

Dr.-Ing. Harald Purper, Ulm/Donau

**Experimentelle und numerische Untersuchung des
Relaxationsverhaltens von Rohrflanschverbindungen**

ISSN 0721-4529

Herausgeber
Staatliche Materialprüfungsanstalt (MPA) Universität Stuttgart
Direktor: O. Professor Dr.-Ing. habil. Eberhard Roos

Experimentelle und numerische Untersuchung des Relaxationsverhaltens von Rohrflanschverbindungen

Von der Fakultät Energietechnik der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Harald Purper, geboren in Ulm

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. E. Roos

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche

Tag der mündlichen Prüfung: 31. Januar 2002

2002

Staatliche Materialprüfungsanstalt (MPA) Universität Stuttgart

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Staatlichen Materialprüfungsanstalt (MPA) Universität Stuttgart.

Dem Direktor der Staatlichen Materialprüfungsanstalt, Herrn Prof. Dr.-Ing. E. Roos, gilt mein besonderer Dank für die großzügige Förderung der Untersuchungen. Herzlich danken möchte ich ebenso Herrn Professor Dr.-Ing. B. Bertsche für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Mitberichtes.

Herrn Dr.-Ing. K. Maile habe ich für viele anregende Diskussionen und Hinweise besonders zu danken. Dankbar bin ich auch allen anderen Kolleginnen und Kollegen an der MPA Stuttgart, besonders den Mitarbeitern der Abt. Warmfestigkeit, die mir bei der Durchführung der Untersuchungen behilflich waren.

Der deutschen Turbinenindustrie danke ich für die Bereitstellung der Versuchswerkstoffe und –flansche sowie den vielen Diskussionen und Anregungen.

Die Untersuchungen wurden mit finanzieller Unterstützung des Bundesminister für Wirtschaft (AiF-Nr. 8198 und 8532), der deutschen Turbinenindustrie, dem VGB (Technische Vereinigung der Großkraftwerksbetreiber) sowie der DECHEMA (Deutsche Gesellschaft für Chemisches Apparatewesen, Chemische Technik und Biotechnik e.V.) durchgeführt. Auch hierfür bedanke ich mich.

Leonberg, im März 2002

Harald Purper

Kurzfassung

Um Rohrflanschverbindungen im Hochtemperaturbereich sicher auslegen- und überwachen zu können, ist ein detailliertes Wissen ihres Relaxationsverhaltens nötig. Aufgrund der Wechselwirkung zwischen dem Verformungsverhalten des Flanschkörpers, der Schrauben und der Dichtung ist die Bestimmung der Spannungsverteilung in einer Flanschverbindung äußerst komplex.

Zur Absicherung konstruktiver Gestaltungsrichtlinien für Rohrflanschverbindungen wurden drei, in Werkstoff und geometrischer Gestaltung unterschiedliche Modellflanschverbindungen (Maßstab 1:2,5) unter Innendruck (55 bar) experimentell untersucht. Bei den Experimenten wurde das Verformungsverhalten der Flanschkörper sowie die Restspannung der Schrauben on-line mittels kapazitiver Hochtemperatur-Wegaufnehmer sowie durch Messungen bei Versuchsende bestimmt.

Zusätzlich wurden für alle drei Flanschverbindungen analytische Untersuchungen auf der Basis der Finiten Elemente Analyse (FEM) durchgeführt. In den Berechnungen wurde das elastisch-viskoplastische Materialverhalten in Form von Kriechgesetzen berücksichtigt.

Es ergab sich eine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen experimentellen Ergebnissen und den Berechnungen, die zeigten, daß die FEM eine verlässliche Methode ist, um das Langzeitverhalten von Rohrflanschverbindungen bestimmen zu können.

Summary

For the design and supervising of pipe flange connections used in high temperature plant, detailed knowledge about their relaxation behaviour is required. Due to the interaction between the deformation of flange cast, bolts and gasket and the different time dependent material behaviour of the components, the determination of the stress on a flange connection is very complex.

To determine the real time dependent behaviour of pipe flange connections and the reduction of the remanent stress in the bolts, three different types (in terms of material (12 Cr, 1 Cr, 1.25 Cr) and design (i.e. gasket)) experimental and numerical investigations on pressurized (55 bar) model pipe flange joints (scale 1:2,5) had been carried out.

The flanges were soaked at 530 °C resp. 550 °C up to total test time of 13 000 h. After soaking, the flanges were dismantled at room temperature. The elastic remaining strain of all bolts was determined by measuring the distance between the end faces of the bolts before and after the joints were opened. Additionally the plastic deformation of the bolts and the flange cast was determined.

Additionally analytical investigations were carried out by means of inelastic finite element analysis (FEM). In the calculations the elastic-viscoplastic materials behaviour was described using a constitutive model based on three parameters: a uniaxial creep law describing the uniaxial creep and/or relaxation curves, a “flow rule” for multi-axial conditions and a hardening rule for prescribing the specific manner in which the formulation applies to variable stress conditions.

A suitable coincidence between both, experimental and numerical results could be achieved and the FEM could be established as a suitable, reliable tool to determine the time dependent behaviour of pipe flange connections as long as the creep law is able to describe the time dependent material behaviour in the stress range observed in the flange joints.

A comparison of the investigations results in a remanent stress of the 12Cr-steel flange quite beneath the other ones. Additionally the reduction of the remanent stress occurs much faster at the beginning of soaking. After a service inspection the pipe flange was reassembled and soaked again. During this second experimental stage much higher remanent stresses in the bolts could be observed. Together with the FE-calculations this could be traced back to material effects.

For the 1Cr-flange the loss of the remanent stress was mainly due to the deformation of the flange but not on the relaxation of the stress in the bolts as it was the case for the 1.25Cr pipe flange.

Inhaltsverzeichnis

1	Wissenschaftliche Problemstellung	1
2	Stand der bisherigen Forschung	4
2.1	Relaxationsverhalten von Proben und Schrauben	6
2.2	Relaxationsverhalten von realen Flanschen	7
2.3	Berechnung von Rohrflanschverbindungen	9
3	Versuchswerkstoffe	12
4	Experimentelle Arbeiten	16
4.1	Flanschverbindungsmodelle	16
4.2	Versuchdurchführung	22
4.2.1	<i>Vorspannen der Flansche</i>	22
4.2.2	<i>Instrumentierung und Auslagerung</i>	25
4.2.3	<i>Demontage</i>	28
4.3	Begleitende Untersuchungen	30
4.4	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	34
4.5	Vergleich der experimentellen Ergebnisse	68
5	Theoretische Arbeiten	76
5.1	Zielsetzung	76
5.2	Modellierung nach der Methode der Finiten-Elemente	76
5.3	Verwendete Stoffgesetze	81
5.3.1	<i>Kriechgesetze aus Zeitstandkurven</i>	81
5.3.2	<i>Kriechgesetze aus Relaxationsversuchen</i>	94
5.4	Ergebnisse der numerischen Analysen	100
5.5	Zusammenfassung der numerischen Analysen	120
5.	Zusammenfassung	124
6.	Literatur	126

Nomenklatur

Verwendete Formelzeichen

A		Bruchdehnung
B		Konstante im Kriechgesetz nach Norton-Bailey
E	MPa	Elastizitätsmodul
F_{A,p_i}	N	Durch den inneren Überdruck hervorgerufene Kraft in axialer Richtung
F_{R,p_i}	N	Durch den inneren Überdruck hervorgerufene Kraft in radialer Richtung
F_S	N	Schraubenkraft
F_{U,p_i}	N	Durch den inneren Überdruck hervorgerufene Kraft in Umfangsrichtung
F_z	N	Axiale Zusatzkraft
m		Konstante im Kriechgesetz nach Norton-Bailey
M_A	Nm	Axiales Zusatzmoment
n	-	Norton'sche Konstante
p_i	MPa	Innendruck
p		Konstante im Werkstoffgesetz nach Kloos bzw. Kastl
q		Konstante im Werkstoffgesetz nach Kloos, bzw. Kastl
Q		Konstante
R	mm	Außenradius
r	mm	Innenradius
r		Konstante im Werkstoffgesetz nach Kloos bzw. Kastl
$R_{p0,2}$	MPa	0,2 % Dehngrenze
R	MPa	Zug- bzw. Zeitstandfestigkeit
s		Konstante im Werkstoffgesetz nach Kloos bzw. Kastl
T	°C	Temperatur
t	h	Zeit
$x_{1,\dots,n}$		Konstanten in den Kriechgesetzen, $f(\sigma, T)$
Z	%	Brucheinschnürung

ε_a	-	Axialdehnung
ε_c	-	Einachsige Kriechdehnung, $f(\sigma_0, t, T)$
ε_r	-	Radialdehnung
ε_u	-	Umfangsdehnung
ε_v	-	Vergleichsdehnung nach von Mises
ε_{vc}	-	Vergleichskriechdehnung nach von Mises
ε_0	-	Ausgangsdehnung
$\dot{\varepsilon}$	-	Kriechdehnrate
$\dot{\varepsilon}_{vc}$	-	Vergleichskriechdehnrate
ν	-	Querdehnung
μ	-	Reibungsbeiwert
σ_a	MPa	Axialspannung
σ_r	MPa	Radialspannung
σ_u	MPa	Umfangsspannung
σ_0	MPa	Ausgangsspannung, $t = 0$
$\sigma_{1, \dots, n}$	MPa	Spannung unterschiedlicher Höhe
σ_v	MPa	Vergleichsspannung nach von Mises
σ_{ij}		Spannungsdeviator

1 Wissenschaftliche Problemstellung

Flansche stellen im Kraftwerks-, Anlagen- und Apparatebau ein unverzichtbares Konstruktions- und Funktionselement dar. So werden zum Beispiel Hochdruck- und Mitteldruckeinströmleitungen von Dampfturbinen mit einer lösbaren Flanschverbindung zwischen Ventil- und Turbinengehäuse versehen, um im Falle von Revisionen oder Reparaturen eine leichtere Demontierbarkeit zu ermöglichen. Auch im Apparatebau treten ähnliche Rohrflanschverbindungen auf.

Die Betriebstemperatur der Flansche orientiert sich an der Mediumstemperatur, die in bestehenden Kraftwerken z. Z. bei Verwendung herkömmlicher Stähle bei maximal 565 °C liegt. Die entsprechende Metalltemperatur der Flansche beträgt dann ungefähr 530 bis 550 °C. In diesem Temperaturbereich treten werkstoffabhängige Kriechdehnungen sowohl in den Verbindungselementen als auch im Flanschkörper auf. Beeinflusst von Konstruktion und Belastung können diese plastischen Verformungen ein Stülpen der Flanschteller und/oder die Relaxation der Flanschschrauben, d.h. einen Abbau der in den Schrauben wirkenden Spannungen durch die Umlagerung elastischer Dehnungen in plastische Dehnungen, bewirken. In der Regel überlagern sich beide Verformungsmechanismen und führen gemeinsam zu einer Verminderung der für die Dichtheit und die Übertragbarkeit von Rohrkräften erforderlichen Vorspannkraft. Die Beurteilung des zeitabhängigen Verhaltens von Flanschverbindungen wird erschwert durch die komplexe Wechselwirkung zwischen Flanschkörper und Schraube, wobei folgende wesentliche Einflußgrößen beachtet werden müssen:

- Steifigkeitsverhältnisse,
- Rückfederung der verspannten Teile,
- unterschiedliches Werkstoffverhalten,
- Verformung der belasteten Gewindegänge von Schraube und Mutter,
- Glättung von Oberflächenrauigkeiten in allen belasteten Kontaktflächen (Setzeffekte).

Charakteristisch für die allgemein mit „Relaxationsverhalten“ bezeichneten Vorgänge in der Flanschverbindung ist der unmittelbar nach Belastungsaufbringung einsetzende Abbau der Vorspannung. Mit zunehmender Zeitdauer schwächt sich dieser Vorgang deutlich ab. Um aus Versuchen Aussagen über das Langzeitrelaxationsverhalten (das i. allg. im Bereich oberhalb 100 000 h liegt) zu gewinnen, werden grafische und rechnerische Verfahren verwendet.

Bei der Auslegung von Flanschverbindungen, die im erhöhten Temperaturbereich betrieben werden, sind zur Berücksichtigung der Relaxation und Werkstoffauswahl folgende wesentliche Randbedingungen zu beachten:

- Betriebstemperatur,
- Dampfdruck,
- Anfangsdehnung,
- Revisionsintervall, d.h. Zeit bis zum Nachspannen oder Austausch.

Im Kraftwerks- und Anlagenbau sind derzeit Revisionszeiten von mind. fünf Jahren Betriebsdauer üblich. Durch die Forderung nach längeren Revisionszeiten gewinnt das Langzeitverhalten zunehmend an Bedeutung. Die Regelwerke, z. B. die DIN 2505, die bislang für die Berechnung von Rohrflanschverbindungen herangezogen werden, berücksichtigen jedoch das spezifische kriechbedingte Deformationsverhalten, insbesondere des Flansches nicht ausreichend.

Bedingt durch zu häufige Revisionen führt wiederholtes Nachspannen zunächst infolge von Verfestigungsvorgängen, günstiger werdender Spannungsverteilung zwischen Schrauben- und Mutterngewinde sowie abnehmender Kriechgeschwindigkeit (bis zum Erreichen des sekundären Kriechbereiches) zu höheren Restklemmkraften nach bestimmten Betriebszeiten bzw. bewirkt ein Vergrößern der Zeitintervalle bis zum Erreichen der gleichen Restklemmkraft. Häufiges Nachspannen der Schraubenverbindungen führt verstärkt zu einer Akkumulation von Kriechdehnungen, die, bei ungünstiger Gestaltung, im Übergangsbereich von Flanschteller zum konischen Hals zu Anrissen (Bild 1.1) führen können. Nach mehreren Nachziehvorgängen können sich dann kleinere Restklemmkraften bzw. kürzere Zeitintervalle einstellen, die mit der zunehmenden Kriechgeschwindigkeit im tertiären Kriechbereich erklärt werden können. Die Höhe der aufsummierten Dehnung (Grenzdehnung) bei der sich eine Entfestigung bemerkbar macht, ist abhängig von:

- Werkstoff,
- Revisionszeit,
- Temperatur,
- Anfangsdehnung,
- konstruktive Ausführung der Flanschverbindung.

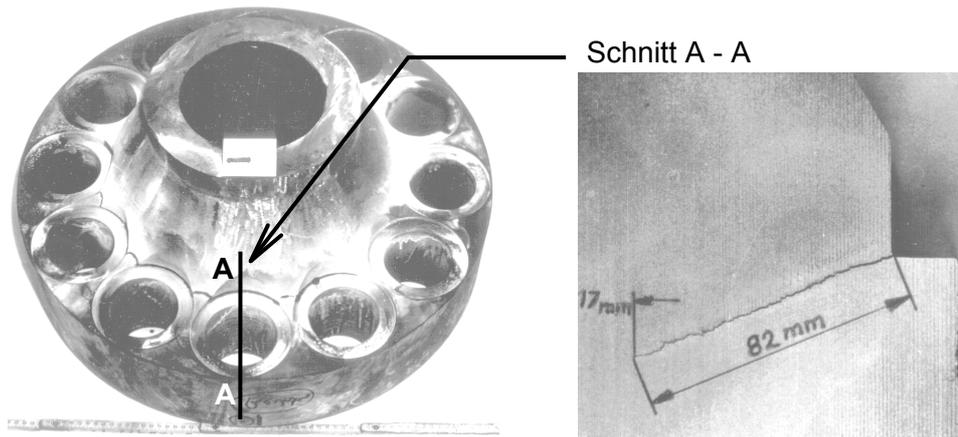


Bild 1.1: Anrißbildung an einem Rohrflansch.

Aufgrund der komplexen Wechselwirkungen zwischen Flanschkörper und Verbindungselementen ist eine genaue Bestimmung des Relaxationsverhaltens realer Schraubenverbindungen nur mit Hilfe einer, die realen Beanspruchungsbedingungen simulierenden Versuchsanordnung möglich. Derartige Versuche müssen sich aus wirtschaftlichen Gründen auf besondere Ausnahmefälle beschränken, bilden jedoch eine wesentliche Verifizierungsgrundlage für die numerische Ermittlung des Bauteilverhaltens auf der Basis inelastischer Finite Elemente-Berechnungen.

Die allgemeinen Zielsetzungen der Untersuchungen lassen sich daher wie folgt umreißen:

- Ermittlung des lokalen und integralen Verformungszustandes eines realen Rohrflansches in Anlehnung an die Praxis, aber unter verschärften Bedingungen (höhere Temperatur).
- Überprüfung der praktischen Anwendbarkeit von FE-Berechnungen mit nichtlinearen, zeitabhängigen Werkstoffgesetzen für warmgehende Rohrflanschverbindungen bei Innendruck.

2 Stand der bisherigen Forschung

Die Funktionsfähigkeit einer Schraubenverbindung kann durch hohe Temperaturen beeinträchtigt werden. Diese Beeinträchtigung wird hervorgerufen durch temperaturbedingte Änderungen der mechanischen und physikalischen Werkstoffeigenschaften wie:

- Festigkeits-, Duktilitäts- und Zähigkeitskennwerte,
- Elastizitätsmodul,
- Thermischer Ausdehnungskoeffizient,
- Wärmeleitfähigkeit.

Bei der Auslegung von Schraubenverbindungen im Hochtemperaturbereich sind besonders die unterschiedlichen thermischen Ausdehnungen der zu verspannenden Teile sowie die Zeitabhängigkeit der mechanischen Eigenschaften der verwendeten Werkstoffe zu berücksichtigen. So kann eine Vorspannkrafterhöhung infolge unterschiedlicher Wärmedehnung von Schrauben- und Flanschwerkstoff oder gefügebedingter Werkstoffkontraktion zu einer Überbeanspruchung der Schraube (Plastifizierung oder Bruch) oder eines verstärkten Stülpen des Flanschtellers und damit einer Anrißbildung am Übergang zum Flanschrohr führen. Andererseits können Kriechvorgänge einen erheblichen Abbau der Montagevorspannkraft durch Relaxation bewirken.

Kontinuumsmechanisch wird unter dem Vorgang der „Relaxation“ eine Umlagerung elastischer Verformungen in plastische Verformungen bei vorgegebener, konstanter Gesamtverformung mit gleichzeitigem Abbau der die elastischen Verformungen verursachenden Spannungen verstanden. Im Bereich erhöhter Temperaturen können für diese Umwandlung Erholungsvorgänge in der Mikrostruktur und Kriechvorgänge verantwortlich gemacht werden. Die Mechanismen dieser Kriechvorgänge sollten allerdings nicht mit denen von Langzeitkriechen unter konstanter Last gleichgesetzt werden, da zu Beginn der Relaxation die Verformungsgeschwindigkeit $\dot{\epsilon}$ bedeutend größer ist als die Kriechgeschwindigkeit im Zeitstandversuch. Das Ausmaß der Relaxation ist werkstoff-, zeit-, temperatur- und lastabhängig.

Obwohl bereits Anfang des Jahrhunderts von Troughton, 1904, erste Versuche zur Bestimmung des Relaxationsverhaltens von Blei durchgeführt wurden, ist das Relaxationsverhalten warmfester Kraftwerksbaustähle im Gegensatz zum Zeitstandverhalten bis heute relativ wenig untersucht worden. Eine Zusammenfassung der hierzu gemachten Arbeiten kann u.a. den Arbeiten von Erker und Mayer, 1973, sowie Branch et. al., 1974 entnommen werden.

Um eine langlebige und sichere Konstruktion hochbeanspruchter Schraubenverbindungen in warmgehenden Komponenten des Kraftwerks- und Anlagenbaus sicher-

stellen zu können, werden von den verwendeten Werkstoffen folgende besondere Eigenschaften verlangt:

- Die Streckgrenze soll sowohl bei Raumtemperatur als auch bei Betriebstemperatur möglichst hoch sein. Der Werkstoff soll dabei im gesamten Temperaturbereich über eine genügende Zähigkeit verfügen, um die Gefahr eines Versagens durch Sprödbbruch auszuschließen.
- Der Relaxations- und Kriechwiderstand soll möglichst groß sein, um einen zu starken Abbau der Klemmkraft und der damit verbundenen Gefahr auftretender Undichtigkeiten zu vermeiden.

Die experimentelle Ermittlung der Relaxationseigenschaften eines Werkstoffes kann auf verschiedene Arten erfolgen. Als wesentliche Versuchsdurchführungen können angeführt werden:

- Relaxationsversuche an glatten oder gekerbten Rundzugproben in servo-elektrischen (oder -hydraulischen) Maschinen, (AGW/AGH).
Bei diesen Versuchen wird die Restspannung bei konstanter Dehnung kontinuierlich über der Zeit gemessen. Aufgrund des hohen meßtechnischen Aufwandes und der damit verbundenen hohen Kosten sind diese Versuche meist auf relativ kurze Zeiten im Bereich weniger tausend Stunden beschränkt.
- Relaxationsversuche an Schraubenverbindungsmodellen, (SEP 1260).
Zur besseren Anpassung an die Praxis werden dabei Schraubenbolzen in Hohlzylindern verspannt. Die Zylinder besitzen - zur Anpassung an die realen, praktischen Ausführungen im Dampfturbinenbau - einen, im Vergleich zur Schraube, relativ großen Querschnitt. Die Restspannung in den Modellen wird nur zu konkreten Zeitpunkten durch Messen der elastischen Rückdehnung der Schrauben beim Lösen der Verbindung ermittelt. Für jeden Versuchspunkt (Zeitpunkt) wird dabei ein Modell benötigt.

Während die Versuche an glatten Stäben vor allem Aufschluß über den Zeit- und Temperatureinfluß sowie über die Auswirkungen unterschiedlicher Ausgangsspannungen geben, lassen die Versuche an Schraubenverbindungsmodellen zusätzlich den Einfluß des Gewindes, des Flanschquerschnitts (Steifigkeitsverhältnisse), der Auflageflächen und des Mutterwerkstoffes erkennen.

2.1 Relaxationsverhalten von Proben und Schrauben

Ein Vergleich zwischen glatten Stäben und Schraubenverbindungsmodellen wird in KEG, 1989 durchgeführt. Dabei zeigte sich, daß die Versuche mit glatten Stäben und Schraubenverbindungsmodellen im wesentlichen zu den selben Resultaten führen. Bis zu einer Versuchsdauer von etwa 10 000 h weisen Schraubenverbindungsmodelle etwas niedrigere Restspannungen auf, als Versuche mit glatten Stäben unter einachsiger Zugbeanspruchung, da vor allem in der Anfangsphase bei den Modellversuchen das reine Werkstoffverhalten von Setzerscheinungen und primärem Kriechen im Gewinde der Schraubenbolzen überdeckt wird (Day und Ferguson, 1966). Mit zunehmender Versuchsdauer nähern sich die aus Schraubenmodellen bzw. glatten Stäben ermittelten Restspannungen einander an. Bei Schraubenverbindungsmodellen mit wirklichkeitsgetreuen Abmessungen werden höhere Werte der Restspannung ermittelt als bei Modellen in verkleinertem Maßstab, bei denen infolge der größeren Steifigkeit eine entsprechend geringere elastische Rückwirkung zur Geltung kommt.

Eine wesentliche Frage betrifft das Relaxationsverhalten nach einem Nachspannen der Schraubenverbindungen. Versuchsergebnisse von Relaxationsversuchen wurden von Tanaka und Ohba, 1984 veröffentlicht. Darin wird auch ein Rechenansatz für die Restspannung in Abhängigkeit von Temperatur und Zahl der Entlastungen gegeben. Es fehlt hier allerdings ein versuchsmäßiger Beleg für betriebsrelevante lange Intervalle.

Von Maile et. al, 1994 wurden Langzeituntersuchungen mit bis zu 45 000 h Versuchsdauer an Schraubenverbindungsmodellen aus typischen warmfesten Schrauben- und Flanschwerkstoffen des Kraftwerks- und Anlagenbaus im Temperaturbereich von 350 bis 700 °C durchgeführt. Versuche an Modellen aus 21 CrMoV 5 11 und X 22 CrMoV 12 1 mit und ohne Betriebsvorbeanspruchung zeigten keinen signifikanten Einfluß einer Vorbeanspruchung auf das Relaxationsverhalten. Ebenso wenig zeigten Anlaßglühungen von betriebsbeanspruchtem Material einen positiven Effekt hinsichtlich des Relaxationsverhaltens. Diese Aussagen sind jedoch vor dem Hintergrund der Werkstoffstreuung bzw. des Chargeneinflusses im Kriechbereich noch zu quantifizieren. Vergleichend wurden auch Versuche an glatten Stäben durchgeführt. Dabei zeigte sich, daß im praxisrelevanten Langzeitbereich nur geringe Unterschiede zwischen Modellversuchen und Versuchen an glatten Stäben vorliegen, die auf die unterschiedlichen Beanspruchungsbedingungen und auf die Auswirkung der im Kurzzeitbereich dominanten Einflüsse, wie inhomogene Spannungsverteilung und lokale Verformungen an den Kontaktflächen zwischen Muttern und Flansch und im Gewinde zurückgeführt werden können. Durch begleitend durchgeführte Finite-Elemente-Berechnungen wurde dieser Sachverhalt bestätigt. Dabei wurde eine relativ gute Übereinstimmung zwischen den errechneten und den expe-

rimentell ermittelten Werten festgestellt. Zusätzlich wurden auch Versuche mit periodischem Nachspannen durchgeführt. Das Nachspannen führte in Verbindung mit einer Akkumulation der bleibenden Dehnung auf Werte $> 1\%$ zu einer Erhöhung der Restspannung um bis zu 80 %. Nach Erreichen einer „Grenzdehnung“ zeigte sich allerdings ein steiler Abfall der Relaxationsfestigkeit. Dies steht im Einklang mit den von Branch et al, 1973 gefundenen Ergebnissen.

Wie u.a. von Czeratzki et. al, 1985 gezeigt wurde, liegt die Problematik bei zu häufigem Nachspannen darin, daß immer wieder die Ausgangsdehnung an der Schraube eingestellt wird und damit durch die sich akkumulierenden bleibenden Dehnungen in den thermisch hochbeanspruchten Zonen die für den Werkstoff kritische „Grenzdehnung“ schneller erreicht wird. Diese Grenzdehnung ist heute die lebensdauerbestimmende Größe, nachdem durch die Entwicklung von Schraubenwerkstoffen mit hohem Zeitstandverformungsvermögen vorzeitige Brüche im Gewinde weitgehend ausgeschlossen wurden. Das bedeutet, daß die Lebensdauer einer Schraube durch (aufgrund noch unbefriedigender Kenntnisse über die Restspannung) zu häufig durchgeführte Revisionen deutlich verringert wird.

Zusätzlich zu den Relaxationsuntersuchungen wurde auch versucht, z.B. von Robinson, 1955, Taira et al, 1964 und de Strycken, 1963, das Entspannungsverhalten glatter Stäbe rechnerisch über im Zeitstandversuch ermittelte Kriechkurven zu erfassen. Übereinstimmend geht aus allen Veröffentlichungen hervor, daß durch eine Zunahme von Temperatur und Zeit, durch schlecht bearbeitete Auflageflächen und durch einen gegenüber dem Schraubenwerkstoff minderwertigeren Mutterwerkstoff die Vorspannung rascher abgebaut wird.

2.2 Relaxationsverhalten von realen Flanschen

Bereits in den 30er Jahren wurden in Großbritannien Versuche an Rohrflanschverbindungen durchgeführt (Tapsell, 1939) um das reale Bauteilverhalten möglichst wirklichkeitsgetreu beschreiben zu können. In einem speziell aufgebauten Ofen konnten hier Modellflansche (Maßstab 1:2,5) geprüft werden. Dabei wurden die Modellverbindungen im Ofen verspannt und hydraulisch belastet. Mittels eines Spiegel-extensometers wurde die durch Relaxation verursachte, relative Verschiebung der Flansche aufgezeichnet. Über das Extensometer wurde zudem die Hydraulikpumpe automatisch gesteuert, so daß die Belastung der Flansche stets konstant über die gesamte Versuchsdauer war.

Die Untersuchung von realen Flanschverbindungen beschränkt sich derzeit auf das elasto-plastische Kurzzeitverhalten. Der Schwerpunkt dieser Arbeiten (z.B. Bartonicek, 1987) liegt dabei in der Erfassung der Abdichteigenschaften verschiedener Dichtungen und Dichtungswerkstoffe und der damit zusammenhängenden Ermitt-

lung der notwendigen Schraubenkräfte. Besonderes Augenmerk gilt derzeit der Entwicklung hochtemperaturfester, asbestfreier Dichtungen (z.B. Bazergui und Marchand, 1988).

Mit dem Aufkommen der Finite-Elemente-Rechnung wurden auch Flanschberechnungen mit solchen Programmen durchgeführt. Bei entsprechendem Aufwand kann die Berechnung der Dehnungen und Spannungen auch im elasto-plastischen Bereich erfolgen (Steimel, 1980). Durch sinnvolle Parameterstudien ist es möglich auch Spannungskategorien nach ASME zu berechnen. Die Probleme bezüglich der Abhängigkeit der Kräfte von der Elastizität aller Komponenten machen sich auch hierbei bemerkbar. Während die Berechnung der Beanspruchung durch die Schraubenkräfte im Einbauzustand noch übersichtlich ist, macht die Beanspruchung durch Innendruck und besonders durch zusätzliche Kräfte und Momente Schwierigkeiten, da die auf den Flansch wirkenden Kräfte sich nur aus dem Zusammenspiel aller beteiligten Elemente ergeben. Dabei ist die Kenntnis über deren Eigenschaften, insbesondere auch der Dichtung, die unumgängliche Voraussetzung für eine erfolgreiche Berechnung.

Die Berechnungsergebnisse stimmen mit den gemessenen Flanschbeanspruchungen unter Innendruckbelastung dann gut überein, wenn entsprechend Varga, 1981 die Verformung der Einzelteile ausreichend in die Berechnung einbezogen wird. Die Steifigkeiten der Einzelteile werden bei FE-Rechnungen jeweils auf den speziellen Kraftangriff bezogen ermittelt, wobei auch der Einfluß der unterschiedlichen Verformung des Flanschtellers und der zylindrischen Behälterwand unter Innendruck berücksichtigt wird. Gemäß dem Zusammenwirken der Einzelteile werden die Betriebskräfte berechnet und danach die Flanschbeanspruchung bestimmt.

Der Einsatz und die Möglichkeiten von weiterentwickelten FE-Programme wird von Pfeffer und Stegmeyer, 1982 gezeigt. Mit Hilfe einer dreidimensionalen linear-elastischen FE-Analyse wurden die Verformungen und Beanspruchungen der Deckel/Flansch-Verbindung eines Reaktordruckbehälters unter Vorspannkräften, Innendruck sowie Temperatur untersucht. Die Verformung der Einzelteile wurden bei der berücksichtigt.

Arbeiten, die sich mit der Berechnung des Relaxationsverhaltens von Flanschverbindungen befassen, die im Kriechbereich eingesetzt sind, liegen derzeit nicht vor. Messungen von Restspannungen an realen Gehäuseflanschverbindungen aus dem Dampfturbinenbau wurden von Mayer und Keienburg, 1980, Versuchsergebnissen an Schraubenmodellen gegenübergestellt. Dabei zeigte sich, daß die reale Flanschverbindung höhere Restspannungen aufweist als das Modell. Nach König et al., 1985 ist dies auf den Größeneinfluß und auf die Tatsache, daß reale Flanschverbindungen Temperaturgradienten aufweisen, zurückzuführen. Dennoch kann im Falle der steifen

Gehäuseflanschverbindung davon ausgegangen werden, daß im wesentlichen die Relaxationsvorgänge im Schraubenschaft sowie die Setzerscheinungen an Gewinde und Trennfugen eine Rolle spielen. Wie von Maile et al., 1994 gezeigt wurde, ist das Schraubenverbindungsmodell damit das geeignete Instrument die beschriebenen Phänomene zu untersuchen.

Deutlich verschieden ist dagegen das Verhalten von Rohrflanschen, bei denen auch die Verformungsfähigkeit der Flansche selbst zu berücksichtigen ist. Durch die Stül-
 pung der Flanschteller überlagert sich der Zugbelastung der Schraube eine Biegebe-
 anspruchung. In der Praxis findet man daher bei den Rohrflanschen - im Gegensatz
 zu Gehäuseflanschen - eher niedrigere Restspannungen als durch die Schrauben-
 verbindungsmodelle ermittelt. Untersuchungen zum langzeitigen Verformungsverhal-
 ten von Rohrflanschverbindungen liegen bisher nicht vor.

2.3 Berechnung von Rohrflanschverbindungen

An einer Rohrflanschverbindung können eine Vielzahl unterschiedlicher Kräfte wirken (Bild 2.3.1):

- Kräfte aus dem inneren Überdruck (in radialer ($F_{R,pi}$), tangentialer ($F_{U,pi}$) und axialer ($F_{A,pi}$) Richtung,
- Die Dichtungskraft F_D ,
- Die aus dem Rohrleitungssystem stammende axiale Zusatzkraft F_Z und Momente M_A ,
- Die zum Abdichten nötige Schraubenkraft F_S .

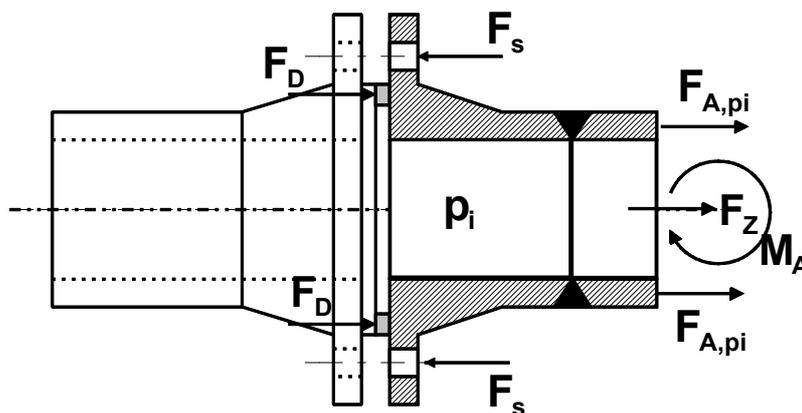


Bild 2.3.1: Schematische Darstellung der wirkenden Kräfte an einer Rohrflanschverbindung

Wie aus Bild 2.3.1 hervorgeht, ist die Dichtheit der Flanschverbindung nur dann gewährleistet, wenn die Summe der wirkenden äußeren Lasten kleiner ist als die zum Abdichten notwendige Kraft.

In der Vergangenheit haben sich im wesentlichen zwei grundsätzlich verschiedene Berechnungsmethoden für Flanschverbindungen durchgesetzt:

- Flanschberechnung nach Taylor-Forge, 1961,
- Traglastverfahren.

Die erste Methode wurde in den USA (ASME, 1992) und leicht modifiziert in Großbritannien (BS5500, 1991) genormt, während die zweite vor allem im deutschsprachigen Raum angewandt wird.

Ausgehend von den auf eine Flanschverbindung wirkenden Kräften wurden von Wölfel und Rabisch, 1975 und Wölfel, 1985 Berechnungsmethoden entwickelt, die nicht nur die Festigkeit der Flansche selbst, sondern auch die Dichtheit der Verbindung im Montagezustand und im Betriebszustand berücksichtigen. Diese Berechnungsformeln haben sich als TGL 32903/13 über zehn Jahre lang im Apparate- und Rohrleitungsbau bewährt.

Von Haenle, 1957, Schwaigerer, 1934 und Kreckel, 1961 sind Verfahren zur Berechnung der Spannungen einer Rohrflanschverbindung mit experimentell verifizierten empirischen Näherungsrechnungen auf der Basis plastischer Gelenke, durch die die plastische Dehnung an der höchstbeanspruchten Stelle begrenzt wurde, angegeben. Dieses Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Beanspruchung und Verformung (Flanschneigung) wurde in der DIN-Norm 2505, der VDI-Richtlinie 2230 und dem AD-Merkblatt B7 übernommen.

In Tabelle 2.3.1 sind die wesentlichen Merkmale der unterschiedlichen Normen gegenübergestellt. Ein detaillierterer Vergleich kann Weiß und Henrichsmeyer, 1994 entnommen werden.

	ASME	DIN 2505	TGL 32903/13
Berechnungsmodell für die Ermittlung der Kräfte	Ermittlung erforderlicher Schraubenkräfte auf der Grundlage der Dichtungseigenschaften	Ermittlung erforderlicher Schraubenkräfte auf der Grundlage der Dichtungseigenschaften	Kräfte werden aufgrund einer Verformungsbeurteilung an der realen Flanschverbindung ermittelt
Dichtungsbreite	Festlegung der effektiven Dichtungsbreite	Annahme der effektiven Dichtungsbreite	Ermittlung der effektiven Dichtungsbreite durch die Verformungsbeurteilung
zusätzliche Rohrlasten	--	Biegemoment und Axialkräfte	Biegemoment und Axialkräfte
Festigkeitsnachweis	elastische Festigkeitsanalyse	vereinfachte Traglastberechnung	erweiterte Traglastberechnung, Erfassung der realen Geometrie

Tabelle 2.3.1: Gegenüberstellung der verschiedenen Flanschberechnungsnormen.

Im Zuge einer vereinheitlichen Normung innerhalb der EG wurde auch versucht eine Berechnungsnorm aufzustellen, die für Flanschverbindungen aller Art gleich ist. 1990 wurde von der entsprechenden Arbeitsgruppe (CEN/TC74/WG10) ein erster Entwurf auf der Basis der TGL 32903/13 vorgelegt. Nach etlichen Veränderungen wurde im Herbst 1994 der Entwurf der Europäischen Norm prEN 1591 (PrEN1591, 1994) zur CEN-Umfrage vorgelegt. Ungefähr 60 % der neuen Norm entstammen der TGL 32903/13, ca. 20 % der DIN 2505. Die restlichen 20 % wurden neu entwickelt, wie z.B. die Korrektur der Kräfte bei fortschreitender Plastifizierung. Ebenso wie in der DIN oder der TGL wird die Tragfähigkeit der Verbindung mit der Traglast berechnet. Dabei erlaubt die Methode eine Nachrechnung einer vorgegebenen Konstruktion aber keine direkte Dimensionierung. Ein ausführlicher Vergleich zwischen prEN 1591 und DIN 2505 kann Wölfel, 1995 entnommen werden.

3 Versuchswerkstoffe

Für das Forschungsvorhaben wurden die in Tabelle 3.1 aufgeführten und für die Turbinenindustrie üblichen Werkstoffkombinationen für Flanschkörper und Verbindungselemente (Schrauben, Muttern, Dehnhülsen) ausgewählt.

Flansch	Werkstoff	
	Flanschkörper	Verbindungselemente
1	GS-17 CrMoV 5 11	21 CrMoV 5 7
2	GS-17 CrMoV 5 11	X 19 CrMoVNbN 11 1
3	GX-22 CrMoV 12 1	X 22 CrMoV 12 1

Tabelle 3.1: Werkstoffkombinationen der Modellflanschverbindungen.

Während die Flanschkörper speziell für das Vorhaben angefertigt wurden, konnten für die Schraubenwerkstoffe 21 CrMoV 5 7 und X 19 CrMoVNbN 11 1 die bereits von Maile et al., 1994 verwendeten Schmelzen verwendet werden. Lediglich für die Schrauben aus X 22 CrMoV 12 1 sowie die Muttern der anderen beiden Verbindungen mußte auf andere Chargen zurückgegriffen werden. Die Dehnhülsen für alle drei Verbindungen wurden aus der gleichen Schmelze wie die Schrauben hergestellt.

Die chemische Zusammensetzung aller verwendeten Schmelzen wird in Tabelle 3.2 angegeben. Sie entsprechen ebenso wie die mechanischen Eigenschaften (Tabelle 3.3) und den Wärmebehandlungen (Tabelle 3.4) den Vorgaben der DIN 17 240 und DIN 17 245.

In Tabelle 3.5 sind die verwendeten Wärmeausdehnungskoeffizienten aus DIN 17 240 und DIN 17 245¹ zusammengestellt. Tabelle 3.6 zeigt die verwendeten E-Moduli.

¹ Die DIN 17 245 wurde mittlerweile durch die DIN EN 10 213 ersetzt.

Werkstoff	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V	Nb	N	B	Al _{ges.}	Cu	W	Sn
21 CrMoV 5 7	1)	0.17	0.35	max.	max.	1.20/	0.65/		0.25/							
		0.25	0.85	0.035	0.035	1.50	0.80		0.35							
	3)	0.23	0.46	0.011	0.023	1.31	0.66	-	0.27	-	-	-				
X 22 CrMoV 12 1	1)	0.18/	0.30	max.	max.	11.0	0.80	0.30	0.25/							
		0.24	0.80	0.035	0.035	12.5	1.20	0.80	0.35							
	3)	0.215	0.56	0.02	0.006	11.1	0.82	0.80	0.28	0.02	-	-		0,03		
X 19 CrMoVNbN 11 1	1)	0.16	0.30	max.	max.	10.0/	0.50/	0.30/	0.10	0.15/	0.05/	max.				
		0.22	0.80	0.035	0.035	11.5	1.0	0.80	0.30	0.50	0.10	0.010				
	3)	0.21	0.63	0.021	<0.001	10.9	0.66	0.64	0.21	0.45	0.064	0.0017				
GS-17 CrMoV 5 11	2)	0.15/	0.30/	max.	max.	1.20/	0.90/		0.20							
		0.20	0.60	0.030	0.030	1.50	1.10		0.30							
	3)	0.18	0.50	0.013	0.008	1.33	0.97	-								
Schm.		0.20	0.45	0.014	0.009	1.37	0.91	-								
	2)	0.21 /	0.3 /	Max.	Max.	11.5 /	1.00 /	0.8	0.25 /							
	3)	0.226	0.6	0.03	0.03	12.5	1.20	1.5	0.35				0.27	0.04	0.01	0.03
G-X 22 CrMoV 12 1	U	0.21	0.31	0.016	0.007	11.97	1.02	0.87	0.26					0.04	0.01	0.03
		0.21	0.38	0.020	0.006	11.8	1.13	0.85	0.26					0.04	0.01	0.02
	U	0.21	0.49	0.020	0.006	11.8	1.13	0.85	0.26					0.04	0.01	0.02

1) nach DIN 17 240

2) nach DIN 17 245

3) Istwerte

Tabelle 3.2: Chemische Zusammensetzung der verwendeten Werkstoffe

Werkstoff	$R_{p0,2}$ [N/mm ²]	R_m [N/mm ²]	A [%]	Z [%]	Kerbschlagarbeit (ISO-V-Probe) [J]
21 CrMoV 5 7	1) ≥ 550 3) 638	700 – 850 778	16 20	60 71	≥ 63 i.M. 196
X 22 CrMoV 12 1	1) ≥ 600 3) 780	800 – 950 928	11 14	40 36	≥ 27 i.M. 38
X 19 CrMoVNbN 11 1	≥ 780 774 3)	900 – 1050 954	10 13	40 53	≥ 20 i.M. 29
GS-17 CrMoV 5 11	2) ≥ 440 3) 667	590 – 780 779	15 22	- 74	≥ 27 i.M. 170
G-X 22 CrMoV 12 1	2) ≥ 540 3) 587	740 – 880 790	15 16	- 36,5	21 i.M. 33

1) nach DIN 17 240

2) nach DIN 17 245

3) Istwerte

Tabelle 3.3: Mechanische Eigenschaften der verwendeten Werkstoffe bei Raumtemperatur

Flanschverbindung	Werkstoff	Wärmebehandlung
1 & 2	GS-17 CrMoV 12 1	920 °C/W+L + 730 °C 8h/L + 700 °C 7h/KO
2	X 19 CrMoVNbN 11 1	1150 °C/45'Ö + 690 °C 8h/L
1	21 CrMoV 5 7	940 °C/Ö + 700 °C ca. 2h/L
3	X 22 CrMoV 12 1	1050 °C/Ö + 700 °C angelassen
3	G-X 22 CrMoV 12 1	1050 °C 4h/Ve + 730 °C 8h/L + 700 °C 7h/KO

L: Luft Ö: Öl Ve: Ventilator KO: Ofenabkühlung W+L: Wasser und Luft

Tabelle 3.4: Wärmebehandlung der untersuchten Werkstoffe

Flanschverbindung	Werkstoff	Wärmeausdehnungskoeffizient α [10^{-6} /K] zwischen 20 °C und Versuchstemperatur T [°C]	
		530	550
1 & 2	GS-17 CrMoV 12 1	14,375	14,45
2	X 19 CrMoVNbN 11 1		12,4
1	21 CrMoV 5 7	13,95	
3	X 22 CrMoV 12 1		12,35
3	G-X 22 CrMoV 12 1		12,35

Tabelle 3.5: Verwendete Wärmeausdehnungskoeffizienten

Flanschverbindung	Werkstoff	E-Modul, statisch		
		RT	530 °C	550 °C
1 & 2	GS-17 CrMoV 5 11	211 000	154 000	147 000
2	X 19 CrMoVNbN 11 1	216 000		157 000
1	21 CrMoV 5 7	211 000	159 000	155 000
3	X 22 CrMoV 12 1	216 000		157 000
3	G-X 22 CrMoV 12 1	216 000		147 000

Tabelle 3.6: Verwendete E-Moduli

4 Experimentelle Arbeiten

4.1 Flanschverbindungsmodelle

Es wurden drei praxisrelevante Mitteldruckflansche untersucht. Um sicherzustellen, daß die erwünschten Effekte (z. B. Stülpen der Flanschteller) tatsächlich im Versuch nachvollzogen werden können, wurden die Dimensionen in Absprache mit den Turbinenherstellern abgestimmt und optimiert. Hierbei sollten weder der Flansch noch die Schrauben zu steif ausgeführt werden, um sowohl ein Stülpen der Flanschteller als auch eine Relaxation der Schrauben zu ermöglichen. Bei zwei Flanschen erfolgte die Abdichtung über einen angedrehten Ansatz. Beim dritten Flansch wurde eine Ring-Joint Dichtung aus artgleichem Material wie der Flanschkörper verwendet. Der Maßstab der Versuchflansche gegenüber dem Originalflansch betrug 1 : 2,5. Die drei Flansche wurden mit den in Tabelle 4.1.1 aufgeführten Parameter geprüft. Bei den Flanschkombinationen 1 und 2 wurden Deckel aus 21 CrMoV 5 7 und bei der Flanschkombination 3 aus X 22 CrMoV 12 1 verwendet. Der Abstand des Deckels zum Flanschteller wurde so gewählt, daß die versteifende Wirkung des Deckels vergleichbar der eines beliebig langen Rohres ist. Die Verbindungen geben also die in der Praxis vorkommenden Bedingungen wieder.

Nr.	Flansch-körper	Schraube	Dehnhülse	Dichtung	Innen-druck [bar]	Temperatur [°C]	Vorspannung bei RT [%]
1	GS-17	21 CrMo	21 CrMo	--	55	530	0,15
2	GS 17	X 19	X 19	--	55	550	0,15
3	GX-22	X 22	X 22	Ring Joint X 22	55	550	0,15

GS-17 = GS-17 CrMoV 5 11 X 19 = X 19 CrMoVNbN 11 1
GX-22 = GX-22 CrMoV 12 1 X 22 = X 22 CrMoV 12 1
21 CrMo = 21 CrMoV 5 7

Tabelle 4.1.1: Werkstoffkombinationen und Versuchsparameter der Modellverbindungen.

Die Schrauben, Muttern und Dehnhülsen wurden entsprechend DIN 2510 gefertigt. Die Querschnittsfläche der Hülsen wurde um 15 % größer gewählt als die Fläche der Schrauben, um zu gewährleisten, daß sich die Hülsen während des Versuches hauptsächlich elastisch verformen. Die Dehnhülsen wurden bei diesen Verbindungen

ausschließlich zu Meßzwecken verwendet¹. Um vergleichbare Randbedingungen zu erhalten wurden bei jedem Flanschmodell und an jeder Schraube Dehnhülsen verwendet.

Die Fertigungsmaße der Einzelteile sind in den Bildern 4.1.1 bis 4.1.7 dargestellt. Insgesamt wurden 7 Flanschkörper aus GS-17 CrMoV 5 11 (vier für die Versuche (je zweimal die Flanschkörper I und II), einer für Probenentnahme, zwei zur Reserve) und 5 aus GX-22 CrMoV 12 1 (zwei für die Versuche (je einmal die Flanschkörper I und II), einer für Probenentnahme, zwei zur Reserve) hergestellt. Die Abmessungen der Flanschkörper war, bis auf die Ausführung der Dichtflächen identisch.

An jeder Schraube wurden vor Versuchsbeginn Meßmarken auf dem zylindrischen Schraubenschaft angebracht, um die bleibenden Dehnungen der Schrauben nach Versuchsende bestimmen zu können. Pro Schraube wurden dabei vier Reihen mit jeweils 6 Härteeindrücken verwendet. Die Reihen waren in Umfangsrichtung um jeweils 90° versetzt (Bild 4.1.6).

Um beim Anziehen eine ausreichende Zentrierung der Schrauben gewährleisten zu können, wurde bei den Dehnhülsen am oberen Ende auf einer Länge von 7 mm der Innendurchmesser auf 31 mm verkleinert (Bild 4.1.4). Am Flanschkörper wurde eine geeignete Zylindersenkung angebracht. Bild 4.1.8 zeigt Schraube, Mutter, Dehnhülse und Flansch im zusammengebauten Zustand.

¹ Üblicherweise dienen die Hülsen zur Kompensation unterschiedlicher Wärmeausdehnungen von Schraube, Dichtung und Flansch. Zusätzlich können bei Verwendung von Dehnhülsen längere Schrauben verwendet werden und damit günstigere Spannungsverhältnisse erzielt werden.

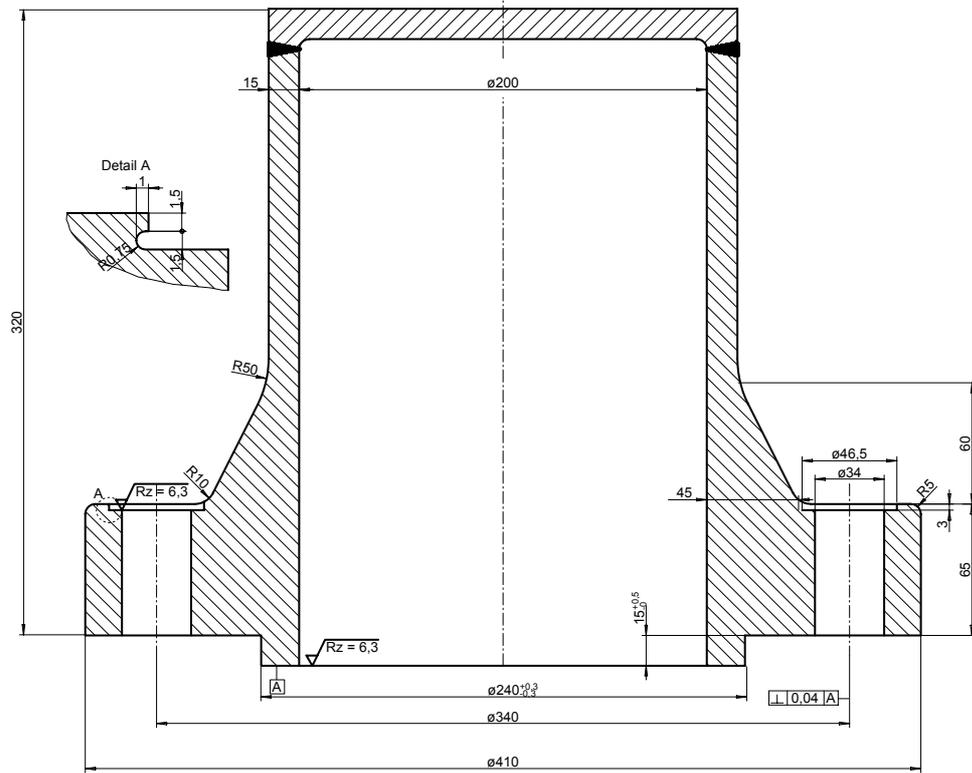


Bild 4.1.1: Flanschkörper I für Modellverbindung 1 und 2.

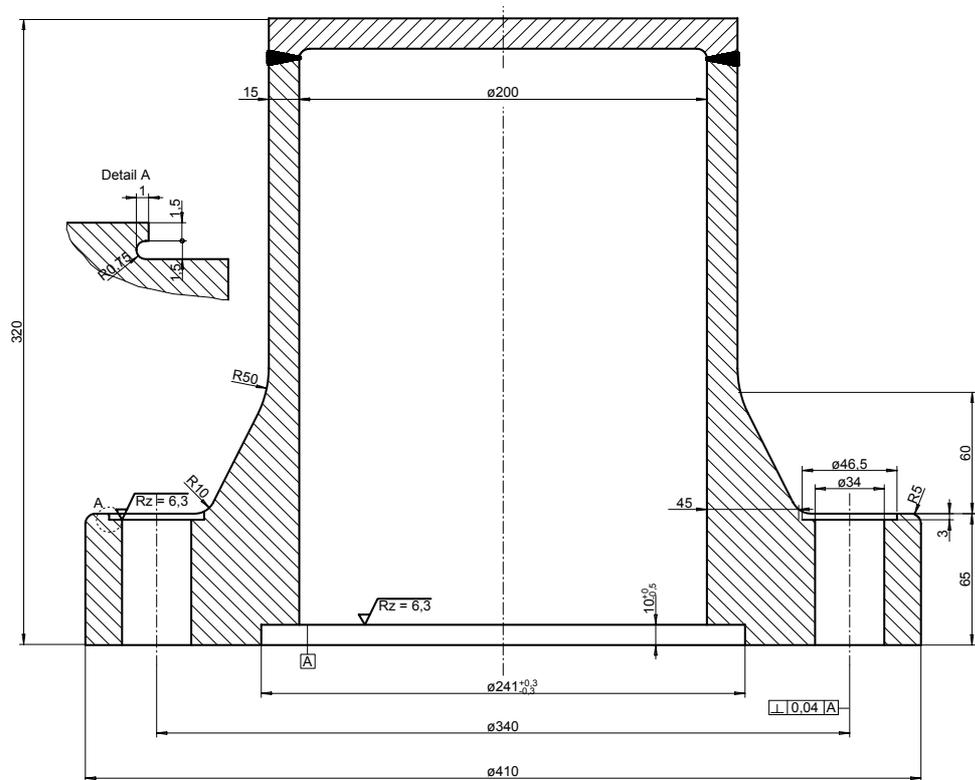


Bild 4.1.2: Flanschkörper II für Modellverbindung 1 und 2.

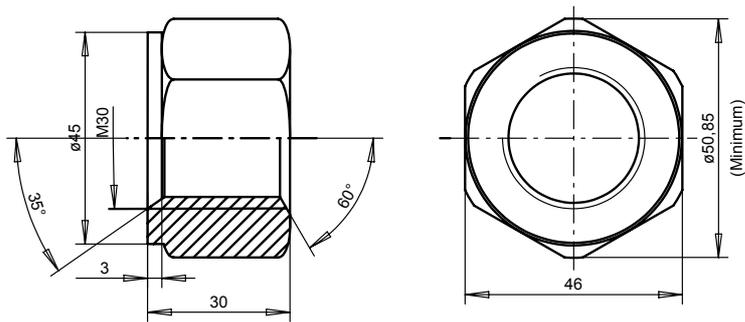


Bild 4.1.5: Mutter.

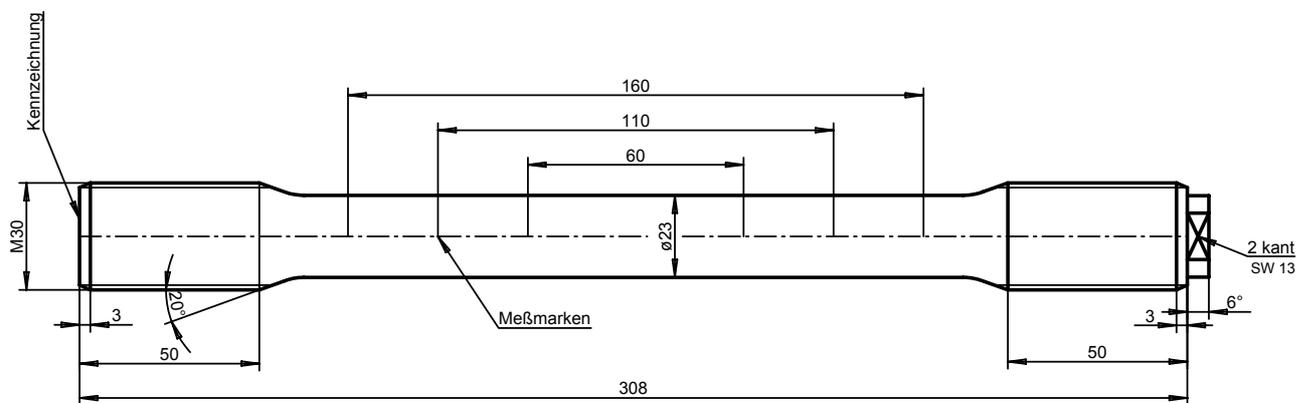


Bild 4.1.6: Dehnschraube.

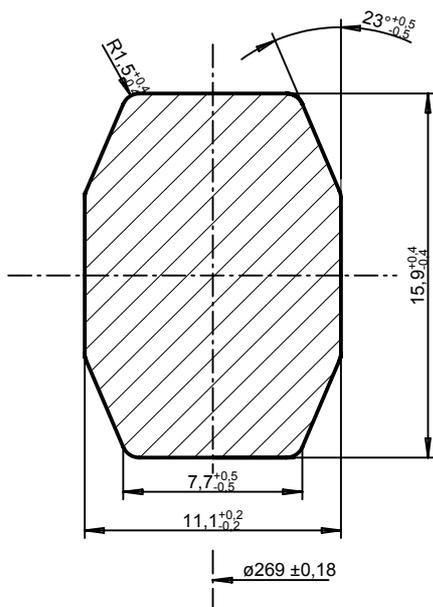


Bild 4.1.7: Ring-Joint Dichtung für die Flanschverbindung 3.

