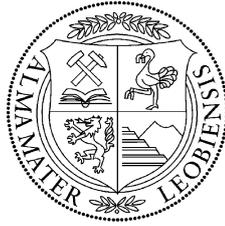


Lehrstuhl für Umformtechnik

Department Product Engineering,

Montanuniversität Leoben



# DIPLOMARBEIT

CHARAKTERISIERUNG DER MECHANISCHEN  
EIGENSCHAFTEN VON WELLROHREN

**Lukas Wunsch**

Montanmaschinenwesen

Juni 2012

### **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

Leoben, 15. Juni 2012

Lukas Wunsch

# Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand in Zusammenarbeit mit der Rosendahl Maschinen GmbH während meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Umformtechnik an der Montanuniversität Leoben.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont. Bruno Buchmayr für die Betreuung und die Möglichkeit diese Arbeit an seinem Lehrstuhl zu verfassen.

Seitens der Rosendahl Maschinen GmbH bedanke ich mich stellvertretend bei Herrn Dipl.-Ing. Dr.mont. Stefan Weiß für die gute Zusammenarbeit und die ständige Unterstützung hinsichtlich technischer Fragestellungen.

Weiters bedanke ich mich bei allen Kollegen, die mich mit hilfreichen Tipps und Ideen ständig motivierten. Für die schnelle Korrektur gilt mein spezieller Dank meinen Kollegen, Dipl.-Ing. Dr.mont. Otto Harrer und Dipl.-Ing. Dr.mont. Thomas Hatzenbichler.

Schließlich bedanke ich mich besonders bei meinem Vater Gerhard Wunsch, durch dessen Unterstützung es mir möglich war mein Studium an der Montanuniversität Leoben zu absolvieren.

# Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit umfasst die mechanische Charakterisierung von austenitischen Edelstahlrohren, welche eine gewellte Mantelform aufweisen. Solch speziell geformte Rohre werden in der Fachliteratur als Wellrohre bezeichnet. Wellrohre werden über einen mehrstufigen Kaltumformprozess hergestellt. Dabei wird das Metallband über einen Gleitbiege- oder Rollformprozess zu einem Spaltrohr geformt. Eine Schweißeinrichtung verschließt mit einer durchgehenden Schweißnaht den Spalt. Das längsnahtgeschweißte Glattrohr wird anschließend mit Hilfe eines rotierenden oder taumelnden Werkzeuges zu einem Wellrohr kaltumgeformt. Je nach Rohrkontur kann der Wellprozess ein- oder mehrstufig ausgeführt werden.

Wellrohre finden Anwendung als flexible Leitungen für den Transport von fossilen Brennstoffen wie Erdöl und Erdgas. Weiters werden sie in Wärmetauschern oder Solaranlagen verwendet.

Aufgabe der Arbeit war es, das mechanische Verhalten der Wellrohre unter definierten Belastungsfällen experimentell zu charakterisieren und die Versagensgrenzen zu ermitteln. Dazu wurde das Wellrohr Axial-, Radial- und Biegebeanspruchungen ausgesetzt. Zur Untersuchung des Berst- bzw. Implosionsverhaltens wurde eine geeignete Druckkammer konstruiert und gefertigt.

Neben den experimentellen Untersuchungen wurden die jeweiligen Belastungsfälle mit Hilfe des Finite-Elemente Softwarepakets Abaqus/CAE modelliert. Die Ergebnisse aus der Simulation wurden mit denen aus den Experimenten verifiziert. Aus diesen Erkenntnissen besteht die Möglichkeit einer Vorhersage über die Belastungsgrenzen von Wellrohren mit einer geometrisch veränderten Kontur bereits in der Entwicklungsphase.

# Abstract

This thesis deals with the mechanical characterization of austenitic stainless steel tubes with a corrugated surface. These special tubes are termed corrugated tubes in technical literature. The manufacturing of this kind of tubes includes a multistage cold forming process. At the beginning of the production line a metal strip has to be formed into a circular gaped profile by bending or rolling equipment. After welding the profile the plain tube is shaped to a corrugated tube by rotating or tumbling tools.

Corrugated tubes are applied as flexible pipes for transportation of fossil fuels such as liquid nitrogen or mineral oil. Furthermore they are used in head exchanger or solar plants.

The main tasks of this thesis were the investigation of mechanical behavior under defined loading conditions and subsequently detection of failures. For practical investigations the corrugated tubes were loaded under axial, radial and bending loads. In addition to these load cases a presser chamber was constructed in order to investigate the crack behavior of pressurized tubes.

In addition to the experimental investigations the load cases were simulated with a finite-element software named Abaqus/CAE. The results of the simulation experiments were verified with the practical ones. Conclusions gained from the simulation allow failure prediction on geometric modified corrugated tubes at an early stage of development.

# Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung . . . . .	I
Danksagung . . . . .	II
Kurzfassung . . . . .	III
Abstract . . . . .	IV
Inhaltsverzeichnis . . . . .	V
Abkürzungsverzeichnis . . . . .	VIII
Symbolverzeichnis . . . . .	XI
<b>1 Einleitung und Zielsetzung . . . . .</b>	<b>1</b>
1.1 Aufgabenstellung . . . . .	2
1.2 Zielsetzung . . . . .	2
<b>2 Stand der Technik und Vorgehensweise . . . . .</b>	<b>3</b>
2.1 Beschreibung von Wellrohren . . . . .	3
2.1.1 Nomenklatur . . . . .	3
2.1.2 Besonderheiten und typische Anwendungsbereiche . . . . .	5
2.2 Beschreibung der Herstellungsverfahren . . . . .	8
2.2.1 Einrichtungen zur Fertigung von glatten Rohren . . . . .	9
2.2.2 Abzugsvorrichtungen . . . . .	10
2.2.3 Entwicklungen von Welleinrichtungen . . . . .	12
2.2.4 Innovative Welleinrichtungen . . . . .	22
2.2.5 Beschreibung einer modernen Fertigungsanlage . . . . .	24
2.3 Übliche Belastungsfälle für Wellrohre . . . . .	25
2.3.1 Einteilung der Belastungsfälle . . . . .	26
2.3.2 Untersuchungsmethoden zur Charakterisierung von Wellrohren . . . . .	27
2.4 Gewählte Vorgehensweise . . . . .	31

<b>3</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen an Wellrohren . . . . .</b>	<b>34</b>
3.1	Verschraubungssysteme für Wellrohre . . . . .	34
3.2	Axialprüfung . . . . .	36
3.2.1	Axialzugprüfung . . . . .	36
3.2.2	Axialdruckprüfung . . . . .	38
3.3	Radialprüfung . . . . .	39
3.3.1	Ringfaltversuch - Normalbelastung der Schweißnaht . . . . .	40
3.3.2	Ringfaltversuch - Orthogonalbelastung der Schweißnaht . . . . .	41
3.4	Druckprüfung . . . . .	41
3.4.1	Fertigung der Druckkammer . . . . .	42
3.4.2	Innendruckprüfung . . . . .	47
3.4.3	Außendruckprüfung . . . . .	49
3.5	Biegeprüfung . . . . .	51
3.5.1	Biegevorrichtung . . . . .	51
3.5.2	Zyklische Biegebeanspruchung . . . . .	53
<b>4</b>	<b>Numerische Simulation des mechanischen Verhaltens von Wellrohren .</b>	<b>55</b>
4.1	Modellierung des Wellrohrs . . . . .	55
4.1.1	Materialspezifische Eingabeparameter . . . . .	55
4.1.2	Schädigungsermittlung . . . . .	58
4.1.3	Modellgeometrie . . . . .	59
4.2	Modelle für Axialprüfung . . . . .	60
4.2.1	Vorstudie . . . . .	62
4.2.2	Modell für die Axialzugprüfung . . . . .	66
4.2.3	Modelle für die Axialdruckprüfung . . . . .	67
4.3	Modelle für Radialprüfung . . . . .	69
4.3.1	Modell des Ringfaltversuches - Normalbelastung der Schweißnaht .	69
4.3.2	Modell des Ringfaltversuches - Orthogonalbelastung der Schweißnaht	70
4.4	Modelle für Druckprüfung . . . . .	71
4.4.1	Modell für die Innendruckprüfung . . . . .	71
4.4.2	Modelle für die Außendruckprüfung . . . . .	72
4.5	Modelle für zyklische Biegeprüfung . . . . .	75

4.5.1	Modell für den Schwenkbereich von 90 °	75
4.5.2	Modell für den Schwenkbereich von 180 °	78
<b>5</b>	<b>Ergebnisse</b>	<b>79</b>
5.1	Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	79
5.1.1	Axialprüfung	79
5.1.2	Radialprüfung	84
5.1.3	Druckprüfung	88
5.1.4	Biegeprüfung	92
5.2	Ergebnisse der numerischen Simulationen	96
5.2.1	Ergebnisse der Axialsimulationen	96
5.2.2	Ergebnisse der Radialsimulation	103
5.2.3	Ergebnisse der Drucksimulation	106
5.2.4	Ergebnisse der Biegesimulationen	111
<b>6</b>	<b>Diskussion</b>	<b>115</b>
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>117</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>118</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>122</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>123</b>
<b>A</b>	<b>Moderne Fertigungsanlage</b>	<b>130</b>
<b>B</b>	<b>Konstruktionszeichnungen</b>	<b>131</b>

# Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Erläuterung
z.B.	zum Beispiel
d.h.	das heißt
bzw.	beziehungsweise
etc.	et cetera
et al.	et alia
ca.	circa
LNG	liquid natural gas
FE	Finite Elemente
CAE	Computer-aided engineering
LUT	Lehrstuhl für Umformtechnik
GG	Grundgefüge
WEZ	Wärmeeinflußzone
SG	Schweißgefüge
HBM	Hottinger Baldwin Messtechnik

# Symbolverzeichnis

Symbol	Bezeichnung
DN	Nenndurchmesser
P	Wellensteigung bzw. Gewindesteigung
$r_B$	Bergwellenradius
$r_T$	Talwellenradius
t	Profilhöhe
&	kaufmännisches “Und”
r	Biegeradius
a	Lastwechsel
%	Prozent
l	flexible Schlauchlänge
h	Hub
X	geometrische Abmessung
PN	Druckstufe
$s_s$	Rohrstauchweg
v	Prüfgeschwindigkeit
s	Wandstärke
$\sigma_{zul}$	zulässige Spannung
$M_A$	Anzugsmoment
$F_{SB}$	Gesamtschraubenkraft
$F_{RB}, F_{FB}$	Kraft aufgrund Innendruck
$F_{DB}$	Dichtungsverformkraft
$p_i$	Innendruck
$\pi$	Pi
$d_i$	Innendurchmesser der Prüfkammer
$d_D$	mittlerer Dichtungsdurchmesser
$s_D$	Sicherheitsbeiwert gegen Undichtheit
$k_1$	Dichtungskennwert für Betriebszustand
$F_S$	Einzelschraubenkraft
$\mu_{ges}$	Reibungsbeiwert für Gewinde - und Schraubenkopffläche
$d_2$	Flankendurchmesser des Gewindes

Symbol	Bezeichnung
$d_w$	äußerer Auflagedurchmesser des Schraubenkopfes
$d_h$	Durchmesser des Durchgangsloches
$k_f$	Fließspannung
$\varphi$	Umformgrad
F	Prüfkraft
$A_0$	Probenausgangsquerschnitt
$l_0$	Probenausgangslänge
$l_1$	Probenendlänge
$\epsilon_{el}$	Dehnung der Probe
$F_Z$	Zugkraft
$s_p$	Probenverlängerung
E	Elastizitätsmodul
$R_{p0,2}$	0,2%-Dehngrenze
$R_{p1,0}$	1,0%-Dehngrenze
$R_m$	Zugfestigkeit
$\nu$	Querkontraktionszahl
$\varphi_V$	Vergleichsumformgrad
$\sigma_m$	hydrostatischer Spannungsanteil
$\sigma_V$	von Mises Vergleichsspannung
D	Schädigungsbeiwert
$D_{krit}$	kritischer Schädigungsbeiwert
$s_R$	Rohrverlängerung
$F_D$	Druckkraft
$F_{Zexp}$	Zugkraft aus Experiment
$s_{Rexp}$	Rohrverlängerung aus Experiment
$F_{Zsim}$	Zugkraft aus Simulation
$s_{Rsim}$	Rohrverlängerung aus Simulation
$F_{DsimO}$	Druckkraft aus werkzeugloser Simulation
$s_{SsimO}$	Rohrstauchung aus werkzeugloser Simulation
$F_{DsimM}$	Druckkraft des Werkzeugs aus Simulation
$s_{SsimM}$	Rohrstauchung des Werkzeugs aus Simulation
$F_{Dexp}$	Druckkraft aus Experiment
$s_{Sexp}$	Rohrstauchung aus Experiment

Symbol	Bezeichnung
°C	Grad Celsius
U/min	Umdrehungen pro Minute
Pa	Pascal
GPa	Gigapascal
°	Grad
min	Minute
bar	Bar
mm	Millimeter
$N/mm^2$	Newton pro Quadratmillimeter
kN	Kilonewton
Nm	Newtonmeter

# 1 Einleitung und Zielsetzung

Wellrohre finden seit einigen Jahrzehnten vermehrt Einzug in die unterschiedlichsten Bereiche der Technik. Bereits in den Anfängen, vor über hundert Jahren, wurden flexible Rohre bzw. Rohrsegmente als längenausgleichende oder federnde Elemente aber auch als gewöhnliche Rohrleitung zum Transport von flüssigen Medien eingesetzt.

Durch stetige Weiterentwicklung der Werkzeuge und Fertigungsprozesse war es möglich, die Anwendungsbereiche auszudehnen. Alsbald fanden gewellte Rohre Verwendung als Schutzmäntel für Elektrokabeln aber auch zum Transfer von Energie. Die Beförderung von Energie in Form von fossilen Brennstoffen wie Erdgas oder Erdöl aber auch in Form von Wärme oder Strom stellt mitunter den größten Anteil des Einsatzbereiches dar (1.1). Die Übertragung von Wärme steht in erster Linie in Wärmetauschern, bei Solaranlagen oder im Kühlkreislauf von Kraftfahrzeugen im Vordergrund.

In einer Zeit, in der Energie ein immer wichtigeres Thema wird, stehen neue Technologien zur Verbesserung des Energietransfers im Mittelpunkt. Dabei tat sich ein interessanter Anwendungsbereich auf, nämlich die Übertragung von Strom mittels Supraleitertechnik, wobei Wellrohre einen wesentlichen Bestandteil der Rohrleitung darstellen.

Gewellte Rohre sind in der Lage den widrigsten Bedingungen stand zu halten. Dies ermöglicht nicht zuletzt ihre außergewöhnliche Geometrie und die damit verbundene hohe Flexibilität und Steifigkeit trotz eines geringen Metergewichtes [1].



a)



b)

**Abbildung 1.1:** Transport von verflüssigten Gasen: a) Transfersystem zur Beförderung von verflüssigtem Gas mittels Ship-to-Ship Verfahren [2], b) Innerer Aufbau einer LNG - Transferleitung [3].

Die Abbildung 1.1a zeigt eine Anlage zur Beförderung von verflüssigten Gasen, welche auf offener See eingesetzt wird. Das gezeigte System ist als Ship-to-Ship Verfahren bekannt [2]. Den inneren Aufbau der dabei verwendeten Transferleitung veranschaulicht die Abbildung 1.1b [3].

## 1.1 Aufgabenstellung

Aufgabe der Arbeit ist es, in Zusammenarbeit mit dem Firmenpartner Rosendahl Maschinen GmbH, Wellrohre der Dimension DN16 unter definierten Belastungen zu testen, um die Versagensgrenzen auszuloten. Weiters ist gefordert, mit Hilfe des FE-Softwarepaketes Abaqus/Standard die experimentell durchgeführten Untersuchungen abzubilden. Die Simulationsergebnisse wurden mit den praktischen Experimenten verifiziert.

## 1.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist es anhand der gewonnenen Erkenntnisse aus Experiment und Simulation, zukünftig die Versagensgrenzen von Wellrohren mit veränderter Geometrie vorherzusagen. Dies ermöglicht dem Firmenpartner einerseits eine Verbesserung der bestehenden Produkte und andererseits eine Anpassung neuer Geometrien auf jeweilige Einsatzfälle. Die Vorteile liegen in einer kürzeren Konstruktionsphase und einer genaueren Bestimmung der Eigenschaften des zu produzierenden Rohrtypes.

## 2 Stand der Technik und Vorgehensweise

Dieses Kapitel stellt den Stand der Technik im Bezug auf Wellrohre, Verfahren für deren Herstellung, deren Vorteile gegenüber glattwandigen Rohren sowie ihre Anwendungsgebiete dar. Weiters fasst dieses Kapitel die möglichen Belastungsfälle von Wellrohren während des Einsatzes und Methodiken zur deren Prüfung zusammen.

### 2.1 Beschreibung von Wellrohren

Grundsätzlich gibt es neben den bekannten glattwandigen Rohren auch Rohre deren Zylinderwandung eine gewellte Form besitzen. Diese Rohre lassen sich in zwei Hauptkategorien einteilen, Wellrohre und Wickelschläuche.

Wellrohre bestehen entweder aus nahtlosen oder längsnahtgeschweißten dünnwandigen Rohren. Die Wellen werden über ein Spezialwerkzeug mechanisch oder hydraulisch geformt [1]. Eine abgewandelte Form der Wellschläuche sind als Metallbälge bzw. Kompensatoren bekannt. Diese sind in ihrer Baulänge kürzer ausgeführt und haben die Aufgabe laterale, axiale oder angulare Abweichungen auszugleichen. Dadurch finden diese oft Anwendung als Verbindungsglied zwischen dynamischen Komponenten. Meist werden Metallbälge mehrschichtig aufgebaut und nicht einschichtig wie es bei den Wellrohren der Fall ist [1].

In die zweite Kategorie fallen Wickelschläuche. Diese besitzen profilierte wendelförmige Windungen, welche miteinander verbunden sind [1].

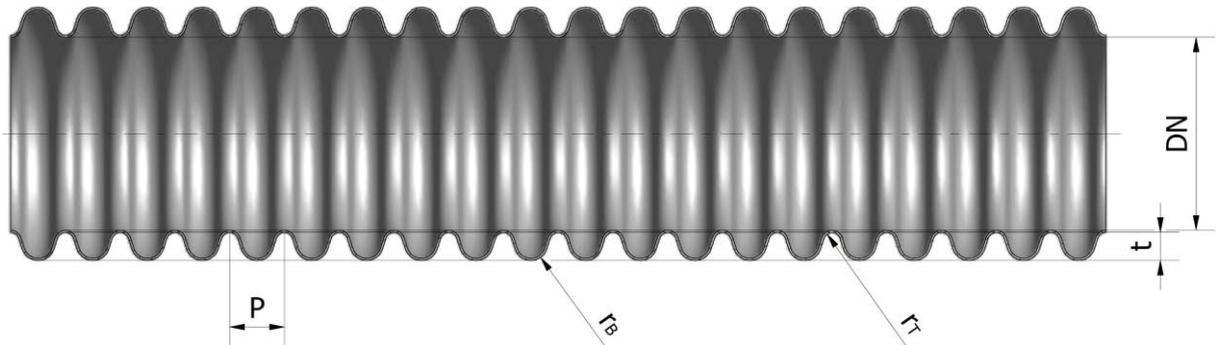
Im Zuge dieser Arbeit werden jedoch nur Wellrohre behandelt und deren mechanischen Eigenschaften untersucht. Wickelschläuche und Metallbälge stellen ein eigenes Themengebiet dar.

#### 2.1.1 Nomenklatur

Wellrohre weisen, verglichen mit üblichen glatten Rohren, eine andersartige geometrische Mantelform auf. An dieser Stelle werden gebräuchliche Begriffe festgelegt, um die späteren Erklärungen besser beschreiben zu können.

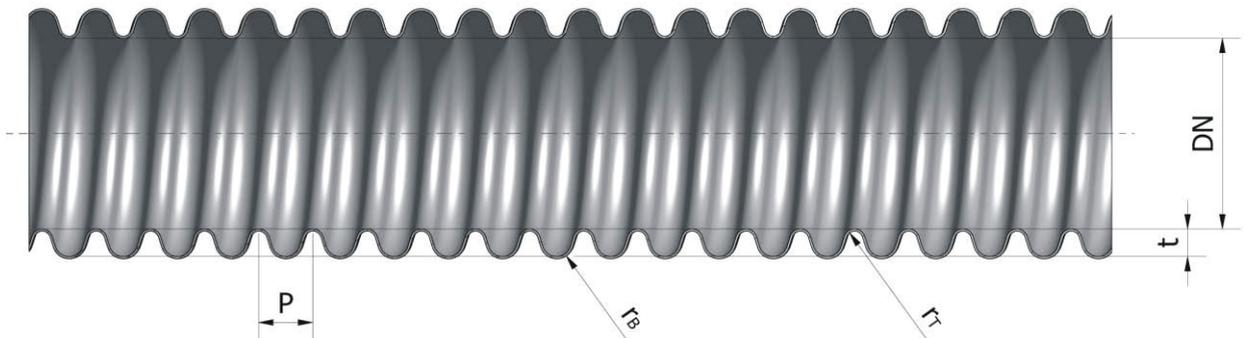
Grundsätzlich wird zwischen zwei handelsüblichen Typen von Wellrohren unterschieden, welche sich in ihrer Wellenform differenzieren [1]:

- **Ringwellschlauch:** der Rohrmantel weist ringförmig bzw. parallel eingebrachte Wellen auf (siehe Abbildung 2.1);



**Abbildung 2.1:** Ringwellschlauch: Abmessungen an einem handelsüblichen ringgewellten Rohr.

- **Wendelwellschlauch:** der Rohrmantel weist wendel- bzw. spiralförmige Wellen auf (siehe Abbildung 2.2);



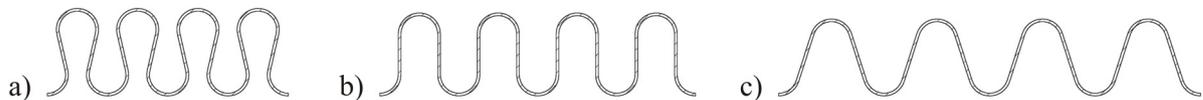
**Abbildung 2.2:** Wendelwellschlauch: Abmessungen an einem handelsüblichen Wendelwellschlauch.

In den Abbildungen 2.1 und 2.2 sind die wesentlichen Abmessungen eingezeichnet, welche in folgender Aufzählung beschrieben werden:

- Nenndurchmesser (DN): entspricht dem Innendurchmesser, welcher die Nennweite des Wellrohres angibt;
- Wellensteigung (P): bezeichnet den Abstand vom tiefsten Punkt eines Wellentals zum nächsten Wellental;

- Wellenradius ( $r_B, r_T$ ): stellt jene Radien an der Außenfläche des Wellrohrs am Wellenberg bzw. im Wellental dar. Je nach Ausführungsform des Wellrohres können die Radien unterschiedlich gestaltet werden;
- Profilhöhe ( $t$ ): darunter wird die Korrugiertiefe des Rohres verstanden;

Metallwellrohre können im Speziellen nach einem weiteren Merkmal, der Wellensteigung, unterschieden werden. Hierbei etablierten sich Wellrohre mit einer engen, normalen oder weiten Wellensteigung in der Industrie [1]. Abbildung 2.3 veranschaulicht die drei üblichen Wellensteigungen.



**Abbildung 2.3:** Wellensteigung: Rohrabschnitte gleicher Wandstärke mit a) enger, b) normaler und c) weiter Wellensteigung [1].

Abhängig vom jeweiligen Hersteller gibt es eine Vielzahl an kundenspezifischen Profilformen, welche nach ihrer Profilhöhe, Wellensteigung, Wandstärke, etc. unterschieden werden. Je nach Auswahl der geometrischen Parameter werden so die Gebrauchseigenschaften des Rohrs verändert. So führt beispielsweise eine Vergrößerung der Profilhöhe und eine Verkleinerung der Wellensteigung zu einer höheren Flexibilität des Rohres, gleichzeitig nimmt die Druckbeständigkeit ab [1].

### 2.1.2 Besonderheiten und typische Anwendungsbereiche

Wellrohre zeichnen sich durch einige Besonderheiten aus. Deshalb werden diese für viele, teils sehr spezielle, Anwendungen eingesetzt. Dieser Abschnitt erläutert die Vor- und Nachteile näher und anschließend wird ein kurzer Überblick über einige Anwendungsbereiche gegeben.

Vorweg ist zu erwähnen, dass der Einsatz von wendelgewellten Schläuchen heutzutage nur in Ausnahmefällen gegeben ist, da diese zwei wesentliche Nachteile gegenüber ringgewellten Schläuchen aufweisen [1]:

1. Bei sachgemäßem Einbau sind ringgewellte Schläuche bei Drucksteigerungen (Druckstößen) frei von schädlichen Torsionsspannungen, während wendelgewellte Schläuche, bedingt durch deren spiralförmigen Aufbau, Torsionsspannungen aufweisen.

2. Aufgrund der Profilform ist keine gleichmäßige Anschlussgeometrie zur Anschlussarmatur gegeben. Dies verringert die Prozesssicherheit bei der Konfektionierung und im Betrieb der Schlauchleitung.

Verglichen mit normalen glattwandigen Rohren weisen Wellrohre eine Reihe von Vorteilen auf, welche in folgender Aufzählung beschrieben werden:

1. Wellrohre besitzen eine hohe Flexibilität und damit verbunden ein ausgesprochen gutes Biegeverhalten. Für die Flexibilität von Wellschläuchen ist das elastische Verhalten des Wellenprofils bestimmend. Die Flexibilität ist abhängig von der Profilhöhe und der Wellensteigung [1].
2. Es ist möglich Wellrohre einem vielfach höheren Druck auszusetzen bevor diese versagen als glatte Rohre welche dieselbe Wandstärke aufweisen. Die Druckbeständigkeit kann des weiteren gesteigert werden indem das Wellrohr mit einem Drahtgeflecht ummantelt wird. Der zusätzliche Arbeitsschritt des Ummantels könnte jedoch als Nachteil gesehen werden [1].
3. Das Geflecht ist in der Lage, Längskräfte durch Innendrucke aufzunehmen. Weiters nimmt es äußere Zugkräfte auf und verhindert Schlauchlängungen durch Innendruckbelastungen. Zusätzlich bietet das Geflecht guten Schutz gegenüber äußeren Beschädigungen [1].
4. Wie bereits erwähnt, weisen Wellrohre eine geringe Wandstärken auf. Dies wirkt sich äußerst positiv auf das Gewicht aus. Dennoch verfügen Wellschläuche über eine hohe Widerstandsfähigkeit gegenüber möglichen Beanspruchungen.

Je nach Anforderung müssen Wellrohre und die Werkstoffe aus denen diese gefertigt werden folgende Voraussetzungen erfüllen [1]:

- gute Eignung zur Kaltumformung
- gute Festigkeitseigenschaften
- hohe Temperaturbeständigkeit
- optimale Korrosionsbeständigkeit
- hohe Funktionssicherheit

Da es keinen Werkstoff gibt, der all die genannten Forderungen erfüllt, muss, je nach Einsatzgebiet, der am besten geeignete Werkstoff ausgewählt werden. Zu den meist gewählten Metallgütern zählen Aluminiumlegierungen, Kupferlegierungen aber auch einige Edelstahlgütern.

Durch die Wahl des passenden Werkstoffes können Metallrohre druck- oder vakuumdicht ausgeführt werden, um der Anwendung gerecht zu werden. In anderen Fällen ist es unter anderem notwendig, die Wellrohre einer sehr hohen bzw. tiefen Temperatur längerfristig auszusetzen. Dies sind nur einige wenige Bedingungen, bei welchen gewährleistet sein muss, dass diese nicht versagen [1].

Wellrohre finden auf Grund ihrer Geometrie eine Vielzahl an Anwendungsmöglichkeiten. Überall wo besondere Anforderungen an wärme- und kälteführende, bewegliche Leitungen gestellt werden, kommen Wellrohre zum Einsatz. Deren häufigste Einsatzgebiete liegen vor allem im Fahrzeugbau, der technischen Gebäudeausrüstung, der chemischen/petrochemischen Industrie, der Stahlindustrie, im Anlagen- und Maschinenbau sowie der Faseroptik und der Mess-/Regelungstechnik [1].

Im Anschluss werden einige Anwendungsbeispiele in chronologischer Reihenfolge beschrieben:

- Die ersten Überlegungen im Bezug zu Wellrohren gab es bereits zu Beginn des 20. Jahrhunderts. In dieser Zeit entwickelte W. M. Fulton einen federnden Druckbehälter, welcher zur Anwendung in einem atmosphärischen Motor kam. Die Behälterwand wies eine gleichmäßige Wellung auf. Dadurch konnte der Behälter Längenänderungen durch Temperatur- und/oder Druckschwankungen bis zu einem gewissen Grad ausgesetzt werden [4]. Weiterentwicklungen hinsichtlich der Geometrie der Behälterwand und deren Herstellungsverfahren werden in [5–7] beschrieben.
- Eine seltene Anwendung wird in der Patentschrift von D. G. Kelstrom und R. C. Andersen beschrieben. Gegenstand der Erfindung ist die Herstellung eines biegsamen Metallschlauches für hohe Drücke, welche in Hydrauliksystemen zur Anwendung kommen. Oftmals bereiten mechanische oder hydraulische Stosslasten und schwingende Beanspruchungen Probleme für glattwandige Schläuche. Aus diesem Grund kommen vermehrt flexible Metallrohre für solche spezielle Anwendungen zum Einsatz [8].
- Häufig finden Metallwellrohre Verwendung als Schutzmantel für mehradrige, elektrisch leitende Kabel. Die Fertigung und die hierfür verwendeten Anlagen werden in den Patentschriften [9–11] näher beschrieben.

- Ein weiteres Einsatzgebiet für Wellrohre ist der bereits zuvor angesprochene Anlagen- und Apparatebau. Hierbei finden gewellte Rohrleitungen in einwandiger Ausführung Anwendung als Wärmetauscherrohre in Warmwasserspeichern. In doppelwandiger Ausführung kommen diese für den Transport von Gefahrstoffen aber auch von tiefkalten Gasen zum Einsatz [12].
- In Zeiten der steigenden Nachfrage nach Energie spielen äußerst effiziente Elektroleitungen eine große Rolle. Für Bereiche der Hochspannungs-Stromübertragung kommen sogenannte supraleitende Leitungen zum Einsatz. Im Jahr 2008 ging der erste supraleitende Hochspannungsverteiler in Long Island (New York) ans Netz. Die Funktion eines supraleitenden Kabels lässt sich einfach beschreiben. Der Widerstand der Leitung geht ab einer bestimmten Grenztemperatur gegen Null. Diese liegt in der Regel bei etwa  $-200\text{ °C}$ . Nun können hohe Ströme annähernd verlustfrei in der Leitung übertragen werden. In derartigen Leitungen finden Wellrohre aus austenitischen Edelstählen Anwendung, da diese die geforderten Randbedingungen bestmöglich erfüllen [13]. Zu den Randbedingungen zählen, trotz tiefer Einsatztemperaturen, gute Festigkeits- und Zähigkeitseigenschaften, welche noch im Bereich des absoluten Nullpunktes vorhanden sind [14].

## 2.2 Beschreibung der Herstellungsverfahren

Im Zuge einer ausführlichen Patentrecherche konnten eine Vielzahl an frühen Entwicklungen zur Herstellung von flexiblen Rohren bzw. Rohrsegmenten gefunden werden. Neben den unterschiedlichsten Ausführungsformen von Werkzeugen fanden sich auch Erfindungen zur Verbesserung von Teilkomponenten, welche in der Fertigungskette eine wesentliche Rolle spielen.

Die Gliederung der Patente in diesem Kapitel stellt in gewisser Weise die Prozesskette der Fertigung eines Wellrohres dar. Zur besseren Übersicht werden die einzelnen Prozessschritte in Unterkapitel unterteilt. Beginnend mit der Einförmung des Bandes und der Verschweißung des Schlitzrohres zu einem glatten Rohr. Des Weiteren werden verschiedenste Abzugssysteme für den Transport des Glattrohres und der chronologischen Entwicklung der Welleinrichtung beschrieben. Innovative Entwicklungen zur Herstellung gewellter Rohre werden separat dargestellt, da diese nicht in der Serienfertigung eingesetzt werden. Abschließend werden anhand einer modernen Fertigungsanlage der gesamte Herstellungsprozess und die notwendigen Teilkomponenten beschrieben.

### 2.2.1 Einrichtungen zur Fertigung von glatten Rohren

Der erste Abschnitt des Fertigungsprozesses beginnt mit jenen Formeinrichtungen, welche das bandförmige Material zu einem glatten Rohr einformen, hierfür gibt es die verschiedensten Lösungen. Die nachfolgenden Patente geben einen chronologischen Überblick über die möglichen Verfahren, welche die geforderte Aufgabe für Bänder mit geringer Wandstärke bestmöglich erfüllen.

Das Unternehmen, O. Meyer-Keller & Cie, konzipierte zwei Verfahren zur Herstellung von glatten Rohren, welche sich für den nachfolgenden Korrugierprozess gut eigneten und kostengünstiger als bislang verwendete Nahtlosrohre waren. Die Herstellung konnte entweder durch das Runden des Bandes quer zur Längsrichtung oder über das schraubenförmige Wickeln des Bandes ermöglicht werden. Im Anschluss wurden die offenen Bandkanten mit Hilfe eines Autogenschweißprozesses stumpf miteinander stoffschlüssig verbunden [15]. Bedingt durch damalige Einschränkungen bezüglich der Fertigung von Bändern mit ausreichender Breite, musste für die Herstellung von glatten Rohren größerer Durchmesser ein neues Verfahren entwickelt werden. Das patentierte Verfahren von A. Dreyer zeigte eine Methode mit welcher dies machbar wurde. Hierfür war es notwendig, eine entsprechende Anzahl an Bändern über autogene oder elektrische Schweißverfahren stumpf miteinander zu verbinden. Anschließend wurde das fertige Band mit Hilfe von Profilwalzen zu einem glatten Rohr eingeformt und verschweißt [16].

