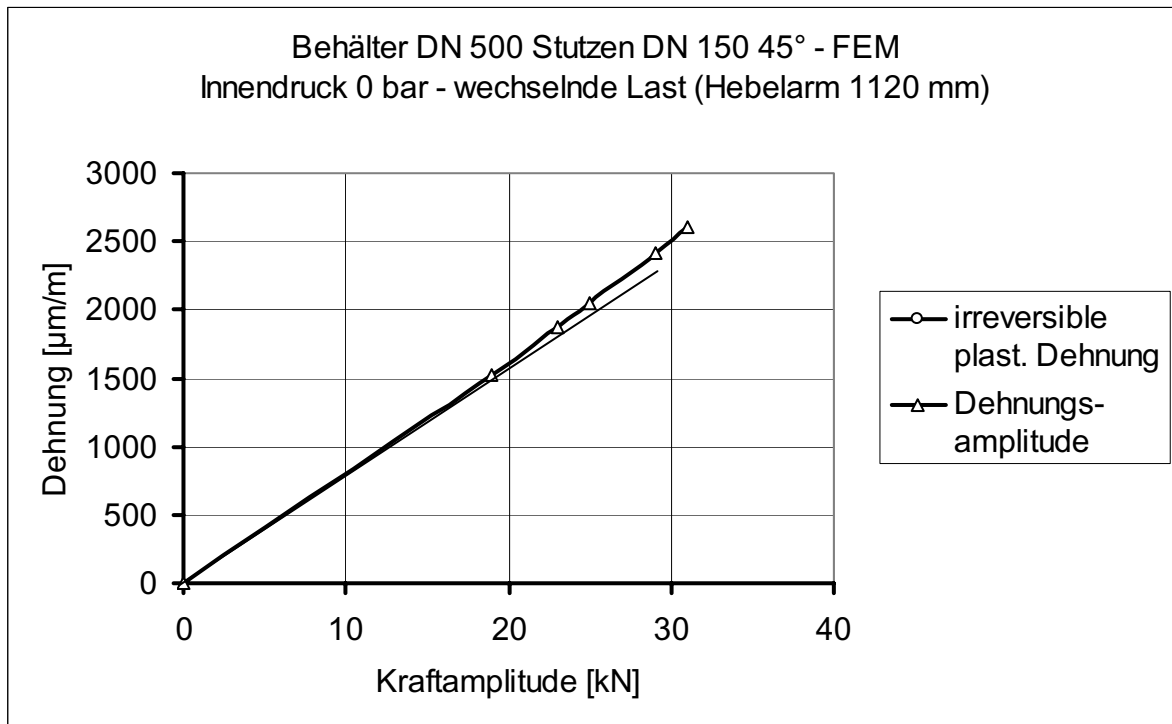


Abb. 184: Bauteilfließkurve - Stutzen DN 150 45° - Innendruck 0 bar (FEM)

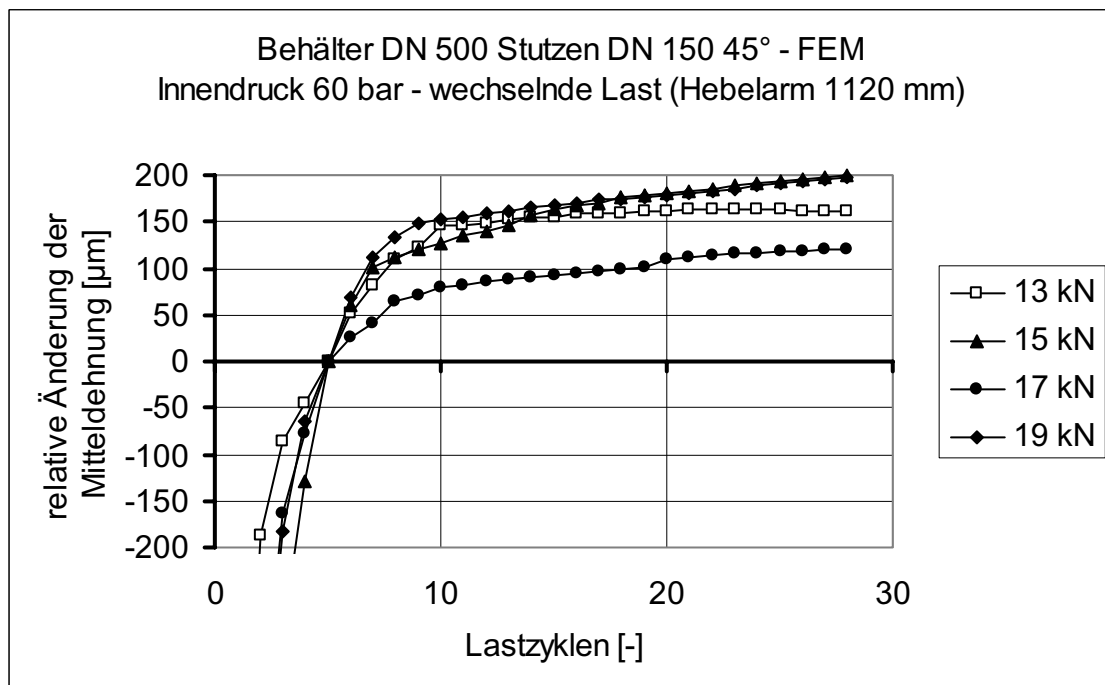


Abb. 185: Mitteldehnungsänderung - Stutzen DN 150 45° - Innendruck 60 bar (FEM)

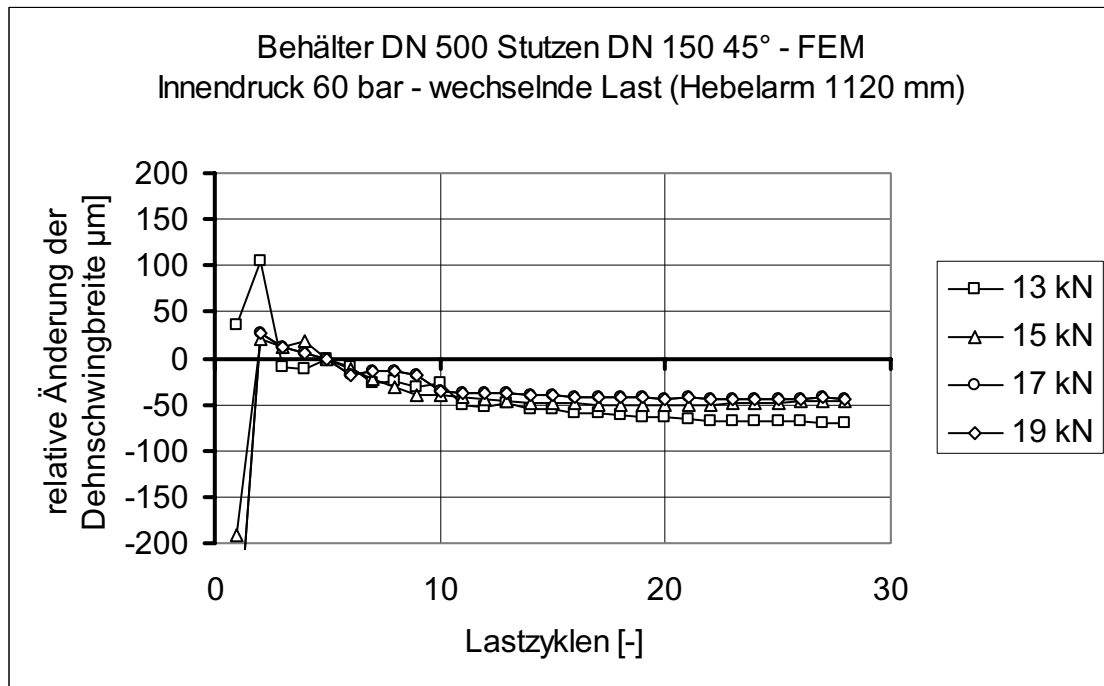


Abb. 186: Dehnschwingbreitenänderung - Stützen DN 150 45° - Innendruck 60 bar (FEM)

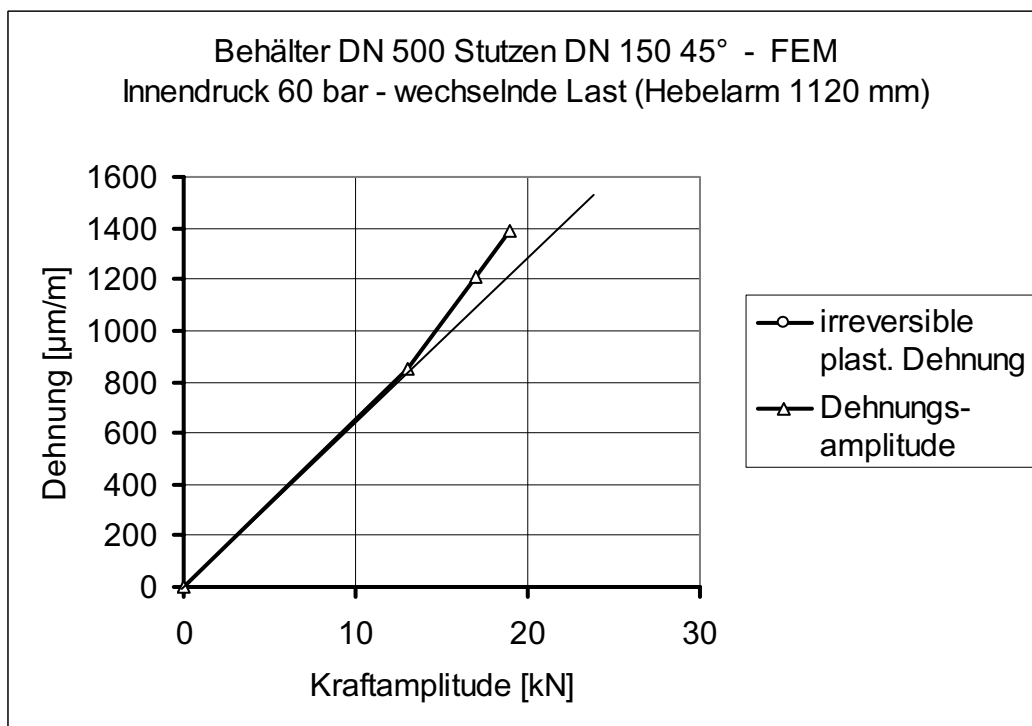


Abb. 187: Bauteilfließkurve - Stützen DN 150 45° - Innendruck 60 bar (FEM)

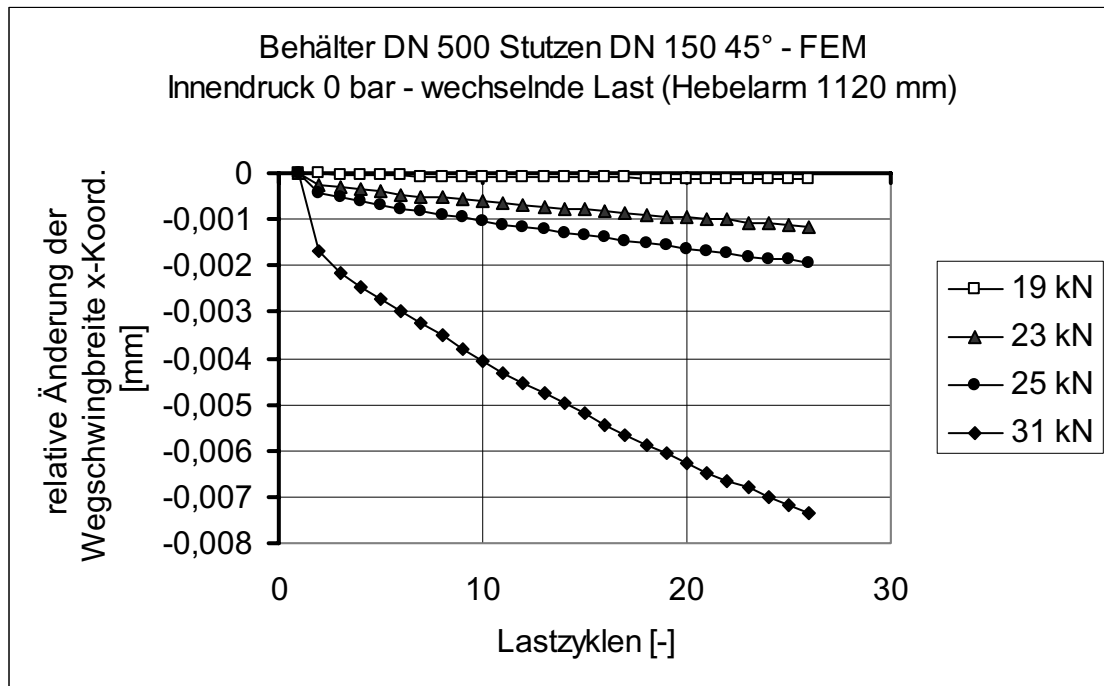


Abb. 188: Zunahme der Wegschwingbreite an der Lasteinleitungsstelle
Stützen DN 150 45° => plastische Deformationen

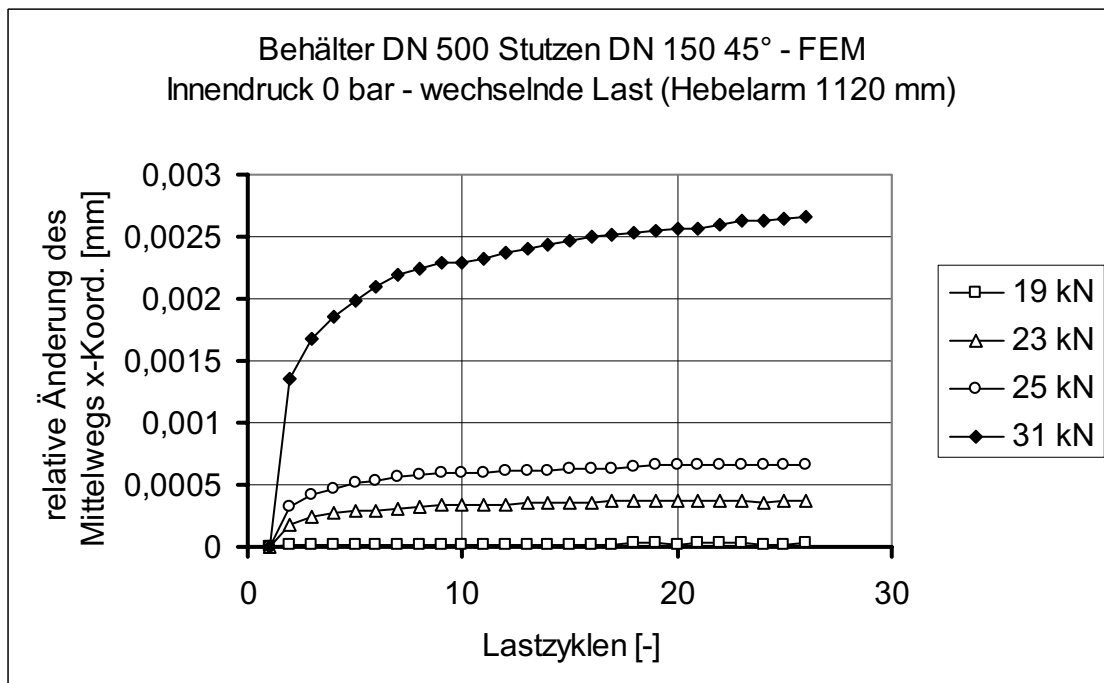


Abb. 189 Zunahme des gemittelten Wegs an der Lasteinleitungsstelle
Stützen DN 150 45° => plastische Deformationen