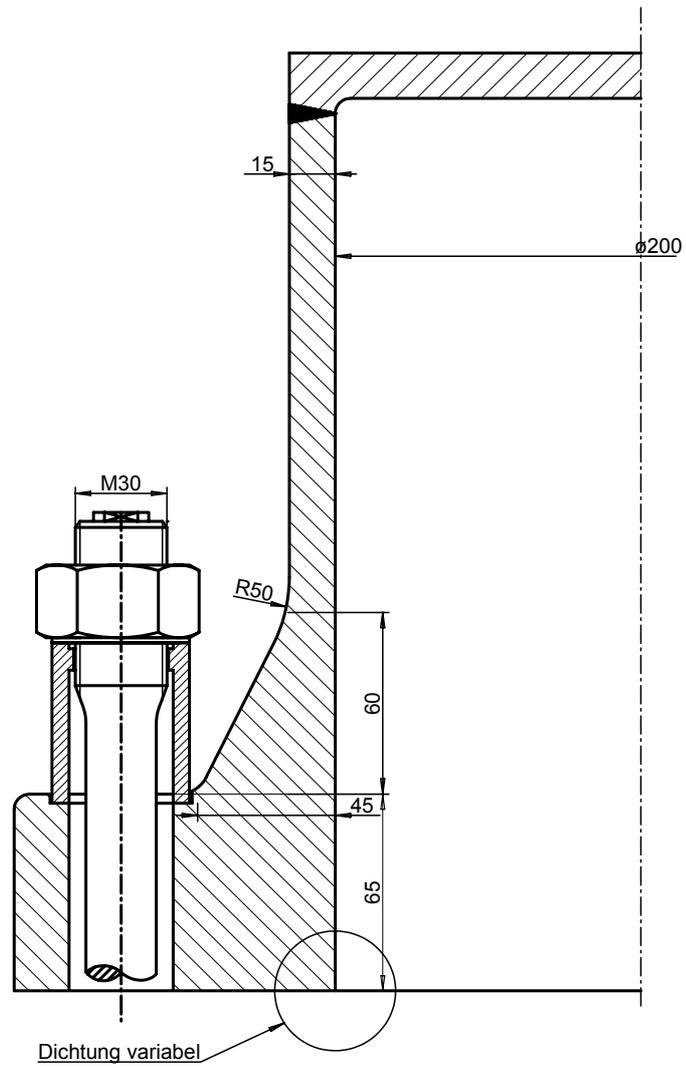


Bild 4.1.8: Zusammenbauzeichnung.

4.2 Versuchdurchführung

4.2.1 Vorspannen der Flansche

Beim Vorspannen der Modellverbindungen sollten alle Schrauben möglichst gleichmäßig und exakt auf die Solldehnung (0,15 %) angezogen werden. Dabei sollte zudem ein Überdehnen (Überschreiten der Streckgrenze) einzelner Schrauben während der Montage vermieden werden. In der Praxis sind verschiedene Montageverfahren üblich. Als gebräuchlichste sind hier zu nennen:

- Anziehen von Hand mit Maul- und Ringschlüssel,
- Impulsgesteuertes Anziehen durch Schlagschrauber,
- Drehmomentengesteuertes Anziehen,
- Thermisches Vorspannen,
- Hydraulisches Vorspannen,
- Anziehen mit Längen- und Dehnungsmessung der Schraube,
- Drehwinkelgesteuertes Anziehen.

Die einzelnen Verfahren unterscheiden sich beträchtlich hinsichtlich Aufwand und Genauigkeit (Kayser, 1991). Die Genauigkeit, mit der die Schrauben angezogen werden können, hängt bei den Verfahren bei denen die Mutter bewegt wird, im wesentlichen von zwei Faktoren ab:

- Reibung,
- Festigkeitsstreuungen.

Die Reibung entsteht an den Kontaktflächen (Mutter - Hülse) und im Gewinde selbst. Der Reibwert hängt dabei zusätzlich von der Beschaffenheit der Oberflächen sowie Fertigungstoleranzen ab. Um die Reibung möglichst gering zu halten, wurden die Gewinde sowie die Auflageflächen mit einem Schmiermittel behandelt. Die Streuungen innerhalb der verwendeten Werkstoffe können im Rahmen des Vorhabens als untergeordnet eingestuft werden, da alle Schrauben eines Materials aus derselben Schmelze hergestellt wurden. Bei Rohrflanschverbindungen wird das Anziehen der Schrauben durch die elastische Dehnung des Flanschkörpers und der damit verbundenen komplexen Wechselwirkung zwischen Flanschkörper und Schrauben zusätzlich erschwert.

Um ein Optimum zwischen finanziellem Aufwand und Genauigkeit erzielen zu können wurde ein kombiniertes Verfahren bestehend aus drehmomentengesteuertem Anziehen sowie gleichzeitiger Längenmessung aller Schrauben und Dehnungsmessung einzelner Schrauben verwendet.

Das Vorspannen der Flansche erfolgte über Kreuz in mehreren Umgängen bei Raumtemperatur. Dabei wurde die Schraubendehnung kontinuierlich über an einzel-

nen Schrauben angebrachte Dehnungstreifen kontrolliert (Bild 4.2.1). Nach der Montage wurden die Schrauben entsprechend ihrer Einbaurichtung (Flansch-Radialrichtung) und ihrer Position (Umfangsposition in der Verbindung) gekennzeichnet (Bild 4.2.2).



Bild 4.2.1: Schraube mit applizierten Dehnmeßstreifen.

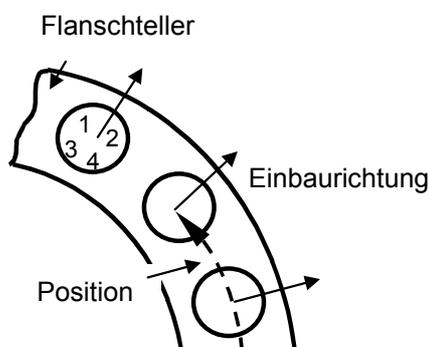


Bild 4.2.2: Kennzeichnung der Schrauben in der Verbindung.
(1..4: Meßreihen der Härteindrücke)

Bedingt durch die Verformung des Flanschtellers wurden in den Schrauben beim Anziehen Biegespannungen in Schraubenlängsrichtung erzeugt. Diese Biegezusatzspannungen bewirkten eine ungleichmäßige Dehnungsverteilung im Schraubenquerschnitt: An der Schraubenseite, die sich am nächsten zur Mittelachse der Flansche befand, traten höhere Dehnungen auf, als an der entfernten, gegenüberliegenden Seite. Zur Elimination des Biegeanteils wurden pro Schraube vier DMS im Abstand von jeweils 90° , die zu einer Vollbrücke geschaltet waren, verwendet. Mit ihnen wurde also eine über den Schraubenumfang gemittelte Dehnung gemessen.

Bei der ersten Flanschverbindung wurden insgesamt vier mit DMS bestückte Schrauben verwendet. Da damit die geforderte Genauigkeit nur unzureichend einzuhalten war, wurden bei den anderen Flanschen sowie bei den Revisionen jeweils

acht Schrauben mit Dehnmeßstreifen versehen. Zusätzlich wurde die Schraubenverlängerung nach jedem Umgang über die Stirnflächen der Dehnschrauben mit Hilfe einer Meßapparatur über einen induktiven Weggeber festgestellt. Unter der Annahme, daß keine Biegeverformung der Schraube stattfindet und sich die Verformung, d.h. Verlängerung der Schraube ausschließlich auf den Schraubenschaft konzentriert, ergab sich bezogen auf eine angenommene Schaftlänge von 190 mm eine Sollverlängerung ($\Delta L_{\text{Soll}} = \varepsilon \cdot L_{\text{Bezug}}$) von 0,285 mm.

Aus dem Vergleich zwischen gemessener Schraubenverlängerung (Meßapparatur) und Schraubendehnung (DMS) konnte die, zur Ermittlung der Schraubendehnung aus der Verlängerung benötigte, rechnerische Bezugslänge bestimmt werden. In dieser Bezugslänge sind dann alle Effekte wie die Durchbiegung der Schrauben oder die Verformung des Gewindes enthalten. Diese rechnerische Bezugslänge ergab sich zu 260 mm und die darauf bezogene Sollverlängerung zu 0,39 mm¹.

Da für das Vorspannen der Schrauben auf eine Dehnung von 0,15 % ein Drehmoment von ca. 1100 Nm benötigt wurde, wurden die Schrauben mit Hilfe einer mechanischen Kraftverstärkung durch ein Planetengetriebe angezogen. Da das Übersetzungsverhältnis nicht konstant über den gesamten nötigen Drehmomentbereich ist, mußte, damit keine zu hohe Dehnung auf die Schrauben aufgebracht wurde, zuerst der verwendete Drehmomentschlüssel samt Übersetzung kalibriert werden. Dies geschah an zwei mit DMS bestückten Schrauben. In Tabelle 4.2.1 ist der Zusammenhang zwischen Drehmoment und Dehnung gegenübergestellt.

Eingestelltes Drehmoment (ohne Übersetzung) [N/m]	Schraube 1		Schraube 2	
	Anzeige [µm/m]	Dehnung [%]	Anzeige [µm/m]	Dehnung [%]
20	951	0,0366	1060	0,0408
30	1598	0,0615	1489	0,0570
40	1982	0,0762	1953	0,0652
50	2523	0,0971	2695	0,1037
60	2987	0,1149	3184	0,1225
70	3625	0,1394	3766	0,1448

Tabelle 4.2.1: Gegenüberstellung Schraubendehnung / Drehmoment

¹ Nicht berücksichtigt ist dabei die Verformung der Flanschteller. Diese kann unter Annahme eines rein linear-elastischen Verhaltens näherungsweise berechnet werden, Young, 1989. Der Flanschteller wird dabei näherungsweise als kreisrunde Platte mit konstanter Dicke angenommen. Bei den Verbindungen ergibt sich, bei konservativer Berücksichtigung der Mindesttellerdicke von 65 mm, eine durch die Vorspannung hervorgerufene Verformung bei Raumtemperatur von ca. 0,45 mm.

4.2.2 Instrumentierung und Auslagerung

Nach der Montage wurden die Flanschverbindungen instrumentiert. Zur Kontrolle der Versuchstemperatur und zur Gewährleistung einer einheitlichen Temperaturverteilung wurden an den Flanschen jeweils neun kalibrierte NiCrNi-Mantelthermoelemente an unterschiedlichen Stellen angebracht. Zur Ermittlung der lokalen Verformungen wurden kapazitive Dehnungsaufnehmer (Interatom, 1985) eingesetzt. Diese wurden nach vorausgegangener thermischer Auslagerung (1 000 h bei 550 °C) an mehreren Stellen der Flanschverbindungen aufgepunktet. Bedingt durch Fertigungstoleranzen besitzt jeder Geber ein anderes thermisches Ausdehnungsverhalten. Üblicherweise werden die Geber daher vor der Montage auf das Bauteil thermisch kalibriert. D.h. die Geber werden auf ein Stück Versuchsmaterial aufgepunktet, das die gleichen thermischen Eigenschaften wie der Bauteilwerkstoff besitzt. Durch mehrfaches Aufheizen und Abkühlen kann für den jeweiligen Geber eine spezifische thermische Kennlinie erstellt werden. Dadurch können im Betrieb thermische Dehnungen erkannt und von den elastisch/plastischen Dehnungen aufgrund von äußeren Kräften getrennt werden. Da kein Reservematerial für diese Kalibrierungen zur Verfügung stand, wurden die Geber bei Versuchsende nachträglich thermisch kalibriert: Aus der Temperatur-Dehnungskurve beim Abfahren konnte somit der thermische Anteil der Dehnungen extrahiert werden. Dabei wurde vorausgesetzt, daß die Relaxationsvorgänge bei Versuchsende soweit abgeklungen waren, daß diese keinen Einfluß mehr auf die Dehnungen beim Abkühlen hatten¹.

Die gemessenen Verformungen wurden ebenso wie die Temperatur mittels einer speziellen Meßdatenerfassungsanlage online aufgezeichnet.

Die Veränderung des Spaltes zwischen den Flanschtellern wurde pro Flansch durch jeweils drei kapazitive Hochtemperaturlaufnehmer (Bild 4.2.3) aufgezeichnet. Aufgrund der Abmessungen der Beheizungseinrichtungen mußten die drei Geber dabei im Abstand von jeweils 90° über dem Umfang instrumentiert werden.

An drei Dehnhülsen (Lage entsprechend den Gebern am Spalt) wurden ebenfalls HT-Aufnehmer angebracht. Damit sollte überprüft werden, ob aus der gemessenen Verformung der Hülsen (in Verbindung mit der gemessenen Verformung des Flanschspaltes) die von den Schrauben übertragene Kraft berechnet und damit das Relaxationsverhalten der Schraubenverbindung im Betrieb erfaßt werden kann. Da

¹ Bei Verwendung der Geber kann nicht zwischen elastischen und plastischen Dehnungen getrennt werden. Durch die Instrumentierung nach dem Vorspannen können auch nicht die Verformungen der Verbindungen beim Anziehen der Schrauben gemessen werden. Sehr wohl können aber die Änderungen des Verformungszustandes während der Auslagerung gemessen werden. Durch die thermische Kalibrierung können auch Relaxationsvorgänge während des Aufheizens registriert und bewertet werden. Wie im weiteren gezeigt wird, war die Kalibrierung bei Versuchsende nicht in allen Fällen ausreichend. Daher zeigten einige Geber zu Beginn der Auslagerung bereits eine (Schein-)Dehnung, die ausschließlich aufgrund der unterschiedlichen thermischen Ausdehnung zwischen Versuchsmaterial und Geber hervorgerufen wurde.

die Hülsen eine größere Querschnittsfläche als die Schrauben aufwiesen, wurde dabei vorausgesetzt, daß sich diese rein elastisch verhalten.

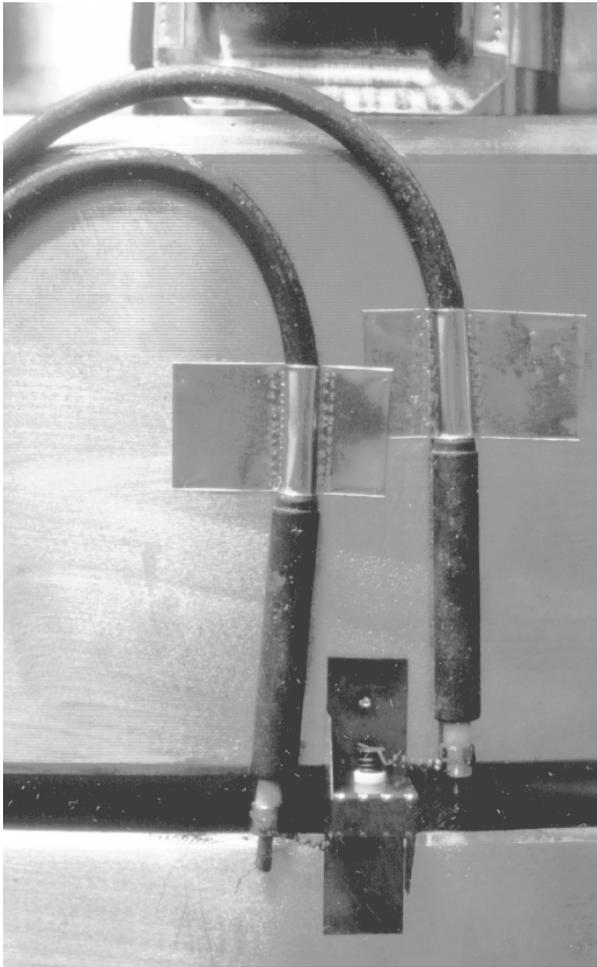


Bild 4.2.3: HT-DMS am Flanschspalt

Die Verformung der Flanschkörper in Axial- und Umfangsrichtung im ungestörten Bereich wurde ebenfalls mit HT-Aufnehmern ermittelt.

An der Flanschverbindung Nr. 3 konnte zusätzlich ein Geber am konischen Übergang in Längsrichtung angebracht werden. Um die Geber vor Beschädigungen zu schützen, wurde jeder mit einer Abdeckkappe versehen. Bild 4.2.4 zeigt eine mit kapazitiven Wegaufnehmern instrumentierte Flanschverbindung.

Die drei Flanschverbindungen wurden unter einem Innendruck von 55 bar bei Versuchstemperatur ausgelagert. Um den Druck aufbringen zu können, wurde an jeweils einem Flanschkörper ein Druckanschluß eingeschraubt. Dieser wurde bewußt nicht eingeschweißt, um eine lokale Veränderung der Werkstoffeigenschaften und lokale Eigenspannungen durch die beim Schweißen aufgebrauchte Temperatur zu vermeiden. Zur Herabsetzung

des Gefährdungspotentials wurden in den Flanschen Verdrängungskörper eingebracht.

Bild 4.2.5 zeigt schematisch die verwendete Versuchseinrichtung einschließlich aller online aufgezeichneter Meßdaten. Diesem Bild kann auch die Lage der einzelnen HT-DMS entnommen werden. Die Thermoelemente wurden im wesentlichen in der Nähe der HT-DMS angebracht.

Die Druckerzeugung erfolgte durch Kompression der Raumluft. Mit Aufbringen der Temperatur wurde auch der Innendruck kontinuierlich gesteigert, so daß bei Erreichen der Versuchstemperatur auch der Solldruck (55 bar) anlag. Während des Versuches wurde der Innendruck über Speicherflaschen, mit im Vergleich zum Flanschvolumen großem Inhalt, konstant gehalten.

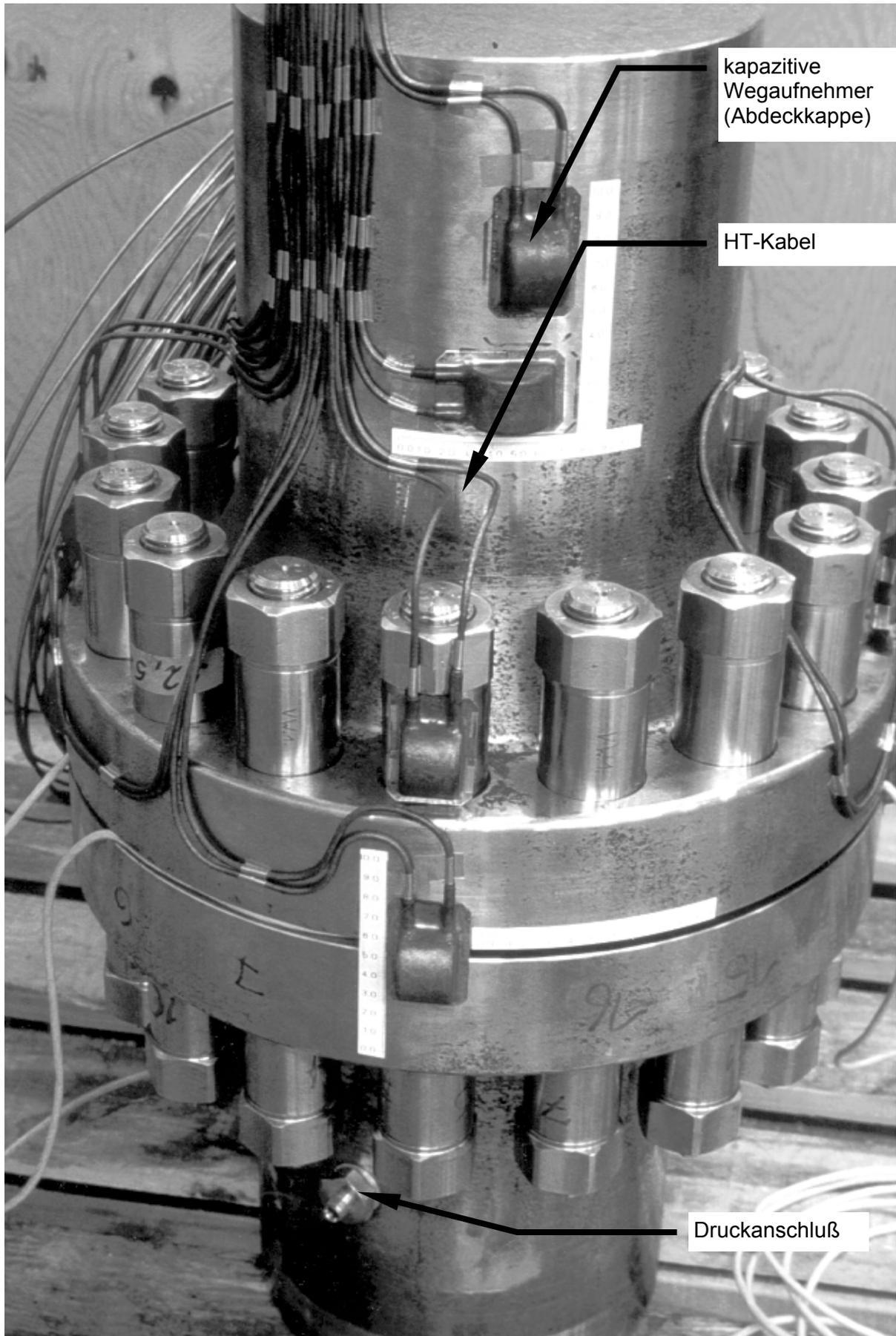


Bild 4.2.4: Mit kapazitiven Wegaufnehmern instrumentierte Flanschverbindung.

Die Flansche wurden in speziell aufgebauten Öfen ausgelagert und dabei von außen beheizt. Die Öfen waren mit mehreren, voneinander unabhängig regelbaren Heizzonen ausgestattet. Die Temperaturabweichungen entsprachen den Vorgaben der DIN 50 118 für Zeitstandversuche.

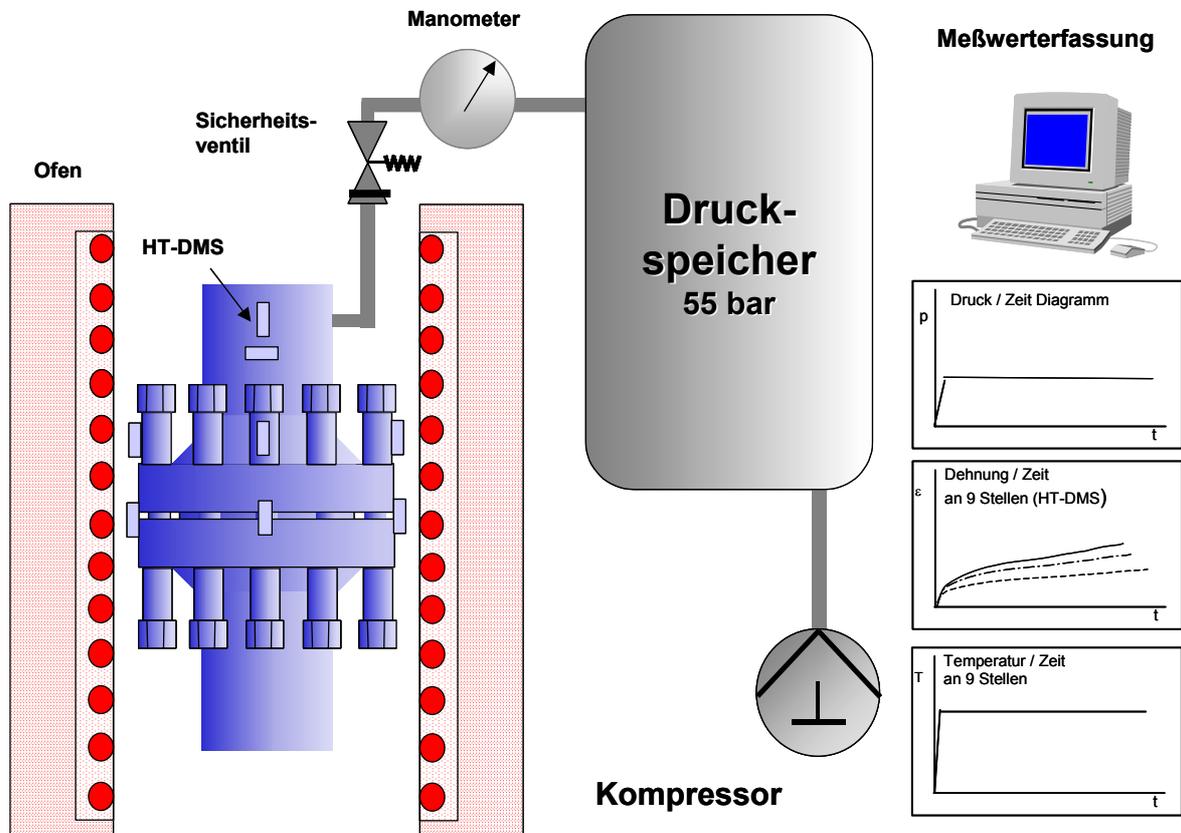


Bild 4.2.5: Versuchseinrichtung (schematisch).

4.2.3 Demontage

Nach Erreichen der Versuchsdauer wurden die Modellverbindungen komplett demon­tiert. Das „Öffnen“ der Modelle erfolgte bei Raumtemperatur durch „Aufbrechen“ ei­ner Mutter pro Schraube, nachdem diese zuvor mit einem Fräser bis auf den Gewin­degrund angeschnitten wurde. Um eine Überdehnung der im Flansch verbliebenen Schrauben zu vermeiden, wurde jede entfernte Schraube durch eine Ersatzschraube aus artgleichem Material ersetzt.

Bei der Demontage wurde die elastische Rückdehnung jeder Schraube durch Mes­sung ihrer Längenänderung bestimmt. Danach wurden die bleibenden Verformungen der Schrauben, anhand der auf dem Schraubenschaft befindlichen Meßmarken, be­stimmt.

Die bleibende Verformung der Flanschteller wurde ebenfalls gemessen. Die Flansch­körper wurden dazu in eine Drehmaschine eingespannt und die relative Verschie­

bung der Flanschteller zu einem Fixpunkt an 32 Meßpunkten in Umfangsrichtung an je drei unterschiedlichen Radien bestimmt (Bild 4.2.6) ermittelt.

Aus den Relativverschiebungen zwischen Flanschinnenseite und -außenseite bzw. Flanschinnenseite und Mittellinie der Schraubenlöcher wurden jeweils die Neigungswinkel der Flansche bestimmt. Aus den Neigungswinkeln der beiden Flanschhälften an korrespondierenden Stellen wurde der mittlere Neigungswinkel bestimmt, der als Maß für die Flanschverformung herangezogen wurde.

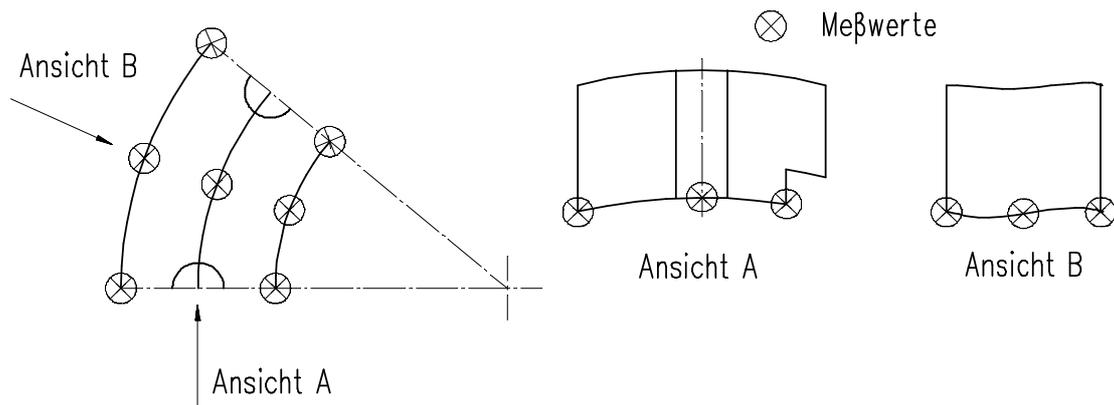


Bild 4.2.6: Meßpunkte am Flanschteller.

4.3 Begleitende Untersuchungen

Zur Charakterisierung der Werkstoffeigenschaften und zur Einordnung der Versuchswerkstoffe in die jeweiligen Streubänder nach den gültigen Werkstoffnormen wurden Zeitstand-, Zug- und teilweise auch Warmzugversuche an den verwendeten Werkstoffen durchgeführt. Dabei konnte auf frühere Untersuchungen zurückgegriffen werden.

Die aus den einachsigen, kraftkontrollierten Zeitstandversuchen gewonnenen Kriechdaten bildeten die Basis der Werkstoffbeschreibung für die durchgeführten Finite-Elemente-Berechnungen. Für die zu berechnenden Rohrflanschmodelle sollte nach Möglichkeit der Primär- und Sekundärkriechbereich besonders gut beschrieben werden, da der Relaxationsvorgang im Bereich kurzer Zeiten und hoher Spannungen den größten Gradienten besitzt. Tertiäre Kriechvorgänge wurden vernachlässigt. Für die Herleitung eines qualitativ guten Kriechgesetzes waren daher Zeitstandversuche mit kontinuierlicher Dehnungsmessung im Zeitbereich $< 1\,000\text{ h}$ - genauer gesagt bis zum Erreichen des stationären Kriechzustandes - nötig.

Für alle Flanschwerkstoffe wurden Zeitstandversuche bei den spezifischen Versuchstemperaturen durchgeführt:

- Für den Stahlguß GS-17 CrMoV 5 11 bei 550 °C wurden zusätzlich die Ergebnisse von Maile et al., 1994 vergleichend hinzugezogen.
- Für den Schraubenwerkstoff X 19 CrMoVNbN 11 1 wurde die selbe Charge wie von Maile et al., 1994 verwendet. Dabei wurden ausschließlich unterbrochene Zeitstandversuche durchgeführt. Da kein weiteres Material zur Verfügung stand, konnten keine zusätzlichen Versuche durchgeführt werden.
- Für den Schraubenwerkstoff 21 CrMoV 5 7 lagen keine Zeitstandversuche aus früheren Untersuchungen bei 530 °C vor, so daß das zeitabhängige Verhalten aktuell bestimmt wurde.
- Für den Schraubenwerkstoff X 22 CrMoV 12 1 wurde eine andere Charge als von Maile et al., 1994 verwendet. Trotzdem wurden im wesentlichen die früheren Versuchsergebnisse verwendet. Lediglich zur Einordnung der Charge in das Werkstoffstreuband wurden zwei weitere Zeitstandversuche durchgeführt. Die Ergebnisse aller Zeitstandversuche sind in den Bildern 4.3.1 bis 4.3.6 dargestellt.

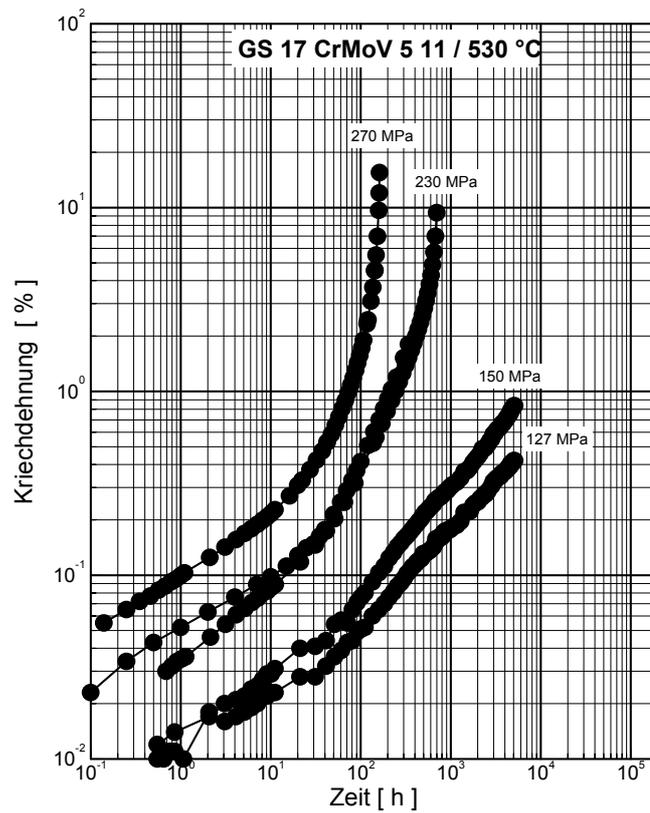


Bild 4.3.1: Zeitdehnlinien des Gußwerkstoffes GS-17 CrMoV 5 11 bei 530 °C.

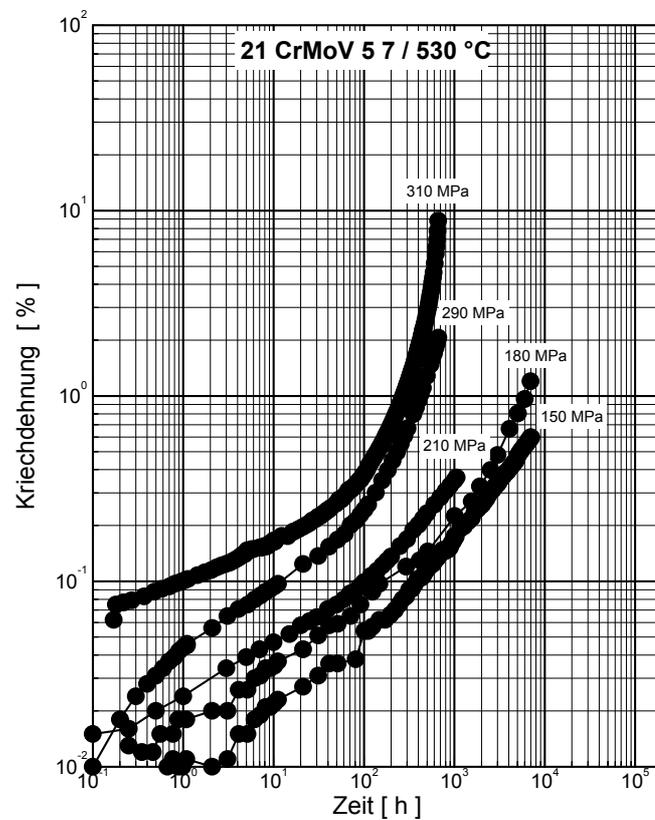


Bild 4.3.2: Zeitdehnlinien des Schraubenwerkstoffes 21 CrMoV 5 7 bei 530 °C.

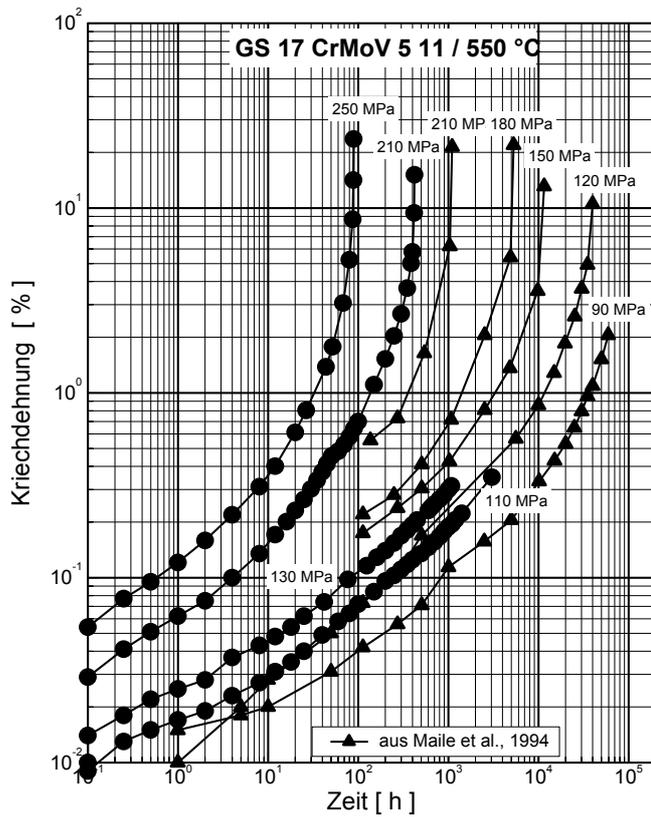


Bild 4.3.3: Zeitdehnlinien des Gußwerkstoffes GS-17 CrMoV 5 11 bei 550 °C

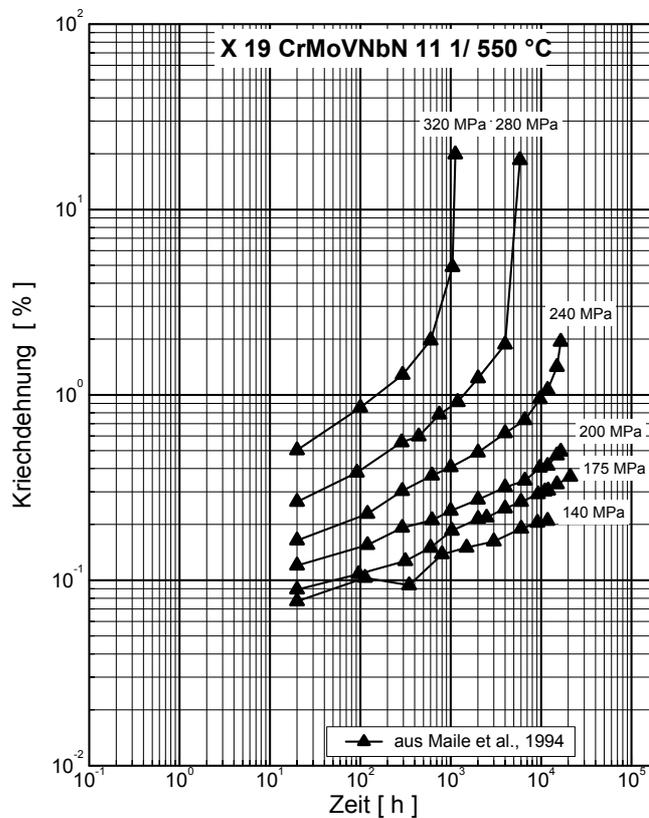


Bild 4.3.4: Zeitdehnlinien des Schraubenwerkstoffes X 19 CrMoVNbN 11 1 bei 550 °C.

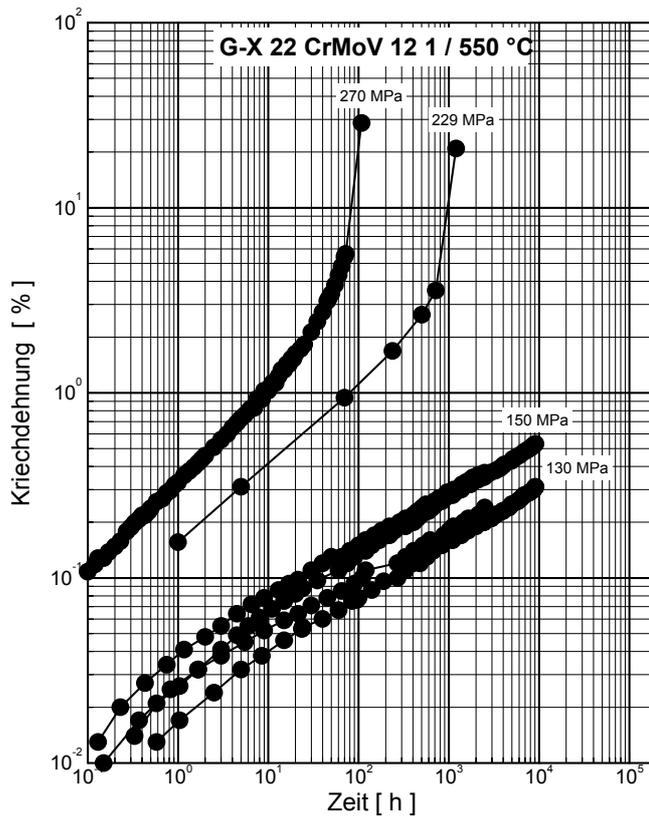


Bild 4.3.5: Zeitdehnlinien des Gußwerkstoffes G-X 22 CrMoV 12 1 bei 550 °C.

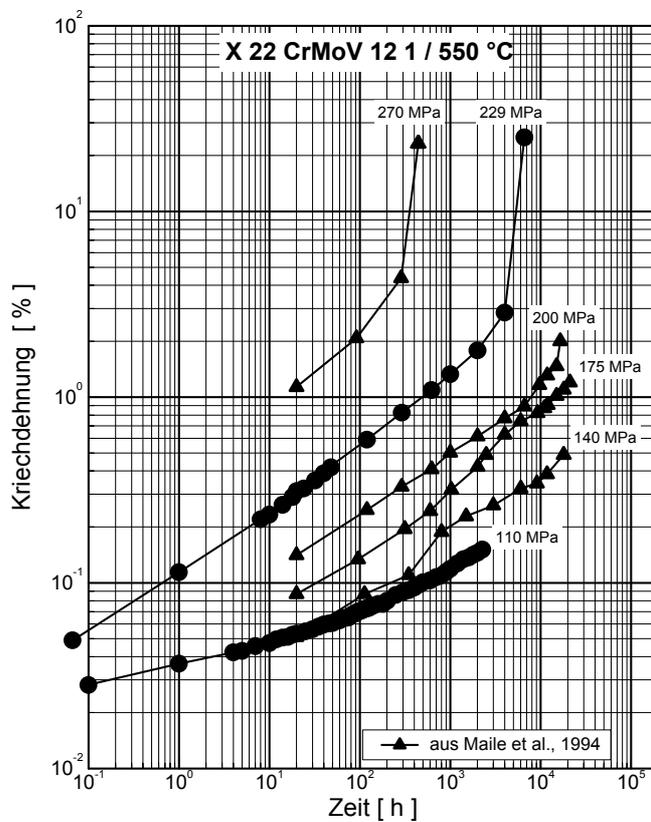


Bild 4.3.6: Zeitdehnlinien des Schraubenwerkstoffes X 22 CrMoV 12 1 bei 550 °C.

4.4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Flanschverbindung Nr. 1

Der Versuch mußte aufgrund einer Überhitzung mit einem neuen Flansch wiederholt werden. Daher wurde im Vergleich zu den anderen Flanschen eine kürzere Versuchszeit von insgesamt 4 727 h erreicht. Die Auslagerung mußte nach ca. 2 000 h aufgrund eines Stromausfalls unterbrochen werden.

Tabelle 4.4.1 zeigt die beim Vorspannen der Verbindung aufgebrauchten Schraubenverlängerungen und die daraus errechneten Dehnungen. Vergleichend sind die direkt an den Schrauben über die angebrachten Dehnmeßstreifen gemessenen Dehnungen angeführt. Bei der Bestimmung der Dehnungen aus den Schraubenverlängerungen wurde als Bezugslänge 260 mm gewählt (siehe Kapitel 4.2.1).

Schraube		Meßgestänge		DMS Ergebnis	
Nr.	Position [°]	ΔL [mm]	ε [%]	Anzeige DMS	ε [%]
2	337,5	0,435	0,167	-4056	0,156
6	225,0	0,396	0,152		
8	202,5	0,451	0,173	-4017	0,155
11	0,0	0,409	0,157		
3	315,0	0,342	0,131		
13	90,0	0,349	0,134		
16	67,5	0,368	0,141	-3962	0,152
15	45,0	0,381	0,147		
1	270,0	0,315	0,121		
9	157,5	0,387	0,149	-4017	0,155
10	247,5	0,387	0,149	-3998	0,154
12	112,5	0,365	0,141	-3965	0,152
4	292,5	0,333	0,128	-3923	0,1508
7	180,0	0,396	0,152		
5	45,0	0,351	0,135		
14	22,5	0,376	0,145	-4007	0,1541

Tabelle 4.4.1: Vergleich der Schraubendehnung und -verlängerung bei der Flanschverbindung Nr.1.

Da die Zentrierungen, über die die Längenänderung gemessen wurde bei den eingesetzten Schrauben nicht die geforderten Toleranzen aufwiesen, traten hier sehr große Abweichungen zwischen den gemessenen absoluten Längen der einzelnen Schrauben auf. Bei der Bestimmung der Dehnung geht jedoch nur die Dif-

ferenz zwischen den gemessenen Schraubenlängen vor und nach dem Vorspannen ein, so daß diese Toleranzüberschreitung die Ergebnisse nicht beeinflussen.

Nach Erreichen der Versuchszeit wurde die Verbindung komplett, entsprechend dem in Kapitel 4.2.3 geschilderten Vorgehen, demontiert.

In Bild 4.4.1 ist die über die Stirnflächen gemessene Schraubenverlängerung beim Vorspannen der elastischen Rückdehnung der Schrauben beim Öffnen der Verbindung gegenübergestellt. An den Schrauben 13 und 8 (90° bzw. $202,5^\circ$) wurde eine höhere Schraubenrück- als Vordehnung gemessen. Da dies vermutlich auf Meßfehler zurückzuführen ist, wurden diese Werte nicht in das Bild eingetragen. Insgesamt ergab sich nach der Auslagerung eine gleichmäßigere Verteilung der Vorspannung über die einzelnen Schrauben. Aus der gemessenen Rückdehnung der Schrauben kann über den in Tabelle 3.3 angegebenen E-Modul die in der Schraube verbliebene Restspannung ermittelt werden. Bei Raumtemperatur ergibt sich bei einer mittleren Schraubenrückdehnung von $0,0468 \%$ ein Restspannungswert von 99 MPa .

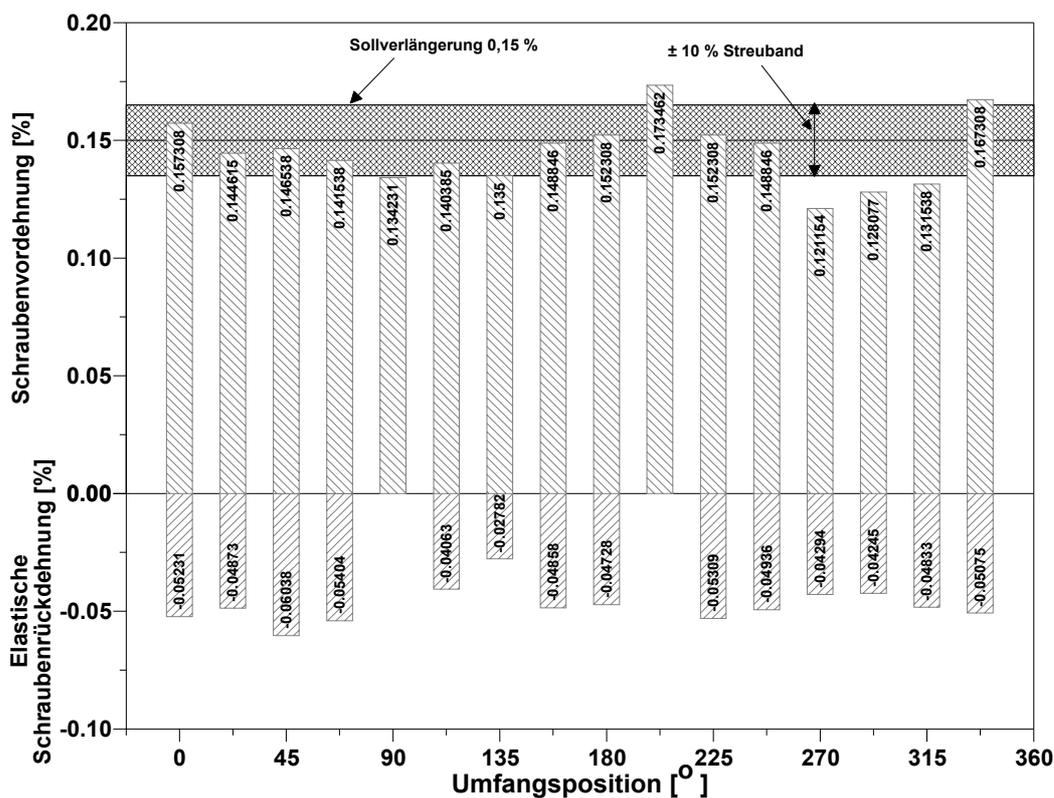


Bild 4.4.1: Gegenüberstellung der Schraubenverlängerung und Schraubenrückdehnung.

Die nach der Auslagerung gemessene bleibende Verformung der Flanschteller ist in Bild 4.4.2 graphisch dargestellt. Das Bild zeigt den Verlauf der errechneten Winkel, die sich aus der Messung der Relativverschiebungen zwischen der Flanschinnenseite und dem Schraubenradius bzw. der Flanschinnenseite und der Flanschaußenseite

(vergleiche Bild 4.2.6) ergeben über dem Flanschumfang. Aus dieser Darstellung wird ersichtlich, daß die Verformung des Flanschtellers im Bereich der Schrauben im Mittel ungefähr halb so groß ist wie am Außenrand des Flanschtellers. Dabei muß allerdings beachtet werden, daß die Verformung des Flanschtellers nicht linear über seinem Radius erfolgt.

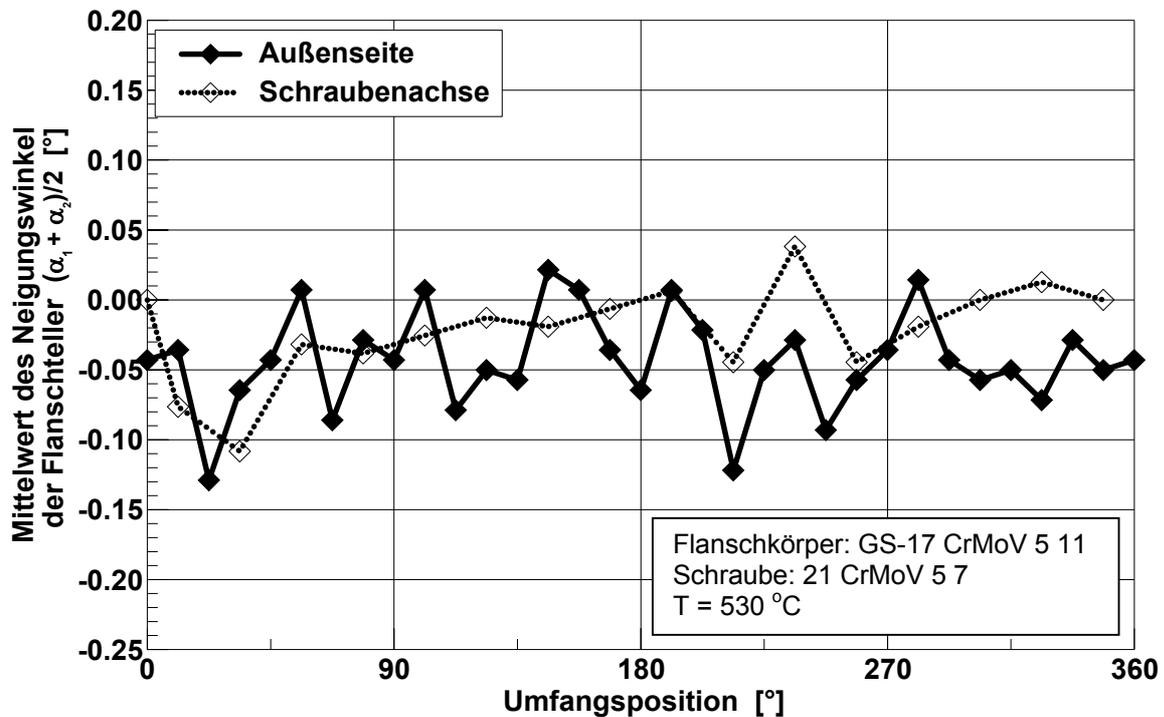


Bild 4.4.2: Errechnete bleibende Verformung des Flanschtellers.

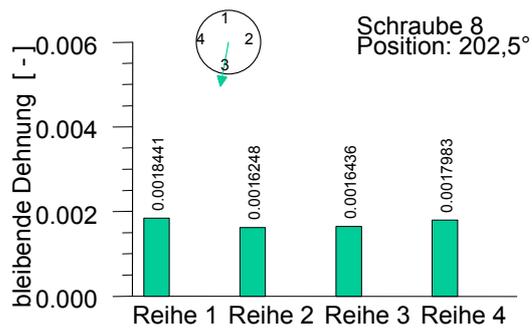
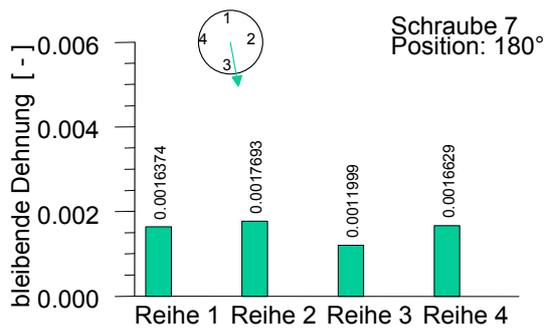
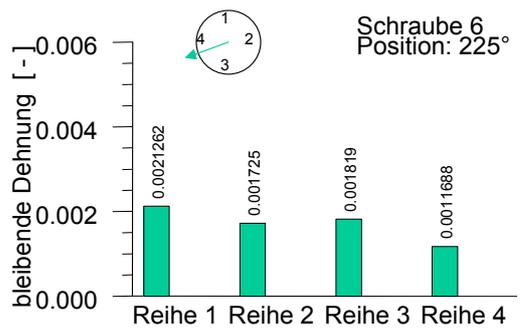
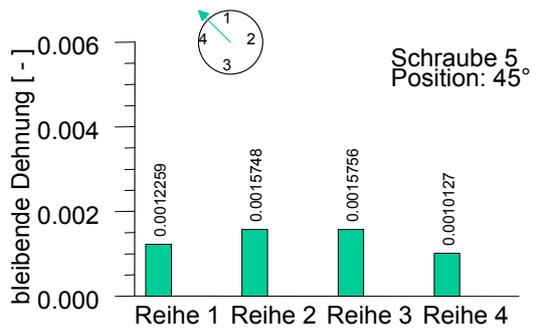
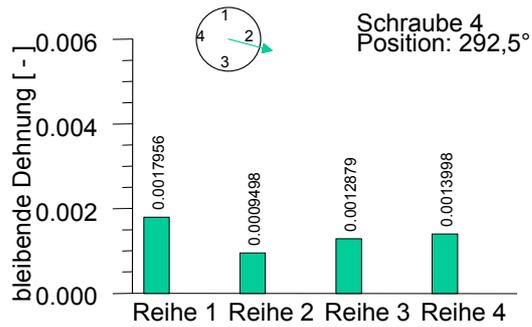
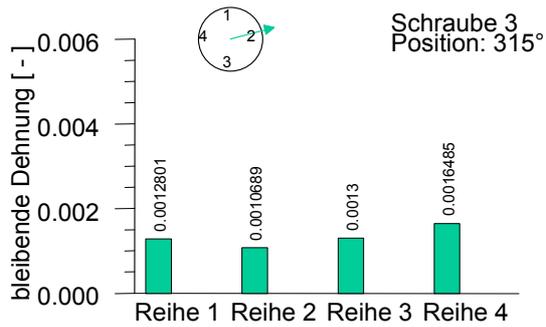
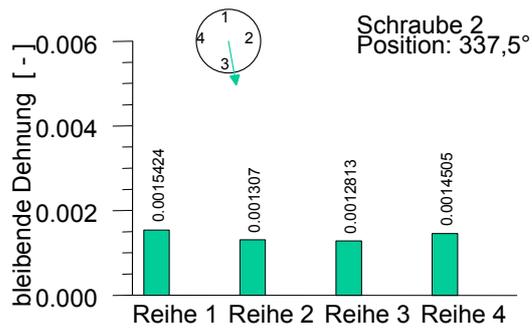
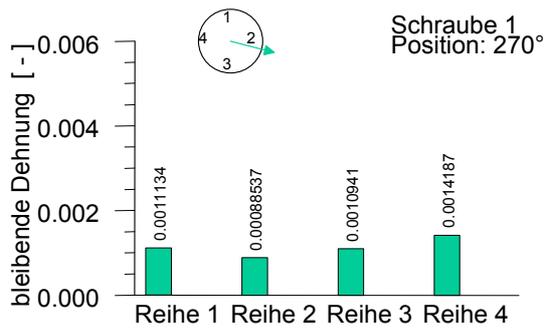
In den Bildern 4.4.3 und 4.4.4 sind die bleibenden Dehnungen der Schrauben, die über die Meßmarken mit einem Abstand von 160 mm bestimmt wurden, gegenübergestellt. Aufgetragen sind jeweils die bleibenden Dehnungen für jede einzelne Meßreihe nach Ausbau. Zusätzlich sind in diesen Bildern die Positionen der Schrauben in der Verbindung sowie deren Einbaurichtungen enthalten (siehe auch Kapitel 4.2.1). Aus dieser Darstellung wird die Schraubendurchbiegung deutlich: Je nach Einbau-richtung zeigt eine andere Meßreihe eine größere bleibende Dehnung wobei allerdings auch die Interaktion der einzelnen Schrauben untereinander berücksichtigt werden muß.

In Verbindung mit den anderen Bildern kann eine Bewertung der einzelnen Meßwerte bzw. Komponenten der Verbindung durchgeführt werden. So besitzt z.B. Schraube 1 die geringste Vorspannung und es wurden auch die geringsten bleibenden Dehnungen bei Versuchsende gemessen. Dennoch wurde bei Schraube 1 eine Restspannung ermittelt, die ungefähr die mittlere Restspannung aller Schrauben repräsen-

tiert. Offensichtlich ist hier das zeitabhängige Verhalten des Flansches von entscheidender Bedeutung. Bei schwach vorgespannten Schrauben belasten die benachbarten Schrauben zu Beginn der Auslagerung den Flansch stärker, so daß die Spannungen dieser Schrauben am Anfang stärker abgebaut werden. Erst wenn die Spannungen der einzelnen Schrauben angeglichen sind, verläuft die Relaxation für alle Schrauben gleichmäßig. Bis dahin hat sich allerdings in den hoch vorgespannten Schrauben bereits eine höherer Kriechdehnung akkumuliert.