Die Fertigung von Glattrohren aus Werkstoffen, wie Aluminium, Aluminiumlegierungen, rostbeständigen Stählen, Niob, Titan u. a. stellte eine Herausforderung für die Entwickler dar. Das Problem bei der Kaltumformung der genannten Werkstoffe lag in der hohen Neigung des Kaltverschweißens. Aus diesem Grund wurden Formwerkzeuge aus Kunststoff verwendet. Der Nachteil dabei war deren geringe Standzeit.

Der Einsatz von metallischen Werkzeugen war ebenfalls, aufgrund des werkstoffbedingten Nachteils des Bandmaterials problematisch. Die Fertigungstoleranzen für das Rohr wurden dadurch innerhalb kürzester Zeit überschritten und die Werkzeuge mussten gewechselt werden.

Entwickler des Unternehmens kabelmetal electro GmbH fanden eine neue Möglichkeit zur Herstellung. Die neue Einrichtung kombinierte die Vorteile der beiden Ausführungsformen durch eine Zusatzkomponente. Der Aufbau der Zusatzeinrichtung ähnelte einer Drahtbürste, welche durch rotierende Bewegungen die Ablagerungen an der ersten Formwalze entfernte. Entscheidend für die korrekte Reinigung waren die Drehzahl und der Anpressdruck der Bürsteinrichtung. Untersuchungen lieferten für Drehzahlen von 1500 bis 2500 U/min und Anpressdrücken von 100 bis 1000 Pa gute Einformergebnisse [17].

Weitere Untersuchungen ergaben einige Nachteile der vorgestellten Erfindung der kabel-metal electro GmbH [17]. Dazu zählten der hohe Verschleiß der Formrolle bedingt durch die Bürsteinrichtung, der Verschleiß der Borsten und der damit verbundene Stillstand der Anlage. Bei der Verarbeitung von Aluminium war zusätzlich die Gefahr einer Aluminiumstaubexplosion sehr hoch. War das Glattrohr für die anschließende Fertigung von Wellrohren vorgesehen, so stellte die Neigung des Kaltverschweißens ebenfalls wieder ein Problem dar.

Die Erfinder F. Harten und M. Meyer entwickelten für das Unternehmen Nexans speziell beschichtete Formwerkzeuge, um die genannten Nachteile zu vermeiden. Die beschichteten Werkzeuge wiesen eine Oberflächenhärte von 100 GPa und einen Reibungskoeffizienten deutlich unter 0,1 auf. Dadurch war es möglich, das Anpacken des Bandmaterials an den Formwerkzeugen zu verhindern [18].

## 2.2.2 Abzugsvorrichtungen

Die Hauptaufgabe von Abzugsvorrichtungen ist der Transport des Rohres durch die Fertigungsanlage. Neben dieser besitzen sie auch eine stabilisierende Wirkung, sodass verdrehende Kräfte von der Welleinrichtung nicht den Schweißprozess behindern. Aus diesem Grund werden solche Einrichtungen auch als Antitorsionseinrichtungen bezeichnet. Anschließend werden die verschiedensten Entwicklungen auf dem Gebiet des Rohrabzuges wiedergegeben.

Mit dem Problem der Verdrehung des Wellrohres beschäftigte sich G. Lehnert der Firma Hackethal-Draht- und Kabel-Werke Aktiengesellschaft näher. Dieser entwickelte eine Abzugsvorrichtung, welche das Glattrohr mittels geteilter, quer zur Prozessrichtung beweglicher, Spannbacken umschloss und aus der Schweißeinrichtung abzog. Die Spannbacken waren auf Spannwagen geführt und diese auf umlaufenden Ketten befestigt. Der ausgeübte Anpressdruck der Spannbacken auf das Glattrohr musste so bemessen sein, dass dieses fest geführt und gegen das Wellerdrehmoment gesichert war. Andererseits durfte der Anpressdruck nicht zu hoch eingestellt sein, da das Glattrohr ansonsten plastischen Deformationen ausgesetzt worden wäre. Mit Hilfe eines solchen Spannzangenabzugs konnte ein kontinuierlicher Abzugsprozess abgebildet werden [19].

H. F. Mattil erkannte ebenfalls den Nachteil der bereits beschriebenen Dreh- oder Rotationskopfvorrichtungen. Dieser lag darin, dass der genannte Vorrichtungstyp ein Drehmoment bzw. eine Verdrehungskraft auf das Rohr übertrug. Dadurch wurden zusätzliche Torsionsspannungen in das Rohr eingebracht. Um diesem Umstand entgegenzuwirken, war es notwendig, eine Antitorsionseinrichtung in der Nähe der Wellvorrichtung in die

Prozesskette einzubinden. Die Erhöhung der Wellentiefe stellte ein weiteres Problem dar. Oft wurden die Wellen in nur einem Umformschritt eingebracht und das dabei verwendete dünnwandige Metallrohr beschädigt.

Der Erfinder entwarf somit eine Vorrichtung, welche die genannten Nachteile nicht mehr aufwies. Diese war im Stande, durch den Einbau einer zweiten gegenläufig rotierenden Wellvorrichtung, die Torsionsspannungen im Rohr zu verringern. Die Vorrichtung konnte zur Herstellung von ring- und wendelgewellten Rohren verwendet werden.

Dem Nachteil der erhöhten Wellentiefe wurde mit kegelig ausgeführten Walzen, welche sukzessive die Eindringtiefe erhöhten, Abhilfe geschaffen [20].

Die von P. Aßelborn et al. entwickelte Apparatur bestand aus zwei koaxial um das Rohr, in axialem Abstand voneinander und verfahrbar angeordneten Greifeinrichtungen, welche durch gegenläufige Fahrbewegungen die Führung des glatten Rohres gewährleisteten.

Das Funktionsprinzip der Anlage stellt sich wie folgt dar:

- Die der Schweißvorrichtung nächste Greifeinrichtung umfasste das Glattrohr und transportierte dieses in Richtung der Zweiten;
- Im gleichen Moment setzte sich die zweite Greifeinrichtung in die entgegengesetzte Richtung in Bewegung;
- Die zweite Greifeinrichtung umschließt bereits das Rohr bevor die Erste dieses freigibt, dies gewährleistet einen stetigen Abzug;
- Am Mittelpunkt der Verfahrestrecke führt die zweite Greifeinrichtung eine Richtungsänderung durch und transportiert das glatte Rohr in Richtung zu der Wellvorrichtung weiter, während die erste Greifeinrichtung in ihre Ausgangsposition zurückfährt.

Ein Vorteil der Anlage war, dass durch die Verstellbarkeit der Endschalter die Möglichkeit bestand, die Greifeinrichtung auf jeden beliebigen Rohrtyp anzupassen. Eine Besonderheit stellte die Ausführung der Klemmbacken dar. Durch ihren eigenständigen Rotationsantrieb konnten so auch Rohre durch das Wickelverfahren hergestellt werden [21].

Die Anlage nach Lehnert [19] wies eine hohe Abzugsgeschwindigkeit auf. Dafür bedurfte es einer entsprechenden Spannzangenkraft, um die Rohre festzuhalten. H. Kuypers erkannte einen Nachteil der Anlage. Bei dünnwandigen Rohren führten die hohen Spannzangenkräfte zu Druckstellen. Dieses Manko konnte durch die Weiterentwicklung des Erfinders behoben werden. Dieser versah jede Spannzange mit einer Bohrung quer zur Abzugsrichtung, durch welche bei Kontakt mit dem Glattrohr ein Unterdruck erzeugt wurde.

Zwischen dem Rohr und der Spannzange wurde ein gasundurchlässiges, elastisches Band geführt. Mit Hilfe des Bandes wurde das Rohr an die Spannzange gezogen. An der gegenüberliegenden Rohrseite drückte eine ähnliche Apparatur an das Rohr, damit verstärkte sich der Effekt und das Glattrohr konnte abgezogen werden [22].

Aufbauend auf die Abzugsvorrichtung von Lehnert [19] verbesserten die Erfinder G. Ziemek, H. Staschewski und H. Meyer der kabelmetal electro GmbH diese. Es stellte sich heraus, dass das Abzugssystem einige Nachteile im Bezug auf die Gleichmäßigkeit und Kippsicherheit aufwies. Dies konnte durch eine konstruktive Änderung behoben werden. An der Seite der Spannwagen wurden umlaufende Führungsschienen befestigt. Dadurch konnten die einzelnen Spannbacken besser geführt und gerade im Umkehrbereich eine gleichmäßigere Bewegung gewährleistet werden [23].

Vergrößerungen der Rohrdurchmesser brachten meist Probleme bei der Herstellung von Wellrohren mit sich. Aus diesem Grund sahen sich die Erfinder W. Unger, C. Frohne, C. Reiter und N. Lange gezwungen, bestehende Abzugskonzepte zu verbessern. Bereits bekannte Anlagen besaßen eine unzureichende Haltekraft für diese Aufgabe. Die Lösung bildete eine zusätzliche Haltevorrichtung, welche zwischen der Schweißeinheit bzw. der Welleinrichtung und der bereits existenten Abzugsvorrichtung angeordnet wurde. Mit Hilfe dieser zusätzlichen Einheit war es möglich, die Verdrehwirkung der Welleinrichtung zu verhindern und somit die korrekte Position des Schweißspaltes zu gewährleisten. Ein Ausführungsbeispiel einer solchen Haltevorrichtung besaß vier in Umfangsrichtung gegeneinander versetzte Klemmelemente, welche auf einem endlos umlaufenden Band angebracht waren [24].

Durch die verschiedensten Ausführungsformen von Abzugsvorrichtungen kann je nach Wellrohrdimension eine passende Einrichtung in die Prozesskette integriert werden.

### 2.2.3 Entwicklungen von Welleinrichtungen

Im Anschluss an die Herstellung des glattwandigen Rohres wird diese mittels einer Abzugsvorrichtung dem eigentlichen Herzstück der Wellvorrichtung zugeführt und umgeformt. Die nachfolgenden Patente geben einen Überblick über die verschiedensten Werkzeuge und Methoden zur Einbringung gewellter Strukturen in ein Glattrohr.

Bereits am Ende des 19. Jahrhunderts patentierten R. F. Pratt und C. D. Wainwright drei Systeme, welche die Herstellung schneckenförmig gewellter Rohre vereinfachten. Die Art der Welleneinbringung blieb, unabhängig von dem jeweiligen System, gleich, nur die Ausführung des Werkzeughalters zur Aufnahme der Außenwalzen unterschied sich im Aufbau.

Das Prinzip der Herstellung war, verglichen mit den heutigen Verfahren, etwas umständlich doch für die damaligen Verhältnisse ausgesprochen innovativ. Durch die Verwendung eines Werkzeughalters, welcher drei um  $120^\circ$  versetzte Walzen mit am Umfang eingebrachten ringförmigen Nuten und einem schneckenförmigen Innendorn besaß, war es möglich helisch gewellte Rohre herzustellen [25].

In etwa zur gleichen Zeit gab es weitere Erfindungen betreffend der Herstellung von helisch geformten Rohren, wie die beiden Patentschriften [26] & [27] zeigen. Der einzige Unterschied zwischen den Erfindungen lag in der Verwendung der Werkzeuge. So konnten L. Gobiet und L. Carrer auf die Verwendung eines Innendorns verzichten [26]. Bei beiden Entwicklungen war jedoch eine Erwärmung der Rohre notwendig.

Am Beginn des 20. Jahrhunderts entwickelten A. Pogany und H. Lahmann eine Maschine, welche es ihnen ermöglichte helische aber auch annular gewellte Rohre herzustellen. Eine weitere Neuentwicklung war, neben den beiden Wellenformen, die Möglichkeit der simultanen Einbringung gegensinniger Wellen in ein und dasselbe Rohr. Darüber hinaus konnte die Profiltiefe ohne einen Werkzeugwechsel variiert werden [28].

Die Fertigung tiefer schneckenförmig gewellter Rohre durch axiales Stauchen und gleichzeitiges Verdrehen des Rohres erfand L. H. Brinkman. Dieses außergewöhnliche Verfahren ermöglichte die Herstellung von Rohren unterschiedlichster Wellenkonturen [29]. Eine Weiterentwicklung dieser Apparatur war Gegenstand einer späteren Patentanmeldung. Durch die Vorwärmung der Rohre war es möglich, diese ohne den materialschädigenden Verdrehschritt herzustellen [30].

Das große Problem stellte bei den bisher beschriebenen Entwicklungen die Verringerung der Wandstärke, bedingt durch den Wellprozess, dar. Dies hatte zur Folge, dass durch den Einsatz des Rohres an den Stellen mit geringeren Rohrwanddicken frühzeitiges Versagen eintrat. Die nachstehenden Entwicklungen beschreiben Prozesse mit welchen dieser Effekt verringert werden konnte.

Des Weiteren waren die Erfinder bestrebt, die Kosten für die Werkzeuge zu senken und somit den Herstellprozess wirtschaftlicher zu gestalten.

Einer der ersten Erfinder, welcher seine Entwicklungen im Hinblick auf Wirtschaftlichkeit entwarf, war J. E. Lewis. Seine Maschine, aufgebaut nach jener von Brinkmann [30], ermöglichte eine kosteneffizientere Herstellung helisch geformter, nahtloser Rohre durch einen einfachen Aufbau der Korrugiereinheit. Die Werkzeuge bestanden aus simpel gestalteten Platten, welche zu vier Stück radial unter einem gewissen Winkel, um das Rohr angeordnet waren. Dies gewährleistete einen schnellen Werkzeugwechsel, was wiederum zu einer Verringerung der Produktionskosten führte [31].

Auch Brinkman entwickelte ein Werkzeug mit verbesserten Verschleißigenschaften. Dieses bestand aus mehrstufigen metallischen Einsätzen, welche eine schrittweise Deformation des glatten Rohres zu einem schneckenförmig gewellten Rohr ermöglichten. Durch die höhere Standzeit der Werkzeuge konnten Kosten für die Fertigung und Wartung eingespart werden [32]. Einen derartigen Werkzeugaufbau besaß auch die Erfindung von A. Picece und S. Guarnaschelli [33].

Eine revolutionäre Methode zur Herstellung gewellter Rohre entwickelten W. M. Fulton und J. Giesler. Das Prinzip der Erfindung ist gleich dem des heute bekannten Innenhochdruckumformens.

Die Umformung der glatten Rohrwand geschieht in zwei Schritten:

1. Aufbringen eines hydrostatischen Druckes an der Rohrinneenseite und
2. Axiales Stauchen des Rohres

Infolge der radialen Verschiebung der Rohrwand war die Abbildung der speziell gestalteten Werkzeugform möglich. Das Verfahren war jedoch nur zur Herstellung von balgartigen kurzen Wellrohren, sogenannten Metallbälgen anwendbar [34]. Die Weiterentwicklung des Verfahrens gewährleistete die Fertigung von tiefer korrugierten Rohren mit einer größeren Länge und verringerte den Effekt der Wandstärkenausdünnung [35].

Eine etwas abgewandelte Form der Einbringung von Wellen in ein glattes Rohr war von A. Dreyer entwickelt worden. Die Einformung der Wellen konnte mit Hilfe eines innenliegenden Dorns mit einem aufgebracht elastischen Element bewerkstelligt werden. Durch axiales Stauchen des Gummielements war es möglich, einen radialen Druck auf die Rohrinne wand aufzubringen. Dadurch konnte die Kontur des Werkzeugs, welches an der Außenseite des Rohres anlag, abgebildet werden. Teil des Patenten waren auch Rollwerkzeuge zur weiterführenden Geometrieänderung der vorgewellten Rohre [36].

Mit der Weiterentwicklung und Verbesserung des Prozesses beschäftigten sich D. W. Fentress und H. Woods III. Die Einrichtung war in der Lage längere ringgewellte Rohre zu fertigen. Die Besonderheit jedoch war, dass es möglich wurde Rohre mit gewellten und nicht gewellten Segmenten zu versehen. [37].

A. Dreyer stellte fest, dass das von ihm entwickelte Verfahren [36] einen Vorteil gegenüber der Umformung von Werkstoffen aus Edelstahl hatte. So war es möglich, Rohre aus Edelstahl ohne Glühbehandlung zwischen den einzelnen Umformschritten zu fertigen, ohne ein frühzeitiges Versagen der Rohre festzustellen [38].

Eine bessere Abbildung einer ringförmigen Wellenkontur und eine Verringerung der Ausdünnung der Rohrwand ermöglichte die Entwicklung von A. Dreyer. Hierfür war der Ein-

satz eines exzentrisch umlaufenden Druckringes mit einem innenliegenden abgerundeten Steg als Werkzeug vorgesehen. Der Aufbau des Werkzeugs machte es möglich, dass die Belastungen auf das Rohr während des Umformprozesses verringert wurden [39].

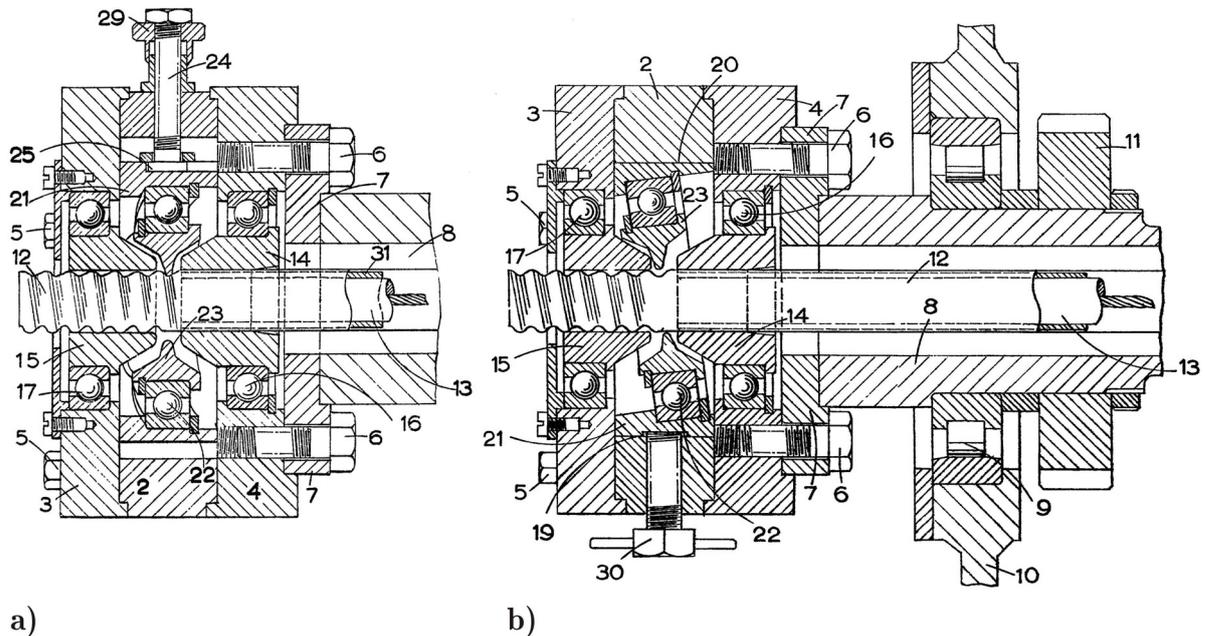
Ein derartiges Werkzeug kam auch in A. Benson's Erfindung zur Anwendung. Mit Hilfe des Druckringes konnten abschnittsweise Umfangsnuten in das glatte Rohr eingebracht werden. Die entstandenen zylindrischen Teilsegmente zwischen den Umfangsnuten waren notwendig für die weitere Herstellung. Durch einzelnes axiales Anstauchen der zylindrischen Segmente bildeten diese die endgültige Wellenform aus [40].

Im Jahr 1935 kam es zur Vereinigung der beiden Prozesse, die Herstellung des glatten Rohres und die Einformung von schneckenförmigen bzw. ringförmigen Wellen in dieses, in einer Maschine. Bis dahin wurden beide Prozesse geteilt durchgeführt. Dies führte zu einer kontinuierlichen Herstellung korrugierter Rohre und wurde erstmals durch A. Dreyer patentiert. Die Maschine war in der Lage, beide Arten an gewellten Rohren herzustellen. Der Einsatz eines, für den jeweiligen Rohrtyp angepassten Innendorns machte dies möglich [41].

Das Thema Verschleiß trat ab diesem Zeitpunkt zusehends in den Vordergrund. Aus diesem Grund entwickelten J. Fentress, H. Woods III und A. Dreyer ein Werkzeug, mit welchem der Verschleiß und die Beanspruchungen auf das Rohr verringert werden konnten. Das Werkzeug hatte das Aussehen einer Scheibe in Schraubengangsform mit einer speziell geformten Arbeitskante, deren Einlauf und Auslauf einen veränderten Übergang aufwies. Diese Gestalt ermöglichte es die Beanspruchungen auf das Rohr während des Herstellprozesses zu verringern. Ein weiterer Vorteil des Werkzeuges war dessen einfacher Aufbau und die damit verbundenen geringeren Fertigungskosten [42].

Der Einsatz eines exzentrisch umlaufenden Druckrings als Einformwerkzeug etablierte sich in der Mitte des 20. Jahrhunderts. Damit war es möglich, ring- oder spiralförmige Wellenformen in ein glattes Rohr einzubringen.

Der Erfinder J. R. Penrose machte es möglich, mit dieser Art von Werkzeug helische Wellen in ein glattes Rohr einzubringen. Dies gelang ihm durch die Anstellung der vertikalen Werkzeugachse (Abbildung 2.4).



**Abbildung 2.4:** Aufbau des Wellerkopfes: a) vertikale Schnittansicht des Wellerkopfes mit exzentrisch liegendem Druckring(23), b) horizontale Schnittansicht des Wellerkopfes mit schräg angestelltem Druckring(23) [43].

Der Einsatz eines innenliegenden Dorns war dennoch notwendig, da ansonsten die für damalige Verhältnisse dünnwandige Rohrwand durch das Einbringen tieferer Wellen zum Versagen neigte. Der Vorteil einer solchen Ausführung lag in der Verringerung der Reibung zwischen dem Werkzeug und dem Rohr, da die Kontaktpartner weitestgehend eine rollende Bewegung ausführten. Die Abbildung 2.4 zeigt den exzentrisch umlaufenden Druckring(23) und dessen Position in der Fertigungsanlage [43].

Eine konstruktive Modifikation des von Penrose [43] entwickelten Werkzeugs patentierte V. Tobia. Durch die Weiterentwicklung konnte die Exzentrizität des Werkzeugs während des Korrigierprozesses verändert werden. Diese Neuerung machte es möglich die Wellentiefe des Rohres variabel zu gestalten [44].

Gleich zwei Verfahren zur Herstellung von ringförmig gewellten Rohren erfand E. T. Lloyd für das Unternehmen Associated Electrical Industries Limited.

- Dem ersten Verfahren lag eine Vorrichtung mit einer exzentrischen Korrigierwalze als Werkzeug zu Grunde. Das Werkzeug, der Wellkopf, bestand aus einer Platte, welche um einen bestimmten Winkel, dem Wellkopfwinkel, gegenüber der Rohrlängsachse angestellt war. Die Platte erfüllte einzig und allein die Funktion des Trägers für das eigentliche walzenförmige Formwerkzeug. Das Formwerkzeug besaß

an seiner Mantelfläche eine schraubengangsförmige Positivgravur, welche auf das durch die Platte geführte glatte Rohr übertragen wurde.

- Hauptkomponente der zweiten Vorrichtung war ebenfalls ein walzenförmiges Korrigierwerkzeug. Durch die Anordnung von drei Walzen in einem Winkel von  $120^\circ$  zur Rohrachse konnte eine bessere Werkzeugbelastung gewährleistet werden. Eine Vorrichtung mit solch einem Aufbau bezeichnete der Erfinder als Rotationskopfvorrichtung. Für die vollständige Erfüllung der Aufgabe war es notwendig, die Drehachse der drei Werkzeuge um einen Winkel horizontal zur Längsachse des Rohres zu verdrehen. Wie bei der ersten Vorrichtung ergab sich durch diese Maßnahme der Wellkopfwinkel [45].

Der zweiten Vorrichtung war bereits einige Jahre zuvor eine ähnliche Erfindung vorgegangen. Der Erfinder J. R. Penrose entwickelte ein Werkzeug mit ähnlichem Aufbau. Es besaß vier am Umfang des Rohres angeordnete Rollwerkzeuge. Jedes dieser Werkzeuge hatte die Form einer flachen Scheibe mit abgerundeter Umfangskante. Durch Anstellung der Rollwerkzeuge war es möglich, mit der Vorrichtung sowohl ring- als auch spiralförmige dünnwandige Aluminiumrohre herzustellen. Die Profiltiefe konnte über die radiale Einstellung der Rollwerkzeuge variiert werden. Ein großer Nachteil war, dass der Prozess nur mit Hilfe eines Innendorns verwertbare Ergebnisse erzielte [11].

Das bereits bekannte Arbeitsprinzip mit Druckringwerkzeugen wurde für die Neuentwicklung von R. C. Anderson adaptiert. Dieser konstruierte eine Apparatur mit der es möglich war über vier nacheinander angeordnete Druckringe, welche zwei Umformstufen darstellten, Glattrohre mit einer helischen Wellenform zu versehen. Das erste Druckringpaar wurde gegengleich und radial versetzt angeordnet und gegenüber der Rohrlängsachse geneigt. Die gegengleiche Schrägstellung der Werkzeuge erzeugte einen Schubspannungszustand im Rohr, welcher die Einformung der Wellenfigur begünstigte. Als Konsequenz dessen konnte der Verschleiß der Werkzeuge verringert werden. Im zweiten Arbeitsgang wurden die vorgeformten Wellen mittels eines zweiten schräggestellten Druckringpaares auf die Endkontur gebracht. Da die Rotationsrichtung der beiden Druckringpaare gleich war, wurde eine Abzugsvorrichtung am Ende der Welleinrichtungen notwendig [46].

Andersons Entwicklung wurde von D. G. Kelstrom weiterentwickelt. Dieser entwarf eine Vorrichtung mit welcher es möglich war, wirtschaftlich, wendelförmig gewellte Rohre unterschiedlichster Materialien, Größen und Eigenschaften herzustellen.

Die Apparatur bestand aus einer Umformeinheit, welche drei Umformstufen besaß. Die Erste und Zweite wies je zwei Druckringe auf, welche in einem axialen Abstand zueinander gegengleich, radial versetzt und geneigt gegenüber der Rohrlängsachse angeordnet waren.

Die letzte Stufe war aus drei axial versetzten, radial variierbaren, am Umfang um das Rohr regelmäßig verteilten Druckrollen aufgebaut. Ein gewollter Effekt der Herstellung war, dass das produzierte Wellrohr einen größeren Außendurchmesser hatte als das ursprüngliche Glattrohr. Dies konnte auf den Fertigungsprozess zurückgeführt werden [47].

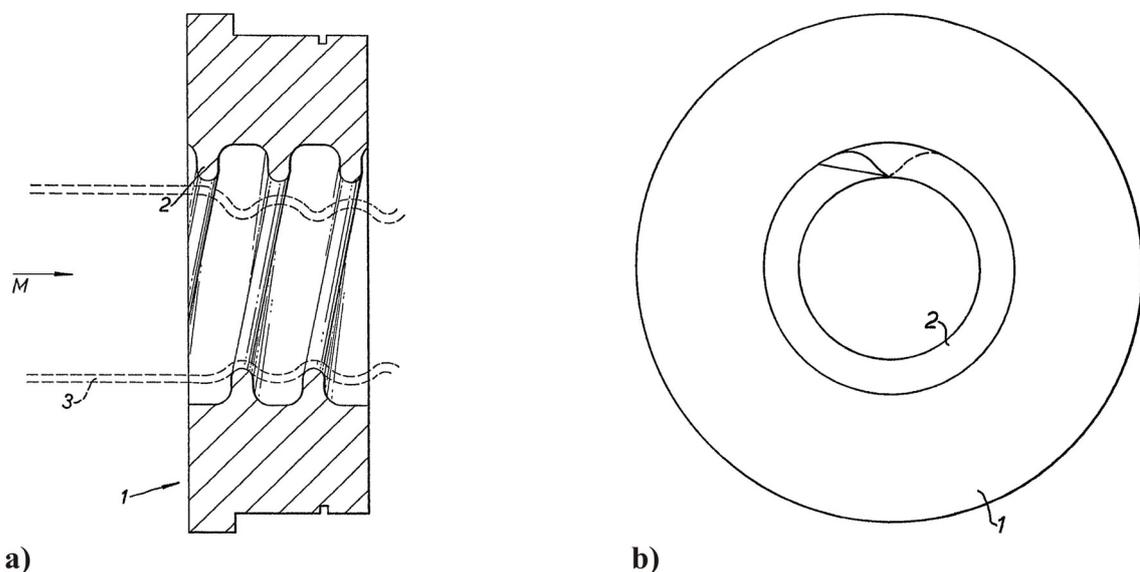
Die Verbesserung einer zweistufigen Wellvorrichtung, wie sie Benson [40] entwickelt hatte, war Inhalt des Patentes von L. S. Raisch. Der Wellerwälzring des ersten Formkopfes wurde zweiteilig ausgeführt. Die beiden Wellerköpfe konnten durch die gegengleiche exzentrische Verschiebung ringförmige Wellen in das Glattrohr einformen. Diese Ausführung stellte eine materialschonende Variante zur Herstellung von Wellrohren dar. Wie auch schon bei Kelstrom's Erfindung [47] war der Außendurchmesser des ringgewellten Rohrs größer als jener des Glattrohrs [48].

Um 1970 konnte D. G. Kelstrom die Länge der Umformvorrichtung reduzieren. Dies gelang ihm mit Hilfe von drei hintereinandergeschalteten Wellerwälzringen, welche den Prozess wirtschaftlicher für das Einformen von tieferen, schraubenförmigen Wellen machten. Das entwickelte dreiteilige Werkzeug bestand aus einem Einlauf- und Auslaufring mit in der Mitte liegendem Zwischenring. Jeder der drei Umformringe besaß einen innenliegenden, ringförmigen Steg. Diese stellten die eigentlichen Umformwerkzeuge dar. Bedingt durch die verschachtelte, exzentrische Anordnung der Wellerwälzringe konnten schädlich wirkende Biegemomentanteile im Rohr verringert werden. Des Weiteren war es durch diese Anordnung möglich, einen höheren Umformdruck auf das Rohr aufzubringen ohne dieses zu beschädigen.

Ein weiterer Vorteil der Einrichtung war der geringe Verschleiß durch Reibung zwischen den Werkzeugen und dem Glattrohr. Der Grund dafür war der Geometrie der Arbeitsstege zuzuschreiben. Diese besaßen, verglichen mit dem Außendurchmesser des Glattrohrs, einen größeren Innendurchmesser. Dieser Umstand verringerte die Verdrehwirkung des Rohres bedingt durch den Umformprozess. Eine Modifikation der beschriebenen Entwicklung bestand darin, alle drei Ringwerkzeuge schräg zur Längsachse anzustellen. Dabei wurden der Einlauf- und Auslaufring um  $10^\circ$  bzw.  $4^\circ$  gegen den Uhrzeigersinn geneigt und der Zwischenring um  $6^\circ$  mit dem Uhrzeigersinn verdreht [49].

Basierend auf den Patenten von Penrose [43], Lloyd [45] und Mattil [20] konnten die Erfinder H. W. Holdup et al. für die Pirelli General Cable Works Limited, verschiedene Ausführungsformen zur Herstellung von ringförmig gewellten Rohren entwickeln. Alle Entwicklungen wiesen zylindrische, exzentrisch umlaufende Werkzeuge mit innenliegendem schraubenartigem Arbeitssteg auf, je nach Ausführung mit einem bzw. mehreren Steggängen (Abbildung 2.5a). Zur leichteren Einformung der Welle wies der Arbeitssteg

eine veränderte Steigung am Ein- und Auslauf auf (Abbildung 2.5b). Die Entwickler fanden heraus, dass ein Wellkopfwinkel in dem Bereich von  $4 - 8^\circ$ , normalerweise  $5^\circ$ , die Effizienz des Korrigierprozesses steigerte. Dies brachte einen weiteren positiven Aspekt, die vereinfachte Gestaltung des Wellwerkzeugs mit sich. Ausführungen mit mehr als einem Schraubengang waren für größere Werkzeugwinkel vorgesehen. Dadurch, dass gleichzeitig mehrere Gänge am Umformprozess beteiligt waren, konnte die Wellenform gleichmäßiger abgebildet werden. Ein großer Nachteil daran war die höhere Kontaktreibung zwischen dem Werkzeug und dem Rohr. Dies führte unwiderruflich zu einem höheren Werkzeugverschleiß [50].



**Abbildung 2.5:** Ein- und Auslauf des Wellwerkzeuges: a) Schnittansicht des Wellwerkzeuges (1) mit schraubenartigem Arbeitssteg (2), b) Frontalansicht mit dargestellten Ein- und Auslauf-flanken des Arbeitssteges (2).