11.7.3 Stutzen DN 100 90°

Bei den durchgeführten Versuchen am Stutzen DN 100 90° konnte die Messstelle DMS IVa als höchst beanspruchter Ort identifiziert werden (Abb. 190). Wie für den rechtwinkligen Stutzen DN 150 90° ist nach Auswertung der Dehnungsverlaufkurven (Abb. 191, Abb. 192, Abb. 194, Abb. 195) keine Abhängigkeit des Shakedown-Faktors vom Innendruck erkennbar. Für den Stutzen DN 100 90° ergibt sich in Bezug auf die Bauteilfließkurven (Abb. 193, Abb. 196) für die Lastfälle 0 bar bzw. 60 bar Innendruck gleichfalls ein Shakedown-Faktor mit einem Wert von etwa 2. Eine annähernd gleichwertige Shakedown-Grenze im Bereich von 15 kN Querkraftbelastung auf den Stutzen und einen entsprechenden Shakedown-Faktor von ca. 2 lassen sich aus den Ergebnissen der numerischen Analysen (Abb. 196 bis Abb. 202) abschätzen. Diese Ergebnisse zeigen gleichermaßen für den Stutzen DN 150 45° ein gute und zufriedenstellende Übereinstimmungen zwischen Berechnung und Versuch.

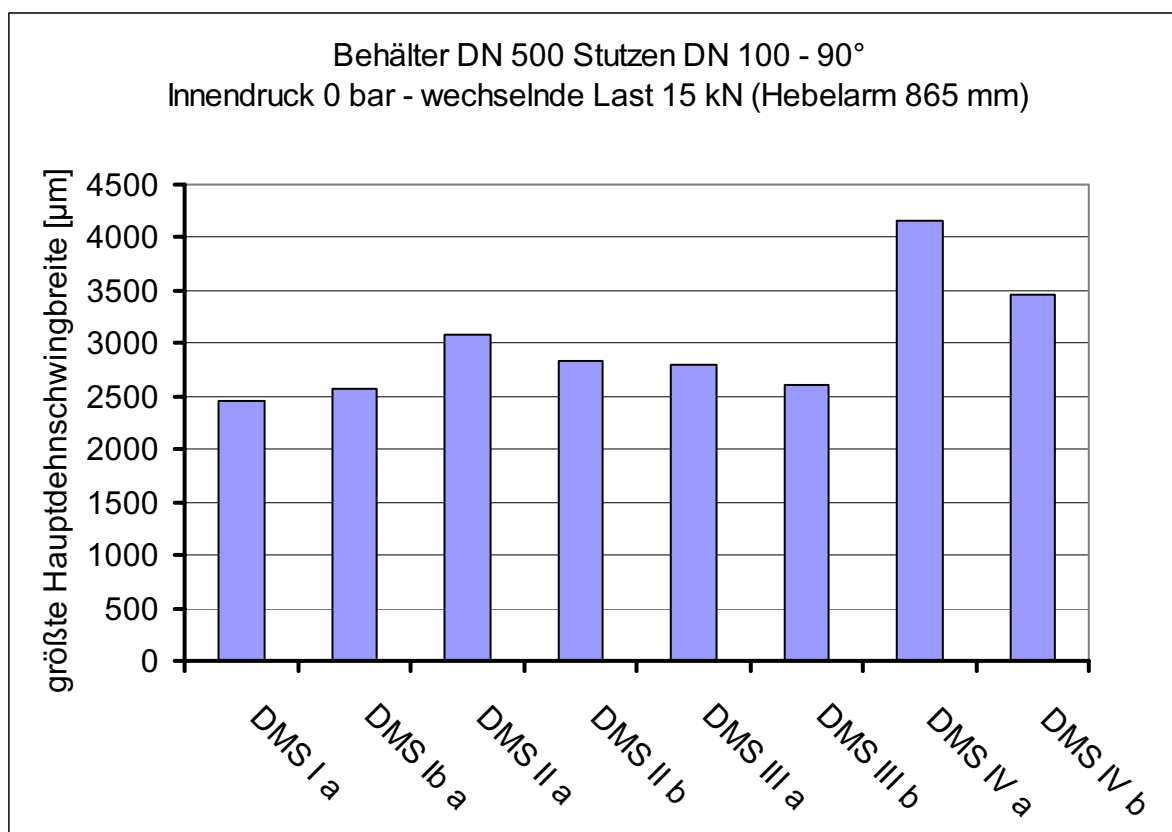


Abb. 190: : Auswertung der Dehnungsschwingbreite im Schweißnahtbereich - Stutzen DN 100 90°

