

**Ermüdungssicherheit imperfekter
vorgespannter Ringflanschstöße in
windbeanspruchten turmartigen Stahlbauten**

T 2978

T 2978

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die Originalmanuskripte wurden reprotechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprotechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

Im Originalmanuskript enthaltene Farbvorlagen, wie z.B. Farbfotos, können nur in Grautönen wiedergegeben werden. Liegen dem Fraunhofer IRB Verlag die Originalabbildungen vor, können gegen Berechnung Farbkopien angefertigt werden. Richten Sie Ihre Anfrage bitte an die untenstehende Adresse.

© by Fraunhofer IRB Verlag

2002, ISBN 3-8167-6481-9

Vervielfältigung, auch auszugsweise,
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

Fraunhofer IRB Verlag

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

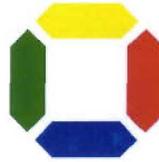
Postfach 80 04 69
70504 Stuttgart

Nobelstraße 12
70569 Stuttgart

Telefon (07 11) 9 70 - 25 00
Telefax (07 11) 9 70 - 25 08

e-mail info@irb.fhg.de

URL <http://www.IRBbuch.de>



Universität
Essen

FB 10 - Bauwesen
Stahlbau

Bericht 100230 - 39

Ermüdungssicherheit imperfekter vorgespannter Ringflanschstöße in windbeanspruchten turmartigen Stahlbauten

Univ. Prof. Dr.-Ing. Herbert Schmidt
Dipl.-Ing. Alexander Jakubowski

Abschlussbericht über ein vom Deutschen Institut für Bautechnik gefördertes
Forschungsvorhaben DIBt-Gesch.Z.: IV 12-5-16.104-912/99

Dezember 2001



Inhalt

1 Einleitung	3
1.1 Problemstellung	3
1.2 Zielsetzung und Überblick	6
2 Wissensstand	7
3 Planung und Aufbau der Rohrbiegeversuche	11
3.1 Versuchsprogramm	11
3.1.1 Zugrundegelegte Flanschverbindungen	11
3.1.2 Parameter Flanschimperfektion	12
3.2 Versuchsaufbau	13
3.2.1 Belastungsvorrichtung	13
3.2.2 Herstellung der Prüfkörper und der Aufnahmestücke	14
3.3 Messeinrichtungen	15
3.3.1 Messeinrichtungen am Gesamtsystem	15
3.3.2 Messeinrichtungen im engeren Prüfflanschbereich	15
4 Durchführung der Rohrbiegeversuche	17
4.1 Begleitende Materialprüfung	17
4.1.1 Rohr- und Flanschmaterial	17
4.1.2 Schrauben	18
4.2 Vermessung der Prüfkörper	19
4.2.1 Imperfektionen - Vorgehensweise	19
4.2.2 Imperfektionen - Ergebnisse	21
4.3 Aufbringen der Vorspannung	23
4.4 Ablauf der Belastungsversuche	24
5 Ergebnisse der Rohrbiegeversuche	26
5.1 Darstellung der Versuchsergebnisse	26
5.1.1 Prüfschrauben: Axial- und Biegebeanspruchung	26
5.1.2 Prüfschrauben: Torsionsbeanspruchung	28
5.1.3 Prüfhohre: Membran- und Biegebeanspruchung	29
5.2 Messungenauigkeiten und Messfehler	29
5.3 Ergebnisse der Vorspannphase	30
5.3.1 Ergebnisse Prüfschrauben: Axial- und Biegebeanspruchung	30
5.3.2 Ergebnisse Prüfschrauben: Torsionsbeanspruchung	34
5.3.3 Ergebnisse Prüfhohre: Membran- und Biegebeanspruchung	34
5.3.4 Flanschklaffungen	36



5.4 Ergebnisse der Schwellbelastungsphase	37
5.4.1 Ergebnisse Prüfschrauben: Axial- und Biegebeanspruchung unter Rohrbiegezug	37
5.4.2 Ergebnisse Prüfschrauben: Axial- und Biegebeanspruchung unter Rohrbiegedruck	40
5.4.3 Ergebnisse Prüfschrauben: Veränderungen der Axial- und Biegebeanspruchungen infolge wiederholter Belastung	41
5.4.4 Ergebnisse Prüfschrauben: Torsionsbeanspruchung	45
5.4.5 Ergebnisse Prüfröhre: Membran- und Biegebeanspruchung	46
5.4.6 Flanschklaffungen	48
5.5 Ergebnisse der Traglastversuche	48
6 Vergleichsberechnungen zu den Rohrbiegeversuchen	50
6.1 Aufbau des FE-Modells	50
6.1.1 Elementtypen	50
6.1.2 Feinmodellierung und Elementvernetzung	51
6.1.3 Werkstoffeigenschaften	52
6.1.4 Symmetriebedingungen	53
6.1.5 Modellierung der geometrischen Flanschimperfektionen	55
6.1.6 Aufbringen der Vorspannung	55
6.2 Validierung des FE-Modells anhand der experimentellen Ergebnisse	56
6.2.1 Vorspannphase	56
6.2.2 Schwellbelastungsphase	57
6.3 Weitere FE-Vergleichsberechnungen	59
6.3.2 Vorspannverluste bei wiederholter Belastung	61
7 Numerische Parameterstudie	62
7.1 Reduktion des FE-Modells	62
7.2 Baupraktische Flanschstöße: Geometrie und Werkstoff	65
7.3 Vergleich der Schraubenbeanspruchungsfunktionen	66
7.4 Vergleich der Ermüdungs-Schädigungssummen	69
7.4.1 Vorgehensweise	69
7.4.2 Ergebnisse Flanschstoß A	72
7.4.3 Ergebnisse Flanschstoß B	73
8 Schlussfolgerungen für die Bemessungspraxis	76
8.1 Unmittelbare Erkenntnisse aus den Untersuchungen	76
8.2 Überlegungen zum Ermüdungssicherheitsnachweis der Schrauben	77
8.3 Überlegungen zu Herstelltoleranzen für den Flanschstoß	79
8.4 Überlegungen zur Sanierung imperfekter Flanschstöße	81
9 Zusammenfassung und Ausblick	83

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Montagestöße von turmartigen, kreiszylindrischen oder konischen Stahlbauten (Windenergietürme, Schornsteine, Maste) werden häufig als planmäßig vorgespannte geschraubte Ringflanschverbindungen ausgebildet. Die Ringflansche sind meist einseitig als L-Flansche angeordnet, z.B. bei Windenergietürmen innenliegend (Bild 1) oder bei Schornsteinen außenliegend. Bemessungskritisches Element dieser Stöße sind in der Regel die infolge der Wind- und Betriebsbelastung ermüdungsbeanspruchten Schrauben.

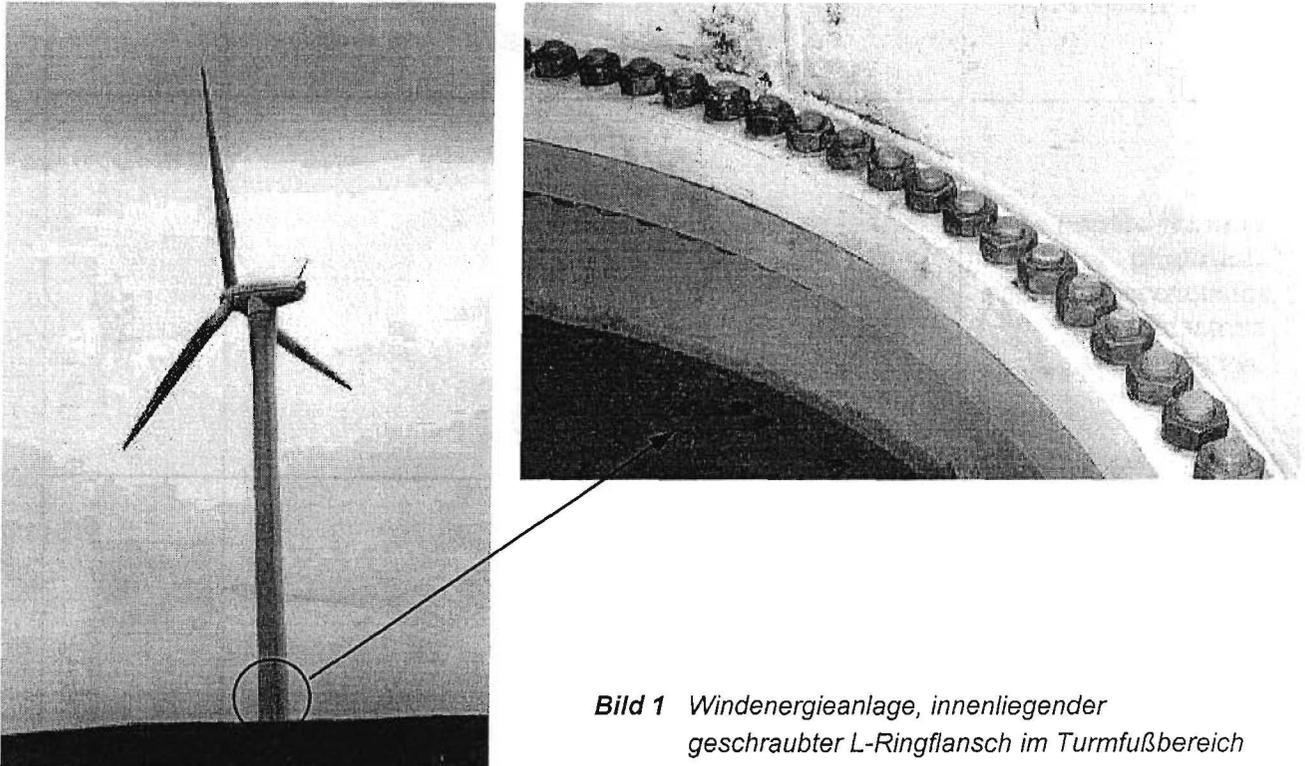


Bild 1 Windenergieanlage, innenliegender geschraubter L-Ringflansch im Turmfußbereich

Die Ermüdungslebensdauer dieser schwelend zugbeanspruchten Schrauben in planmäßig vorgespannten Ringflanschverbindungen ist wegen des komplex nichtlinearen inneren Kräftespiels sensibel gegenüber Abweichungen von der rechnerischen Soll-Vorspannungssituation. Diese wird durch zwei idealisiert planebene Flanschflächen charakterisiert, die gleichmäßig auf Druckkontakt gegeneinander gespannt werden. Geringfügige Abweichungen davon, d.h. geometrische Imperfektionen in Form von Flanschklaffungen vor dem Vorspannen (Tabelle 1), sind bei großen Zylinderdurchmessern baupraktisch unvermeidbar. Es fehlen bisher ausreichend gesicherte Kenntnisse zur quantitativen Bewertung des Einflusses dieser Imperfektionen auf die Ermüdungssicherheit der Schrauben.

In Kap.2 dieses Berichtes wird ein knapper Überblick über das relevante Schrifttum gegeben. Daraus lässt sich zusammenfassend schlussfolgern, dass die **Beanspruchbarkeitsseite des Ermüdungsfestigkeitsnachweises** für die Schrauben vergleichsweise zuverlässig geklärt ist. PETERSEN gibt in seiner letzten Veröffentlichung [20] als Bezugswert der Wöhlerkurve bei $N=2 \cdot 10^6$ mit 90% Überlebenswahrscheinlichkeit $\Delta\sigma_A=40,8\text{N/mm}^2$ an. Grundlage dafür waren Ermüdungsversuche an exzentrisch schwelend gezogenen, vorgespannten Versuchskörpern.



Tabelle 1 Imperfektionsformen bei L-förmigen Ringflanschverbindungen

Imperfektionsform	Umfangsbezogene Darstellung	Querschnitt
Winkelklaffung flanschseitig rotationssymmetrisch kontaktebenen- symmetrisch		
Winkelklaffung rohrseitig rotationssymmetrisch kontaktebenen- symmetrisch		
Parallelklaffung Umfangsteilbereich		
Kombinationen		



PETERSEN gibt in seiner letzten Veröffentlichung [20] als Bezugswert der Wöhlerkurve bei $N=2 \cdot 10^6$ mit 90% Überlebenswahrscheinlichkeit $\Delta\sigma_A=40,8\text{N/mm}^2$ an. Grundlage dafür waren Ermüdungsversuche an exzentrisch schwellend gezogenen, vorgespannten Versuchskörpern. Das passt gut mit den Angaben im Eurocode 3 Teil 1-1 [39] und Teil 2 [40] zusammen: Im ersteren wird für zentrisch gezogene Schrauben $\Delta\sigma_A=36\text{N/mm}^2$, im zweiten $\Delta\sigma_A=50\text{N/mm}^2$ vorgeschrieben. Der erstere Wert wird in Fachkreisen für wirklich zentrisch gezogene Schrauben allgemein als zu konservativ angesehen. Die neuen Versuchsergebnisse, in denen der Einfluss der unvermeidbaren Schraubenbiegung implizit enthalten ist, zeigen jedoch, dass bei L-Stößen von dem niedrigen Wert - er ist sowohl in DIN 4133 [36] als auch in der DIBt-Richtlinie für Windkraftanlagen [42] vorgeschrieben - nicht abgegangen werden sollte. SEIDEL kommt in seiner vor wenigen Wochen veröffentlichten Dissertation [28] aufgrund einer Auswertung der ihm zugänglichen Ermüdungsversuche an zugbeanspruchten Schraubenverbindungen allerdings zum Ergebnis, dass eine Einordnung in die Kerbgruppe 50 doch möglich erscheint.

Die **Beanspruchungsseite des Ermüdungsfestigkeitsnachweises** für die Schrauben in einem vorgespannten Flanschstoß stellt sich dagegen wesentlich komplexer dar - selbst wenn man das $\Delta\sigma_z$ -Kollektiv im Zylindermantel oberhalb und unterhalb des Flanschstoßes kennt. Zwar spielt sich die Ermüdungsbeanspruchung im Wesentlichen im elastischen Bereich ab. Jedoch ist das elastostatische Tragverhalten exzentrisch gezogener vorgespannter L-Flanschstöße selbst bei perfekter Ausführung und bei Vernachlässigung der Ringwirkung (Einschrauben-Segmentmodell) wegen des Kontakt-Klaffungs-Phänomens in der druckvorgespannten Stoßfuge bereits hochgradig nichtlinear. Berechnet man die $\Delta\sigma$ -Spannungen der Schrauben mit Hilfe vereinfachter linearer Modelle, so kann man sowohl weit auf der sicheren Seite als auch auf der unsicheren Seite liegen - je nachdem ob sich die Spannungsspiele $\Delta\sigma$ wenig oder weit oberhalb der Vorspannkraft F_v abspielen. Hinzu kommt, dass infolge diverser Einflüsse Vorspannkraftverluste während des Betriebes auftreten können; solche Einflüsse sind z.B. lokale Plastizierungen im Schraubengewinde oder Kriechen der Fertigungs- und Korrosionsschutzbeschichtungen in den Kontaktflächen. SEIDEL hat mit seiner bereits erwähnten Dissertation [28] einen wesentlichen Beitrag zum tieferen Verständnis und zur Berechnung des nichtlinearen Kräftespiels in Flanschstößen, deren Berührflächen planeben sind, geliefert.

Noch komplexer wird das Kräftespiel und damit die Ermüdungsbeanspruchung der Schrauben, wenn der Flanschstoß geometrisch imperfekt ist, d.h. vor dem Vorspannen der Schrauben Klaffungen im Sinne von Tabelle 1 aufweist. Häufig werden solche Klaffungen mit Hilfe der Schrauben beim Vorspannen so gut wie möglich „beigezogen“, die Restklaffung wird mit Silikon versiegelt. Aus Sicht der Ermüdungssicherheit bedeutet das, dass viele unter Windbelastung schwingend gezogene Schrauben gar keinen Druckvorspannkörper um sich herum besitzen (wie es im Berechnungsmodell vorausgesetzt wird), weil ihre Vorspannkraft dazu „missbraucht“ wurde, Biege- und Torsionsverformungen im Flansch und im Turmmantel zu erzeugen, um Klaffungen „wegzuspinnen“. Über Ermüdungsschäden, die auf solche Imperfektionen zurückgehen, ist in Großbritannien im Zusammenhang mit Stahlschornsteinen berichtet worden [21]; für Deutschland ist den Verfassern keine vergleichbare veröffentlichte Studie bekannt. Vor allem bei Windenergieanlagen sind aber nach Kenntnis der Verfasser Ermüdungsbrüche und -anrisse in Schrauben in imperfekten Flanschstößen bereits des öfteren beobachtet worden. Eine Zunahme solcher Schäden in Zukunft ist nicht auszuschließen - insbesondere wenn man bedenkt, dass große moderne Anlagen, bei denen solche Flanschstöße ermüdungsmäßig rechnerisch voll „ausgereizt“ sind (mehr als 0,75MW, drehzahlvariabler und pitch geregelter Rotor, Turm höher als 60m), erst seit wenigen Jahren in Betrieb sind, jedoch auf mindestens 20 Jahre Lebensdauer ausgelegt sind.



1.2 Zielsetzung und Überblick

Das vorliegende Forschungsvorhaben sollte den Einfluss von Flanschkloffungen auf das innere Kräftespiel in vorgespannten L-Ringflanschstößen unter Rohrbiegung und damit auf die Ermüdungsbeanspruchung der Schrauben klären. Das dafür aufzubauende FE-Modell musste zunächst experimentell validiert werden. Dazu wurden vier großmaßstäbliche **Rohrbiegeversuche an Ringflanschstößen** durchgeführt. Je ein Prüfflanschstoß war perfekt (Referenzversuch), planmäßig imperfekt mit Winkelklaffung flanschseitig, planmäßig imperfekt mit Winkelklaffung rohrrseitig und planmäßig imperfekt mit Parallelklaffung hergestellt worden. Das Versuchs- und Messprogramm wurde so ausgelegt, dass die Ergebnisse über ihre Funktion als Validierungsgrundlage des FE-Modells hinaus weitere Einblicke in das Kräftespiel beim Vorspannen, bei wiederholter Belastung auf verschiedenen Lastniveaus (Stichwort: Vorspannkraftverluste) und schließlich bei Erreichen der Traglast lieferten. Über die vier Versuche wird in **Kap.3 bis 5** berichtet.

Der Aufbau des FE-Modells mit Hilfe des Programmsystems ANSYS® und seine Validierung anhand der experimentellen Ergebnisse wird in **Kap.6** beschrieben. Das FE-Modell musste das nichtlineare Kontakt-Klaffungs-Phänomen der druckvorgespannten Berührfuge realistisch beschreiben können, gleichzeitig aber auch - über die bisherigen Untersuchungen an Segmenten hinausgehend - die räumliche Tragwirkung des imperfekten Flanschringses zusammen mit dem Zylindermantel erfassen. Die Schrauben müssen dabei so fein modelliert sein, dass Kräftespiel-details, die für die Ermüdung der Schrauben relevant sind (z.B. Biegung des Schaftes, einseitiges Aufliegen von Kopf und Mutter), erfasst werden können.

Um das eigentliche Endziel der Untersuchungen, nämlich

- Quantifizierung des Einflusses von Flansch-Imperfektionen auf das Kräftespiel vorgespannter L-Ringflanschverbindungen,
- daraus einerseits Herleitung von Toleranzwerten für die Imperfektionen, unterhalb derer keine Maßnahmen ergriffen zu werden brauchen und
- daraus andererseits ggf. Herleitung von Vorschlägen zur Berücksichtigung der tolerierten Imperfektionen beim Ermüdungssicherheitsnachweis,

zu erreichen, wurde mit dem validierten FE-Modell eine **numerische Parameterstudie** an Ringflanschen mit zwei ausgewählten baupraktischen Ringflanschgeometrien durchgeführt. Die Imperfektionsparameter wurden variiert, und die damit berechneten Schraubenbeanspruchungsfunktionen wurden miteinander verglichen. Weiteres Vergleichskriterium waren Ermüdungsschädigungssummen nach PALMGREN/MINER. Darüber wird in **Kap.7** berichtet.

In den beiden abschließenden **Kap.8 und 9** werden Schlussfolgerungen für die Bemessungspraxis aus den Untersuchungsergebnissen gezogen und zu baupraktischen Empfehlungen im vorgeannten Sinn kondensiert. Darüber hinaus wird ein Ausblick mit Vorschlägen für weitere notwendige Forschungsarbeiten gegeben.

Die Untersuchungen wurden vom Deutschen Institut für Bautechnik, Berlin, finanziell gefördert (Az.: IV 12-5-16.104-912/89). Sämtliche Schrauben, insbesondere auch die im Schaft abgedrehten Prüfschrauben, wurden von der Fa. August Friedberg GmbH, Gelsenkirchen, kostenlos zur Verfügung gestellt. Die Prüfkörper und Rohrbauteile zur Aufnahme der Prüfkörper wurden

von der Fa. Schicks Abgas-Technik GmbH, Bottrop, unter Selbstkostenpreis geliefert. Für alle Unterstützungen sei an dieser Stelle ausdrücklich gedankt.

2 Wissensstand

Nachfolgend werden ausgewählte Literaturstellen genannt und diskutiert, so weit sie für die Thematik dieses Forschungsberichtes unmittelbar relevant sind. Ein umfangreiches Schrifttumsverzeichnis enthält die Dissertation von SEIDEL [28]. Ferner wird auch die in Arbeit befindliche Abhandlung [9] des Zweitverfassers dieses Forschungsberichtes eine ausführliche Darstellung des Wissensstandes über geschraubte Flansch- und Stirnplattenverbindungen enthalten.

Die Bemessung von Ringflanschverbindungen erfolgt in der Regel nach den vereinfachten Berechnungsmodellen von PETERSEN [18], SCHMIDT/NEUPER [25] oder VDI-Ri 2230 [44]. Hinzugekommen sind in jüngster Zeit die Berechnungsmodelle von LEHMANN [15,16] und SEIDEL [28]. Bei all diesen Modellen wird das Tragverhalten der Ringflanschverbindung an einem gedanklich herausgetrennten Einschraubensegmentmodell beschrieben (Bild 2a). Die Traglast der Verbindung ergibt sich unabhängig von dem Verlauf der Schraubenbetriebsbeanspruchung. Für den Ermüdungssicherheitsnachweis werden dagegen aus der ermittelten Beanspruchungsfunktion bei vorgegebenem äußerem Belastungskollektiv ΔN die entsprechenden Schraubenkraftschwingbreiten ΔF der Schrauben abgeleitet (Bild 2b). Sowohl das dreidimensionale Ringtragverhalten als auch geometrische Imperfektionen der Flanschkontaktflächen und Vorspannkraftverluste infolge wiederholter teilplastischer Belastung können dabei nicht erfasst werden.

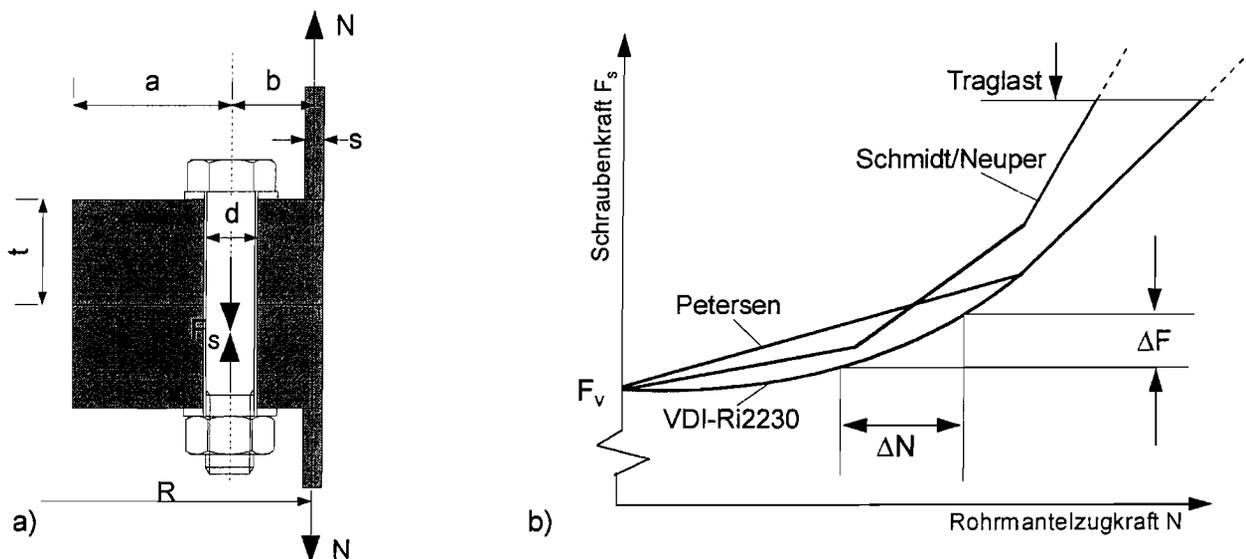


Bild 2 Zur Schraubenkraftberechnung an einem Einschraubensegmentmodell:
(a) Einschraubensegmentmodell
(b) Resultierende Schraubenaxialkraftfunktionen unterschiedlicher Berechnungsansätze

Experimentelle Untersuchungen zur Imperfektionsproblematik wurden bisher überwiegend an T-Flanschverbindungen im Hinblick auf Stirnplattenanschlüsse des Stahlbaus oder im Bereich des Maschinenbaus durchgeführt. Dabei wurden in der Regel geometrisch perfekte Verbindungen untersucht, um Erkenntnisse über die Schraubenbeanspruchung in Abhängigkeit von der äußeren Beanspruchung der Gesamtverbindung abzuleiten. Aussagen und Empfehlungen zu Toleranzen geschraubter Anschlüsse bei Abweichungen von der Sollgeometrie sind bisher in nur wenigen Veröffentlichungen und Regelwerken angegeben.

Mitte der 60er Jahre wurde von ILLGNER und BEELICH [8] der Einfluss von keilförmigen Unterlegscheiben auf die statische und dynamische Zugtragfähigkeit von vorgespannten Schrauben M8 und M10 der Festigkeitsklassen 8.8 und 10.9 untersucht. Motivation waren die in der Bemessung bis dahin unberücksichtigten Biegeeinflüsse infolge der Auflageflächengeometrie der zu verspannenden Teile. Prinzipiell findet sich im Fall einer Pleuelverbindung (Bild 3b) eine vergleichbare Problemstellung wie bei geometrisch imperfekten Ringflanschen wieder: Die Flanschverbindung klappt im Ausgangszustand. Die Bauteile zwingen der Schraube während des Vorspannvorgangs aufgrund ihrer Relativneigung zueinander eine Biegebeanspruchung auf. Die Relativneigung nimmt dann aber im Laufe der Vorspannung ab, bis die Bauteile teilweisen oder vollen Kontakt aufweisen. Insofern sind die von ILLGNER und BEELICH durchgeführten Versuche an Schraubenverbindungen mit Keilscheiben (Bild 3c), bei denen die vorgegebene Neigung der Auflageflächen zur Simulation des in Bild 3a dargestellten Falles zueinander konstant gehalten wurde und die Bauteile bereits im Ausgangszustand flächenhaften Kontakt aufweisen, als Sonderfall dieser Problemstellung zu betrachten. Ein Ergebnis der Untersuchungen war eine Abnahme der Ermüdungsfestigkeit bis maximal 50% bei zunehmender Auflageflächenneigung im Ausgangszustand (Bild 3c).

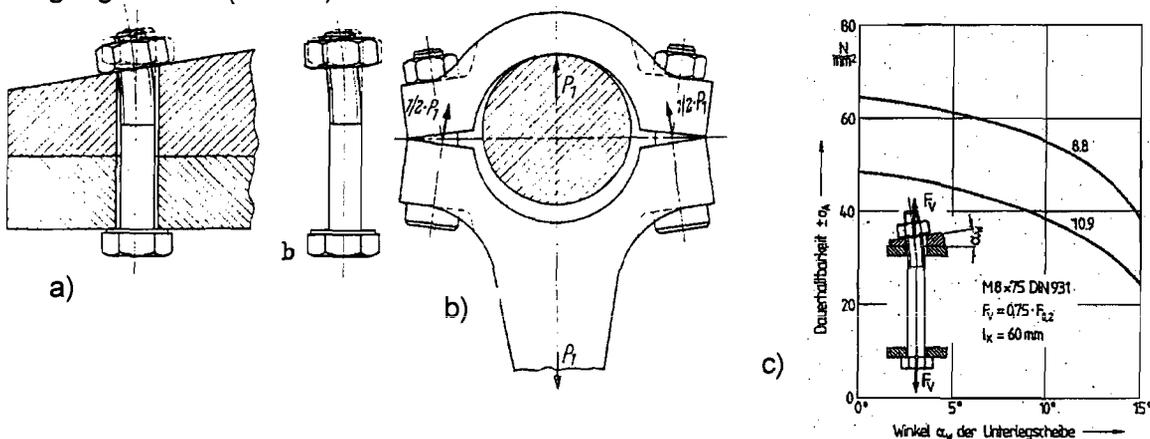


Bild 3 Ermüdungsverhalten gezogener Schraubenverbindungen mit geneigten Auflageflächen:
(a), (b) Praktische Fälle
(c) Dauerfestigkeit bei variiertem Neigungswinkel der Unterlegscheibe (aus [8])

Ergebnisse aus Versuchen an T-Stößen mit Schrauben M20 der Festigkeitsklassen 8.8 und 10.9 veröffentlichte Anfang der 80er Jahre BOUWMAN [3]. Der Einfluss unterschiedlicher Imperfektionsformen (Bild 4a), simuliert durch definierte Kontaktlagen, auf die Ermüdungsfestigkeit der Schrauben wurde untersucht (Bild 4b). Erkennbar wurde hier, dass bei der Kontaktlage „mittig“ im Bereich der angreifenden äußeren Belastung (vergleichbar der Imperfektionsform „Winkelspalt flanschseitig“) die ertragbare Lastschwingsbreite gegenüber Kontakt an der Schraube deutlich erhöht wird. Bei Randkontakt (vergleichbar „Winkelspalt rohrrseitig“) dagegen sinkt die Ermüdungsfestigkeit erheblich ab.

Als Empfehlung nach BOUWMAN sollten im Ausgangszustand der Verbindung bereits planmäßig geometrische Imperfektionen durch entsprechende Schweißfolgen vorhanden sein, die von vornherein einen definierten Kontakt in Stoßmitte herstellen. Klaffungstoleranzen wurden von ihm nicht definiert. Basierend auf den Untersuchungen von BOUWMAN gibt LACHER [14] Berechnungsmodelle für Stabsysteme zur Erfassung der definierten Planabweichungen bei Stirnplattenverbindungen an, indem er an den jeweiligen Kontaktstellen Federn definiert.

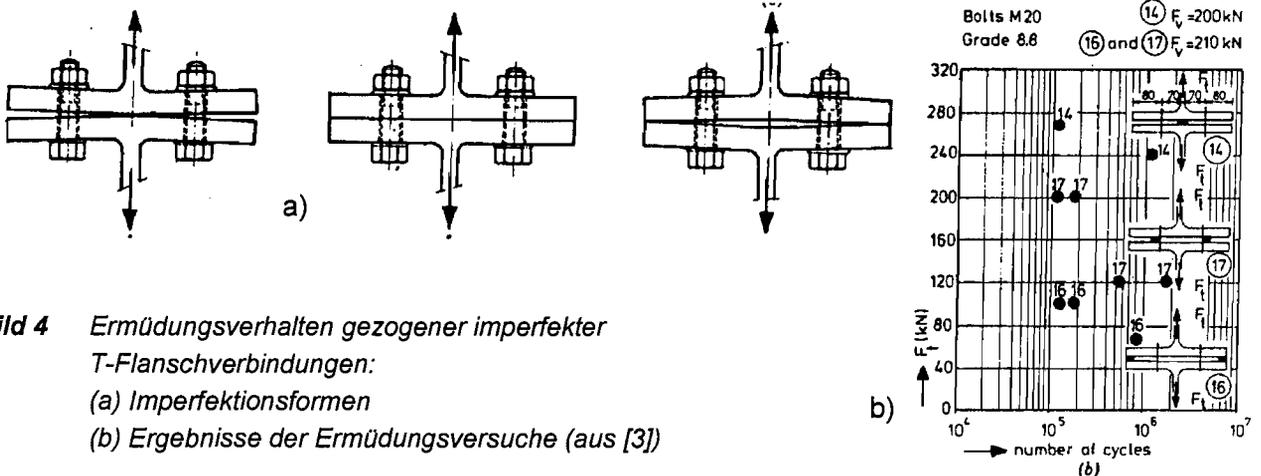


Bild 4 Ermüdungsverhalten gezogener imperfekter T-Flanschverbindungen:
(a) Imperfektionsformen
(b) Ergebnisse der Ermüdungsversuche (aus [3])

SCHNEIDER [27] untersuchte den Einfluss unterschiedlicher Neigungen und Richtungen des Auf-lagewinkels (bis $\alpha=3^\circ$ je Scheibe, siehe Bild 5) zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und Flanschsegmenten auf die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben der Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9. Dabei wurden zwei Ausgangssituationen betrachtet: unter Betriebslast zum Vorspann-zustand gleichgerichtete (Bild 5a) und entgegengerichtete (Bild 5b) Biegebeanspruchung der Schrauben. Ergebnis dieser Untersuchung war, dass weder positive Einflüsse der „vorspanninduzierten Druckeigenspannungen“ (Bild 5a) noch negative Einflüsse der scheinbar „ungünstig“ vorgespannten Verbindung (Bild 5b) festzustellen waren. Hauptgrund hierfür war das hohe Niveau der äußeren Kraftschwingbreite ΔF_A , unter denen die Verbindung ermüdungsmäßig zu Bruch gefahren wurde. Die dadurch verursachten Spannungsschwingbreiten besaßen einen wesentlich größeren Einfluss als die vorspanninduzierten Biegespannungen.

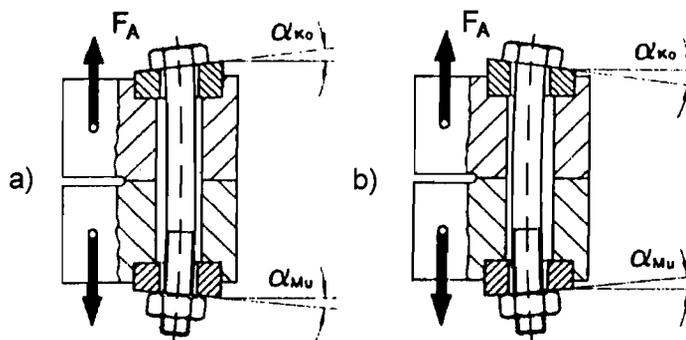


Bild 5 Geneigte Auflageflächen:
Vorspannbiegung und Betriebsbiegung (a) entgegengerichtet, (b) gleichgerichtet (aus [27])

PINFOLD [21] teilt Ergebnisse einer Studie über Schadensfälle an Ringflanschen im Schornstein-bau mit, bei denen Ermüdungsbrüche in den Schrauben und im Rohrmantelblech aufgetreten sind. Da die Schrauben hierbei deutliche Biegebeanspruchungen aufwiesen, werden die Schä-den auf Abweichungen der Flansche von ihrer Sollgeometrie zurückgeführt. Laut PINFOLD treten baupraktisch Klaffungen bis zu 5mm über unterschiedlich große Teilbereiche des Flanschumfan-ges auf. KRAMER [13] hat das aufgrund seiner Umfragen bestätigt. Aus nichtveröffentlichten Un-tersuchungen an WEA-Türmen sind den Verfassern Klaffungen vor der Vorspannung von bis zu 14mm (Turmdurchmesser $d=3$ bis 4m) bekannt geworden, nach dem Vorspannen waren dann noch Restklaffungen von 4mm bis 6mm vorhanden. Dabei handelte es sich um nicht eindeutig bestimmbare Kombinationen aus Parallel- und Winkelklaffungen.



PETERSEN kommt aufgrund seiner experimentellen Untersuchungen [19] an imperfekten Segmentmodellen mit der Klaffungsform „Winkelklaffung rohrseitig“ zum Ergebnis, dass diese Imperfektionsform keinen negativen Einfluss auf die Schraubenermüdungsbeanspruchung besitzt. Bei seinen Segmentversuchskörpern war es jedoch erforderlich, mittels Kontaktplättchen die Imperfektion zu erzwingen. Diese künstliche Erzeugung von definierten Kontaktstellen lässt eine Übertragung der Ergebnisse auf Ringflansche mit Imperfektionsformen nach Tabelle 1 nur bedingt zu.

SCHMIDT ET AL empfehlen in [26] in Ermangelung besserer Regelungen eine Einhaltung der Ebenheitstoleranzwerte nach EC3 Teil 3-2 [41]. Sie weisen jedoch darauf hin, dass eigentlich eine Differenzierung hinsichtlich der jeweiligen Klaffungsform erforderlich wäre, d.h. dass die Toleranzvorgaben nach EC3 Part 3-2, die auf den CICIND-Code [4] zurückgehen, die in Tabelle 1 dargestellten Imperfektionsformen von Ringflanschstößen nur unvollständig beschreiben. Insbesondere wird im EC3 Teil 3-2 nicht näher erläutert, ob es sich bei der zulässigen Flanschneigung von 1% und der zulässigen umfangsbezogenen Ebenheitsabweichung von 1mm um die Absolutmaße des Herstellzustandes oder die Relativklaffungen des Einbauzustandes handelt. Zu Imperfektionen über begrenzte Umfangsteilbereiche werden keine Angaben gemacht.

Die zulässige Neigung der Auflageflächen unter dem Kopf oder der Mutter von Schrauben ist allgemein nach DIN18800-7 [38] mit 2% angegeben. Damit sollen offenbar die Schrauben vor unzulässiger Biegebeanspruchung geschützt werden. Eine gezielte Anwendung auf das vorliegende Flanschstoßproblem ist problematisch, da weder nach verbleibender oder sich beim Vorspannen schließender Neigung (vgl. Bild 3a und b) differenziert werden kann, noch nach flanschseitiger oder rohrseitiger Neigung (vgl. Tabelle 1).

Die Richtlinie 104 des Industrie-Verbandes Stahlschornsteine [43] beinhaltet Toleranzwerte für Stahlschornsteine unter statischer Belastung. Während die zulässige Flanschneigung den vorgenannten Vorgaben der DIN18800-7 entspricht, wird für Parallelklaffungen ein Toleranzwert von 10% der Flanschdicke formuliert, was nach Meinung der Verfasser indiskutabel großzügig ist. Beide hier genannten Klaffungsformen sollen nach [43] über weniger als zwei benachbarte Schrauben auftreten.

3 Planung und Aufbau der Rohrbiegeversuche

3.1 Versuchsprogramm

3.1.1 Zugrundegelegte Flanschverbindungen

Bei der Planung des vorliegenden Forschungsprojektes waren bewusst an Stelle der schon häufig durchgeführten Zugversuche an Flanschsegmenten Rohrbiegeversuche an kompletten Ringflanschverbindungen vorgesehen worden. Nur so konnte das Gesamttragverhalten vor allem der imperfekten Flansche untersucht werden. Das bedeutete aber, dass es sich um - wenn auch großmaßstäbliche - Modellversuche handeln musste, denn die Originalabmessungen typischer großer Schornstein- oder WEA-Turm-Flanschstöße mit ihren Durchmessern von 3 bis 5m waren versuchstechnisch nicht realisierbar. Als Kompromiss wurde eine Ringflanschverbindung mit **ca.1m Durchmesser** und **32 Schrauben M20** gewählt. Damit dürfte eine ausreichend große Realitätsnähe der Versuche gewährleistet sein.

Die L-Flansche wurden **außenliegend** angeordnet, wie zwar im Schornsteinbau üblich, aber nicht bei WEA-Rohrtürmen. Der Grund war versuchstechnischer Natur: Das gesamte Handling (Montage und Vorspannung der Prüfschrauben, Beobachtung während des Versuches) gestaltete sich einfacher. Für die Funktion der Versuchsergebnisse als Validierungsbasis für die FE-Simulationen spielt das keine Rolle. Dasselbe gilt für die Wahl eines **Aufschweißflansches** (anstelle der bei WEA-Türmen eingesetzten Vorschweißflansche) als Grundform für die Versuche. Die Fertigung der Prüfkörper, insbesondere das Einbringen der gewollten Imperfektionen, war dadurch einfacher.

Bild 6 zeigt die Abmessungen des den Versuchen zugrunde gelegten Flanschpaares. Sie wurden so gewählt, dass im Traglastzustand bei Erreichen der rechnerischen Schraubenbeanspruchbarkeit auch das rechnerische vollplastische Moment in den Flanschen erreicht wird. Die Wanddicke des Rohres wurde mit $s=8\text{mm}$ so festgelegt, dass einerseits Beulversagen auf der Biegedruckseite vor dem Versagen der Flanschverbindung ausgeschlossen war, andererseits aber die Drehbettung der Flansche infolge Schalenbiegung nicht unrealistisch steif wurde.

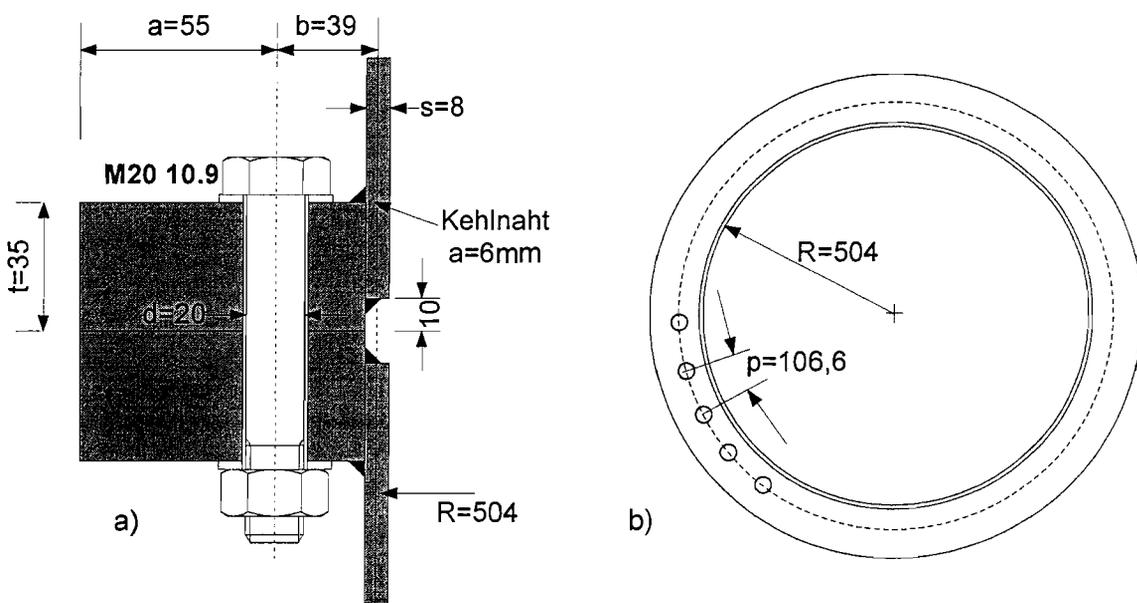


Bild 6 Abmessungen der untersuchten Flanschverbindung: (a) Querschnitt, (b) Draufsicht

In Tabelle 2 sind einige dimensionslose Abmessungsparameter von 13 realen Turmkonstruktionen aus dem WEA- und dem Schornsteinbau zusammen- und den entsprechenden Werten der hier getesteten Flanschverbindung gegenübergestellt. Man erkennt, dass das mittlere Verhältnis a/b von den Prüfflanschen recht genau eingehalten wird, während die weiteren Verhältniswerte nicht ganz die mittleren baupraktischen Vorgaben erreichen. Der Quotient aus Schraubenabstand p und Schraubendurchmesser d liegt im oberen baupraktischen Bereich. Das R/s -Verhältnis des Prüfrohrs liegt wegen des oben genannten Kompromisses zwischen Dünnwandigkeit und Beulsicherheit im unteren baupraktischen Bereich. Das Parameterverhältnis t/d des Prüfflansches ist etwas kleiner als das baupraktische Mittel. Insgesamt gesehen entspricht die den Rohrbiegeversuchen zugrundegelegte Flanschverbindung mit ihren Abmessungsparametern genügend genau der baupraktischen Realität. Die genannten Abweichungen sind aus Sicht der Zielsetzung belanglos.

Tabelle 2 Parameter ausgeführter Ringflanschstöße im Vergleich zur Prüfflanschgeometrie der Versuche

Parameter	Reale Türme			Prüfkörper
	min	mittel	max	
R/s	49,5	90,0	143,3	63,00
a/b	0,2	1,4	3,0	1,41
p/d	2,2	3,5	8,3	5,33
t/d	1,2	2,2	3,7	1,75

3.1.2 Parameter Flanschimperfektion

Da aufgrund der großen Versuchskörperabmessungen und der aufwendigen Messtechnik nur eine Versuchsanzahl von insgesamt nicht mehr als vier Versuchen realisierbar war, kamen als untersuchende Imperfektionsformen nur die „elementaren“ Formen der beiden rotationssymmetrischen Winkelklaffungen und der Parallelklaffung gemäß Tabelle 1 über Umfangsteilbereiche in Betracht. In Tabelle 3 ist die Versuchsserie zusammengestellt, wobei VRF1 den „perfekten“ Referenzversuch darstellt. Die Bedeutung der eingetragenen Klaffungsmaße geht aus Bild 7 hervor.

Die maximalen Soll-Klaffungsmaße der Prüfkörper VRF2 und VRF3 wurden mit $k_F=6,0\text{mm}$ bzw. $k_R=6,0\text{mm}$ so gewählt, daß die aus ihnen resultierende Neigung der Auflageflächen von Schraubenkopf und Mutter am Flansch den zulässigen Wert von 2% nach DIN 18800-1, Element 507, etwa um den Faktor 1,7 überschreitet. Der Prüfkörper VRF4 wurde dann aus Gründen der Vergleichsmöglichkeit mit dem gleichen Soll-Klaffungsmaß $k_F=k_R=6,0\text{mm}$ versehen.

Tabelle 3 Übersicht Versuchsserie

Prüfkörper	Flanschgeometrie	Klaffung		Neigung	Bereich
		k_F [mm]	k_R [mm]	$\alpha_1+\alpha_2$ [%]	
VRF 1	perfekt	0,0	0,0	0,0	360
VRF 2	Klaffung flanschseitig	6,0	0,0	6,7	360
VRF 3	Klaffung rohreseitig	0,0	6,0	6,7	360
VRF 4	Parallelklaffung	6,0	6,0	0,0	90

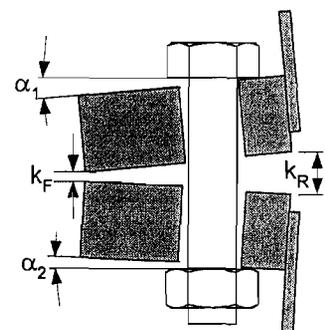


Bild 7 Bezeichnungen der Flanschklaffungen

3.2 Versuchsaufbau

3.2.1 Belastungsvorrichtung

Der prinzipielle Versuchsaufbau ist in Bild 8 dargestellt. Es handelt sich um einen klassischen „Vierpunkt-Biegeversuch“. Zwei dickwandige Rohrsegmente (Aufnahmestücke genannt) dienen der Aufnahme der eigentlichen Prüfkörper und der Erzeugung des im mittleren Bereich konstanten Rohrbiegemomentes $M_R = P \cdot 1500 \text{ mm}$. Die unter beiden Endschotten vorgesehene, einseitig verschiebliche Auflagerung gewährleistet eine zur Prüfflanschebene symmetrische Verformungsfigur unter Belastung. Beide Pressen werden somit gleichermaßen durch die Systemverformungen beeinflusst (geringfügige Schiefstellung). Für die Versuche mit planmäßig imperfekter Flanschgeometrie werden lediglich die beiden Prüfkörper mit ihren zusammengebauten Prüfflanschen ausgetauscht.

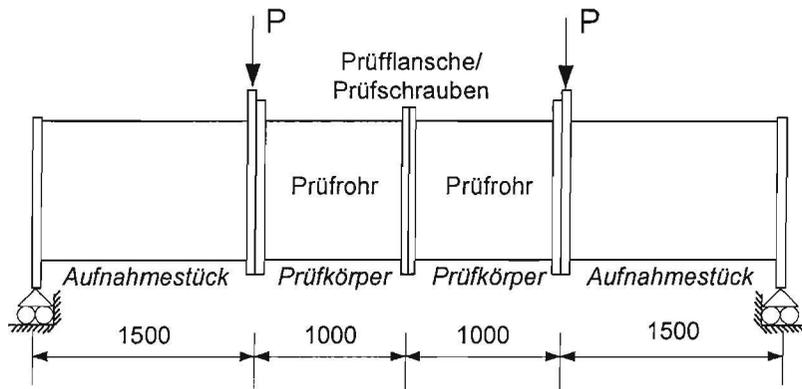


Bild 8 Prinzipieller Versuchsaufbau der großmaßstäblichen Rohrbiegeversuche

Die Einzellasten wurden über servohydraulisch gesteuerte Einzelprüfzylinder aufgebracht. Diese waren am Universalprüfgerüst des Fachbereiches Bauwesen, auf dessen Spannfeld sich der gesamte Versuchsaufbau befand, befestigt (Bild 9). Insgesamt standen vier Einzelprüfzylinder bereit, zwei mit 1000kN (EPZ1000) und zwei mit 500kN (EPZ500) maximaler Pressenkraft. Um die Pressenkräfte im Sinne von Bild 8 konzentriert an den vorgesehenen Lasteinleitungspunkten in den Versuchskörper einzuleiten, wurde eine Lasttraverse hergestellt, über die die EPZ500 in die Belastungseinheit integriert werden konnten (Bild 10).

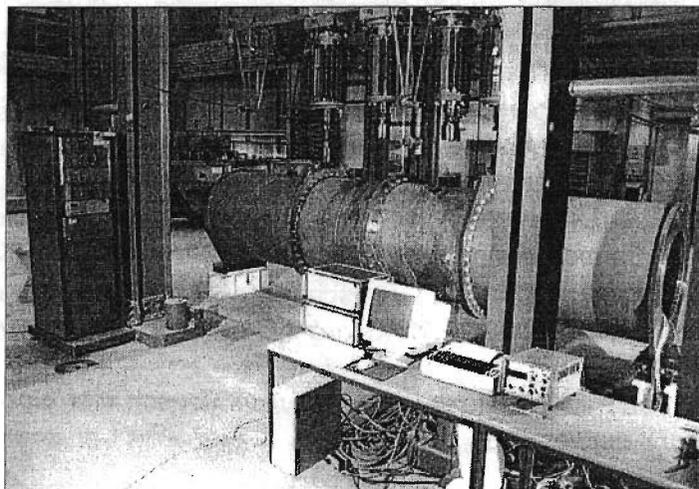


Bild 9 Versuchsaufbau: Versuchskörper im Prüfgerüst auf dem Spannfeld,
links: Steuerschrank
vorne rechts: Messwertfassung und -weiterverarbeitung

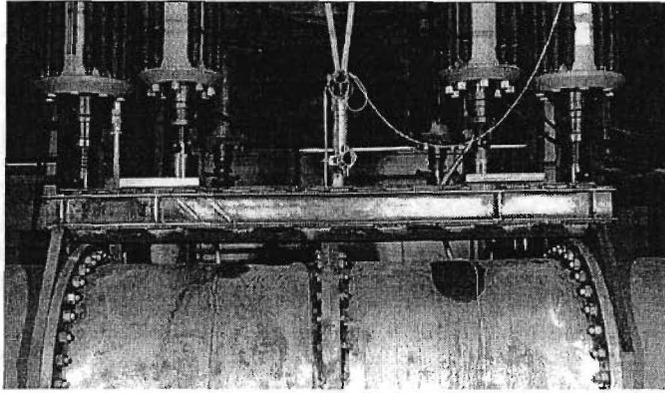


Bild 10 Lasttraverse mit zugeschalteten EPZ500-Prüfzylindern

3.2.2 Herstellung der Prüfkörper und der Aufnahmestücke

Die Herstellung ist in den Anlagen 1.1 bis 1.4 fotografisch dokumentiert. Die Aufnahmestücke wurden aus einem Blech der Dicke $s=15\text{mm}$ zum Kreiszyylinder gewalzt, an den Stoßenden unter einem Winkel von 60° angefast und stumpf mittels V-Naht mit Gegenlage mit dem Schweißautomaten UP-längsnahtverschweißt. Als Prüfrohre konnten fertige spiralnahtgeschweißte Rohre $1016 \times 8 \times 950$ eingesetzt werden. Der endgültigen Schweißverbindung der Flansche mit den Rohren in der Folge Außennaht-Innennaht (vgl. Bild 6) ging eine punktförmige Heftschweißung voraus. Um die gewünschte Ebenheitspräzision der Prüfflansche von Prüfkörper VRF1 zu erreichen, mussten die fertiggestellten Prüfkörper an den Flanschstoßflächen auf einer Karusseldrehbank auf Nenndicke abgedreht werden.

Die planmäßigen Flanschimperfektionen wurden folgendermaßen realisiert: Die insgesamt vier Prüfflansche der Prüfkörper VRF2 und VRF3 mit rotationssymmetrischer **Winkelklaffung** wurden vom Flanschhersteller werkseitig derart spanabhebend bearbeitet, daß der Flanschquerschnitt parallelogrammförmig ausgebildet war. Je nach Zusammenstellung lag die Berührungslinie zweier Flansche auf dem Außenradius (VRF3) oder Innenradius (VRF2). Nach dem provisorischen Verschrauben der Flanschpaare mit eingelegten Futterstücken zur Aufrechterhaltung der Klaffung und dem Ausrichten und anschließendem Heften an den Prüfrohren wurde die Schweißverbindung in einer Drehvorrichtung hergestellt (Bild A1.2). Die Bilder A1.5 und A1.6 zeigen die fertig hergestellten Imperfektionen.

Für die Herstellung der Imperfektionen des Prüfflansches für VRF4 mit **Parallelklaffung** über einen Teilumfangsbereich war es erforderlich, in die perfekt angelieferten Flansche eine bleibende Verformung einzubringen. Die Flansche wurden zunächst an drei Punkten miteinander verschraubt ($\varphi_R = -45^\circ, 0^\circ, 45^\circ$), von denen die beiden äußeren die Ränder des Klaffungsbereiches markierten (Bild A1.3). Zwei Unterlegscheiben mit einer Gesamtdicke von 6mm zwischen den Flanschkontaktflächen im Bereich der mittleren Schraube definierten die spätere Klaffunggröße. Durch lokale Wärmeeinleitung neben den Randschrauben mittels Autogenbrennschneidgerät (Bild A1.4) konnte die geplante bleibende Verformung eingepreßt werden (Bild A1.7).

Aufgrund der Ausbildung der Prüfflansche als Aufschweißflansch war eine zusätzliche Bearbeitung der Rohrenden nicht notwendig; die Prüfflansche konnten über das Rohr geschoben und verschweißt werden.

Als Prüfschrauben und als Verbindungsschrauben zum Anschluss der Prüfkörper an die Aufnahmestücke werden hochfeste feuerverzinkte Schrauben mit großer Schlüsselweite nach DIN



6914 [37] der Festigkeitsklasse 10.9 (HV-Schrauben) mit zugehörigen Muttern und Unterlegscheiben verwendet. Die Schraubengarnituren der Größen M20 (Prüfschrauben, Schaft spanabhebend bearbeitet) und M24 (Verbindungsschrauben) für alle Versuche wurden von der *Firma August Friedberg, Gelsenkirchen*, kostenlos zur Verfügung gestellt.

3.3 Messeinrichtungen

3.3.1 Messeinrichtungen am Gesamtsystem

Neben den Dehnungen und Verformungen im engeren Prüfflanschbereich (siehe 3.3.2) werden die Pressenkräfte und die Durchbiegung in Prüfkörpermitte (Systemfeldmitte) gemessen. Die primären elektrischen Messsignale der am Prüfkörper applizierten Dehnungsmessstreifen (DMS) und induktiven Wegaufnehmer sowie der Öl Druck der Einzelprüfzylinder (EPZ) werden über eine Peekel-Vielstellenmessanlage erfasst und über EDV in Dehnungen, Verformungen und Kräfte umgerechnet. Der Öl Druck wird dabei über ein externes Pumpenaggregat aufgebracht. Insgesamt belegen die Messstellen 94 Messkanäle der mit insgesamt 120 Messkanälen ausgestatteten Vielstellenmessanlage (vgl. Bild 9).

3.3.2 Messeinrichtungen im engeren Prüfflanschbereich

Messschrauben

Um Dehnungen an eingebauten Prüfschrauben messen zu können, war eine spanabhebende Bearbeitung des Schaftbereiches erforderlich. Der Schaftquerschnitt wurde werkseitig über eine Länge von 26mm auf einen Durchmesser von $d_{\text{netto}}=18,50\text{mm}$ abgedreht (Bild 11b). Der Nettoquerschnitt ist ausreichend, um das Applizieren von DMS auf der Stahloberfläche zu ermöglichen und den Kontakt (verbunden mit einem möglichen Ausfall der DMS) zum umgebenden Flanschmaterial im eingebauten Zustand auszuschließen. Prüfschrauben, die mit DMS versehen sind, werden im weiteren Messschrauben genannt. Die Messschrauben werden mit Zentrierhülsen (S235, Länge=10mm) in ihrer schraubenlochmittigen Einbauposition fixiert. Der Einfluss der Zentrierhülsen auf das Verformungsverhalten der Schrauben kann als gering eingestuft werden.

Von den 32 Schrauben im Prüfflansch wurden 11 Messschrauben mit jeweils drei DMS zur einaxialen Dehnungsmessung ausgestattet (Bild 11a). Die übrigen 21 Prüfschrauben besitzen die gleiche Geometrie, obwohl sie ohne DMS-Applikation eingebaut werden. Damit soll die bei realen Flanschstößen vorhandene Gleichartigkeit aller Schrauben in einem Flansch gewährleistet sein. Neun Messschrauben sind über ein Kreisbogensegment von $\varphi_R=90^\circ$ im Momentenzugbereich des Rohres angeordnet, eine Messschraube in Höhe der elastischen Spannungsnulllinie des biegebelasteten Rohres bei $\varphi_R=270^\circ$ und eine Messschraube im Momentendruckbereich bei $\varphi_R=180^\circ$ (Bild 11a). Die einaxial messenden DMS mit einer Messgitterlänge von 5mm (Gesamtlänge 11mm) besitzen Anschlußkabel mit einer Polyamid-Isolierung auf den ersten 100mm, die aufgrund des sehr geringen Kabelquerschnitts problemlos durch die Schraubenkopfbohrung $\varnothing=4,0\text{mm}$ geführt werden können. Die drei DMS pro Messschraube werden in den Winkelpositionen $\varphi_S=0^\circ$ (radial der Rohrachse zugewandt), 120° und 240° des Schaftumfangs angeordnet. Bei den beiden Messschrauben 5 und 6 wird, wie in Bild 11b zu erkennen, zur Messung der Dehnungen unter -45° und $+45^\circ$ zur Schraubenachse einer der drei einaxialen DMS durch eine DMS-Dreifach-Rosette ersetzt. Alle Messgitter werden einzeln als Wheatstone'sche Viertelbrücken geschaltet. Die Grundlagen der DMS-Messtechnik werden in [7] ausführlich beschrieben, auf die prinzipiellen Funktionsweisen der DMS und der Wheatstone'sche Brückenschaltungen wird daher hier nicht eingegangen.

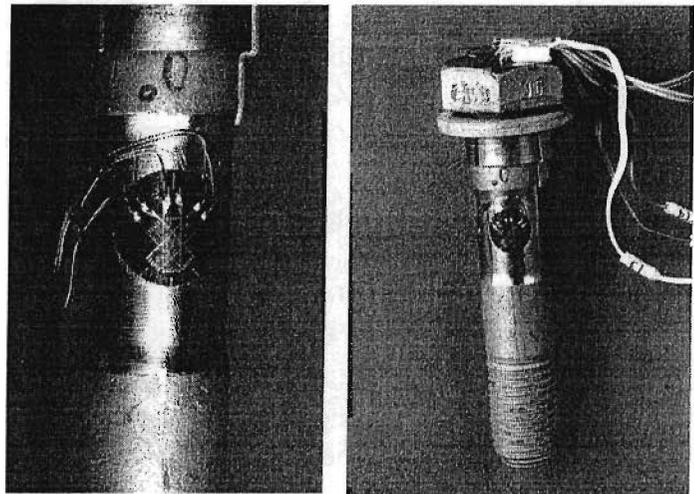
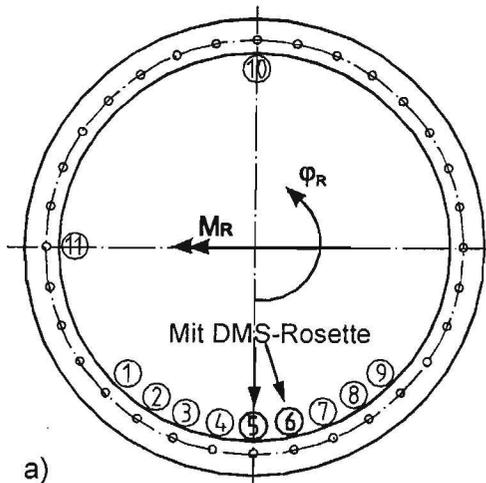


Bild 11 Messschrauben:

(a) Anordnung im Prüfflansch,

(b) Messschraube mit applizierten DMS und Zentrierhülse

DMS am Prüfrohr

Zur Erfassung des globalen Rohrbiegemomentes und der lokalen Rohrschalenbeanspruchung unmittelbar neben den Prüfflanschen waren Dehnungsmessungen am Rohr erforderlich: Sie erfolgten an acht über den Umfang verteilten Messstellen je Rohr. Jede Messstelle bestand aus paarweise gegenüberliegenden DMS an Außen- und Innenseite der Rohrschale, relativ nah an der Verbindungsschweißnaht zwischen Rohr und Flansch (genau: 15mm vom Flansch entfernt) und in Radialposition zur entsprechenden Messschraube. Auf diese Weise konnten sowohl Membrandehnungen als auch lokale Schalenbiegeeffekte im Übergangsbereich Rohr-Prüfflansch erfaßt werden. Die DMS zur Dehnungsmessung am Rohr werden zunächst außen an den vorgegebenen Rohrumfangpositionen, gekennzeichnet durch eine Bohrung $\varnothing=1\text{mm}$, angebracht. Die Bohrung erlaubt es, die DMS-Partner auf der Rohrinneinnenseite an den exakt gleichen Positionen zu kleben, so dass die spätere Zerlegung in Membran- und Biegedehnungen zuverlässig ist. Alle DMS (auch die der Messschrauben) werden nach der Applikation mit dem Abdeckmittel PU 120 versiegelt.

Wegaufnehmer

An fünf Positionen am Prüfflanschstoß auf der Rohrinneinnenseite wurden horizontal über die Flanschkluft hinweg tastende, induktive Feinwegaufnehmer installiert. Die Flanschkluft konnte so in Abhängigkeit der Rohrbiege- und der Messschraubenbeanspruchung verfolgt werden. Die Ausrichtung dieser Wegaufnehmer ist über die DMS-Messstellen problemlos. Zur Fixierung der Wegaufnehmer werden auf einer Seite des Stoßes Halterungen am Rohr geklebt; auf der anderen Stoßseite tasten die Wegaufnehmeranker gegen geklebte Aluminiumwinkel. Bild 12 zeigt die verkabelten Wegaufnehmer und DMS in einem Versuchskörper.

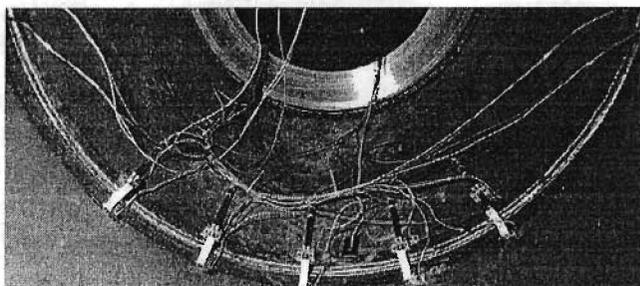


Bild 12 Wegaufnehmer und DMS im Prüfflanschbereich auf der Rohrinneinnenseite

4 Durchführung der Rohrbiegeversuche

4.1 Begleitende Materialprüfung

4.1.1 Rohr- und Flanschmaterial

Die begleitende Materialprüfung erfolgte an Zugproben (Abmessungen siehe Anlage 2.1). Diese wurden aus mitgelieferten Reststücken des Rohr- und Flanschmaterials gefertigt. Lediglich beim ersten Versuch VRF1 mußten die Zugproben zum Rohrmaterial nach dem Versuch aus den Prüfkörpern selbst entnommen werden, da kein überschüssiges Rohrmaterial mitgeliefert worden war. Die Materialentnahme in Längs- und Querrichtung erfolgte hier aus dem Rohr im Bereich der elastischen Spannungsnulllinie.

Die Zugversuche wurden in einer rechnergesteuerten Prüfmaschine nach einer standardisierten Prüfprozedur durchgeführt. Die Zugproben werden hierbei mit Hilfe eines Feindehnungsmessgerätes bis zu einer Dehnung von $\varepsilon=4,5\%$ dehnungsgeregelt gezogen; die zugehörige Spannung-Dehnung-Funktion ist beispielhaft (Zugversuch VRI1) in Bild 13a dargestellt. Die Gerade, die bei $\varepsilon=0,45\%$ infolge Ent- und Wiederbelastung entsteht, dient als Grundlage zur Bestimmung des E-Moduls. Zusätzlich wird der Anfangs-E-Modul im Bereich der Erstbelastung bestimmt. Bei $\varepsilon=0,25, 0,5, 1,0$ und $1,5\%$ wird die Dehnung jeweils für 10min konstant gehalten. Aus den Spannungen nach diesen Haltezeiten, die aufgrund der Werkstoffrelaxation niedriger als zu Beginn der Haltezeiten liegen und als Bezugswert für das Langzeitverhalten der Probe dienen, läßt sich die „statische Streckgrenze“ R_{eS} unter Annahme ideal-elastisch-plastischen Werkstoffverhaltens über Mittelwertbildung bestimmen.

Nach der zweiten Entlastung wird der Feindehnungsmesser abgebaut und die Probe kolbenwegeregelt zu Bruch gefahren, um Zugfestigkeit und Bruchdehnung bestimmen zu können (Bild 13b).

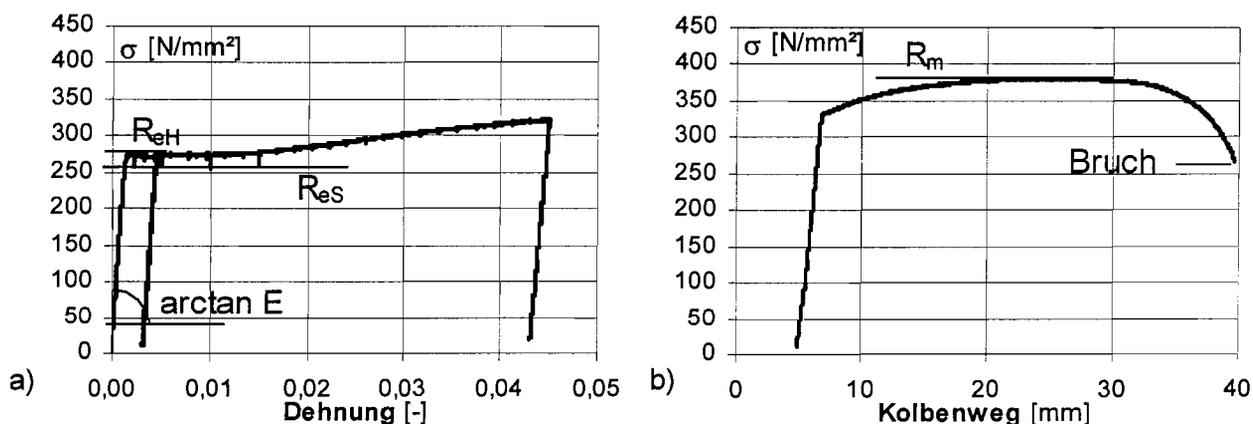


Bild 13 Zugversuch nach standardisierter Prüfprozedur:
(a) dehnungsgeregelter Abschnitt, (b) kolbenwegeregelter Abschnitt

Die Ergebnisse der Zugversuche an Proben aus dem Rohr- und Flanschmaterial sind in den Anlagen 2.2 bis 2.6 zusammengestellt. Folgende Aussagen können hiernach über den Werkstoff getroffen werden:

- Alle Spannung-Dehnung-Funktionen besitzen ein ausgeprägtes Fließplateau. Der Übergang zwischen elastischem und plastischem Verhalten ist bei den Längsproben aus dem Rohrma-



terial relativ scharf ausgeprägt; die Querproben zeigen ähnlich wie sämtliche Proben aus dem Flanschmaterial einen weicheren Übergang.

- Die Streuungen der Werkstoffkennwerte sind gering. Den größten Variationskoeffizienten weist der Anfangs-E-Modul der Längsproben auf; teilweise sind hier die E-Modul-Kennwerte auffallend hoch.
- Die Werkstoffkennwerte der Rohrlängsproben aus dem Rohrmaterial liegen im Mittel 8% bis 12% über denen der Querproben; es liegt demnach nur bedingt isotropes Materialverhalten vor.
- Die Zugprobenergebnisse des Flanschmaterials deuten auf isotrope Werkstoffeigenschaften hin, erkennbar an den dicht beieinander liegenden Werkstoffkennwerten in Längs- und Quer- richtung.

4.1.2 Schrauben

Die Prüfschrauben wurden aus zwei Chargen Ausgangsmaterial gefertigt: Die Schrauben für den Versuch VRF1 stammen aus der Charge Nr.836328/J4, sämtliche Schrauben der Versuche VRF2, VRF3 und VRF4 aus der Charge Nr. 836330/J6. An Schrauben aus beiden Chargen wurden Zugversuche an drei Prüfkörpertypen durchgeführt:

- Ganze Originalschrauben:
Hierbei handelte es sich um normgemäße „Zugversuche an ganzen Schrauben“ nach DIN ISO 898-1 [34].
- Ganze Prüfschrauben:
Dies waren keine normgemäßen „Zugversuche an abgedrehten Proben“ im Sinne von DIN ISO 898-1, da der abgedrehte Schaftdurchmesser größer als der Kerndurchmesser war. Die Versuche dienten der direkten Überprüfung der in den Versuchen eingesetzten Prüfschrauben.
- Aus den Schrauben herausgedrehte Rundproben:
Diese Zugversuche dienten als Ergänzung. Auch sie waren keine normgemäßen „Zugversuche an abgedrehten Proben“ im Sinne von DIN ISO 898-1, weil der Probendurchmesser zu klein war (Abmessungen siehe Anlage 2.1).

Die Zugversuche an Original- und Prüfschrauben wurden durchgehend kolbenwegeregelt gefahren. Die Prüfung der Rundproben erfolgte wie unter 4.1.1 beschrieben.

Einige Prüfschrauben mit abgedrehtem Schaft wurden mit applizierter DMS-Messeinrichtung geprüft. In den Anlagen 3.1 bis 3.3 sind die Ergebnisse aller Zugversuche einschließlich der zugehörigen Kraft-Verlängerung-Diagramme bzw. Spannung-Dehnung-Diagramme dargestellt. Die Ergebnissen können folgendermaßen zusammengefasst werden:

- Die ganzen Originalschrauben und die ganzen Prüfschrauben unterscheiden sich weder signifikant in den Bruchlasten (vgl. Anlage 3.1) noch in den Versagensformen (sie versagten durch Gewindeabstreifen, vgl. Anlage 3.4 - VSg1 und VSp1) noch im qualitativen Kraft-Verlängerungs-Verhalten (vgl. Anlage 3.2). Lediglich die Verlängerungen selbst sind bei den Prüfschrauben wegen ihres abgedrehten Schaftbereiches geringfügig größer; deshalb waren



von vornherein nur gleichartig abgedrehte Prüfschrauben für die Versuche an Ringflanschstößen vorgesehen worden - unabhängig davon, ob mit oder ohne DMS (vgl. 3.3.2). Zusammenfassend ist festzuhalten, dass aufgrund der Zugversuche die mit den abgedrehten Prüfschrauben in den Ringflanschverbindungen erzielten Ergebnisse als repräsentativ für reale Ringflanschverbindungen mit ganzen Schrauben betrachtet werden können.

- Die durch Gewindeabstreifen erzielten Bruchlasten lagen über dem Sollwert $A_{Sp} \cdot f_{uk} = 2,45 \cdot 100,00 = 245 \text{ kN}$ und der Mindestbruchkraft nach DIN ISO 898-1 von 255 kN. Die eingesetzten Schrauben waren demnach normgemäß. Um darüber hinaus einen Einblick in das Bruchverhalten des abgedrehten Schaftes der Prüfschrauben zu erhalten, wurden durch Anbringen einer zweiten Mutter Brüche im Schraubenkörper erzwungen (siehe Anlage 3.4). Es ergaben sich zwei Versagensbilder: Während die ganze Originalschraube - wie erwartet - im Gewindeauslauf riß, erfolgte bei drei Prüfschrauben (VSp3, VSp6, VSp7) der Bruch nach unerwartet großer plastischer Einschnürung im geschwächten Abdrehbereich. Obwohl dessen Nettoquerschnitt rechnerisch um 10% größer ist als der theoretische Spannungsquerschnitt A_{Sp} des Gewindes, reichten offenbar die lokalen Spannungskonzentrationen im Bereich der Bohrungen für die DMS-Kabelführung aus, um dort den duktilen Bruch zu initiieren. Bei den Versuchen VSp4 und VSp5 erfolgte dagegen der Bruch im Gewindeauslauf. Dieses Phänomen ist aber lediglich von akademischem Interesse und hat auf die Versuchsziele keinen Einfluss.
- Das Spannungsdehnungsverhalten der aus dem Kern der Schraube stammenden Rundprobe ist geringfügig anders als das der abgedrehten Prüfschraube (vgl. Anlage 3.3). Dies ist bei 10.9-Werkstoff aufgrund des Schraubenherstellungsprozesses normal, bedeutet hier aber, daß für Vergleichsrechnungen eher die an den ganzen Prüfschrauben erzielten Spannungsdehnungslinien und Werkstoffkennwerte verwendet werden sollten.

4.2 Vermessung der Prüfkörper

4.2.1 Imperfektionen - Vorgehensweise

Sämtliche **Prüfschrauben** wurden vermessen. Die Ergebnisse sind in den Anlagen 4.1 bis 4.4 zusammengestellt.

Die Abweichungen der **Prüfrohre** von der idealen Zylinderform wurden mit Hilfe einer im Fachgebiet Stahlbau der Universität Essen entwickelten und bereits häufig eingesetzten Imperfektionsmessanlage überprüft. Auf dieser wird das rotierende Rohr auf Umfangslinien mit horizontal tastenden Wegaufnehmern abgefahren, so daß sich ein Messraster von 31 Messhorizonten und 128 Messmeridianen ergibt (Bild 14b). Die Vermessung der Prüfrohre ist innerhalb dieser Versuchsserie von untergeordneter Bedeutung, wurde aber der Vollständigkeit halber trotzdem durchgeführt.

Zur Vermessung der **Prüfflansche** wurde auf der Imperfektionsmessanlage eine weitere Messeinheit, bestehend aus drei vertikal tastenden Wegaufnehmern und Aufnahmeplatte, installiert (Bild 14a). Der Prüfflansch konnte dadurch so vermessen werden, dass an drei Messradien die Höhe über den Umfang abgegriffen wurde. Die Wegaufnehmeranzahl wird durch die erforderlichen Abstände in der Aufnahmeplatte beschränkt. Mit dieser Messmethode können sowohl kombinierte Parallel-/Winkelklaffungen über den Umfang als auch Imperfektionen in Form von Flanschkrümmungen über die Flanschbreite aufgenommen werden.

Entwickelt man nun die Messwerte $\Delta(\varphi_R)$ der Wegaufnehmer für einen Umlauf, d.h. für eine Umfangslinie auf dem Rohr oder einen Teilkreis auf dem Flansch, in eine Fourier-Reihe

$$\Delta(\varphi_R) = \Delta_0 + \sum_{i=1}^k [a_i \cos(i\varphi_R) + b_i \sin(i\varphi_R)], \quad (4.1)$$

so kann die Information über die Geometrie der Prüfkörper bzw. der Flansche in Form der Wegaufnehmermesswerte in einzelne harmonische Funktionen zerlegt werden.

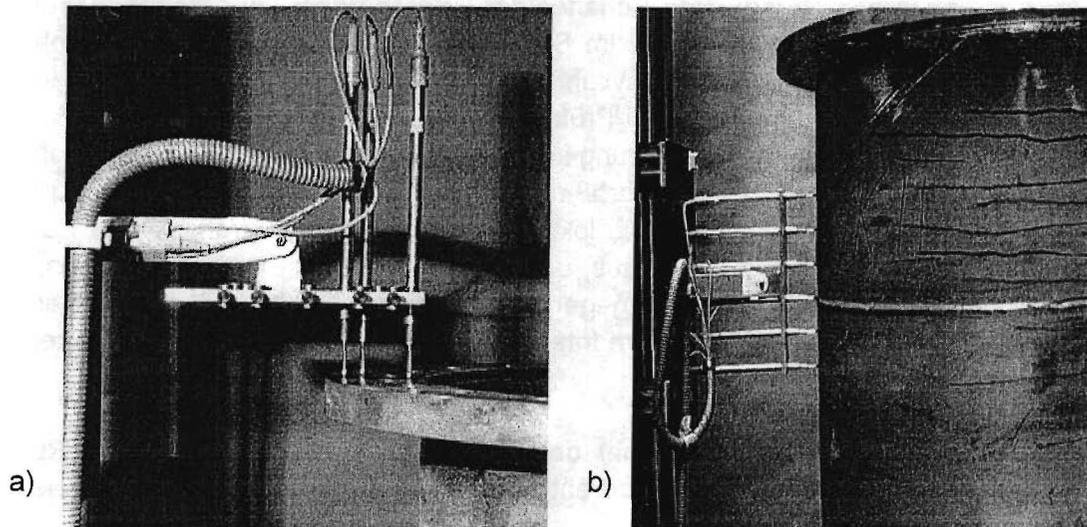
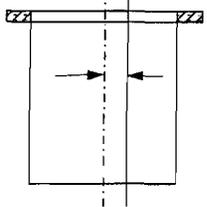
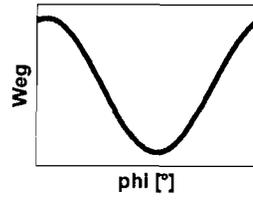
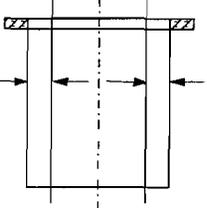
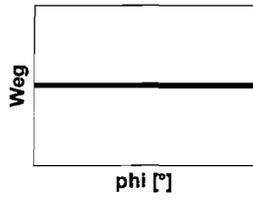
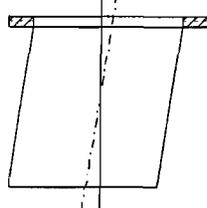
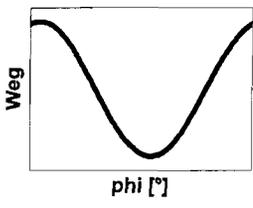
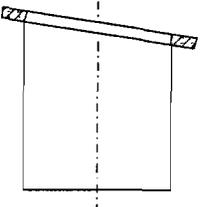
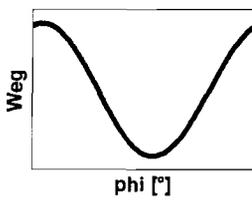
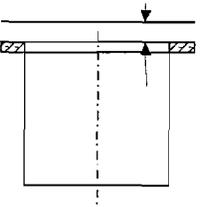
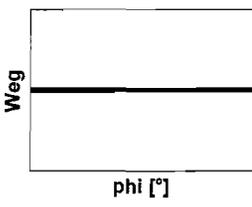


Bild 14 Vermessung (a) der Prüfflansche und (b) der Prüfrohre

Hierdurch wird es möglich, die gesuchten Imperfektionen und Messfehler voneinander zu trennen. Die Zusammenstellung in Tabelle 4 gibt einen Überblick über die unvermeidbaren Messfehler bei der Vermessung von Prüfrohren und -flanschen. Die gesuchten Imperfektionen des Rohres werden durch die Fourier-Reihenglieder höherer Ordnung (ab $n=2$) dargestellt. Die gesuchte Winkelimperfektion des Flansches wird durch das konstante Glied der Fourierreihe dargestellt; eine mögliche Schiefstellung der Flanschebene (im Sinne einer Starrkörperverdrehung) während des Messvorgangs kann über das erste harmonische Reihenglied eliminiert werden.



Tabelle 4 Zuordnung der Versuchskörpergeometrie und der Fourierreihenglieder

Geometrie	Rohrvermessung		Flanschvermessung	
	Funktion Wegaufnehmer	Fourierreihe	Funktion Wegaufnehmer	Fourierreihe
 <p>Ausmitte Drehachse</p>	 <p>Weg phi [°]</p>	1. harm. Funktion	entfällt	
 <p>Abweichung vom Bezugsradius</p>	 <p>Weg phi [°]</p>	Konstante	entfällt	
 <p>Winkelabweichung Rohrachse</p>	 <p>Weg phi [°]</p>	1. harm. Funktion	entfällt	
 <p>Flanschenebene geneigt</p>	entfällt		 <p>Weg phi [°]</p>	1. harm. Funktion
 <p>Abweichung von Bezugshöhe</p>	entfällt		 <p>Weg phi [°]</p>	Konstante

4.2.2 Imperfektionen - Ergebnisse

Rohrimperfektionen

In den Anlagen 4.5 bis 4.8 sind die gemessenen geometrischen **Formabweichungen** der Prüfkörper VRF1 bis VRF4 in Form isometrischer Abbildungen dargestellt. Die maximale Abweichung der Prüfrohre von der idealen Zylindergeometrie betrug - abgesehen von der Aufdickung durch die Spiralschweißnaht - etwa $\Delta w=3\text{mm}$. Diese Aufdickung wird in den Darstellungen aufgrund der geringen Spiralneigung gegenüber der Rohrlängsachse und des Abstandes der Wegaufnehmer untereinander in Form von Ketten einzelner Peaks angezeigt.

Mit Hilfe von Umfangsmessungen und den gemessenen Blechdicken der Rohrzugproben konnten Innen- und Außenradius der Prüfrohre abgeleitet werden. Der **mittlere Radius** sämtlicher Prüfrohre ergab sich zu $R=504,5\text{mm}$ ($\pm 0,3\text{mm}$), die **mittlere Rohrmanteldicke** lag bei $s=8,0\text{mm}$



mit einem Variationskoeffizienten von $V=0,2\%$. Die Rohre entsprachen demnach sehr genau den Sollwerten (vgl. Bild 6).

Flanschimperfektionen

Die ausgewerteten **Ebenheitsabweichungen** sind in den Anlagen 4.9 bis 4.12 dargestellt. Dabei sind jeweils die beiden zusammengehörigen Flächen eines Flanschpaares auf geeignete Weise zusammen dargestellt. Jeweils oben sind die bereinigten Rohrumfangswinkel-Ebenheitsabweichung-Funktionen aufgetragen. Hierbei entspricht der Umfangswinkelbezug dem endgültigen Versuchsaufbau mit $\varphi_R=0^\circ$ unten (vgl. Bild 11a). Die Bezugsebenen Δ sind so gewählt, dass der Abstand $\Delta\Delta$ zweier zusammengehöriger Messkreisabwicklungen (z.B. 0-0) unmittelbar die Relativklaffungen der Flansche im zusammengebauten Zustand vor der Vorspannung (siehe 4.3) wiedergibt. Es ist zu beachten, dass die aus diesen Auftragungen ableitbaren Winkelklaffungen noch unter Berücksichtigung der Wegaufnehmeranordnung bzgl. der Flanschanten (siehe Skizze oben rechts auf den Anlagen 4.9 bis 4.12) um den Faktor 1,2 ($=90\text{mm}/75\text{mm}$) zu erhöhen sind. Zur Veranschaulichung sind in den Anlagen 4.9 bis 4.12 dreidimensionale überhöhte Darstellungen der Flanschimperfektionen wiedergegeben.

Die maximale Klaffung zwischen den Prüfflanschkontaktflächen des Prüfkörpers **VRF1** betrug lediglich $k=0,04\text{mm}$ (Anlage 4.9). Somit kann die Flanschverbindung von Prüfkörper VRF1 als geometrisch perfekt bezeichnet werden, wie von der Versuchsplanung her beabsichtigt.

Für die Prüfflansche von **VRF2** stellte sich heraus, dass bei der Herstellung die angestrebte rotationssymmetrische Winkelklaffung in sehr guter Näherung erzielt werden konnte (Anlage 4.10). In den Abwicklungen ist lediglich eine vernachlässigbar geringe Phasenverschiebung erkennbar. Die Klaffung bei $\varphi_R=0^\circ$ ergibt sich zu $k_F=1,2*5,8=7,0\text{mm}$ und liegt somit über der Vorgabe von $k_F=6\text{mm}$. Dieses Ergebnis ist durch die Schweißfolge (1.Außennaht, 2.Innennaht) begründet, durch die sich eine bleibende Winkelschrumpfung einstellte, die sich der Parallelogrammform der Flansche überlagerte. Weiterhin ist in den Abwicklungen erkennbar, dass das Flanschpaar eine globale sinusförmige Vorverformung mit zwei Wellen in Umfangsrichtung und einer Doppelamplitude von ca. $1,0\text{mm}$ aufweist. Daraus resultiert aber aufgrund der zusammenpassenden Flanschordnung keine Klaffung. Diese globale Welligkeit ist möglicherweise auf den kontinuierlich im Umfangsrichtung fortschreitenden Schweißvorgang zurückzuführen, bei dem sich nach der lokalen Schweißwärmeeinleitung die Naht relativ gleichmäßig wieder abkühlt und so die sinusförmige Verformung verursacht. Da das Flanschpaar vor dem Verschweißen zunächst verschraubt worden war (vgl. 3.2.2), ergaben sich zwangsläufig die festgestellten synchronen umfangsbezogenen Vorverformungen.

Für **VRF3** ergibt sich ebenfalls in guter Näherung die gewünschte rotationssymmetrische Winkelklaffung (Anlage 4.11). Allerdings ist die Amplitude des oberen Flansches um ca. $0,3\text{mm}$ größer als die des unteren Flansches. Eine geringfügige Teilbereichsklaffung am Rohrmantel ist die Folge. Das Flanschantenklaffungsmaß ist mit $k_R=4,3\text{mm}$ deutlich geringer als bei VRF2, obwohl die Flansche vor dem Verschweißen die gleiche Geometrie aufwiesen. Die Schweißfolge außen innen liefert hier wiederum die plausible Erklärung. Auch bei VRF3 ist eine globale synchrone sinusförmige Welligkeit beider Flansche mit einer Doppelamplitude von ca. $1,0\text{mm}$ (wie bei VRF2) zu erkennen.

Zum Einfluss der Schweißfolge ist allgemein anzumerken, dass nach dem Lösen der Heftschrauben die Schiefstellung der Flansche unvermeidbar mehr oder weniger deutlich ausfällt. Hinzu kommt, dass sie über den Umfang unvermeidbar variieren kann, dass demnach also keine

exakte Rotationssymmetrie vorliegt. Eine durchgehende Berührungslinie über den gesamten Umfang mit der Konsequenz einer rotationssymmetrischen Winkelklaffung kann aber dennoch gegeben sein, wenn die Schiefstellungen beider Flansche synchron verlaufen. Ist dies nicht der Fall, so tritt, wie bei VRF3, eine geringfügige Teilbereichsklaffung am Rohrmantel auf.

Die Flansche des Prüfkörpers **VRF4** zeigen im geplanten Imperfektionsbereich zwischen $\varphi_R = -45^\circ$ bis $+45^\circ$ die etwa cosinusförmig vorgesehene Parallelklaffung der Flansche (Anlage 4.12). Im restlichen Umfang ist leider ebenfalls eine aufgrund der konzentrierten Wärmeeinleitung an den Imperfektionsrandbereichen unvermeidbare gegenläufige Ebenheitsabweichung vorhanden. Auch hier überlagert sich über den gesamten Rohrumfang ein zur Flanschaußenseite hin gerichteter geringer Winkelspalt infolge des Schweißprozesses. Bei der Beurteilung von Anlage 4.12 ist zu berücksichtigen, dass die hier rechnerisch vertikal „aufeinander stehenden“ Prüfkörper nicht allein auf den beiden Berührungspunkten - wie in den Darstellungen angenommen - stehen können. Vielmehr „kippt“ beim Zusammenbau der obere Prüfkörper, so dass im zusammengebauten Zustand die Berührungslinie der beiden Prüfkörper über einen großen Bereich geschlossen wird. Die Darstellung in Anlage 4.12 entspricht somit nicht exakt dem Zustand vor der Vorspannung.

Zusätzlich wurden die Flanschklaffungen der zusammengebauten Versuchskörper vor dem Vorspannen noch einmal mittels Messschieber und Blattlehre gemessen. Die Dokumentation und der Vergleich mit den hier aus den Ebenheitsabweichungen der beiden „Partner“ eines Flanschpaares hergeleiteten Klaffung erfolgt in 5.3.4.

Die Flansche wurden auch auf ihre **Querschnittsmaße** überprüft. Ergebnis war, dass die sechs Prüfflansche der Prüfkörper VRF2/3/4 den Sollmaßen (vgl. Bild 6) auf $\text{ca.} \pm 0,1\text{mm}$ entsprachen, so dass die entsprechenden Auswertungen und Vergleichberechnungen mit diesen durchgeführt werden konnten. Zu berücksichtigen ist jedoch, dass sich für die Prüfflansche des Prüfkörpers VRF1 infolge der mechanischen Nachbearbeitung (vgl. 3.2.2) geringere Dicken von 33,0mm (Flansch 1) bzw. 33,4mm (Flansch 2) ergaben.

4.3 Aufbringen der Vorspannung

Um die Prüfkörper möglichst genau bei gleichzeitiger Montagefreundlichkeit miteinander und mit den Aufnahmestücken verschrauben und die Prüf- und Verbindungsschrauben ohne Eigengewichtseinfluss vorspannen zu können, wurden die einzelnen Rohrelemente des gesamten Rohrversuchskörpers (vgl. Bild 8) zum Teil aufeinandergesetzt. Nach dem Einbau der Schrauben konnte die Vorspannung der Prüfschrauben 32xM20-10.9 und der Verbindungsschrauben 40xM24-10.9 unter Verwendung eines Drehmomentenschlüssels anziehmomentgesteuert aufgebracht werden.

Die Vorspannung der Prüfschrauben wurde in mehreren Anziehmomentintervallen aufgebracht. Über die DMS in den Messschrauben war eine Kontrolle der Vorspanndehnungen möglich. Nach jedem Vorspannintervall wurden die Messschraubendehnungen, die Flanschklaffungen und die Rohrdehnungen gemessen - letzteres mit Ausnahme von VRF1, bei dem aber aufgrund der perfekten Flanschgeometrie von einer nur geringen Beanspruchung der Rohrschale ausgegangen werden kann. Das messkontrollierte, intervallmäßige Aufbringen der Vorspannung in die zu untersuchende Flanschverbindung wird im weiteren mit „**Vorspannphase**“ bezeichnet.

Alle DMS wurden nach Abschluss der Vorspannphase vom Messverstärker getrennt, und das Prüfkörperpaar wurde zunächst turmartig mit einem Aufnahmestück verbunden, in die Horizon-

tale geschwenkt und in dieser Position mit dem zweiten Aufnahmestück verschraubt. Die Verbindungsschrauben M24 erhielten dann eine Teilvorspannung mit einem Anziehmoment von $M_V=600\text{Nm}$; dies entspricht 75% der Regelvorspannung von M24-Schrauben. Das reichte für den vorliegenden Zweck, und die Schrauben konnten so in den weiteren Versuchen wiederverwendet werden. Nach der Positionierung des Gesamtröhrkörpers in seiner Endlage im Prüfgerüst und dem erneuten Anschluss aller elektrischen Messaufnehmer (vgl. Bild 9) konnte der Belastungsversuch beginnen.

4.4 Ablauf der Belastungsversuche

Die Belastungsversuche wurden prinzipiell in zwei Phasen unterteilt, die der vorangegangenen Vorspannphase folgten: **Schwellbelastungsphase** und **Traglastversuche**. Während der Vorspannphase waren die Versuchskörper, wie vorstehend beschrieben, noch nicht in der endgültigen Biegebelastungsposition montiert. Innerhalb der Schwellbelastungsphase wurden zum einen globale Be- und Entlastungsvorgänge und zum anderen auf unterschiedlichen Lastniveaus jeweils 10^2 Schwelllastspiele gefahren. Die Schwellbelastungsphase stellt den zentralen Kern des vorliegenden experimentellen Projektes dar. Abschließend erfolgte der Traglastversuch. Der gesamte Ablauf ist in Bild 15 dargestellt.

Die Belastungsgeschwindigkeit betrug bei den globalen Belastungen $\dot{v}_P=0,1\text{mm/min}$ und bei den Entlastungen $\dot{v}_P=0,2\text{mm/min}$, gesteuert über den Pressenweg v_P einer EPZ1000. Die Lastspiele wurden mit einer Frequenz von $1/60\text{Hz}$ gefahren; die Messungen erfolgten nach jedem zehnten Lastspiel. Die reine Versuchsdauer ergab sich jeweils zu 8-12 Tagen.

Im Mittelpunkt des Interesses stand aufgrund der Zielsetzung „Ermüdungsbeanspruchung der Schrauben“ nicht das Tragverhalten der Flanschstöße bei Annäherung an die Traglast, sondern unter schwellenden Lastspielen auf Beanspruchungsniveaus, die noch mehr oder weniger weit unterhalb der Traglast liegen. Unter dieser Voraussetzung wurde in der Schwellbelastungsphase die Last jeweils langsam von Null auf eine definierte Laststufe gesteigert und wieder auf Null zurückgenommen, um dann unterhalb dieser Laststufe zwischen je zwei definierten Niveaus eine oder zwei Schwellbelastungseinheiten mit je 10^2 Lastspielen zu fahren (siehe Bild 15). Die Schwellbelastung wurde sinusförmig lastgesteuert; ein Lastspiel dauerte im Durchschnitt 60s, d.h. eine Schwellbelastungsfolge etwa 100min. Von jeder Laststufe wurde auf Null zwischenentlastet, bevor die nächsthöhere Laststufe angefahren wurde. Tabelle 5 enthält die Zusammenstellung der konkreten Schwellbelastungsphasen aller vier Versuche. Der abschließende Traglastversuch wurde verformungsgeregelt gefahren, um die Versagensphase zuverlässig beschreiben zu können.

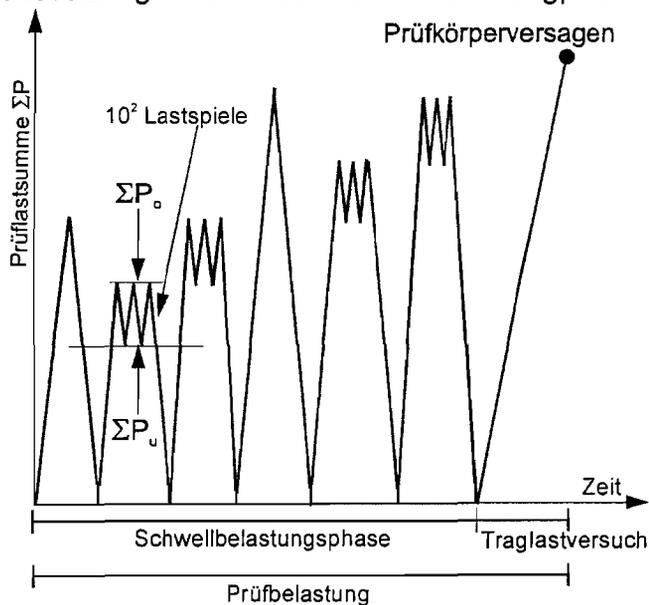


Bild 15 Schematischer Versuchsablauf



Tabelle 5 Abfolge der Schwellbelastungsphasen aller vier Versuche ($\Sigma P_u / \Sigma P_o$)

Belastungstyp	Prüfbelastung: Summe der Pressenkräfte ΣP [kN]			
	$M_R = \Sigma P \times 0,75m$			
	VRF1	VRF2	VRF3	VRF4
global	0/450/0	0/400/0		0/400/0
global	0/600/0	0/600/0	0/600/0	0/600/0
Lastspiele	0/600-200/0		0/600-300/0	0/400-200/0
Lastspiele				0/600-400/0
global	0/1000/0	0/1000/0	0/1000/0	0/1000/0
Lastspiele	0/800-600/0	0/800-600/0	0/800-600/0	0/800-600/0
Lastspiele	0/1000-800/0	0/1000-800/0	0/1000-800/0	0/1000-800/0
global	0/1200/0	0/1400/0	0/1400/0	0/1400/0
Lastspiele	0/1200-1000/0	0/1200-1000/0	0/1200-1000/0	0/1200-1000/0
global	0/1400/0			
Lastspiele	0/1400-1200/0	0/1400-1200/0	0/1400-1200/0	0/1400-1200/0
global	0/1550/0			
global	0/1680/0	0/1800/0	0/1800/0	0/1800/0
Lastspiele	0/1550-1350/0	0/1600-1400/0	0/1600-1400/0	0/1600-1400/0
Lastspiele		0/1800-1600/0	0/1800-1600/0	0/1800-1600/0
global	0/2000/0			
global	0/2180/0	0/2160/0	0/2140/0	0/2140/0
Lastspiele		0/2000-1800/0	0/2100-1800/0	0/2000-1800/0
Lastspiele		0/2100-2000/0		
global		0/2720/0		
Traglast	0/2510	0/2810	0/2450	0/2530

5 Ergebnisse der Rohrbiegeversuche

5.1 Darstellung der Versuchsergebnisse

Die primären DMS-Messdaten in Form von direkt gemessenen Dehnungen werden zur Darstellung von Last-Dehnung-Kurven und zum Vergleich mit den FE-simulierten Größen verwendet. Unter der Annahme elastischen Werkstoffverhaltens und Ebenbleibens der Querschnitte können aus den Dehnungen Schraubennormalkräfte und -biegemomente sowie Rohrmembrankräfte und lokale und globale Rohrbiegemomente abgeleitet werden.

Für die einzelnen Versuchsphasen werden zum Teil unterschiedliche Ergebnisdarstellungen verwendet. Die primären Messergebnisse in Form von Dehnungen, Pressenkräften, Durchbiegungen und Flanschklaffungen bilden dabei die Grundlage für weitere abgeleitete Ergebnisgrößen wie das globale und lokale Rohrbiegemoment und die Schraubenschnittgrößen. Bild 16a zeigt in diesem Zusammenhang die Position der Schrauben-DMS zur Rohrschale und Bild 16b die definierten positiven Richtungen der Schraubenschnittgrößen M_S und der lokalen Schalenbiegemomente $M_{R,lok}$.

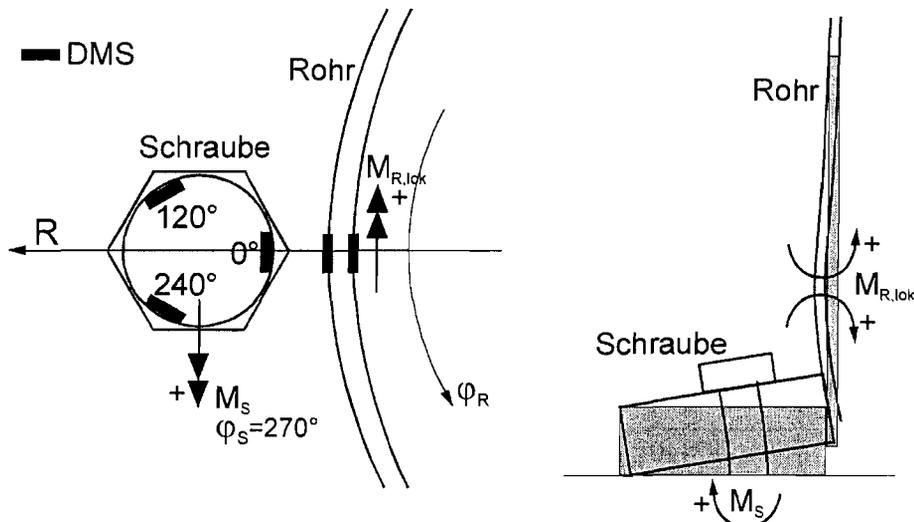


Bild 16 (a) Position der Schrauben-DMS, (b) Definition der positiven Biegemomentrichtungen

Alle wesentlichen Versuchsergebnisse sind den Anlagen 5.1 bis 5.4 (Vorspannphase) und 6.1 bis 6.19 (Belastungsversuche) zu entnehmen; im Folgenden werden die gewählten Darstellungen beispielhaft erläutert.