Eine vergleichbare Erfindung patentierten die Kuypers und F. Schatz der Kabel- und Metallwerke Gutehoffnungshütte AG. Der Unterschied ist, dass zusätzlich der Wellerkopf in Rohrlängsrichtung geringfügig verschoben werden konnte, sodass Härteunterschiede im Material besser ausgeglichen wurden. Somit war es möglich, die Beanspruchung des Werkzeuges zu erkennen und dementsprechend die Abzugsgeschwindigkeit des Rohres zu regeln [51].

Die Realisierung von höheren Fertigungsgeschwindigkeiten für Wellenrichtungen war Resultat des Patentes von H. Martin. Die Erfindung hatte zum Ziel, die Geschwindigkeit des Prozesses zu erhöhen ohne dabei die Rotationsgeschwindigkeit des Wellerkopfes zu verändern. Bei der Wahl einer zu hohen Rotationsgeschwindigkeit bestand die Gefahr

der Erzeugung von fehlerhaften Wellrohren. Dies war auf die unruhig rotierenden Massen der Maschine zurückzuführen. Um dennoch das Ziel einer höheren Geschwindigkeit zu erreichen, wurde eine Anlage entwickelt bei welcher zwei Wellerwälzringe in Tandem hintereinander geschaltet wurden [47]. Beide Werkzeuge bestanden aus einem Wellerwälzring mit schraubenlinienförmigem Arbeitssteg. Dieser formte durch die Rotationsbewegung in sich geschlossene Ringe in das Glattrohr ein. Das erste Wellwerkzeug erzeugte ringförmige Wellen im periodischen Abstand. Dabei wurde zwischen den erzeugten Wellen Platz für die Welleneinformung des zweiten Werkzeugs vorgesehen [52].

Zwei der bereits bekannten Patente der Herren Kelstrom [47] und Raisch [48] beschrieben die Herstellung gewellter Rohre bei welchen der Außendurchmesser des fertigen Produktes größer als jener des glatten Rohrs war. Eine Verbesserung hinsichtlich der Geschwindigkeit des Herstellungsverfahrens patentierte J. L. Vaill. Die Herstellung erfolgte im Wesentlichen mit drei hintereinander angeordneten Wellerköpfen mit innenliegenden, ringförmigen Arbeitsstegen. Der erste der drei Formköpfe diente zur Einformung der helischen Wellen. Die beiden weiteren Formköpfe vergrößerten den Durchmesser des Wellrohres durch die gezielte Verringerung der Wellensteigung. Bedingt durch die geometrische Veränderung konnten die Wellenberge erhöht und dadurch der Durchmesser des produzierten Rohres vergrößert werden. Die unterschiedliche Schrägstellung der letztgenannten Wellerköpfe und deren Stegbreiten waren ausschlaggebend für die Endkontur des Rohres [53].

Der wirtschaftliche Aspekt hinsichtlich der Herstellung von Wellrohren drang immer mehr in den Vordergrund. So war auch die Entwicklung von F. Albes und G. Ziemek, Entwickler der Kabel- und Metallwerke Gutehoffnungshütte AG, von diesem Gedanken geprägt.

Die Erfindung beinhaltet eine Vorrichtung zur Herstellung von Wellrohren mit einer extrem hohen Flexibilität, welche auf einfache und wirtschaftliche Weise in nur einem Arbeitsgang gefertigt wurden. Dies war durch die Integration eines zusätzlichen Werkzeugs in den Fertigungsprozess möglich. Mit Hilfe des Werkzeugs konnte das Rohr nach der Welleinrichtung abgebremst werden. Dies hatte den Vorteil, dass das Wellwerkzeug axial kräftefrei gehalten wurde und somit tiefere Wellen in das Glattrohr eingebracht werden konnten. Das Bremswerkzeug bestand aus zwei Teilen welche durch Federn zusammengehalten wurden. Dadurch blieb der Durchmesser des Werkzeuges variabel, was am Beginn des Wellprozesses notwendig war. Die radiale Verstellbarkeit gewährleistete eine annähernd konstante Bremskraft während des gesamten Prozesses. Durch solch einen Aufbau war es möglich die Wellen regelmäßiger zu gestalten, da der Stick-Slip-Effekt zwischen dem Werkzeug und dem Rohr vermieden werden konnte [54].

Dem Patent von G. Ziemek, H. Kubiak und K. Tripke war zu entnehmen, dass das entwickelte Verfahren von F. Albes und G. Ziemek [54] in der Praxis Schwierigkeiten bereitete. Problematisch war die Erzielung einer konstanten Bremskraft, um die Herstellung des Rohres mit gleichbleibender Qualität zu gewährleisten. Die vorhergesagte Kontinuität des Verfahrens wurde demnach nicht erfüllt.

Um ein Glattrohr kontinuierlich mit tiefen, eng angeordneten, spiralförmigen Wellen zu versehen war es notwendig dieses gegenüber der Einwirkstelle der Wellerscheibe aus der Fertigungsrichtung auszulenken. Basis für diesen Aufbau waren Untersuchungen der Erfinder. Diese fanden heraus, dass die Wellerscheibe beim Wellvorgang eine Bugwelle in der Rohrwandung vor sich herschob. Der Vorteil des Verfahrens bestand darin, dass die Arbeitszone im Rohr unter Druckbeanspruchung stand und somit zusätzliches Material für eine tiefere Welle vorhanden war [55].

Die genaue Betrachtung des Herstellprozesses zeigte, dass die geforderte Genauigkeit in Bezug auf die Gleichmäßigkeit der Rohrgeometrie für viele Anwendungsfälle nicht erbracht wurde. Somit lag es an den Entwicklern, neue Vorrichtungen zu konstruieren um den steigenden Ansprüchen gerecht zu werden. Die Erfindung von H. Roderburg sollte diesen Forderungen nachkommen. Er entwickelte ein Wellwerkzeug, welches aus zwei Wellerwälzbuchsen mit innenliegenden gewindeähnlichen Verformungsrippen bestand. Der innere Durchmesser der Wellerwälzbuchse war halb so groß wie der äußere Durchmesser des gewellten Rohres im Bereich eines Wellentales. Dadurch erzielte der Erfinder eine doppelt so hohe Rotationsgeschwindigkeit des Wellerkopfes. Beide Formwerkzeuge waren exzentrisch um  $180^\circ$  versetzt angeordnet. Dies hatte eine Verringerung der Verformungskräfte zur Folge und wirkte sich wiederum begünstigend auf die gesamte Prozesskette aus, da keine Antitorsionseinrichtung zur Beherrschung der Rohrverdrehung notwendig war [56].

Eine Erfindung zur Steigerung der Produktionsgeschwindigkeit, welche das beschriebene Werkzeug von H. Roderburg [56] gebrauchte, war von G. Brega und V. Travini der Firma Olympia 80 S.r.l. patentiert worden. Die Verwendung einer geschwindigkeitsgesteuerten vor- bzw. nachgeschalteten Abzugsvorrichtung erlaubte die Vorschubgeschwindigkeit des Rohres durch die Welleinrichtung zu regeln. Dieser Aufbau ermöglichte es, die Höhe der Wellen zu variieren. Ein weiterer Vorteil der Entwicklung war, dass die Wellwerkzeuge radial justierbar ausgeführt wurden. Dadurch konnten variable Rohrdurchmesser bearbeitet werden. Bedingt durch die beschriebenen Veränderungen musste gewährleistet werden, dass die Eigenschaften des Rohrs über die gesamte Länge konstant blieben [57].

Die Herstellung von schraubenförmig gewellten Rohren mit einer tiefen Wellung ließen C. Frohne, M. Meyer und F. Harten, des Unternehmens Nexans, zum Patent anmelden. Bereits Albes [54] entwickelte ein Verfahren mit welchem es möglich war, die Wellentiefe zu vergrößern. Das Problem an der Erfindung lag in der ungleichmäßigen Ausbildung der Wellen.

Den Entwicklern von Nexans gelang es die tiefe Wellung gleichmäßig zu gestalten. Durch die Analyse des Prozesses fanden die Entwickler heraus, dass lediglich die Abzugsgeschwindigkeit für die Wellentiefe ausschlaggebend war. Wurde diese geringer als die Austrittsgeschwindigkeit des Rohres am Ende des Wellvorgangs gewählt, konnten tiefere Wellen in das Rohr eingebracht werden. Zu beachten war lediglich, dass der Abstand zwischen Wellvorrichtung und Bandabzug so gering wie möglich gehalten wurde. Somit konnte ein Ausknicken des Rohres verhindert werden [58].

## 2.2.4 Innovative Welleinrichtungen

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, stellt dieses Unterkapitel innovative Entwicklungen bezüglich Welleinrichtungen vor. Die meisten Erfindungen wurden nicht für die wirtschaftliche Serienfertigung herangezogen.

Ein Verfahren zur Herstellung von helisch geformten Wellrohren aus Aluminium entwickelte J. Koch für das Unternehmen Trefimetaux. Bei diesem waren die Umformwerkzeuge in einem Werkzeughalterkranz spiralförmig radial angeordnet. Der Kranz besaß eine zentrische Bohrung, welche als Führung für das glatte Rohr diente. Die Umformwerkzeuge hatten einen relativ einfachen Aufbau. Über radial verstellbare Gewindehülsen mit am Ende drehbaren Formwerkzeugen war es möglich, helische Wellen in ein Glattrohr einzudrücken. Durch die axiale Verstellung der Umformwerkzeuge konnte die Wellentiefe variiert werden. Die Vorteile der beschriebenen Entwicklung waren die geringen Werkzeugkosten, welche durch den simplen Aufbau der Anlage gesenkt werden konnten [59].

Eine etwas andere Methode zur Einförmung paralleler Wellen in ein glattes Rohr patentierte O. Klein. Dieser entwickelte eine Möglichkeit, parallel gewellte Rohre über speziell geformte Druckrollen herzustellen. Drei Druckrollen wurden in radialer Anordnung im Winkel von  $120^\circ$  um das zu korrigierende Rohr angebracht. Diese Druckrollen besaßen an deren Mantelflächen eine spezielle Zahnform, mit welcher es möglich war die Wellen in das glatte Rohr einzubringen [60].

Der Erfinder P. J. Reed entwickelte eine Vorrichtung sie ähnlich jener von Klein [60] war. Die Apparatur besaß vier Zähne aufweisende drehbar gestaltete Prägeräder, welche regelmäßig um das Glattrohr angeordnet wurden. Auf die um das Rohr rotierenden Prägeräder

wurde eine radiale Kraft angelegt. Dadurch war es möglich, kontinuierlich Ringwellen in das Glattrohr einzuprägen [61].

Ein ähnliches Verfahren wie das der Erfinder Klein [60] und Reed [61] wurde von G. Ziemek der Alcatel Alsthom Compagnie Générale d'Electricité patentiert. Die entwickelte Methode machte es möglich, Rohre kontinuierlich mit ringförmigen Wellen zu versehen deren Außendurchmesser größer als der Ausgangsdurchmesser des Glattrohres war.

Die Apparatur hierfür bestand aus zwei, das zu wellende Rohr radial umlaufenden und drehbaren Wellenrädern, welche am Umfang mit verschleißfesten Hartmetallgleitsteinen bestückt waren. Durch eine entsprechende Regelung der Drehzahl der Wellenräder und des Rohrvorschubs konnte das Material des zu wellenden Glattrohres gegen die Gleitsteine gedrückt werden. Die Geometrie der Gleitsteine war dabei für den Einformprozess entscheidend. Diese besaßen einen konischen Querschnitt, welcher keilförmig in das zu wellende Material eindrang. Mit Hilfe einer vor der Wellvorrichtung positionierten Abzugsvorrichtung wurde die axiale Druckkraft zum Aufstauchen der Wellen auf das Rohr aufgebracht. Spätere Untersuchungen ergaben, dass Rohre mit einem Durchmesser von weniger als 30 mm unter einer zu hohen Druckkraft zum Ausknicken neigten. Durch die axiale Verschiebbarkeit der Wellräder konnte die Eindringtiefe und somit der endgültige Außendurchmesser des Wellrohrs eingestellt werden [62].

Mit E. Hoffmanns et al. Weiterentwicklung konnten Rohre mit tiefen Parallelwellen in nur einem einzigen Arbeitsgang versehen werden. Hierfür kam eine ähnliche Vorrichtung zur Anwendung wie jene von Klein [60]. Als Wellwerkzeug fungierte eine Druckrolle, welche mit Zähnen besetzt war. Untersuchungen erbrachten die besten Ergebnisse für Druckrollen, welche mit einer Anzahl von acht bis zehn Zähnen bestückt waren. Über eine Führungsbuchse wurde das glatte Rohr an das Wellwerkzeug herangeführt. Durch eine Aussparung in der Führungsbuchse konnte das Werkzeug in Kontakt mit dem Rohr treten. Die Wellentiefe ließ sich mit Hilfe einer auf die Druckrolle wirkenden radial verstellbaren Spindel justieren. Der Wellerkopf führte eine Rotationsbewegung aus, um das gesamte Glattrohr mit einer regelmäßigen Ringwellung zu versehen.

Die Ausführungsform eines Wellerkopfes mit zwei gegenüberliegenden Druckrollen führte bei gleicher Umlaufgeschwindigkeit zur Verdoppelung der Fertigungsgeschwindigkeit [63].

Ein außergewöhnliches Verfahren zur Herstellung von Wellrohren entwickelte H. Lintzel. Dieser erkannte Nachteile an Wellrohren, welche durch die Herstellung in bereits beschriebenen Verfahren entstanden. Bedingt durch die Einbringung der Wellen beobachtete er, dass es nach dem Verschweißen des Rohres zu einer übermäßigen Materialbeanspruchung im Bereich der Schweißnaht kam. Sein Verfahren sollte die Beanspruchungen auf das Ma-

terial bzw. die Schweißnaht verringern.

Der Fertigungsprozess geschah in folgenden Schritten:

1. Einbringen von Querrillen in das Metallband
2. Einformen des Bandes zu einem glatten Rohr
3. Stauchen des Glattrohrs bzw. Einsatz eines geeigneten Formwerkzeuges zur Einformung der endgültigen Wellenkontur.

Die Nachteile des beschriebenen Verfahrens lagen in einer längeren Schweißnaht und einer verschlechterten Anbringung von Verbindungsteilen an den Enden des Rohres. Als Vorteil sah der Erfinder unter Anderem die Gewährleistung der Dichtheit der Schweißnaht und die Anwendbarkeit des Verfahrens für verschiedenste Metallegierungen. Des Weiteren ermöglichte das Verfahren die Herstellung von walzplattierten Metallverbunden [64].

Die Vorrichtung von D. G. Stetka war aus drei Wellwerkzeugen aufgebaut, welche exzentrisch innerhalb einer sehr steifen Feder an den einzelnen Federgängen neigbar befestigt wurden. Durch einen solchen Aufbau konnte die Steigung und der Winkel der helischen Wellen durch die axiale Justierung der Federlänge während des Herstellprozesses verändert werden. Die Variation der radialen Position der Werkzeuge ermöglichte die korrekte Einstellung der Korrugiertiefe [65].

In diesem Kapitel wurden eine Vielzahl an Verfahren, Methoden, Werkzeuge und deren Entwicklung zur Herstellung von korrugierten Rohren beschrieben. Neben den eigentlichen Werkzeugen wurde auch auf die Herstellung der dünnwandigen Glattrohre und die Vorrichtung zum kontinuierlichen Abzug derer dargestellt.

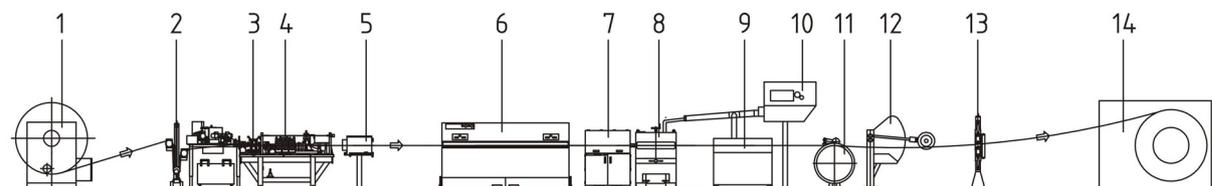
### 2.2.5 Beschreibung einer modernen Fertigungsanlage

Für die Produktion von Wellrohren sind eine Vielzahl an Komponenten notwendig. Einen kurzen Überblick über diese veranschaulicht die Tabelle 2.1. Solch eine Anlage ist im Stande einen Welschlauchstrang von bis zu 1000 m mit einer Produktionsgeschwindigkeit von bis zu 50 m/min zu produzieren. Diese ist von dem zu produzierenden Wellrohrdurchmesser abhängig [66]. Dabei wird die Qualität des Welschlauches ständig überprüft und gegebenenfalls kann über entsprechende Stellmechanismen nachjustiert werden.

**Tabelle 2.1:** Moderne Fertigungsanlage: Auflistung der wesentlichen Teilkomponenten einer Produktionseinrichtung.

1	Längsablauf	8	Torsionssperre
2	Tänzereinheit	9	Reinigung
3	Kanten Beschneidemaschine	10	Absaugung
4	Form- und Schweißeinheit	11	Umlenkrolle
5	Kühl- und Trockenstation für Rohre	12	Tänzerschwinge
6	Bandabzug	13	Einlaufrolle
7	Korrigiereinheit	14	Aufwickler

Eine Konstruktionszeichnung einer modernen Fertigungsanlage mit ihren wesentlichen Teilkomponenten wird in Abbildung 2.6 dargestellt.



**Abbildung 2.6:** Komponenten einer modernen Fertigungsanlage: Längsablauf (1), Tänzereinheit (2), Kanten Beschneidemaschine (3), Form- und Schweißeinheit (4), Kühl- und Trockenstation für Rohre (5), Bandabzug (6), Korrigiereinheit (7), Torsionssperre (8), Reinigung (9), Absaugung (10), Umlenkrolle (11), Tänzerschwinge (12), Einlaufrolle (13) und Aufwickler (14).

Zur besseren Veranschaulichung ist eine vergrößerte Darstellung dem Anhang A zu entnehmen.

## 2.3 Übliche Belastungsfälle für Wellrohre

Bedingt durch die vielseitigen Anwendungsmöglichkeiten, welche Wellrohre bieten, ist es notwendig deren Betriebsverhalten und die damit verbundenen Versagensursachen und -grenzen zu untersuchen (siehe Kapitel 2.1.2). Aus diesem Grund gibt dieses Unterkapitel einen Überblick über die generellen Belastungsfälle und deren Prüfmethode.

### 2.3.1 Einteilung der Belastungsfälle

Grundsätzlich werden Wellrohre im Betrieb überlagerten Beanspruchungen ausgesetzt. Um dennoch eine aussagekräftige Beurteilung bezüglich deren Widerstandsfähigkeit gegenüber unterschiedlichsten Belastungen zu erhalten, werden Wellschläuche einzelnen Belastungsfällen ausgesetzt.

Im Folgenden wird ein Überblick über die wesentlichen statischen Belastungsfälle für Wellrohre gegeben:

- **Axialbelastung:** Das Wellrohr wird einer axialen zug- bzw. druckförmigen Beanspruchung ausgesetzt. Hierbei werden der Widerstand, welcher das Wellrohr der Belastung entgegengesetzt, und die axiale Längung bzw. Stauchung des Rohres aufgezeichnet.
- **Radialbelastung:** Der Wellschlauch wird radial auf Zug bzw. Druck beansprucht. Weist das Rohr eine Schweißnaht auf, so ist auf die Lage während der Belastungsaufgabe zu achten. Die Schweißnaht sollte orthogonal zur Belastungsrichtung ausgerichtet sein.
- **Biegebelastung:** Das flexible Rohr wird einer Biegeprüfung unterzogen. Dabei wird zwischen einmaliger und mehrmaliger Biegebeanspruchung unterschieden. Auch hier ist die Lage der Schweißnaht zu beachten, da sie das Ergebnis beeinflusst. Bei mehrmaliger Belastung ist die Anzahl der Biegewechsel, auch Lastwechsel genannt, ein entscheidendes Maß der Güte.
- **Druckbelastung:** Wellrohre werden an ihrer Innen- bzw. Außenfläche mit einem allseitigen Druck bis zum Versagen beaufschlagt, bis diese versagen.

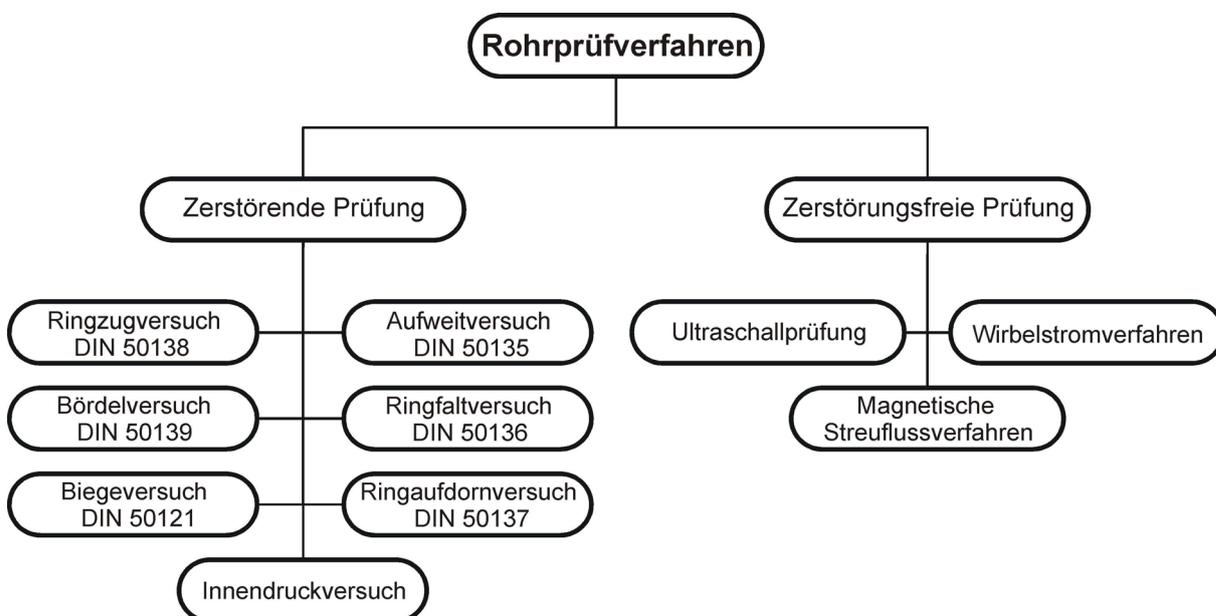
Von einer statischen Belastung wird immer dann ausgegangen, wenn die Belastung langsam und gleichmäßig erfolgt. Eine statische Belastung wird zum Beispiel bei einem Zugversuch zur Charakterisierung von Werkstoffkennwerten aufgebracht.

Neben den statischen Belastungsfällen gibt es auch dynamische Lastfälle, welche beispielsweise bei schwingenden Systemen oder bei durchströmten Rohren mit schlagartig variierenden Strömungsgeschwindigkeiten vorkommen. Bei derartigen Verhältnissen stehen Wellrohre unter zyklischen Beanspruchungen. Bei der Auslegung müssen solche Bedingungen ebenfalls berücksichtigt werden, da diese das Wellrohr schneller an ihre Lebensdauergrenze bringen [1].

### 2.3.2 Untersuchungsmethoden zur Charakterisierung von Wellrohren

Neben den gängigen Prüfverfahren, welche zur Ermittlung von Werkstoffeigenschaften, wie Kerbschlagarbeit, Zugfestigkeit, Härte, etc. verwendet werden, gibt es Verfahren zur Prüfung von Bauteileigenschaften. Diese werden meist mittels technologischer Verfahren, z.B. Biegeversuch, Faltversuch, Aufweitversuch, etc. bestimmt. Je nach Norm sind die Prüfverfahren für Halbzeuge oder fertige Produkte gültig.

Grundsätzlich sind Verfahren zur Prüfung glattwandiger Rohre für zerstörende und zerstörungsfreie Prüfungen bekannt. Die Abbildung 2.7 gibt einen grafischen Überblick über die wesentlichen Verfahren der beiden Prüfarten.



**Abbildung 2.7:** Einteilung der Rohrprüfverfahren: Übersicht der wesentlichen Prüfverfahren für glattwandige Rohre [67, 68].

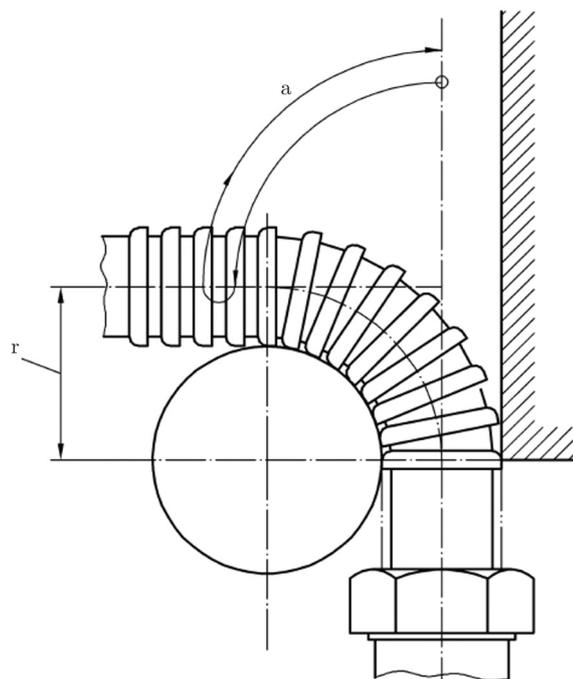
Um die mechanischen Eigenschaften von Wellrohren zu charakterisieren, ist es notwendig diese den bereits dargestellten Belastungsfällen auszusetzen (siehe Kapitel 2.3.1). Die dafür herangezogenen Prüfverfahren sind den der Verfahren für glattwandige Rohre ähnlich. Unterschiede in den Prüfverfahren für Glattrohr und Wellrohr bestehen hauptsächlich in der Prüfanordnung.

Wichtige Normenreihen, welche Vorschriften zur Prüfung von Wellrohren enthalten, sind die DIN EN ISO 10380 [69] und DIN EN 14585-1 [70]. Die Erstgenannte beinhaltet Prüf-

vorschriften zur Ermittlung des Innendruckes, der Flexibilität und der Biegesteifigkeit von Wellrohren. Aus der Norm sind folgende Bedingungen für das jeweilige Prüfverfahren zu entnehmen und bei der Prüfung einzuhalten [69]:

- **Biegeprüfung:** Laut DIN EN ISO 10380 [69] gibt es drei Flexibilitätstypen, welche lediglich durch deren Biegeradius bei der Prüfung unterschieden werden.

Die Biegeprüfung muss laut Norm für alle drei Typen so ablaufen, dass zwei Prüflinge jeder Nennweite einer Biegeprüfung unterzogen werden. Dabei wird ein Schlauchende fest eingespannt. Das Ende wird in einem Kreisbogen um eine Schablone mit dem für die Nennweite gültigen Biegeradius  $r$  bewegt, bis die Schlauchleitung auf der ganzen Bogenlänge der Schablone anliegt. Ein Lastspiel umfasst eine Biegung mit anschließender Rückkehr in die Ausgangslage (Abbildung 2.8). Die Prüfung umfasst die Biegung der Schlauchleitung ohne Druck durch mehr als 10 Lastspiele. Die Prüffrequenz beträgt 5 bis 25 Lastwechsel/min.



**Abbildung 2.8:** Prüfanordnung für die Biegeprüfung; dargestellt sind der Biegeradius  $r$  und ein Lastwechsel  $a$ .

Im Anschluss muss der geprüfte Schlauch einer Dichtheitsprüfung unterzogen werden. Diese wird unter Wasser mit Luft über eine Dauer von mindestens 2 Minuten durchgeführt. Dabei ist darauf zu achten, dass Schlauchleitungen mit Druckstufen

bis einschließlich 20 bar mit 10 % Nenndruck und über 20 bar mit 2 bar zu prüfen sind. Es darf keine sichtbare Undichtheit oder sonstiges Versagen auftreten.

- **Lastspielprüfung:** Die Lastspielprüfung ist nur für den Flexibilitätstyp 1 und 2 durchzuführen. Aus einer Nennweitenreihe der gewellten Schlauchleitungen müssen mindestens 25 Prüflinge, jedoch mindestens drei jeder Nennweite (DN), einer U-Bogen-Prüfung (Abbildung 2.9a) bzw. einer Querkraft-Biegeprüfung (Abbildung 2.9b) unterzogen werden. Werden bei einer Nennweite die Prüfanforderungen nicht erfüllt, müssen fünf weitere Prüflinge der gleichen Nennweite ohne Versagen den Prüfungen unterzogen werden. Die Prüfung ist für den höchsten zulässigen Druck des Schlauches durchzuführen. Der Biegeradius bei diesem Druck muss dokumentiert werden. Die Prüfung erfordert eine mittlere Lebensdauer von 10.000 Lastspielen, jedoch nicht weniger als 8.000 Lastspielen.

Ein Ausfall liegt bei einer Undichtheit des Schlauches und/oder einer örtlichen Reduzierung des Biegeradius des Schlauches um mehr als 50 % während der Prüfung vor.

Zur Vollständigkeit werden die beiden Prüfverfahren kurz erläutert:

- U-Bogen-Prüfung: Die Schlauchleitung wird derart angeordnet, dass diese einen vertikalen U-Bogen bildet, wie in Abbildung 2.9a dargestellt wird. Die flexible Länge der Schlauchleitung  $l$  ergibt sich aus Gleichung (2.2). Der Abstand zwischen den Achsen der Anschlusssteile muss dem zweifachen Biegeradius der jeweiligen Nennweite des Wellrohres entsprechen. Das Rohr wird wiederholten Biegungen mit einer Sinusfrequenz von 5 bis 30 Lastwechseln/min in einer Richtung parallel zur Achse des Schlauches mit einem Hub  $h$  unterzogen. Die Berechnung des Hubs wird in Gleichung (2.1) erläutert. Die Gleichungen für die Länge der Schlauchleitung und den Hub setzen sich aus den folgenden Parametern zusammen:

$$h = 2 * X \quad (2.1)$$

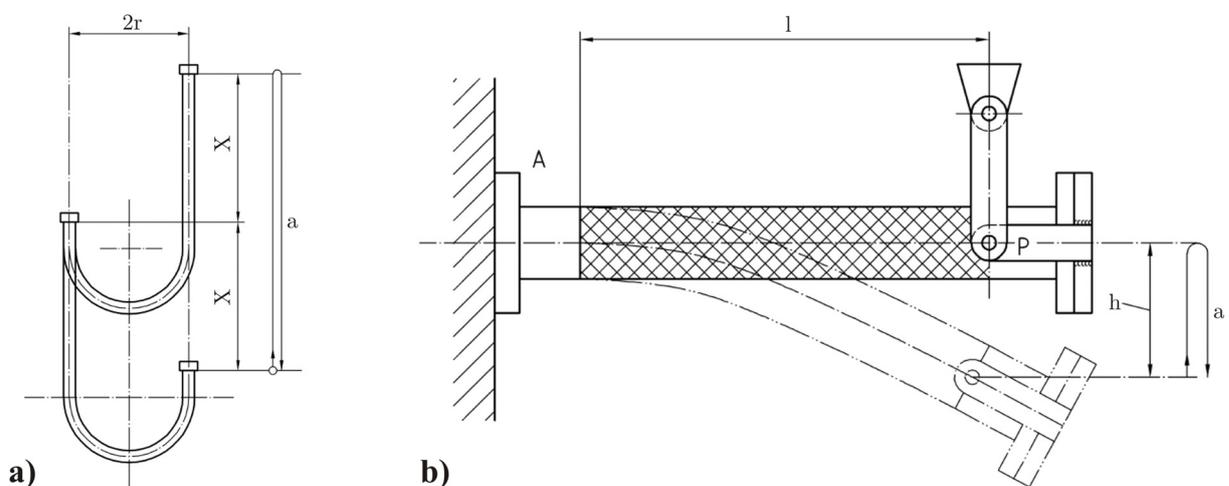
$$l = 4r + X \quad (2.2)$$

Werte für  $X$  liegen zwischen 4 DN oder 125 mm, es hat der größere Wert Gültigkeit.

- Querkraft-Biegeprüfung: Diese Prüfung wird bei Schläuchen ab einer Nennweite von DN125 durchgeführt. Für Wellrohre mit einer geringeren Nennweite sind keine Werte für den zulässigen Hub in der Norm angegeben. Die Prüfung muss unter folgenden Randbedingungen durchgeführt werden:

1. Die Schlauchleitung wird an Punkt A fest eingespannt,
2. das andere Ende wird durch eine an Punkt P am Ende der flexiblen Länge seitlich aufgebrachte Kraft bewegt, bis der angegebene Hub  $h$  erreicht ist,
3. Die flexible Länge  $l$  muss der sechsfachen Nennweite entsprechen (Abbildung 2.9b).

Das Wellrohr ist wiederholten Biegungen mit einer Sinusfrequenz von 3 bis 15 Lastwechseln/min in einer Richtung seitlich zur Achse des Schlauches auszusetzen.



**Abbildung 2.9:** Prüfanordnungen für die Lastspielprüfung: a) U-Bogen-Prüfung, b) Querkraft-Biegeprüfung.

- **Druckprüfung:** Als Druckmedium wird Wasser in der Norm vorgeschrieben. Das Wellrohr ist so auszulegen, dass es folgenden Nenndruck PN entspricht, 0,5; 2,5; 4; 6; 10; 16; 20; 25; 40; 50; 65; 100; 150 und 250. Der Prüfling muss eine flexible Länge von 500 mm oder 5 x DN haben, gültig ist der jeweils größere Wert.