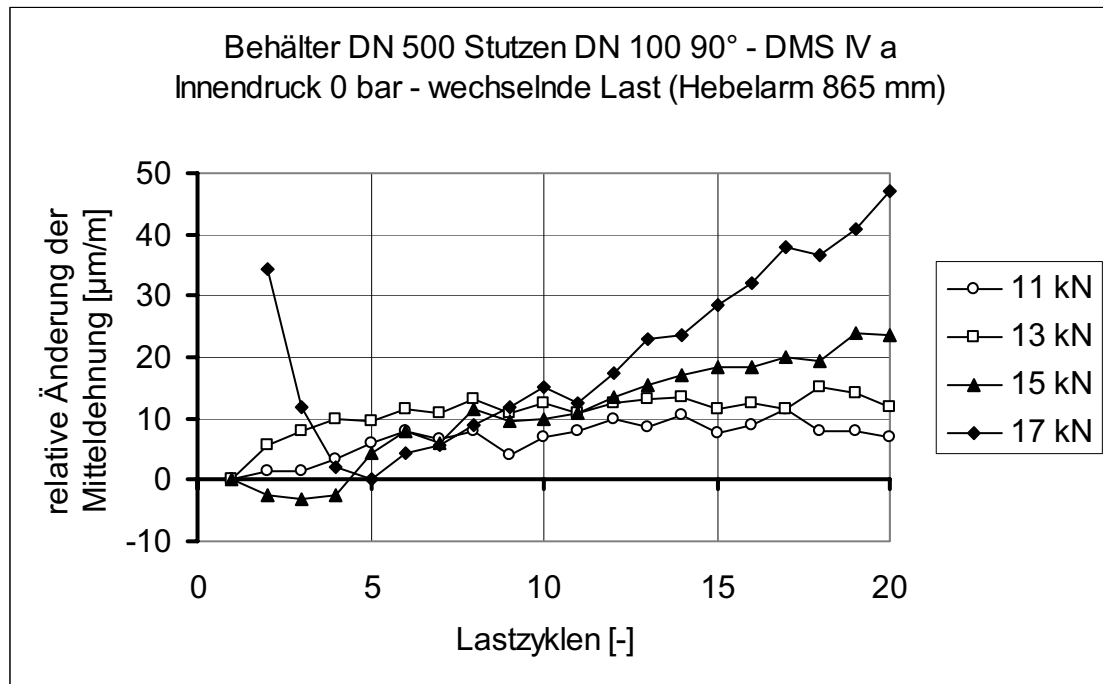


Abb. 191: Mitteldehnungsänderung - Stutzen DN 100 90° - Innendruck 0 bar

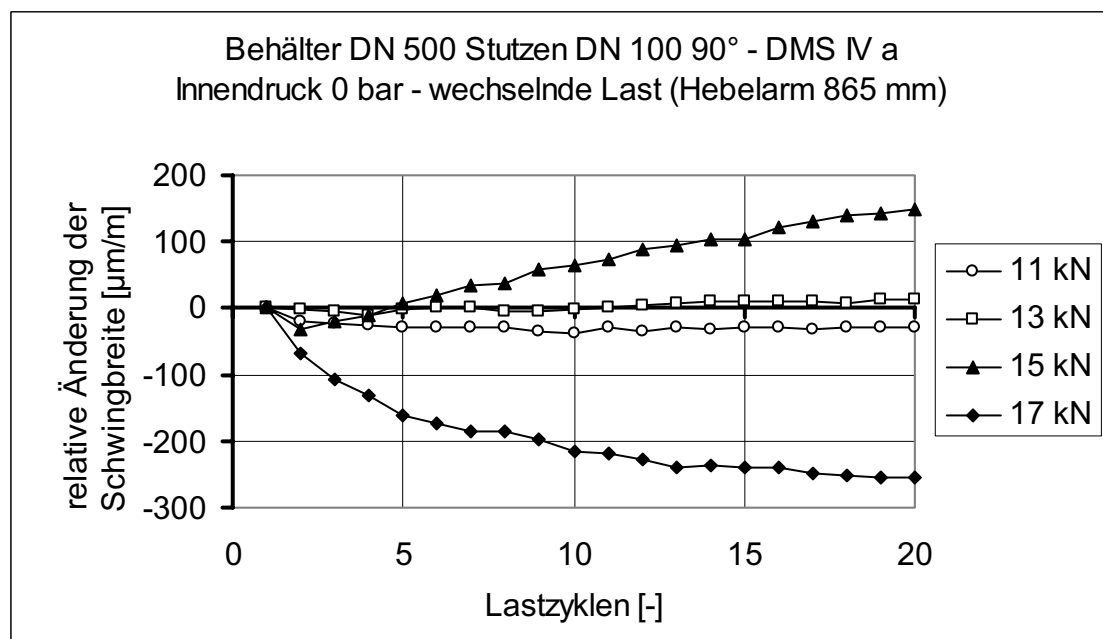


Abb. 192: Dehnschwingbreitenänderung - Stutzen DN 100 90° - Innendruck 0 bar

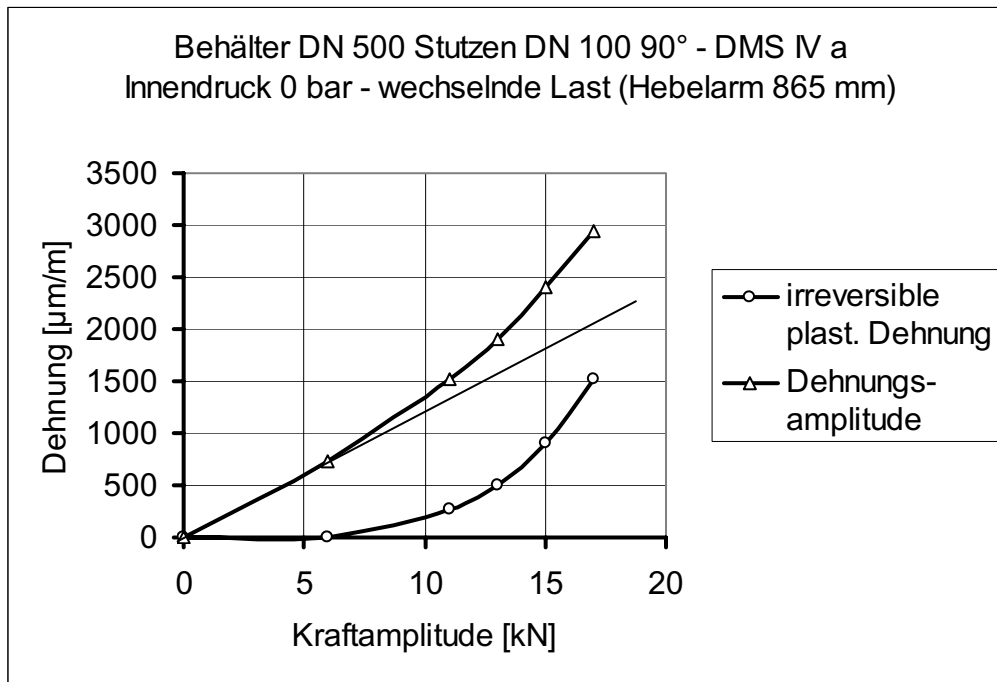


Abb. 193: Bauteiließkurve - Stützen DN 100 45° - Innendruck 0 bar

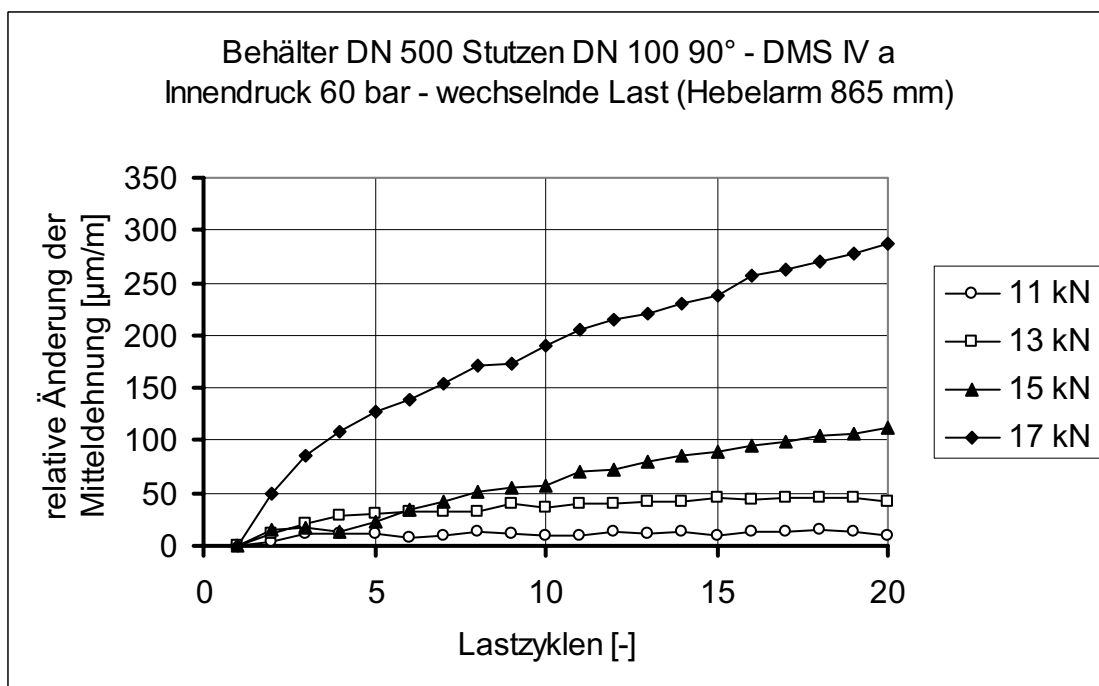


Abb. 194: Mitteldehnungsänderung - Stützen DN 100 90° - Innendruck 60 bar

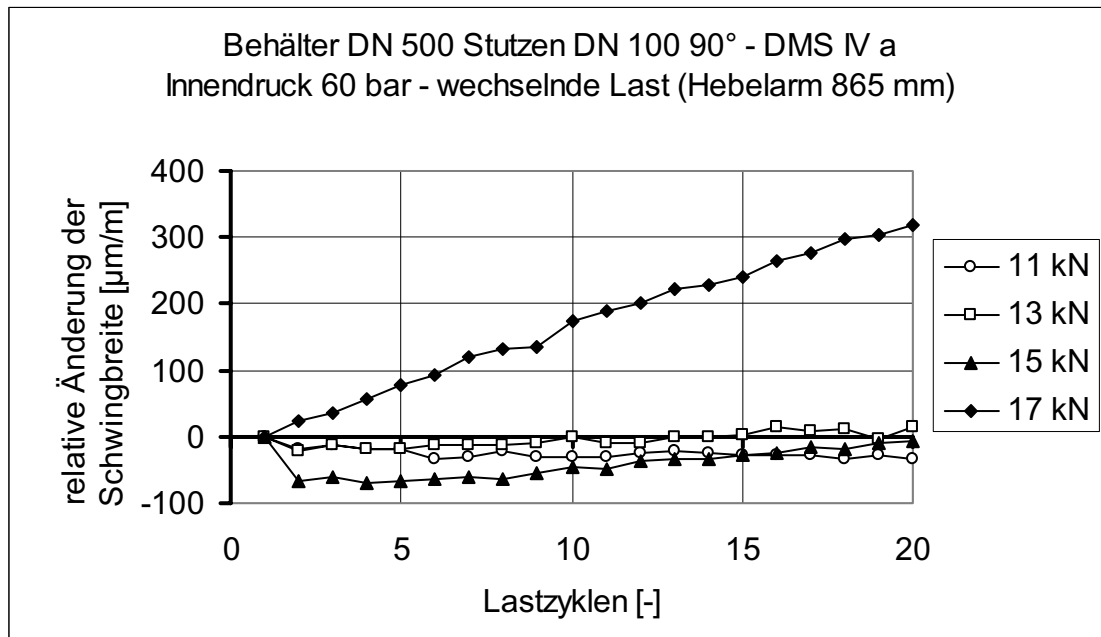


Abb. 195: Dehnschwingbreitenänderung - Stutzen DN 100 90° - Innendruck 60 bar

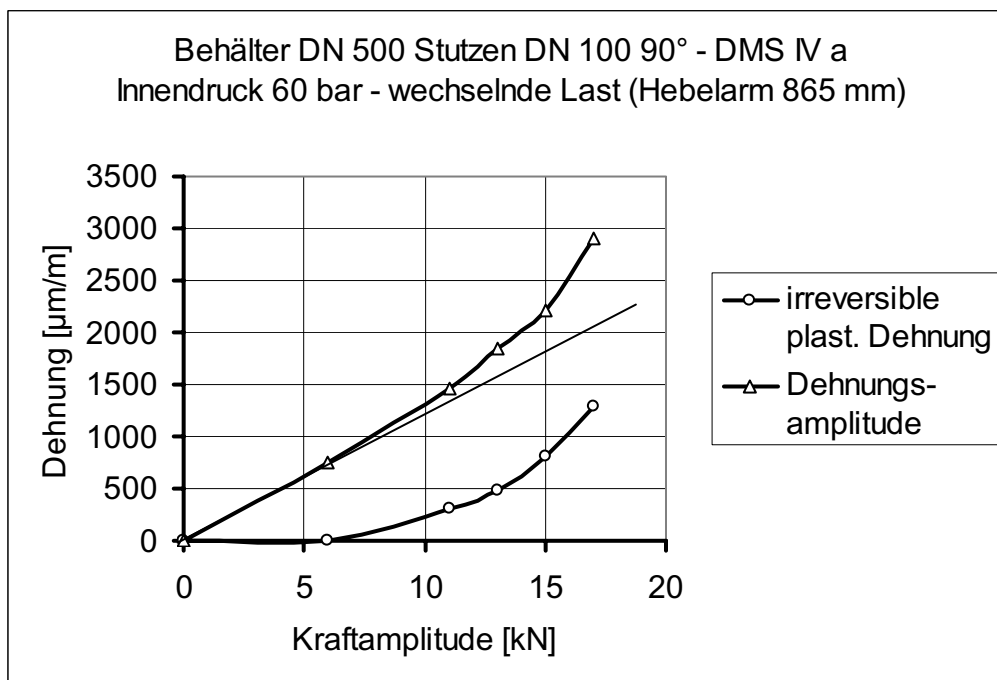


Abb. 196: Bauteilfließkurve - Stutzen DN 100 90° - Innendruck 60 bar

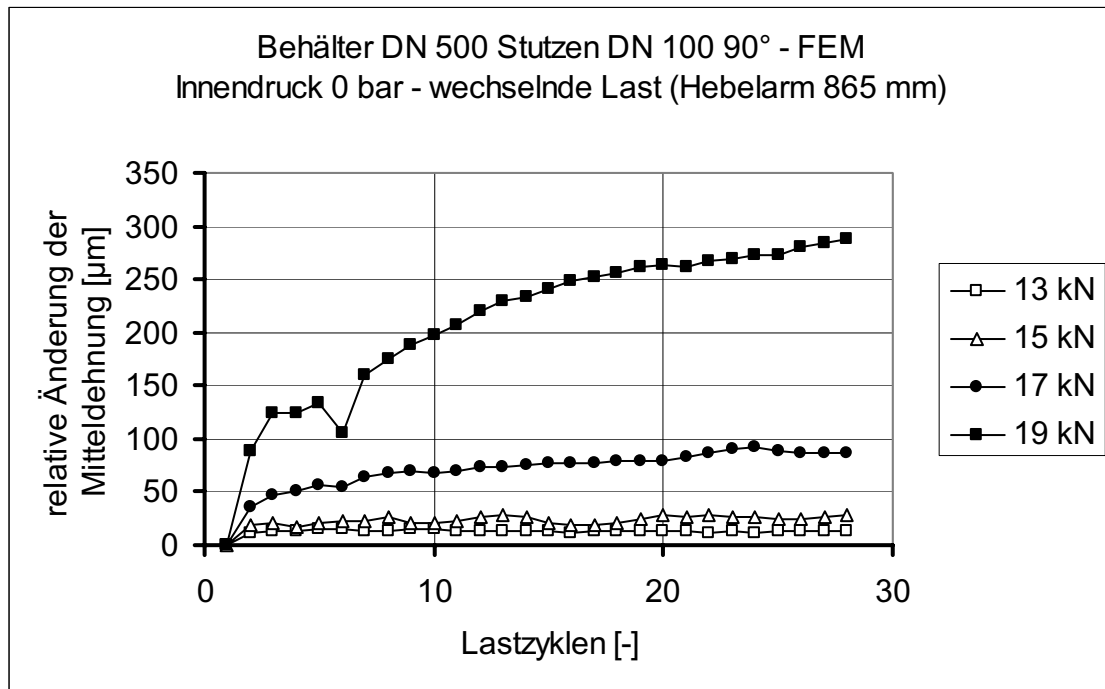


Abb. 197: Mitteldehnungsänderung - Stützen DN 100 90° - Innendruck 0 bar (FEM)

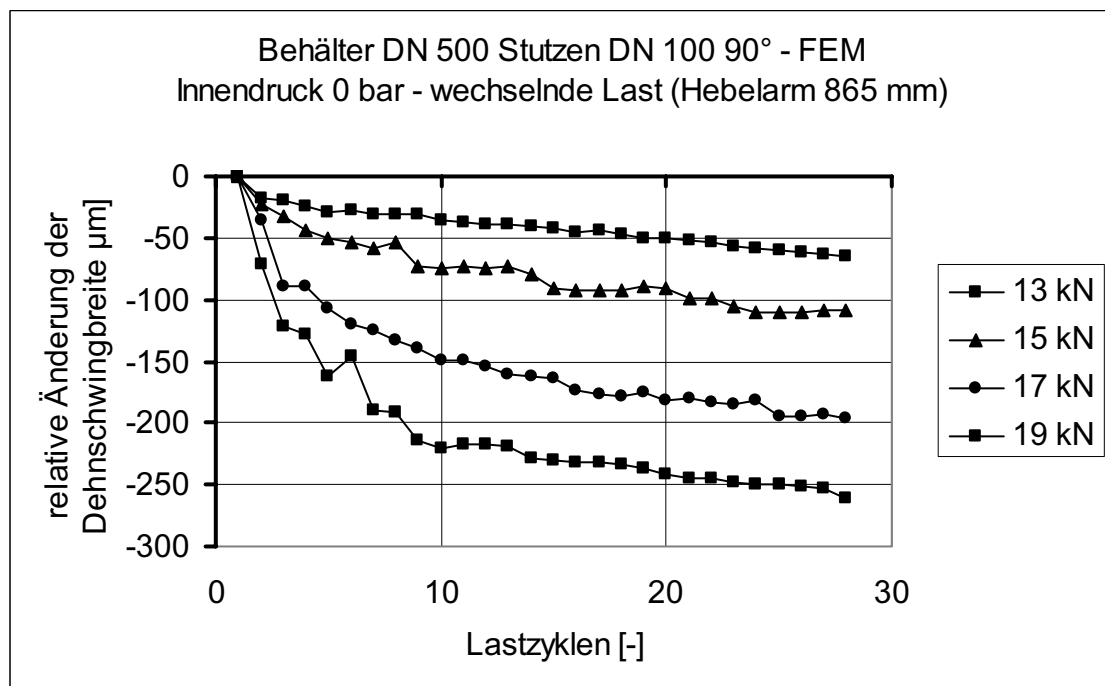


Abb. 198: Dehnschwingbreitenänderung - Stützen DN 100 90° - Innendruck 0 bar (FEM)

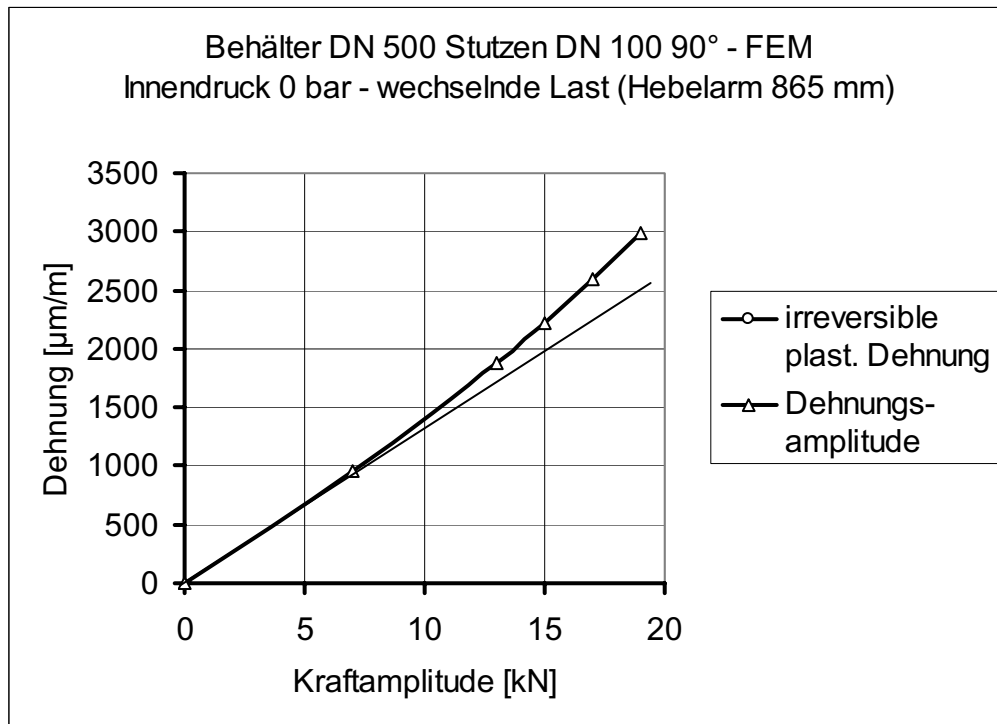


Abb. 199: Bauteiließkurve - Stutzen DN 100 45° - Innendruck 0 bar (FEM)

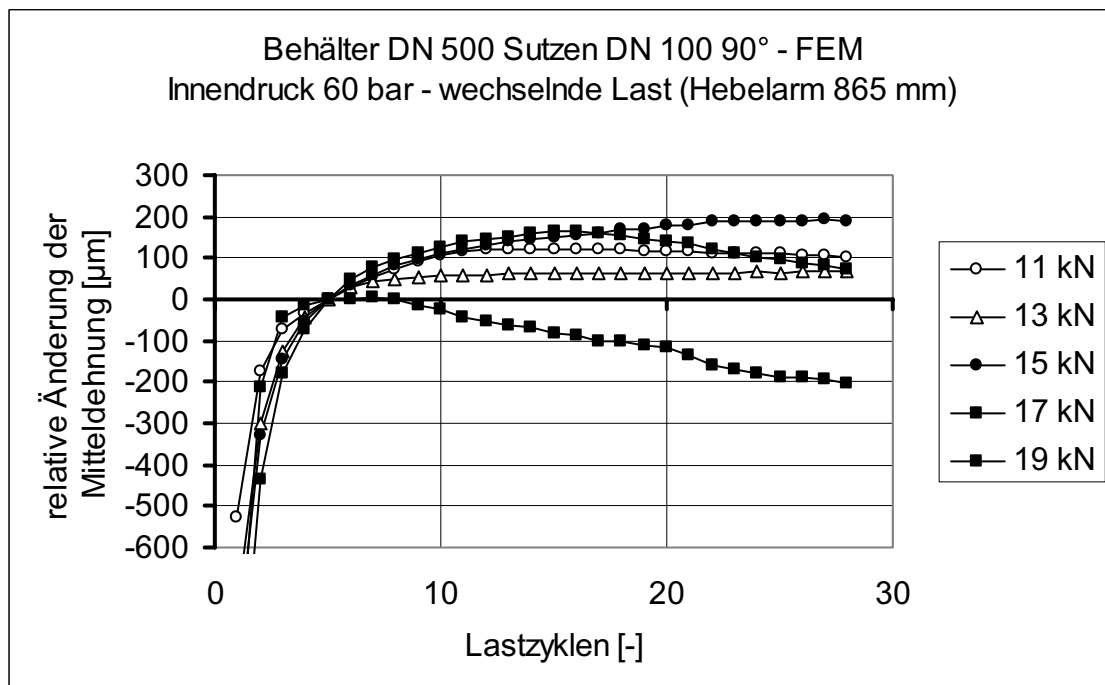


Abb. 200: Mitteldehnungsänderung - Stutzen DN 100 90° - Innendruck 60 bar (FEM)