5.1.1 Prüfschrauben: Axial- und Biegebeanspruchung

Die gemessenen Dehnungen der Messpunkte an den Schraubenschaft-Winkelpositionen $\varphi_S=0^\circ$, 120° und 240° erlauben bei der üblichen Voraussetzung des Ebenbleibens der Querschnitte (Bernoulli-Hypothese) eine genaue Erfassung der Lage der Dehnungsebene (Bild 17a). Daraus können die mittlere Schraubendehnung (entspricht bei Voraussetzung rein elastischer Dehnungen der Schraubenaxialkraft), die maximale Dehnungsdifferenz (entspricht dem resultierenden Schraubenbiegemoment) und die Richtung der maximalen Dehnungsdifferenz (entspricht der Richtung des maximalen Biegemomentes) abgeleitet werden. Die Koordinaten dieser Ebene in Form der Randdehnungswerte $\varepsilon(\varphi_S)$ beschreiben eine sinus- bzw. cosinusförmige Funktion vom Umfangswinkel, dargestellt in Bild 17b.

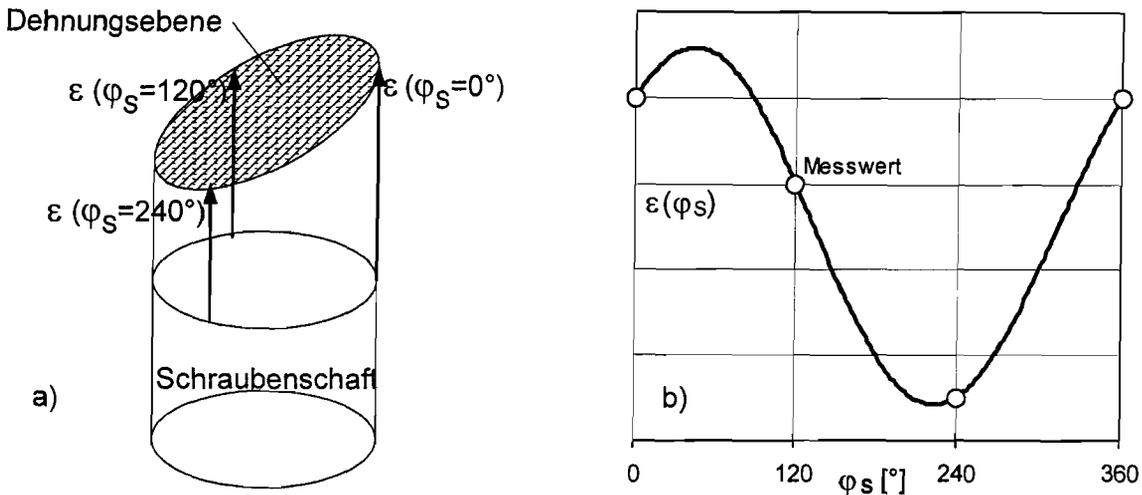


Bild 17 Dehnungen im Schraubenschaft: (a) Dehnungsebene, (b) Schraubenranddehnungsfunktion

Die Funktion in Bild 17b lässt sich durch eine allgemeine Cosinusfunktion beschreiben:

$$\varepsilon(\varphi_S) = A_1 \cos(\varphi_S + A_2) + A_3. \quad (5.1)$$

Sind $\varepsilon_1 (\varphi_S = 0^\circ)$, $\varepsilon_2 (\varphi_S = 120^\circ)$ und $\varepsilon_3 (\varphi_S = 240^\circ)$ bekannt, ergeben sich die drei Koeffizienten zu

$$A_2 = \arctan \frac{2(\varepsilon_2 - \varepsilon_3) \sin 60^\circ}{(-2\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3)}, \quad (5.2)$$

$$A_1 = \frac{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)}{\cos A_2 - \cos(120^\circ + A_2)}, \quad (5.3)$$

$$A_3 = \varepsilon_1 - A_1 \cos(A_2). \quad (5.4)$$

Aus der damit bekannten Dehnungsverteilung können die maximalen und minimalen Randdehnungen und daraus die mittlere Dehnung ε_m und die Größe und Richtung der maximalen Biegedehnung ε_b im Schraubenschaft bestimmt werden:

$$\varepsilon_m = 0,5 (\varepsilon_{\max} + \varepsilon_{\min}), \quad (5.5)$$

$$\varepsilon_b = 0,5 (\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}). \quad (5.6)$$

Unter Voraussetzung rein elastischen Spannungsdehnungsverhaltens könnten nun die Schraubenaxialkraft sowie die Größe und Richtung des Schraubenbiegemomentes ermittelt werden. Bei Auftreten von plastischen Dehnungen wäre dieses Modell nicht mehr zutreffend. Deshalb werden hier alle aufgenommenen Dehnungswerte auf Basis der cosinusförmigen Verteilung zu mittleren Dehnungen ε_m und Biegedehnungen ε_b weiterverarbeitet.

Bild 18 zeigt beispielhaft die Abhängigkeit einer gemittelten Schraubendehnung von der äußeren globalen Pressenkraft ΣP . Die Messschraubenummerierung entspricht den Vorgaben in Bild 11a.

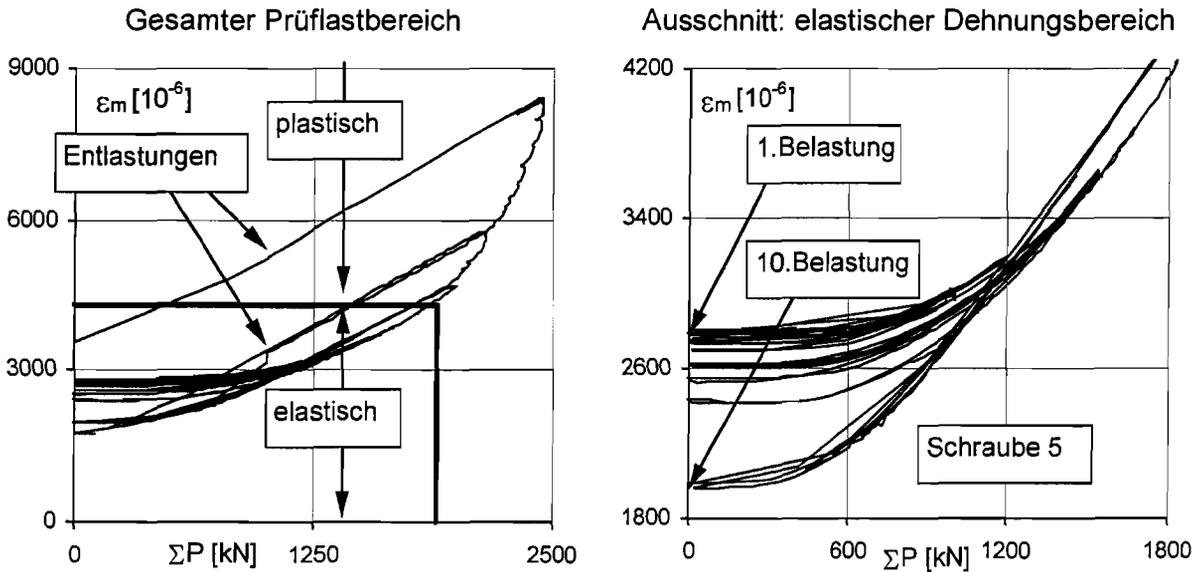


Bild 18 Beispiel für Darstellung der Schraubendehnung-Prüfkraft-Funktionen:
Schraube 5 in Versuch VRF1

Für die gemessenen Dehnungen an den jeweiligen Schraubenschaftpositionen und die abgeleiteten Dehnungsdifferenzen werden ähnliche Darstellungen gewählt, ebenso für die Schraubenbeanspruchung in der Vorspannphase. Bei letzterer wird lediglich auf der Abszisse anstelle der Pressenkraft das aufgebrauchte Anziehmoment aufgetragen.

5.1.2 Prüfschrauben: Torsionsbeanspruchung

Die Torsionsbeanspruchung des Schraubenschaftes kann aus den unter 45° zur Schraubena-xialrichtung gemessenen Dehnungen ermittelt werden. Diese wurden bei jedem Prüfkörper an jeweils 2 Messschrauben (vgl. Bild 11a) aufgenommen. Werden die Messgitter der DMS-Rosette (vgl. Bild 11b) als Viertelbrücken geschaltet, so ergibt sich bei Addition der beiden gemessenen Diagonaldehnungswerte unter +45° und -45° zur Schraubenachse der Dehnungseinfluss aus der Axialdehnung unter 0° zur Schraubenachse:

$$\varepsilon_{45^\circ}(\varepsilon_{0^\circ}) = 0,5 (\varepsilon_{+45^\circ} + \varepsilon_{-45^\circ}). \quad (5.7)$$

Durch Bildung der Dehnungsdifferenz kann dieser Anteil eliminiert und der Dehnungsanteil aus Torsion ermittelt werden:

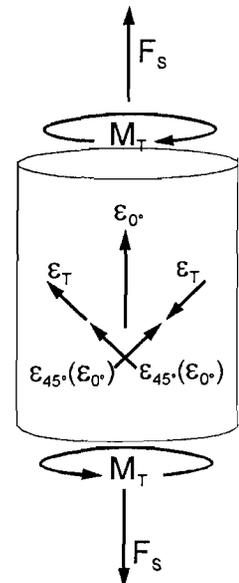
$$\varepsilon_T = 0,5 (\varepsilon_{+45^\circ} - \varepsilon_{-45^\circ}). \quad (5.8)$$

ε_T wird hier als „Torsionsdehnung“ bezeichnet. Aus ihr lässt sich unter Voraussetzung rein elastischen Werkstoffverhaltens das Torsionsmoment in der Schraube berechnen zu

$$M_T = 2 G \varepsilon_T W_T \quad (5.9)$$

mit G = Schubmodul,

W_T = St. Vernant'sches Torsionsträgheitsmoment
des abgedrehten Schaftquerschnittes.



Die vorhandenen Reibungsbeiwerte im Gewinde sind dann nach DIN 946 [35] mit dem gemessenen Torsionsmoment über die folgende Beziehung bestimmbar:

$$\mu_G = M_T / (0,58 \cdot d_2 \cdot F_V) \quad (5.10)$$

mit d_2 = Gewindeflankendurchmesser.

5.1.3 Prüfrohre: Membran- und Biegebeanspruchung

Die Rohrdehnungen werden für einzelne ausgewählte Pressenkraftniveaus (Laststufen) bzw. einzelne Vorspannstufen über dem abgewickelten Rohrumfang dargestellt (Bild 19). Dabei wird, soweit sinnvoll erscheinend, von den diskreten Messwerten ausgehend auf eine näherungsweise Dehnungsverteilung über den Rohrumfang geschlossen. Ansonsten werden die einzelnen Messwerte zur Veranschaulichung linear miteinander verbunden dargestellt. Werden außer den aus den paarweise angeordneten DMS gemittelten Membrandehnungswerten ε_m auch die Biegedehnungen ε_b angegeben, so ist sowohl die globale als auch die lokale Schalenbiegebeanspruchung im Flanschanschlussbereich erkennbar.

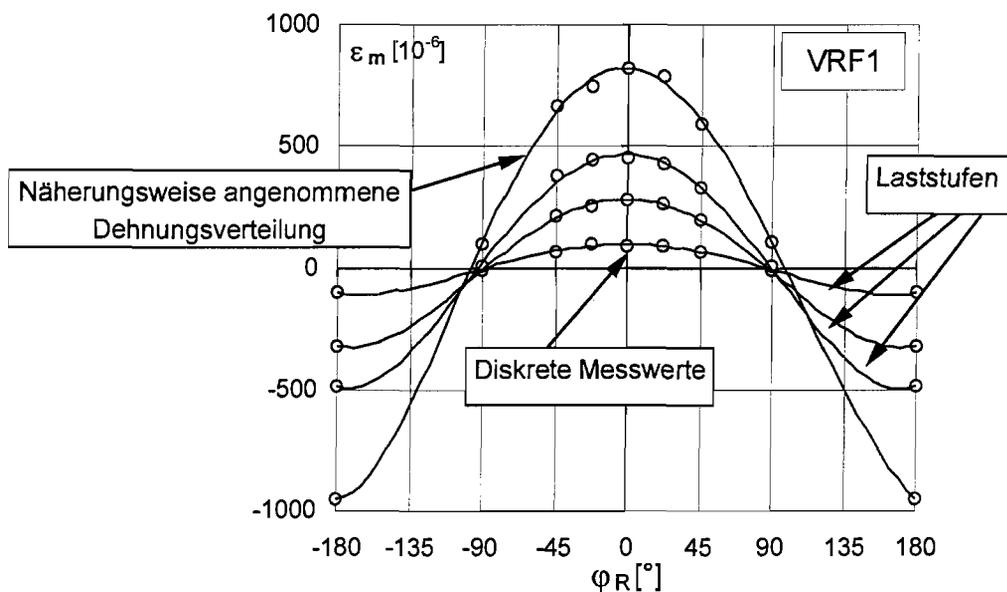


Bild 19 Beispiel für Darstellung der Rohrdehnungen bei unterschiedlichen Laststufen: Versuch VRF1

5.2 Messungengenauigkeiten und Messfehler

Auch bei sorgfältiger Versuchsvorbereitung sind Messungengenauigkeiten und Messfehler unvermeidbar. Diese resultieren beispielsweise aus Abweichungen

- der realen DMS-Messgitterrichtung und -position von der theoretischen Vorgabe;
- der Messwiderstände untereinander, auch infolge der Länge der DMS-Anschlusskabel;
- der in der Steuereinheit kalibrierten, gemessenen Pressenkraft von der tatsächlichen;
- des wirklichen Vorspannanziehmomentes vom Auslösewert des Drehmomentenschlüssels;
- der während des elektrischen Abgreifvorgangs der 94 Messstellen (Zeitdauer ca.4s) nicht exakt konstant gehaltenen Pressenkraft.

Werden die DMS nicht exakt in der vorgegebenen Messrichtung geklebt, sondern mit der Winkelabweichung α , so beträgt der Fehler für den einaxialen Spannungszustand nach [7]:



$$\text{Fehler} = 1 - 0,5 [1 - \mu + \cos 2\alpha (1 + \mu)] \quad (5.11)$$

mit μ =Querkontraktionszahl.

Bei einer Winkelabweichung von 5° , die bereits einer erheblichen Applikationsungenauigkeit entspricht, liegt der Fehler nach Gl.(5.11) bei 1%, was die Axial- und Biegedehnungen betrifft. Der Fehler der gemessenen Torsionsdehnungen beträgt bei einer Winkelabweichung α von der idealen Messrichtung unter 45° zur Schraubenachse nach [7]:

$$\text{Fehler} = [1 - \cos 2\alpha]. \quad (5.12)$$

Bei 5° Winkelabweichung läge hier der Fehler bei etwa 1,5%. Strenggenommen liegt aufgrund der Torsionsbeanspruchung der Schrauben natürlich kein einachsiger Spannungszustand vor. Das spielt aber bei der hier durchgeführten überschläglichen Fehlerbetrachtung keine Rolle.

Um weitere Ungenauigkeitseinflüsse auf die Ergebnisse zu minimieren, wurden vor Beginn jedes Versuches die Pressenkraft zusätzlich mittels externer Kraftmessdose und die Wegaufnehmer mittels Messplättchen überprüft. Auch während der Belastung wurden die Durchbiegungswege ständig kontrolliert, indem zwischen Versuchkörper und Spannboden mechanische Messuhren abgelesen wurden.

Die bei den Versuchen verwendete DMS-Viertelbrückenschaltung ist von ihren Fehlerkompensationseigenschaften weniger vorteilhaft als Schaltungen in Halb- oder Vollbrücken. Aufgrund der Messstellenvielzahl und einer genauen Applikation der Messeinheiten, wie sie unter den gegebenen Laborbedingungen durchgeführt werden konnte, sowie der günstigen Temperatursituation mit dicht beieinander liegenden Messstellen, die annähernd gleiche Temperaturen aufweisen, dürfte der Gesamtfehler in Anlehnung an [7] unter 5% liegen.

5.3 Ergebnisse der Vorspannphase

5.3.1 Ergebnisse Prüfschrauben: Axial- und Biegebeanspruchung

Die bei den einzelnen Vorspannintervallen gemessenen mittleren Dehnungen ε_m und Biegedehnungen ε_b der Messschrauben sind in den Anlagen 5.1 und 5.2 in Abhängigkeit vom Anziehmoment dargestellt. Die mittleren Querschnittsflächen der Messschrauben (vgl. Anlage 4.1 bis 4.3) betragen:

$$A_{\text{ist, VRF1}}(d_{\text{netto,m}}=18,50\text{mm}) = 268,7\text{mm}^2,$$
$$A_{\text{ist, VRF2/3/4}}(d_{\text{netto,m}}=18,42\text{mm}) = 266,5\text{mm}^2.$$

Daraus berechnen sich die in Anlage 5.1 zum Vergleich eingetragenen mittleren Sollvorspanndehnungen zu:

$$\varepsilon_{m,\text{soll,VRF1}} = \frac{F_{v,\text{soll}}}{E_{\text{ist}} \cdot A_{\text{ist}}} = \frac{160000}{206000 \cdot 268,7} = 2890 \cdot 10^{-6}, \quad (5.13)$$

$$\varepsilon_{m,\text{soll,VRF2/3/4}} = 2910 \cdot 10^{-6}.$$

Die in Anlage 5.1 ebenfalls eingezeichnete Sollgerade ergibt sich aus der in DIN 18800-7 „genormten“ Zuordnung von $F_v=160\text{kN}$ zu $M_v=450\text{Nm}$.



Bei **VRF1** besteht ein näherungsweise linearer Zusammenhang zwischen mittleren Dehnungen und Anziehmoment (Anlage 5.1, linkes oberes Diagramm). Allerdings erreichten nicht alle Messschrauben bei $M_V=450\text{Nm}$ die erforderliche Vorspanndehnung, teilweise mussten höhere Anziehungsmomente bis 500Nm aufgebracht werden, um die Sollvorspanndehnung zu erzielen.

Das Vorspannen der imperfekten Flanschverbindungen (**VRF2/3/4**) bei gleichzeitiger Erfassung der Dehnung-Anziehmoment-Beziehung erwies sich versuchstechnisch deutlich schwieriger als bei Prüfkörper VRF1. Da das klaffende Flanschpaar in Verbindung mit den Rohren als Drehfederpaar mit geringer Federsteifigkeit charakterisiert werden kann, beeinflussen sich die Schrauben während des Vorspannens gegenseitig stark. Eine zuvor noch definiert vorgespannte Schraube wird durch das Vorspannen der benachbarten Schraube und das damit verbundene Zusammenziehen der Flansche mehr oder weniger wieder teilentlastet. Die danach gemessenen verminderten Axialdehnungen können deshalb nicht mehr dem zuvor erreichten Anziehmoment zugeordnet werden. Die Vorspannphase wurde dennoch so durchgeführt, dass für jedes Vorspannintervall nach einmaligem Anziehen aller Schrauben mit dem definierten Anziehmomentwert die Schraubendehnungen und die Flanschklaffungen gemessen wurden. Man erkennt in Anlage 5.1, dass jeweils eine der Messschrauben näherungsweise die durch DIN 18800-7 vorgegebene Nenngerade erreicht, was für die Normgemäßheit der Schrauben spricht. Die aus den vorgenannten Gründen zu kleinen mittleren Dehnungen der anderen Messschrauben sind in den Darstellungen entsprechend gekennzeichnet.

Erst beim endgültigen Aufbringen des Regelanziehungsmomentes von $M_V=450\text{Nm}$ wurde für alle Prüfschrauben durch mehrmaliges Wiederholen der Anziehprozedur iterativ der richtige Wert eingestellt. Man erkennt in Anlage 5.1, dass sich dabei in den 11 Messschrauben im Mittel der angestrebte Solldehnungswert einstellte. In Tabelle 6 sind diese endgültigen gemessenen mittleren Vorspanndehnungen der 33 Messschrauben von VRF2/3/4 - zusammen mit den bei $M_V=450\text{Nm}$ für VRF1 gemessenen - wiedergegeben. Bei einem Anziehungsmoment von $M_V=450\text{Nm}$ wiesen die Messschrauben mittlere Vorspanndehnungen zwischen $2522 \cdot 10^{-6}$ und $3341 \cdot 10^{-6}$ auf. Die Sollvorspanndehnung wurde insgesamt im Mittel mit $2920 \cdot 10^{-6}$ fast exakt erreicht. Die Streubreite liegt mit $\pm 14\%$ zwischen den beiden Extremwerten und einem Gesamtvariationskoeffizienten von $V=5,9\%$ im üblichen Rahmen (PFAFF und THOMALLA [22] geben $\pm 20\%$ an). Die hier verwendeten M20-Prüfschraubengarnituren entsprachen also in ihrem Anziehverhalten der heute üblichen Qualität.

In Bild 20 sind die gemessenen minimalen und maximalen Randdehnungen aller 44 Messschrauben in Abhängigkeit vom Anziehmoment aufgetragen. Sie korrespondieren zu den in Anlage 5.2 über M_V aufgetragenen Biegedehnungen ε_b . Die jeweils bei $M_V=450\text{Nm}$ noch vorhandenen Biegedehnungen sind in Tabelle 7 zusammengestellt, gemeinsam mit den zugehörigen Richtungswinkeln der Schraubenbiegung. Folgende Tendenzen für die Schraubenbiegebeanspruchung beim Vorspannen der Prüfflansche können aus den Ergebnissen abgelesen werden:

In den Messschrauben von **VRF1** traten auch trotz der perfekten Flanschgeometrie Biegebeanspruchungen beim Vorspannen auf. Sie blieben während des Vorspannens im wesentlichen konstant (Bild 20, Anlage 5.2). Die größte verbleibende Biegespannung im Messschraubenschaft betrug $\sigma_b=113\text{N/mm}^2$. Die Biegebeanspruchungen könnten u.a. auf Abweichungen der Schraubengarniturkomponenten von der Sollgeometrie innerhalb der Fertigungstoleranzen zurückzuführen sein.



Tabelle 6 Mittlere Vorspanndehnungen der Messschrauben bei Regelvorspannmoment $M_V=450\text{Nm}$

Nr.	VRF1	VRF2	VRF3	VRF4
	$\epsilon_m [10^{-6}]$	$\epsilon_m [10^{-6}]$	$\epsilon_m [10^{-6}]$	$\epsilon_m [10^{-6}]$
1	2666	3097	3196	2973
2	2661	3101	3173	2946
3	2663	3077	2864	3071
4	2653	2970	2937	2896
5	2739	2831	2893	2986
6	2522	2896	2929	3077
7	2592	2948	3083	2841
8	2825	3014	2725	3174
9	2815	2870	2859	3151
10	2840	3008	2983	2914
11	2829	2876	3341	2986

Mittelwert	2709	2972	2998	3001	gesamt 2920
Variationskoeffizient [%]	3,8	3,1	5,7	3,4	5,9
max Abweichung Ist/Soll	0,87	1,07	1,15	1,09	
mittlere Abweichung Ist/Soll	0,94	1,02	1,03	1,03	

Bei **VRF2** erreichen die Biegedehnungen bei $M_V=200\text{Nm}$ ein ausgeprägtes Maximum (Bild 20, Anlage 5.2), wobei aber ϵ_{max} noch knapp unterhalb der 0,2%-Nenndehngrenze im elastischen Bereich bleibt. Danach ist eine deutliche Abnahme zu verzeichnen. Im voll vorgespannten Zustand entsprechen die Werte größenordnungsmäßig denen der Messschrauben des perfekten Flanschstoßes von VRF1 (Tabelle 7). Da die Vorspannung angesichts der sehr gut rotations-symmetrischen Winkelklaffungen (vgl. 4.2.2) beim Zuziehen lediglich die Torsionssteifigkeit des Flansches in Kombination mit der lokalen Biegesteifigkeit der Schale (Krempelsteifigkeit) überwinden musste, konnten die anfänglichen Klaffungen von 7,0mm bis auf einen geringen Restspalt zugezogen werden (siehe 5.3.4 und Anlage 5.3), woraus sich die nur noch geringe verbleibende Biegebeanspruchung erklärt.

VRF3 mit seinem ungewollt geringeren Imperfektionsmaß (vgl. 4.2.2) verursachte deutlich geringere Biegebeanspruchungen der Messschrauben bereits bei $M_V=150\text{Nm}$ (Bild 20, Anlage 5.2). Obwohl augenscheinlich bereits bei $M_V=300\text{Nm}$ keine Klaffung mehr vorhanden war (siehe 5.3.4), verblieben auch hier bei voller Vorspannung Biegedehnungen, die teilweise sogar etwas größer waren als bei VRF2. Diese Tatsache dürfte u.a. auf den ungünstigen Einfluss der ungewollt überlagerten Parallelklaffungsimperfektionsform zurückzuführen sein (vgl. 4.2.2).

Die Messschrauben von **VRF4** zeigen eine etwa konstante bzw. sogar geringfügig zunehmende Biegebeanspruchung zwischen $M_V=150$ und 400Nm , die bei voller Vorspannung wieder geringfügig reduziert wird (Bild 20, Anlage 5.2). Die verbleibende Biegebeanspruchung ist aber die größte aller vier Versuche (Tabelle 7). Die im Ausgangszustand etwa parallel zueinander liegenden Flansche neigten sich aufgrund der geringen Krempelsteifigkeit zunächst überwiegend winkelförmig, deshalb stieg die Schraubenbiegung an. Nachdem sich dann eine flanschseitige Kontaktlinie eingestellt hatte, reduzierte sich beim weiteren Vorspannen die Relativneigung der Flansche wieder, so daß sich auch die Schraubenbiegebeanspruchung wieder verringerte.

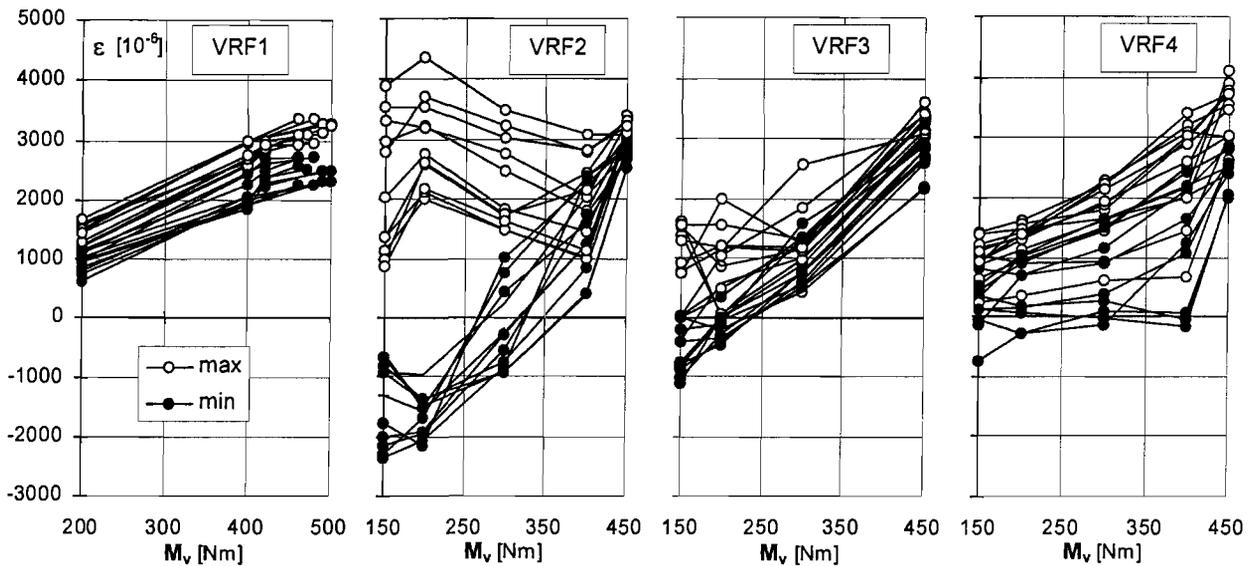


Bild 20 Randdehnungen der Messschrauben in Abhängigkeit vom Anziehmoment

Mögliche örtliche Plastizierungen im Prüfschraubengewinde infolge der anfänglich teilweise hohen Biegebeanspruchung (insbesondere bei VRF2) konnten mit den DMS im Schafbereich der Messschrauben natürlich nicht erfasst werden.

Wie aus den in Tabelle 7 zusammen mit den Biegedehnungswerten bei voller Vorspannung aufgelisteten zugehörigen Richtungen φ_S des Vektors des Schraubenbiegemomentes (vgl. Bild 16) zu erkennen ist, wiesen die Biegerichtungen der Messschrauben von VRF1 keine einheitliche Orientierung auf. Gleiches gilt für die Biegerichtungen der Messschrauben von VRF2 und VRF3. Dies deutet, wie bereits erwähnt, auf einen eher zufälligen Einfluss der Garnitur-Istgeometrie hin. Bei VRF4 dagegen stellen sich für die Messschrauben (Nr.3 bis 7) im eigentlichen Imperfektionsbereich gleichgerichtete Biegemomente ein. Die Richtungen liegen bei $\varphi_S=240$ bis 260° und korrespondieren mit der Flanschverformung unter Vorspannung (siehe 5.3.4).

Tabelle 7 Biegedehnungen der Messschrauben und Richtung des Biegemomentes bei Regelvorspannmoment $M_V=450\text{Nm}$

Nr.	VRF1		VRF2		VRF3		VRF4	
	$\epsilon_b [10^{-6}]$	$\varphi_S [^\circ]$						
1	541	290	329	330	249	122	579	315
2	299	330	202	186	143	260	137	180
3	472	275	144	142	221	210	922	240
4	476	270	117	96	329	40	1074	260
5	122	260	303	195	709	90	1208	250
6	372	215	163	125	214	170	1252	240
7	331	230	136	330	246	140	316	260
8	132	140	248	335	531	130	546	150
9	548	40	174	270	49	220	571	140
10	262	240	94	345	60	280	115	210
11	109	210	393	0	84	325	478	170



5.3.2 Ergebnisse Prüfschrauben: Torsionsbeanspruchung

Die in jedem geprüften Flanschstoß gemessenen zwei Torsionsdehnungen ε_T nach Gl.(5.8) und daraus gemäß Gl.(5.9) berechneten zwei Torsionsmomente M_T , die nach dem Anziehen der Mutter auf $M_V=450\text{Nm}$ und dem Absetzen des Drehmomentenschlüssels in den Messschrauben verblieben, sind in Tabelle 8 angegeben. Die Torsionsmomente betragen mit $M_T=84\text{Nm}$ bis 145Nm ca.19% bis 32% des aufgebrauchten Anziehmomentes.

Gl. (5.10) für die Reibungswerte im Gewinde gilt bei gleichzeitig angreifendem äußerem Vorspannmoment, also vor Absetzen des Drehmomentenschlüssels. Nach den Versuchen von SCHNEIDER [27] ist eine 40%-60%ige Reduktion der Torsionsbeanspruchung nach dem Absetzen des Drehmomentenschlüssels zu erwarten, während gleichzeitig die Verluste an Vorspannkraft 3% nicht überschreiten. Die Reduktion der Torsionsbeanspruchung hängt überwiegend von den Reibungsverhältnissen im Gewinde und im Auflagebereich Mutter-Scheibe ab. Beim Anziehvorgang erhält die Schraube ein elastisches Torsionsmoment, welches direkt vom Reibungsbeiwert im Gewinde abhängt. Desweiteren wird ein Teil des äußeren Anziehmomentes über Reibung zwischen Mutter und Scheibe „verbraucht“. Nach Entfernen des äußeren Drehmomentes federt das Gesamtsystem Schraube-Mutter zurück, bis das reduzierte Torsionsmoment im Gleichgewicht mit dem - nun richtungsumgekehrten - Reibungsmoment zwischen Mutter und Scheibe steht. Diese elastische Rückfederung erlaubt u.a. ein überelastisches Anziehen von planmäßig vorgespannten Schrauben. Schätzt man mit Hilfe der SCHNEIDERSchen Angaben die vor dem Absetzen des Schlüssels vorhandenen Torsionsmomente, so erhält man als Schätzwerte für die Reibungsbeiwerte im Gewinde ca. $\mu_G=0,08$ bis $0,21$ (siehe Tabelle 8), was mit den Herstellerangaben gut übereinstimmt.

Tabelle 8 Gemessene Torsionsdehnungen und abgeleitete Torsionsmomente der Messschrauben nach Abschluss des Anziehvorgangs, geschätzte Reibungsbeiwerte im Gewinde

	gemessen nach Schlüsselabsetzen				geschätzt vor Schlüsselabsetzen			
	$\varepsilon_T [10^{-6}]$		$M_T [\text{Nm}]$		$M_T [\text{Nm}]$		μ_G	
VRF1	646	609	132	124	220 ÷ 330	207 ÷ 311	0,13 ÷ 0,19	0,12 ÷ 0,18
VRF2	453	424	92	85	153 ÷ 229	142 ÷ 214	0,09 ÷ 0,13	0,08 ÷ 0,13
VRF3	504	575	102	116	169 ÷ 254	193 ÷ 289	0,10 ÷ 0,15	0,11 ÷ 0,17
VRF4	418	718	84	145	141 ÷ 211	242 ÷ 363	0,08 ÷ 0,12	0,14 ÷ 0,21

5.3.3 Ergebnisse Prüfröhre: Membran- und Biegebeanspruchung

Beim Referenzversuch **VRF1** wurden aus versuchstechnischen Gründen während der Vorspannphase keine Dehnungen am Prüfröhr gemessen. Die DMS wurden erst nach der Schraubenvorspannung appliziert. Aufgrund der nahezu perfekten Flanschgeometrie kann davon ausgegangen werden, daß die Schalendehnungen während der Vorspannung nur geringe Änderungen erfahren.

Die Rohrbeanspruchungen der imperfekten Prüfkörper während des Vorspannens sind in Anlage 5.3 in Form der mittleren Dehnungen (Membrandehnungen) $\varepsilon_{R,m}$ und Biegedehnungen $\varepsilon_{R,b}$ der paarweise angeordneten DMS angegeben, aufgetragen über dem abgewickelten Rohrumfang (wie in 5.1.3 erläutert).

Die Membrandehnungen bei den Prüfkörpern **VRF2** und **VRF3** sind im Vergleich zu den Biegedehnungen erwartungsgemäß klein, erreichen dennoch Werte zwischen $\varepsilon_{R,m} = -700 \cdot 10^{-6}$ (VRF2) und $+390 \cdot 10^{-6}$ (VRF3). Diese Membrandehnungen in Meridianrichtung treten aufgrund der lokalen Schalenbiegebeanspruchung auf. Es entstehen beim Vorspannen der Flansche mit Winkelimperfektion im Anschlussbereich Biegeverformungen konstant über den Umfang, die bei der flanschseitigen Klaffung nach aussen und bei der rohrseitigen Klaffung nach innen gerichtet sind, schematisch dargestellt in Bild 21. Das bedeutet für VRF2 eine Membranzugbeanspruchung in Umfangsrichtung, zu der sich infolge Querkontraktion eine negative Membrandehnung (Stauchung) in Meridianrichtung einstellt. Bei VRF3 stellen sich diese Membrandehnungen mit umgekehrtem Vorzeichen ein.

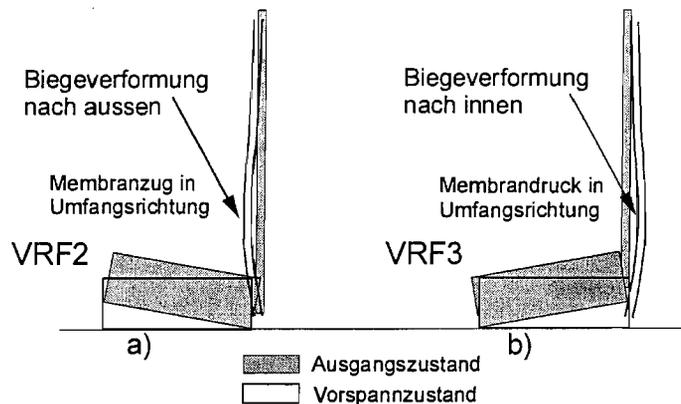


Bild 21 Lokale Biegeverformungen der Rohrschale beim Vorspannen von winkelklaffenden Flanschen:
(a) Flanschseitige Klaffung, (b) rohrseitige Klaffung

Die gemessenen Rohrdehnungen verlaufen bei VRF2 und VRF3, wie es sein muss, im großen und ganzen konstant über den Rohrumfang (Anlage 5.3). Die einzelnen Unregelmäßigkeiten sind darauf zurückzuführen, daß beim Vorspannen nicht alle Schrauben gleichzeitig angezogen werden konnten. Das Vorspannen der Schrauben nacheinander bzw. abwechselnd beeinflusst unvermeidbar auch die Rohrmantelbeanspruchung. Bezeichnet man Schalenbiegemomente mit Zugspannungen auf der Rohraußenseite als positiv (Bild 16), so ergeben sich bei der Vorspannung des Flanschstoßes mit flanschseitiger Winkelklaffung folgerichtig positive Biegedehnungen, entsprechend mit rohrseitiger Winkelklaffung negative Biegedehnungen in der Schale. Bei zunehmender Vorspannhöhe nehmen sie zunächst ebenfalls zu, jedoch nach dem Schließen der Winkelklaffung praktisch nicht mehr (Anlage 5.3, VRF3).

Prüfkörper **VRF4** zeigt hinsichtlich der Rohrschalenbeanspruchung beim Vorspannen ein besonderes Verhalten (Anlage 5.3, unten). Während die Messstellen in den Randbereichen der Parallelspalimperfektion bei $\varphi_R = -45^\circ$ und $+45^\circ$ hohe Druckmembrandehnungen anzeigen, stehen dem im maximalen Klaffungsbereich bei $\varphi_R = 0^\circ$ Zugmembrandehnungen der Rohrschale gegenüber. Diese Membrandehnungsverteilung ist zurückzuführen auf die Zugbeanspruchung, die beim Zusammenziehen der Parallelklaffung in die Rohrschale eingeleitet wird und aus Gleichgewichtsgründen (es handelt sich um eine Art von Eigenspannungszustand) neben dem klaffenden Bereich als Druckbeanspruchung wieder ausgeleitet wird (Bild 22a). Die zugehörigen Biegedehnungen verteilen sich dagegen im Klaffungsbereich affin zur Imperfektionsgeometrie (Bild 22b). Dass die positiven Biegedehnungen außerhalb des Parallelklaffungsbereiches nicht auf Null zurückgehen, hängt mit der überlagerten geringfügigen flanschseitigen Winkelklaffung bei diesem Prüfflanschpaar zusammen (vgl. 4.2.2).

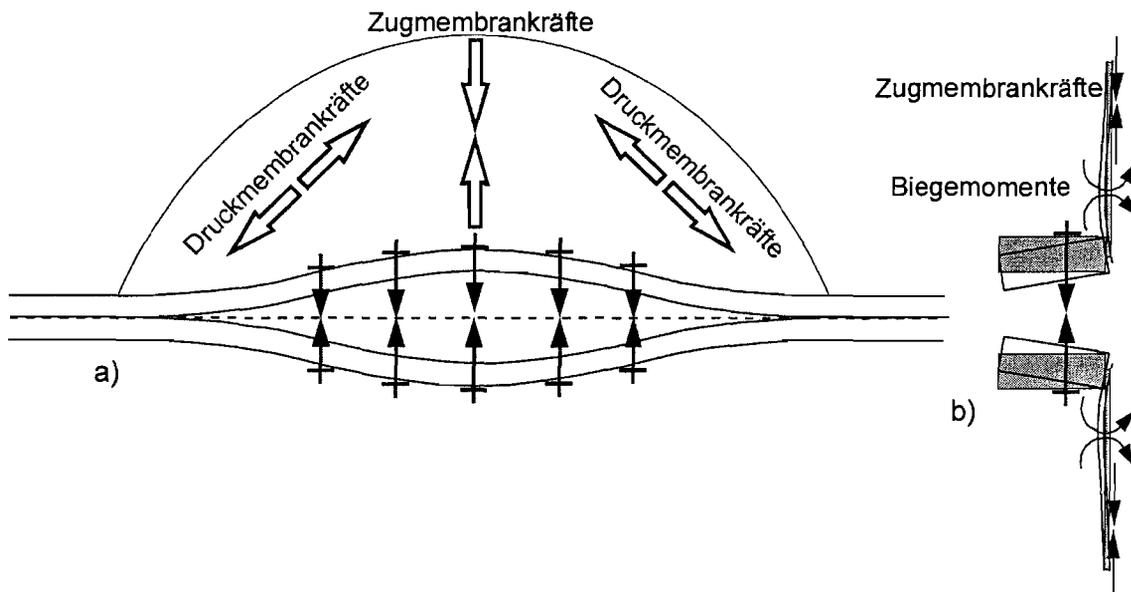


Bild 22 Beanspruchungen in der Rohrschale beim Vorspannen einer Parallelklaffung (schematisch):
(a) Ansicht, (b) Querschnitt

Setzt man auf Basis der Zugversuche eine elastische Dehngrenze von $ca. \varepsilon_R = 1300 \cdot 10^{-6}$ voraus, so befinden sich bei Prüfkörper VRF3 die Dehnungen in der Rohrschale gerade noch im elastischen, bei VRF2 und VRF4 dagegen bereits im plastischen Bereich.

5.3.4 Flanschklaffungen

Die mittels Messschieber und Blattlehre gemessenen Klaffungen während der Vorspannphase sind in Anlage 5.4 dargestellt. Die Reduktion der Winkelklaffungen verläuft weitgehend gleichmäßig mit der Erhöhung der Vorspannkräfte. Obwohl bei den Prüfkörpern **VRF2** und **VRF3** die Sollklaffungswerte mit Flanschquerneigungen von jeweils 3,35% relativ groß gewählt worden waren und die Istklaffungswerte bei Prüfkörper VRF2 sogar noch höher ausgefallen waren, ist erkennbar, dass bei beiden die Winkelklaffung nach dem Vorspannen nahezu vollständig zugezogen war. Die geringfügige Restklaffung ist bei VRF2 mit $k_F = ca. 0,25mm$ größer als bei VRF3 mit $k_R = ca. 0,1mm$. Auf diese Rest-Winkelklaffungen bei VRF2 und VRF3 wird in 6.2 noch Bezug genommen werden.

Die Parallelklaffung über einen Umfangsteilbereich bei Prüfkörper **VRF4** konnte nur an der Flanschaußenkante vollständig geschlossen werden (Anlage 5.4, links unten). Rohrseitig verblieb dagegen bei voller Vorspannung eine deutliche Restklaffung von $ca. 2mm$ (Anlage 5.4, rechts unten).

Insgesamt ist erkennbar, dass die rotationssymmetrischen Winkelimperfectionen, obwohl sehr groß gewählt, bereits unterhalb der Regelvorspannung nahezu geschlossen werden konnten. Ebenso wurde auch bei der Parallelimperfection bei voller Vorspannung flanschseitig Kontakt erzielt. Die Krepelsteifigkeit der Flansch-Rohr-Verbindung ist demnach relativ gering. Wird aber beim Vorspannen eines imperfekten Flansches zusätzlich die Membransteifigkeit der Rohrschale aktiviert, so ist ein wesentlich höherer Energieeintrag zur Klaffungsreduktion erforderlich. Dies ist bei VRF4 deutlich zu erkennen, da die rohrseitige Klaffung nur insgesamt um $ca. 3mm$ reduziert werden konnte.



5.4 Ergebnisse der Schwellbelastungsphase

5.4.1 Ergebnisse Prüfschrauben: Axial- und Biegebeanspruchung unter Rohrbiegezug

Die Messschraubenbeanspruchung wurde aus den gemessenen Dehnungen in minimale und maximale Schraubenranddehnungen nach Gl.(5.1) und Bild 17 umgerechnet. Die daraus abgeleiteten mittleren Schraubendehnungen ε_m (entsprechen elastisch der Schraubenaxialkraft) und Biegedehnungen ε_b (entsprechen elastisch dem Schraubenbiegemoment) sind für die je elf Messschrauben in den Anlagen 6.1 bis 6.16 dargestellt. Der Traglastbereich wird dabei weglassen, da er die Diagramme im relevanten unteren Schwelllastbereich der Beanspruchungsfunktionen unübersichtlich machen würde. In den Anlagen 6.1 bis 6.16 sind demnach alle Be- und Entlastungsvorgänge bis auf die letzte Entlastung sowie den abschließenden Traglastversuch berücksichtigt.

Prüfkörper VRF1

(Siehe Anlagen 6.1 bis 6.3.) In den ersten Belastungsphasen bis zu einem Lastniveau von $\Sigma P = \text{ca.} 600 \text{ kN}$ verlaufen die Funktionen der **mittleren Dehnungen** ε_m nahezu horizontal. Hieran anschließend ist bei höheren Prüfkraften zwischen $\Sigma P = 600$ und 1200 kN ein zunehmend nichtlinear-progressiver Anstieg der Funktionen zu verzeichnen. Es ist bereits ein geringer Vorspannverlust nach der Entlastung erkennbar. Ab $\Sigma P = 1400 \text{ kN}$ nimmt die Steigung der Beanspruchungsfunktion weiter progressiv zu. Dabei kam es bis $\Sigma P = 2000 \text{ kN}$ offenbar bereits zu deutlichen örtlichen Plastizierungen im Gewindebereich, so dass nach der Entlastung die verbleibenden mittleren Dehnungen deutlich unter der Vorspanndehnung zu Versuchsbeginn liegen. Bei erneuter Belastung steigt der Funktionsverlauf schon ab einer Prüflast von $\Sigma P = \text{ca.} 300 \text{ kN}$ deutlich an und mündet dann in einen nahezu linear ansteigenden Bereich ab $\Sigma P = \text{ca.} 1000 \text{ kN}$. Nach der letzten Entlastung von $\Sigma P = 2180 \text{ kN}$ (in den Diagrammen nicht mehr dargestellt) war der abgedrehte Schaftbereich bereits stark plastiziert, bevor die Verbindung dann bei erneuter Belastung durch Gewindeabstreifen bei $\Sigma P = 2510 \text{ kN}$ endgültig versagte.

Die Biegebeanspruchungen der Messschrauben, indirekt dargestellt durch die **Biegedehnungen** ε_b , verlaufen hinsichtlich der Funktionsform bei Belastung qualitativ ähnlich der Axialbeanspruchung. Bei Entlastung ist ihr Verhalten jedoch entgegengesetzt, insofern als größere Biegedehnungen verbleiben.

Prüfkörper VRF2

(Siehe Anlagen 6.5 bis 6.7.) Im Gegensatz zum Prüfkörper mit perfekter Flanschgeometrie verlaufen die **mittleren Dehnungsfunktionen** ε_m der Messschrauben im Rohrbiegezugbereich hier bis $\Sigma P = \text{ca.} 1000 \text{ kN}$ mit einer geringfügig negativen Steigung. Dieses Verhalten ist auf die zur Rohrschale hin verschobene Lage des Druckvorspannkörpers im winkelklaffenden Flansch zurückzuführen (Bild 23a). Wie man sich leicht überlegen kann, hatte das zur Folge, dass aufgrund der Lage der Druckresultierenden zwischen Schraube und Rohrmantel - näherungsweise als einfaches Gleichgewichtsmodell zusammen mit der Rohrmantelzugkraft und der Schraubenaxialkraft angesetzt - die Schraubenaxialkraft zunächst abnimmt. Erst unter einer vergleichsweise höheren Rohrbiegebelastung als bei den anderen drei Prüfkörpern verschob sich dann die Druckresultierende zunehmend Richtung Flanschaußenkante, womit die Schraubenaxialkraft wieder anstieg und das typische sukzessive Aufklaffen von der Rohrseite her eintrat.

Ab $\Sigma P = \text{ca.} 1200 \text{ kN}$ nahmen die mittleren Dehnungen deutlich zu, und nach Entlastung verblieben - analog zu VRF1 - zunehmend kleinere Dehnungen. Die Funktionen im unteren Lastbereich

verlaufen zwar bei wiederholter Be- und Entlastung weiterhin affin zueinander, der Übergang von der zunächst negativen Steigung der Beanspruchungsfunktion hin zur positiven Steigung verschiebt sich aber zunehmend nach unten in Richtung $\Sigma P = \text{ca. } 600 \text{ kN}$.

Die **Biegedehnungsfunktionen** ε_b zeigen unterschiedliche Verläufe. Teilweise nehmen die Biegedehnungen zunächst geringfügig ab (Schraube 3,4,6), teilweise nehmen sie von Beginn an zu (Schrauben 1,2,5,7,8,9). Diese Verläufe sind anhand der Schraubenbiegerichtungen im Vorspannzustand bzw. zu Beginn der Prüfbelastung und im Zustand des Flanschaufliehens während der Prüfbelastung zu erklären. Bei letzterem muss sich in den Schrauben zwangsläufig ein positiver Biegerichtungswinkel von $\varphi_S = 270^\circ$ einstellen (vgl. Bild 16). Liegt im Vorspannzustand ein entgegengerichteter Biegewinkel von beispielsweise $\varphi_S = 90^\circ$ vor, so nimmt das Schraubenbiegemoment unter Rohrbiegezugbelastung zunächst ab. Demnach reduzieren sich die ε_b -Funktionsverläufe mehr oder weniger stark bei den Schrauben, bei denen der Biegerichtungswinkel im Vorspannzustand $0^\circ < \varphi_S < 180^\circ$ beträgt. Dies ist bei VFR2 bei den Schrauben 3, 4 und 6 der Fall (vgl. Tabelle 7).

Prüfkörper VRF3

(Siehe Anlagen 6.9 bis 6.11.) Bei einer rohreseitigen Flanschklaffung bildet sich der Vorspanndruckkörper genau entgegengesetzt zur flanschseitigen Winkelklaffung zur Flanschaußenseite versetzt aus (Bild 23b). Das hat zur Folge, dass der Ort der Druckresultierenden zwischen Schraubenachse und Flanschaußenkante liegt. Die Prüfschrauben erhielten deshalb - das ist aus den **mittleren Dehnungsfunktionen** ε_m sehr klar zu erkennen - von Beginn der Belastung an eine wachsende Axialzugbeanspruchung. Die Druckvorspannung rohreseitig wurde deutlich schneller abgebaut als bei VRF1 und VRF2, das sukzessive Aufklaffen des Flansches von der Rohrseite her begann bereits bei vergleichsweise niedriger Prüflast. Ein horizontal verlaufender Anfangsbereich bei den Funktionen der mittleren Schraubendehnungen ist praktisch nicht vorhanden.

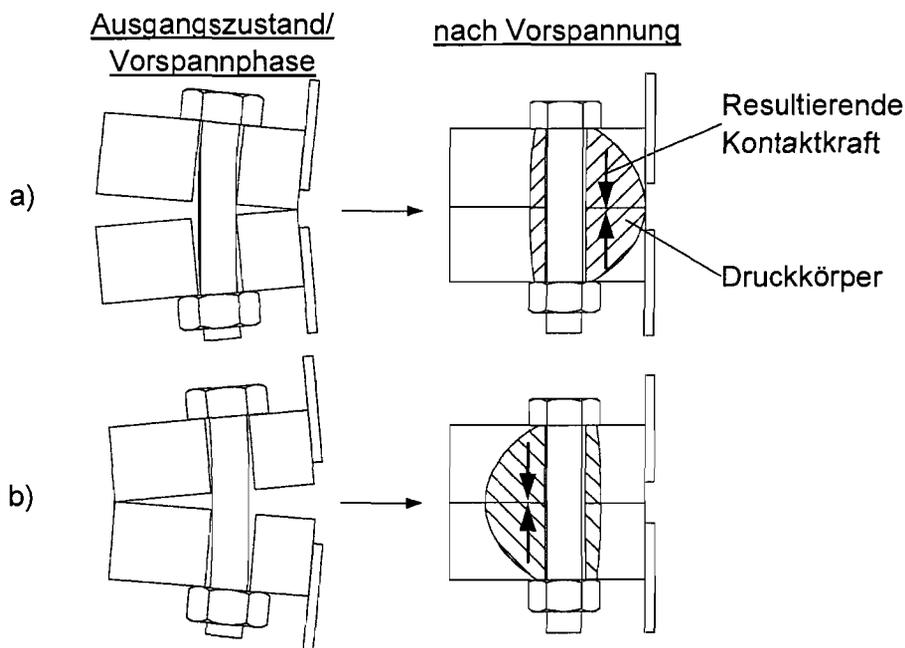


Bild 23 Lage des Vorspanndruckkörpers infolge unterschiedlicher Imperfektionsformen (qualitativ):
(a) Winkelklaffung flanschseitig, (b) Winkelklaffung rohreseitig

Im Vergleich zu den Prüfkörpern VRF1 und VRF2 ist dieser ungünstige Einfluss der Imperfektionsform „Winkelklaffung rohreseitig“ auf die Schraubenkraftfunktion direkt aus den ε_m -



Ergebnissen ablesbar - und dies obwohl das Klaffungsmaß mit $\max k_R=4,3\text{mm}$ deutlich geringer als bei VRF2 ($\max k_F=7,0\text{mm}$) ausgefallen war und die Klaffung beim Vorspannvorgang nahezu komplett zugezogen werden konnte.

Die **Biegedehnungsfunktionen** ε_b unterstreichen die bei VRF2 festgestellten Tendenzen. Bei den Schrauben 1,3,4,5,7,8 nahmen die Biegedehnungen zunächst mehr oder weniger deutlich ab. Bis auf Schraube 3 hatten diese Schrauben nach dem Vorspannen Richtungen der Biegemomentenvektors zwischen $\varphi_S=0^\circ$ und 180° aufgewiesen (vgl. Tabelle 7). Bei Schraube 5 ist der Effekt besonders ausgeprägt, da mit $\varphi_S=90^\circ$ ein der positiven Biegemomentenrichtung (vgl. Bild 16) genau entgegengesetztes Vorspann-Schraubenbiegemoment vorgelegen hatte. Der „Ausreißer“ bei Schraube 3 mit ihrem Biegerichtungswinkel gemäß Tabelle 7 $\varphi_S=210^\circ$ ist möglicherweise auf eine Vertauschung der beiden Messstellen bei $\varphi_S=120^\circ$ und 240° zurückzuführen.

Prüfkörper VRF4

(Siehe Anlagen 6.13 bis 6.15.) Nach dem Vorspannen war die kombinierte Ausgangsklaffung an der Flanschaußenkante ($k_F=7,4\text{mm}$) geschlossen worden; rohrseitig war noch eine Klaffung von $k_R=2\text{mm}$ verblieben (vgl. 5.3.4). Demnach stand schon von Beginn der Belastung an im Klaffungsbereich kein ausgeprägter Druckvorspannkörper in den verspannten Flanschen um die Schrauben herum zur Verfügung, um die äußere Belastung aufzunehmen. Erwartungsgemäß ist deshalb in den betroffenen Schrauben 3 bis 7 von Anfang an ein nahezu linearer Anstieg der **mittleren Schraubendehnungen** ε_m und der **Biegedehnungen** ε_b zu verzeichnen, der sich über den gesamten Schwellbelastungsbereich fortsetzt. Es traten auch nicht die für die anderen drei Versuche typischen Reduzierungen der bleibenden ε_m -Dehnungen bei Entlastungen ein. Vielmehr plastizieren die Randquerschnittsfasern im abgedrehten Schaftbereich schon bei relativ geringen äußeren Prüflasten, und ab $\Sigma P=\text{ca.}1000\text{kN}$ gab es auch bei ε_m eine plastische Zunahme der Dehnungen.

Die in den Randbereichen der Imperfektion liegenden Messschrauben 1,2,8 und 9 wurden vergleichsweise gering beansprucht.

Zusammenfassung VRF1 bis VRF4

Um ohne Verfälschung durch die Vorspannverluste die Schraubenbeanspruchungsfunktionen der vier Versuche miteinander vergleichen zu können, sind in Bild 24a für die höchstbeanspruchte Schraube 5 die Funktionsverläufe der mittleren Schraubendehnungen in bezogener Form aufgetragen. Diese Verläufe hätte man erhalten, wenn man ohne Zwischenentlastungen langsam belastet hätte. In Bild 24b sind ferner die aus den ε_m -Funktionen abgreifbaren Schwingbreiten $\Delta\varepsilon_m$ für drei Lastschwingbreiten dargestellt. Versuch VRF2 zeigt das günstigste Verhalten; lediglich für die Belastungsschwingbreite $\Sigma P=0$ bis 500kN ist die Dehnungsschwingbreite aufgrund des zunächst abnehmenden Funktionsverlaufes bei VRF2 etwas höher als bei VRF1. Es folgen der perfekte Versuch VRF1 und der Versuch VRF3 mit rohrseitiger Winkelklaffung. Mit Abstand am ungünstigsten verhielt sich der Prüfkörper VRF4 mit der Parallelklaffung.

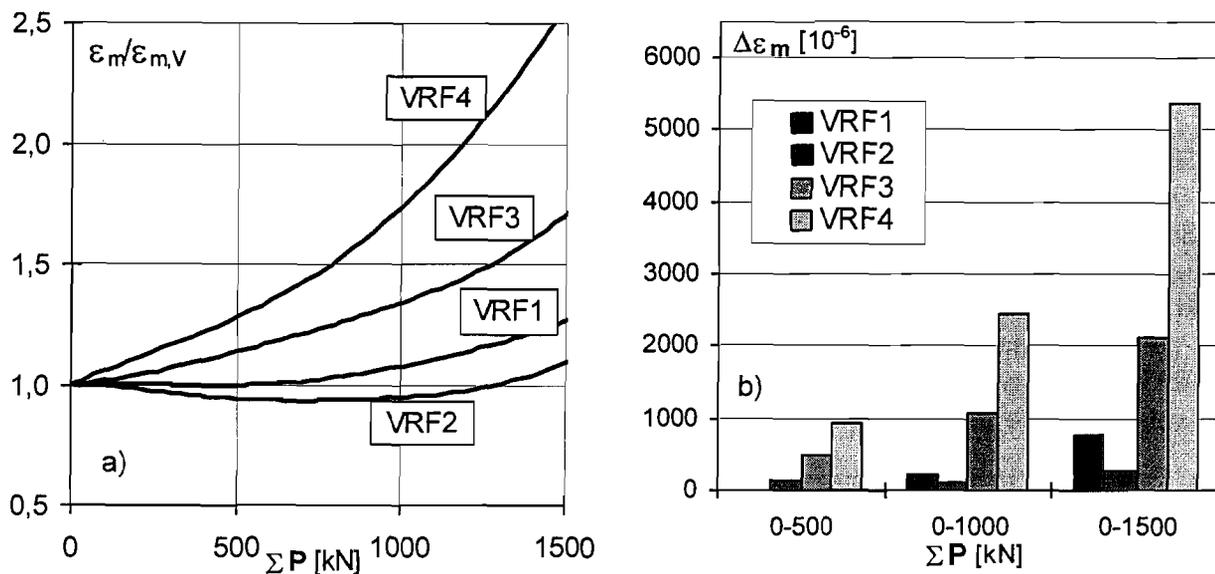


Bild 24 Vergleich der Schraubenbeanspruchungsfunktionen für Messschraube 5 aller vier Versuche: (a) ε_m -Funktionen (ohne Vorspannverluste), (b) ausgewählte Schwingbreiten $\Delta\varepsilon_m$

5.4.2 Ergebnisse Prüfschrauben: Axial- und Biegebeanspruchung unter Rohrbiegedruck

Die bisher nicht kommentierten ε_m - und ε_b -Auftragungen der Prüfschrauben 10 und 11 (vgl. Bild 11a) über ΣP sind in den Anlagen 6.4, 6.8, 6.12 und 6.16 wiedergegeben. Sie zeigen erwartungsgemäß bei allen vier Versuchen nur geringe Beanspruchungen unter den Be- und Entlastungen der Schwellbelastungsphase, verglichen mit den Schrauben im Rohrbiegezugbereich. Trotzdem bot es sich an, aus den ε_m -Messwerten der Schraube 10 im Rohrbiegedruckbereich durch feineres Auflösen die nachfolgend beschriebene Information herauszufiltern.

Die Anordnung einer Messschraube im Biegedruckbereich des Rohrkörpers - dort werden die Schrauben nach elementarer Vorstellung gar nicht beansprucht - sollte Rückschlüsse liefern auf die in Wirklichkeit durchaus vorhandene (wenn auch sehr geringe) Schraubenbeanspruchung innerhalb der Flanschverbindung bei Meridiandruckbeanspruchung des angeschlossenen Rohrmantelbleches. Um den Beanspruchungsverlauf im Bereich kleiner negativer und positiver Rohrmantelkräfte einschließlich Nulldurchgang zu visualisieren, werden in Bild 25 die Dehnungen (ohne Vorspanndehnungen) der um 180° zueinander versetzten Schrauben 5 (Biegezugbereich) und 10 (Biegedruckbereich) gegenübergestellt. Dabei wird die Beanspruchungsfunktion der Schraube 10 ordnaten-achsensymmetrisch gespiegelt. Da bei VRF4 an diesen beiden Schraubenpositionen unterschiedliche Kontaktflächengeometrien vorlagen, hatte diese Auswertung nur für VRF1/2/3 einen Sinn.

Zu erkennen ist, dass die Beanspruchungsfunktion der Schrauben vom negativen in den positiven Belastungsbereich annähernd stetig verläuft, d.h. dass am Nullpunkt links und rechts etwa die gleiche Funktionssteigung vorliegt. Das führt zu der bemessungstechnisch wichtigen Erkenntnis, dass sich auch unter Rohrbiegedruck in den Schrauben Dehnungsschwingbreiten einstellen, die strenggenommen beim Ermüdungssicherheitsnachweis Berücksichtigung finden müssen. Dies ist insbesondere bei VRF2 der Fall. Das bedeutet, dass die in 5.4.3 zunächst vorgenommene Kennzeichnung der flanschseitigen Winkelklaffung als „günstig“ ggfs. relativiert werden muss.

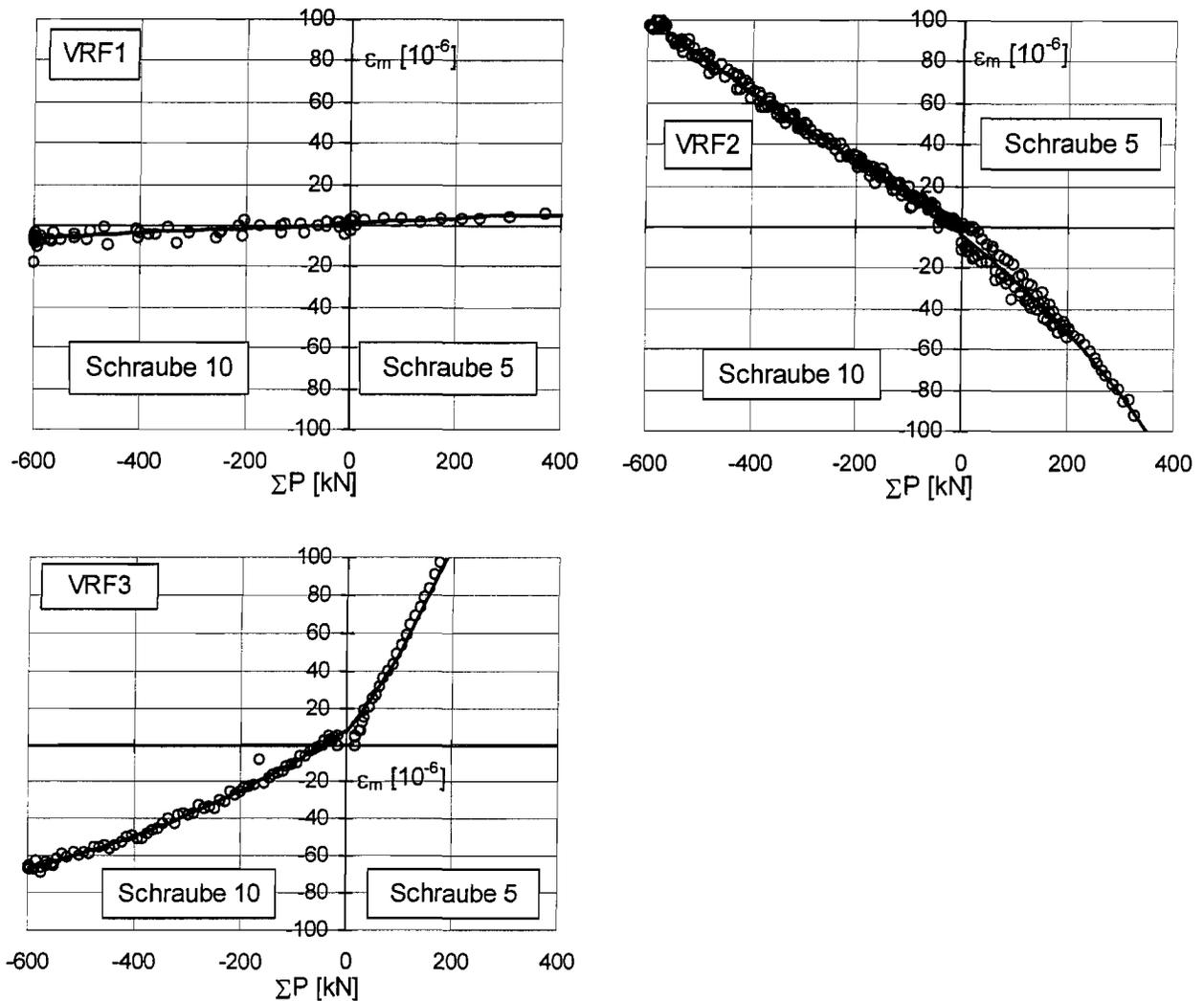


Bild 25 Vergleich der Schraubenbeanspruchungsfunktionen (ohne Vorspanndehnung) im Rohrbiegedruck- und Rohrbiegezugbereich für die Versuche VRF1, VRF2 und VRF3

5.4.3 Ergebnisse Prüfschrauben: Veränderungen der Axial- und Biegebeanspruchungen infolge wiederholter Belastung

Wiederholte Belastungen der geprüften Flanschstöße wurden bei den Versuchen der Schwellbelastungsphase in zwei unterschiedlichen Formen erzielt: Zum einen wurde nach Erreichen definierter Prüflasten $\Sigma P < \text{Traglast}$ die Last jeweils bis zur vollständigen Entlastung wieder zurückgefahren, was einem Schwellbelastungsspiel mit großer Lastschwingbreite entspricht. Zum anderen wurden auf definierten Prüflastniveaus jeweils 10^2 Schwelllastspiele gefahren (vgl. 4.4). Diese Schwelllastspiele dürfen nicht mit einem Dauerschwingversuch zur Ermittlung der Ermüdungsfestigkeit verwechselt werden. Sie dienen vielmehr dazu, die Veränderungen des inneren Kräftespiels in der Flanschverbindung bei wiederholter Rohrmantelzugbelastung infolge globaler Rohrbiegung zu analysieren. Das innere Kräftespiel wird durch die Schraubenbeanspruchungsfunktionen charakterisiert, beim vorliegenden Forschungsprojekt beschrieben durch die Funktionen der mittleren Schraubendehnungen $\epsilon_m = f(\Sigma P)$ und der Biegedehnungen $\epsilon_b = f(\Sigma P)$. Sie bestimmen, welche Randdehnungsschwingbreite $\Delta \epsilon_i$ sich in der Schraube bei einer äußeren Rohrmantelzugkraftschwingbreite ΔN_i bzw. einer äußeren Lastschwingbreite $\Delta(\Sigma P)_i$ einstellt (Bild 26).

Die Dehnungsschwingbreite $\Delta\varepsilon$ bzw. die zugehörige Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma$ ist bekanntlich das Kriterium zur Bewertung der Ermüdungslebensdauer der Schrauben.

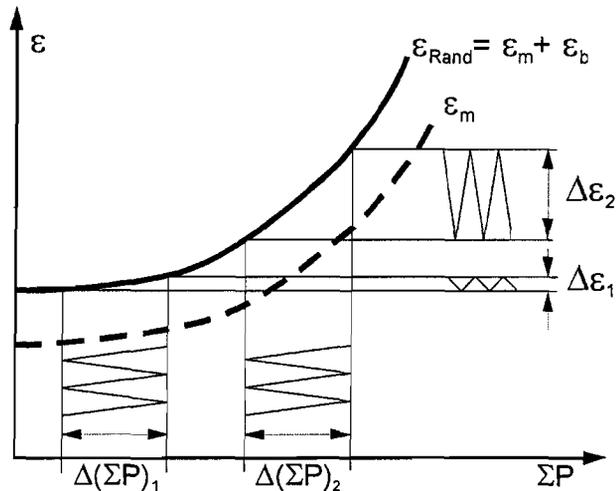
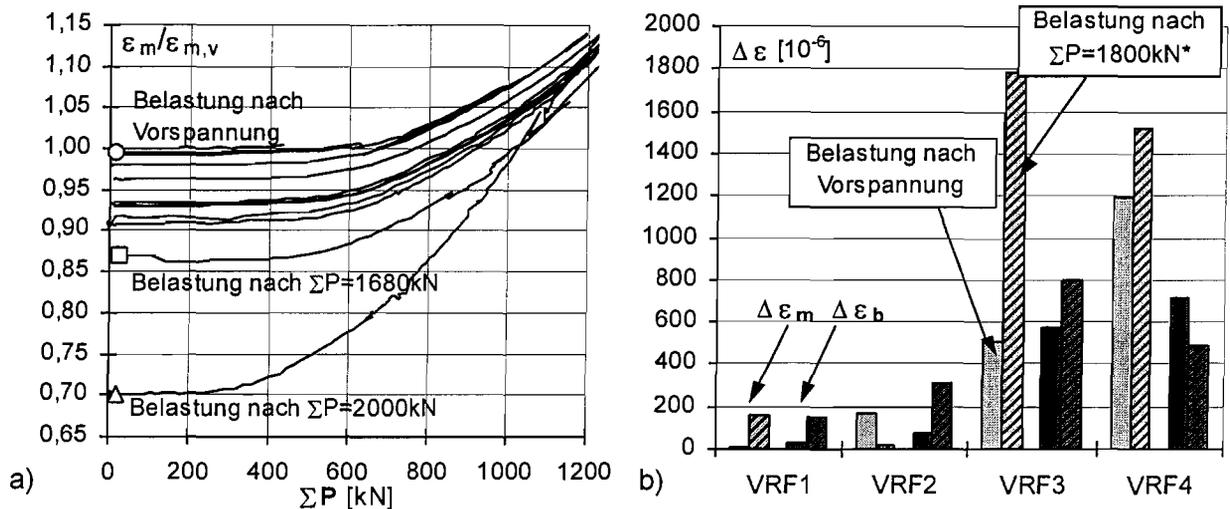


Bild 26 Zum Einfluss der Schraubenbeanspruchungsfunktionen auf die ermüdungsrelevanten Dehnungsschwingbreiten

Die Größe dieser Dehnungsschwingbreiten hängt insofern auch von den Vorspannverlusten ab, als diese den Funktionsverlauf der Beziehung „Schraubendehnung-Prüflast“ in ungünstiger Weise steiler machen. Solche Vorspannverluste können sich infolge örtlicher Plastizierungen im Gewindebereich bereits weit unterhalb der Schraubentraglast einstellen. Auch Setzungserscheinungen am verspannten Bauteil oder Kriechverformungen von Oberflächenbeschichtungen (hier nicht untersucht) tragen zum Vorspannverlust der Schrauben bei [11,32,33]. Das bedeutet, dass auch bei perfekter Flanschgeometrie in Abhängigkeit vom zeitlichen Verlauf der Belastung durch eine Zunahme der Beanspruchungsschwingbreiten die Ermüdungslebensdauer herabgesetzt werden kann, exemplarisch illustriert in Bild 27. Gerade im unteren Prüflastbereich, wo sich in der Praxis die meisten Lastspiele abspielen, ergeben sich nach wiederholter Belastung deutliche Unterschiede in der Steigung der Beanspruchungsfunktionen (Bild 27a) und damit bei den Dehnungsschwingbreiten, wie in Bild 27b beispielhaft für eine gedachte Ursprungsschwellbelastung $\Sigma P=0$ bis 600kN zu erkennen ist.

Der Vergleich zwischen der ersten Schwellbelastung und der Schwellbelastung nach einem vorherigen Erreichen von $\Sigma P=1800\text{kN}$ liefert eine Vergrößerung der Schwingbreite der mittleren Dehnungen bei VRF1 um $\Delta\varepsilon_m=154 \cdot 10^{-6}$, bei VRF3 um $\Delta\varepsilon_m=1281 \cdot 10^{-6}$ und bei VRF4 um $\Delta\varepsilon_m=334 \cdot 10^{-6}$. Bei VRF2 verkleinert sich die Schwingbreite um $\Delta\varepsilon_m=155 \cdot 10^{-6}$. Für die Schwingbreiten der Biegedehnungen lässt sich eine Vergrößerung bei VRF1 um $\Delta\varepsilon_b=121 \cdot 10^{-6}$, bei VRF2 um $\Delta\varepsilon_b=231 \cdot 10^{-6}$ und bei VRF3 um $\Delta\varepsilon_b=224 \cdot 10^{-6}$ ablesen. Das bedeutet, dass sich beim rohseitig winkelklaffenden Prüfkörper VRF3 neben der ohnehin ungünstigeren Beanspruchungsfunktion als Sekundäreffekt auch noch eine wesentlich deutlichere Dehnungsschwingbreitenvergrößerung infolge von Vorspannverlusten einstellt als bei VRF1 und VRF2. Das Verhalten von Prüfkörper VRF4 ist in diesem Zusammenhang aufgrund seiner von Anfang an hohen plastischen Dehnungsanteile nicht so ausgeprägt wie bei VRF3.



*) bei VRF1 $\Sigma P=1680$ kN

Bild 27 Zu der Dehnungsschwingbreitenvergrößerung infolge Vorspannverlust:

(a) Ausschnitt aus der Beanspruchungsfunktion von VRF1 (Prüfschraube5)

(b) Vergleich der Dehnungsschwingbreiten infolge $\Sigma P=0$ bis 800kN während der 1. Belastung und während der Widerbelastung nach vorherigem Erreichen von $\Sigma P=1800$ kN für alle Versuche

Um die Vorspannverluste, die sich in der Schwellbelastungsphase der Versuche nach und nach einstellten, quantitativ zu erfassen, sind in Bild 28 die mittleren verbleibenden Dehnungen aller Messschrauben nach den einzelnen Entlastungen über der in der vorangegangenen Laststufe erreichten maximalen mittleren Schraubendehnung aufgetragen, wobei beide Achsen dimensionslos sind. Im einzelnen bedeuten die in den Diagrammen angegebenen Größen:

$\varepsilon_{m,0}$ = gemessene mittlere Dehnung im lastfreien Zustand nach Entlastung,

$\varepsilon_{m,v}$ = aufgebrachte mittlere Vorspanndehnung zu Beginn des Versuchs,

$\varepsilon_{m,max}$ = Maximalwert der mittleren Dehnung während der vorangegangenen Belastungsstufe,

$\varepsilon_{0,2}$ = zur 0,2%-Dehngrenze gehörende Gesamtdehnung des Schraubenmaterials.

Eine Auswertung mittels linearer Regression zeigt, dass nach Erreichen von 80% der zur 0,2%-Dehngrenze gehörende Gesamtdehnung $\varepsilon_{0,2}$ im abgedrehten Schraubenschaft die mittleren Dehnungswerte im lastfreien Zustand auf 90 bis 95% der zu Versuchsbeginn aufgebrachten Vorspanndehnung zurückgingen. Bei einem Verhältnis der Querschnittsflächen des abgedrehten Schaftbereiches und des fiktiven Spannungsquerschnittes einer M20-Schraube von etwa 1,1 befand sich letzterer dabei rechnerisch noch im elastischen Bereich. Das bedeutet, dass (neben der „Setzung“ in den Kontaktflächen) offenbar die hohe Kerbwirkung im Gewindegrund für lokale plastische Dehnungen und den daraus resultierenden Vorspannverlust verantwortlich ist. Nach einer Schraubenbelastung bis auf 100% der 0,2%-Dehngrenze im abgedrehten Schaftbereich, also auf ca.90% in Spannungsquerschnitt, muss demnach mit einer größeren Reduktion der Vorspannung gerechnet werden; in der vorliegenden Untersuchung geht dabei die Vorspannung bis auf 80% zurück.

Das Verhalten der Messschrauben der Versuche VRF1, VRF2 und VRF3 stellt sich in diesem Zusammenhang nahezu gleichartig dar (Bild 28). Versuch VRF4 konnte in diesem Sinne nicht ausgewertet werden, da nach sämtlichen Entlastungsvorgängen in der Schwellbelastungsphase bereits plastische Dehnungen im abgedrehten Schaft der Messschrauben auftraten.

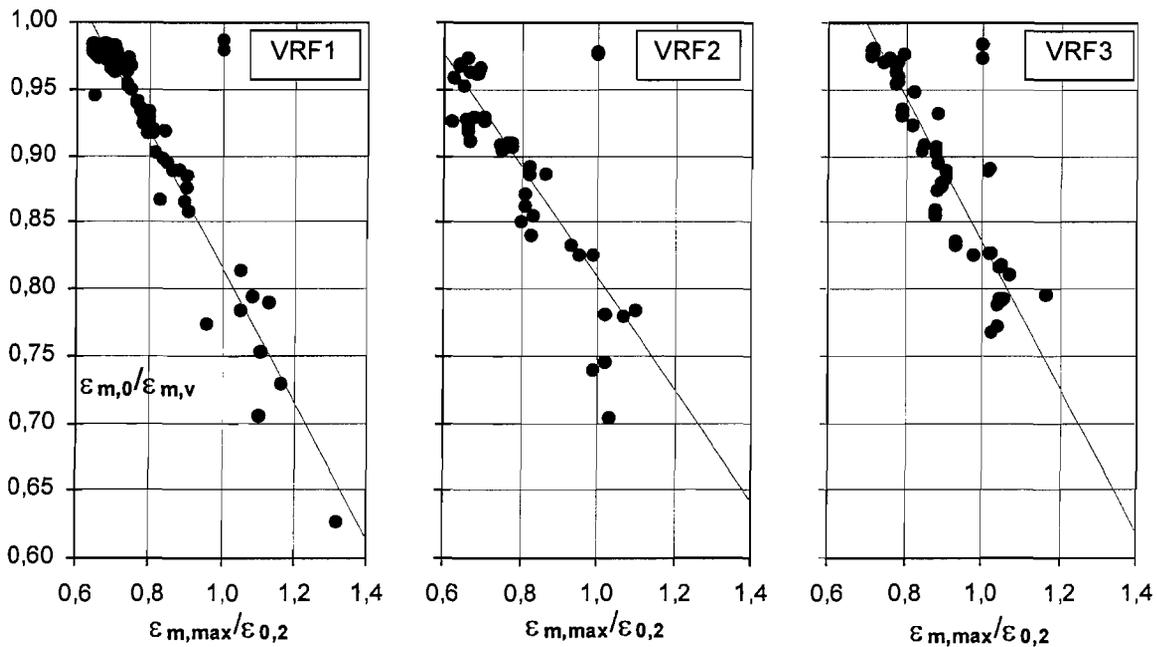


Bild 28 Zum Vorspannverlust der Messschrauben

Die jeweils 10^2 Lastspiele mit kleineren Lastschwingbreiten auf unterschiedlichen Prüflastniveaus führten zu den in Tabelle 9 aufgelisteten Ergebnissen. Die Änderungen der Dehnungsschwingbreite im abgedrehten Schaftbereich während der Lastspiele fielen bei allen Versuchen sehr gering aus. Dieses Ergebnis zeigt, dass nach dem Erreichen eines bestimmten Prüflastniveaus mit anschließender Entlastung beim erneuten Wiederbelasten unterhalb dieser Prüflast fast keine Änderungen der Dehnungsfunktionen mehr auftreten. Setzungserscheinungen an den Schraubenauftragflächen und im Gewindebereich sind also vor der Wiederbelastung weitgehend abgeklungen.

Untersuchungen von PETERSEN [20] und WIEGAND ET AL [32] ergaben, dass sich der größte Änderungsanteil der Beanspruchungsschwingbreite während der ersten ein bis drei Lastspiele aus dem **unbelasteten Zustand** heraus einstellt. Dagegen wurden bei den Versuchen VRF1 bis VRF4 sämtliche Lastspielblöcke nach bereits **vorangegangenen Belastungen** bis oberhalb des Lastspiel-Prüflastniveaus und anschließender Entlastung gefahren (vgl. Bild 15).

Die Ergebnisse von PETERSEN bestätigen die hier gewonnenen Erkenntnisse, da bei seinen weiteren Lastspielen die Schwingbreitenänderungen sehr gering waren. Erst nach 10^4 Lastspielen wurden wieder deutlichere Schwingbreitenerhöhungen gemessen. Solche hohen Lastspielzahlen konnten in den hier durchgeführten großmaßstäblichen Versuchen nicht gefahren werden.



Tabelle 9 Dehnungsschwingbreiten bei den Lastspielblöcken nach Tabelle 5

ΣP [kN]	N	maximale Randdehnungen: $\Delta\varepsilon$ [10^{-6}]				mittlere Dehnungen: $\Delta\varepsilon_m$ [10^{-6}]			
		VRF 1	VRF 2	VRF 3	VRF 4	VRF 1	VRF 2	VRF 3	VRF 4
600-800	10^0	139	155	359	487	74	26	316	371
	10^1	147	161	351	470	81	34	322	366
	10^2	147	152	351	475	81	28	321	368
800-1000	10^0	210	114	466	441	122	57	324	354
	10^1	209	113	482	457	120	55	326	358
	10^2	217	117	481	470	125	61	324	366
1000-1200	10^0	337	116	540	520	208	65	377	397
	10^1	337	112	559	491	212	59	383	386
	10^2	325	111	565	491	199	59	387	386
1200-1400	10^0	415		601	449	288		416	360
	10^1	417		586	474	287		408	376
	10^2	377		591	478	248		412	379
1400-1600	10^0	389	498	644	586	272	389	457	457
	10^1	377	490	615	575	259	382	445	453
	10^2	403	432	615	563	286	337	448	445
1600-1800	10^0		447	525	404		352	410	326
	10^1		471	502	406		372	373	326
	10^2		473	506	433		368	375	346
1800-2000 *1800-2100	10^0		506	804*	490		399	636*	339
	10^1		502	814*	491		395	644*	341
	10^2		500	824*	505		394	657*	351
2000-2100	10^0		257				202		
	10^1		282				222		
	10^2		224				175		

5.4.4 Ergebnisse Prüfschrauben: Torsionsbeanspruchung

Die aus den DMS-Rosetten-Messungen gemäß Gl.(5.6) ermittelten Torsionsdehnungen sind in Anlage 6.17 für die Versuche VRF2 bis VRF4 über den Prüflasten aufgetragen. Wie dort zu erkennen, wurde die Torsionsbeanspruchung der Schrauben im Verlauf der Schwellbelastungsphase unter wiederholter Schraubenbelastung in fünf der sechs gemessenen Schrauben abgebaut. Die nach der letzten dargestellten Entlastung noch verbliebene Torsionsdehnung betrug zwischen 20% und 80% des ursprünglichen Wertes. Bei einer der sechs Schrauben nahm die Torsionsdehnung plastisch auf etwa das zweifache zu.

Die Abnahme der verbleibenden Torsionsdehnungen ist auf den Vorspannverlust der Schrauben zurückzuführen. Das Torsionsmoment steht im Gleichgewicht mit dem Reibungsmoment zwischen Mutter und Scheibe (vgl. 5.3.2) und ist somit proportional zur Vorspannkraft in der Schraube. Wird die Prüfschraube unter Rohrbiegezugbelastung gelängt, reduzieren sich der Drillwinkel und in dessen Abhängigkeit die gemessene Torsionsdehnung. Bei Entlastung steigen die gemessenen Torsionsdehnungen wieder an. In Anlage 6.17 ist dieses Verhalten bei den Messschrauben 5 und 6 der Prüfkörper VRF2 und VRF3 und bei Messschraube 5 bei VRF4 zu beobachten. Bei VRF1 konnten aufgrund messtechnischer Probleme die Torsionsdehnungen während der Schwellbelastungsphase nicht verfolgt werden.

5.4.5 Ergebnisse Prüfrohre: Membran- und Biegebeanspruchung

Zur Plausibilitätsüberprüfung der gemessenen Dehnungen wird zunächst in Bild 29 die berechnete elastische Nenndehnung infolge Rohrbiegemoment in Schalenmittelfläche mit den gemessenen Membrandehnungen auf der Biegedruckseite für Versuch VRF1 verglichen. Das Rohrbiegemoment folgt aus dem Systemgleichgewicht (vgl. Bild 8); für das Widerstandsmoment wurden die Ist-Abmessungen eingesetzt; als E-Modul wurde der mittlere Anfangs-E-Modul $E=210200\text{N/mm}^2$ nach Anlage 2.2 verwendet. Wie man in Bild 29 erkennt, liegen die beiden unmittelbar neben dem Flanschstoß gemessenen ε_m -Werte etwa 7% zu tief. Das liegt an der behinderten Querdehnung. Da dieser Einfluss messtechnisch nicht verfolgt wurde, war nachträglich eine weitere Messstelle in Rohrmitte im Biegedruckbereich angebracht worden. Die Abweichung der damit gemessenen Membrandehnung gegenüber der rechnerischen Nenndehnung liegt bei nur 2%. Die gemessenen Dehnungen können damit als grundsätzlich zuverlässig betrachtet werden.

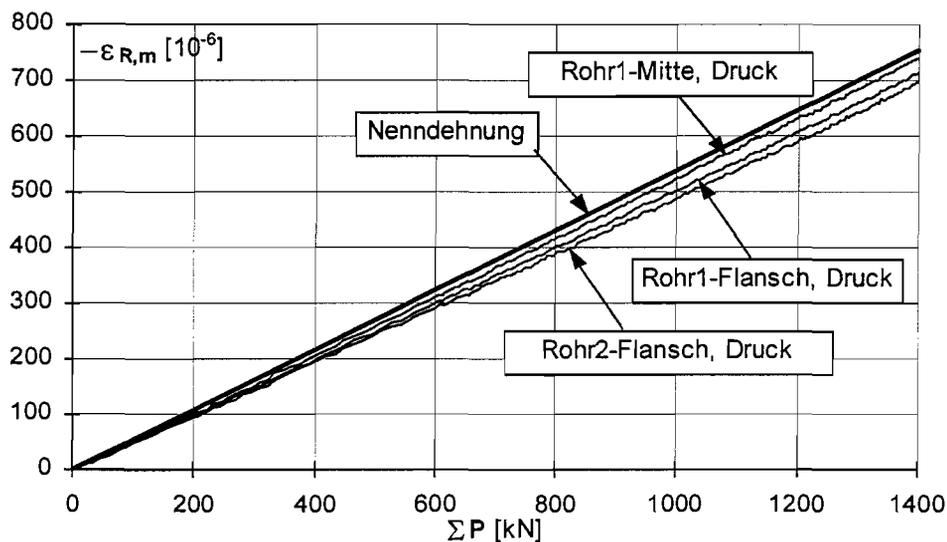


Bild 29 VRF1: Gemessene Membrandehnungen in Meridianrichtung im Rohrbiegedruckbereich im Vergleich zur rechnerischen Nenndehnung

Bild 30 zeigt für denselben Versuch den Verlauf der gemessenen Oberflächendehnungen neben dem Flansch über der Prüflast. Infolge des exzentrischen Schweißanschlusses der Rohrschale an den Aufschweißflansch entsteht ein lokales Schalenbiegemoment, und zwar sowohl im Rohrbiegezug- als auch im Rohrbiegedruckbereich (Bild 30). Setzt dann bei wachsender Belastung im Rohrbiegezugbereich das Flanschaufziehen ein, so wachsen die Biegedehnungen dort zunehmend nichtlinear, während sie auf der Rohrbiegedruckseite weiterhin linear anwachsen.

In den Anlagen 6.18 und 6.19 sind die Rohrmembrandehnungen und -biegedehnungen, jeweils als zusätzliche Dehnungen nach der Vorspannung, unter Prüfbelastung im Sinne von Bild 19 dargestellt. Sie wurden bei Laststufen zwischen $\Sigma P=400\text{kN}$ und 2000kN bei einer Schrittweite von 400kN ausgelesen. Es handelt sich um die Mittelwerte der jeweils nominell identischen Messstellen beidseitig des Flanschstoßes.

Bei den Prüfkörpern VRF1, VRF2 und VRF3 stellt sich näherungsweise der zur elementaren Rohrbiegung gehörende, umfangsbezogenen cosinusförmige Membrandehnungsverlauf ein. Mit zunehmender Biegebelastung und dem sukzessiven Aufklaffen des Verbindungsflansches auf

der Rohrbiegezugseite ergibt sich dort ein Steifigkeitsverlust. Dieser wirkt sich auf das globale Rohrtragverhalten aus. Man erkennt das daran, dass unterhalb der Laststufe $\Sigma P=1600\text{kN}$ die

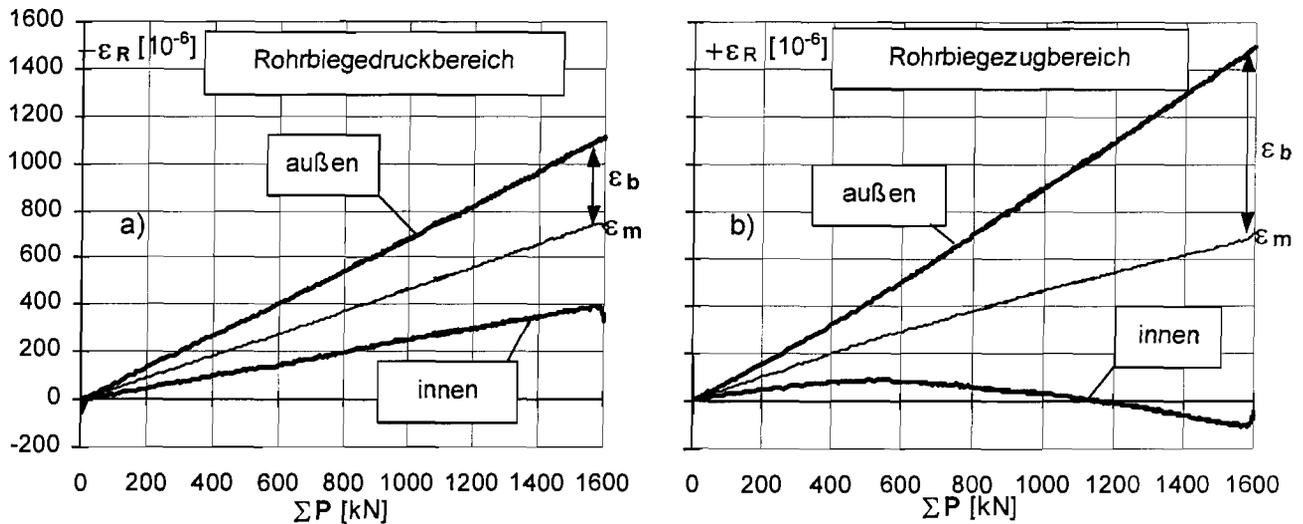


Bild 30 VRF1: Gemessene Oberflächendehnungen am Rohr neben dem Flanschanschluß:
(a) Rohrbiegedruckbereich, (b) Rohrbiegezugbereich

Membrandehnungswerte $\epsilon_{R,m}$ auf der Biegezug- und Biegedruckseite des Rohres betragsmäßig etwa gleich groß sind und der Nulldurchgang der Membrandehnungen bei $\varphi_R=90^\circ$ liegt, während ab dieser Laststufe sich der Biegezugbereich im Rohr symmetrisch auf $\varphi_R=100^\circ$ bis 105° erweitert und die Dehnungen im Biegedruckbereich des Rohres betragsmäßig größer sind als auf der Biegezugseite (vgl. Anlage 6.19). Auf diese Verschiebung der Rohrbiegungsnulllinie wird u.a. auch in [3,5,17] hingewiesen.

Die lokalen Biegedehnungen $\epsilon_{R,b}$ im Rohrbiegezug- und Druckbereich von VRF1 sind zunächst betragsmäßig gleich. Bei höheren Laststufen werden sie aber infolge des Flanschauftziehens auf der Biegezugseite größer, was bereits in Bild 30 festgestellt wurde. Bei VRF2 erkennt man dagegen in Anlage 6.18 eine deutlich geringere lokale Biegebeanspruchung auf der Rohrbiegezugseite als bei VRF1, bei VRF3 dagegen eine von der Tendenz her größere. Dieser gegensinnige Effekt dürfte mit den gegensinnigen Schalenvorverformungen nach dem Vorspannen der winkelflaffenden Flanschstöße zusammenhängen.

Prüfkörper **VRF4** (Anlage 6.19) besaß direkt nach der Vorspannphase aufgrund der verbliebenen rohrseitigen Klaffung eine relativ geringe Steifigkeit im mittleren Imperfektionsbereich auf der Rohrbiegezugseite. Dennoch ist die Verschiebung der Rohrbiegungsnulllinie nach oben nicht deutlicher ausgeprägt als bei den anderen Prüfkörpern. Diese zunächst überraschende Feststellung findet ihre Erklärung darin, dass sich in den Randbereichen der Imperfektion bei $\varphi_R=-45^\circ$ und $+45^\circ$ relativ hohe Zugmembrankraftspitzen einstellen, mit denen ein Großteil der Biegezugbeanspruchung der Rohre übertragen wird. In Imperfektionsmitte bei $\varphi_R=0^\circ$ wird dagegen fast gar kein Membranzug übertragen, so dass der Rohrbiegezugbereich insgesamt dieselbe Beanspruchung trägt wie bei den anderen Prüfkörpern, nur eben sehr ungleichmäßig verteilt (Anlage 6.19, links). Die Membranspannungsverteilung ist derjenigen aus Vorspannung sehr ähnlich, aber mit umgekehrten Vorzeichen (vgl. 5.3.3). Auf die daraus resultierenden sehr großen Spannungsschwingbreiten in der Rohrschale und vor allem in den Schweißnähten sei hier nur hingewiesen.

Ein qualitativ ähnliches Verhalten zeigen die Biegedehnungen von VRF4 (vgl. Anlage 6.19, rechts). Da der Großteil der Rohrbiegebeanspruchung in den Imperfektionsrandbereichen übertragen wird, ist hier auch die lokale Schalenbiegebeanspruchung des Rohres entsprechend größer.

5.4.6 Flanschklaffungen

Die gemessenen Flanschklaffungen der Prüfkörper unter Rohrbiegebeanspruchung in der Schwellbelastungsphase werden in Zusammenhang mit den numerischen Untersuchungen in Unterkap. 6.2 dargestellt.

5.5 Ergebnisse der Traglastversuche

In Bild 31 sind die Ergebnisse der Traglastversuche aller vier Prüfkörper in Form von Pressen-kraft-Durchbiegung-Funktionen dargestellt. Die Verformung wurde in der Mitte des Biegeträgersystems vertikal zwischen Prüfkörper und den Längsträgern des Universalprüfgerüsts gemessen. Sie wurde für die Auftragung in Bild 31 um den Anteil des Prüfgerüsts bereinigt, der mit Hilfe von Messuhren zwischen Prüfkörper und Spannbodenoberkante abgeschätzt wurde.

Die Anlagen 7.1 bis 7.3 enthalten Fotos der Prüfkörper und Prüfschrauben nach den Traglastversuchen. Das Verhalten der Prüfkörper im Traglastversuch war folgendermaßen: Nachdem die plastischen Dehnungen in den abgedrehten Schraubbereichen der Prüfschrauben im Biegezugbereich des Rohres deutlich zugenommen hatten, wurde schließlich die jeweilige Traglast erreicht. Bis zu diesem Zeitpunkt waren keine lokalen Beulverformungen der Prüfrohre wahrzunehmen. Alle Schrauben im Biegezugbereich versagten bis auf eine Ausnahme (Versuch VRF3, Messschraube 5) durch Gewindeabstreifen (siehe Anlage 7.3). Infolge dieses Versagens der höchstbeanspruchten Schrauben im unteren Bereich lagerte sich die Biegezugkraft aus Rohrbiegemoment in die seitlichen Bereiche um. Die Beanspruchungsnulldlinie verschob sich dadurch nach oben in den vorherigen Biegemomentendruckbereich hinein.

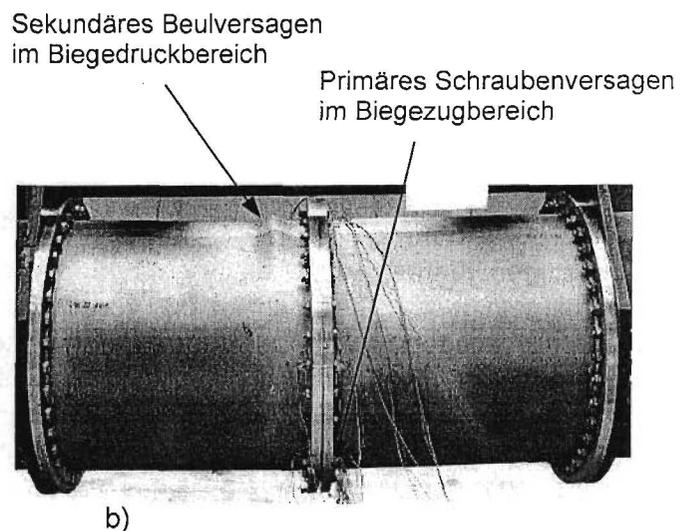
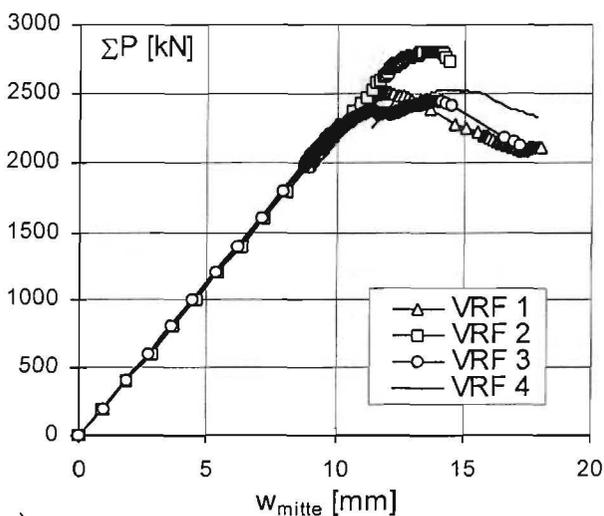


Bild 31 (a) Traglastkurven aller Prüfkörper, (b) Versagenszustand des Prüfkörpers VRF4

Die Konzentration der Druckzone auf einen nunmehr kleineren Umfangsbereich $\varphi_R < 180^\circ$ verursachte sekundäre plastische Beulverformungen des Rohres im oberen Bereich, auf allen vier Fotos in Anlage 7.2 zu erkennen. In diesem Zustand besaß die Flanschverbindung aber nur



noch eine verringerte Resttragfähigkeit, ablesbar an den abfallenden Kurvenästen nach Überschreiten des Lastmaximums in Bild 31a. Durch Nachfahren der Pressen konnten die erforderlichen großen Verformungswege zum vollständigen Gewindeabstreifen der Messschrauben erreicht werden. Als segmentbezogene Versagensform stellte sich beim Versuch VRF1 augenscheinlich ein kombiniertes Versagen „Schraubenbruchkraft-Fließgelenk im Rohrmantel“ ein, vergleichbar mit dem Versagensmodell B nach PETERSEN [18].