Bei der Berstprüfung ist ein geradegestreckter Prüfling hydraulisch mit Druck zu beaufschlagen, welcher stufenweise über eine Minute aufgebracht wird. Das Versagen tritt mit einer sichtbaren Undichtheit oder Bruch eines Schlauchteiles auf. Der Berstdruck muss mindestens dem vierfachen des maximal zulässigen Druckes der Schlauchleitung entsprechen.

Bei der Längungsprüfung wird ein geradegestreckter Prüfling mit hydraulischem Prüfdruck für über mindestens eine Minute beaufschlagt. Der Prüfdruck muss dem 1,5fachen des maximal zulässigen Druckes der Schlauchleitung entsprechen. Die bleibende Dehnung nach Entlastung des Prüfdruckes darf höchstens 1 % der Prüflänge

betragen.

Neben einer hydraulischen Druckaufgabe ist auch eine pneumatische Druckaufgabe erlaubt, wenn die genannten Forderungen erfüllt werden.

Eine entscheidende Rolle spielt bei allen Prüfungen die Temperatur. Hierbei ist zu unterscheiden ob die Prüfung bei Raumtemperatur oder bei erhöhten Temperaturen durchzuführen ist. So ist bei höheren Prüftemperaturen darauf zu achten, dass die entsprechenden Abminderungsfaktoren berücksichtigt werden. Angaben zu den werkstoffspezifischen Abminderungsfaktoren und dazugehörigen Temperaturgrenzwerten lassen sich aus Tabelle 3 der DIN EN ISO 10380 entnehmen [69].

Neben den normierten Prüfmethode gibt es Prüfungen welche keiner Norm entsprechen. Diese sollen Versagensgrenzen für spezielle Lastfälle aufzeigen. Als Beispiel wird das Energieaufnahmevermögen von Wellrohren mit unterschiedlichen Geometrien geprüft und mit glatten Rohren verglichen. Die Ergebnisse geben Aufschluss über einen möglichen Einsatz von gewellten Strukturen als Energieabsorptionselement. Dies könnte unter Anderem im Fahrzeugbau zu Verbesserungen hinsichtlich des Crashverhaltens von Automobilkarosserien verwendet werden.

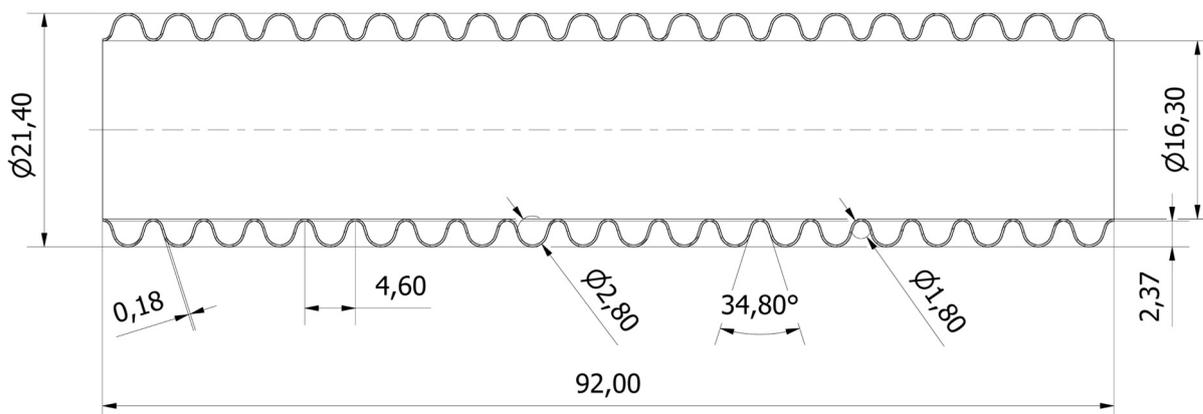
In der Literatur finden sich einige wissenschaftliche Abhandlungen über die Untersuchung des Stauchverhaltens von glattwandigen Rohren und Wellrohren unterschiedlichster Geometrie aus Aluminium und Stahl [71–77].

## 2.4 Gewählte Vorgehensweise

Dieser Abschnitt beschreibt die Vorgehensweise zur Charakterisierung der mechanischen Eigenschaften von Wellrohren, welche in den nachfolgenden Kapiteln genau beschrieben sind.

Grundsätzlich standen zwei Typen von Wellrohren zur Auswahl. Zusammen mit dem Firmenpartner wurde entschieden, das Wellrohr der Dimension DN16 weiteren Untersuchungen zu unterziehen. Die geometrischen Abmessungen werden in Abbildung 2.10 dargestellt.

Die dargestellte Wellrohrprobe kam bei allen Untersuchungen der jeweiligen Belastungsfälle zum Einsatz bis auf die Untersuchung der Biegebarkeit (Abbildung 2.10). Hierfür war es notwendig, das Wellrohr in einer längeren Ausführung zu verwenden.



**Abbildung 2.10:** Definition der Wellrohrprobe: Definierte Abmessungen der Wellrohre der Dimension DN16, welche als Proben zum Einsatz kamen.

Um die Vergleichbarkeit der gewonnenen Ergebnisse zu gewährleisten, war es notwendig die Länge der Wellrohrproben für alle untersuchten Lastfälle gleich zu gestalten. Auf Grund der Geometrie konnte kein fixes Längenmaß angenommen werden. Die Anzahl der Wellen erschien als geeignetere Methode um die Länge jeder Probe ident zu halten.

Für die experimentellen Untersuchungen wurde im Vorfeld ein Versuchsplan in Zusammenarbeit mit dem Firmenpartner ausgearbeitet. Tabelle 2.2 stellt den Versuchsplan für die gewählte Rohrdimension dar.

**Tabelle 2.2:** Versuchsplan für die ausgewählten Belastungen.

Belastungsart	Belastungsform bzw. -richtung	
Axial	Zug	Druck
Radial	Normal	Orthogonal
Druck	Innendruck	Außendruck
Biegung	zyklisch 90 °	zyklisch 180 °

Im Zuge der Vorbereitung der Versuche war es notwendig, die bereits bestehenden Prüfanlagen für die einzelnen Versuche umzurüsten.

Da der Lehrstuhl nicht im Besitz einer geeigneten Versuchsvorrichtung zur Untersuchung des Berstverhaltens von Wellrohren war, musste eine neue Prüfanlage konzipiert und gefertigt werden.

Neben den experimentellen Untersuchungen des Rohrs konnten erste FE-Modelle mit dem Softwarepaket Abaqus/Standard erstellt werden, um frühzeitig einen Vergleich mit

den experimentellen Ergebnissen zu erhalten [78]. Durch einen iterativen Prozess war es schlussendlich möglich, gute Ergebnisse mit Hilfe der Simulation zu erzielen.

## 3 Experimentelle Untersuchungen an Wellrohren

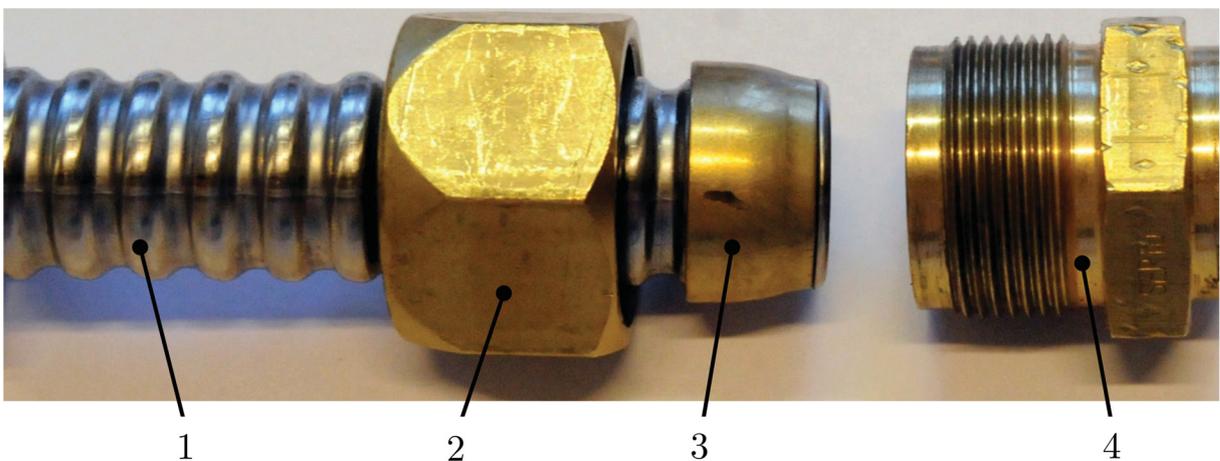
Dieses Kapitel beschreibt den Versuchsaufbau und den detaillierten Ablauf der experimentellen Untersuchungen zu den jeweiligen Belastungsfällen an Wellrohren.

### 3.1 Verschraubungssysteme für Wellrohre

Um die Wellrohre ordnungsgemäß in die Prüfvorrichtung zu implementieren, waren geeignete Spannvorrichtungen notwendig. Zum Einsatz kamen handelsübliche Verschraubungen, welche beispielsweise im Bereich der Solartechnik Anwendung finden [79]. In der folgenden Aufzählung werden jene Verschraubungssysteme beschrieben, welche für die weiteren experimentellen Untersuchungen als Spann- bzw. Verschlussmittel zur Anwendung kamen.

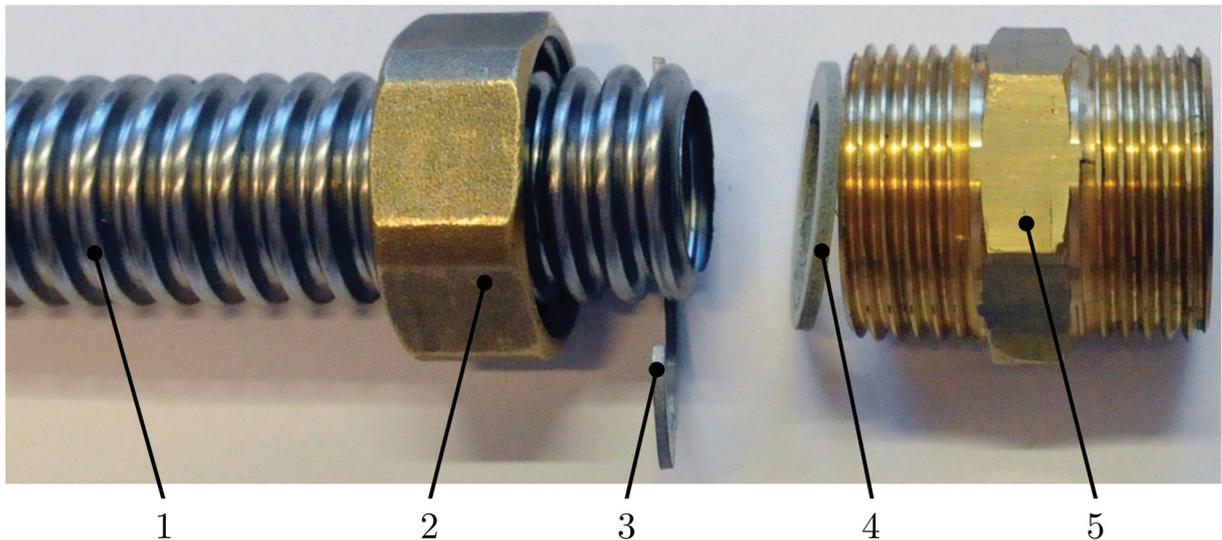
Die Abbildungen 3.1 bis 3.3 veranschaulichen den Aufbau der verwendeten Verschraubungsarten und deren wesentlichen Komponenten, Unterschiede zwischen den drei Verschraubungssystemen bestehen lediglich in der Ausführung der Klemmelemente.

- Klemmringverschraubung: Der Fitting (4) besitzt eine konische Innenfläche an welcher der Klemmring (3) verpresst wird, somit entsteht eine metallisch dichtende Schraubverbindung (Abbildung 3.1).



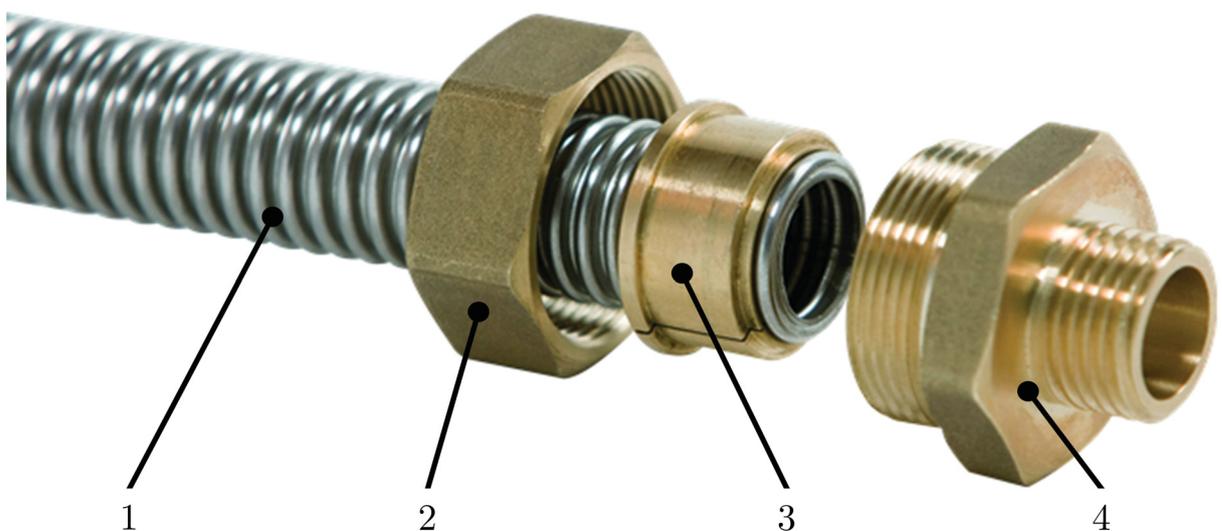
**Abbildung 3.1:** Klemmringverschraubung: Wesentliche Komponenten bestehend aus Wellrohr (1), Überwurfmutter (2), Klemmring (3) und Fitting (4).

- Segmentringverschraubung: Durch Anpressen des geöffneten Segmentrings (3) an die letzte Talwelle des Wellrohrs (1) und anschließendem Verschrauben ermöglicht dieser eine Verbindung (Abbildung 3.2).



**Abbildung 3.2:** Segmentringverschraubung: Wesentliche Komponenten sind Wellrohr (1), Überwurfmutter (2), Segmentring (3), Flachdichtung (4) und Fitting (5).

- Halbschalenverschraubung: Durch zwei zylindrische Halbschalen (3), welche in das letzte Wellental eingelegt werden, ist eine metallisch dichtende Verbindung des Wellrohrs mit der Verschraubung möglich (Abbildung 3.3).



**Abbildung 3.3:** Halbschalenverschraubung: Wesentliche Komponenten bestehend aus Wellrohr (1), Überwurfmutter (2), metallisch dichtenden Halbschalen (3) und Fitting (4) [80].

Neben den hier beschriebenen Systemen gibt es eine Vielzahl anderer Verschraubungssysteme. Diese kamen jedoch nicht für die vorgesehenen Prüfungen in Frage, da sie im Vorfeld getestet und für ungeeignet befunden wurden.

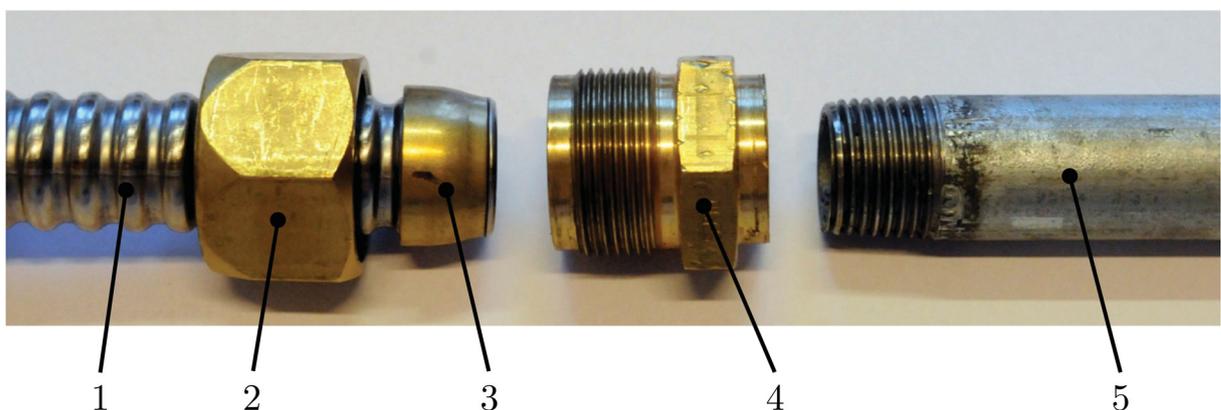
## 3.2 Axialprüfung

Das Wellrohr wurde axialen Zug- bzw. Druckbeanspruchungen ausgesetzt, um dessen Belastungs- bzw. Versagensgrenzen gegenüber axialer Belastungen auszuloten. Als Prüfeinrichtung kam eine Universalprüfmaschine Z250 der Firma Zwick/Roell zum Einsatz. Die Regelung der Prüfmaschine ermöglicht es, Kraft-Weg-Verläufe in Echtzeit mit hoher Genauigkeit aufzuzeichnen. Die Belastungsgrenze kann über die Eingabe einer Endkraft, eines Fahrweges oder einer Fahrweggeschwindigkeit erreicht werden. Auf die Unterschiede in der Einstellung der Prüfbedingungen wird in den Kapiteln 3.2.1 und 3.2.2 genauer eingegangen.

### 3.2.1 Axialzugprüfung

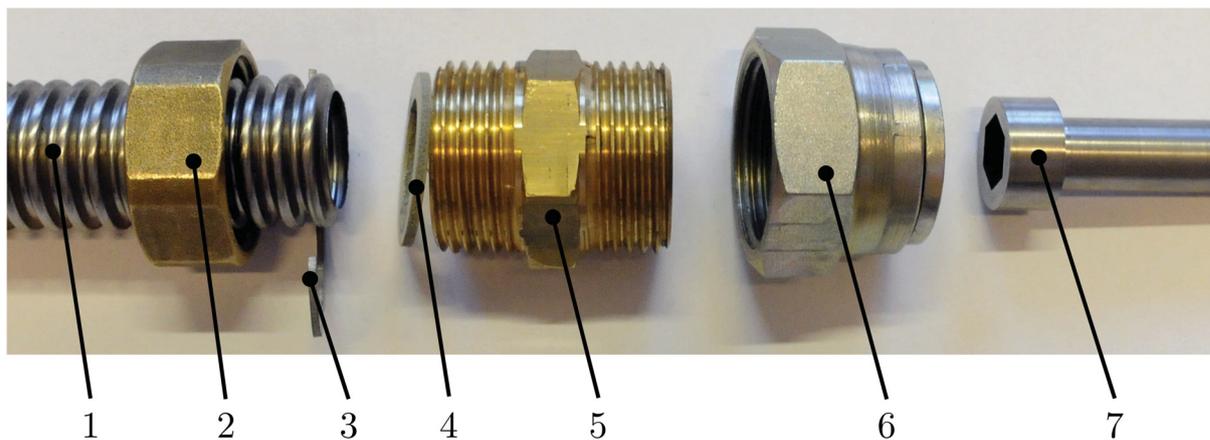
Die Wellrohrprüflinge wurden mittels Klemmring- oder Segmentringverschraubung in die Prüfmaschine integriert. Um ein ordnungsgemäßes Spannen zu gewährleisten, mussten konstruktive Änderungen an den handelsüblichen Verschraubungen vorgenommen werden.

Abbildung 3.4 zeigt die erste Ausführungsform der Verschraubung. Hierbei diente lediglich ein Rohr (5), welches mit dem Doppelnippel (4) verschraubt wurde als Spannmittel.



**Abbildung 3.4:** Spannsystem für Axialzugprüfung: Erste Ausführung des Spannsystems mittels Rohrverschraubung (5). Weiters sind Wellrohr (1), Überwurfmutter (2), Klemmring (3) und Doppelnippel (4) dargestellt.

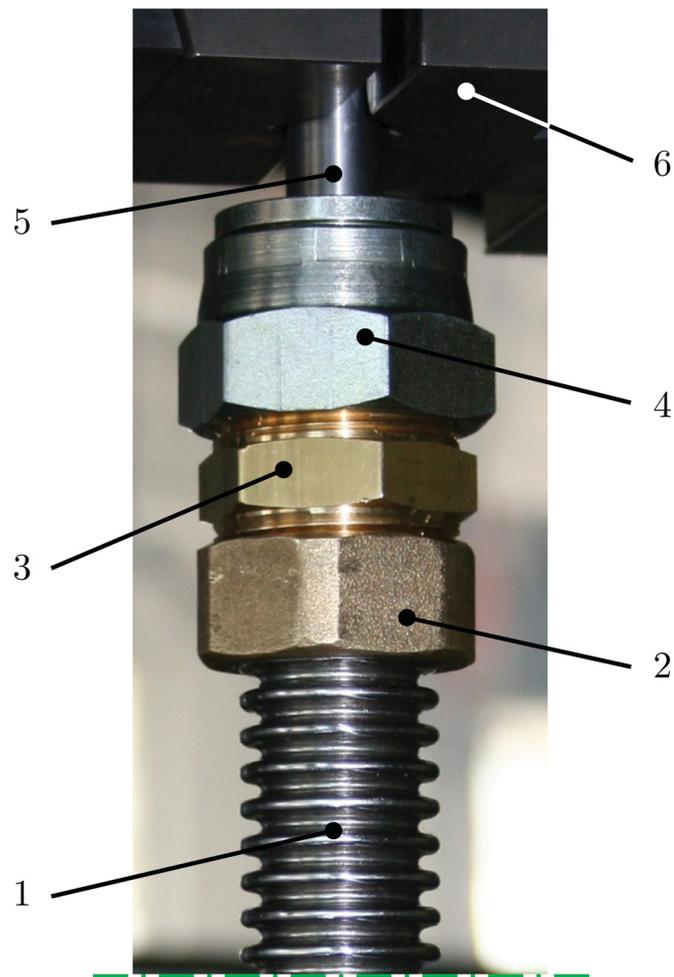
Eine Verbesserung versprach die in Abbildung 3.5 dargestellte Verschraubung. Durch einen axial verschiebbaren Bolzen (7), welcher geringfügige radiale Bewegungen zuließ, sollten Fehler durch exzentrisch gespannte Wellrohre ausgeglichen werden.



**Abbildung 3.5:** Verbessertes Spannsystem für Axialzugprüfung: Verbesserte Ausführung des Spannsystems mittels axial verschiebbaren Bolzen (7) und einer gelochten Verschlusskappe (6). Weiters sind Wellrohr (1), Überwurfmutter (2), Segmentring (3), Dichtungsring (4) und Doppelnippel (5) dargestellt.

Die endgültige Prüfanordnung ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Zu erkennen sind neben den bereits beschriebenen Verschraubungskomponenten die beiden Spannbacken der Prüfmaschine (6), welche die verschiebbaren Bolzen (5) fest umschließen. Da der Aufbau symmetrisch gestaltet ist, wurde nur die obere Hälfte abgebildet. Dies ist an der Symmetrielinie (grün) am unteren Bildrand zu erkennen.

Für die Prüfung der Wellrohre wurde die verfahrbare Traverse der Prüfmaschine mit einer konstanten Prüfgeschwindigkeit von  $v = 0,5 \text{ mm/s}$  bewegt. Die so hervorgerufene Zugbelastung wurde solange aufrecht erhalten bis das Wellrohr bzw. dessen Einspannung versagte.



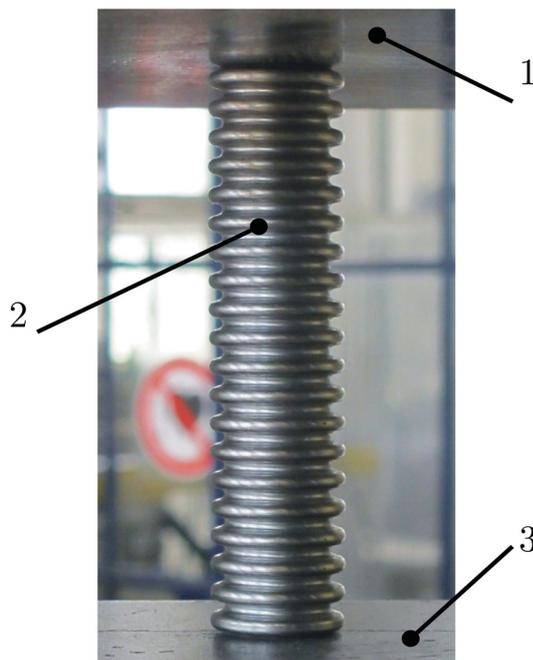
**Abbildung 3.6:** Prüfaufbau für Axialzugbelastung: Die Prüfanordnung besteht aus Wellrohr (1), Überwurfmutter (2), Doppelnippel (3), konstruktiv veränderter Verschlusskappe (4), axial verschiebbarem Bolzen (5) und dem Spannmittel der Prüfmaschine (6).

### 3.2.2 Axialdruckprüfung

Der Prüfaufbau zur Ermittlung der Versagensgrenzen für die axiale Druckbelastung von Wellrohren war weniger komplex als jener für die Zugprüfung. Für die Druckprüfung waren zwei planparallele Platten, welche je an einem der Spannmittel der Prüfmaschine befestigt wurden, notwendig. Abbildung 3.7 zeigt den Prüfaufbau und verweist auf die wesentlichsten Komponenten.

Wie in Abbildung 3.7 erkennbar, wurden die Prüflinge ohne weitere Hilfsmittel positioniert. Dafür mussten die Enden des Rohres eben sein, was eine aufwändigere Probenvorbereitung als bei der Zugprüfung verlangte. Im ersten Schritt wurden die Rohre mit Hilfe eines Rollenschneiders auf das entsprechende Maß abgelängt. Im Anschluss daran

mussten die Enden der Rohre mit einer konventionellen Drehmaschine plangedreht werden, um eine nahezu plane Auflagefläche im Prüfaufbau zu gewährleisten. Weiters wurden auch Positionsmarken im Abstand von  $90^\circ$  auf dem Wellrohr angebracht. Dies ermöglichte die präzise Positionierung der Prüflinge auf den Druckplatten. Die Druckplatten wiesen ebenfalls Markierungen auf und waren so ausgerichtet, dass die Druckkraft symmetrisch auf die gesamte Aufstandsfläche des Rohres wirkte.



**Abbildung 3.7:** Prüfaufbau für axiale Druckprüfung: Aufbau bestehend aus Oberwerkzeug (1), Wellrohr (2) und Unterwerkzeug (3).

Die Eingabeparameter für die Belastungsaufbringung wurden auf den Rohrstauchweg  $s_s$  und die Prüfgeschwindigkeit  $v$  begrenzt. Da die Länge des Wellrohrs konstant blieb, ist der Stauchweg ebenfalls konstant mit 80 mm gewählt worden. Um Einflüsse hinsichtlich der Prüfgeschwindigkeit zu untersuchen, wurden drei Geschwindigkeiten (0,5 mm/s; 1,5 mm/s und 3,0 mm/s) gewählt.

### 3.3 Radialprüfung

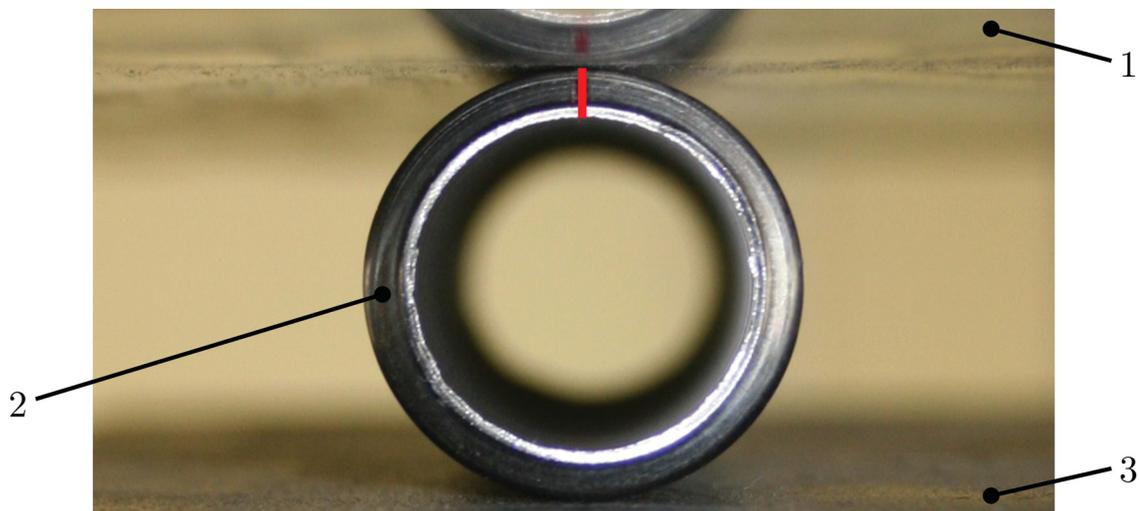
Neben der axialen Prüfung der Wellrohre ist es notwendig, diese auf ihr Querkraftverhalten zu untersuchen. Wie in Kapitel 2.3.2 ausgeführt, sind zwei genormte Prüfverfahren für glattwandige Rohre bekannt. Durch nähere Betrachtung der Einsatzgebiete und den

damit verbundenen Belastungsfällen erschien der Ringfaltversuch nach DIN 50136 als eine angemessene Prüfmethode zur Charakterisierung des Querkraftverhaltens. Das Verfahren sieht vor, das Rohr so zu prüfen, dass die Lage der Schweißnaht einmal in Belastungsrichtung und einmal orthogonal zur Belastungsrichtung ausgerichtet wird. Dies ermöglicht es, die Schweißnaht an ihrer Innen- bzw. Aussenseite abwechselnd einer Zugbeanspruchung auszusetzen [68].

### 3.3.1 Ringfaltversuch - Normalbelastung der Schweißnaht

Der Prüfaufbau ist dem der axialen Druckprüfung der Rohre ident, lediglich die Lage der Mittelachse des Wellrohres wurde verändert. Abbildung 3.8 veranschaulicht den Prüfaufbau und die Lage der Schweißnaht (rot).

Die Lage des Prüflings auf der Druckplatte hat einen starken Einfluss auf das Messergebnis. Liegt die Wellrohr längsachse ausserhalb der Symmetrielinie der Werkzeuge bzw. der Prüfmaschine, so wirken Biegemomente auf die Kraftmessdose. Diese verfälschen das Ergebnis und können, bei entsprechender Größe, die Messdose beschädigen. Aus diesem Grund sind die Markierungen (rot) an Wellrohr (2) und Unterwerkzeug (3) notwendig (Abbildung 3.8).



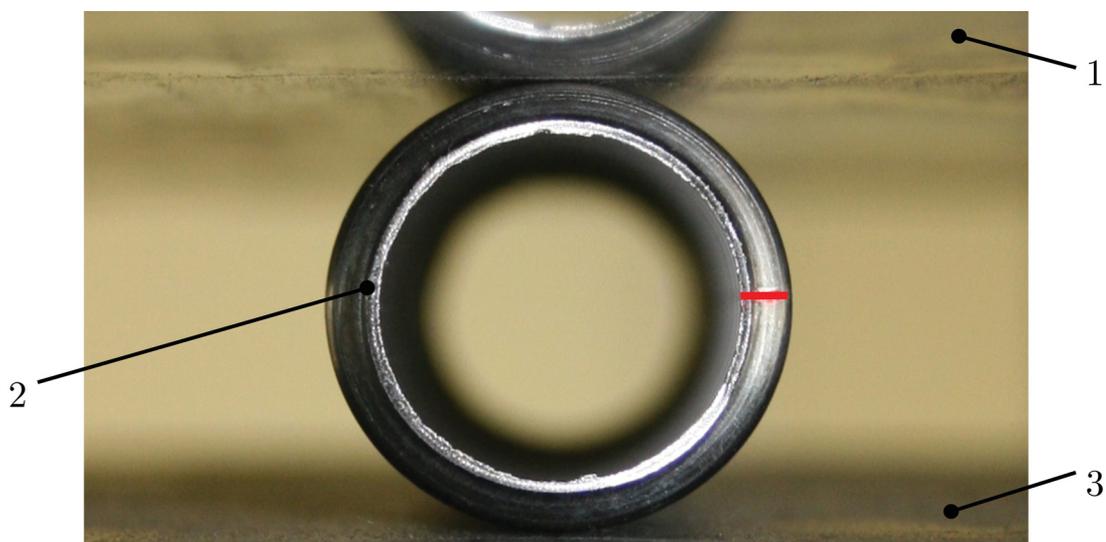
**Abbildung 3.8:** Aufbau für normalbelastete Radialdruckprüfung: Prüfaufbau bestehend aus Oberwerkzeug (1), Wellrohr (2) und Unterwerkzeug (3). Lage der Schweißnaht durch rote Markierung dargestellt.

Als Eingabeparameter für die Prüfung werden der Stauchweg  $s_s$  und die Prüfgeschwindigkeit  $v$  eingestellt. Als Stauchweg wurden 11 mm gewählt, wobei das Wellrohr nicht

vollständig zusammengepresst werden soll. Die Prüfgeschwindigkeit wurde mit 0,5 mm/s festgelegt.