Während der Auslagerung wurden an verschiedenen Stellen die lokalen Verformungen bzw. Dehnungen der einzelnen Komponenten ermittelt. In Bild 4.4.5 sind die zeitlichen Verläufe der online gemessenen Dehnungen am Flanschkörper dargestellt. Bedingt durch den Innendruck (55 bar) werden im Flanschrohr Spannungen und Dehnungen in Umfangs- und Axialrichtung erzeugt, die im Flanschkörper Kriechdehnungen erzeugen: Sowohl die Umfangsdehnung als auch die Axialdehnung zeigen mit fortschreitender Versuchszeit einen deutlichen Dehnungszuwachs, wobei jedoch die absolute Größe der erreichten Dehnungen sehr gering ist. Die Umfangsdehnung wächst dabei schneller, wie es bei einem Rohr unter Innendruck zu erwarten ist, da bei einem geraden, innendruckbelasteten Rohr die Umfangsbelastung zweimal so groß ist als die Axialbelastung. Ab etwa 3 000 h verläuft der Dehnungszuwachs in beiden Fällen linear.

Aufgrund eines defekten Kabels konnten während der ersten Versuchsphase keine Dehnungen am konischen Übergang Flanschteller / Flanschrohr aufgezeichnet werden. Während der Stomunterbrechung (nach ca. 2 000 h) wurde das Kabel ausgetauscht, sodaß auch an dieser Stelle Meßsignale verarbeitet werden konnten. Da der Dehnungsverlauf bis zur Reparatur nicht bekannt war, wurde direkt der gemessene Dehnungswert verwendet. Damit kann zwar der Dehnungsverlauf in Bild 4.4.5 qualitativ kommentiert werden, die absolute Größe der Dehnung gibt jedoch keinen quantitativen Aufschluß über die Rückverformung des Flanschtellers.



 1. Versuchsphase

 Einbaurichtung (Flansch-Radialrichtung)

Bild 4.4.3: Bleibende Dehnungen der Schrauben 1 - 8, Flanschverbindung Nr. 1, nach 1. Demontage (4 247 h).

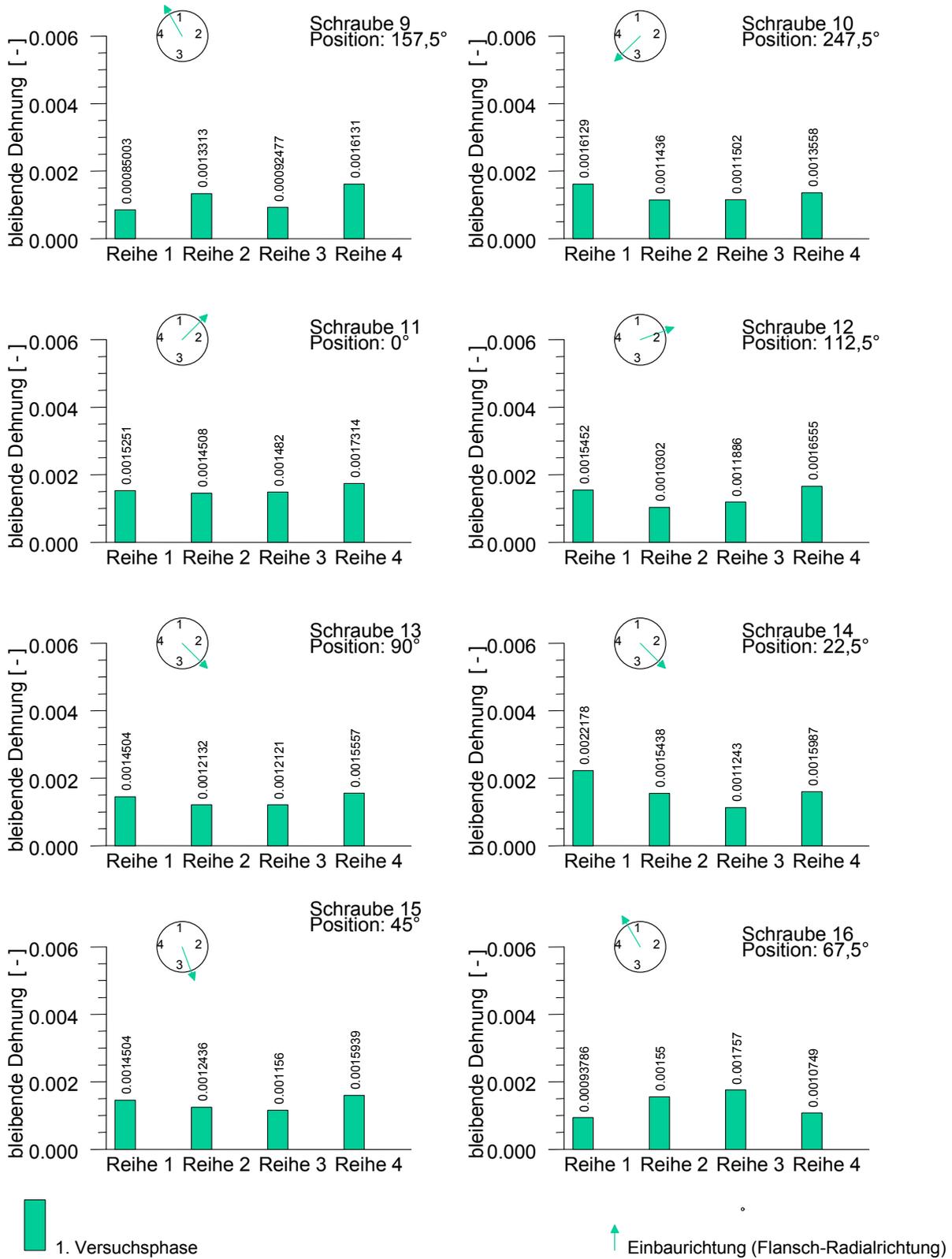


Bild 4.4.4: Bleibende Dehnungen der Schrauben 9 - 16, Flanschverbindung Nr. 1 Nach 1. Demontage (4274 h).

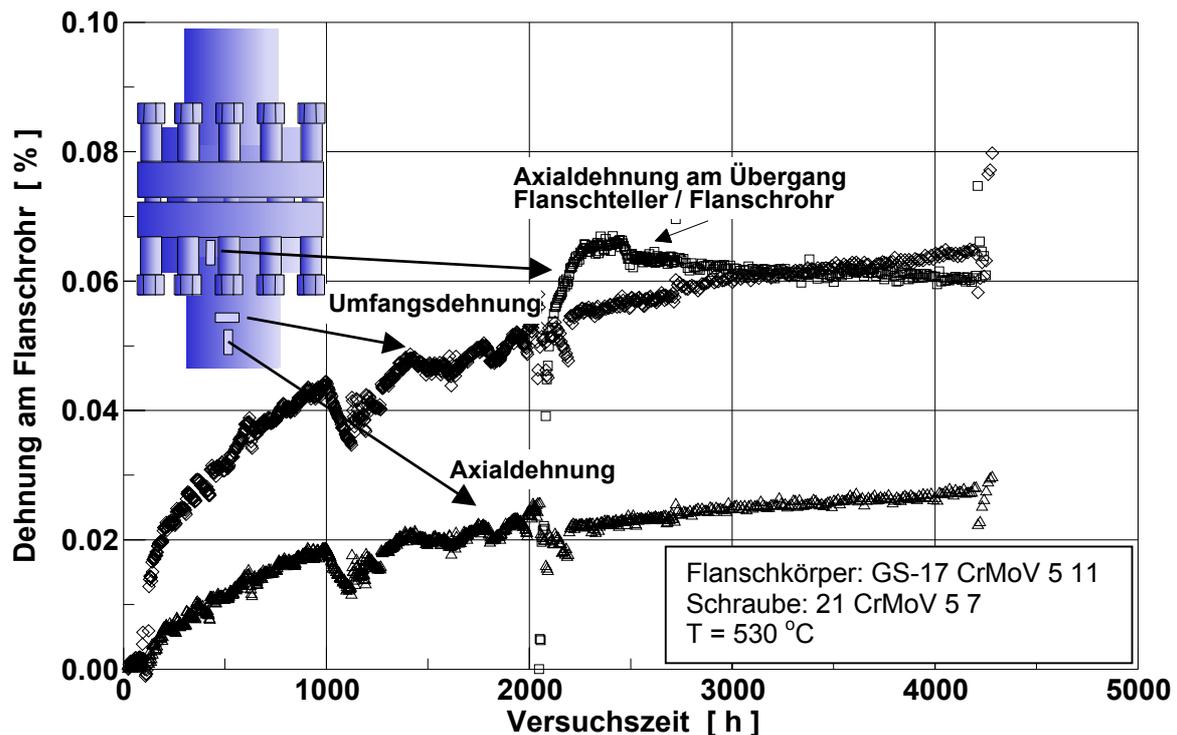


Bild 4.4.5: Gemessene Dehnungen am Flanschkörper.

Bedingt durch die Vorspannung der Schraubenbolzen werden die Flanschteller in Richtung der Dichtfläche verformt, am Übergang zum Flanschrohr entstehen somit an der Flanschaußenseite Zugspannungen und –dehnungen. Durch Relaxationsvorgänge im Flanschkörper selbst, jedoch vorrangig durch das Relaxieren der Schrauben werden diese abgebaut. Mit zunehmender Versuchsdauer nimmt die Dehnung am Übergang ab, d.h. der Flanschteller bewegt sich zum Rohr hin (bzw. von der Dichtfläche weg).

An den Dehnhülsen der Schrauben 9 (Umfangsposition 157,5°), 16 (67,5°) und 2 (337,5°) wurden HT-Wegaufnehmer in axialer Richtung aufgebracht. In Bild 4.4.6 sind die damit gemessenen Dehnungsänderungen dargestellt. Da die Querschnittsfläche der Dehnhülsen um rund 15 % größer ist als die der Schrauben, sind die dabei in den Hülsen erzeugten Spannungen und Dehnungen um etwa diesen Betrag kleiner als in den Schrauben. Kriech- und Relaxationseffekte in den Hülsen sind daher um ein deutliches niedriger als in den Schrauben und können vernachlässigt werden.

Beim Vorspannen werden die Dehnhülsen gestaucht. Durch Relaxationsvorgänge wird die Vorspannung der Schrauben abgebaut, und die durch das Vorspannen in den Hülsen erzeugte Druckdehnung abgebaut: Die Hülse dehnt sich während des Auslagerns zurück, verlängert sich also scheinbar¹. Es muß allerdings beachtet werden, daß in die gemessene Dehnung der Hülsen nicht nur die Relaxationsvorgänge

¹ Diese „scheinbare“ Verlängerung bezieht sich auf die Länge der Hülse nach dem Vorspannen. Tatsächlich wird die Hülse nicht länger, sondern nähert sich ihrer konstruktiven Länge an.

in den Schrauben sondern auch das zeitabhängige Verhalten der Flansche (z.B. die Rückdehnung der Flanschteller) einfließt.

Während der ersten 500 h Versuchszeit wird die aufgebrachte Dehnung an den Schraubenhülsen 2 und 16 relativ schnell abgebaut, während an der Hülsen der Schrauben 9 ein geringerer Abfall der Anfangsdehnung zu verzeichnen ist. Nach ca. 500 h Versuchszeit zeigen alle drei Geber die nahezu gleiche, konstante Dehnrates.

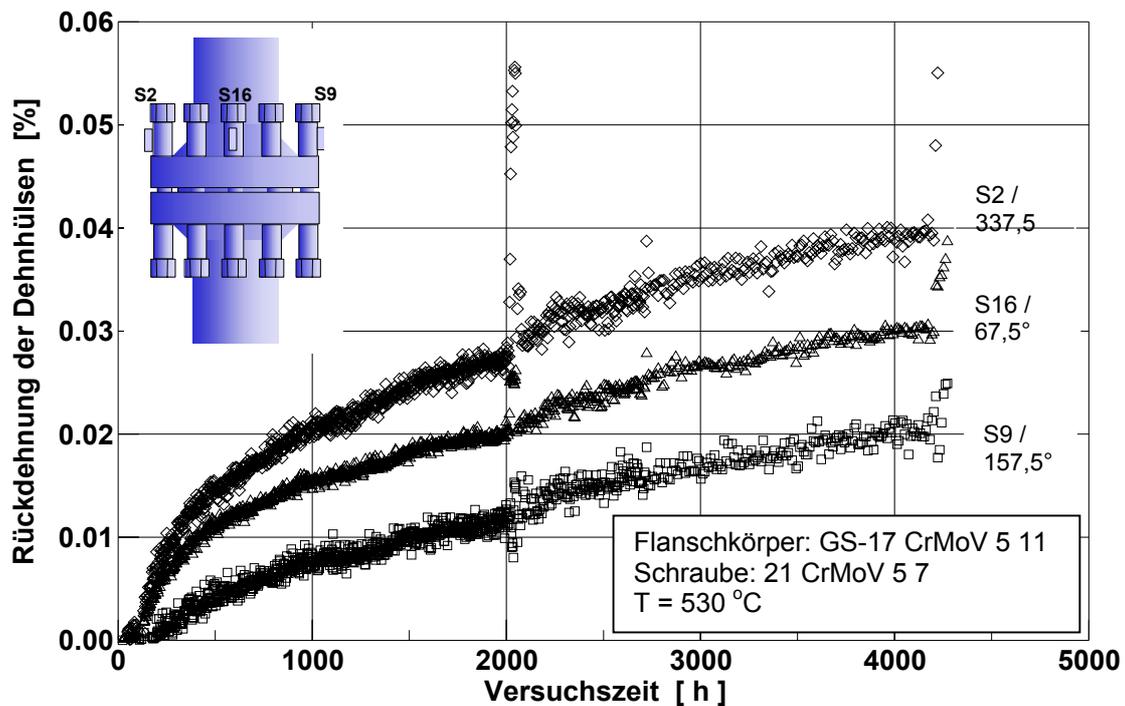


Bild 4.4.6: Gemessene Dehnungen an den Dehnhülsen.

Bild 4.4.7 zeigt die Veränderung des Flanschspaltes. Alle drei Meßwerte zeigen tendenziell den gleichen Verlauf, liefern jedoch unterschiedlich große Verschiebungen. An allen drei Meßpositionen nimmt der Abstand der Flanschteller zu, die durch das Vorspannen der Schrauben aufgebrachte Neigung der Teller wird durch das Relaxieren der Schraubenspannungen abgebaut. Die Flansche verhalten sich also weitgehend elastisch. Durch das Verringern der Flanschverformung wird aber auch die an den einzelnen Schrauben anliegende Kraft verringert, wenn davon ausgegangen wird, daß die Schraubkraft direkt abhängig von der Flanschverformung ist. Weiterhin verursacht dieses „Nachschieben“ des Flansches eine größere bleibende Dehnung der Schrauben: Zusätzlich zu den Kriechdehnungen, die durch die Umwandlungen der elastischen Dehnungen in den Schrauben erzeugt werden, muß auch die Verformung der Flansche von den Schrauben aufgenommen werden, wenn vorausgesetzt wird, daß sich die Dehnhülsen rein elastisch verhalten.

Ein Vergleich mit Bild 4.4.2 zeigt, daß die Größe der gemessenen Rückverformung im Gegensatz zu den gemessenen bleibenden Flanschverformungen nach Versuchsende steht. So wurden bei Schraube 2 ($337,5^\circ$) die höchste und bei Schraube 9 ($157,5^\circ$) die geringste Flanschverformung gemessen. Bei Schraube 16 wurde zwar ein lokaler Peak der bleibenden Verformung gemessen, der in etwa von der gleichen Größenordnung wie die Verformungen bei Schraube 2 ist, werden jedoch auch die benachbarten Messungen herangezogen, ergeben sich Verformungen, die zwischen denen der Schraube 9 und 2 liegen. Allerdings muß beim Vergleich der bleibenden Verformungen nach Versuchsende mit den Verformungsänderungen während der Auslagerung beachtet werden, daß die beim Verspannen verursachte Verformung des Flanschtellers nicht an allen Umfangspositionen gleich war. Wird als Maß für die Verformung zu Beginn des Versuches die Verformung der Schrauben herangezogen (Bild 4.4.1), so ergibt sich die größte Ausgangsverformung bei Schraube 2 während bei den Schrauben 16 und 9 eine ähnliche hohe Ausgangsverformung vorlag¹.

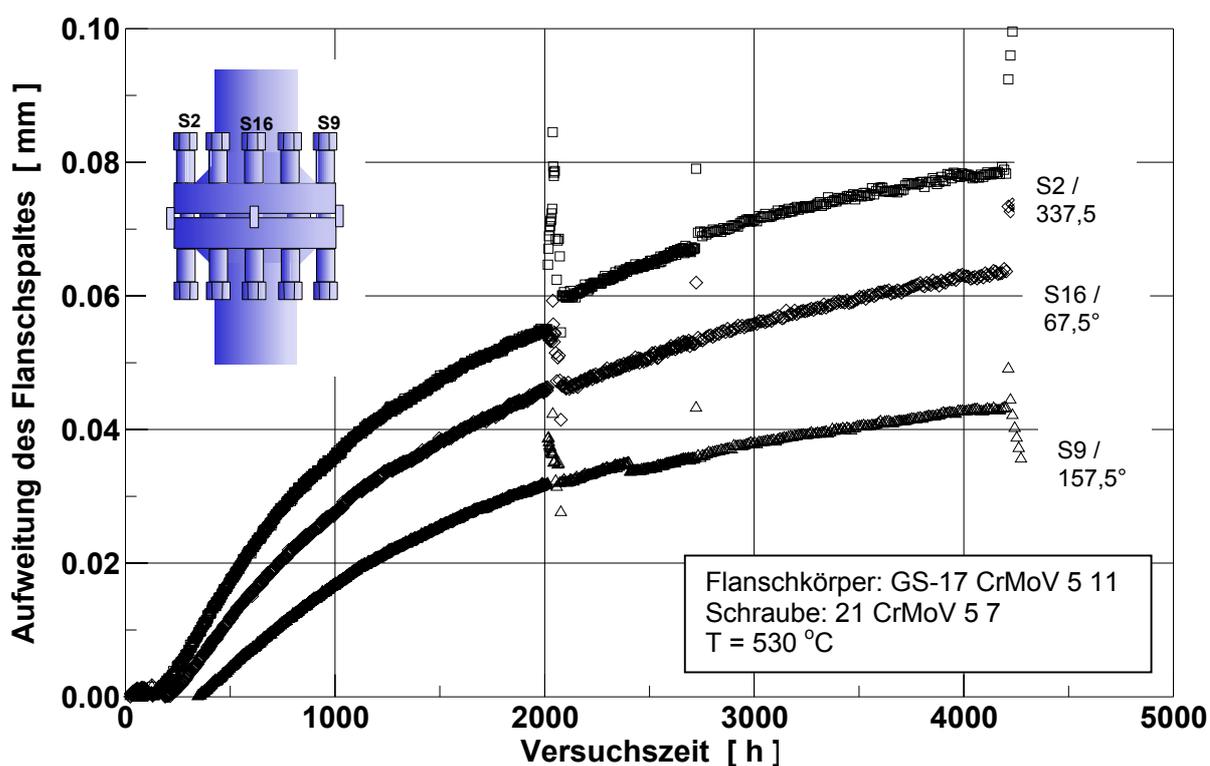


Bild 4.4.7: Gemessene Vergrößerung des Flanschsapaltes.

¹ Der Vollständigkeit halber sei hier nochmals daraufhin gewiesen, daß weder die Vorgänge in der Schraube von denen des Flansches noch die Vorgänge an einer Umfangsposition von denen der anderen Positionen getrennt werden kann. So beeinflusst die Spannung einer bestimmten Schraube nicht nur die Flanschverformung an exakt dieser Position, sondern eben auch die Flanschverformung bzw. die Spannungen der Schrauben an allen anderen Positionen. Durch die Messung wird die Veränderung während des Versuches bestimmt. Durch die Wechselwirkung Schraube-Flansch kann diese Messung qualitativ anders ausfallen als die Messung der bleibenden Verformung nach Versuchsende.

Flanschverbindung Nr. 2

An dieser Flanschverbindung konnte eine Versuchszeit von insgesamt 12 930 h (ohne Unterbrechungen) erzielt werden. Nach 4 820 h wurde ein Zwischenausbau (Revision) durchgeführt. Aufgrund von Stromunterbrechungen bzw. Störungen in der Regeleinrichtung des Ofens mußte der Versuch in der ersten Phase zweimal und in der zweiten Versuchsphase dreimal unterbrochen werden.

Tabelle 4.4.3 zeigt die beim ersten Vorspannen der Verbindung aufgebrachten Schraubenverlängerungen und Dehnungen. Da nur vier Schrauben mit DMS bestückt waren, war es schwierig, die Schraubenverlängerung während des Anziehens zu kontrollieren. Daher resultieren auch die, im Vergleich zu den anderen Verbindungen relativ großen Streuungen zwischen den einzelnen Schraubendehnungen. Beim zweiten Vorspannen (nach der Revision) wurden daher acht Schrauben mit DMS bestückt, wobei beim Anziehen zwei beschädigt wurden. Die Ergebnisse des zweiten Anziehvorganges sind in Tabelle 4.4.4 zusammengefaßt.

Schraube		Meßgestänge		DMS Ergebnis	
Nr.	Position	ΔL	ε	Anzeige DMS	ε
	[°]	[mm]	[%]		[%]
3	0.0	0,388	0,14925	3574	0,1375
1	180.0	0,376	0,1446	3868	0,1484
2	270.0	0,321	0,1235	3173	0,1220
4	90.0	0,370	0,1423	3818	0,1469
13	22.5	0,584	0,2246		
5	202.5	0,439	0,1688		
16	292.5	0,400	0,1538		
10	112.5	0,557	0,2142		
12	45.0	0,501	0,1927		
6*	222.5	0,394	0,1515		
15	315.0	0,364	0,1400		
9	135.5	0,430	0,1654		
11	67.5	0,437	0,1681		
7	247.5	0,371	0,1427		
14	337.5	0,503	0,1934		
8	157.5	0,442	0,1700		

*zu kurze Dehnhülse

Tabelle 4.4.3: Vergleich der Schraubendehnung und -verlängerung beim ersten Vorspannen.

Schraube		Gestänge		DMS Ergebnis	
Nr.	Position [°]	ΔL [V]	ε [%]	Anzeige DMS	ε [%]
3	0.0	0,369	0,1419	3920	0,1507
1	180.0	0,371	0,1427	3934	0,1513
2	270.0	0,367	0,1412	3895	0,1498
4	90.0	0,369	0,1419	3920	0,1507
13	22.5	0,397	0,1527		
5	225.0	0,393	0,1512	3826	0,1472
16	292.5	0,390	0,1500		
10	112.5	0,396	0,1523		
12	45.0	0,375	0,1442	+	
6*	202.5	0,373	0,1435		
15	315.0	0,399	0,1535	+	
9	135.5	0,380	0,1462	3872	0,1489
11	67.5	0,384	0,1477		
7	247.5	0,393	0,1512		
14	337.5	0,387	0,1488		
8	157.5	0,388	0,14923		

*zu kurze Dehnhülse

+beim Vorspannen beschädigt

Tabelle 4.4.6: Vergleich der Schraubendehnung und -verlängerung, Flanschverbindung 2, 2. Vorspannen.

Bild 4.4.8 zeigt eine Gegenüberstellung der beim ersten Vorspannen aufgebrauchten Schraubenverlängerung mit der elastischen Rückdehnung der Schrauben bei der Revision. **Bild 4.4.9** zeigt diesen Vergleich bei Versuchsende. In beiden Versuchsphasen ergibt sich nach der Auslagerung eine gleichmäßigere Verteilung der Schraubendehnungen als beim Vorspannen. Entsprechend den Bildern besitzen hochvorgespannte Schrauben auch eine hohe elastische Rückdehnung, wobei allerdings der Einfluß der benachbarten Schrauben nicht vernachlässigt werden darf: So wurden beispielsweise die Schrauben 3 (0° Position) und 6 (225°) beim ersten Vorspannen auf ungefähr den gleichen Wert (ca. 0,15 %) gedehnt, allerdings befindet sich Schraube 3 zwischen zwei sehr hoch vorgedehnten Schrauben, während Schraube 6 in der Nachbarschaft zweier ähnlich hoch vorgedehnten Schrauben befindet. Nach der Auslagerung weist Schraube 3 die geringste Rückdehnung auf, während Schraube 6 eine mittlere Rückdehnung besitzt.

Aus den gemessenen Schraubenrückdehnungen können mit den in Tabelle 3.3 angegebenen E-Moduli die in der Schraube verbliebenen Restspannungen errechnet werden, wobei ggf. die unterschiedliche Wärmeausdehnung zwischen Flansch und Schraube zu berücksichtigen ist. Beim ersten Zwischenausbau ergibt sich bei Raumtemperatur eine mittlere Restspannung von 65,7 MPa, nach Beendigung des Versuches ergab sich trotz der mehr als doppelt so langen Versuchszeit eine deutlich höhere mittlere Restspannung von 88,5 MPa. Offensichtlich sind bei dieser Verbindung Setzeffekte, sowie das Werkstoffverhalten im primären Kriechbereich von entscheidender Rolle. Bei im Betrieb befindlichen Flanschverbindungen erfordern diese besondere Beachtung um die Dichtheit der Verbindung zu gewährleisten.

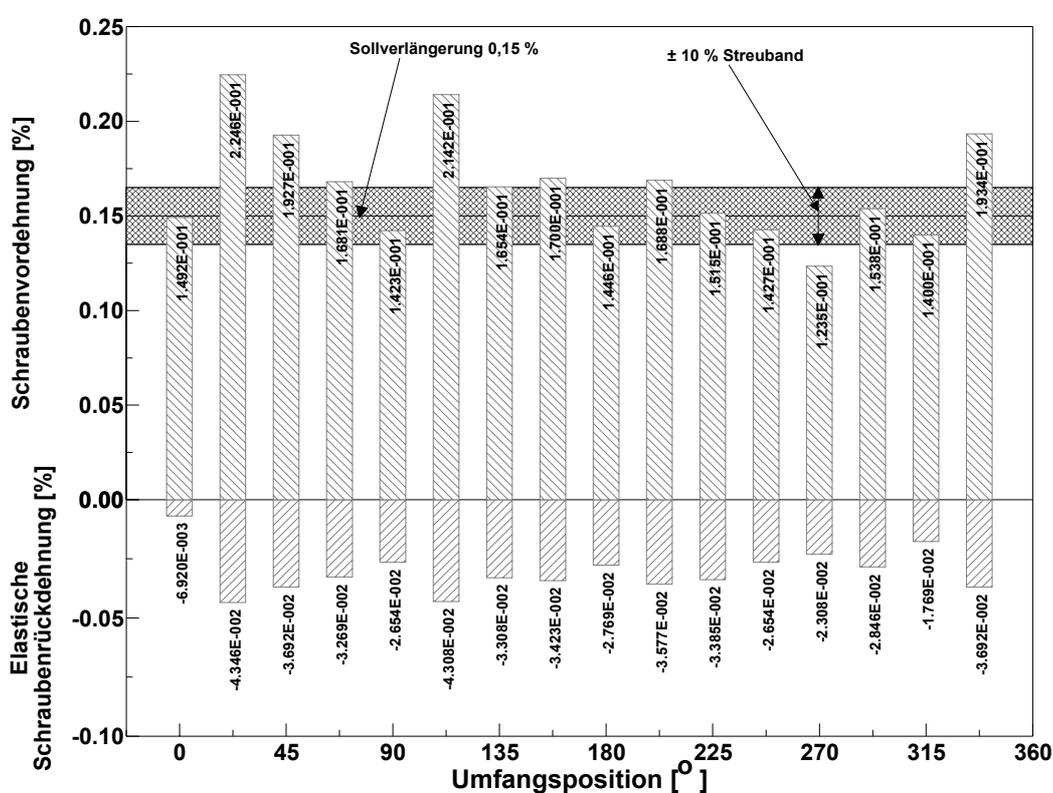


Bild 4.4.8: Gegenüberstellung der Schraubenverlängerung, Schraubenrückdehnung und Flanschverformung bei der ersten Versuchsphase.

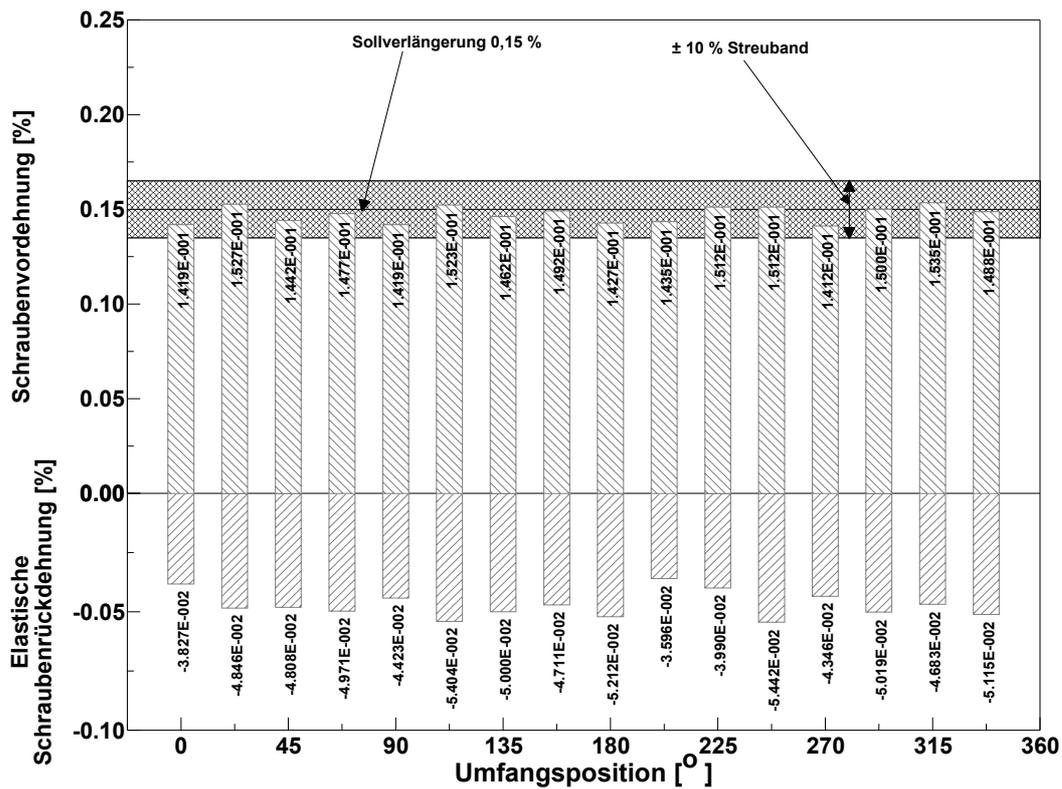


Bild 4.4.9: Gegenüberstellung der Schraubenverlängerung, Schraubenrückdehnung und Flanschverformung bei der zweiten Versuchsphase.

Die bei der Revision bzw. nach Versuchsende ermittelte bleibende Verformung der Flanschteller ist in den Bildern 4.4.10 und 4.4.11 graphisch dargestellt. Die Bilder zeigen den Verlauf der errechneten Winkel aus den Relativwerten zwischen den Messungen an der Flanschinnenseite und im Bereich des Schraubenradius (nur bei Versuchsende) bzw. der Flanschinnenseite und der Flanschaußenseite über dem Umfang (vgl. Bild 4.2.3). Nach der ersten Versuchsphase ergibt sich eine relativ homogene Flanschverformung mit einem mittleren Winkel von $0,1^\circ$. Bei Versuchsende ergeben sich größere Unterschiede zwischen den einzelnen Meßpositionen. Die Verformung der Flanschteller ist bei Versuchsende nicht so hoch, wie es nach den Ergebnissen der ersten Versuchsphase zu erwarten wäre und der mittlere Winkel beträgt ca. $0,17^\circ$, was die höheren Restspannungswerte bei Versuchsende bestätigt. Die Neigung der Flanschteller ist nahezu linear über dem Radius, was sich in weitgehend identischen Winkeln an der Flanschaußenseite und der Schraubenachse äußert.

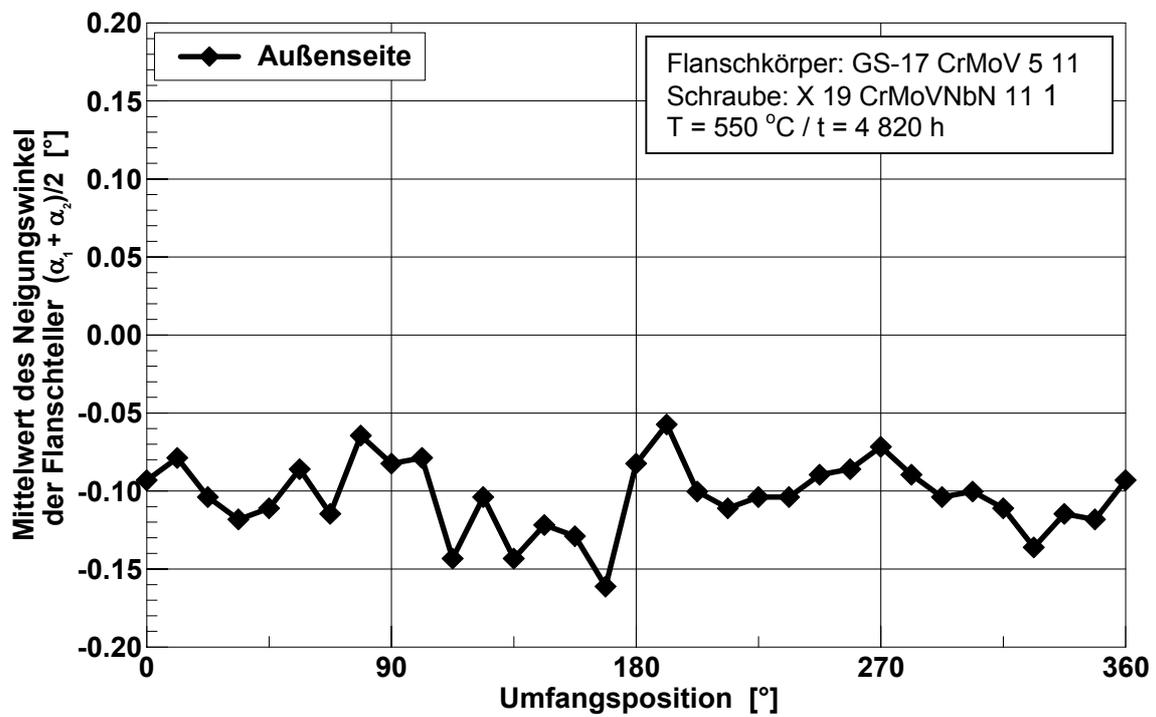


Bild 4.4.10: Bleibende Verformung der Flanschteller bei der ersten Revision.

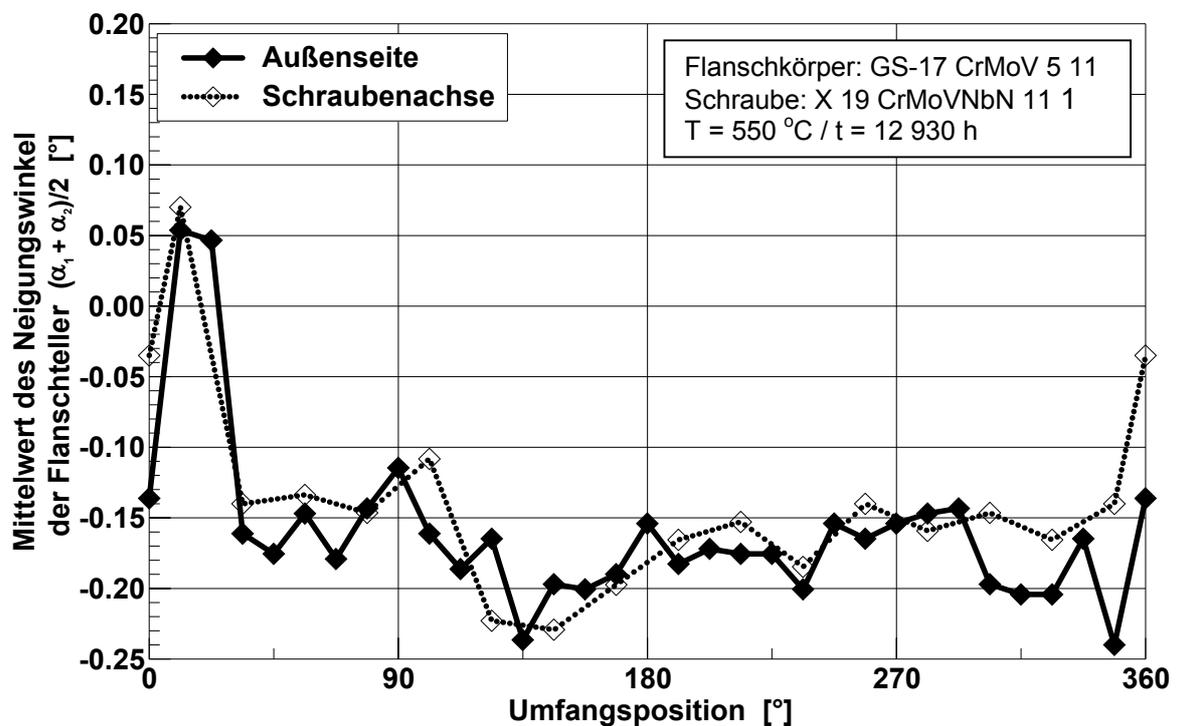


Bild 4.4.11: Errechnete, bleibende Verformung der Flanschteller bei Versuchsende.

Nach der Demontage wurden über die am Schraubenschaft eingebrachten Meßmarken die bleibenden Dehnungen bestimmt. In den Bildern 4.4.12 und 4.4.13 sind die aus den Marken mit einem Abstand von 160 mm bestimmten, bleibenden Dehnungen gegenübergestellt. Aufgetragen ist jeweils die bleibende Dehnung bei der Revision (linker Balken), deren Veränderungen zwischen Revision und Versuchsende (mittlerer Balken) und die sich ergebende Gesamtdehnung (rechter Balken) für die einzelnen Meßreihen (0° , 90° , 180° , 270° Umfangswinkel). Zusätzlich ist in diesen Bildern die Position der Schraube in der Verbindung sowie deren Einbaurichtung enthalten (siehe auch Kapitel 4.2.1). Aus dieser Darstellung wird die Schraubendurchbiegung deutlich: Je nach Einbaurichtung zeigt eine andere Meßreihe eine größere bleibende Dehnung.

Bei nahezu allen Schrauben ist die während der zweiten Versuchsphase akkumulierte bleibende Dehnung geringer als die der ersten Phase, was die ebenfalls höheren Restspannungswerte bei Versuchsende im Vergleich zur ersten Phase bestätigt.

An der Flanschverbindung wurden während der Auslagerung an verschiedenen Stellen die Kriechdehnungen bzw. die zeitliche Änderung der durch das Vorspannen aufgebrachten Dehnungen mittels Hochtemperatur-Wegaufnehmern gemessen. Die Darstellung der Meßwerte erfolgt für beide Versuchsphasen getrennt, wobei die bis zum ersten Ausbau akkumulierten Dehnungen in der zweiten Versuchsphase nicht berücksichtigt wurden. Entsprechend wurde auch die Versuchszeit für die zweite Phase auf Null gesetzt.

In den Bilder 4.4.14 und 4.4.15 sind die zeitlichen Verläufe der online gemessenen Dehnungen am Flanschkörper dargestellt. Sowohl die Axial- als auch die Umfangsdehnung nehmen in beiden Versuchsphasen zu. Während die Axialdehnung einen nahezu linearen Dehnungsanstieg verzeichnet, ist bei der Umfangsdehnung ein - wenn auch sehr kleiner - primärer Bereich erkennbar. Sowohl in Axial- als auch in Umfangsrichtung wurde nach der Revision nur noch in etwa die halbe, konstante Dehnrate gemessen.

An den Dehnhülsen der Schrauben 1 (Umfangsposition 180°), 2 (270°) und 3 (0°) und an den entsprechenden Stellen über dem Spalt der beiden Flanschkhälften wurden HT-Wegaufnehmer in axialer Richtung aufgebracht.

In den Bilder 4.4.16 und 4.4.17 sind die an den Dehnhülsen gemessenen Dehnungen dargestellt. Während der Auslagerung werden durch Kriech- und Relaxationsvorgänge die Vorspannungen in den Schrauben abgebaut. Ebenso verringert sich die elastische Nachgiebigkeit des Flansches. Durch beide Vorgänge wird die, durch das Vorspannen der Schrauben in den Hülsen erzeugte Dehnung verringert.

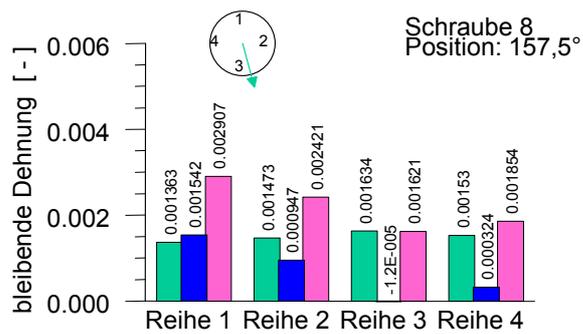
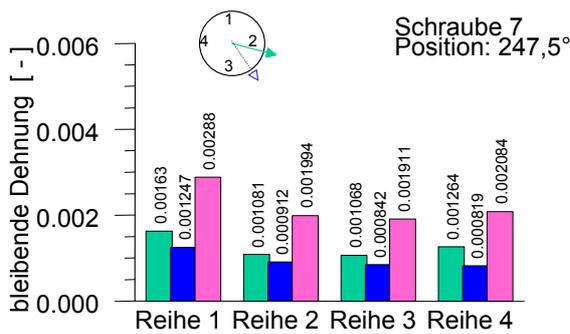
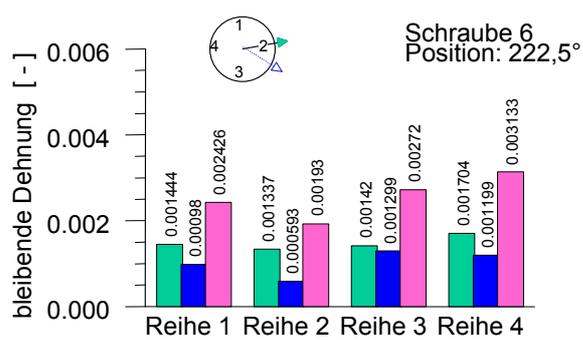
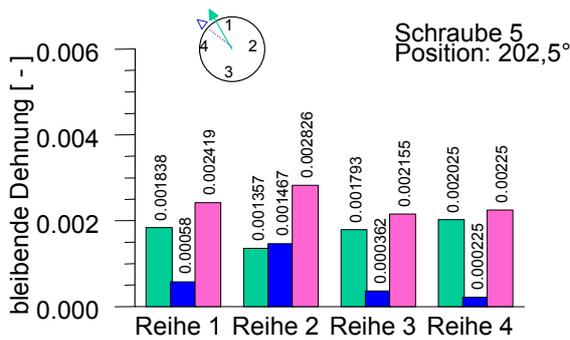
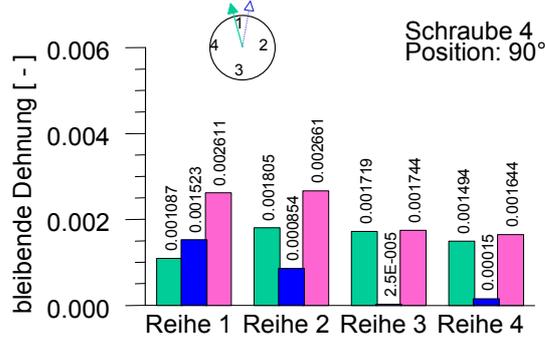
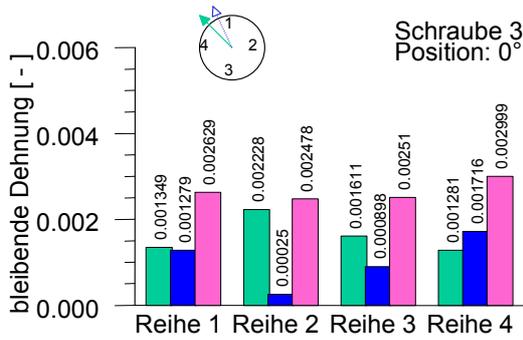
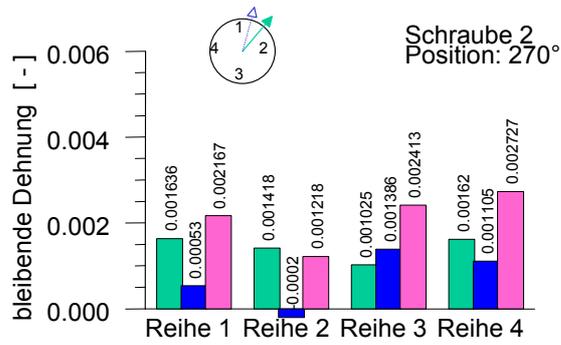
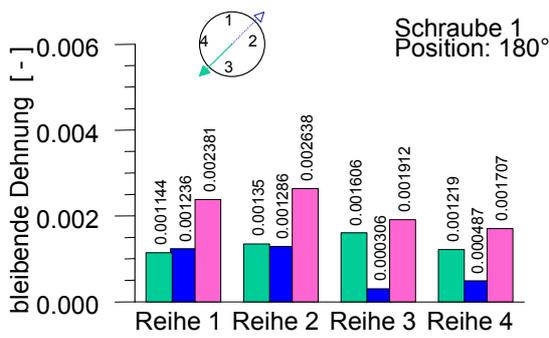


Bild 4.4.12: Bleibende Dehnungen der Schrauben 1 – 8, Verbindung 2.

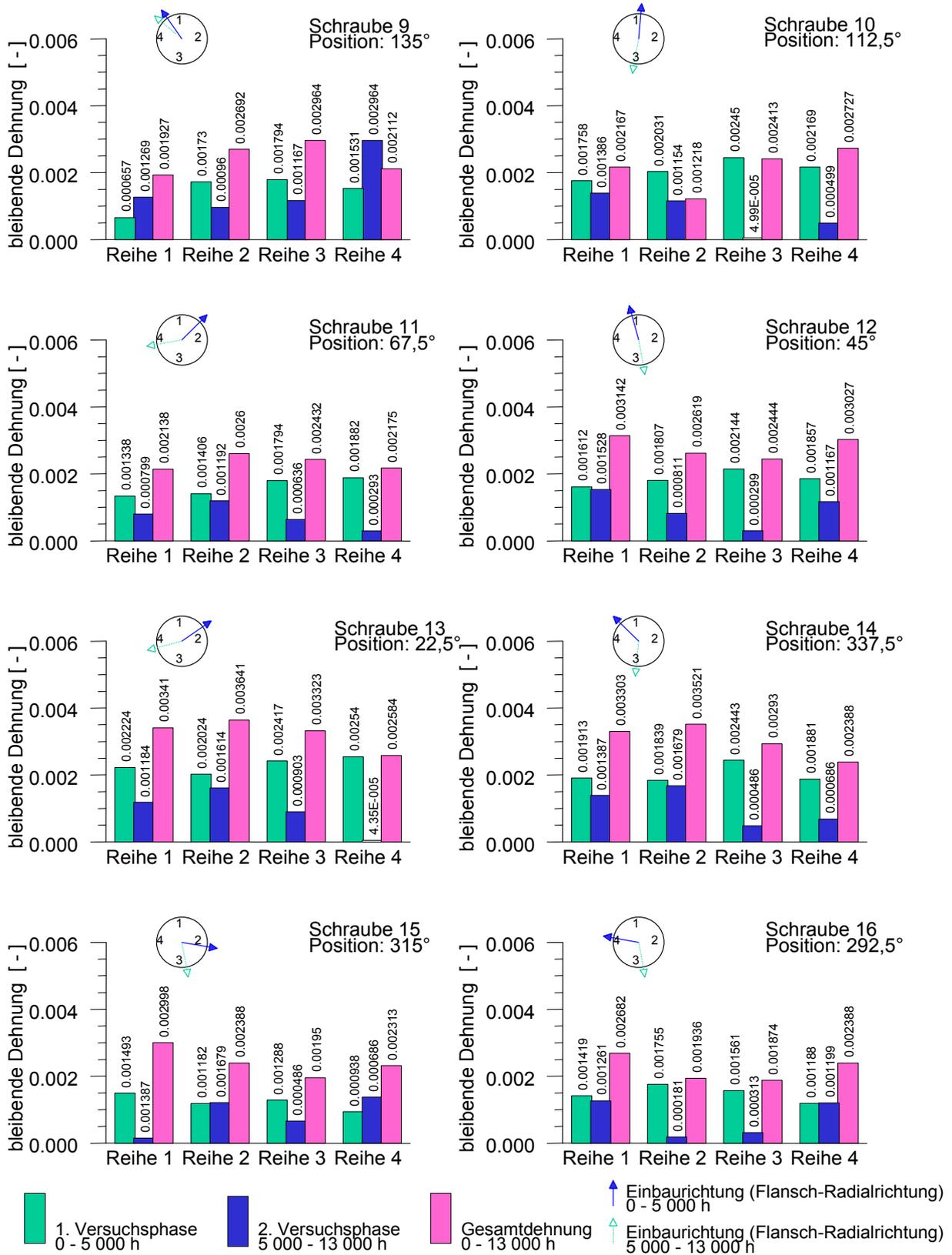


Bild 4.4.13: Bleibende Dehnungen der Schrauben 9 – 16, Verbindung 2.

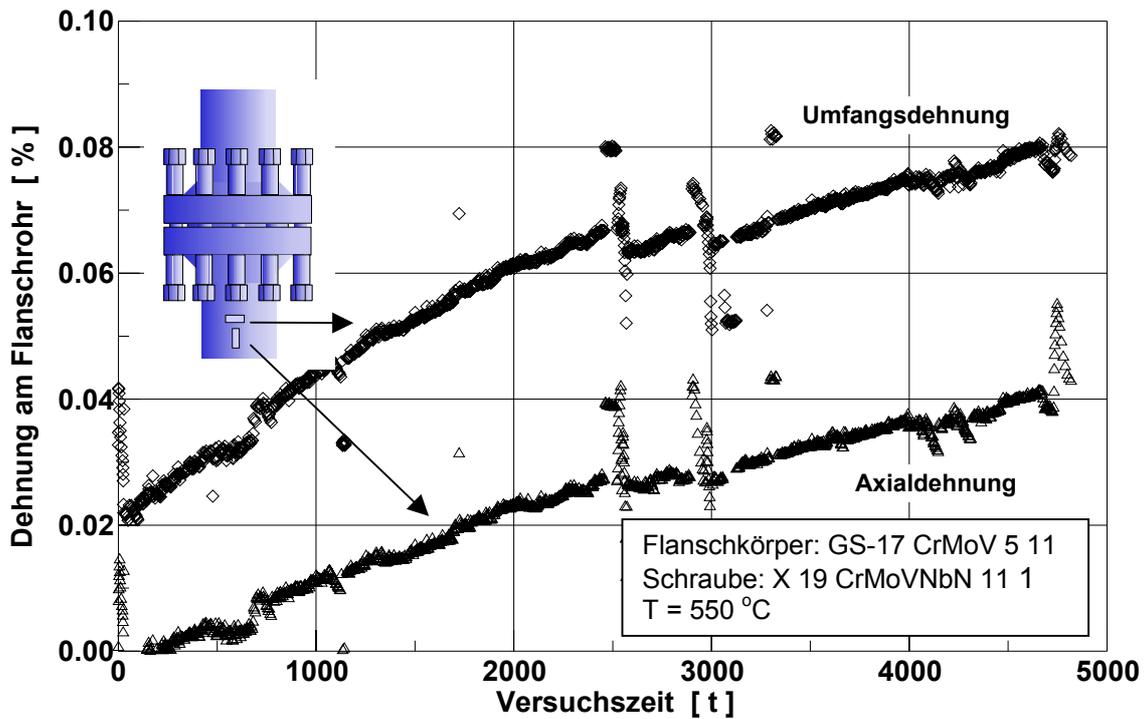


Bild 4.4.14: Gemessene Dehnungen am Flanschkörper während der ersten Versuchsphase.

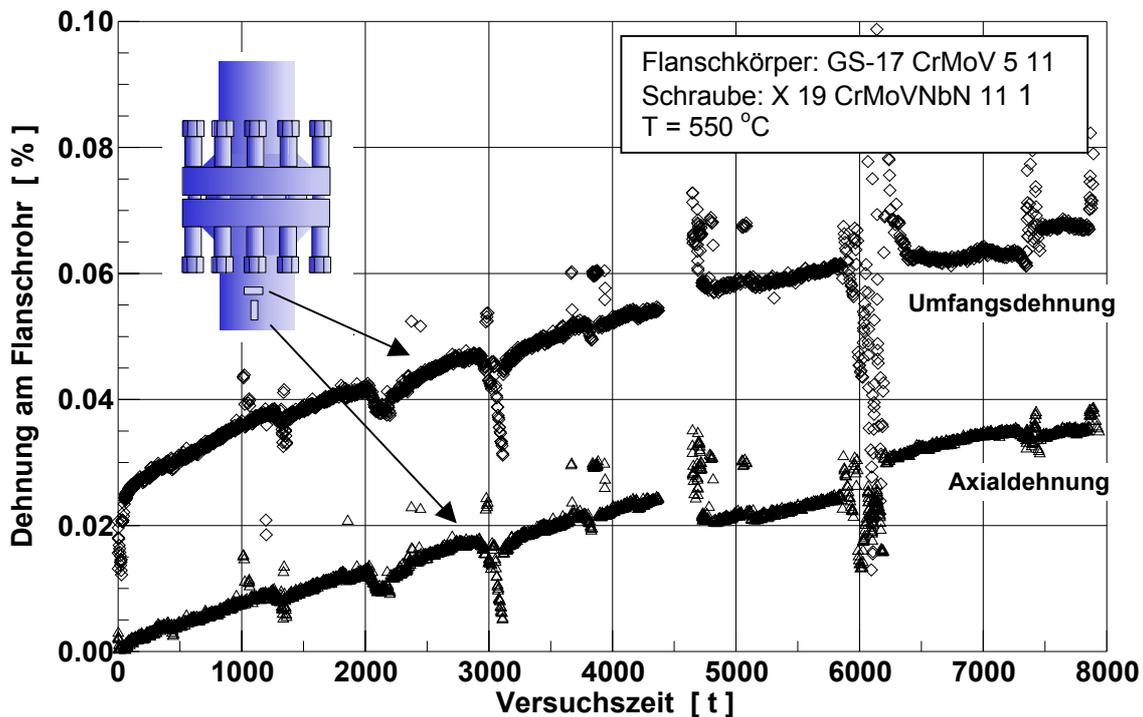


Bild 4.4.15: Gemessene Dehnungen am Flanschkörper während der zweiten Versuchsphase.

Während der ersten Auslagerung ist kein ausgeprägter Primärbereich erkennbar. Nach einer sehr kurzen Einschwingphase (ca. 500 h) nehmen die Dehnungen linear zu. Insgesamt ergibt sich eine vergleichsweise geringe Rückdehnung. Eine andere

Situation ergibt sich nach der Revision. Während der ersten 2 000 h der zweiten Versuchsphase sinkt die Dehnrate deutlich ab, und ist ab 2 000 h nahezu konstant. Die am Ende der zweiten Versuchsphase gemessene Dehnung ist fast doppelt so groß wie die am Ende der ersten Phase. Auch ist das Streuband zwischen den einzelnen Meßwerten nach der Revision deutlich geringer. Offensichtlich spielen Setzeffekte während der ersten Phase eine bedeutende Rolle.

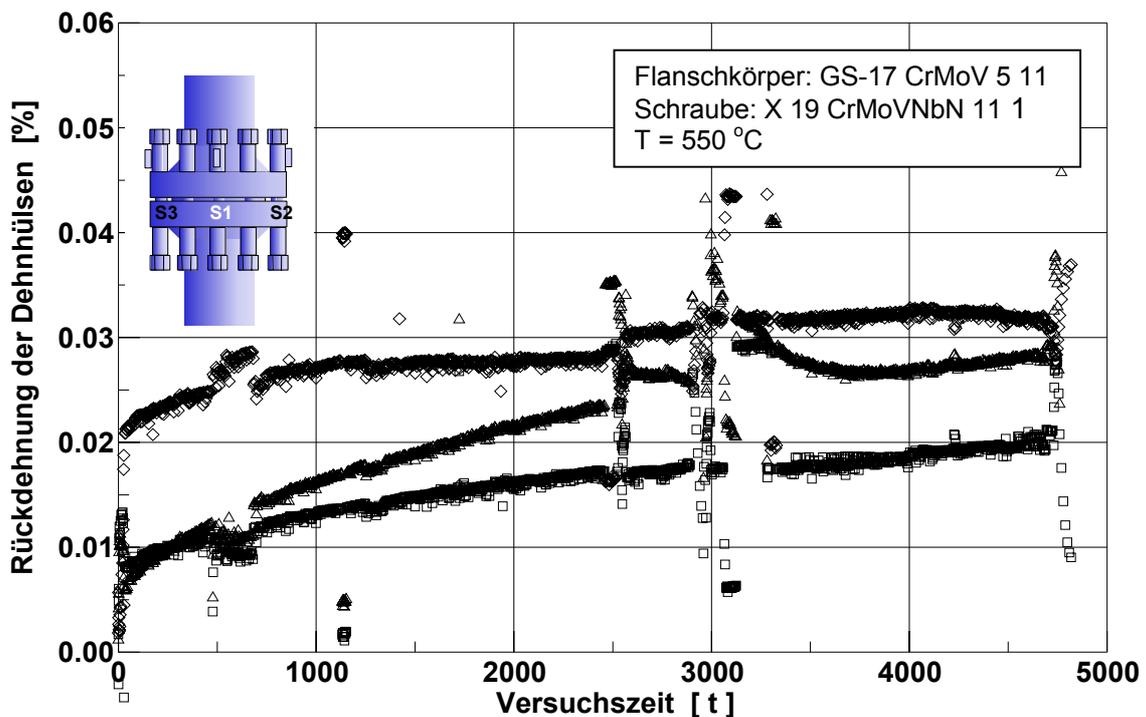


Bild 4.4.16: An den Dehnhülsen gemessene Dehnungen während der ersten Versuchsphase.