Die Traglasten bzw. Tragmomente der Prüfkörper betragen:

VRF1:	$\max \Sigma P = 2510 \text{ kN}$	$M_{R,u} = 1883 \text{ kNm}$
VRF2:	$\max \Sigma P = 2810 \text{ kN}$	$M_{R,u} = 2108 \text{ kNm}$
VRF3:	$\max \Sigma P = 2450 \text{ kN}$	$M_{R,u} = 1838 \text{ kNm}$
VRF4:	$\max \Sigma P = 2530 \text{ kN}$	$M_{R,u} = 1898 \text{ kNm}$

Die Höhe der erreichten Traglasten lässt keinen direkten Rückschluss auf einen eventuellen systematischen Einfluss der jeweiligen Flanschimperfektion zu. Einerseits lagen die Versuchskörper VRF1/3/4 in ihren Traglasten auf einem vergleichbaren Prüflastniveau von etwa $\Sigma P = 2500 \text{ kN}$, obwohl sich unter ihnen sowohl der „perfekte“ Referenzversuch als auch der „imperfekteste“ Versuch befinden; andererseits fällt die deutlich höhere Traglast von VRF2 auf. Möglicherweise erreichten hier die Schrauben aufgrund der günstigeren Beanspruchungsfunktion ihre Grenzlasten erst bei vergleichsweise höheren Rohrbiegemomenten. Aufgrund der geringen Probenanzahl ist diese Aussage jedoch mit Vorbehalt zu sehen.

6 Vergleichsberechnungen zu den Rohrbiegeversuchen

Die numerische Simulation der Versuche erfolgte mit dem FE-Programmsystem ANSYS® Revision 5.5.3. Die Berechnungen wurden auf einem PC mit Intel-Prozessor (Taktfrequenz 700MHz) durchgeführt. In Abhängigkeit von der Modellgröße und vom Elementdiskretisierungsgrad ergab sich ein Zeitaufwand von etwa 30 bis 120 Stunden pro Einzelrechenlauf.

6.1 Aufbau des FE-Modells

6.1.1 Elementtypen

Die strukturmechanische FE-Simulation erforderte Elementtypen, die die realen Bauteil- und Materialeigenschaften möglichst genau abbilden. Nichtlineare Werkstoffeigenschaften mussten ebenso berücksichtigt werden wie die innerhalb der Flanschverbindung zentrale Kontaktproblematik. Hierzu wurden 4-knotige Schalenelemente und 8-knotige Volumenelemente zur Darstellung der jeweiligen Prüfkörperkomponenten eingesetzt. Das Kontaktphänomen wurde mit flächenartig ausgerichteten Kontaktelementen erfasst.

Das Rohrmodell wurde mit isoparametrischen 4-knotigen Schalenelementen SHELL181 aufgebaut. Schrauben und Flansche wurden mit Volumenelementen SOLID185 modelliert. Dieser Elementtyp ist aufgrund seiner Ansatzfunktionen in der Lage, sogenannte „locking“-Effekte (numerisch bedingte Versteifungseffekte der Struktur infolge geringer Elementanzahl) weitgehend auszuschließen [2]. Alternativ könnte die Verwendung von 20-knotigen Volumenelementen bei vergleichbarem Elementvernetzungsgrad zu noch genaueren Ergebnissen führen. Der damit verbundene wesentlich höhere Berechnungsaufwand sowie die guten Ergebnisse bei Einsatz des SOLID185-Elements rechtfertigen jedoch den hier gewählten Modellaufbau.

Die zentrale Aufgabenstellung beim Aufbau des FE-Modells war die numerische Umsetzung der Kontaktproblematik der geschraubten Flanschverbindung. Sowohl beim sukzessiven Aufklaffen unter äußerer Zugbelastung als auch beim Vorspannen geometrisch imperfekter Flansche ist es entscheidend, dass die flächenhaft angeordneten Kontaktelemente die Zustände „voller Kontakt“, „teilweiser Kontakt“ und „kein Kontakt“ realitätsnah umsetzen. Kontaktelemente wurden eingebaut zwischen den beiden Flanschstoßflächen sowie zwischen Unterlegscheiben und Flanschoberflächen. Die weiteren Kontaktflächen zwischen Schraubenkopf und Scheibe sowie Mutter und Scheibe werden dagegen numerisch als starre Verbindung behandelt, da bei Imperfektionen in Form von Flanschneigungen im Ausgangszustand komplexe Randbedingungen an der Scheibe formuliert werden müssten, um diese ohne Kopplung mit Kopf oder Mutter im Rechenmodell entsprechend berücksichtigen zu können. Der Einfluß dieser lokalen Kontaktzonen ist im Übrigen nach Untersuchungen von WANZEK [30] als sehr gering einzustufen.

Die Modellierung der Kontaktzonen erfolgte mit den Elementtypen CONTAC172 und TARGE169. Sie werden auf den entsprechenden Oberflächen der Volumenelemente definiert und bilden gegenseitig zugeordnete Elementpaare. Begriffsmäßig unterschieden wird hierbei zwischen den Kontaktarten „flexibel-flexibel“ und „flexibel-starr“ (bzgl. der Deformierbarkeit der angrenzenden Körper) sowie „asymmetrischer Kontakt“ und „symmetrischer Kontakt“ (Kontaktpaare einfach oder wechselseitig generiert). Beim hier entwickelten Flanschmodell liegen beidseitig des Kontaktstoßes deformierbare Oberflächen vor, zudem wird im Kontaktbereich jeweils nur ein Kontaktpaar generiert. Es handelt sich demnach um ein asymmetrisches „flexibel-flexibel“-Kontaktmodell. Der Einstellung des Kontaktsteifigkeitsparameters FKN kommt hierbei eine besondere Bedeutung zu. Beim realen Bauteilverhalten ist die Kontaktsteifigkeit theoretisch unend-



lich groß, d.h. bei Kontakt können sich die Bauteiloberflächen nicht gegenseitig durchdringen. Bei den Kontaktelementen muss dagegen aus numerischen Gründen ein endlicher Wert definiert werden, d.h. eine rechnerische bereichsweise Durchdringung der Bauteiloberflächen toleriert werden. Der FKN-Wert kann programmtechnisch zwischen 0.01 und 100 definiert werden, wobei zu große Werte Konvergenzprobleme bei der Berechnung nach sich ziehen können. Im vorliegenden Modell wurde nach einigen Voruntersuchungen der Kontaktparameter mit FKN=10 gewählt.

6.1.2 Feinmodellierung und Elementvernetzung

Der erforderliche Diskretisierungsgrad der Schraubenmodelle und der Kontaktbereiche wurde aufgrund eines Ergebnisvergleiches unterschiedlich stark diskretisierter Modelle festgelegt. In Bild 32 sind die entsprechenden Modellvarianten der Schrauben (Ausschnitt) und des Kontaktbereiches in der Flanschkontaktfläche dargestellt. Die Schrauben bestehen aus 8, 12 oder 16 Elementen/Umfang, die Kontaktbereiche werden unterschiedlich hoch aufgelöst. Die Kontaktflächen in der Schraubenlochumgebung wiederholen sich im Gesamtmodell am Schraubenkopf und an der Schraubenmutter. Die hier verwendeten Werkstoffeigenschaften werden in 6.1.3 beschrieben.

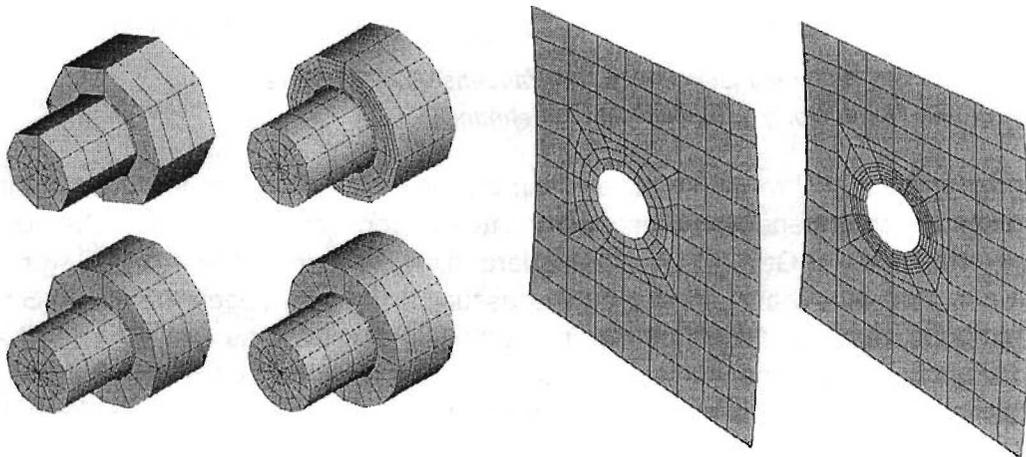


Bild 32 Untersuchte Diskretisierungsgrade der Schraube und der Kontaktbereiche

Die in Bild 33 vergleichend aufgetragenen Ergebnisse verschiedener Modellierungsvarianten für ein Einschraubensegment zeigen, dass der Vernetzungsgrad mit relativ niedrig diskretisierter Kontaktfläche und 12 Elementen/Schraubenumfang als Basismodell für den Ringflansch verwendet werden kann, da es die Schraubendehnungen ausreichend genau liefert. Die minimalen und maximalen Schraubenranddehnungen dieses Modells zeigen im Vergleich zu den Modellen mit höherer Elementauflösung nur sehr geringe Unterschiede. Das Schraubenmodell mit nur 8 Elementen/Umfang weicht dagegen im Bereich plastischer Dehnungsanteile deutlich von den feiner generierten Modellen ab. Der Diskretisierungsgrad der Kontaktzonen besitzt mit den hier verwendeten Kontaktelementen eine untergeordnete Bedeutung .

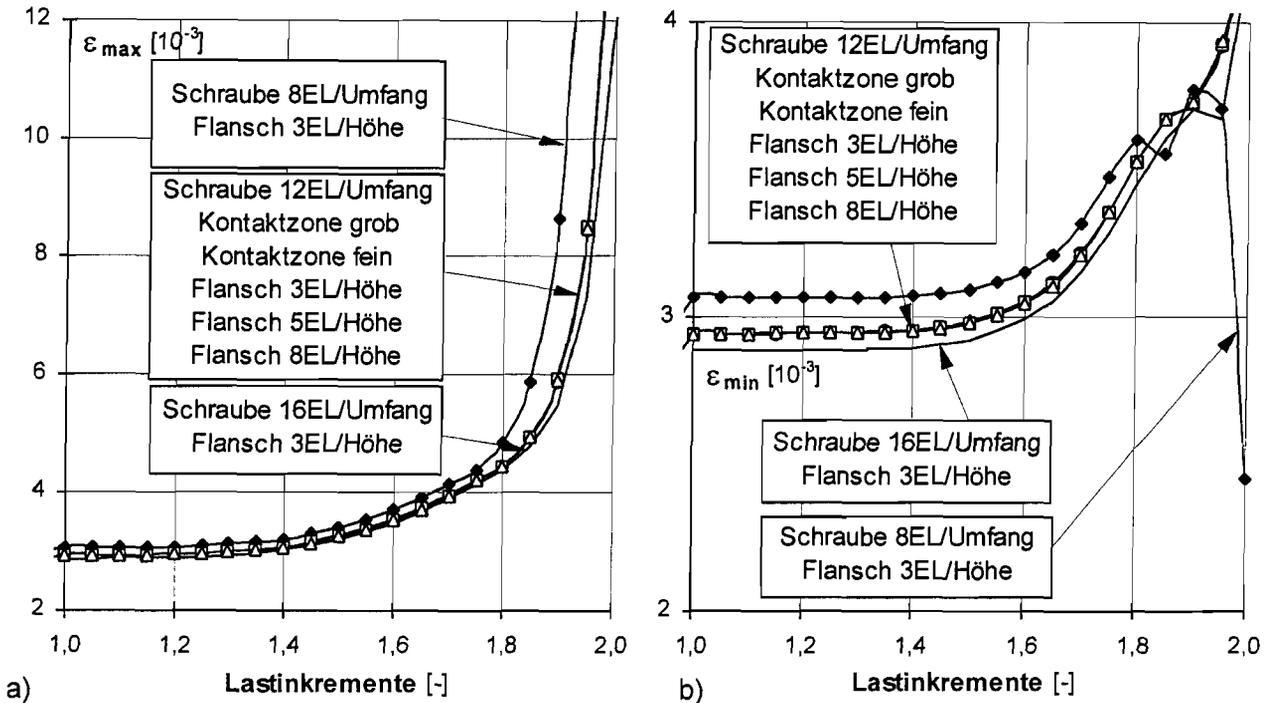


Bild 33 Ergebnisvergleich für verschiedene Einschraubensegmentmodelle:
(a) größte Randdehnung, (b) kleinste Randdehnung

Der Gewindebereich der Schrauben wird lediglich als glatter Zylinder mit der Querschnittsfläche des rechnerischen Schraubenspannungsquerschnittes abgebildet. Die örtlichen Dehnungs- und Spannungsverhältnisse im Gewinde, insbesondere die Spannungsspitzen im Gewindegrund, sind damit nur grob beurteilbar. Eine genaue Erfassung der Gewindegeometrie der Schrauben im Gesamtmodell würde die Rechnerkapazität weit übersteigen. Das Mikro-Tragverhalten im Gewinde ist auch nicht Gegenstand des vorliegenden Forschungsprojektes. Aufgrund der Ergebnisvergleiche zwischen Experiment und numerischem Modell (siehe 6.2) ist sichergestellt, dass sich zutreffende Aussagen über das reale Schraubenverhalten in der Flanschverbindung ableiten lassen. Untersuchungen von SCHAUMANN ET AL [23] haben ebenfalls gezeigt, dass zur Beurteilung des Schraubenverhaltens in Flanschverbindungen niedrigere Diskretisierungsgrade, als sie für die genaue Abbildung der Gewindegeometrie erforderlich wären, hinreichend sind.

Der geschweißte Anschluss der Flanche an die Rohrschalen wird über die Freiheitsgradkoppelung der jeweils zugehörigen Knoten simuliert. Diese Vorgehensweise erspart eine zusätzliche Mikro-Generierung der umlaufenden Schweißnähte mit Volumenelementen und ist ebenfalls als der Zielsetzung genügend angemessen einzustufen. Die Verbindung zwischen Schraubengewindeteil und Schraubenmutter wird im FE-Modell ebenfalls über Knotenfreiheitsgradkopplungen hergestellt.

6.1.3 Werkstoffeigenschaften

Die den Elementen zugeordneten nichtlinearen Werkstoffeigenschaften werden für die Validierungs-Vergleichsberechnungen über 3 bzw. 4 Wertepaare aus den gemittelten Spannung-Dehnung-Funktionen der durchgeführten Zugversuche idealisiert, dargestellt in Bild 34. Dadurch ist der Bezug zu den Prüfkörpern relativ genau sichergestellt. Es werden isotrope Materialeigenschaften vorausgesetzt. Die E-Moduli im elastischen Bereich entsprechen den mittleren Kennwerten aus der begleitenden Materialprüfung (vgl. Anlagen 2.2 und 3.1).

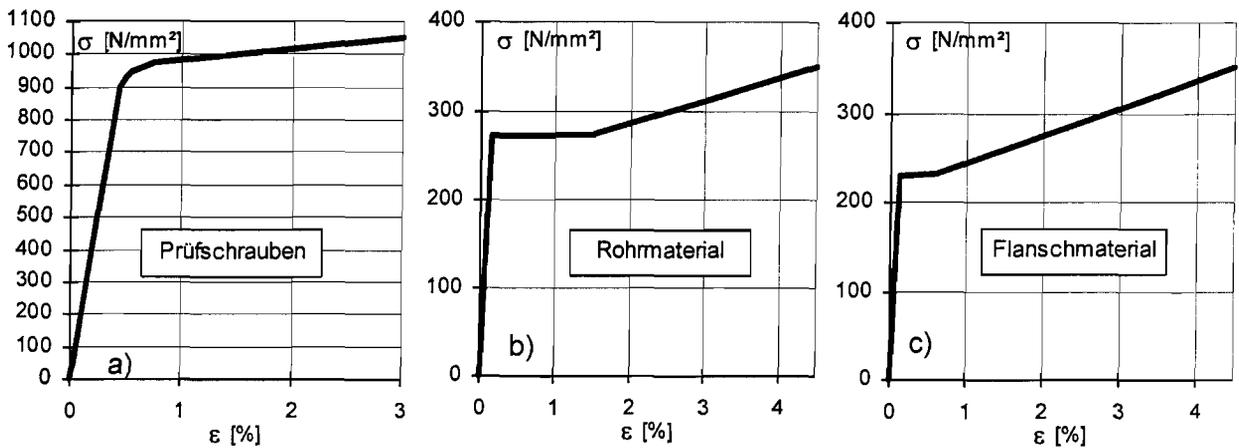


Bild 34 Isotrope, nichtlineare Werkstoffeigenschaften des FE-Modells für die Vergleichsberechnungen: (a) Prüfschrauben, (b) Prüfröhre, (c) Prüfflasche

6.1.4 Symmetriebedingungen

Die Symmetrie in der Lasteinleitungsebene wird insofern berücksichtigt, als von den Rohren und Ringflanschen Halbkreissegmente (Umfangswinkel $\varphi_R=180^\circ$) erfasst werden. Die Symmetriemidiane liegen dabei aus Modellierungsgründen nicht am Schraubenloch, sondern um eine halbe Segmentbreite versetzt dazu. Die Flanschfugenebene kann nicht zu Symmetrieoperationen in Längsrichtung herangezogen werden, da die im weiteren Berechnungsablauf aufzubringenden Flanschimperfektionen nicht zwangsläufig symmetrisch zur Flanschfuge sein werden. Zudem liegt auch bei den Schrauben mit Gewindebereich und Mutter keine Symmetrie zur Kontaktfuge vor. Die Randbedingungen bei $\varphi_R=0^\circ$ und 180° werden entsprechend den üblichen Symmetrievorschriften angesetzt.

Bei einer Pilotberechnung war der gesamte Versuchskörperaufbau inklusive der Aufnahmestücke nachgebildet worden (siehe Bild 35a). Die Auflager waren dabei an den Rohrenden an den Knotenpunkten bei $\varphi_R=0^\circ$ durch entsprechende Lagerbedingungen und die Belastung über zwei Einzelkräfte gleich dem realen Versuch simuliert worden. Die Auflagerscheibe an den Rohrenden und die Verbindungsflansche werden näherungsweise als starre Scheiben modelliert. Auf dieser Basis war das Berechnungsmodell dann weiter auf die Prüfkörper ohne Aufnahmestücke reduziert worden (siehe Bild 35b). Das von den Aufnahmestücken eingeleitete konstante Biegemoment M_R wird in diesem FE-Modell, das allen Vergleichsberechnungen in diesem Kapitel zugrunde liegt, als cosinusförmig über den halben Umfang verteilte Randbelastung in Axialrichtung beschrieben.

In Bild 36 sind Berechnungsergebnisse der beiden Modelle in Form der (elastischen und plastischen) Schraubendehnungen dargestellt. Man erkennt, dass die berechneten Schraubendehnungen des Modells mit komplettem Versuchsaufbau unter Einzellasten und des Modells ohne Aufnahmestücke unter cosinusförmiger Randbelastung dabei weitgehend identisch sind. Die Berücksichtigung der Aufnahmestücke ist also nicht erforderlich.

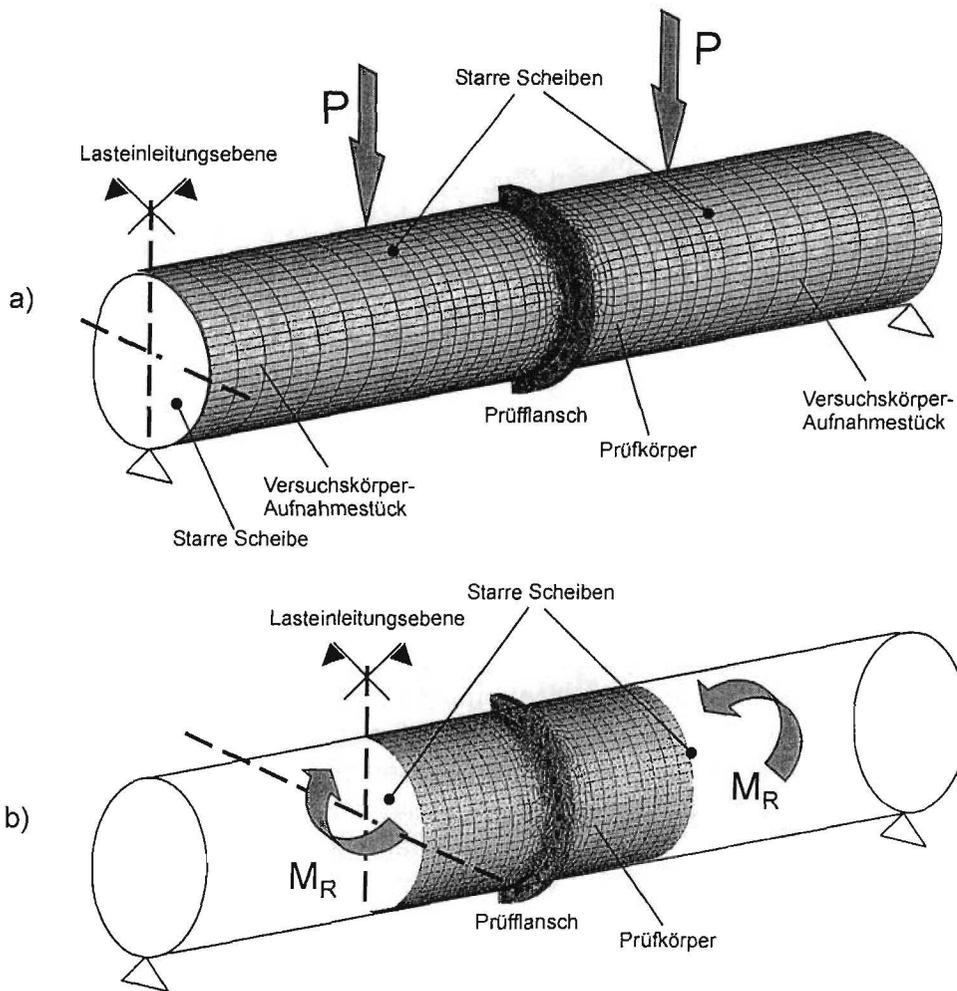


Bild 35 Entwicklungsstufen des gesamten FE-Modells:
(a) Modell mit Aufnahmestücken unter Einzellasten,
(b) Modell ohne Aufnahmestücke unter Rohrbiegemoment

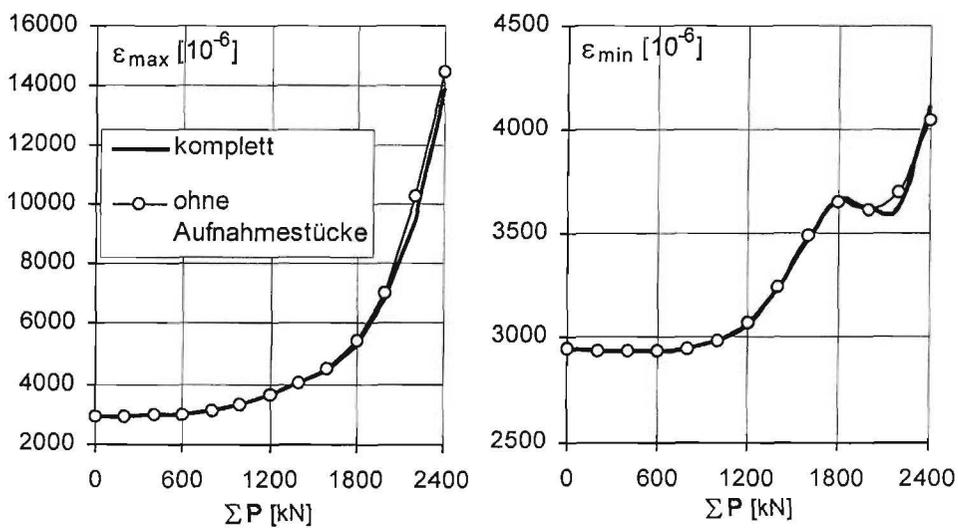


Bild 36 Vergleich der beiden FE-Halbrohrmodelle in Bild 35: Schraubenranddehnungen

6.1.5 Modellierung der geometrischen Flanschimperfektionen

Auf eine direkte Übernahme der Imperfektionsmesswerte aus der Flanschvermessung wurde aus zwei Gründen verzichtet. Zum einen sind die Imperfektionsformen nicht symmetrisch im Sinne des Modells nach Bild 35, erkennbar in den Anlagen 4.9 bis 4.12. Zum anderen würden sich aus den geringfügigen Unregelmäßigkeiten der Wegaufnahmeerwerte in der Kontaktmodellierung numerische Probleme ergeben, die durch eine Annäherung der realen Imperfektionen mittels rotationssymmetrischer oder umfangsbezogen sinus-/cosinusförmiger Formen vermieden werden können. In den vorliegenden Untersuchungen wurde für die Winkelimperfektionsformen bei VRF2 und VRF3 als Basis eine rotationssymmetrische Klaffungsgeometrie mit $k_F=7,0\text{mm}$ bzw. $k_R=4,3\text{mm}$ modelliert. Für VRF3 musste, wie in Anlage 4.11 erkennbar, noch eine cosinusförmige zusätzliche Imperfektionsform über einen Bereich von 90° mit einem Wert von ca. $0,3\text{mm}$ überlagert werden. Als numerisch zu modellierende Imperfektionsform von VRF4 ergab sich entsprechend Anlage 4.12 eine cosinusförmige Parallelklaffung über einen Umfangsbereich von 90° , überlagert mit einer flanschseitigen rotationssymmetrischen Winkelklaffung mit $k_F=1,8\text{mm}$.

6.1.6 Aufbringen der Vorspannung

Das numerische Vorspannen von Schrauben in geometrisch perfekten Verbindungen wurde in bisher veröffentlichten Untersuchungen entweder durch das Aufbringen einer Temperaturdifferenz [25] oder einer Verschiebung [28,13,30] an den entsprechenden Schraubenelementen simuliert, wobei die gewünschte Vorspannkraft iterativ eingestellt wurde. Bei geometrisch imperfekten Flanschverbindungen ist die Anwendung dieser numerischen Vorspanntechniken aufgrund der Vorspannbiegemomente in den Schrauben jedoch weitaus problematischer. Nach einigen Voruntersuchungen zeigte sich, dass eine Vorspannung über das Aufbringen einzelner Knotenkräfte eine deutlich besser anwendbare Vorgehensweise darstellt.

Die Vorspannung wird nicht versuchsgetreu als Anziehmoment, sondern in Form von wechselseitig wirkenden Knotenkräften an Gewindeteil und Schraubenmutter formuliert (Bild 37a). Da Schraubengewinde und Mutter während der Vorspannung in Schraubenaxialrichtung relativ zueinander verschoben werden, ist zunächst nur eine Kopplung in Radialrichtung möglich. Nach dem Vorspannen erfolgt die endgültige Verbindung über die Kopplungsbedingungen in Schraubenaxialrichtung (Bild 37b). Die Vorspannknotenkräfte werden gelöscht, und die Verbindung befindet sich im vorgespannten Zustand. Ab diesem Stadium wird die äußere Rohrbiegebelastung aufgebracht (vgl. 6.1.4).

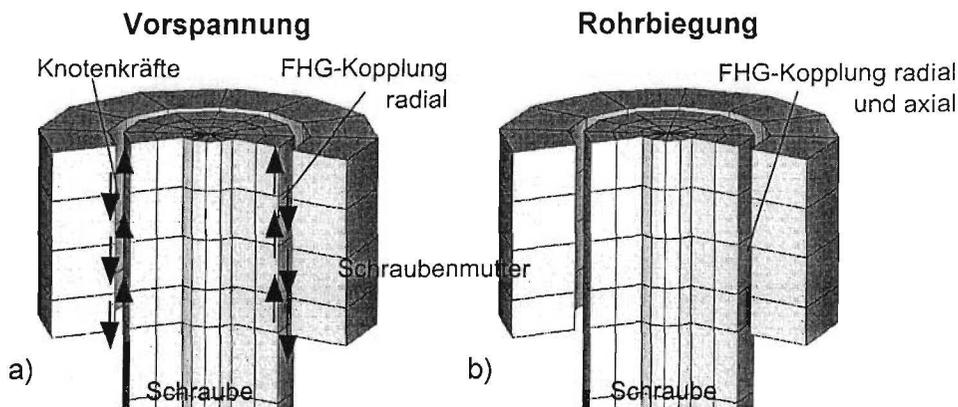


Bild 37 FE-Modellierung des Gewindeeingriffsbereiches:
(a) beim Aufbringen der Vorspannung, (b) bei Rohrbiegebelastung



6.2 Validierung des FE-Modells anhand der experimentellen Ergebnisse

Zur Validierung des symmetrischen Halbrohrmodells werden berechnete Schraubenranddehnungen und Flanschklaffungen mit den experimentell ermittelten Werten verglichen. Die Ergebnisvergleiche für die Schraubenranddehnungen sind in den Anlagen 8.1 bis 8.24 dargestellt. Dort werden die zusätzlichen Dehnungen aller Messschrauben unter Prüflast, d.h. ohne die Vorspanndehnungen, an allen drei Messpunkten direkt miteinander verglichen. Auf dieser Basis kann die Realitätsnähe des numerischen Modells am genauesten beurteilt werden. Zunächst erfolgt aber ein Vergleich des gemessenen und berechneten Klaffungsverhaltens während des Vorspannens.

6.2.1 Vorspannphase

Die numerische Simulation des Vorspannprozesses ist von hoher Bedeutung für die Schraubenbeanspruchungsfunktionen im Betriebszustand, insbesondere bei den imperfekten Flanschstößen. Der Vergleich der realen Restklaffungen, die im Versuch unter der jeweiligen Vorspannkraft noch vorhanden waren, mit den simulierten Restklaffungen wird in Bild 38 dargestellt. Dabei ist ersichtlich, dass die rotationssymmetrischen Winkelklaffungen bei VRF2 und VRF3 in der Berechnung früher kompensiert werden als im Experiment (Bild 38a). Bei nur ca.20% der vollen Vorspannung sagt die Berechnung bereits eine Verringerung der Klaffungsmaße um ca.4mm voraus, was mit der Beobachtung im Versuch nicht übereinstimmt. Bei voller Vorspannung ist gemäß Berechnung eindeutig vollständiger Flächenkontakt vorhanden, während im Versuch eine Restklaffung von $k_F=0,25\text{mm}$ bei VRF2 bzw. $k_R=0,1\text{mm}$ bei VRF3 verblieb (vgl. auch 5.3.4).

Die Ursache(n) für diese Diskrepanz im Verformungsverhalten beim Vorspannen konnte(n) nicht schlüssig identifiziert werden. Sie könnte mit der Tatsache zusammenhängen, dass im Versuch iterativ vorgespannt werden musste und dass deshalb auf den Teilvorspannstufen trotz relativ gleichmäßigen Klaffungsverlaufes (vgl. Anlage 5.4) die Schraubenkräfte noch sehr ungleichmäßig verteilt waren (vgl. Anlage 5.1), während in der numerischen Simulation natürlich alle 32 Schrauben synchron vorgespannt werden. Ferner begünstigt das numerische Verhalten der Kontaktelemente eventuell ein früheres Zusammenziehen der Flansche.

Die Restklaffungen bei VRF4 können wesentlich genauer berechnet werden (Bild 38c). Insbesondere die rohrseitige Klaffung zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem experimentellen Ergebnis.

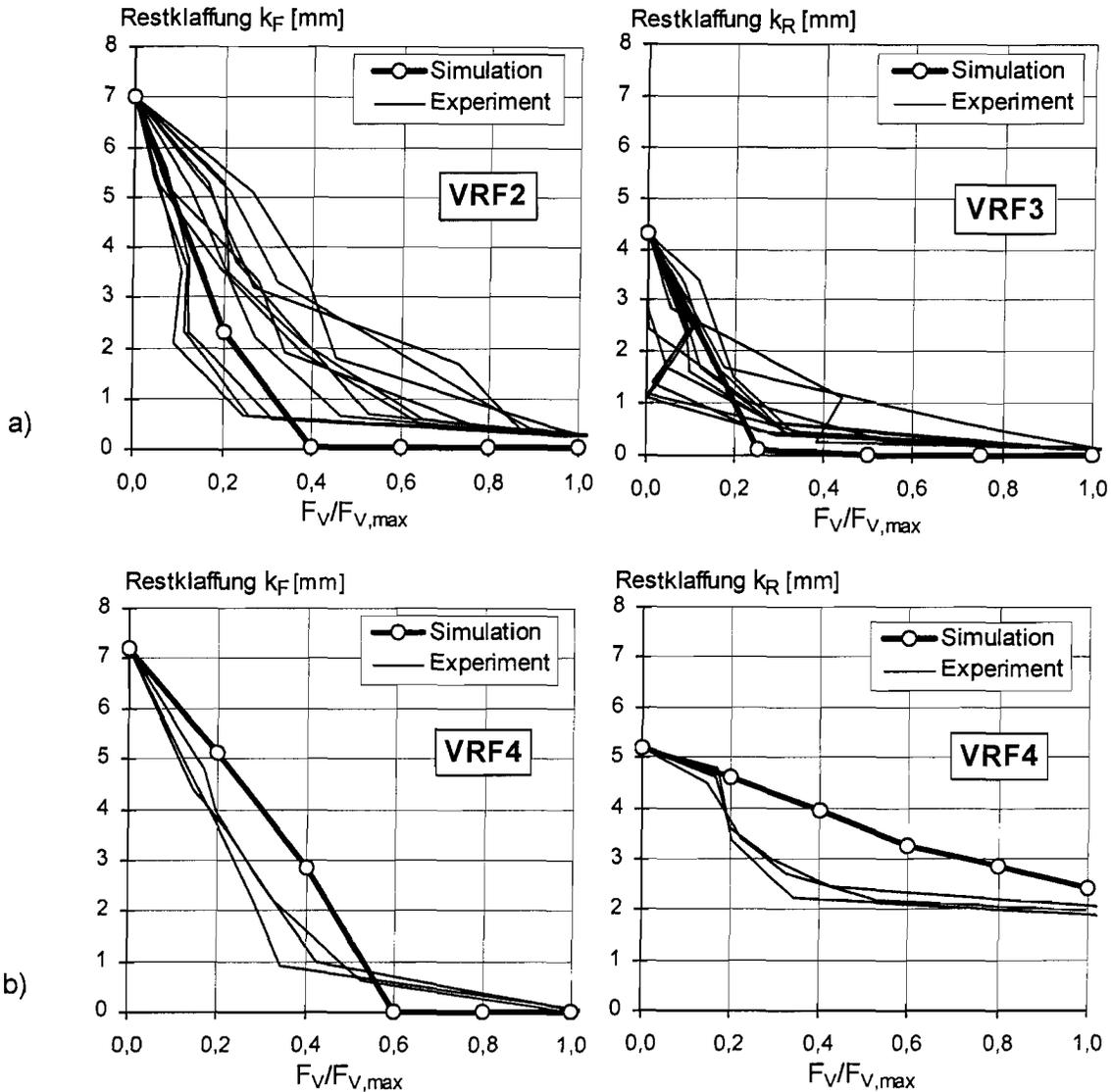


Bild 38 Experimentelle und numerisch simulierte Restklaffungen der imperfekten Flanschstöße während der Vorspannung: (a) Winkelklaffung, (b) Parallelklaffung

6.2.2 Schwellbelastungsphase

Prüfkörper VRF1

(Siehe Anlagen 8.1 bis 8.6.) Die numerisch ermittelten **Schraubendehnungen** im Schaftbereich stimmen bei allen Messschrauben sehr gut mit den im Experiment gemessenen Werten überein, sowohl im elastischen wie im plastischen Dehnungsbereich. Wenn die Dehnungen vom FE-Modell zutreffend berechnet werden, sind auch die daraus als Spannungsresultanten zu berechnenden Schraubenkräfte und Schraubenbiegemomente vertrauenswürdig (siehe 6.3.1). Das 180°-FE-Modell ist damit für den perfekten Flanschstoß validiert.

Prüfkörper VRF2

(Siehe Anlagen 8.7 bis 8.12.) Hier zeigt sich ein systematischer Unterschied zwischen den simulierten und den gemessenen **Dehnungen**: Während für die auf der rohrzugewandten Schaftseite liegende Dehnung ($\varphi_S=0^\circ$) die Verläufe über der Belastung sehr gut übereinstimmen, werden die beiden rohrabgewandten Dehnungen ($\varphi_S=120^\circ$ und 240°) von der Simulation in ihrem anfänglich abfallenden Verlauf nicht richtig wiedergegeben. Dieser anfänglich abfallende Verlauf der beiden



rohrabgewandten Oberflächendehnungen ist der Grund dafür, dass auch die gemittelte Schraubendehnung ε_m bei steigender Belastung zunächst abfiel (vgl. 5.4.1). Als Ursache dafür war in 5.4.1 die stark zum Rohr hin verschobene Druckresultierende aus Vorspannung vermutet worden (Bild 23a). Diese Vermutung wird hier erhärtet, denn der Prüfflanschstoß VRF2 klappte ja bei voller Vorspannung noch geringfügig (vgl. 5.3.4), muss also tatsächlich eine sehr weit innenliegende Druckkontaktfläche bei Beginn des Belastungsversuches gehabt haben, die von der Simulation nicht nachvollzogen werden kann (vgl. 6.2.1). Der Unterschied in den Dehnungsverläufen von VRF2 ist demnach eine logische Folge der Diskrepanz im Vorspannverhalten.

Es ist aber festzuhalten, dass die simulierten Dehnungsfunktionen auf der sicheren Seite liegen und z.B. von SEIDEL [28] ähnlich berechnet wurden. Auch stimmt der qualitative Verlauf insofern überein, als die gemessenen Dehnungsfunktionen ε_{120° und ε_{240° ab ihrem Minimum bei $\Sigma P = \text{ca. } 1200 \text{ kN}$ mit einem konstanten Versatz von $\text{ca. } 500 \cdot 10^{-6}$ affin zu den simulierten Dehnungsfunktionen verlaufen.

Zur weiteren Kontrolle sind in Bild 39a die gemessenen und berechneten **Klaffungsverformungen** am rohrseitigen Flanschrand miteinander verglichen. Auch diese stimmen qualitativ befriedigend überein.

Prüfkörper VRF3

(Siehe Anlagen 8.13 bis 8.18.) Hier muss ebenfalls ein systematischer Unterschied zwischen den simulierten und den gemessenen **Dehnungen** konstatiert werden, aber wegen der entgegengesetzten Winkelklaffung auch folgerichtig mit entgegengesetzter Tendenz, verglichen mit VRF2: Die beiden rohrabgewandten Dehnungen ($\varphi_S = 120^\circ$ und 240°) stimmen hier in Simulation und Messung recht gut überein, während für die rohrzugewandte Dehnung ($\varphi_S = 0^\circ$) die von Belastungsbeginn ansteigenden Verläufe von der Simulation unterschätzt werden. Dieser Unterschied in den Dehnungsfunktionen ist - wie bei VRF2, aber mit umgekehrten Vorzeichen - eine Folge der Diskrepanz im Vorspannverhalten, wo die Simulation ein frühzeitiges Schließen der Winkelklaffung vorhersagt, während in der Realität auch bei voller Vorspannung noch eine geringe Restklaffung vorhanden war (vgl. 6.2.1).

Die in Bild 39b miteinander verglichenen berechneten und gemessenen **Klaffungsverformungen** unter wachsender Rohrbiegebelastung stimmen wieder qualitativ befriedigend überein.

Prüfkörper VRF4

(Siehe Anlagen 8.19 bis 8.24.) Die gemessenen **Schraubendehnungen** dieses Prüfkörpers mit der komplexesten Flanschimperfektion werden zum größten Teil ebenfalls ziemlich zutreffend simuliert. Sowohl im Bereich der größten Ausgangsklaffung bei $\varphi_R = 0^\circ$ (Schrauben 4 bis 6) als auch in den Randbereichen der Teilbereichsklaffung bei $\varphi_R = -45^\circ$ (Schrauben 1 und 2) und $+45^\circ$ (Schraube 8 und 9) entsprechen die simulierten Dehnungen ziemlich genau den Versuchswerten. Dabei werden die rohrseitigen Dehnungen ($\varphi_S = 0^\circ$) in ihrem Funktionsverlauf am besten beschrieben; bei den rohrabgewandten Dehnungen ($\varphi_S = 120^\circ$ und 240°) ergeben sich vereinzelt etwas stärkere Abweichungen.

Unter Berücksichtigung der sehr guten Übereinstimmung zwischen berechneter und gemessener rohrseitiger **Klaffungsverformung** unter Rohrbiegebelastung (siehe Bild 39c) können die numerisch ermittelten Ergebnisse für den Prüfkörper VRF4 auch als befriedigend realitätsnah beurteilt werden. Zur Veranschaulichung sind drei ausgewählte Verformungszustände in Bild 40 grafisch dargestellt. Man erkennt sehr deutlich die bei geringer Vorspannung noch vorhandene große

Parallelklaffung, die bei voller Vorspannung auch im Versuch beobachtete Restklaffung mit flanschseitigem Kantenkontakt und den bei hoher Rohrbiegebelastung aufgezogenen Flanschstoß.

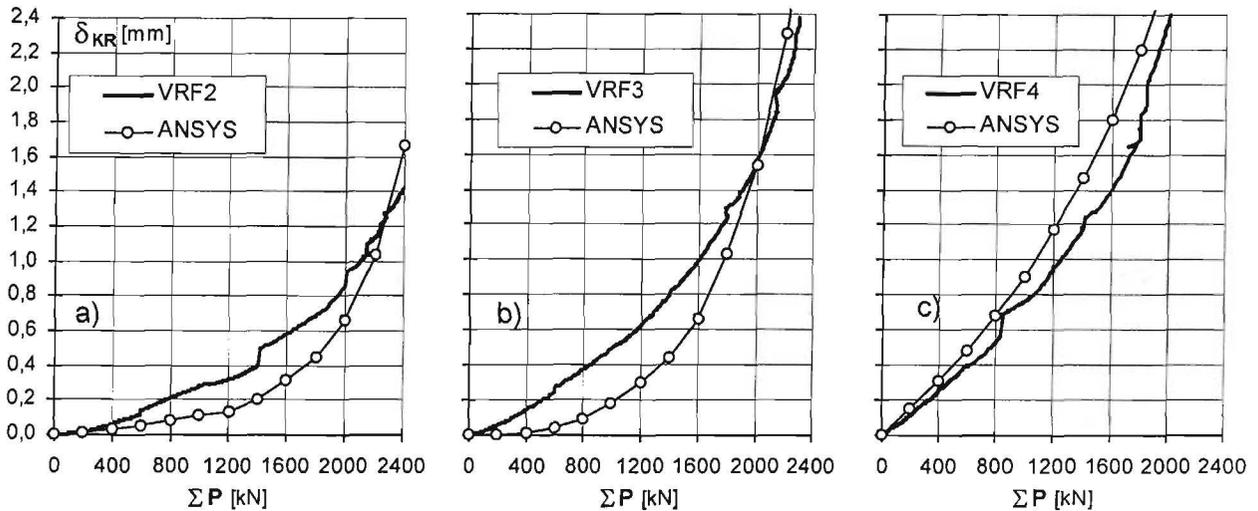
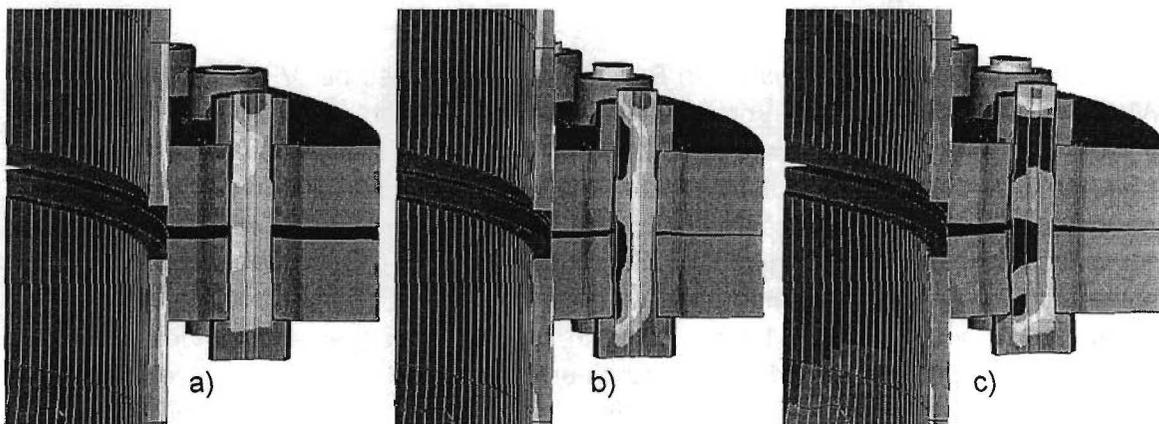


Bild 39 Experimentelle und numerisch simulierte rohrseitige Klaffungsverformungen der imperfekten Flanschstöße unter Biegebelastung am Biegezugrand ($\varphi_R=0^\circ$)



Vorspannung: $M_v=90\text{Nm}$

Vorspannung: $M_v=450\text{Nm}$

Prüflast: $\Sigma P=2000\text{kN}$

Bild 40 Beispielhafte Darstellung numerischer Berechnungsergebnisse (Verformungen) von VRF4

6.3 Weitere FE-Vergleichsberechnungen

6.3.1 Schraubenschnittgrößen unter stetig ansteigender Rohrbiegebelastung

Nach der Validierung des FE-Modells mit Hilfe der direkten Messergebnisse (Dehnungen und Verformungen) bietet es sich nun an, aus den simulierten Schraubendehnungen bzw. -spannungen die Schraubenaxialkräfte und -biegemomente zu berechnen. Da bei dem verwendeten Volumenmodell der Schrauben die berechneten Dehnungen nicht exakt linear durch den Querschnitt verlaufen (dies wäre nur bei „künstlicher“ Vorgabe der Bernoulli-Hypothese der Fall gewesen), müssen sämtliche Knotenkraftkomponenten innerhalb des Querschnitts numerisch zu den entsprechenden Schnittgrößen integriert werden.

Für die maximal belasteten Prüfschrauben auf der Biegezugseite ergeben sich für die vier Prüfkörper die in Bild 41 dargestellten Axialkräfte F_S und Biegemomente M_S . Man erkennt aus dem von Beginn an steilen Verlauf der F_S -Funktion bei gleichzeitigem Vorhandensein von Biegemomenten M_S bei VRF4 nochmals den extrem ungünstigen Einfluss der Parallelklaffungsimperfektion auf die ermüdungsrelevanten Spannungen in den Schrauben im unteren Lastbereich von $\Sigma P=0$ bis ca. 1000kN.

Unter einer Prüflast von 2400kN liefert die FE-Berechnung für die Schrauben aller vier Prüfkörper nahezu die gleichen Axialkräfte. Sie liegen folgerichtig zwischen den zum Vergleich eingezeichneten vollplastischen Normalkräften im Spannungsquerschnitt ($F_{Sp,pl}=2,45 \cdot 97,6=239\text{kN}$) und im abgedrehten Schaftquerschnitt ($F_{Sch,pl}=2,69 \cdot 97,6=262\text{kN}$). Die anfänglich hohe Biegebeanspruchung der Prüfschrauben von VRF4 resultiert aus der nach dem Vorspannen verbleibenden Flanschneigung (vgl. Bild 38b und Bild 40b). Aufgrund der plastischen Verformungen wird dieses Biegemoment aber bei steigender Axialbeanspruchung im Schraubenmodell abgebaut - es „fließt heraus“. Damit haben gemäß FE-Simulation die Schrauben in allen vier Prüfflanschen, unabhängig von der Ausgangsimperfektion, bei Annäherung an die Traglast einen praktisch gleichen Beanspruchungszustand erreicht. Er besteht aus der nahezu vollplastischen Normalkraft und einem kleinen Biegemoment, das bei ca. 5% bis 13% des rechnerischen vollplastischen Biegemomentes des abgedrehten Schaftquerschnittes liegt. Dies numerische Ergebnis wird indirekt durch die Traglastversuche bestätigt, die auch keinen systematischen Einfluss der Ausgangsimperfektion erkennen ließen (vgl. 5.5).

Interessant an den Simulationsergebnissen in Bild 41b ist auch, dass bei VRF2 und VRF3, obwohl die Winkelklaffungen nach dem Vorspannen rechnerisch vollständig kompensiert werden (vgl. Bild 39a) und demnach eine Schraubenkrümmung eigentlich nicht vorhanden sein kann, trotzdem Biegemomente in den Schrauben nach dem Vorspannen vorhanden sind. Dies hat, wie eine genaue Analyse der FE-Ergebnisse zeigt, zwei Ursachen: Zum einen treten aufgrund von Spannungsspitzen lokale Plastizierungen im Schraubenkörper im Gewindequerschnitt und im Übergangsbereich Kopf-Schaft auf, zum anderen beeinflusst die endliche Kontaktsteifigkeit FKN das Tragverhalten. Wie schon unter 6.1.1 beschrieben, muss aus Konvergenzgründen ein endlicher Wert definiert werden (hier $FKN=10,0$). Dadurch entsteht jedoch eine gewisse rechnerische Durchdringung der Kontaktoberflächen. Dieser Effekt ist bei den Flanschpaaren mit Winkelimperfektionen besonders stark, da hier der Schraubenkopf und die Mutter im Ausgangszustand lokal sehr begrenzt die Flanschoberfläche berühren. Infolgedessen erhöht sich während der Vorspannung die Kontaktpressung an diesen Stellen mehr als in den übrigen Bereichen. Die daraus folgende einseitige „Eindrückung“ des Schraubenkopfes und der Mutter in die Flanschoberflächen bewirkt auch bei völliger Kompensation der Klaffung eine geringe Krümmung und damit ein Biegemoment in der Schraube. Interessanterweise waren bei den Versuchen VRF2 und VRF3 nach dem Vorspannen auch experimentell trotz einer nur sehr geringen Rest-Winkelklaffung noch Biegebeanspruchungen in den Schrauben festgestellt worden (vgl. Anlagen 5.2).

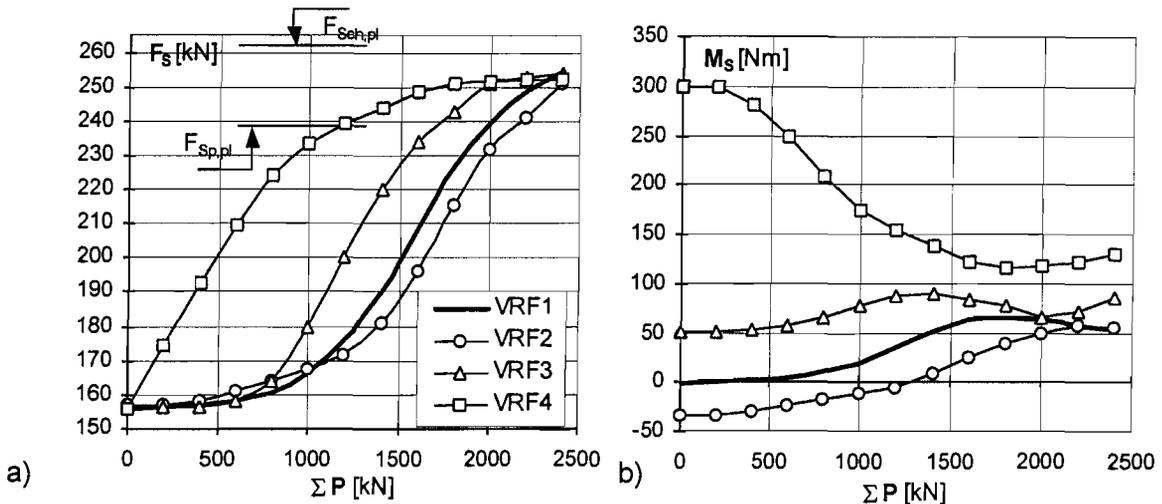


Bild 41 Numerisch ermittelte (a) Axialkräfte und (b) Biegemomente der max. beanspruchten Messschrauben Nr.5

6.3.2 Vorspannverluste bei wiederholter Belastung

Grundsätzlich wurden alle bisherigen numerischen Simulationen mit einer stetig ansteigenden Rohrbiegebelastung durchgeführt. Einige ergänzende Untersuchungen der Prüfkörper mit Be- und Entlastungsphasen sollten aber Aufschluss darüber geben, ob auch die im Versuch beobachteten Vorspannverluste und die daraus resultierenden Änderungen der Beanspruchungsfunktion numerisch nachgebildet werden können. Um den zeitlichen Berechnungsaufwand zu begrenzen, wurden neben der Verwendung eines reduzierten 90°-Modells (siehe 7.1) lediglich zwei Entlastungsvorgänge von $\Sigma P=1600\text{kN}$ und von $\Sigma P=2000\text{kN}$ simuliert. Bild 42 zeigt die Ergebnisse für den perfekten Flanschstoß VRF1 und die beiden imperfekten Flanschstöße VRF2 und VRF3. Die jeweils oberste der drei Kurven ist die Erstbelastungskurve; dass sie für alle drei Versuchskörper im plastischen Bereich geringfügig höher liegt als die entsprechende Kurve in Bild 41a, hängt mit den Eigenschaften des 90°-FE-Modells zusammen (siehe 7.1).

Erwartungsgemäß ergibt sich aus Bild 42 der größte berechnete Vorspannverlust bei Prüfkörper VRF3, da er die größten Schraubenbeanspruchungen aufweist. Nach $\Sigma P=2000\text{kN}$ ist bei ihm die plastische Verformung der Schrauben so groß, dass die Vorspannung fast vollständig eliminiert wird. Bei VRF1 ist der Verlust fast ebenso groß, während er bei VRF2 kleiner ist.

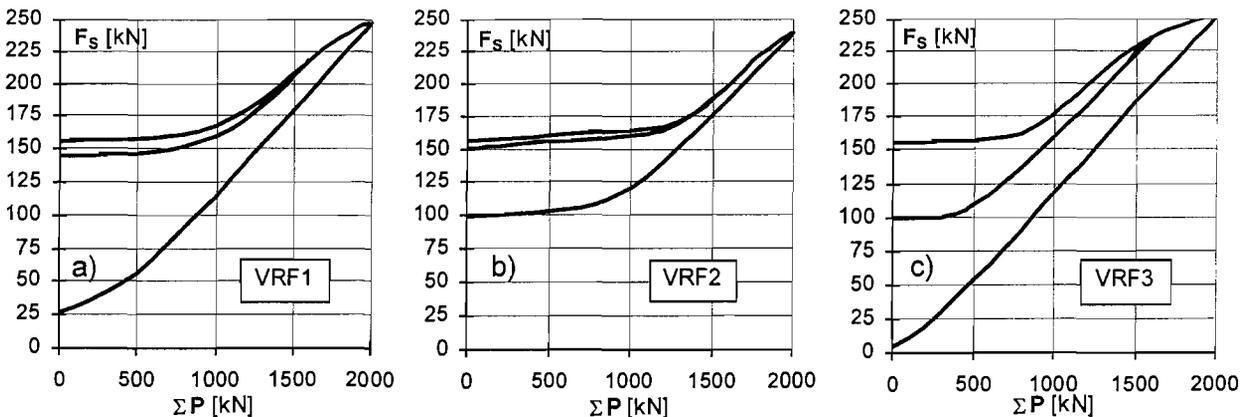


Bild 42 Numerische simulierte Vorspannverluste bei wiederholter Be- und Entlastung der Prüfkörper (a) VRF1, (b) VRF2, (c) VRF3

7 Numerische Parameterstudie

Um den Einfluss der Flanschimperfektionen systematisch analysieren zu können, wurden mit dem validierten FE-Modell zwei Berechnungsserien mit variierten Imperfektionsparametern durchgeführt. In diesen Berechnungsserien wurden ein „kleinerer“ und ein „größerer“ baupraktischer Flanschstoß aus dem Bereich der WEA-Türme mit rohrseitiger Winkelklaffung und verschiedenen Parallelklaffungen durchgerechnet und hinsichtlich ihrer Ermüdungsschädigung unter ausgewählten Lastkollektiven untersucht (Unterkap. 7.2 bis 7.4.3).

Alle Berechnungen der Parameterstudie mussten aus Gründen der Rechnerkapazität und der vom FE-Programm zulässigen Elementanzahl (max. 128000 Elemente) mit einem reduzierten 90°-FE-Modell (Viertelrohrmodell) durchgeführt werden. Die baupraktischen Flanschstöße mit ihren großen Schraubenanzahlen wären mit der gebotenen Feinmodellierung der Schrauben (vgl. 6.1.2) und unter Berücksichtigung der nichtlinearen Werkstoffkennlinien (vgl. 6.1.3) mit dem (an sich besseren) 180°-Modell (Halbrohrmodell), wie es den Untersuchungen in Kap. 6 zugrundegelegt worden war, mit vertretbarem Aufwand nicht berechenbar gewesen. Die Aussagefähigkeit der Parameterstudie wird nach Meinung der Verfasser dadurch nicht geschmälert. Bevor die Ergebnisse der Parameterstudie diskutiert werden, bringt das Unterkap. 7.1 zunächst die notwendigen Erläuterungen zum reduzierten FE-Modell.

7.1 Reduktion des FE-Modells

Das in Unterkap. 6.1 entwickelte FE-Modell nach Bild 35b wird hier auf ein 90°-Modell, d.h. auf die halbe Elementanzahl, reduziert (Bild 43b). Das bedeutet, dass nun auch zur horizontalen Querschnittachse des Rohres, also rechtwinkelig zur Lasteinleitungsebene, Symmetrieeigenschaften angesetzt werden. Diese Näherung vernachlässigt zum einen die bei höherer Belastung auftretende geringe Verschiebung der Rohrbiegunulllinie nach oben (vgl. 5.4.5), die vom Halbrohrmodell richtig wiedergegeben wurde. Zum anderen müssen ungünstigerweise die Randbedingungen an der Rohrkante bei $\varphi_R=90^\circ$ zwischen Vorspannphase (symmetrische RB) und Rohrbiegemomentenbelastung (antimetrische RB) geändert werden (Bild 43b).

Um den Einfluss dieser Näherungen abschätzen zu können, werden in Bild 44 für alle Prüfkörper die berechneten Schraubenschnittgrößen der 180°-Modelle und der 90°-Modelle einander gegenübergestellt.

Beim perfekten Prüfflanschstoß **VRF1** stimmen die Schraubenaxialkraft- und die Schraubenbiegemomentenfunktionen der beiden Modelle qualitativ gut überein (Bild 44a). Die prozentuale Abweichung der Schraubenkraft liegt, auf die Schraubengesamtkräfte bezogen, bei maximal 4,5%, auf die Schraubenzusatzkräfte bezogen allerdings bei maximal 18%. Diese Abweichung hängt mit dem starren Festhalten der Rohrbiegunulllinie in halber Rohrhöhe zusammen. Sie liegt im übrigen auf der sicheren Seite.

Für die rotationssymmetrisch imperfekten Flanschstöße der beiden Prüfkörper **VRF2** und **VRF3** ergibt der Vergleich der 180°- und 90°-Modelle ebenfalls sehr gute Übereinstimmungen bei den Schraubenschnittgrößen (Bild 44b,c). Die F_S -Funktionen verlaufen insbesondere bei **VRF3** praktisch identisch. Bei den (an sich unbedeutenden) Schraubenbiegemomenten M_S liefert das 90°-Modell bei **VRF3** eine konstante Abweichung nach unten.

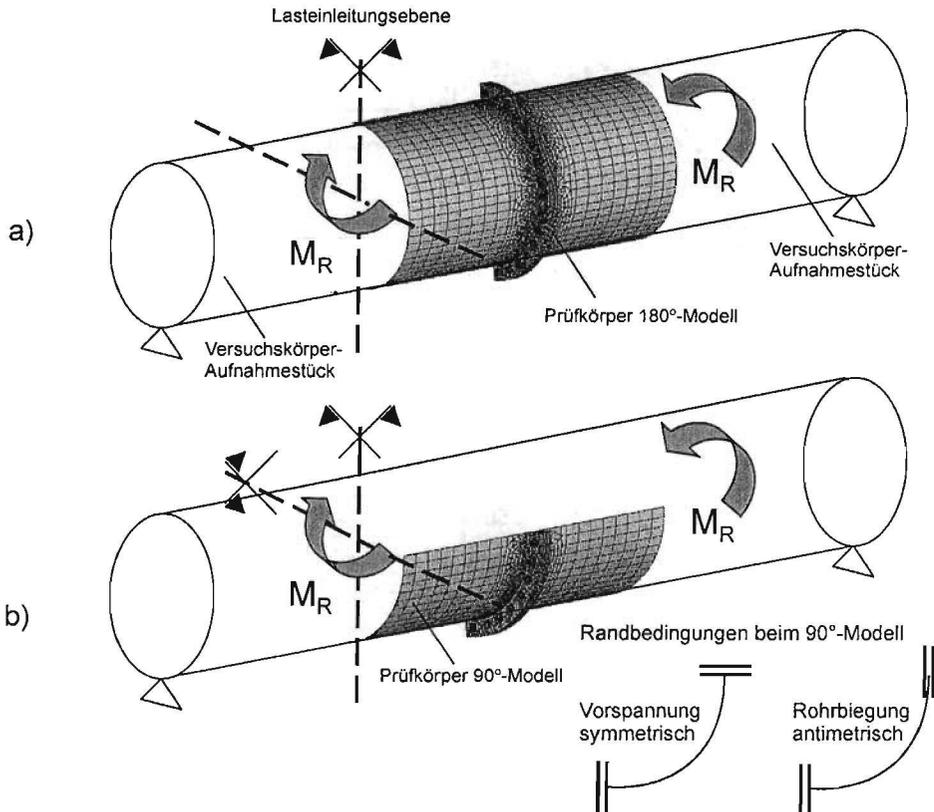


Bild 43 Reduktion des FE-Modells: (a) 180°-Halbrohrmodell, (b) 90°-Viertelrohrmodell

Bei Prüfkörper **VRF4** mit seiner Teilbereichs-Parallelklaffung zeigen sich aufgrund der nicht rotationssymmetrischen Imperfektionsform größere Unterschiede in den Schnittgrößenfunktionen des 180°- und 90°-Modell (Bild 44d). Der mit symmetrischen Randbedingungen berechnete Vorspannzustand weicht bei der hier untersuchten Klaffung über einen Umfangsbereich von 90° offenbar deutlich von dem mit antimetrischen Randbedingungen ab, so dass sich beim ersten Lastschritt eine Entlastung der Schrauben einstellt. Die daran anschließende F_S -Funktion steigt zwar etwas stärker an als die des 180°-Modells, erreicht diese aber erst bei einem Rohrbiegemoment von ca. 1400kNm, also kurz vor der Traglast. Bei den M_S -Funktionen ist ebenfalls ein qualitativ ähnlicher Verlauf, aber ebenfalls mit größeren Abständen zu verzeichnen.

Zusammenfassend liefert das 90°-Modell bei rotationssymmetrischer Geometrie im Ausgangszustand sehr gute Ergebnisse im Vergleich zum 180°-Modell. Die geringen Abweichungen liegen bezogen auf die Trag- und Ermüdungssicherheit auf der sicheren Seite. Bei nicht rotationssymmetrischen Ausgangszuständen - wie bei einer Imperfektion über einen Umfangsteilbereich - müssen mit dem 90°-Modell größere Fehler in den berechneten Schraubenbeanspruchungen in Kauf genommen werden, insbesondere bei großen Klaffungsmaßen und bei großen Umfangsteilbereichen. Je kleiner der imperfekte Umfangsteilbereich ist, d.h. je mehr sich die Parallelklaffung auf den unteren Rand des Viertelrohres konzentriert, desto weniger macht sich der „Problemrand“ des Viertelrohres bei $\varphi_R=90^\circ$ bemerkbar. Insbesondere die Untersuchungen in Unterkap.7.2 an baupraktischen Flanschstößen mit 60°- und 45°-Klaffungsbereichen dürften deshalb durch die Reduktion des FE-Modells nur wenig beeinträchtigt werden.

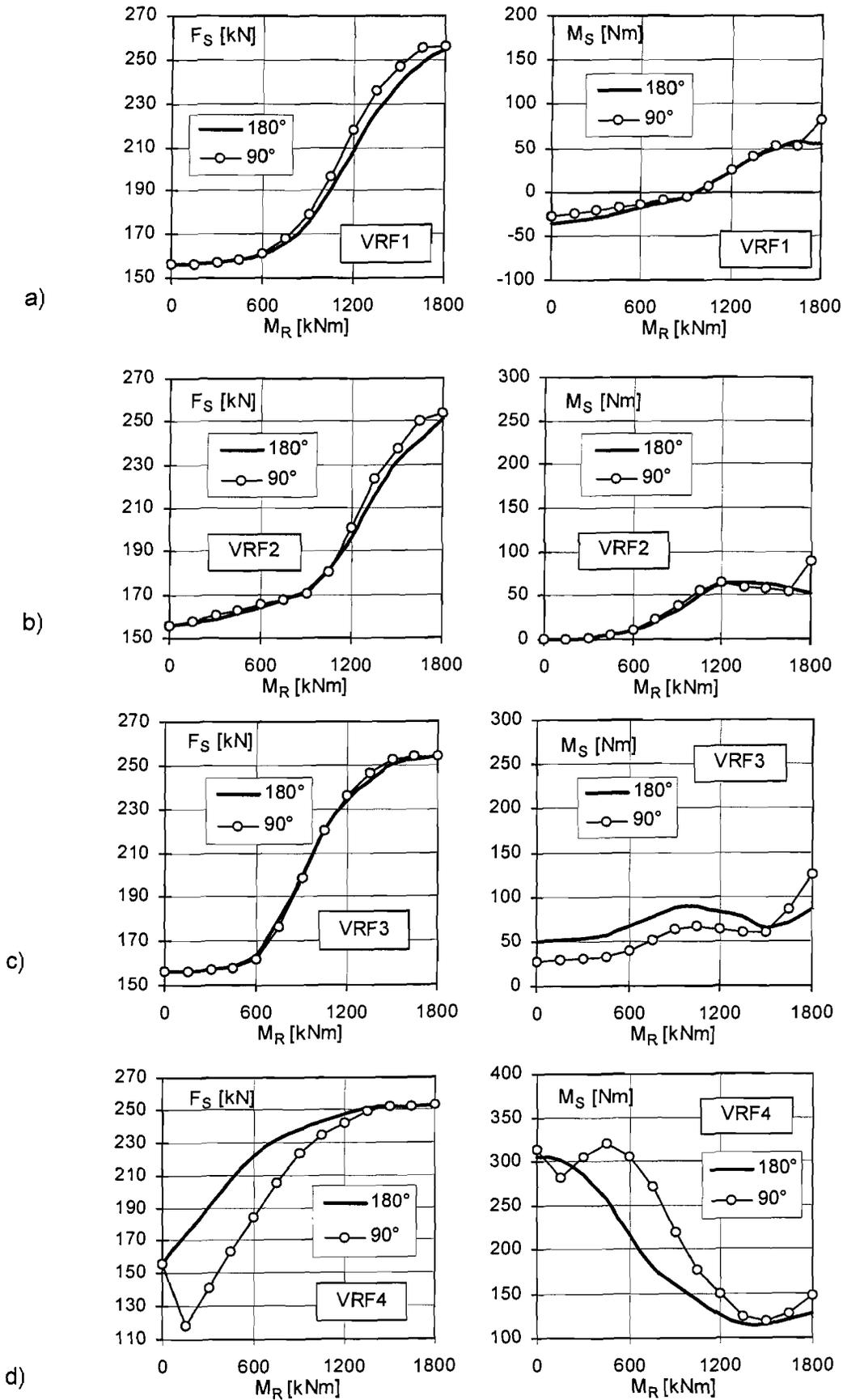


Bild 44 Schraubenschnittgrößen der maximal belasteten Schraube Nr.5 im 180°-Halbrohrmodell und 90°-Viertelrohrmodell bei Prüfkörpergeometrie: (a) VRF1, (b) VRF2, (c) VRF3, (d) VRF4



7.2 Baupraktische Flanschstöße: Geometrie und Werkstoff

Auf Basis der in Tabelle 2 zusammengestellten Geometrieparameter ausgeführter Ringflanschstöße wurden die in Bild 45 dargestellten Ringflanschstöße für die numerische Simulation der Schraubenbeanspruchungen ausgewählt. Im Gegensatz zum Prüfflanschstoß handelt es sich um innenliegende L-Flansche, wie sie bei WEA-Türmen und auch bei Tragrohren von Doppelmantelschornsteinen üblich sind. Flanschstoß A mit Schrauben M30, einer Flanschdicke von $t=50\text{mm}$ und einem Rohrdurchmesser von 2,5m entspricht „kleineren“ Ringflanschverbindungen, wie sie im oberen Bereich von mittleren WEA-Rohrtürmen oder bei größeren Tragrohren von Schornsteinen zum Einsatz kommen. Flanschstoß B mit Schrauben M36, einer Flanschdicke von $t=100\text{mm}$ und einem Rohrdurchmesser von 3,5m ist typisch für „größere“ Ringflanschverbindungen im WEA-Turmfußbereich. Variante B1 mit $t=50\text{mm}$ (Bild 45b) soll vergleichend die Auswirkung einer geringeren Klemmlänge erfassen.

Die Schraubenanzahl wurde nach Tabelle 2 so gewählt, dass das Verhältnis Schraubenabstand zu Schraubendurchmesser zwischen 4,0 und 5,2 lag. Durch diesen vergleichsweise großen Schraubenabstand decken die folgenden Untersuchungen auch Ringflanschverbindungen mit höherer Schraubenanzahl, wie sie bei WEA-Rohrtürmen vorzugsweise verwendet werden, auf der sicheren Seite liegend ab. Bei den FE-Modellschrauben handelt es sich um Norm-Schrauben gemäß DIN 6914 [37], d.h. ohne abgedrehten Schaftbereich wie bei den Prüfschrauben der Versuche.

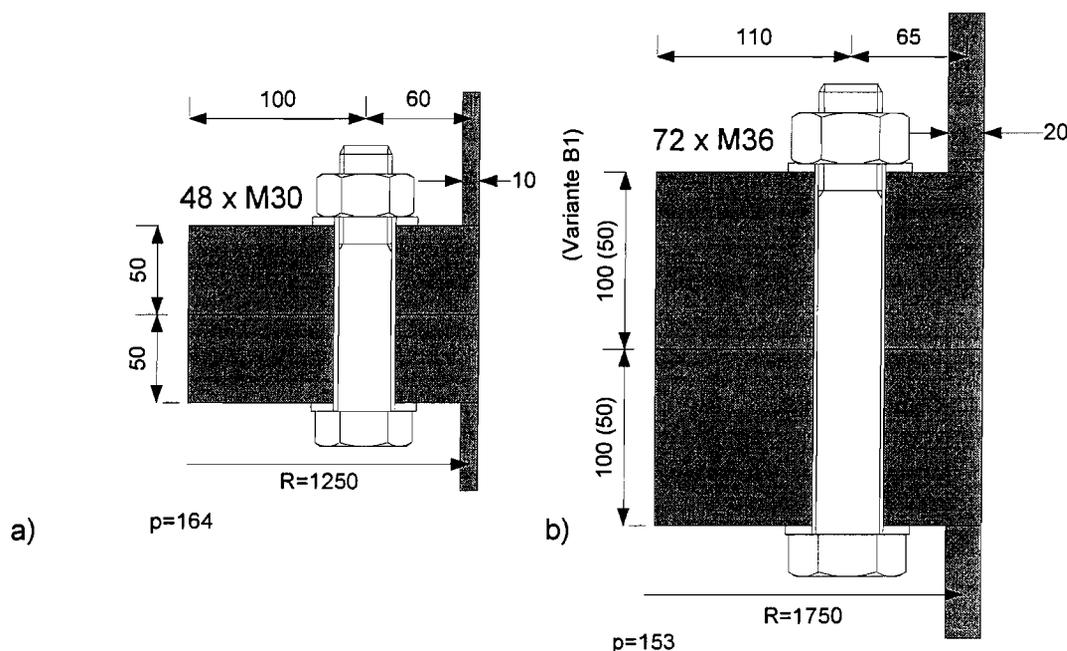


Bild 45 Numerisch untersuchte Ringflanschvarianten: (a) Flanschstoß A, (b) Flanschstoß B

Die Werkstoffeigenschaften werden in Anlehnung an die Zugversuche für das Rohr- und Flanschmaterial (vgl. 4.1.1) trilinear ideal-elastisch/ideal-plastisch/verfestigend mit $f_y=360\text{N/mm}^2$ für S355 festgelegt (siehe Bild 46). Für das Schraubenmaterial 10.9 wird die Spannung-Dehnung-Linie ohne ausgeprägtes Fließplateau mit einem Übergangsbereich vom ideal-elastischen in den plastisch-verfestigenden Anteil formuliert in Anlehnung an die Zugversuche (vgl. 4.1.2) (Bild 46). Zusätzlich werden für Flanschstoß B auch Untersuchungen mit rein elastischen Materialeigenschaften durchgeführt, um den Einfluss der Streckgrenze erkennen zu können.

Die angrenzenden Zylinderschalen haben bei beiden Flanschstößen eine Länge von jeweils 10m. Wie auch bei den FE-Modellen der Prüfkörper (vgl. 6.1) wird an den Rohrenden eine ebene, querschnittstreue Scheibe modelliert, in die das Rohrbiegemoment M_R als cosinusförmig über den Umfang verteilte axiale Randlast eingeleitet wird.

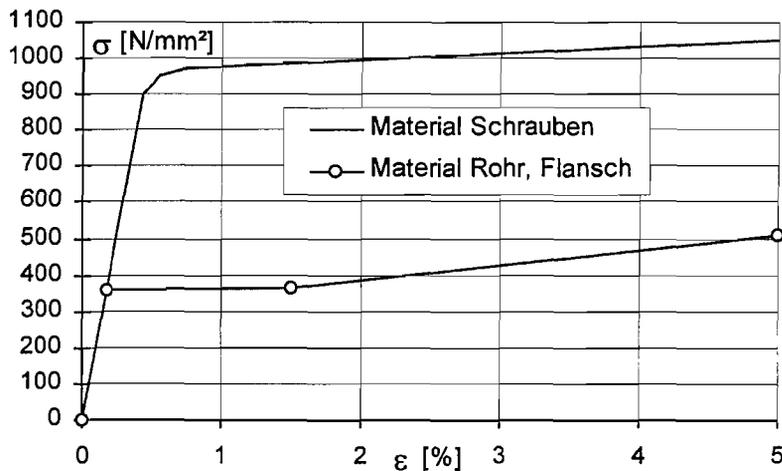


Bild 46 Werkstoffeigenschaften der FE-Modelle für die baupraktischen Flanschstöße

Da die rotationssymmetrische Imperfektionsform mit flanschseitiger Winkelklaffung nach allen Erkenntnissen des vorliegenden Forschungsprojektes von ihrem Einfluss auf die Schraubenbeanspruchungsfunktionen her als eher günstig eingestuft werden kann, werden in der hier durchgeführten Parameterstudie lediglich die rohrseitigen Imperfektionsformen betrachtet. Als veränderliche geometrische Parameter werden das Absolutmaß und der Umfangsbereich der Klaffungen variiert. Bei Flanschstoß B wird zusätzlich noch die Vorspannhöhe der Schrauben variiert. Tabelle 10 fasst die untersuchten geometrischen Parameter zusammen.

Tabelle 10 Untersuchte Imperfektionsparameter der baupraktischen Flanschstöße

Flanschstoß	Imperfektionsform	Umfangsbereich	Klaffungmaße k_R/k_F [mm]			
A	Parallelklaffung	45°	0,5/0,5	1/1	2/2	5/5
		90°			2/2	5/5
	Winkel rohrseitig	360°	5/0			
B	Parallelklaffung	60°	1/1	2/2	3/3	5/5
		90°				5/5
	Winkel rohrseitig	360°	10/0			

7.3 Vergleich der Schraubenbeanspruchungsfunktionen

Die primäre Darstellung der Berechnungsergebnisse erfolgt analog zu 6.3.1 durch die Beanspruchungsfunktionen der Schrauben, aus deren Verlauf qualitative Aussagen zum ermüdungsrelevanten Einfluss der Imperfektionen abgeleitet werden können. Anstelle der Schraubenschnittgrößen F_S und M_S werden die zugehörigen Spannungen σ_m und σ_b aufgetragen, und zwar der Realität gemäß auf den Spannungsquerschnitt bezogen. Diese Schraubenspannungsfunktionen werden nachfolgend vergleichend diskutiert. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse werden dann in 7.4 durch eine detaillierte Schädigungsuntersuchung vervollständigt.

Flanschstoß A

(Siehe Bild 47.) Beim Flanschstoß A können Parallelklaffungen von $k_R=k_F=2\text{mm}$ und 5mm , die sich über einen relativ kurzen Umfangsbereich von nur $\Delta\varphi_R=45^\circ$ erstrecken, durch die Schraubenvorspannung nicht kompensiert werden. Es verbleibt ein rohrseitiger Restspalt (siehe Tabelle 11). Die hieraus resultierenden Funktionen der Axialkraft-Spannungen (Bild 47a) steigen bereits im unteren Lastbereich, wo sich die meisten ermüdungsrelevanten Lastspiele abspielen, stark an. Im Vergleich dazu stellt sich bei perfekter Ausgangsgeometrie, bei rohrseitiger Winkelklaffung und bei rohrseitiger Parallelklaffung über $\Delta\varphi_R=90^\circ$ ein horizontal verlaufender Anfangsbereich der Beanspruchungsfunktion im unteren Lastbereich ein. Es besteht somit aus ermüdungsmäßiger Sicht eine klar erkennbare Reihung (von günstig bis sehr ungünstig) der Schraubenbeanspruchungsfunktionen von perfekt über $5\text{mm}/\text{Winkelklaffung}$, $2\text{mm}/90^\circ$, $0,5\text{mm}/45^\circ$, $5\text{mm}/90^\circ$, $1\text{mm}/45^\circ$, $2\text{mm}/45^\circ$ bis hin zu $5\text{mm}/45^\circ$. Die Imperfektionsform Winkelklaffung rohrseitig verursacht eine Schraubenkraftfunktion, die sehr eng an der Funktion bei perfekter Geometrie liegt. Es ist also hier ein sehr deutlicher Einfluss des Imperfektions-Umfangsbereiches zu erkennen.

Die anfänglich hohen Schraubenbiegespannungen bei 5mm Parallelklaffung über $\Delta\varphi_R=45^\circ$ sind Folge der nach der Vorspannung verbleibenden Restklaffung von $2,6\text{mm}$ und der damit verbundenen bleibenden Neigung der Auflageflächen zwischen Schraubenkopf- bzw. -mutter und Flanschoberfläche. Diese großen Biegespannungen bauen sich aufgrund der plastischen Verformungen ab $M_R=\text{ca.}3000\text{kNm}$ ab. Dagegen nehmen bei den Ausgangsklaffungen von $k_R=k_F=1\text{mm}$ und 2mm , bei denen nach der Vorspannung der Spalt fast geschlossen war (Tabelle 11), die anfänglich sehr kleinen Biegespannungen bis $M_R=\text{ca.}8000\text{kNm}$ zu, so dass bei Annäherung an den Traglastzustand der kleine plastische Biegeanteil unabhängig von der Ausgangsimperfektion etwa der gleiche ist. Das wurde bei allen bisherigen Simulationen dieses Forschungsprojektes festgestellt (vgl. 6.3.1).

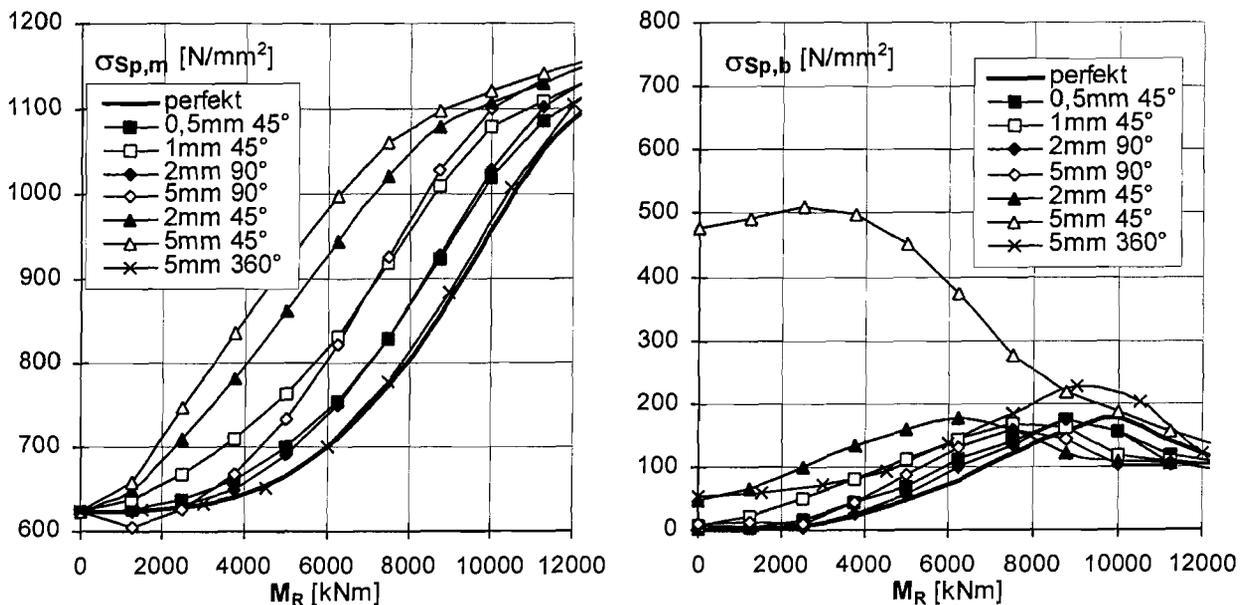


Bild 47 Flanschstoß A: Numerisch ermittelte Axialkraft- und Biegespannungen der maximal belasteten Schraube im Spannungsquerschnitt



Flanschstoß B

(Siehe Bild 48.) Die FE-Modelle des „großen“ Flanschstoßes mit M36-Schrauben und einem Rohrdurchmesser von 3500mm liefern tendenziell vergleichbare Ergebnisse zu Flanschstoß A. Auch in Bild 48a ist eine Reihung der Ausgangsimperfektionen hinsichtlich ihres ermüdungsrelevanten Einflusses klar erkennbar. So ist die perfekte Verbindung wieder die günstigste, gefolgt von der rotationssymmetrischen rohrseitigen Winkelklaffung mit $k_R=10\text{mm}$ und der Parallelklaffung $1\text{mm}/60^\circ$. Die Schrauben-Spannungsfunktionen bei Parallelklaffungs-Imperfektionen $2\text{mm}/60^\circ$ und $5\text{mm}/90^\circ$ sind praktisch identisch in ihrem gegenüber den beiden vorgenannten Varianten ungünstigeren Verlauf. Dies Ergebnis zeigt einmal mehr den dominierenden Einfluss des Umfangsbereiches, über den sich eine rohrseitige Klaffung erstreckt. Noch kritischer sind die Imperfektionsformen $3\text{mm}/60^\circ$ und $5\text{mm}/60^\circ$. Aufgrund des in 7.1 beschriebenen, leicht verfälschenden Randbedingungseffektes des 90° -Modells liegen die beiden letztgenannten Funktionen allerdings zu dicht beieinander.

Die Biegespannungen im Spannungsquerschnitt der Schrauben sind bei allen Imperfektionsparametern relativ gering. Die Schrauben des rotationssymmetrisch winkelklaffenden Flanschstoßes besitzen bei Flanschstoß B den höchsten Startwert nach der Vorspannung, der aber auch hier bei Annäherung an das Traglastmoment wieder plastisch abgebaut wird.

Neben den zur Flanschstoßebene symmetrischen Imperfektionen wurde die Parallelimperfektion $3\text{mm}/60^\circ$ als Variante auch einseitig zur Stoßebene modelliert. Das bedeutet, dass der eine Flansch geometrisch perfekt und der gegenüberliegende Flansch mit einem Klaffungsmaß von $k_R=k_F=3\text{mm}$ modelliert wurde. Die Beanspruchungsfunktionen zeigen (Bild 48a), dass diese in Rohrlängsrichtung unsymmetrische Imperfektionsform annähernd die gleichen Werte wie die entsprechende symmetrische Parallelklaffung liefert.

Bild 48b enthält als Ergänzung die numerischen Ergebnisse einiger Varianten zur perfekten Ausbildung des Flanschstoßes B. Beim Vergleich **unterschiedlicher Flanschdicken** ($t=50\text{mm}$ anstatt $t=100\text{mm}$) wird der Effekt der Steifigkeitsverhältnisse von Schraube zu Flanschklempaket ersichtlich. Schrauben mit größerer Dehnfähigkeit bzw. Schrauben in Flanschverbindungen mit höherer Klemmpaketsteifigkeit erleiden bekanntlich kleinere ermüdungsrelevante Spannungsschwingbreiten bei gleicher äußerer Belastung als bei einem relativ hohen Steifigkeitsverhältnis von Schraube zu Klemmpaket. Dieses Ergebnis wurde u.a. von GALWELAT und BEITZ [6] experimentell erhalten. Die hier berechneten Beanspruchungsfunktionen spiegeln diese Tatsache wieder: Die kurze Schraube mit einer Klemmlänge von $2 \cdot 50\text{mm}=100\text{mm}$ liefert einen deutlich ungünstigeren $\sigma_{Sp,m}$ -Funktionsverlauf als die Schraube mit einer Klemmlänge von 200mm . Außerdem zeigt die Schraube bei halbiertem Flanschdicke ($t=50\text{mm}$) folgerichtig eine stärkere Biegespannungszunahme bei steigender Rohrbiegebelastung als bei voller Flanschdicke ($t=100\text{mm}$).

Eine um 10% **erhöhte Vorspannung** wirkt sich erwartungsgemäß im unteren Lastbereich ermüdungsmäßig günstig aus. Die Funktion verläuft im Anfangsbereich etwa parallel zur einfachen Vorspannung, geht dann aber weniger schnell in die steile Steigung über.

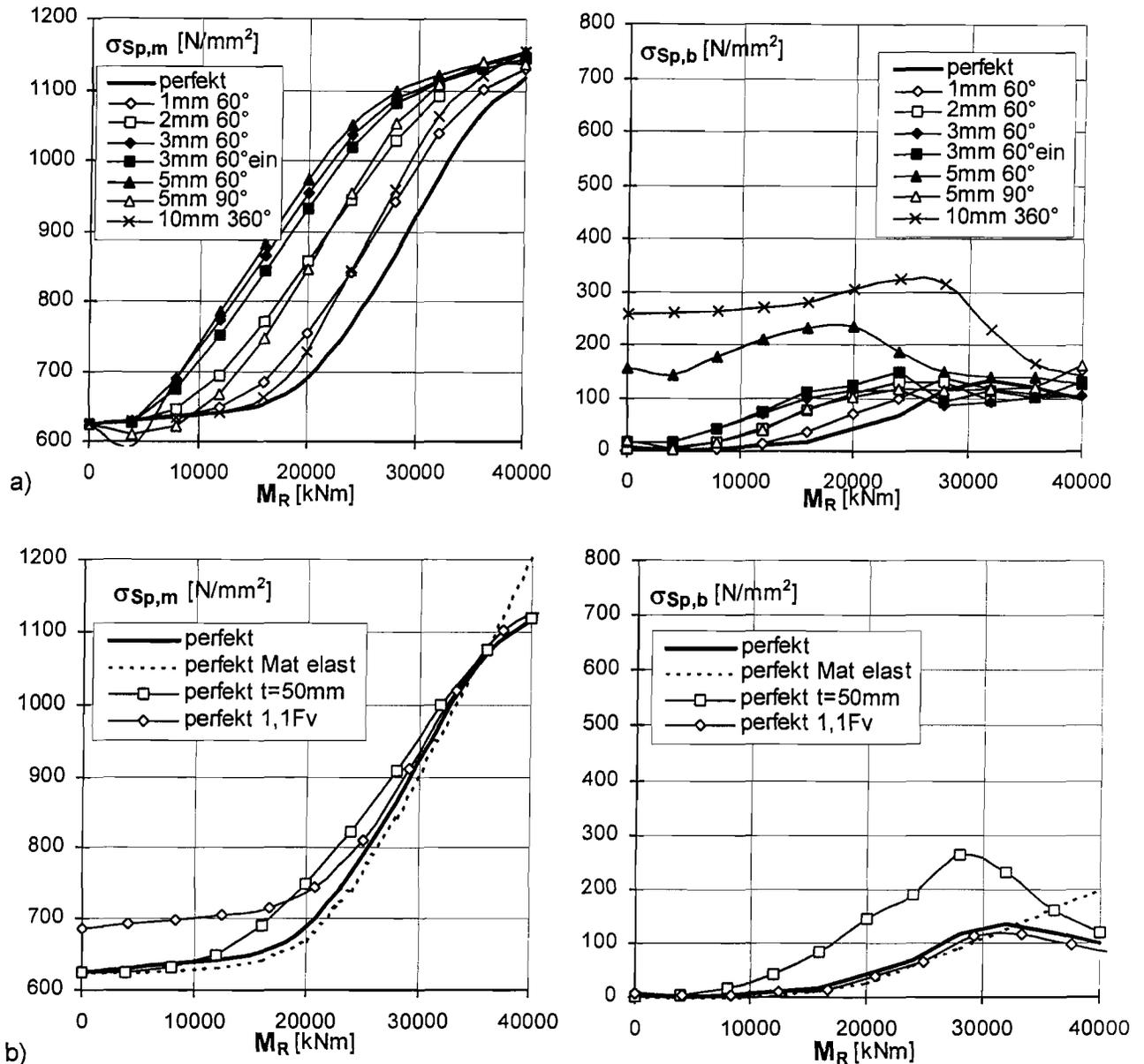


Bild 48 Flanschstoß B: Numerisch ermittelte Axialkraft- und Biegespannungen der maximal belasteten Schraube im Spannungsquerschnitt: (a) imperfekte Varianten, (b) perfekte Varianten

7.4 Vergleich der Ermüdungs-Schädigungssummen

7.4.1 Vorgehensweise

Auf die Bedeutung der Schraubenbeanspruchungsfunktion für die Ermittlung des ermüdungsrelevanten Schraubenspannungskollektives $\Delta\sigma=f(N)$ wurde in diesem Bericht mehrfach hingewiesen (vgl. Bild 2 und Bild 26). Für einen realitätsnahen Ermüdungssicherheitsnachweis der Schrauben eines vorgespannten Flanschstoßes reicht deshalb das üblicherweise verwendete Rohrbiegemomentkollektiv $\Delta M_R=f(N)$ als Eingangsinformation nicht aus. Vielmehr muss auf die originale Rainflow-Matrix (die sogenannte „From-To-Matrix“) zurückgegriffen werden, um nicht nur die Momentenschwingbreiten ΔM_R selbst, sondern auch ihre Position auf der Rohrbelastungsachse abgreifen zu können (siehe Bild 49). Hierauf wurde u.a. von SEIDEL [28] hingewiesen.

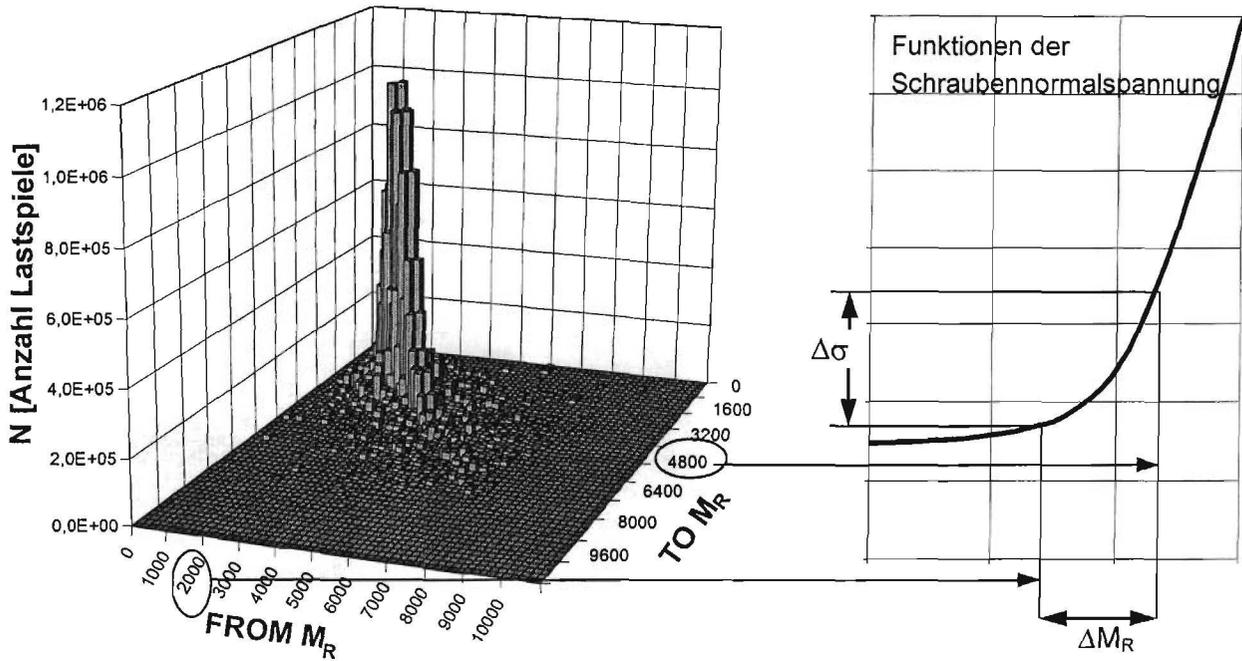


Bild 49 Bestimmung der Schrauben-Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma$ bei vorgegebener Rainflow-Matrix der Turmbiegemomente M_R und vorgegebener Schraubenspannungsfunktion

Für die hier vorliegende Zielsetzung, die unterschiedlichen Klaffungsimperfektionen der Flanschstöße A und B hinsichtlich ihrer Auswirkung auf die Ermüdungsschädigung der Schrauben zu vergleichen, war es demnach erforderlich, Rainflow-Matrizen für Rohrbiegemomente anzunehmen. Bild 50 zeigt zwei typische Rainflow-Matrizen aus dem Bereich der WEA-Türme; sie lagen den Ermüdungssimulationen in dem Forschungsbericht [24] zugrunde und beschreiben einen typischen Binnenlandstandort (M_R -Matrix 1) und einen typischen Küstenstandort (M_R -Matrix 2).

Diese beiden typischen M_R -Matrizen 1 und 2 werden den nachfolgenden vergleichenden Ermittlungen von Ermüdungs-Schädigungssummen in den Schrauben zugrundegelegt. Um die Ermittlung realitätsnah zu gestalten, werden diese Matrizen vorher so normiert, dass die maximal auftretenden Rohrbiegemomente unter Berücksichtigung der Teilsicherheitsbeiwerte und bei Ansatz reinen Kantentrags den Tragsicherheitsnachweis der Verbindungen zu 100% erfüllen. Demnach beträgt das maximal angesetzte Rohrbiegemoment bei Flanschstoß A $M_R=5100\text{kNm}$ (vgl. Bild 47) und bei Flanschstoß B $M_R=15680\text{kNm}$ (vgl. Bild 48). Für die so normierten Rainflow-Matrizen werden dann die $\Delta\sigma$ -Kollektive gemäß Bild 49 zusammengestellt.

Die Schädigungssummen werden mit Hilfe der linearen Schadensakkumulationshypothese von PALMGREN und MINER ermittelt. Für die dafür benötigte Wöhlerkurve wird nach EC3 der modifizierte Kerbfall 36* für Normalkraftspannungen herangezogen. Die Teilsicherheitsbeiwerte auf der Beanspruchungs- und Widerstandsseite werden für die vergleichende Untersuchung zu $\gamma_{Ff}=1,00$ und $\gamma_{Mf}=1,25$ angenommen. Demnach ergeben sich für die unter den einzelnen Spannungskrementen $\Delta\sigma_i$ jeweils ertragbaren Lastspielzahlen N_i :

$$N_i = N_D \left[\frac{\Delta\sigma_D / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma_i * \gamma_{Ff}} \right]^3 \quad \text{für } \Delta\sigma_i * \gamma_{Ff} \geq \Delta\sigma_D / \gamma_{Mf} \quad (7.1)$$

$$N_i = N_D \left[\frac{\Delta\sigma_D / \gamma_{Mf}}{\Delta\sigma_i * \gamma_{Ff}} \right]^5 \quad \text{für } \Delta\sigma_i * \gamma_{Ff} < \Delta\sigma_D / \gamma_{Mf} \quad (7.2)$$

$$\text{mit } N_D=1*10^7 \text{ und } \Delta\sigma_D=23\text{N/mm}^2$$

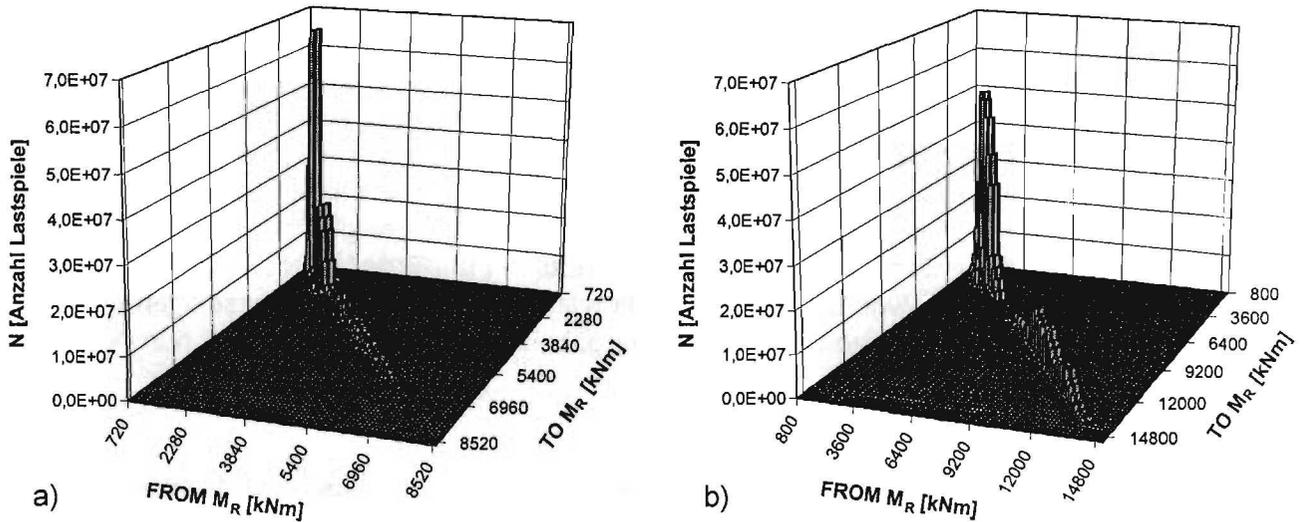


Bild 50 Typische simulierte Rainflow-Matrizen für die Turmrohrbiegemomente in Hauptwindrichtung von WEA-Türmen: (a) „ M_R -Matrix 1“, (b) „ M_R -Matrix 2“

Nach [42] darf konservativ kein Schwellenwert der Ermüdungsfestigkeit angesetzt werden, d.h. Gl.(7.2) behält für alle kleinen Spannungsschwingbreiten ihre Gültigkeit. Die Ermüdungsschädigungssumme S ergibt sich dann gemäß PALMGREEN/MINER-Hypothese über Addition der einzelnen Schädigungsanteile zu

$$S = \sum_i \frac{n_i}{N_i} \quad (7.3)$$

Bei einem konkreten Ermüdungssicherheitsnachweis darf S nicht größer als 1 sein. Für die vorliegende Parameterstudie wird aber die PALMGREEN/MINER-Schädigungssumme nur als Vergleichsmaß verwendet und behält deshalb ihre Aussagekraft auch, wenn sie größer als 1 berechnet wird. Das gilt selbst dann, wenn S sehr große (auf den ersten Blick unsinnig erscheinende) Zahlenwerte annimmt. Diese entstehen aus der exponentiell-nichtlinearen Beziehung zwischen Spannungsschwingbreiten $\Delta\sigma_i$ und ertragbaren Lastspielzahlen N_i . Beispielsweise liefert Gl.(7.2) bei Verdoppelung einer kleinen Schwingbreite einen $2^5=32$ fachen Beitrag zur Schädigungssumme. Diese Zusammenhänge muss man beachten, wenn man die Zahlenergebnisse in 7.4.2 und 7.4.3 betrachtet.