### 3.3.2 Ringfaltversuch - Orthogonalbelastung der Schweißnaht

Die Prüfanordnung unterscheidet sich lediglich in der Lage der Schweißnaht, welche orthogonal zur Belastungsrichtung ausgerichtet ist. Die Position der Schweißnaht und die Belastungsrichtung kann aus Abbildung 3.9 entnommen werden.



**Abbildung 3.9:** Aufbau für orthogonalbelastete Radialdruckprüfung: Prüfaufbau bestehend aus Oberwerkzeug (1), Wellrohr (2) und Unterwerkzeug (3). Lage der Schweißnaht durch rote Markierung dargestellt.

Es werden die gleichen Prüfparameter wie für die Prüfung der normalbelasteten Wellrohre verwendet.

## 3.4 Druckprüfung

Gerade bei Rohren, welche im Energiesektor zum Einsatz kommen, ist es notwendig Dichtheits- bzw. Festigkeitsprüfungen durchzuführen. Die Innendruckprüfung stellt hierfür eine geeignete Methode dar [68].

Da Wellrohre Anwendung im Bereich des Energietransportes und vielen anderen Sektoren finden, werden sie ähnlichen Prüfungen unterzogen. Der Prüfablauf und die Randbedingungen wurden bereits in Kapitel 2.3.2 näher erläutert.

Bei eingehender Betrachtung des Einsatzspektrums von Wellrohren sollte ein weiterer interessanter Belastungsfall untersucht werden. Die Fragestellung dafür lautete, welche Auswirkungen hätte ein allseitig aufgebrachter Druck auf ein Teilstück eines Wellrohres? Um diese Frage zu beantworten, war es notwendig eine geeignete Versuchsvorrichtung zu entwickeln.

### 3.4.1 Fertigung der Druckkammer

In erster Linie war festzulegen, welcher größtmögliche Rohrdurchmesser mit solch einer Prüfanlage zu testen sei. Darüber hinaus mussten die Prüfbedingungen wie Prüfmedium, Prüftemperatur und Prüfablauf festgelegt werden. Hierzu diente die DIN EN ISO 10380 [69] zur Innendruckprüfung von Wellrohren als Anhaltspunkt.

- Festlegung der Prüfbedingungen:

Als größtmöglicher zu prüfender Rohrdurchmesser wurde seitens des Firmenpartners ein Maß für den Aussendurchmesser von 81,9 mm genannt. In Abhängigkeit von der Prüftemperatur sollte ein entsprechendes Prüfmedium verwendet werden. Unter normalen Prüfbedingungen bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C konnte Wasser herangezogen werden.

- Dimensionierung und Konzeptionierung der Prüfkammer:

Da die Prüfbedingungen nun festgelegt waren, konnte im nächsten Schritt mit der Dimensionierung der Prüfkammer begonnen werden. Entscheidend für solch eine Auslegung ist in erster Linie der maximal zulässige Kammerinnendruck. Darunter wird laut Druckgeräterichtlinie 97/23/EG der vom Hersteller angegebenen höchste Druck, für den das Druckgerät ausgelegt ist, verstanden [81].

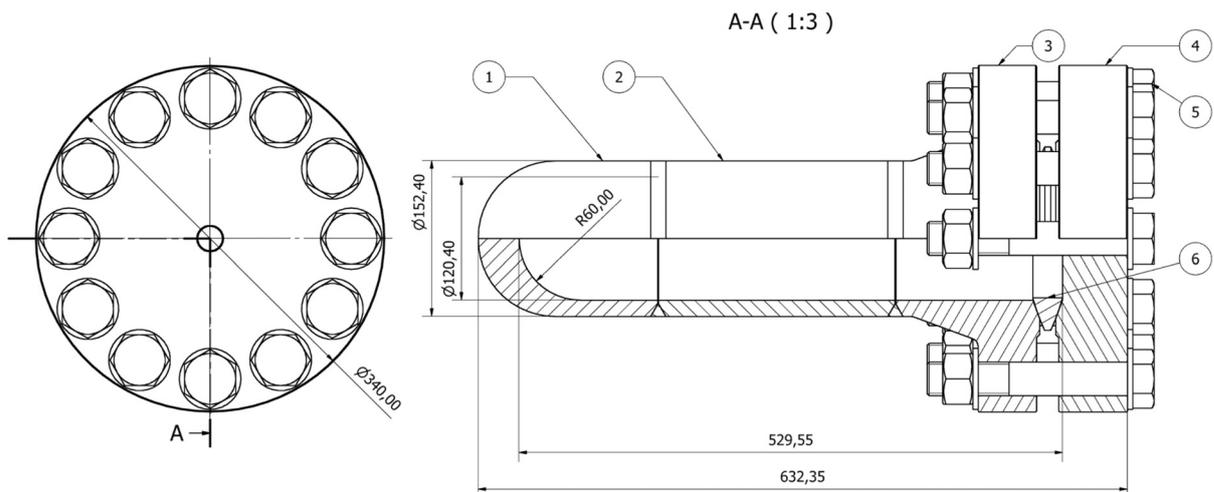
Auf Grund der geometrischen Form von Wellrohren und des Umstandes einer äußeren Druckbelastung konnten bekannte analytische Berechnungsformeln, wie die Kesselgleichungen oder die Gleichungen aus den AD-Merkblättern, nicht zur Abschätzung des Implosionsdruckes herangezogen werden. Die Kesselgleichungen haben Gültigkeit für innendruckbeaufschlagte zylindrische Druckbehälter [82]. Das AD-Merkblatt B13 behandelt metallische Bälge, jedoch finden die angegebenen Gleichungen nur Anwendung für unter Innendruck stehende Kompensatoren. Weiters können die Gleichungen nur für den elastischen Bereich angewandt werden [83].

Um dennoch einen aussagekräftigen Wert für den Nenndruck der Prüfkammer zu wählen, musste auf Erfahrungswerte des Firmenpartners zurückgegriffen werden. Diesem war, für ein Wellrohr der Dimension DN16, der Implosionsdruck von etwa 220 bar bekannt. Die nächsthöhere Normdruckstufe liegt bei 250 bar, welche als Nenndruckstufe für die Prüfkammer festgelegt wurde.

Da Wellrohre bis zu einem Durchmesser von ca. 82 mm geprüft werden sollten, durfte die Druckkammer gewisse geometrische Abmessungen nicht unterschreiten. Auf Grund der speziellen Abschlüsse für Rohre dieser Dimensionen musste die Kammer mit einer Nennweite von DN125 ausgeführt werden. Ein weiteres wesentliches Maß war die innere Kammerlänge, welche mit etwa 350 mm berechnet wurde. Die errechnete Länge beinhaltete etwaige Längenausdehnungen von Wellrohren, welche unter Innendruck geprüft werden.

Zur Realisierung der Prüfkammer wurden drei Konzepte entwickelt und hinsichtlich Herstellbarkeit, Kostenaufwand und flexible Nutzbarkeit bewertet. Jenes Konzept, welches aus einem Vorschweißflansch mit angeschweißtem zylindrischen Kammernteil bestand, stellte sich als einfachste und kostengünstigste Lösung heraus.

Abbildung 3.10 lässt die Prüfkammer, ihre Einzelteile und ihre wesentlichen Abmessungen erkennen. Auf Grund der geforderten Kammerinnenlänge musste der zylindrische Kammerteil aus zwei Einzelteilen hergestellt werden. Ansonsten wären die Fertigungstoleranzen nicht einzuhalten gewesen.



**Abbildung 3.10:** Einzelteile und Abmessungen der Prüfkammer: Bestandteile der Prüfkammer waren, der Kugelboden (1), der zylindrische Rohrabchnitt (2), der Vorschweißflansch (3), der Blindflansch (4), die Schrauben (5) und die Linsendichtung (6).

Um eine ausreichende Abdichtung der Prüfkammer zu gewährleisten, waren mehrere Lösungen möglich. Nach Gesprächen mit der Firma Rich. Klinger Dichtungstechnik GmbH & Co KG standen zwei mögliche Dichtungstypen zur Auswahl. Die Wahl fiel auf die Ausführung mit metallischer Dichtlinse. Der große Vorteil lag in den geringeren Fertigungskosten und der Wiederverwendbarkeit, verglichen mit einer metallischen Kammprofilichtung. Die Funktion des Kammerdeckels übernahm ein Blindflansch, welcher mit zwölf Stück M30-Schrauben fest mit dem Vorschweißflansch verschraubt wurde. Der Blindflansch besaß eine zentrische Bohrung mit einem 3/4 Zoll Gewinde, um die Handpumpe anzuschließen.

Im Hinblick auf die Prüfbedingungen und das verwendete Prüfmedium wurde die Kammer aus einem austenitischen Edelstahl der Güte 1.4571 gefertigt. Dies ist ein Werkstoff, welcher im Apparatebau zum Einsatz kommt und sich durch seine chemische und korrosive Beständigkeit und gute Schweißbeignung auszeichnet. Als Nachteil kann die schlechte Zerspanbarkeit des Werkstoffes angesehen werden [84].

Für die Linsendichtungen wurde ein Feinkornbaustahl der Güte 1.0565 ausgewählt. Dessen Einsatzgebiet liegt ebenfalls im Apparatebau und findet daher oftmals für Druckbehälter und Dichtungen für druckbeanspruchte Komponenten Anwendung [85].

Um die Dichtheit der Kammer bei einem Innendruck von 250 bar zu gewährleisten, musste das Anzugsmoment  $M_A$  für die Schrauben berechnet werden. Durch den Einsatz einer metallischen Linsendichtung war es notwendig, das Moment sorgfältig zu bestimmen, da bei einem zu hoch gewählten Anzugsmoment die Dichtflächen der Flansche einer zu hohen plastischen Deformation ausgesetzt würden. Dies führt zu einer Undichtheit zwischen dem Dichtelement und den Dichtflächen.

Als Berechnungsgrundlage zur Ermittlung der Gesamtschraubenkraft  $F_{SB}$  wurde das AD-Merkblatt B7 herangezogen [86]: Das Merkblatt behandelt unter Punkt 6.1.2 - "Kreisförmige Schraubenverbindungen mit Dichtungen innerhalb des Lochkreises" die Ermittlung der Gesamtschraubenkraft für den Betriebszustand. Die Gesamtschraubenkraft  $F_{SB}$  ergibt sich aus der Summe der durch den Innendruck bedingten Kräften  $F_{RB}$  und  $F_{FB}$  sowie der notwendigen Dichtungsverformkraft  $F_{DB}$ .

$$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} \quad (3.1)$$

Die Berechnung von  $F_{RB}$  und  $F_{FB}$  erfolgt mittels Glg (3.2) und Glg (3.3):

$$F_{RB} = \frac{p_i \cdot \pi \cdot d_i^2}{40} = \frac{250 \text{ bar} \cdot \pi \cdot 120,4 \text{ mm}^2}{40} = 284,6 \text{ kN} \quad (3.2)$$

$$F_{FB} = \frac{p_i \cdot \pi \cdot (d_D^2 - d_i^2)}{40} = \frac{250 \text{ bar} \cdot \pi \cdot (148 \text{ mm}^2 - 120,4 \text{ mm}^2)}{40} = 145,5 \text{ kN} \quad (3.3)$$

Berechnung von  $F_{DB}$  mittels Glg (3.4):

$$F_{DB} = \frac{p_i}{10} \cdot \pi \cdot d_D \cdot s_D \cdot k_1 = \frac{250 \text{ bar}}{10} \cdot \pi \cdot 148 \text{ mm} \cdot 1,2 \cdot 6 \text{ mm} = 83,7 \text{ kN} \quad (3.4)$$

$F_{SB}$  wurde schließlich mittels (3.1) berechnet:

$$F_{SB} = F_{RB} + F_{FB} + F_{DB} = 248,6 \text{ kN} + 145,5 \text{ kN} + 83,7 \text{ kN} = 513,8 \text{ kN} \quad (3.5)$$

Um das Anzugsmoment  $M_A$  einer Schraube zu erhalten musste, jene Kraft, welche auf eine einzige Schraube wirkt  $F_S$  ermittelt werden, wobei  $n$  der Anzahl der Schrauben entspricht.

$$F_S = \frac{F_{SB}}{n} = \frac{513,8 \text{ kN}}{12} = 42,8 \text{ kN} \quad (3.6)$$

Das Anzugsmoment  $M_A$  konnte mit folgender Gleichung berechnet werden [82]:

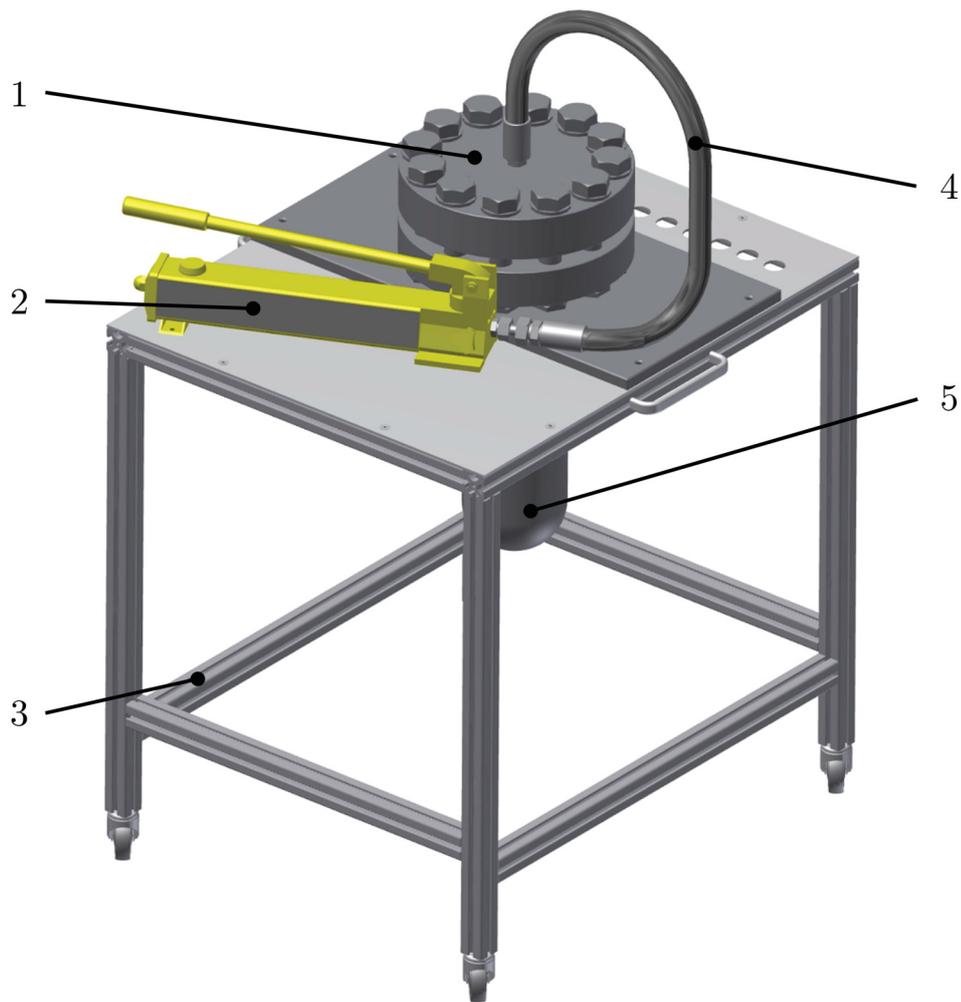
$$\begin{aligned} M_A &= F_S \cdot \left[ 0,159 \cdot P + \mu_{ges} \cdot \left( 0,577 \cdot d_2 + \frac{(d_w + d_h)}{4} \right) \right] = \quad (3.7) \\ &= 42,8 \text{ kN} \cdot \left[ 0,159 \cdot 3,5 + 0,14 \cdot \left( 0,577 \cdot 27,73 \text{ mm} + \frac{(46 \text{ mm} + 33 \text{ mm})}{4} \right) \right] = \\ &\quad \underline{M_A = 238 \text{ Nm}} \end{aligned}$$

Der berechnete Wert für das Anzugsmoment  $M_A$  erschien realistisch für eine metrische Schraube der Dimension M30 x 200, welche mit den beschriebenen Belastungen beansprucht wird. Um dennoch eine gewisse Sicherheit im Bezug auf die Undichtheit der verschlossenen Kammer zu gewährleisten, wurde ein erhöhtes Anzugsmoment von 250 Nm für die weiteren Versuche gewählt.

- Konstruktion der Prüfkammer und des Untertisches:

Nach ausführlicher und genauer Auslegung und Konzeptionierung wurde die Prüfkammer konstruiert und im Anschluss daran in Auftrag gegeben.

Auf Grund des hohen Gewichtes und damit die Prüfkammer manövriert werden konnte, musste zusätzlich ein Untertisch konstruiert und gefertigt werden. Die Einzelteil- und die Zusammenstellungszeichnungen für Prüfkammer und Untertisch sind dem Anhang B zu entnehmen.



**Abbildung 3.11:** Mobile Prüfeinheit für Druckprüfung: Zusammenstellungszeichnung der gesamten Prüfkammer bestehend aus Blindflansch (1), Handpumpe (2), Untertisch (3), Hydraulikleitung (4) und Vorschweißflansch mit zylindrischem Kammerenteil (5).

In Abbildung 3.11 ist die endgültige Version der Prüfkammer in Kombination mit der Unterkonstruktion dargestellt. Die Prüfkammer wurde auf einem Untertisch (3) aufgesetzt, an die Handpumpe über eine Hydraulikleitung (4) angeschlossen und bildete somit eine mobile Prüfeinheit.

- Inbetriebnahme der Prüfkammer:

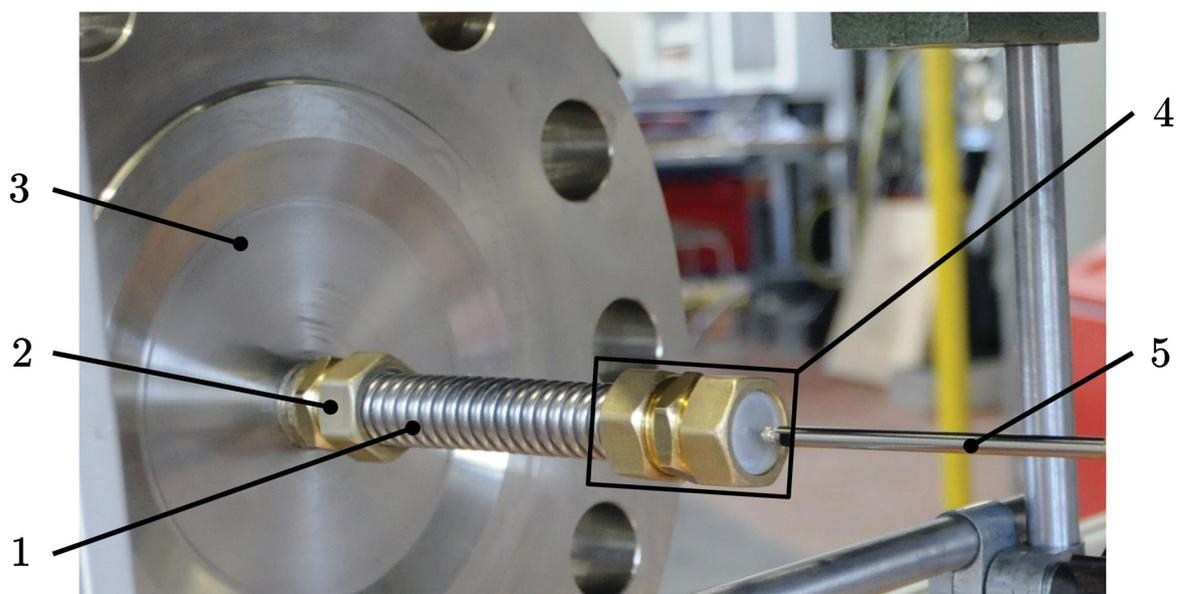
Nach Fertigstellung des Untertisches und Lieferung der verschweißten Kammerkomponenten war es notwendig, die Prüfkammer einer Dichtheitsprüfung zu unterziehen. Das Ziel dieser Prüfung ist die Ermittlung des maximalen Innendruckes bis zum Auftreten einer Undichtheit. Zu diesem Zweck wurde die Prüfkammer mit dem Blindflansch verschlossen

und das gewählte Anzugsmoment von 250 Nm mittels Drehmomentenschlüssel auf die einzelnen Schrauben aufgebracht. Durch kontinuierliches betätigen der Handpumpe wurde der Innendruck innerhalb der Prüfkammer stetig gesteigert bis eine Leckage im Bereich der Dichtung sichtbar wurde. Mit Hilfe eines an der Handpumpe angebrachten digitalen Druckmessgerätes war es möglich, den aufgetragenen Innendruck von 290 bar abzulesen. Mehrmalige Wiederholung bestätigten das Ergebnis von rund 290 bar bei einem Schraubenanzugsmoment von 250 Nm.

Neben der Dichtheitsprüfung wurde auch eine Druckverlustprüfung durchgeführt. Innerhalb von 10 min konnte ein Druckabfall von etwa 7 bar beobachtet werden. Nach anschließender Erhöhung des Anzugsmomentes der Anschlussstellen war es möglich, die Druckdifferenz auf 5 bar pro 10 min zu verringern. Die Messung der Druckdifferenz erfolgte in einem Bereich von 250 bar auf 240 bar.

### 3.4.2 Innendruckprüfung

Für die Prüfung der Wellrohre auf Innendruck mussten diese an dem freien Ende dicht verschlossen werden. Dies gelang mit einer 1,5 mm starken Abdeckplatte, welche mittels Überwurfmutter an den Doppelnippel verschraubt wurde. Das entgegengesetzte Ende wurde am Blindflansch fest mit dem Doppelnippel verschraubt. Die Abbildung 3.12 stellt die beschriebenen Versuchsaufbau und die wesentlichen Komponenten dar.



**Abbildung 3.12:** Versuchsaufbau für Innendruckprüfung: Versuchsaufbau zur Untersuchung der Innendruckbelastung bestehend aus Wellrohr (1), flanschseitige Verschraubung (2), Blindflansch (3), Verschraubung mit Abdeckplatte (4) und Wegaufnehmer (5).

Da das freie Ende des Wellrohrs, bedingt durch das Gewicht der Verschraubung, nach unten hing, musste es geführt werden. Dafür saß das Wellrohr in einem glattwandigen Führungsrohr (4), welches wiederum an einem justierbarem Führungsträger (1) befestigt war (Abbildung 3.13).

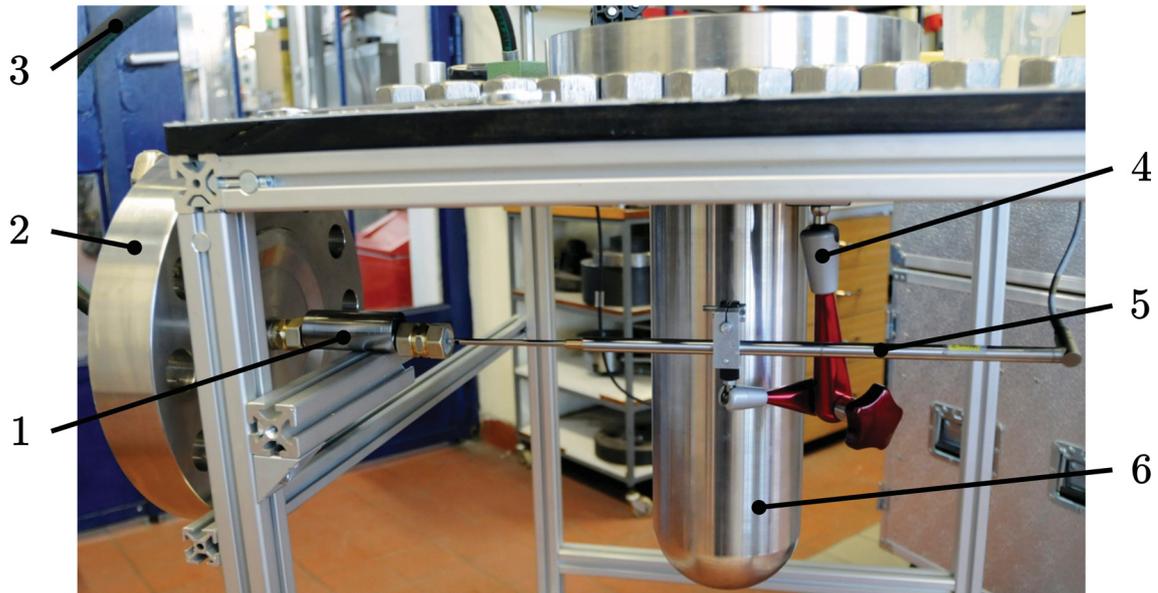


**Abbildung 3.13:** Verbesserter Versuchsaufbau für Innendruckprüfung: Verbesserter Aufbau durch justierbaren Führungsträger (1) und Führungsrohr (4). Weiters sind ein Tischbein des Untertisches der Prüfkammer (2), der Blindflansch (3), die Tastspitze des Wegaufnehmers (5) und die Abdeckplatte der Rohrverschraubung (6) zu erkennen.

Des Weiteren ist in Abbildung 3.13 ein Teil des induktiven Wegaufnehmers (5) des Typs WA100 der Firma Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH (HBM) zu erkennen, dessen Spitze an die Abdeckplatte (6) tastet [87]. Dieser diente als Messeinrichtung zur digitalen Aufnahme der Längenausdehnung des Wellrohrs infolge des steigenden Innendruckes.

Die Druckaufgabe geschah mittels einer handelsüblichen hydraulischen Handpumpe des Typs 82C-2HP der Firma Parker [88]. Ein Druckaufnehmer des Typs P2VA1 der Firma HBM ermöglichte es in Echtzeit den aufgebrachten Druck zu digitalisieren [89]. Das digitale Signal des Weg- und Druckaufnehmers konnte über einen digitalen Messverstärker des Typs Spider 8 in die Messsoftware Catman Easy, beide ebenfalls von der Firma HBM, eingespeist werden. So war es möglich, die Längsausdehnung des Wellrohrs in Abhängigkeit des Innendruckes aufzuzeichnen [90].

Aus Abbildung 3.14 wurde der endgültige Prüfaufbau für die Innendruckprüfung der Wellrohre dargestellt. Durch Betätigung des Handhebels an der Handpumpe war es möglich, den Druck über die Hydraulikleitung in das Wellrohr zu übertragen. Somit konnte der Druck innerhalb des Rohres kontinuierlich gesteigert werden.

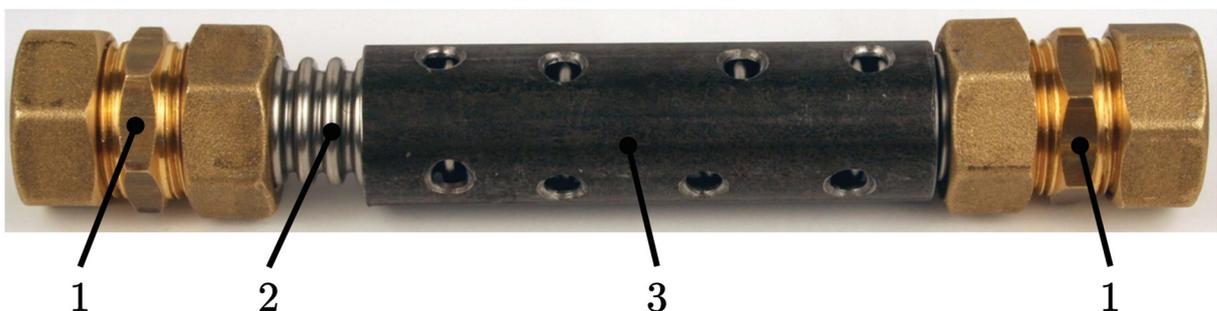


**Abbildung 3.14:** Endgültiger Versuchsaufbau für Innendruckprüfung: Der Gesamtaufbau bestehend aus geführtem Wellrohr (1), Blindflansch (2), Hydraulikleitung (3), Magnethalter für Wegaufnehmer (4), induktiver Wegaufnehmer (5) und Prüfkammer (6).

### 3.4.3 Außendruckprüfung

Nach Überprüfung der Grenze der Undichtheit und des Druckverlustes innerhalb einer bestimmten Zeiteinheit war es möglich reproduzierbar Ergebnisse mit der Prüfkammer zu erhalten.

Im Vorfeld musste das Wellrohr beidseitig verschlossen werden. Dies geschah mit einer Klemmringverschraubung wie sie in Kapitel 3.1 beschrieben wurde. Um der axialen Stauchung entgegenzuwirken, war ein Distanzrohr zwischen den Verschraubungen notwendig, wie Abbildung 3.15 zeigt.



**Abbildung 3.15:** Rohraufbau für Außendruckprüfung: Aufbau bestehend aus den beiden Verschraubungen (1), dem Wellrohr (2) und der Distanzhülse (3).

Mittels radial angeordneter Bohrungen über dem gesamten Distanzrohrmantel konnte ein annähernd gleiches Druckniveau an der gesamten Wellrohraußenfläche gewährleistet werden.

Aufgrund des verwendeten Verschraubungssystems war es notwendig, das Wellrohr länger als das Distanzrohr auszuführen, wie Abbildung 3.15 zeigt. Neben dem Distanzrohr (3) ist noch das Wellrohr (2) und die Klemmringverschraubungen (1) in Abbildung 3.15 zu erkennen.

Nach Platzierung des Wellrohrprüflings innerhalb der Prüfkammer wurde der Rest des Kammervolumens mit dem Druckmedium aufgefüllt. Im Anschluss musste der Linsendichtring und der Blindflansch exakt auf der Dichtfläche der Kammer positioniert werden, um ein gleichmäßiges Anziehen der Schrauben zu ermöglichen. Das anschließende mehrmalige betätigen der Handpumpe diente der Entlüftung der Prüfkammer. Abschließend konnte der Blindflansch mit der Prüfkammer schrittweise und über Kreuz mit den Drehmomenten von 100, 150, 200 und schließlich 250 Nm verschraubt werden. Dies diente einer gleichmäßigen Belastung der Schrauben und des Dichtelementes.

Abbildung 3.16 zeigt den Prüfaufbau zu Beginn der Prüfung und dessen wesentlichen Komponenten.



**Abbildung 3.16:** Druckkammer vor Prüfbeginn: Verschlossene Druckkammer vor Beginn der Prüfung. Dargestellt sind die Prüfkammer mit Blindflansch und Schrauben (1), der digitale Druckaufnehmer (2), die Handpumpe (3) und der Untertisch (4).

Nach Beginn der Prüfung konnte mit Hilfe der Handpumpe der Druck innerhalb der Prüfkammer stetig gesteigert werden. Der aktuelle Druck wurde, wie bereits bei der Inndruckprüfung 3.4.2 beschrieben, über einen digitalen Druckaufnehmer, einem Messverstärker und den Messrechner aufgezeichnet.

## 3.5 Biegeprüfung

Mit Hilfe der Biegeprüfung ist es möglich, Aussagen über die Flexibilität und Biegebarkeit eines Wellrohres zu treffen. Dies ist maßgebend, da bei deren Einsatz oftmals ein hoher Grad an Flexibilität bzw. Biegebarkeit gefordert wird.

Wie bereits in Kapitel 2.3.2 beschrieben, wurde die Biegeprüfung an Wellrohren durchgeführt, jedoch ohne der anschließenden Druckprüfung. Solch eine Prüfung fällt unter Punkt 5.4 - Flexibilität und Biegebarkeit der DIN EN ISO 10380 [69], genauer unter die Prüfung nach Typ 3 dieser Norm.

Gegenstand dieser Untersuchung war die Vorhersage der Versagensgrenze des Wellrohres, welches zyklischen Biegebelastungen nach Randbedingungen aus der genannten Norm ausgesetzt wurde. Hierfür war es erforderlich, eine Prüfeinrichtung zu konstruieren, welche die angegebenen Prüfanforderungen erfüllt.

### 3.5.1 Biegevorrichtung

Um Wellrohre einer zyklischen Biegebelastung auszusetzen musste eine am Lehrstuhl für Umformtechnik (LUT) bestehende Vorrichtung, welche ursprünglich für das Biegen von Blechen konzipiert war, umgebaut werden.

- Bestehende Prüfvorrichtung:

Bei der bestehenden Vorrichtung handelte es sich um eine Hin- und Herbiegemaschine mit welcher beispielsweise der metallische Verbund von walzplattierten Stahlblechen untersucht wurde.

- Konstruktive Veränderungen an der bestehenden Prüfvorrichtung:

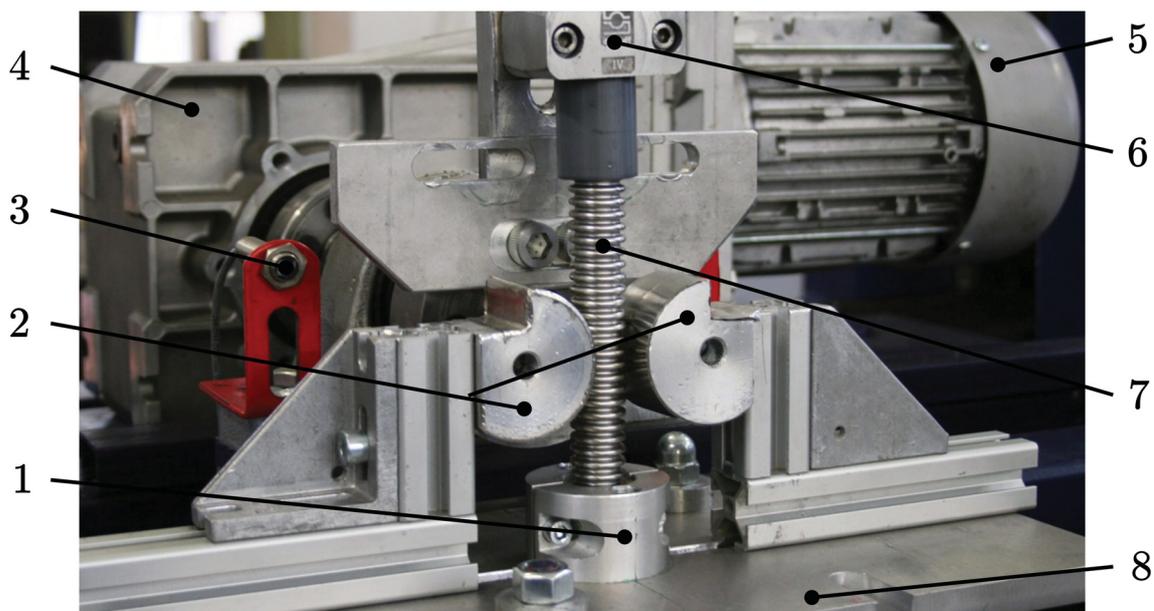
Aufgabe der Vorrichtung für die hier benötigten Prüfungen war es, das Wellrohr über definierte Abrollkörper mit einem spezifischen Radius zu biegen.