Die Bilder 4.4.18 und 4.4.19 zeigen die Veränderungen des Flanschspaltes während beider Versuchsphasen. In beiden Fällen liegen die gemessenen Dehnungsverläufe an den unterschiedlichen Positionen eng beieinander. Auch ergeben sich qualitativ für beide Phasen ähnliche Verläufe: Der Abstand zwischen den Flanschtellern verringert sich kontinuierlich, die Verformungsfähigkeit des Flansches überwiegt also gegenüber der der Schraube. Lediglich während der ersten 200 h der ersten Versuchsphase ist eine Zunahme des Flanschspaltes zu verzeichnen. In dieser Zeit ist die Relaxation der Schraubenvorspannung größer als die plastische Verformungsfähigkeit der Schrauben.

Bei der hier gewählten Kombination von Flansch- und Schraubenwerkstoff wird also ein Großteil der Vorspannung durch die plastische (Kriech-)Verformung des Flansches abgebaut. Dadurch ergibt sich im Betrieb nicht nur die Gefahr von Undichtigkeiten, sondern es muß auch bei wiederholtem Vorspannen mit einer Anrißbildung

am Übergang vom Flanschteller zum Flanschrohr bzw. an den Durchgangslöchern der Schrauben gerechnet werden.

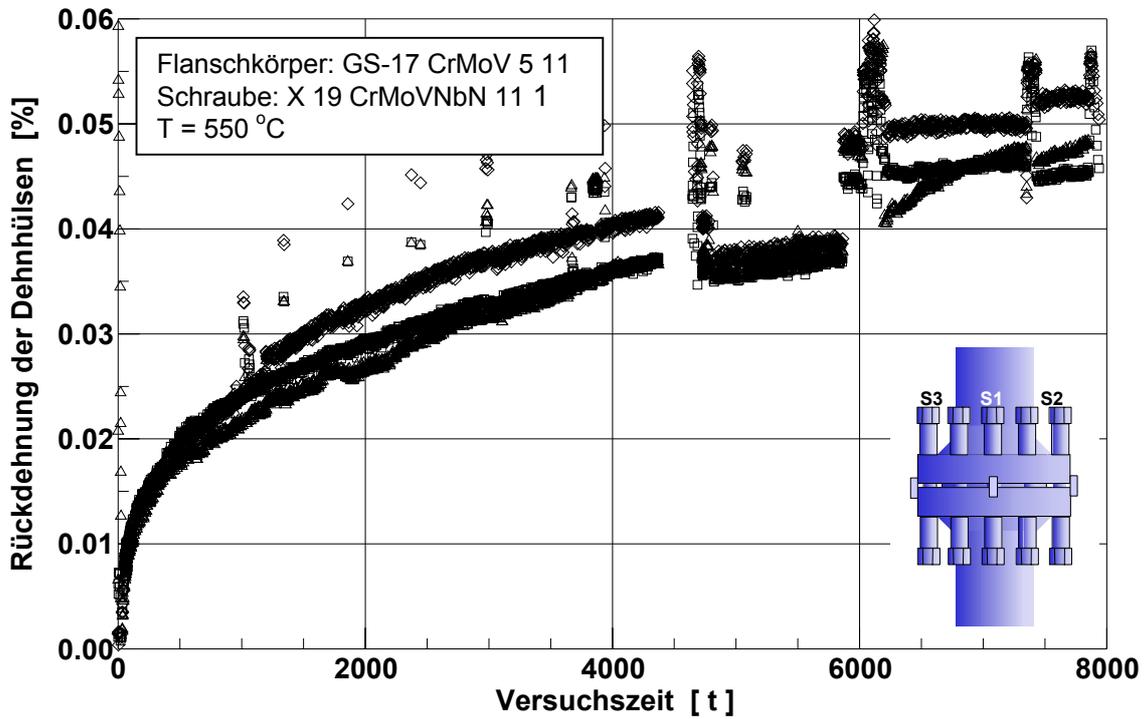


Bild 4.4.17: An den Hülsen gemessene Dehnungen während der zweiten Versuchsphase.

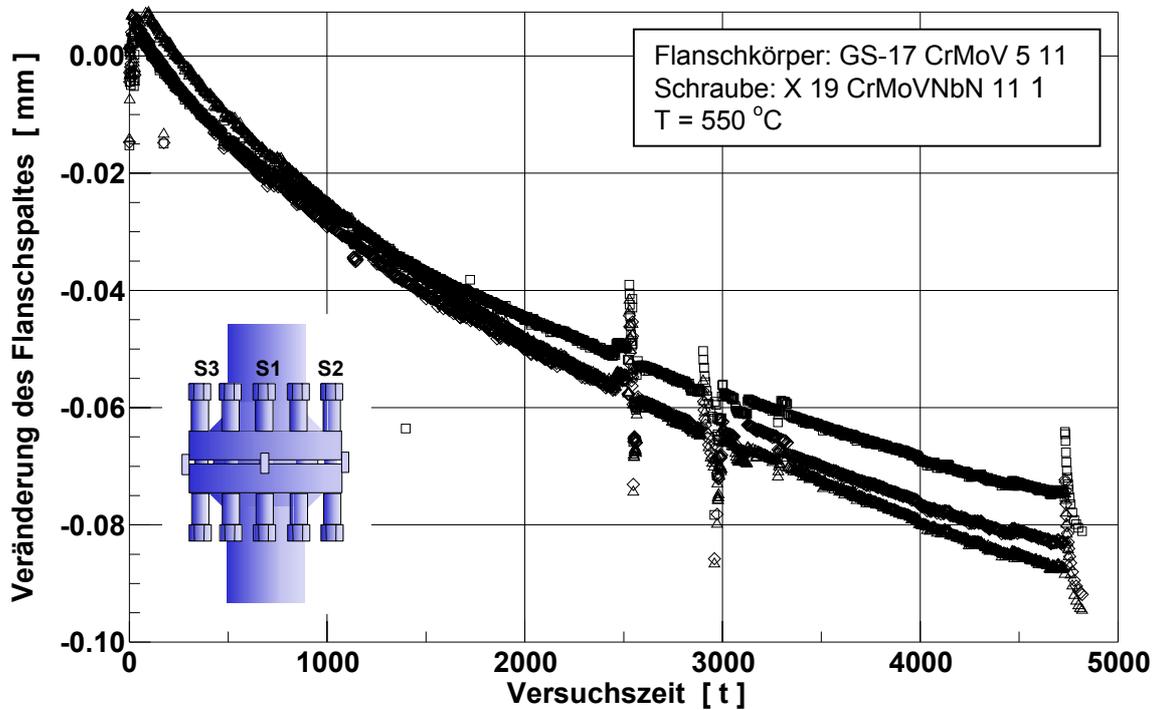


Bild 4.4.18: Gemessene Verringerung des Flanschsapaltes während der ersten Versuchsphase.

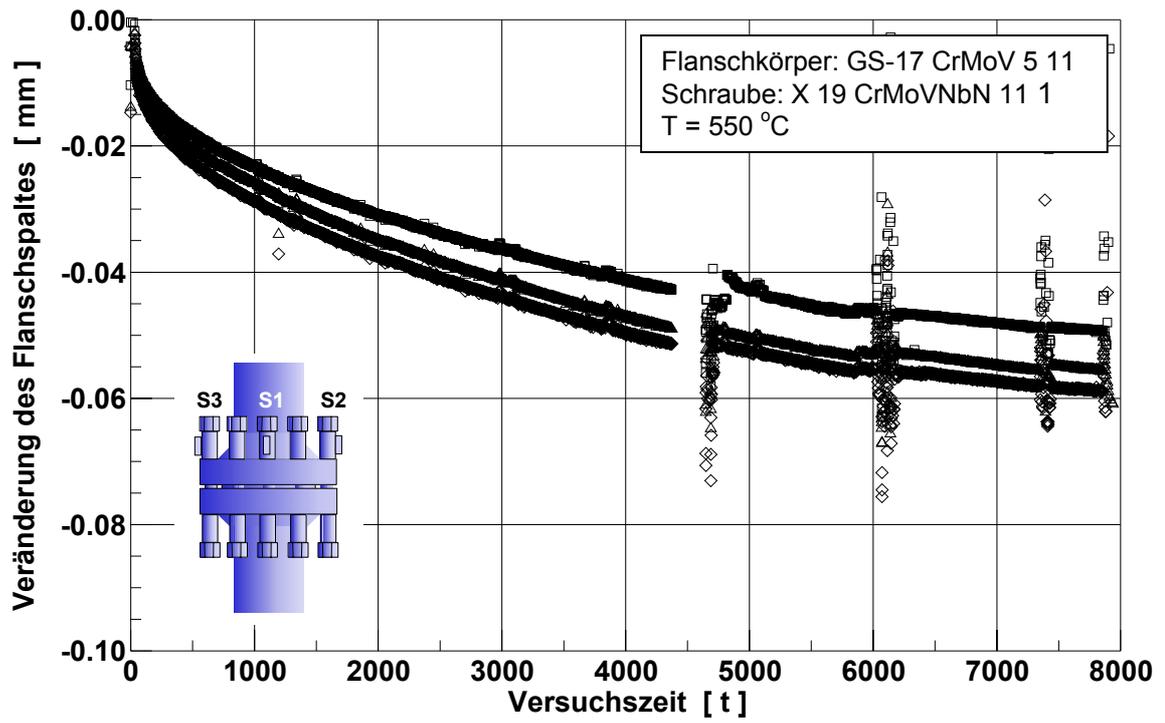


Bild 4.4.19: Gemessene Verringerung des Flanschspaltes während der ersten Versuchsphase.

Flanschverbindung Nr. 3

Diese Flanschverbindung wurde gemeinsam mit der Verbindung 2 ausgelagert. Es wurden somit auch die selben Versuchszeiten wie für die Verbindung 2 erzielt: gesamte Versuchszeit 12 930 h, Zwischenausbau nach 4 820 h. Aufgrund von Stromunterbrechungen bzw. Störungen in der Regeleinrichtung des Ofens mußte der Versuch in der ersten Phase zweimal und in der zweiten Versuchsphase dreimal unterbrochen werden. Beim Zwischenausbau wurde der Dichtring in einer Flanschkälfte belassen.

Tabelle 4.4.5 zeigt die beim ersten Vorspannen aufgebrauchten Schraubenverlängerungen und Dehnungen. Die Ergebnisse des zweiten Anziehvorganges sind in Tabelle 4.4.6 zusammengefaßt.

Schraube		Meßgestänge		DMS Ergebnis	
Nr.	Position [°]	ΔL [mm]	ε [%]	Anzeige DMS	ε [%]
2	0.0	0.381	0.1465	3732	0.1435
6	337.5	0.381	0.1465		
8	315.0	0.405	0.1558	4026	0.1548
11	292.5	0.381	0.1465		
3	270.0	0.404	0.1554	4054	0.1559
13	247.5	0.418	0.1608		
16	225.0	0.385	0.1481	3743	0.1440
15	202.5	0.406	0.1562		
1	180.0	0.366	0.1408	3710	0.1427
9	157.5	0.387	0.1488		
10	135.0	0.398	0.1531	3989	0.1534
12	112.5	0.377	0.1450		
4	90.0	0.408	0.1569	4032	0.1551
7	67.5	0.392	0.1508		
5	45.0	0.385	0.1481	3784	0.1455
14	22.5	0.403	0.1550		

Tabelle 4.4.5: Vergleich der Schraubendehnung und –verlängerung beim ersten Vorspannen.

Bild 4.4.20 zeigt eine Gegenüberstellung der beim ersten Vorspannen aufgebrauchten Schraubenverlängerung mit der elastischen Rückdehnung der Schrauben bei der Revision. Bild 4.4.21 zeigt diesen Vergleich bei Versuchsende.

Schraube		Meßgestänge		DMS Ergebnis	
Nr.	Position [°]	ΔL [mm]	ε [%]	Anzeige DMS	ε [%]
2	0.0	0.035	0.1346	+	
6	337.5	0.039	0.1500		
8	315.0	0.039	0.1500	3851	0.1481
11	292.5	0.043	0.1653		
3	270.0	0.039	0.1500	3913	0.1505
13	247.5	0.037	0.1423		
16	225.0	0.039	0.1492	3829	0.1473
15	202.5	0.035	0.1346		
1	180.0	0.042	0.1596	3966	0.1525
9	157.5	0.036	0.1385		
10	135.0	0.035	0.1346	+	
12	112.5	0.042	0.1615		
4	90.0	0.036	0.1404	3769	0.1450
7	67.5	0.036	0.1385		
5	45.0	0.037	0.1407	3853	0.1482
14	22.5	0.038	0.1462		

+ beim Vorspannen beschädigt

Tabelle 4.4.6: Vergleich der beim zweiten Vorspannen aufgebrauchten Schraubendehnungen und –verlängerungen.

Sowohl beim ersten, als auch beim zweiten Vorspannen konnten die Schrauben sehr gleichmäßig angezogen werden, die maximale Abweichungen zwischen den aufgebrauchten Schraubendehnungen lag in einem Streuband von $\pm 10\%$.

Aus den gemessenen Schrauberrückdehnungen können mit den in Tabelle 3.3 angegebenen E-Moduli die in der Schraube verbliebenen Restspannungen errechnet werden, wobei ggf. die unterschiedliche Wärmeausdehnung zwischen Flansch und Schraube zu berücksichtigen ist. Beim ersten Zwischenausbau ergibt sich bei Raumtemperatur eine mittlere Restspannung von 25 MPa, nach Beendigung des Versuches ergab sich trotz der fast doppelt so langen Versuchszeit eine viermal höhere mittlere Restspannung von 99 MPa. Bei dieser Verbindung scheinen also Vorgänge, die während der primären Kriechphase stattfinden von entscheidender Rolle zu sein. Neben dem Werkstoffverhalten können darunter auch Setzeffekte fallen. Beide erfordern bei im Betrieb befindlichen Flanschverbindungen besondere Beachtung, wenn die Vorspannung nicht unter einen bestimmten Wert abfallen soll.

Allerdings wird bei dieser Verbindung, im Gegensatz zu den anderen beiden Flanschen, nicht durch Kraft- sondern durch Formschluß abgedichtet, so daß die Schraubenspannung nicht die gleiche Bedeutung besitzt wie bei den anderen Verbindungen.

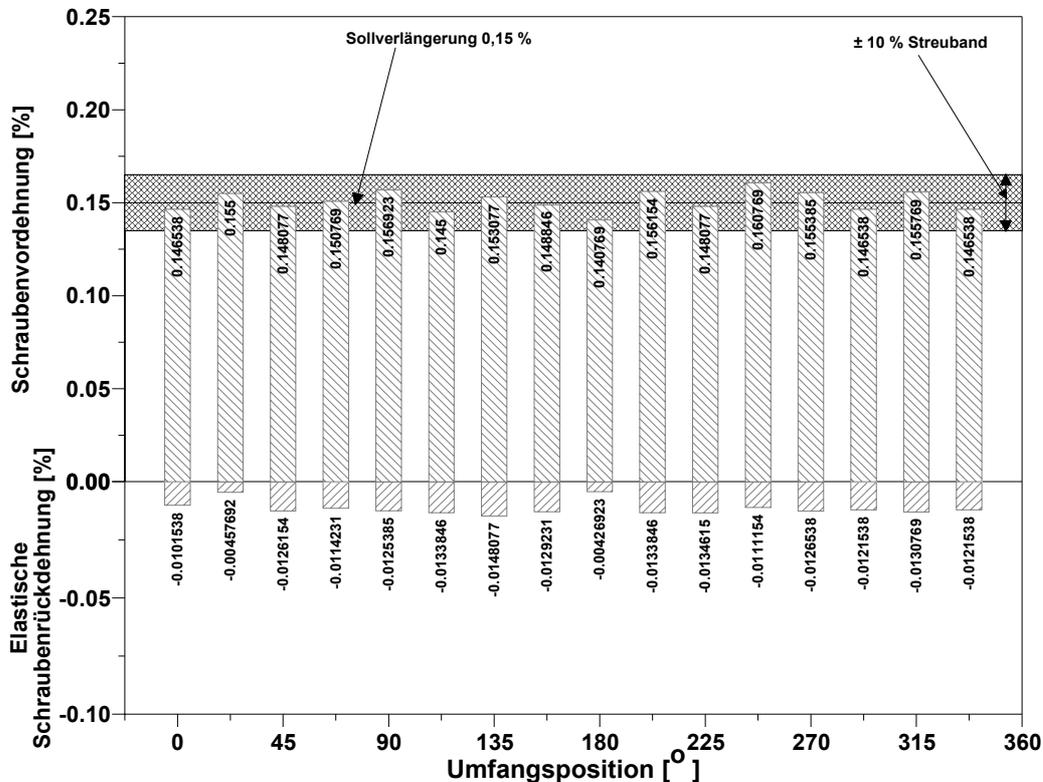


Bild 4.4.20: Gegenüberstellung der Schraubenverlängerung und Schraubentrückdehnung nach der ersten Versuchsphase.

Die bei der Revision bzw. nach Versuchsende gemessene bleibende Verformung der Flanschteller ist in den Bildern 4.2.22 und 4.2.23 graphisch dargestellt. Die Bilder zeigen den Verlauf der errechneten Winkel aus den Relativwerten zwischen den Messungen an der Flanschinnenseite und im Bereich des Schraubenradius (nur bei Versuchsende) bzw. der Flanschinnenseite und der Flanschaußenseite über dem Tellerumfang (vgl. Bild 4.2.3). Nach beiden Versuchsphasen wurde eine relativ inhomogene Verteilung der Flanschverformung gemessen, wobei bei Versuchsende größere Unterschiede zwischen den einzelnen Umfangspositionen auftraten, als bei der Revision. Insbesondere ergaben sich auch Unterschiede zwischen den Messungen an der Flanschaußenseite und der Schraubenachse. Die mittlere Verformung der Flanschteller bei Versuchsende war ungefähr doppelt so groß wie nach der ersten Versuchsphase, was die höheren Restspannungswerte bei Versuchsende bestätigt. Bei der Revision betrug die mittlere Flanschneigung an der Außenseite ungefähr $0,04^\circ$ und bei Versuchsende etwa $0,07^\circ$. Beim Vergleich mit den anderen

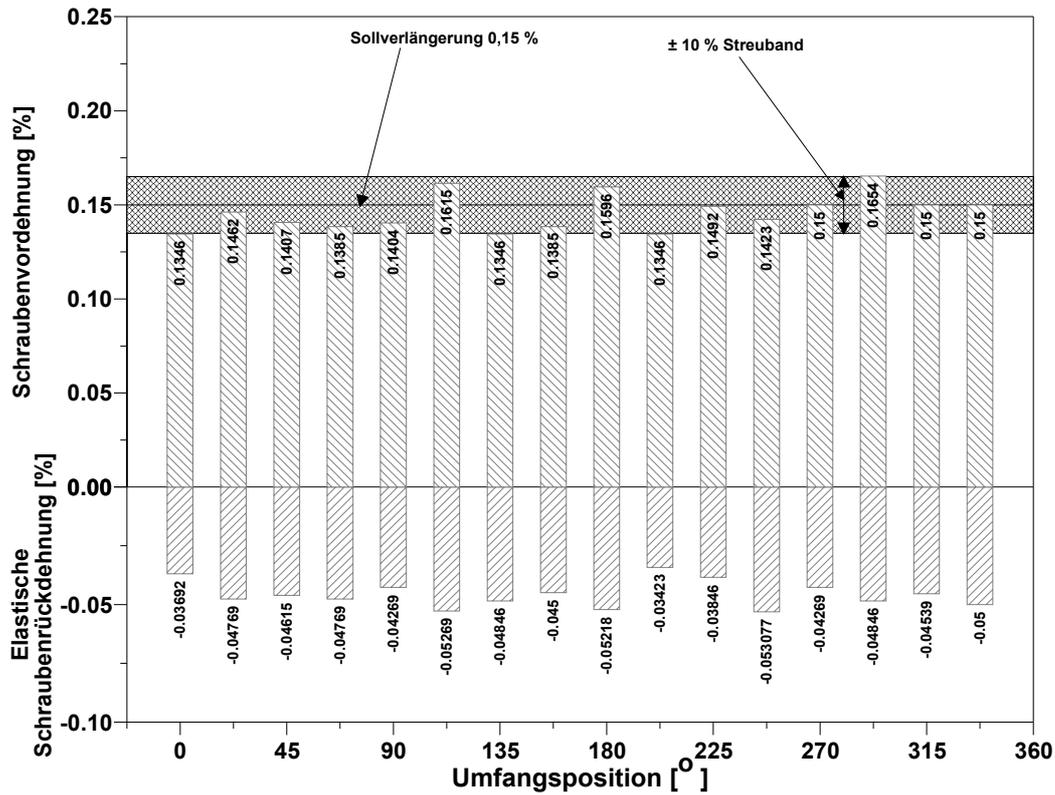


Bild 4.4.21: Gegenüberstellung der Schraubenverlängerung und Schraubenrückdehnung nach der zweiten Versuchsphase.

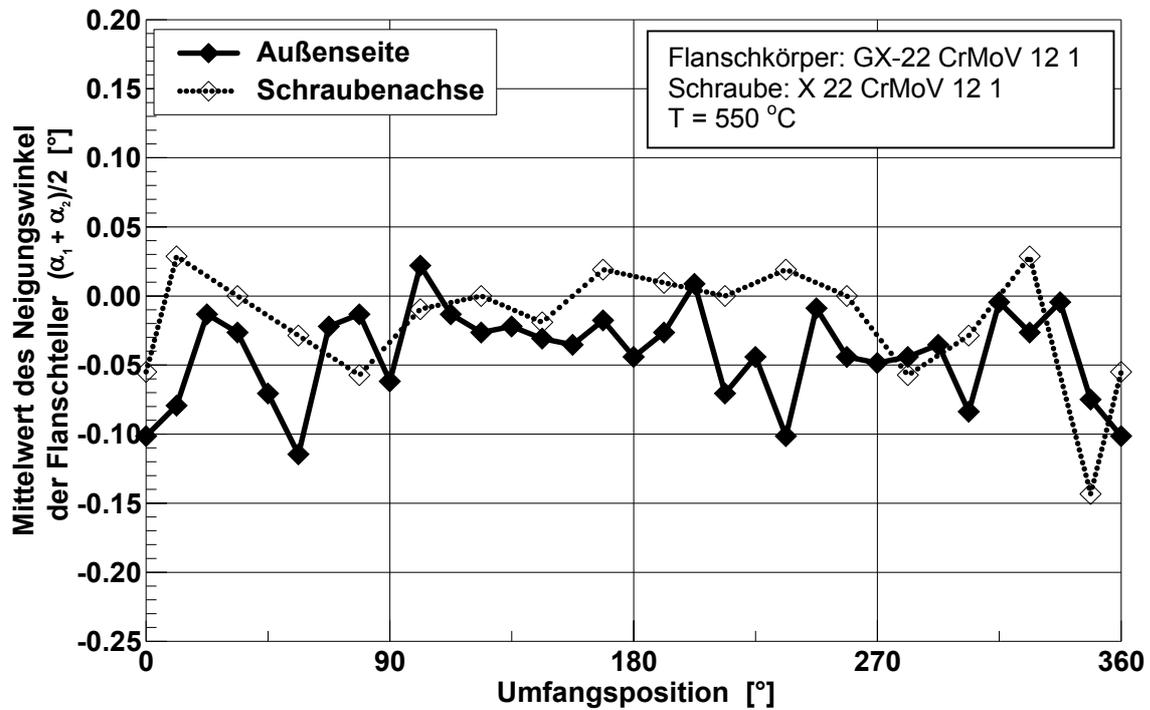


Bild 4.4.22: Errechnete bleibende Verformung des Flanschtellers bei der Revision.

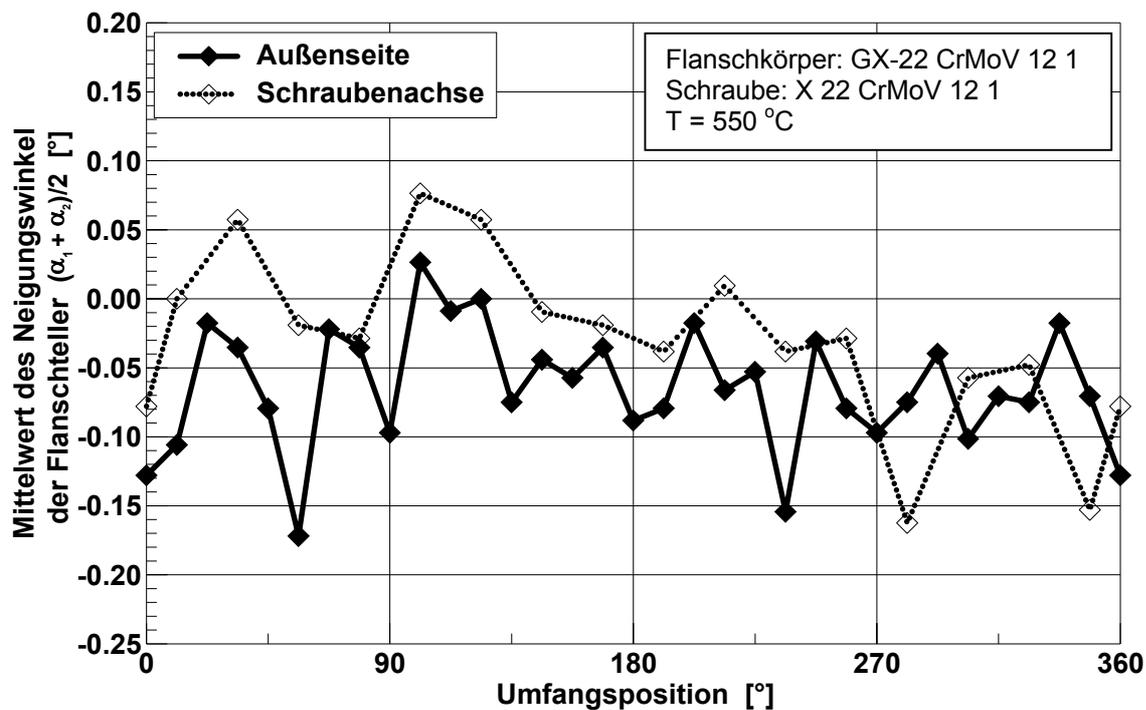


Bild 4.4.23: Errechnete Verformung des Flanschtellers bei Versuchsende.

Verbindungen muß allerdings beachtet werden, daß aufgrund der veränderten Geometrie auch andere geometrische Größen zur Berechnung der Neigungswinkel verwendet wurden.

Nach der Demontage wurden über die am Schraubenschaft eingebrachten Meßmarken mit einem Abstand von 160 mm die bleibenden Dehnungen bestimmt, Bilder 4.4.24 und 4.4.25. Aufgetragen ist jeweils die bleibende Dehnung bei der Revision (linker Balken), der Dehnungszuwachs zwischen Revision und Versuchsende (mittlerer Balken) und die sich ergebende Gesamtdehnung (rechter Balken) für die einzelnen Meßreihen (0°, 90°, 180°, 270° Umfangswinkel). Zusätzlich ist in diesen Bildern die Position der Schraube in der Verbindung sowie deren Einbaurichtung enthalten (siehe auch Kapitel 4.2.1). Bei der ersten Revision wurde die Schraube Nr. 16 plastisch verformt, so daß keine Auswertung der bleibenden Dehnung erfolgen konnte. Die Schraube wurde beim Wiedervorspannen durch eine Reserveschraube ersetzt. Bei der Schraube 8 wurde bei der Demontage nach Versuchsende die Markierung der Einbaulage beschädigt, es ist daher nur die Lage während der ersten Versuchsphase bekannt.

Unter Berücksichtigung der Einbaurichtung ist bei nahezu allen Schrauben der Zuwachs der bleibenden Dehnung während der zweiten Versuchsphase etwas kleiner als die während der ersten Versuchsphase akkumulierte Kriechdehnung. Wird vorausgesetzt, daß nur die Umwandlung der elastischen Anfangsdehnung in plastische (Kriech-)Dehnung zu bleibenden Dehnungen führt, müßten bei Versuchsende geringfügig höhere Restspannungswerte als bei der Revision gemessen werden. Tatsäch-

lich sind die ermittelten Restspannungswerte bei Versuchsende aber viermal so groß wie bei Ende der ersten Versuchsphase. Die elastische Nachgiebigkeit des Flansches, die mit steigender Versuchszeit sinkt, spielt bei dieser Verbindung eine bedeutende Rolle. Zusätzlich muß allerdings auch das Setzen der einzelnen Komponenten in Betracht gezogen werden, insbesondere da bei dieser Verbindung eine Ring-Joint-Dichtung verwendet wurde. Durch die schrägen Kontaktflächen der Dichtung wird die Relativbewegung der Flanschkörper zueinander begünstigt. Beim Verspannen der Verbindung bzw. während des Betriebes kann sich der Abstand der Flanschkörper, durch das Gleiten der Flanschkörper an der Dichtung verringern, ohne das gleichzeitig der Flanschteller verformt wird. Geschieht dies während des Betriebes, so sinkt die Vorspannkraft der Schrauben um ein beträchtliches, ohne das gleichzeitig eine Umwandlung der elastischen Dehnungen der Schrauben in plastische erfolgt.

An der Flanschverbindung wurden während der Auslagerung an verschiedenen Stellen die Kriechdehnungen bzw. die zeitliche Änderung der durch das Vorspannen aufgebrachten Dehnungen mittels Hochtemperatur-Wegaufnehmern gemessen. Die Darstellung der Meßwerte erfolgt für beide Versuchsphasen getrennt, wobei die bis zum ersten Ausbau akkumulierten Dehnungen in der zweiten Versuchsphase nicht berücksichtigt wurden. Entsprechend wurde auch die Versuchszeit für die zweite Phase auf Null gesetzt.

In Bild 4.4.26 und 4.4.27 sind die gemessenen Dehnungen in Umfangs- und Axialrichtung am Flanschkörper aus G-X 22 CrMoV 12 1 dargestellt. Während beider Versuchsphasen ist ein, im Vergleich zu den anderen Verbindungen, geringerer Anstieg der Dehnungen zu verzeichnen. Nach der Revision ist an beiden Meßpositionen weiterhin ein Dehnungszuwachs zu verzeichnen, der aber deutlich geringer als in der ersten Phase ausfällt. Die Dehnungskomponente in Umfangsrichtung (siehe Kapitel 4.5) ist dabei – wie auch aus rein analytischen Überlegungen folgt - höher als die Axialdehnung.

An den Dehnhülsen der Schrauben 5 (Umfangsposition 45°), 8 (315°), 16 (225°) und an den entsprechenden Stellen über dem Spalt der beiden Flanschkörpern wurden HT-Wegaufnehmer in axialer Richtung aufgebracht.

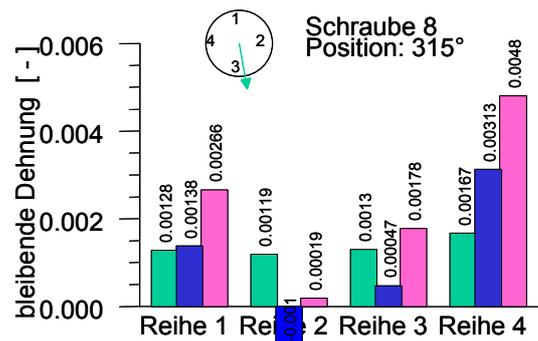
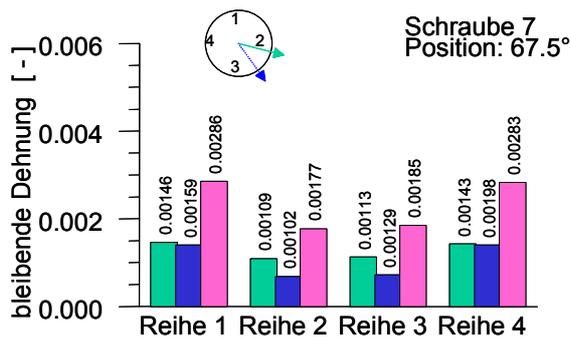
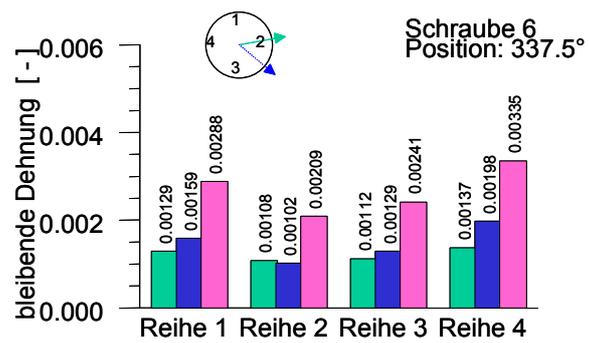
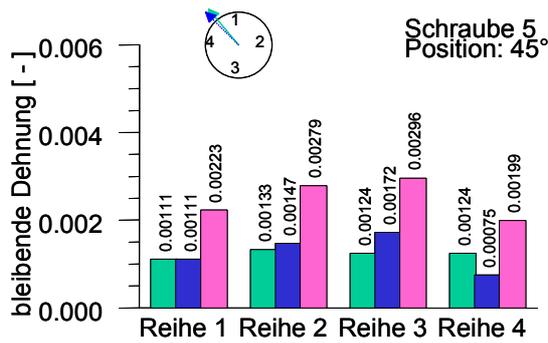
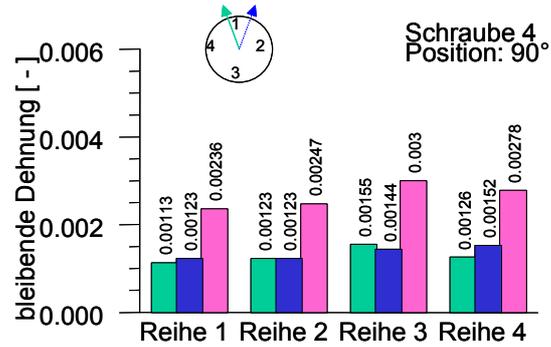
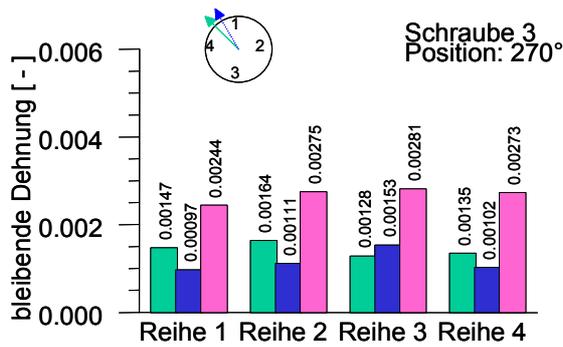
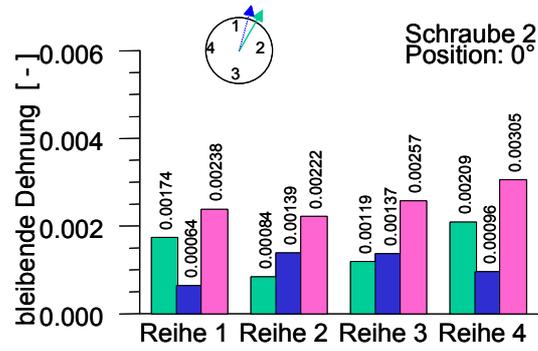
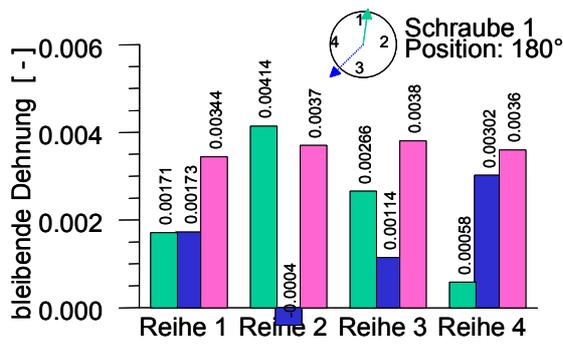


Bild 4.4.24: Bleibende Dehnungen der Schrauben 1 - 8, Flanschverbindung Nr. 3.

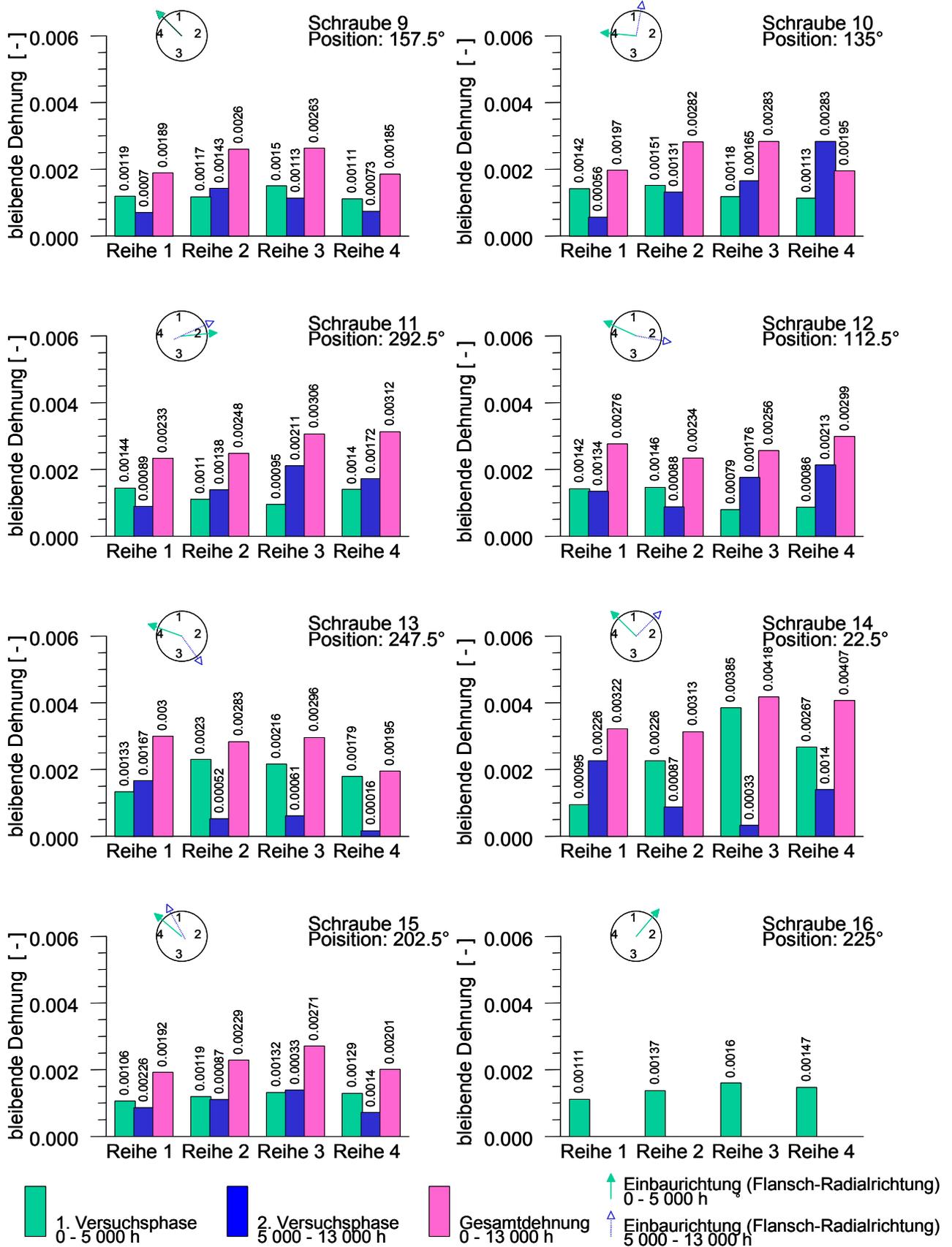


Bild 4.4.25: Bleibende Dehnungen der Schrauben 9 - 16, Flanschverbindung Nr. 3.

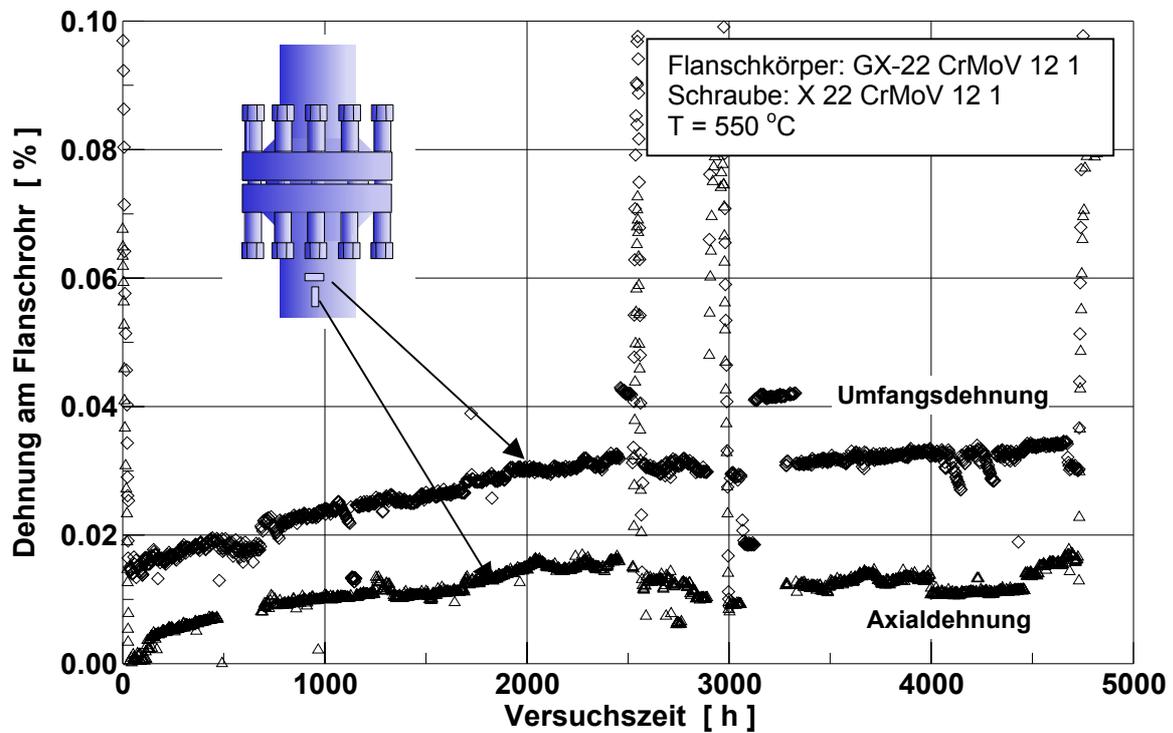


Bild 4.4.26: Gemessene Kriechdehnungen am Flanschkörper während der ersten Versuchsphase.

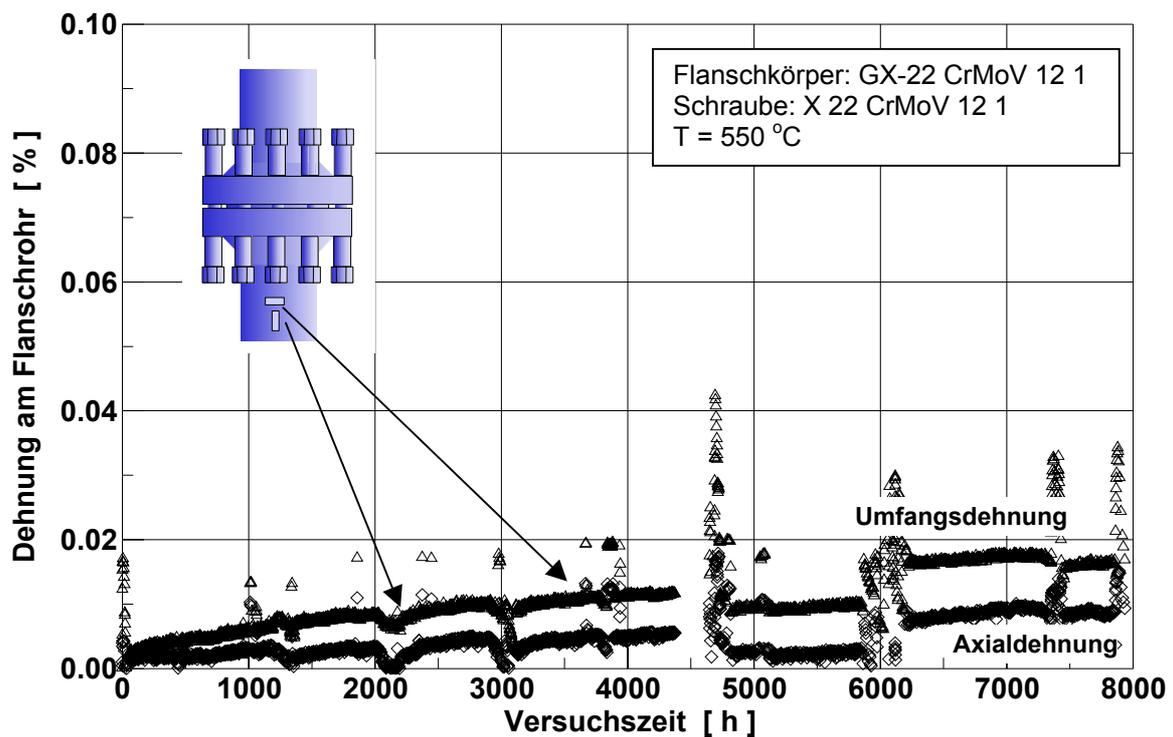


Bild 4.4.27: Gemessene Kriechdehnungen am Flanschkörper während der zweiten Versuchsphase.

Die Bilder 4.4.28 und 4.4.29 zeigen die Meßwerte der auf den Hülsen angebrachten Geber. Während der Auslagerung werden durch Kriech- und Relaxationsvorgänge die Vorspannungen in den Schrauben abgebaut, wodurch sich auch die durch das

Vorspannen der Schrauben in den Hülzen erzeugte (Druck-)Dehnung verringert. Während der ersten Versuchsphase ist jedoch praktisch keine Änderung der Axialdehnung der Hülzen zu beobachten. Die Meßwerte an allen drei Positionen bleiben nahezu über die gesamte Versuchszeit konstant. Während der zweiten Auslagerung zeigen die Meßwerte eine Verlängerung der Hülzen. Die ersten 500 h Stunden der zweiten Phase sind geprägt von einer kontinuierlichen Verringerung der gemessenen Dehnrate. Danach zeigen alle drei Geber die gleiche konstante Dehnrate.

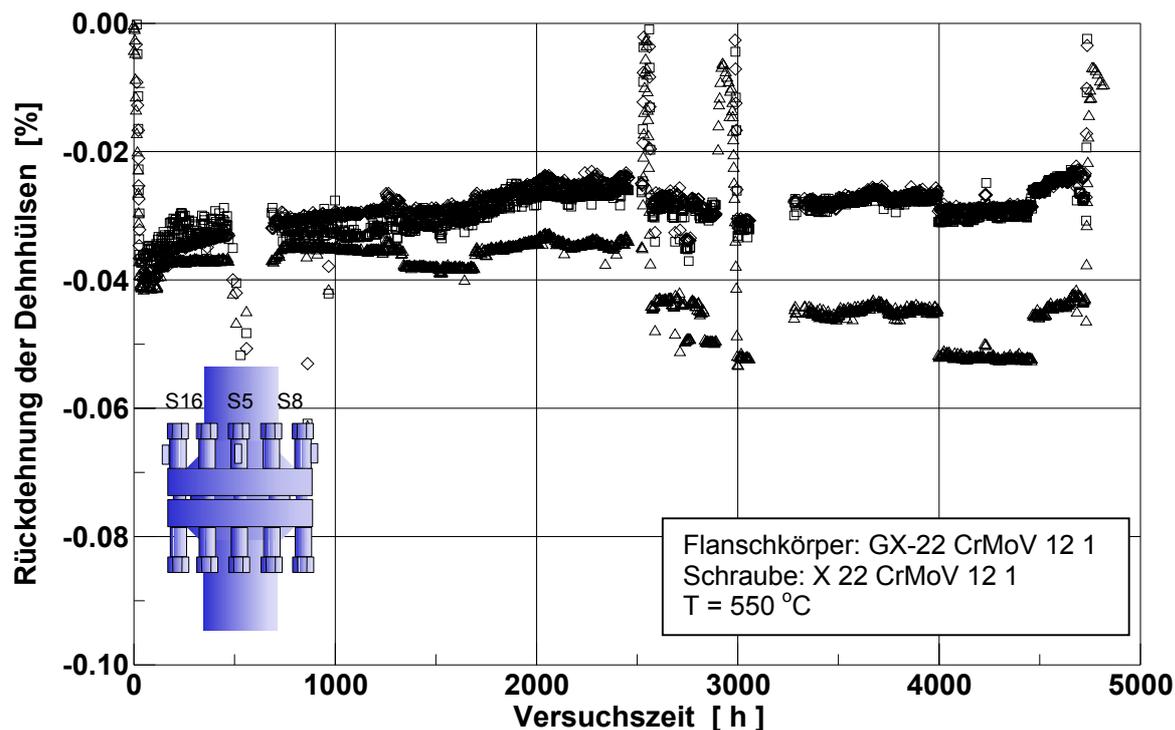


Bild 4.4.28: An den Dehnhülzen gemessene Dehnungen während der ersten Versuchsphase.

In den Bildern 4.4.30 und 4.4.31 sind die gemessenen Verformungen am Flanschspalt während beider Versuchsphasen gegenübergestellt. In beiden Fällen sind die gemessenen Dehnungsverläufe an den unterschiedlichen Positionen nahezu identisch. Allerdings ergeben sich qualitativ und quantitativ für beide Phasen unterschiedliche Verläufe. Entsprechend den Messungen an den Dehnhülzen ist während der ersten Versuchsphase fast keine Veränderung des Spaltes zu beobachten: An allen Meßpositionen bleibt die gemessene Dehnung nahezu konstant. Eine andere Situation ergibt sich bei der zweiten Versuchsphase. Hier vergrößert sich der Abstand der Flanschkörper kontinuierlich, der Abbau der Vorspannung durch Kriechen und Relaxation der Schrauben überwiegt gegenüber dem Kriechverhalten des Flansches.

Auf der Basis der während und nach dem Versuch gemachten Auswertungen kann die Ursache für die geringe Restspannung am Ende der ersten Versuchshälfte nicht

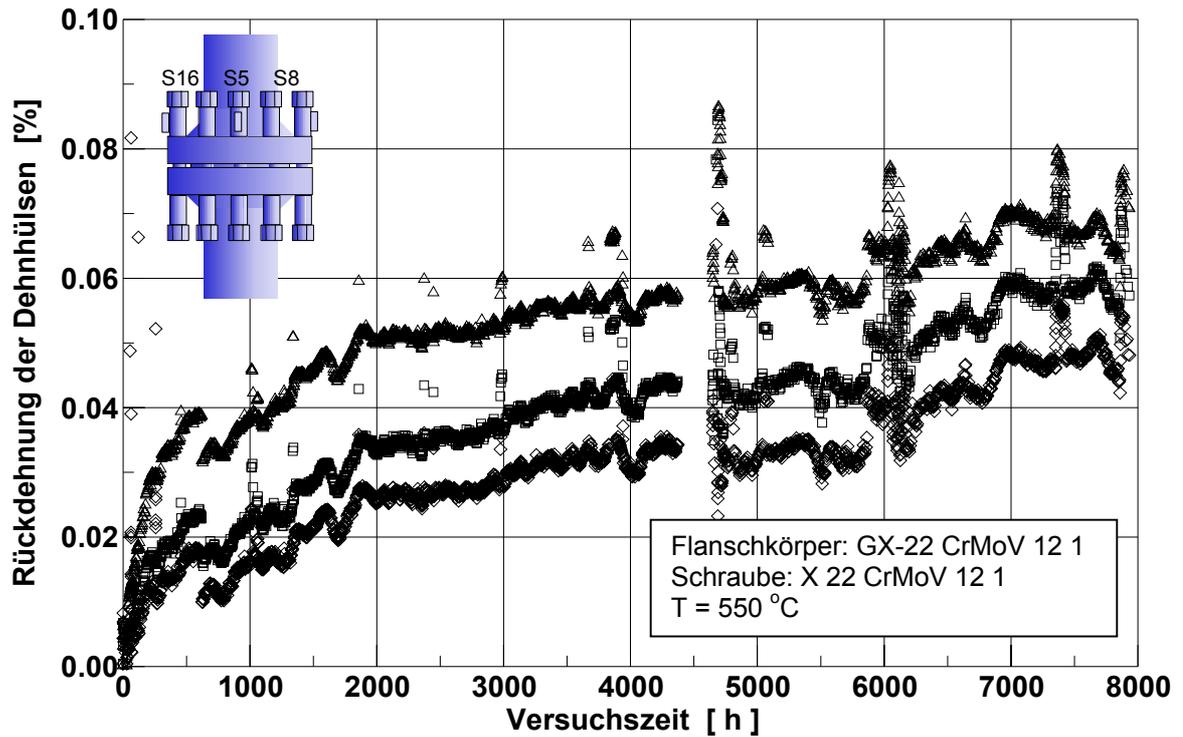


Bild 4.4.29: An den Dehnhülsen gemessene Dehnungen während der zweiten Versuchsphase.

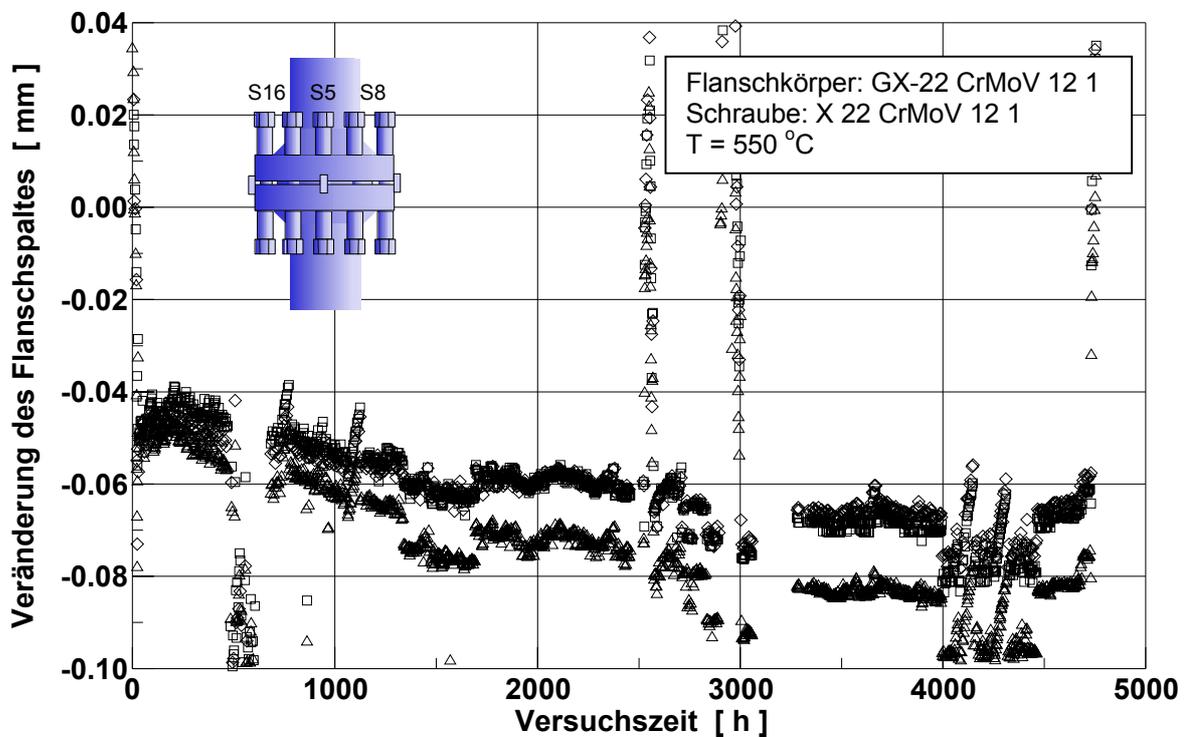


Bild 4.4.30: Gemessene Veränderung des Flanschspaltes während der ersten Versuchsphase.