Kerbfälle für Schrauben unter Biegespannungseinfluss bzw. kombinierter Axial-Biegebeanspruchung werden in Normen bisher quantitativ nicht angegeben. AGATONOVIC [1] leitet aus seinen Untersuchungen an Schrauben M8 eine ertragbare Biegespannungsschwingbreite ab, die das 1,4fache der Spannungsschwingbreite bei reiner Axialkraft beträgt. KAMPF [10] gibt in diesem Zusammenhang für Schrauben M8 einen Faktor von 1,3 an. Nach KOENIGSMANN und VOGT [12] ist der Einfluss des Gewindedurchmessers auf die Ermüdungsfestigkeit axial beanspruchter Schrauben als gering einzustufen, nach THOMALA [29] nimmt die ertragbare Biegespannungsschwingbreite mit steigendem Durchmesser der Schrauben jedoch deutlich ab. WEBER bestätigt in seinen Untersuchungen [31] diese Tendenz. Aufgrund dieser uneinheitlichen Angaben werden für die hier durchgeführten Schädigungsberechnungen innerhalb der Parameterstudie die Biegespannungen im Kerbfall 36* additiv berücksichtigt, also gleichwertig wie die



Normalkraftspannungen. Um ihren Einfluss erkennen zu können, wird jeweils alternativ die Schädigungssumme ohne und mit Berücksichtigung der Biegespannungen σ_b berechnet.

Die Schädigungssummen sind in den Tabellen 11 und 12 zusammengestellt, und zwar jeweils als absolute Zahl im Sinne von Gl.(7.3) und bezogen auf einen Referenzwert. Dieser ist die Schädigungssumme des perfekten Stoßes ohne Berücksichtigung der Schraubenbiegung. Zusätzlich zu den FE-simulierten Beanspruchungsfunktionen werden auch vergleichend die Schraubenkraftfunktionen nach den Berechnungsmodellen PETERSEN [18], SCHMIDT/NEUPER [25] und VDI-Ri 2230 [44] berücksichtigt (vgl. Bild 2). Weiterhin werden die simulierten rohrseitigen Restklaffungen während der jeweiligen Vorspannstufe angegeben. Die Ergebnisse werden nun diskutiert.

7.4.2 Ergebnisse Flanschstoß A

(Siehe Tabelle 11.) Es fällt zunächst auf, dass die beiden ausgewählten **Rainflow-Matrizen** 1 und 2 aus dem WEA-Turmbau schon für den Referenzwert, also die nur auf die Schraubenaxialkräfte des perfekten Flanschstoßes bezogene Schädigungssumme, um den Faktor 2 unterschiedliche Werte liefern. Bei Matrix 2 spielen sich deutlich mehr (vergleichbar große) Schwingbreiten auf höherem M_R -Niveau als bei Matrix 1 ab. Dies hat zur Folge, dass bei den nichtlinearen Schraubenbeanspruchungsfunktionen infolge Matrix 2 größere Spannungsschwingbreiten und somit größere Schädigungsanteile als bei Matrix 1 entstehen. Die zentrale Bedeutung einer realitätsnahen (oder konservativen) Simulation der ermüdungsrelevanten Turmbiegemomente für WEA's wird hieraus schlagartig deutlich [24].

Was den Einfluss der **Klaffungsgeometrie** betrifft, so zeigen die Ergebnisse in Einklang mit den Erkenntnissen aus 7.3, dass kurzwellige Klaffungen ($\Delta\varphi_R=45^\circ$) deutlich höhere Ermüdungsschädigungen hervorrufen als langwellige ($\Delta\varphi_R=90^\circ$): Für eine Ausgangsklaffung von 2mm über $\Delta\varphi_R=45^\circ$ ergibt sich beispielsweise bei Berücksichtigung nur der σ_m -Spannungen für Matrix 1 eine 247-fache, bei 5mm über $\Delta\varphi_R=90^\circ$ dagegen nur eine 43-fach höhere Schädigung als bei der perfekten Verbindung. Die rotationssymmetrische Winkelklaffung stellt sich ähnlich dar wie die perfekte Verbindung. Die Tatsache, dass eine Parallelklaffung von 2mm über $\Delta\varphi_R=90^\circ$ bei beiden M_R -Matrizen nur eine ca. 4-fach größere Schädigung verursacht als in der perfekten Verbindung, lässt ferner erkennen, dass es möglich sein müsste, tolerierbare Flanschimperfectionen zu definieren.

Der Einfluss der **Schraubenbiegung** auf die Ermüdungsschädigung ist nach den Ergebnissen in Tabelle 11 ziemlich groß - auch wenn man den groben Nähungscharakter ihrer konservativ-additiven Einarbeitung berücksichtigt. Danach erhöht die Schraubenbiegung die Schädigungssumme bei allen untersuchten Imperfektionsvarianten (einschliesslich der perfekten Verbindung) um das ca. 3,6 bis 9,0-fache; einzige Ausnahme ist die extrem imperfekte Variante mit 5mm Parallelklaffung über $\Delta\varphi_R=45^\circ$, bei der schon die $\Delta\sigma_m$ -Schwingbreiten allein indiskutabel hohe Schädigungssummen erzeugen.

Die Schädigungssummen auf Grundlage der Schraubenkraftfunktionen nach den **Näherungsmodellen** zeigen, dass die Berechnung nach PETERSEN implizit gewisse Sicherheitsreserven bietet: Der ermüdungssteigernde Einfluss von rohrseitigen Winkelklaffungen beliebiger Größe und von Parallelklaffungen 2mm/90° wird mit abgedeckt, allerdings ohne die Schraubenbiegung. Die Schädigungssummen für Matrix 1 und Matrix 2, die sich infolge der linearen Funktion ergeben, müssen eine ähnliche Größe besitzen. Das Modell nach SCHMIDT/NEUPER liegt auf den perfekten Ausgangszustand und auf die Schraubenaxialkräfte bezogen auf der sicheren Seite. Nach SEIDEL werden auf das perfekte Modell bezogen sowohl die Ermüdungssschädigungen aus



Axialkraft als auch aus Biegung abgedeckt. Das Modell nach VDI-Ri 2230 liegt auf der unsicheren Seite, da es die Axialkraftbeanspruchung sehr genau nachbildet, aber die Biegebeanspruchung nicht erfasst.

Bei Betrachtung der **Restklaffungen beim Vorspannen** in Tabelle 11 wird deutlich, dass die bei voller Vorspannung verbleibende Restklaffung ein wichtiges Indiz für die zu erwartende Schraubenschädigung infolge Ermüdung ist. Verbleibt eine geringe Restklaffung, wird die Beanspruchungsfunktion der Schrauben ungünstig beeinflusst, und die Schädigungssumme schnell in die Höhe. Aber auch die Restklaffungen bei niedrigeren Vorspannstufen liefern bereits Hinweise auf die zu erwartende Schraubenschädigung unter Betriebsbeanspruchung. Liegen z.B. bei 40% der vollen Vorspannung noch größere Klaffungen vor, kann sich der Druckvorspannkörper im Flansch erst in der letzten Phase des Vorspannprozesses ausbilden. Die Restklaffung ist dann zwar einerseits im vollen Vorspannzustand möglicherweise kompensiert; andererseits kann aber der nur unvollständig ausgebildete Druckvorspannkörper eine immer noch zu ungünstige Beanspruchungsfunktion der Schrauben nicht verhindern.

Tabelle 11 Akkumulierte Ermüdungsschädigungen in den Schrauben und Restklaffungen beim Vorspannen für Flanschstoß A bei variierten Imperfektionen

Imperfektion	Schädigungssummen								Restklaffungen $k_{R,Rest}$ [mm] bei Vorspannstufe:				
	M _R -Matrix 1				M _R -Matrix 2				20%	40%	60%	80%	100%
	$k_R / \Delta\varphi_R$	$S_{\sigma m}$	$S_{\sigma m+\sigma b}$	bezogen auf <input type="checkbox"/>	bezogen auf <input type="checkbox"/>	$S_{\sigma m}$	$S_{\sigma m+\sigma b}$	bezogen auf <input type="checkbox"/>					
0mm/360°	0,47	4,04	1,0	8,6	1,03	8,77	1,0	8,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,5mm/45°	2,49	32,92	5,3	70,0	4,61	55,85	4,5	54,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,0
1mm/45°	20,76	115,61	44,2	246,0	28,17	165,65	27,3	160,8	0,6	0,4	0,2	0,1	0,1
2mm/45°	116,08	489,33	247,0	1041,1	157,88	576,03	153,3	559,3	1,5	1,1	0,7	0,4	0,2
5mm/45°	269,51	339,64	573,4	722,6	312,65	261,78	303,5	254,2	4,5	3,9	3,4	3,0	2,6
2mm/90°	1,85	14,01	3,9	29,8	3,62	32,73	3,5	31,8	0,7	0,1	0,0	0,0	0,0
5mm/90°	20,08	105,34	42,7	224,1	38,43	196,92	37,3	191,2	3,1	1,9	0,7	0,2	0,1
5mm/360°	0,35	5,17	0,7	11,0	0,72	9,81	0,7	9,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Petersen	6,67		14,2		6,30		6,1						
Schm/Neup	1,45		3,1		1,33		1,3						
Seidel	5,32	15,96	11,3	34,0	14,09	40,02	13,7	38,9					
VDI-Ri2230	0,46		1,0		0,89		0,9						

7.4.3 Ergebnisse Flanschstoß B

(Siehe Tabelle 12.) Die von den beiden **Rainflow-Matrizen** 1 und 2 gelieferten Schädigungssummen verhalten sich zueinander ähnlich wie beim kleineren Flanschstoß A. Dabei ergeben sich für die perfekten Flanschstöße nur sehr geringe Schädigungssummen, da die Funktionen der Schraubenspannungen einen ausgeprägteren horizontalen Anfangsbereich aufweisen als bei Flanschstoß A und beim gewählten M_R-Bereich diesen kaum verlassen.

Hinsichtlich des Einflusses der **Klaffungsgeometrie** zeigen die akkumulierten Schraubenschädigungen ebenfalls - wie angesichts der ähnlichen Schraubenbeanspruchungsfunktionen eigentlich nicht anders zu erwarten - die gleichen Tendenzen wie bei Flanschstoß A. Auch hier wächst die Ermüdungsschädigung bei kurzweiligen Ausgangsklaffungen deutlich stärker als bei langwel-



ligen. So ist die Schädigungssumme bei einer Imperfektionsform 3mm/60° für beide M_R -Matrizen deutlich höher als bei 5mm/90°. Die rotationssymmetrische Winkelklaffung von 10mm ist im Vergleich zu den Teilbereichsklaffungen wieder wesentlich günstiger.

Der Einfluss der **Schraubenbiegung** stellt sich bei Flanschstoß B vergleichbar dar wie bei Flanschstoß A. Der Faktor, um den die Schädigungssumme bei Berücksichtigung der Biegung größer wird, liegt hier zwischen 2,6 und 10,7. Er ist aber auch hier bei der imperfektesten Variante (Parallelklaffung 5mm/60°) mit ca. 2,6 am kleinsten. Extrem groß ist der Einfluss dagegen bei der perfekten Variante B1 mit ihren dünneren Flanschen: Die sowieso schon 46fach größere Schädigungssumme wächst bei Berücksichtigung der Schraubenbiegung auf das 2300fache des perfekten Referenzfalles. Hier wirkt sich das frühere „Aufziehen“ des weicheren Flanschstoßes aus, wie es auch in den Beanspruchungsfunktionen deutlich zum Ausdruck kam (vgl. Bild 48b).

Eine um 10% **größere Vorspannkraft** zeigt hier keinen signifikanten Einfluss, da die Funktionen im Bereich bis $M_R=15680\text{kNm}$ praktisch parallel zueinander verlaufen (vgl. Bild 48b). Der günstige Einfluss würde sich erst bei höheren M_R -Werten bemerkbar machen.

Von dem **Näherungsmodellen** PETERSEN und SCHMIDT/NEUPER werden hier der perfekte und der winkelklaffende Flanschstoß einschließlich Schraubenbiegung bei Matrix 1 sicher abgedeckt. Bei Matrix 2 unterschätzt das SCHMIDT/NEUPER-Modell den Einfluss der Biegespannungen. Das PETERSEN-Modell deckt eine Parallelklaffung von 1mm/60° näherungsweise einschließlich Schraubenbiegung ab. Bezogen auf die konkret berechnete Parallelklaffung 5mm/90° liegt es zwar auf der unsicheren Seite. Man kann aber durch Extrapolation und unter Berücksichtigung des konservativen Charakters der Erfassung des Biegeeinflusses abschätzen, dass die Berechnung nach PETERSEN hier eine Parallelklaffung von 2mm/90° ebenfalls abdecken würde. Nach SEIDEL wird die Schädigung unterschätzt, ebenso erweist sich das Modell nach VDI-Ri 2230 auch bei Flanschstoß B als unsicher.

Tabelle 12 Akkumulierte Ermüdungsschädigungen in den Schrauben und Restklaffungen beim Vorspannen für Flanschstoß B bei variierten Imperfektionen

Imperfektion	Schädigungssummen								Restklaffungen $k_{R,Rest}$ [mm] bei Vorspannstufe:				
	M_R -Matrix 1				M_R -Matrix 2				20%	40%	60%	80%	100%
	$k_R / \Delta\varphi_R$	$S_{\sigma m}$	$S_{\sigma m+\sigma b}$	bezogen auf <input type="checkbox"/>	bezogen auf <input type="checkbox"/>	$S_{\sigma m}$	$S_{\sigma m+\sigma b}$	bezogen auf <input type="checkbox"/>					
0mm/360°	0,03	0,25	1,0	8,3	0,03	0,32	1,0	10,7					
0mm (1,1 F_V)	0,03	0,19	1,0	6,3	0,02	0,23	0,7	7,7					
0mm (B1)	1,37	68,27	45,7	2275,7	2,87	123,25	95,7	4108,3					
1mm/60°	0,59	3,03	19,7	101,0	1,24	6,92	41,3	230,7	0,2	0,0	0,0	0,0	0,0
2mm/60°	22,92	79,39	764,0	2646,3	44,12	145,64	1470,7	4854,7	1,2	0,6	0,1	0,0	0,0
3mm/60°	101,08	337,30	3369,3	11243,3	152,44	493,28	5081,3	16442,7	2,1	1,3	0,7	0,2	0,1
5mm/60°	301,96	764,05	10065,3	25468,3	401,72	1026,37	13390,7	34212,3	4,1	3,1	2,3	1,6	1,0
5mm/90°	16,37	67,96	545,7	2265,3	34,37	135,43	1145,7	4514,3	3,2	1,8	0,8	0,2	0,0
10mm/360°	0,10	0,68	3,3	22,7	0,19	1,22	6,3	40,7	2,3	0,0	0,0	0,0	0,0
Petersen	4,22		140,7		3,94		131,3						
Schm/Neup	0,88		29,3		0,75		25,0						
Seidel	0,02	0,06	0,7	2,0	0,04	0,13	1,3	4,3					
VDI-Ri2230	0,00		0,0		0,00		0,0						



Die Analyse der Restklaffungen während der einzelnen Vorspannstufen in Tabelle 12 führt zu ähnlichen Erkenntnissen wie bei Flanschstoß A: Ein nach dem Vorspannen verbleibender Restspalt von 1mm hat eine indiskutabel hohe Ermüdungsschädigung zur Folge. Hat sich die Klaffung zwar bei voller Vorspannung ganz oder nahezu geschlossen, und ist aber bei 40% Vorspannung noch ein Spalt \geq ca.1mm vorhanden, so liefert die Berechnung ebenfalls zu hohe Schädigungssummen.



8 Schlussfolgerungen für die Bemessungspraxis

8.1 Unmittelbare Erkenntnisse aus den Untersuchungen

Bevor konkrete Vorschläge für den Ermüdungssicherheitsnachweis von Ringflanschverbindungen entwickelt werden, werden nachfolgend die wichtigsten Erkenntnisse aus den experimentellen und numerischen Untersuchungen noch einmal zusammengestellt.

- (1) Permanente Biegespannungen in fertig vorgespannten Schrauben von Ringflanschstößen sind unvermeidbar. Sie betragen selbst beim „perfekten“ Versuchsflanschstoß in den M20-Schrauben bis zu 100N/mm^2 . Bei Flanschstößen, deren ursprüngliche Winkelklaffung beim Vorspannen zugezogen wurde, verbleibt trotzdem infolge der lokalen Eindrückungen unter Schraubenkopf und Mutter eine Biegebeanspruchung in den Schrauben. Sie beträgt bei Klaffungswinkeln von ca.6% in M20-Schrauben ca.100 N/mm², in M36-Schrauben ca.300N/mm². Lässt sich ein imperfekter Flanschstoß nicht vollständig zuziehen, so weisen die Schrauben nach dem Vorspannen noch größere Biegebeanspruchungen auf.
- (2) Eine gleichmäßige Vorspannung aller Schrauben in einem Flanschstoß ist nur iterativ zu erreichen - selbst wenn er „perfekt“ ist. Je größer die Imperfektion, desto mehr Vorspanniterationen sind erforderlich.
- (3) Bei einem Flanschstoß mit rohrseitiger Klaffung, die sich nur über einen Teil des Umfangs erstreckt, sind nach dem Vorspannen - unabhängig davon, ob eine Restklaffung verblieben ist - in den angrenzenden Rohrschalen (einschließlich der Schweißnähte) hohe Zugspannungen vorhanden (Bild 22).
- (4) Die als Grundlage für die Berechnung der Ermüdungsbeanspruchung in den Schrauben benötigten Funktionen der größten Schraubenzugkraft F_S über der aufgetragenen Rohrbiegebelastung M_R sind stark von der Art und Größe der Klaffungsimperfektionen abhängig. Reine (d.h. rotationssymmetrische) Winkelklaffungen führen im Vergleich zum perfekten Referenzfall zu geringfügig günstigeren Schraubenkraftfunktionen, wenn der Stoß flanschseitig klafft, aber zu deutlich ungünstigeren Schraubenkraftfunktionen, wenn der Stoß rohrseitig klafft. Noch weitaus ungünstiger wirken sich jedoch rohrseitige Klaffungen aus, die nur über einen begrenzten Teil des Umfangs im Zugbereich der Rohrbiegung vorhanden sind - und zwar unabhängig davon, ob als reine Parallelklaffung oder in Kombination mit Winkelklaffungen (Bild 41a).
- (5) Bei solchen rohrseitigen Teilbereichsklaffungen ist neben dem Klaffungsmaß k_R der Umfangswinkel $\Delta\varphi_R$, über den sich die Klaffung erstreckt, der zweite wichtige Einflussparameter (Bild 49a).
- (6) Im Bereich einer rohrseitigen Teilbereichsklaffung werden die Zugmembrankräfte in der Rohrschale aus Rohrbiegung sehr ungleichmäßig übertragen (**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**).
- (7) Bei Rohrbiegebelastung bauen sich in den gezogenen Schrauben auch lokale Biegebeanspruchungen auf, die sich den vom Vorspannen her vorhandenen überlagern. Das gilt vor allem auch für einen „perfekten“ Flanschstoß. Sind in sehr imperfekten Flanschstößen bereits vom Vorspannen her große Schraubenbiegemomente vorhanden, so bauen sich diese früher oder später nach Erreichen der 0,2%-Dehngrenze ab (Bild 48).



- (8) Auch unter Rohrbiegedruck erfahren die Schrauben in einem Flanschstoß Beanspruchungsänderungen, d.h. ermüdungsrelevante Spannungsschwingbreiten (Bild 25).
- (9) Das Tragbiegemoment $M_{R,u}$ eines vorgespannten Ringflanschstoßes ist praktisch unabhängig von Flanschimperfektionen und von Schraubenbiegebeanspruchungen (Bild 31). Die unterschiedlich hohen Schraubenbiegemomente fließen bei Annäherung an den Traglastzustand weitgehend heraus (Bild 41).
- (10) Die Rohrbiegungsnulldlinie verschiebt sich bei wachsender Belastung infolge der abnehmenden Steifigkeit der sich sukzessive öffnenden Flanschverbindung im gezogenen Bereich geringfügig zur Biegedruckseite hin. Bei den Versuchskörpern betrug die Vergrößerung des Biegezugbereiches bei ca. 80% des Tragbiegemomentes ca. 10° bis 15°, bezogen auf den elementaren Wert 180°. Bei Annäherung an die Traglast wächst die Verschiebung infolge der plastischen Längung der gezogenen Schrauben weiter an.
- (11) Nach einzelnen hohen Belastungen fällt die Vorspannkraft der Schrauben infolge Mikroplastizierungen im Gewinde ab. Der Verlust betrug in den M20-Schrauben der Versuchsflanschstöße nach einer Belastung, bei der die mittlere Schraubenbeanspruchung im Spannungsquerschnitt die 0,2%-Dehngrenze erreicht hatte, im Mittel 15% - und zwar unabhängig von der Flanschimperfektion (Bild 28). Bei Wiederbelastung stellt sich die Schraubenkraftfunktion entsprechend ungünstiger dar (Bild 27a).
- (12) Berechnungen von Ermüdungs-Schädigungssummen nach PALMGREN/MINER in den Schrauben unter Verwendung von realitätsnahen Rainflow-Matrizen für das Rohrbiegemoment M_R und von FE-simulierten Schraubenbeanspruchungsfunktionen $F_S=f(M_R)$ und $M_S=f(M_R)$ bestätigen die Erkenntnisse (4) und (5) hinsichtlich des Einflusses von Flanschimperfektionen auf die Ermüdung der Schrauben.

8.2 Überlegungen zum Ermüdungssicherheitsnachweis der Schrauben

Die erste wichtige Schlussfolgerung aus den vorliegenden Untersuchungen ist, dass es keinesfalls ratsam ist, den Nachweis allein auf der Grundlage einer Schraubenkraftfunktion $F_S=f(M_R)$ zu führen, der die perfekte Flanschstoßgeometrie zugrunde legt - weder mit FEM berechnet, noch mit einem der genaueren Berechnungsmodelle (z.B. VDI-Ri 2230 [44], SEIDEL [28], LEHMANN [15,16]). Auch wenn man die Schraubenbiegemomentenfunktionen $M_S=f(M_R)$ in die Schädigungsberechnung mit einbezieht - sofern überhaupt berechenbar, was z.B. bei dem Modell VDI-Ri 2230 nicht der Fall ist - sind immer noch keine Imperfektionen abgedeckt. Diese haben aber bei ungünstiger Ausprägung bereits bei kleinen Größen, wie sie baupraktisch unvermeidbar sind, erheblichen ermüdungsschädlichen Einfluss, der nicht vernachlässigt werden darf.

Aus der vorstehenden Überlegung folgt, dass in jedem Fall dafür gesorgt werden muss, dass der Ermittlung des $\Delta\sigma$ -Kollektivs der Schrauben eine Schraubenkraftfunktion zugrunde gelegt wird, die eine angemessene Anfangssteigung hat. Das kann bei einer exakten FEM-Berechnung nur durch Einbau einer geeigneten Mindestimperfektion erreicht werden. Eine zweite Möglichkeit sind vereinfachte Ingenieurmodelle, die aufgrund einer groben Näherungsüberlegung Schraubenkraftfunktionen liefern, die von vornherein mit einer definierten Steigung beginnen (z.B. die Rechenmodelle nach PETERSEN [18] und SCHMIDT/NEUPER [25]). Es stellt sich die Frage, wieviel Imperfektionen diese Modelle zuzüglich zur Schraubenbiegung noch abdecken.



In Abschnitt 7.4 wurden anhand der mit dem EC3-Kerbfall 36* berechneten Schädigungssummen bereits Aussagen dazu gemacht. In Bild 51 sind noch einmal für die beiden baupraktischen Flanschstöße des Unterkapitels 7.2 die Schraubenkraftfunktionen nach genaueren und vereinfachten Berechnungsmodellen einigen FE-simulierten Kurven gegenübergestellt.

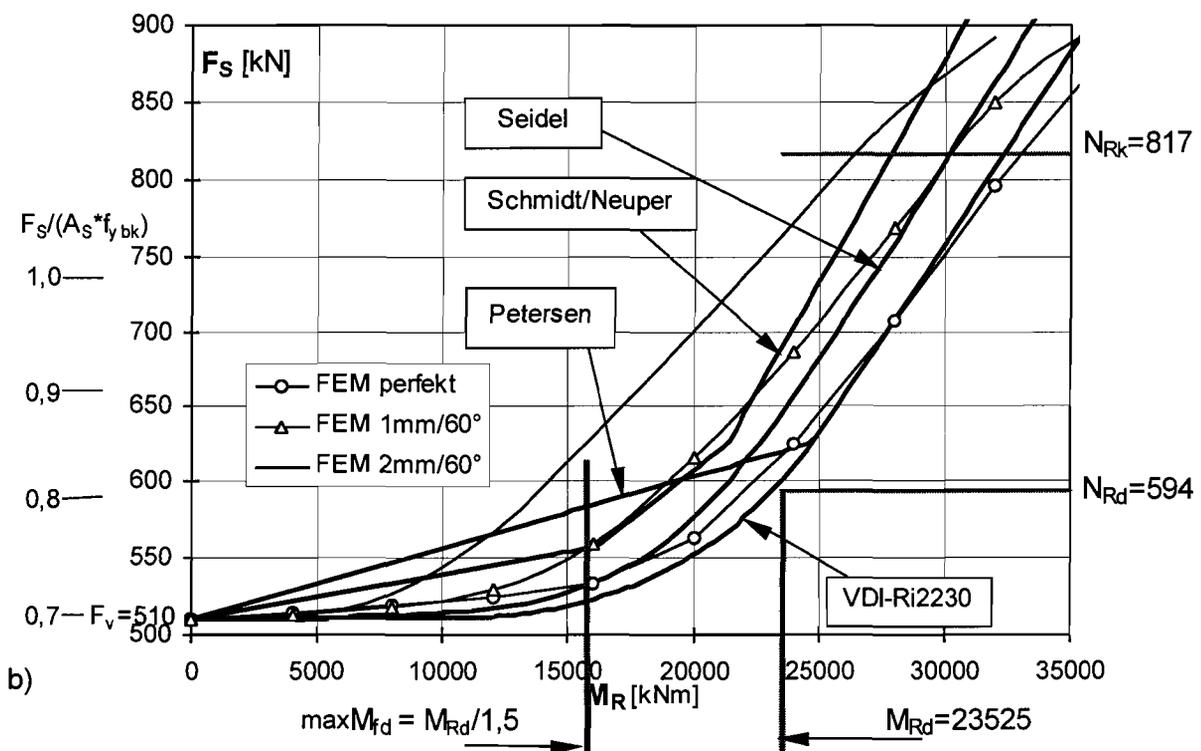
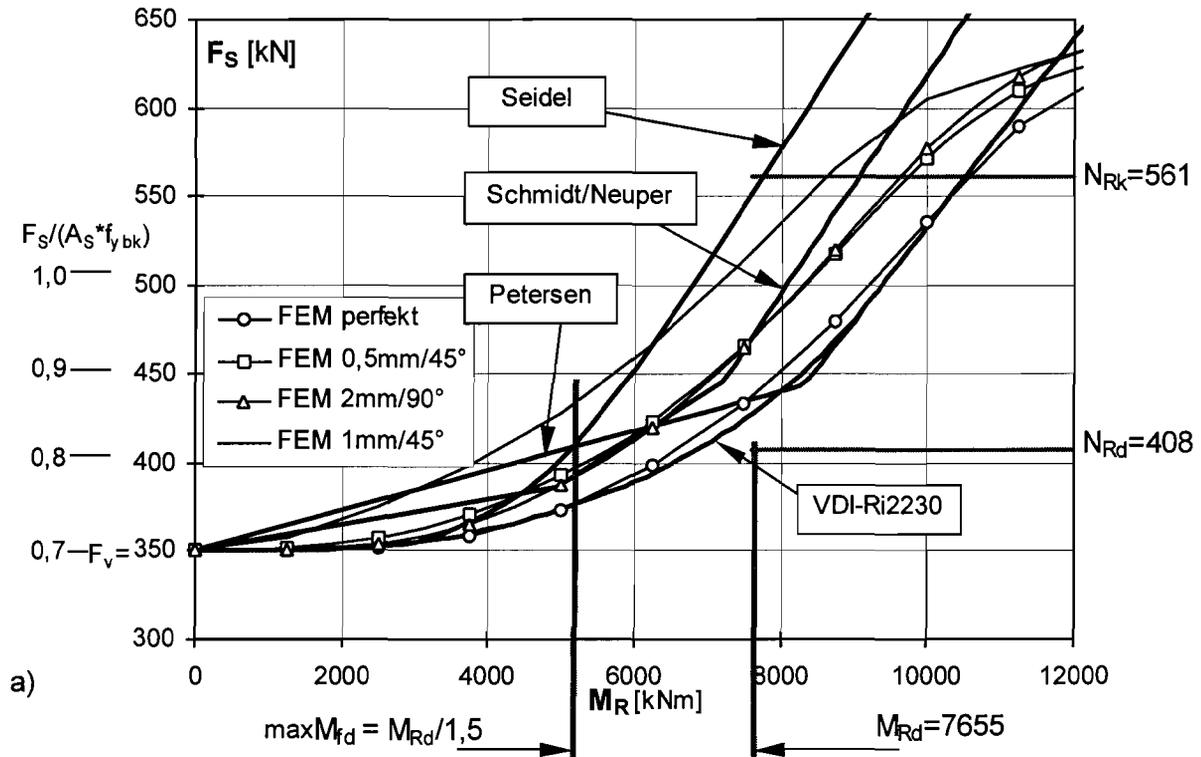


Bild 51 Schraubenkraftfunktionen nach genaueren und vereinfachten Berechnungsmodellen im Vergleich zur FE-Simulation: (a) Flanschstoß A, (b) Flanschstoß B



Es lässt sich zusammenfassend postulieren, dass beide vereinfachten Modelle beliebige Winkelklaffungen einschließlich Schraubenbiegung sicher abdecken. Rohrseitige Teilbereichsklaffungen werden dagegen vom SCHMIDT/NEUPER-Modell nur sehr eingeschränkt abgedeckt, während das PETERSEN-Modell mit seiner großen Anfangssteigung rohrseitige Klaffungen $2\text{mm}/90^\circ$, $1\text{mm}/60^\circ$ und $0,5\text{mm}/45^\circ$ einschließlich Schraubenbiegung näherungsweise abdeckt.

Folgende Empfehlungen für die konkrete Vorgehensweise beim Ermüdungssicherheitsnachweis der Schrauben lassen sich aus den bisherigen Überlegungen ableiten:

- (I) **Entweder** man führt den Nachweis mit Hilfe der Schraubenkraftfunktion nach dem vereinfachten PETERSEN-Modell. Das hat den zusätzlichen Vorteil, dass wegen des geradlinigen Verlaufs dieser Funktion nicht mit der vollständigen Rainflow-Matrix der Rohrbiegemomente M_R gearbeitet werden muss, sondern dass man nur das Kollektiv der Rohrbiegemomente benötigt. Das setzt aber auch zwingend voraus, dass entsprechende Toleranzwerte für die Imperfektionen bei der Ausführung eingehalten werden.
- (II) **Oder** man führt den Nachweis mit Hilfe der genaueren Schraubenkraft- und Schraubenbiegemoment-Funktionen aus einer FE-Simulation des Flanschstoßes. Dabei ist es aber zwingend erforderlich, angemessene Imperfektionen in das FE-Modell einzubauen und diese für die Ausführung als Toleranzwerte vorzugeben und auch einzuhalten.

Es bleibt die Frage, ob und wie die Vorspannkraftverluste infolge wiederholter Belastung erfasst werden müssen. Zur Beantwortung dieser Frage sei folgende Überlegung am Beispiel der beiden baupraktischen Flanschstöße A und B aus Kap.7 angestellt (vgl. Bild 51): Der Bemessungswert $\max M_{R,fd}$ des größten innerhalb der Ermüdungsbelastung vorkommenden Rohrbiegemomentes kann wegen $\gamma_{FF}=1,00$ und $\gamma_{Fu}=1,50$ nicht größer sein als $M_{R,Rd}/1,5$. Dabei ist $M_{R,Rd}$ die mit $\gamma_{Mu}=1,1 \cdot 1,25=1,375$ ermittelte Beanspruchbarkeit des Flanschstoßes beim Tragsicherheitsnachweis unter Vernachlässigung der Vorspannung. Unter $\max M_{R,fd}$ werden die Schrauben im Spannungsquerschnitt, wenn nach (I) oder (II) vorgegangen wird, höchstens mit ca.80% der 0,2%-Dehngrenze des Schraubenwerkstoffes beansprucht (Bild 51). Nach einer solchen Beanspruchung fällt aber die Vorspannkraft nur um ca.5% ab (vgl. 5.4.3), so dass der Einfluss vernachlässigt werden kann. Damit sind allerdings - darauf sei hier ausdrücklich hingewiesen - mögliche Vorspannkraftverluste infolge Kriechen von Beschichtungen nicht erfasst.

8.3 Überlegungen zu Herstelltoleranzen für den Flanschstoß

Vorab sei betont, dass es hier nicht primär um **Ebenheitstoleranzen** für die einzelnen Flansche geht, sondern um **Klaffungstoleranzen** für das Flanschpaar. Theoretisch dürften die Flansche durchaus wellig sein, sofern nur die Welligkeit der beiden Flansche so aufeinander abgestimmt wäre, dass beim Aufeinanderstellen der zu verschraubenden Rohrschüsse keine Klaffungen zwischen den Flanschen vorhanden sind. Erreichbar ist das beispielsweise durch provisorisches Verschrauben des Flanschpaares vor dem beidseitigen Anschweißen an die Rohrschüsse; hierauf wurde im Schrifttum immer wieder hingewiesen, z.B. in [19]. Die sicherste Maßnahme zur Einhaltung der Klaffungstoleranzen ist natürlich die Vorgabe enger Ebenheitstoleranzen für die **fertig angeschweißten Flansche**.

Bei den Klaffungstoleranzen muss - das haben die vorliegenden Untersuchungen überzeugend gezeigt - sehr klar zwischen rohrseitigen Klaffungen k_R über Teilbereiche ℓ_k des Umfanges und Winkelklaffungen α_k (einschließlich der damit verbundenen Kantenklaffungen k_F bzw. k_R) unter-



schieden werden (Bild 52). Erstere haben einen gravierenden Einfluss auf die Ermüdungsbeanspruchung der vorgespannten Schrauben und müssen durch enge Toleranzen, wenn schon nicht geschlossen, so doch scharf begrenzt werden. Die Toleranzen für Winkelklaffungen können demgegenüber großzügiger gehandhabt werden.

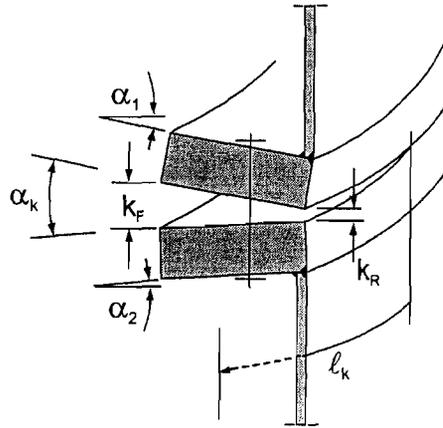


Bild 52 Bezeichnungen für Klaffungstoleranzen

Für die **rohrseitigen Teilbereichsklaffungen** bietet es sich an, diejenigen Klaffungsmaße, die vom vereinfachten Berechnungsmodell nach Petersen näherungsweise abgedeckt werden (Vorgehensweise I für den Ermüdungssicherheitsnachweis, vgl. 8.2), als Herstelltoleranzen zu verwenden. Das würde bedeuten:

$$\begin{aligned} k_{R,zul} &= 0,5\text{mm} && \text{bei } \Delta\varphi_R \leq 45^\circ && \text{bzw.} && \ell_k \leq 0,125 \times \text{Umfang}, \\ k_{R,zul} &= 1,0\text{mm} && \text{bei } \Delta\varphi_R = 60^\circ && \text{bzw.} && \ell_k = 0,167 \times \text{Umfang}, \\ k_{R,zul} &= 2,0\text{mm} && \text{bei } \Delta\varphi_R \geq 90^\circ && \text{bzw.} && \ell_k \geq 0,250 \times \text{Umfang}. \end{aligned} \quad (8.1)$$

Diese $k_{R,zul}$ -Werte mögen sehr rigide erscheinen und müssen hinsichtlich ihrer Praktikabilität in Fachgremien diskutiert werden. Wichtig ist in jedem Fall die deutliche Abhängigkeit von der bezogenen Erstreckungslänge der Klaffung über den Umfang: je kürzer, desto kleiner das tolerierbare Klaffungsmaß. Natürlich wäre es jedem Hersteller bei Vorgehensweise II für den Ermüdungssicherheitsnachweis (vgl. 8.2) unbenommen, größere Klaffungen zuzulassen, wenn er diese zutreffend und überprüfbar im Ermüdungssicherheitsnachweis berücksichtigt.

Die vorstehenden Angaben beziehen sich auf den Flanschstoß **vor dem Vorspannen** bzw. bei nur geringfügiger Vorspannung aus Montagegründen (z.B. 5% oder 10%). **Nach dem Vorspannen** dürfen an der rohrzugewandten Flanschseite keinerlei Restklaffungen verbleiben. Diese Bedingung allein würde jedoch noch keinen ermüdungssicheren Stoß gewährleisten, wie die Parameterstudie gezeigt hat (Tabellen 12 und 13). Wenn es also dem Monteur zwar gelingt, die Klaffungen „wegzuspannen“, aber quasi erst im letzten Moment, so reicht das nicht aus. Denkbar wäre eine Zusatzbedingung etwa derart, dass bei 50% Vorspannung höchstens noch ein Fünftel der Ausgangsklaffung vorhanden sein darf.

Für die **Winkelklaffungen** wird von den Verfassern ein zulässiger Klaffungswinkel

$$\alpha_{k,zul} = (\alpha_1 + \alpha_2)_{zul} = \pm 5\% \quad (8.2)$$

für vernünftig gehalten. Gelingt es, diesen Winkel beim Vorspannen „zuzuziehen“, so ist bei Vorgehensweise I für den Ermüdungssicherheitsnachweis ein einwandfreier Flanschstoß erreicht.



nen definierten Restspalt k_F (z.B. 2mm oder 3mm) zu tolerieren, der dann nur noch von Seiten des Korrosionsschutzes zu beachten wäre. Daraus folgt u.a. die in Praktikerkreisen bereits des öfteren geäußerte Idee, den günstigen Einfluss der flanschseitigen im Gegensatz zur rohrseitigen Winkelklaffung dadurch zu aktivieren, dass man durch geeignete Steuerung der Fertigung (z.B. Schweißfolgen) gezielt eine geringe rotationssymmetrische flanschseitige Winkelklaffung erzeugt. Die verschiedenen Klaffungsformen können natürlich kombiniert auftreten. Die Herstelltoleranzen sind dann additiv zu betrachten.

Alle hier gemachten Empfehlungen beruhen auf den Ergebnissen der durchgeführten experimentellen und numerischen Untersuchungen und gelten deshalb nur für den dadurch abgedeckten Parameterbereich, d.h. für vorgespannte L-Ringflanschverbindungen von $\varnothing 1,0\text{m}/\text{M}20$ bis $\varnothing 3,5\text{m}/\text{M}36$. Innerhalb dieses Bereiches ist die (zunächst etwas überraschende) Unabhängigkeit der absoluten $k_{R,zul}$ -Werte vom Rohrdurchmesser zumindest näherungsweise abgesichert. Auf noch kleinere oder auf deutlich größere Rohrdurchmesser sind die Empfehlungen nicht ohne weiteres übertragbar.

8.4 Überlegungen zur Sanierung imperfekter Flanschstöße

Werden bei der Montage turmartiger Stahlbauten in den Flanschstößen Klaffungen festgestellt, die die jeweils vorgegebenen Herstelltoleranzen überschreiten, so sollte zunächst geklärt werden, ob der Ermüdungssicherheitsnachweis noch Reserven aufweist. Ist das der Fall, so könnte versucht werden, mit einer genauen FE-Analyse, in die die gemessenen Ist-Klaffungen eingebaut werden, eine ausreichende Ermüdungslebensdauer nachzuweisen. Andernfalls ist eine Sanierung zwingend erforderlich.

Es war nicht Aufgabe des vorliegenden Forschungsprojektes, Sanierungsmöglichkeiten zu entwickeln. Deshalb seien hier nur abschließend einige Grundgedanken dargelegt. Ziel der Sanierung muss es sein, den in der Berechnung zugrundegelegten Zustand so gut wie möglich anzunähern. Das bedeutet, dass jede einzelne Schraube ihren anteiligen Druckvorspannkörper erhalten muss, mit dem zusammen sie das günstige Kräftespiel eines vorgespannten Zugfeder/Druckfeder-Elementes entwickeln kann. Dazu gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten:

- Entweder werden die kritischen Flanschkontaktflächen spanabhebend nachbearbeitet; das erfordert ein Abheben von bereits montierten Rohrschüssen und ist extrem arbeits- und kostenaufwendig; es liefert aber andererseits einen optimalen Flanschstoß.
- Oder die Luftspalte zwischen den Flanschen werden mit einem Material ausgefüllt, das vergleichbare Werkstoffeigenschaften wie der Flansch besitzt (E-Modul und Quetschgrenze). Für das Ausfüllen gibt es wiederum prinzipiell zwei Möglichkeiten:
 - Entweder die Luftspalte werden mit Stahlblechen ausgefüttert; diese müssen bei Winkelklaffungen keilförmig angepasst werden; wird die Keilform durch treppenförmige Feinblechstapel realisiert, dürfen die einzelnen Futterbleche nicht dicker als 0,5mm sein; die Unterfütterung ist so zu konzipieren, dass in unmittelbarer Umgebung jeder einzelnen Schraube, insbesondere im Bereich zwischen ihr und der Rohrseite der Flansche (einschließlich der rohrseitigen Flanschseite selbst) beim Vorspannen einwandfreier Druckkontakt entsteht.



- Oder die Luftspalte werden mit einem flüssigen Material vergossen, dass nach dem Aushärten stahlähnliche Werkstoffeigenschaften hat; ein derartiges Material gibt es allerdings nach Wissen der Verfasser noch nicht.

Bei keilförmigen Ausfütterungen ist zu beachten, dass nunmehr die Schraubenköpfe und/oder Muttern gegen geneigte Auflageflächen gespannt werden, die sich - im Gegensatz zu offenen Winkelklaffungen - beim Vorspannen nicht parallel ziehen. Deshalb sind jetzt Grenzwerte für die Neigungswinkel α_s (Bild 52) einzuhalten. Mit Rücksicht auf den erheblichen Einfluss der Schraubenbiegung auf die Ermüdung sollte der Wert $\alpha_s \leq 2\%$ nach DIN18800-1 und -7 hier nicht ausgenutzt werden. Vorschlag:

$$\alpha_{s,zul} = \pm 1\%. \quad (8.3)$$



9 Zusammenfassung und Ausblick

In vorgespannten geschraubten Ringflanschstößen unter wiederholten Belastungen sind die Schrauben meist bemessungsbestimmend. Ihre ermüdungsrelevanten Beanspruchungen sind bereits bei perfekter Ausführung des Stoßes nichtlinear abhängig von den zu übertragenden Rohrbiegemomenten. Auf unvermeidbare Abweichungen von der Sollgeometrie, die zu geringen Klaffungen zwischen den beiden Flanschen vor dem Vorspannen führen (Flanschimperfektionen), reagiert das innere Kräftespiel sehr empfindlich mit deutlich ungünstigeren Schrauben-Ermüdungsbeanspruchungen. Um Vorschläge für den bemessungspraktischen Umgang mit diesen Flanschimperfektionen erarbeiten zu können, wurden experimentelle und numerische Untersuchungen durchgeführt.

Die experimentellen Untersuchungen umfassten vier großmaßstäbliche Rohrbiegeversuche mit außenliegendem L-Flanschstoß $\varnothing 1,0\text{m}$ mit 32 Schrauben M20-10.9. Je einer der vier Flanschstöße war perfekt sowie planmäßig imperfekt mit flanschseitiger Winkelklaffung, rohreseitiger Winkelklaffung und Parallelklaffung über ein Viertel des Umfangs im Biegezugbereich gefertigt worden. Ein Teil der Schrauben war als DMS-Messschrauben ausgebildet. Der Vorspannvorgang wurde messtechnisch sorgfältig verfolgt. Jeder Versuch bestand aus einer ausführlichen Schwellbelastungsphase, in der Be- und Entlastungszyklen wachsender Lasthöhe mit zwischen geschalteten Schwelllastsequenzen von je 100 Lastspielen zwischen unterschiedlichen Lastniveaus aufgebracht wurden, und einem abschließenden Traglastversuch. Primäres Versuchsergebnis sind Funktionen der Schraubendehnungen und Klaffungsverformungen über dem aufgetragenen Rohrbiegemoment sowie Vorspannverluste infolge Mikroplastizierungen im Gewinde nach sehr hohen Belastungen.

Für die numerischen Untersuchungen wurde ein FE-Modell des Rohrversuchskörpers mit dem Versuchsflansch mit sorgfältiger Feinmodellierung der Schrauben und der Kontaktproblematik zwischen den Flanschinnenflächen und zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und Flanschoberflächen aufgebaut. Die gemessenen Flanschimperfektionen wurden angenähert abgebildet. Das FE-Modell wurde anhand der experimentellen Ergebnisse für die Vorspannphase und die Belastungsphase validiert. Sodann wurden in einer numerischen Parameterstudie für zwei baupraktische Ringflanschstöße aus dem Bereich der WEA-Türme Schraubenbeanspruchungen und Ermüdungs-Schädigungssummen für variierte Imperfektionsparameter berechnet. Aus der vergleichenden Analyse wurden Empfehlungen für Herstelltoleranzen und für Vorgehensweisen beim Ermüdungssicherheitsnachweis der Schrauben unter Berücksichtigung der tolerierten Klaffungsimperfektionen hergeleitet.

Obwohl die vorliegenden Untersuchungen nach Meinung der Verfasser einen wesentlichen Beitrag zum besseren Verständnis der ermüdungsrelevanten Vorgänge in imperfekten L-Ringflanschstößen gebracht haben, bleiben noch Fragen offen. Dazu gehören u.a.:

- Wie konservativ ist der Ansatz der Summe aus Axialkraft- und Biegespannung im Spannungsquerschnitt der Schraube in Verbindung mit der 36*-Wöhlerlinie des Eurocodes 3? Zur Beantwortung müssten Ermüdungsversuche an Rohrbiegeköpern gefahren werden.
- Wie wirken sich unterschiedliche Korrosionsschutzbeschichtungen innerhalb der Flanschfuge und im Kontaktbereich Schraubenkopf/Flansch bzw. Mutter/Flansch auf die Ermüdungsbeanspruchung der Schrauben aus? Dabei geht es nicht nur um die Vorspannverluste, sondern auch um die mögliche Beeinflussung der Beanspruchungsfunktionen der Schrauben infolge veränderter Steifigkeitsverhältnisse.



- Hat die iterative Abfolge des Vorspannprozesses Einfluss auf den inneren Kraft- und Verformungszustand nach Abschluss des Vorspannens und damit - über die Beanspruchungsfunktionen - auch auf die Ermüdung der Schrauben?
- Besteht bei imperfekten Flanschstößen mit rohrseitiger Teilbereichsklaffung auch eine erhöhte Ermüdungsgefährdung der Anschlussschweißnähte?
- Ist es möglich, ein vereinfachtes analytisches Tragmodell für geometrisch imperfekte Ringflanschverbindungen zu entwickeln, um näherungsweise die Schraubenbeanspruchungen auch ohne FE-Simulation berechnen zu können? Hierbei muss natürlich vor allem die rohrseitige Teilbereichsklaffung erfasst werden.
- Wie verhalten sich imperfekte T-Ringflanschstöße unter Ermüdungsbelastung?

Zu einigen dieser Fragen, insbesondere zur letzten, wird die in Arbeit befindliche Abhandlung [9] des Zweitverfassers dieses Forschungsberichtes Aussagen enthalten.



Literatur

- [1] **Agatonovic, P.:** Verhalten von Schraubenverbindungen bei zusammengesetzter Betriebsbeanspruchung.
Dissertation TU Berlin, 1973.
- [2] **ANSYS Release 5.5 Manuals.**
Swanson Analysis Systems, 1998.
- [3] **Bouwman, L.P.:** Bolted Connections Dynamically Loaded In Tension.
ASCE Journal of the Structural Division, Vol.108 (1982), pp.2117-2129.
- [4] **CICIND: Model Code for Steel Chimneys.**
CICIND, 1988.
- [5] **Ebert, M./Bucher, C.:** Stochastische nichtlineare Untersuchung vorgespannter Schraubenverbindungen unter Windeinwirkung.
Vortrag zur WTG-Dreiländertagung am 07.11.1997 in Braunschweig.
- [6] **Galwelat, M./Beitz, W.:** Das Verhalten rotationssymmetrischer Mehrschraubenverbindungen unter Biegemomentbelastung.
Konstruktion 32 (1980), H.7, S.257-263.
- [7] **Hoffmann, K.:** Grundlagen der Dehnungsmeßstreifen-Technik.
Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt, 1973.
- [8] **Illgner, K.H./Beelich, K.H.:** Einfluß überlagerter Biegung auf die Haltbarkeit von Schraubenverbindungen.
Konstruktion 18 (1966), H.3, S.117-124.
- [9] **Jakubowski, A.:** Geometrisch imperfekte geschraubte Ringflanschverbindungen unter nicht vorwiegend ruhender Biegebelastung (*in Vorbereitung*).
- [10] **Kampf, M.:** Dauerhaltbarkeit von Schrauben unter kombinierter Zug- und Biegebelastung.
Dissertation TU Berlin, 1997.
- [11] **Katzung, W./Pfeiffer, H./Schneider, A.:** Zum Vorspannkraftabfall in planmäßig vorgespannten Schraubenverbindungen mit beschichteten Kontaktflächen.
Stahlbau 65 (1996), H.9, S.307-311.
- [12] **Koenigsmann, W./Vogt, G.:** Dauerfestigkeit von Schraubenverbindungen großer Nenndurchmesser.
Konstruktion 33 (1981) H.6, S.219-231.
- [13] **Kramer, M.:** Parameterstudie zur elastischen Zugbeanspruchung der Schrauben in imperfekten, vorgespannten, geschraubten, einseitigen Flanschstößen von kreiszylindrischen Tragwerken unter Windbelastung.
Diplomarbeit Universität Essen-Stahlbau, 1998.



- [14] **Lacher, G.:** Über den Einfluß der Abstützung auf exzentrisch schwingend beanspruchte vorgespannte Schrauben in Plattenverbindungen.
Stahlbau 53 (1984), H.6, S.165-173.
- [15] **Lehmann, D.:** Berechnung des nichtlinearen Tragverhaltens gezogener vorgespannter L-Flansche.
Stahlbau 69 (2000), H.1, S.35-54.
- [16] **Lehmann, D.:** Systematisierung der Flanschberechnung mit Hilfe von Stabsystemen.
Stahlbau 70 (2001), H.2, S.85-99.
- [17] **Matthias, K.:** Schraubenkräfte in einer Flanschverbindung.
Maschinenbautechnik 34 (1985), H.11, S.517-520.
- [18] **Petersen, C.:** Stahlbau, 3.Aufl.
Braunschweig: Vieweg-Verlag 1997.
- [19] **Petersen, C.:** Tragfähigkeit imperfektionsbehafteter geschraubter Ringflanschverbindungen.
Stahlbau 59 (1990), H.4, S.97-104.
- [20] **Petersen, C.:** Nachweis der Betriebsfestigkeit exzentrisch beanspruchter Ringflanschverbindungen.
Stahlbau 67 (1998), H.3, S.191-203.
- [21] **Pinfeld, G.M.:** Effect of Flange Geometrie on the Strength of Bolted Joints.
CICIND Report Vol.11 (1995), No.1.
- [22] **Pfaff, H./Thomalla, W.:** Streuung der Vorspannkraft beim Anziehen von Schraubenverbindungen.
VDI-Zeitschrift 124 (1982) Nr. 18, S76-S85.
- [23] **Schaumann, P./Kleineidam, P./Seidel, M.:** Zur FE-Modellierung von zugbeanspruchten Schraubenverbindungen.
Stahlbau 70 (2001), H.2, S.73-84.
- [24] **Schmidt, H./Lange, H.:** Weiterentwicklung der Verfahren zur sicheren und wirtschaftlichen Bemessung von Türmen für Windkraftanlagen mit hoher Leistung - realitätsnahe Simulation der Ermüdungsbeanspruchung des Turmes.
Abschlussbericht, Universität Essen, 2000.
- [25] **Schmidt, H./Neuper, M.:** Zum elastostatischen Tragverhalten exzentrisch gezogener L-Stöße mit vorgespannten Schrauben.
Stahlbau 66 (1997), H.3, S.163-168.
- [26] **Schmidt, H./Winterstetter, T.A./Kramer, M.:** Nonlinear elastic behaviour of imperfect, eccentrically tensioned L-flange ring joints with prestressed bolts as basis for the fatigue design.
Proceedings of the european conference on computational mechanics, München, 1999.



- [27] **Schneider,W.:** Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen.
Materialprüfung 38 (1996), Nr.11-12, S.494-498.
- [28] **Seidel,M.:** Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von
Windenergieanlagen.
Dissertation Universität Hannover, 2001.
- [29] **Thomala,W.:** Beitrag zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen.
Draht-Welt 30 (1978) Nr.8, S.459-463.
- [30] **Wanzek,T.:** Zu Theorie, Numerik und Versuchen verformbarer Anschlußkonstruktionen.
Berichte aus dem konstruktiven Ingenieurbau, Heft 97/7, Universität der Bundeswehr
München 1997.
- [31] **Weber,H.:** Die Ermüdungsfestigkeit von Schrauben bei kombinierter Zug- und
Biegebeanspruchung.
Konstruktion 23 (1971), H.10, S.401-404.
- [32] **Wiegand,H./Illgner,K.H./Beelich,K.H.:** Über die Verminderung der Vorspannung
von Schraubenverbindungen durch Setzvorgänge.
Werkstatt und Betrieb 98 (1965), H.11, S.823-827.
- [33] **Wiegand,H./Beelich,K.H.:** Relaxationsverhalten hochfester Schraubenverbindungen.
Konstruktion 17 (1965), H.8, S.315-320.

Normen und Richtlinien

- [34] **DIN EN ISO 898 Teil 1 / Ausgabe 11.1999.**
Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen-Schrauben.
- [35] **DIN 946 / Ausgabe 10.1991.**
Bestimmung der Reibungszahlen von Schrauben und Muttern unter festgelegten
Bedingungen.
- [36] **DIN 4133 / Ausgabe 11.1991.**
Schornsteine aus Stahl.
- [37] **DIN 6914 / Ausgabe 10.1989.**
Sechskantschrauben mit großen Schlüsselweiten: HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen.
- [38] **DIN V 18800 Teil 7 / Ausgabe 10.2000.**
Stahlbauten - Ausführung und Herstellerqualifikation.



[39] ENV 1993-1-1-1992. Eurocode 3.

Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 1.1: Allgemeine Bemessungsregeln, Bemessungsregeln für den Hochbau.

[40] ENV 1993-2-1997. Eurocode 3.

Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 2: Stahlbrücken.

[41] ENV 1993-3-2-1997. Eurocode 3.

Design of steel structures - Part 3.2: Towers, masts and chimneys - Chimneys.

[42] DIBt Richtlinie für Windkraftanlagen / Ausgabe 06.1993.

Einwirkungen und Standsicherheitsnachweise für Turm und Gründung.
Deutsches Institut für Bautechnik, Berlin 1993.

[43] IVS Richtlinie 104 / Ausgabe 2000.

Toleranzen für kreiszylindrische Schornsteine.

[44] Richtlinie VDI 2230 Blatt 1, Entwurf 1998. Systematische Berechnung hochbean-

spruchter Schraubenverbindungen - Zylindrische Einschraubenverbindungen.

Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf 1998.



Formelzeichen

Symbol	Einheit	Definition
ΣP	[kN]	Summe der Pressenkräfte der Einzelprüfzylinder (EPZ)
M_R	[kNm]	globales Rohrbiegemoment
w	[mm]	Durchbiegungsweg in Versuchskörpermitte
v_P	[mm]	Pressenweg
\dot{v}_P	[mm/min]	Belastungsgeschwindigkeit
d	[mm]	Schrauben: Durchmesser des Schraubenschaftes
d_{netto}	[mm]	Schrauben: Durchmesser des abgedrehten Schraubenschaftes
A_{Sch}	[mm ²]	Schrauben: Querschnittsfläche des Schraubenschaftes
A_{Sp}	[mm ²]	Schrauben: Spannungsquerschnitt
A_{netto}	[mm ²]	Schrauben: Querschnittsfläche des abgedrehten Schaftes
ε	[10 ⁻⁶]	Schrauben: Oberflächendehnungen
ε_m	[10 ⁻⁶]	Schrauben: mittlere Dehnungen
ε_b	[10 ⁻⁶]	Schrauben: Biegedehnungen
ε_T	[10 ⁻⁶]	Schrauben: Torsionsdehnungen
$\varepsilon_{m,v}$	[10 ⁻⁶]	Schrauben: mittlere Dehnungen nach Vorspannung
$\varepsilon_{m,0}$	[10 ⁻⁶]	Schrauben: mittlere Dehnungen nach einer Entlastung
$\varepsilon_{b,v}$	[10 ⁻⁶]	Schrauben: Biegedehnungen nach Vorspannung
$\Delta\varepsilon_m$	[10 ⁻⁶]	Schrauben: Schwingbreite der mittleren Dehnungen
$\Delta\varepsilon_b$	[10 ⁻⁶]	Schrauben: Schwingbreite der Biegedehnungen
$\varepsilon_{0,2}$	[10 ⁻⁶]	Schrauben: zur 0,2%-Dehngrenze gehörende Gesamtdehnung
ε_R	[10 ⁻⁶]	Rohr: Oberflächendehnungen
$\varepsilon_{R,m}$	[10 ⁻⁶]	Rohr: mittlere Dehnungen
$\varepsilon_{R,b}$	[10 ⁻⁶]	Rohr: lokale Biegedehnungen
M_v	[Nm]	Vorspann-Anziehmoment
δ	[mm]	Klaffungsweg
φ_S	[°]	Umfangswinkel Schraubenschaft
φ_R	[°]	Umfangswinkel Rohr
R	[mm]	mittlerer Rohrradius
s	[mm]	Rohrmanteldicke
a	[mm]	Abstand Schraubenachse zur Flanschaußenkante
b	[mm]	Abstand Schraubenachse zur Rohrmantelmittelfläche
p	[mm]	Abstand der Schrauben auf dem Schraubenkreis
t	[mm]	Flanschdicke
k_R	[mm]	Klaffungsmaß rohrseitig
k_F	[mm]	Klaffungsmaß flanschseitig
α	[%]	Neigung der Auflageflächen



<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Definition</i>
F_S	[N]	Schrauben: Axialkraft
F_V	[N]	Schrauben: Vorspannkraft
M_S	[Nm]	Schrauben: Biegemoment
M_T	[Nm]	Schrauben: Torsionsmoment
W_T	[mm ³]	Schrauben: St. Vernant'sches Torsionsträgheitsmoment
μ_G	[-]	Schrauben: Reibungsbeiwert im Gewinde
σ_m	[N/mm ²]	Schrauben: Axialspannungen im Schraubenmessbereich
σ_b	[N/mm ²]	Schrauben: Biegespannungen im Schraubenmessbereich
$\sigma_{Sp,m}$	[N/mm ²]	Schrauben: rechnerische Normalkraftspannungen im Spannungsquerschnitt
$\sigma_{Sp,b}$	[N/mm ²]	Schrauben: rechnerische Biegespannungen im Spannungsquerschnitt
$\Delta\sigma_m$	[N/mm ²]	Schrauben: Schwingbreite der Axialspannungen
$\Delta\sigma_b$	[N/mm ²]	Schrauben: Schwingbreite der Biegespannungen
R_{eS}	[N/mm ²]	Statische Streckgrenze
R_{eH}	[N/mm ²]	Obere Streckgrenze
R_m	[N/mm ²]	Zugfestigkeit
E	[N/mm ²]	E-Modul
G	[N/mm ²]	Schubmodul
N	[-]	Lastspielzahl



Anlagenverzeichnis

Anlagen 1.1 bis 1.4	Fotografien: Prüfkörperherstellung
Anlagen 2.1 bis 2.6	Materialprüfung: Rohr- und Flanschmaterial
Anlagen 3.1 bis 3.4	Materialprüfung: Schrauben
Anlagen 4.1 bis 4.12	Prüfkörpervermessung: Prüfschraubengeometrie Abweichung der Prüfröhre von der Bezugszylindermantelfläche Abweichung der Flanschkontaktflächen von der Bezugsebene
Anlagen 5.1 bis 5.4	Vorspannphase: Gemessenen Schraubendehnungen Gemessene Rohrdehnungen Gemessene Flanschklaffungen
Anlagen 6.1 bis 6.19	Schwellbelastungsphase: Gemessenen Schraubendehnungen Gemessene Rohrdehnungen
Anlagen 7.1 bis 7.3	Fotografien: Traglastversuche
Anlagen 8.1 bis 8.24	Vergleich Experiment - Numerische Simulation: Oberflächendehnungen der Messschrauben

Anlage 1.1

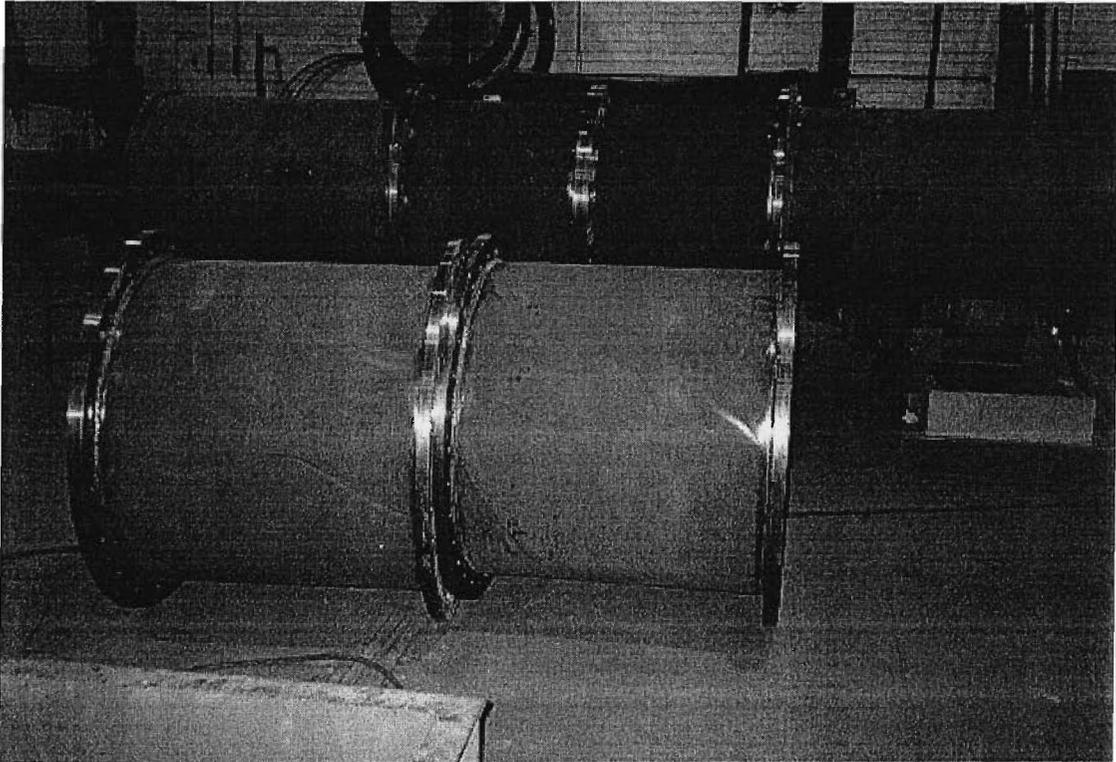


Bild A1.1 Vordergrund: Fertiggestellte Prüfkörper
Hintergrund: Ausrichtung der Prüfkörper an den Aufnahmestücken

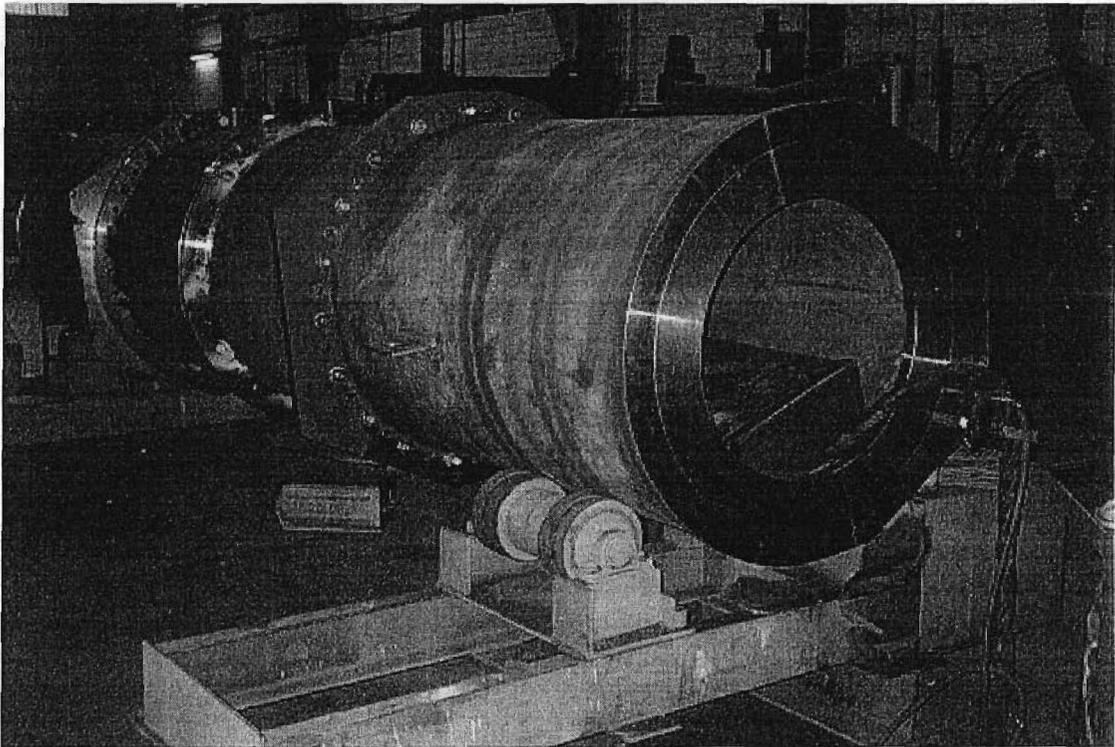


Bild A1.2 Schweißen der Verbindung Prüfrohr-Flansch

Anlage 1.2

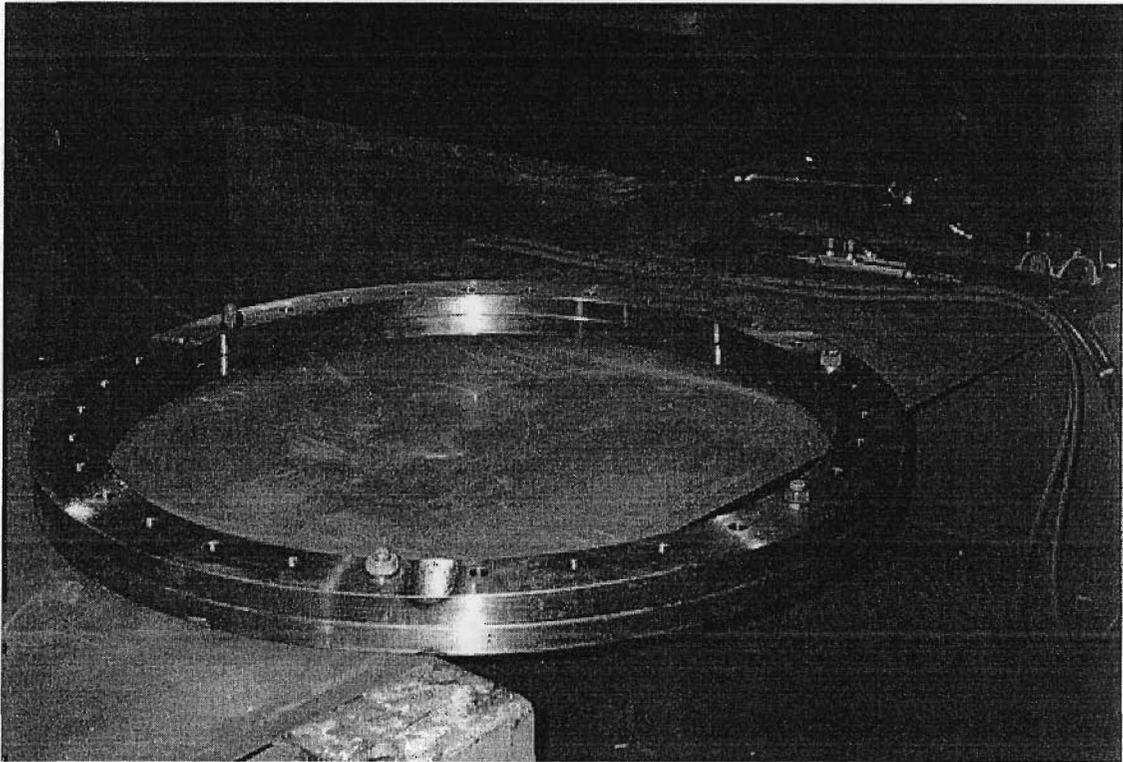


Bild A1.3 Herstellung der planmäßigen Imperfektion für Prüfkörper VRF4 mittels lokaler Wärmeinleitung, Gesamtansicht

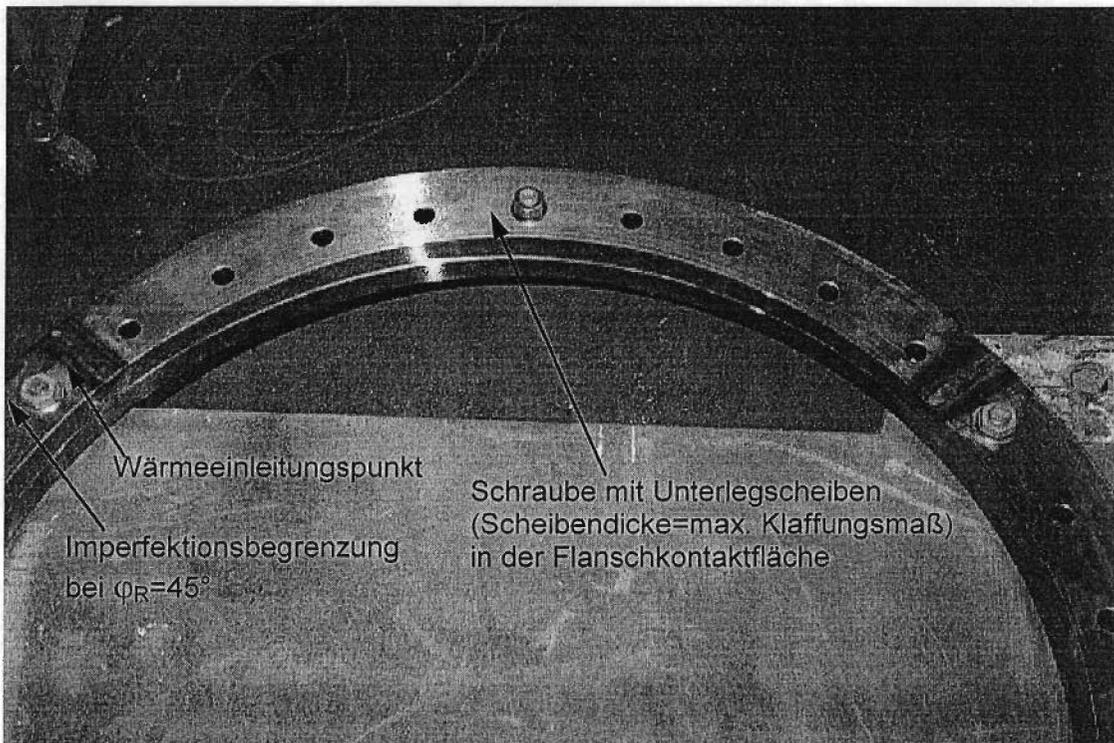


Bild A1.4 Herstellung der planmäßigen Imperfektion für Prüfkörper VRF4 mittels lokaler Wärmeinleitung, Detailansicht

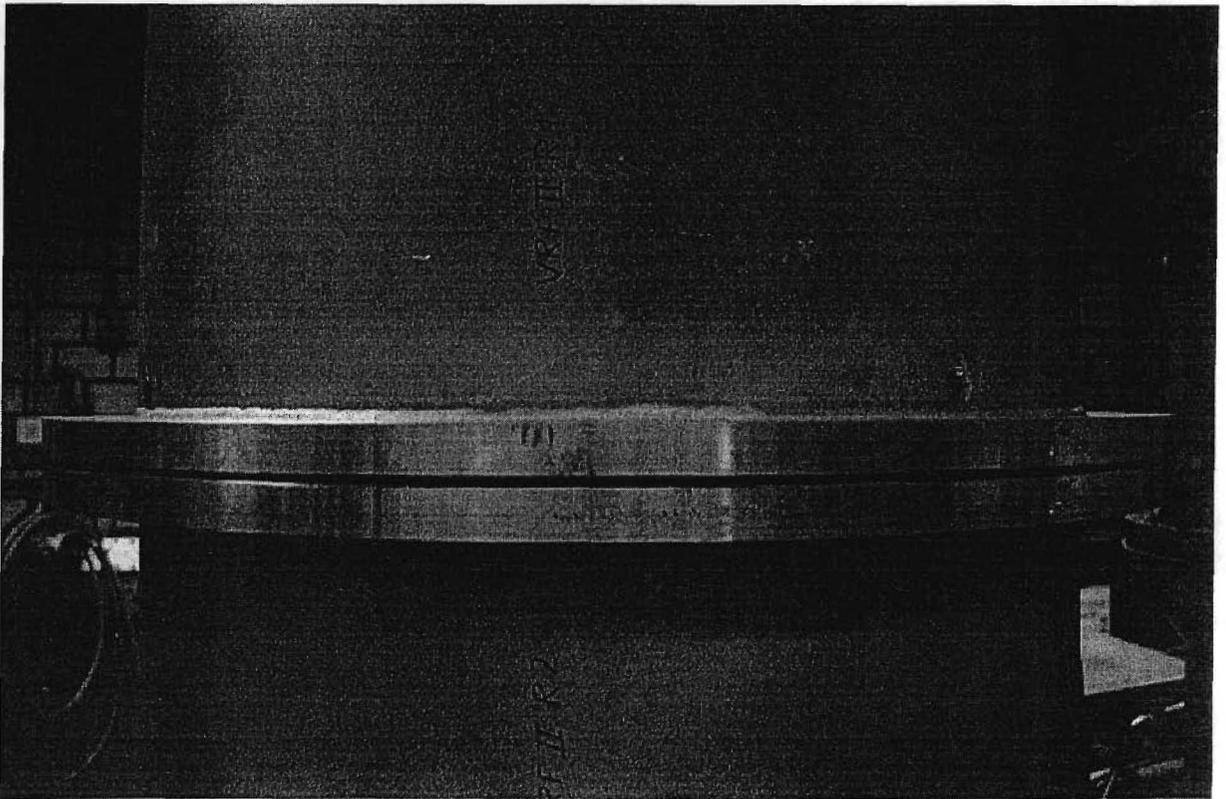


Bild A1.5 *Rotationssymmetrische Flanshimperfektion (Winkelklaffung flanschseitig) des Prüfkörpers VRF2*

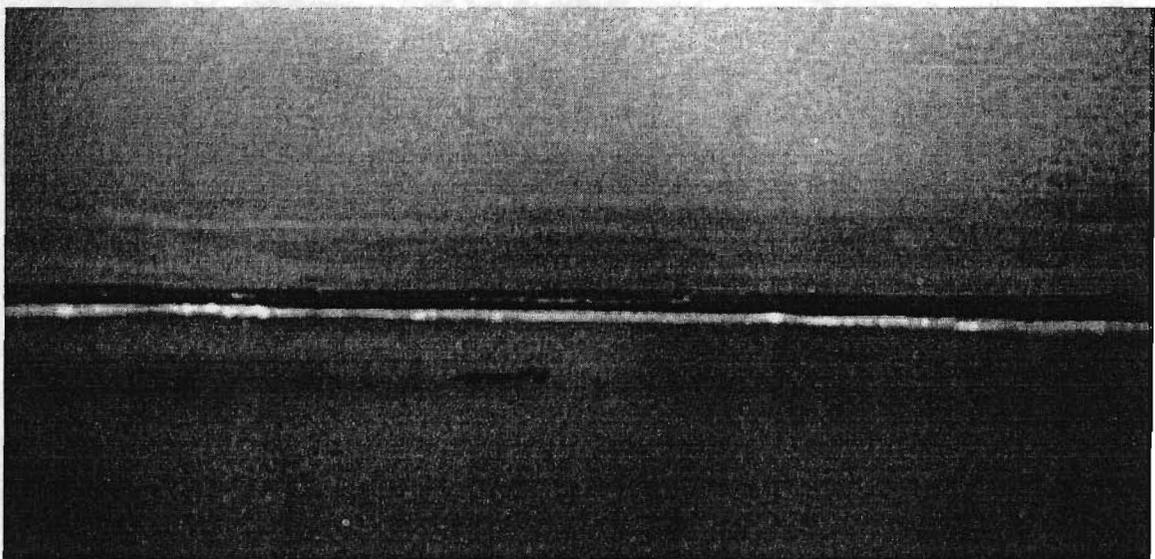


Bild A1.6 *Rotationssymmetrische Flanshimperfektion (Winkelklaffung rohrseitig) des Prüfkörpers VRF3 (Innenansicht)*

Anlage 1.4

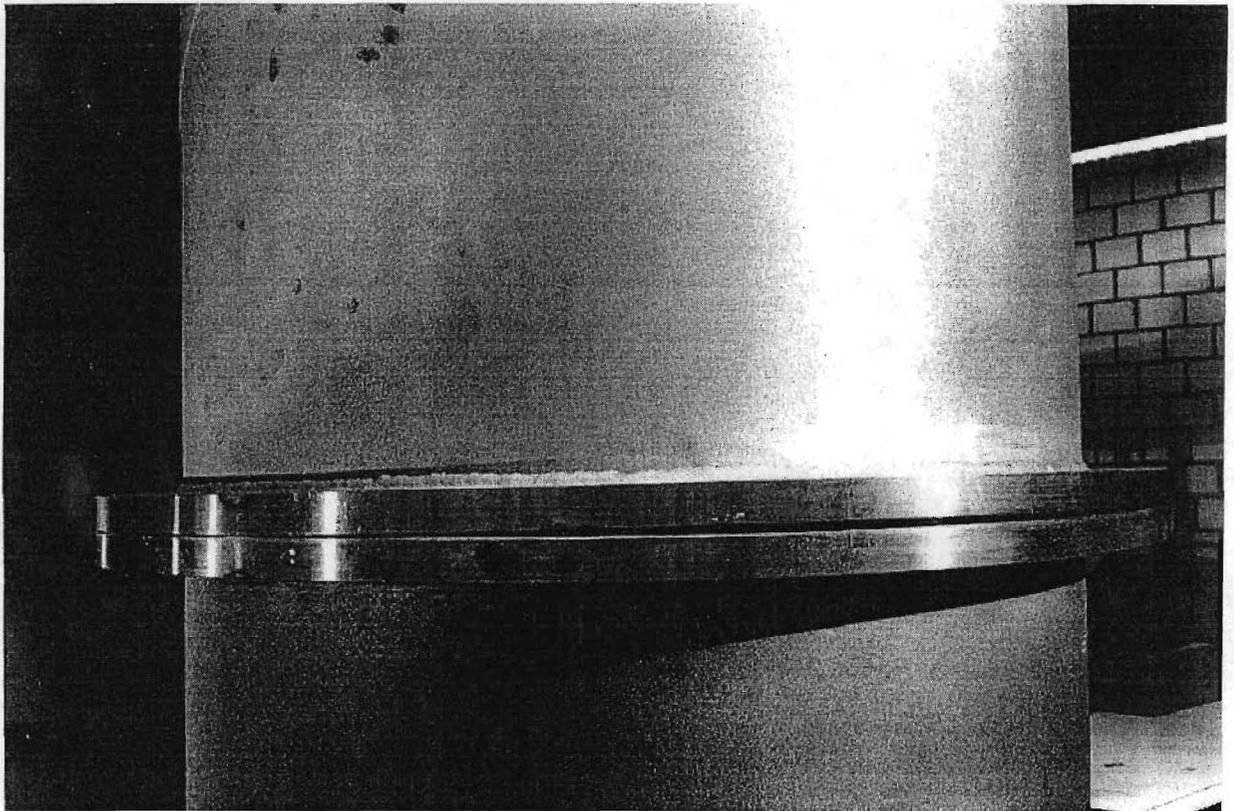


Bild A1.7 Flanschimperfection (Parallelklaffung) des Prüfkörpers VRF4

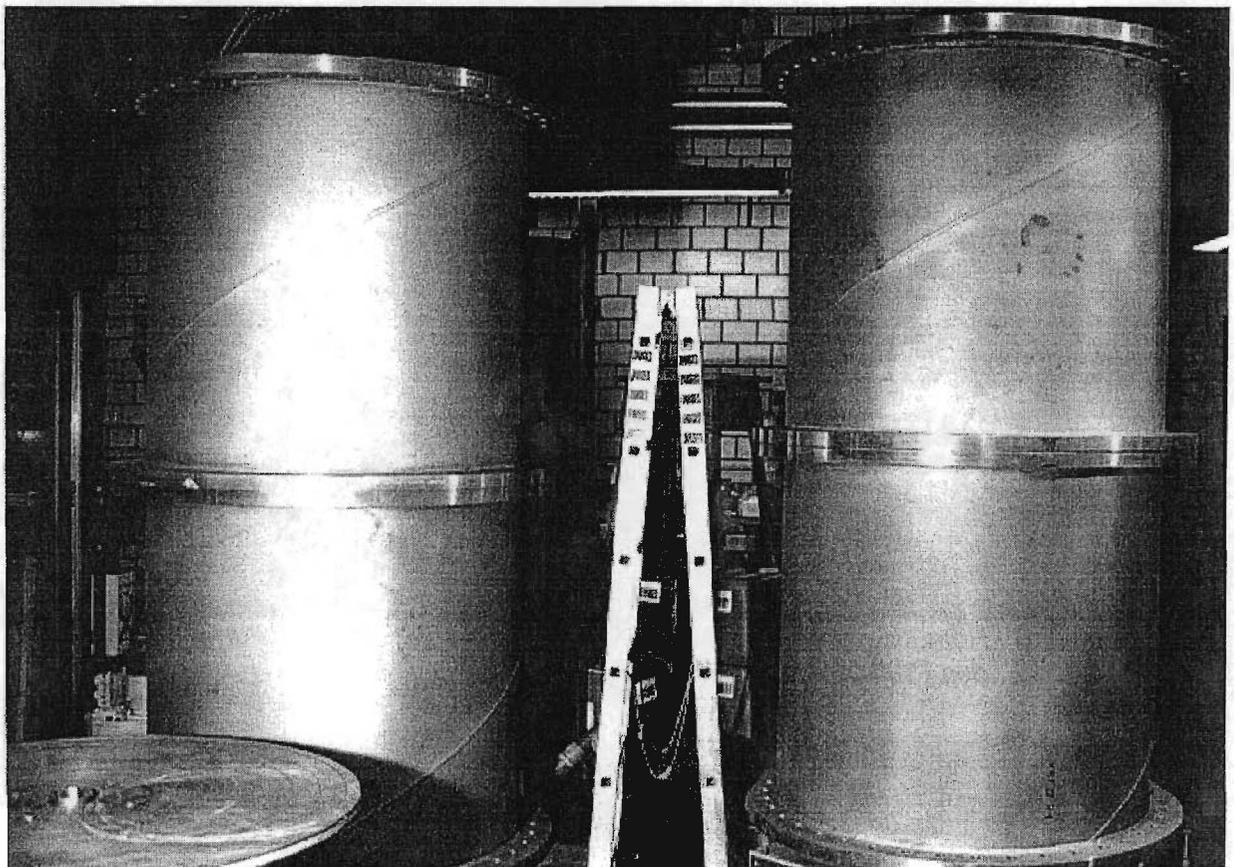
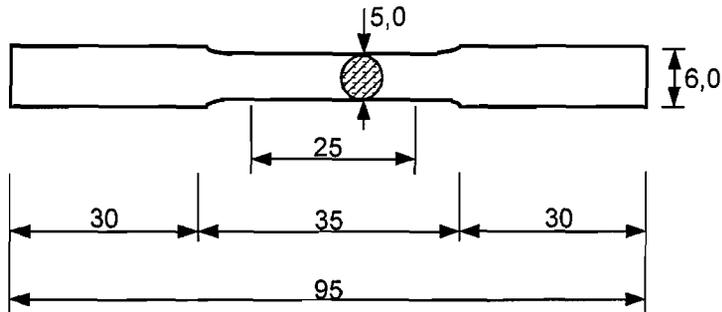


Bild A1.8 Prüfkörper VRF3 und VRF4

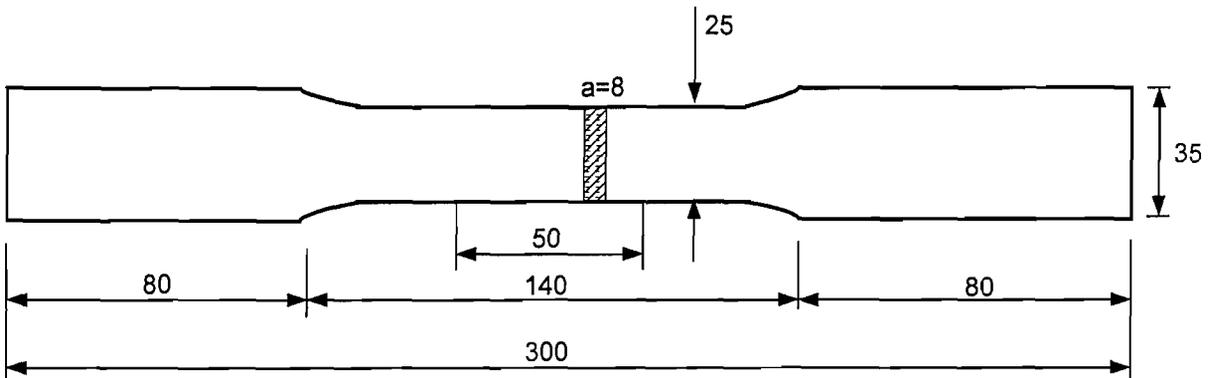
Ansichten Prüfkörper

Anlage 2.1

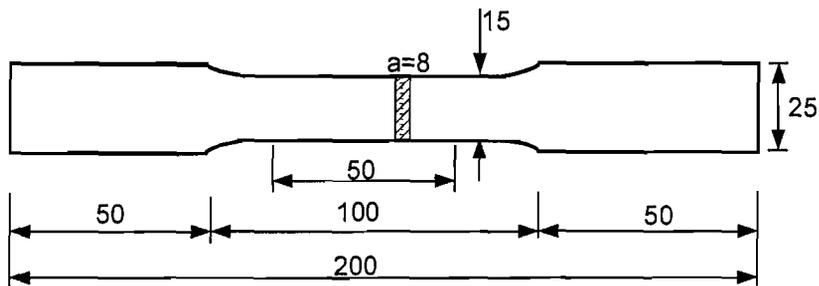
Rundprobe aus Flanschmaterial: Zugprobe DIN 50125 - A 5x25



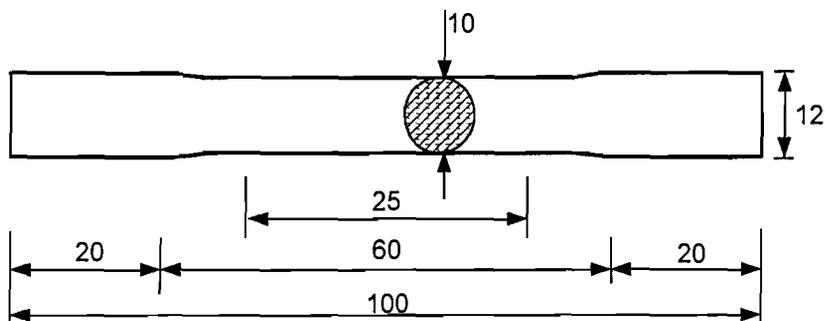
Flachprobe aus Rohrmaterial VRF1: Zugprobe DIN 50125 - E 8x25x50



Flachprobe aus Rohrmaterial VRF2/3/4: Zugprobe DIN 50125 - E 8x15x50



Rundprobe aus Schrauben M20-10.9: Zugprobe DIN 50125 - A 10x25



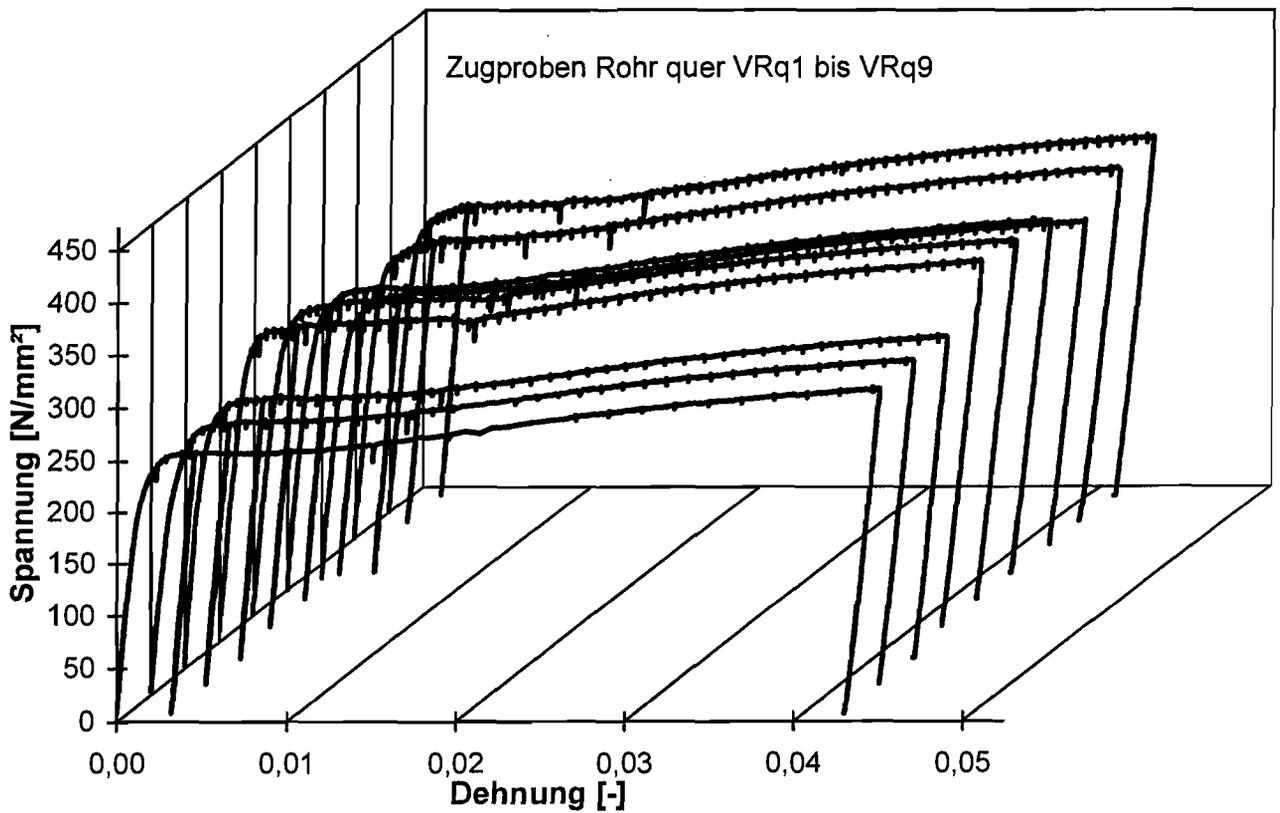
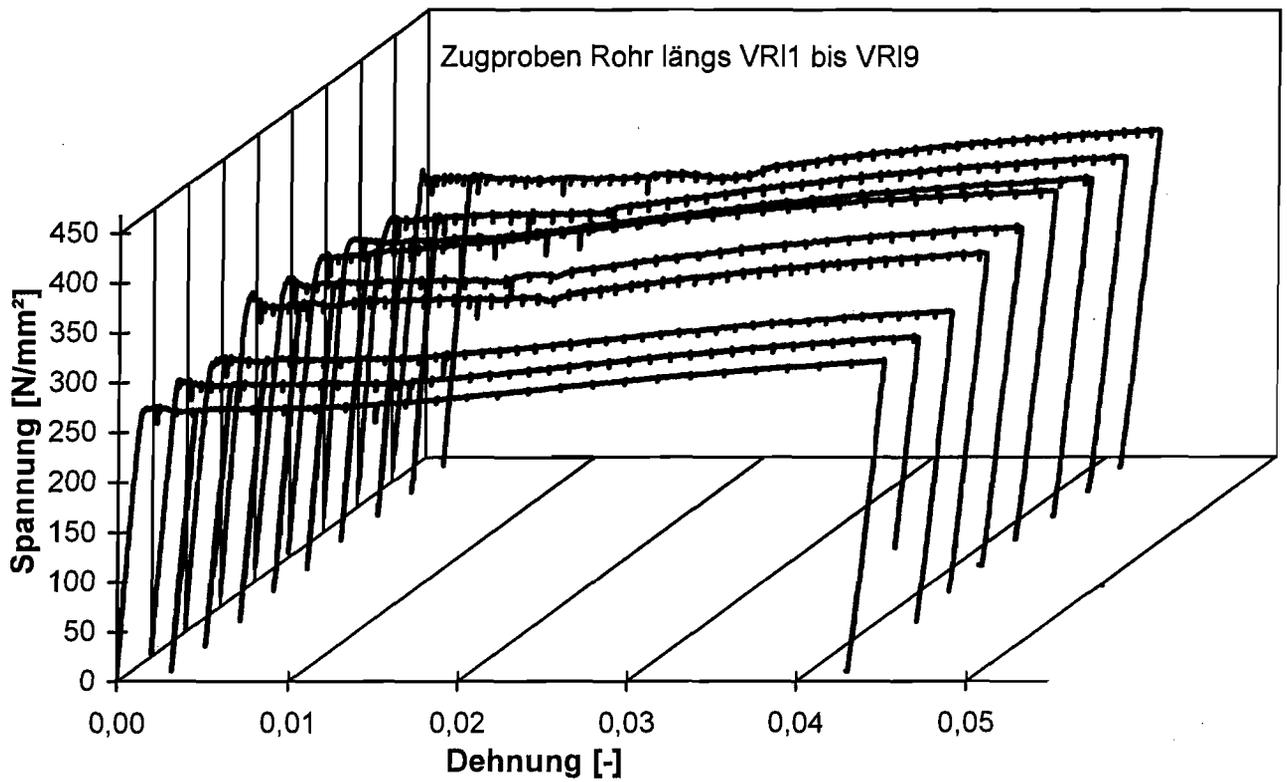
Abmessungen der Zugproben

Anlage 2.2

Grundmaterial	Probe Bez.	F _u [kN]	A [mm ²]	ℓ ₀ [mm]	E [N/mm ²]	E [N/mm ²]	R _{eH} [N/mm ²]	R _{eS} [N/mm ²]	R _m [N/mm ²]
					Erstbelastung	Ent-/Belastung			
Rohr VRF1 Längsproben	VR11	76,2	200,1	50	211500	197200	276	258	381
	VR12	76,0	199,3	50	206100	202100	278	257	381
	VR13	76,0	199,2	50	213000	197800	275	257	382
Mittelwert					210200	199033	276	257	381
Standardabweichung					2963	2182	1	0	0
Variationskoeffizient [%]					1,4	1,1	0,5	0,2	0,1
Rohr VRF2/3/4 Längsproben	VR14	52,0	126,9	50	223000	212400	317	290	410
	VR15	51,8	126,7	50	188300	201300	306	285	409
	VR16	51,7	125,8	50	203000	197500	303	291	411
	VR17	51,0	126,1	50	237600	198300	295	280	404
	VR18	51,4	127,3	50	210700	211300	293	276	404
	VR19	51,4	126,1	50	194600	201500	314	292	408
Mittelwert					209533	203717	305	286	408
Standardabweichung					16768	5939	9	6	3
Variationskoeffizient [%]					8,0	2,9	2,9	2,1	0,6
Rohr VRF1 Querproben	VRq1	75,7	199,2	50	186700	189000	258	242	380
	VRq2	76,0	199,7	50	185400	190400	262	243	380
	VRq3	76,1	200,1	50	185400	198600	261	243	380
Mittelwert					185833	192667	260	243	380
Standardabweichung					613	4234	2	0	0
Variationskoeffizient [%]					0,3	2,2	0,7	0,2	0,0
Rohr VRF2/3/4 Querproben	VRq4	52,5	126,2	50	186700	188900	306	287	416
	VRq5	51,8	126,6	50	187100	191000	304	288	409
	VRq6	51,7	126,6	50	183700	187300	297	279	408
	VRq7	52,2	128,0	50	184900	187400	285	266	408
	VRq8	51,3	126,3	50	185000	185000	285	266	406
	VRq9	51,8	127,0	50	189600	190400	293	277	408
Mittelwert					186167	188333	295	277	409
Standardabweichung					1915	2031	8	9	3
Variationskoeffizient [%]					1,0	1,1	2,8	3,2	0,7
Flansch VRF1 Längsproben	VFI1	9,1	19,6	25	191900	186700	249	239	462
	VFI2	8,7	19,6	25	193900	196300	249	238	447
Flansch VRF2/3/4 Längsproben	VFI3	8,3	16,6	25	192600	194700	264	247	424
	VFI4	8,2	19,6	25	197400	193700	256	236	418
	VFI5	8,3	19,6	25	202500	199000	242	227	421
Mittelwert					195660	194080	252	237	434
Standardabweichung					3909	4102	7	6	17
Variationskoeffizient [%]					2,0	2,1	3,0	2,7	4,0
Flansch VRF1 Querproben	VFq1	9,1	19,6	25	197100	191200	249	245	462
	VFq2	9,1	19,7	25	193300	209800	258	238	464
Flansch VRF2/3/4 Querproben	VFq3	7,7	19,6	25	195900	196000	230	192	396
	VFq4	8,1	19,6	25	190900	203500	251	218	414
	VFq5	7,9	19,0	25	197200	199300	247	210	414
Mittelwert					194880	199960	247	221	430
Standardabweichung					2437	6359	9	19	28
Variationskoeffizient [%]					1,3	3,2	3,8	8,7	6,5