Dadurch dass die Vorrichtung bereits eine geregelte zyklische Rotationsbewegung durchführen konnte, musste lediglich die Spann- und Führungseinheit verändert werden.

Eine Herausforderung stellte die Gestaltung der Spanneinheit dar, da die bestehende Vorrichtung einen sehr geringen Abstand zwischen Spanneinheit und Drehpunkt aufwies. Konstruktiv konnte die Spanneinheit durch einen geteilten Ring aus Aluminium abgebildet werden. Innerhalb des Ringes wurde die Kontur des Wellrohrs mit dem Kalteinbettmittel DuroCit der Firma Struers abgebildet [91].

Durch Verschrauben der beiden Ringsegmente und anschließendes Fixieren an der Grundplatte konnte das Wellrohr an einem Ende gespannt werden, während das andere frei beweglich war.

In Abbildung 3.17 ist die umgestaltete Prüfvorrichtung mit den wesentlichen Komponenten abgebildet.



**Abbildung 3.17:** Umgestaltete Biegeprüfvorrichtung: Die wesentlichen Komponenten der Prüf-anlage sind die Spanneinheit (1), die beiden Abrollkörper (2), die Endschalter (3), das Getriebe (4), der Elektromotor (5), die drehbare Führungseinheit (6), das Wellrohr (7) und die Grundplatte (8).

Neben der Spanneinheit musste die Führungseinheit, welche die rotierende Bewegung ausführt, umgestaltet werden. Aufgabe dieser ist es, das Wellrohr entlang einer Kreisbahn zu führen. Bedingt durch die rotierende Bewegung der Führungseinheit und dem fix eingespanntem Wellrohrende ändert sich die Position der Führungshülse am Wellrohr. Dabei ist darauf zu achten, dass die Führungshülse keine zusätzliche Zugbeanspruchung auf

das geführte Wellrohr ausübt. Um dem vorzubeugen, wurde die gesamte Führungseinheit drehbar gelagert. Die Führungshülse bestand aus einem Kunststoffrohr, dessen Unterkante stark abgerundet war. Dies sollte das Abgleiten der einzelnen Wellen verbessern.

Beide Abrollkörper bestanden aus Aluminium. An den Abrollflächen wurde ein dünner Blechstreifen angebracht, um die Verschleißfestigkeit zu verbessern. Über Langlöcher in der Grundplatte konnten die beiden Abrollkörper exakt positioniert werden.

- Inbetriebnahme der Biegeprüfvorrichtung:

Durch den Anbau einzelner Komponenten an die bestehende Prüfvorrichtung wurde in keinster Weise die Funktion beeinträchtigt und die Maschine konnte direkt nach den erforderlichen Umbaumaßnahmen in Betrieb genommen werden.

Der Norm DIN EN ISO 10380 war zu entnehmen, dass die Prüffrequenz im Bereich von 5 bis 25 Lastwechsel/min liegen musste [69]. Über ein Stellrad an der Steuereinheit der Maschine wurde eine Prüffrequenz von 10 Lastwechsel/min eingestellt. Mit Hilfe von Sensoren konnte der Schwenkbereich der Führungseinheit exakt positioniert werden. Der maximale Schwenkbereich der Vorrichtung war mit  $180^\circ$  beschränkt.

### 3.5.2 Zyklische Biegebeanspruchung

Mit Hilfe der beschriebenen Vorrichtung in Kapitel 3.5.1 konnten Wellrohre auf deren Verhalten unter zyklische Beanspruchung untersucht werden. Zum Einen wurde ein Schwenkbereich von  $90^\circ$  gewählt. Dies geschah mit den gleichen Randbedingungen, wie sie der DIN EN ISO 10380 zu entnehmen waren [69]. Zum Anderen wurde, auf Wunsch des Firmenpartners, der Schwenkbereich auf  $180^\circ$  erweitert. Dabei wurde der Schädigungseinfluß der unter Zug-Druck-Wechselbeanspruchung stehenden Mantelfläche des Wellrohrs untersucht.

- Biegeprüfung mit Schwenkbereich  $90^\circ$ :

Nach Beschneiden des Wellrohrs auf eine Länge von etwa 170 mm konnte dieses in der dafür vorgesehenen Einspanneinheit an der Prüfmaschinenrundplatte fixiert werden. Es musste dabei auf die Ausrichtung der Schweißnaht geachtet werden. Die Naht wurde parallel zur Biegeebene ausgerichtet. Gleichzeitig mit der Fixierung des Wellrohrs in der Einspanneinheit wurde das obere Rohrende mit der Führungseinheit verbunden. Im Anschluss daran wurden die beiden Abrollkörper korrekt ausgerichtet, sodass zwischen dem Wellrohr und den beiden Abrollkörpern kein Spiel mehr erkennbar war.

Die Position der Schweißnaht war insofern von Bedeutung, da diese je nach Lage bei der Versuchsdurchführung höheren Spannungsbeanspruchungen im Zug- bzw. Druckbereich ausgesetzt werden würde. Die Anzahl der durchgeführten Lastwechsel, bezogen auf die Position der Schweißnaht, konnte zur Vorhersage der Versagensgrenze des Wellrohrs herangezogen werden.

Wie bereits in Kapitel 3.5.1 unter Punkt - Inbetriebnahme - beschrieben, wurde die Biegeprüfung an den Wellrohren durchgeführt.

Die Biegeprüfung wurde für einen Schwenkbereich von  $90^\circ$  und  $180^\circ$  durchgeführt.

# 4 Numerische Simulation des mechanischen Verhaltens von Wellrohren

Im Anschluss an die experimentellen Untersuchungen der einzelnen Belastungsfälle wurden diese mit Hilfe der FE-Software Abaqus/Standard modelliert. Aufbauend auf einem Basismodell, welches das unbelastete Wellrohr abbildete, wurden Modelle für die jeweiligen Belastungsfälle entwickelt.

## 4.1 Modellierung des Wellrohrs

Um eine aussagekräftige Abbildung des Realfalls zu erreichen, mussten neben der Geometrie des Wellrohrs auch dessen Materialkennwerte implementiert werden. Aus diesem Grund war es notwendig, im Vorfeld Materialdaten des verwendeten Werkstoffes experimentell zu ermitteln bzw. nachzuschlagen.

### 4.1.1 Materialspezifische Eingabeparameter

Die folgenden Unterpunkte beschreiben die Ermittlung der elastischen und plastischen Eingabeparameter des Wellrohrwerkstoffes.

- Elastische Eingabeparameter:

Da es sich bei dem verwendeten Rohrwerkstoff um einen austenitischen Edelstahl der Güte 1.4404 handelt, konnten die entsprechenden elastischen Materialkennwerte aus einem Werkstoffdatenblatt der Firma ThyssenKrupp Nirosta GmbH entnommen werden. Für den Werkstoff waren folgende Kennwerte in dem Datenblatt enthalten [92]:

**Tabelle 4.1:** Elastische Materialkennwerte: Kennwerte für den verwendeten Wellrohrwerkstoff 1.4404 [92].

Elastizitätsmodul $E$ [ $kN/mm^2$ ]	0,2%-Dehngrenze $R_{p0,2}$ [ $N/mm^2$ ]	1,0%-Dehngrenze $R_{p1,0}$ [ $N/mm^2$ ]	Zugfestigkeit $R_m$ [ $N/mm^2$ ]
200	$\leq 240$	$\leq 270$	530 bis 680

Die Kennwerte aus Tabelle 4.1 gelten für kaltgewalzte Bänder mit einer Stärke bis 6 mm und wurden bei Umgebungstemperatur (20 °C) geprüft.

Des weiteren wurde die Querkontraktionszahl  $\nu$  mit 0,3 dem Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau entnommen [93].

Wesentliche Eingabewerte für das Basismodell waren der Elastizitätsmodul und die Querkontraktionszahl.

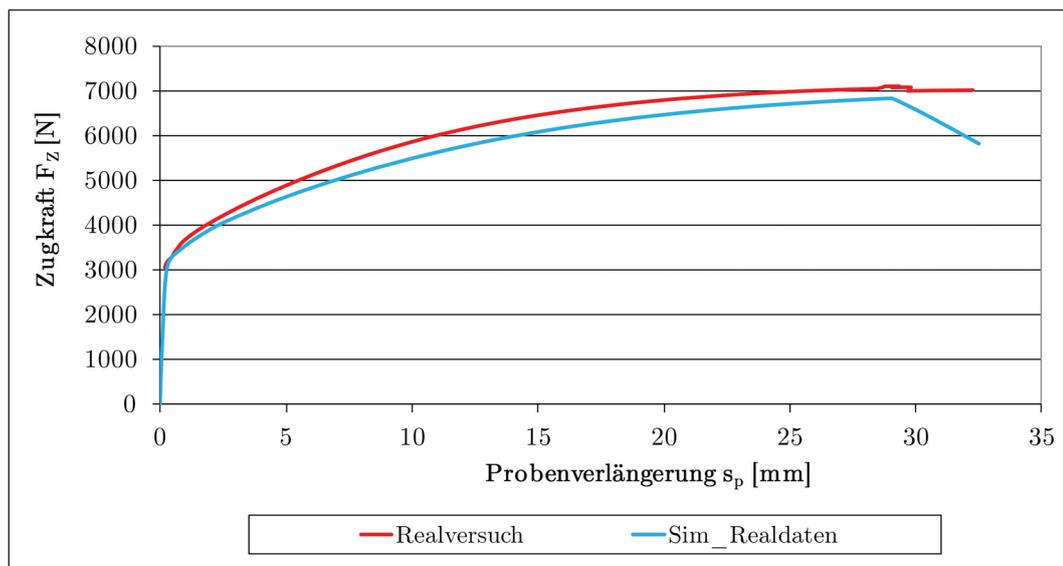
- Plastische Eingabeparameter:

Zur Ermittlung der plastischen Daten des Werkstoffes wurden Zugversuchsproben aus einem Blechband einer Dicke von 0,6 mm gefertigt. Mittels der am LUT befindlichen Universalprüfmaschine des Types Z250 der Firma Zwick/Roell konnten Kraft-Verlängerungs-Kurven aufgenommen werden. Die Berechnung der Fließkurve aus den ermittelten Daten wurde mit folgenden Formeln für die Fließspannung  $k_f$  (4.1) und den Umformgrad  $\varphi$  (4.2) durchgeführt [94]:

$$k_f = \frac{F}{A_0} \cdot \frac{l_1}{l_0} \quad (4.1)$$

$$\varphi = \ln \left( \frac{l_1}{l_0} \right) - \ln (\epsilon_{el} + 1) \quad (4.2)$$

Es wurden Zugversuche an drei identen Zugproben durchgeführt. Der Mittelwert der drei wird in Abbildung 4.1 dargestellt.

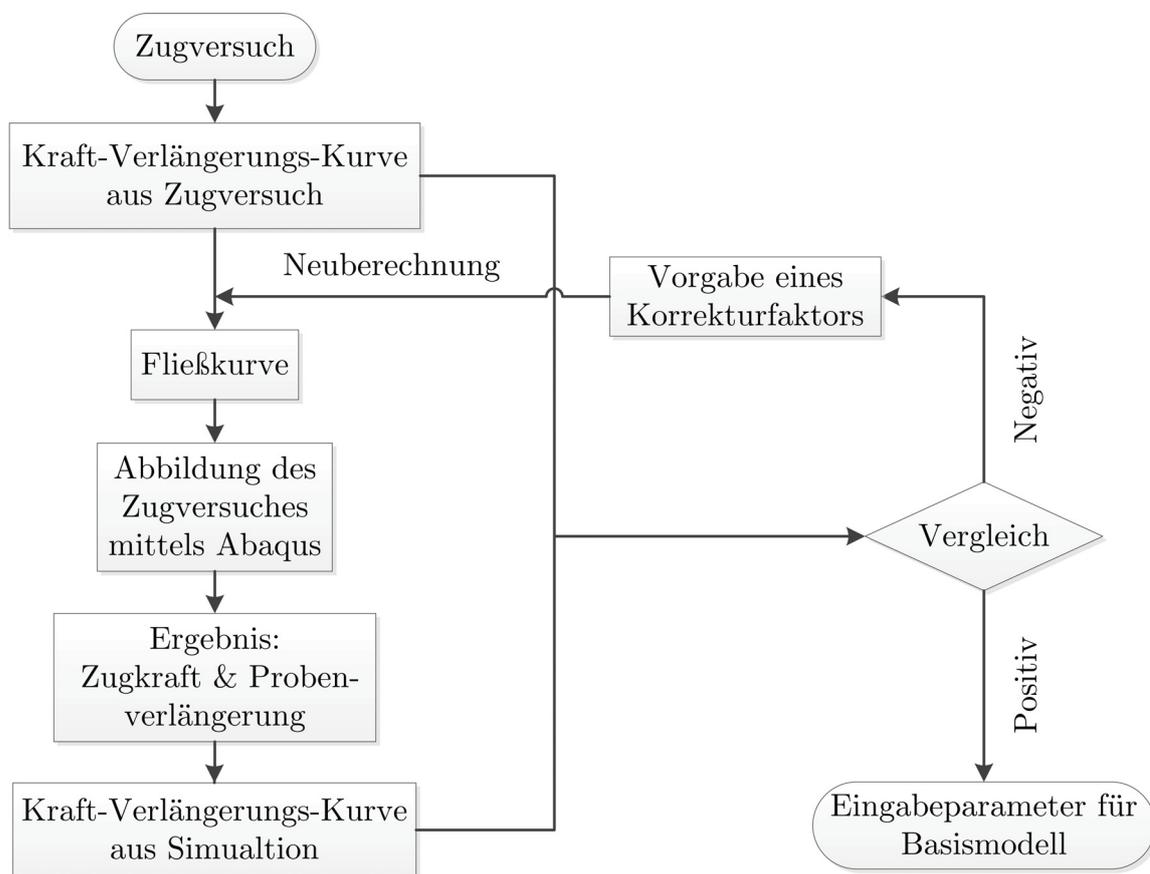


**Abbildung 4.1:** Vergleich der Kraftverläufe: Vergleich der Kraft-Verlängerungs-Kurven für den Realversuch (rot) und dem resultierenden Simulationsergebnis (blau).

Nach Ermittlung der Fließkurve für den Wellrohrwerkstoff war es erforderlich, das Ergebnis auf dessen Richtigkeit zu überprüfen. Dafür wurde mittels Abaqus/Standard der Zugversuch nachgebildet und die berechnete Fließkurve implementiert [78].

Das Ergebnis der Simulation lieferte ebenfalls Werte für die Zugkraft  $F_Z$  und die zugehörige Probenverlängerung  $s_p$ . Eine Gegenüberstellung der Ergebnisse aus Simulation und dem Mittelwert der Realversuche zeigte, dass eine erhebliche Abweichung zwischen den beiden Verläufen, wie in Abbildung 4.1 zu erkennen ist, vorlag.

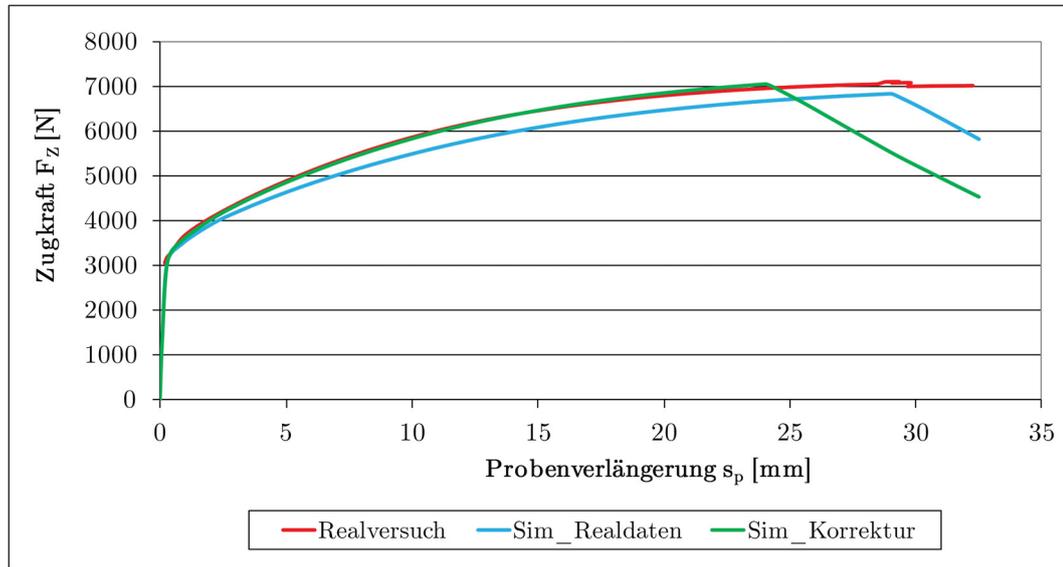
Um eine Verbesserung des Simulationsergebnisses zu erreichen, war es notwendig die Eingabedaten entsprechend zu korrigieren. Mit Hilfe eines iterativen Optimierungsprozesses konnte das Ergebnis nach und nach an das des Realverlaufes angenähert werden. Abbildung 4.2 stellt den gesamten Optimierungsprozess in Form eines Flußdiagramms dar.



**Abbildung 4.2:** Optimierungsprozess: Flußdiagramm zur Darstellung des Prozesses zur Ermittlung der korrekten Fließkurve für den Wellrohrwerkstoff.

Schlussendlich gelang es über das beschriebene Optimierungsverfahren einen näherungsweisen Verlauf der Zugkraft mittels Simulationsmodell zu berechnen. Das erzielte Ender-

gebnis, welches die grüne Kurve in Abbildung 4.3 darstellt wurde als Eingabewert in das Basismodell übernommen.



**Abbildung 4.3:** Fließkurvenoptimierung: Kraft-Verlängerungs-Kurven für den Realversuch (rot), das resultierende Simulationsergebnis (blau) und der korrigierte Verlauf (grün).

### 4.1.2 Schädigungsermittlung

Die Ermittlung der Versagensgrenze für das belastete Rohr war eine der Hauptaufgaben dieser Arbeit. Es war notwendig, eine Kennzahl für die Schädigung einzuführen, welche Aufschluß über den Grad der Schädigung gab. Die verwendete Berechnungssoftware ermöglichte es, über Angaben innerhalb der Definition der Materialeigenschaften, einen separaten Parameter für die duktile Schädigung zu definieren.

Das implementierte Schädigungsmodell entspricht dem Schädigungskriterium nach Ayada [95]. Es wird über das, den Vergleichsumformgrad  $\varphi_V$  integrierte, Verhältnis von hydrostatischem Spannungsanteil  $\sigma_m$  und der von Mises Vergleichsspannung  $\sigma_V$  beschrieben:

$$D = \int_0^{\varphi_V} \frac{\sigma_m}{\sigma_V} d\varphi_V \leq D_{krit} \quad (4.3)$$

Mittels Gleichung 4.3 ist es möglich, einen Schädigungsbeiwert  $D$  zu berechnen. Dieser kann zur Bewertung der im Wellrohr vorhandenen Schädigung herangezogen werden, wenn der kritische Wert der Schädigung  $D_{krit}$  bekannt ist. Durch die experimentellen Untersuchungen besteht die Möglichkeit den kritischen Wert für jeden Belastungsfall zu bestimmen.

### 4.1.3 Modellgeometrie

In Anbetracht der Tatsache, dass die Belastungsfälle aus den praktischen Versuchen nachgestellt werden, wies das Basismodell ebenfalls die Geometrie des Wellrohrs auf. Die exakten Abmessungen des Wellrohrs wurden bereits in Kapitel 2.4 in Abbildung 2.10 näher dargestellt.

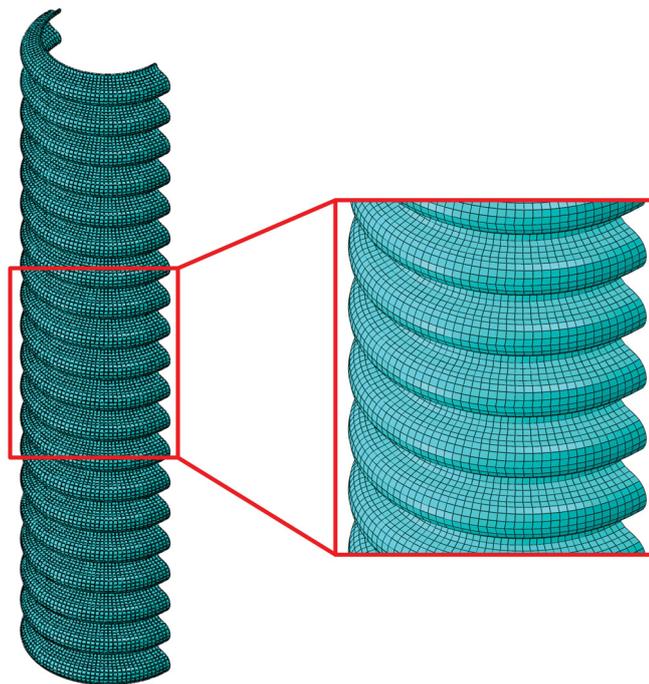
Mittels CAD-Zeichnung konnte die Querschnittsgeometrie in Abaqus/Standard implementiert und zu einem dreidimensionalen halbsymmetrischen Modell aufgebaut werden. Von Beginn an wurde das Wellrohr als Solid-Geometrie betrachtet, dies sollte eine genauere Berechnung der jeweiligen Verläufe ermöglichen. In Abbildung 4.4 ist das Basismodell des Wellrohrs zu erkennen. Neben der Geometrie beinhaltet das Modell die entsprechenden Materialkennwerte, welche dem Kapitel 4.1.1 zu entnehmen sind.



**Abbildung 4.4:** Basismodell des Wellrohrs: Ausgangsmodell mit korrekter Wellrohrgeometrie und einer implementierten Materialeigenschaft für das gesamte Modell.

Die letzte Aufgabe einer Modellerstellung war die Generierung eines sinnvollen FE-Netzes für die gesamte Geometrie. Auf Grund der geometrischen Form des Wellrohres war es notwendig, die Elementlänge nicht größer als 0,5 mm zu wählen, um eine ausreichend genaue Abbildung der Wellengeometrie zu erreichen.

Als Elemente wurden Kontinuum-Schalenelemente (SC8R) mit acht Knoten ausgewählt [78]. Durch die Verwendung dieses Elementtypes war äußerste Vorsicht bei dem Prozess des Vernetzens geboten, da die Schalen radial über die Wandstärke angeordnet werden mussten. Um eine reibungslos funktionierende Vernetzungsoperation zu gewährleisten, musste die Rohrgeometrie geschickt unterteilt werden. Die erfolgreich vernetzte Rohrgeometrie ist in Abbildung 4.5 dargestellt.



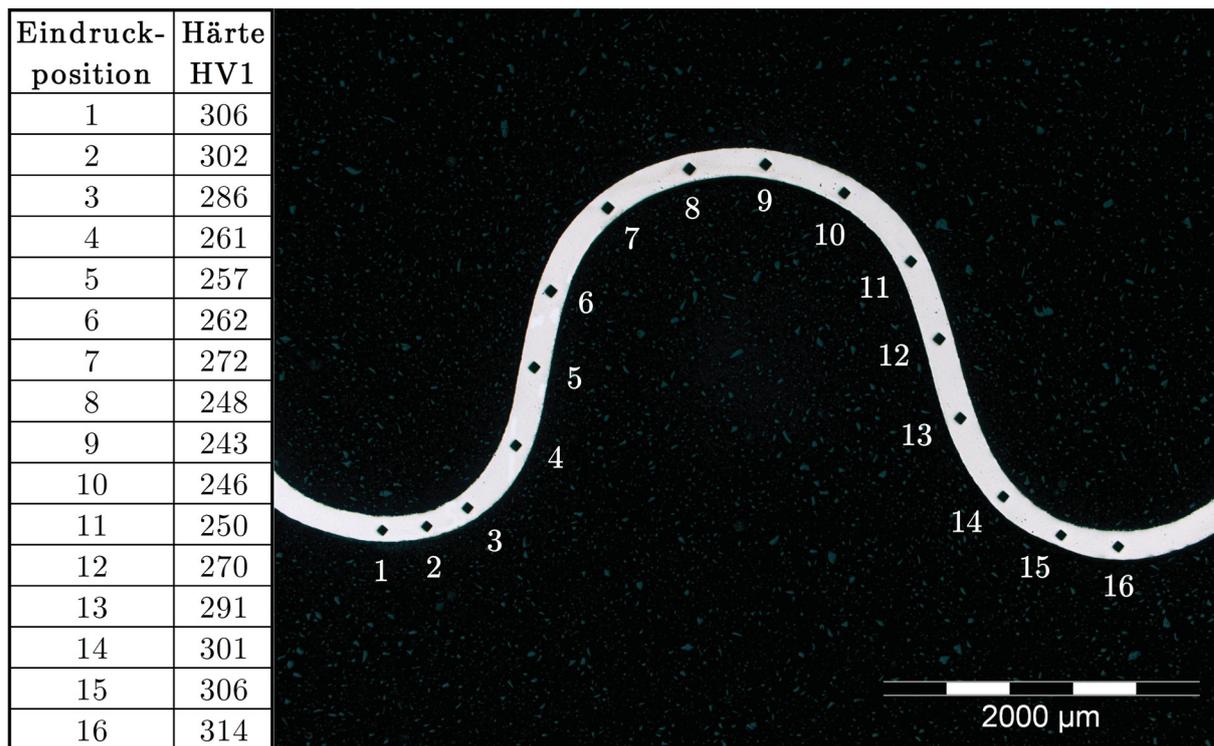
**Abbildung 4.5:** Vernetztes Basismodell: Basismodell mit Elementnetz einer Elementgröße von 0,5 mm. Detaillierte Darstellung des Netzes im rot markierten Bereich erkennbar.

Die Integration einzelner Randbedingungen, welche den jeweiligen Belastungsfällen entsprechen, ist Teil der Kapitel 4.2 bis 4.5.

## 4.2 Modelle für Axialprüfung

Auf Grund des Herstellverfahrens für Wellrohre (Kapitel 2.2) konnte davon ausgegangen werden, dass das Material einer hohen Beanspruchung ausgesetzt werden würde. Daher wurden im Vorfeld Untersuchungen im Hinblick auf die Härtesteigerung des Gefüges innerhalb der einzelnen Produktionsschritte durchgeführt. Es konnte eine starke Veränderung des Härteverlaufs entlang der Berg- und Talwellen bzw. im Bereich der Schweißnaht fest-

gestellt werden. Grund dafür war einerseits die starke verfestigende Wirkung des Werkstoffs im Zusammenhang mit dem Kaltumformprozess. Andererseits, gerade im Bereich der Schweißnaht, war zusätzlich der Schweißprozess ein Grund für eine Härtesteigerung. In Abbildung 4.6 sind die gemessenen Werte für die einzelnen Bereiche des Wellrohrs tabellarisch aufgelistet. In der zugehörigen Abbildung sind die jeweiligen Positionen der Härteeindrücke markiert.



**Abbildung 4.6:** Härteverlauf in Längsrichtung des Wellrohrs: Tabellarisch aufgelistete Härte-  
werte mit Positionsmarkierungen entlang des Wellrohrschliffs.

Das Bandmaterial wies eine gemittelte Härte von 159 HV1 auf. Der Wert wurde durch Bildung des Mittelwertes von drei vermessenen Härteeindrücken ermittelt. Verglichen mit den gemessenen Werten aus Abbildung 4.6 zeigt sich ein starker Anstieg der Härte durch den Herstellprozess.

Die Härtemessung im Bereich der Schweißnaht ergab ähnliche Ergebnisse verglichen mit den Werten für den Wellrohrquerschnitt, wie in Tabelle 4.2 dargestellt ist.

**Tabelle 4.2:** Härtewerte der Schweißnaht: Härteverteilung im Bereich der Schweißnaht, unterschieden für Berg- und Talwelle.

Eindruckposition	Härte nach HV1	
	Bergwelle	Talwelle
Grundgefüge (GG)	248	313
Wärmeeinflußzone (WEZ)	233	314
Schweißgefüge (SG)	272	317
Wärmeeinflußzone (WEZ)	254	324
Grundgefüge (GG)	247	310

Auf Grund dieser Eigenschaften war es erforderlich, Modelle mit veränderten Materialeigenschaften für Berg- und Talwelle und Schweißnaht zu untersuchen. Dies wurde innerhalb einer Vorstudie anhand der Abbildung der axialen Zugbelastung durchgeführt und im folgenden Kapitel näher beschrieben.

### 4.2.1 Vorstudie

Das Problem bei der Modellierung stellte die korrekte Anpassung der jeweiligen Fließkurve für den entsprechenden Bereich des Wellrohrs dar. Deswegen war es notwendig, weitere Modelle, aufbauend auf dem Basismodell, zu erstellen, um den Einfluss der gewählten Materialwerte zu bestimmen. Um eine aussagekräftige Bewertung zu erhalten, mussten Ergebnisse, welche im Kapitel 5 beschrieben werden, herangezogen werden.

- **Beschreibung des Basismodells:**

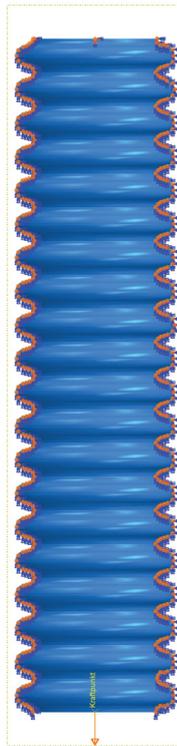
Wie bereits in Kapitel 4.1 ausführlich beschrieben, handelt es sich bei dem Basismodell um die dreidimensionale halbsymmetrische Darstellung des Wellrohrs. Das gesamte Modell hatte die aus dem Zugversuch ermittelte und korrigierte Fließkurve als Materialeigenschaft zugewiesen.

Da die Zugbelastung des Realrohrs abgebildet werden sollte, wurde eine Seite des Modellrohrs mittels Auflagerbedingungen fest eingespannt, während die gegenüberliegende Seite frei war. Die Abbildung einer Einspannbedingung konnte dahingehend realisiert werden, dass die drei translatorischen und die drei rotatorischen Freiheitsgrade aller Knoten der Oberkante gesperrt waren.

Über eine kinematische Kopplung (kinematic coupling) gelang es, das freie Rohrende an einen Punkt auf der Mittelpunktachse zu koppeln. Der betrachtete Punkt konnte im Anschluss mittels einer Randbedingung, in dem Fall ein maximal vorgegebener Verfahrensweg

von 60 mm, bewegt werden. Daraus resultierte eine Spannungsverteilung in der Mantelfläche des Wellrohrs.

Abbildung 4.7 stellt die angenommenen Auflager-, Symmetrie- und Belastungsbedingungen in Form von Symbolen entlang der Symmetrie- und Rohrendkanten dar.



**Abbildung 4.7:** Randbedingungen im Basismodell: Darstellung der Symmetrieebene (gelb strichlierte Linie um Wellrohr), Auflager- und Symmetriebedingungen (orange-blaue-Symbole), Verfahrungsrichtung (oranjer Pfeil) und des Belastungspunktes (Kraftpunkt).

Um den Einfluss von unterschiedlichen Fließkurvenwerten für die Berg- bzw. Talwelle zu erhalten, wurde das Basismodell erweitert. In weiterer Folge wird das neue Modell mit “Basismodell der zweiten Generation” bezeichnet.

- **Beschreibung des Basismodells zweiter Generation:**

Das Basismodell zweiter Generation unterschied sich nur in den Materialeigenschaften vom Basismodell. Es wurden separate Fließkurvendaten für die Berg- und Talwellen implementiert.

Über einen Vergleich der ermittelten Härtewerte für die Berg- und Talwelle war es möglich, die prozentuelle Erhöhung der Fließkurve für die Talwelle abzuschätzen. Der Härtevergleich ergab, dass die Fließkurve um etwa 17 % höher sein musste als jene für die Bergwelle.

Für die Berechnung der Fließkurve für die Talwelle wurde die korrigierte Fließkurve aus dem Zugversuch verwendet.

In Abbildung 4.8 ist das Wellrohr mit den beiden farblich gekennzeichneten Partitionen für die Berg- (türkis) bzw. Talwellen (weiß) zu erkennen.