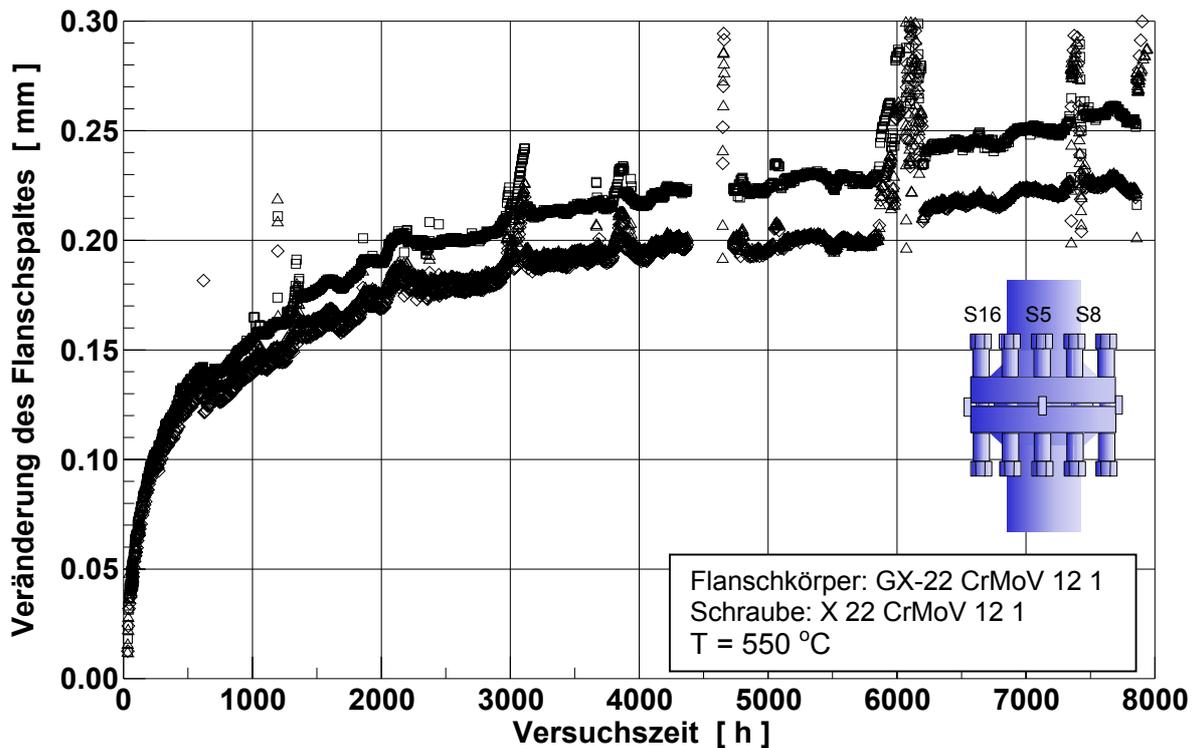


Bild 4.4.31: Gemessene Veränderung des Flanschspaltes während der zweiten Versuchsphase.

eindeutig identifiziert werden. Mit den eingesetzten Hochtemperaturwegaufnehmern konnte während der ersten Versuchsphase sowohl an den Dehnhülsen als auch am Flanschspalt nur unmittelbar nach Versuchsbeginn eine Veränderung der Ausgangsbedingungen ermittelt werden. Danach konnte keine weitere Veränderung mehr festgestellt werden. Während der zweiten Versuchsphase konnte über den gesamten Versuchszeitraum eine deutliche Veränderung der Meßwerte registriert werden.

Bei ausschließlicher Kenntnis der online-Meßwerte ist also zu vermuten, daß am Ende der ersten Phase nahezu die Ausgangsspannungen in den Schrauben wirken, während bei Versuchsende mit deutlich reduzierten Spannungen zu rechnen ist. Genau das Gegenteil ist aber der Fall. Während der ersten Versuchsphase müssen also Effekte auftreten, die nicht durch die online-Messungen registriert werden können und die in der zweiten Versuchsphase nicht mehr in Erscheinung treten. Diese Effekte können durch zwei unterschiedliche Ursachen hervorgerufen werden:

- Werkstoffverhalten im primären Kriechbereich.
- Setzeffekte zu Beginn des Versuches.

Aufgrund der konstruktiv anderen Gestaltung des Dichtbereiches, liegt die Vermutung nahe, daß im wesentlichen Effekte im Bereich der Dichtung zu den beobachteten Gegebenheiten führen. So kann ein verstärktes Setzen oder auch lokale plastische Verformungen im Bereich der Dichtung auftreten. Nach Versuchsende wurde der Dichtring radial zerteilt und vermessen. Dabei konnte im Rahmen der Meßgenauigkeit keine Deformation der Dichtung oder des Flanschkörpers festgestellt werden.

Bei der hier vorliegenden rein thermischen Belastung der Flanschverbindung müssen drei verschiedene Vorgänge, bzw. Kombinationen aus diesen, beachtet werden:

- Kriechvorgänge.
- Relaxationsvorgänge.
- Setzeffekte.

Relaxationsvorgänge in den Schrauben führen zu einer Verminderung der Schraubenspannung und somit zu einer Vergrößerung des Flanschspaltes. Kriechvorgänge in den Schrauben führen zu einer Verlängerung der Schrauben und somit ebenfalls zu einer Vergrößerung des Flanschspaltes. Kriechvorgänge im Flanschkörper führen zu einer Verminderung der elastischen Nachgiebigkeit der Flanschkörper und über die Verringerung des Abstandes der Flanschkörper zueinander zu einem Abbau der Schraubenspannung. Alle drei Vorgänge führen zu einer Zunahme der gemessenen Dehnung an den Hülsen. Setzeffekte im Bereich der Dichtung führen ebenfalls zu einem geringeren Abstand der verspannten Flanschkörper und somit zu einer geringeren Schraubenspannung.

Daraus kann abgeleitet werden, daß ein Gleichgewicht zwischen Relaxations- und Kriechvorgängen in den Schrauben einerseits und Setzeffekten im Dichtungsbereich und Kriechvorgängen im Flanschkörper andererseits zu dem beobachteten Verhalten führen kann: Trotz scheinbar konstanten geometrischen Verhältnissen in der Verbindung sinkt die durch die Schrauben übertragene Kraft. Nach der Revision und dem erneuten Verspannen tritt kein weiteres Setzen auf, der Spannungsabbau ist geprägt durch das Kriechverhalten der Schrauben.

Im Vergleich zu den Verbindungen 1 und 2 fällt bei den Meßwerten der ersten Versuchsphase auf, daß deutliche Änderungen der Meßsignale innerhalb der ersten Stunden des Versuches auftreten. So starten die Meßwerte an den Hülsen und dem Flanschspalt nicht im Ursprung, wie dies bei den anderen Verbindungen oder auch bei der Phase zwei der Fall ist. Diese Beobachtung erlaubt eine andere Interpretation der beobachteten Ergebnisse: Aufgrund von sehr schnell ablaufenden Relaxationsvorgängen – eventuell in Verbindung mit Setzeffekten an der Dichtung - wird die Vorspannung innerhalb kürzester Zeit nach Versuchsbeginn (innerhalb der ersten 200 h) auf ein Niveau nahe der gemessenen Restspannung abgebaut. Bei diesem Spannungsniveau sind Kriech- und Relaxationsvorgänge nur sehr gering ausgeprägt. Es kommt also zu keinen wesentlichen Änderungen innerhalb der restlichen Versuchszeit. Obwohl dies durch die in Kapitel 4.4.4 gemachten Auswertungen bestätigt wird, kann eine endgültige Bewertung der Ergebnisse nur in Verbindung mit den ebenfalls durchgeführten Finite-Elemente-Analysen gemacht werden.

4.5 Vergleich der experimentellen Ergebnisse

Bedingt durch die unterschiedlichen Versuchstemperaturen mußten die drei Verbindungen in zwei Öfen ausgelagert werden. Dadurch wurden verschiedene Versuchszeiten erzielt. Die Verbindung 1 (Flanschkörper: GS-17 CrMoV 5 11, Schrauben: 21 CrMoV 5 7, Versuchstemperatur 530 °C) konnte insgesamt 4 247 h ausgelagert werden. Bei den Verbindungen 2 (Flanschkörper: GS-17 CrMoV 5 11, Schrauben: X 19 CrMoVNbN 11 1, Versuchstemperatur 550 °C) und 3 (Flanschkörper: GX-22 CrMoV 12 1, Schrauben: X 22 CrMoV 12 1, Versuchstemperatur 550 °C) wurden Versuchszeiten von insgesamt 12 930 h erzielt. Durch eine Revision nach 4 820 h konnten die Ergebnisse mit denen der Verbindung 1 verglichen werden.

Durch das Aufbringen des Innendrucks werden in den Flanschkörpern Spannungen und Dehnungen in Umfangs- und Axialrichtung erzeugt. Für das Flanschrohr können diese anhand von einfachen Formeln abgeschätzt werden. Für ein ideal rundes Rohr können bei einem rein elastischen Belastungsfall die Spannungskomponenten¹ über der Wanddicke des Rohres wie folgt berechnet werden (Roos, 1997):

$$\text{Umfangsspannung: } \sigma_u = p \cdot \frac{u^2}{u^2 - 1} \cdot \frac{u^2 + u_x^2}{u_x^2}$$

$$\text{Radialspannung: } \sigma_r = -p \cdot \frac{u^2}{u^2 - 1} \cdot \frac{u^2 - u_x^2}{u_x^2}$$

$$\text{Axialspannung: } \sigma_a = p \cdot \frac{u^2}{u^2 - 1}$$

mit

p = Innendruck

$$u = \frac{\text{Außenradius } R}{\text{Innenradius } r}$$

$$u_x = \frac{\text{Radius } x}{\text{Innenradius } r}$$

¹ Durch Kriechvorgänge verändern sich die Spannungen bzw. die Spannungsverhältnisse an belasteten Bauteilen. Für Rohre unter konstantem Innendruck können die Spannungen für den stationären Kriechbereich mit Hilfe des Norton'schen Kriechgesetzes (siehe Kapitel 5) abgeschätzt werden. Es gelten die Beziehungen:

$$\text{Umfangsspannung: } \sigma_u = Q \cdot \left(-1(1 - 2/n)x^{-2/n} + R^{-2/n} \right)$$

$$\text{Radialspannung: } \sigma_r = -Q \cdot \left(r^{-2/n} - R^{-2/n} \right)$$

$$\text{Axialspannung: } \sigma_a = Q \cdot \left(R^{-2/n} - (1 - 1/n)x^{-2/n} \right)$$

$$\text{mit } Q = \frac{p}{r^{-2/n} - R^{-2/n}}$$

(E = Elastizitätsmodul bei Versuchstemperatur, ν = Querdehnung, n = Norton'scher Exponent

Durch Einsetzen der gegebenen Rohrdimensionen (siehe Kapitel 4.1) ergibt sich an der Außenseite eine Umfangsspannung σ_u von ca. 34 MPa und eine Axialspannung σ_a von ca. 17 MPa. Daraus ergibt sich nach von Mises eine Vergleichsspannung an der Rohraußenseite von 29,5 MPa. Diese sind zu Beginn der Auslagerung für alle drei Verbindungen identisch.

Wie in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben wurde, konnte trotz der geringen Spannungen bei den Verbindungen ein Dehnungszuwachs am Flanschrohr sowohl in Umfangs- als auch in Axialrichtung gemessen werden. Bei den Verbindungen 1 und 2 wurde für den Flansch der Gußwerkstoff GS-17 CrMoV 12 1 verwendet. Bedingt durch die höhere Versuchstemperatur der Verbindung 2 (550 °C, Verbindung 1: 530 °C) wird hier ein um ca. 15 % höherer Dehnungszuwachs gemessen. Bei beiden Verbindungen steigt die Umfangsdehnung schneller an, wie dies auch Aufgrund der im Vergleich zur Axialspannung doppelt so hohen Ausgangsspannung zu erwarten ist. Auch während der zweiten Versuchsphase der Verbindung 2 ist ein deutlicher Dehnungsanstieg zu verzeichnen. Bei der Verbindung 3 wurde für den Flanschkörper der Gußwerkstoff GX 22 CrMoV 12 1 verwendet. Dieser zeigte während beider Versuchsphasen einen deutlich kleineren Dehnungszuwachs als die anderen Verbindungen. Im Vergleich zur Verbindung 2 wurde jeweils ein um ca. 70 % kleinerer Dehnungszuwachs gemessen.

Wie den Formeln zu entnehmen ist, sind die Spannungen im Rohr nur von den Rohr-abmessungen und dem aufgebrachtten Innendruck abhängig. Der verwendete Werkstoff spielt keine Rolle. Dieser muß jedoch bei der Berechnung der Komponentendehnungen berücksichtigt werden. Diese können über folgende Beziehungen ermittelt werden:

$$\text{Umfangsdehnung: } \varepsilon_u = p \cdot \frac{1-\nu}{E} \cdot \frac{r^2}{R^2-r^2} + \frac{p}{x^2} \cdot \frac{1+\nu}{E} \cdot \frac{R^2 \cdot r^2}{R^2-r^2}$$

$$\text{Radialdehnung: } \varepsilon_r = p \cdot \frac{1-\nu}{E} \cdot \frac{r^2}{R^2-r^2} - \frac{p}{x^2} \cdot \frac{1+\nu}{E} \cdot \frac{R^2 \cdot r^2}{R^2-r^2}$$

$$\text{Axialdehnung: } \varepsilon_a = -\frac{\nu}{E} \cdot p \cdot \frac{2}{u^2-1}$$

mit:

E = Elastizitätsmodul

ν = Querdehnungszahl

Mit diesen Beziehungen können die mittels den HT-Wegaufnehmern am Flanschrohr gemessenen Dehnungen bei Belastungsaufbringung überprüft werden, bzw. die thermische Ausdehnung von der Dehnung durch Druckbeaufschlagung getrennt werden. Für die Verbindung 1 ergibt sich eine Umfangsdehnung ε_u von ca. 0,022% und eine Axialdehnung ε_a von ca. 0,0066 %. Für die Verbindung 2 und 3 ergeben sich entsprechend $\varepsilon_u = 0,023$ % und $\varepsilon_a = 0,0069$ %. Aufgrund der - absolut gesehen - sehr geringen Dehnungen gehen Meßfehler überproportional ein. Daher konnte nur für die Umfangsdehnung eine zufriedenstellende Übereinstimmung gefunden werden.

Beim Vorspannen der Schrauben werden die Dehnhülsen gestaucht. Durch Relaxationsvorgänge wird während des Auslagerns die Vorspannung der Schrauben abgebaut und die durch das Vorspannen in den Hülsen erzeugte Dehnung verringert. Da die Querschnittsfläche der Dehnhülsen um rund 15 % größer ist als die der Schrauben, sind die dabei in den Hülsen erzeugten Spannungen etwa um diesen Betrag kleiner als die in den Schrauben. Kriech- und Relaxationseffekte in den Hülsen sind daher um ein beträchtliches niedriger als in den Schrauben und können näherungsweise vernachlässigt werden. Wird davon ausgegangen, daß sich die Hülsen rein elastisch verhalten, könnte über die an den Hülsen gemessenen Dehnungen der Abbau der Schraubenvorspannung abgeschätzt werden. Allerdings muß hierbei auch das inelastische Verformungsverhalten der Flansche in Betracht gezogen werden:

- Die Steifigkeit des Flanschtellers und damit die Schraubenspannung wird durch die Verformung der Flanschteller verändert. Durch die Verformung des Flanschtellers verändert sich die Dehnung der Hülsen ohne daß Relaxationsvorgänge in der Schraube vorgehen müssen. Die Verformung des Flanschtellers hängt auch von Setzeffekten im Dichtungsbereich der Flansche ab.
- Kriech- und Relaxationsvorgänge in den Flanschen können auch zu einem Abbau der Schraubenvorspannung führen, ohne daß Relaxationsvorgänge in den Schrauben vorgehen.
- Kriechvorgänge in den Schrauben führen zu einer bleibenden Verlängerung der Schrauben und setzen somit die Verformung der Flanschteller herab.

Da die Hochtemperatur-Wegaufnehmer erst nach dem Vorspannen montiert werden konnten, konnten mit ihnen nur Änderungen der Dehnungen bzw. Verformungen gemessen werden. Die Verformung des Flanschtellers beim Vorspannen und damit die in den Schrauben erzeugten Biegespannungen konnten nicht ermittelt werden.

Wie ein Vergleich der online gemessenen Dehnungen mit den Meßwerten bei der Demontage der Verbindungen zeigt, ist eine Abschätzung der Schraubenspannung durch die Messung der Hüsendehnung allein nicht möglich. Zwar konnte bei der Verbindung 1 eine deutliche Dehnungsänderung festgestellt werden, bei den Verbin-

dungen 2 und 3 wurden jedoch während der ersten Versuchsphase praktisch keine Veränderungen gemessen¹. Hierfür können drei verschiedene Vorgänge verantwortlich sein:

- Sehr schneller Abbau der Schraubenvorspannung durch das zeitabhängige Materialverhalten. Durch die geringe verbleibende Schraubenspannung wird bereits nach kurzer Zeit ein stationärer Zustand erreicht, bei dem keine weiteren Kriech- oder Relaxationsvorgänge stattfinden.
- Gleichgewicht zwischen Flanschtellerverformung und Kriechdeformation der Schrauben. Dies führt zwar zu einem Abbau der Schraubenvorspannung, allerdings nicht zu einer Änderung der Dehnung in den Hülsen.
- Setzeffekte, insbesondere im Dichtungsbereich.

Ob die Summe aller drei oder nur einer dieser Vorgänge für die nahezu konstanten Meßwerte verantwortlich ist, kann durch die online gemachten Messungen allein nicht beurteilt werden. Bei Vernachlässigung der Biegespannungen ergibt sich bei der Verbindung 1, gemäß den gemessenen Dehnungsänderungen an den Hülsen, ein mittlerer Rückgang der Vorspannung um ca. 75 %, d.h. die Vorspannung sinkt bei Versuchsende auf ca. 76 MPa. Im Vergleich zur, aus der gemessenen Rückdehnung errechneten Spannung von 101 MPa², ergibt sich hier ein beträchtlicher – wenn auch konservativer – Unterschied. Durch das Vorspannen werden die Flanschteller in Richtung der Dichtfläche verformt, wodurch Biegespannungen in der Schraube und der Dehnhülse erzeugt werden. Diese Biegespannungen sind direkt von der Höhe der Flanschverformung abhängig und ändern sich während der Auslagerung. Wie gezeigt wurde, hängt diese Änderung direkt von der gewählten Werkstoffkombination und der Geometrie der Verbindung ab.

Durch die am Flanschspalt angebrachten Hochtemperatur-Wegaufnehmer konnte das qualitative Verhalten der Flanschkörper im Vergleich zu den Schrauben ermittelt werden. Jedoch konnte auch unter Berücksichtigung der Flanschverformung nicht auf die Restspannung der Schrauben während des Versuches geschlossen werden.

Bei der Verbindung 1 vergrößerte sich während der Auslagerung der Spalt zwischen den Flanschen. Durch Relaxationsvorgänge sinkt die Vorspannkraft der Schrauben. Da der Flanschwerkstoff bei dieser Verbindung eine geringere Kriechneigung als der Schraubenwerkstoff besitzt, verhält sich der Flansch weitgehend elastisch, die durch

¹ Anmerkung: Da die selbe Meßtechnik (Geber, Kabel und Meßgeräte) für die erste und zweite Versuchsphase, in der Dehnungsänderungen gemessen wurden, verwendet wurden, sind Fehler in der Versuchstechnik auszuschließen.

² Wie bereits erwähnt unterliegen die Dehnhülsen einer Beanspruchung aus kombinierter Druck- und Biegebelastung. Diese lassen sich nicht einfach voneinander trennen, da die Durchbiegung eine Folge und damit direkt abhängig von der Druckkraft (Schraubenspannung) ist. Eine einfache Berechnung der Schraubenspannung ohne Kenntnis der absoluten Flanschverformung erscheint daher nicht möglich.

das Vorspannen aufgebrachte Verformung geht zurück. Eine ganz andere Situation ergibt sich bei der Verbindung 2. Zwar wird auch hier die Vorspannung der Schrauben abgebaut, da aber der Flanschwerkstoff eine höhere Kriechneigung als der Schraubenwerkstoff besitzt, wird der Flanschteller weiter in Richtung der Dichtflächen verformt, der Abstand der beiden Flanschteller verkleinert sich während der Auslagerung stetig, wobei die Verformungsgeschwindigkeit mit zunehmender Versuchszeit kleiner wird.

Die Verbindung 3 zeigt während der ersten Versuchsphase nahezu keine Änderung des Flanschspaltes, bei der zweiten Versuchsphase nimmt der Abstand der Flanschhälften jedoch kontinuierlich zu. In Verbindung mit den konstanten Meßwerten an den Dehnhülsen führt dies zu der Annahme, daß bei der Verbindung 3 die Setzeffekte im Bereich der Dichtung von entscheidender Bedeutung sind. Es scheint, daß ein Gleichgewicht zwischen Relaxations- und Kriechvorgängen in den Schrauben einerseits und Setzeffekten im Dichtungsbereich und Kriechvorgängen im Flanschkörper vorliegt: Trotz scheinbar konstanten geometrischen Verhältnissen in der Verbindung sinkt die, durch die Schrauben übertragene Kraft. Nach der Revision und dem erneuten Vorspannen tritt kein weiteres Setzen auf, der Spannungsabbau ist geprägt durch das Kriechverhalten der Schrauben.

Eine andere Situation ergibt sich bei der zweiten Versuchsphase. Durch das erneute Vorspannen sitzt die Dichtung fest in den Flanschen und es findet keine Bewegung an den Dichtflächen mehr statt. Durch den Abbau der Schraubenvorspannung wird nun nur noch die Flanschneigung verringert, die durch die Geber gemessen werden kann. Zusätzlich muß aber auch eine mögliche Plastifizierung im Bereich der Dichtung in Betracht gezogen werden. Ebenso kann das beobachtete Verformungsverhalten eine Ursache des reinen Materialverhaltens sein. Aufschluß hierüber kann nur die ebenfalls durchgeführte Finite-Elemente-Analyse liefern.

In den Bildern 4.4.32 und 4.4.33 sind die wichtigsten Versuchsergebnisse der drei Verbindungen vergleichend gegenübergestellt. Am Ende der ersten Versuchsphase sind die bleibenden Flanschverformungen, ausgedrückt durch den mittleren Biege­winkel der Flanschteller, der Verbindungen 1 und 3 nahezu identisch¹. Auch die bleibenden Dehnungen der Schrauben dieser beiden Verbindungen sind nahezu gleich. Bei der Verbindung 2 wurde eine deutlich höhere bleibende Flanschverformung (Faktor 2) gemessen. Auch bei den während des Versuches durchgeführten Messungen der Größe des Flanschspaltes wurde nur bei der Verbindung 2 eine Abnahme des Spaltes festgestellt. Bei dieser Verbindung verhält sich also der Flansch „weicher“ als

¹ Die in Bild 4.4.32 dargestellten Neigungswinkel der Flanschteller korrespondieren mit einer absoluten Verformung des Flanschtellers im Bereich der Schraubenachse von 0,045 mm, 0,087 mm und 0,0275 mm für die Verbindungen 1, 2 und 3. Aufgrund der geometrischen Gegebenheiten ist die absolute Verformung bei Verbindung 3 kleiner als bei Verbindung 1, trotz ähnlicher Neigungswinkel.

bei den anderen Verbindungen und ein Teil der durch die Vorspannung aufgebrauchten Energie wird verwendet um den Flansch bleibend zu verformen. Dies äußert sich in der, im Vergleich zur Verbindung 1, reduzierten Restspannung sowie der geringeren bleibenden Dehnungen der Schrauben. Tatsächlich wurde aber, als Folge der plastischen Verformung des Flansches, bei der Verbindung 2 eine um ca. 30 % kleinere Restspannung als bei der Verbindung 1 gemessen.

Eine andere Situation ergibt sich für die Verbindung 3. Trotz - der Verbindung 1 - vergleichbarer bleibender Verformungen des Flanschtellers und der Schrauben ergab sich bei dieser Verbindung – im Vergleich mit den anderen Verbindungen - eine deutlich geringere Restspannung. Die beim Vorspannen aufgebrauchte Energie kann also weder in einer Verformung des Flansches, noch durch eine Kriechdeformation der Schrauben umgewandelt worden sein. Allerdings muß hierbei beachtet werden, daß durch die Verwendung der Ring-Joint-Dichtung die Geometrie der Verbindung eine andere ist und auch zur Berechnung des Neigungswinkel andere geometrische Größen verwendet wurden: Zur Verformung des Flansches ist hier eine größere Energie als bei den beiden anderen Verbindungen nötig. Dies erklärt aber nicht die drastisch reduzierte Restspannung. Hierfür können neben den reinen Materialeigenschaften allein Setzeffekte oder lokale Verformungen im Dichtbereich verantwortlich gemacht werden. Nach Versuchsende wurde der Dichtring radial zerteilt und vermessen. Dabei konnte keine wesentliche Deformation der Dichtung festgestellt werden, so daß – aufgrund der Versuchsergebnisse - allein Setzeffekte oder das zeitabhängige Materialverhalten für den Abbau der Schraubenspannungen verantwortlich gemacht werden können.

Bild 4.4.33 zeigt die Veränderungen der Meßgrößen während der zweiten Versuchsphase der Verbindungen 2 und 3. Bei Verbindung 3 ist praktisch keine Zunahme der Flanschverformung zu verzeichnen, während bei Verbindung 2 eine Zunahme um ca. 50 % gemessen wurde. Die Zunahme der bleibenden Schraubendehnung ist bei beiden Verbindungen geringer als bei der ersten Phase, wobei bei der Verbindung 3 eine größere Zunahme gemessen wurde. Trotz der höheren bleibenden Schraubendehnung konnte bei Verbindung 3 eine höhere Restspannung der Schrauben ermittelt werden. Dies ist wiederum als Folge der, im Vergleich geringeren Flanschverformung zu sehen. Bei den Verbindungen wurde nach der zweiten Versuchsphase deutlich höhere Restspannungen gemessen als nach der ersten Phase. Insbesondere bei Verbindung 3 konnten deutlich höhere (um den Faktor 4) Restspannungen gemessen werden. Die Versuche bestätigen damit qualitativ die von Maile et al., 1994 durchgeführten Versuche: An Schraubenverbindungsmodellen wurden dabei bei wiederholtem Vorspannen eine deutliche Erhöhung der Restspannung festgestellt.

Als Ursache hierfür sind in erster Linie Veränderungen im Materialgefüge während der Auslagerung zu sehen, die zu einem geringeren Kriechen bzw. einer geringeren Relaxation führen. Der Einfluß des Vorspannens auf die Entwicklung der Restspannung wurde in Maile et al., 1994 eingehend untersucht.

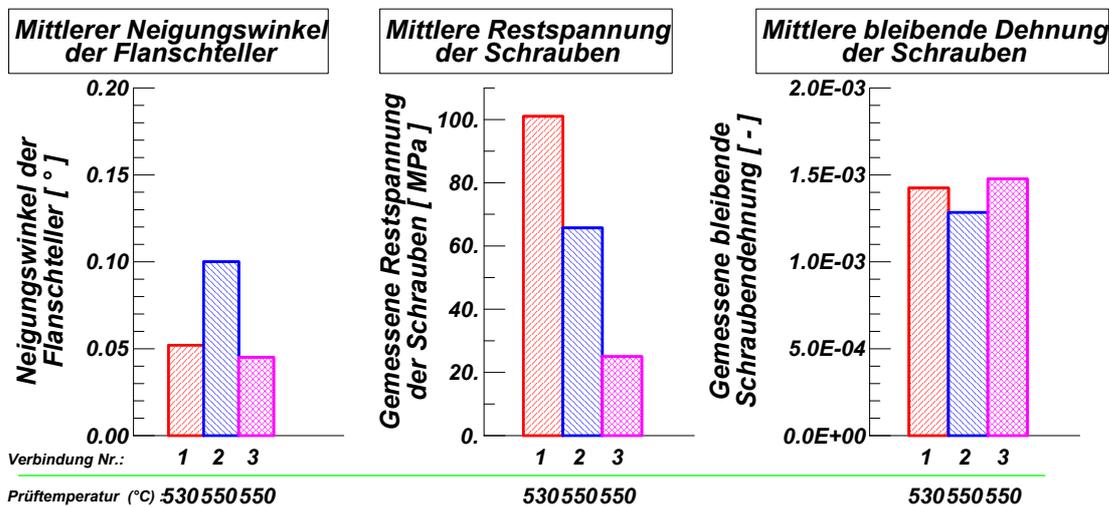


Bild 4.4.32: Vergleich der Versuchsergebnisse am Ende der ersten Versuchsphase (4 820 h) der Verbindungen 2 und 3 bzw. nach Versuchsende der Verbindung 1 (4 247 h).

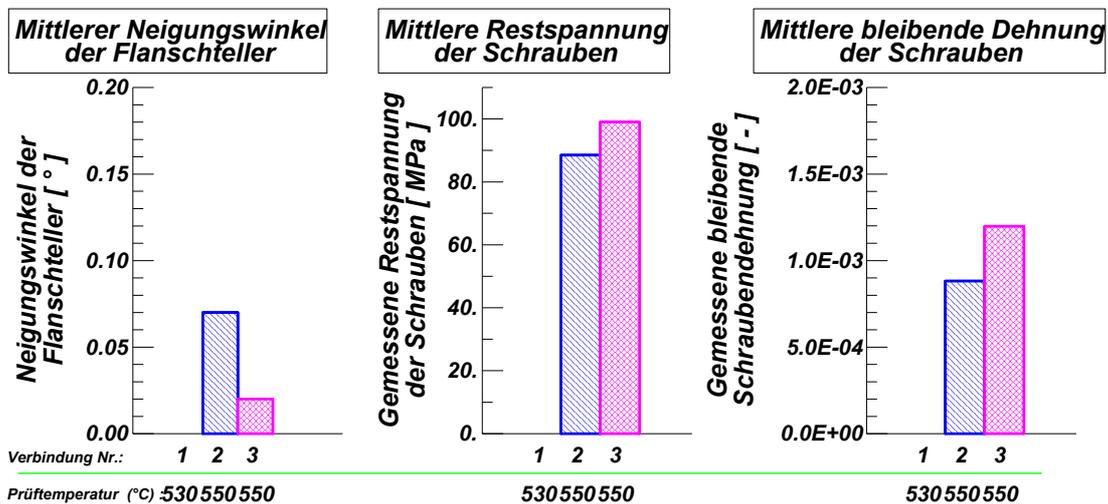


Bild 4.4.33: Vergleich der Meßergebnisse nach Versuchsende (12 930 h) der Verbindungen 2 und 3.

Bild 4.4.34 zeigt einen Vergleich der beim Vorspannen aufgebrauchten Schraubendehnung sowie der gesamten Axialdehnung (Summe aus elastischer Rückdehnung $\epsilon_{elast.}$ sowie bleibender Dehnung $\epsilon_{bl.}$) beim Ausbau der einzelnen Verbindungen.

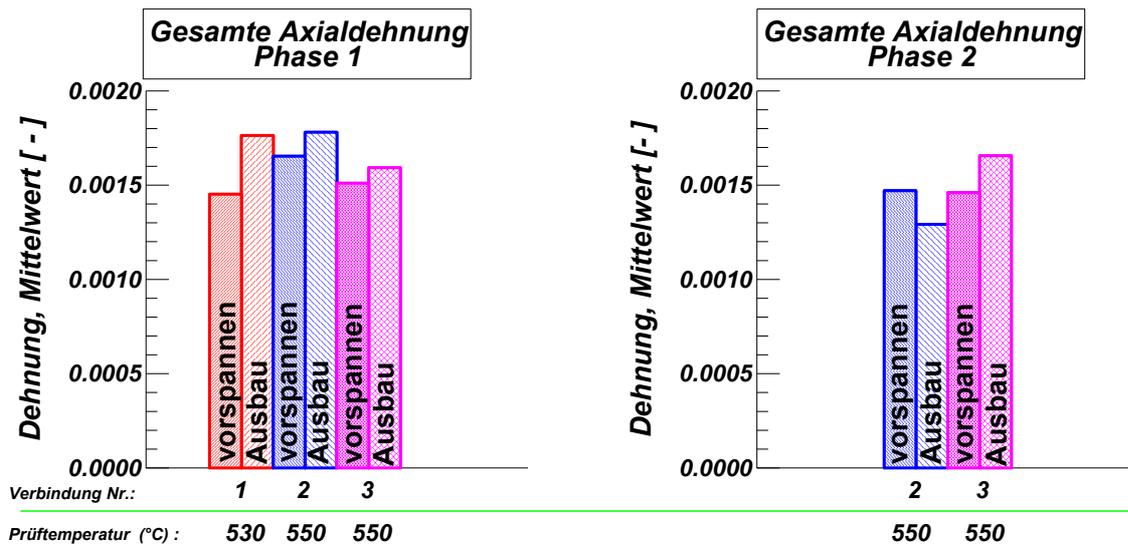


Bild 4.4.34: Vergleich der gesamten Schraubenaxialdehnung ($\varepsilon = \varepsilon_{\text{elast}} + \varepsilon_{\text{bl.}}$).

Während der ersten Versuchsphase ist bei allen Verbindungen ein Zuwachs der Dehnung zu beobachten, d.h. bei jeder Verbindung ist ein Kriechen (Zunahme der Dehnung) der Schrauben zu beobachten. Dabei fällt die Dehnungszunahme bei der Verbindung 1 am stärksten aus, bei den Verbindungen 2 und 3 ist nur ein geringer Zuwachs der Dehnung zu verzeichnen. Daraus kann geschlossen werden, daß der Spannungsabbau bei der Verbindung 1 in erster Linie durch Kriechen der Schrauben verursacht wird, bei den Verbindungen 2 und 3 der Spannungsabbau durch Relaxation (konstante Dehnung) überwiegt.

Bei der zweiten Versuchsphase ergibt sich für die Verbindung 2 eine geringere Schraubendehnung beim Ausbau als durch die Vorspannung aufgebracht wurde. Das bedeutet, daß bei dieser Verbindung die Flanschverformung während der zweiten Versuchsphase überwiegt und in erster Linie die inelastische Deformation des Flansches durch Kriechen für den Spannungsabbau verantwortlich ist.

Für die Verbindung 3 ist auch während der zweiten Versuchsphase eine Zunahme der Schraubendehnung zu verzeichnen. Dieser Zuwachs fällt deutlich höher aus als bei der ersten Phase. Die Flanschverformung hingegen (Bild 4.4.33) bleibt nahezu konstant. Bei der zweiten Versuchsphase ist der Spannungsabbau als Folge des Kriechens der Schrauben zu betrachten. Bei der ersten Phase jedoch bestätigen diese Auswertungen die Annahme, daß für den starken Spannungsabbau nicht allein Setzeffekte verantwortlich sein können. Denn wäre dies der Fall, so müßte die Gesamtdehnung beim Zwischenausbau deutlich kleiner sein, als die beim Vorspannen aufgebraachte Dehnung. Der Spannungsabbau kann hier nur durch eine vergleichsweise starke Relaxation in den ersten Versuchsstunden hervorgerufen werden.

5 Theoretische Arbeiten

5.1 Zielsetzung

Neben den experimentellen Untersuchungen wurden versuchsbegleitend numerische Berechnungen der Modellflansche auf der Basis der Finite-Elemente-Methode (FEM) durchgeführt. Durch den Vergleich zwischen experimentell und numerisch erarbeiteten Erkenntnissen über das Relaxationsverhalten von Rohrflanschverbindungen sollte die inelastische Berechnungsmethode qualifiziert und damit eine neue Methode zur Erhöhung der Sicherheit und Verfügbarkeit betroffener Anlagen bereitgestellt werden. Dazu sollte die Zuverlässigkeit und Aussagekraft von Finite-Elemente-Berechnungen für die Berechnung komplexer Bauteile im Kriechbereich untersucht werden.

Grundsätzlich kann die Auslegung von Rohrflanschverbindungen durch zweidimensionale FEM-Berechnungen unter der Verwendung von axialsymmetrischen Elementen erfolgen. Die Beschreibung des dreidimensionalen Verformungsverhaltens der Flansche wie das Stülpen der Flanschteller, das Durchbiegen der Schrauben und das unterschiedliche Werkstoffverhalten bei Temperaturänderungen können damit allerdings nicht ermittelt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurden daher dreidimensionale Berechnungen, unter Berücksichtigung aller relevanten Effekte durchgeführt.

Um Fehler beim Vergleich Experiment/Rechnung möglichst gering zu halten, wurde versucht, sowohl die reale Geometrie als auch das elastische und zeitabhängige Verformungsverhalten der Modellflansche möglichst genau abzubilden.

Die Berechnungen wurden auf einer IBM RS 6000 der Universität Stuttgart durchgeführt, wobei das FE-Programm ABAQUS in der Version 5.6 verwendet wurde.

5.2 Modellierung nach der Methode der Finiten-Elemente

Aufgrund der Symmetrie der Flanschverbindung ist es bei Berücksichtigung der entsprechenden Randbedingungen ausreichend, ein $11,25^\circ$ -Segment der Verbindung zu modellieren. Das gesamte Modell wird dabei in ein zylindrisches Koordinatensystem überführt, dessen Hauptachse mit der Mittelachse der Flansche identisch ist. Um die Symmetrie zu erhalten, wird dann am verwendeten Segment an den radialen Schnittflächen keine Verformung in Umfangsrichtung zugelassen. Um eine ungleichmäßige Vorspannung einzelner Schrauben und deren Interaktion zu berücksichtigen, muß ein entsprechend größeres Segment modelliert werden, das dann zwei oder mehrere Schrauben enthält.

Für die Schraube, Mutter und Dehnhülse wurde ein zweites zylindrisches Koordinatensystem definiert, das seinen Ursprung in der Mittelachse der Schraube hat. Dadurch können die Spannungen, Dehnungen und Verformungen problemlos in den

jeweiligen Hauptachsen (Axial-, Radial- und Umfangsrichtung) dieser Bauteile dargestellt werden.

Die Modellierung erfolgte weitgehend mit 20-Knoten-Kontinuumselementen mit einem Integrationsschema $3 \times 3 \times 3$ (ABAQUS-Bezeichnung C3D20). Im Bereich der Schraubenachse wurde auf keilförmige 15-Knoten-Kontinuumselemente (C3D15) zurückgegriffen. Zur Modellierung wurde PATRAN in den Versionen 2.5 und 7.1 benutzt.

Bedingt durch die unterschiedliche Konstruktion der Dichtung wurde für die Flanschverbindungen 1 und 2 ein anderes Netz als für die Verbindung 3 generiert. Für Modell 3 wurde die Ring-Joint-Dichtung mit ihren mittleren Abmessungen (Bild 4.1.3) abgebildet. Bei den Modellen 1 und 2 sind die in einer Verbindung verwendeten Flanschkörper, aufgrund der angedrehten Dichtung, geometrisch unterschiedlich, so daß keine Symmetrieebene vorhanden ist. In den Berechnungen wurde vereinfachend angenommen, daß sich beide Flanschkörper identisch verhalten¹. Die Dichtung konnte somit separat modelliert werden und die Symmetrieebene in die Mitte der Dichtung bzw. Schraube gelegt werden.

Die Bilder 5.2.1a und b zeigen die verwendeten Finite Elemente Netze mit den wesentlichen Modellparametern. Die aufgebrachten Randbedingungen sind schematisch in Bild 5.2.2 dargestellt. Um die Relativbewegung der Flanschkörper und damit die Gefahr von Undichtigkeiten erfassen zu können, muß die Fläche zwischen Flansch und Dichtung als Kontaktbereich definiert werden. Ebenso wurden Kontaktbereiche zwischen der Dehnhülse und dem Flansch sowie der Dehnhülse und der Mutter verwendet, um eventuelle Setzeffekte erfassen zu können. Dabei konnte vorausgesetzt werden, daß nur geringe Verschiebungen der einzelnen Körper zueinander zu berücksichtigen sind. Es war daher ausreichend, die Grenzflächen der einzelnen Körper zueinander als Kontaktflächen zu definieren. Als Interaktion zwischen beiden Körpern wurde dabei Coulomb'sche Reibung (Reibungskraft $F_R = \text{Normalkraft } F_N \cdot \text{Reibungskoeffizient } \mu$) mit einem Reibungsbeiwert von $\mu = 0,4$ angenommen. Die zwischen den Körpern maximal übertragbare Schubspannung wurde auf $1/\sqrt{3} \cdot R_m$ begrenzt.

Auf eine Modellierung des Gewindes wurde bewußt verzichtet, da dies zu deutlich erhöhten Rechenzeiten führt. Zudem spielen bei artgleichen Verbindungen die Relaxationsvorgänge im Gewinde eine untergeordnete Rolle, so daß die Berücksichtigung des Gewindes das Ergebnis nur unwesentlich verändern würde, Maile et al., 1994. Die Vorgänge im Gewinde können auch sehr gut durch separate Berechnungen er-

¹ Durch vergleichende Rechnungen, in denen die reale Geometrie verwendet wurde, konnte nachgewiesen werden, daß diese Vereinfachung keine wesentliche Veränderung der Ergebnisse des Langzeitverhaltens bewirkt.

mittelt werden. Auch wurde auf eine Berücksichtigung des Deckels in den Modellen verzichtet, da davon auszugehen ist, daß dieser weit genug vom Dichtbereich entfernt ist, und somit die versteifende Wirkung des Deckels vergleichbar der eines (wie in der Praxis vorkommend) beliebig langen Rohres ist.

Prinzipiell könnte das Netz noch vereinfacht werden. So kann die Schraube durch eindimensionale Balkenelemente abgebildet werden und durch „Gleichsetzen“ der Verschiebungen im Schraubenkopf bzw. in der Dehnhülse auf eine Modellierung der Schraubenmutter verzichtet werden. Dies würde zu einer Herabsetzung der Rechenzeiten führen. Wie jedoch Testrechnungen ergaben, werden die Spannungen in den Schrauben, insbesondere im Kriechbereich, durch den vereinfachten Elementansatz überschätzt. Auf eine derartige Vereinfachung wurde daher verzichtet.

Besondere Beachtung bei der Berechnung einer Schraubenverbindung im Kriechbereich gebührt der Tatsache, daß das Kriech- und Relaxationsverhalten nur durch die, zum Zeitpunkt der Vorspannung durch eine äußere Last (Drehmoment) aufgebrachte und im System gespeicherte reversible Energie bestimmt wird, sofern keine Zusatzlasten wirken. Diese reversible Energie wird mit fortschreitender Beanspruchungsdauer durch Umlagerungen der elastischen Verformungen in plastische Verformungen verringert. Die im Rahmen des Vorhabens untersuchten Modellflanschverbindungen werden bei Raumtemperatur vorgespannt und danach im Ofen bei Versuchstemperatur und unter Innendruck ausgelagert.

In den verspannten Bauteilen treten nun die beschriebenen Vorgänge ein, wobei die Steifigkeit des Bauteils und der werkstoffspezifische Kriechwiderstand des Werkstoffes die wesentlichen Randbedingungen darstellen. Es ist folglich nicht zulässig, die Vorspannung der Schrauben als konstant anzunehmen bzw. diese Vorgänge durch Veränderung der äußeren Randbedingungen während der Auslagerung abzubilden.

Mit der Version 5.6 stellt ABAQUS ein effizientes Hilfsmittel zur Verfügung um Schraubenkräfte aufbringen zu können. Dabei wird eine „Referenzfläche“ im Schraubenquerschnitt definiert, die mit einem beliebigen sonst nicht mit dem Modell verknüpftem Referenzknoten gekoppelt wird. Wird nun an dem Referenzknoten die gewünschte Schraubenkraft aufgebracht, wird die Länge der Elemente (und somit die Energie im System) unterhalb der Referenzfläche verändert bis sich das System im Gleichgewicht befindet. Für die Simulation des Relaxationsverhaltens kann das System dann von äußeren Kräften entkoppelt werden, so daß nur die - durch das Vorspannen - im System gespeicherte Energie von Einfluß ist.

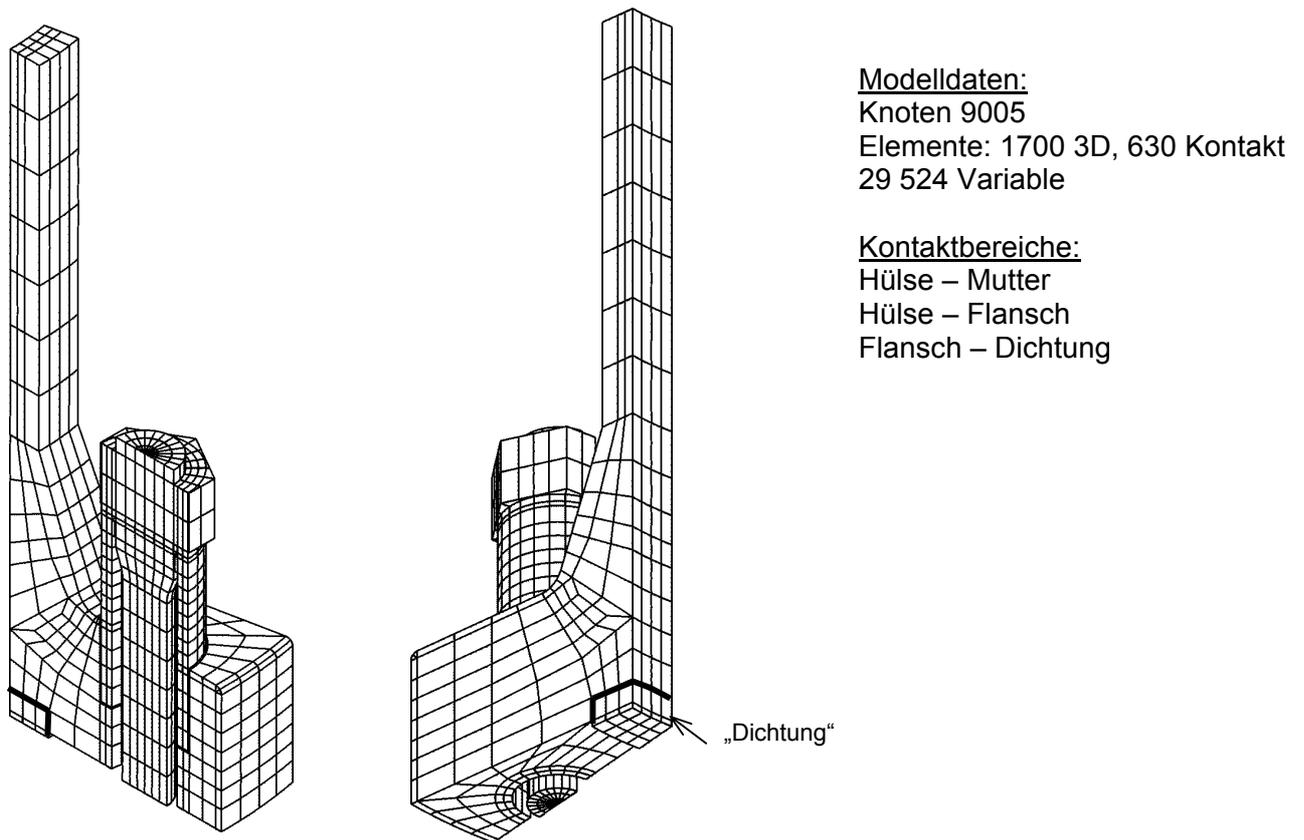


Bild 5.2.1a: FEM-Modell der Flanschverbindungen 1 und 2.

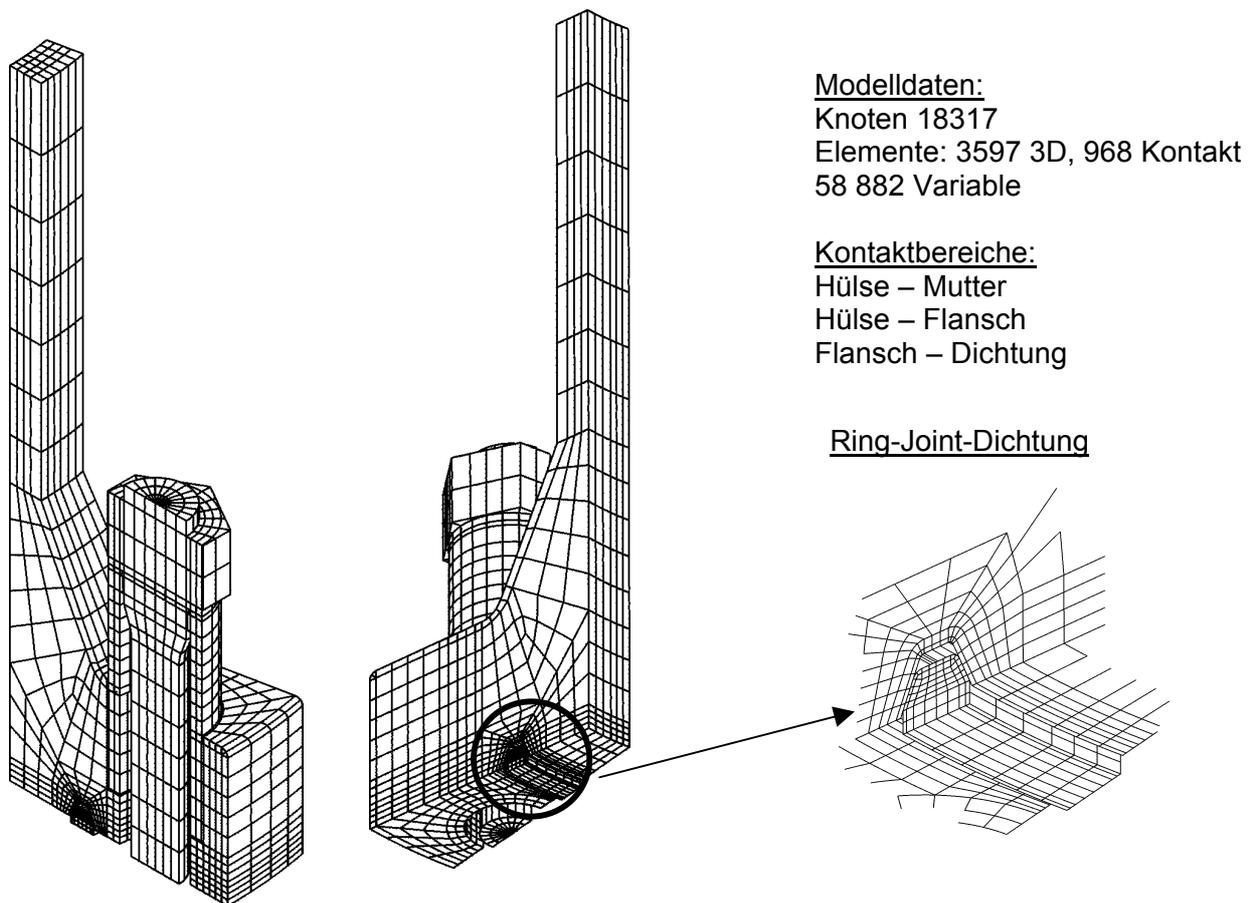


Bild 5.2.1b: FEM-Modell der Flanschverbindung 3.

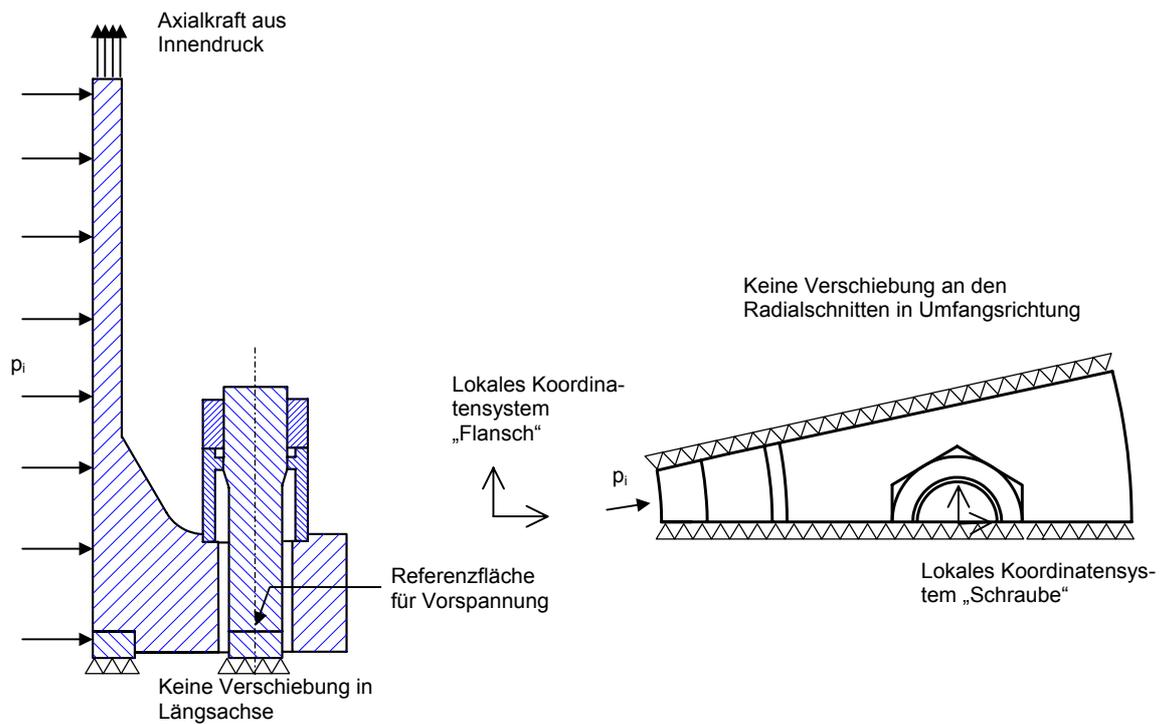


Bild 5.2.2: Randbedingungen der FEM-Berechnungen.

Bei den numerischen Berechnungen wurden folgende Lastschritte realisiert:

- Vorspannen der Schraube.
- Aufbringen der Temperatur.
- Aufbringen des Innendruckes.
- Relaxation der Flanschverbindung bis zum ersten Ausbau.
- Abkühlen auf Raumtemperatur und Entlasten.

Bei diesen Lastschritten wurde angenommen, daß die ursprünglich aufgebrauchten Randbedingungen (Bild 5.2.2) für den gesamten Zeitraum der Berechnungen konstant bleiben, also sich beispielsweise die Dichtung in ständigem Kontakt mit dem Flansch befindet. Falls der Vorgang der Undichtigkeit, der hier nicht weiter betrachtet wird, simuliert werden soll, muß theoretisch auch die Wirkung des Innendruckes berücksichtigt werden: Durch das „Kippen“ des Flanschtellers kann¹ ein Spalt an der Dichtfläche entstehen. Geschieht dies zu einem beliebigem Zeitpunkt der Berechnung, muß diese an dieser Stelle angehalten werden und der Innendruck auch auf die getrennten Elemente aufgebracht werden (Bild 5.2.3), dadurch kann sich das „Abheben“ des Flanschtellers verstärken. Gegebenenfalls ist der Vorgang bei einem größer werdenden Spalt zu wiederholen.

¹ Allerdings ist hier auch das elastisch-plastische Verhalten der Dichtung zu berücksichtigen. Die Gefahr der Undichtigkeit wird durch die elastische Rückverformung der Dichtung vermindert.

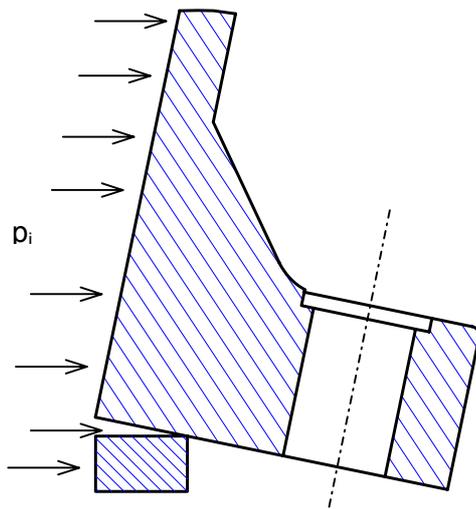


Bild 5.2.3: Veränderung der Randbedingungen durch das „Abheben“ des Flansch-tellers.

5.3 **Verwendete Stoffgesetze**

Bei den Analysen wurde davon ausgegangen, daß keine Plastifizierung einzelner Bereiche der Verbindung berücksichtigt werden muß. Zur Beschreibung des zeit-unabhängigen Werkstoffverhaltens bei Belastungsaufbringung reicht somit der Elastizitätsmodul E und die Querdehnungszahl ν bei Raumtemperatur aus. Die Veränderung der physikalischen Werkstoffeigenschaften bei Versuchstemperatur wurde durch eine entsprechende Veränderung der E -Moduli berücksichtigt. Die verwendeten Werte sind in der Tabelle 3.6 dokumentiert. Bei den Berechnungen der Modelle 1 und 2 wurde ebenfalls die unterschiedliche Wärmeausdehnung der verwendeten Werkstoffpaarungen (Tabelle 3.5) berücksichtigt.

5.3.1 **Kriechgesetze aus Zeitstandkurven**

Wie bereits in Kapitel 2 ausgeführt, darf der Vorgang der Relaxation nicht mit dem Langzeitkriechen unter konstanter Last gleichgesetzt werden. Üblicherweise werden jedoch für Werkstoffe, die bei erhöhten Temperaturen eingesetzt werden, Zeitstandversuche, aber keine Relaxationsversuche, durchgeführt.

Basis der Simulation von Kriech- und Relaxationsvorgängen bilden daher Kriechdaten aus herkömmlichen kraftkontrollierten Zeitstandversuchen. Da diese nur für konkrete Spannungswerte verfügbar sind, muß zur Abdeckung des gesamten in Frage kommenden Spannungs- bzw. Dehnungsfeldes ein dieses Feld beschreibendes Werkstoffgesetz abgeleitet und in der Berechnung berücksichtigt werden. Bei der Ableitung dieser Beziehungen konnte auf die von Maile et al., 1995 gemachten Erfahrungen zurückgegriffen werden. Sie erfolgte entsprechend den folgenden Arbeitsschritten:

- Aus den Meßdaten der Zeitstandversuche wird die Kriechdehnung in Abhängigkeit von der Zeit ermittelt.
- Die für jede Spannung ermittelte Einzelkriechkurve wird durch eine geeignete Funktion der Zeit mit der für die Spannung charakteristischen Koeffizienten beschrieben.
- Die ermittelten Koeffizienten werden in Abhängigkeit von der Spannung durch eine geschlossene Funktion beschrieben.
- Die Modelle werden anhand des Zeitdehnschaubildes und des Dehnratenschaubildes (Auftragung der Kriechdehngeschwindigkeit über der Kriechdehnung) auf Plausibilität überprüft. Dabei dürfen, wie in den Bildern 5.3.1 und 5.3.2 prinzipiell dargestellt, keine Überschneidungen der Kurvenverläufe auftreten. σ_i ist jeweils die Spannung im einachsigen Zeitstandversuch. Mit steigendem Index nimmt die Spannung zu.