Ergebnisse der Zugversuche: Werkstoffkennwerte

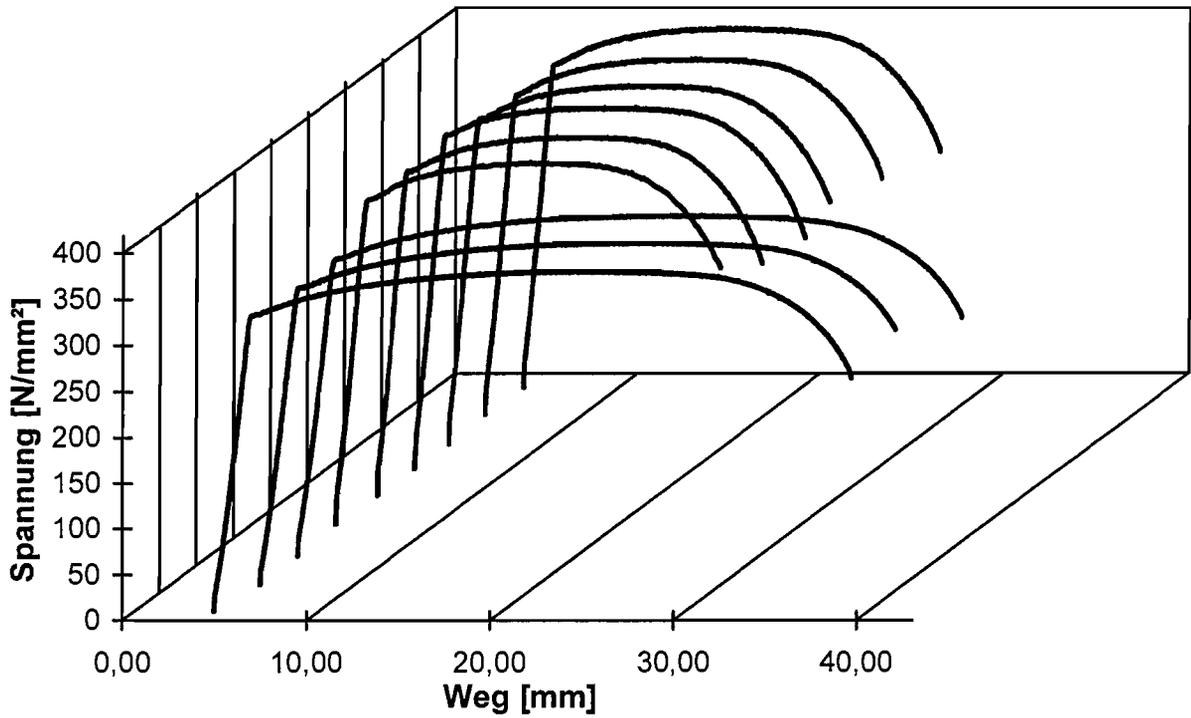
Anlage 2.3



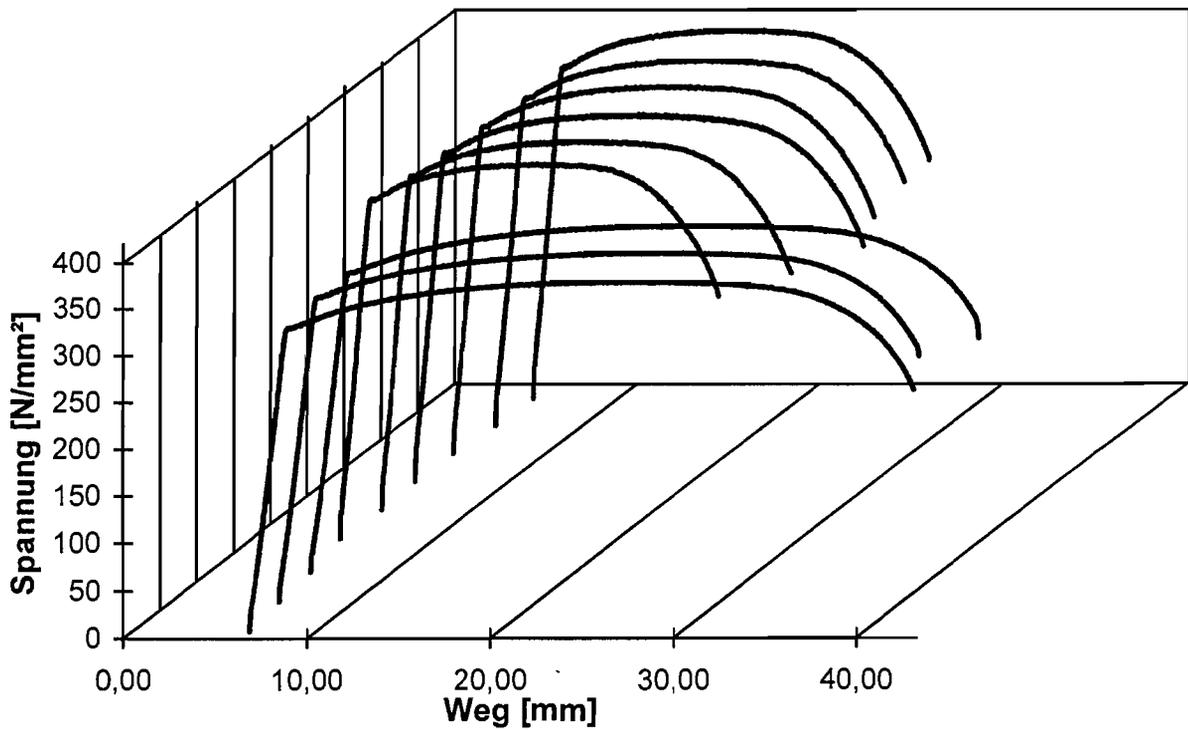
Zugversuche: Spannung-Dehnung-Diagramme Rohrmaterial

Anlage 2.4

Zugproben Rohr längs VRI1 bis VRI9

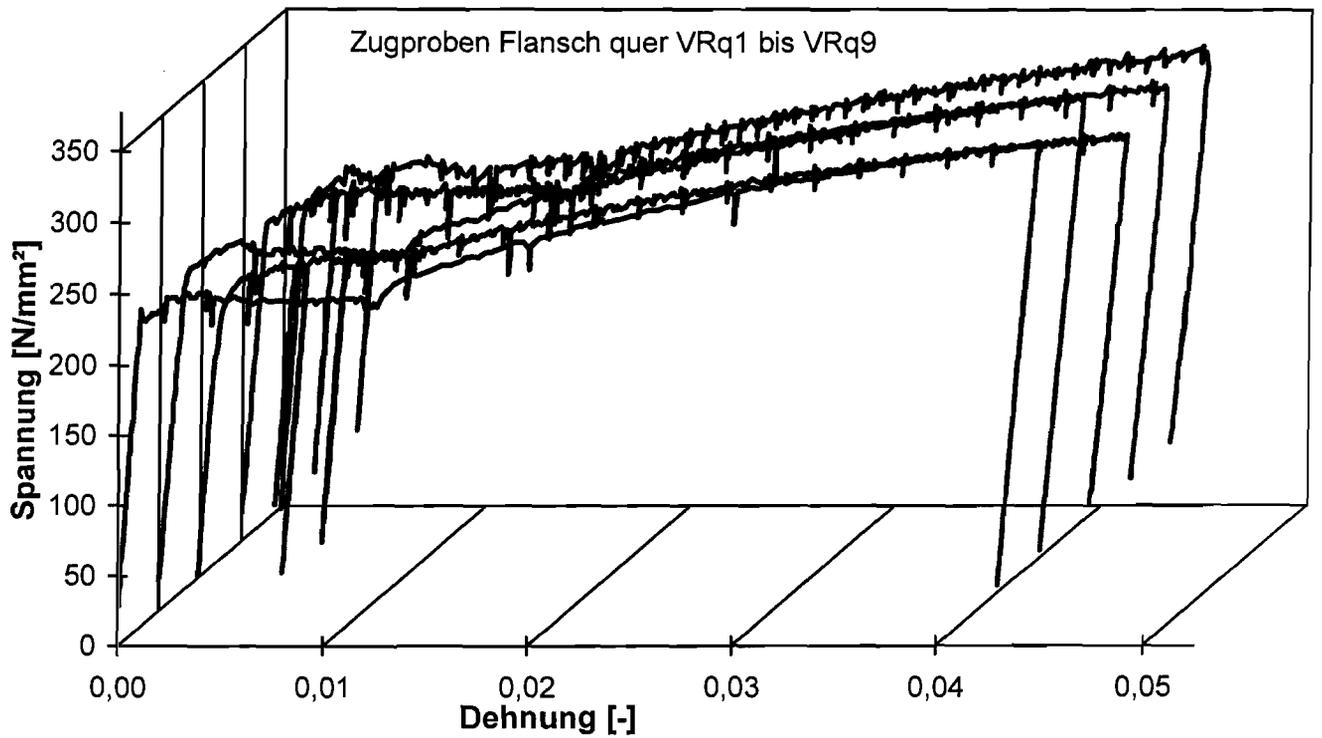
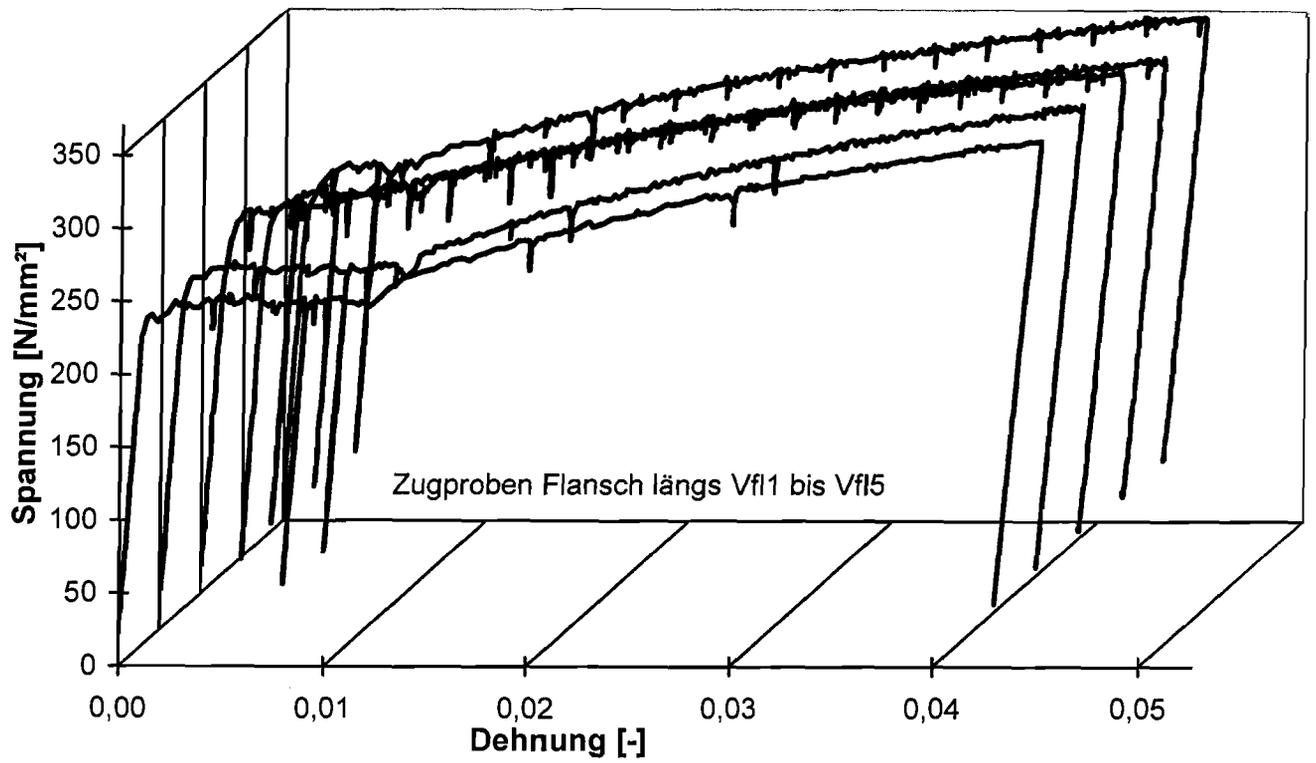


Zugproben Rohr quer VRq1 bis VRq9



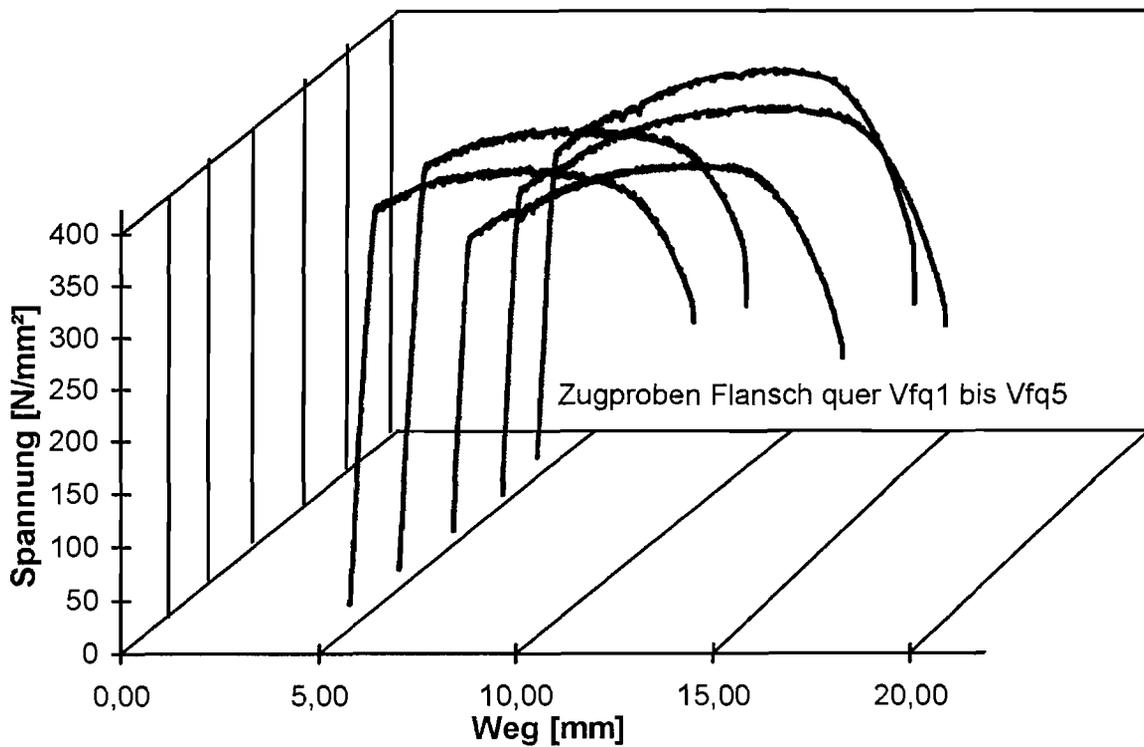
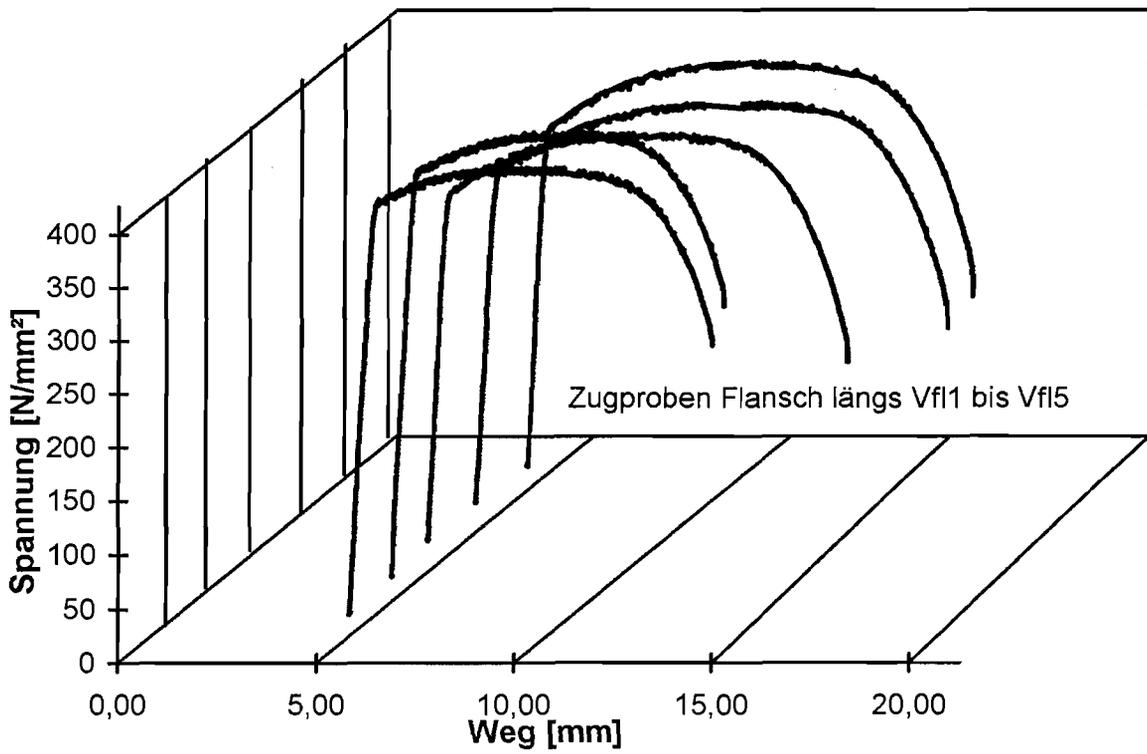
Zugversuche: Spannung-Kolbenweg-Diagramme Rohrmaterial

Anlage 2.5



Zugversuche: Spannung-Dehnung-Diagramme Flanschmaterial

Anlage 2.6



Zugversuche: Spannung-Kolbenweg-Diagramme Flanschmaterial

Anlage 3.1

Grundmaterial	Probe Bez.	F _u [kN]	A _{Schaft} [mm ²]	ℓ ₀ [mm]	E [N/mm ²]	E [N/mm ²]	R _{p0,2} [N/mm ²]	R _m [N/mm ²]
---------------	---------------	------------------------	---	------------------------	---------------------------	---------------------------	---	--

Erstbelastung Entlastung /
Belastung

Schrauben M20 Originalschrauben Charg.Nr. 836328 J4	VSg1	278,7	297,4					
	VSg2	264,2	299,3					
	VSg3 ¹⁾	278,5	297,4					
Prüfschrauben Charg.Nr. 836328 J4	VSp1	265,8	268,2					
	VSp2	265,7	268,2					
	VSp3 ¹⁾	271,6	267,4					1016 ³⁾
	VSp4 ¹⁾	275,3	269,4		206700	206800	965	1124 ²⁾
	VSp5 ¹⁾	279,8	269,4		206100	207900	979	1142 ²⁾
Prüfschrauben Charg.Nr. 836330 J6	VSp6 ¹⁾	284,2	266,2		206500	203000	986	1068 ³⁾
	VSp7 ¹⁾	282,0	266,8		205000	203300	974	1057 ³⁾

Mittelwert	280				206075	205250	976	1081
Standardabweichung	3				657	2138	8	46
Variationskoeffizient [%]	1,2				0,3	1,0	0,8	4,2

Schrauben M20	VSa1	84,6	79,5	25	207400	196000	990	1064
Rundproben	VSa2	85,6	79,2	25	205700	198000	1005	1082
Charg.Nr. 836328 J4								

Mittelwert					206550	197000	998	1073
Standardabweichung					850	1000	8	9
Variationskoeffizient [%]					0,4	0,5	0,8	0,8

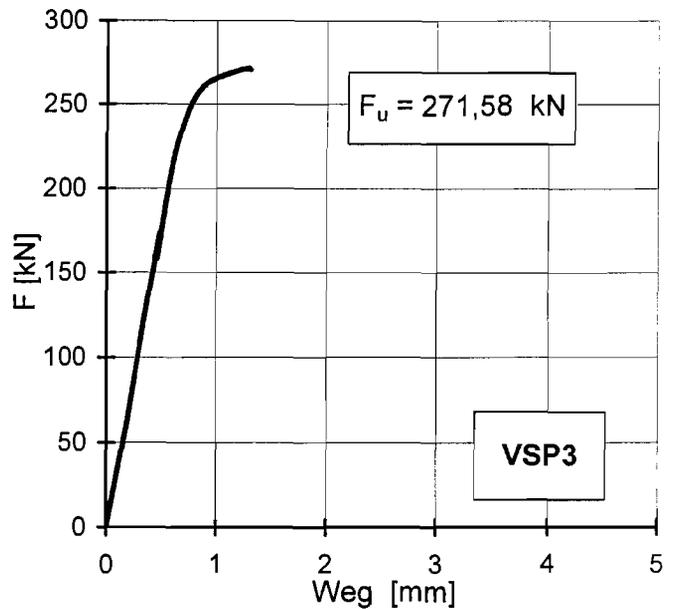
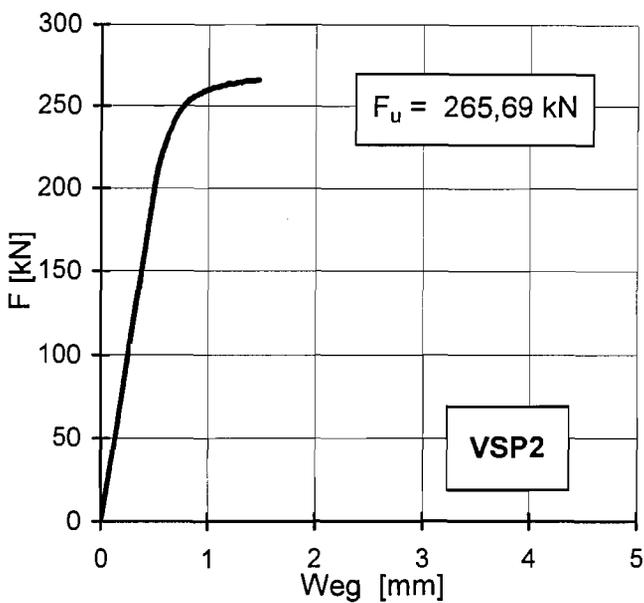
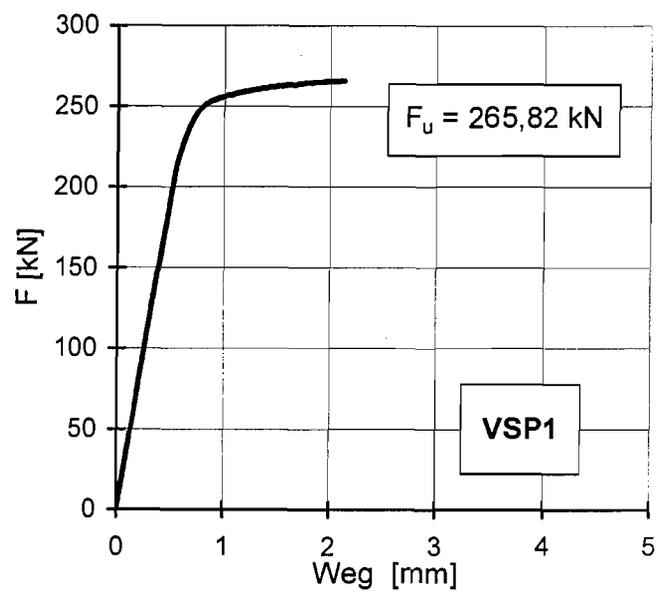
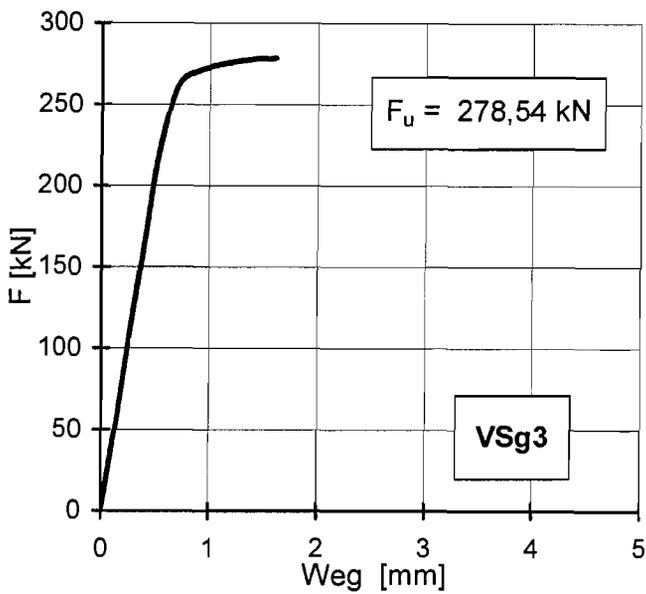
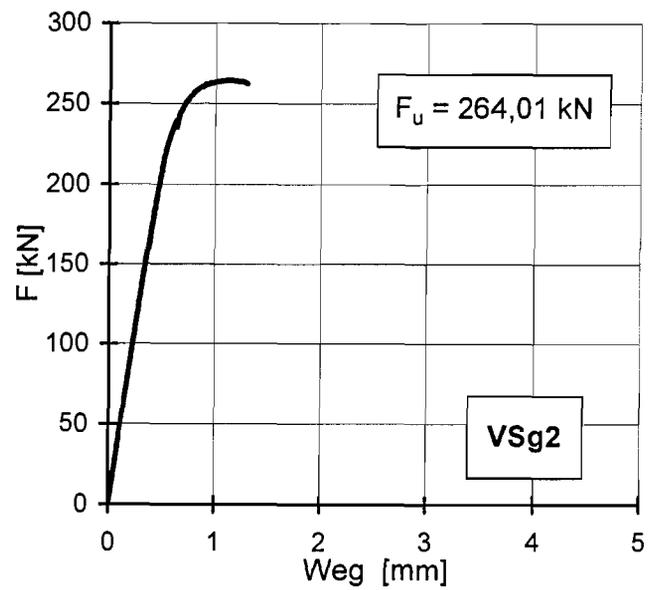
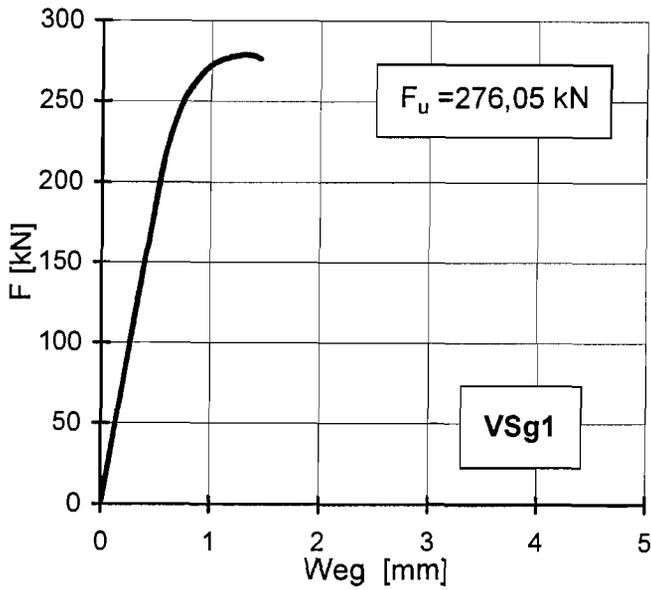
¹⁾ mit zwei Muttern

²⁾ Bruch im Gewinde

³⁾ Bruch im abgedrehten Schaft

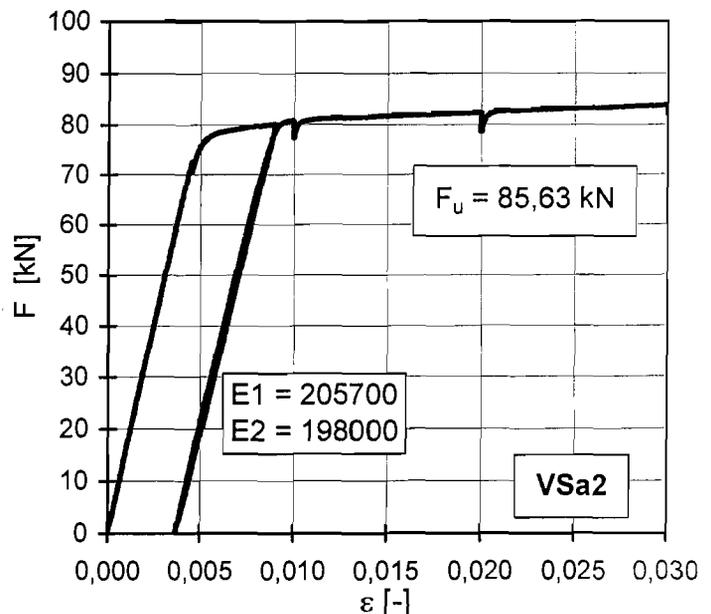
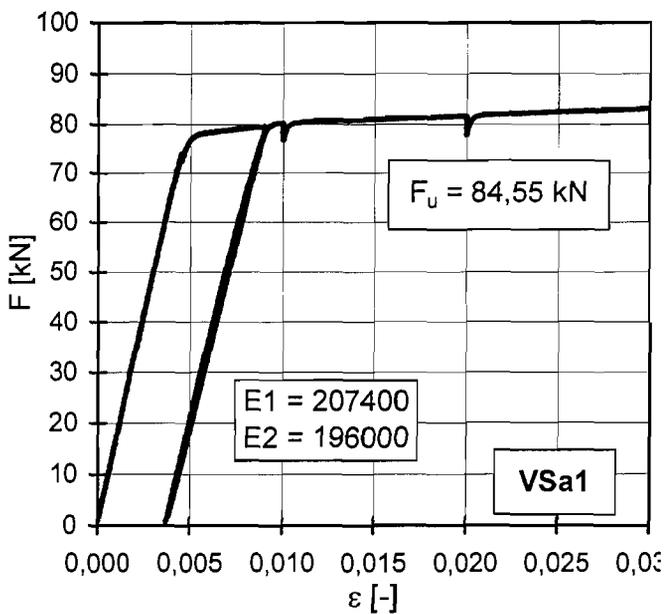
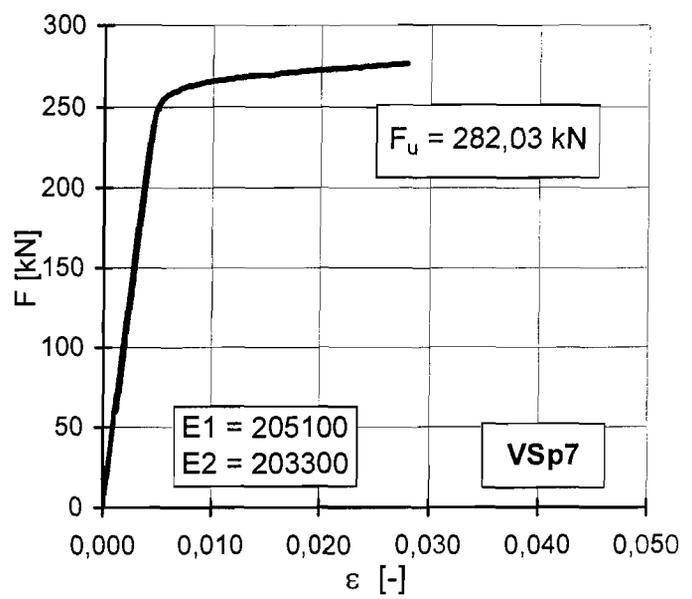
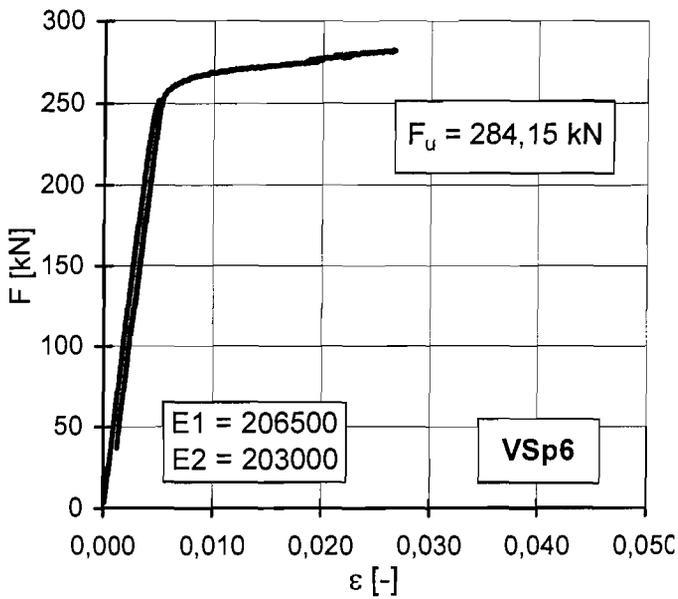
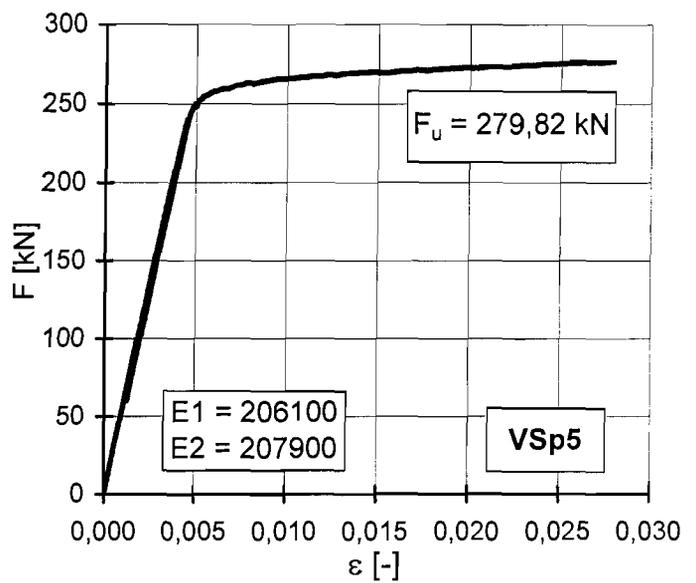
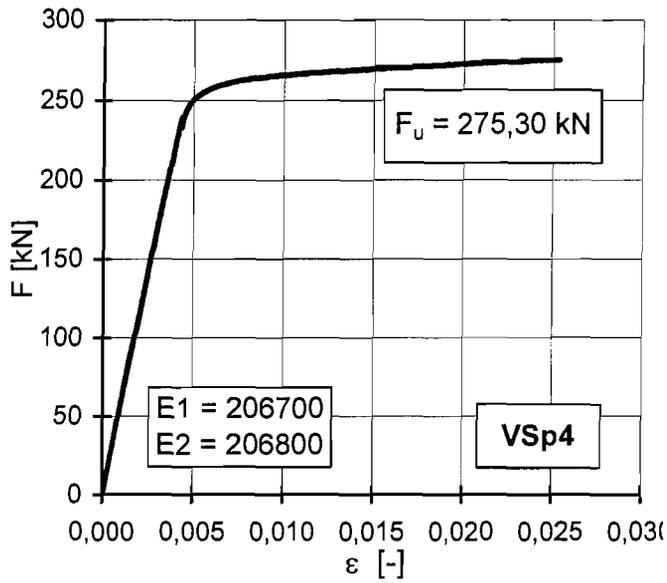
Ergebnisse der Zugversuche an Schrauben: Werkstoffkennwerte

Anlage 3.2



Zugversuche: Kraft-Verformung-Diagramme Schrauben M20

Anlage 3.3



Zugversuche: Kraft-Verformung-Diagramme Schrauben M20

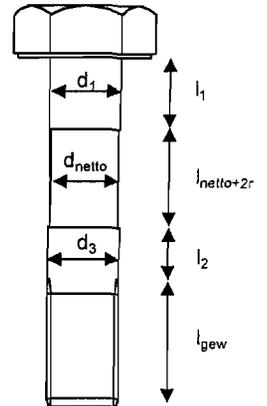
Anlage 4.1

Schrauben: M20 nach DIN 6914 / Charg.Nr. 836328 J4

alle Werte in [mm]

Messschrauben VRF1

Nr.	l_1	d_1	l_{netto}	d_{netto}	$l_{\text{netto}+2r}$	l_2	d_3	l_{gew}
1	21,6	19,48	21,9	18,49	26,5	17,6	19,49	36,5
2	22,1	19,51	22,4	18,50	26,1	18,1	19,48	36,3
3	21,3	19,54	21,2	18,49	26,5	17,7	19,51	36,3
4	21,5	19,51	21,6	18,51	26,2	18,0	19,49	36,3
5	21,6	19,51	21,6	18,50	26,0	18,5	19,49	36,1
6	21,7	19,53	21,7	18,47	26,0	18,0	19,46	36,5
7	21,7	19,52	21,8	18,50	26,1	18,3	19,45	36,5
8	21,7	19,54	22,3	18,49	26,2	18,2	19,46	36,3
9	22,1	19,52	21,4	18,50	26,6	17,8	19,48	36,4
10	21,9	19,52	21,5	18,51	26,5	18,2	19,49	36,5
11	21,8	19,49	21,6	18,49	26,2	18,1	19,46	36,6
12	21,5	19,49	22,1	18,52	26,1	18,1	19,47	36,8
13	21,9	19,48	21,5	18,52	25,5	18,4	19,47	36,6
14	21,8	19,51	22,0	18,51	25,9	18,1	19,48	36,5
15	21,9	19,47	21,9	18,44	26,0	18,0	19,45	36,6
16	21,9	19,54	22,2	18,47	26,1	18,0	19,49	36,6
17	21,8	19,51	21,9	19,48	26,2	18,2	19,44	36,4
18	21,4	19,48	21,7	18,50	26,8	17,8	19,43	36,5
19	21,7	19,49	21,6	18,53	25,9	18,0	18,52	36,6
20	21,5	19,51	21,9	18,49	26,1	17,9	19,50	36,6
21	21,9	19,49	21,7	18,48	26,0	18,2	19,46	36,7
22	21,4	19,52	21,8	18,50	25,9	18,0	19,47	36,5
23	21,9	19,50	21,6	18,48	26,0	18,0	19,43	36,4
24	21,5	19,51	21,8	18,47	26,0	18,1	19,46	36,2
25	21,7	19,47	21,7	18,47	26,2	18,3	19,42	36,5
26	21,6	19,52	21,6	18,48	26,0	18,3	19,44	36,6
27	21,7	19,51	21,4	18,47	25,9	18,0	19,46	36,5
28	21,7	19,45	21,7	18,45	26,3	18,2	19,43	36,5
29	22,0	19,47	21,5	18,44	26,2	18,0	19,41	36,5
30	21,5	19,49	21,9	18,44	26,3	18,0	19,44	36,5
31	21,7	19,46	21,5	18,44	26,2	18,0	19,44	36,2
32	21,5	19,47	21,4	18,43	26,2	18,1	19,38	36,3
33	21,5	19,47	21,2	18,46	26,4	18,0	19,43	36,1
34	21,7	19,44	21,7	18,42	26,1	17,9	19,43	36,3
35	21,4	19,50	21,3	18,44	25,7	18,1	19,43	36,3
36	21,6	19,46	21,2	18,45	26,0	17,9	19,42	36,5
37	21,7	19,47	21,6	18,44	26,3	18,0	19,42	36,5
38	21,6	19,47	21,6	18,45	26,5	18,2	19,44	36,0
39	21,8	19,47	21,4	18,46	26,1	18,0	19,42	36,4
40	21,8	19,48	21,7	18,46	26,6	18,1	19,49	36,6
41	21,8	19,52	21,5	18,48	26,0	18,2	19,47	36,4
42	21,7	19,49	21,5	18,48	26,2	18,0	19,41	36,5
43	21,6	19,56	21,7	18,43	25,6	21,8	19,51	36,3



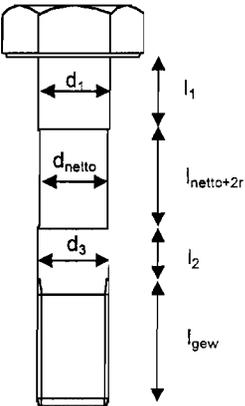
Anlage 4.2

Schrauben: **M20 nach DIN 6914 / Charg.Nr. 836328 J4**
 alle Werte in [mm]

Messschrauben VRF2

Nr.	l_1	d_1	l_{netto}	d_{netto}	$l_{\text{netto}+2r}$	l_2	d_3	l_{gew}
44	21,7	19,55	21,7	18,43	25,8	21,7	19,55	36,4
45	21,7	19,56	21,5	18,44	26,1	21,8	19,55	36,4
46	21,7	19,55	21,7	18,47	25,8	21,7	19,52	36,8
47	21,6	19,57	21,6	18,42	26,6	21,8	19,54	36,4
48	21,6	19,55	21,4	18,44	26,2	21,4	19,54	36,5
49	21,7	19,54	21,5	18,42	25,2	21,8	19,49	36,3
50	21,8	19,56	21,5	18,39	55,5	21,4	19,52	36,7
51	21,9	19,54	21,5	18,41	25,8	21,5	19,53	36,1
52	21,5	19,55	21,3	18,45	26,2	21,3	19,49	36,5
53	21,6	19,55	21,3	18,41	26,1	21,8	19,49	36,4
54	22,0	19,54	21,3	18,41	26,2	21,4	19,51	36,5
55	21,7	19,52	21,5	18,41	26,3	21,5	19,46	36,5
56	21,8	19,55	21,4	18,40	25,3	21,8	19,49	36,4
57	21,6	19,55	21,5	18,42	26,3	21,8	19,50	36,4
58	21,7	19,55	21,3	18,39	25,7	21,9	19,56	36,1
59	21,7	19,55	21,6	18,39	25,7	21,6	19,52	36,4
60	21,5	19,55	21,5	18,42	26,2	21,5	19,53	36,4
61	21,6	19,55	21,4	18,41	25,7	21,8	19,55	36,7
62	21,5	19,57	21,3	18,40	26,1	21,9	19,50	36,1
63	21,3	19,54	21,7	18,41	25,8	21,9	19,52	36,2
64	21,8	19,55	21,5	18,43	26,0	22,0	19,52	36,1
65	21,6	19,54	21,5	18,43	26,0	21,6	19,48	36,2
66	21,6	19,54	21,4	18,41	25,7	21,6	19,51	36,4
67	21,7	19,53	21,4	18,42	25,8	21,7	19,53	36,2
68	21,6	19,52	21,2	18,42	25,5	22,0	19,51	36,2
69	21,8	19,53	21,2	18,40	25,4	21,6	19,51	36,3
70	21,6	19,54	21,3	18,42	26,1	21,9	19,50	36,1
71	21,6	19,56	21,5	18,43	25,5	22,0	19,52	36,4
72	21,5	19,55	21,2	18,43	25,4	21,8	19,50	36,3
73	21,4	19,56	21,1	18,40	25,5	21,6	19,50	36,7
74	21,8	19,56	21,5	18,43	25,5	21,8	19,51	36,5
75	21,5	19,52	21,5	18,39	25,9	21,5	19,48	36,5
76	21,6	19,49	21,4	18,39	26,0	21,6	19,49	36,6
77	21,3	19,50	21,3	18,40	25,5	21,7	19,53	36,5
78	21,7	19,56	21,5	18,45	25,5	21,9	19,53	36,6
79	21,5	19,54	21,5	18,41	25,5	21,5	19,51	36,5
80	21,9	19,54	21,4	18,43	25,7	21,8	19,53	36,4
81	21,6	19,60	21,4	18,40	25,8	21,6	19,54	36,6
82	21,6	19,59	21,4	18,41	25,7	21,6	19,53	36,4
83	21,5	19,54	21,6	18,41	25,9	21,7	19,55	36,1
84	21,5	19,56	21,4	18,43	26,2	21,9	19,54	36,3
85	21,6	19,59	21,5	18,40	25,5	21,8	19,55	36,7
86	21,5	19,54	21,3	18,41	25,3	21,6	19,53	36,7

Messschrauben VRF3

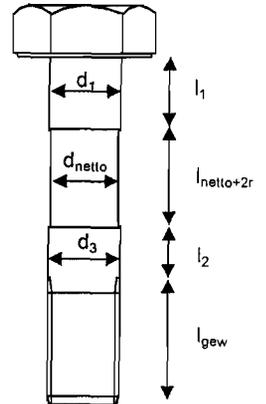


Anlage 4.3

Schrauben: **M20 nach DIN 6914 / Charg.Nr. 836328 J4**

alle Werte in [mm]

Nr.	l_1	d_1	l_{netto}	d_{netto}	$l_{\text{netto}+2r}$	l_2	d_3	l_{gew}
87	21,8	19,55	21,4	18,42	25,8	21,8	19,52	36,2
88	21,4	19,57	21,4	18,41	25,6	21,8	19,56	36,7
89	21,7	19,52	21,5	18,40	26,5	21,6	19,50	36,4
90	21,6	19,58	21,6	18,41	26,4	21,9	19,54	36,2
91	21,4	19,53	21,3	18,41	25,1	21,4	19,53	36,4
92	21,7	19,53	21,4	18,41	25,4	21,5	19,48	36,5
93	21,7	19,56	21,3	18,42	25,6	21,6	19,54	36,6
94	21,8	19,58	21,4	18,42	26,3	21,4	19,54	36,0
95	21,6	19,55	21,4	18,45	26,2	21,7	19,52	36,2
96	21,6	19,55	21,4	18,44	26,3	21,7	19,55	36,2
97	21,8	19,54	21,4	18,41	26,2	21,8	19,52	36,3
98	21,4	19,53	21,5	18,40	25,7	21,5	19,52	36,4
99	21,5	19,52	21,5	18,41	26,4	21,9	19,47	36,2
100	21,7	19,51	21,3	18,41	25,7	22,0	19,49	36,5
101	21,8	19,53	21,2	18,40	25,3	21,3	19,52	36,3
102	21,4	19,55	21,8	18,43	26,5	21,8	19,49	36,5
103	21,6	19,55	21,4	18,42	25,8	21,6	19,50	36,5
104	21,5	19,57	21,8	18,42	26,6	21,8	19,50	36,1
105	21,4	19,55	21,4	18,40	25,5	21,8	19,52	36,4
106	21,6	19,56	20,5	18,42	24,9	22,6	19,50	36,4
107	21,6	19,57	20,3	18,42	24,8	22,8	19,50	36,7
108	21,5	19,56	21,0	18,44	25,3	21,9	19,53	36,0
109	21,9	19,54	21,1	18,40	25,6	21,7	19,49	36,1
110	21,6	19,53	21,4	18,42	25,7	21,8	19,52	36,0
111	21,9	19,53	21,5	18,43	25,7	21,8	19,47	36,5
112	21,9	19,56	21,4	18,43	26,3	21,4	19,53	36,1
113	21,8	19,57	21,8	18,44	25,9	21,5	19,50	36,2
114	21,7	19,60	21,7	18,41	25,9	21,4	19,50	36,4
115	21,7	19,56	21,6	18,43	26,0	21,6	19,53	36,5
116	21,5	19,58	21,2	18,40	25,6	21,5	19,54	36,2
117	21,8	19,57	21,4	18,41	25,8	21,6	19,50	36,3
118	21,7	19,51	21,5	18,42	25,7	21,6	19,50	36,3
119	21,8	19,54	21,3	18,44	25,5	21,6	19,55	36,5
120	21,4	19,54	21,9	18,43	26,0	21,9	19,52	36,1
121	21,9	19,56	21,5	18,44	25,5	21,7	19,52	36,6
122	21,8	19,55	21,3	18,45	25,4	21,9	19,49	36,6
123	21,6	19,52	21,3	18,47	25,7	21,7	19,47	36,5
124	21,6	19,53	21,4	18,43	25,7	21,6	19,50	36,2
125	21,5	19,54	21,4	18,46	25,6	21,9	19,50	36,2
126	21,8	19,58	21,3	18,42	25,9	21,9	19,49	36,5



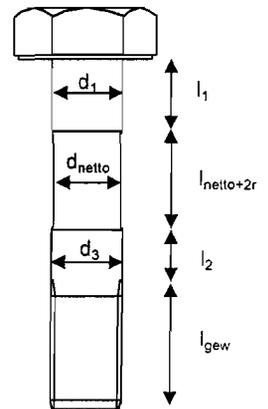
Messschrauben VRF4

Anlage 4.4

Schrauben: **M20 nach DIN 6914 / Charg.Nr. 836328 J4**

alle Werte in [mm]

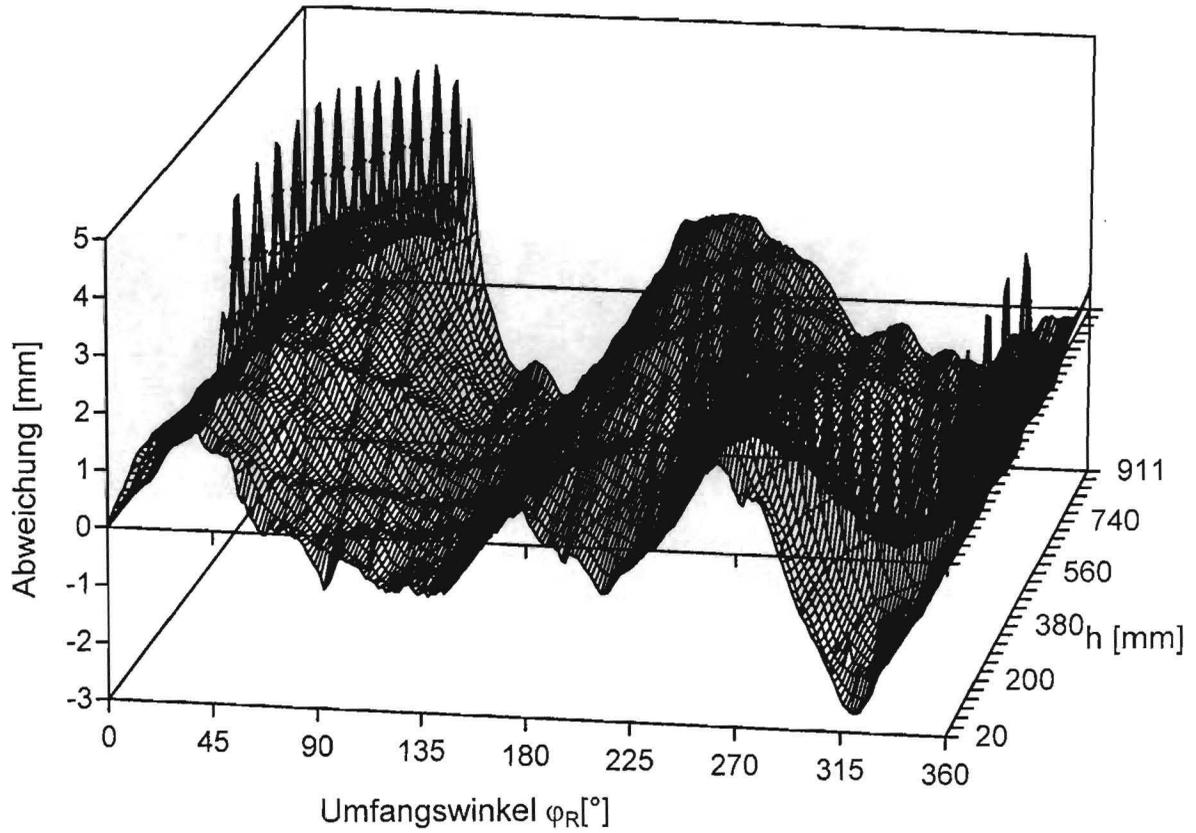
Nr.	l_1	d_1	l_{netto}	d_{netto}	$l_{\text{netto}+2r}$	l_2	d_3	l_{gew}
127	21,7	19,54	21,2	18,41	25,3	21,7	19,52	36,7
128	21,7	19,55	21,5	18,41	25,8	21,6	19,50	36,5
129	21,9	19,55	21,4	18,41	25,4	21,6	19,49	36,7
130	21,7	19,53	21,5	18,41	25,9	21,6	19,50	36,6
131	21,9	19,57	21,2	18,42	25,7	21,6	19,51	36,6
132	21,3	19,51	21,6	18,43	26,1	21,9	19,51	36,5
133	21,4	19,51	21,8	18,42	26,3	21,8	19,53	36,4
134	21,7	19,52	21,3	18,40	25,6	21,6	19,47	36,5
135	21,8	19,56	21,3	18,43	26,0	21,6	19,48	36,1
136	21,8	19,58	21,7	18,46	25,9	22,0	19,46	36,7
137	21,8	19,58	21,4	18,44	25,5	21,3	19,49	36,6
138	21,7	19,52	21,2	18,43	25,3	21,4	19,52	36,1
139	21,6	19,56	21,6	18,41	25,9	21,5	19,51	36,2
140	21,5	19,51	21,7	18,41	25,8	21,7	19,50	36,4
141	21,6	19,56	21,6	18,44	25,7	21,5	19,54	36,5
142	21,5	19,55	21,3	18,41	25,4	21,4	19,48	36,4
143	21,3	19,53	21,2	18,39	25,6	21,8	19,55	36,7
144	21,8	19,57	21,2	18,43	25,3	21,9	19,52	36,1
145	21,6	19,53	21,6	18,42	25,7	21,8	19,48	36,5
146	21,7	19,54	21,2	18,41	25,7	22,0	19,51	36,6



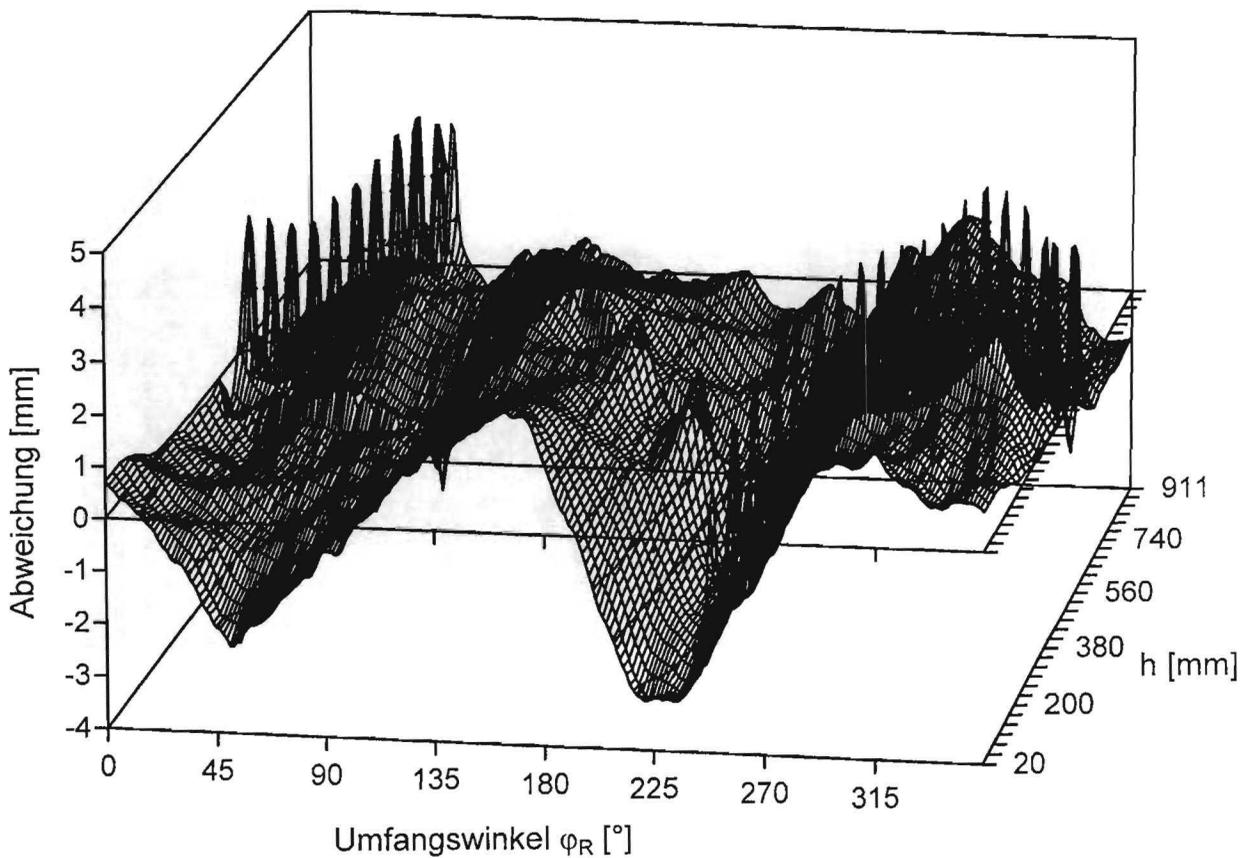
Mittelwert	21,65	19,53	21,48	18,44	26,08	20,65	19,49	36,41
Standardabweichung	0,2	0,0	0,3	0,1	2,5	1,7	0,1	0,2
Variationskoeffizient [%]	0,8	0,2	1,2	0,5	9,5	8,1	0,5	0,5

Anlage 4.5

Versuchskörper: VRF1 Rohr 1



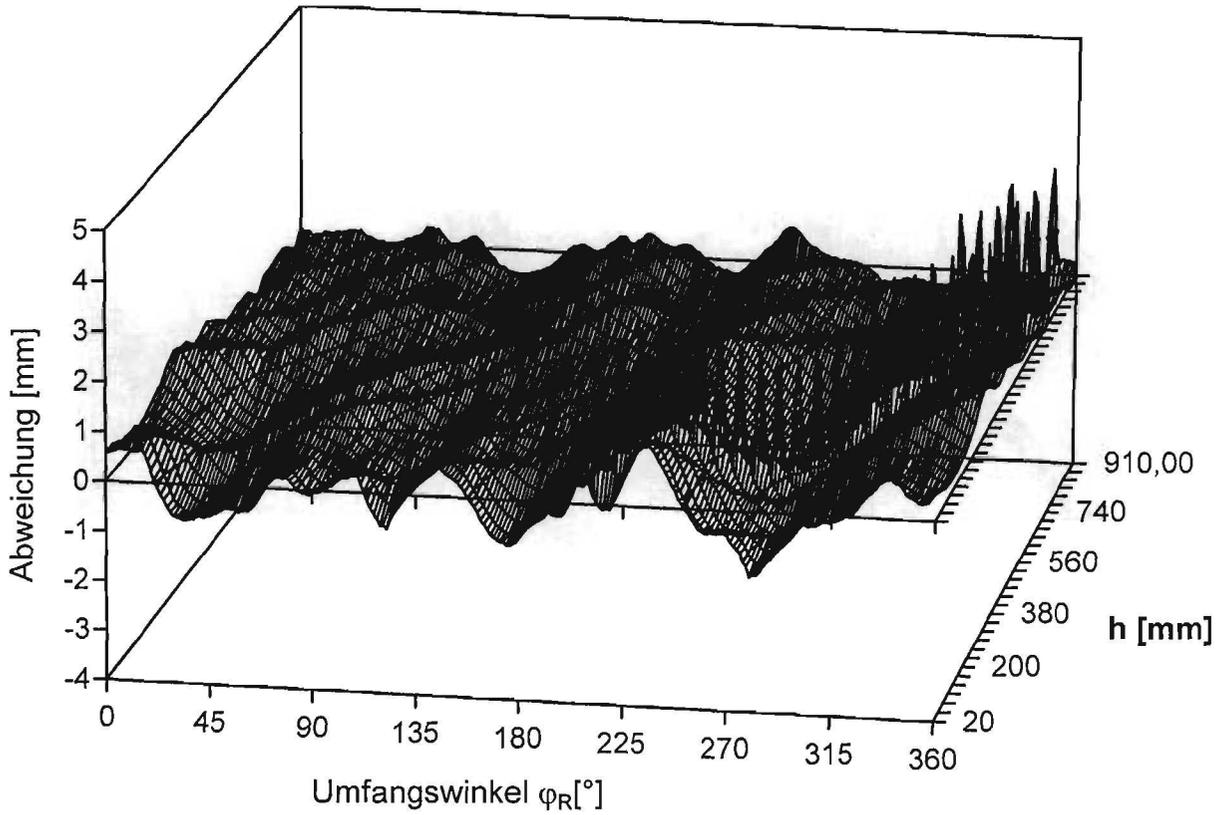
Versuchskörper: VRF1 Rohr 2



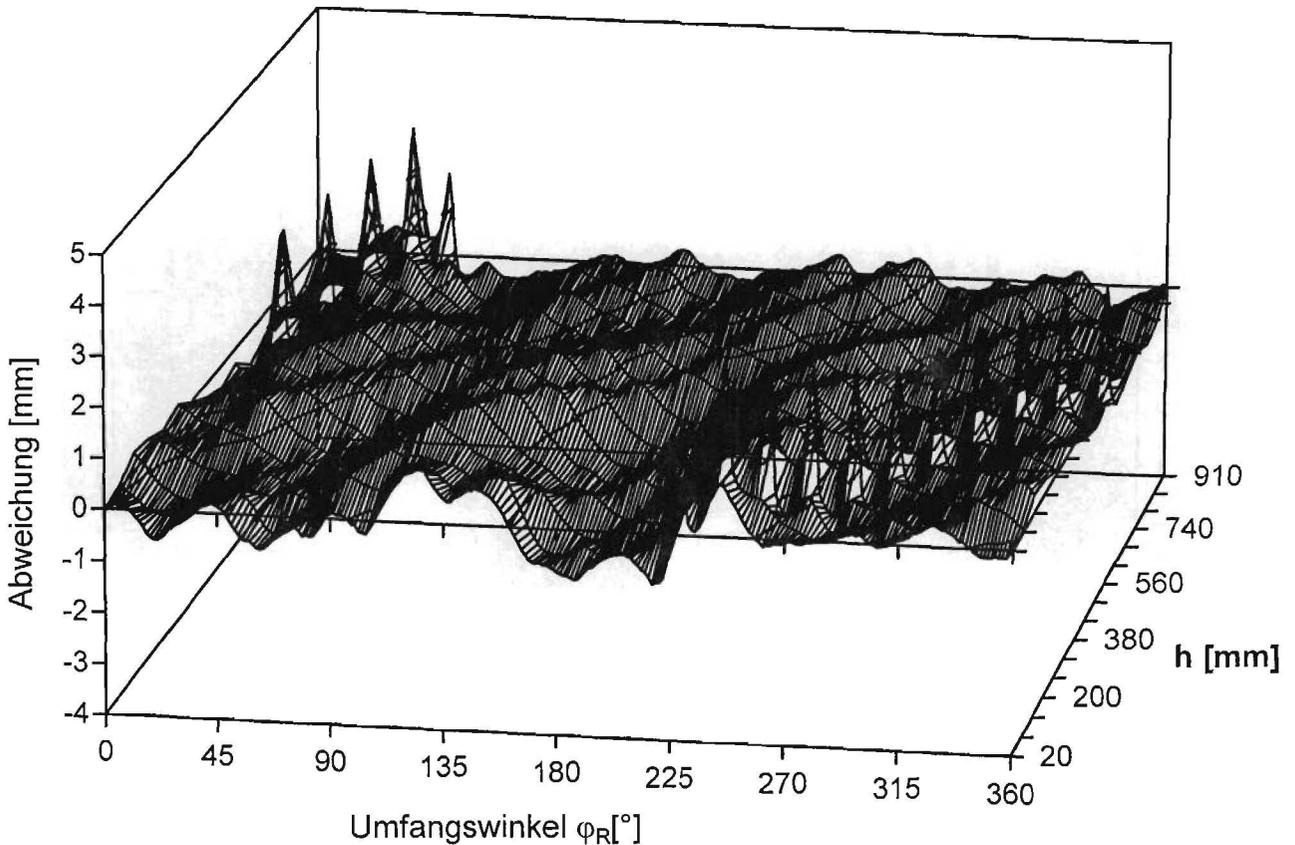
Prüfkörpervermessung: Radiale Abweichungen der Prüfkörperrohre von der Bezugssylindermantelfläche

Anlage 4.6

Versuchskörper: VRF2 Rohr 1



Versuchskörper: VRF2 Rohr 2

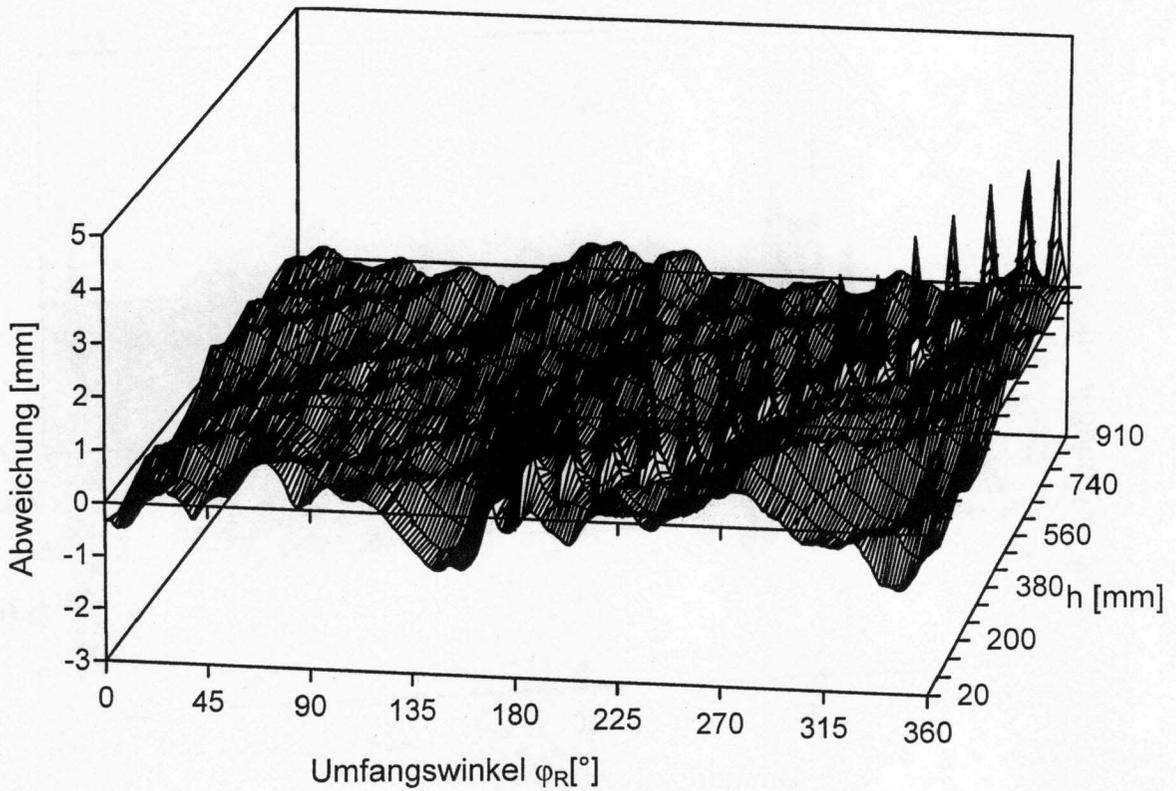


Prüfkörpervermessung: Radiale Abweichungen der Prüfkörperrohre von der Bezugszylindermantelfläche

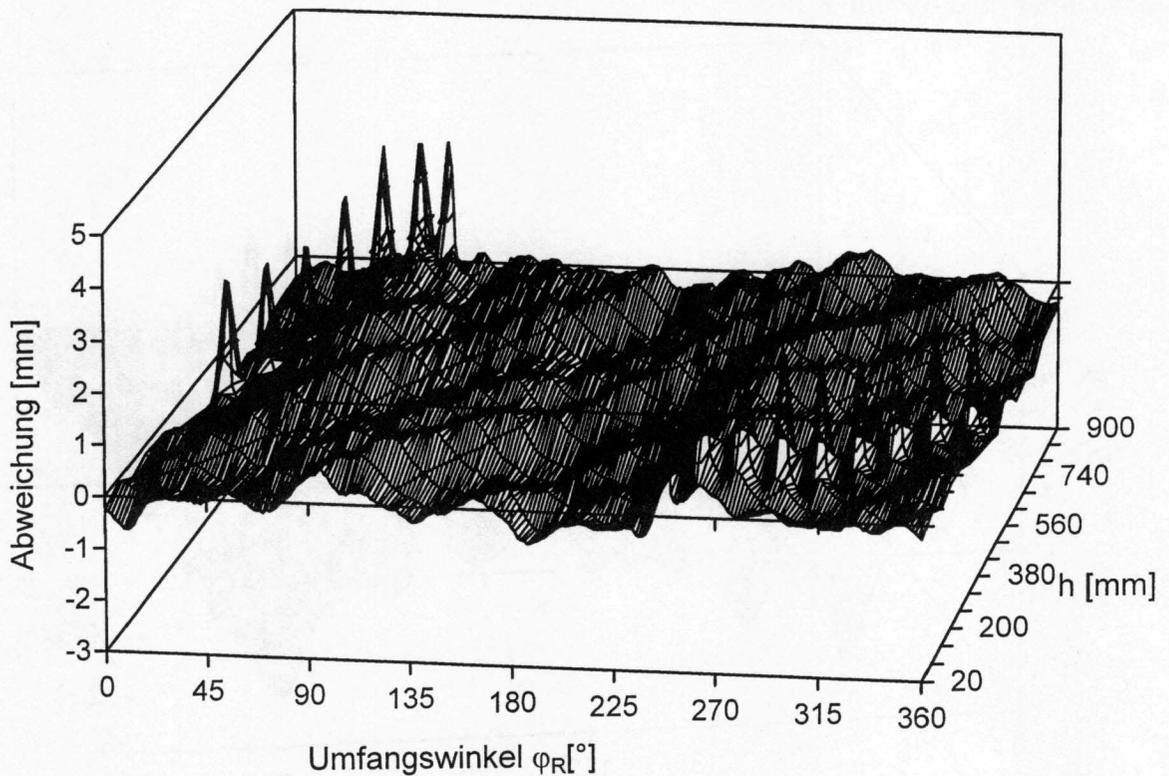
Anlage 4.7

Gemessene Zylinderabweichung der Versuchkörperrohre

Versuchskörper: VRF3 Rohr 1



Versuchskörper: VRF3 Rohr 2

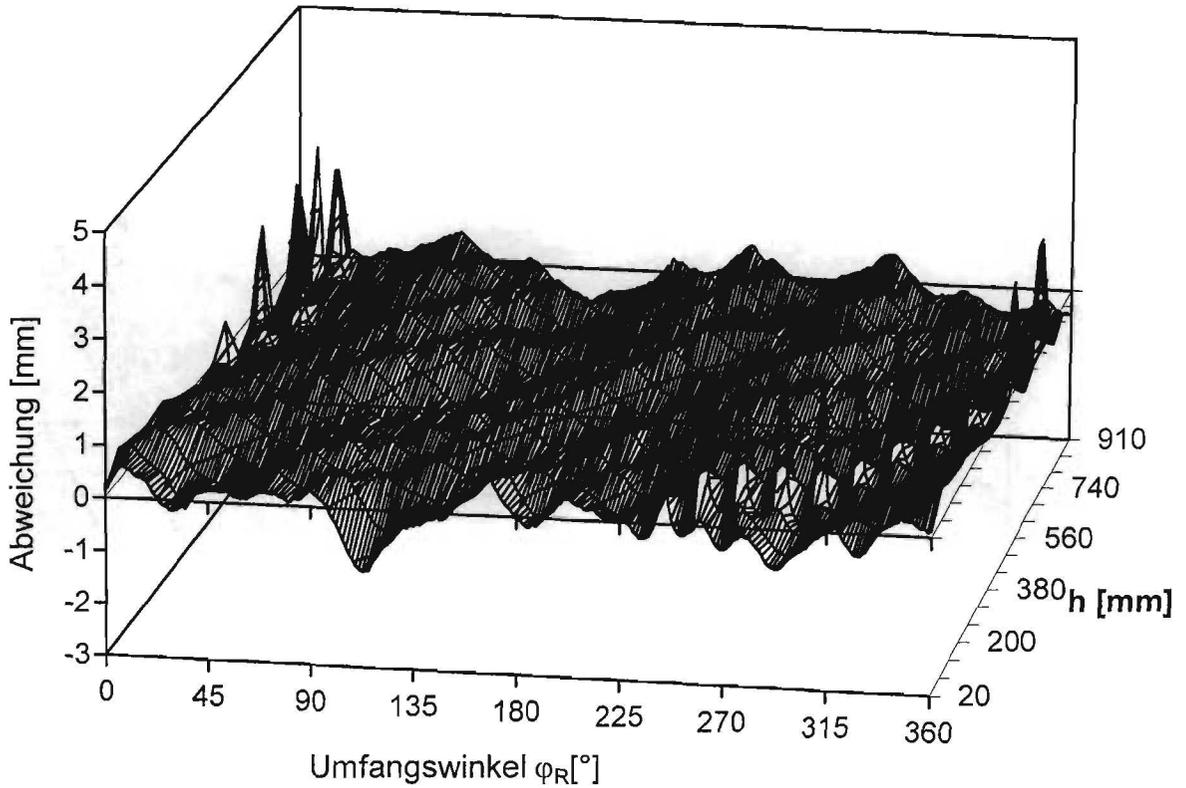


Prüfkörpervermessung: Radiale Abweichungen der Prüfkörperrohre von der Bezugszylindermantelfläche

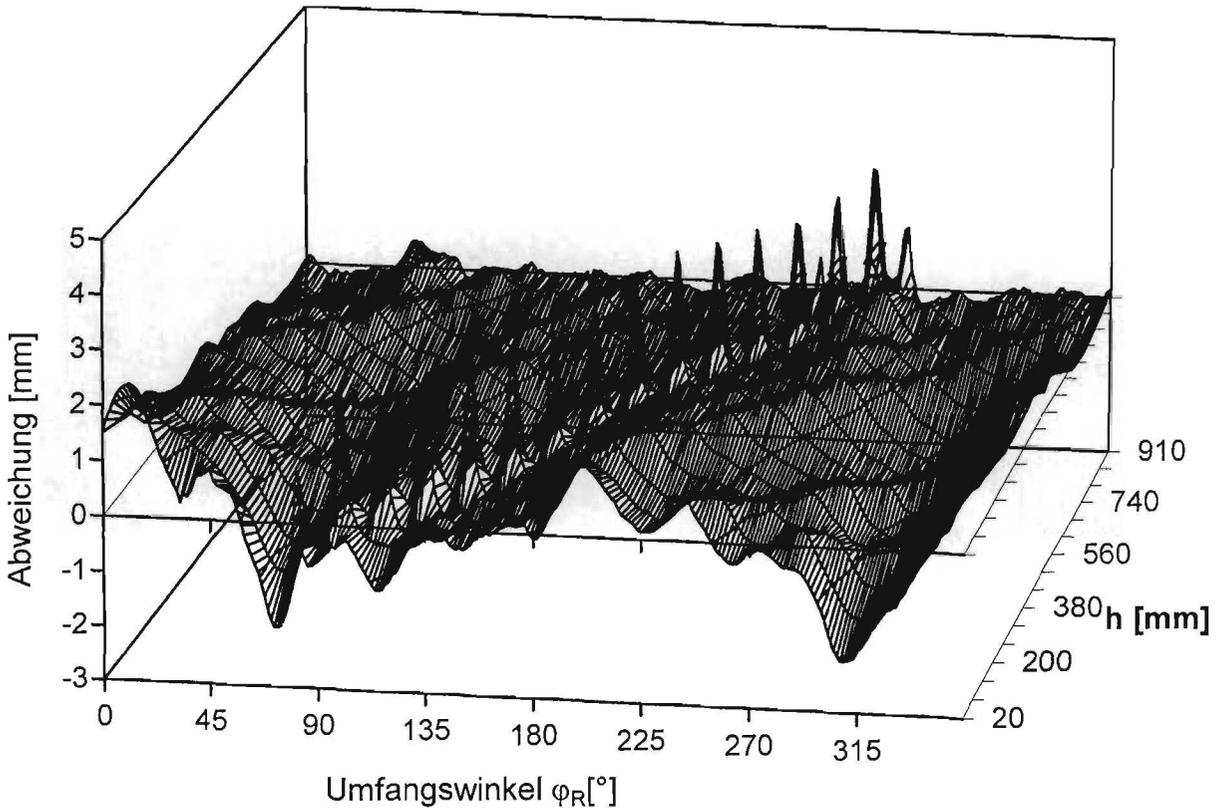
Anlage 4.8

Gemessene Zylinderabweichung der Versuchkörperrohre

Versuchskörper: VRF4 Rohr 1



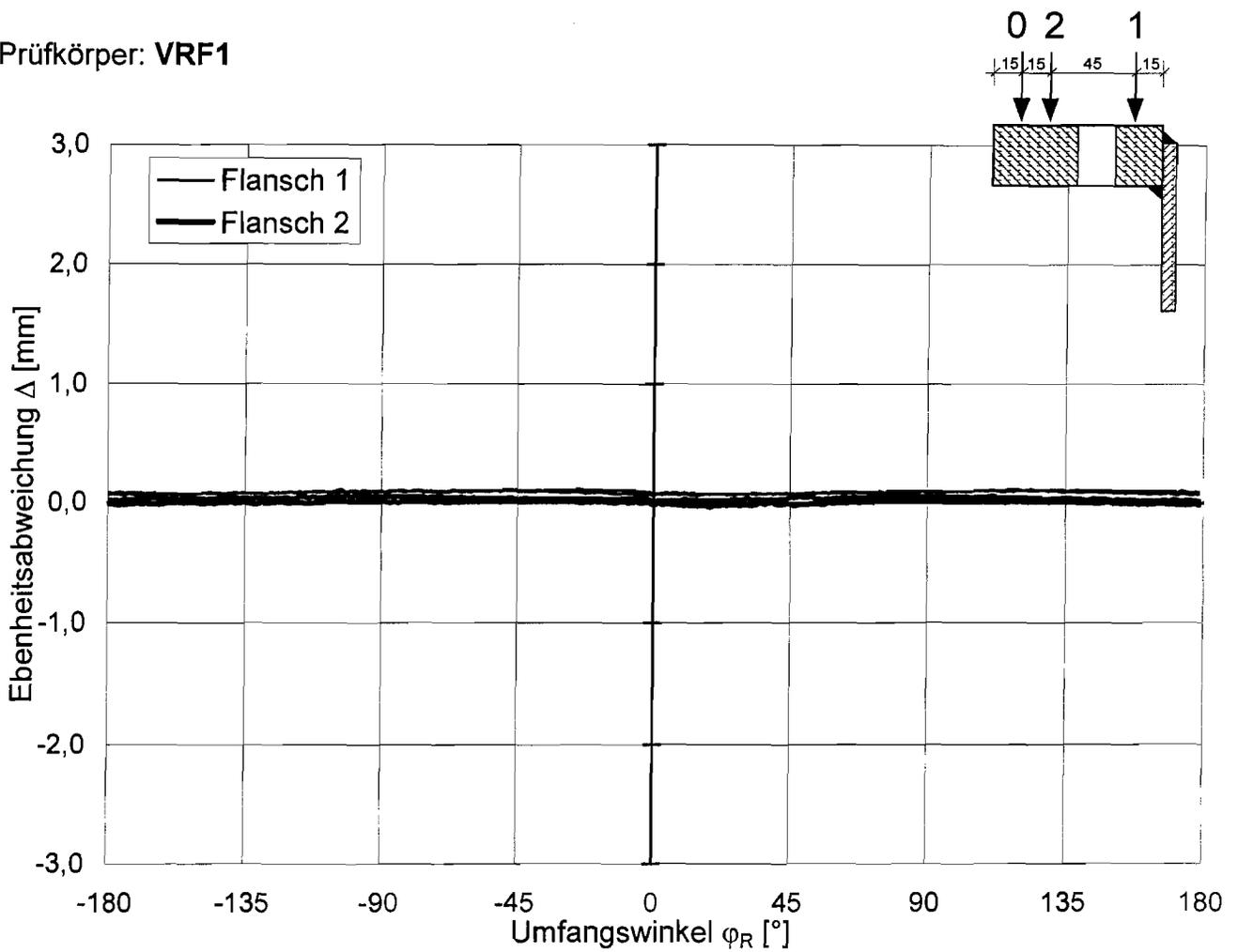
Versuchskörper: VRF4 Rohr 2



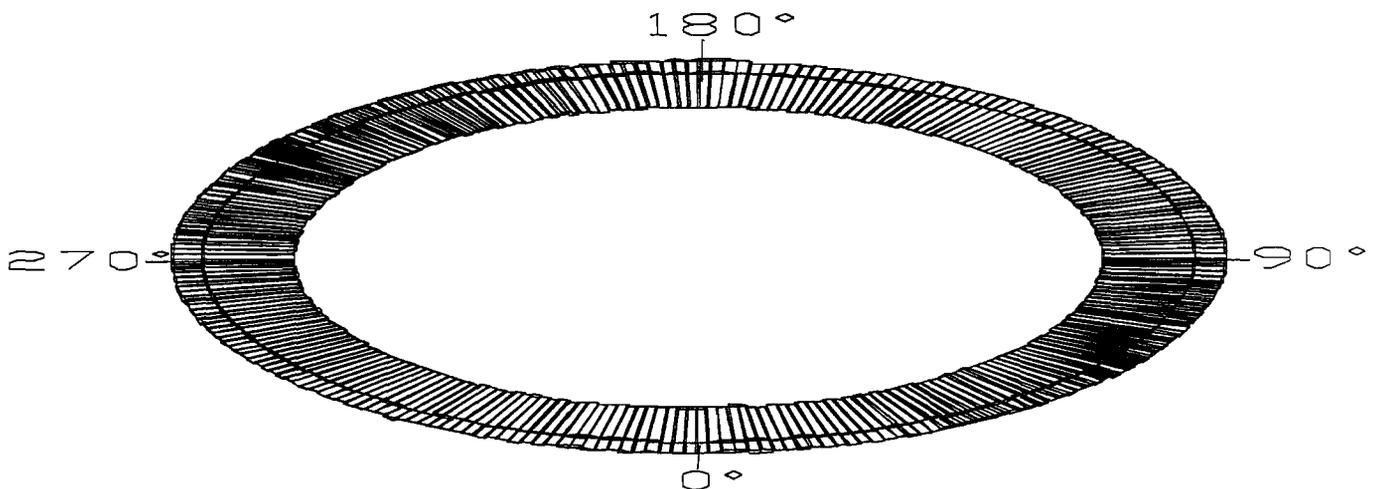
Prüfkörpervermessung: Radiale Abweichungen der Prüfkörperrohre von der Bezugszylindermantelfläche

Anlage 4.9

Prüfkörper: VRF1



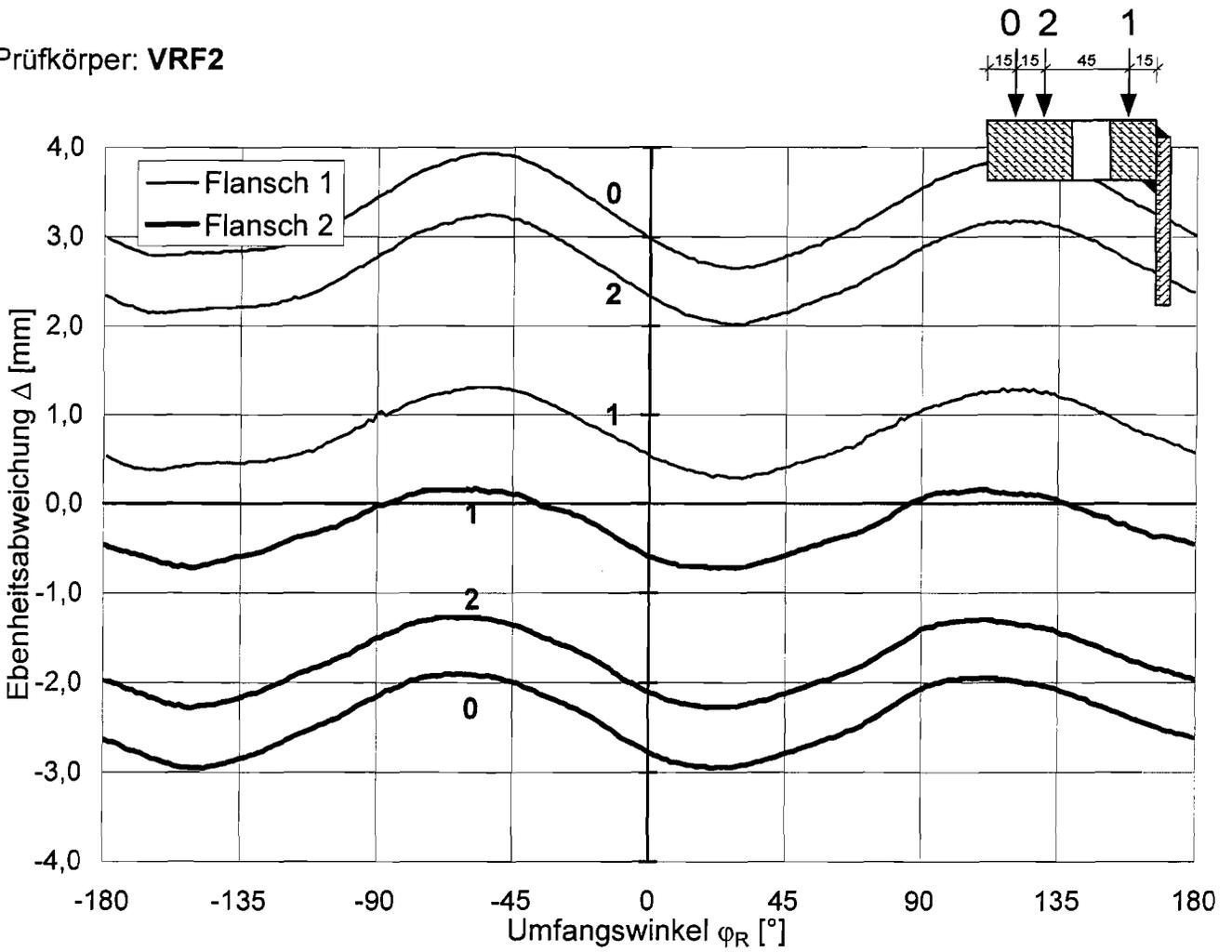
Überhöhungsfaktor = 15



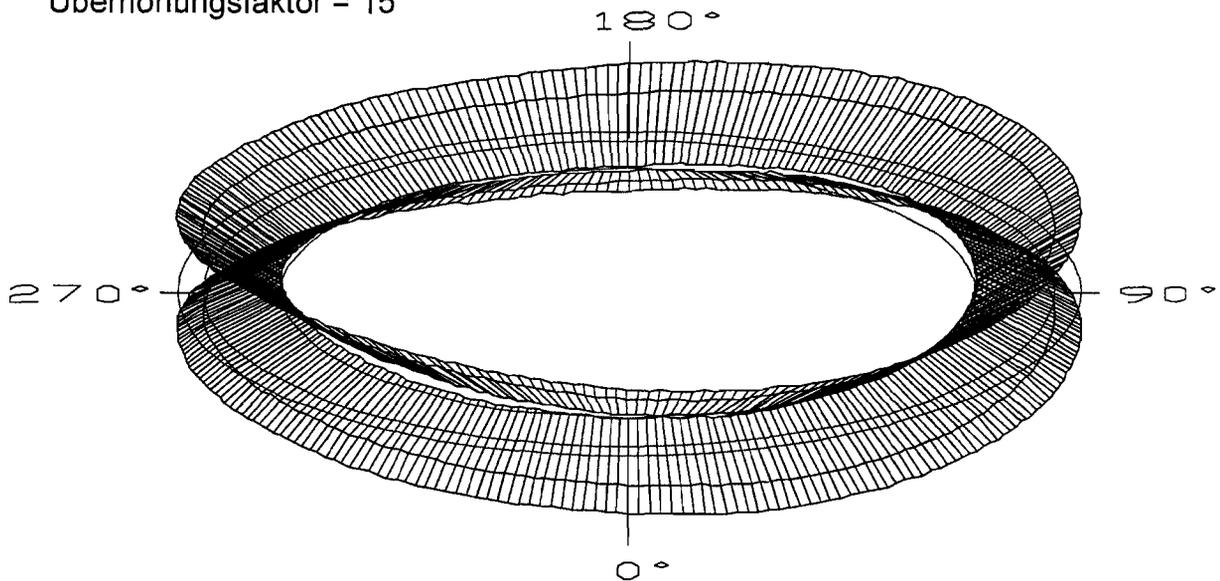
Prüfkörpervermessung:
Abweichungen der Flanschkontaktflächen von der Bezugsebene:
oben: Abwicklung der bereinigten Wegaufnahme-Messwerte
unten: dreidimensionale überhöhte Darstellung

Anlage 4.10

Prüfkörper: VRF2



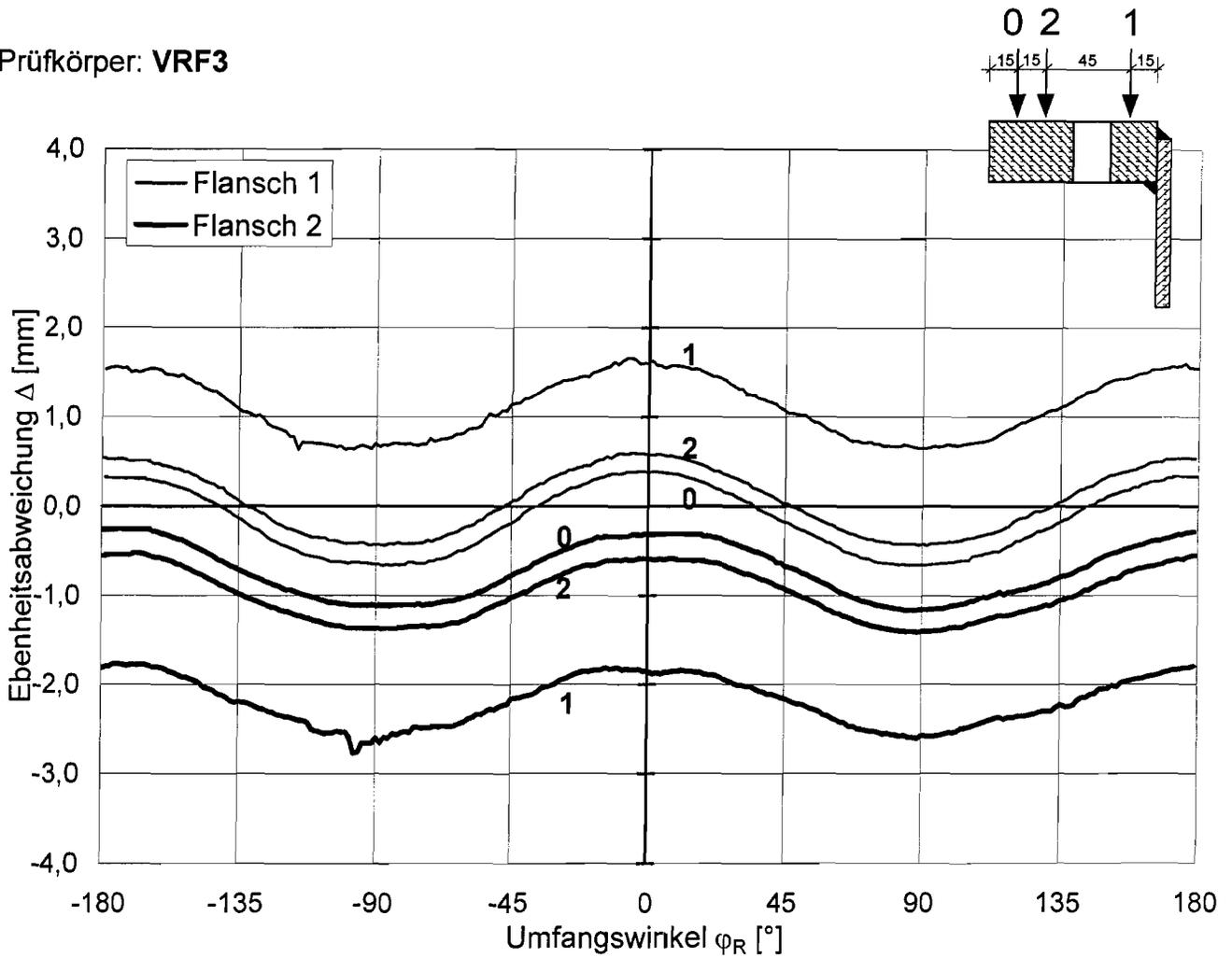
Überhöhungsfaktor = 15



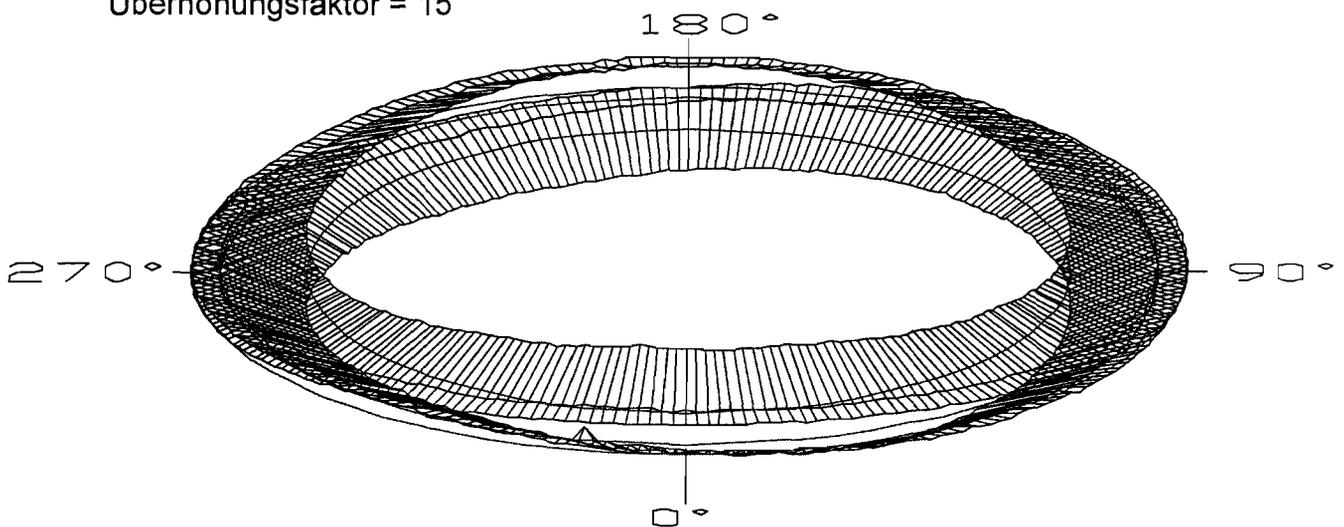
Prüfkörpervermessung:
 Abweichungen der Flanschkontaktflächen von der Bezugsebene:
 oben: Abwicklung der bereinigten Wegaufnahme-Messwerte
 unten: dreidimensionale überhöhte Darstellung

Anlage 4.11

Prüfkörper: VRF3



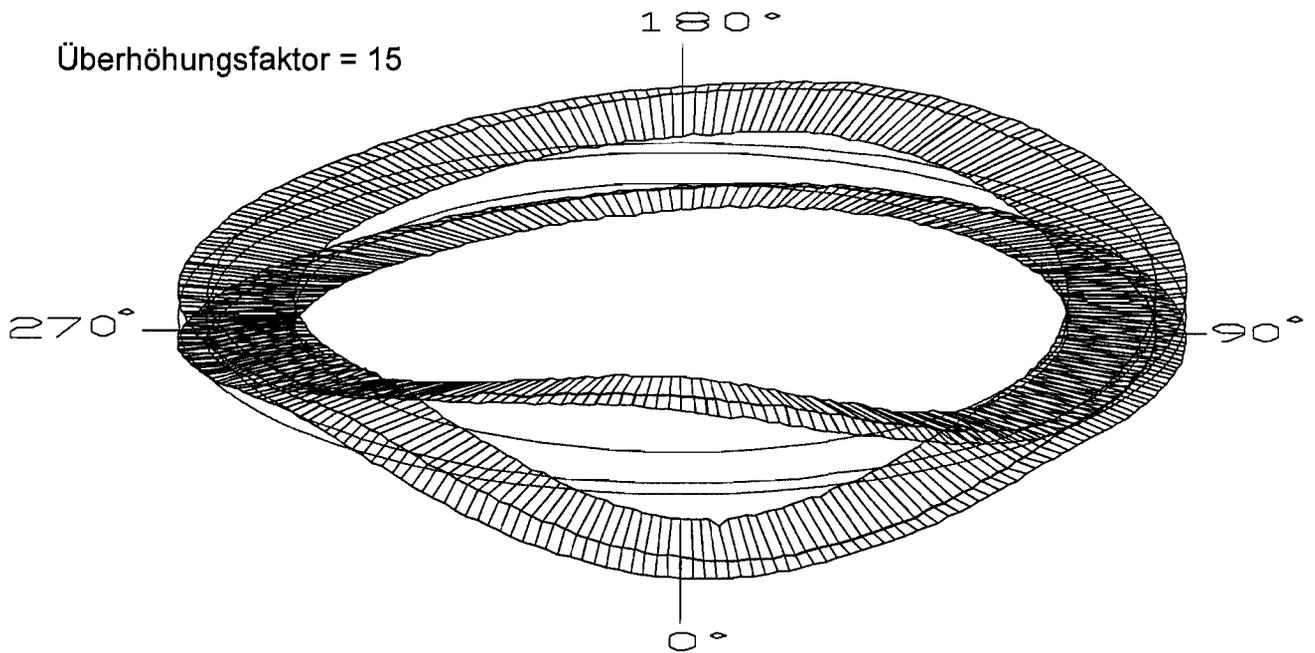
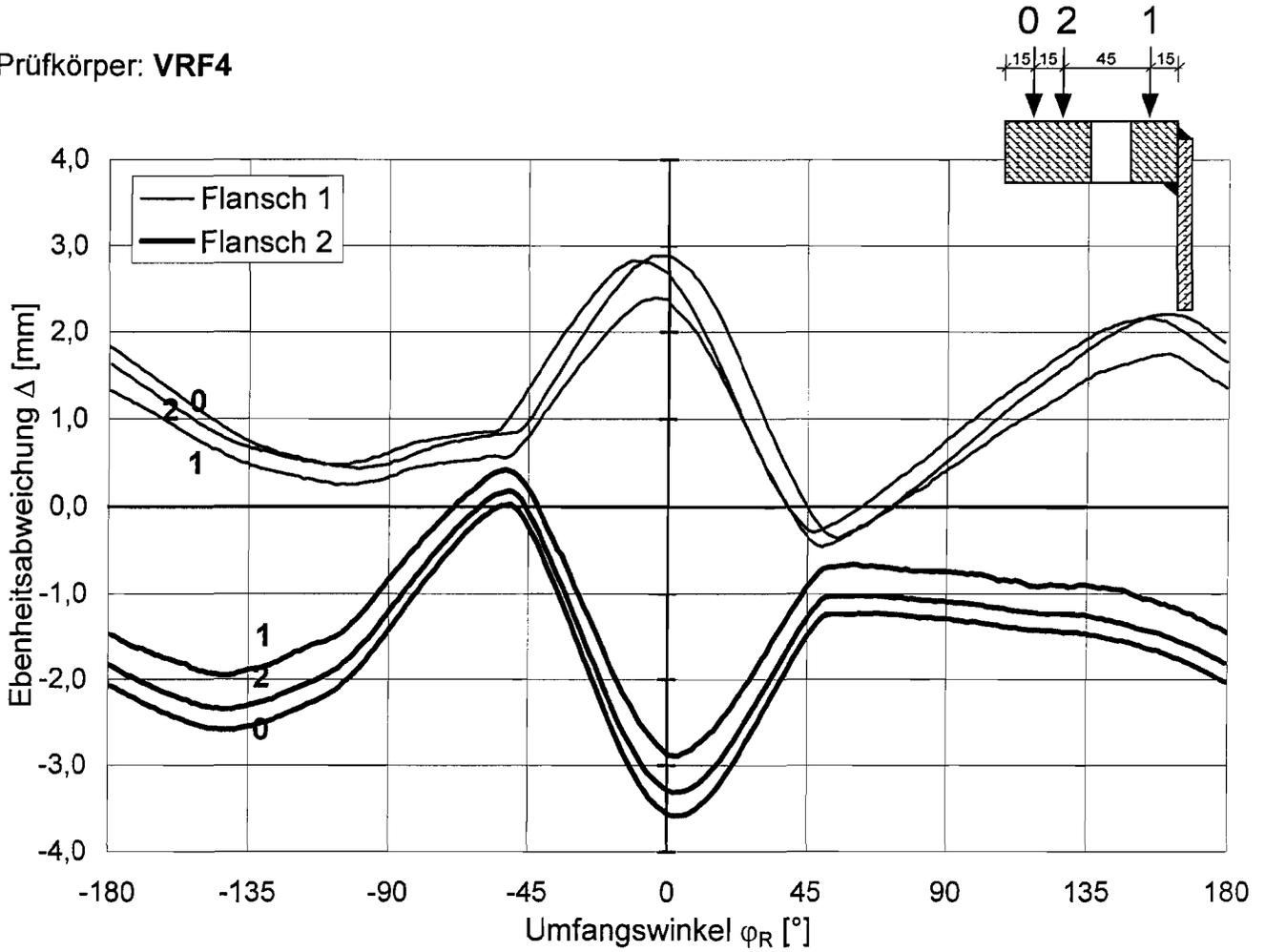
Überhöhungsfaktor = 15