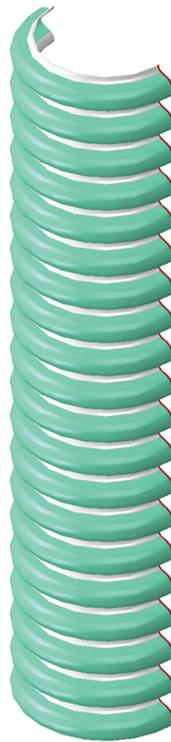
**Abbildung 4.8:** Basismodell zweiter Generation: Unterscheidung der Materialeigenschaften zwischen Berg- (türkis) und Talwelle (weiß).

Die Erweiterung um die Schweißnaht stellt das “Basismodell der dritten Generation” dar.

- **Beschreibung des Basismodells dritter Generation:**

Das Modell der dritten Generation beinhaltet neben den beiden unterschiedlichen Fließkurven für die Berg- bzw. Talwellen zusätzlich eine separate Fließkurve für die Schweißnaht. Zur korrekten Abbildung der Schweißnaht war es notwendig, die Schweißnahtbreite aus den bereits erstellten Schliffbildern auszumessen. Aus den gemessenen Werten wurde eine gemittelte Breite von etwa 0,5 mm berechnet. Da das Modell nur eine Halbsymmetrie des Realrohrs darstellte, wurde die halbe Schweißnahtbreite in die bereits bestehende Geometrie implementiert. Dies hatte zur Folge, dass die Elementgröße auf eine Kantenlänge von 0,25 mm reduziert werden musste.

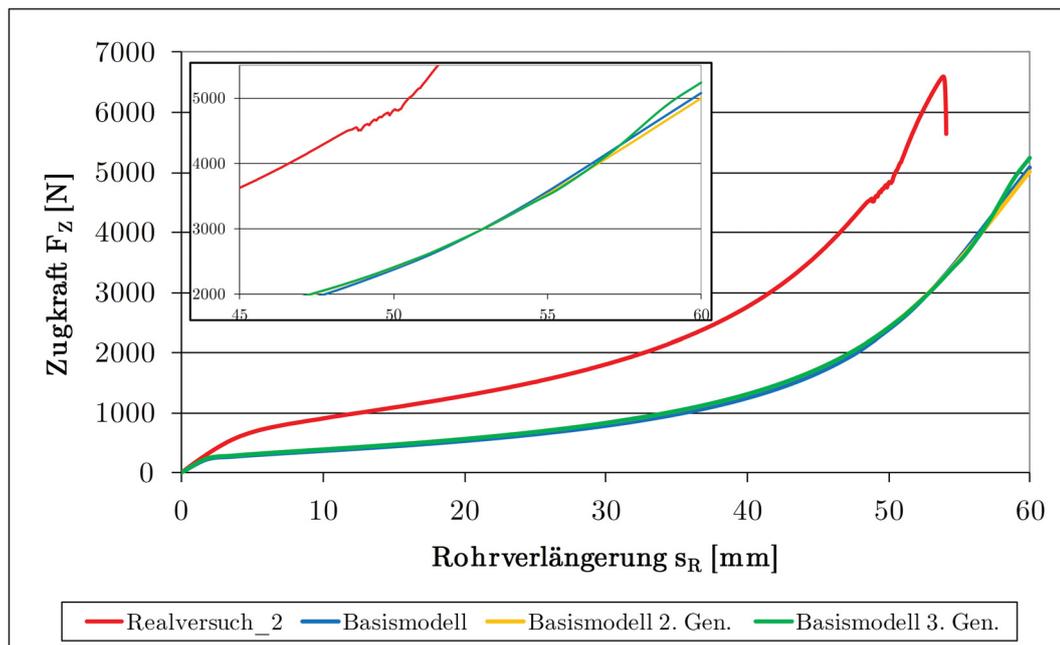
Zur Abschätzung der Fließkurve wurde wiederum ein Vergleich der Härtewerte für Bergwelle und Schweißnaht vorgenommen. Dabei konnte eine prozentuelle Erhöhung von etwa 32 % ermittelt werden. Nach Umgestaltung der Modellgeometrie und Berechnung der entsprechenden Fließkurve konnte diese in das Modell integriert werden. Das fertige Modell wies somit drei unterschiedliche Materialeigenschaften, wie in Abbildung DD zu erkennen ist, auf.



**Abbildung 4.9:** Basismodell dritter Generation: Unterscheidung der drei Materialpartitionen für die Bergwellen (türkis), die Talwellen (weiß) und der Schweißnaht (dunkelrot).

- **Gegenüberstellung der Basismodelle:**

Nach Berechnung der einzelnen Basismodelle wurde durch eine Gegenüberstellung der erhaltenen Kraft-Verlängerungsverläufe eine Aussage über den Einfluss der unterschiedlichen Eingabewerte gemacht. Das Diagramm in Abbildung 4.10 zeigt die drei berechneten Verläufe für die Zugkraft. Es ist zu erkennen, dass alle drei in einem engen Bereich liegen. Bei näherer Betrachtung sind jedoch gravierende Unterschiede zu erkennen, wie der Ausschnitt darstellt.



**Abbildung 4.10:** Zugkraftverläufe der drei Basismodelle: Gegenüberstellung der berechneten Zugkraftverläufe der drei Basismodelle (blau, gelb und grün) verglichen mit den Realversuch (rot). Vergrößerung der Verläufe in Ausschnitt zu erkennen.

Neben den drei berechneten Verläufen wurde der gemessene Kraftverlauf aus den Realversuchen (Realversuch\_2) dargestellt. Bei neuerlichem Vergleich war eine große Abweichung zu den berechneten Verläufen zu erkennen. Der Grund dafür lag in den verwendeten Fließkurvenwerten.

Durch eine wiederholte Untersuchung des Einflusses der Eingabeparameter konnten weitere Schritte zur korrekten Abbildung des Realverhaltens unternommen werden.

## 4.2.2 Modell für die Axialzugprüfung

Wie die Ergebnisse der Vorstudie (Kapitel 4.2.1, Abbildung 4.10) zeigten, mussten die Fließkurven für die entsprechenden Bereiche des modellierten Wellrohres angehoben werden. Eine iterative Anpassung der Fließkurve für die Bergwellen mit anschließender Neuberechnung der Fließkurven für die Talwellen bzw. Schweißnaht sollte eine bessere Annäherung an das Ergebnis des Realversuchs ermöglichen. Die iterative Anpassung wurde ähnlich dem iterativen Optimierungsprozess aus Kapitel 4.1.1 (Abbildung 4.2), vorgenommen.

Hinsichtlich des Modells für die axiale Zugbelastung mussten lediglich die angepassten Fließkurvendaten implementiert werden. Um die Schädigung durch die Belastung zu

ermitteln, wurde das bereits beschriebene Schädigungsmodell für das Modell aktiviert. Hierfür war es notwendig, Eingabewerte für die Dehnung bei Schädigung, die Spannungstriaxialität und die Dehnrates einzugeben. Es wurde angenommen, dass das Versagen des Wellrohrs bei einem Schädigungsbeiwert  $D$  von 1 eintritt.

Im Bezug auf die Auflager-, Symmetrie- und Belastungsbedingungen glich der Aufbau des Modells jenem des Basismodells der dritten Generation.

### 4.2.3 Modelle für die Axialdruckprüfung

Zur Modellierung der axialen Druckbelastung wurden zwei Varianten, hinsichtlich der Belastungsaufgabe, verfolgt, um ein annähernd realistisches Ergebnis zu erzielen. Der Unterschied zwischen den Beiden lag im Einsatz von Werkzeugen in Form von Druckplatten.

#### 1. Modellierung ohne Werkzeugeinsatz:

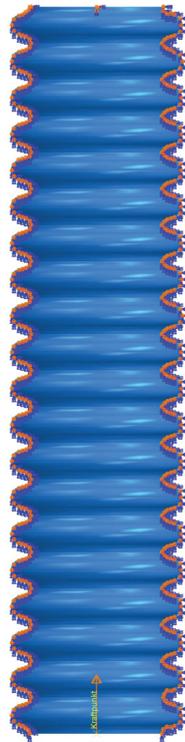
Zur Realisierung der Einspannung und der Belastung wurden bei der ersten Variante lediglich die bereits beschriebene Möglichkeit des Behinderens von translatorischen und rotatorischen Freiheitsgraden an der Modellgeometrie angewandt.

Als Modell konnte das bereits existente Basismodell der dritten Generation, welches für die axiale Zugbelastung verwendet wurde, umgestaltet werden. Hierfür musste lediglich die Richtung der Belastung umgekehrt werden, damit das Modellrohr keiner Zug- sondern einer Druckbelastung ausgesetzt war.

Bedingt durch die Belastungsart würden die Wellen des Wellrohrs nach einem bestimmten Verfahrensweg miteinander in Kontakt treten. Zur Abbildung eines solchen Kontaktzustandes gab es in Abaqus/Standard eine Möglichkeit. Über die Auswahl der mit sich selbst in Kontakt tretenden Flächen und Vorgabe des Reibungszustandes konnte ein Zustand des Selbstkontaktes zwischen Flächen erstellt werden. Da die Wellenberge und Wellentäler durch die Belastung Berührungspunkte herstellen, war es notwendig, jeweils für die Außen- bzw. Innenfläche des Wellrohrmantels eine Kontaktbedingung zu implementieren.

Nach Auswahl der Kontaktflächen war es erforderlich, ein geeignetes Reibungsmodell auszuwählen. Abaqus/Standard hat bereits einige Modelle integriert. Die Wahl fiel auf das Reibungsmodell nach Coloumb. Ein Kontaktzustand, welcher dem Coloumb'schen Reibungsgesetz entspricht weist, eine Reibungskraftkomponente in die Normal- und eine in die Tangentialrichtung auf. Durch Angabe des Reibungsbeiwertes  $\mu$  und der Berechnungsmethode zur Ermittlung der Kontaktkraft ist es möglich, den Kontaktzustand zu definieren.

Für den beschriebenen Fall wurde  $\mu = 0,12$  und „Hard Contact“ eingestellt [78]. Somit war der Kontaktzustand für die gewählten Wellrohrmantelflächen vollständig definiert.



**Abbildung 4.11:** Modell für Axialdruckprüfung ohne Werkzeugeinsatz: Modellrohr für axiale Druckprüfung ohne Werkzeuge. Verfahrvektor und Symmetriebedingungen sind erkennbar.

Das vollständig aufgebaute Modell ist in Abbildung 4.11 dargestellt. Das Wellrohr ist in Rückansicht abgebildet, sodass der Vektor des Verfahrwegs ersichtlich ist. Zusätzlich sind an den vertikalen Rändern die Symmetriebedingungen und an der Oberkante die Auflagerbedingung durch kleine Pfeile veranschaulicht.

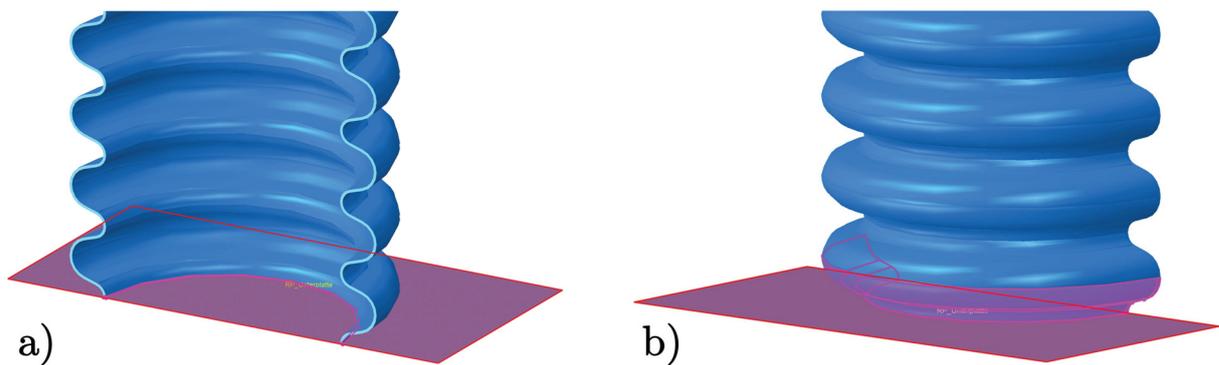
#### 1. Modellierung mit Werkzeugeinsatz:

Verglichen mit dem vorherigen Modell wurde das Modell der zweiten Variante mit Hilfe von Werkzeugen belastet. Hierfür waren zwei modellierte ebene Platten an den beiden Rohrenden implementiert worden. Da beide Werkzeuge als starre Körper (Rigid) eingefügt wurden, besaßen diese keine Materialeigenschaften bzw. Symmetriebedingungen.

Das Oberwerkzeug wurde fest eingespannt, das untere Werkzeug konnte durch Vorgabe eines Verfahrwegs von 60 mm in axialer Richtung bewegt werden. Dies ermöglichte das axiale Stauchen des Wellrohrs.

Zusätzlich zu den bereits bestehenden Kontaktbedingungen zur Abbildung des Eigenkontaktes des Wellrohrs war es notwendig, weitere Kontaktbedingungen zwischen den Werkzeugen und dem Wellrohr zu erstellen.

Grundsätzlich waren zwei Kontaktpaare für jedes Werkzeug zu definieren. Ein Kontaktpaar stellte je eine Rohrendkante mit dem jeweiligen Werkzeug dar (Abbildung 4.12a). Das andere Kontaktpaar bildeten je eine, dem Werkzeug zugewandte, halbe Wellrohrbergfläche und die zugehörige Werkzeugfläche (Abbildung 4.12b).



**Abbildung 4.12:** Kontaktdefinition: a) Kontaktdefinition zwischen Unterwerkzeug (rot umrandet) und Rohrendkante (violett), b) Kontaktdefinition zwischen Unterwerkzeug (rot umrandet) und halber Wellrohrbergfläche (violett).

Durch den Einsatz der beiden Werkzeuge, welche an den Rohrendkanten anlagen sollte es möglich sein den Realversuch besser nachzubilden.

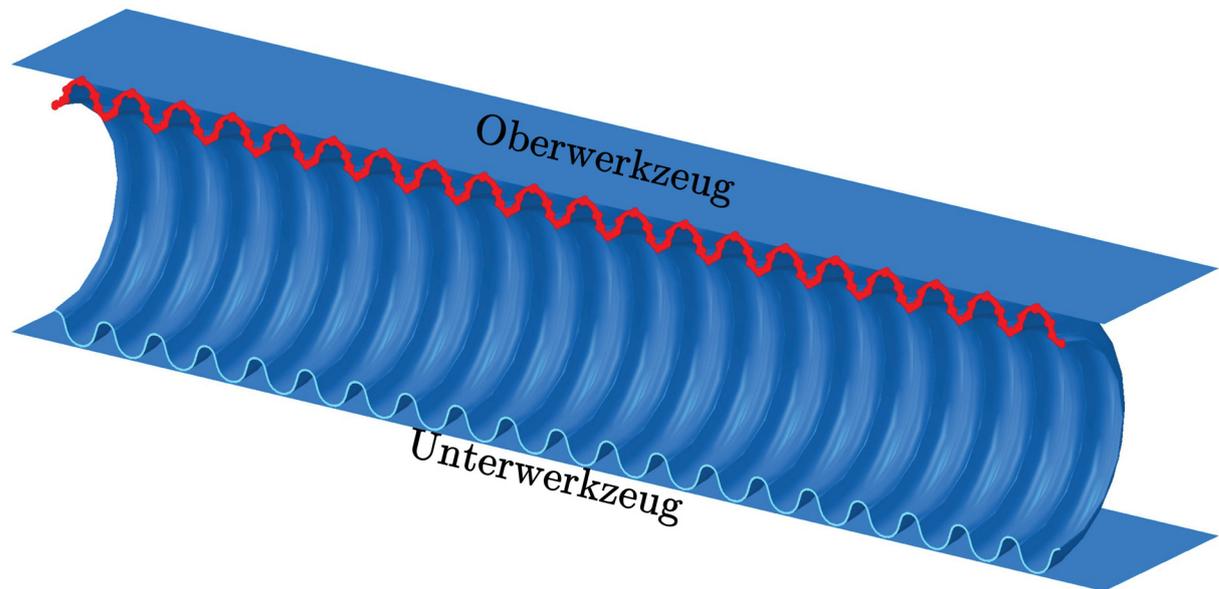
## 4.3 Modelle für Radialprüfung

Wie bereits im Experimenterteil (Kapitel 3.3) beschrieben, wurden die Wellrohre einer radialen Druckprüfung unterzogen. Dieser Belastungsfall war ebenfalls mittels Simulation nachzubilden und dessen Versagensgrenzen zu ermitteln.

### 4.3.1 Modell des Ringfaltversuches - Normalbelastung der Schweißnaht

Das Modell musste ähnlich wie jenes bei dem in Kapitel 4.2.3 beschriebenen Simulationsmodell für die axiale Druckprüfung mit Werkzeugeinsatz aufgebaut werden. Der Unterschied lag in der Anordnung der beiden Werkzeuge, welche tangential zum Wellrohrmantel

ausgerichtet waren. Dies ermöglichte eine radiale Stauchung des Wellrohrs. Dabei war das Unterwerkzeug über eine Auflagerbedingung fest eingespannt, während das Oberwerkzeug die Stauchbewegung durchführte (Abbildung 4.13).

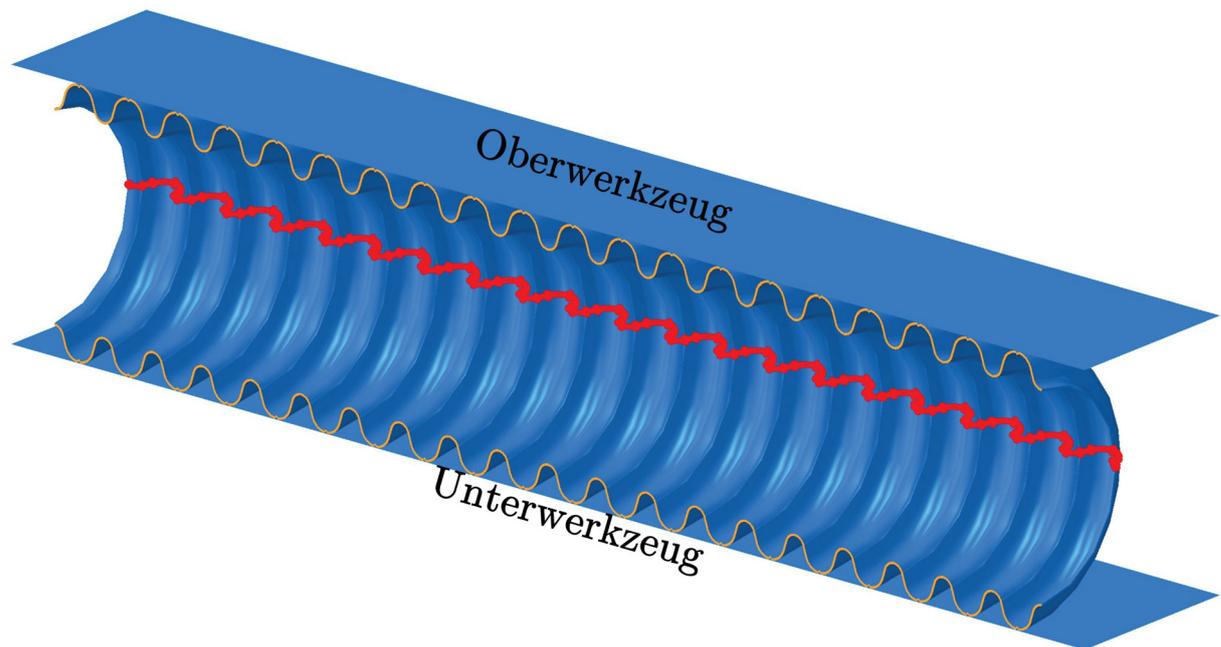


**Abbildung 4.13:** Radialmodell für normalbelastete Schweißnaht: Modellierung des Ringfaltversuchs für normalbelastete Schweißnaht (rote Linie).

Das Oberwerkzeug wurde mit einer Verfahrgeschwindigkeit von 0,5 mm/s bewegt. Dies ermöglichte eine korrekte Abbildung des Realversuches, bei dem das Oberwerkzeug um 11 mm in Richtung des Wellrohrs und anschließend um 4 mm in die Gegenrichtung bewegt wurde. Durch das Auffahren des Werkzeuges um 4 mm konnte die elastische Auffederung des Wellrohrs mitberücksichtigt werden.

### 4.3.2 Modell des Ringfaltversuches - Orthogonalbelastung der Schweißnaht

Verglichen mit dem Modell für die Normalbelastung der Schweißnaht in Kapitel 4.3.1 wurde es so umgebaut, dass die Schweißnaht des Wellrohrs nicht mehr in Belastungsrichtung sondern  $90^\circ$  zur Belastungsrichtung ausgerichtet war. Die beschriebene Anordnung des Wellrohrs und der Werkzeuge ist aus Abbildung 4.14 ersichtlich.



**Abbildung 4.14:** Radialmodell für orthogonalbelastete Schweißnaht: Modellierung des Ringfaltversuchs für orthogonalbelastete Schweißnaht (rote Linie).

Das Oberwerkzeug wurde gleichermaßen wie bei dem bereits dargestellten Modell der normalbelasteten Schweißnaht über eine Geschwindigkeitsvorgabe verfahren.

## 4.4 Modelle für Druckprüfung

Die Modellbildung des unter Innen- bzw. Außendruck belasteten Wellrohrs ist Teil dieses Unterkapitels. Es sollten jener Druck, bei dem das Wellrohr explodiert bzw. implodiert, mittels Simulation vorhergesagt werden.

### 4.4.1 Modell für die Innendruckprüfung

Das Simulationsmodell wurde auf dem Basismodell der dritten Generation aufgebaut. Um einen allseitigen Druck im Inneren des Wellrohrs aufzubringen war, es notwendig, die Rohrenden geometrisch zu verschließen. Die beiden Deckflächen besaßen eine Stärke von 1 mm und die Materialeigenschaft der Schweißnaht. Dadurch war gewährleistet, dass auf Grund des Innendrucks die Ausbeulung der Deckflächen sehr gering ausfallen würde.

Im Hinblick auf die Auflagerbedingungen waren Änderungen notwendig. Die obere Deckfläche wurde anstatt der Rohroberkante fest eingespannt. Die Freiheitsgrade des gegenüberliegenden Rohrendes waren nicht gesperrt, um die Rohrausdehnung, bedingt durch den Innendruck, nicht zu behindern.

Für den maximal erreichbaren Druck wurden 20 MPa angenommen. Dieser wurde linear über die Berechnungszeit im Inneren des Modellrohres gesteigert, bis das Versagen eintreten würde. Das lauffähige Modell mit den aufgebrachtten Innendruck an der Innenfläche des Modellrohres ist in Abbildung 4.15 dargestellt.



**Abbildung 4.15:** Modell für Innendruckbelastung: Aufgebrachter Innendruck durch violette Pfeile an der Innenseite sichtbar.

#### 4.4.2 Modelle für die Außendruckprüfung

Der Aufbau des Modells für die Ermittlung des maximal ertragbaren Außendrucks eines Wellrohres unterschied sich in der Geometrie verglichen mit jenem Modell, welches für die Simulation des Innendrucks aufgebaut wurde. Die Geometrie des Modells für die Außendruckbelastung wies eine Schalenstruktur auf und besaß demnach keine darstellbare Wandstärke wie alle anderen bereits beschriebenen Modelle. Aus empirischen Studien ist bekannt, dass dies die Berechnung für unter Druck beaufschlagte Körper vereinfacht.

Neben der Geometrieänderung war es notwendig, die Belastungsfläche von der Innenfläche des Rohres auf die gesamte Außenfläche abzuändern.

Im Hinblick auf die Auflagerbedingungen musste, die frei bewegliche Unterkante des Wellrohres blockiert werden, ansonsten würde das Wellrohr durch die aufgebrachte Belastung wie eine Ziehharmonika gestaucht werden ohne dabei zu implodieren. Als maximal erreichbarer Außendruck wurden 30 MPa aufgebracht, welcher stetig über die Berechnungsdauer gesteigert wurde.

Bedingt durch die Belastung wurde neben dem standardmäßigen Lösungsalgorithmus nach Newton-Raphson ein Weiterer für das spezielle Problem verwendet. Im Folgenden werden beide Lösungsverfahren näher beschrieben.

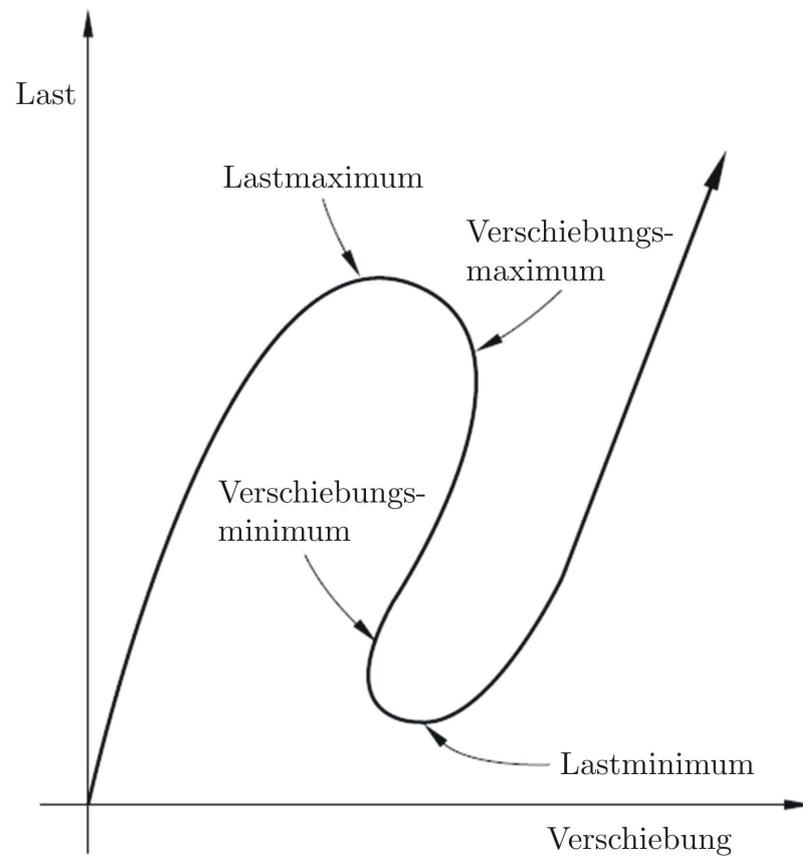
- **Newton-Raphson-Verfahren:**

Im Allgemeinen wurde der Standardalgorithmus für alle bereits beschriebenen Modelle verwendet. Grundsätzlich liegt dem Verfahren eine Berechnungszeit als Vorgabewert zugrunde. Innerhalb dieser kann die Belastung entweder linear steigend oder vollständig vom ersten Moment an aufgebracht werden. Dieses Verfahren kann für lineare und nichtlineare Spannungsanalysen herangezogen werden [78].

- **Verfahren nach Riks:**

Das Verfahren nach Riks kann zur Vorhersage des geometrisch nichtlinearen Versagens von instabilen Strukturen herangezogen werden. Beispielweise das globale Durchschlagen des von Mises Zweistab kann mit dem Verfahren untersucht werden. Im Allgemeinen wird das Verfahren zur Untersuchung von Beul- und Instabilitätsproblemen verwendet [78].

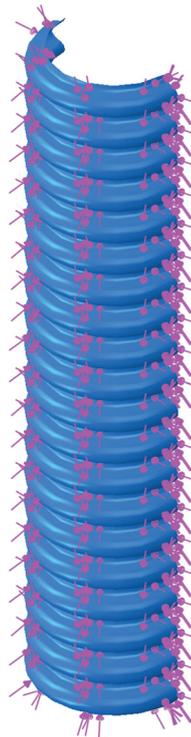
Grundsätzlich wurde das Riks-Verfahren als Bogenlängen-Verfahren bekannt. Das Verfahren ermöglicht es Entfestigungen des Materials während der Berechnung zu berücksichtigen. Dies soll heißen, dass nichtlineare Last-Verschiebungs-Verläufe berechenbar werden, wie es bei Instabilitätsproblemen der Fall ist (Abbildung 4.16).



**Abbildung 4.16:** Systemantwort eines instabilen Systems: Last-Verschiebungs-Verlauf eines instabilen Systems [96].

Das Modell, welches mit dem Verfahren nach Riks gelöst wurde, unterschied sich lediglich durch die Wahl des Lösungsverfahrens. Die Außendruckbelastung ist in Form von kleinen violetten Pfeilen an der Außenfläche in Abbildung 4.17 erkennbar.

Verglichen mit dem Modell des Innendruckes (Kapitel 4.4.1) wies das Modell für die Außendruckbelastung keine Deckflächen an den Rohrenden auf. Diese waren für die Berechnung nicht notwendig gewesen, da die Verkürzung des Rohrs über Randbedingungen nicht möglich war.



**Abbildung 4.17:** Modell für Außendruckbelastung: Aufgebrachter Außendruck durch violette Pfeile an der Außenseite sichtbar.

## 4.5 Modelle für zyklische Biegeprüfung

Der Aufbau der Modelle zur Abbildung der zyklischen Biegebelastung stellte eine große Herausforderung dar. Neben der Definition der jeweiligen Kontaktzustände zwischen den einzelnen Kontaktpartnern waren die kinematischen Bedingungen genau abzubilden, um vergleichbare Ergebnisse zu erzielen.

### 4.5.1 Modell für den Schwenkbereich von $90^\circ$

Das Basismodell der dritten Generation bildete das Ausgangsmodell, welches schrittweisen Veränderungen unterzogen wurde. Um die Biegebeanspruchung realitätsnahe abzubilden, wurden die Abrollkörper und die Führungseinheit als Einzelgeometrien implementiert. Da die Untersuchung des Wellrohrs im Vordergrund stand, konnten die anderen Komponenten als starre Körper (Rigid) eingefügt werden.

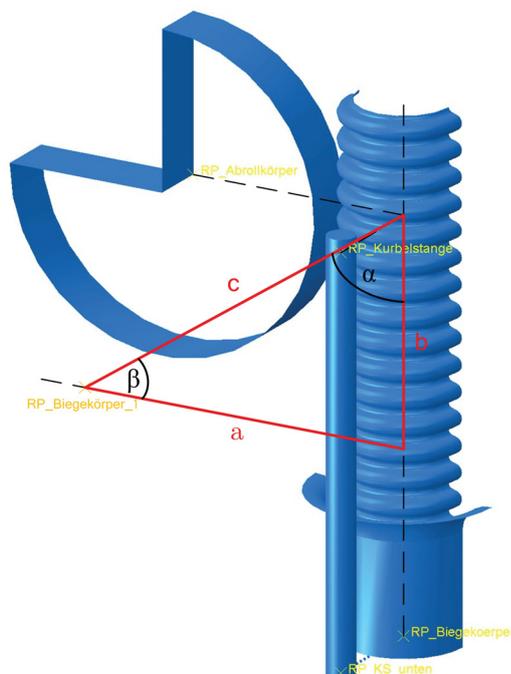
1. Abbildung der Materialverfestigung:

Auf Grund der zyklischen Beanspruchung, welcher das Wellrohr bei der Prüfung ausgesetzt wurde, musste von einer zusätzlichen Verfestigungswirkung des Materials ausgegangen werden.

Für die bis jetzt beschriebenen Modelle war es ausreichend, von einer isotropen Materialverfestigung auszugehen. Die Erweiterung auf ein kombiniertes Verfestigungsmodell war somit notwendig, um die kinematische Verfestigung auch zu berücksichtigen. Dafür war die Anzahl der Backstresses und die Eingabe des Datentyps Half Cycle innerhalb der Materialeigenschaften anzugeben [78]. Durch Eingabe von drei Backstresses und den Datentyp Half Cycle war das nichtlineare isotrop/kinematische Verfestigungsmodell ausreichend definiert.

#### 1. Abbildung der Rotationsbewegung:

Nach Definition der Materialeigenschaften war es erforderlich, den Ablauf der Biegebewegung des Wellrohres abzubilden. Dafür wurde der Bewegungsablauf der Biegeprüfanlage analysiert und in Einzelbewegungen aufgeteilt. Neben der Rotationsbewegung der Getriebewelle von etwa  $\pm 60^\circ$  musste weiters die Rotation der Führungseinheit implementiert werden. Da die Abstände zwischen den einzelnen Referenzpunkten der Einspanneinheit, des Abrollkörpers und der Führungseinheit für die Anfangs- und Endposition bekannt waren, konnten die jeweiligen Rotationswinkel analytisch bestimmt werden (Abbildung 4.18).



**Abbildung 4.18:** Biegemodell für Schwenkbereich  $90^\circ$ : Lage der jeweiligen Referenzpunkte und deren Abhängigkeiten für die Winkelberechnung (rotes Dreieck).

Die jeweiligen Abstände zwischen den einzelnen Referenzpunkten sind Tabelle 4.3 zu entnehmen. Weiters wurden die Werte für die Gegenkathete und die Hypotenuse des roten Dreiecks aus Abbildung 4.18 eingetragen.

**Tabelle 4.3:** Abstände der Referenzpunkte: Abstände der Referenzpunkte im Biegemodell.

Anfangspunkt	Endpunkt	Abstand
RP_Kurbelstange	RP_Biegekörper	$72 \text{ mm} \equiv c$
RP_Kurbelstange	RP_Abrollkörper	$38.7 \text{ mm}$
RP_Abrollkörper	RP_Biegekörper_1	$38.7 \text{ mm} \equiv b$

Über die Betrachtung der Abbildung 4.18 und der Abstandswerte aus Tabelle 4.3 war es möglich Winkelwerte von  $\alpha = 57,48^\circ$  und  $\beta = 32,5^\circ$  zu berechnen.