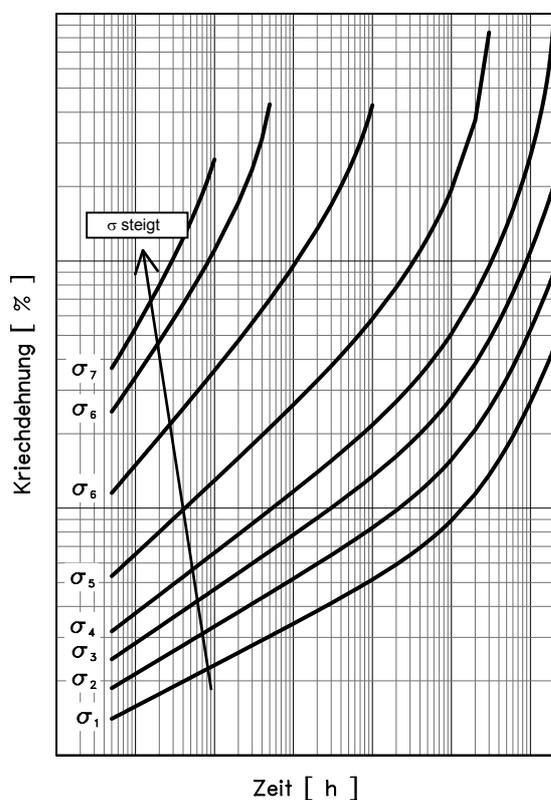


Bild 5.3.1: Keine Überschneidungen bei der Darstellung: Kriechdehnung über der Zeit.

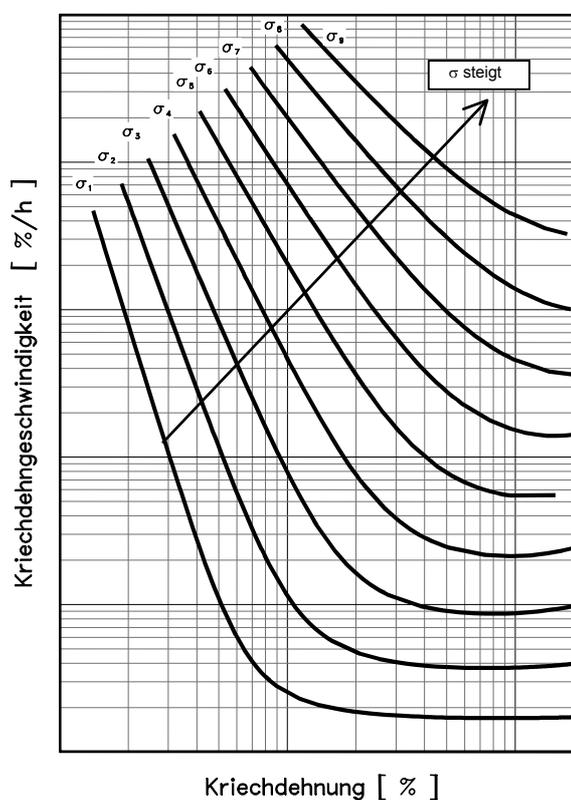


Bild 5.3.2: Keine Überschneidungen bei der Darstellung: Kriechdehngeschwindigkeit über der Kriechdehnung.

Derartige Werkstoffgesetze werden als „phänomenologische Stoffgesetze“ bezeichnet. D. h. sie beruhen auf mathematischen Ansätzen, die die Abhängigkeit der Kriechdehnung von der Spannung und der Temperatur wiedergeben, also keine mikrostrukturellen Änderungen der Werkstoffe berücksichtigen. Derartige Werkstoffgesetze sind relativ einfach anhand von Standardversuchen herzuleiten und können bei stationären Belastungen zur Beschreibung des Bauteilverhaltens benutzt werden.¹

Bei der Anwendung phänomenologischer Stoffgesetze wird üblicherweise vorausgesetzt, daß sich das Kriechverhalten der untersuchten Werkstoffe auch unter mehrachsiger Beanspruchung durch die von Mises Vergleichsspannung beschreiben läßt. Die Grundlagen für die Übertragbarkeit von Stoffgesetzen für das Kriechen von Materialien nach dem von Mises-Typ werden von Penkalla et al, 1989 erläutert und am Beispiel von Rohrgeometrien diskutiert.

Die aus den einachsigen Konstantlastversuchen gewonnene Kriechgleichung

$$\varepsilon_c = f(\sigma_0, t)$$

mit

ε_c = einachsige Kriechdehnung

σ_0 = Ausgangsspannung

läßt sich somit auf die Vergleichsgrößen

$$\varepsilon_{vc} = f(\sigma_v, t)$$

mit

ε_c = einachsige Kriechdehnung

σ_0 = Ausgangsspannung

übertragen.

¹ In letzter Zeit werden verstärkt konstitutive und mikrostrukturell motivierte Werkstoffgesetze zur Beschreibung von Kriech- und Ermüdungsprozessen entwickelt und zur Berechnung von Bauteilen eingesetzt. Da diese Werkstoffgesetze den kompletten dreiachsigen Spannungszustand berücksichtigen, ist man bei der Anwendung nicht auf eine spezielle Vergleichsspannung angewiesen, sondern kann die Mehrachsigkeit des Spannungszustandes mit in die Betrachtungen einbeziehen. Insbesondere wird bei diesen Werkstoffgesetzen nicht zwischen plastischer Dehnung und Kriechdehnung unterschieden. Meist werden diese Modelle zur Abschätzung der Lebensdauer bzw. des Schädigungszustandes, z.B. in Kußmaul et al., 1996 und Gaudig et al. 1997, von Bauteilen eingesetzt. Derartige Werkstoffgesetze können prinzipiell auch zur Beschreibung des Relaxationsvorganges benutzt werden. Allerdings sind hierzu eine Vielzahl von Untersuchungen zur Werkstoffcharakterisierung notwendig, einfache Zeitstandversuche ohne metallographische Zusatzuntersuchungen sind dabei nicht ausreichend. Da diese nicht vorlagen und zudem die Anwendung konstitutiver Modelle mit vergleichsweise hohen Rechenzeiten verbunden ist, wurden diese hier nicht weiter behandelt.

Die Dehnungskomponenten werden dann nach der Beziehung

$$\dot{\varepsilon}_{cij} = \frac{3\dot{\varepsilon}_{vc}}{2\sigma_0} \sigma_{ij}$$

mit

ε_{vc} = Vergleichskriechdehnrate

σ_{ij} = Spannungsdeviator

berechnet. Die Anwendbarkeit kann im Bereich kriechbedingter Verformung ohne signifikante Schädigung durch Poren und Kriechrisse als berechtigt angenommen werden. Für den Bereich mit signifikanter Kriechschädigung (tertiärer Kriechbereich) ergibt sich eine Erhöhung der wahren Spannung durch Abnahme des tragenden Querschnitts, so daß die Gültigkeit nicht mehr vorausgesetzt werden kann (Kußmaul, 1993). Für die hier durchzuführenden Modellrechnungen, die sich im wesentlichen auf die Darstellung der Verformung und der sich einstellenden Spannungszustände im primären Kriechbereich konzentrieren, spielt die Schädigung keine Rolle.

Beim einachsigen spannungskontrollierten Zeitstandversuch nimmt während der primären Kriechphase die Kriechgeschwindigkeit $\dot{\varepsilon}$ stetig ab, d. h. der Werkstoff verfestigt sich. Dieses Verhalten kann auf zwei verschiedene Arten beschrieben werden:

1. $\dot{\varepsilon}$ nimmt mit wachsender Zeit t ab
2. $\dot{\varepsilon}$ nimmt mit wachsender Dehnung ε ab.

Demzufolge spricht man von (Kriech-) Zeitverfestigung oder von Dehnungsverfestigung. Beide Fälle sind als Grenzfälle zu betrachten. In Wirklichkeit verhält sich ein Werkstoff gemäß einer Kombination von beiden Ansätzen. Bei der Zeitverfestigungstheorie hängt die Verfestigung nur von der Zeitdauer ab, in der sich der Werkstoff bei hoher Temperatur befunden hat, während die Dehnungsverfestigungstheorie der Tatsache Rechnung trägt, daß die Verfestigung von der Deformation selbst abhängt. Für Fälle, bei denen die Spannung während der gesamten Belastungszeit konstant bleibt, liefern beide Theorien identische Ergebnisse. Bei zeitlich veränderlicher Beanspruchung, wie sie üblicherweise in Bauteilen aufgrund Spannungsumlagerungen und -veränderungen durch Kriechvorgänge oder Änderung der äußeren Belastung auftreten, können jedoch sehr große Abweichungen auftreten. Da in verschiedenen Veröffentlichungen, z.B. Odqvist und Hult, 1962, und Krauss, 1980, gezeigt wurde, daß die Dehnungsverfestigungstheorie praxisnähere Ergebnisse liefert, wurde diese auch hier verwendet.

Zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Kriechdehnung, Zeit und Spannung liegen in der Literatur eine sehr große Zahl von Ansätzen vor. Wie in Maile et al., 1995 gezeigt wurde, hängt das numerisch bestimmte zeitabhängige Bauteilver-

halten stark vom gewählten Kriechgesetz ab. Um die Streuungen innerhalb der FE-Rechnungen zu minimieren bzw. Abweichungen, die durch die Verwendung unterschiedlicher Werkstoffgesetze hervorgerufen werden, zu vermeiden, wurde versucht immer die gleiche Art von Kriechgesetz zu verwenden.

Bei den hier durchgeführten Berechnungen muß kein tertiäres Kriechen berücksichtigt werden, der primäre Kriechbereich sollte jedoch möglichst exakt abgebildet werden. Ebenso müssen keine instationären Belastungen, wie sie z.B. bei An- und Abfahrten auftreten, berücksichtigt werden.

Zur Beschreibung der bei derartigen Relaxationsvorgängen anfangs sehr großen Dehngeschwindigkeiten bietet sich ein Ansatz nach Garofalo-Blackburn:

$$\varepsilon_c = x_1 \cdot (1 - e^{-x_2 t}) + x_3 \cdot (1 - e^{-x_4 t}) + x_5 t$$

mit

$$x_i = f(\sigma, T)$$

an, bei dem der primäre Kriechbereich durch zwei Einzelterme beschrieben wird. Der erste Term beschreibt dabei den Anfangsbereich mit sehr hohen Dehngeschwindigkeiten, während der zweite Term den Übergang zum stationären Kriechbereich mit konstanter Dehngeschwindigkeit wiedergibt. Zur Beschreibung der Spannungsabhängigkeit des Kriechgesetzes sind jedoch eine Vielzahl von Zeitstandversuchen im Kurzzeitbereich nötig, um einen stetigen Übergang zwischen den beiden Einzeltermen zu gewährleisten. Da im vorliegenden Fall nur eine geringe Anzahl von Kriechkurven bei unterschiedlichen Spannungen vorliegt, konnte keine hinreichend genaue Anpassung an dieses Werkstoffgesetz durchgeführt werden. Daher wurde für die hier verwendeten Werkstoffe der Ansatz nach Garofalo:

$$\varepsilon_c = x_1 + x_2 \cdot (1 - e^{-x_3 t}) + x_6 t$$

mit

$$x_i = f(\sigma, T)$$

gewählt.

Mit diesem Kriechgesetz war es möglich die Einzelkriechkurven sehr genau zu beschreiben. Problematischer war die Wahl einer geeigneten Funktion mit der die Koeffizienten x_i in Abhängigkeit von der Spannung beschrieben werden konnten, da für einige Werkstoffe nur Zeitstandversuche bei vier oder fünf Spannungsniveaus durchgeführt wurden. Zur Beschreibung der Spannungsabhängigkeit der Koeffizien-

ten x_i wurden Ansätze nach Kloos:

$$x_i = p \cdot \sigma^q \cdot e^{(r \cdot \sigma^s)}$$

mit

p, q, r, s = Konstante

σ = Spannung

und Kastl:

$$x_i = p \cdot e^{(q \cdot (\sigma - s)^r)}$$

$$x_i = p \cdot \sigma^q \cdot e^{(r \cdot \sigma^s)}$$

verwendet. Dabei wurde für jeden Koeffizient die für ihn geeignete Funktion gewählt.

Die Bilder 5.3.3 bis 5.3.8 zeigen den Vergleich zwischen im Zeitstandversuch ermittelten (exp.) und durch die Kriechgleichungen nach Garofalo (theo.) berechneten Kriechdehnungen bei unterschiedlichen Spannungsniveaus. Aus den Bildern wird deutlich, daß im Bereich niedriger Dehnungen ($< 10^{-02}$ %) die analytisch berechneten Dehnungen kleiner als die experimentell ermittelten sind, das Kriechgesetz also den Anfangsbereich schlecht beschreibt. Im Bereich hoher Spannungen und Dehnungen treten ebenfalls größere Abweichungen auf, da sich hier der im Kriechgesetz nicht enthaltene tertiäre Bereich mit einer beschleunigten Dehngeschwindigkeit bemerkbar macht.

Die Kriechgesetze wurden in das verwendete FEM-Programm ABAQUS als benutzerdefinierte FORTRAN-Subroutinen „CREEP“ implementiert. Die Routine errechnet dabei für eine vorgegebene Vergleichsspannung nach v. Mises und eine akkumulierte Kriechdehnung den Kriechdehnungszuwachs innerhalb eines Zeitschrittintervalls. Da innerhalb des Programms die (Kriech-)Dehnungsverfestigungsregel angewendet wird, muß in einem Iterationsverfahren zuerst der zur Spannung und Kriechdehnung gehörende Zeitpunkt bestimmt werden. Eine Überprüfung der Routinen erfolgte durch die Nachrechnung der Zeitstandversuche sowie der von Maile et al., 1994, untersuchten Schraubenverbindungsmodelle.

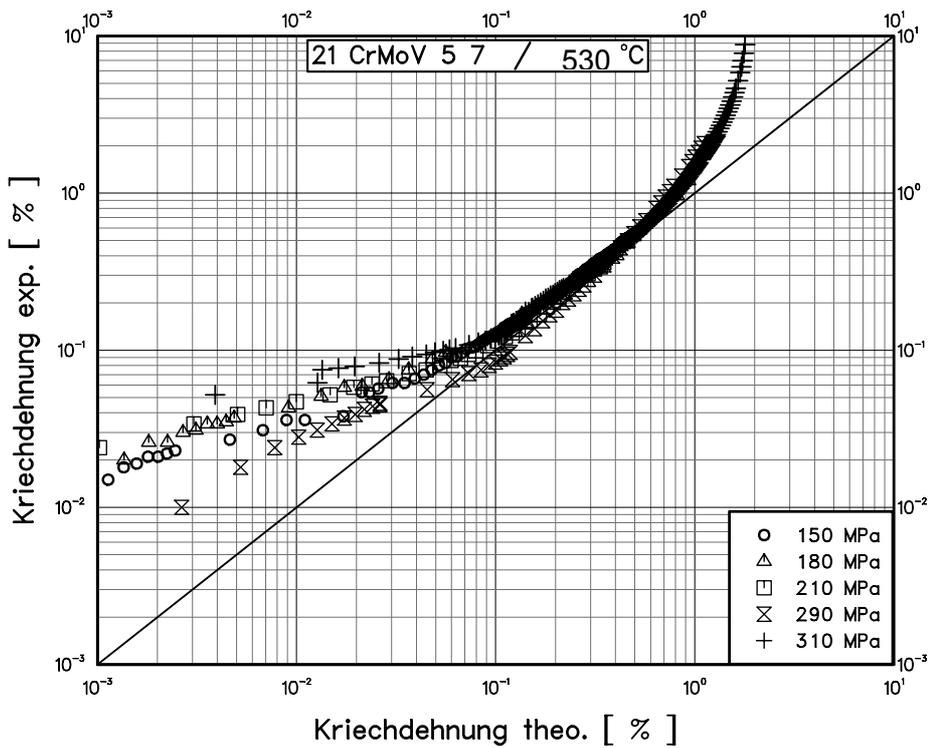


Bild 5.3.3: Vergleich der experimentell bestimmten Kriechdehnung mit der analytisch berechneten für den Werkstoff 21 CrMoV 5 7 bei 530 °C.

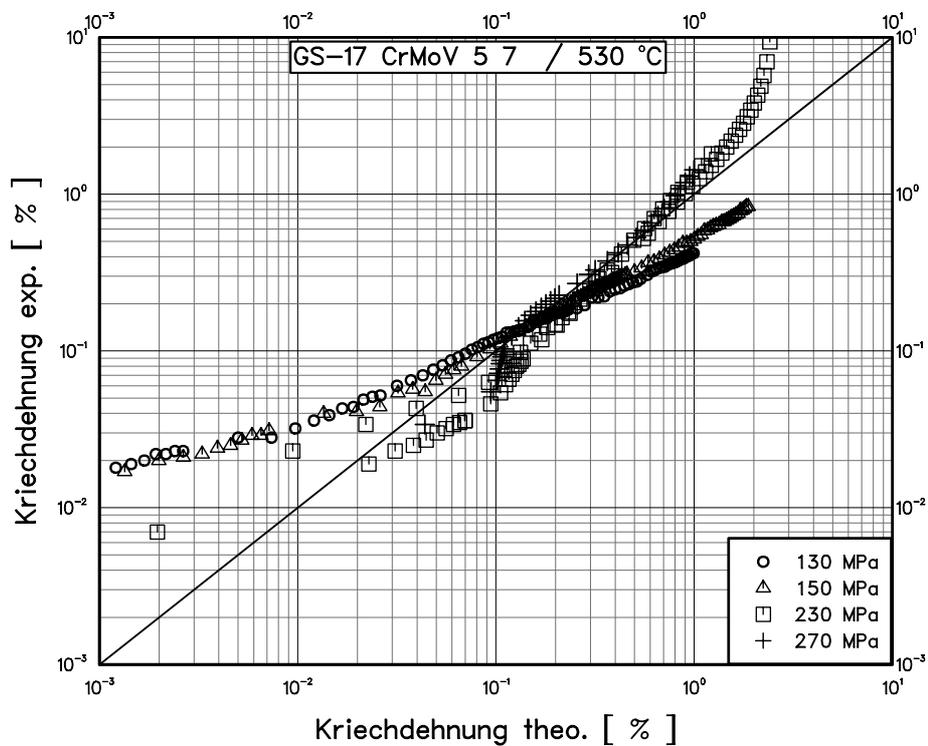


Bild 5.3.4: Vergleich der experimentell bestimmten Kriechdehnung mit der analytisch berechneten für den Werkstoff GS-17 CrMoV 5 7 bei 530 °C.

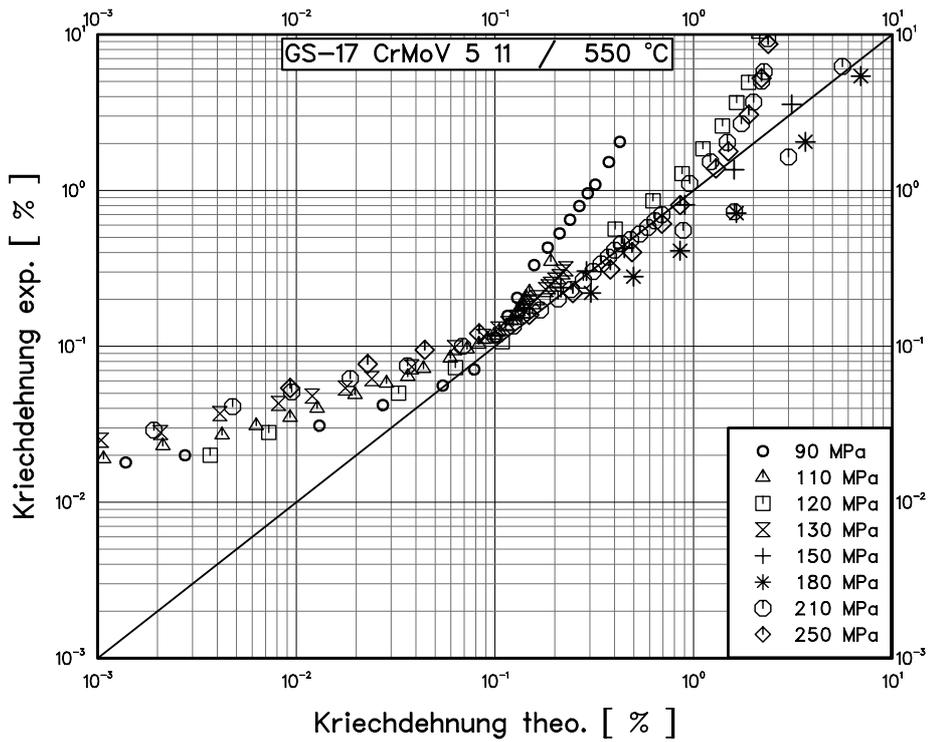


Bild 5.3.5: Vergleich der experimentell bestimmten Kriechdehnung mit der analytisch berechneten für den Werkstoff GS-17 CrMoV 5 7 bei 550 °C.

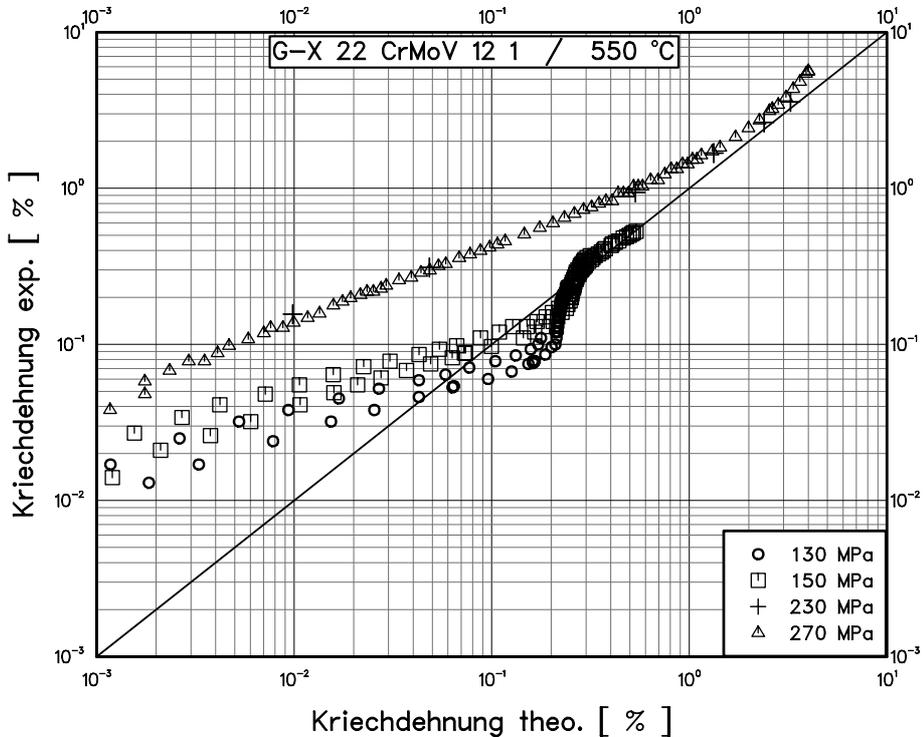


Bild 5.3.6: Vergleich der experimentell bestimmten Kriechdehnung mit der analytisch berechneten für den Werkstoff G-X 22 CrMoV 12 1 bei 550 °C.

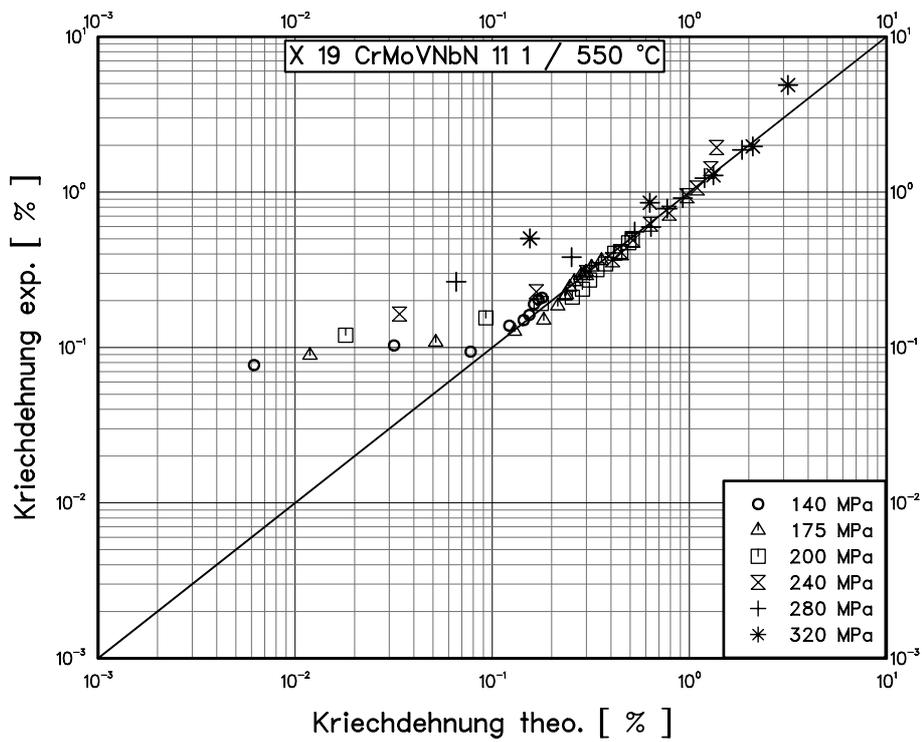


Bild 5.3.7: Vergleich der experimentell bestimmten Kriechdehnung mit der analytisch berechneten für den Werkstoff X 19 CrMoVNbN 11 1 bei 550 °C.

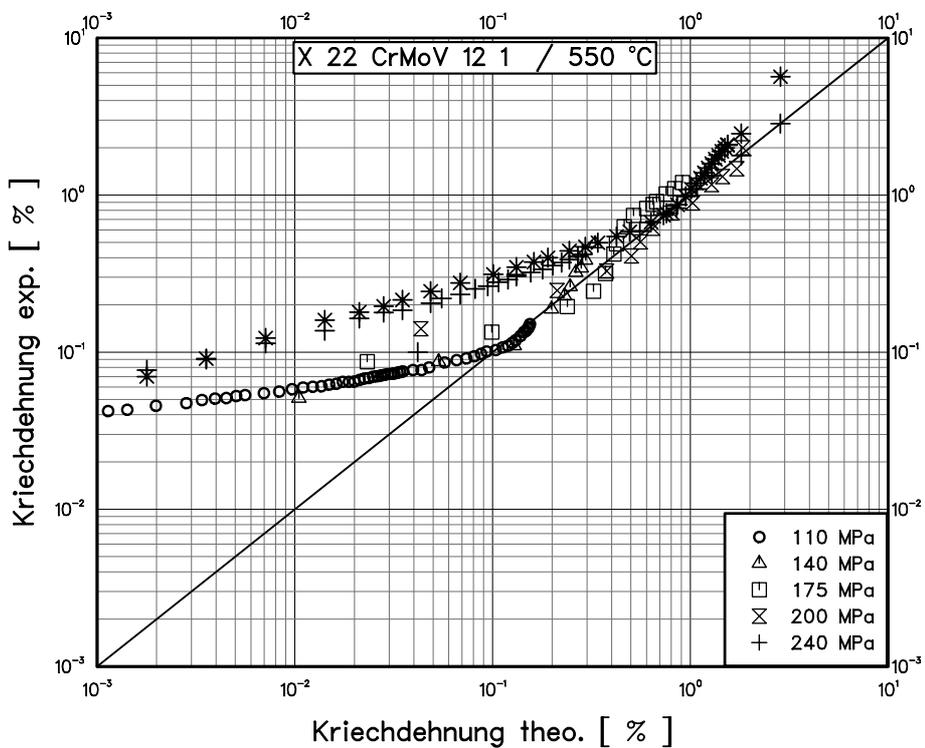


Bild 5.3.8: Vergleich der experimentell bestimmten Kriechdehnung mit der analytisch berechneten für den Werkstoff X 22 CrMoV 12 1 bei 550 °C.

Dazu wurden die Schraubenverbindungsmodelle mittels FE nachgerechnet. Bild 5.3.10 zeigt das verwendete FE-Modell. Unter Ausnutzung der Symmetrie und Verwendung von axialsymmetrischen Elementen ist es ausreichend, ein Viertel des Modells im FE-Netz zu verwenden. In den Berechnungs-Modellen wurde vorausgesetzt, daß Mutter und Bolzen eine Einheit bilden. Plastifizierungsvorgänge im Gewinde werden damit nicht berücksichtigt. Der Bereich zwischen Hülse und Mutter wurde analog dem Vorgehen bei den Flanschmodellen als Kontaktbereich definiert.

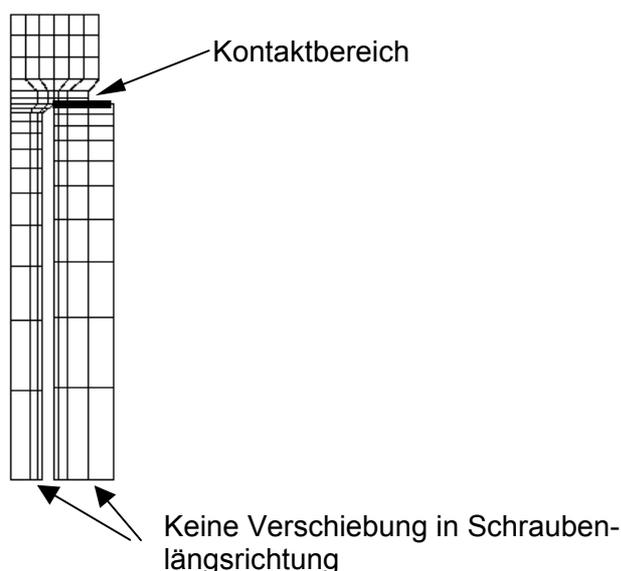


Bild 5.3.10: FEM-Netz des Schraubenverbindungsmodells.

Die experimentellen Untersuchungen des Werkstoffes 21 CrMoV 5 7 beschränkten sich auf 500 °C und 550 °C. Da die Werkstoffanpassung für die Versuchstemperatur bei den Flanschverbindungen (530 °C) erfolgte, kann kein direkter Vergleich zwischen experimentellen und numerischen Ergebnissen erfolgen. Die auf der Basis der Schraubenverbindungsmodelle ermittelten Relaxationsdaten können jedoch dazu benutzt werden, die Werkstoffanpassung qualitativ zu beurteilen. In Bild 5.3.11 sind die berechneten und experimentell ermittelten Restspannungswerte gegenübergestellt. Im Kurzzeitbereich bis ca. 1 800 h bzw. oberhalb von 70 MPa liegen die Rechenergebnisse zwischen den Grenzkurven aus den Versuchen für 500 °C und 550 °C. Mit fortschreitender Zeit fallen jedoch die berechneten Restspannungswerte schneller ab, als es die experimentellen Daten erwarten lassen. Nach 2 000 h liegen die berechneten Werte knapp unterhalb der experimentellen. Der weitere Abbau der Restspannungswerte mit fortschreitender Zeit erfolgt mit nahezu gleichbleibendem Gradienten.

Für den Werkstoff X 19 CrMoVNbN 11 1 lagen experimentell ermittelte Relaxationsdaten bei Versuchstemperatur (550 °C) vor, so daß ein direkter Vergleich mit den Daten aus der FE-Berechnung möglich ist. Wie Bild 5.3.12 zeigt, liegen die numerisch

ermittelten Restspannungswerte zwischen 200 und 30 000 h innerhalb eines Streubandes von $\pm 10\%$ der experimentellen Daten, beschreiben also das Relaxationsverhalten hinreichend genau. Nach einer Versuchszeit von ca. 20 000 h bzw. einer Restspannung von ca. 80 MPa fallen die errechneten Restspannungswerte jedoch schneller als im Experiment ab. Dieser Vergleich bestätigt, daß die im Kriechgesetz nötige Extrapolation der Kriechdehnungskurven bis ca. 80 MPa sinnvoll durchgeführt wurde.

Für den Werkstoff X 22 CrMoV 12 1 lagen keine chargenidentischen Relaxationsdaten vor. Durch den Vergleich mit den vorliegenden experimentellen Daten ist jedoch eine qualitative Beurteilung des hergeleiteten Werkstoffgesetzes möglich. Wie aus Bild 5.3.13 hervorgeht, verläuft die numerisch bestimmte Restspannungskurve deutlich flacher als die im Versuch ermittelte. Im Bereich von Spannungen oberhalb von 100 MPa bzw. bis zu Versuchszeiten von maximal 2 000 h liegen die berechneten Werte maximal 10 % oberhalb der experimentellen Werte. Danach wird die Abweichung immer größer und findet bei ca. 15 000 h ihr Maximum.

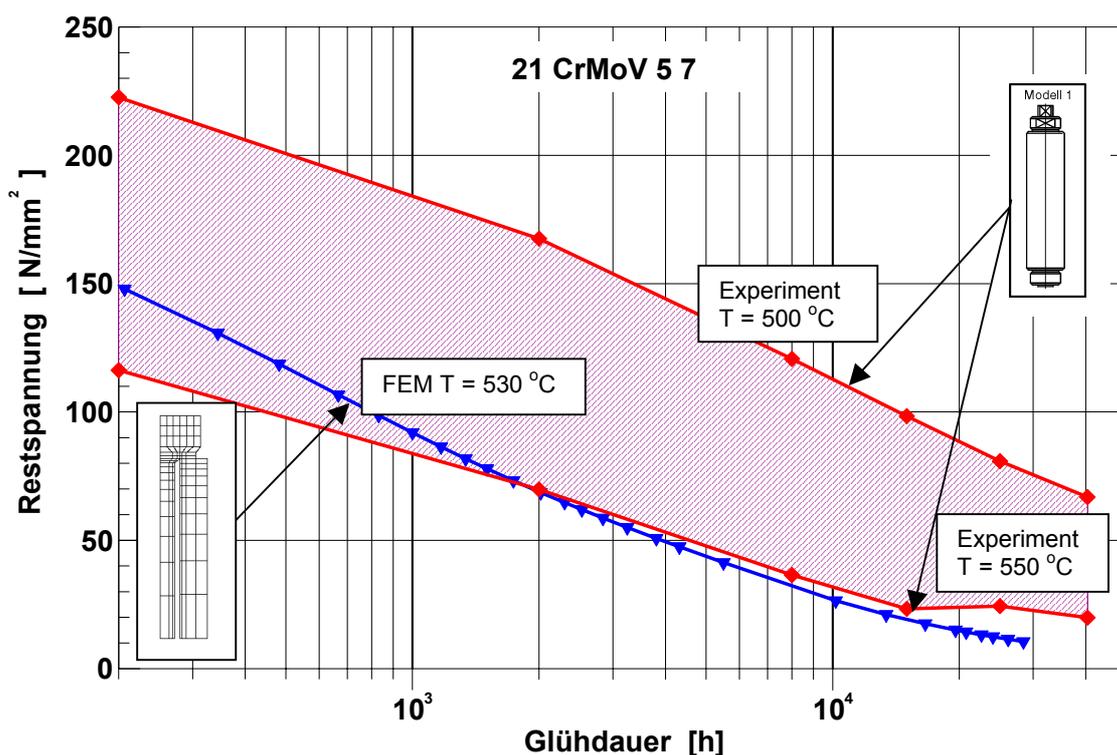


Bild 5.3.11: Gegenüberstellung des experimentell bzw. numerisch ermittelten Relaxationsverlaufs in Abhängigkeit von der Glühdauer, 21 CrMoV 5 7 / T = 530 °C.

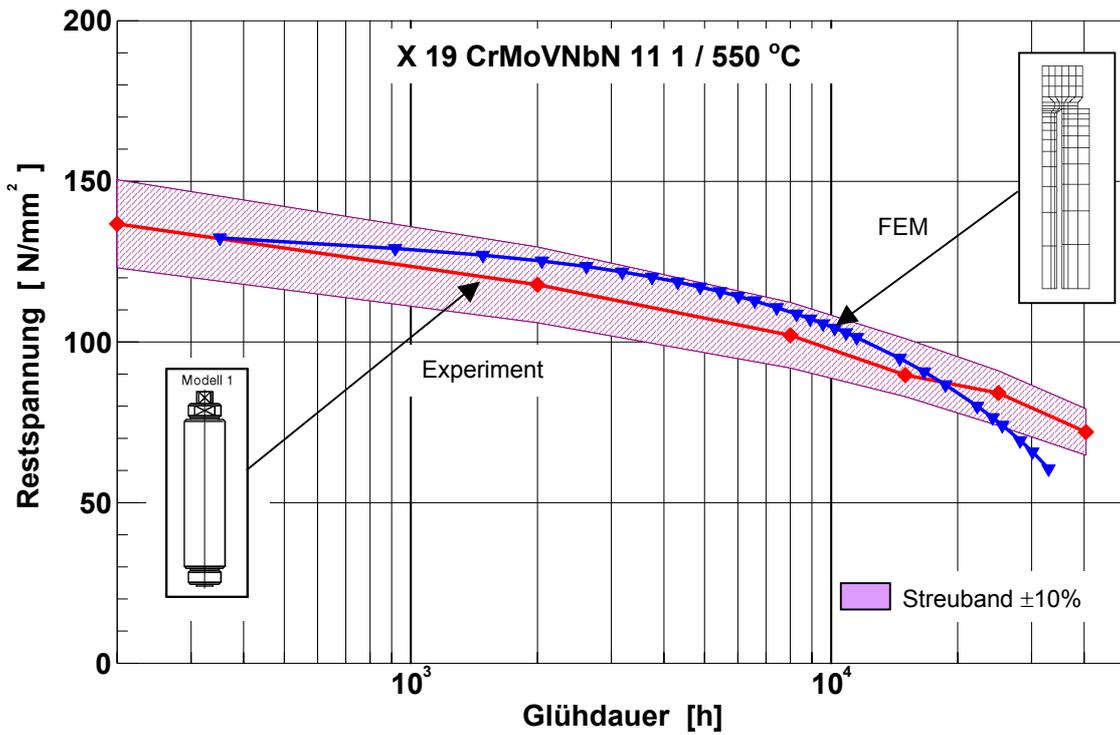


Bild 5.3.12: Gegenüberstellung des experimentell bzw. numerisch ermittelten Relaxationsverlaufs in Abhängigkeit von der Glühdauer, X 19 CrMoVNbN 11 1 / 550 °C.

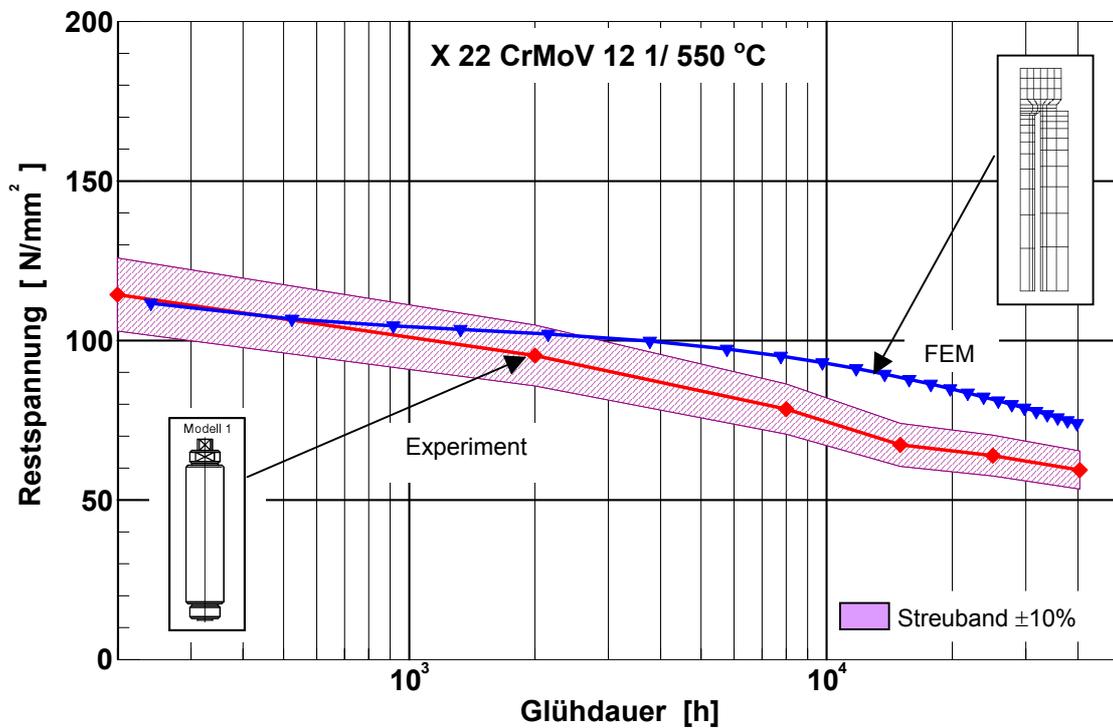


Bild 5.3.13: Gegenüberstellung des experimentell bzw. numerisch ermittelten Relaxationsverlaufs in Abhängigkeit von der Glühdauer, X 22 CrMoV 12 1 / 550 °C.

5.3.2 Kriechgesetze aus Relaxationsversuchen

Alternativ zu der oben geschilderten Herleitung kann auch aus Relaxationsdaten ein Werkstoffgesetz erstellt werden. Dies soll hier am Beispiel des Werkstoffes X 19 CrMoVNbN 11 1 gezeigt werden, für den die Konstanten des Kriechgesetzes nach Norton-Bailey¹:

$$\varepsilon_c = B \cdot \sigma^n \cdot t^m$$

mit

B, n, m Materialkonstanten

aus den von Maile et al, 1994 bestimmten Relaxationsdaten ermittelt wurden.

Der belastungs- und zeitabhängige Relaxationsvorgang kann mit einer Umwandlung der durch das Belasten der Probe aufgebrachten elastischen Dehnungen in bleibende Kriechdehnungen beschrieben werden. Die aufgebrachte Dehnung der Probe kann als zeitlich konstante Gesamtdehnung betrachtet werden, d. h. die Summe aus elastischer plus bleibender Kriechdehnung muß zu jedem Zeitpunkt gleich der elastischen Anfangsdehnung sein. Die Umwandlung der elastischen Anfangsdehnung in Kriechdehnung kann bei Gültigkeit des Hooke'schen Gesetzes durch die Beziehung

$$-\frac{1}{E} \cdot \frac{d\sigma}{dt} = \frac{d\varepsilon_c}{dt}$$

mit

E = E-Modul

σ = Spannung

t = Zeit

ε_c = Kriechdehnung

beschrieben werden. Dabei wird angenommen, daß die Probe nur einer einachsigen Beanspruchung in axialer Richtung unterliegt, also im Formalismus keine Vergleichsspannung und Vergleichsdehnung verwendet werden muß.

Bei Gültigkeit der (Kriech-)Zeitverfestigungstheorie kann die Dehnrates durch direkte Ableitung des Kriechgesetzes über die Beziehung:

$$\frac{d\varepsilon_c}{dt} = \dot{\varepsilon}_c = m \cdot B \cdot \sigma^n \cdot t^{m-1}$$

¹ Bei dieser Kriechgleichung handelt es sich um eine Ergänzung des Norton'schen Kriechgesetzes, bei dem durch den Term t^m auch das primäre Kriechen berücksichtigt wird. Der Norton-Koeffizient n ist direkt abhängig vom Kriechmechanismus. Für Versetzungskriechen gilt $n = 4...7$, für Korngrenzengleiten ist $n = 1...2$ und für Diffusionskriechen wird n zu 1.

berechnet werden. Durch Einsetzen und nachfolgender Integration ergibt sich eine Gesetzmäßigkeit, mit der der Spannungsabfall in Abhängigkeit von der Belastungszeit berechnet werden kann:

$$\frac{\sigma}{\sigma_i} = \left(\frac{1}{1 + E \cdot B \cdot (n-1) \cdot t^m \cdot \sigma_i^{n-1}} \right)^{1/n-1}$$

wobei σ_i die Spannung bei Belastungsaufbringung ist.¹

Für den Werkstoff X 19 CrMoVNbN 11 1 wurden zwei Relaxationsversuche an glatten Proben mit unterschiedlicher Ausgangsdehnung ($\varepsilon_{01} = 2 \text{ ‰}$ und $\varepsilon_{02} = 1,5 \text{ ‰}$) durchgeführt. Mit Hilfe der oben beschriebenen Prozedur wurden für beide Experimente die Materialkonstanten B, m und n für das Kriechgesetz nach Norton-Bailey bestimmt². Bei der Anpassung wurde vorausgesetzt, daß die Belastungsaufbringung im Relaxationsveruch rein linear-elastisch erfolgte und sich mit dem statischen E-Modul gemäß Tabelle 3.6 beschreiben läßt. Bild 5.3.14 zeigt den Vergleich zwischen den experimentell ermittelten und den durch das Kriechgesetz nach Norton-Bailey analytisch errechneten Restspannungswerten. Die Werkstoffkonstanten wurden jeweils spezifisch für die entsprechende Relaxationskurve angepaßt. Dabei ergaben sich nur geringe Unterschiede (< 3 %) zwischen den einzelnen Konstanten der verschiedenen Anpassungen.

Wie aus Bild 5.3.14 ersichtlich, läßt sich der experimentell ermittelte Restspannungsverlauf sehr gut mit dem verwendeten Kriechgesetz beschreiben. Im gesamten Zeit- bzw. Spannungsbereich treten praktisch keine Abweichungen auf.

Aufgrund der hohen Kosten werden nicht unterbrochene Relaxationsversuche an glatten Proben in servo- oder elektrohydraulischen Maschinen überwiegend im Kurzzeitbereich durchgeführt. Für die Ermittlung des Relaxationsverhaltens im Langzeitbereich werden meist Schraubenverbindungsmodelle nach SEP 1260, 1994 verwendet. Wie bereits in Kapitel 5.3.1.1.1 angeführt, wurden derartige Untersuchungen

¹ Grundsätzlich kann ein entsprechender Formalismus auch bei Gültigkeit der (Kriech-) Dehnungsverfestigung hergeleitet werden. Bei Anwendung der Dehnungsverfestigungstheorie lautet die Beziehung für die Dehnrate:

$$\dot{\varepsilon}_c = m \cdot B_m^{\frac{1}{m}} \cdot \sigma_c^{\frac{1}{m}} \cdot \varepsilon_c^{\frac{(m-1)}{m}}$$

Daraus wird ersichtlich, daß durch Einsetzen keine direkte Beziehung zwischen Materialkonstanten und gemessener Restspannung besteht. Vielmehr muß auch im Relaxationsversuch die bleibende (Kriech-)Dehnung mitbestimmt werden oder analog dem obigen Vorgehen berechnet werden und diese in die Bestimmung der Materialkonstanten einbezogen werden.

² Für beide Anpassungen ergaben sich Norton'sche Koeffizienten wie sie typisch bei Auftreten von Versetzungskriechen sind.

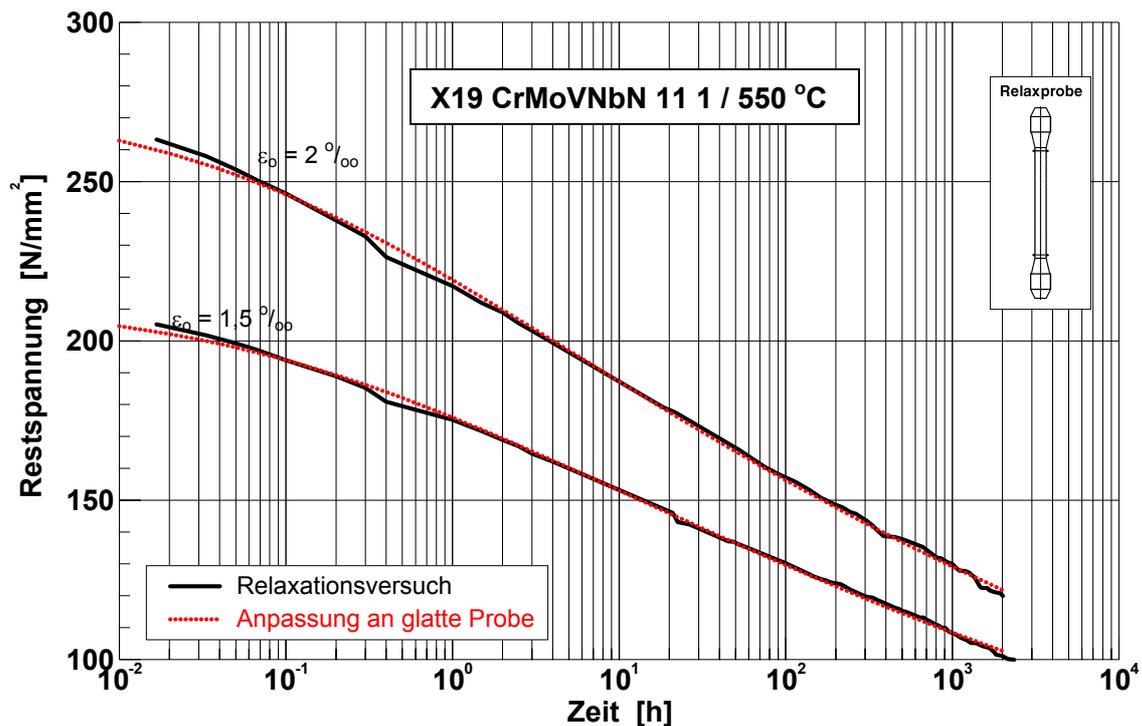


Bild 5.3.14: Einzelanpassung der experimentell ermittelten Relaxationskurven durch das Kriechgesetz nach Norton-Bailey, X 19 CrMoVNbN 11 1 / 550 °C.

auch an dem hier verwendeten Schraubenwerkstoff X 19 CrMoVNbN 11 1 durchgeführt. Die Vorspannung betrug einheitlich 2 ‰. Diese Untersuchungen wurden ebenfalls zur Anpassung des Kriechgesetzes herangezogen.

In **Bild 5.3.15** sind die experimentell ermittelten Restspannungswerte aus dem nicht unterbrochenen Relaxationsversuch an der glatten Probe sowie den mittels den Schraubenverbindungsmodellen bestimmten Werten gegenübergestellt. Im Langzeitbereich (> 2 000 h) stellt die Restspannungskurve aus den Schraubenmodellen (bei einer linear-log. Auftragung) die Verlängerung der Kurve aus dem ununterbrochenen Relaxationsversuch dar. Zusätzlich ist die bereits in Bild 5.3.14 gezeigte, mit dem Kriechgesetz nach Norton-Bailey berechnete Relaxationskurve eingetragen. Hier fällt auf, daß mit diesem Kriechgesetz im Langzeitbereich, also im Bereich niedriger Spannungen, zu hohe Restspannungswerte ermittelt werden. Es wurde daher noch eine weitere Anpassung durchgeführt. Bei dieser Anpassung wurden die Daten des Relaxationsversuchs an der glatten Probe und die mit den Modellverbindungen bestimmten Werte einbezogen. Besonderen Wert wurde dabei auf eine möglichst gute Anpassung im Langzeitbereich, also im Bereich niedriger Spannungen gelegt. Wie aus Bild 5.3.15 ersichtlich wird, läßt sich mit dem so bestimmten Kriechgesetz die Relaxationskurve für Zeiten größer als 1 000 h sehr genau errechnen. Für kürzere Zeiten treten Abweichungen von weniger als 5 % auf.

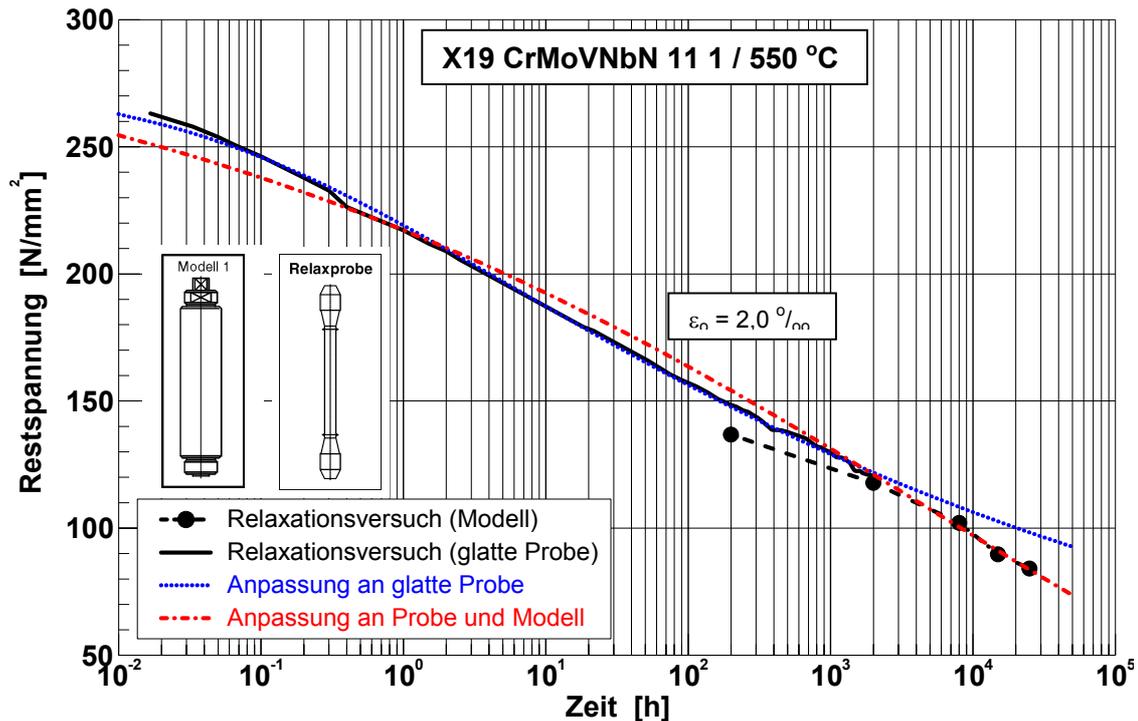


Bild 5.3.15: Vergleich unterschiedlicher Anpassungen der experimentell ermittelten Relaxationsdaten durch das Kriechgesetz nach Norton-Bailey. X 19 CrMoVNbN 11 1 / 550 °C / $\varepsilon_0 = 2,0 \text{ ‰}$.

Analog der Herleitung der Kriechgesetze nach Garofalo, kann auch die Güte der durch die Relaxationsversuche hergeleiteten Kriechgesetze nach Norton-Bailey durch Nachrechnen der einachsigen Zeitstandversuche überprüft werden. [Bild 5.3.16](#) zeigt den Vergleich zwischen gemessener und berechneter Kriechdehnung für die Anpassung des Kriechgesetzes an die glatte Relaxationsprobe. [Bild 5.3.17](#) zeigt diesen Vergleich für die zweite Anpassung, bei der auch die Ergebnisse der Schraubenverbindungsmodelle verwendet wurden. Aus dieser Auftragung wird deutlich, daß das Verhalten der Zeitstandversuche durch die Kriechgesetze, die aus den Relaxationsversuchen hergeleitet wurden, nur schlecht beschrieben werden kann. Hier liefert die ursprünglichen Anpassung der Zeitstandversuche mittels Kriechgesetz nach Garofalo ([Bild 5.3.7](#)) bessere Ergebnisse. Die Anpassung an die glatte Relaxationsprobe liefert im Bereich niedriger Spannungen (140 und 175 MPa) zu kleine Kriechdehnungen und im Bereich höherer Spannungen zu große Dehnungen. Die Anpassung an das Verbindungsmodell liefert im gesamten Spannungsbereich ein sehr enges Streuband. Allerdings liefert diese Anpassung durchweg zu geringe Dehnungen, wobei insbesondere der sekundäre Kriechbereich überschätzt wird.

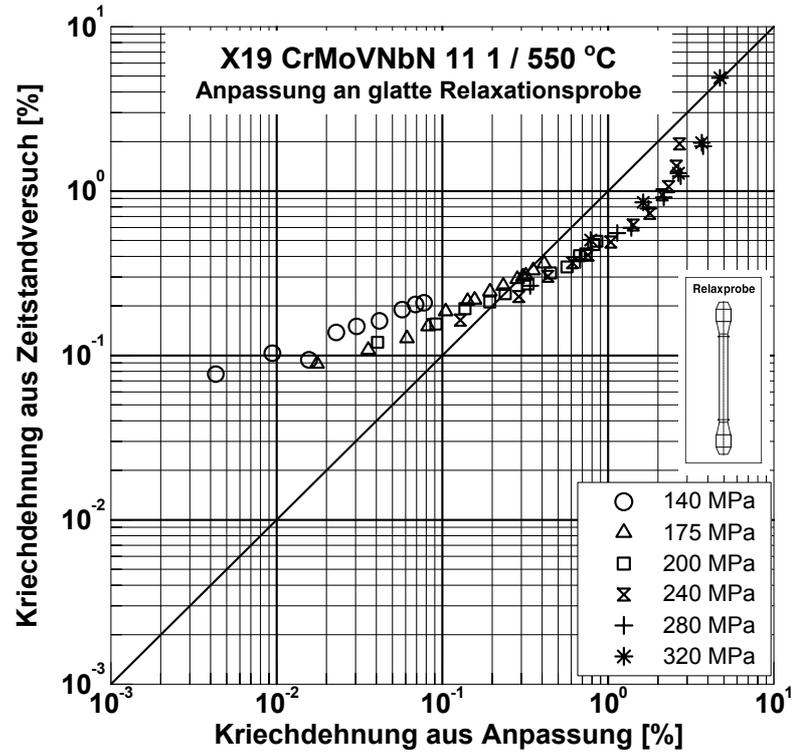


Bild 5.3.16: Vergleich der experimentell bestimmten Kriechdehnung mit der analytisch berechneten nach Norton-Bailey. Anpassung an glatte Relaxationsprobe. X 19 CrMoVNbN 11 1 bei 550 °C.