Prüfkörpervermessung:
 Abweichungen der Flanschkontaktflächen von der Bezugsebene:
 oben: Abwicklung der bereinigten Wegaufnehmer-Messwerte
 unten: dreidimensionale überhöhte Darstellung

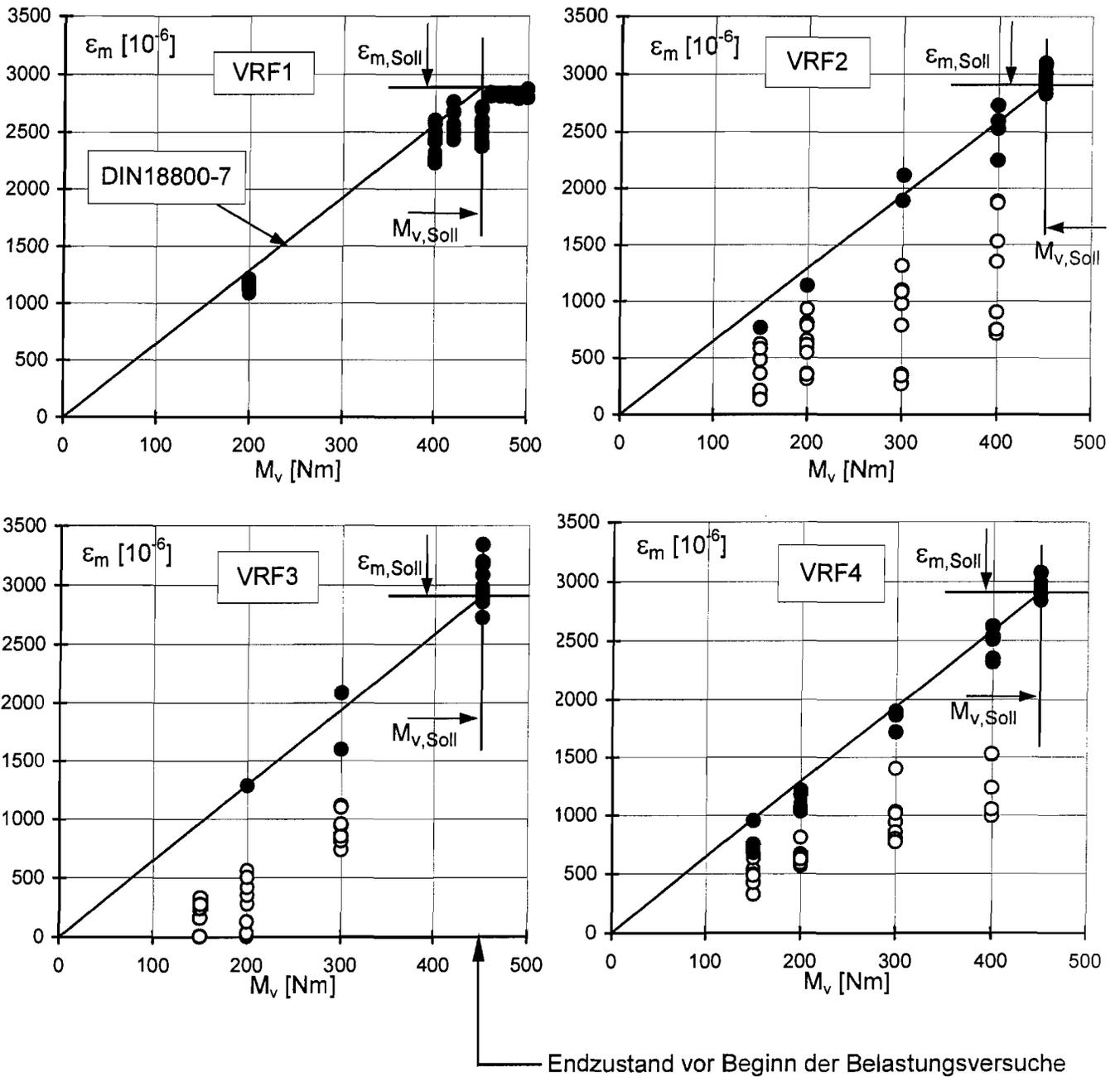
Anlage 4.12

Prüfkörper: VRF4



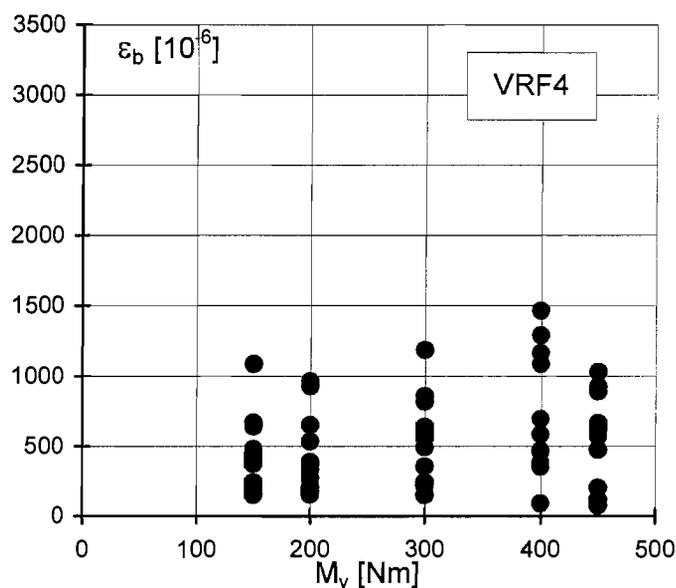
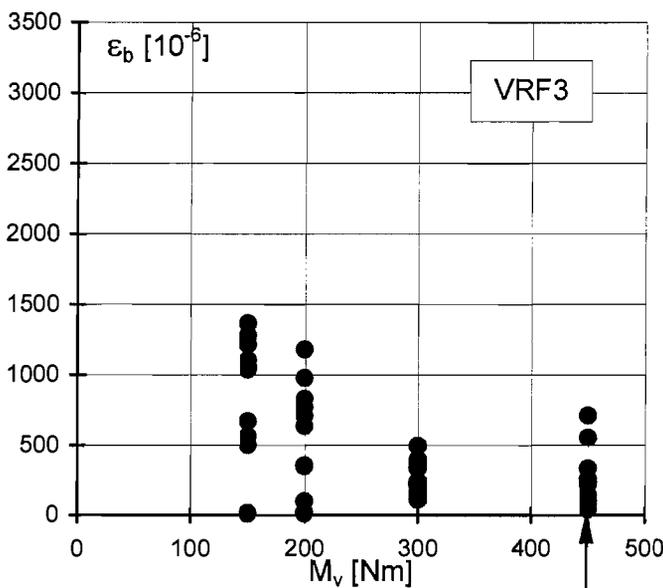
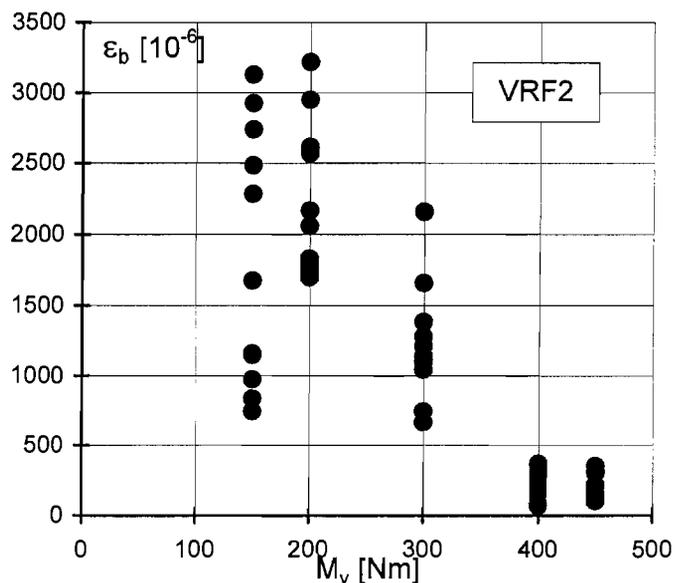
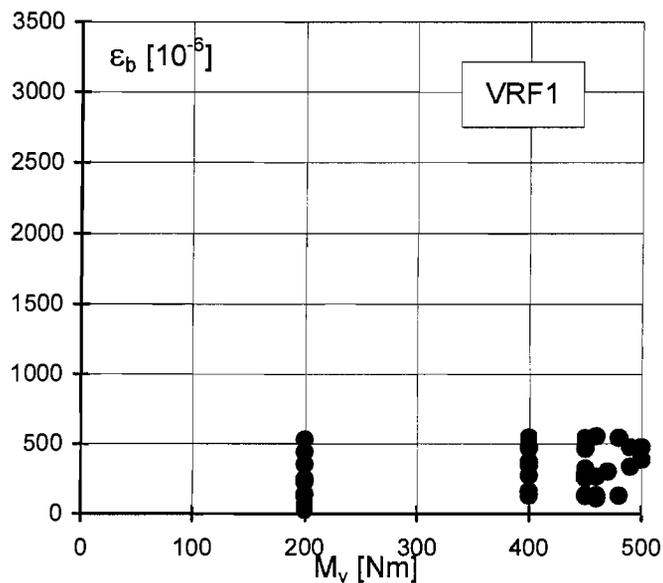
Prüfkörpervermessung:
 Abweichungen der Flanschkontaktflächen von der Bezugsebene:
 oben: Abwicklung der bereinigten Wegaufnahme-Messwerte
 unten: dreidimensionale überhöhte Darstellung

Anlage 5.1



Vorspannphase: Gemessene mittlere Schraubendehnungen (Normalkraftdehnungen)

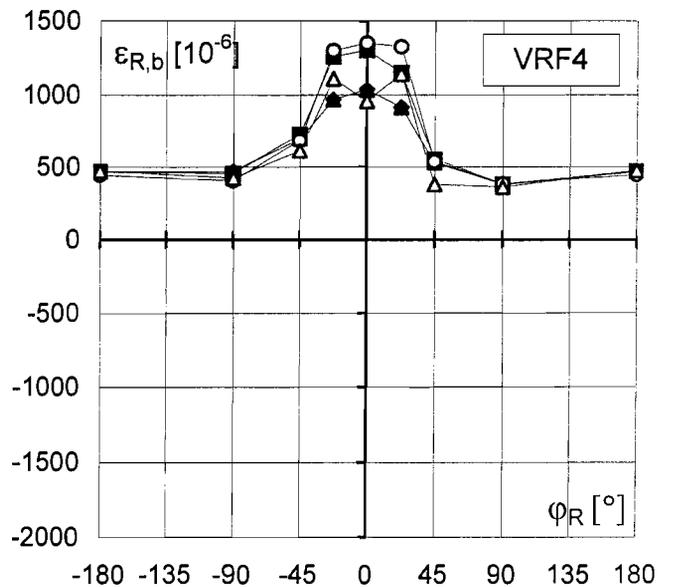
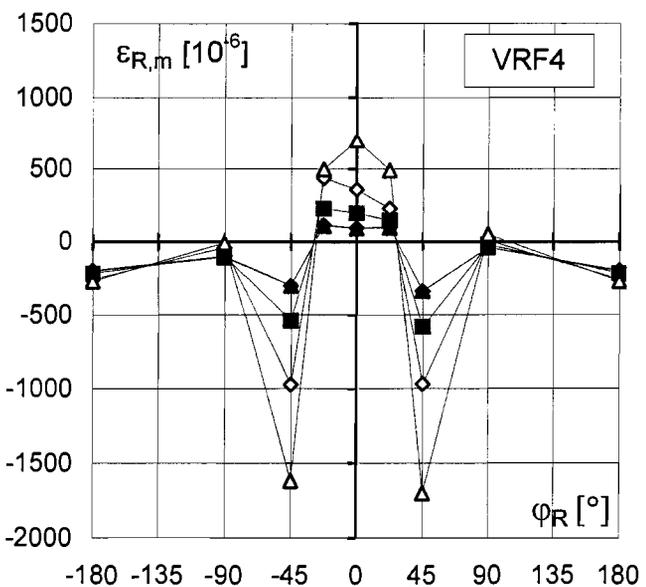
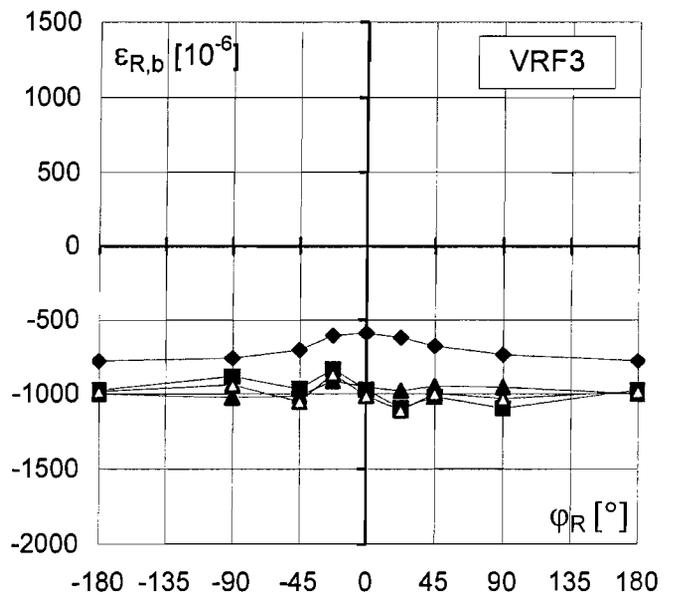
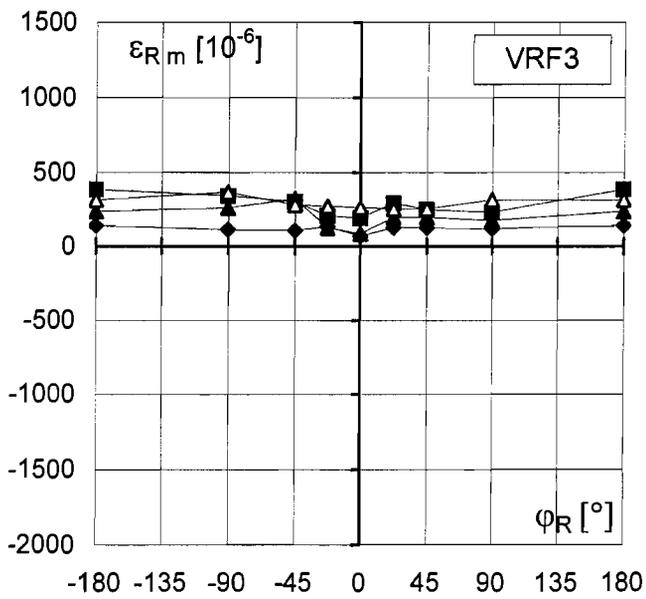
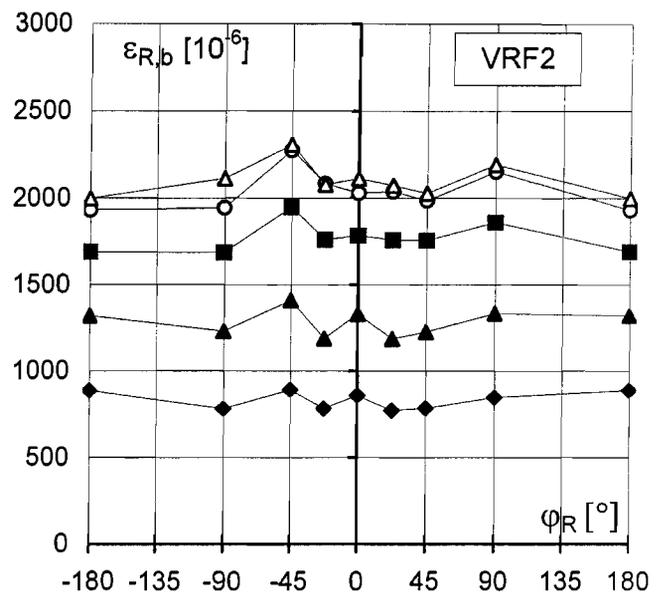
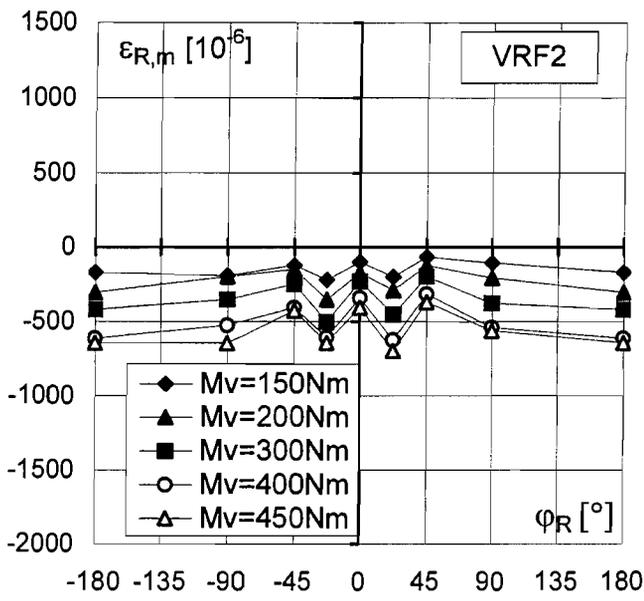
Anlage 5.2



Endzustand vor Beginn der Belastungsversuche

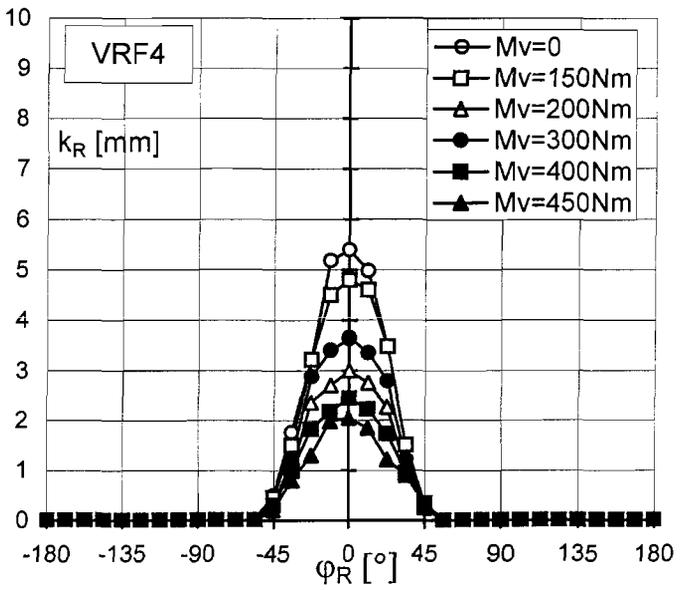
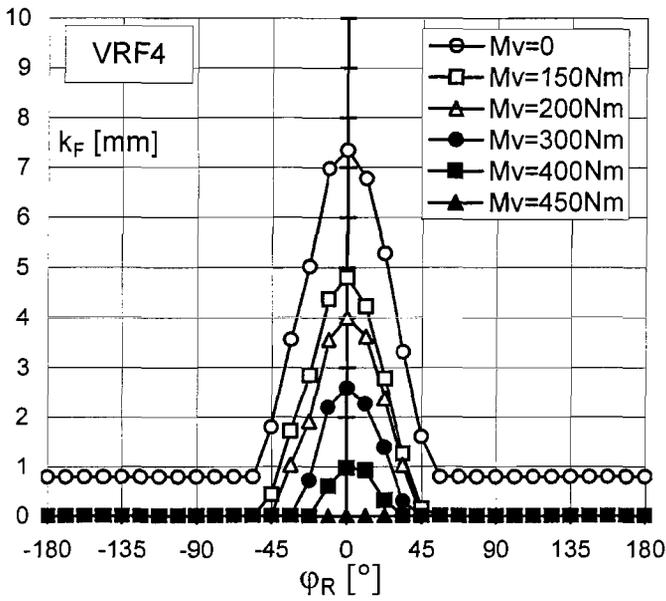
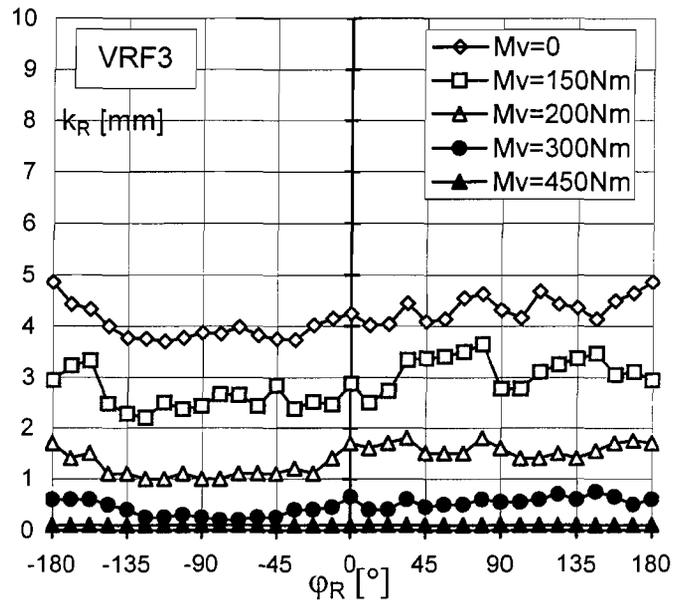
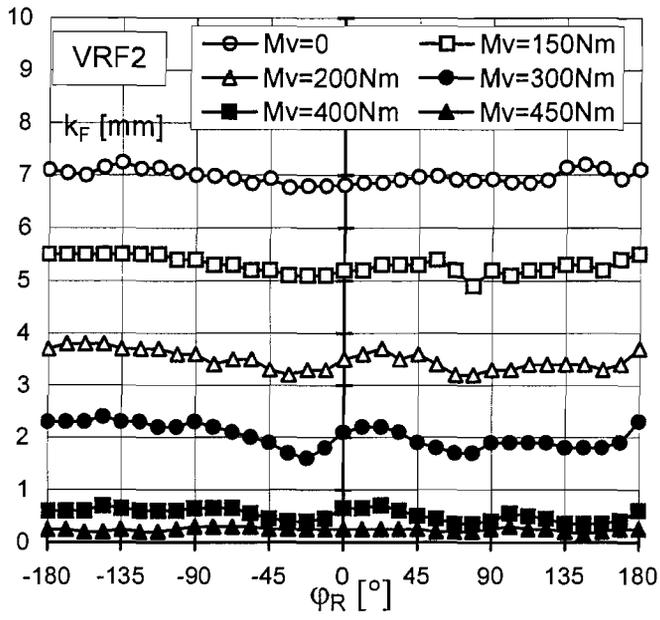
Vorspannphase: Gemessene Schraubenbiegedehnungen

Anlage 5.3



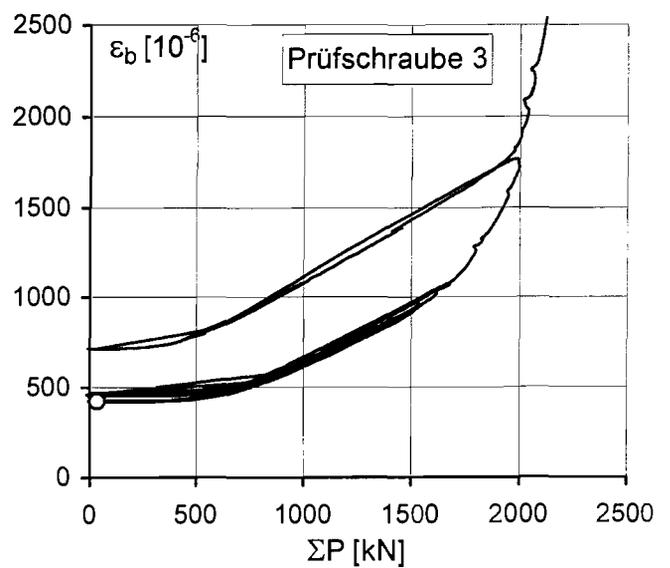
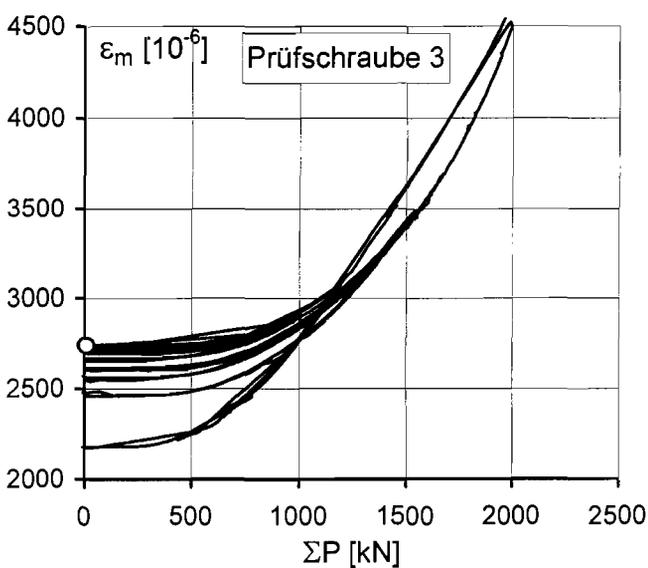
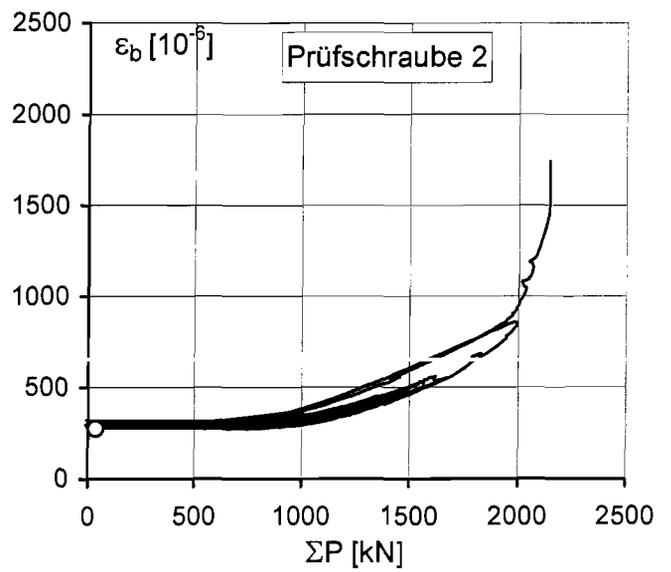
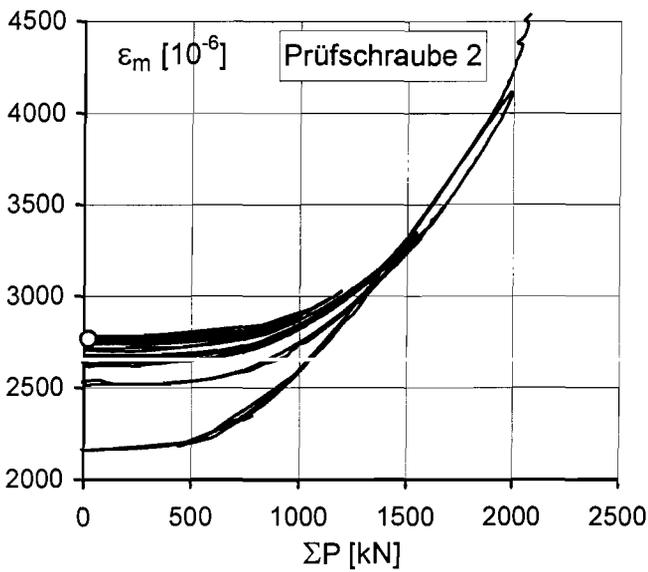
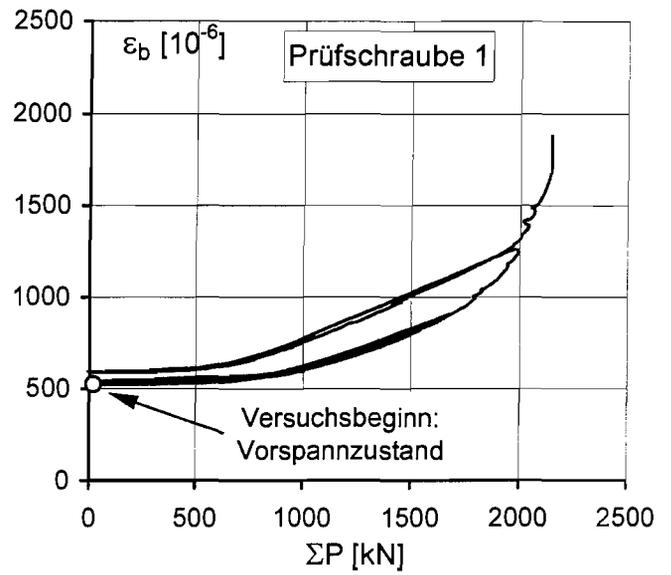
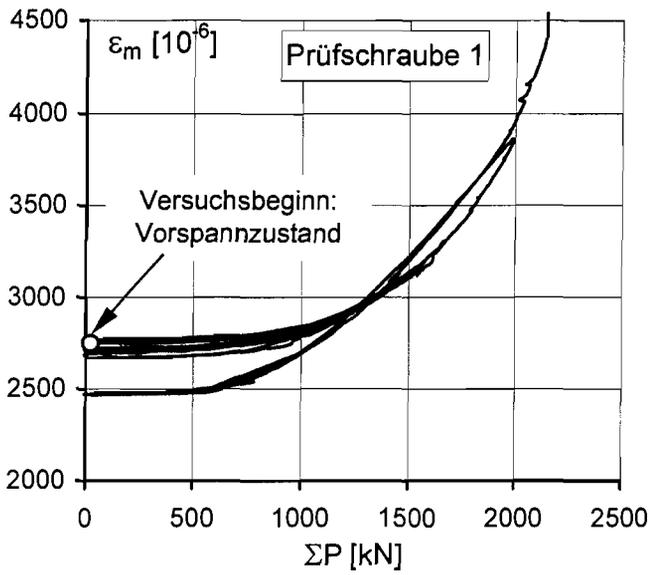
Vorspannphase: Gemessene Membrandehnungen und Biegedehnungen in der Rohrschale

Anlage 5.4



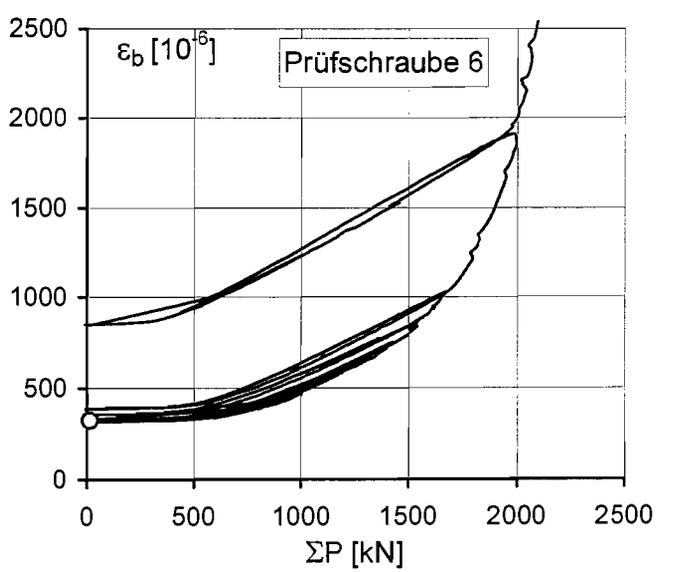
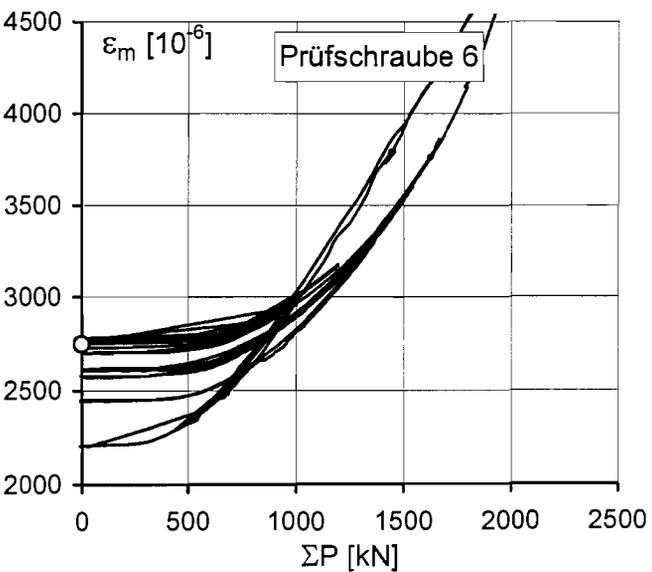
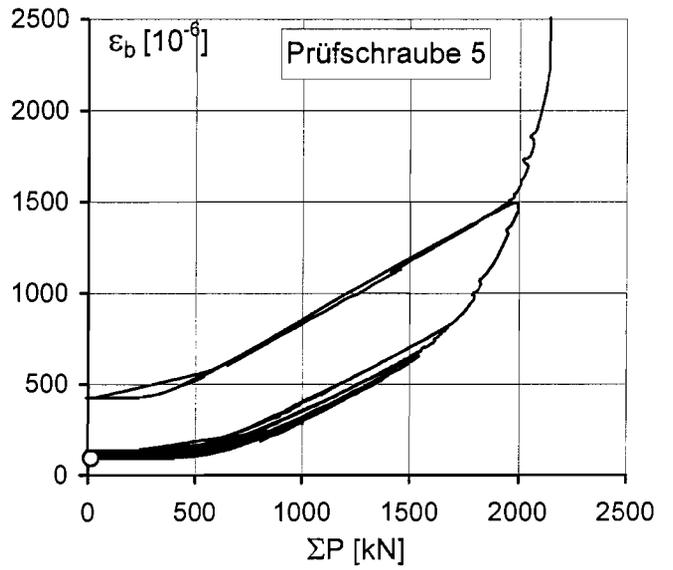
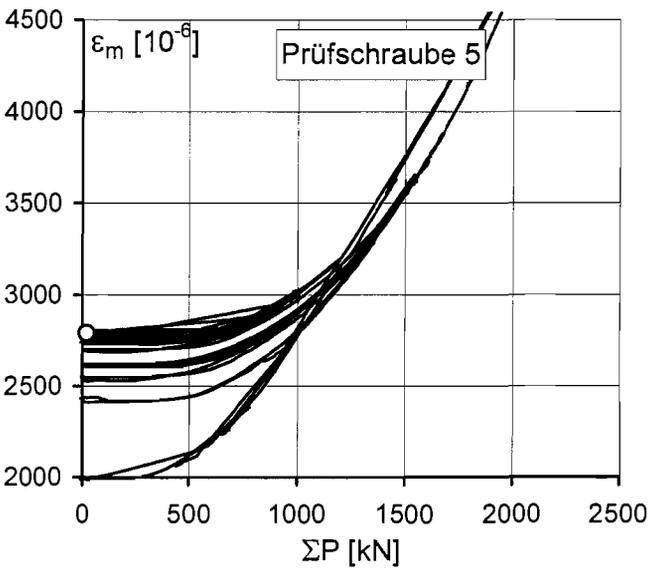
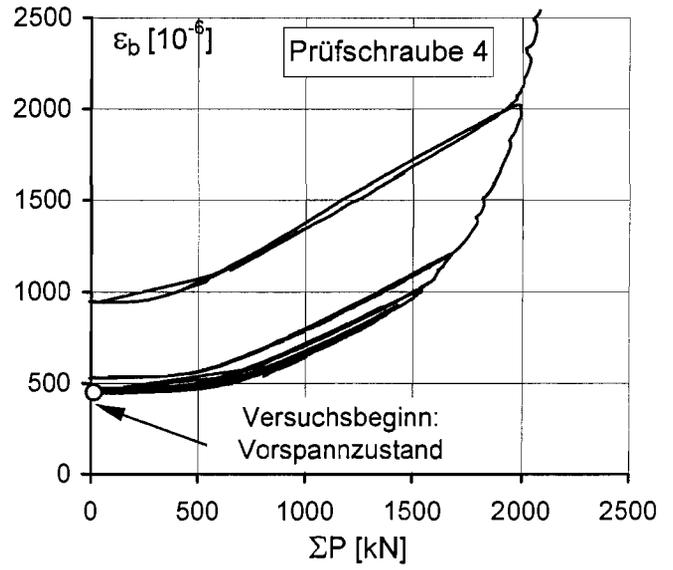
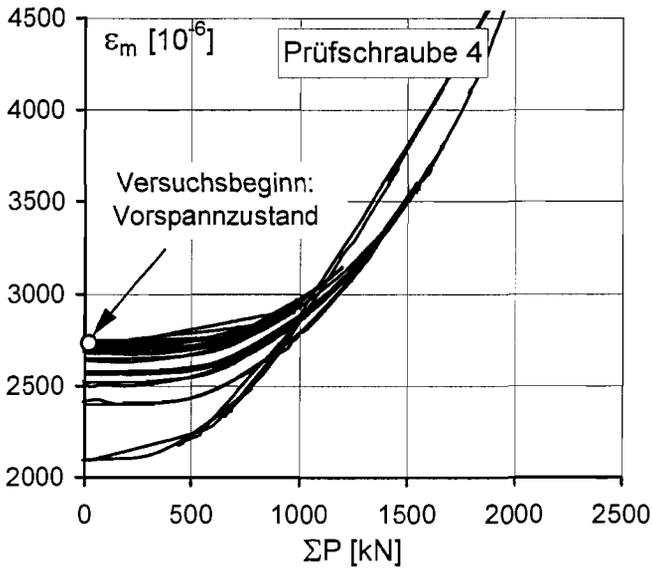
Vorspannphase: Gemessene Flanschklaffungen

Anlage 6.1



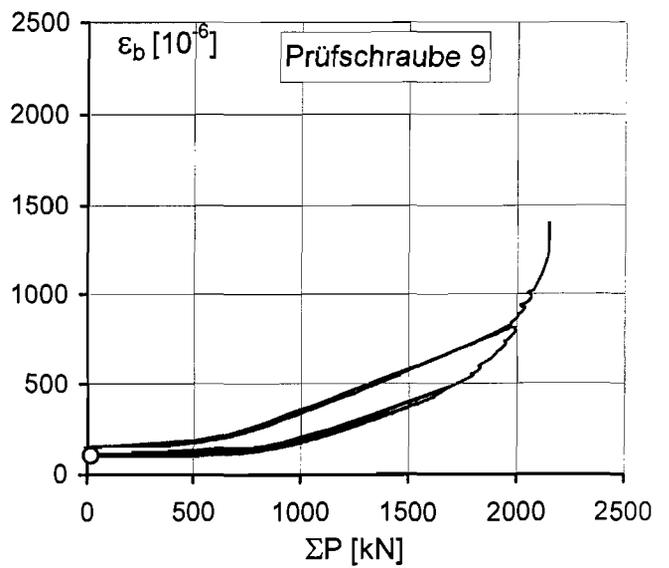
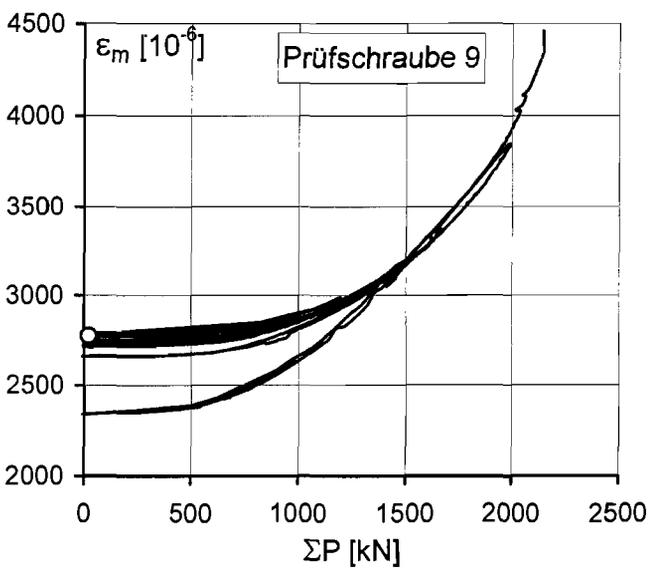
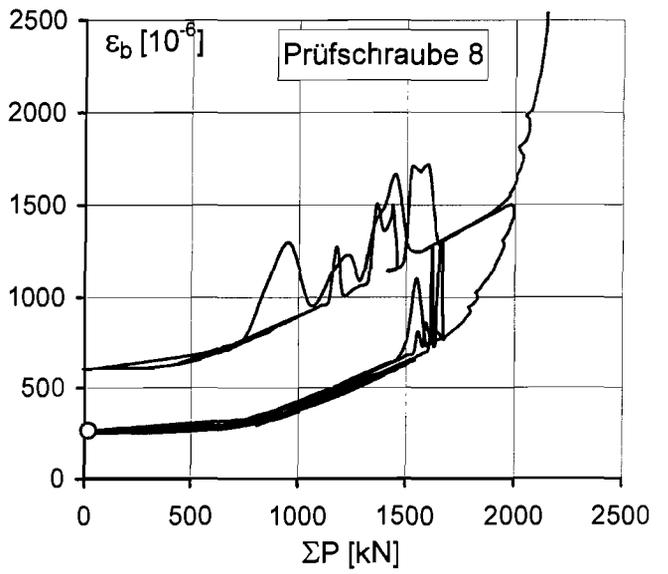
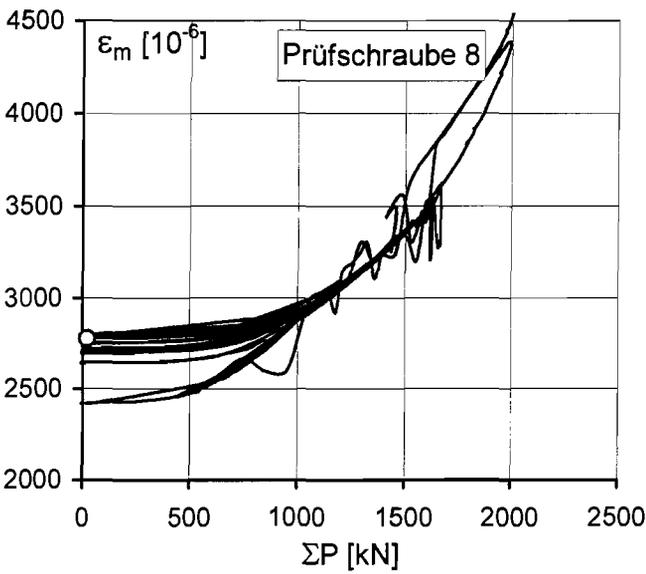
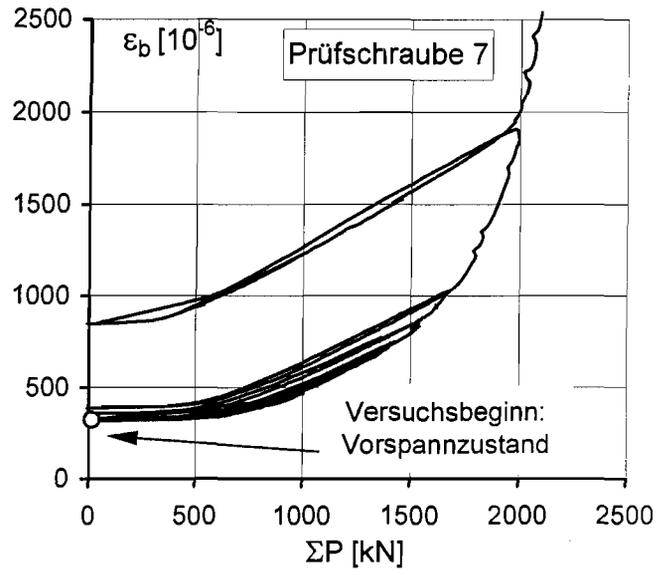
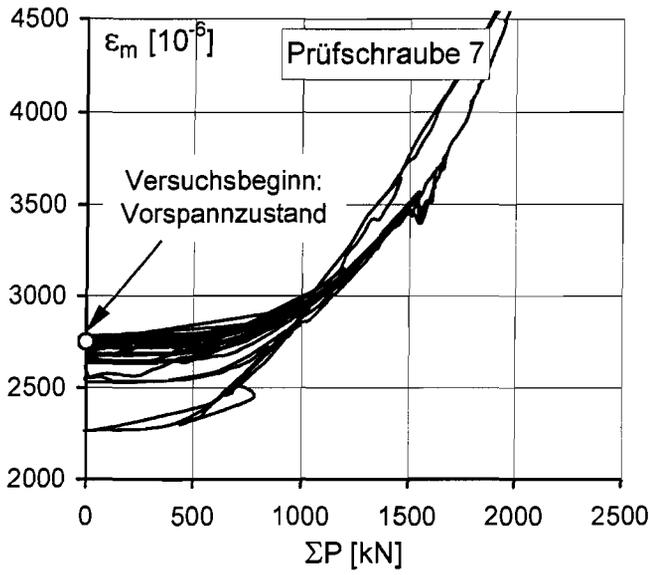
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF1

Anlage 6.2



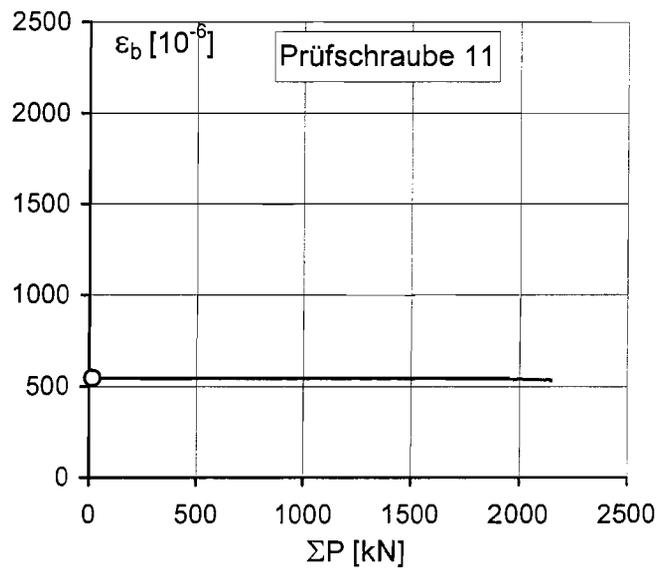
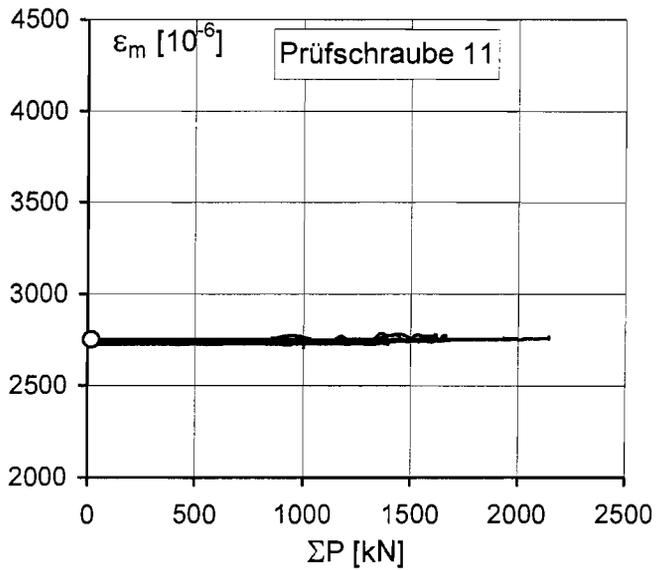
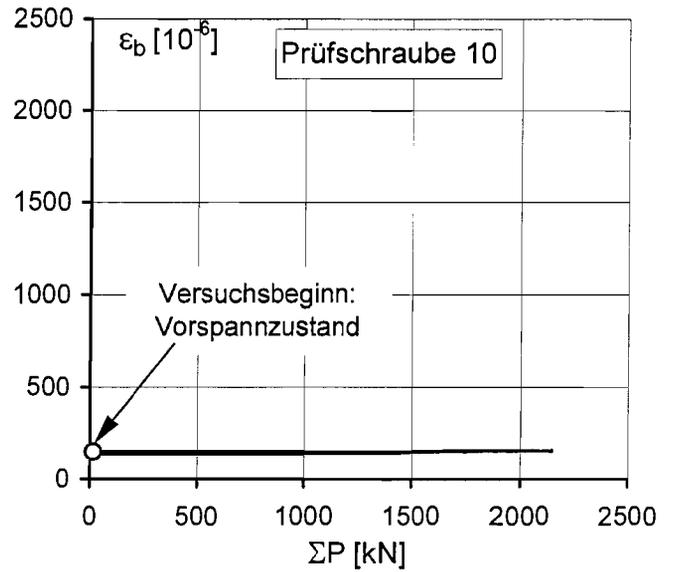
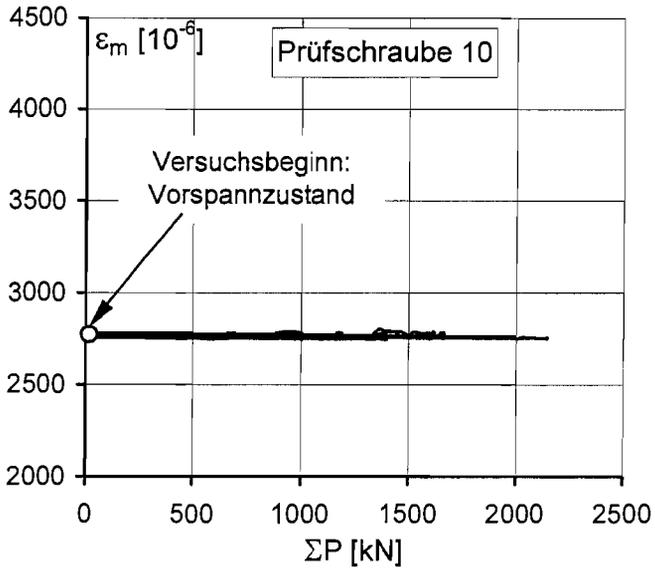
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF1

Anlage 6.3



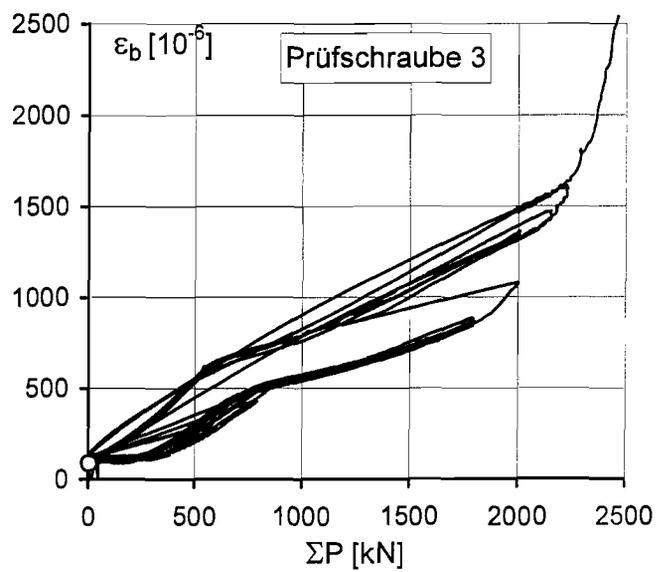
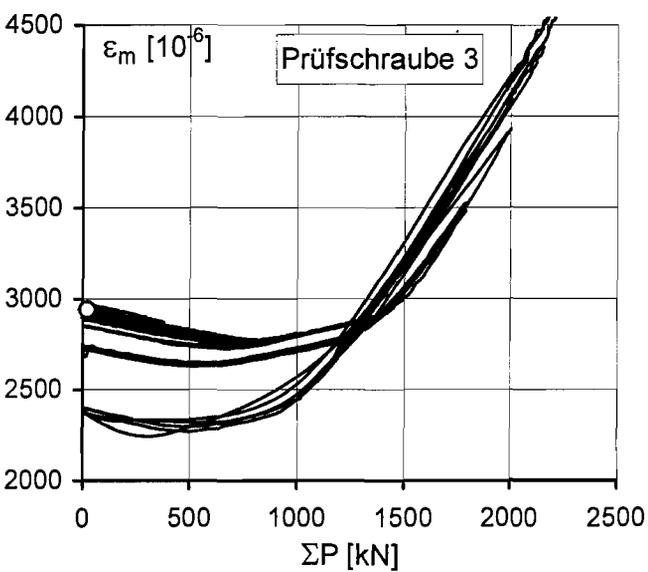
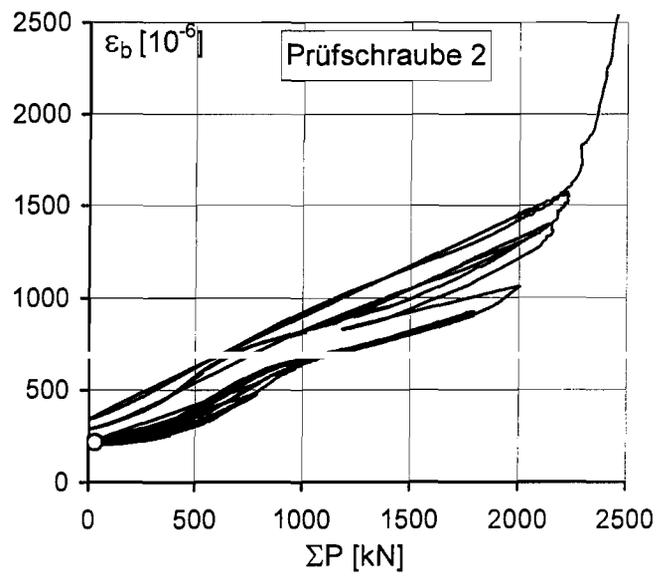
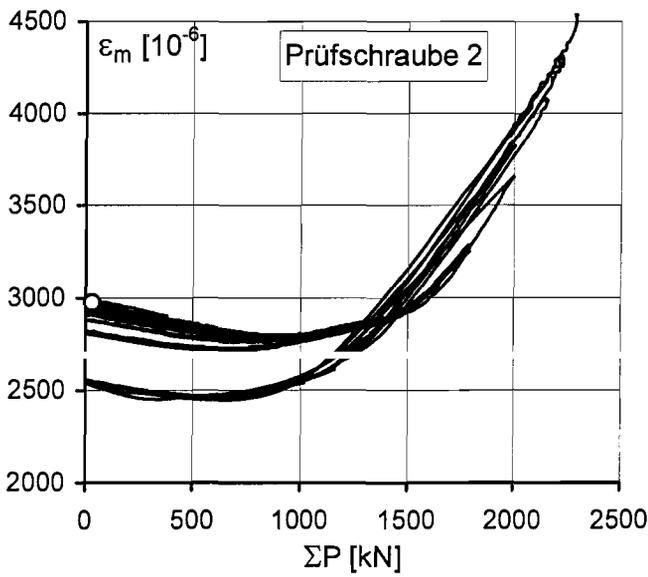
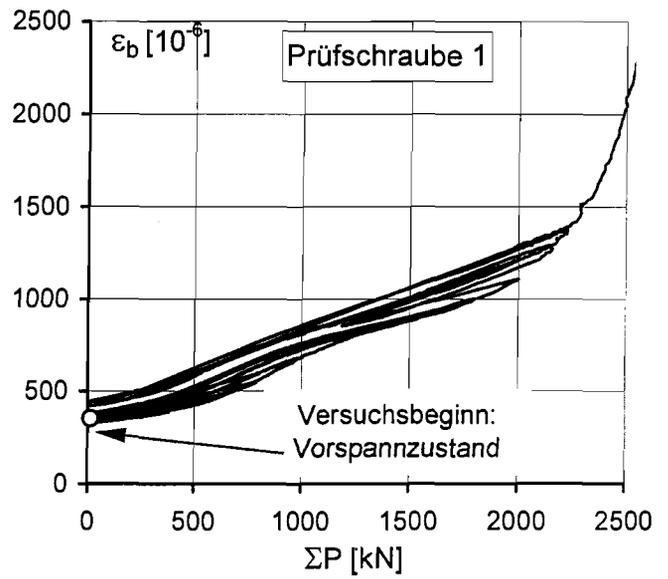
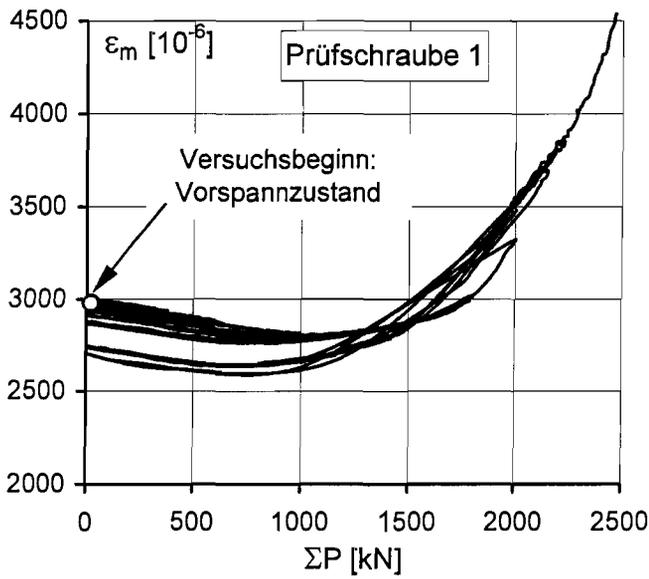
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF1

Anlage 6.4



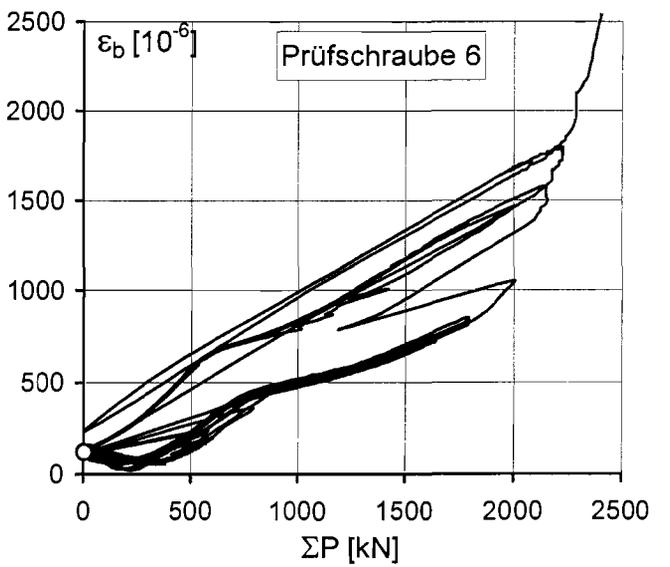
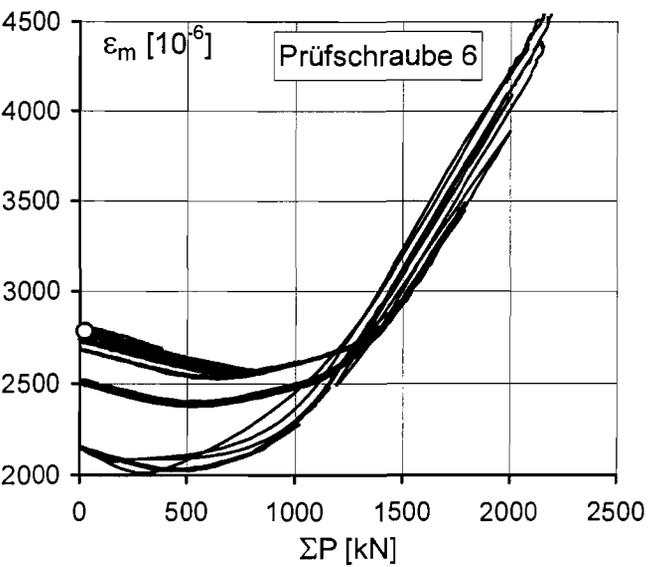
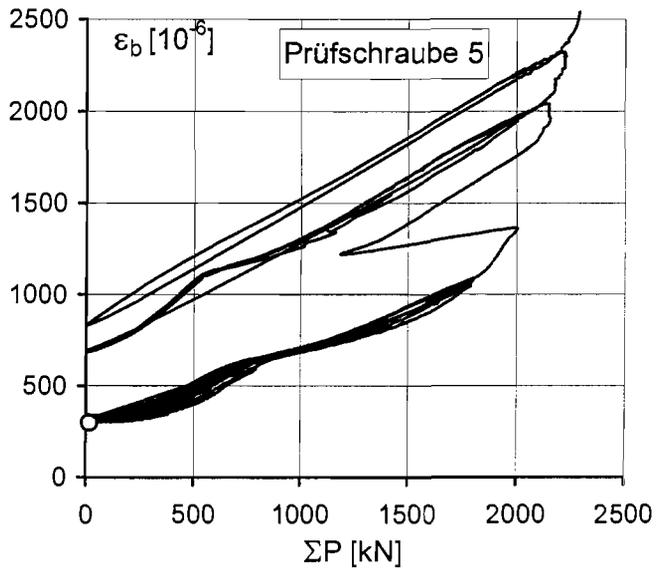
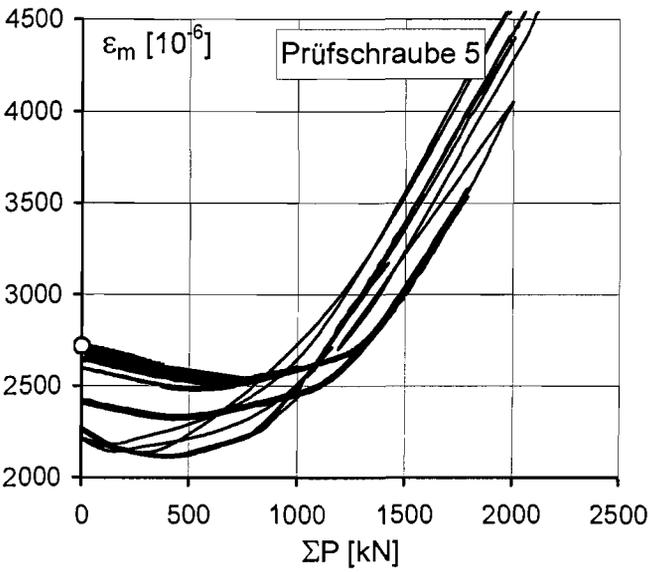
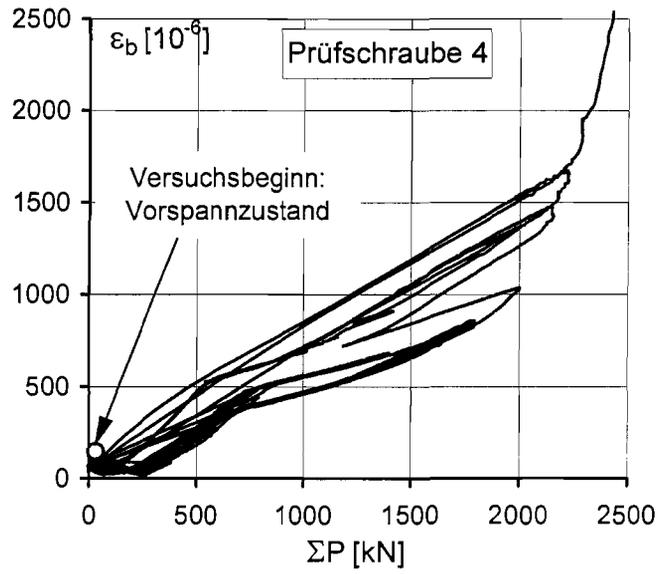
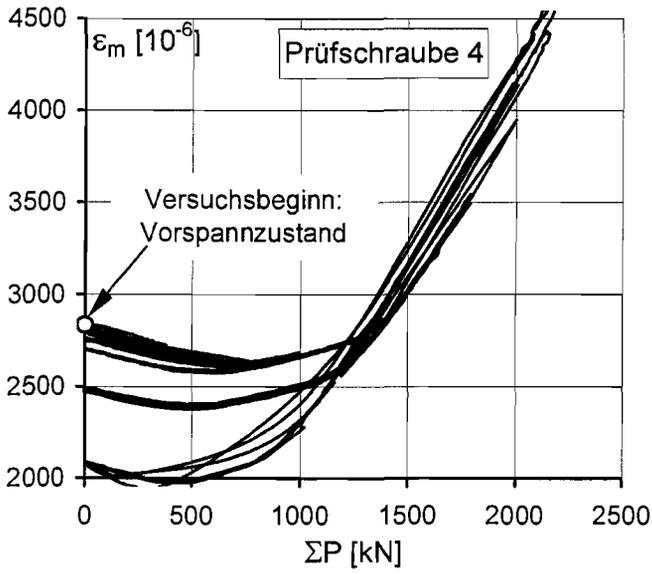
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
in der Nulllinie und im Biegedruckbereich des Prüfkörpers VRF1

Anlage 6.5



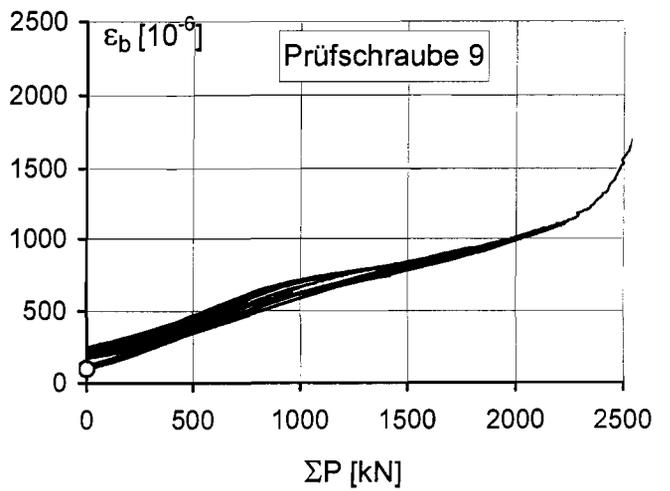
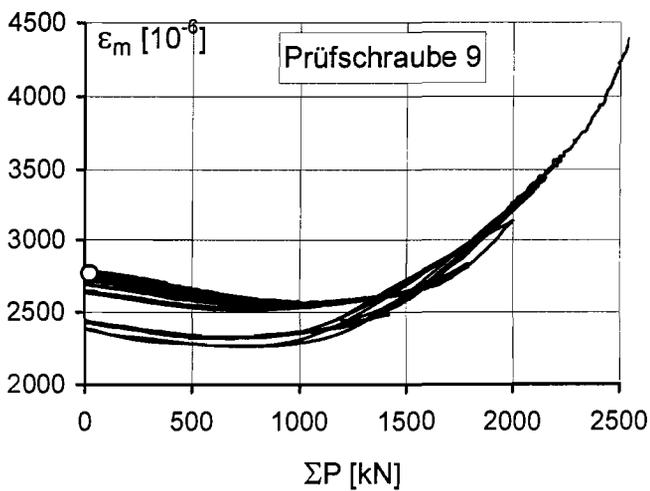
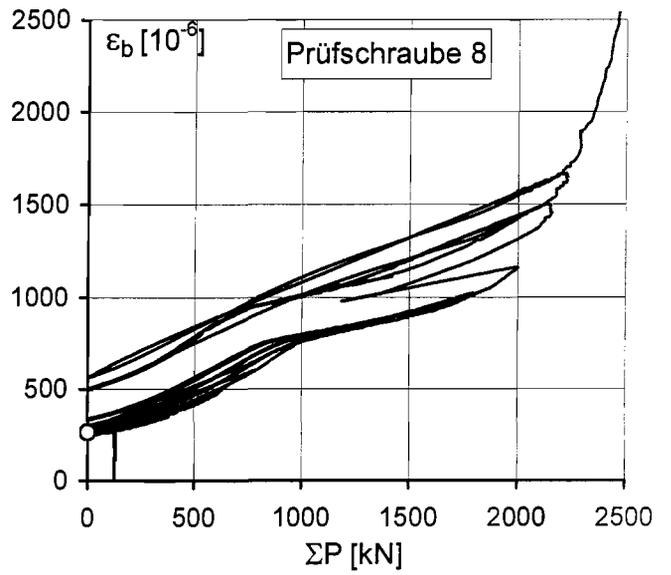
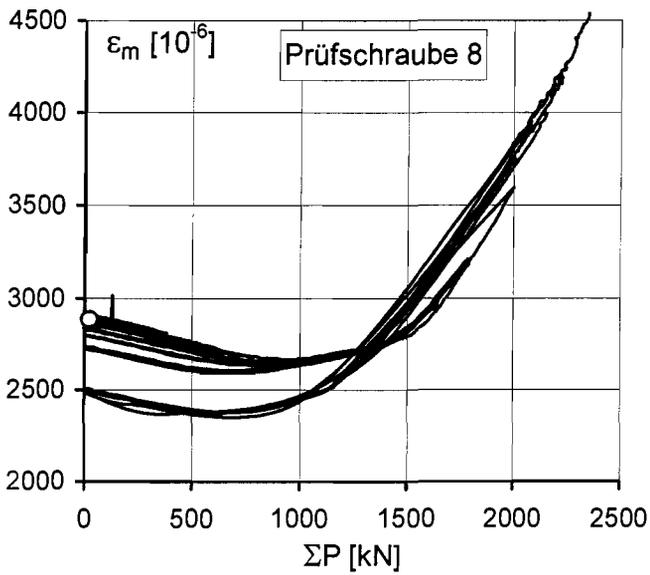
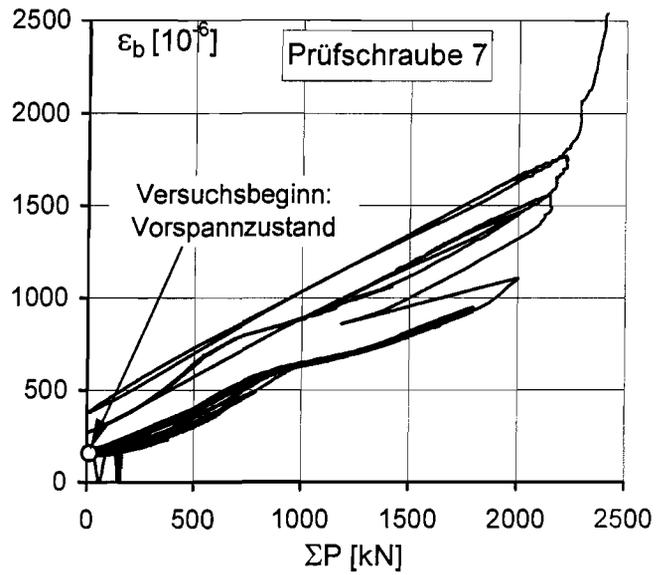
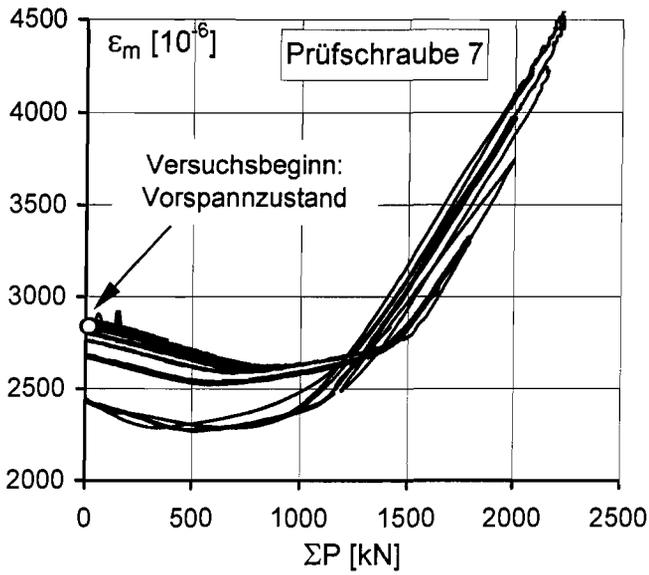
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
im Biegebereich des Prüfkörpers VRF2

Anlage 6.6



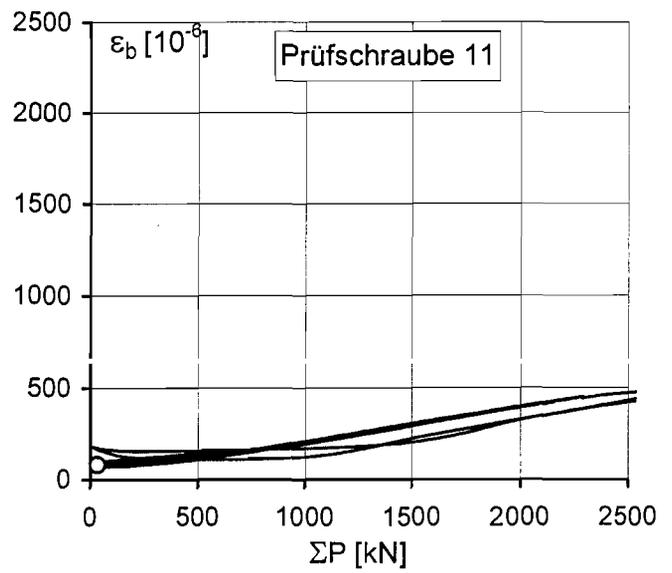
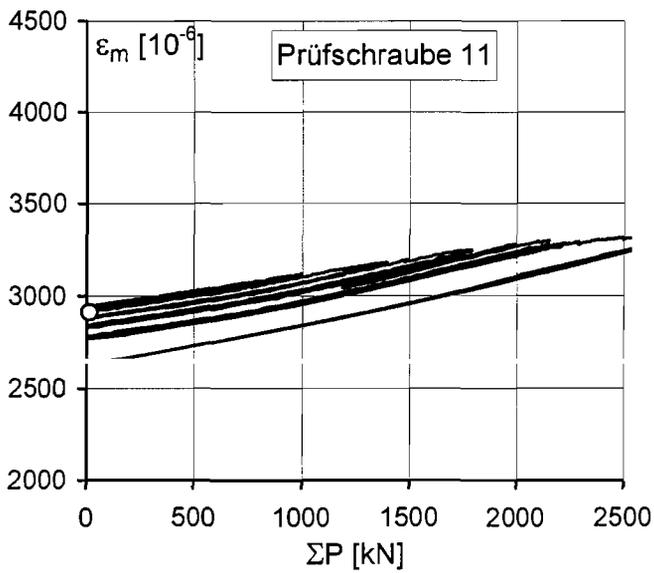
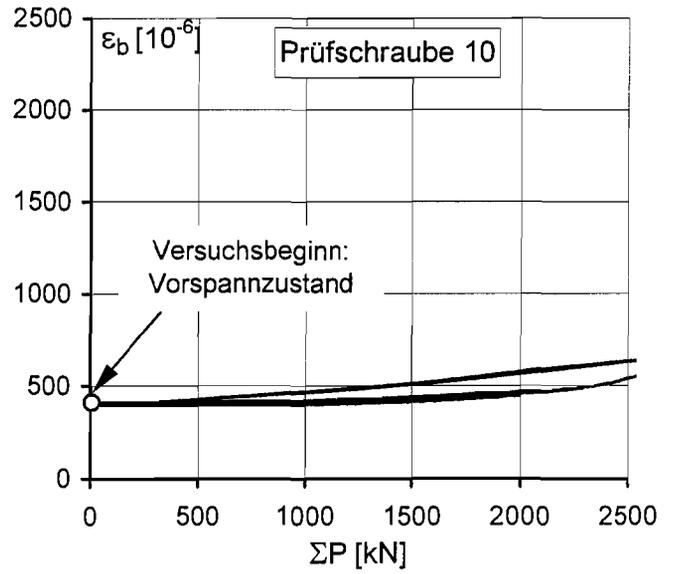
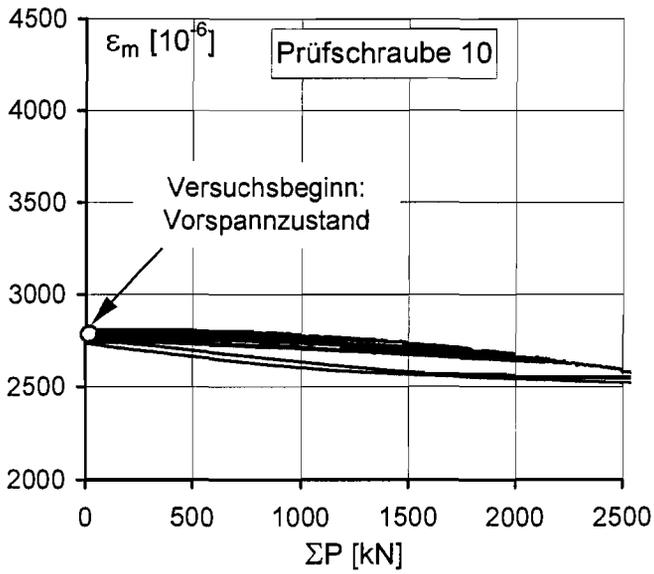
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF2

Anlage 6.7



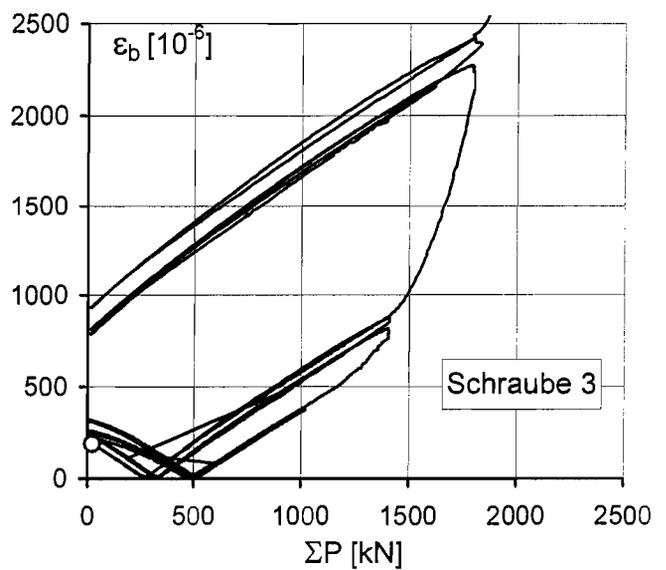
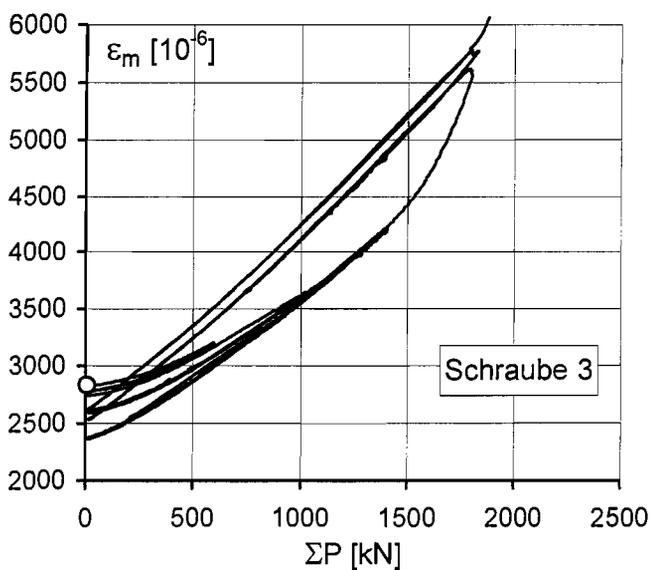
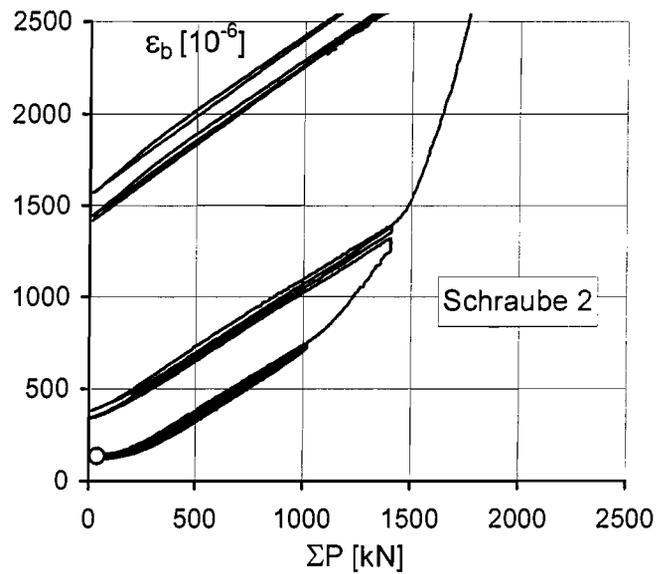
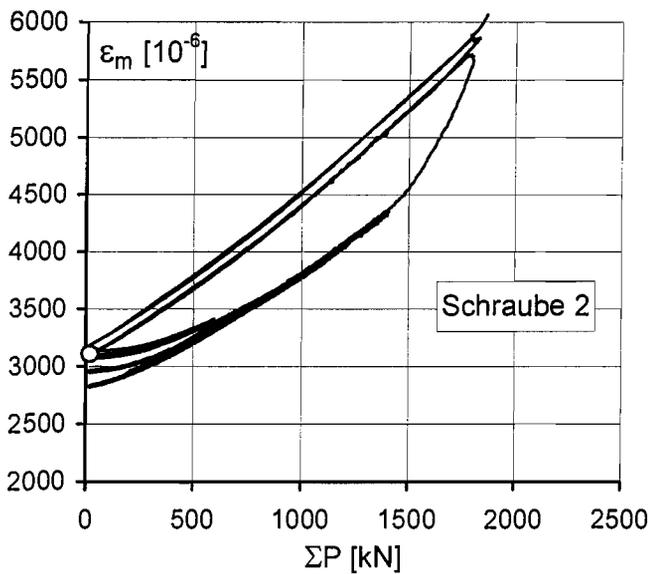
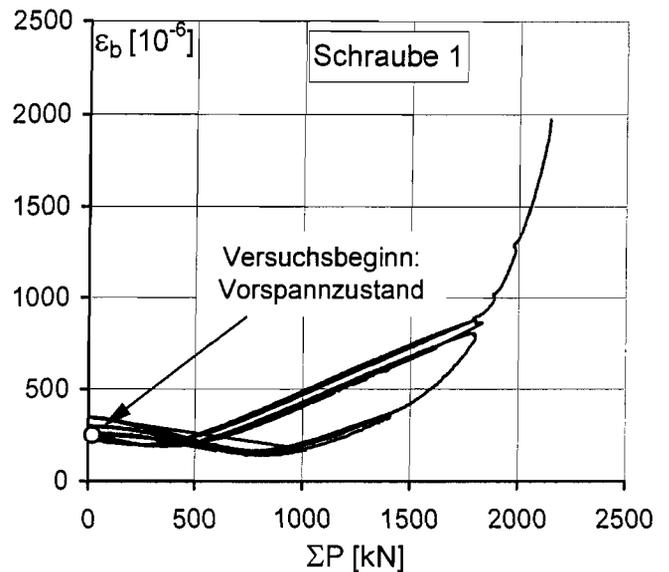
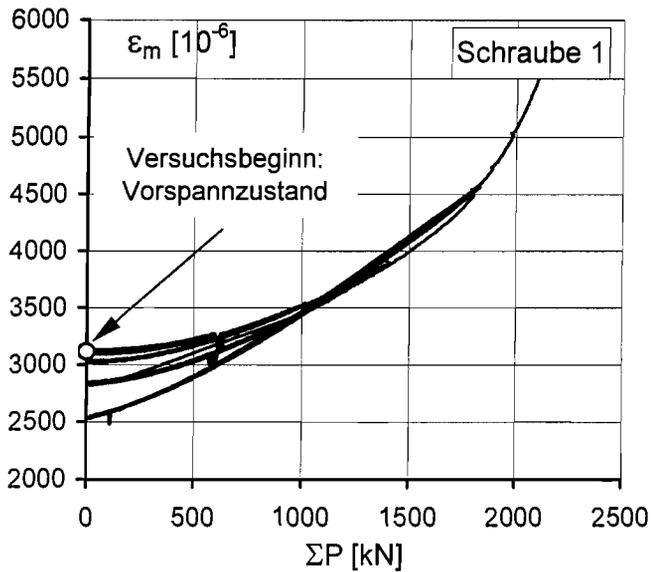
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF2

Anlage 6.8



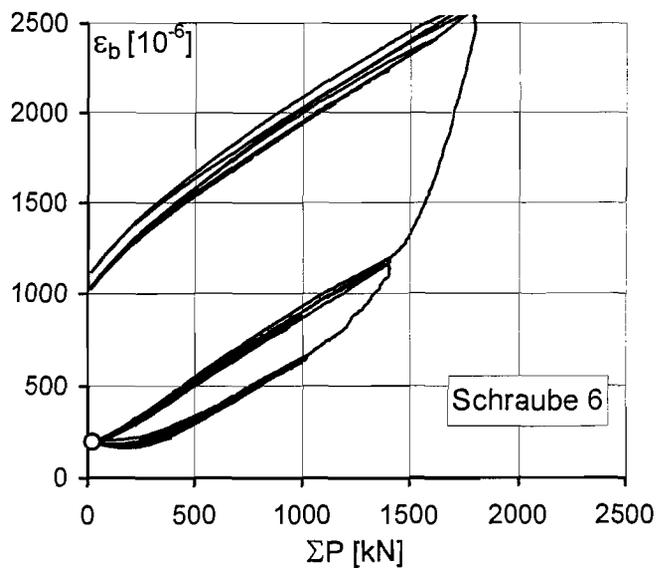
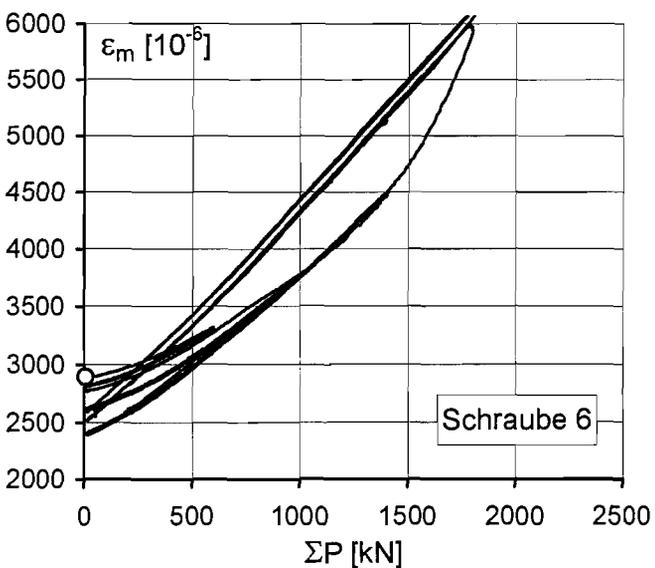
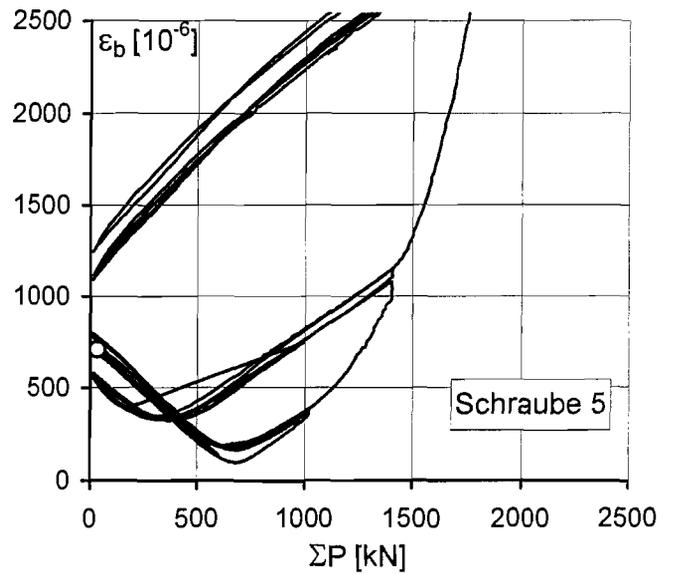
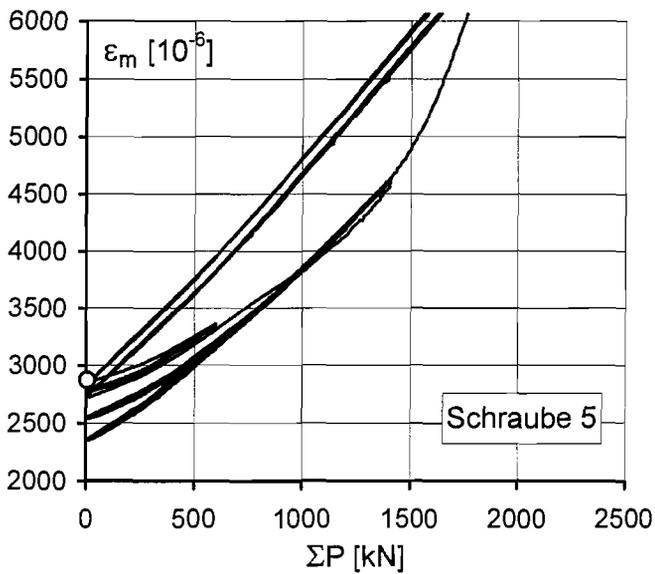
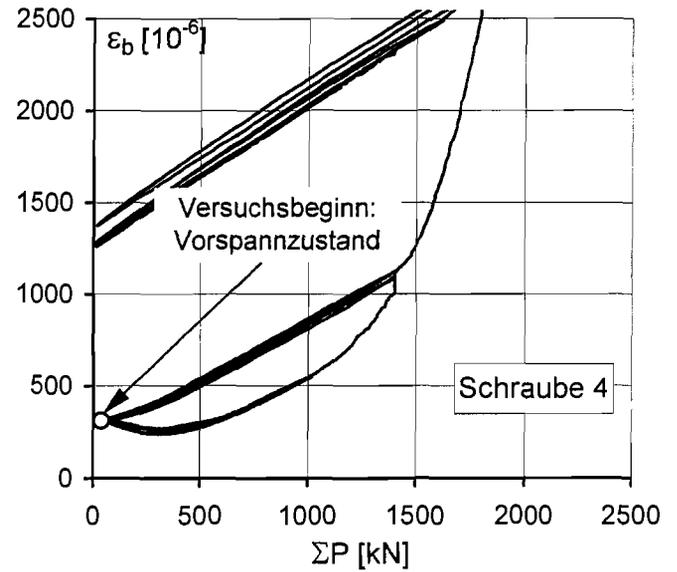
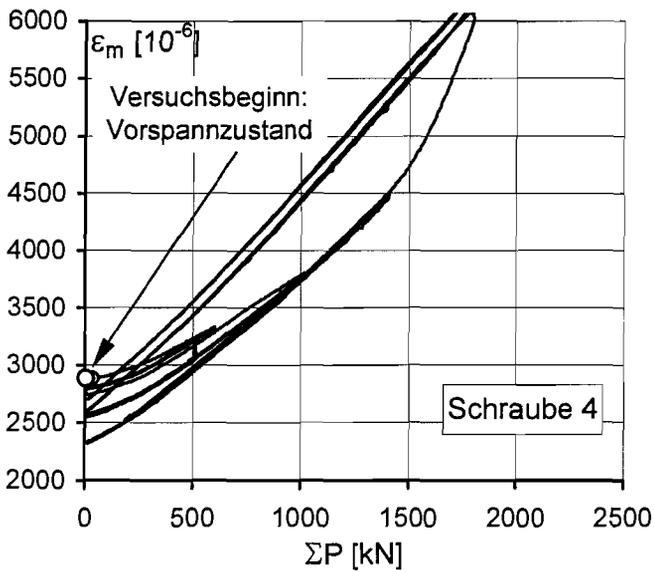
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen in der Nulllinie und im Biegedruckbereich des Prüfkörpers VRF2

Anlage 6.9



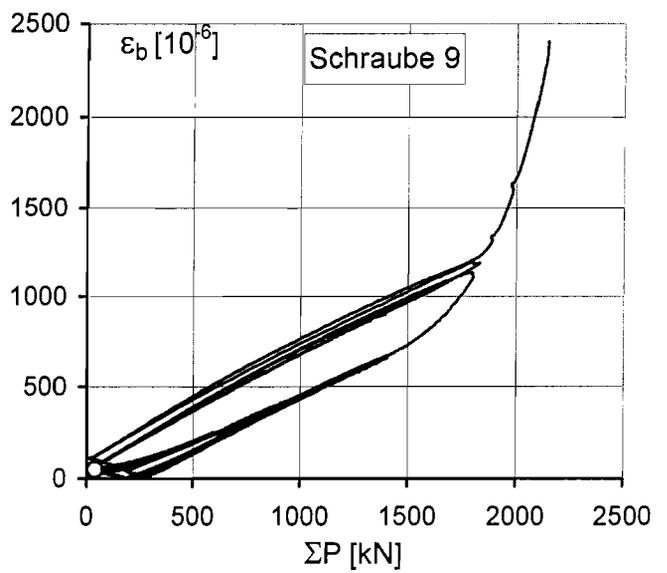
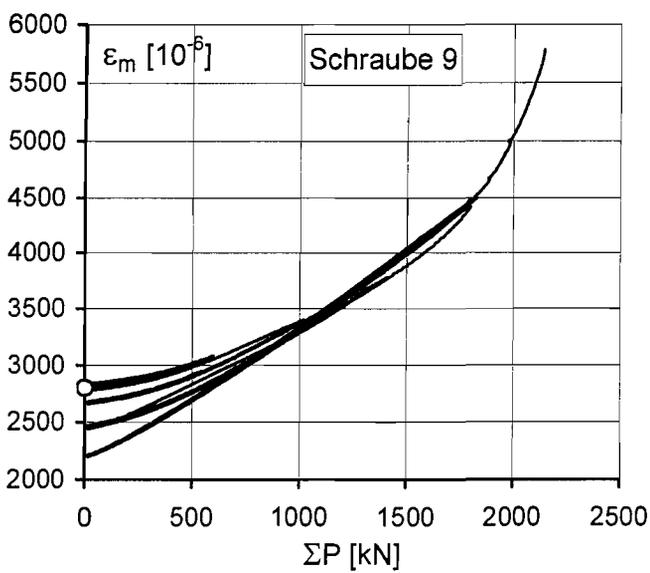
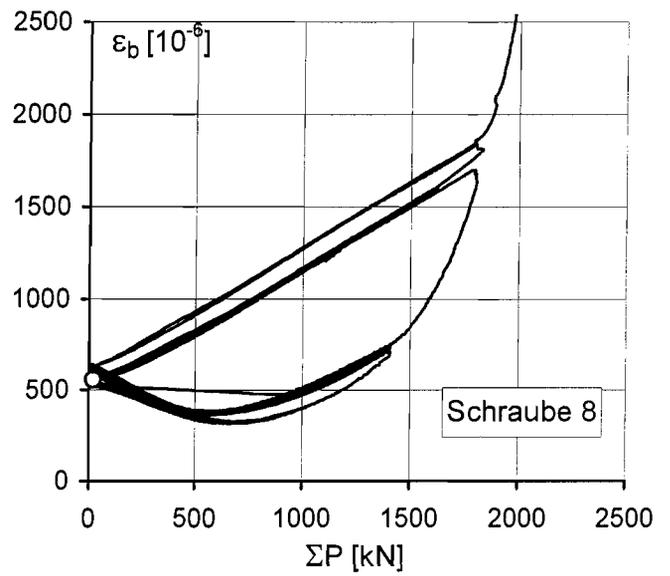
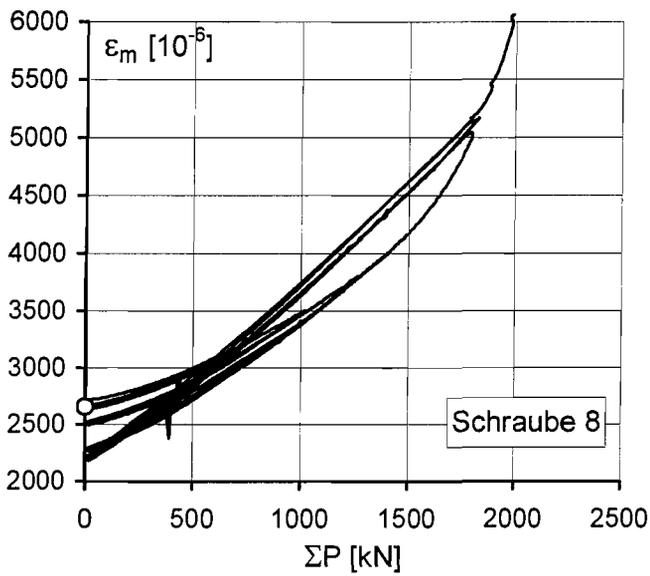
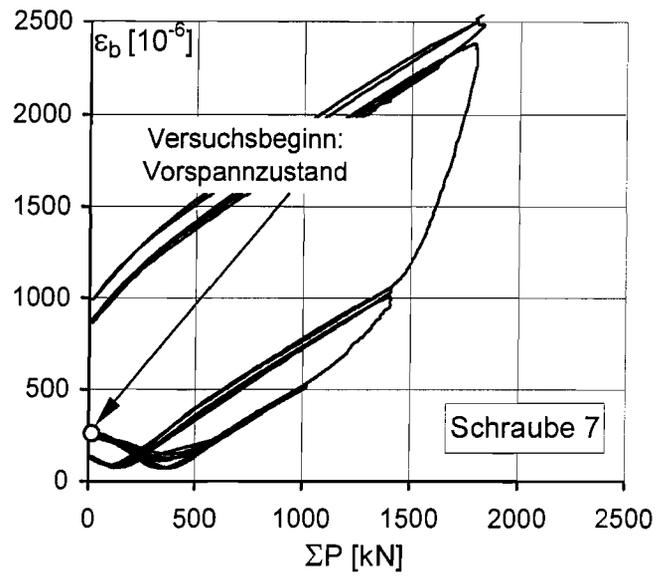
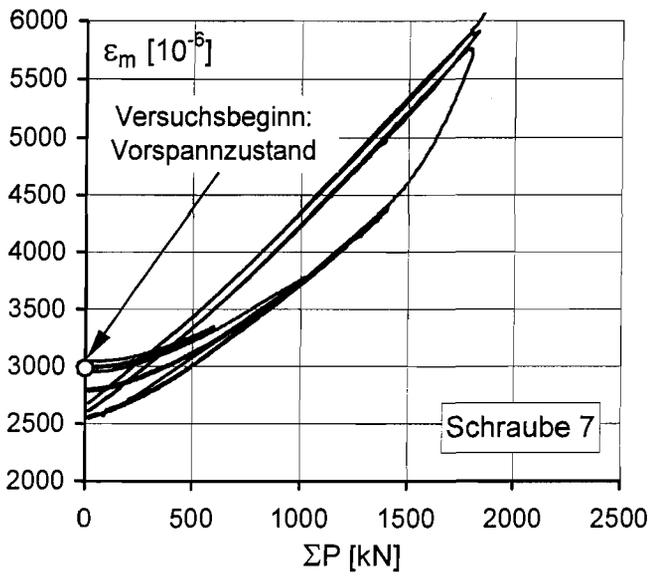
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF3