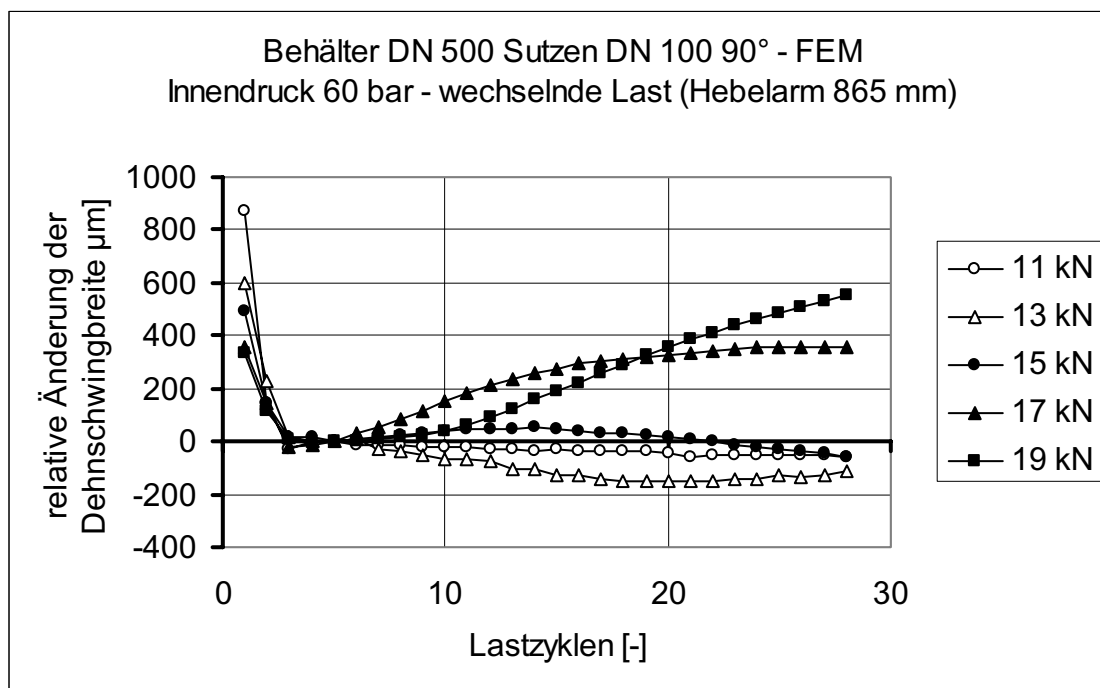


Abb. 201: Dehnschwingbreitenänderung - Stutzen DN 100 90° - Innendruck 60 bar
(FEM)

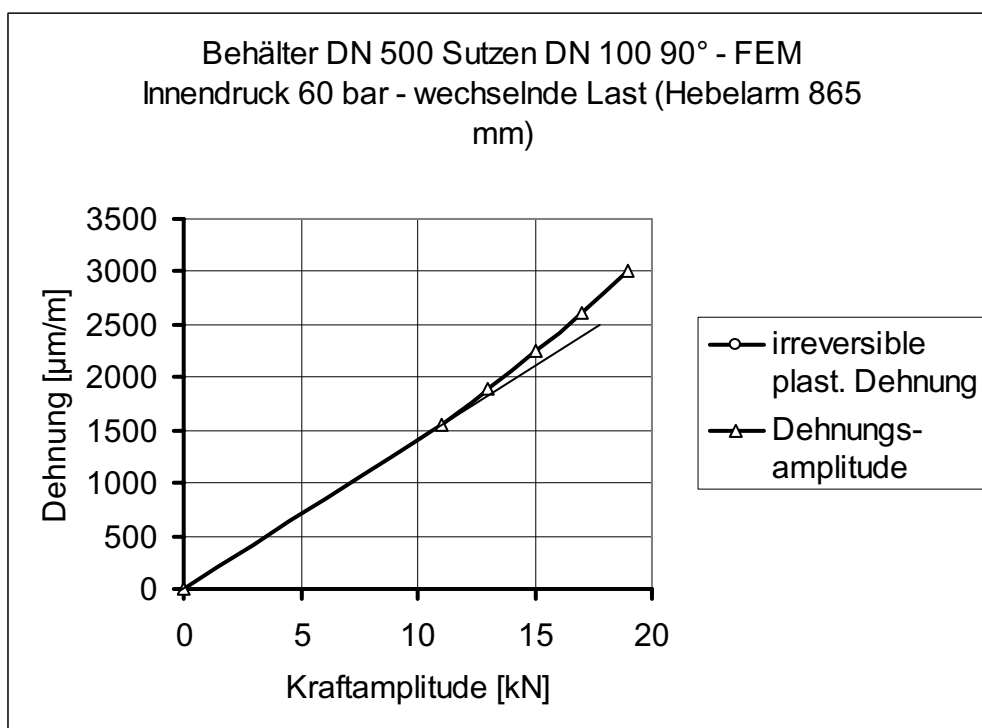


Abb. 202: Bauteilfließkurve - Stutzen DN 100 45° - Innendruck 60 bar (FEM)

11.7.4 Stützen DN 100 45°

Die Besonderheit, dass das Beanspruchungsmaximum bei den schrägen Stützen nicht in der Symmetrieebene, sondern in einem Winkel versetzt zur Stützenebene auftritt (vgl. Abschnitt 11.7.2), konnte sowohl bei der Berechnung (Abb. 203) als auch im Experiment (Abb. 204) erneut nachgewiesen werden.

Aus den Versuchen am Stützen DN 100 45° kann der Übergang vom Shakedown zum Ratcheting in einem Bereich von 32 kN angegeben werden (Abb. 205 bis Abb. 212). Eine Abhängigkeit des Shakedown-Faktors vom Innendruck ist nicht ersichtlich. Bezogen auf die Bauteilfließkurve liegt er wie im Falle der rechtwinkligen Stützen im Bereich von 2.

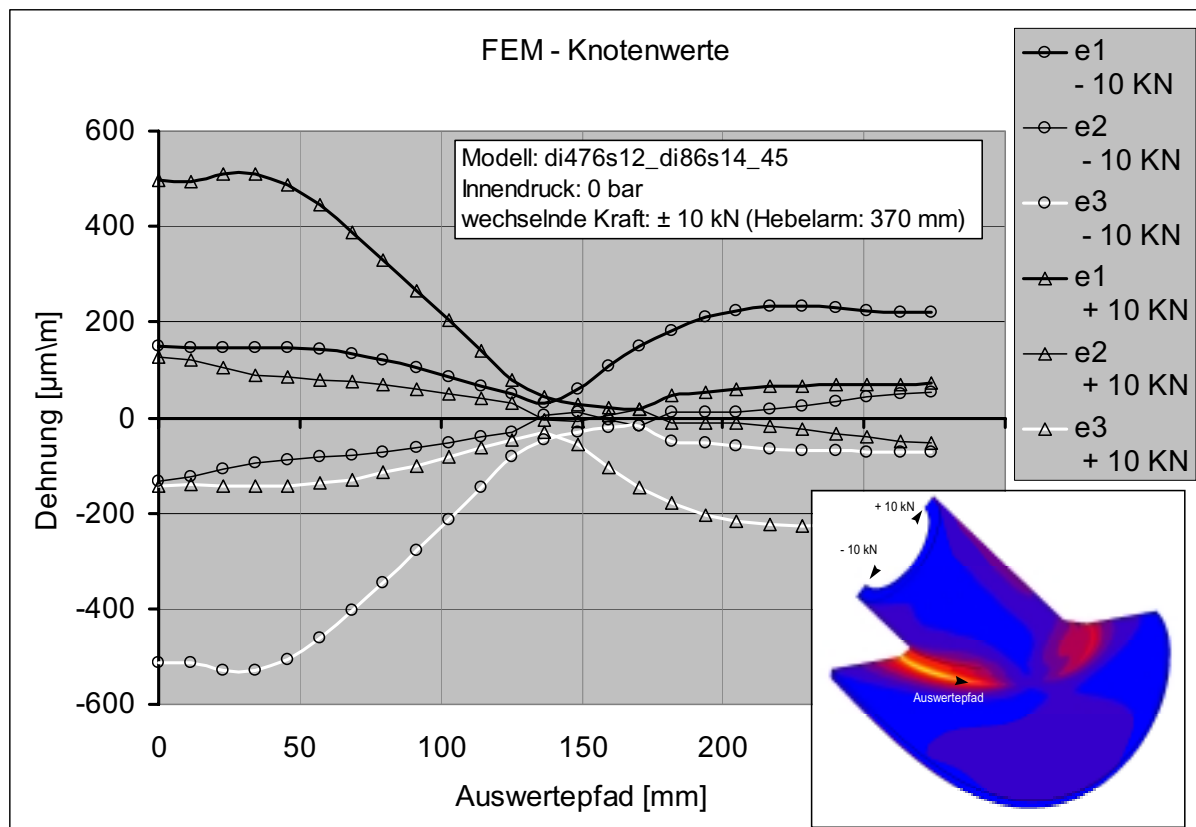


Abb. 203: Hauptdehnungen (e1, e2, e3) unter maximaler und minimaler Last entlang der Schweißnahtkerbe (FEM)

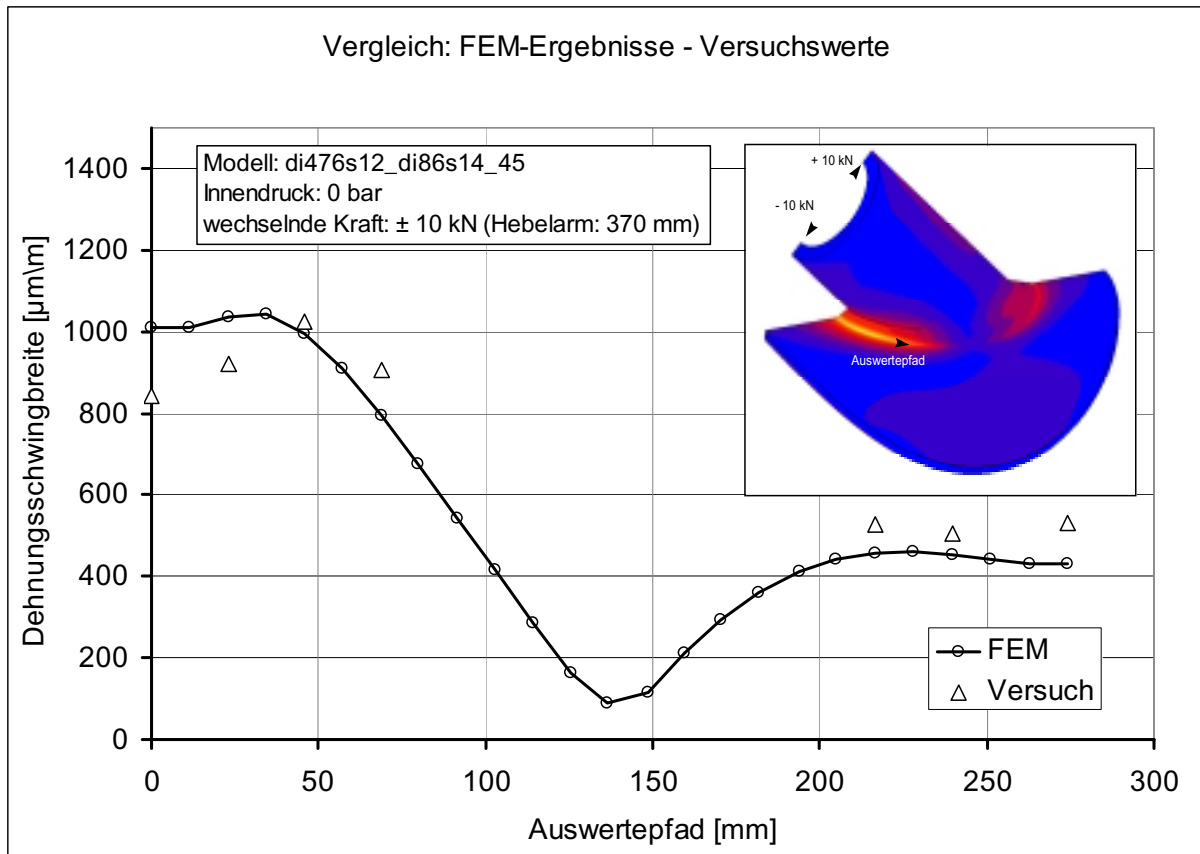


Abb. 204: Dehnungsschwingbreite an der Schweißnahtkerbe - Vergleich Berechnung und Versuch