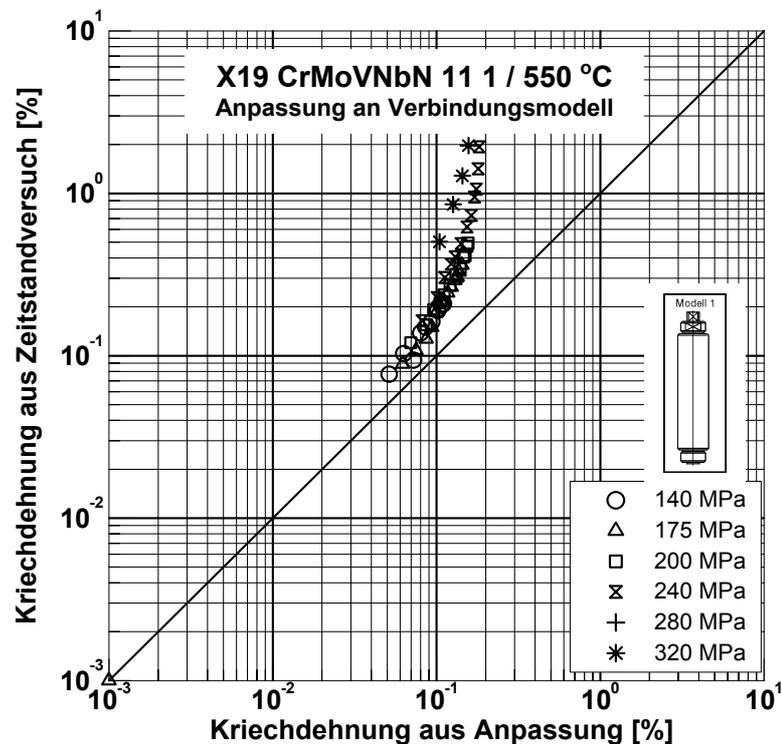


Bild 5.3.17: Vergleich der experimentell bestimmten Kriechdehnung mit der analytisch berechneten nach Norton-Bailey. Anpassung an Schraubenverbindungsmodell. X 19 CrMoVNbN 11 1 bei 550 °C.

Eine weitere Überprüfung der Kriechgesetze nach Norton-Bailey erfolgte wiederum durch Nachrechnen der Schraubenverbindungsmodelle mittels der Methode der Finiten Elemente (Bild 5.3.18). Im Kurzzeitbereich - bis zu einer Versuchszeit von bis zu ca. 5 000 h – liefert die Anpassung an die glatte Relaxationsprobe die bessere Übereinstimmung, bei längeren Versuchszeiten liefert die zweite Anpassung (Einbeziehung der Schraubenverbindungsmodelle) die genaueren Werte. In beiden Fällen werden in der FEM-Berechnung höhere Restspannungswerte erzielt als durch die rein analytische Berechnung, Bild 5.3.15.

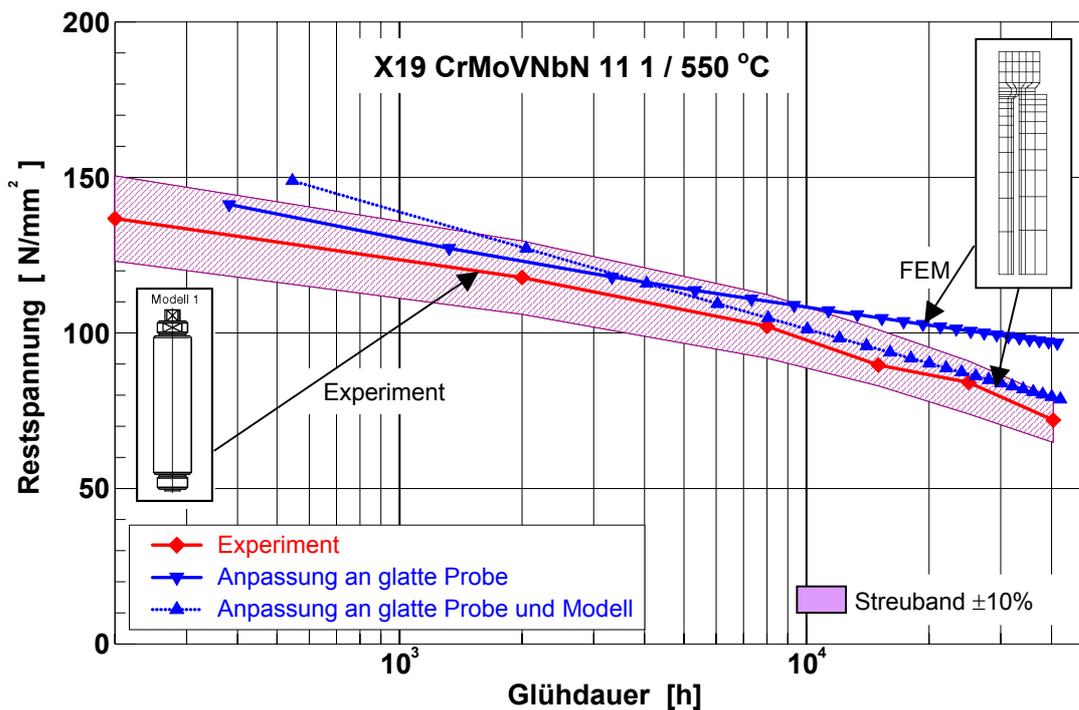


Bild 5.3.18: Gegenüberstellung des experimentell bzw. numerisch ermittelten Relaxationsverlaufs in Abhängigkeit von der Glühdauer, X 19 CrMoVNbN 11 1 / Kriechgesetze nach Norton-Bailey / T= 550 °C.

5.4 Ergebnisse der numerischen Analysen

Das zeitabhängige Verformungsverhalten aller drei Flanschverbindungen wurde auf der Basis der in Kapitel 5.2 vorgestellten Modelle berechnet. Die Berechnungen wurden bis zum ersten Ausbau der Verbindungen, d. h. Versuchszeiten von 4 275 h für die Flanschverbindung 1 (Flanschkörper GS 17 CrMoV 5 7, Schrauben: 21 CrMoV 5 7) bzw. 5 000 h für die Verbindungen 2 (Flanschkörper GS 17 CrMoV 5 7, Schrauben: X 19 CrMoVNbN 11 1) und 3 (Flanschkörper GX22 CrMoV 12 1, Schrauben: 21 CrMoV 5 7) durchgeführt¹.

Zur Simulation des zeitabhängigen Werkstoffverhaltens wurden für alle Verbindungen die in Kapitel 5.3 beschriebenen Kriechgesetze nach Garofalo, verwendet. Bei der Verbindung 2 wurden zudem Vergleichsrechnungen mit aus den Relaxationsversuchen hergeleiteten Kriechgesetzen nach Norton-Bailey durchgeführt. Um den Einfluß der Reibung auf das globale Verhalten der Verbindung zu überprüfen, wurden bei der Verbindung 3 zwei verschiedene Analysen mit unterschiedlichem Reibungskoeffizienten durchgeführt. Im Gegensatz zu den beiden anderen Verbindungen, bei denen der Kontaktbereich rechtwinklig zum Kraftfluß verläuft, also Setzeffekte eine untergeordnete Rolle spielen, wurde bei dieser Verbindung eine Ring-Joint-Dichtung verwendet. Es konnte nicht ausgeschlossen werden, daß bei dieser Verbindung die Verschiebung zwischen Flansch und Dichtung sich wesentlich auf das globale Verhalten der Dichtung auswirkt.

Bedingt durch die Verformung des Flanschtellers werden beim Vorspannen in den Schrauben Biegespannungen in Schraubenlängsrichtung erzeugt. Diese Biegezusatzspannungen bewirken eine ungleichmäßige Dehnungsverteilung im Schraubenquerschnitt: An der Schraubenseite, die zur Mittelachse der Flansche gerichtet ist, treten höhere Dehnungen auf als an der gegenüberliegenden Schraubenseite. Da im Versuch nur die mittlere Dehnung der Schrauben über die globale Messung der Längenänderung bzw. den Dehnmeßstreifen ermittelt wurde, wurde auch in den numerischen Analysen die Vorspannkraft so gewählt, daß sich in der Mittelachse der Schrauben die gewünschte Solldehnung von 0,15 % einstellt. Die maximale bzw. minimale Dehnung der Schrauben ergibt sich dann als Funktion von Flanschgeometrie (z.B. Art und Ort der Dichtung, Biegesteifigkeit des Flanschtellers) und verwendeten Werkstoffen. In [Bild 5.4.1](#) sind die, bei der Belastung entstehenden Axialdehnungen der Schrauben in ihrer Symmetrieebene für die einzelnen Verbindungen ver-

¹ Bei den Verbindungen 2 und 3 betrug die tatsächliche Versuchszeit 4 820 h. Wie die Berechnungen zeigten, haben die weiteren 180 h Auslagerungszeit keinen wesentlichen Einfluß auf das Relaxationsverhalten der Verbindungen. Die experimentellen Ergebnisse wurden daher zum Vergleich bei 5 000 h eingezeichnet.

Flanschverbindung 1

Flansch: GS 17 CrMoV 5 11
Schraube: 21 CrMoV 5 7

Flanschverbindung 2

Flansch: GS 17 CrMoV 5 11
Schraube: X 19 CrMoVNbN 11 1

Flanschverbindung 3

Flansch: G-X 22 CrMoV 12 1
Schraube: X 22 CrMoV 12 1

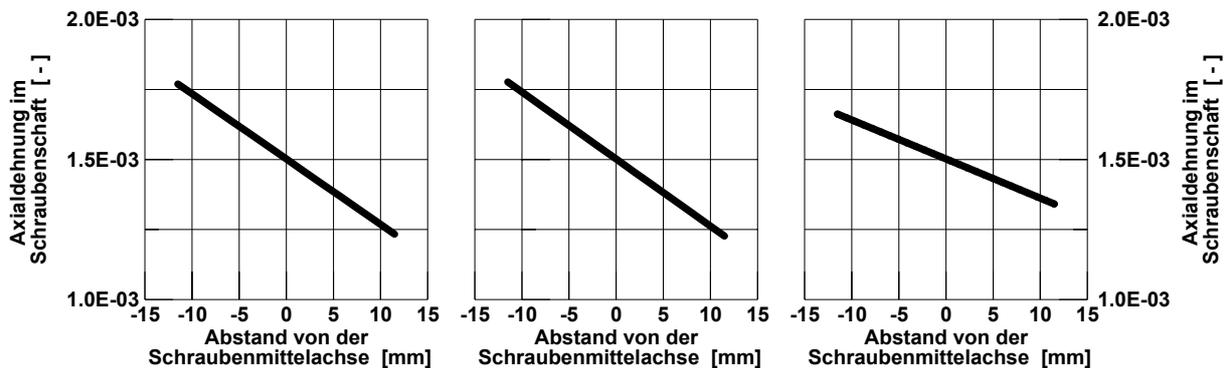


Bild 5.4.1: Vergleich der beim Belasten aufgetragenen Axialdehnungen im Schraubenschaft.

gleichend gegenübergestellt. Aus dem Bild wird deutlich, daß bei den Verbindungen 1 und 2 nahezu der gleiche Spannungsgradient in den Schrauben entsteht. Bei diesen Verbindungen ist sowohl die Geometrie der verspannten Teile als auch der Flanschwerkstoff gleich. Bedingt durch den etwas höheren E-Modul des verwendeten Schraubenwerkstoffes X 19 CrMoVNbN 11 1 ergibt sich bei der Verbindung 2 ein geringfügig, in der Darstellung nicht sichtbarer, flacherer Spannungsverlauf. Ganz anders verhält sich die Verbindung 3. Bedingt durch die andere geometrische Gestaltung der Dichtung sowie den höheren E-Modul des Flanschwerkstoffes X 22 CrMoV 12 1 verhält sich der Flanschteller deutlich steifer als bei den anderen beiden Verbindungen. Dadurch werden auch die in der Schraube induzierten Biegespannungen herabgesetzt, es ergibt sich ein deutlich flacherer Verlauf der Axialspannung. Eine Variation des Reibungsbeiwertes μ zwischen 0,2 und 0,4 (hier nicht dargestellt) wirkt sich nicht auf den Spannungsverlauf im Schraubenschaft aus.

Nach dem Vorspannen wurde die Temperaturerhöhung von Raumtemperatur auf Versuchstemperatur (Verbindung 1: $T = 530\text{ °C}$, Verbindung 2 und 3: $T = 550\text{ °C}$) simuliert. Dabei tritt zum einen eine Veränderung der Belastungen aufgrund der unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten auf, zum anderen werden in allen Teilen thermische Dehnungen induziert.

Als dritter Belastungsschritt wird die Druckbeaufschlagung simuliert. Bei allen drei Verbindungen wurden dabei nur unwesentliche Veränderungen der Verformungen, bzw. der Spannungen und Dehnungen verzeichnet. In den Auswertungen wurde daher auf die Darstellung des Lastschrittes "Temperaturbeaufschlagung" verzichtet. Stattdessen wurde nur der Lastschritt nach Temperaturerhöhung und Druckbeaufschlagung (Belastung) dargestellt.

Verbindung 1

Bild 5.4.1.1 zeigt die errechnete Axialdehnung über dem Durchmesser der Schraube nach dem Vorspannen und bei Versuchsende vor der Demontage jeweils bei Raumtemperatur. Deutlich ist eine Zunahme der Dehnung während der Auslagerung zu verzeichnen. Die Schraube unterliegt also keiner reinen Relaxationsbeanspruchung, die durch eine konstante Gesamtdehnung gekennzeichnet ist, sondern einer Kombination aus Kriech- und Relaxationsbeanspruchung, d. h. der Flansch verhält sich steifer als die Schraube. Aufgrund der geringeren Spannungen im Flanschteller verhält sich der Flansch weitgehend elastisch und ist bestrebt während der Auslagerungszeit seine ursprüngliche Form einzunehmen. Durch die Rückverformung des Flanschtellers kann in der Schraube eine Kriechdeformation stattfinden. Dadurch ist auch eine geringere Flanschblattneigung bei Versuchsende möglich, wie sie auch aus dem flacheren Verlauf der Dehnung bei Versuchsende ersichtlich ist.

Bild 5.4.1.2 zeigt den zeitlichen Verlauf des Mittelwertes der Schraubenaxialdehnung (einschließlich thermischer Dehnung) während der Auslagerung (Lastschritt ab Druckbeaufschlagung). Bis ca. 1 000 h ist eine deutliche Zunahme der Dehnung zu beobachten. In diesem Zeitbereich überwiegt das elastische Verformungsvermögen des Flansches: Der Flansch versucht seine ursprüngliche Form anzunehmen, die Neigung des Flanschtellers geht zurück, die Schraube wird verlängert. Nach ca. 1 200 h nimmt die Dehnung wieder langsam ab: Nun verhält sich die Schraube steifer als der Flansch. Die Neigung des Flanschtellers bleibt konstant, in der Schraube tritt nahezu reine Relaxation auf.

Dieser Sachverhalt wird durch Bild 5.4.1.3 verdeutlicht. In diesem Bild ist die zeitliche Veränderung der Kriechdehnung und der elastischen Dehnung im Schraubenschaft gegenübergestellt. Aus dieser Darstellung wird deutlich, daß im Anfangsbereich (bis ca. 1 000 h) die Kriechdehnung schneller zunimmt als die elastische Dehnung abnimmt, d. h. die Kriechverformung der Schraube überwiegt gegenüber der Relaxation. Ab ca. 1 000 h sind die beiden Vorgänge nahezu im Gleichgewicht, d. h. der Abbau der elastischen Dehnung erfolgt im selben Maße wie die Zunahme der Kriechdehnung, in diesem Bereich überwiegt die Relaxation der Schraube.

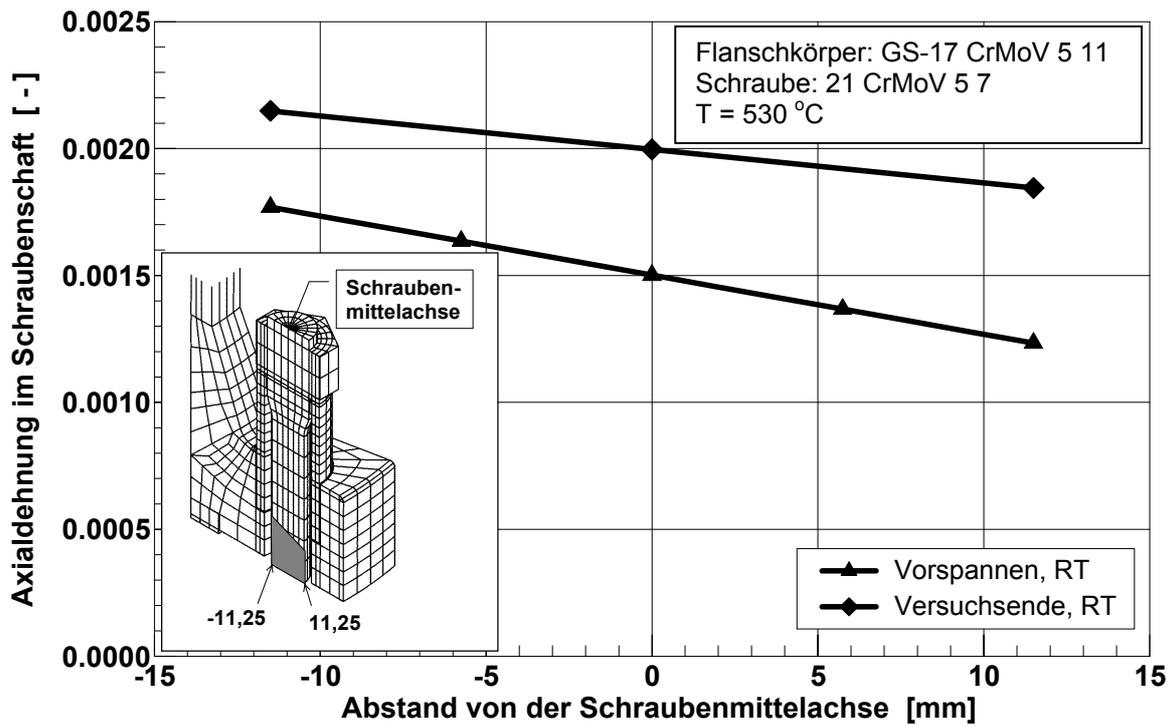


Bild 5.4.1.1: Axialdehnung über dem Schraubendurchmesser der Flanschverbindung 1 nach dem Vorspannen und bei Versuchsende bei Raumtemperatur

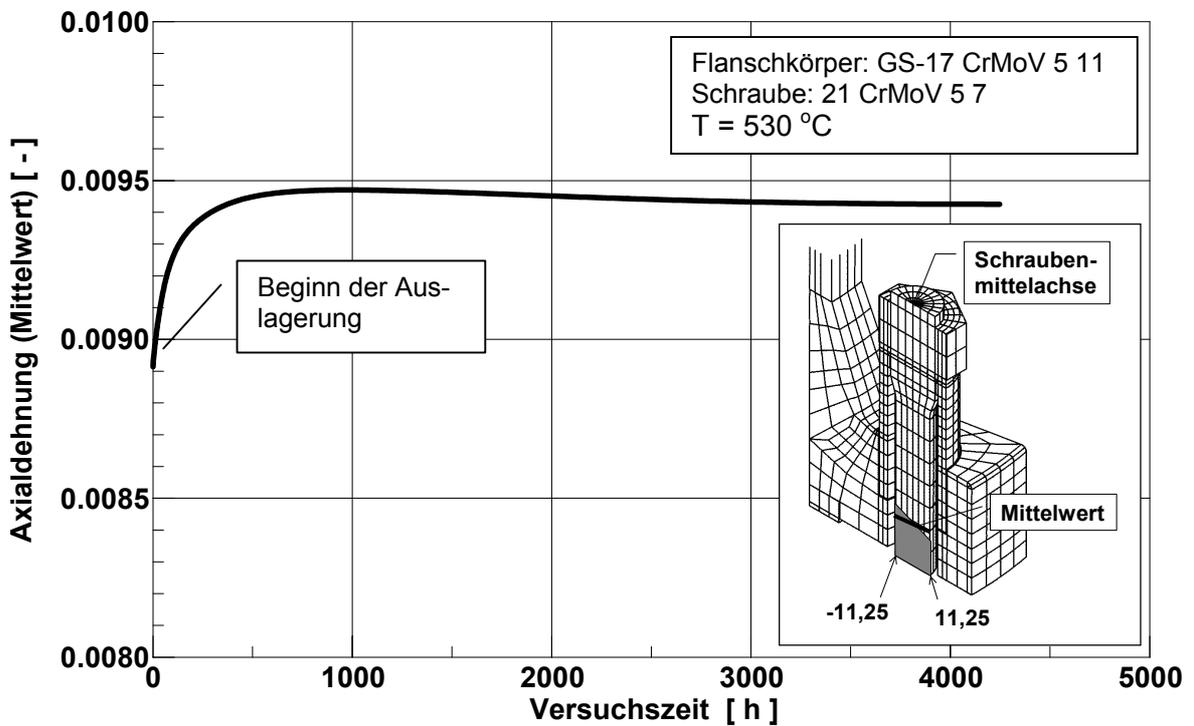


Bild 5.4.1.2: Zeitlicher Verlauf der mittleren Axialdehnung in der Schraube von Flanschverbindung 1.

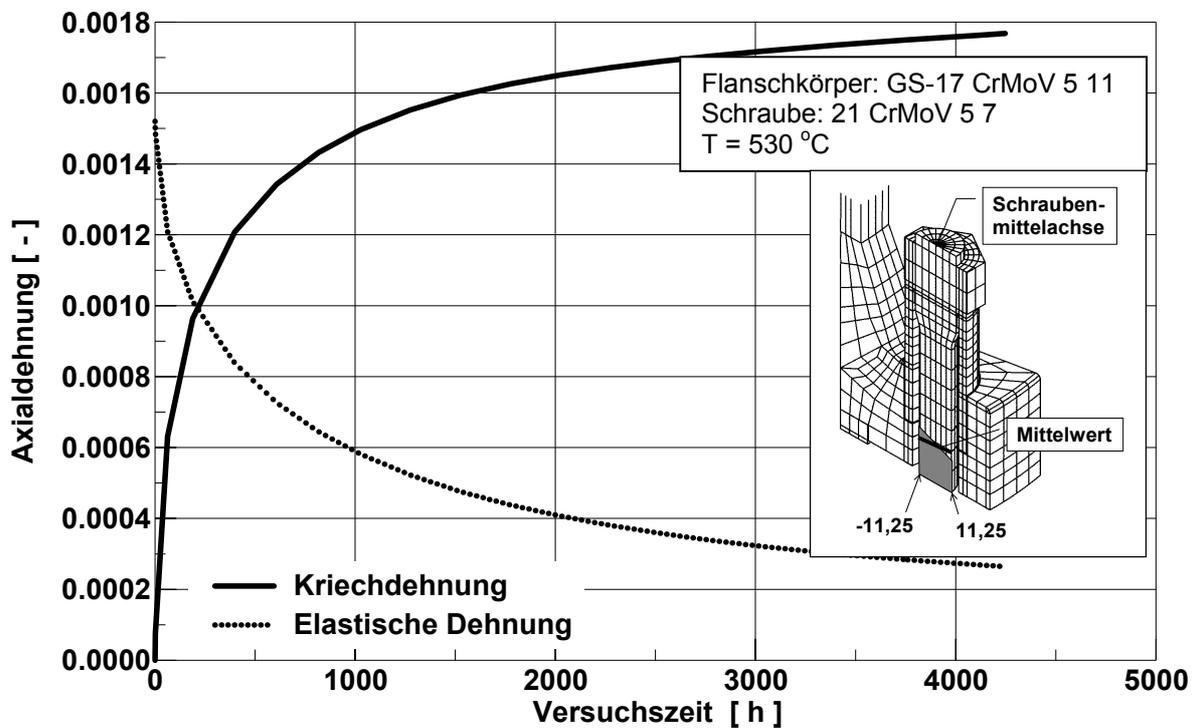


Bild 5.4.1.3: Zeitlicher Verlauf der mittleren Kriech- und Axialdehnung im Schraubenschaft während der Auslagerung.

Bestätigung findet dies durch die Auftragung der Flanschblattneigung über der Zeit, **Bild 5.4.1.4**. Durch das Vorspannen neigt sich der Flanschteller um ca. $0,26^\circ$ nach unten. Die Temperaturerhöhung und Druckbeaufschlagung bewirkt eine Zunahme um etwa $0,01^\circ$. Während der Auslagerung versucht der Flanschteller wieder in seine ursprüngliche Form zu gelangen, der Neigungswinkel verringert sich. Der zeitliche Verlauf gleicht dem der Kriechdehnung in der Schraube: Auch hier findet bereits mehr als 80 % der Rückverformung innerhalb der ersten 1 000 h statt. Beim Abkühlen und Ablassen des Druckes nach Erreichen der Versuchszeit ist eine Abnahme des Neigungswinkels zu verzeichnen. Diese Abnahme entspricht in etwa der Zunahme des Neigungswinkels bei Versuchsanfang.

Bild 5.4.1.5 zeigt den zeitlichen Verlauf der durch die Schraube übertragenen Restspannung. Deutlich ist hier der große Vorspannungsverlust beim Aufheizen des Flansches durch die Änderung der E-Moduli und die unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten der Einzelteile zu sehen. Beim Abkühlen nach Versuchsende ist wieder eine Zunahme der Restspannung zu verzeichnen, die allerdings durch die Umwandlung reversibler in irreversibler Energie während der Auslagerung deutlich geringer ausfällt als der Vorspannungsverlust bei Temperaturbeaufschlagung. Zusätzlich ist in diesem Bild auch der Mittelwert der gemessenen Restspannung aus den experimentellen Untersuchungen gegenübergestellt. Der errechnete Restspannungswert liegt fast 50 % unter dem experimentell ermittelten. Allerdings muß

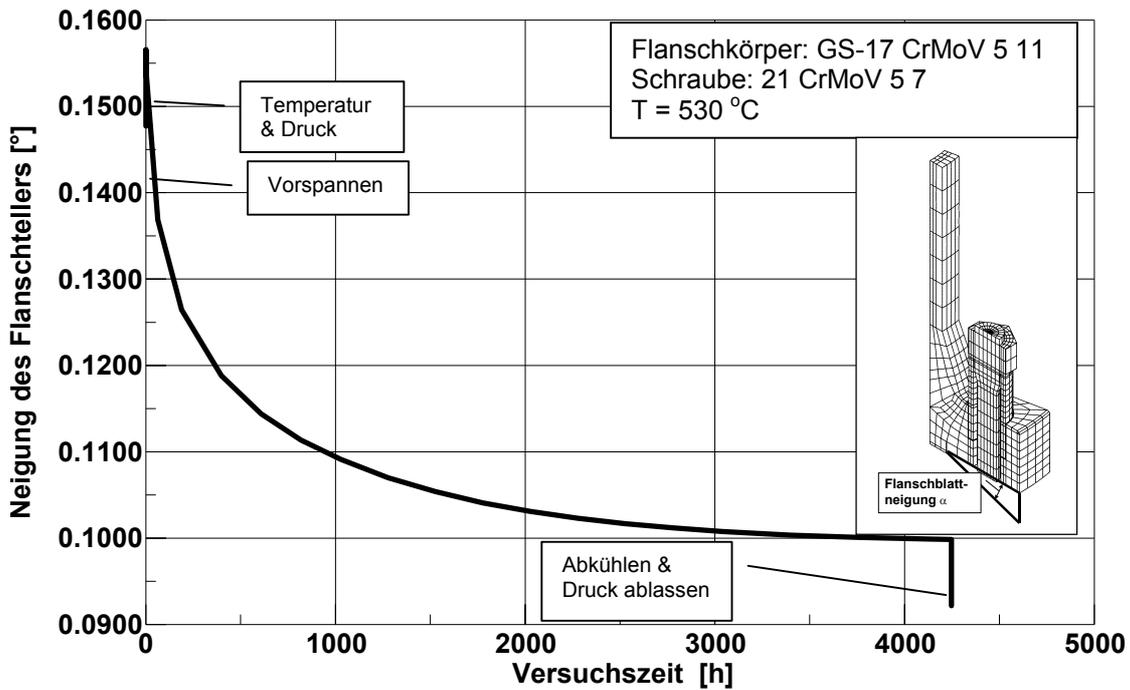


Bild 5.4.1.4: Verformung des Flanschtellers der Verbindung 1 in Abhängigkeit von der Versuchszeit.

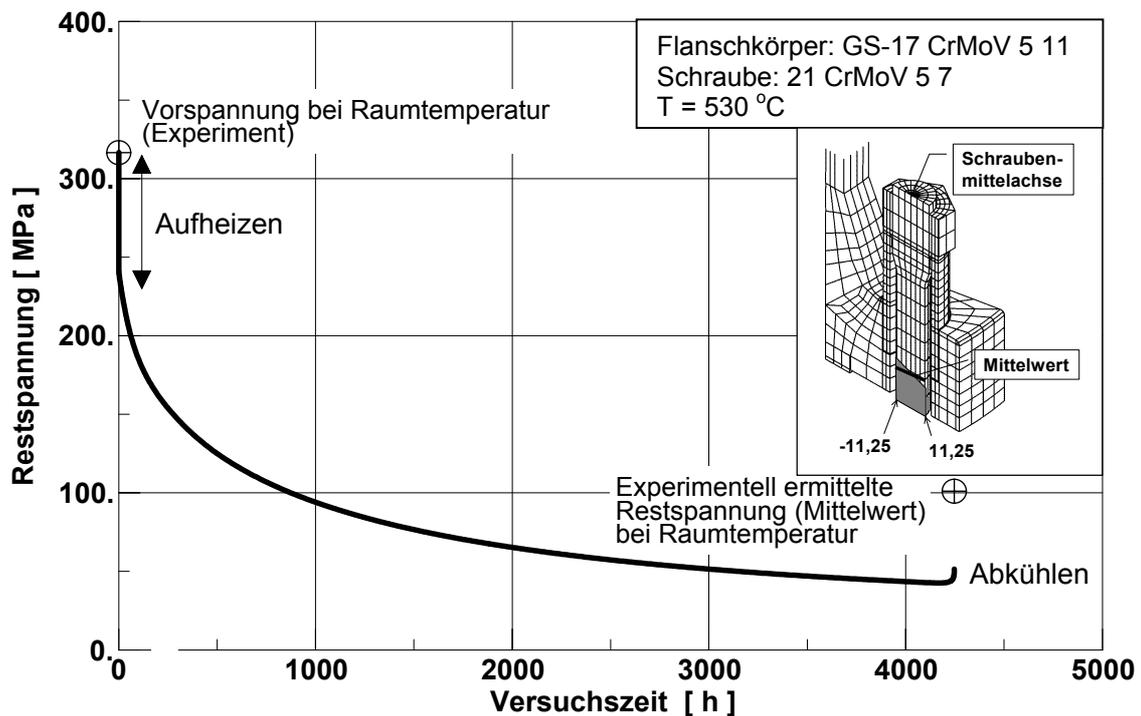


Bild 5.4.1.5: Verlauf der durch die Schraube übertragene Restspannung, Verbindung 1.

bei der Bewertung beachtet werden, daß in der Berechnung eine gleichmäßige Vorspannung aller Schrauben auf Soldehnung (0,15 %) vorausgesetzt wurde. Tatsächlich waren die Schrauben ungleichmäßig vorgespannt, siehe Bild 4.4.1, wodurch sich

auch die experimentell bestimmten Restspannungen im Bereich zwischen 58 MPa und 127 MPa ergaben. Der errechnete Restspannungswert liegt also im unteren Bereich des experimentellen Streubandes. Als weiterer Vergleich zwischen Berechnung und Experiment kann die gemessene und errechnete bleibende (Kriech-)Dehnung herangezogen werden.

Bild 5.4.1.6 zeigt zum einen die zeitliche Entwicklung der berechneten Kriechdehnung im Schraubenschaft zum anderen die über die Härteeindrücke am Schraubenschaft gemessene bleibende Dehnung bei Versuchsende. Bereits nach 2,5 h Versuchszeit hat sich in der Schraube bereits eine Kriechdehnung akkumuliert. An der Schraubenseite, die näher zur Flanschachse (-11,25 mm) liegt, nimmt aufgrund der dort höheren Spannung die Kriechdehnung schneller zu, d.h. es entsteht ein Gradient der Kriechdehnung im Schraubenschaft, der aufgrund der sich im weiteren Versuchsablauf angleichenden Spannungen in der Schraube nahezu konstant bleibt. Im Vergleich mit dem Mittelwert der gemessenen bleibenden Dehnung liefert die FE-Analyse um durchschnittlich 30 % zu große Kriechdehnungswerte, was in Einklang mit den zu geringen errechneten Restspannungswerten steht. Der Gradient der gemessenen Werte über dem Schraubenschaft ist etwas steiler als in der Rechnung.

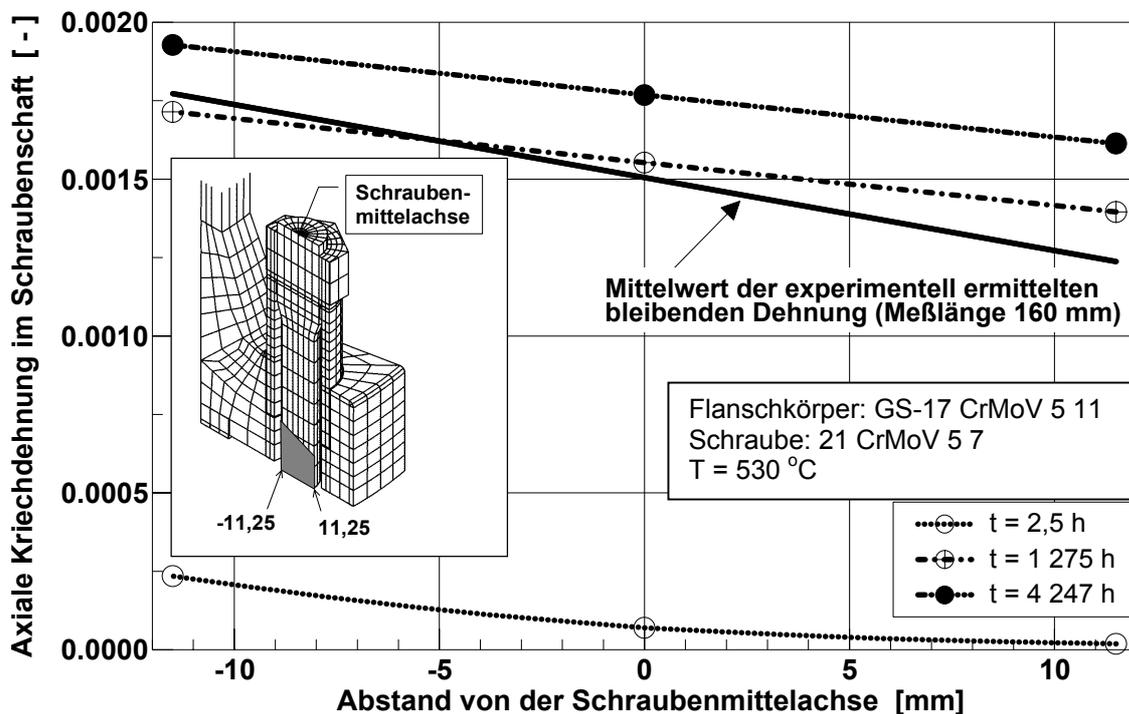


Bild 5.4.1.6: Kriechdehnungsentwicklung der Verbindung 1 und Vergleich mit den experimentell ermittelten Daten.

Die Gegenüberstellung der Ergebnisse aus numerischer Simulation und Experiment erlaubt folgende Schlußfolgerungen:

- Die Anpassung des Werkstoffverhaltens ist qualitativ als gut zu bezeichnen.
- Die quantitativen Unterschiede zwischen Experiment und Simulation beruhen in erster Linie auf Ungenauigkeiten bei der Anpassung im unteren Spannungsbereich, für den keine Zeitstanddaten vorlagen.
- Eine realistische Berechnung des Relaxationsverhaltens von Rohrflanschverbindungen auf der Basis von Zeitstandversuchen ist möglich, wenn chargenspezifische Werkstoffdaten für den gesamten Spannungsbereich vorliegen.

Verbindung 2

Für die Verbindung 2 (Flanschkörper: GS 17 CrMoV 5 7, Schrauben: X 19 CrMoVNbN 11 1, Versuchstemperatur $T = 550 \text{ }^\circ\text{C}$) wurden für den Schraubenwerkstoff insgesamt drei verschiedene Kriechgesetze verwendet:

- Garofalo, Anpassung an Zeitstandversuche.
- Norton-Bailey, Anpassung an glatte Relaxationsprobe.
- Norton-Bailey, Anpassung an Schraubenverbindungsmodell.

Die einzelnen Berechnungen können am besten durch einen Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen interpretiert werden. Dazu bieten sich zum einen die experimentell bestimmten Restspannungswerte, zum anderen die aus den Härteeindrücken gemessenen bleibenden Dehnungen am Schraubenschaft an.

Bild 5.4.2.1 zeigt den zeitlichen Verlauf der Restspannungswerte (Mittelwert der Axialspannung im Schraubenschaft) aus den unterschiedlichen Berechnungen. Zusätzlich ist hier noch der Mittelwert des experimentell bestimmten Restspannungswertes eingetragen. Die Anpassung der Zeitstandversuche mittels des Garofalo-Ansatzes liefert nach 5 000 h nahezu exakt den experimentell ermittelten Restspannungswert. Die Anpassungen der Relaxationsdaten nach Norton-Bailey liefern bis ca. 1 000 h nahezu identische Restspannungswerte. Danach sinken die mit der Anpassung an das Verbindungsmodell errechneten Werte etwas schneller ab als die durch die Anpassung an die glatte Relaxationsprobe bestimmten Werte. Allerdings liefern beide Berechnungen im Vergleich zum Experiment zu hohe Restspannungswerte. Wiederum ist hier allerdings der Einfluß des ungleichmäßigen Vorspannens der Schrauben zu beachten, der in der Rechnung nicht enthalten ist. Tatsächlich liegen die experimentellen Restspannungswerte zwischen 15 MPa und 93 MPa. Der mittels des Garofalo-Ansatzes errechnete Restspannungswert liegt also in der Mitte des experimentellen Streubandes, während die beiden anderen Anpassungen an der oberen Grenze des Streubandes liegen.

Als weiteres Kriterium zur Beurteilung der Güte der Berechnung werden in Bild 5.4.2.2 die errechneten und gemessenen bleibenden (Kriech-)dehnungen gegenübergestellt. Die Norton-Bailey Anpassung an die glatte Relaxationsprobe liefert dabei Dehnungswerte, die durchschnittlich 16 % über den gemessenen Werten liegen. Die Anpassungen an das Schraubenverbindungsmodell liefert deutlich geringere Werte, die durchschnittlich 16 % unterhalb der experimentellen Werte liegen. Die Rechnung mit dem Garofalo-Ansatz liefert nahezu exakt den experimentellen Dehnungsverlauf.

Da in den Berechnungen nur elastische und Kriechdehnungsanteile (plastische Dehnung = 0) berücksichtigt werden, entspricht der zeitliche Verlauf der elastischen Axialspannungen für die einzelnen Werkstoffmodelle in der Schraube dem der Axialspannung. Interessanter ist hier die Gegenüberstellung der Kriechdehnungsentwicklung im Schraubenschaft, Bild 5.4.2.3. Dabei wird deutlich, daß die Unterschiede zwischen den einzelnen Anpassungen primär im Bereich bis 500 h liegen. Danach verläuft die Kriechdehnungsentwicklung für alle Anpassungen weitgehend parallel. In der Anfangsphase der Auslagerung liefert die Norton-Bailey Anpassung an die glatte Relaxationsprobe die höchste und die Anpassung an das Schraubenverbindungsmodell die geringste Kriechdehnung, während die Garofalo-Anpassung an die Zeitstandversuche zwischen beiden liegt.

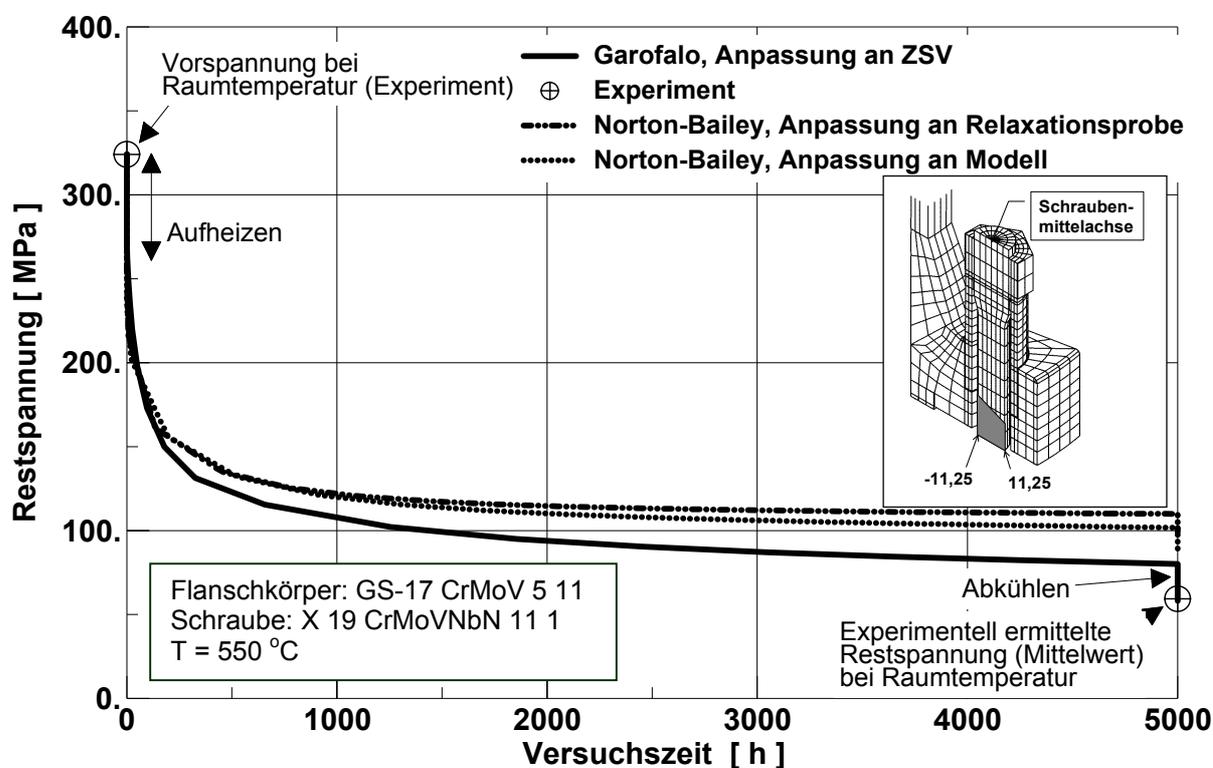


Bild 5.4.2.1: Vergleich der mit unterschiedlichen Werkstoffgesetzen errechneten Restspannungswerte mit dem experimentell ermittelten Wert.

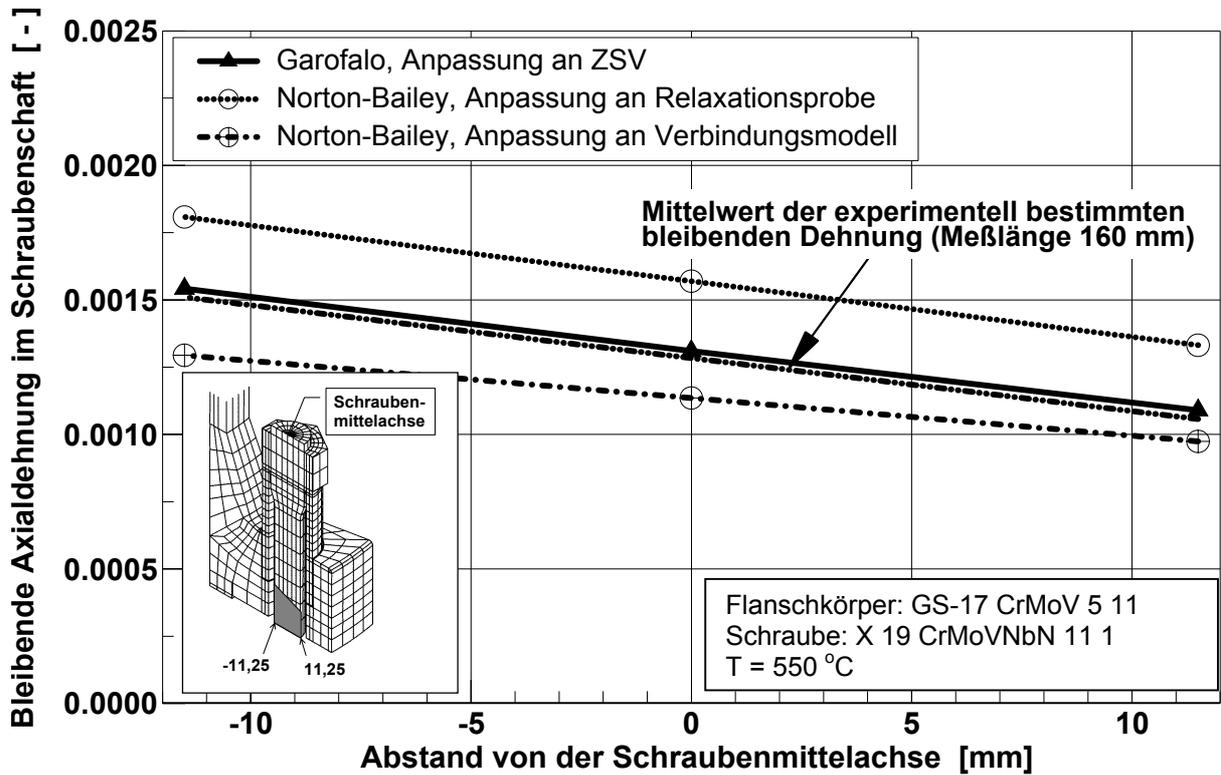


Bild 5.4.2.2: Vergleich der errechneten und gemessenen bleibenden Dehnungen bei der ersten Revision ($t = 5\,000\text{ h}$)

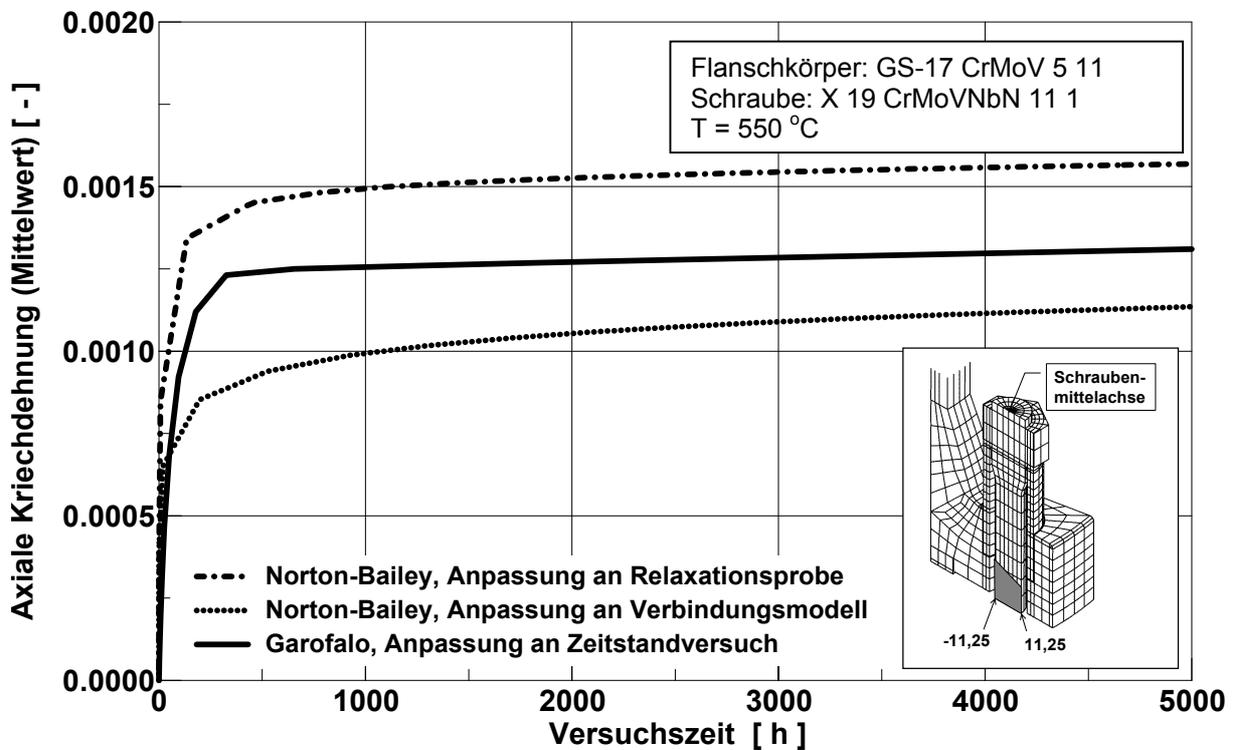


Bild 5.4.2.3: Vergleich der Kriechdehnungsentwicklung (axial) der Verbindung 2 im Schraubenschaft.

Damit wird auch deutlich, weshalb die Anpassung nach Garofalo an den Zeitstandversuch die experimentellen Ergebnisse am Besten wiedergibt. Die Ursache dafür liegt in dem Verhalten der Verbindung während der Anfangsphase der Auslagerung begründet: Durch das Bestreben des Flanschtellers seine ursprüngliche Form einzunehmen unterliegt die Schraube zu Beginn der Auslagerung eher einer Kriechbeanspruchung (konstante Kraft, zunehmende Dehnung) als einer Relaxationsbeanspruchung (konstante Dehnung, abnehmende Kraft). Bei Beginn der Auslagerung wirkt in der Schraube eine Spannung von etwa 270 MPa. Durch einen Vergleich mit den Bildern 5.3.7, 5.3.16 und 5.3.17 wird deutlich, daß die Anpassung nach Garofalo in der Lage ist die Zeitdehnkurven in diesem Spannungsbereich exakt zu beschreiben. Eine andere Situation ergibt sich bei den Kriechgesetzen, die aus den Relaxationsversuchen hergeleitet wurden. Die Anpassung an die glatte Probe liefert hier zu hohe Kriechdehnungswerte, während die Anpassung an das Verbindungsmodell zu kleine Dehnungswerte liefert. Unterliegt die Schraube also einer dem Zeitstandversuch vergleichbaren Belastung liefert die Anpassung an die Zeitstandkurven die genaueren Ergebnisse.

In Bild 5.4.2.4 ist die Flanschblattneigung für die Anpassung nach Garofalo dargestellt. Während der ersten Phase des Versuches (bis ca. 250 h) nimmt die Neigung des Flanschblattes ab, der Flansch ist also bestrebt seine ursprüngliche Form einzunehmen und somit unterliegt die Schraube einer Kriechbeanspruchung. Danach nimmt die Neigung durch die nun stattfindende Kriechdeformation des Flansches zu, die auf die Schraube wirkende Kraft verringert sich.

Bild 5.4.2.5 zeigt die mittels des Garofalo-Ansatzes errechnete Axialdehnung der Schraube über ihrem Durchmesser. Aufgetragen ist jeweils die Dehnung bei Raumtemperatur nach dem Vorspannen und bei Versuchsende vor der Demontage. Im Gegensatz zur Verbindung 1 ist nur ein geringer Dehnungszuwachs zu verzeichnen.

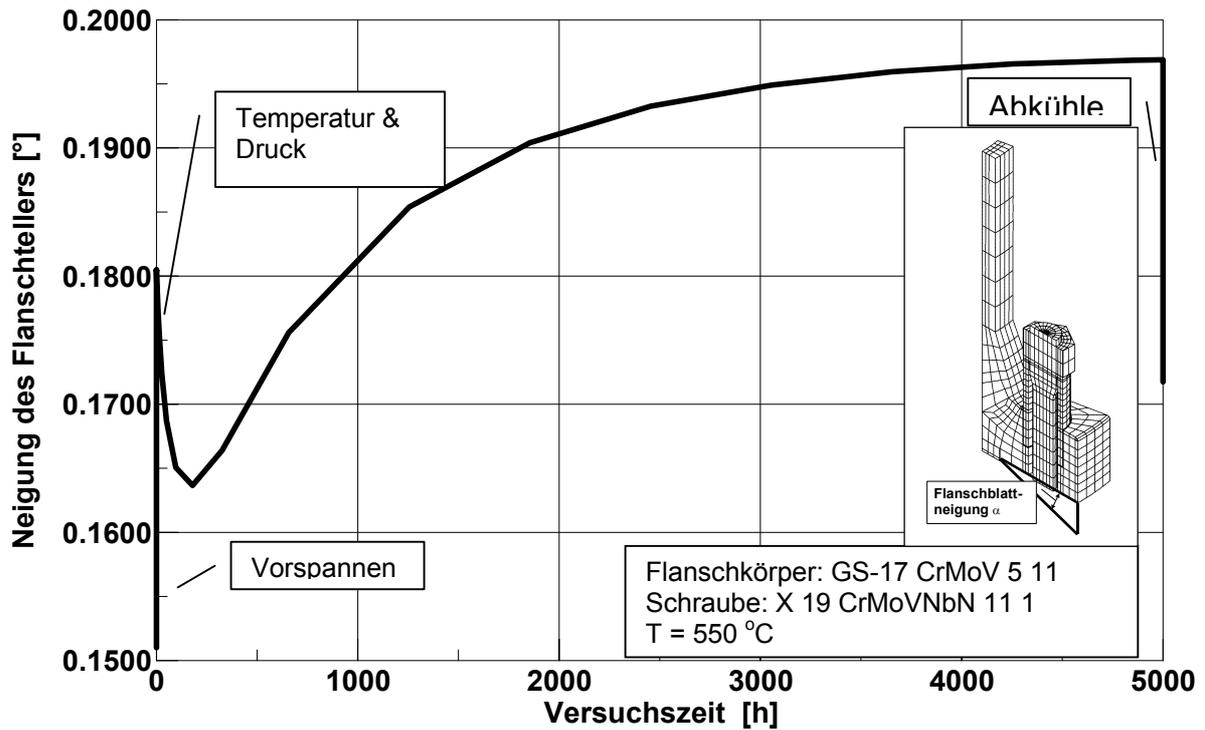


Bild 5.4.2.4: Neigung des Flanschtellers der Verbindung 2 in Abhängigkeit von der Versuchszeit.

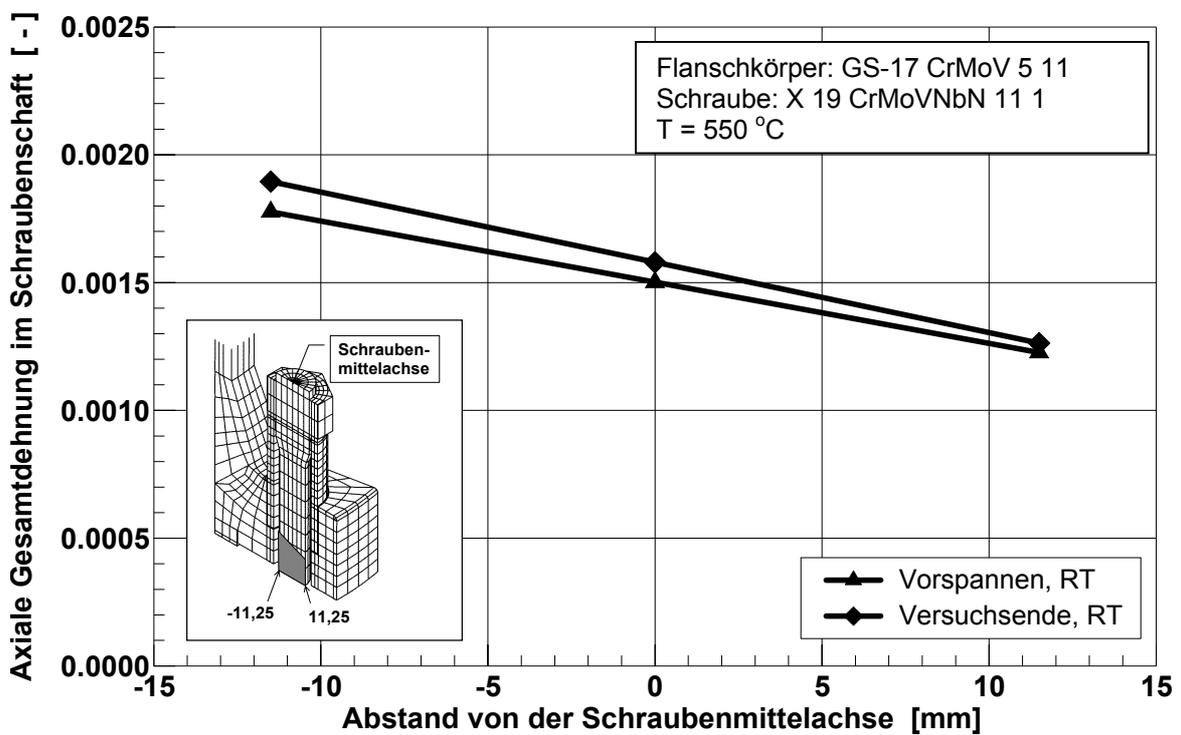


Bild 5.4.2.5: Mittels Garofalo-Ansatz errechnete Axialdehnung über dem Schraubendurchmesser der Flanschverbindung 2 nach dem Vorspannen und bei Versuchsende bei Raumtemperatur.