Anlage 6.10



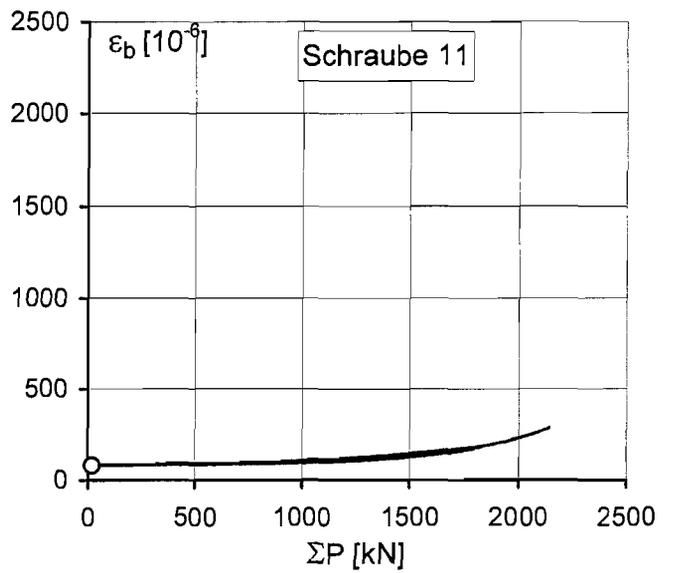
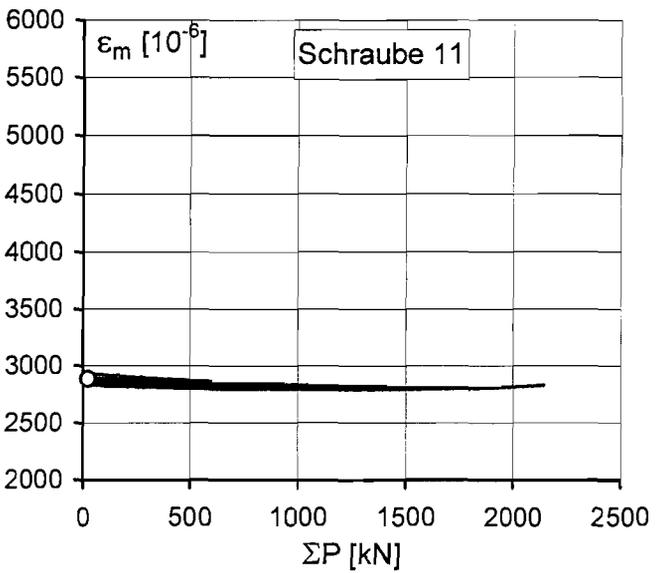
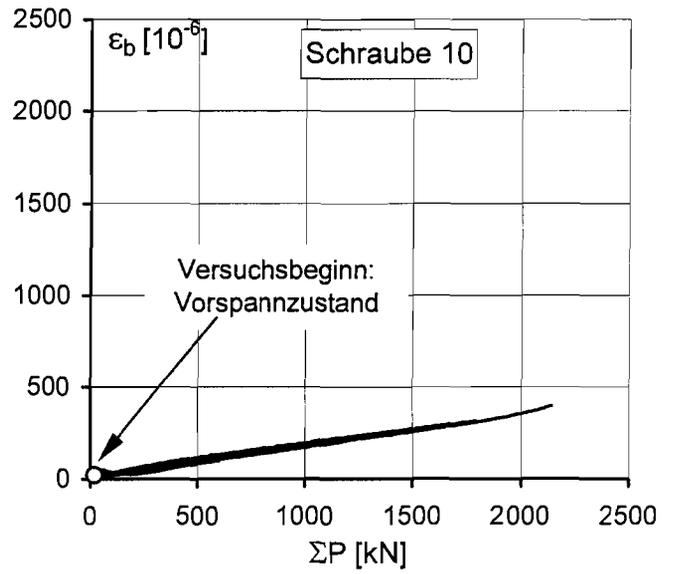
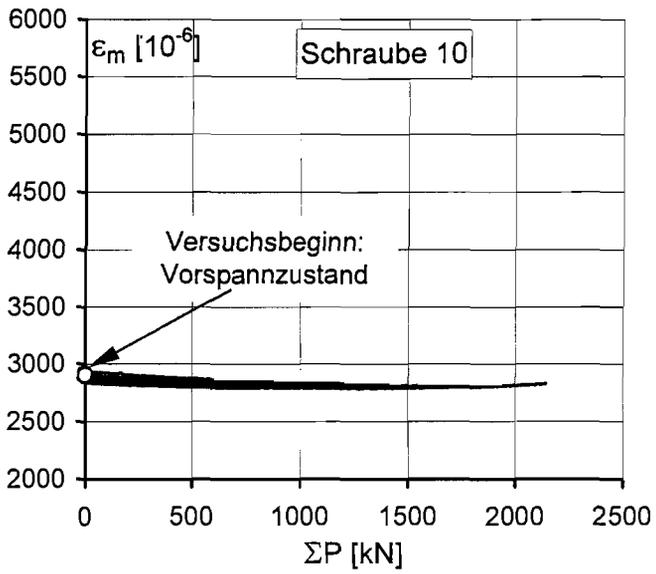
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF3

Anlage 6.11



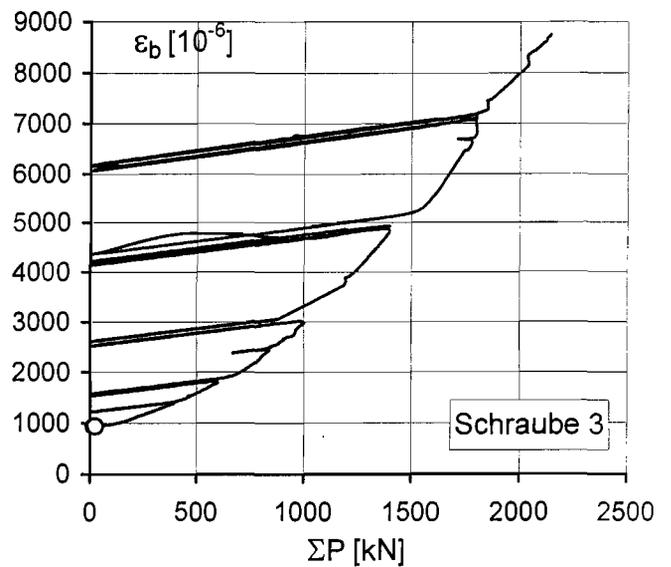
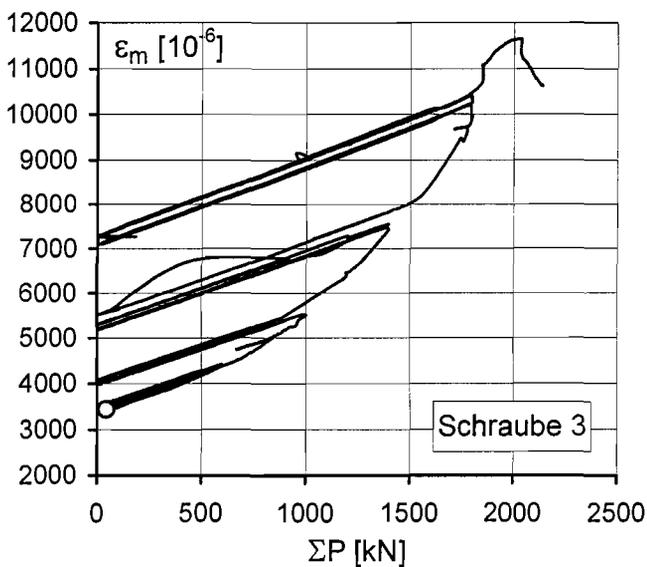
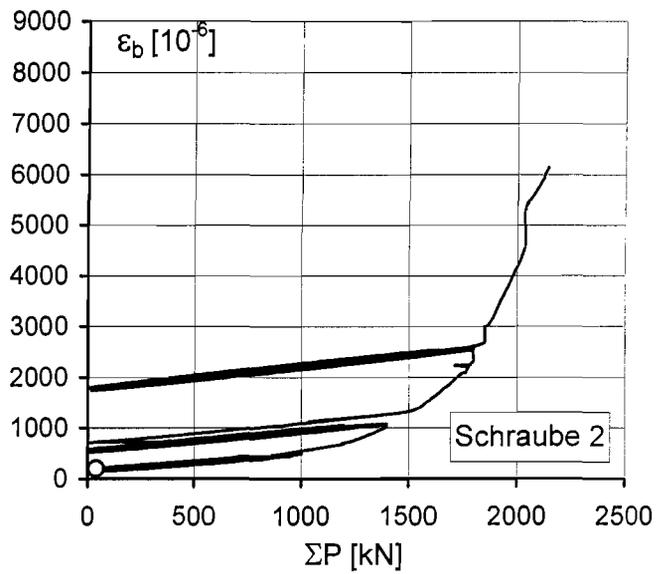
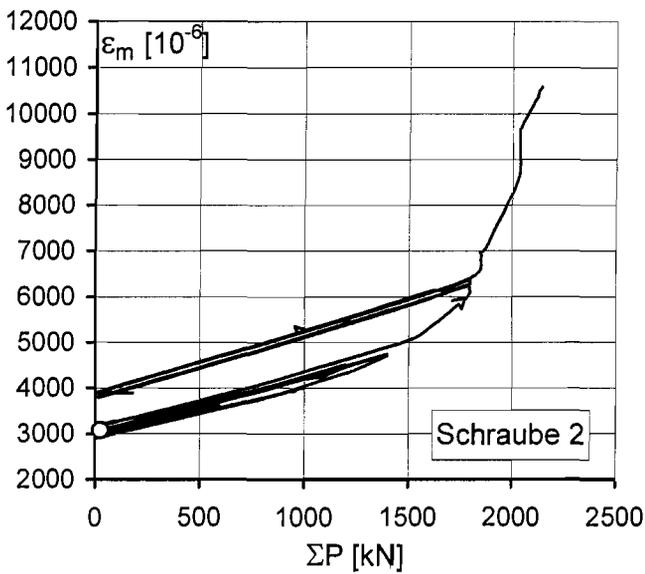
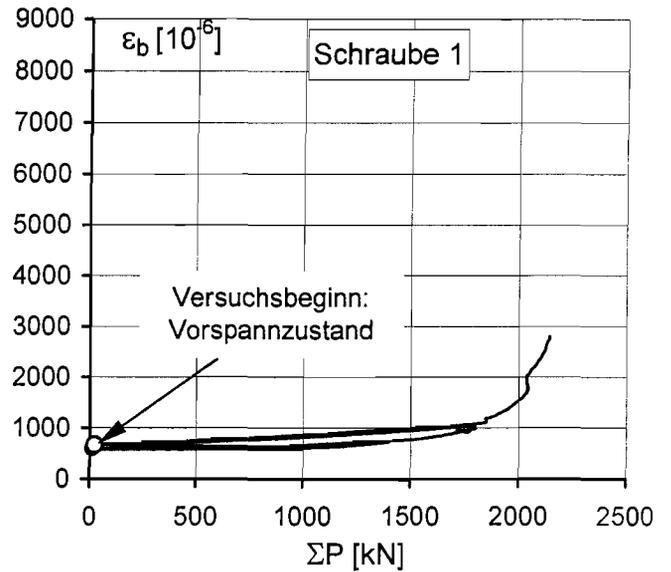
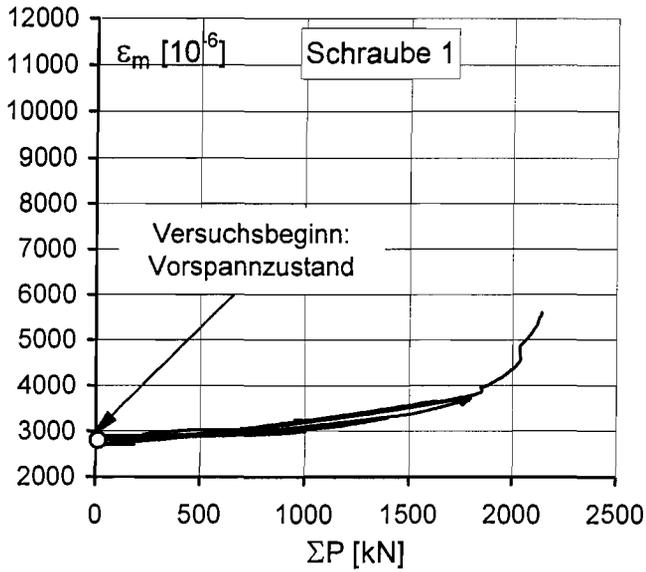
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF3

Anlage 6.12



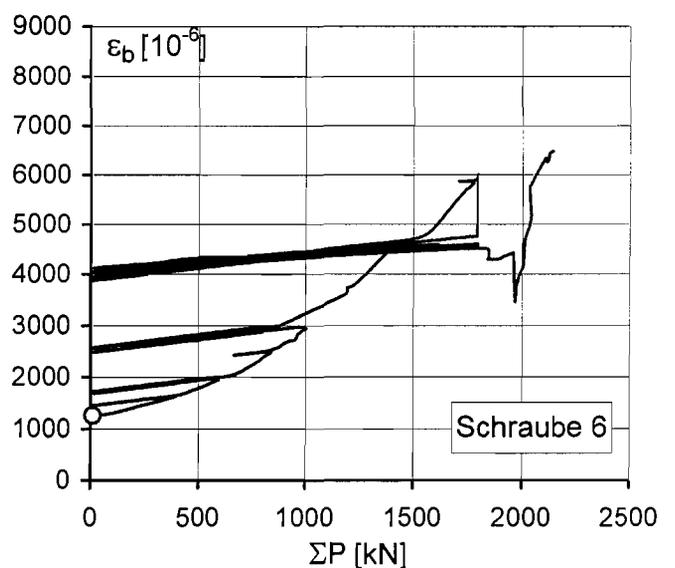
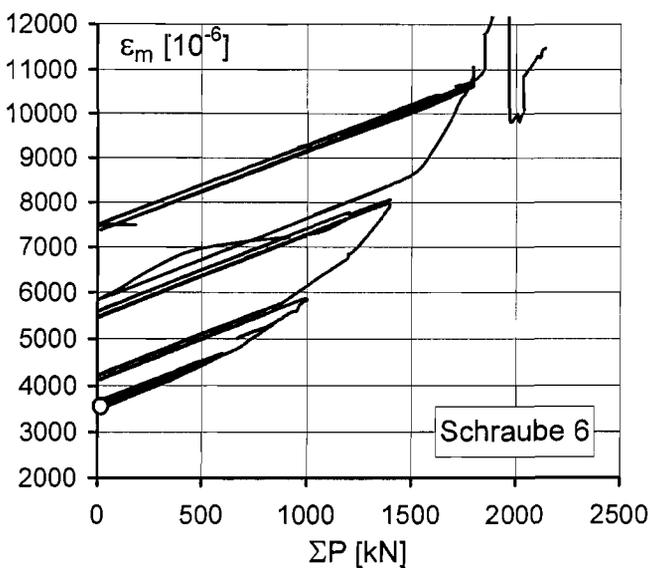
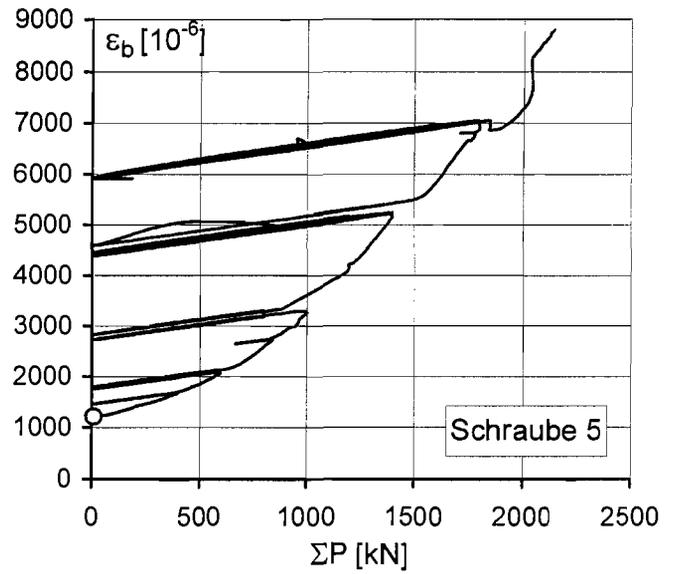
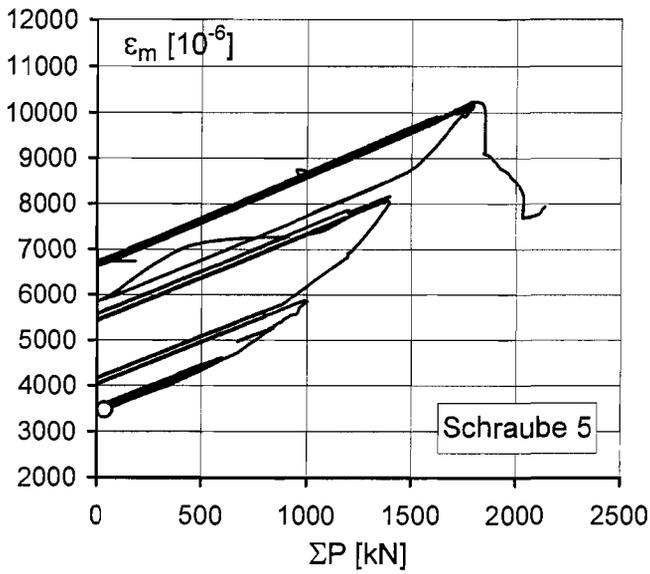
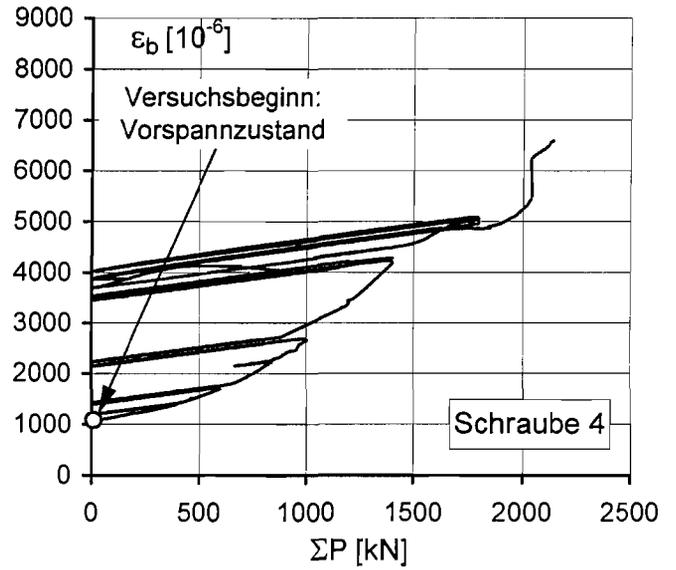
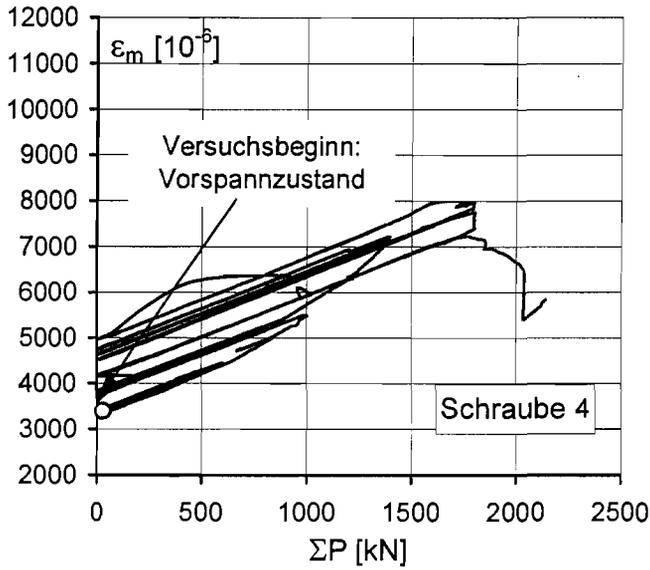
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen in der Nulllinie und im Biegedruckbereich des Prüfkörpers VRF3

Anlage 6.13



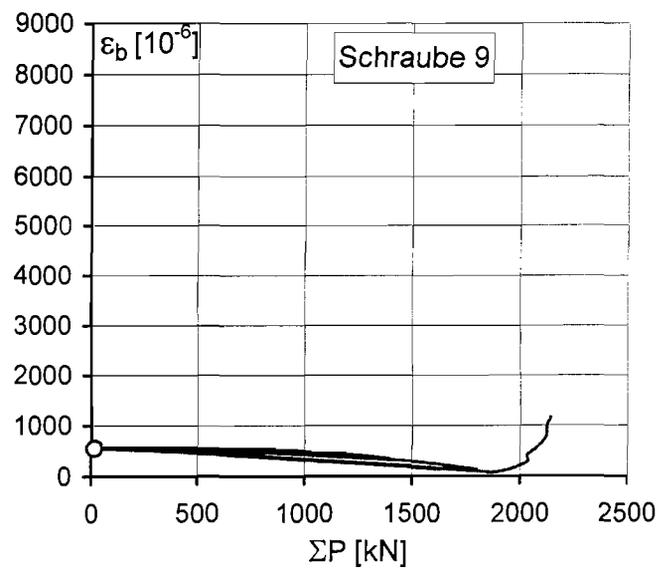
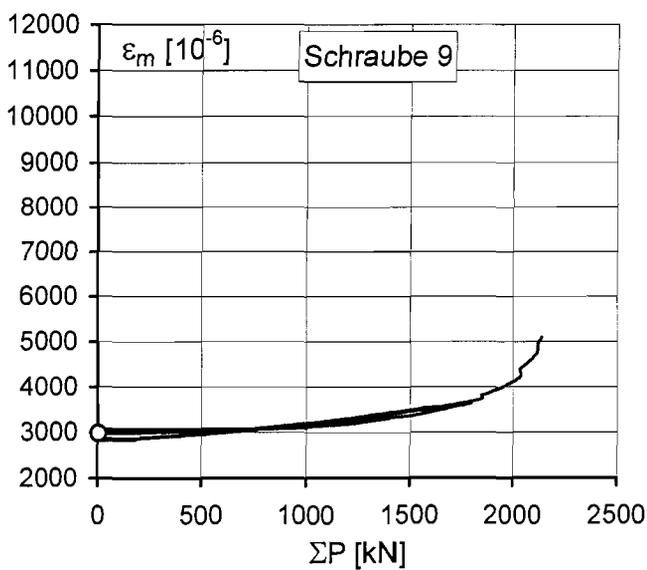
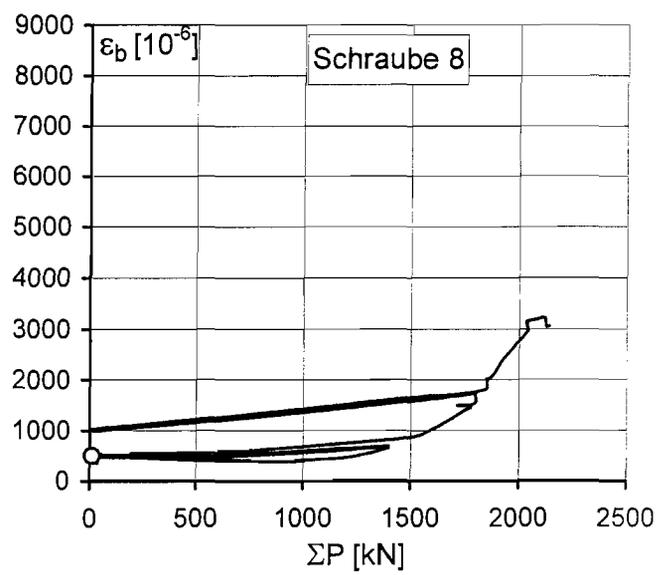
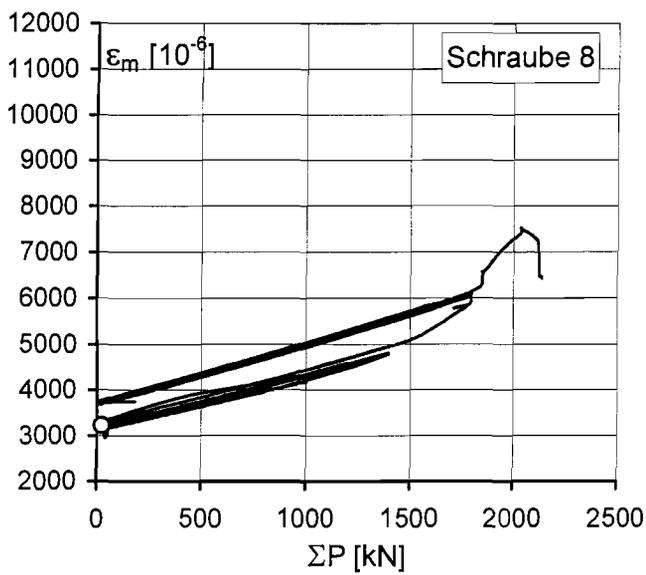
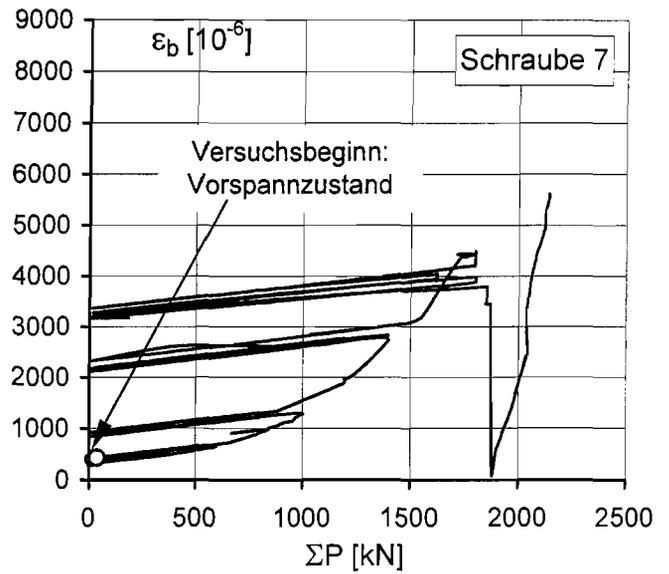
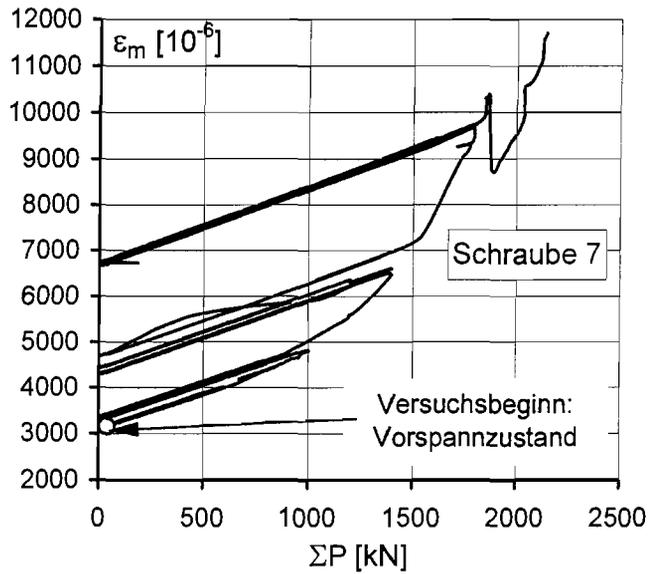
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF4

Anlage 6.14



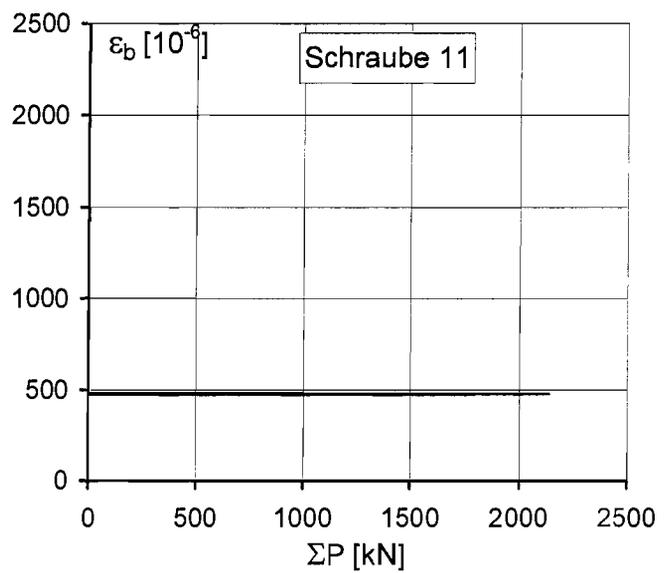
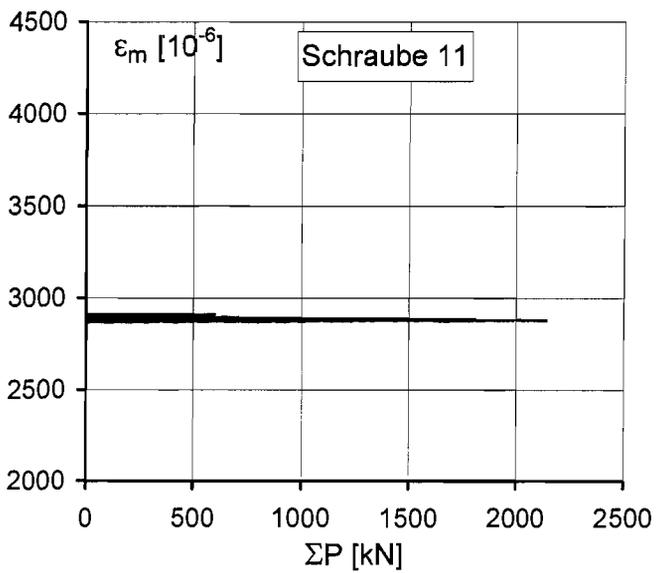
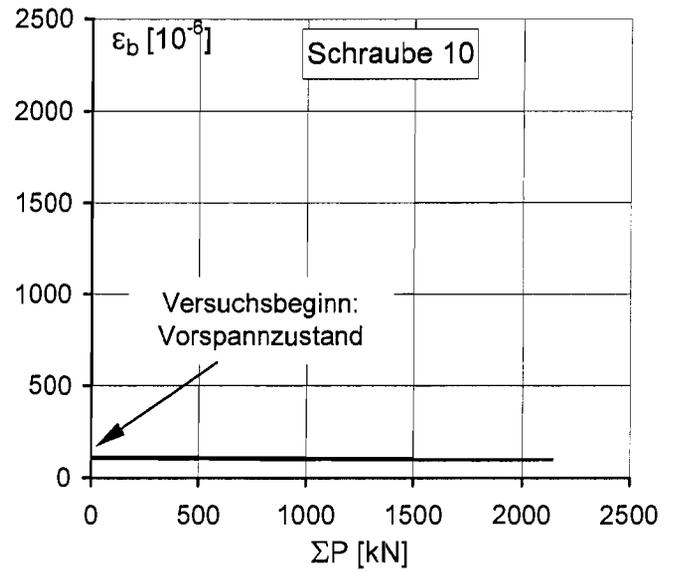
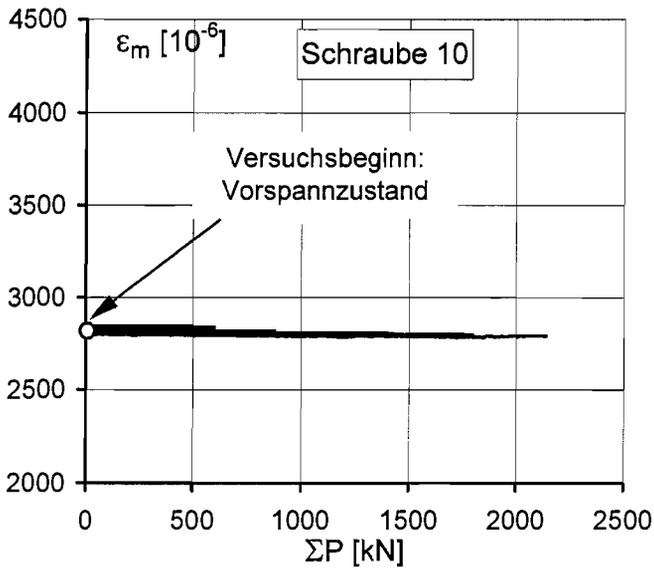
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF4

Anlage 6.15



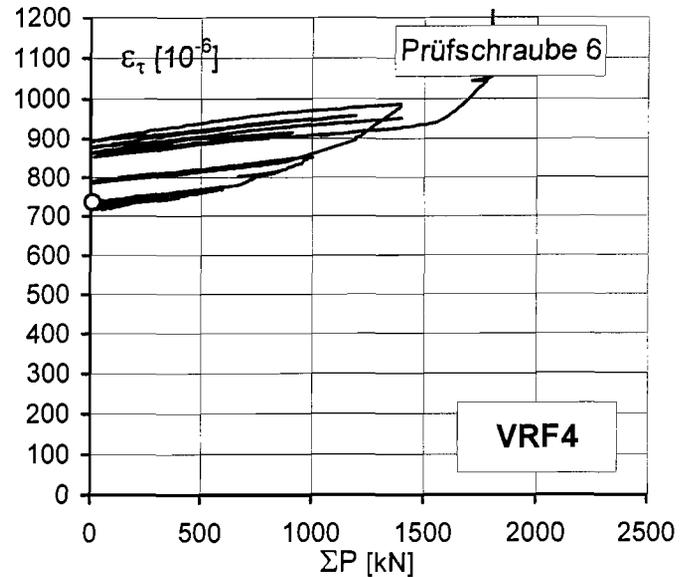
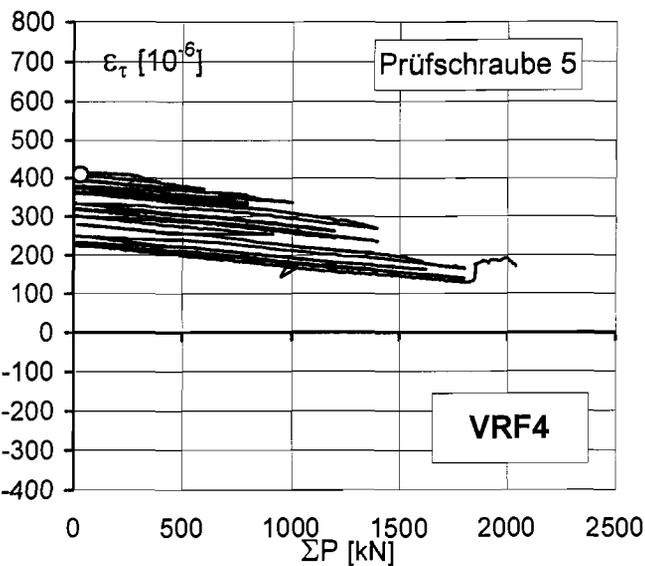
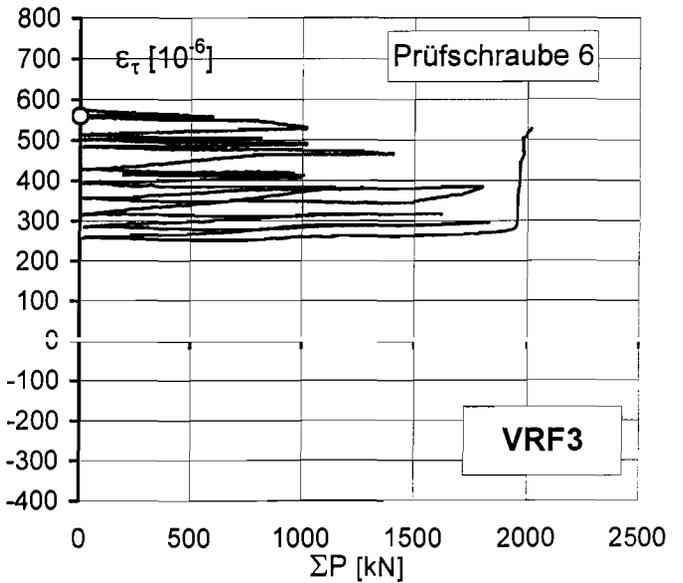
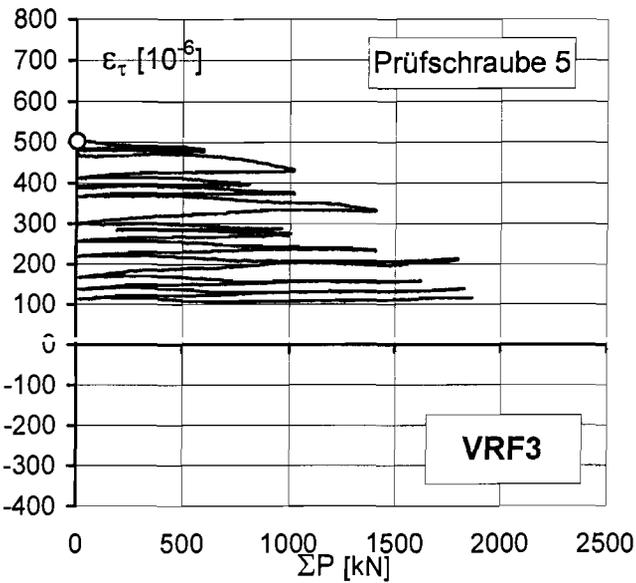
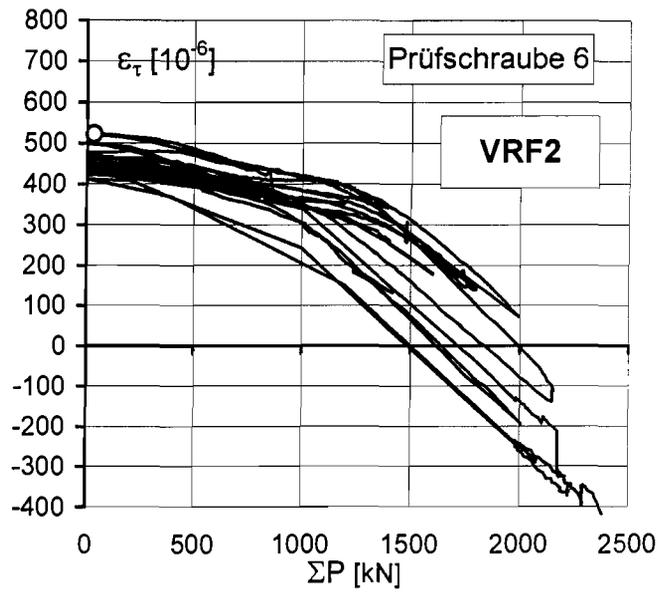
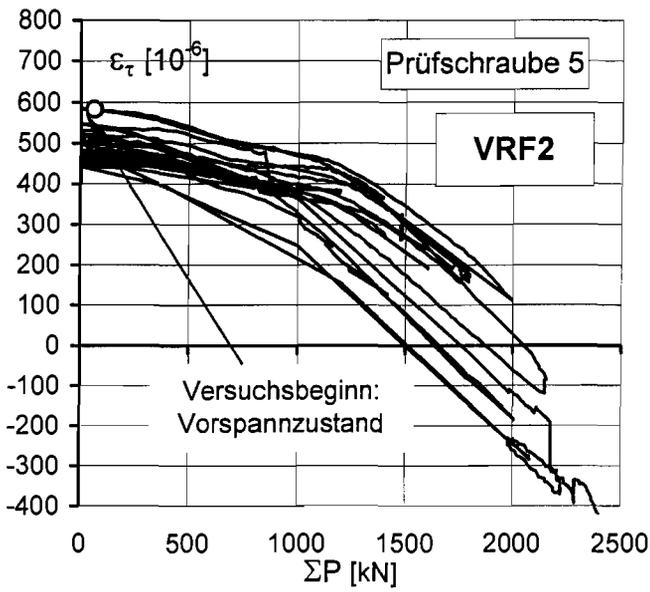
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen
im Biegezugbereich des Prüfkörpers VRF4

Anlage 6.16



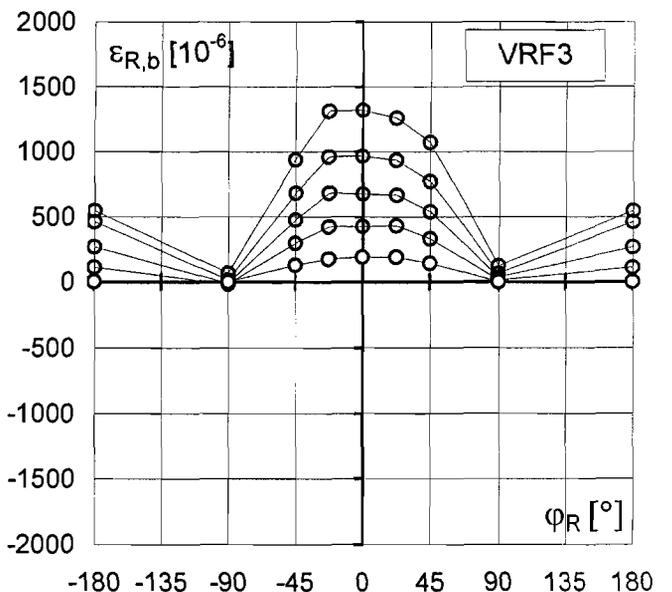
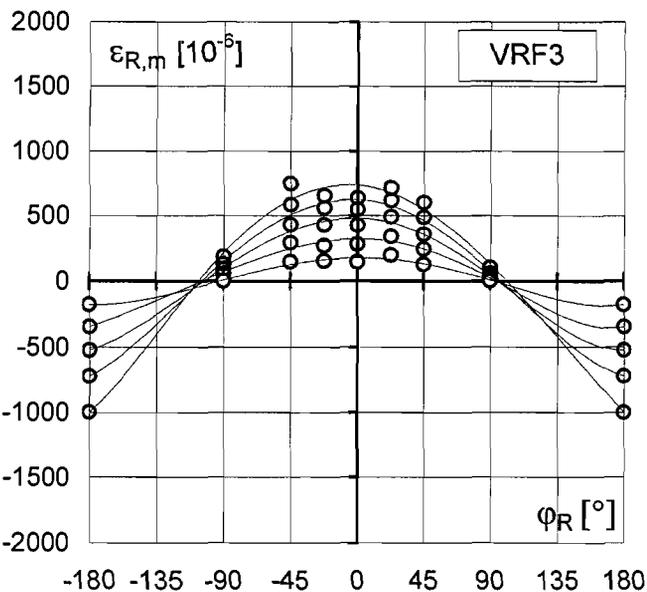
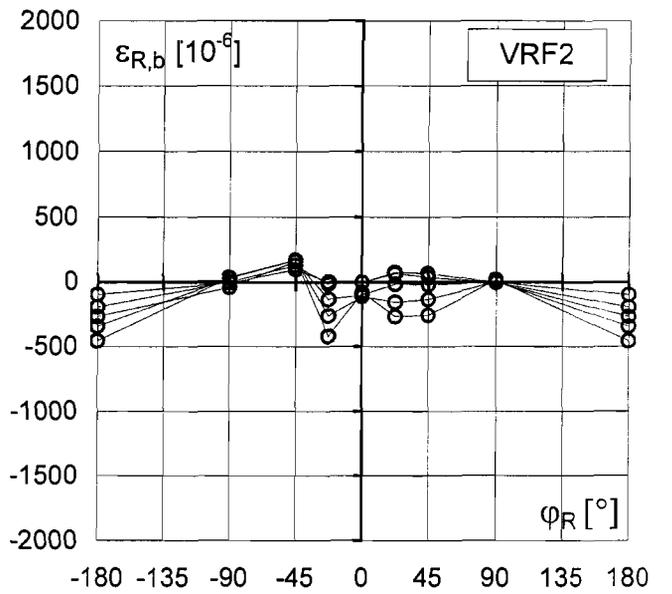
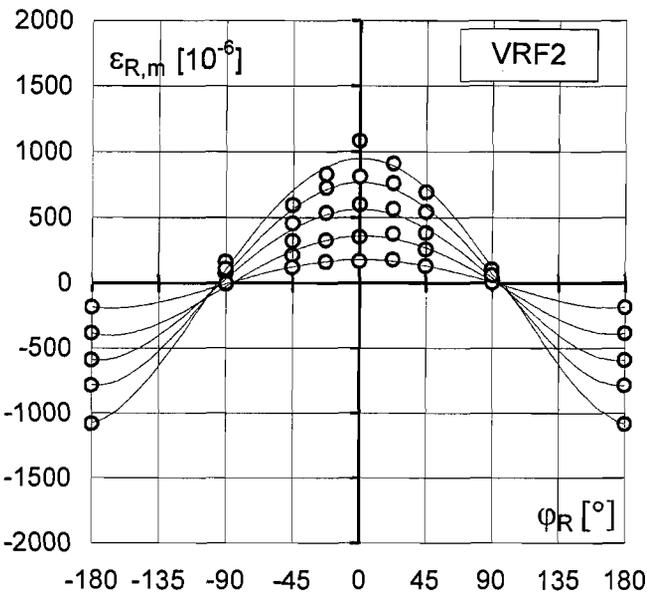
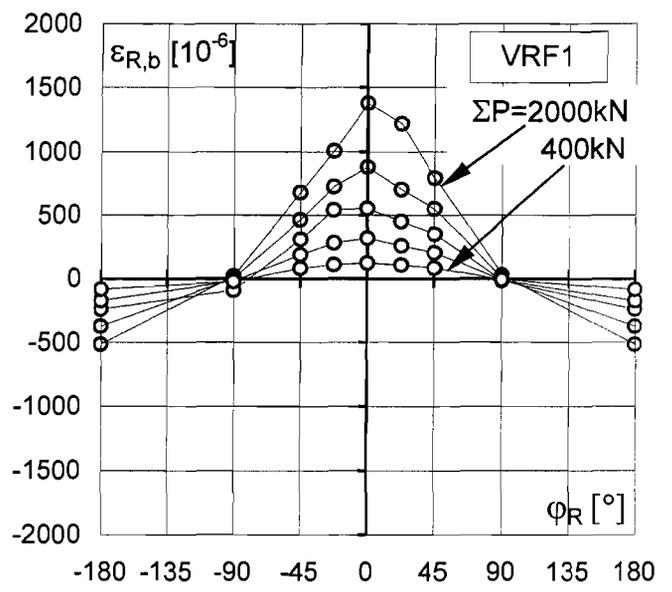
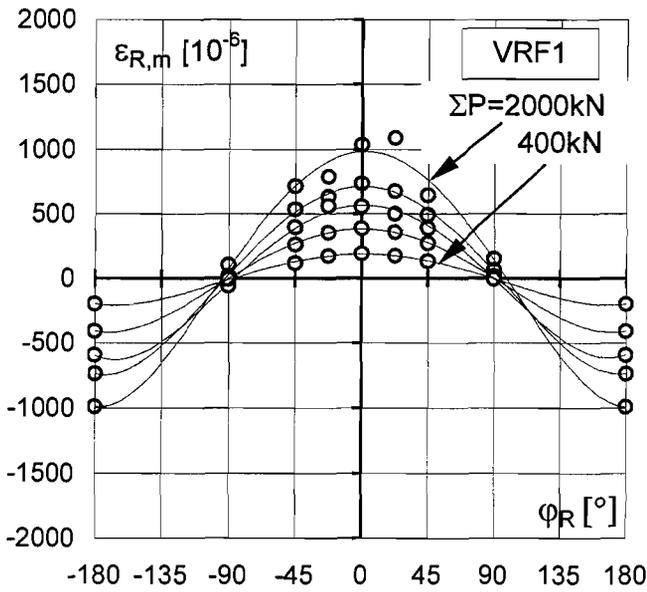
Schwellbelastungsphase: Gemessene Schraubendehnungen in der Nulllinie und im Biegedruckbereich des Prüfkörpers VRF4

Anlage 6.17



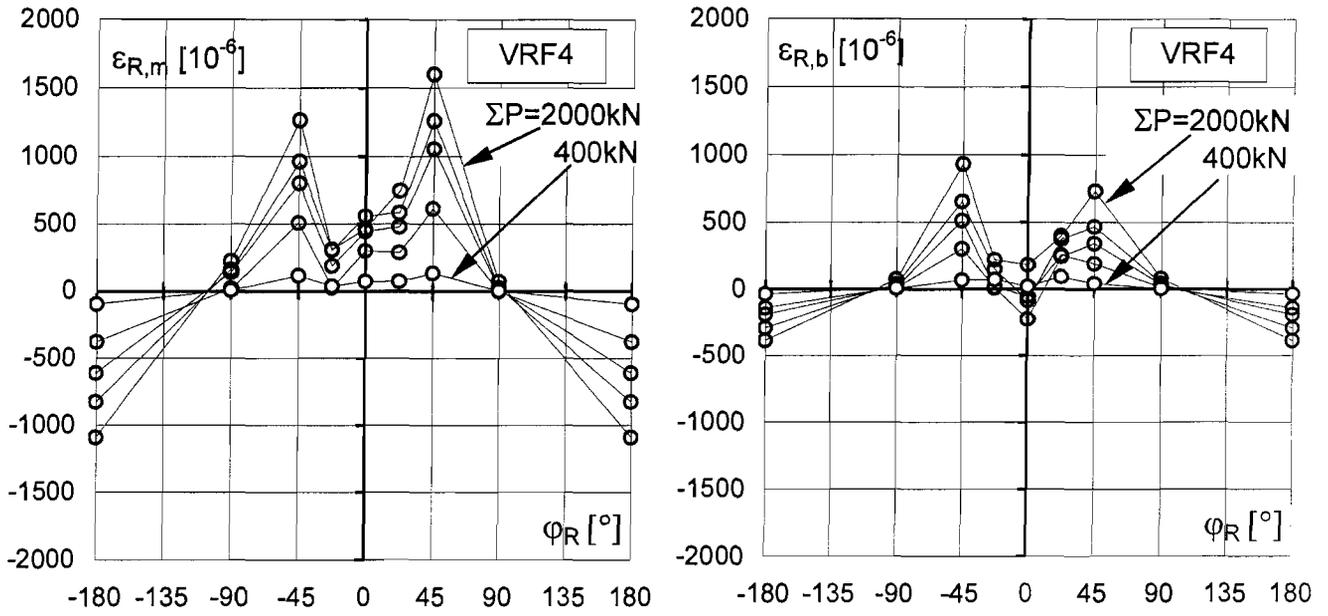
Schwellbelastungsphase: Gemessene Torsionsdehnungen der Prüfkörper VRF2, VRF3, VRF4

Anlage 6.18



Schwellbelastungsphase: Gemessene Membrandehnungen und Biegedehnungen in der Rohrschale der Prüfkörper VRF1 bis VRF3

Anlage 6.19



Schwellbelastungsphase: Gemessene Membrandehnungen und Biegedehnungen
in der Rohrschale des Prüfkörpers VRF4

Anlage 7.1

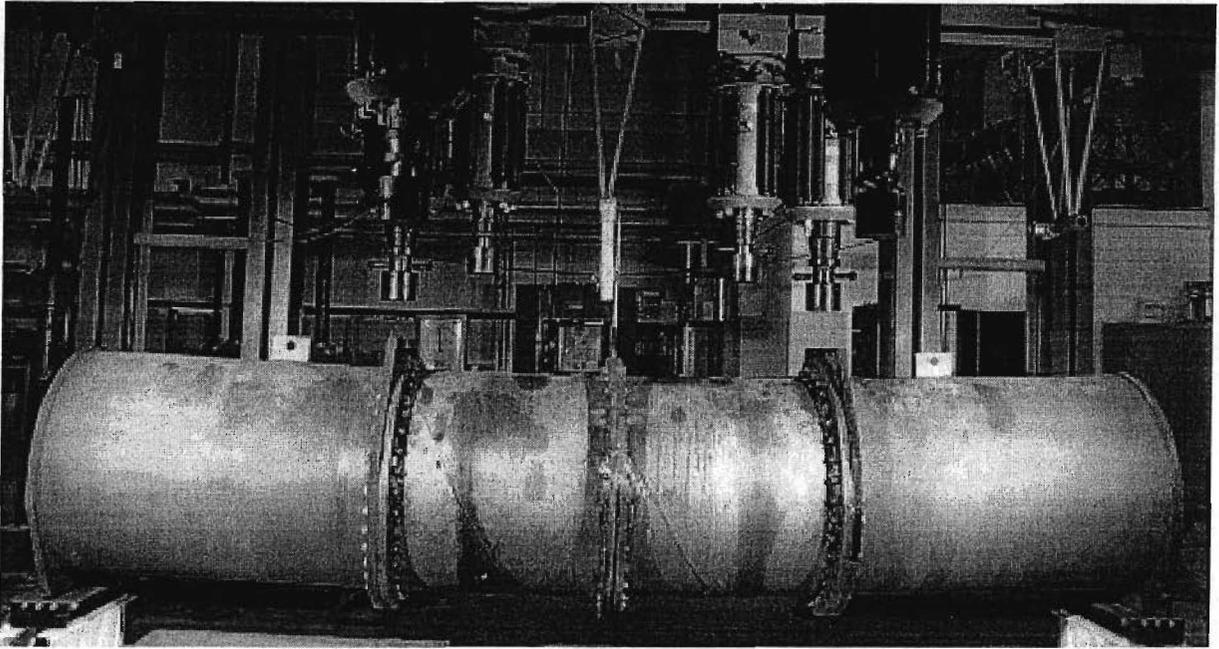


Bild A7.1 Gesamter Rohrbiegeversuchskörper VRF1 nach Traglastversuch

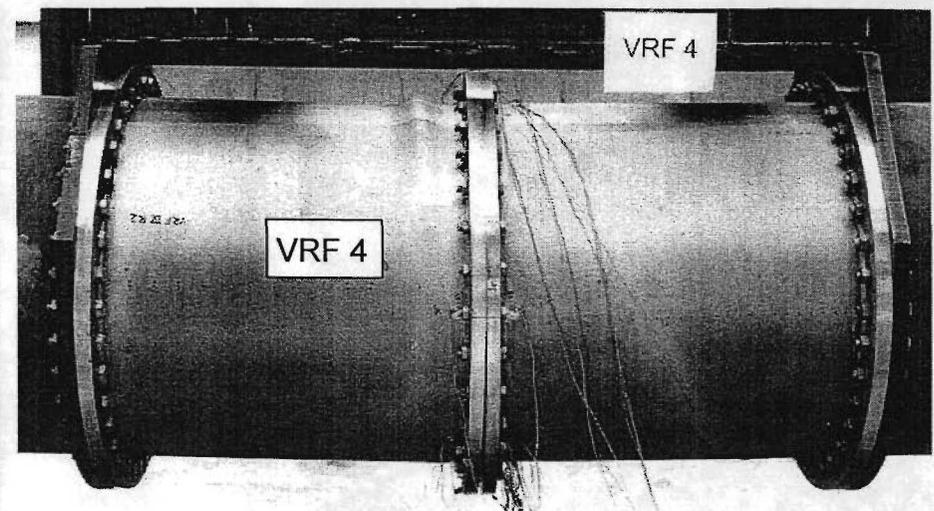
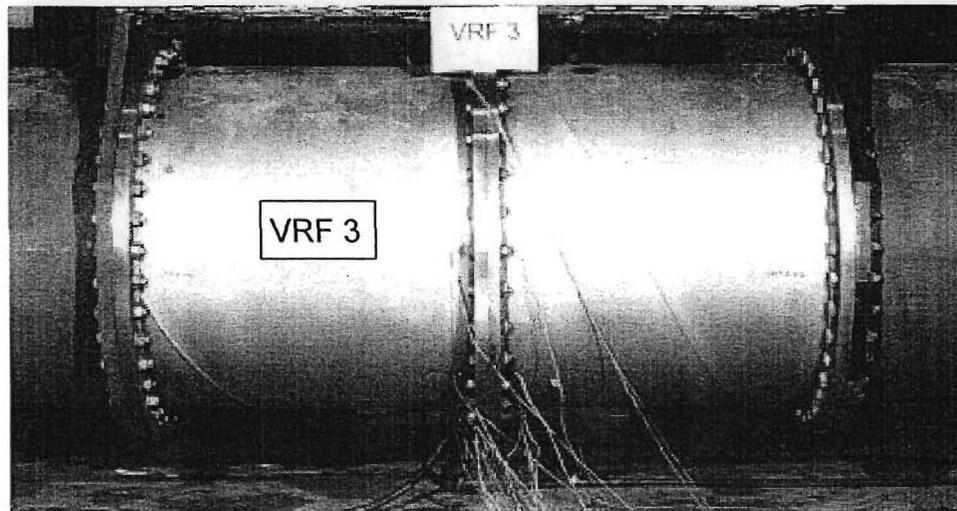
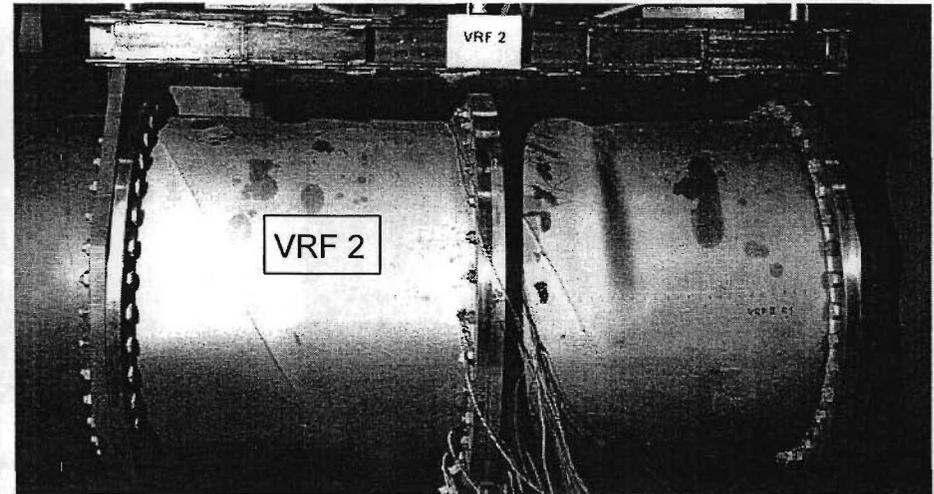
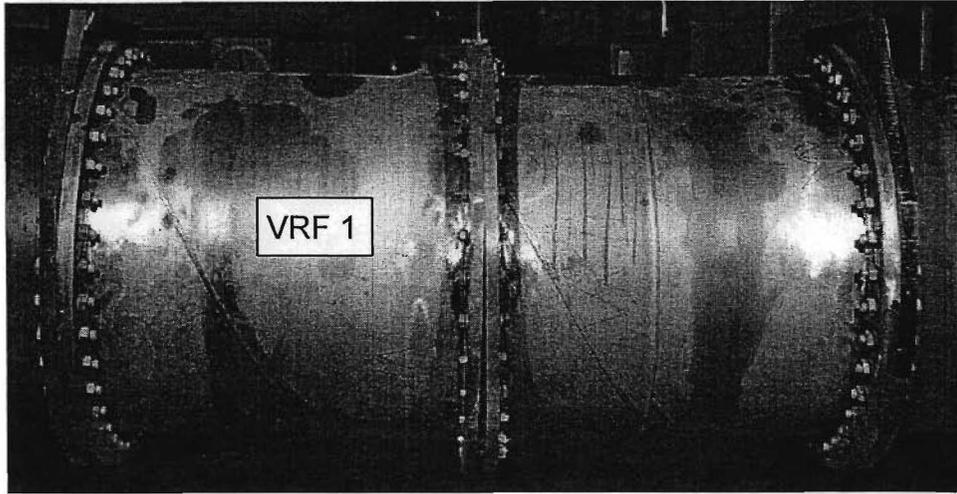


Bild A7.2 Prüfkörper VRF1 bis VRF4 nach den Traglastversuchen

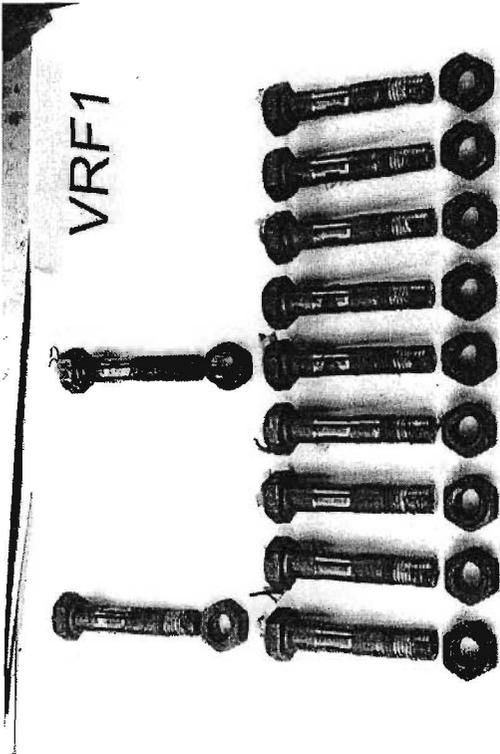
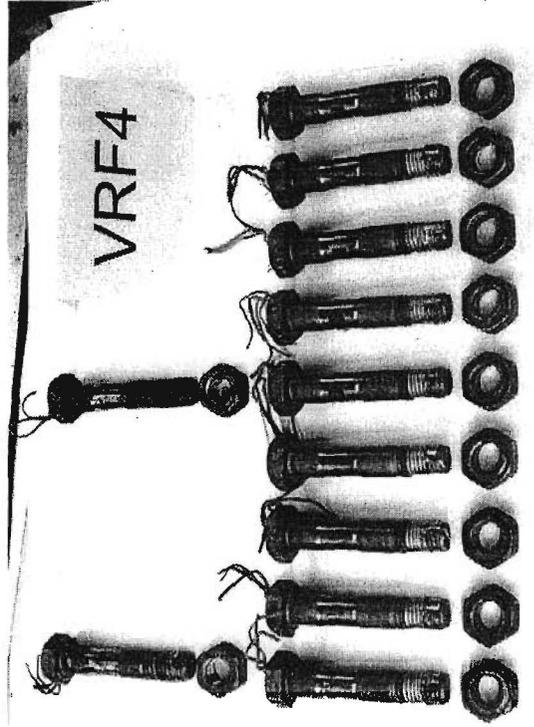
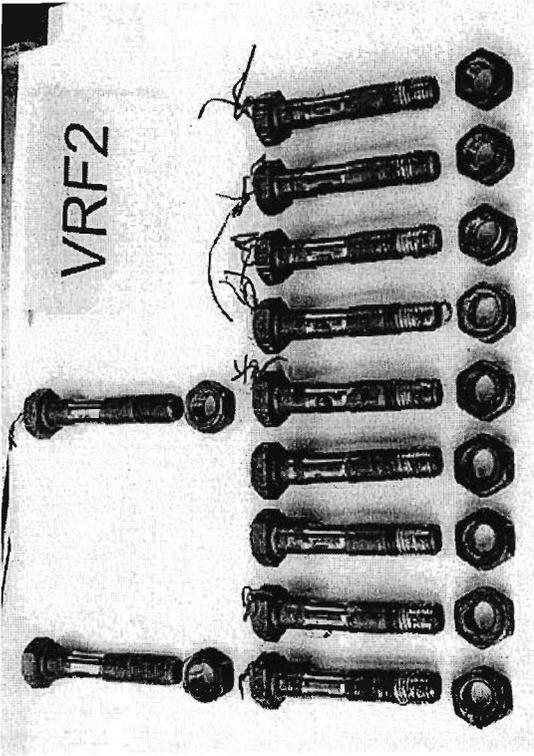
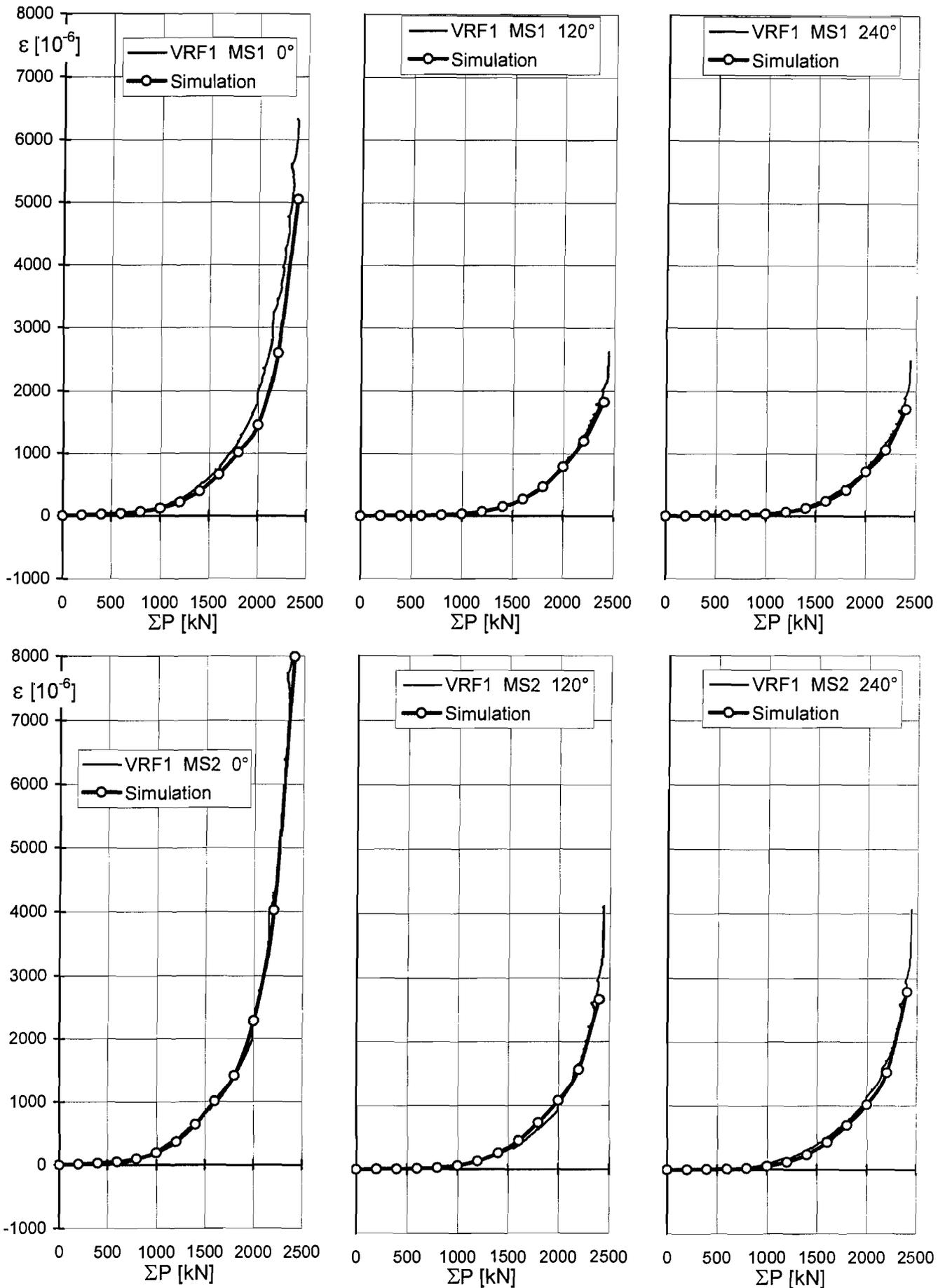


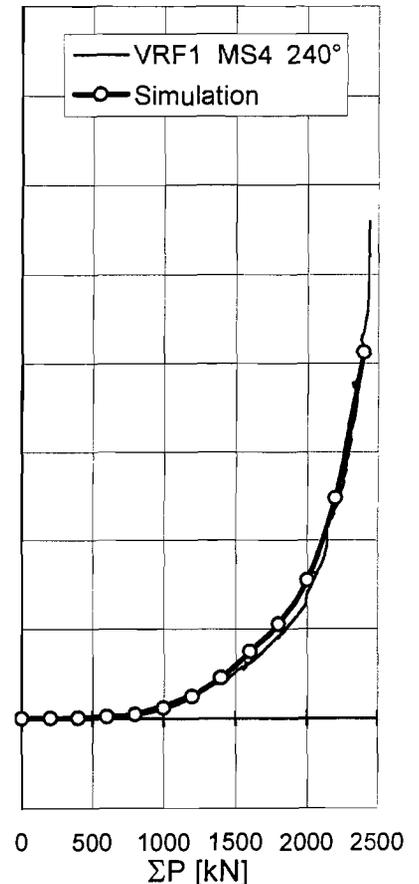
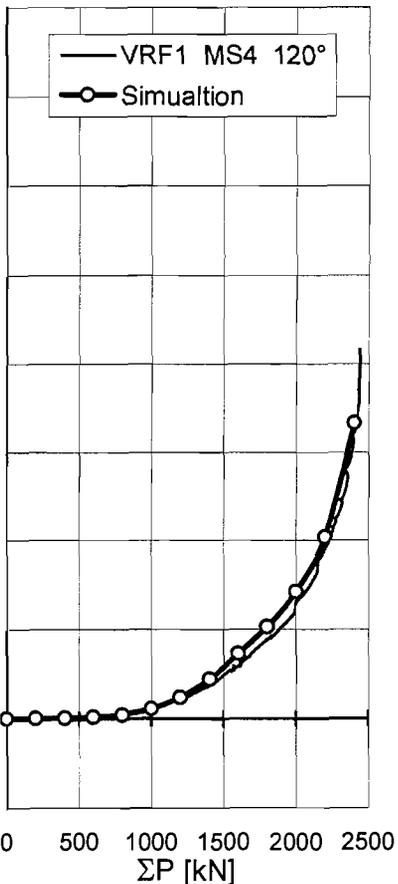
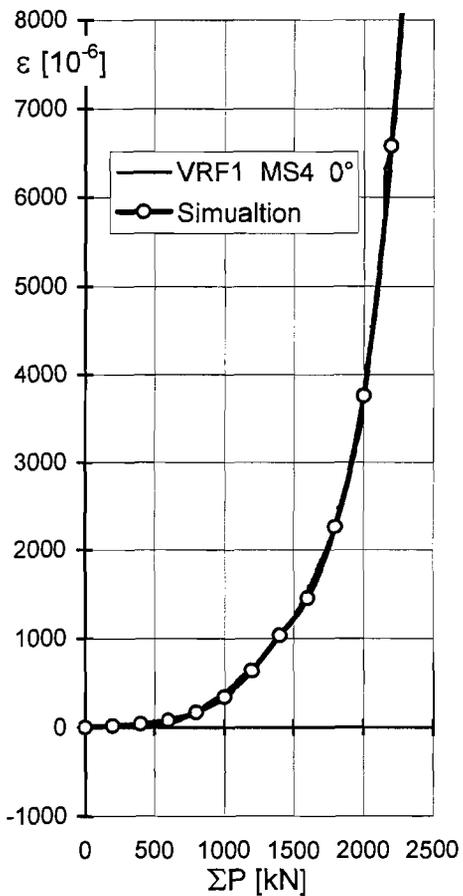
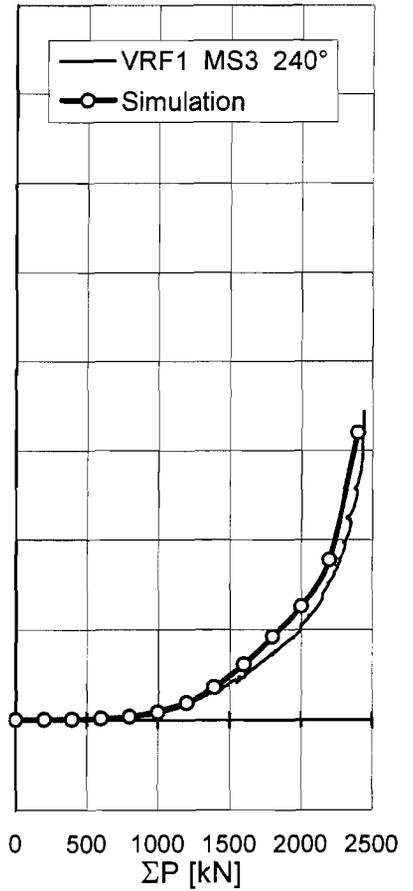
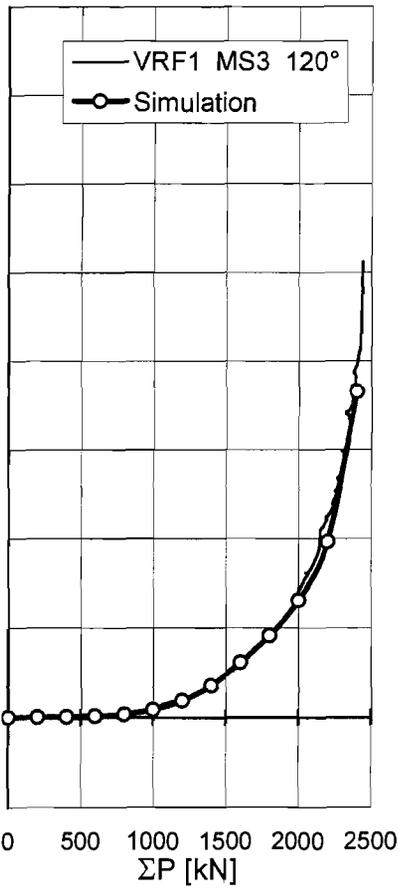
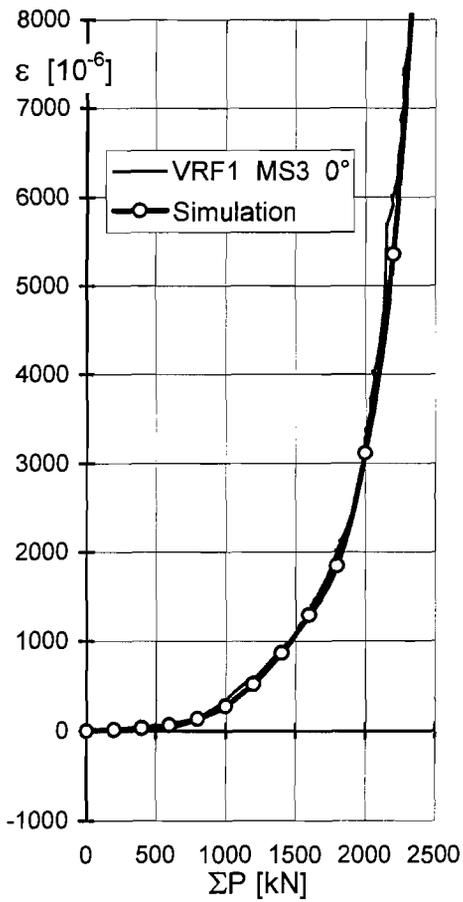
Bild A7.3 Ausgebaute Messschrauben nach den Traglastversuchen

Anlage 8.1



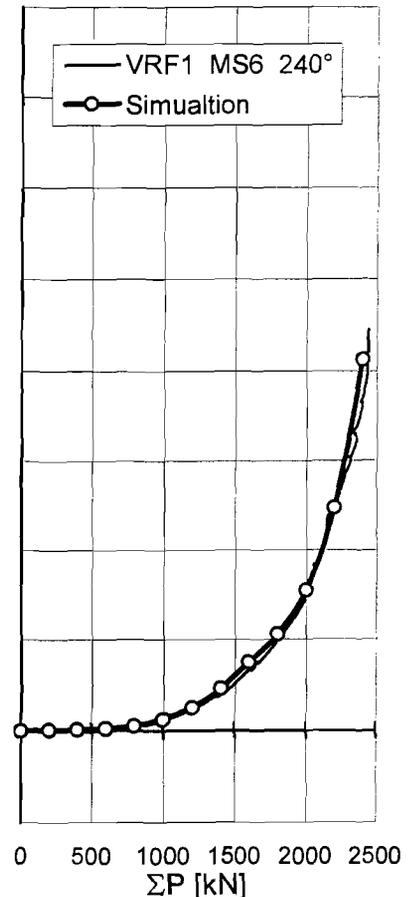
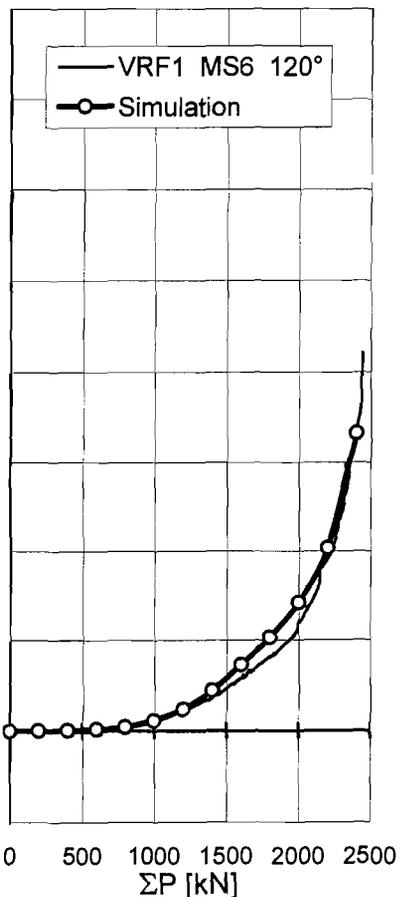
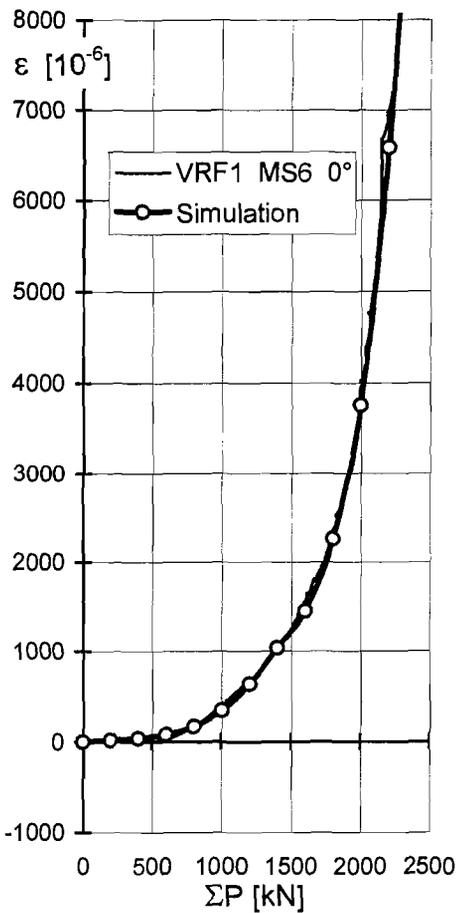
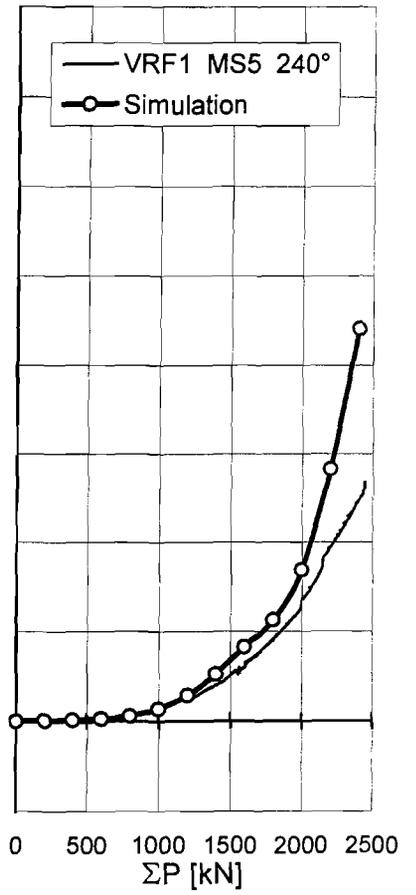
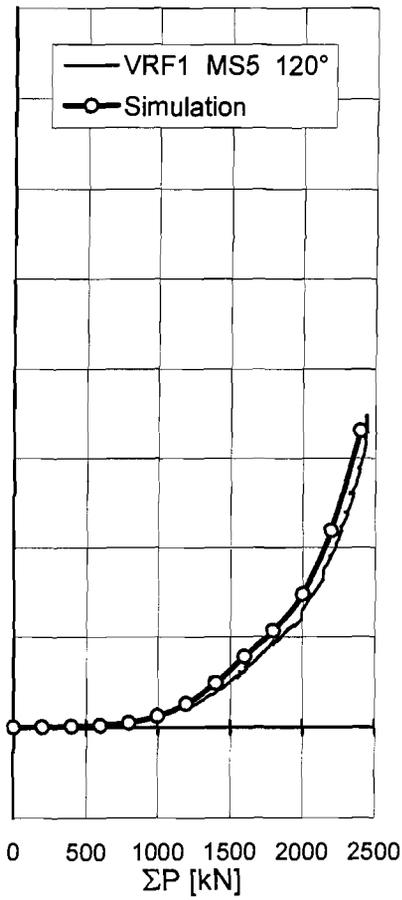
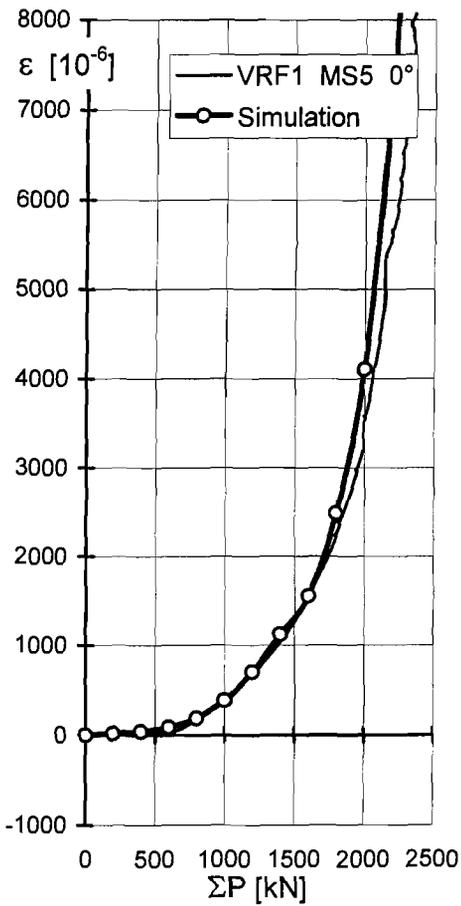
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schraubbereich der Messschrauben 1 und 2 des Prüfkörpers VRF1

Anlage 8.2



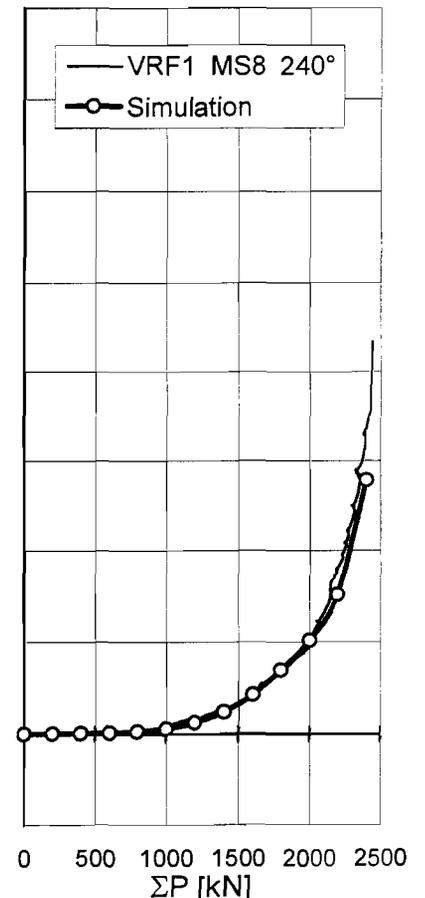
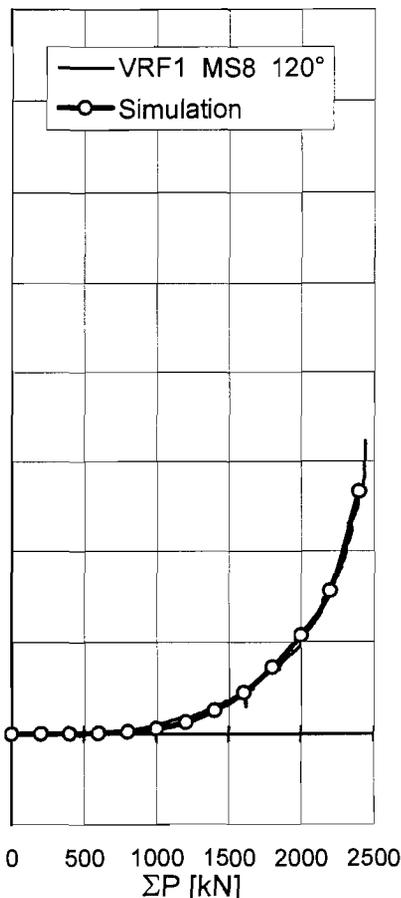
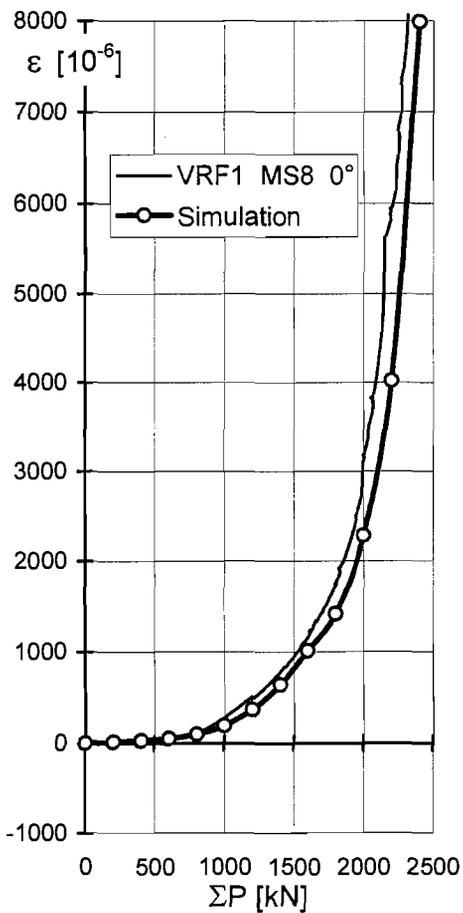
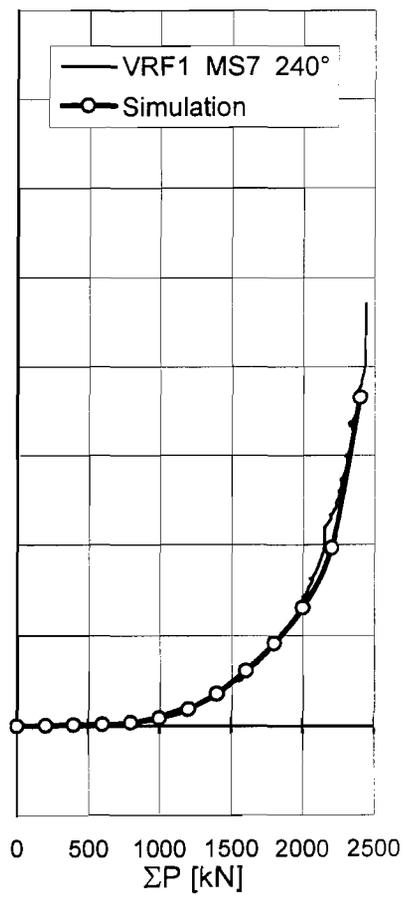
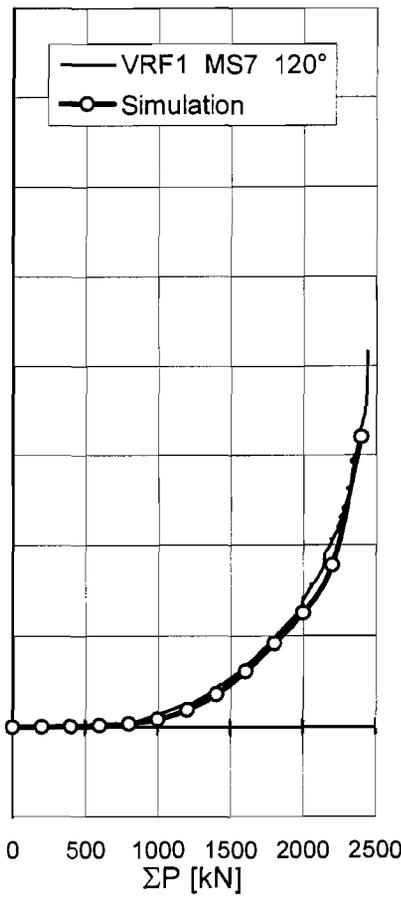
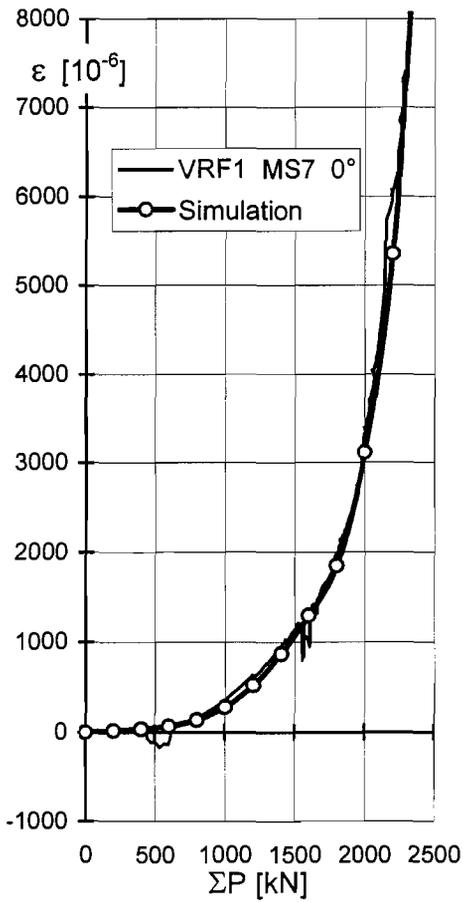
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 3 und 4 des Prüfkörpers VRF1

Anlage 8.3



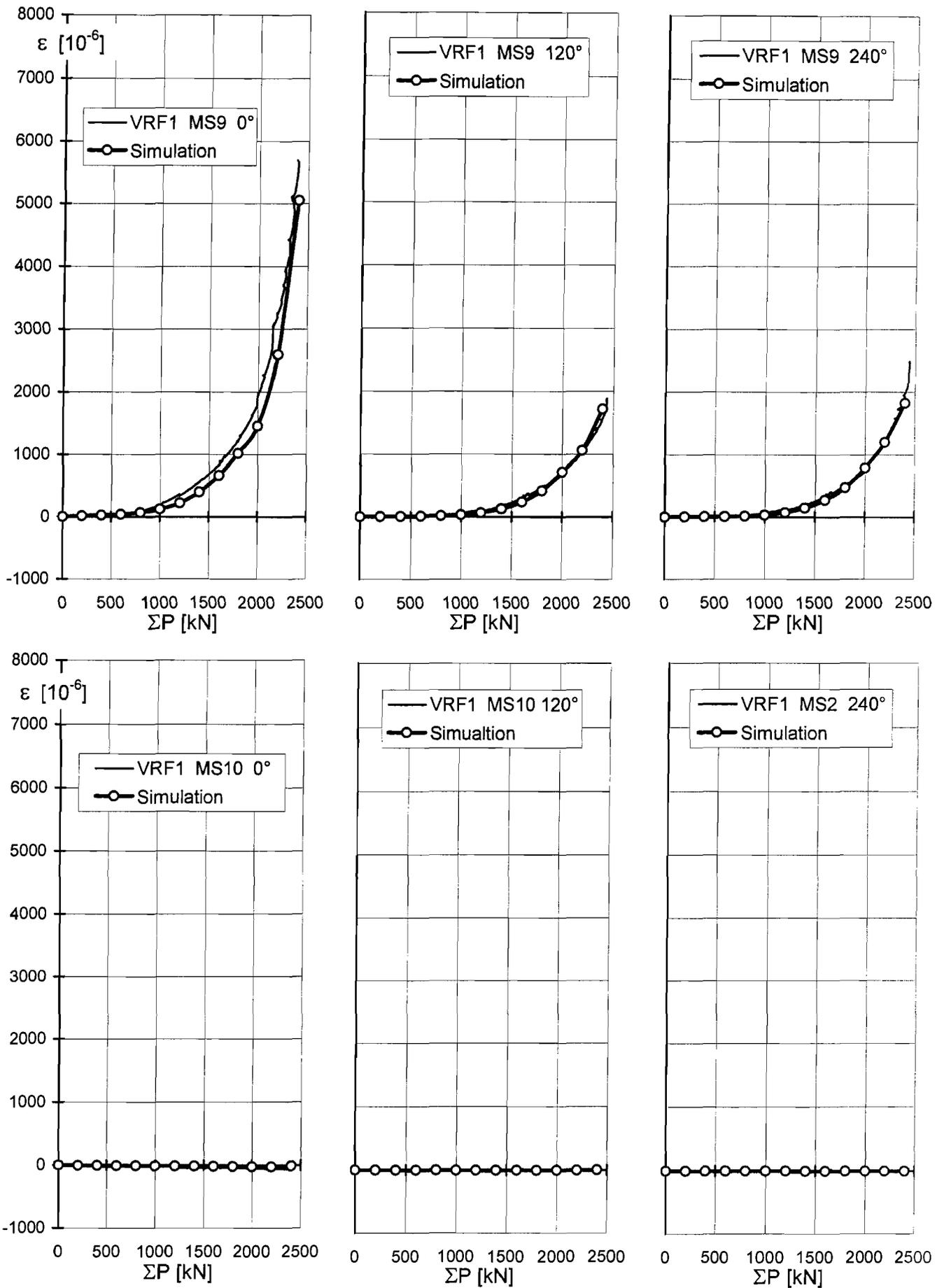
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 5 und 6 des Prüfkörpers VRF1

Anlage 8.4



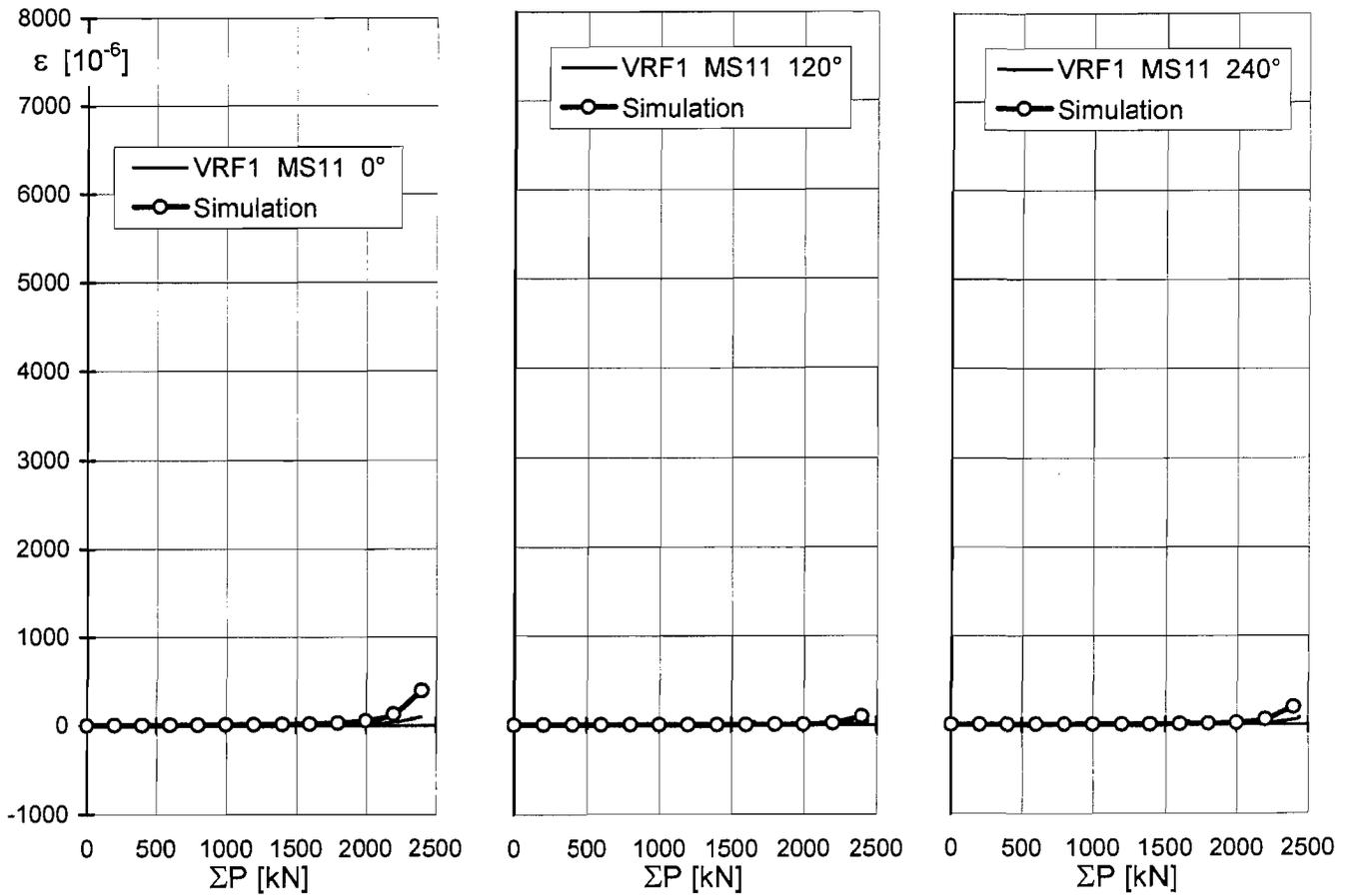
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schraubbereich der Messschrauben 7 und 8 des Prüfkörpers VRF1

Anlage 8.5



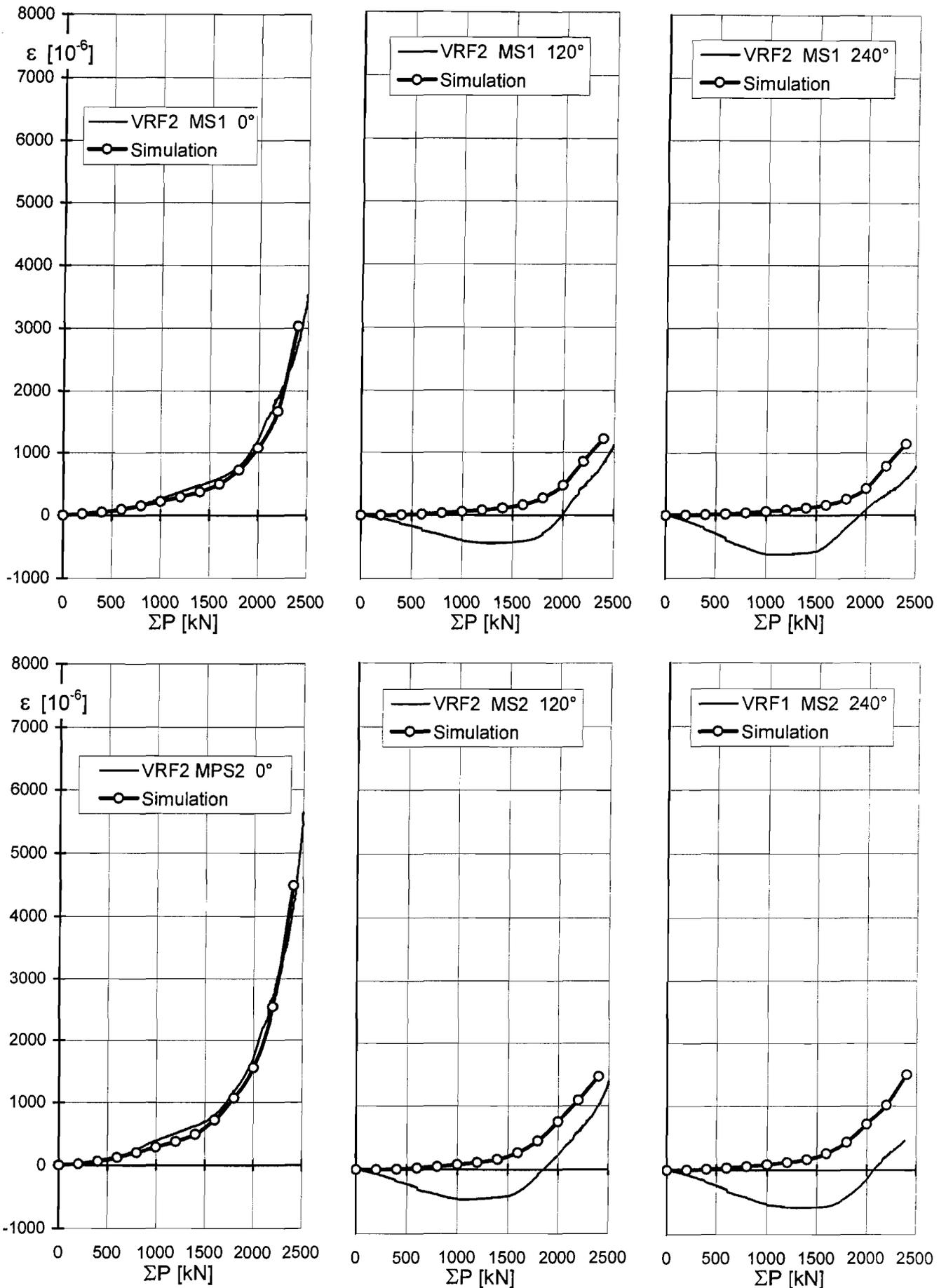
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 9 und 10 des Prüfkörpers VRF1