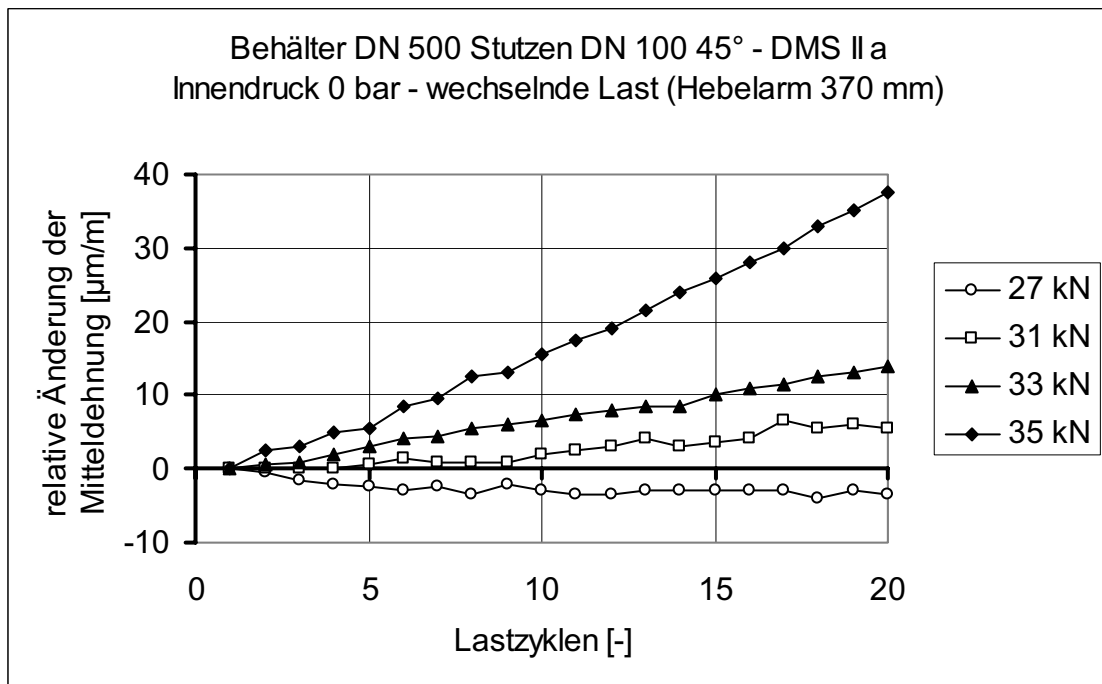


Abb. 205: Mitteldehnungsänderung - Stutzen DN 100 45° - Innendruck 0 bar

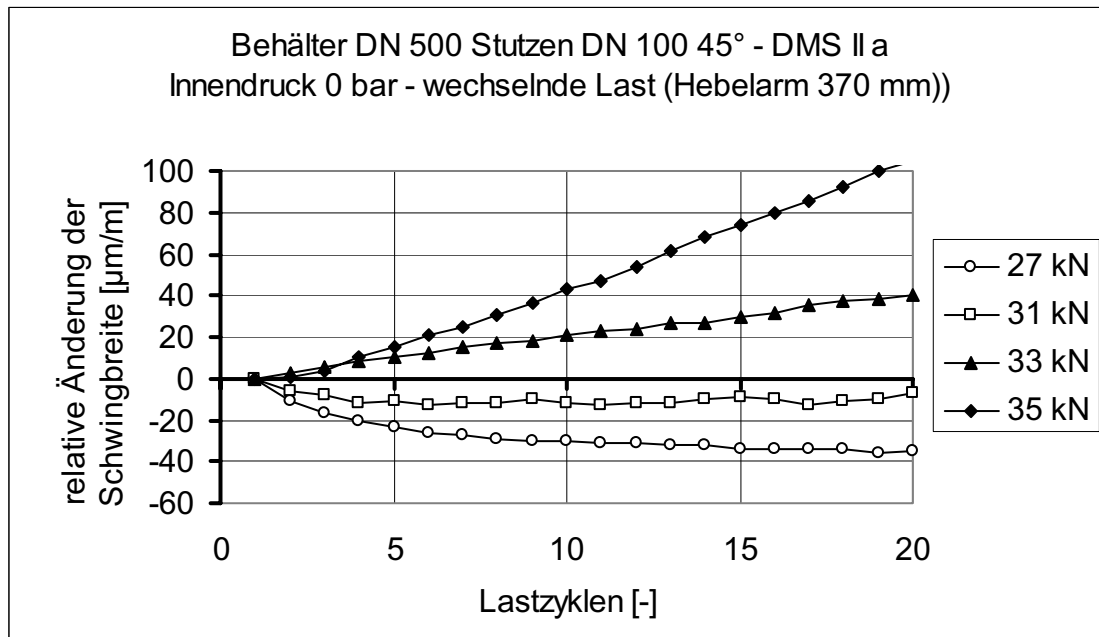


Abb. 206: Dehnschwingbreitenänderung - Stützen DN 100 45° - Innendruck 0 bar

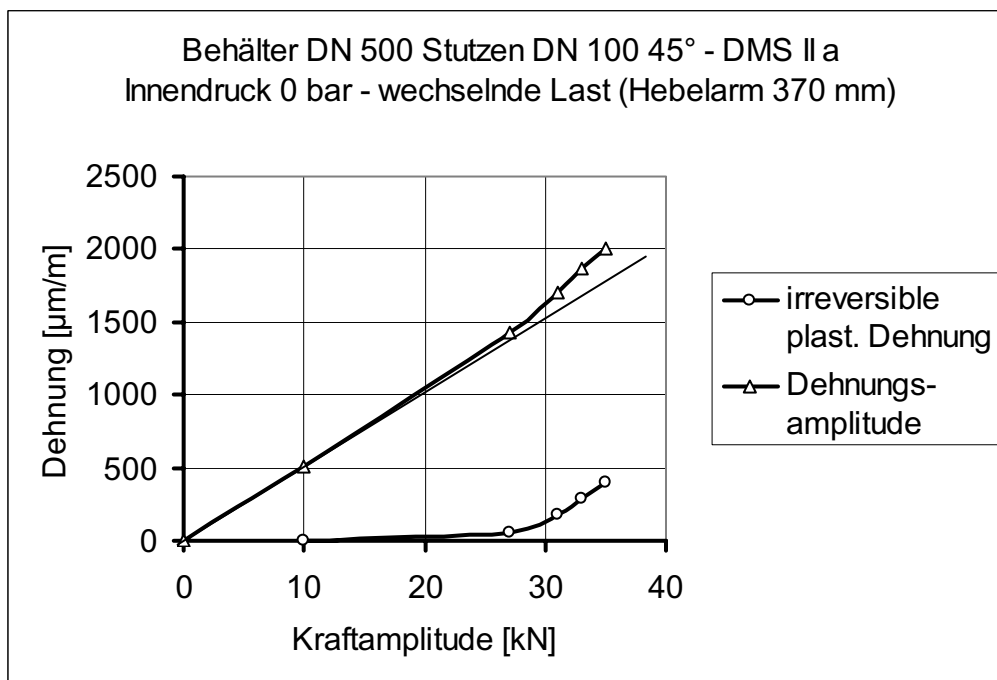


Abb. 207: Bauteiließkurve - Stützen DN 100 45° - Innendruck 0 bar

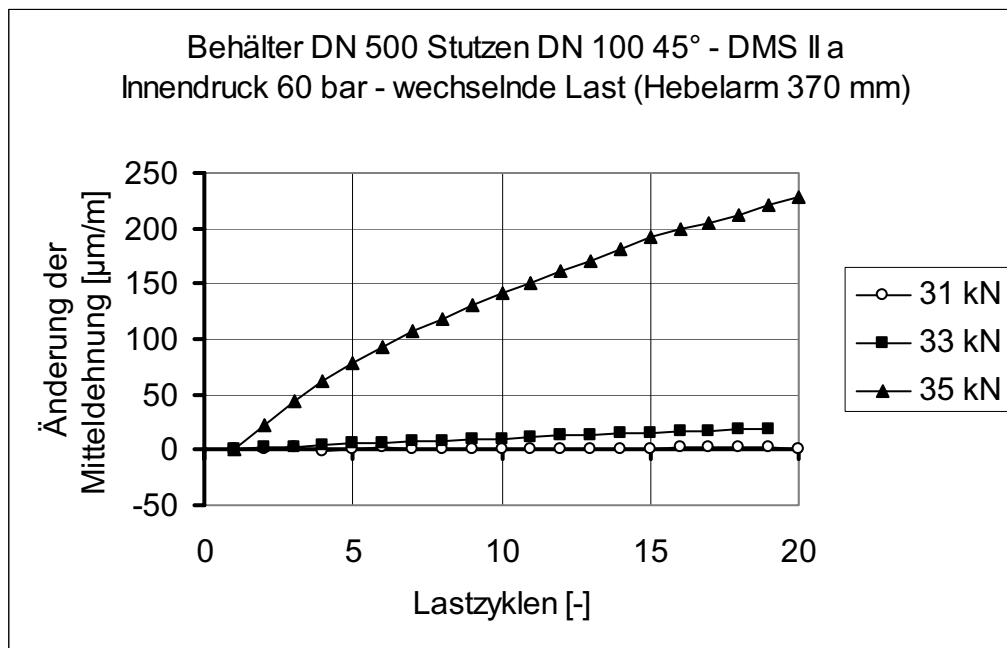


Abb. 208: Mitteldehnungsänderung - Stützen DN 100 45° - Innendruck 60 bar

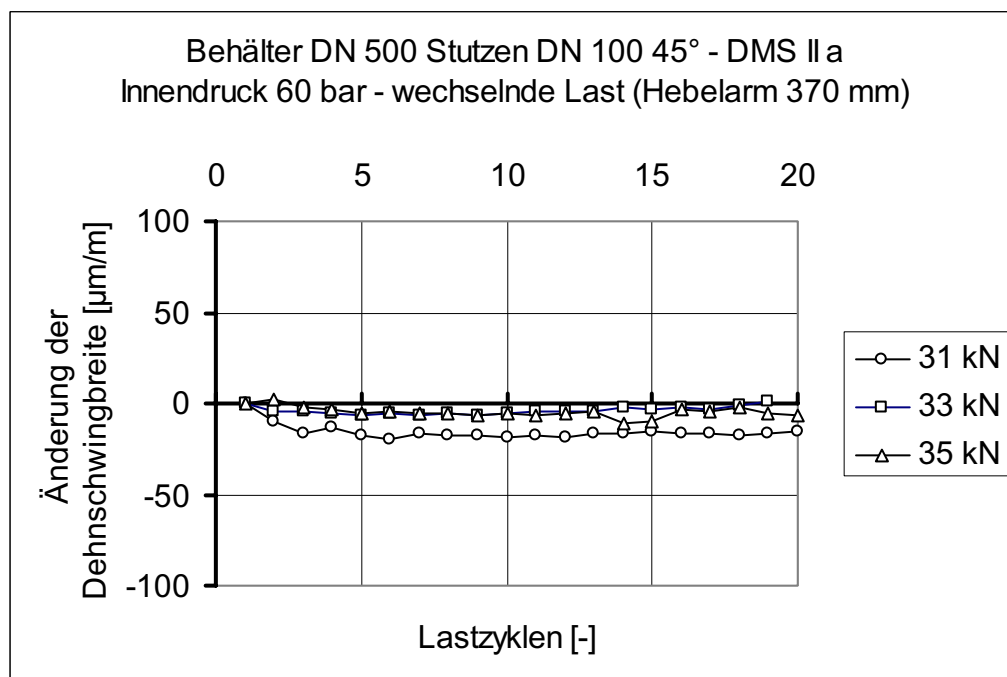


Abb. 209: Dehnschwingbreitenänderung - Stützen DN 100 45° - Innendruck 60 bar

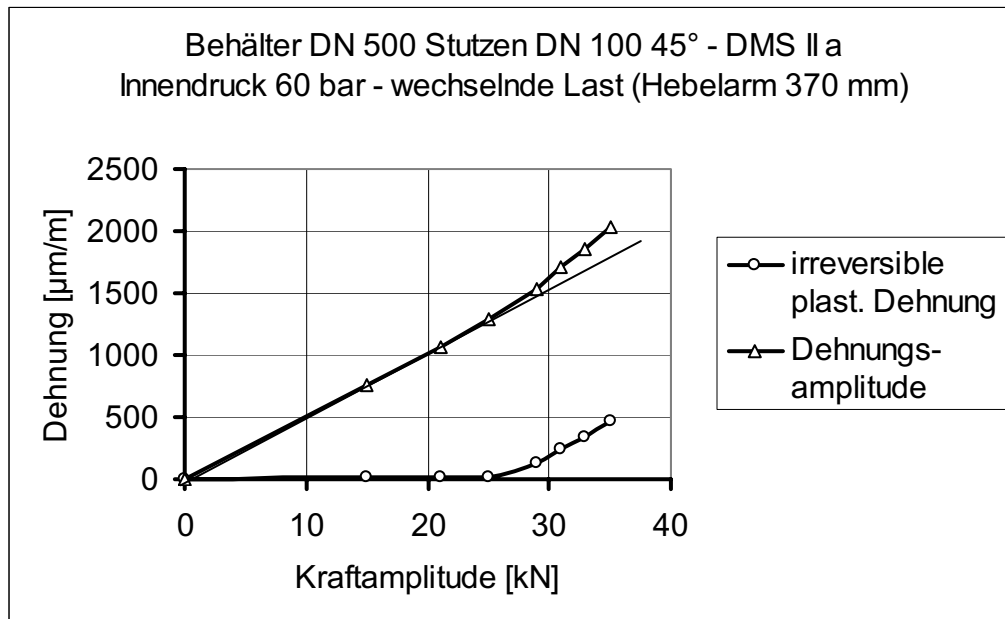
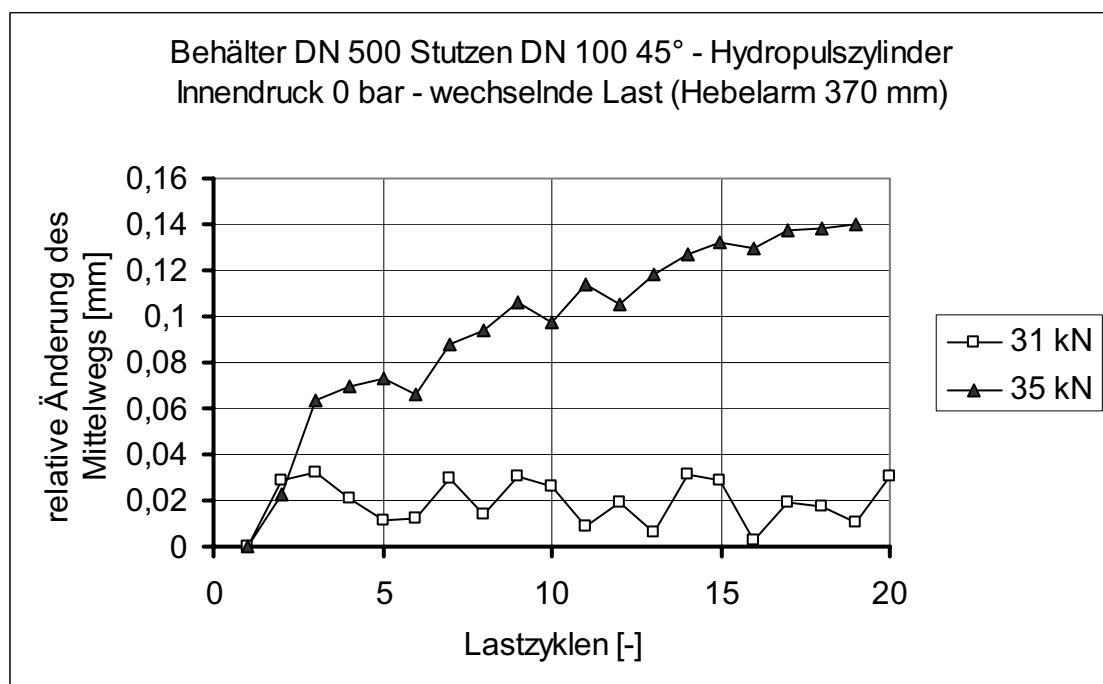