Verbindung 3

Die Verbindung 3 unterscheidet sich nicht nur durch die verwendete Werkstoffkombination (Flanschkörper G-X 22 CrMoV 12 1, Schrauben: X 22 CrMoV 12 1) sondern auch durch ihre geometrische Gestaltung von den beiden anderen Verbindungen. Im Gegensatz zu den beiden anderen Verbindungen wurde hier eine Ring-Joint Dichtung verwendet. Da der Kraftfluß in der Dichtung, nicht mehr senkrecht zur Hauptverformungsrichtung (Schraubenlängsachse) verläuft, tritt eine größere Verschiebung von Flansch und Dichtung zueinander auf. Diese Relativverschiebung ist direkt abhängig von der Reibungskraft zwischen Flansch und Dichtung. Zur Überprüfung ob die von der Dichtung übertragene Reibungskraft von Einfluß auf das globale Verhalten der Flanschverbindung ist, wurden Berechnungen mit zwei unterschiedlichen Reibungskoeffizienten $\mu = 0,2$ und $\mu = 0,4$ durchgeführt.

Durch den Vergleich der Flanschtellerverformung kann die Auswirkung der Reibung auf das globale Verhalten der Verbindung überprüft werden. Bild 5.4.3.1 zeigt die Neigung des Flanschtellers beim Vorspannen der Schrauben. Beide Berechnungen liefern quantitativ das gleiche Ergebnis: Die Rechnung mit $\mu = 0,2$ liefert zwar eine größere Verschiebung, die Neigung des Flanschtellers, und damit die durch das Vorspannen im Flansch gespeicherte reversible Energie ist jedoch - da in beiden Berechnungen die gleiche Schraubendehnung vorgegeben wird - die gleiche. Es ist also davon auszugehen, daß die Reibung in der Dichtfläche die Globalverschiebung des Flansches beeinflusst, die Auswirkungen ansonsten aber lokal begrenzt sind und sich in veränderten Spannungs-Dehnungszuständen im Dichtungsbereich äußern, aber keine Auswirkung auf das Relaxationsverhalten der Verbindung hat. Rechnungen, bei denen der Reibungskoeffizient während des Auslagerung verändert wurde zeigten ebenfalls keine Auswirkung auf das globale Flanschverhalten.

Bestätigung findet diese Annahme durch einen Vergleich der durch die Rechnungen ermittelten Schraubenspannungen. Bild 5.4.3.2 zeigt die axiale Schraubenspannung über dem Schraubenquerschnitt zum Zeitpunkt des Vorspannens und nach Temperatur- und Druckbeaufschlagung. Für beide Lastfälle liefern die Berechnungen die gleichen Ergebnisse. Die Reibung im Dichtbereich hat also keinen Einfluß auf das globale Verhalten der Flanschverbindung. Im weiteren werden daher nur noch Ergebnisse der Berechnung mit einem Reibungskoeffizient vom $\mu = 0,2$ kommentiert.

Bild 5.4.3.3 zeigt den zeitlichen Verlauf der durch die Schraube übertragenen Restspannung im Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen. Der zeitliche Verlauf der rechnerisch ermittelten Restspannung gleicht dem einer Relaxationskurve: Ausgeprägt ist hier der schnelle Abbau der Vorspannung in der Anfangsphase zu sehen. Bereits nach 500 h ist der Prozeß nahezu abgeschlossen und nach 1 000 h

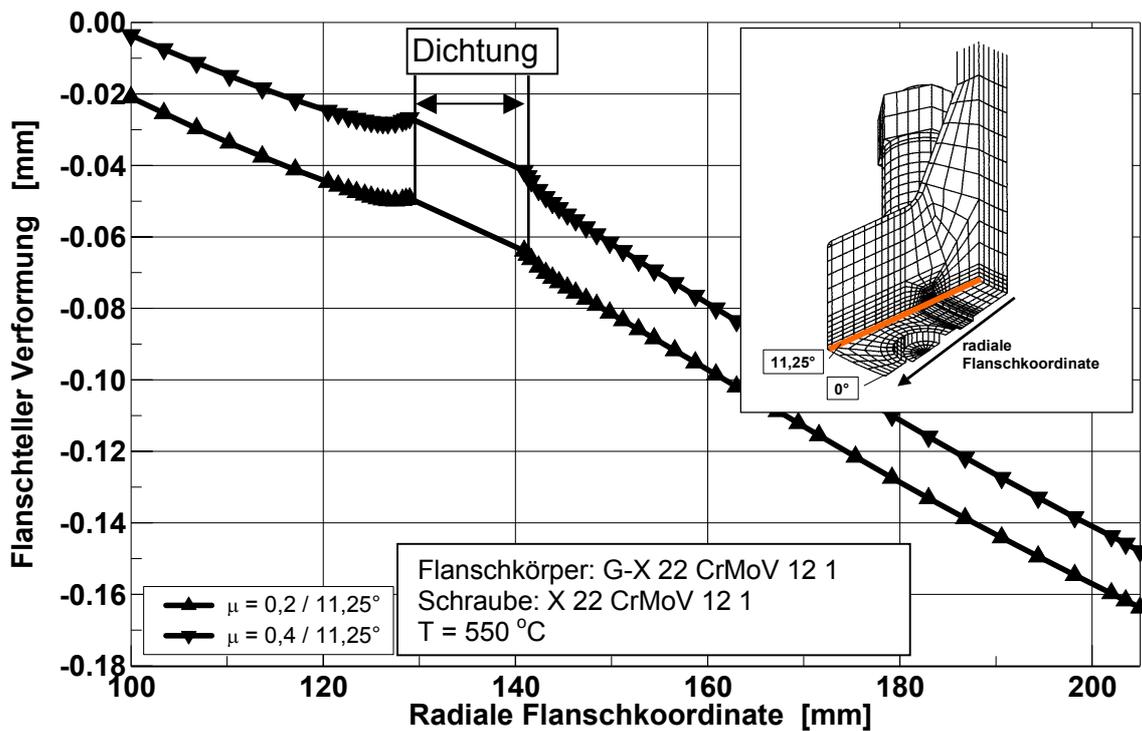


Bild 5.4.3.1: Verformung des Flanschblattes der Verbindung 3 (Unterseite, Winkelschnitt mit 11,25°) beim Vorspannen der Schrauben.

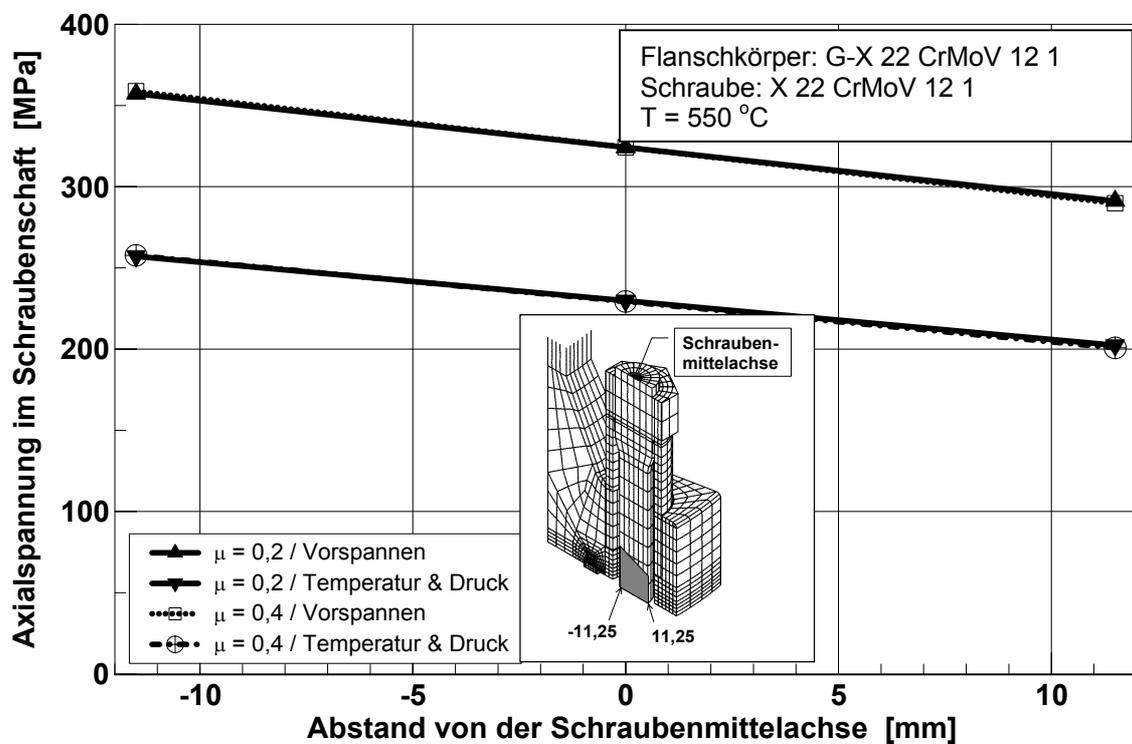


Bild 5.4.3.2: Vergleich der Axialspannungen der Schrauben der Verbindung 3 beim Vorspannen und bei Belastungsaufbringung.

bleibt die Restspannung nahezu konstant. Jedoch liefert die Rechnung deutlich höhere Restspannungswerte als das Experiment. Die rechnerisch ermittelten Restspannungswerte liegen im Gegensatz zu den anderen Verbindungen nicht mehr im Streuband der experimentellen Werte. Aufgrund der ungleichmäßigen Vorspannung und dem damit verbundenen unterschiedlichen Relaxationsverhalten der einzelnen Schrauben lagen die experimentell ermittelten Restspannungswerte in einem Bereich zwischen 10 MPa und 32 MPa. Dieser große Unterschied kann mit Ungenauigkeiten bei der Werkstoffanpassung im niederen Spannungsbereich erklärt werden. Zur Anpassung lagen Zeitstandversuche im Spannungsbereich oberhalb 110 MPa (für den Schraubenwerkstoff) und 130 MPa (für den Flanschwerkstoff) vor. Wie Bild 5.4.3.3 zu entnehmen ist, treten in der Schraube bereits nach wenigen Stunden Auslagerung Spannungen auf, die deutlich kleiner als 100 MPa sind. Im Flansch selbst ist ein noch niedrigeres Spannungsniveau zu verzeichnen. Da in diesen Spannungsbereichen keine Zeitstand- oder Relaxationsdaten vorlagen, mußte das verwendete Werkstoffgesetz in diesen Spannungsbereich extrapoliert werden. Diese Extrapolation führte zu einer geringeren Relaxationsrate als dies in Wirklichkeit der Fall ist. Dies wurde auch durch die Berechnung des Schraubenverbindungsmodelles (Bild 5.3.13) bestätigt, bei der ab einem Spannungsniveau von ca. 100 MPa in der Berechnung eine Stagnation des Relaxationsverhaltens festgestellt wurde.

Eine derartige Extrapolation wurde auch für die anderen Werkstoffe durchgeführt. Da bei diesen der Unterschied Experiment/Rechnung deutlich geringer ausfällt, erscheint es als möglich, daß auch Effekte, die durch die Rechnung nicht genügend erfaßt werden, verantwortlich für den hohen Vorspannungsverlust der Schrauben sein können. Hierzu gehört auch eine Änderung des Reibungskoeffizienten bei Temperaturbeaufschlagung. Wie die Berechnungen bei Raumtemperatur unter Berücksichtigung zweier unterschiedlicher Reibungskoeffizienten zeigten, kann ein geringerer Reibungskoeffizient zu einer deutlichen Verminderung des Flanschspaltes und somit zu einer geringeren Schraubenspannung führen.

Daß die FEM-Rechnung nicht in der Lage ist, das Verhalten dieser Verbindung quantitativ richtig zu erfassen, wird auch durch den Vergleich der errechneten und experimentell bestimmten bleibenden Dehnungen im Schraubenschaft bestätigt, Bild 5.4.3.4. Die FEM-Analyse liefert hier zu kleine Dehnungswerte. Insbesondere, da der Kriech- bzw. Relaxationsprozeß bereits innerhalb von 1 000 h abgeschlossen und keine weitere Zunahme zu verzeichnen ist.¹

¹ Bei Vernachlässigung der Schrauben, an denen im Vergleich zu den anderen extreme Dehnungen gemessen wurden (Schrauben 1 und 14), ergibt sich ein flacherer, der FE-Rechnung ähnlicher Verlauf. Allerdings sind die experimentellen Dehnungswerte weiterhin deutlich größer. Dies bestätigt, daß durch die Rechnung der Spannungsabbau zu langsam erfolgt, das Relaxationsverhalten also unterbewertet wird.

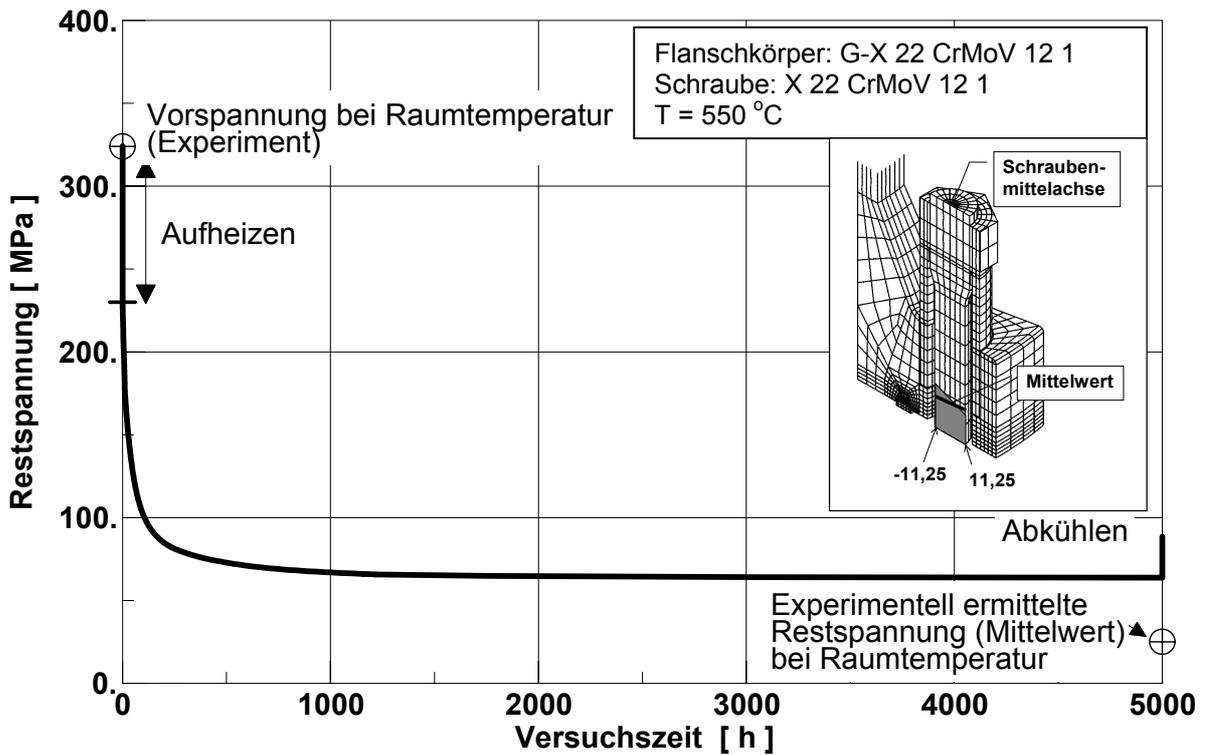


Bild 5.4.3.3: Verlauf der durch die Schraube übertragene Restspannung, Verbindung 3.

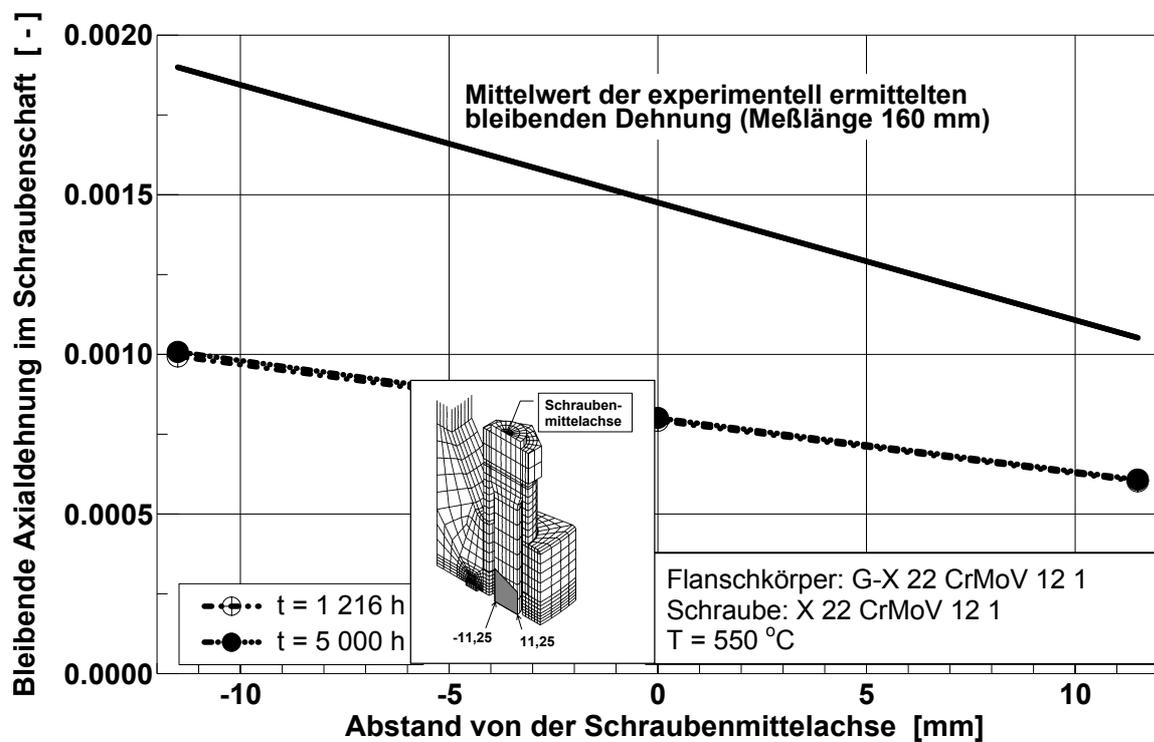


Bild 5.4.3.4: Vergleich der berechneten und gemessenen bleibenden Dehnungen der Verbindung 3.

Der geringe Kriechdehnungszuwachs in der numerischen Berechnung äußert sich in einer Abnahme der Gesamtdehnung der Schraube, was im Gegensatz zu den experimentell ermittelten Werten (Kapitel 4.4) steht. Wie Bild 5.4.3.5 zu entnehmen ist, ist die errechnete axiale Gesamtdehnung der Schrauben bei Versuchsende geringer als nach dem Vorspannen. Im Versuch wurde jedoch eine geringe Zunahme der Dehnung ermittelt. Gleichzeitig steigt auch der Gradient der Axialdehnung über dem Schraubenschaft, was mit einer stärkeren Neigung des Flanschtellers verbunden ist, der im Versuch jedoch nicht ermittelt wurde. Entsprechend Bild 5.4.3.6 nimmt die Neigung des Flanschtellers während den ersten 300 h deutlich zu. Dadurch verringert sich die an die Schraube übertragene Kraft. Nach 300 h geht die Flanschneigung etwas zurück, bleibt aber immer noch über dem Ausgangswert und ist ab ca. 1 000 h nahezu konstant.

Die Entwicklung der Kriech- bzw der elastischen Dehnung während der Auslagerung ist in Bild 5.4.3.7 dargestellt. Beide Dehnungs-Zeit-Verläufe erreichen bereits nach 1 000 h einen stationären Zustand. Im Anfangsbereich, bis ca. 100 h, nimmt die elastische Dehnung schneller ab, als die Kriechdehnung zunimmt. D.h. neben dem reinen Relaxationsvorgang (Gesamtdehnung konstant) finden in der Rechnung zusätzlich weitere Vorgänge statt, die für den Rückgang des elastischen Dehnungsanteiles und somit der Schraubenspannung verantwortlich sind.

Die Rechnung ist also nicht in der Lage das Relaxationsverhalten dieser Verbindung korrekt wiederzugeben. Sowohl die Restspannung, die bleibenden Schraubendehnungen als auch die Flanschverformung konnten nicht wiedergegeben werden. Es konnte jedoch bestätigt werden, daß für die im Experiment ermittelte geringe Restspannung nicht allein Setzeffekte verantwortlich sein können. Vielmehr sind die Vorgänge bei dieser Verbindung äußerst komplex. Sowohl die Materialkombination als auch die geometrische Gestaltung sind für die gemachten Beobachtungen verantwortlich. Erst deren Zusammenspiel ermöglicht das beschriebene Verhalten. Ungeklärt bleibt jedoch die Auswirkungen einer ungleichmäßigen Temperaturverteilung im Flansch.

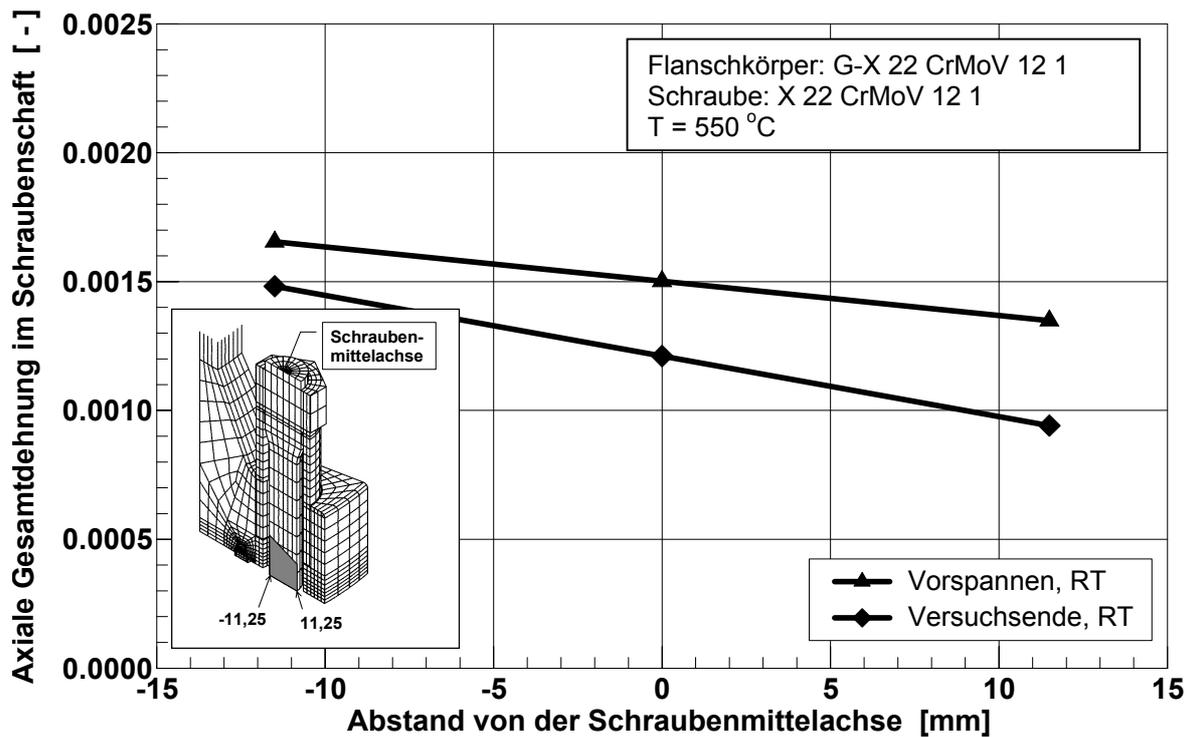


Bild 5.4.3.5: Axialdehnung über dem Schraubendurchmesser der Flanschverbindung 3 nach dem Vorspannen und bei Versuchsende bei Raumtemperatur.

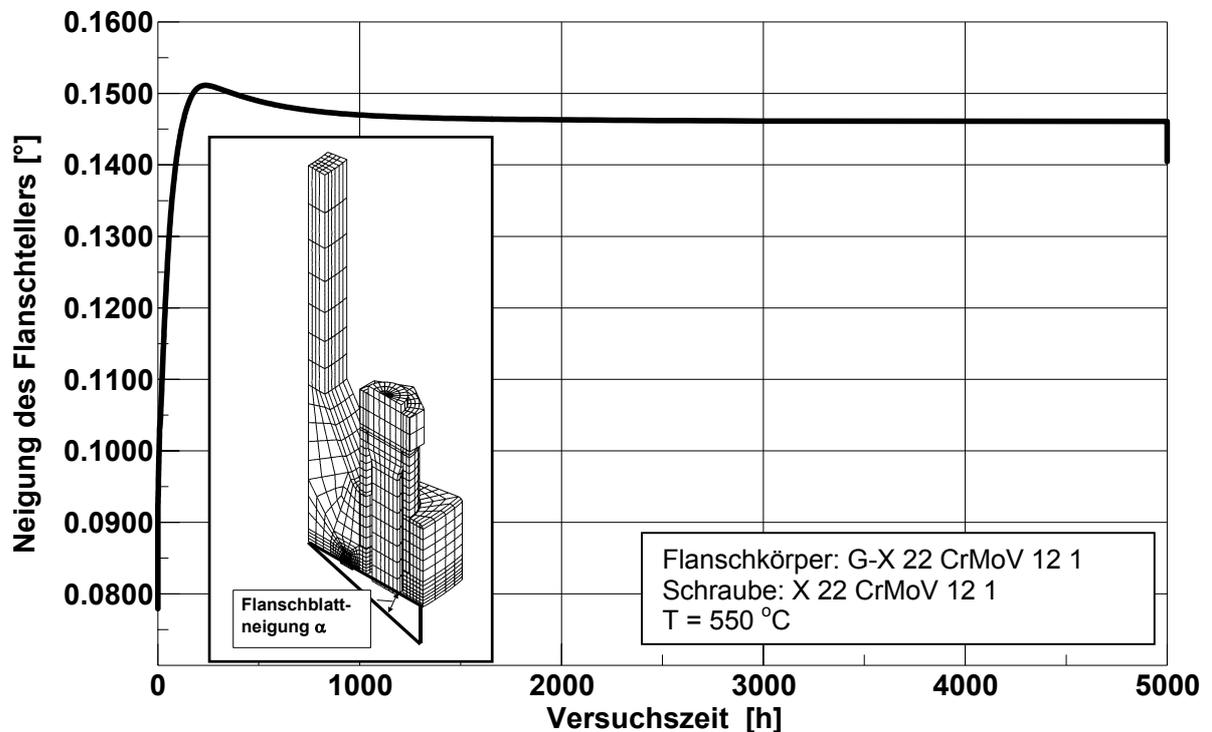


Bild 5.4.3.6: Verformung des Flanschtellers der Flanschverbindung 3 während der ersten Versuchsphase.

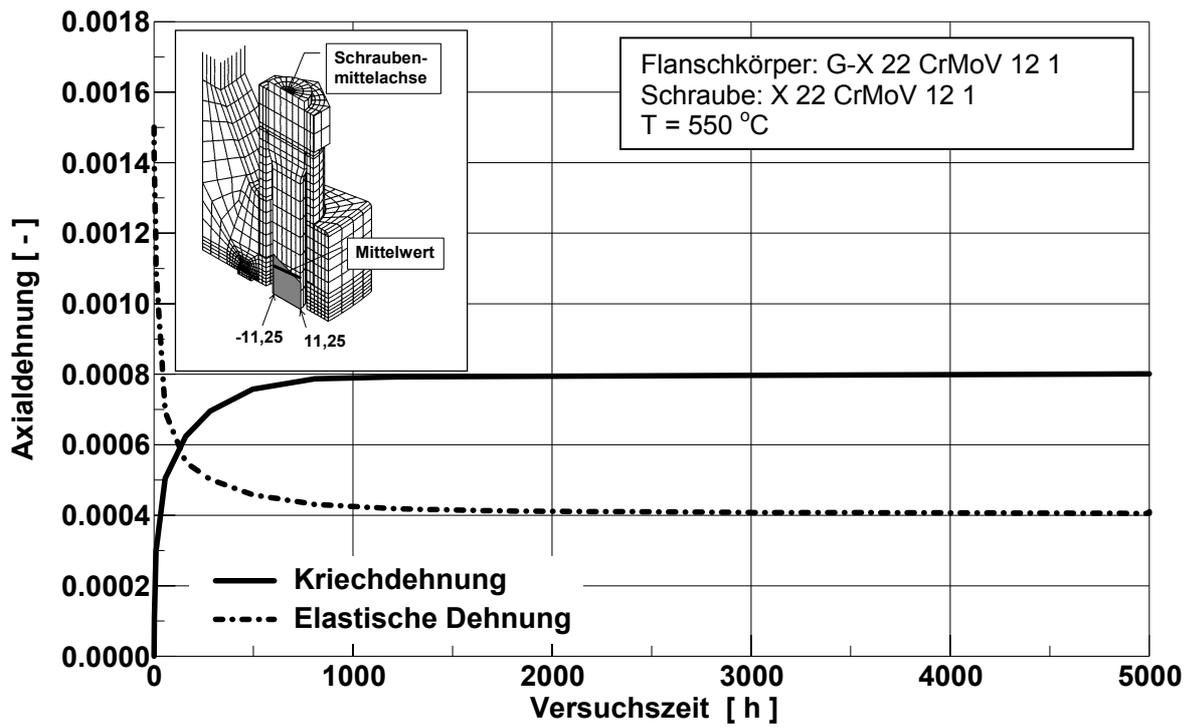


Bild 5.4.3.7: Verformung des Flanschtellers der Verbindung 3 in Abhängigkeit von der Versuchszeit.

5.5 Zusammenfassung der numerischen Analysen

Für die drei experimentell untersuchten Verbindungen wurde das elastische und zeitabhängige Verformungsverhalten mit der Finite-Elemente-Methode numerisch bestimmt. Für die Berechnungen wurde das FE-Paket ABAQUS in der Version 5.6 benutzt. Bei den Berechnungen wurden folgende Belastungen berücksichtigt:

1. Vorspannen der Schraube,
2. Aufbringen der Temperatur,
3. Aufbringen des Innendruckes,
4. Relaxation der Flanschverbindung bis zum ersten Ausbau, d.h. Simulation der Auslagerung bis zu 4 275 h für die Flanschverbindung 1 bzw. 5 000 h für die Verbindungen 2 und 3,
5. Abkühlen auf Raumtemperatur und Entlasten.

Für die Lastschritte 1 bis 3 und 5 wurde linear-elastisches Materialverhalten vorausgesetzt. Zur Beschreibung des Spannungszustandes reichten somit die E-Moduli und Querdehnungszahlen der verwendeten Werkstoffe aus. Wie die Berechnungen zeigten, werden lediglich im Bereich der Dichtung und am Übergang Flanschrohr/Flanschteller Spannungen erreicht, die über der Streckgrenze liegen. Diese plastischen Zonen waren lokal auf sehr kleine Gebiete begrenzt, so daß diese keinen Einfluß auf das globale Verhalten der Verbindungen besaßen.

Bild 5.5.1 zeigt einen Vergleich der durch das Vorspannen (Lastschritt 1) erzeugten von Mises-Vergleichsspannungen in den einzelnen Verbindungen. Bei den Verbindungen 1 und 2 sind keine qualitativen oder quantitativen Unterschiede auszumachen. In beiden Fällen zeigt sich eine große Biegebeanspruchung der Schrauben sowie eine hohe Belastung des Flanschkörpers am Übergang zum Flanschteller. Ansonsten sind die Spannungen im Flanschkörper vernachlässigbar gering. Bei der Verbindung 3 sind die Schraubenspannungen deutlich geringer. Ebenso ist keine bedeutende Spannungszunahme am Übergang zum Flanschteller zu verzeichnen. Einzig im Bereich der Dichtung kommt es zu Spannungserhöhungen.

Zur Beschreibung des zeitabhängigen Werkstoff- bzw. Verformungsverhalten wurden die in Kapitel 5.3 beschriebenen Kriechgesetze nach Garofalo verwendet. Die Kriechgesetze wurden aus einachsigen Zeitstandversuchen abgeleitet, die begleitend zu den Modellversuchen durchgeführt wurden. Bei der Verbindung 2 wurden Vergleichsrechnungen mit Kriechgesetzen nach Norton-Bailey, die aus Relaxationsversuchen an glatten Proben und Schraubenverbindungsmodellen hergeleitet wurden, durchgeführt.

Bei der Herleitung der Werkstoffgesetze lagen experimentelle Werte für den Spannungsbereich oberhalb 100 MPa vor. Wie die Berechnungen zeigten, überwiegt in den Verbindungen bereits nach dem Vorspannen ein Spannungsniveau von unter 100 MPa. Durch Relaxations- und Kriechvorgänge werden während der Auslagerung die Spannungen weiter reduziert. Die Werkstoffgesetze mußten daher für diesen Spannungsbereich sinnvoll extrapoliert werden.

Bei den Verbindungen 1 und 2 konnten die experimentellen Ergebnisse sowohl quantitativ als auch qualitativ bestätigt werden. Sowohl in der FE-Analyse als auch im Experiment nahm bei der Verbindung 1 die Flanschverformung zu, während sie bei der Verbindung 2 abnahm. Ein Vergleich mit den berechneten und gemessenen Restspannungen ergab bei der Verbindung 2 eine sehr gute Übereinstimmung bei Verwendung des Garofalo-Ansatzes. Bei Verwendung der Kriechgesetze nach Norton-Bailey ergaben sich Restspannungswerte an der oberen Streubandgrenze der experimentellen Werte. Für die Verbindung 1 ergaben sich Restspannungswerte, die an der unteren Streubandgrenze der experimentellen Werte lagen, also konservative Ergebnisse lieferten. Der Vergleich zwischen den experimentell und rechnerisch ermittelten bleibenden Schraubendehnungen lieferte für beide Verbindungen eine entsprechende Übereinstimmung.

Bei der Verbindung 3 wurden rechnerisch zu hohe Restspannungswerte ermittelt. Entsprechend ergab sich in der Rechnung eine zu geringe bleibende Schraubenverformung. Die globale Verformung der Verbindung (gemessen durch die Veränderung des Spaltes zwischen den Flanschtellern), blieb im Experiment nahezu konstant. Ab ca. 500 h nahm der Abstand der Flanschteller zueinander leicht ab, blieb aber nach ca. 2 500 h wieder konstant. In der Berechnung zeigte sich während der ersten 200 h eine Zunahme der Flanschverformung. Danach nahm auch hier die Flanschverformung ab, blieb jedoch bereits nach 1 000 h konstant. Auch die bleibende Dehnung der Schraube hatte bereits nach 1 000 h nahezu ihren Endwert erreicht.

Für die geringe Restspannung konnten aus den experimentellen Meßwerten, neben den reinen Materialeigenschaften, zwei mögliche Ursachen identifiziert werden, deren Einfluß nicht durch die Meßergebnissen verifiziert werden konnte:

1. Plastische Deformation der Dichtung,
2. Setzeffekte im Dichtungsbereich.

Mit den Finite-Elemente-Analysen wurde nachgewiesen, daß beide Vorgänge nicht für die geringe Restspannung verantwortlich gemacht werden können. Die plastische Verformung der Dichtung ist sowohl beim Vorspannen als auch bei der Temperaturbeaufschlagung vernachlässigbar. Dies zeigte sich auch im Experiment, durch das Ausmessen der Dichtung bei Versuchsende. Vergleichende Rechnungen zeigten auch, daß der Einfluß der Reibung zwischen Dichtung und Flansch vernachlässigbar

ist. Zwar ändert sich die globale Verformung des Flanschtellers bei veränderter Reibung, das Relaxationsverhalten wird davon jedoch nicht berührt.

Im Experiment werden die Flansche von außen beheizt. Dadurch können in den Flanschen Temperaturgradienten entstehen, die eine unterschiedliche Ausdehnung der einzelnen Komponenten zur Folge haben. Erwärmt sich nun der Flansch schneller als der Dichtring kann dies eine stärkere Verschiebung der Flanschkörper an der Dichtung zur Folge haben. Damit verbunden ist auch ein verstärkter Abbau der Schraubenspannung. Bei der numerischen Analyse werden jedoch keine Temperaturgradienten berücksichtigt. Die Ausdehnung aller Komponenten erfolgt daher gleichzeitig und, durch die gleichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten zwischen Dichtung und Flansch, gleichmäßig. Ein zusätzliches Setzen aufgrund ungleicher Temperaturverteilung kann damit nicht registriert werden.

Durch eine Rechnung, in der der Flansch schneller als die Dichtung erwärmt wurde, wurde eine ungleichmäßige Temperaturverteilung im Flansch simuliert. Durch diese Rechnung konnte gezeigt werden, daß dabei ein Vorspannungsverlust in den Schrauben entsteht. Allerdings werden dabei auch - zu Beginn der Auslagerung - geringere Schraubendehnungen verursacht, so daß die bleibenden Dehnungen (bei Versuchsende) in den Schrauben zurückgehen würden. Dies hätte also einen noch größeren Unterschied zum Experiment zur Folge. Es ist daher zu folgern, daß für die im Vergleich zu den anderen Verbindungen geringe Restspannung hauptsächlich die Materialeigenschaften, verantwortlich sind.

Der große Unterschied zwischen Experiment und FE-Analyse bei der Verbindung 3 ist zum Großteil als Folge der Werkstoffanpassung im niederen Spannungsbereich zu sehen. Zur Anpassung lagen Zeitstandversuche im Spannungsbereich oberhalb 110 MPa (für den Schraubenwerkstoff) und 130 MPa (für den Flanschwerkstoff) vor. Wie Bild 5.4.3.3 zu entnehmen ist, treten in der Schraube bereits nach wenigen Stunden Auslagerung Spannungen auf, die deutlich kleiner als 100 MPa sind. Im Flansch selbst ist ein noch niedrigeres Spannungsniveau zu verzeichnen. Da in diesen Spannungsbereichen keine Zeitstand- oder Relaxationsdaten vorlagen, mußte das verwendete Werkstoffgesetz in diesen Spannungsbereich extrapoliert werden. Diese Extrapolation führt offensichtlich, zu einer deutlich geringeren Relaxationsrate als dies in Wirklichkeit der Fall ist.

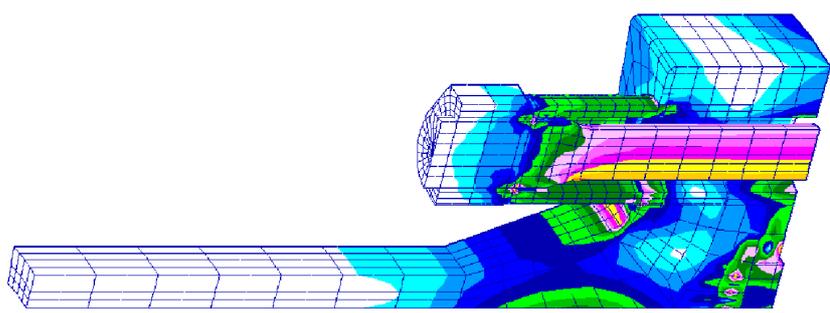
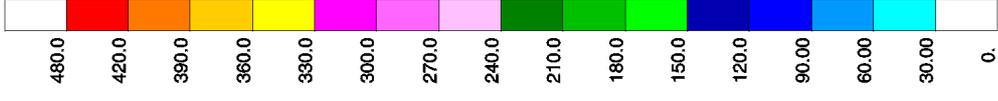
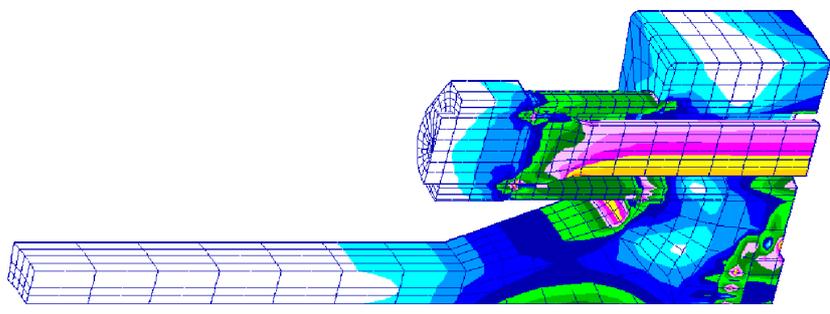
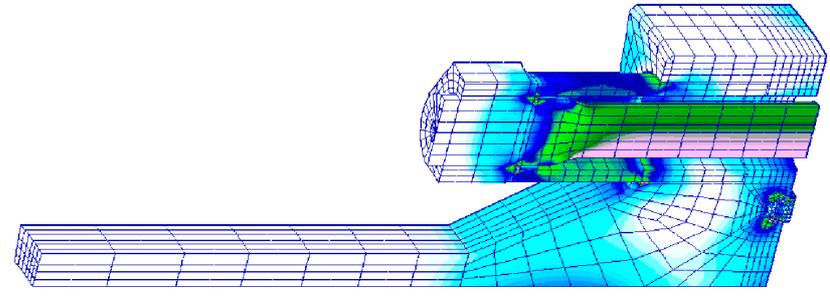
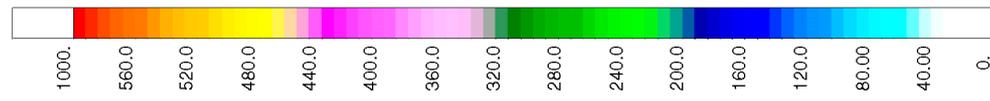


Bild 5.5.1: Vergleich der beim Vorspannen hervorgerufenen von Mises Vergleichsspannungen in den einzelnen Verbindungen.

5. Zusammenfassung

Im Kraftwerks- und Apparatebau finden Schraubenverbindungen aufgrund ihrer leichten Demontierbarkeit bei Revisionen vielfältigen Einsatz. Bei hohen Betriebstemperaturen treten zeitabhängige Dehnungsumlagerungen (Relaxation) in Komponenten mit vorwiegend formschlüssiger Beanspruchung auf, die für die Auslegung bestimmend sind.

Gängige Berechnungsverfahren für Rohrflanschverbindungen berücksichtigen zwar teilweise die zeitabhängige Relaxation der Schrauben, die von der Auswirkung her jedoch ebenso bedeutsame bleibende (Kriech-) Verformung des Flansches wird nicht betrachtet.

Eine weitere Einflußgröße stellt die komplexe Wechselwirkung zwischen Flansch und Schraube auf das Relaxationsverhalten dar, wobei das unterschiedliche Werkstoffverhalten von Schraube und Flansch in Bezug auf Relaxation und Wärmeausdehnung, auftretende Setzeffekte im Gewinde bzw. den Auflageflächen sowie die Steifigkeitsverhältnisse als Einflußparameter zu beachten sind.

Zur Ermittlung des realen Verformungsverhalten des Flanschkörpers im Kriechbereich wurden drei Modellflansche untersucht, die in der Gestaltung Mitteldruckflansche repräsentieren. Die Modellflansche im Maßstab 1:2,5 erlaubten sowohl ein Stülpen der Flanschteller als auch eine Relaxation der Schrauben.

Das Vorspannen der Modellflansche erfolgte über Kreuz in mehreren Umgängen. Die Flansche wurden unter Innendruck in ruhender Luft bei $T = 550\text{ °C}$ bzw. 530 °C ausgelagert. Nach rd. 5 000 h wurden die Flansche demontiert, vermessen und wieder montiert. Insgesamt wurden an zwei Flanschen Versuchszeiten von knapp 13 000 h bzw. 4 200 h an einem Flansch erreicht. Die Auswertung der gemessenen Dehnungen und Verschiebungen zeigten die werkstoffspezifische Relaxations- bzw. Kriechverläufe sowohl in den Schrauben bzw. Dehnhülsen als auch im Flanschkörper, so daß das Verhalten der gesamten Flanschverbindung abgebildet werden konnte. Über die Variation der Werkstoffe konnten vergleichende Betrachtungen angestellt werden.

Für die numerische Simulation der zeitabhängigen Relaxationsvorgänge wurde das Programmsystem ABAQUS verwendet. Um das Stülpen des Flanschtellers vollständig beschreiben zu können, wurden 3D-Berechnungen durchgeführt. Aufgrund der Symmetrie war es bei Berücksichtigung der entsprechenden Randbedingungen ausreichend, ein $11,25^\circ$ Segment der Verbindung zu verwenden. Plastifizierungs- und Relaxationsvorgänge im Gewinde wurden nicht berücksichtigt.

Basis der Simulation bildeten die aus einachsigen, kraftkontrollierten Zeitstandversuchen gewonnenen Kriechdaten. Aus diesen wurden für das gesamte in Frage kommende Spannungsfeld Werkstoffgesetze definiert. Diese analytischen Ansätze wurden über benutzerdefinierte Subroutinen in das verwendete FE-Paket eingebunden. Vergleichend wurden Berechnungen mit Kriechgesetzen durchgeführt, die aus Ergebnissen einachsiger Relaxationsversuche hergeleitet wurden. Diese verifizierten die Ergebnisse und bestätigten, daß das Relaxationsverhalten eines Werkstoffes auch durch das Zeitstandverhalten beschrieben werden kann.

Diese Simulationen zeigten eine gute Übereinstimmung mit dem experimentell ermittelten zeitabhängigen Deformationsverhalten. Auch die Spannungs- und Dehnungsfelder konnten über die FE-Berechnungen hinreichend genau beschrieben werden. Dies bestätigte die Anwendbarkeit der Finiten-Elemente Methode auf Bauteile, die im Hochtemperaturbereich betrieben werden.

6. Literatur

AGW/AGH

Entspannungsversuch an Stählen bei erhöhter Temperatur unter einachsiger Zugbeanspruchung, Stahl-Eisen-Prüfblatt, Entwurf

ASME, 1992

ASME-Code, Section VIII, Div. 1, Ap. 2, 1992

Bazergui und Marchand, 1988

Bazergui, A., Marchand, L. ,
Development of Tightness Test Procedures for Gaskets in Elevated Temperature Service
WRC Bulletin 339, 1988

Bartonicek, 1987

Bartonicek, J.,
Beitrag zur Berechnung von Flanschverbindungen unter Innendruck-, Biegemoment- und Temperaturbelastung,
Technisch-wissenschaftlicher Bericht der Staatlichen Materialprüfungsanstalt, Universität Stuttgart, Heft 87-01, 1987

Branch et al, 1974

Branch, G.D. et al,
High Temperature Bolts for Steam Power Plant,
International Conference on Creep and Fatigue in Elevated Temperature Applications, Philadelphia, Sept. 1973 and Sheffield UK, April 1974

Bolton, 1995

Bolton, J.,
Design Considerations for High Temperature Bolting
Performance of Bolting Materials in High Temperature Plant Applications,
The Institute of Materials, 1995.

BS5500, 1991

BS 5500: Enquiry Case 5500/94, Januar 1991

Czeratzki et al, 1985 ,

Czeratzki, A., P. Kordel und K.H. Mayer,
Vorstellung der wesentlichen Turbinenbauteile einschließlich der lebensdauerbegrenzenden Kriterien,
VGB-Konf. „Werkstoffe und Schweißtechnik im Kraftwerk“ 1985

Day und Ferguson, 1966

Day, M.F. and F.R. Ferguson,
Stress-Relaxation Tests with Elastic-Follow-up on Bolt Steels,
Ministry of Technology National Engineering Laboratory, Report 212 (Jan. 1966)

de Strycken, 1965

de Strycken, R.,
Das Verhalten von Spannbetondrähten unter Zugbeanspruchung,
Draht 10 (1965), Nr. 8, S. 505-514

EG, 1989

Relaxationsverhalten warmfester Stähle für Schrauben,
Forschungsvorhaben der Europäischen Gemeinschaft für Kohle und Stahl,
Euroreport 6458/1980, Hrsg. Kommission der EG, Luxemburg

- Erker und Mayer, 1973
 Erker, A. und K.H. Mayer,
 Relaxations- und Sprödbbruchverhalten von warmfesten Schraubenverbindungen,
 VGB Kraftwerkstechnik, Heft 2, Febr. 1973, S. 121-131
- Haenle, 1957
 Haenle, S.,
 Beiträge zum Festigkeitsverhalten von Vorschweißflanschen, Forschung auf dem Gebiet des
 Ingenieurwesens 23 (1957), Heft 4, S. 113-134.
- Gaudig, 1997
 Gaudig, W., Purper, H., Maile, K.:
 Die Anwendung von konstitutiven Werkstoffgesetzen zur Beschreibung des Kriechschädi-
 gungsverhaltens in Rohrbogen, 20. Vortragsveranstaltung der Arbeitsgemeinschaft für warm-
 feste Stähle, 28. November 1997
- Hansen, 1964
 Hansen, T.C.,
 Estimation Stress Relaxation from Creep Data,
 Materials Research and Standards, Jan. 1964, S. 12-14
- Kayser, 1991
 Kayser, K.,
 Hochfeste Schraubenverbindungen,
 Die Bibliothek der Technik, Bd. 52, 1991. Verlag moderne Industrie,
 ISBN 3-478-93059-6
- König et al, 1985
 König, H., K.H. Mayer und Prestel, W.,
 Untersuchungen an hochbeanspruchten Schrauben und zerstörungsfreie Prüfung an Turbi-
 nenbauteilen nach betrieblichem Einsatz,
 VGB-Konf. „Werkstoffe und Schweißtechnik im Kraftwerk“ 1985
- Krauss, 1980
 Krauss, H.,
 Creep Analysis,
 John Wiley & Sons, 1980
- Kreckel, 1961
 Kreckel, K.,
 Beitrag zur Normung und Berechnung von Apparate-Flanschverbindungen,
 Konstruktion 13 (1961), Heft 12, S. 467-477.
- Kußmaul, 1993
 Kußmaul, K., Maile, K. und Sheng, S.,
 Beurteilung von Festigkeitshypothesen für mehrachsige Spannungs-Dehnungszustände unter
 langzeitiger Kriechbeanspruchung,
 Forschungsvorhaben AiF-Nr. 8107/FVV-Nr. 468, Abschlußbericht 1993
- Kussmaul et al. 1996
 Kussmaul, K., Maile, K., Gaudig, W., Purper, H.:
 Evaluation and Quantification of Creep Damage in a Multiaxial Loaded Pipe Bend
 8th International Conference on Pressure Vessel Technology, Montreal, 21 - 26 July 1996
- Maile et al., 1994
 Maile, K., Hänsel, G. und Purper, H.,
 Langzeituntersuchungen zum Relaxationsverhalten warmfester Schraubenverbindungen mit
 und ohne Betriebsvorbeanspruchung,
 MPA Stuttgart, AIF-Nr. 6841

- Maile, 1995
 Maile, K., Purper, H. und Theofel, H.,
 Innendruckversuche an Rohrbogen aus warmfesten Stählen mit zusätzlich aufgebracht
 Biegemomenten bei Temperaturen im Kriechbereich,
 MPA Stuttgart, BMFT-Vorhaben 150 07 27, Abschlußbericht 1995
- Maile et al., 1995
 Maile, K., Purper, H. und Theofel, H.,
 Innendruckversuche an Rohrbogen aus warmfesten Stählen mit zusätzlich aufgebracht
 Biegemomenten bei Temperaturen im Kriechbereich,
 Forschungsvorhaben 1500 727, Abschlußbericht,
 MPA Stuttgart Nr. 8470 00 000, Oktober 1995
- MAN, 1989
 Persönliche Mitteilung, GEC Energie GmbH (vormals MAN Energie GmbH), Nürnberg
- Mayer und Keienburg, 1980
 Mayer, K.H. and K.H. Keienburg,
 Operating Experience and Life Span of Heat-Resistant Bolted Joints in Steam Turbines of
 Fossil Fired Power Stations,
 Int. Conference „Engineering Aspects of Creep“, University of Sheffield 15-19, Sept. 1980
- Mayer und Riess, 1976
 Mayer, K.H. and W. Riess,
 The Influence of the Metallographic Structure on the Operational Characteristics of Steam
 Turbine Components subjected to high stresses,
 VGB Kraftwerkstechnik No. 3, March 1976, Pages 138-142
- McCarthy und Strang, 1994
 McCarthy, P. R and Strang, A.,
 Uniaxial Stress Relaxation Testing - a UK Perspective,
 Performance of Bolting Materials in High Temperature Plant Applications,
 16 - 17 June, 1994, York. The Institute of Materials, ISBN 0-901716-72-3
- Odqvist und Hult, 1962
 Odqvist, F.K.G. und Hult, J.,
 Kriechfestigkeit metallischer Werkstoffe,
 Springer Verlag, 1962
- Penkalla et al, 1989
 Penkalla, H.-J., Rödig, M. und Nickel, H.,
 Grundlage des mehrachsigen Bauteilverhaltens bei hohen Temperaturen,
 Teil 1: Mehrachsiges Kriechen
 Teil 2: Mehrachsiges Ermüden
 Materialprüfung 31, 1989, Nr. 10 und 11 - 12
- Pfeffer, und Stegmeyer, 1982
 Pfeffer, P. und R. Stegmeyer,
 Theoretische Spannungsanalyse am Behälterflansch-Deckelflansch mit Schrauben,
 MPA-Bericht, 1982.
- prEN1591, 1994
 prEN 1591:
 Flansche und ihre Verbindungen. Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit
 runden Flanschen und Dichtung; Deutsche Fassung prEN 1591,;1994 (Entwurf 1994)
- Robinson, 1955
 Robinson, E. L.,
 Steam-Piping Design to Minimize Creep Concentration,
 Trans. ASME, Oktober 1955, S. 1147-1151

- Roos, 1997
Festigkeitslehre I
MPA Stuttgart, Vorlesungsmanuskript, 21. Auflage 1997
- Sawa et. al. 1993
Sawa, T., Hirose, T. and Kumano, H.,
Behavior of Pipe Flange Connection in Transient Temperature Field,
Transactions of the ASME, Vol. 115, May 1993
- Schwaigerer, 1934
Schwaigerer, S.,
Die Berechnung der Flanschverbindungen im Behälter- und Rohrleitungsbau,
VDI-Z. 96 (1934), S. 1-12
- SEP 1260, 1994
Relaxationsversuch bei erhöhter Temperatur mit Schraubenverbindungsmodellen,
Stahl-Eisen-Prüfblätter (SEP) des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute
- Steimel, 1980
Steimel, J.,
Ein Näherungsverfahren zur Berechnung der Verformungen, Spannungen und Dichtungen in
Rohr- und Apparateflanschen, entwickelt mit der Methode der Finiten Elemente,
Dissertation, TH Darmstadt 1980
- Taira et al, 1963
Taira, S., Suzuki, F. and Yamaguchi, M.,
Relaxation of 2 ¼ % Cr 1 % Mo Steel,
Bulletin of JSME, Vol. 6. No. 21 (1963) S. 22-28
- Tanaka und Ohba, 1984
Tanaka, C. and T. Ohba,
Analysis of Reloading Stress Relaxation Behaviour with Specified Reloading Time Intervals
for High Temperature Bolting Steels,
Trans. NRIM, Vol. 26, No. 1 (1984)
- Tapsell, 1939
Tapsell, H. J.
Second Report of the Pipe Flanges Research Committee
Proc. I. Mech. E. 1939, 141, (5) pp. 433 - 471
- Taylor-Forge, 1961
Taylor-Forge,
Modern-Flange Design, Bulletin 502, 1961, 4. Edition
- Troughton und Rankine, 1904
Troughton, A. and Rankine, O.,
On the Stretching and Torsion of Lead Wire Beyond the Elastic Limit
Phil. Mag. 1904, 8, pp. 538 - 556
- Varga, 1981
Varga, L.,
Untersuchung von Flanschkonstruktionen, Konstruktion 33 (1981), Heft 9, S. 361-365
- Weiß und Henrichsmeyer, 1994
Weiß, E., Henrichsmeyer, J.,
Vergleichende Festigkeits- und Dichtheitsuntersuchungen an Flanschverbindungen
TÜ, Bd. 35 (1994), Nr. 3 - März 1994, S. 104 - 114

- Wölfel, 1985
Wölfel, J.,
Berechnung der Dichtigkeit und Festigkeit von Flanschverbindungen.
Maschinenbautechnik 34 (1985) H.6, S 244 - 247
- Wölfel, 1995
Wölfel, J.,
Berechnung von Flanschverbindungen auf der Basis von pr EN 1591
3R international, 34 (1995) Heft 5, Mai 1995
- Wölfel und Rábisch, 1975
Wölfel, J. und Rábisch, W.,
Berechnung und Standardisierung von Flanschverbindungen.
Chemische Technik 27 (1975) H. 8, S. 470 - 478.
- Young, 1989
Young, W. C,
Roark's Formulas for Stress and Strain
McGraw-Hill, 1989

Lebenslauf

Name: Harald Purper

Geburtsdatum: 27. April 1962

Geburtsort: Ulm / Donau

Familienstand: verheiratet

Staatsangehörigkeit: deutsch

Schulbesuch: 1968 - 1972 Grundschule in Ulm-Wiblingen.
1972 - 1976 Hans und Sophie Scholl Gymnasium, Ulm.
1976 - 1981 Gymnasiums i.A. Ulm-Wiblingen
Abschluß: Abitur.

Studium: 1981 - 1990 Studium der Luft- und Raumfahrttechnik, Fachrichtung
„Neue Technologien“ an der Universität Stuttgart.
Abschluß als Diplom-Ingenieur.

Praktika: 1982 Grundpraktikum bei der Fa. IVECO in Ulm/Do.
1983 - 1984 Praktikumssemester bei den Wieland Werken in Ulm/Do.

Berufstätigkeit: Seit 01.04.1990 Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der
Staatlichen Materialprüfungsanstalt (MPA) der
Universität Stuttgart, Abteilung Warmfestigkeit.
Seit 1994 Leiter der Fachgruppe „Bauteilprüfung“ innerhalb
der Abteilung Warmfestigkeit.

Seit 01.08.1998 Projektleiter im Bereich „Product Lifecycle Management“
bei der CENIT AG Systemhaus, Stuttgart