Anlage 8.6



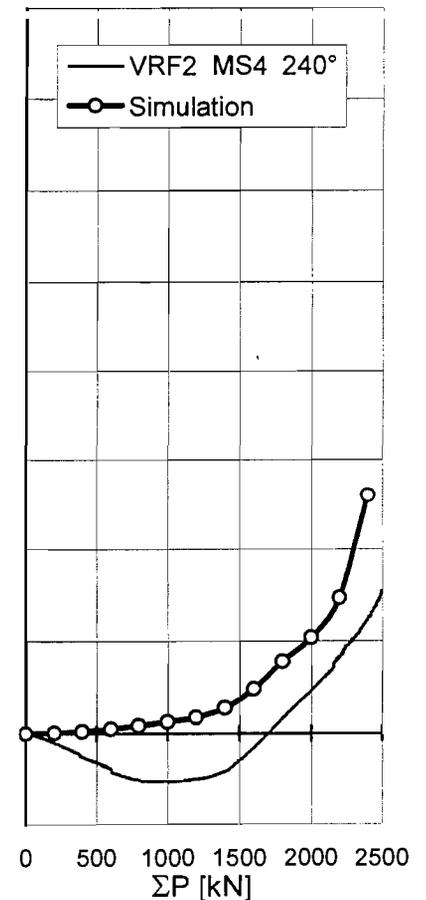
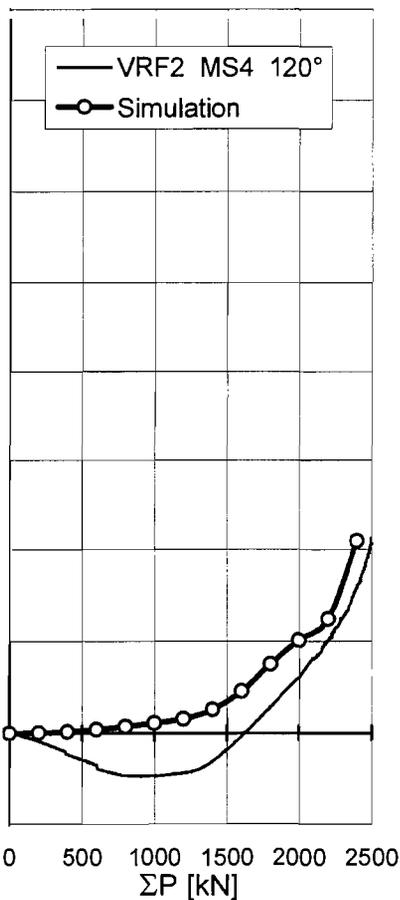
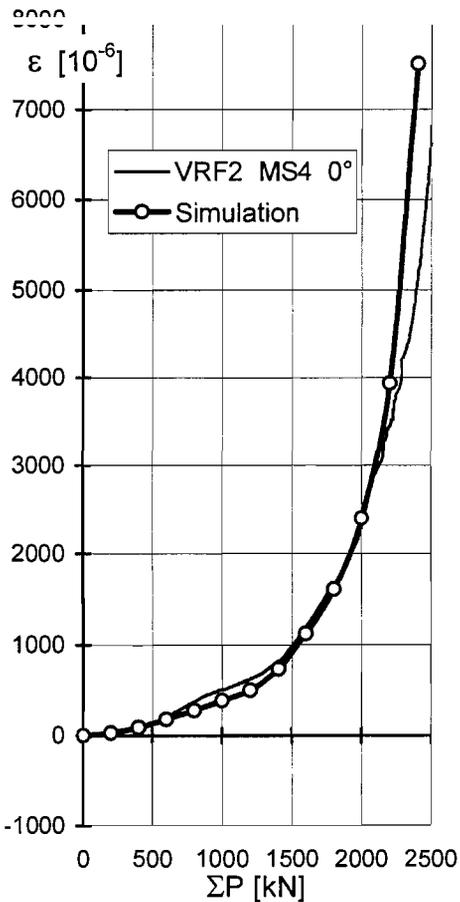
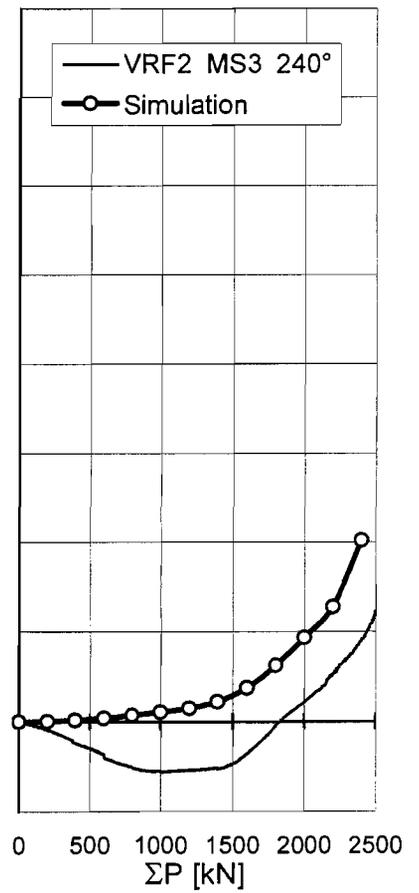
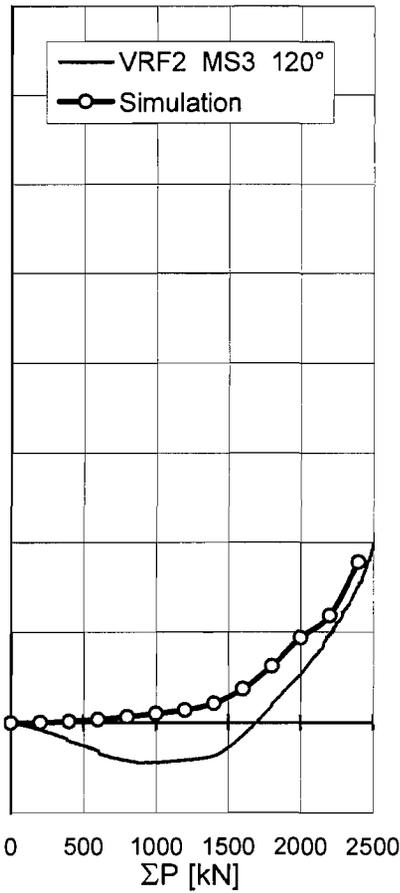
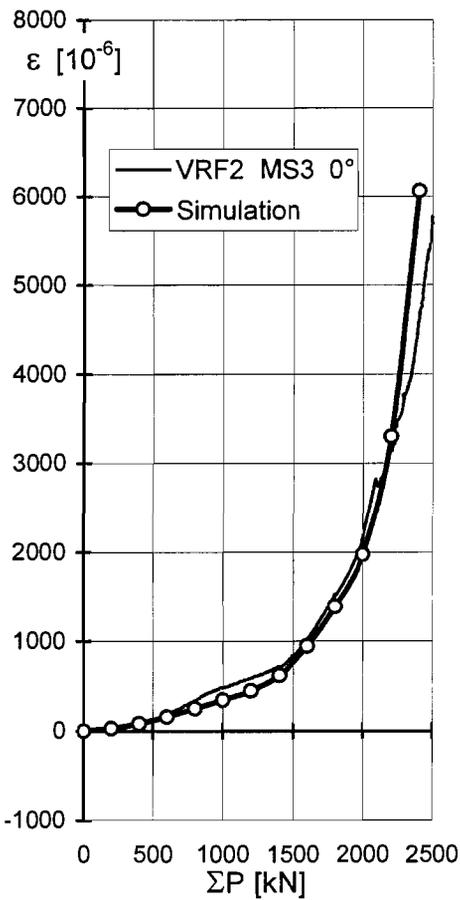
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schafbereich der Messschraube 11 des Prüfkörpers VRF1

Anlage 8.7



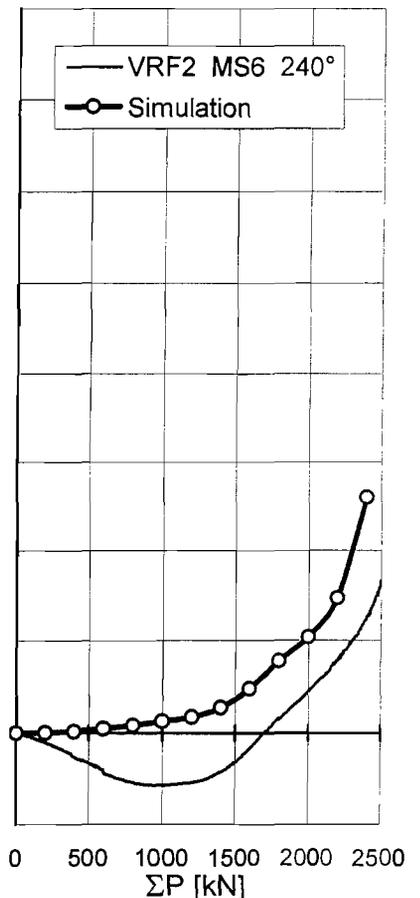
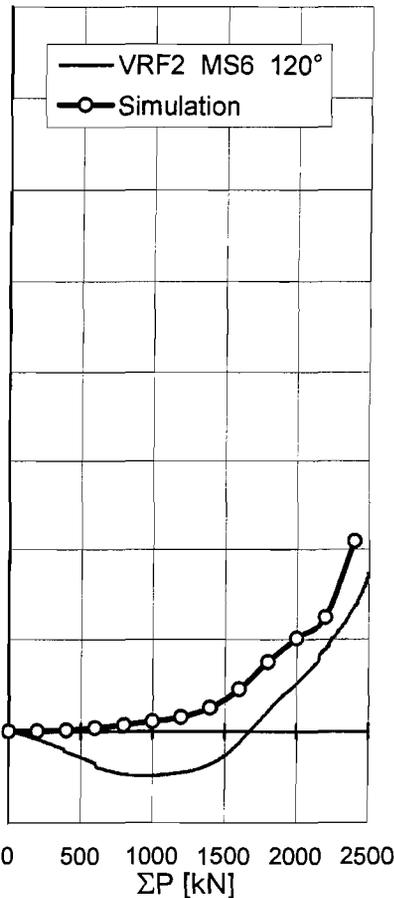
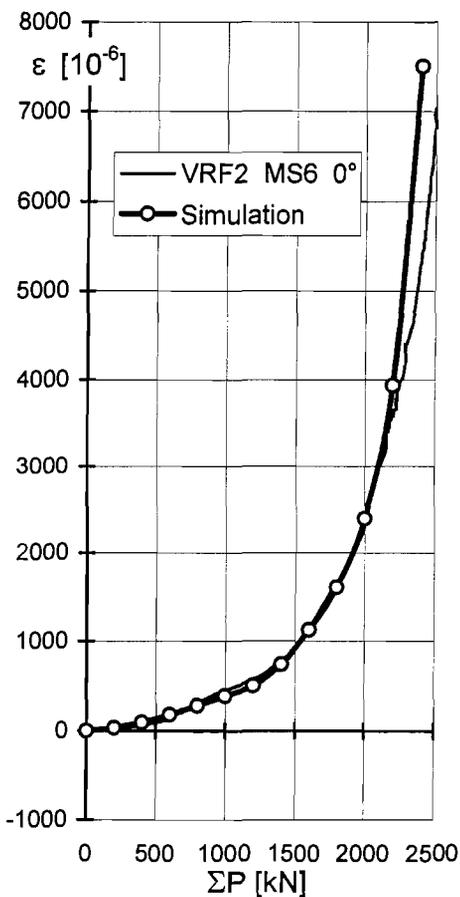
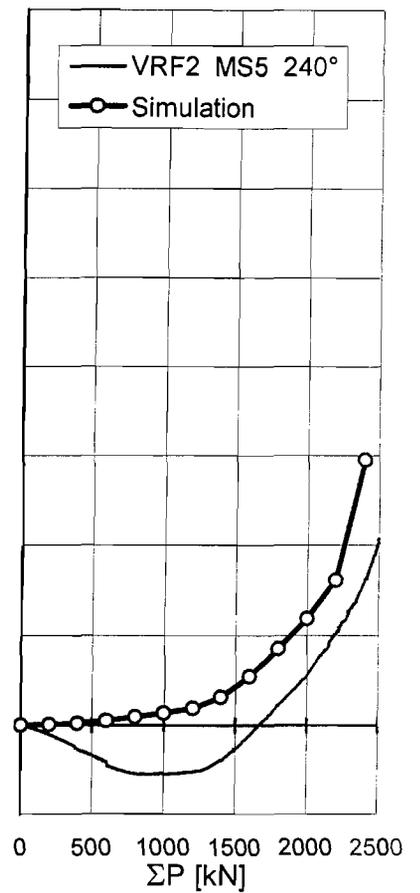
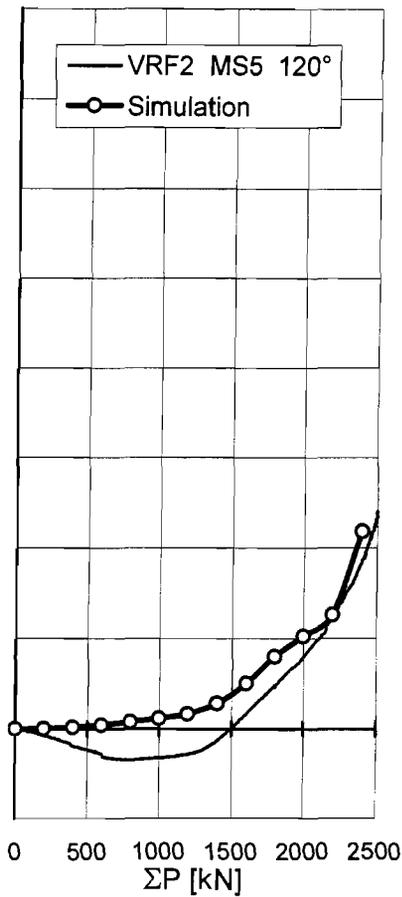
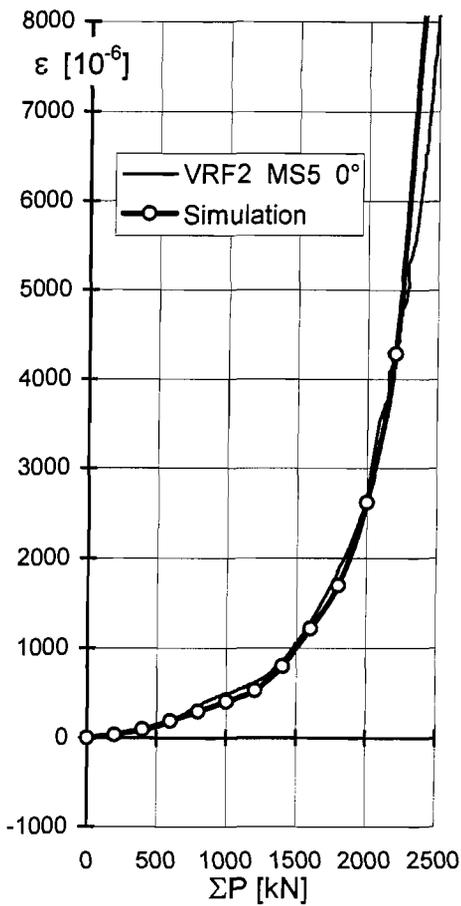
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 1 und 2 des Prüfkörpers VRF2

Anlage 8.8



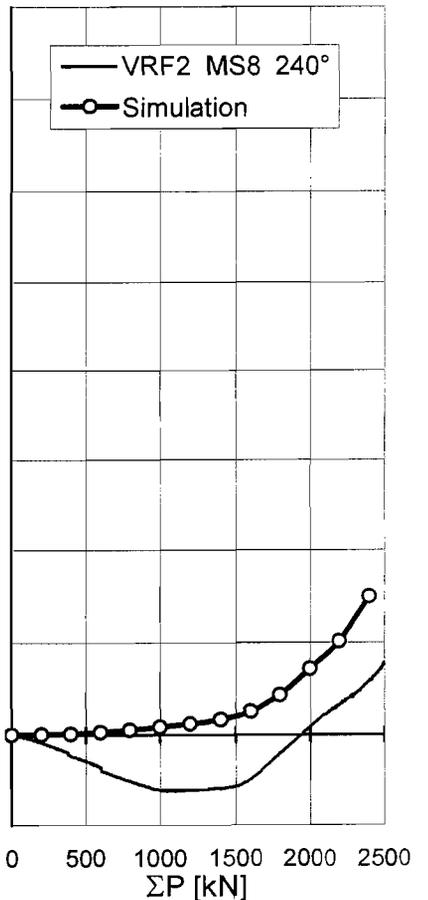
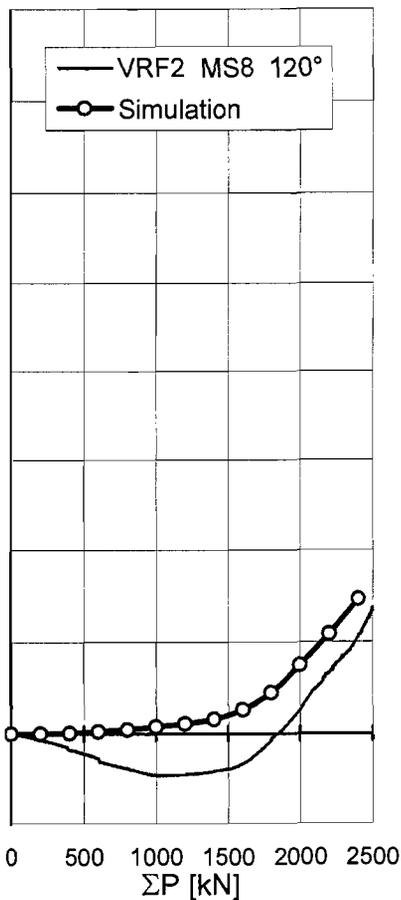
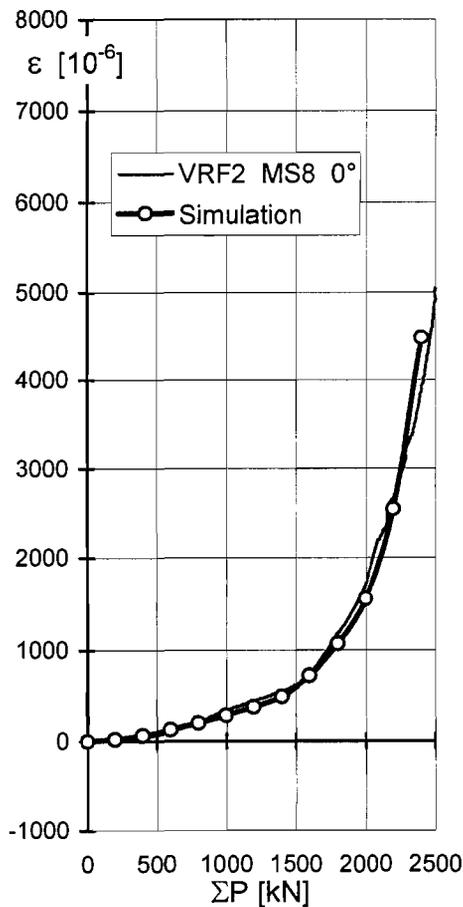
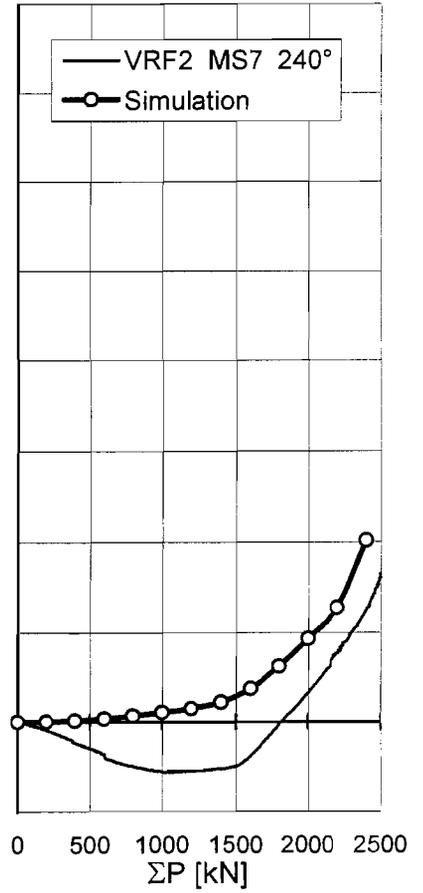
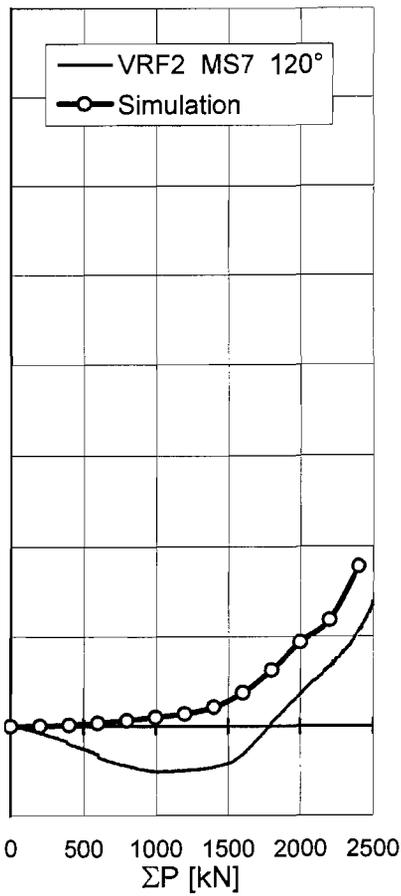
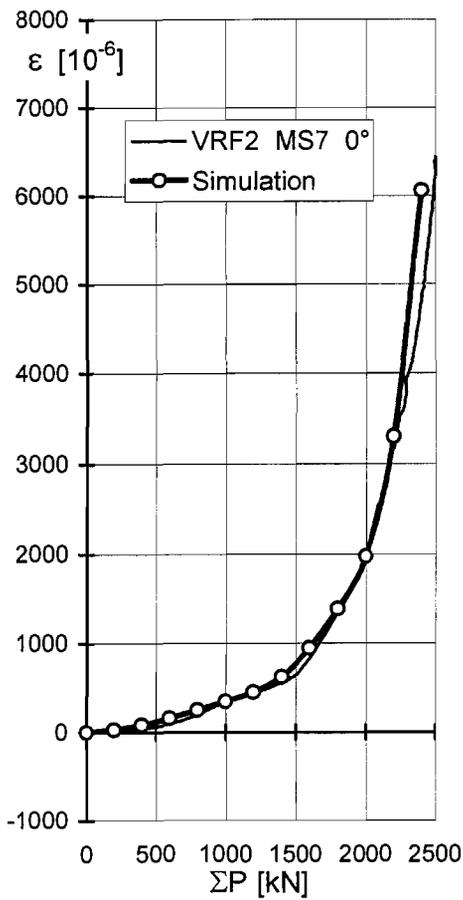
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 3 und 4 des Prüfkörpers VRF2

Anlage 8.9



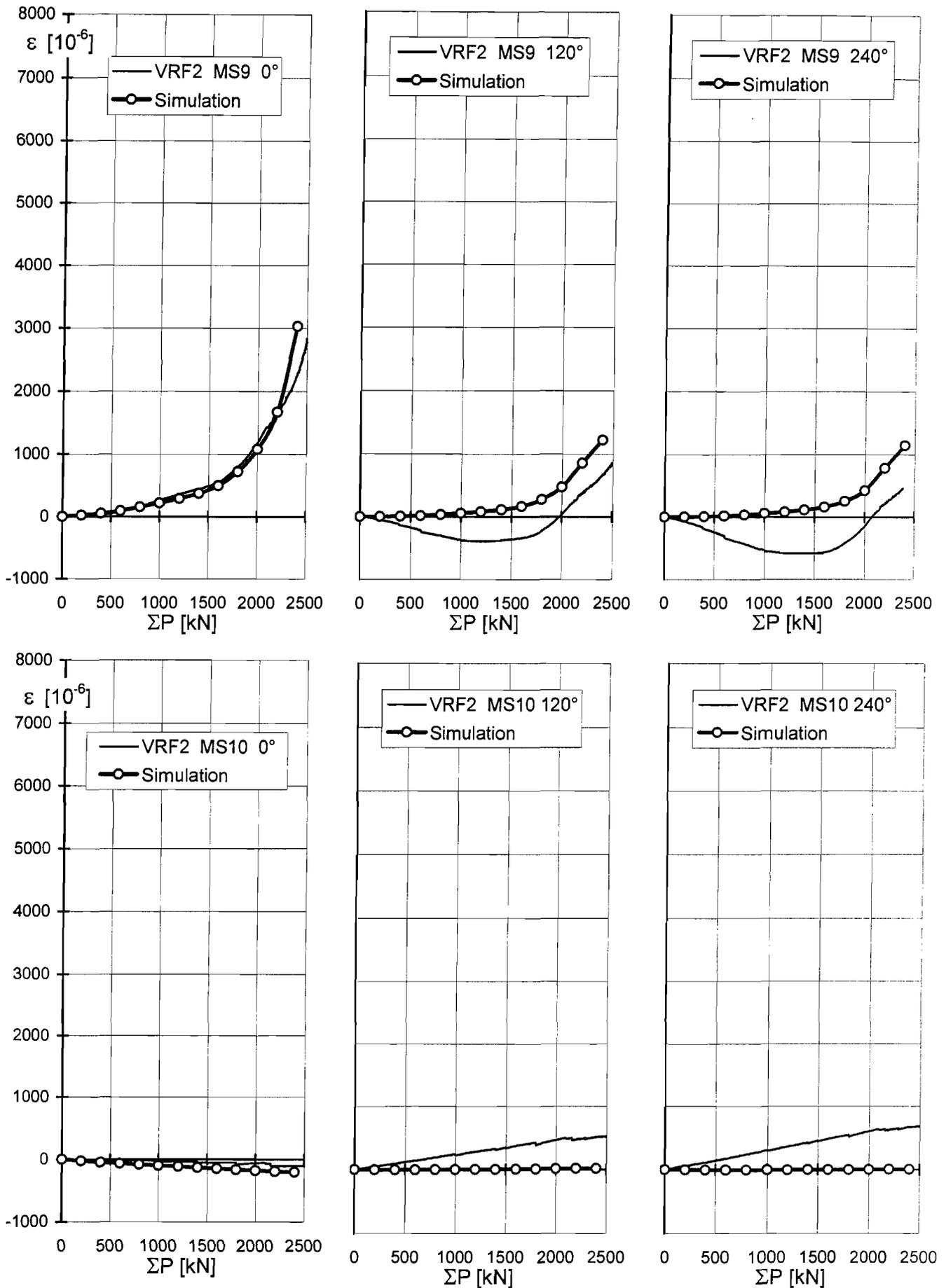
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 5 und 6 des Prüfkörpers VRF2

Anlage 8.10



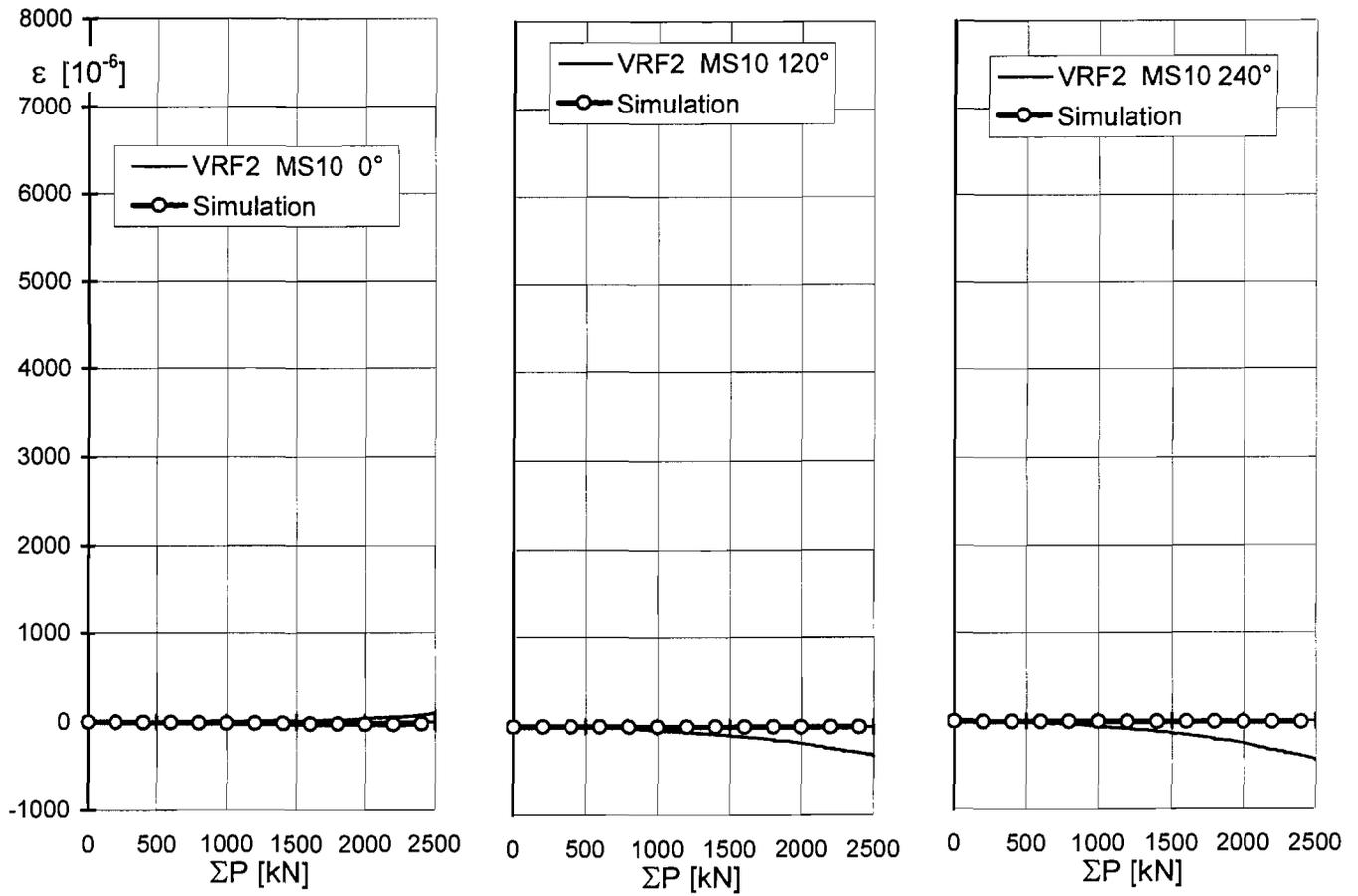
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 7 und 8 des Prüfkörpers VRF2

Anlage 8.11



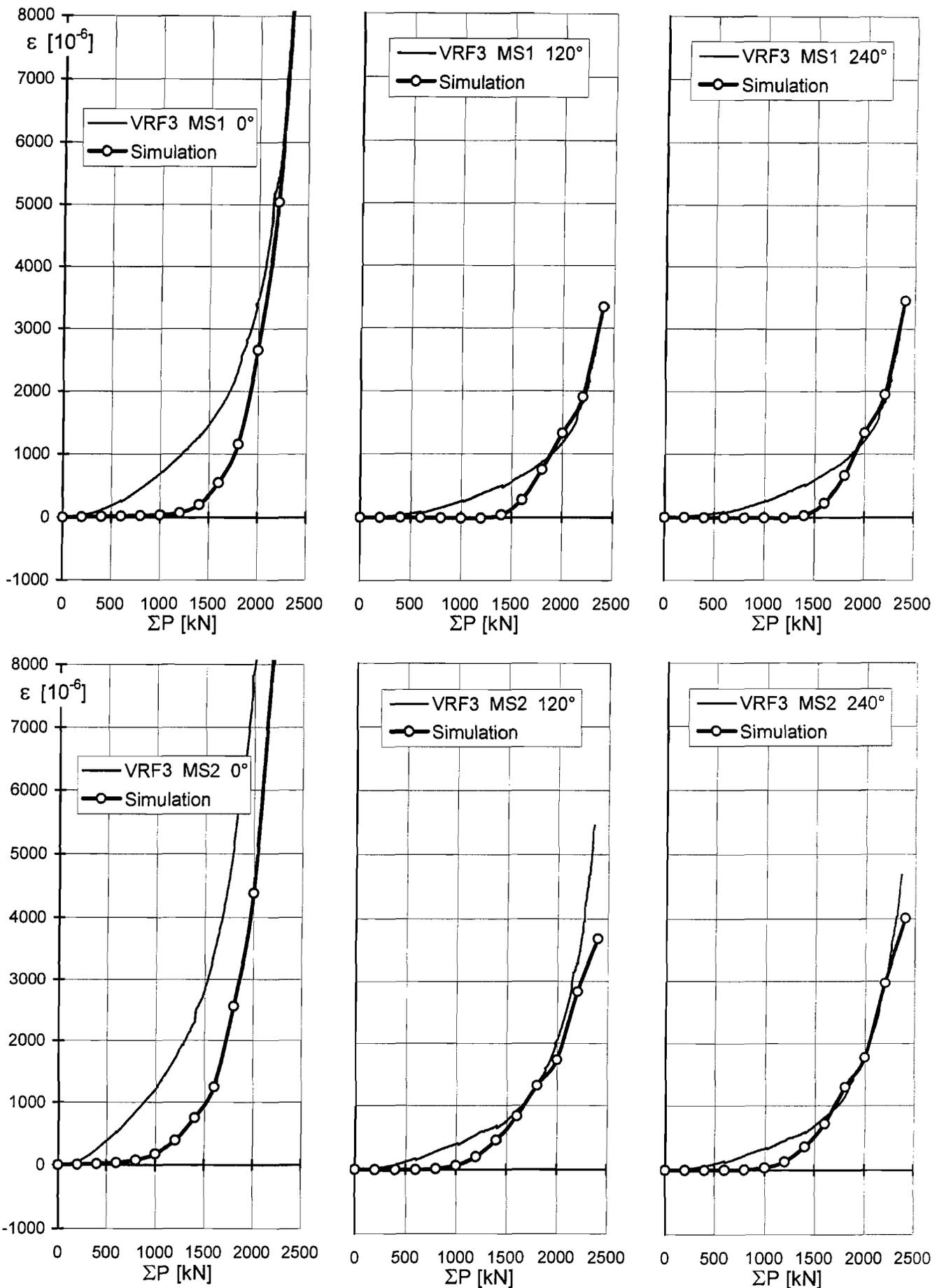
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schraubbereich der Messschrauben 9 und 10 des Prüfkörpers VRF2

Anlage 8.12



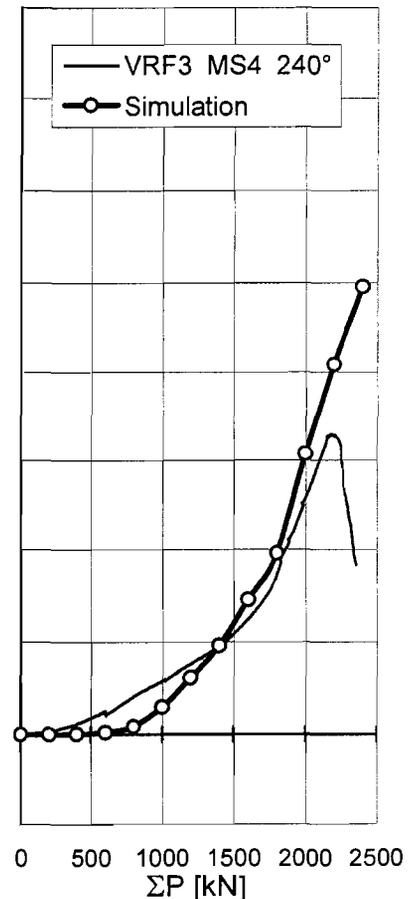
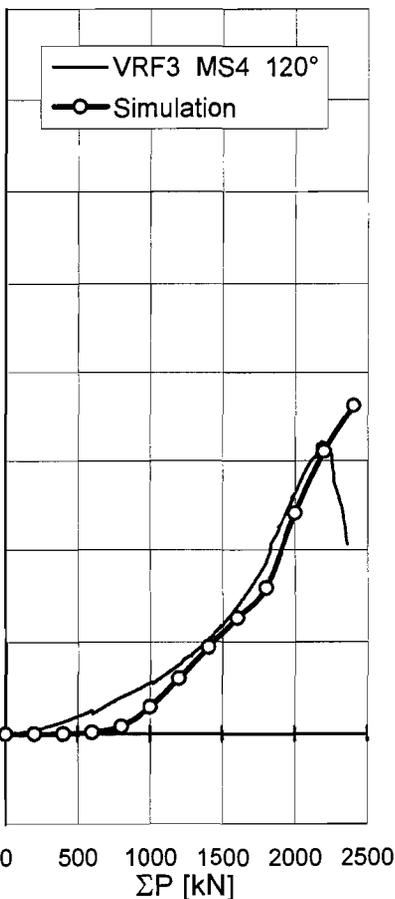
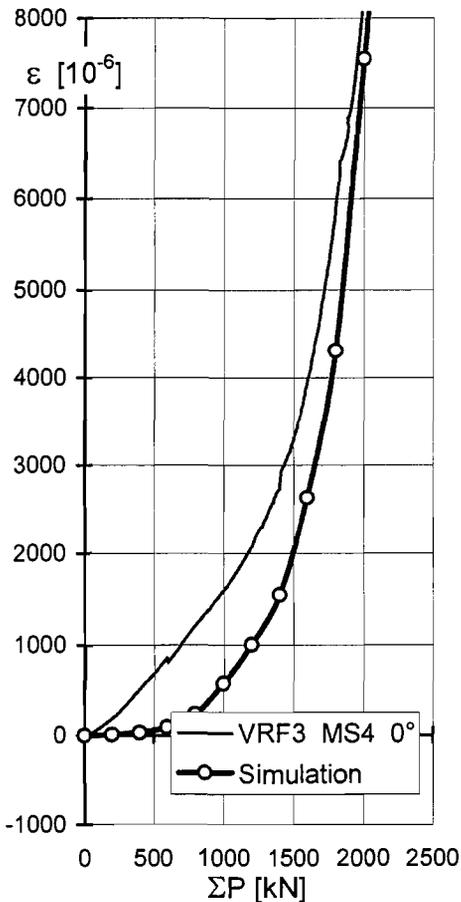
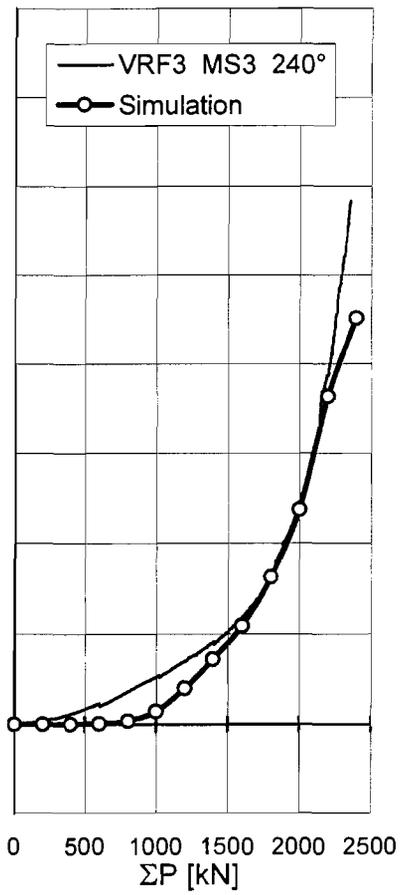
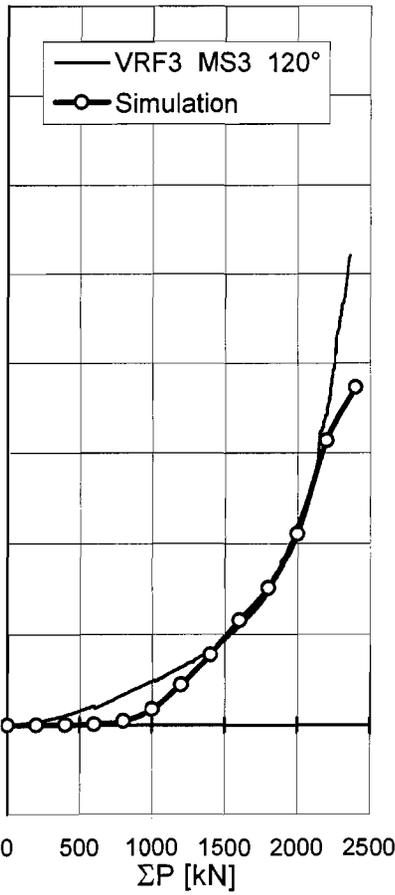
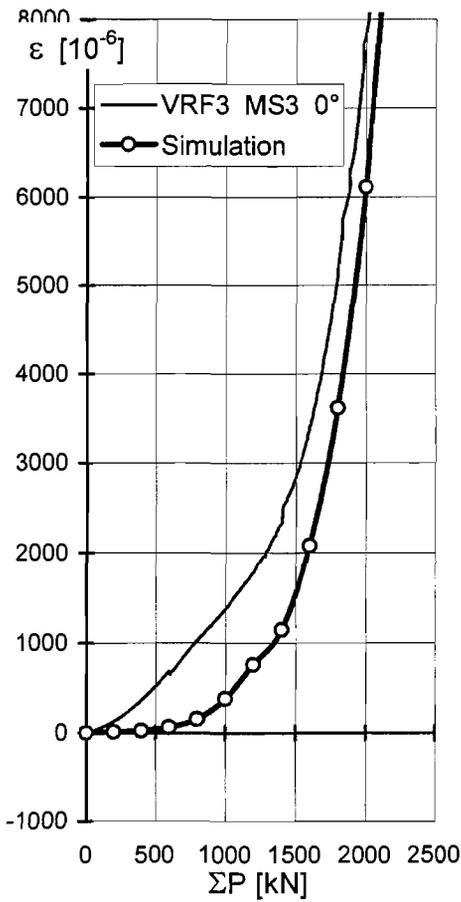
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschraube 11 des Prüfkörpers VRF2

Anlage 8.13



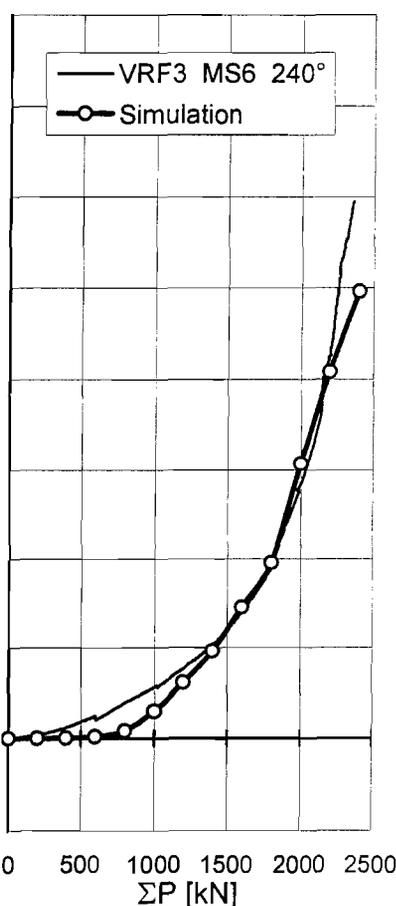
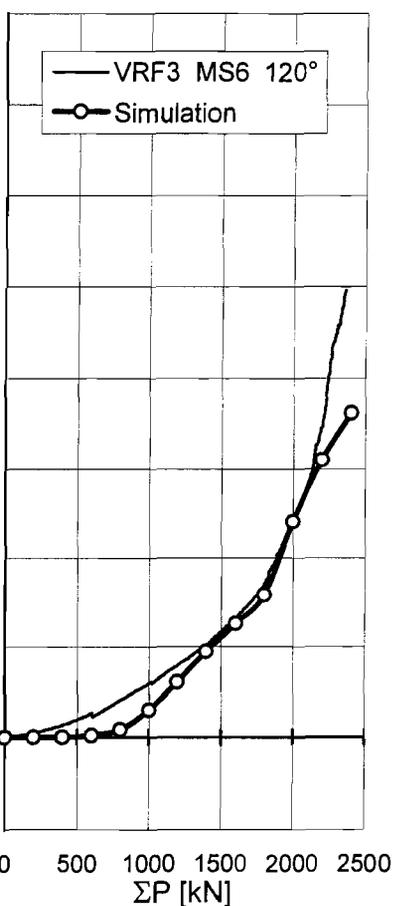
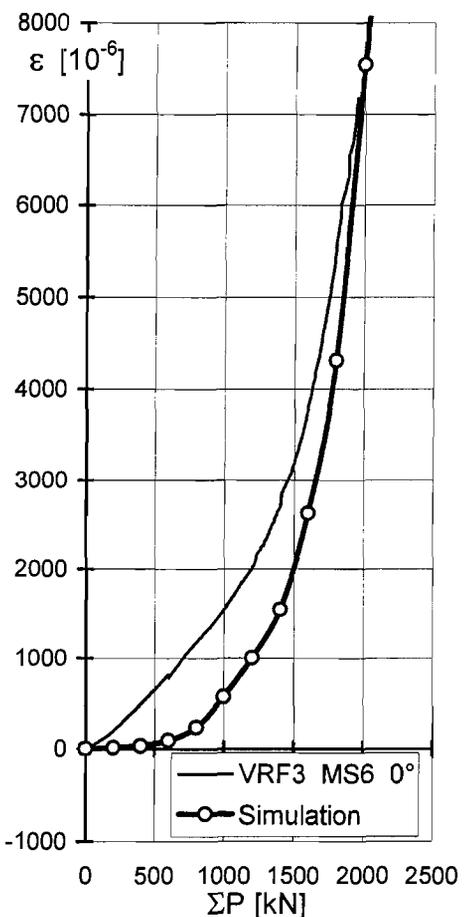
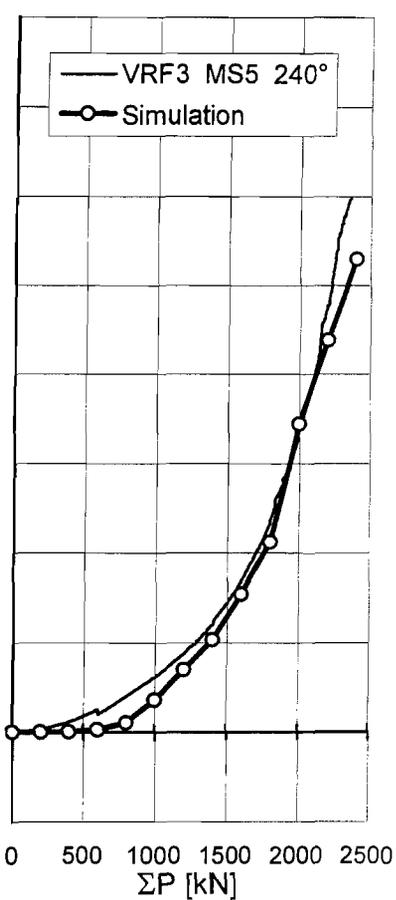
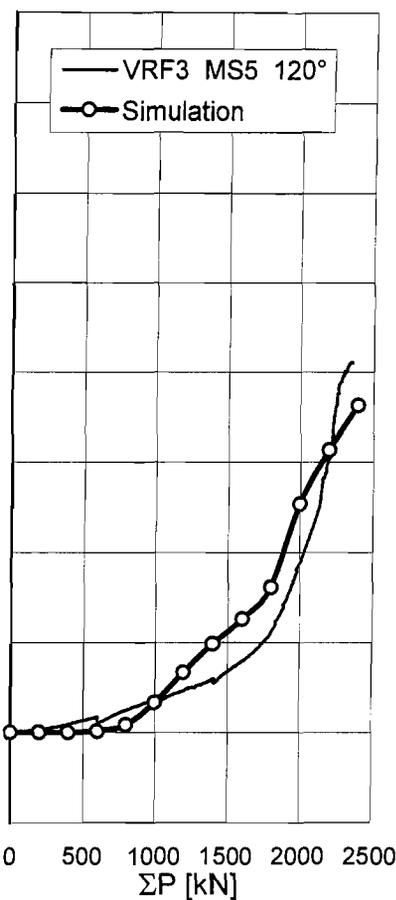
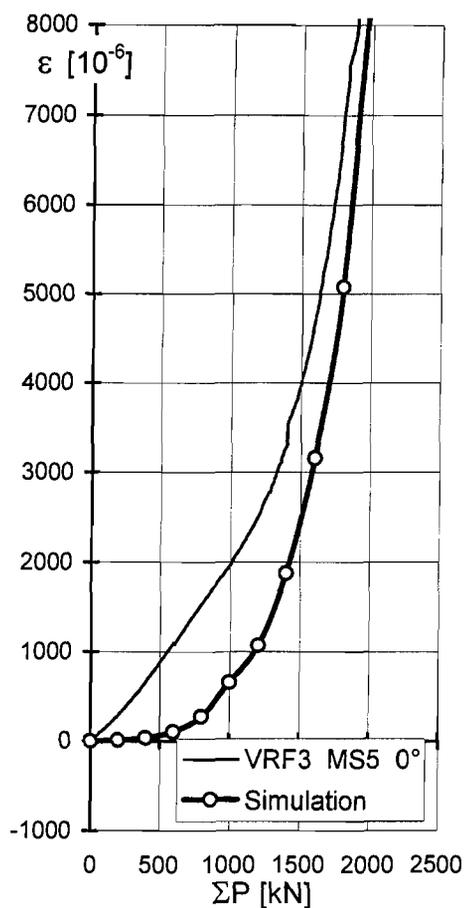
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 1 und 2 des Prüfkörpers VRF3

Anlage 8.14



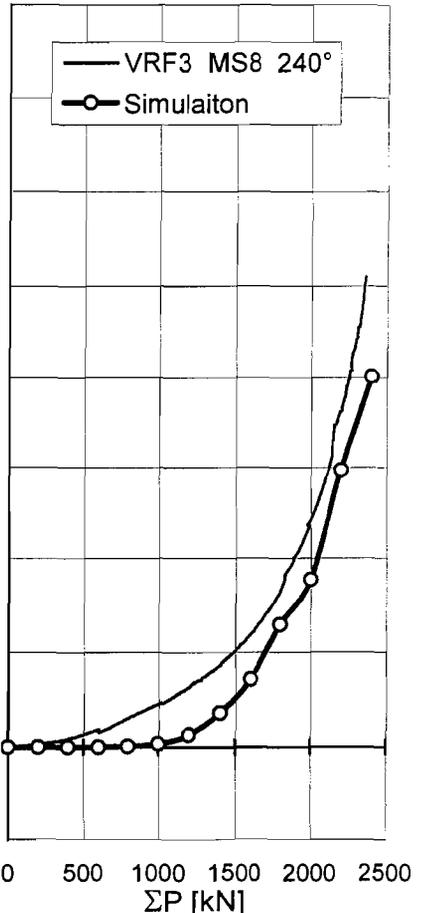
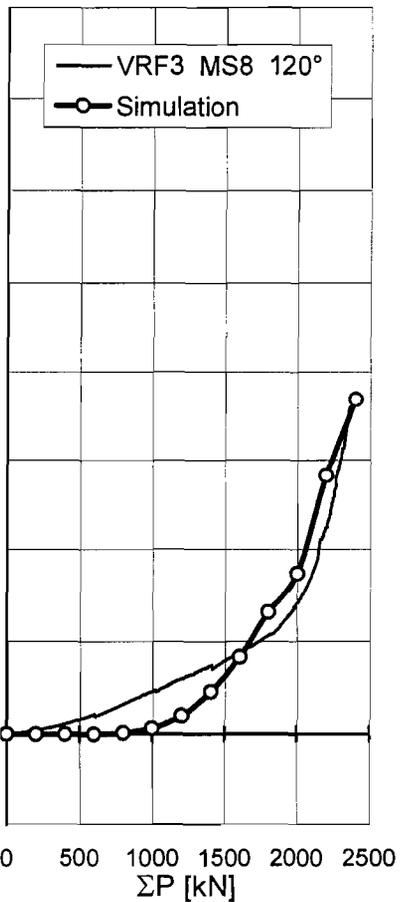
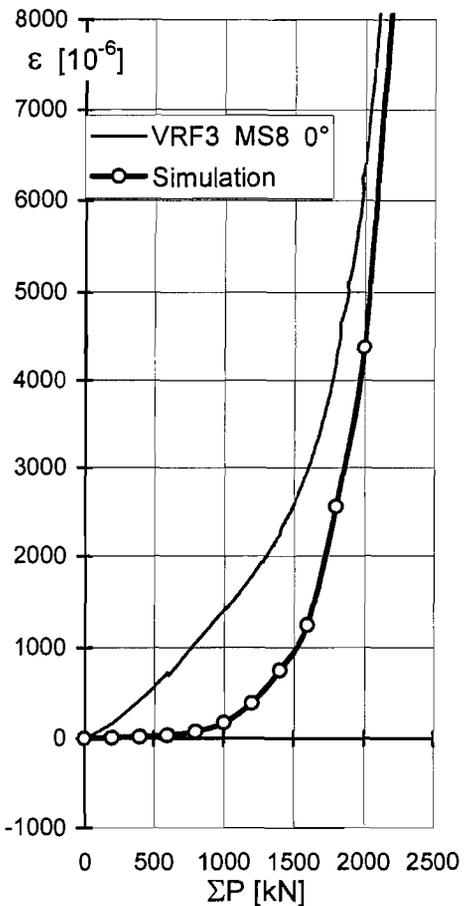
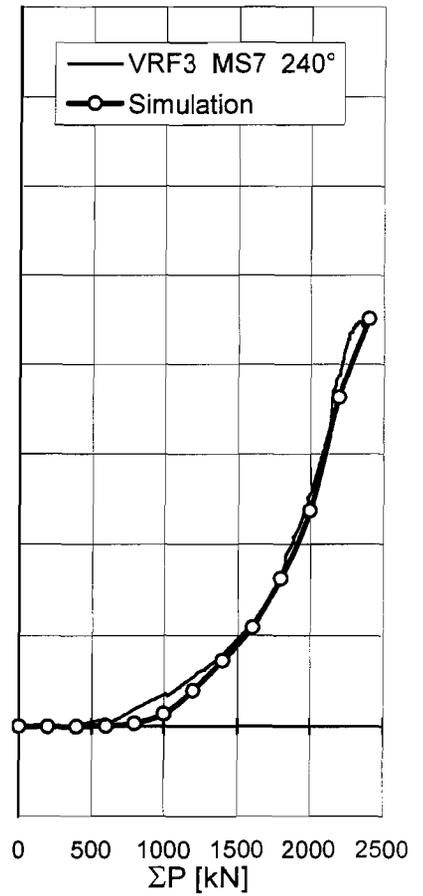
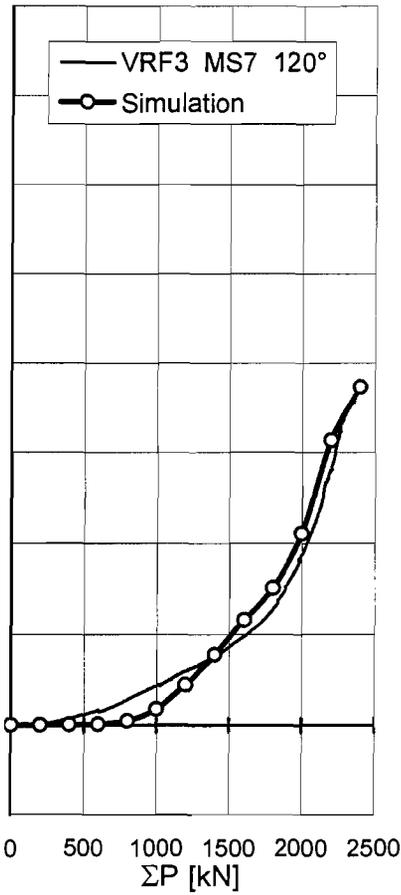
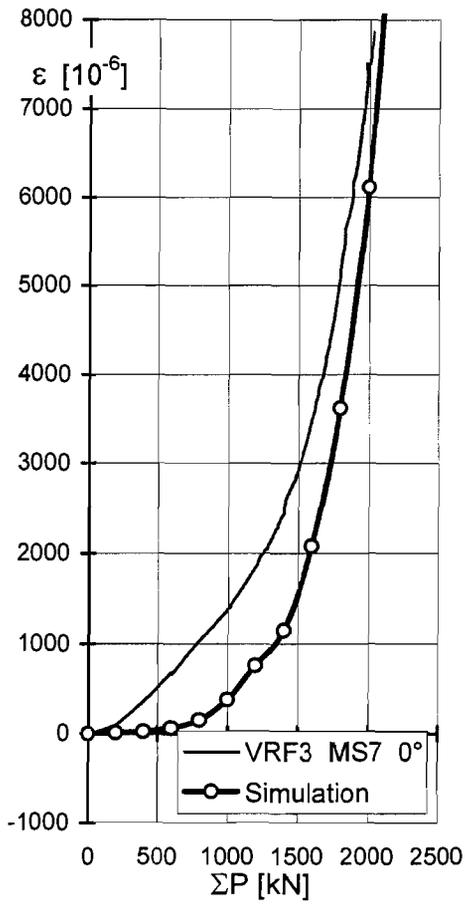
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 3 und 4 des Prüfkörpers VRF3

Anlage 8.15



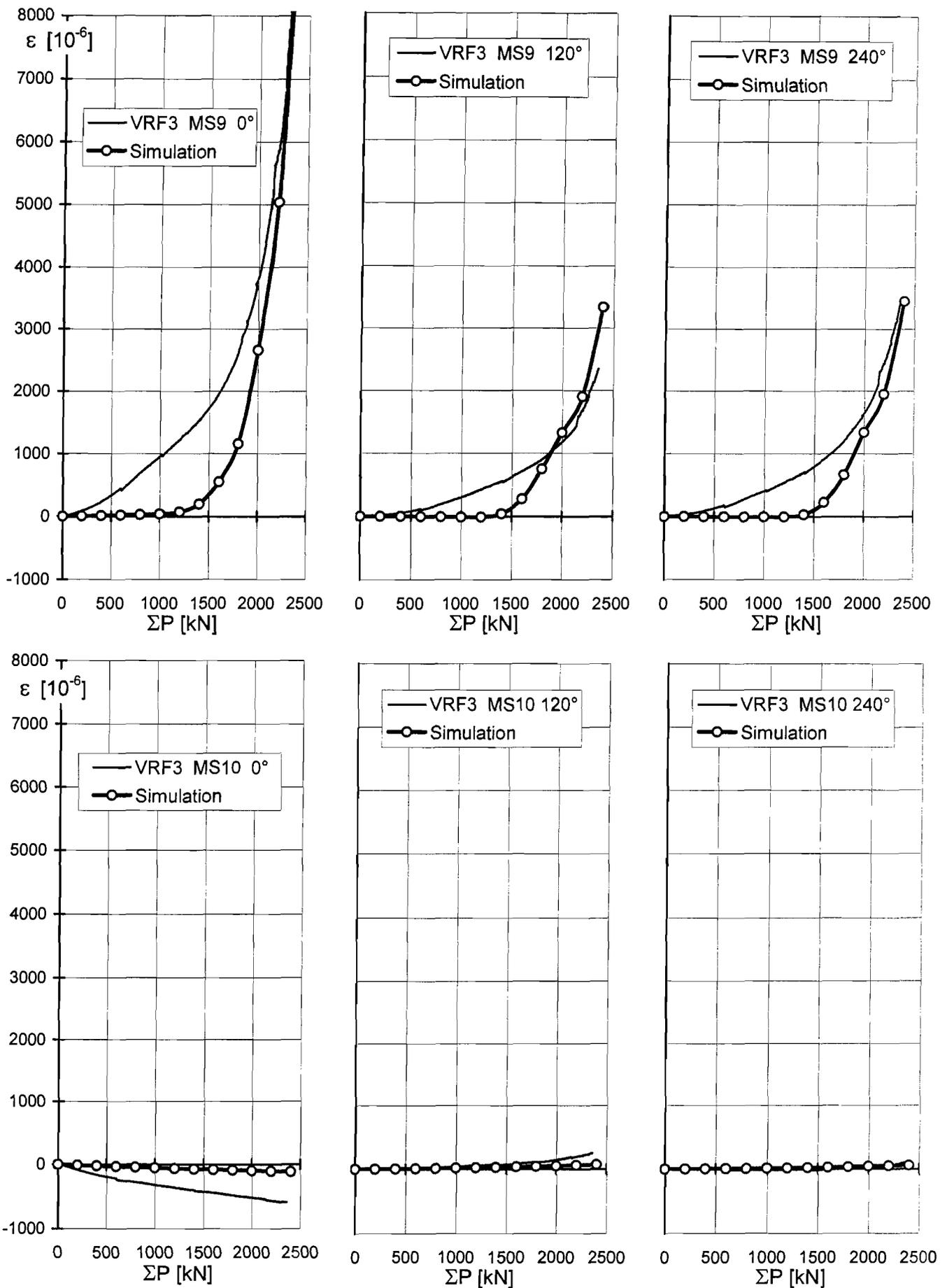
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 5 und 6 des Prüfkörpers VRF3

Anlage 8.16



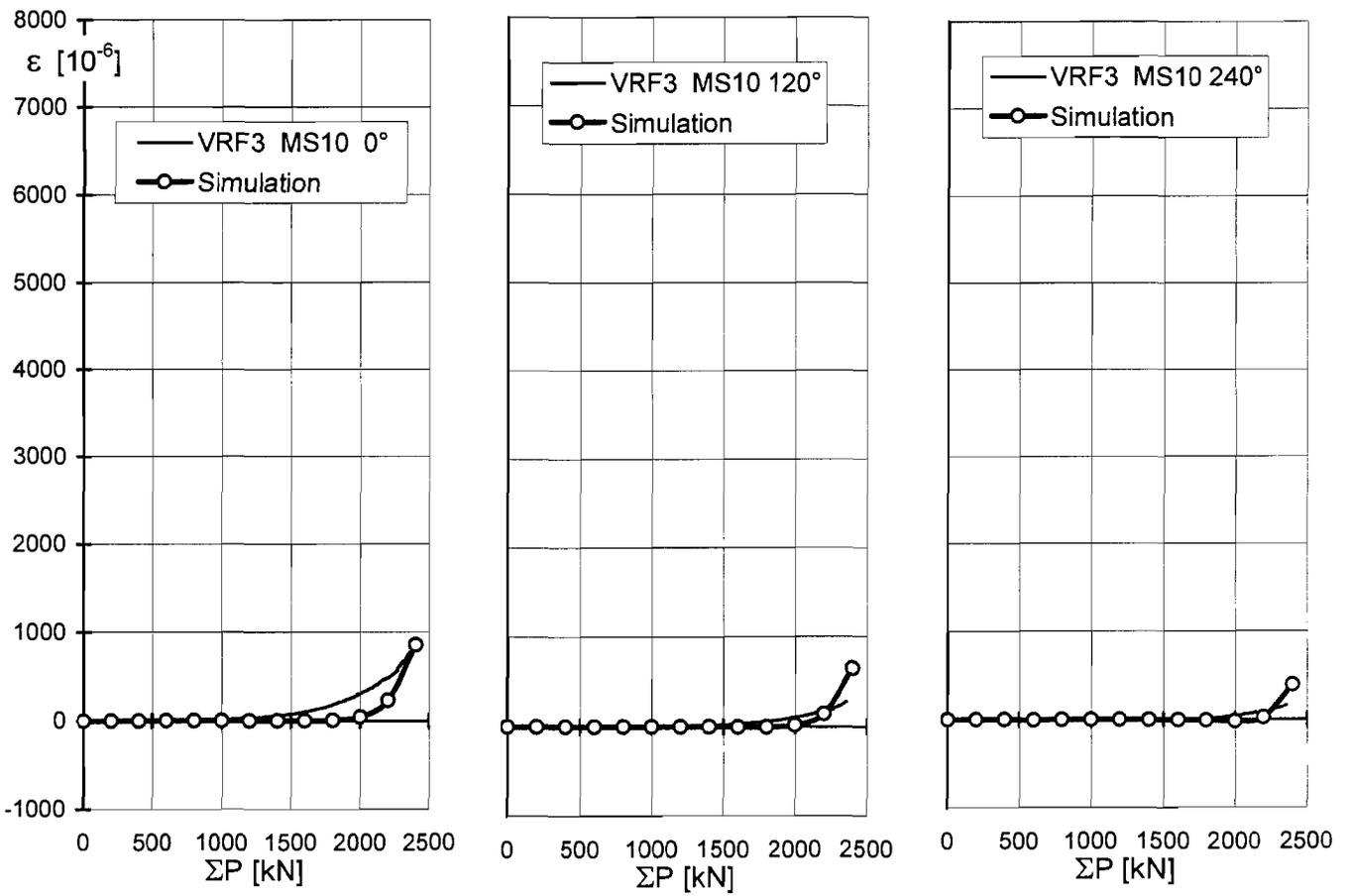
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 7 und 8 des Prüfkörpers VRF3

Anlage 8.17



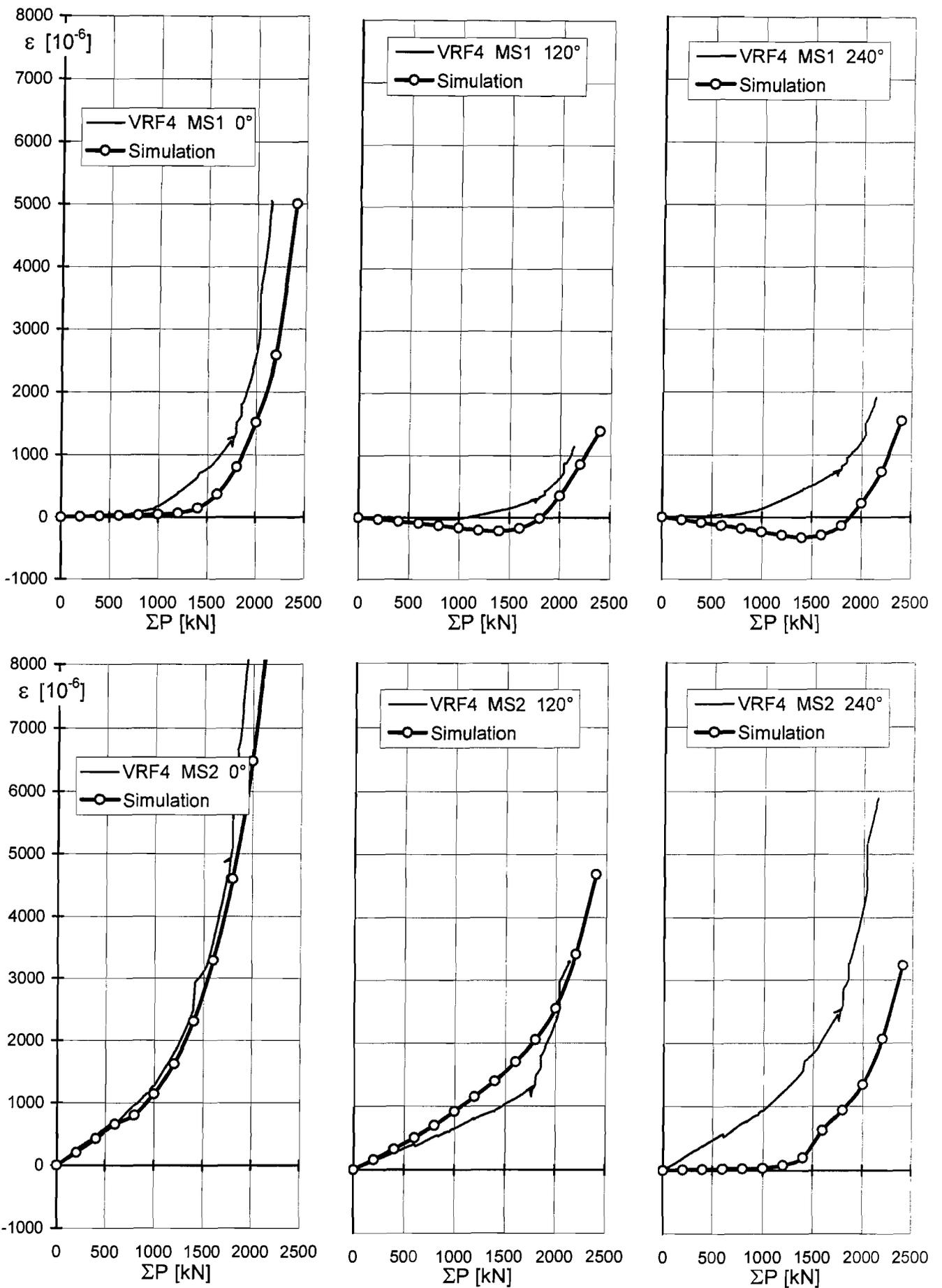
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 9 und 10 des Prüfkörpers VRF3

Anlage 8.18



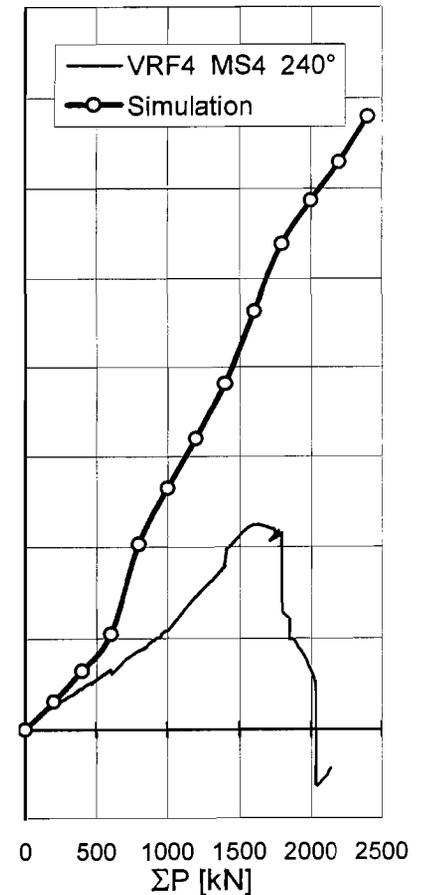
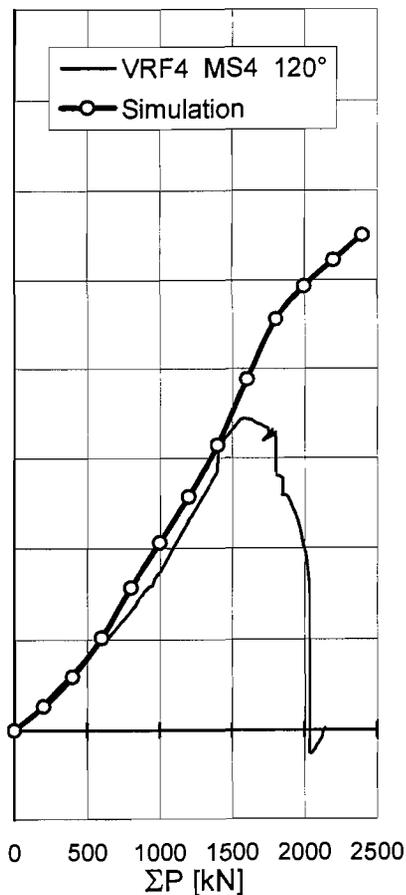
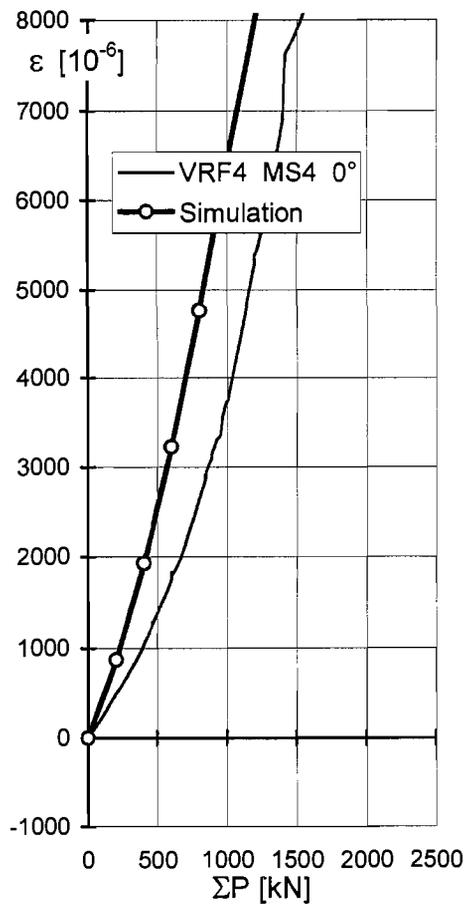
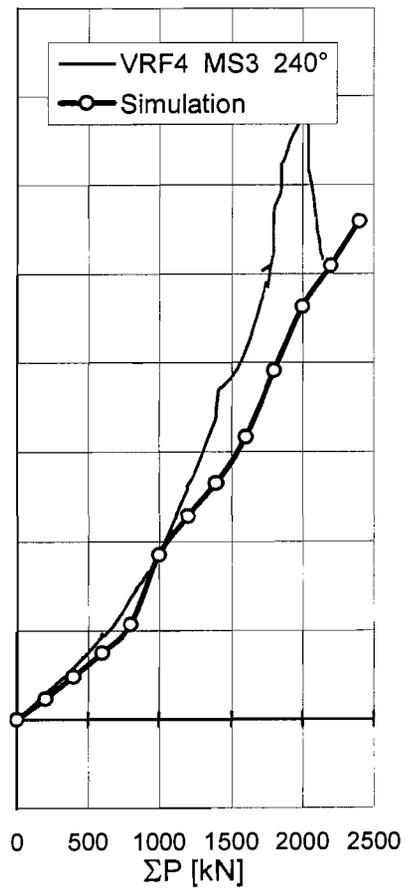
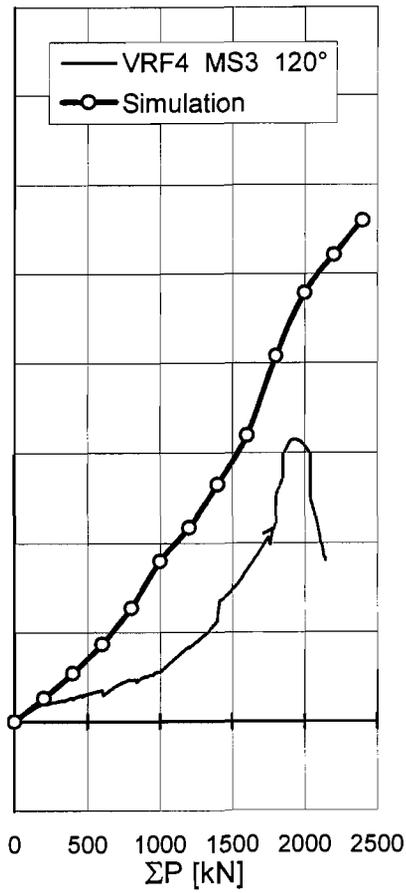
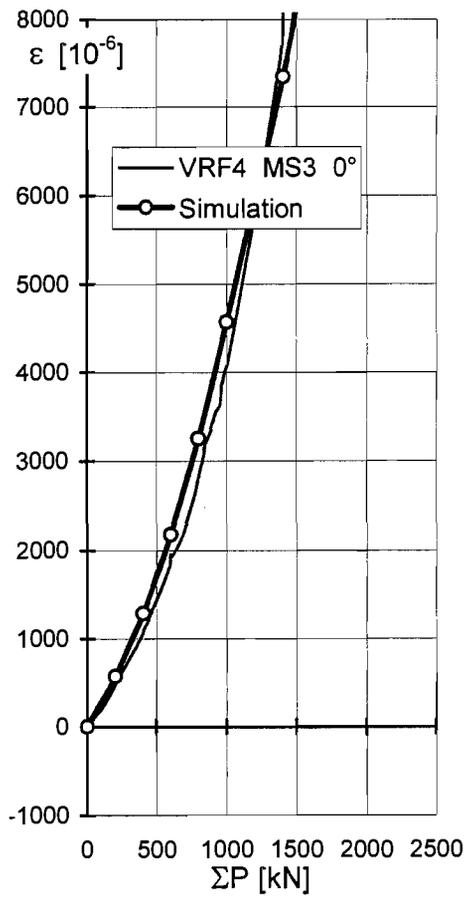
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschraube 11 des Prüfkörpers VRF3

Anlage 8.19



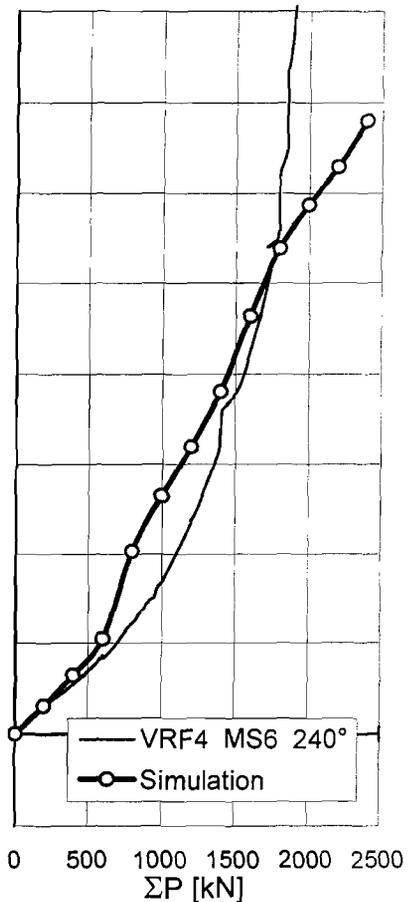
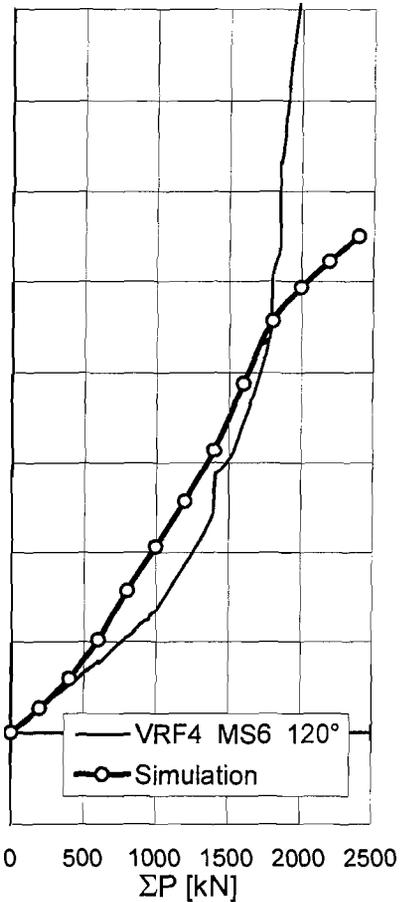
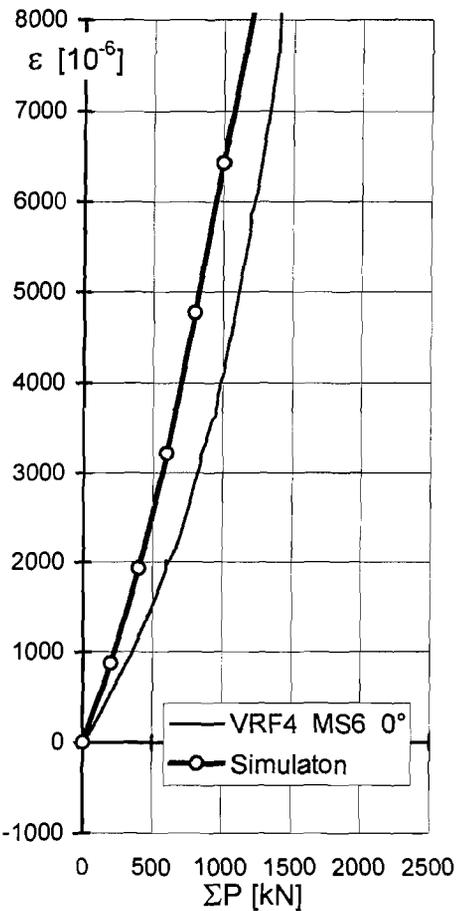
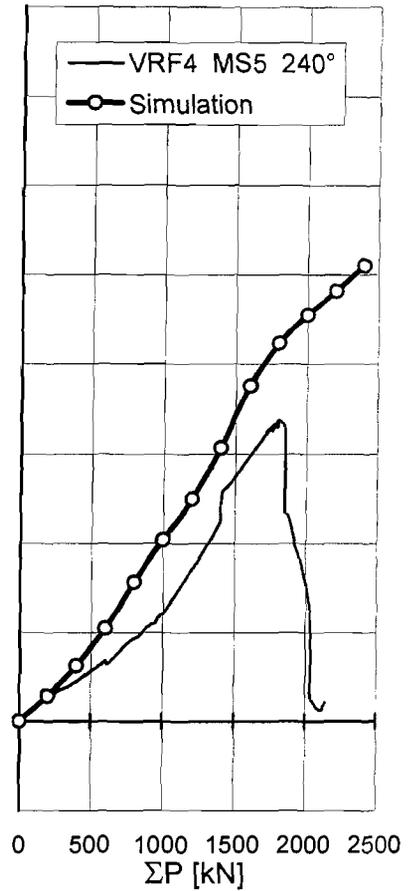
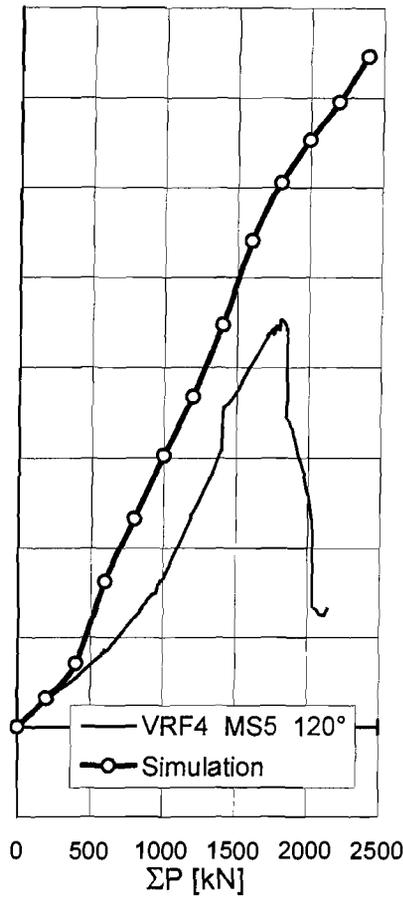
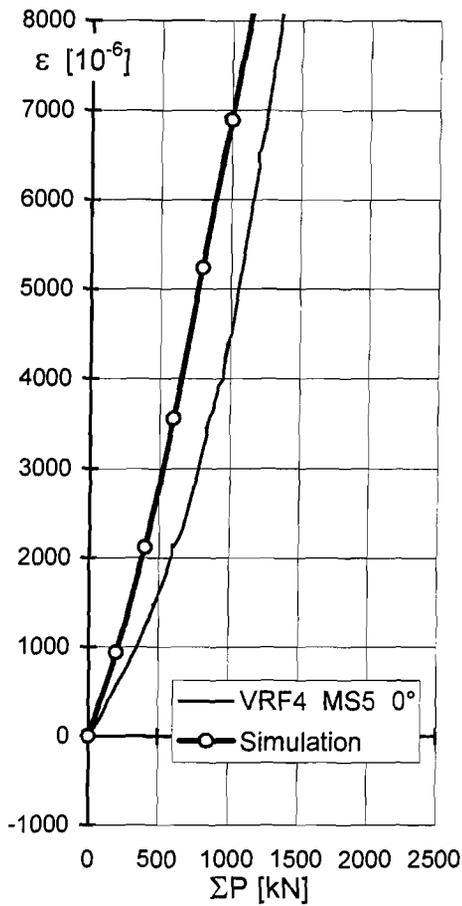
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 1 und 2 des Prüfkörpers VRF4

Anlage 8.20



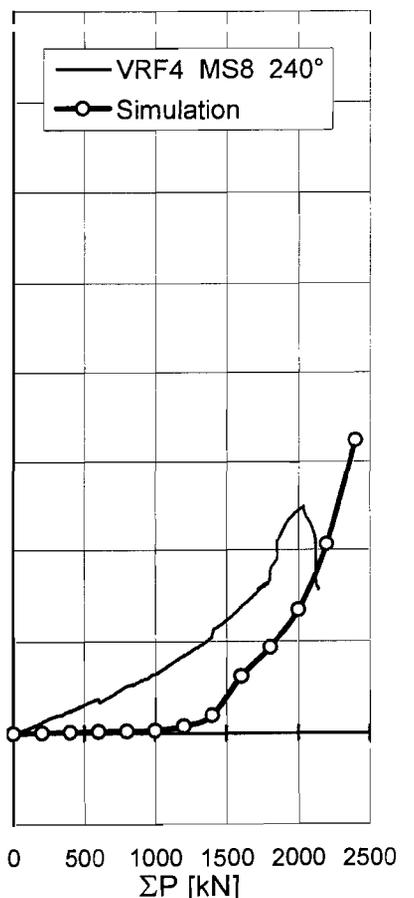
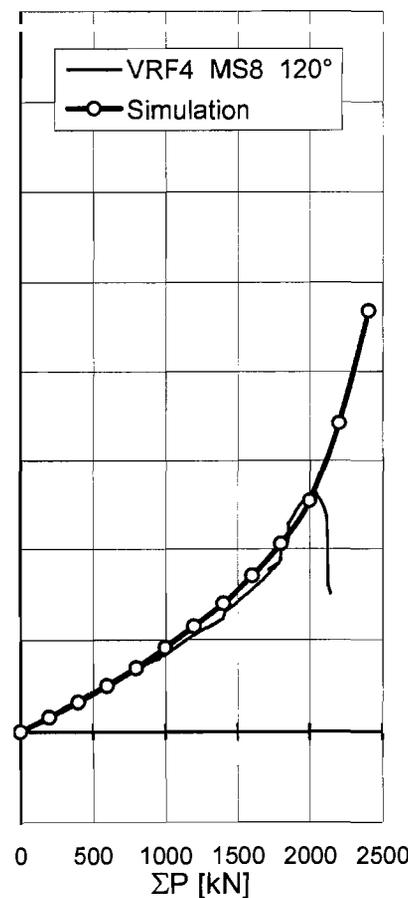
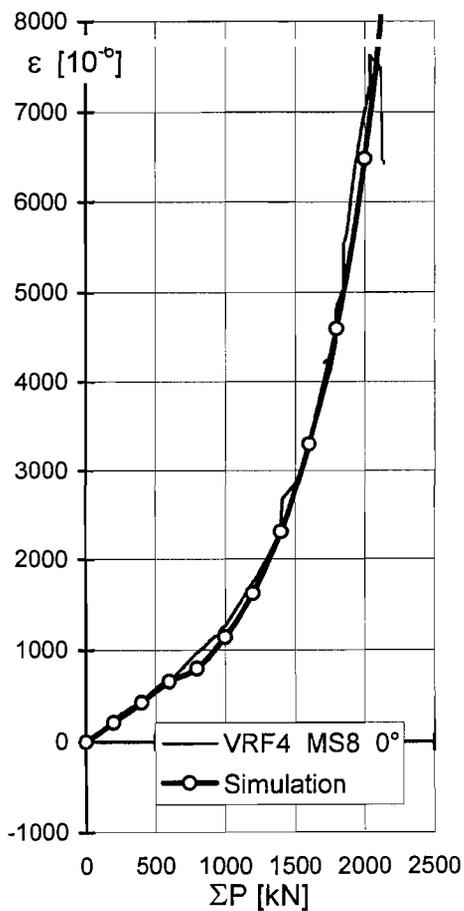
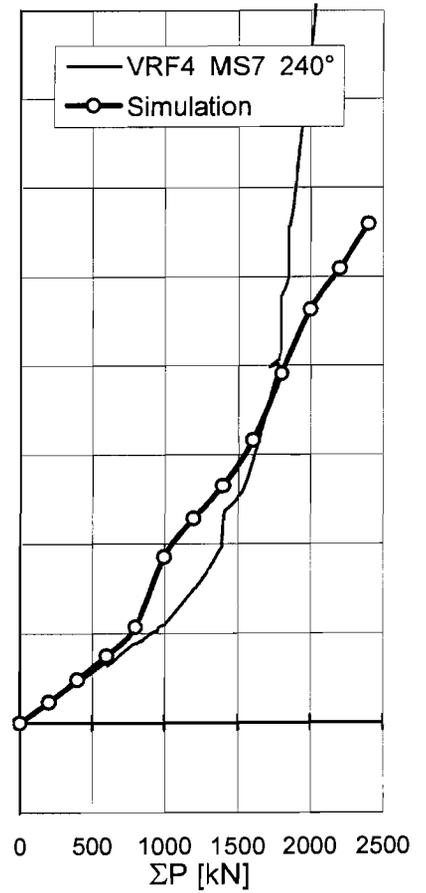
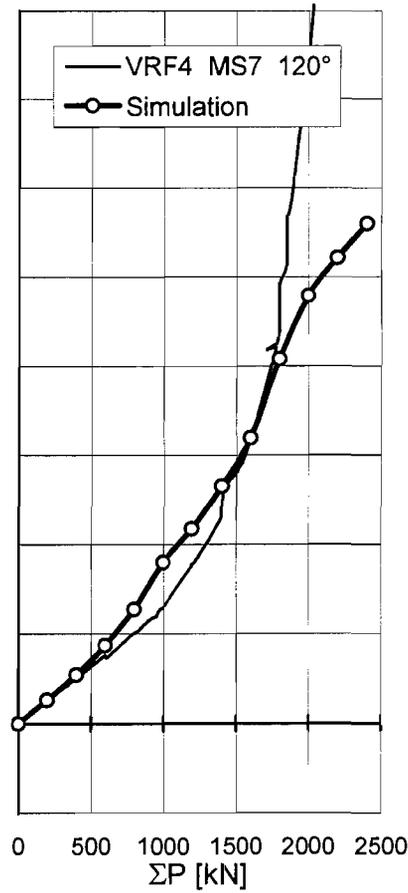
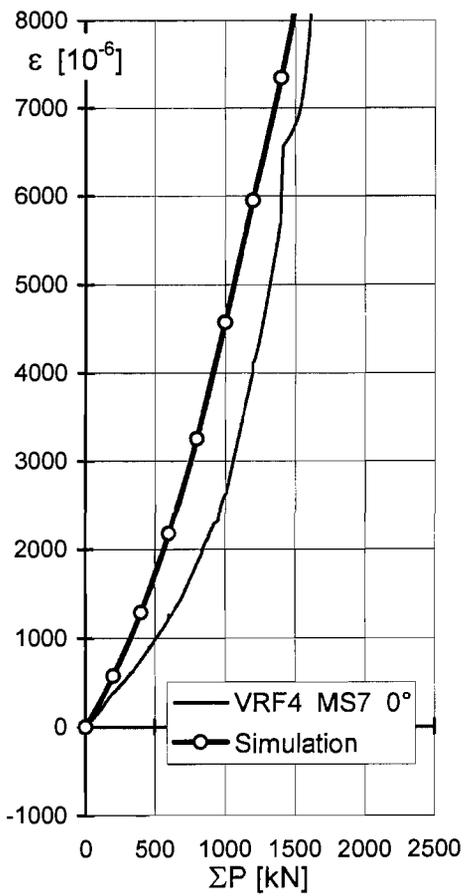
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 3 und 4 des Prüfkörpers VRF4

Anlage 8.21



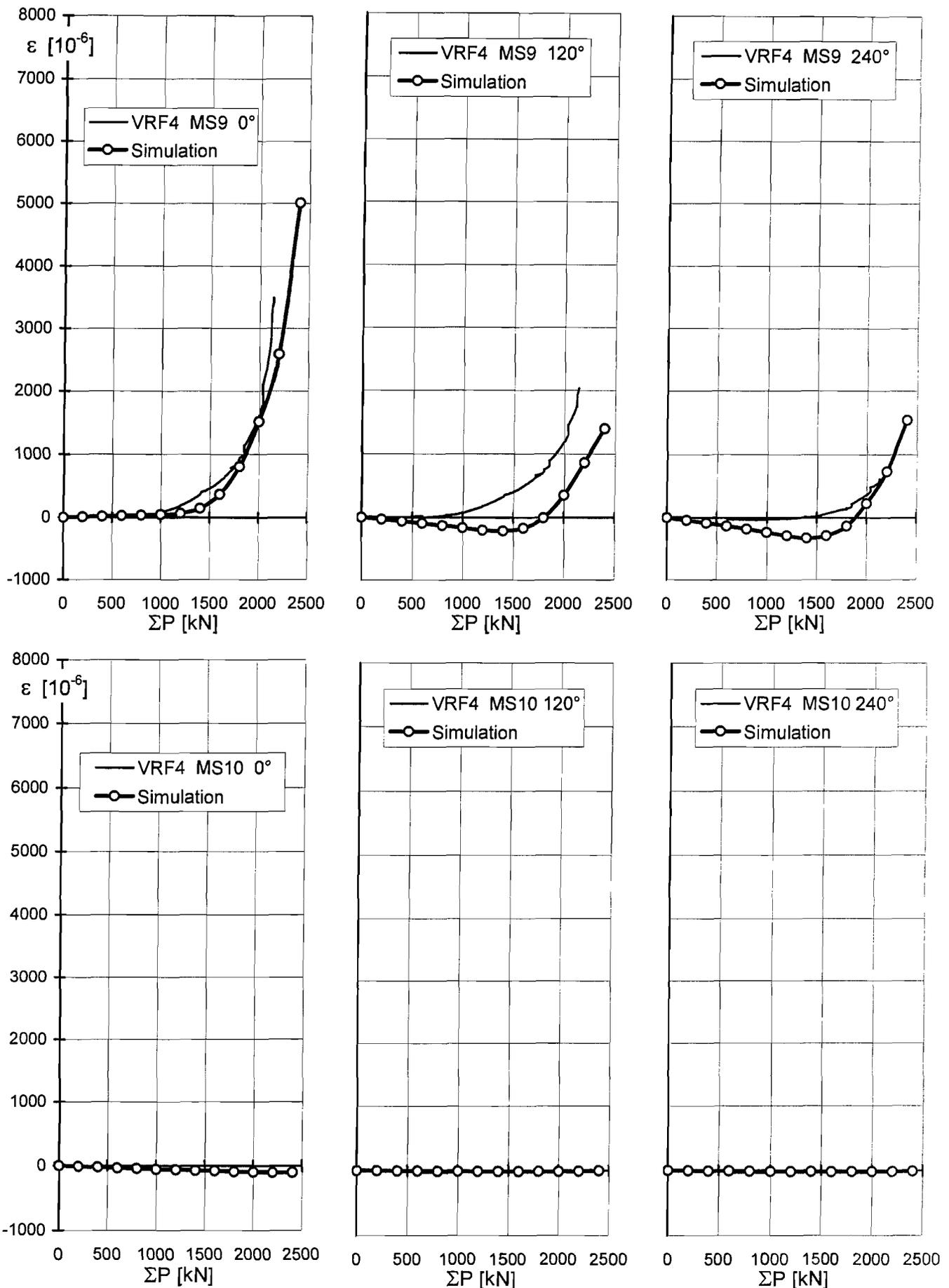
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 5 und 6 des Prüfkörpers VRF4

Anlage 8.22



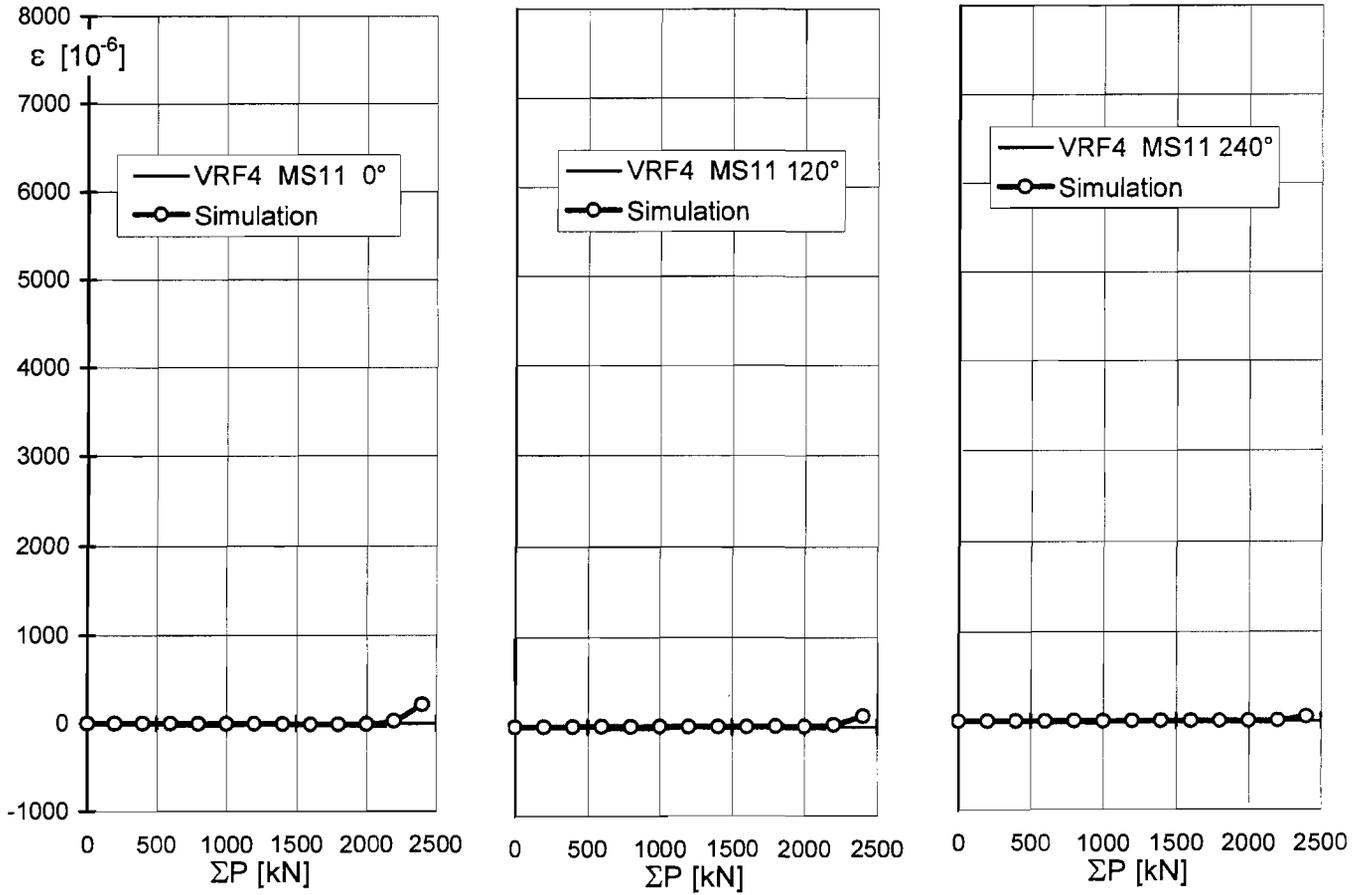
Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schraubbereich der Messschrauben 7 und 8 des Prüfkörpers VRF4

Anlage 8.23



Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschrauben 9 und 10 des Prüfkörpers VRF4

Anlage 8.24



Vergleich Experiment - Numerische Simulation für die Oberflächendehnungen im abgedrehten Schaftbereich der Messschraube 11 des Prüfkörpers VRF4