Abb. 210: Bauteiließkurve - Stützen DN 100 45° - Innendruck 60 bar

Abb. 211 Zunahme des gemittelten Wegs an der Lasteinleitungsstelle
Stützen DN 100 45° => plastische Deformationen

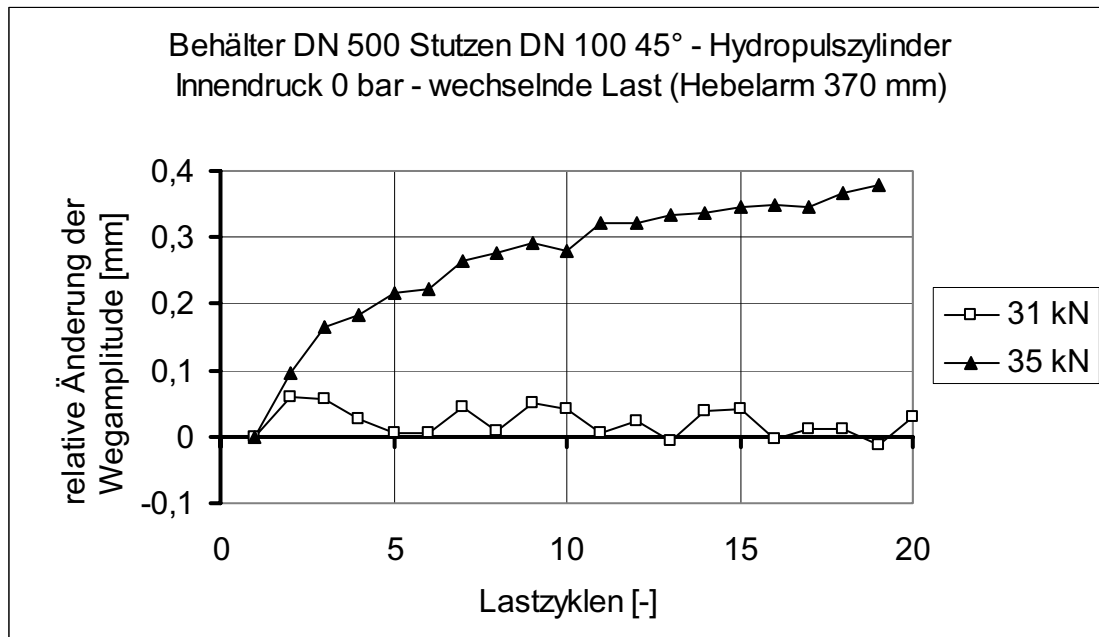


Abb. 212: Zunahme der Wegamplitude an der Lasteinleitungsstelle
Stützen DN 100 45° => plastische Deformationen

12 Zusammenfassung und Ausblick

Das Einspielen von Belastungen an Bauteilen stützt sich auf verformungsfähiges Materialverhalten, wodurch geringer belastete Bereiche der Struktur zu einem Mittragen an der Gesamtbeanspruchung beteiligt werden. Durch Auswertung von plastischen Dehnungen bzw. durch Analyse des Fließverhaltens bei zyklischer Belastung in einem kritischen Lastwechselbereich zwischen elastischer Grenze und Traglast lässt sich ein Grenzwert für die niederzyklische Materialermüdung festlegen.

Im Abgleich mit Bauteilversuchen stellen die drei aufgezeigten Methoden (ECM, adaptive Shakedown-Analyse, realitätsnahe Materialmodellierung) zur Ermittlung der Shakedown-Grenze mit Hilfe der Finite-Elemente-Analyse neben den Verfahren der Traglastermittlung, Spannungsbewertung und Lebensdauerabschätzung weitere Möglichkeiten dar, Aussagen über Belastungsgrenzen, Sicherheiten und Versagen im jeweiligen Bauteil zu treffen.

In der vorliegenden Arbeit sind Untersuchungen an Stützen in Druckbehältern unter zusätzlichen äußeren Lasten, wie z.B. Biegemomente, Querkräfte, zur Ermittlung von Shakedown-Grenzen von besonderem Interesse. Zylinder-Schalen-Verbindungen sind nicht nur in Industriezweigen, wie z. B. der Energie- und Kraftwerkstechnik, dem Fahrzeugbau und der Luft- und Raumfahrt ein häufig verwendetes Konstruktionselement, sondern auch im Apparate- und Chemieanlagenbau in sehr großer Anzahl anzutreffen. Durch den Geometrieübergang wird der im Behälter relativ leicht zu berechnende Spannungs- und Verformungsverlauf im Bereich der Verschneidungszone empfindlich gestört. Angreifende Lasten bewirken aufgrund von Verformungsbehinderung und Verschwächung Spannungsspitzen, die ab Überschreiten einer bestimmten Belastungsgrenze zu Plastifizierungen führen. Mit steigender Lastwechselzahl führt dies bei Überschreitung der Shakedown-Grenze zu größeren Schädigungen (Ratcheting) und Rissbeginn im Bauteil.

Aus den gewonnenen Resultaten der experimentellen und numerischen Untersuchungen wurden Unterlagen erstellt, die eine Bemessungs- und Bewertungsgrundlage auf Grundlage des Shakedown-Theorems geben und eine möglichst zweckmäßige Handhabung der gewonnenen Erkenntnisse ermöglichen. Dabei lag der Schwerpunkt auf einer dimensionslosen Darstellung der Ergebnisse in Form von Lastdiagrammen (Interaktionsdiagrammen) bzw. Shakedown-Faktoren.

Interaktionsdiagramme wurden dann erstellt, wenn unter vertretbarem Aufwand über einen weiten Lastbereich eine Parameterstudie vorgenommen werden konnte.

Je nach Detaillierungsgrad und Allgemeingültigkeit wurden basierend auf numerischen Berechnungen drei verschiedene Modellierungsansätze zur Bestimmung der Shakedown-Grenze mit dem Zweck vorgestellt, dem Anwender einen breiten Einblick in die Verwendbarkeit, Güte und den Aufwand von Shakedown-Untersuchungen zu geben.

Mit Hilfe der Elastischen-Kompensations-Methode (ECM) lässt sich relativ zeiteffizient und unter einfachen Annahmen eine Analyse zum Einspielverhalten durchführen. In der Praxis erlauben Beschränkungen, wie z.B. linear-elastisches ideal-plastisches Materialverhalten, zeitgleich schwellende Belastungen, lediglich eine Anwendung dieser Methode auf wenige, begrenzte Problemstellungen. Gleichwohl geben die auf Basis der ECM erstellten Interaktionsdiagramme Auskunft über das günstige bzw. nachteilige Zusammenwirken verschiedener Lastkomponenten.

Der zweite Ansatz zur Bestimmung der Einspielgrenze stützt sich auf eine adaptive Lastvariation in Abhängigkeit der Belastungsvorgeschichte. Die zusätzlich entwickelte Programmroutine zur adaptiven Shakedown-Analyse (ASDA) ermöglichte den limitierten Anwendungsbereich der ECM bei der Shakedown-Analyse auszudehnen. Sie gewährleistet die freie Wahl der Lastbereiche (schwellend, wechselnde Lasten) und lässt die Möglichkeit einer beliebigen Materialmodellierung zu. Einen weiteren Vorteil bietet diese Berechnungsmethode, da auf die Problemstellung angepasst das Iterationskriterium (Vergleichsdehnung, Mitteldehnung, Dehnschwingbreite) frei durch den Benutzer vorgegeben werden kann. Diese Methodik erfordert im Gegensatz zur ECM eine höhere Anzahl von Berechnungsschritten und besitzt infolgedessen Nachteile hinsichtlich Rechendauer.

Die besten Übereinstimmungen zwischen den Experimenten und den Finite-Elemente-Berechnungen ergaben sich beim dritten Modellierungsansatz unter Verwendung eines realitätsnahen Materialmodells. Es konnte insbesondere an den durchgeführten Vorversuchen abgeleitet und mit den Experimenten am Versuchsbehälter bestätigt werden, dass bei der numerischen Simulation zur exakten quantitativen Bestimmung der Dehnungsänderungen und zum nachfolgenden Ableiten der Shakedown-Grenze das reale Materialverhalten

miteinbezogen werden muss. Zu diesem Zweck wurde ein realitätsnahes Materialgesetz unter Berücksichtigung der isotropen und kinematischen Verfestigung für das FEM-Programm MARC programmiert. Erst in Verbindung mit dem spezifischen Werkstoffverhalten unter den jeweils vorliegenden Bedingungen ist eine zuverlässige Validierung und Verifizierung des Einspielverhaltens im Bauteil möglich. Dieser Modellierungsansatz mit realem Materialverhalten eignet sich aus ökonomischen Grundsätzen weitgehend für methodisch theoretische Studien oder für hoch sicherheitskritische Fragestellungen, da die Bestimmung von Interaktionsdiagrammen für größere Modelle, wie z.B. Stutzen, beträchtliche Rechenzeiten, detaillierte Materialuntersuchungen und umfangreiche Ergebnisbewertungen erfordert.

Die hier vorgestellten Untersuchungen behandeln die Ermittlung von Shakedown-Grenzen, die ein Versagen von Bauteilen durch äußere Lasten im niederzyklischen Bereich (Low Cycle Fatigue) verhindern. Sowohl die an einfachen Geometrien als auch an komplexen Bauteilen durchgeführten numerischen Studien wurden entweder mit Hilfe theoretisch-analytischer oder phänomenologisch-experimenteller Vergleiche überprüft. In Vorversuchen an einfachen Versuchskörpern (Flansch, Rechteckquerschnitt) konnte aufgezeigt werden, dass geeignete Analysemethoden den Nachweis von Ratcheting in Bauteilen ermöglichen. Die Aufgabe von zyklisch schwingenden Belastungen erfolgte bis zum Erreichen eines Anrisses bzw. Risses im Bauteil. Im Falle der Flanschversuche konnte durch geeignete Präparation des Prüflings die Entstehung von Mikrokerben am Ort der höchsten Beanspruchung beobachtet werden. In besonderem Maße wurden an die DMS-Messungen hohe Anforderungen bezüglich der Genauigkeit gestellt, um den Nachweis für Ratcheting am realen Bauteil zu führen. Alle Versuche ließen erkennen, dass für das niederzyklische Versagen eines Bauteils nicht die in einem Lastzyklus auftretenden Spannungs-Dehnungs-Hysteresen maßgeblich sind, sondern das Anwachsen der Dehnschwingbreite bzw. der Mitteldehnung eine Schädigung des Bauteils bewirkt. In jeweiligen Versuchen konnte eine gute Reproduzierbarkeit der Ergebnisse festgestellt werden.

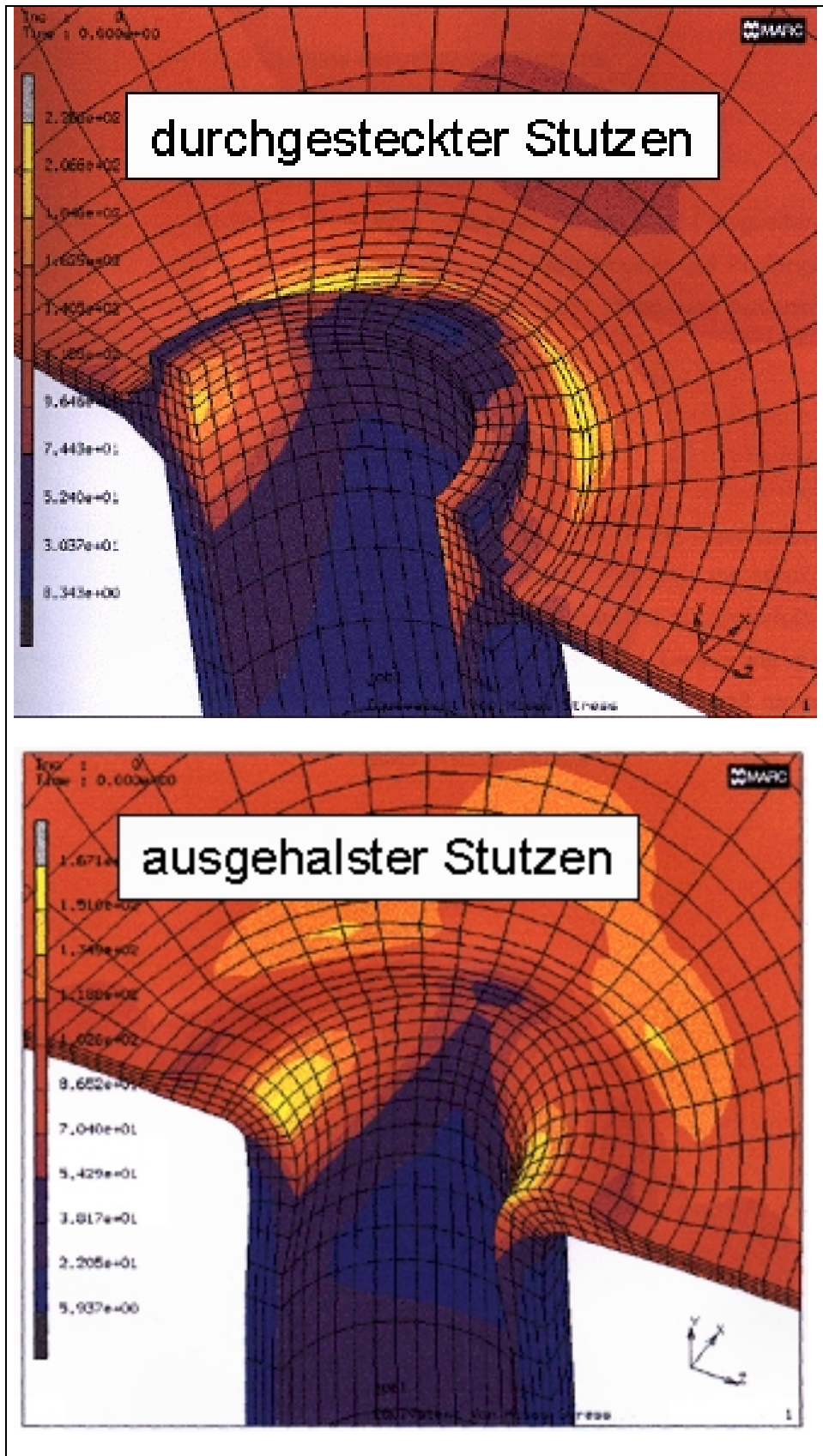


Abb. 213: Berechnung weiterer Stutzenausführungen

Bei den dargestellten Shakedown-Analysen wurde besonderer Wert auf die praktische Relevanz und auf die Zweckmäßigkeit für die Praxis gelegt. Als wesentlich und von besonderer Bedeutung zeigte sich, dass die experimentellen Untersuchungen an den Prüflingen im eigenen Prüflabor selbst durchgeführt wurden. Zur Verfügung stehende Literaturwerte sind oft nicht hinreichend dokumentiert und die Übertragbarkeit auf die eigene Aufgabenstellung ist nur näherungsweise gegeben.

Ausblickend lässt sich anführen, dass über die konventionellen Ausführungen hinaus Untersuchungen an komplizierteren Stützenkonstruktionen, wie z.B. ausgehalster, durchgesteckter Stützen (Abb. 213) fraglos von praktischem Interesse sind. Eine spannungsoptische Übergangsoptimierung für einen Stützen in einem Kugelbehälter ist in [90] dokumentiert. Auf Basis dieser Geometrie wurde selbst eine Übergangsoptimierung an einem 90°-Stützen in einem zylindrischen Behälter mittels FE-Methode durchgeführt. Die nach innen überstehende Stützenverstärkung dürfte sich aber in der Praxis als unvorteilhaft und problematisch herausstellen, da der Innendurchmesser örtlich verkleinert wird und Strömungstodräume mit unerwünschten Ablagerungen entstehen können. Der Einfluss äußerer Lasten und strömungstechnischer Parameter müsste allerdings noch gesondert untersucht werden.

Über die erarbeiteten numerischen und experimentellen Resultate hinaus soll diese Arbeit im weiterführenden Sinne als Anregung für offene Fragen hinsichtlich der beiden untrennbaren, aber auch weitgefassten Themengebiete Werkstoffmodellierung und Shakedown/Ratcheting an der Druckbehälterkomponente Stützen dienen.

Dieses Projekt wurde durch die Deutsche Forschungs-Gemeinschaft gefördert. Für die Begutachtung und anschließende Finanzierung des Projekts sei der DFG gedankt.

13 Literaturverzeichnis

- [1] AD - Regelwerk, Carl Heymanns Verlag KG Köln, 1996
- [2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Division 1, 1995
- [3] British Standard 5500, Appendix G, Stresses from local loads, thermal gradients, etc.: recommended methods of calculation, Issue 3, London, April 1978
- [4] Design-by- Analysis Manual, EPERC, 2000
- [5] DIN EN 13445 - Unbefeuerte Druckbehälter, Mai 2002
- [6] MARC/MENTAT, Dokumentation, User's Guide, Volume A, Theory and User Information, Version 7.3
- [7] TRD - Regelwerk, Beuth Verlag Berlin, 1994
- [8] Anderheggen E., Knöpfel H., Finite element limit analysis using linear programming, International Journal of Solids Structures 8, S. 1431-1431, 1972
- [9] Bari S., Hassan T., Kinematic hardening rules in uncoupled modeling for multiaxial ratcheting simulation, International Journal of Plasticity 17, S. 885-905, 2001
- [10] Baumhoff V., Lebensdauervorhersage für im Zeitstandbereich betriebene Rohrleitungskomponenten, 3R International 35, Heft 12, S. 694-700, 1996
- [11] Belytschko T., Plane stress shakedown analysis by finite elements, Int. J mech. Sci. 14, S. 619-625, 1972
- [12] Betten J., Fließgelenkhypothese zur Beschreibung des funktionellen Versagens von Tragwerken, Konstruktion 25, Heft 4, S. 135-142, 1973
- [13] Bleich H., Über die Bemessung statisch unbestimmter Stahltragwerke unter Berücksichtigung des elastisch-plastischen Verhaltens des Baustoffes, Bauingenieur 19/20, S. 261-266, 1932

-
- [14] Brandl H., Wiedemann G., und Strohmeier K., Beanspruchung und Öffnungsquerschnitt von Lecks in druckbelasteten Komponenten, Forschungsjournal Verfahrenstechnik, Heft 1, Technische Universität München, 1990
- [15] Boller C., Seeger T., Materials Data for Cyclic Loading, Unalloyed Steels, Part A, Elsevier Science Publishers, 1987
- [16] Borkowski A., Kleiber M., On a numerical approach to shakedown analysis of structures, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 22, S. 101-119, 1980
- [17] Brooks G. N., A Parameter Study of Rigid Lateral Nozzle in Cylindrical Shells, International Journal of Pressure Vessel and Piping 48, S. 65 - 78, 1991
- [18] Burbach J., Gelöste und ungelöste Probleme im Zusammenhang mit dem Bauschinger-Effekt, Vorträge des internationalen Symposiums über Kurzzeit-Schwingfestigkeit und elasto-plastisches Werkstoffverhalten, Deutscher Verband für Materialprüfung, S. 183-220, 1979
- [19] Ciprian J., Ausgewählte Kapitel aus nationalen und internationalen Regelwerken zur Frage der Auslegung von Druckbehältern, Verfahrenstechnik 14, Nr. 1, S. 49-55, 1980
- [20] Corradi L., Maier G., Dynamic non-shakedown theorem for elastic perfectly-plastic continua, Journal Mech. Phys. Solids 22, S. 401-413, 1974
- [21] Corradi L., Zavelani A., A linear programming approach to shakedown analysis of structures, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3, S. 37-53, 1974
- [22] Christ H.-J., Wechselverformung von Metallen, Springer-Verlag Berlin, 1991
- [23] Dhalla A.K., Jones G.L., ASME Code Classification of pipe stresses: A simplified elastic procedure, International Journal of Pressure Vessel & Piping 26, S. 145-166, 1986
- [24] Dixon R.D., Perez E.H., Comparison between linear-elastic and limit analysis methods for the design of high pressure vessels, ASME PVP-Vol. 344, High Pressure Technology, S. 43-49, 1997

-
- [25] Dressler R., Einfluss plastischer Stoffmodelle auf die numerische Simulation der werkstoffmechanischen Stabilität metallischer Strukturen bei zyklischer Belastung, Lehrstuhl für Technische Mechanik, Universität des Saarlandes, Saarbrücken, Dissertation, 1990
- [26] Ellyin F., Experimental Investigation of Limit Loads of Nozzles in Cylindrical Vessels, WRC Bulletin 219, S. 1-14
- [27] Ellyin F., An experimental study of elasto-plastic response of branch-pipe tee connections subjected to internal pressure, external couples and combined loadings, WRC Bulletin 230, S. 1-27
- [28] Eringen A.C., Naghdi A.K., Mahmood S.S., Thiel C.C., Ariman T., Stress concentrations in two normally intersecting cylindrical shells subject to internal pressure, WRC Bulletin 139, 1969
- [29] Fourvry S., Kasper Ph., Vincent L., An elastic-plastic shakedown analysis of fretting wear, Wear 247, S. 41-54, 2001
- [30] Fries V., FEM-Simulationen zum theoretischen Verhalten von AL SIC-Whisker Verbundwerkstoffen unter Anwendung eines erweiterten viskoplastischen Stoffmodells, Dissertation, 1996
- [31] Gaßner E., Festigkeitsversuche mit wiederholter Beanspruchung im Flugzeugbau, Deutsche Luftwacht, Ausgabe Luftwissen 6, Nr. 2, S. 61-64, 1939
- [32] Göldner H., Leitfaden der Technischen Mechanik, VEB Fachbuchverlag Leipzig, 1967, S.164 ff
- [33] Graeff-Weinberg K., Untersuchung des Spannungs- und Verformungsverhaltens von senkrechten Rohrverzweigungen, Konstruktion 44, S. 275-280, 1992
- [34] Hechmer J.L., Hollinger G.L., 3D stress criteria - guidelines for application, WRC Bulletin 429, S. 1-102, 1998
- [35] Heng C., Champomier F., Survey of Conditions for Cyclic Loading in Shell, Valve and Piping Analysis, International Conference on Pressure Vessel Technology 1, S. 433-442, 1996

-
- [36] Heuser A., Moderne Spannungsanalytik, Fertigungs- und Werkstofftechnik sichern den Betrieb dickwandiger Apparate in Ammoniakanlagen, Chemie Ingenieur Technik 67, Nr. 2, S. 195-199, 1995
- [37] Hills D. A.; Sackfield A., Yield and shakedown states in contact of generally curved bodies, Journal of strain analysis 19, No. 1, S. 9-14, 1984
- [38] Hölzl R., Beanspruchungssimulation an hydraulisch gefügten Rohr-Rohrplatten-Verbindungen, VDI Verlag, 1998
- [39] Hofstötter P., Identifizierung von Fließkurvenverläufen im Rahmen der Auswertung statischer Dehnungsmessungen, VDI-Berichte 399, S. 133-139, 1981
- [40] Hübel H., Vereinfachte Fließzonentheorie, Bauingenieur 73, Nr. 11, 1998
- [41] Huppertz P. H., Retter A., Werkstoffauswahl im Druckbehälter- und Chemieanlagenbau, Linde AG, Berichte aus Technik und Wissenschaft, Nr. 45, S. 74 - 83, 1979
- [42] Issler L., Ruoff H., Häfele P., Festigkeitslehre - Grundlagen, Springer Verlag 1997
- [43] Johnson W., Mellor P., Plasticity For Mechanical Engineers, D. van Nostrand Company London, 1966
- [44] Kauer R., Störfallrelevante Leckagen an Flanschverbindungen unter Berücksichtigung des nicht-linearen Dichtungsverhaltens, TU München, LAA, 2000
- [45] Keil S., Beanspruchungsermittlung mit Dehnmessstreifen, Cuneus Verlag Zwingenberg, 1995
- [46] Kitching R., Lim C. S., Robinson M., Experimental Limit and Burst Pressures for Spherical Shells with Defects Adjacent to Nozzles, International Journal of Pressure Vessels & Piping 46, S. 167-194, 1991
- [47] Kizler W., Neuheiten für das Oberflächenschichtverfahren, VDI-Bericht, Nr. 679, S. 99-112, 1988

-
- [48] Kizler W., Wolfsried S., Video Stress - Die Versuchstechnik für die Bauteilanalyse bei komplexer dynamischer Betriebsbelastung, VDI-Bericht, Nr. 882, S. 621-633, 1991
- [49] Kloos K. H., Granacher J., Rieth P., Barth H., Hochtemperaturverhalten warmfester Stähle unter zeitlicher veränderter Beanspruchung, VGB Kraftwerkstechnik 64, Heft 11, S. 1020-1034, 1984
- [50] König J. A., A Method of Shakedown Analysis of Frames and Arches, International Journal of Solids Structures 7, S. 327-344, 1971
- [51] König J. A., Maier G., Shakedown Analysis of Elastoplastic Structures: A Review of Recent Developments, Nuclear Engineering Design 66, S. 81-95, 1981
- [52] König J.A., Shakedown of Elastic-plastic Structures, ELSEVIER Verlag, New York, 1987
- [53] Kuck D., Experimentelle Untersuchung zum Ratcheting-Verhalten bei Baustahl St 52-3, Dissertation, 1995
- [54] Kupfer W., Elastizitätstheoretische Analyse von Zylinderschalen mit radialen Stützen für Membranspannungszustände und äußere Belastungen, Dissertation, B, Technische Hochschule Leipzig, 1988
- [55] Kupfer W., Spannungen in Zylinderschalen mit radialen Stützen infolge äußerer Belastungen nach der Elastizitätstheorie, Stahlbau 59, Heft 8, S. 237-245, 1990
- [56] Leckie F. A., Shakedown Pressures for Flush Cylinder-Sphere Shell intersections, Journal Mechanical Engineering Science, Vol 7, No 4, S. 367-371, 1965
- [57] Leckie F. A. Penny R.K., Shakedown loads for radial nozzles in spherical pressure vessels, International Journal of Solid Structures 3, S. 743-755, 1967
- [58] Leckie F. A., Penny R. K., Shakedown as a Guide to the Design of Pressure Vessels, Journal of Engineering for Industry 8, S. 799-807, 1969
- [59] Leers K., Experimentelle und theoretische Shakedown-Untersuchung an Rohren, Dissertation, 1950

-
- [60] Lei Y., Wang X., Du Q., Elastoplastic analysis of a radial nozzle in a spherical shell under cyclic loading, *Pressure Vessel Technology, Volume 1, Design & Analysis*, S. 477-484, 1988
- [61] Lemaitre J., Chaboche J.L., *Mechanics of solid materials*, Cambridge University Press, 2000
- [62] Lewin G., *Apparate- und Behälter: Grundlagen Festigkeitsberechnung*, Verlag Technik Berlin, 1990
- [63] Liebe R., Optimale Bauteilgestaltung durch Nutzung plastischer Werkstoffverformung, *Konstruktion* 37, Heft 1, S. 21-28, 1985
- [64] Lynch M. A., Moffat D. G., Moreton D. N., Limit loads for cracked piping branch junction under pressure and branch out-of-plane bending, *International Journal of Pressure Vessels & Piping* 77, S. 185-194, 2000
- [65] Mackenzie D., Boyle J.T., Hamilton R., The elastic compensation method for limit and shakedown analysis: a review, *Journal of Strain Analysis*, Vol. 35, No. 3, S. 171-188, 2000
- [66] Mackenzie D., Boyle J. T., A method of estimating limit loads by iterative elastic analysis. I - Simple examples, *International Journal of Pressure Vessel & Piping* 53, S. 77-95, 1993
- [67] Mall Gerhard, Innendruckschwellverhalten von Hohlzylindern mit eingeschweißtem Stutzen, *Mittelung MPA, Dissertation*, S. 1-32, 1970
- [68] Maier G., Shakedown Theory in Perfect Elastoplasticity with Associated and Nonassociated Flow-Laws: A Finite Element, Linear Programming Approach, *Meccanica* 9, S. 250-259, 1969
- [69] Maxwell R. L., Holland R.W., Collapse test of a thin-walled cylindrical pressure vessel with radially attached nozzle, *WRC Bulletin* 230, S. 28-38
- [70] Meier G., Strohmeier K., Bestimmung von Belastungsgrenzen mit Hilfe elastisch-plastischer Finite-Elemente-Analyse am Beispiel eines schrägen Stutzens unter zyklischer äußerer Belastung, *Chemie Ingenieur Technik* 71, S. 108-111, 1999

-
- [71] Melan E., Zur Plastizität des räumlichen Kontinuums, Ingenieur-Archiv 9, S. 116-126, 1938
- [72] Merkl E., Auslegung von Bajonettverschlüssen, Dissertation, VDI Verlag, 1999
- [73] Miklus S., Kosel F., Plastic Collapse of Pipe Bifurcation, International Journal of Pressure Vessels & Piping 48, S. 79-92, 1991
- [74] Morelle P., Structural shakedown analysis by dual finite-element formulations. Eng. Struct. 6, S. 70-79, 1984
- [75] Morelle P., Numerical shakedown analysis of axisymmetric sandwich shells: An upper bound formulation, International Journal for Numerical Methods in Engineering 23, S. 2071-2088, 1986
- [76] Morelle P., A finite element lower bound formulation for thermomechanical shakedown analysis of continua with variable yield stress, Computational Plasticity, Proceedings of the International Conference, S. 519-530, 1987
- [77] Moreton D. N., Yahiaoui K., Moffat D. G., Onset of ratcheting in pressurised piping elbows subjected to in-plane bending moments, International Journal of Pressure Vessels & Piping 68, S. 73-79, 1996
- [78] Müller-Hoeppe N., Paulun J., Stein E., Einspiellasten ebener Stabtragwerke unter Normalkrafteinfluss, Bauingenieur, 61, S. 23-26, 1986
- [79] Munro J., Da Fonseca A. M. A., Yield line method by finite elements and linear programming, The Structural Engineer, No. 2, Vol. 56B, S. 37-44, 1978
- [80] Nadarajah C., Mackenzie D., Boyle J.T., A method of estimating limit loads by iterative elastic analysis. Part II - Nozzle sphere intersections with internal pressure and radial load, International Journal of Pressure Vessel & Piping 53, 1993, S. 97-119
- [81] Nadarajah C., Mackenzie D., Boyle J.T., Limit and shakedown analysis of nozzle/cylinder intersections under internal pressure and in-plane moment loading, International Journal of Pressure Vessel & Piping 68, 1996, S. 261-272

-
- [82] Neumann A., DVS Schweißtechnisches Handbuch für Konstrukteure - Teil, DVS-Verlag GmbH Düsseldorf, 1988
- [83] Nippard F., Pick R. J., Horsely D., Strength of a hot tap reinforced tee junction, International Journal of Pressure Vessels & Piping 68, S. 169-180, 1996
- [84] Payten W., Law M., Estimating the plastic collapse of pressure vessels using plasticity contours, International Journal of Pressure Vessels & Piping 75, S. 529-536, 1998
- [85] Ponter A. R. S., Karadeniz S., An Extended Shakedown Theory for Structures That Suffer Cyclic Thermal Loading, Part 1: Theory, Journal of Applied Mechanics 52, S. 877-882, 1985
- [86] Ponter A. R. S., Karadeniz S., An Extended Shakedown Theory for Structures That Suffer Cyclic Thermal Loading, Part 2: Applications, Journal of Applied Mechanics 52, S. 883-889, 1985
- [87] Prager W., Hodge P.G., Theorie ideal plastischer Körper, Springer-Verlag Wien, 1954
- [88] Procter E., Strong J.T., Pressure tests on flush cylinder/cylinder intersections, elastic and elastic/plastic behavior, CEGB Report RD/B/N2244, UK, 1972
- [89] Radaj D., Sonsino C. M., Ermüdungsfestigkeit von Schweißverbindungen nach lokalen Konzepten, Band 142, DVS, Düsseldorf, 2000
- [90] Radaj D., Gestaltung und Berechnung von Schweißkonstruktionen, Deutscher Verlag für Schweißtechnik DVS, Düsseldorf, 1985
- [91] Raoufi N., Implementierung eines inelastischen Stoffmodells in MARC und FE-Analyse von Behälterstutzenverbindung unter zyklischer Belastung, Diplomarbeit am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau, Technische Universität München, 1999
- [92] Reckling K.-A., Plastizitätstheorie und ihre Anwendung auf die Festigkeitsprobleme, Springer Verlag Berlin, 1967
- [93] Reidelbach W., Der Spannungszustand im Übergangsbereich einer rechtwinkligen Rohrabzweigung, Ingenieur-Archiv 30, S. 293-316, 1961

-
- [94] Reinhardt W. D., Mangalaramanan S. P., Efficient tubeshhet design using repeated elastic limit analysis technique, *Journal of Pressure Vessel Technology* 123, S. 197-202, 2001
- [95] Robinson M., Gill S. S., „Limit analysis of flush radial and oblique cylindrical nozzles in spherical pressure vessels“ Part I: A parametrical survey of results, *International Journal of Pressure Vessels & Piping* 1, S. 199-231, 1973
- [96] Rohrbach C., *Handbuch für experimentelle Spannungsanalyse*, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1989
- [97] Saal H., Bauer H., Festigkeitsnachweise von Stutzenanschlussstellen im Krepfenbereich gewölbter Böden unter Berücksichtigung der Einwirkungen von Stutzenlasten mit Erweiterung auf Ermüdungsfestigkeit, *Forschungsvorhaben AiF-10766 N/1*, S. 1-41
- [98] Saal H., Bauer H., Häderle M.-U., Flexibility factors for nozzles in the knuckle region of dished pressure vessel heads, *International Journal of Pressure Vessels & Piping* 70, S. 151-160, 1997
- [99] Sang Z. F., Xue L. P., Lin Y. J., Widera G. E. O., Limit Analysis and Burst Test for Large Diameter Intersections, *WRC Bulletin* 451, S. 31-51, 2000
- [100] Sawczuk A., Shakedown analysis of elastic-plastic structures, *Nuclear Engineering and Desing* 28, S.121-136, 1974
- [101] Schroeder J., Srinivasaiah K. R., Graham P., Analysis of test data on branch-pipe connetions exposed to internal pressure and/or external couples, *WRC Bulletin* 200, S. 1-26
- [102] Schroeder J., Experimental limit couples for branch moment loads on 4-in. ANSI B16.9 tees, *WRC Bulletin* 304, S. 1-32
- [103] Skopinsky V.N., Stress analysis of nonradial cylindrical shell intersections subjected to external loading, *International Journal of Pressure Vessel and Piping* 67, S. 145-153, 1996
- [104] Siebler T., Shakedown-Analyse diskreter, elastisch ideal-plastischer Strukturen bei zyklischer thermischer Belastung mit direkt gewählten Eigenspannungsverteilungen, *Dissertation Universität Karlsruhe*, 1988

-
- [105] Schröter F., Implementierung eines inelastischen Stoffmodells in MARC und Anwendung bei faserverstärkten Metallen, MARC Benutzertreffen, 1998
- [106] Schumer K., Schnittgrößen im Verschneidungsbereich eines kreiszylindrischen Druckbehälters mit einem Stutzen beliebiger Länge, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH), 1979
- [107] Staat M., Heitzer M., Limit and shakedown analysis using a general purpose finite element code, Proceedings of NAFEMS World Congress on Design, Simulation & Optimisation, Vol. 1, S. 522-533, 1997
- [108] Staat M., Heitzer M., Direkte FEM - Berechnung der Tragfähigkeit hochbeanspruchter passiver Komponenten, 23. MPA-Seminar, S. 29.1-29.19, 1997
- [109] Staat M., Heitzer M., LISA - ein europäisches Projekt zur FEM - basierten Traglast- und Einspielanalyse, 25. MPA-Seminar, 1999
- [110] Staat M., Lang H., Wirtz K., Heitzer M., Zyklische Einspielversuche zur Verifikation von Shakedown-Analysen mittels FEM, 25. MPA-Seminar, S. 44.1-44.18, 1999
- [111] Steel C. R. & Steel M.-L., Stress Analysis of Nozzles in Cylindrical Vessels With External Load, Journal of Pressure Vessel Technology 105, S. 191 - 200, 1983
- [112] Stouffer D., Dame T., Inelastic Deformation of Metals, John Wiley & Sons, Inc., 1996
- [113] Strohmeier K., Spannungen im Bereich von radialen zylindrischen Stutzen in Zylinderschalen, Konstruktion 25, Heft 3, S. 84-93, 1973
- [114] Strohmeier K., Theoretische und experimentelle Spannungsermittlung an Stutzen in Druckbehältern, Dissertation, 1971
- [115] Strohmeier K., Vorlesungsskript - Theorie und Konstruktion I, Abb. 251, Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau, 2002
- [116] Szabo I., Höhere Technische Mechanik, Springer Verlag Berlin, 1956
- [117] Symonds P. S., Shakedown in Continuous Media, Journal of Applied Mechanics 3, S. 85-89, 1951

-
- [118] Tabone C. J. & Mallet R. H., Pressure-Plus-Moment Limit-Load Analysis for Cylindrical Shell Nozzle, Journal of Pressure Vessel Technology 109, S. 297-301, 1987
- [119] Thieme W., Schnittspannungsverfahren zur Untersuchung von Stutzen an zylindrischen Druckkörpern, Stahlbau 2, S. 51-59, 1986
- [120] Thieme W., Spannungsfaktoren für schräge Stutzen an zylindrischen Druckkörpern, Stahlbau 4, S. 111-116, 1987
- [121] Thieme W., Spannungsfaktoren für schräge und radial versetzte Stutzen an zylindrischen Grundkörpern, Stahlbau 7, S. 207-213, 1987
- [122] Thieme W., Spannungen am Rohrboden und Stutzen bei zylindrischen Druckkörpern, Stahlbau 59, S. 341-347, 1990
- [123] TÜV-Forschungsbericht, Ermittlung der Formziffern α_k an Ausschnitten in dickwandigen Zylindern bei Belastung durch inneren Überdruck, 144, 1984
- [124] Uebing D., Kerkhoff H., Betriebliche Beanspruchung von Rohren und Behältern - Beispiele aus Regelwerk und Praxis, VGB Kraftwerkstechnik 55, Heft 4, S. 254-261, 1975
- [125] Vu T., Spannungen in Zylinderschalen mit radialem Stutzen infolge Innendruck und äußerer Belastungen, Sicherheit in der Rohrleitungstechnik, S. 165-187, 1996
- [126] Wagner W., Festigkeitsberechnung im Apparate- und Rohrleitungsbau, Kamprath-Reihe, Vogel Verlag und Druck GmbH Würzburg, 1995
- [127] Wellinger K., Detimann H., Festigkeitsberechnung, Alfred Kröner Verlag Stuttgart, 1969
- [128] Wellinger K., Innendruckschwellverhalten von Rohrleitungen mit rechtwinkligem Abzweigstück, Schweißen und Schneiden 21, Heft 10, S. 444-454, 1969
- [129] Wiedemann G., Johnson W. G. und Strohmeier K., Spannungsanalyse von Stutzen-Zylinder-Verbindungen unter Innendruckbelastung, VGB Kraftwerkstechnik 67 (12), S. 1213 - 1219, 1987

-
- [130] Wiedemann G., Lecköffnung und Beanspruchung von Rissen in Komponenten des Apparate- und Anlagenbaus, Dissertation, 1987
- [131] Wolters J., Untersuchungen zum Ratcheting von Segmenten der "Ersten Wand" zukünftiger Fusionsreaktoren unter zyklischer thermischer und mechanischer Belastung, Dissertation, 1996
- [132] Wriggers P., Nichtlineare Finite-Elemente-Methoden, Springer Verlag, 2001
- [133] Xu J., Sun B., Koplik B., Local pressure stresses on lateral pipe-nozzle with a 45° degree angle intersection, PVP-Vol.356, Integrity of structures an fluid systems, S.15-24, 1997
- [134] Zeman J. L., Repetitorium Apparatebau: Grundlagen der Festigkeitsberechnung, Oldenbourg Verlag, 1992
- [135] Zeman J. L., Ratcheting Limit of Flat End Cylindrical Shell Connections Under Internal Pressure, International Journal of Pressure Vessels & Piping 68, S. 293-298, 1996
- [136] Zhang G., Einspielen und dessen numerische Behandlung von Flächentragwerken aus ideal plastischem bzw. kinematisch verfestigendem Material, Dissertation, 1991

LEBENS LAUF

Persönliche Daten

Name	Gerhard Meier
geboren	06.11.1969 in Neuburg (Donau)
Familienstand	verheiratet, ein Kind
Staatsangehörigkeit	deutsch

Ausbildung, Grundwehrdienst

1976 - 1980	Grundschule Adelschlag
1980 - 1989	Willibald-Gymnasium Eichstätt Abschluss: Allgemeine Hochschulreife
1989 - 1990	Bundeswehr: Instandsetzungsstaffel der Luftwaffe Neuburg, letzter Dienstgrad Obergefreiter
11.1990 - 08.1995	Studium: Maschinenbau/Verfahrenstechnik an der Technischen Universität München, 10 Semester Abschluss: Dipl.-Ing. (Univ.)

Praktikum, Berufstätigkeit

1994	Ingenieurpraktikum bei Esso AG
bis 1995	Tätigkeit im elterlichen Landmaschinenhandwerksbetrieb
09.1995 - 11.1995	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau, Tätigkeitsgebiet: Experimentelle Untersuchungen an Bajonettverschlüssen und Flanschverbindungen, Konstruktionstätigkeit
01.1996 - 03.1996	Prozessingenieur bei der Zimmer AG, Frankfurt
04.1996 - 11.2002	Wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau Promotionsthema: Shakedown-Untersuchungen an Druckbehälterstützen unter äußeren Lasten Leiter des Praktikantenamts der Fakultät für Maschinenwesen
seit 02.2003	Versuchingenieur in der Abteilung Festigkeit Gesamtfahrzeug bei der AUDI AG Ingolstadt