Die gewonnenen Winkelwerte mussten geringfügig verändert werden, sodass die Abrollbewegung des Rohres dem des Realrohres bestmöglich angeglichen werden konnte.

Für die Abbildung der Rotationsbewegung der Getriebewelle musste somit der Referenzpunkt der Kurbelstange (RP\_Kurbelstange) um  $57,88^\circ$  verdreht werden. Die abhängige Rotationsbewegung der Führungseinheit wurde über ein Connector-Element des Types Drehgelenk realisiert. Dazu musste ein lokales Koordinatensystem an den Referenzpunkten der Kurbelstange (RP\_KS\_unten) und der Führungseinheit (RF\_BK) zu erstellen. Die x-Achse des Koordinatensystems stellte die Verbindung der beiden Referenzpunkte dar. Durch Vorgabe eines Rotationswinkels von  $29,79^\circ$  war es möglich, die Führungseinheit abhängig von der Rotation der Getriebewelle zu bewegen.

Um die zyklische Bewegung des Rohres abzubilden, musste die entsprechende Anzahl an Lastwechsel in das Modell implementiert werden. Dabei bestand ein Lastwechsel aus der Bewegung des Rohres aus der Vertikalposition (Nullposition) bis hin zum maximalen Schwenkbereich von  $90^\circ$  und wieder zurück in die Nullposition. Die Abbildung einer gewissen Anzahl an Lastwechsel konnte mit Hilfe einer tabellarischen Eingabe der Lastwechselamplituden (Lasttabelle) festgelegt werden. Hierzu war es notwendig, für den entsprechenden Zeitschritt die Position des Wellrohres mit den Ziffern Null bzw. Eins anzugeben. Null bedeutete die Ausgangsposition und Eins die Position des Wellrohres für den maximalen Schwenkbereich.

#### 1. Abbildung der Kontaktzustände:

Das Modell wies neben dem bereits implementierten Eigenkontakt der Rohrwellen an der Innen- und Außenfläche (siehe Kapitel 4.2.3) auch Berührungspunkte zwischen dem

Wellrohr und der Führungseinheit bzw. dem Abrollkörper auf. Für diese Kontaktstellen wurden Kontaktpaare festgelegt. So bildete das Wellrohr jeweils ein Kontaktpaar mit der Innenfläche der Führungseinheit und der Außenfläche der Abrollereinheit. Als Reibungsbeiwert wurde  $\mu = 0,12$  gewählt.

Mittels der beschriebenen Veränderungen war das Modell zur Untersuchung des Wellrohres auf zyklische Biegung vollständig festgelegt. Einzig die gewünschte Zahl der Lastwechsel musste über die Lasttabelle eingefügt werden.

#### **4.5.2 Modell für den Schwenkbereich von 180 °**

Das Modell für die Biegeprüfung im Schwenkbereich von 180 ° unterschied sich nur durch einen zweiten Abrollkörper, welcher an die gegenüberliegende Seite des Wellrohrs positioniert wurde. Weiters musste die Lasttabelle erweitert werden, sodass eine Bewegung des Wellrohrs in die Gegenrichtung realisierbar wurde.

## 5 Ergebnisse

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen an Wellrohren stellen den ersten Teil des Kapitels dar. Der zweite Teil beschreibt die Ergebnisse, welche mit Hilfe der Simulation gewonnen werden konnten.

### 5.1 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Im Experimentalteil werden die gemessenen Kraft- bzw. Druckverläufe für den jeweiligen Belastungsfall dargestellt und der Versuchsablauf genauer beschrieben.

#### 5.1.1 Axialprüfung

Der erste Lastfall wurde in axiale Zug- und axiale Druckbelastung unterteilt.

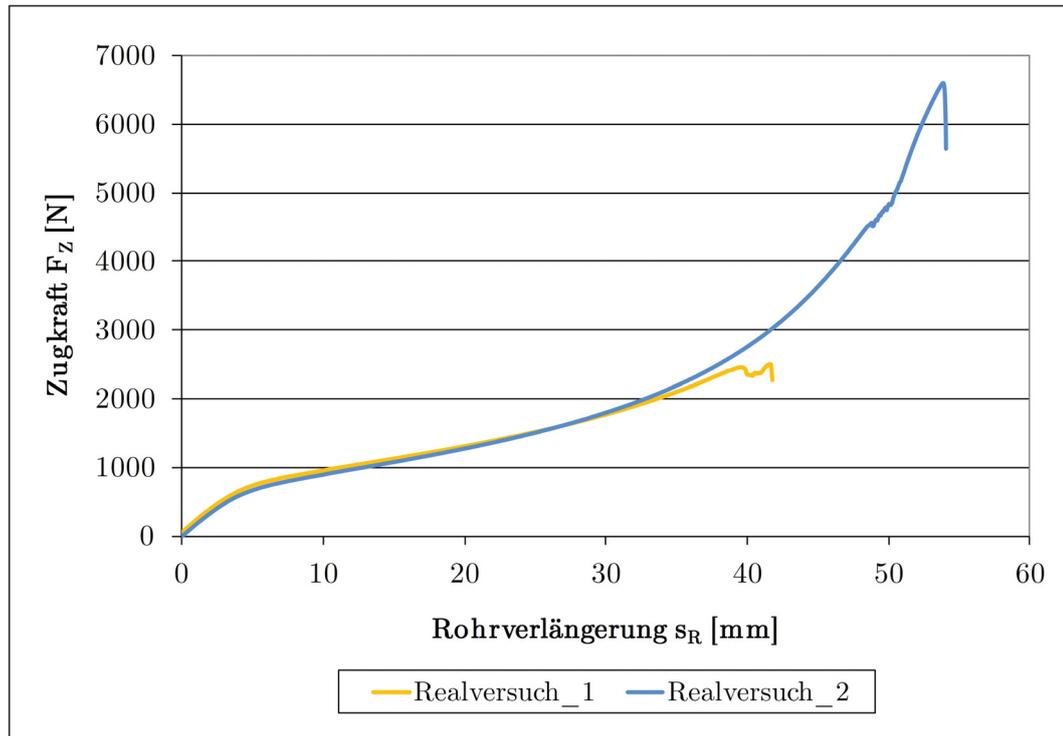
- Axialzugprüfung:

Im Hinblick auf die axiale Zugprüfung von Wellrohren wurden Kraft-Verlängerungs-Verläufe mit Hilfe des integrierten Messsystems der Universalprüfmaschine aufgenommen, wie aus Abbildung 5.1 zu erkennen ist.

Wie bereits in Kapitel 3.2.1 beschrieben, kamen zwei Spannsysteme zum Einsatz. Die erste Spannausführung besaß den Nachteil der starren Verschraubung, dadurch wirkten Biegespannungen auf die Einspannstellen des Wellrohrs, was wiederum zu einem frühzeitigen Ausspringen der Rohrenden führte. Der gelbe Verlauf in Abbildung 5.1 zeigt einen solchen Fall des frühzeitigen Ausspringens eines Rohrendes.

Die verbesserte Ausführung brachte den Vorteil einer Selbstzentrierung des Wellrohrs mit sich. Damit konnten die ungewollten Biegespannungen minimiert und der Versuch vollständig durchgeführt werden. Die blaue Kurve in Abbildung 5.1 stellt den Kraftverlauf eines vollständig durchgeführten Versuchs dar.

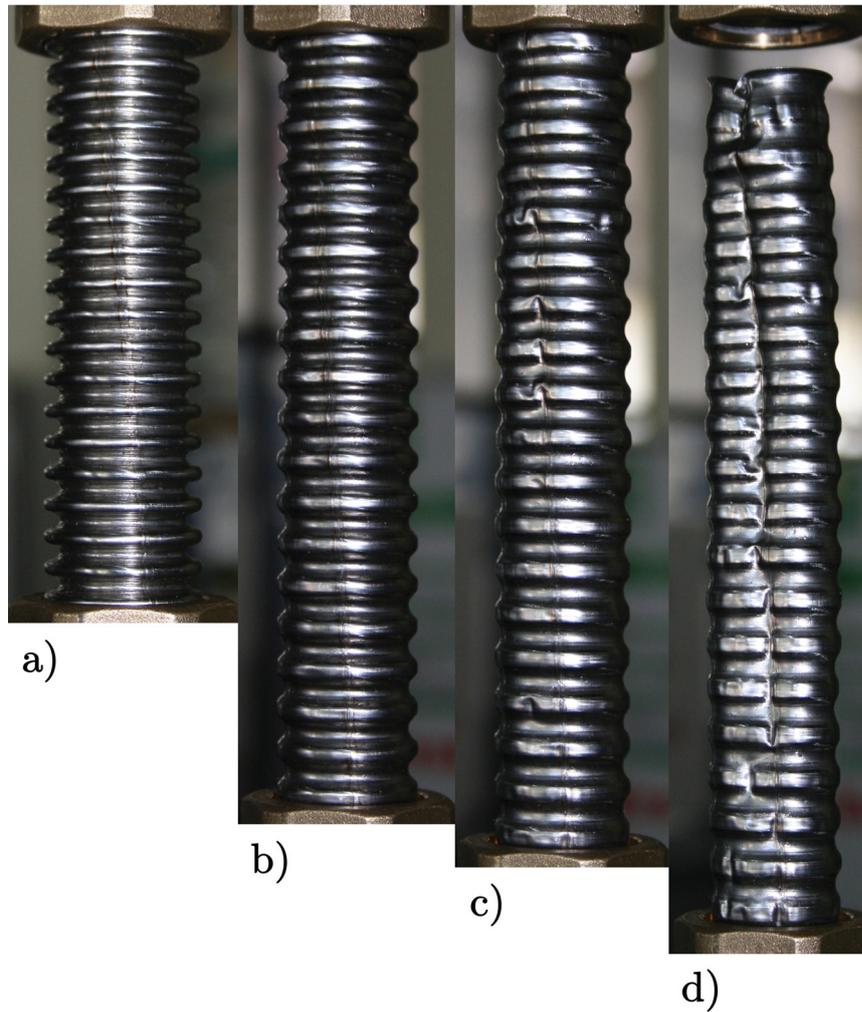
Die Einzelaufnahmen aus Abbildung 5.2 zeigen die Zustände der Rohrdeformation während des Zugversuchs.



**Abbildung 5.1:** Kraftverläufe der Axialzugprüfung: Abhängigkeit der Zugkraft im Bezug auf die Rohrverlängerung ermittelt für die erste Spannausführung (gelbe Kurve) und für die verbesserte Spannausführung (blaue Kurve).

Der Vergleich der Einzelaufnahmen (a) mit (b) aus Abbildung 5.2 zeigt, dass zu Beginn des Versuchs die Einzelwellen des Rohrs die Deformationen aufnehmen konnten. Mit zunehmender Rohrverlängerung wurden die Wellenberge und -täler soweit deformiert, dass keine weitere Rohrverlängerung möglich war. Dies ist der Punkt, an dem es zu schlagartigen Instabilitäten im Bereich der Schweißnaht an den einzelnen Wellenbergen kam, wie sie aus Abbildung 5.2c zu erkennen sind. Am Ende des Versuches waren alle Wellenberge entlang der Schweißnaht kollabiert und das Rohrende aus der Einspannstelle gesprungen (Abbildung 5.2d).

Weitere Versuche an Wellrohren zeigten ein ähnliches Bild des Versagens. Dabei war die Stelle des Instabilitätsbeginns bei einer Zugkraft  $F_Z$  von etwa 4400 N und einer resultierenden Rohrverlängerung  $s_R$  von etwa 48 mm zu erkennen. In Abbildung 5.3 ist jenes Rohr dargestellt, bei welchem der blaue Kraftverlauf aus Abbildung 5.1 aufgenommen wurde. Zu erkennen ist ein deutlicher Instabilitätsbereich entlang der Schweißnaht des Rohres.



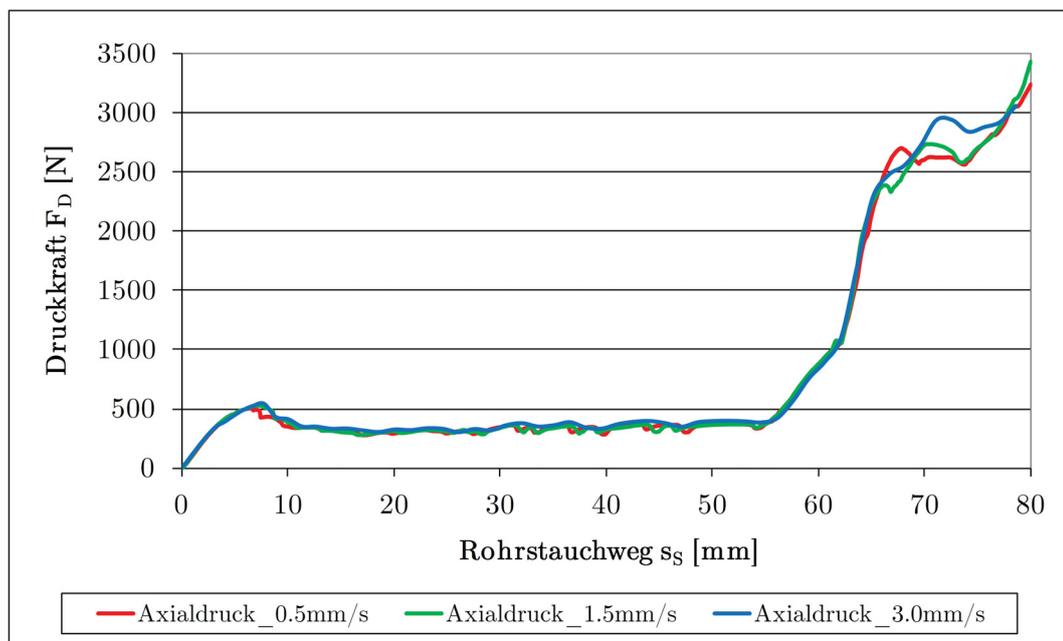
**Abbildung 5.2:** Verformungszustände bei der axialer Zugprüfung: Beginnend mit dem Ausgangszustand (a), Glättung der Wellenberge und -täler (b), lokale Instabilitäten entlang der Schweißnaht an den Wellenbergen (c) und Ausreißen des Rohrendens aus der Einspannstelle (d).



**Abbildung 5.3:** Versagensbild des Zugversuchsrohrs: Lokale Instabilität entlang der Schweißnaht durch axiale Zugbeanspruchung des Wellrohrs.

- Axialdruckprüfung:

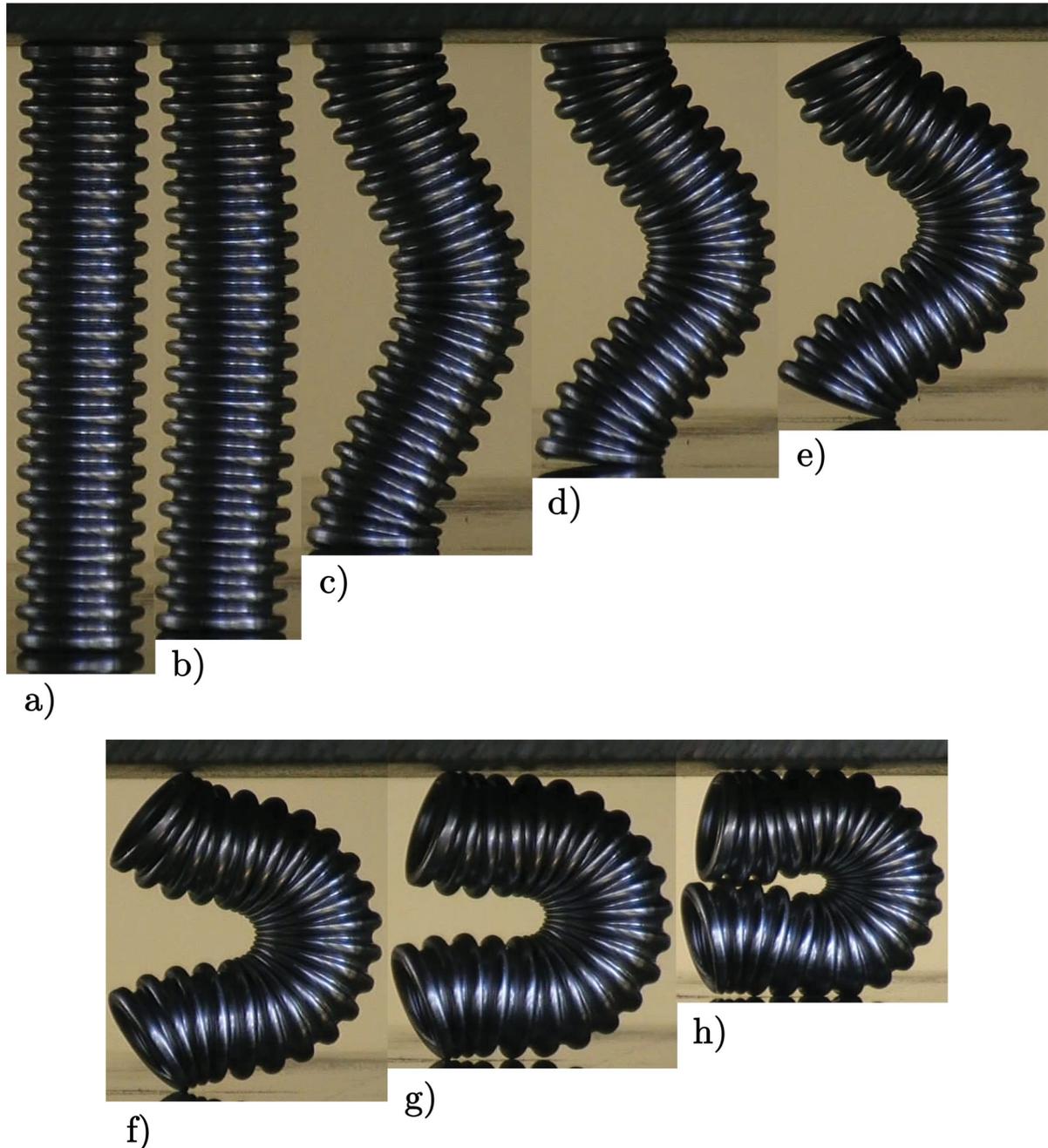
Bei der axialen Druckprüfung der Wellrohre wurde zwischen drei Prüfgeschwindigkeiten unterschieden. Das Diagramm aus Abbildung 5.4 zeigt die Abhängigkeit der Druckkraft  $F_D$  im Bezug zum Rohrstauchweg  $s_S$  für die drei gewählten Prüfgeschwindigkeiten. Es ist zu erkennen, dass die Prüfgeschwindigkeit keinen nennenswerten Einfluss auf die gemessenen Druckkraftverläufe hatten. Lediglich ab einem Stauchweg von etwa 65 mm war ein Unterschied zwischen den jeweiligen Kraftverläufen zu erkennen. Dieser konnte auf das individuelle Stauchverhalten im höheren Lastbereich zurückgeführt werden. Die Abbildung 5.4 veranschaulicht den Versuchsverlauf durch Einzelaufnahmen.



**Abbildung 5.4:** Kraftverläufe der Axialdruckprüfung: Druckkraftverläufe für konstante Prüfgeschwindigkeiten von 0,5 mm/s (rot), 1,5 mm/s (grün) und 3,0 mm/s (blau).

Abbildung 5.5 zeigt die wesentlichen Verformungszustände für das axial druckbeanspruchte Wellrohr, welches mit einer Prüfgeschwindigkeit von 0,5 mm/s gestaucht wurde. Die Einzelaufnahme (a) stellt den Ausgangszustand dar. Ein Ausknicken des Wellrohres unter steigender axialer Druckbelastung war bei einem Stauchweg von 6 mm zu erkennen (Abbildung 5.5b). Die weitere Belastung führte zu einem Zusammenschieben der Einzelwellen (c) und anschließender Kippung der Ober- bzw. Unterkante des Wellrohres (d). Auf Grund des hohen Kippmomentes der Rohrenden wurde die Ausbauchung mit steigendem Verfahrweg höher (Abbildung 5.5e und f) bis die rohrendnahen Wellenberge an

den Werkzeugen anlagen (Abbildung 5.5g). Die Einzelaufnahme (h) lässt die Berührung der Wellenberge bei einem Verfahrweg von 62 mm erkennen.



**Abbildung 5.5:** Verformungszustände bei axialer Druckbeanspruchung: Ausgangszustand (a), Ausknicken des Wellrohres bei einem Stauchweg von 6 mm (b), Zusammenschieben der Einzelwellen bei 19 mm Stauchweg (c), Abheben der Kanten am oberen und unteren Rohrende nach 29,5 mm (d), weitere Deformation bei 37 mm (e) und 48 mm (f), tangentiales Anliegen der Wellenberge an Ober- bzw. Unterwerkzeug bei 54,5 mm (g) und Berührung der Bergwellen nach 62 mm Stauchweg (h).

Alle geprüften Wellrohre der Dimension DN16 zeigten ein ähnliches Deformationsverhalten wie das in Abbildung 5.5 dargestellte. Dieser Umstand kann auch dem Diagramm aus Abbildung 5.4 entnommen werden.

Die Wellrohre wurden bis zu einem Stauchweg von 80 mm geprüft. Das Ergebnis der axialen Druckprüfung ist in Abbildung 5.6 dargestellt. Durch die Knickbewegung wurde ein Kippmoment an den Rohrenden erzeugt, welches zu einer Drehung um den Berührungspunkt zwischen Werkzeug und Rohr führte (Abbildung 5.5d). Bei steigendem Verfahrweg verschlechterte sich das Verhalten bis schließlich die Wellenberge in Berührung kamen (Abbildung 5.5h).



**Abbildung 5.6:** Versagensbild des Stauchversuchsrohres: Vollständig deformiertes Wellrohr, welches um 80 mm axial gestaucht wurde.

Die ermittelten Ergebnisse zeigten, dass die untersuchten Wellrohre unter axialer Druckbelastung ab einer Druckkraft von  $F_D = 500 \text{ N}$  zum Ausknicken neigen. Dieses Verhalten konnte für Rohre mit einer Länge von 92 mm beobachtet werden. Weitere Untersuchungen mit geänderten Rohrlängen wurden nicht durchgeführt.

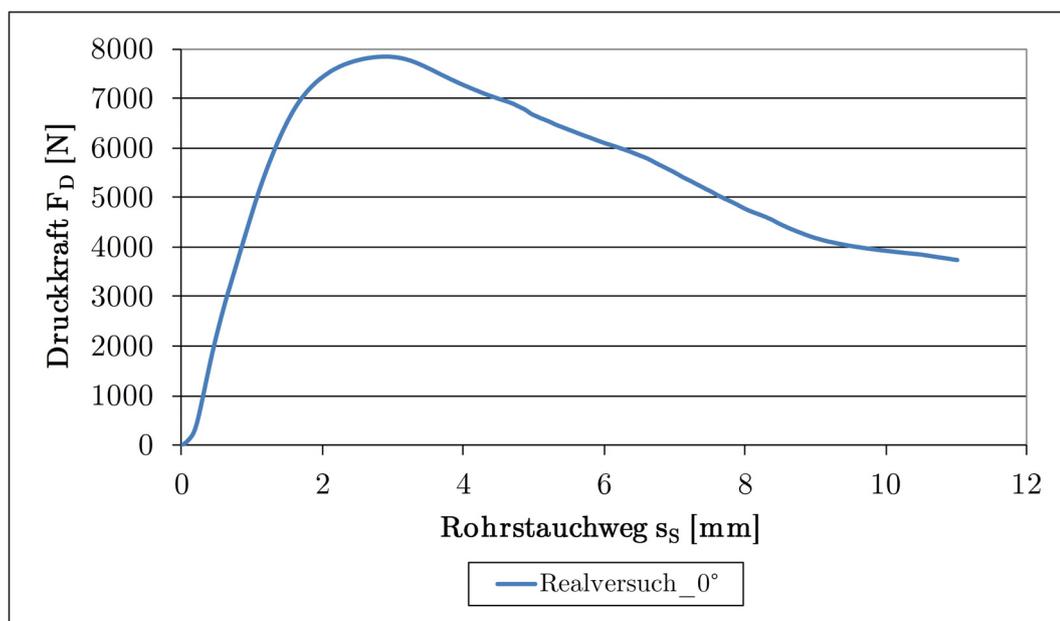
### 5.1.2 Radialprüfung

Die Untersuchung der Wellrohre auf deren Verhalten unter radialer Belastung, wurde durch die Lage der Schweißnaht definiert. Im ersten Fall lag die Schweißnaht in Belastungsrichtung und im zweiten Fall orthogonal zur Belastungsrichtung.

- Ringfaltversuch - Normalbelastung der Schweißnaht:

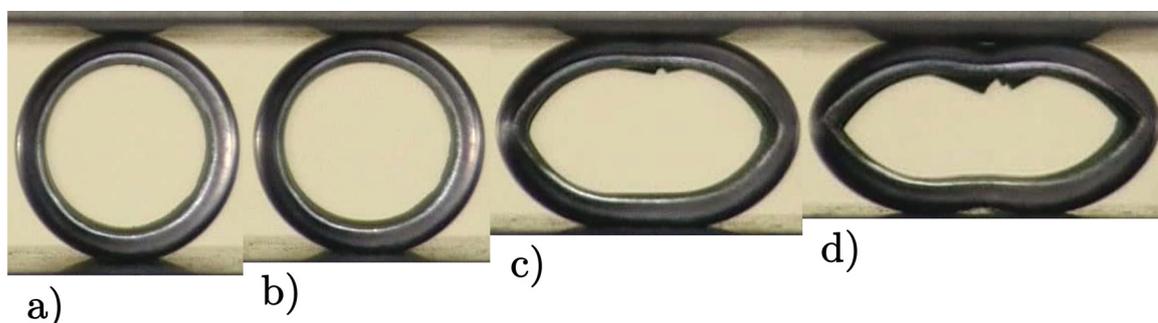
In Abbildung 5.7 ist der gemittelte Druckkraftverlauf aller geprüften Wellrohre dargestellt. Der Kraftverlauf zeigt einen annähernd linearen Anstieg der Druckkraft im Verhältnis

zum Stauchweg. Nach Erreichen des Kraftmaximums ist ein kontinuierlicher Abfall der Belastung zu erkennen. Der Grund dafür ist der Verlust der Quersteifigkeit des Wellrohres. Der Vergleich mit den Einzelaufnahmen der Verformungszustände aus Abbildung 5.8 gab über die Ursachen Aufschluss. Die Schweißnaht, welche in Längsrichtung des Wellrohres verläuft, stellte eine Schwachstelle dar.



**Abbildung 5.7:** Druckkraftverlauf des radial normalbelasteten Rohres: Linearer Anstieg der Druckkraft bis zum Erreichen eines Maximums. Anschließender Verlust der Quersteifigkeit.

Im unteren Bereich des gestauchten Wellrohres konnte ein Abheben der Mantelfläche gegenüber der Schweißnaht beobachtet werden, wie in Abbildung 5.8d dargestellt ist. Ein solcher Effekt ist durch das Einbeulen der Wellenberge in dem Bereich zu erklären.



**Abbildung 5.8:** Verformungszustände bei radialer Normalbelastung: Ausgangszustand (a), Kraftmaximum bei 3 mm Stauchweg (b), erkennbarer Riss der Schweißnaht bei 6,7 mm (c) und vollkommener Verlust der Quersteifigkeit bei einem Stauchweg von 9 mm (d).

Das deformierte Wellrohr wies Risse in den Wellentälern über die gesamte Schweißnaht auf (Abbildung 5.9). Erklärbar war dies im Zusammenhang mit der höheren Kaltverfestigung der Wellentäler bedingt durch den Umformprozess (Kapitel 4.2). Der rot markierte Bereich in Abbildung 5.9 kennzeichnet den Ort der maximalen Schädigung.



**Abbildung 5.9:** Versagensbild des normalbelasteten Radialprüflings: Rissverlauf entlang der Schweißnaht, rot markierter Bereich stellt die maximal geschädigte Stelle dar.

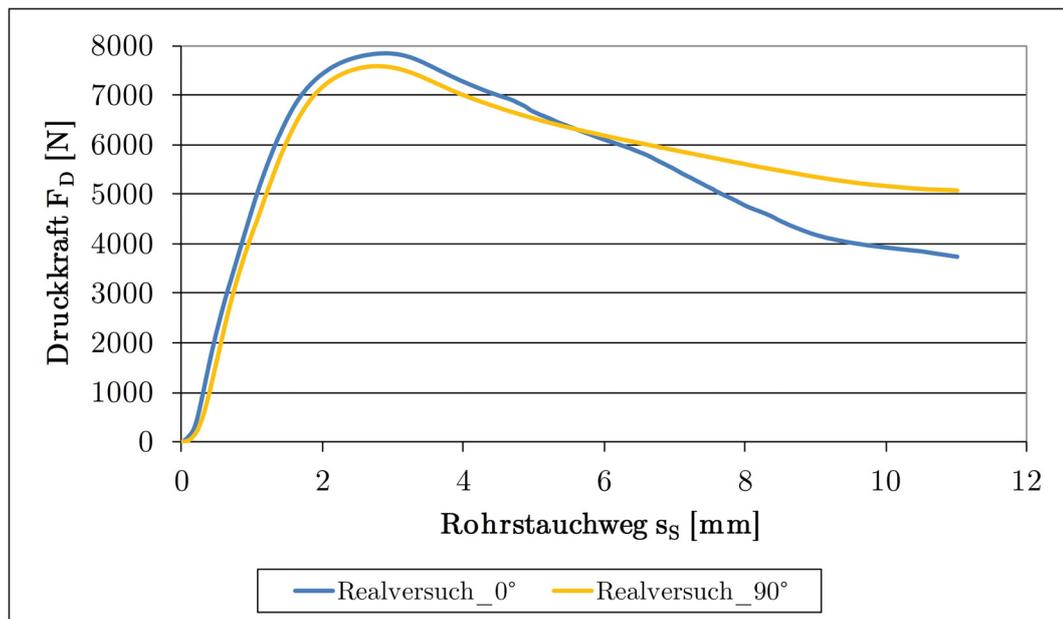
Dem Diagramm aus Abbildung 5.7 ist zu entnehmen, dass die radial belasteten Wellrohre bei einer Druckkraft von etwa 7800 N und einem resultierenden Stauchweg von ca. 3 mm beginnen, ihre Quersteifigkeit zu verlieren. Die Schweißnaht stellte eine Schwachstelle dar, da die geprüften Rohre entlang dieser zuerst versagten.

- **Ringfaltversuch - Orthogonalbelastung der Schweißnaht:**

Einen ähnlichen Druckkraftverlauf zeigten Wellrohre, deren Schweißnaht orthogonal positioniert waren. In Abbildung 5.10 werden beide Kraftverläufe der untersuchten Rohre für die Schweißnahtposition normal (blau) und orthogonal (gelb) dargestellt.

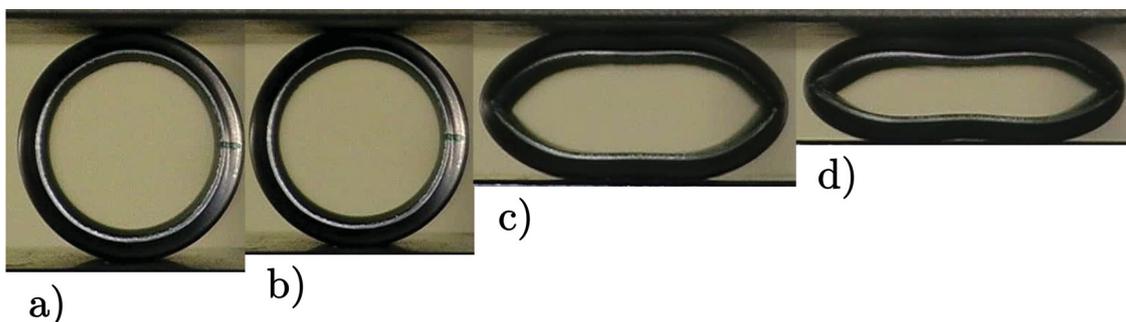
Die Gegenüberstellung der gemessenen Verläufe lässt geringe Abweichungen in Bezug auf die Druckkraft, für die Rohre mit orthogonal liegender Schweißnaht, erkennen. Dies ist auf die Lage der Schweißnaht zurückzuführen. Ab einem Stauchweg von etwa 5,5 mm weisen die orthogonalbelasteten Rohre bessere Steifigkeitseigenschaften auf.

Abbildung 5.11 stellt die Verformungszustände als Einzelaufnahmen dar. Während des Versuches war kein Einreißen der Wellrohrmantelfläche zu beobachten. Dies kann auch durch Vergleich der Einzelaufnahmen (c) mit (d) aus Abbildung 5.11 festgestellt werden.



**Abbildung 5.10:** Druckkraftverläufe der radial belasteten Rohre: Vergleich der ermittelten Druckkräfte im Verhältnis zum Stauchweg für die radial normalbelasteten (blau) und orthogonalbelasteten Rohre (gelb).

In Abbildung 5.11 ist das deformierte Rohr abgebildet. Deutlich zu erkennen ist die Falte, welche die längsverlaufende Schweißnaht enthält. Nähere Inspektionen der beiden Deformationskanten mit Hilfe eines Stereomikroskops ergaben ein rissfreies Wellrohr. Die untersuchten Wellrohre wiesen linienförmige Instabilitäten an ihren Ober- und Unterseiten auf. Diese entstanden vermutlich durch Biegemomente, ausgehend von den beiden Faltekanten.



**Abbildung 5.11:** Verformungszustände bei radialer Orthogonalbelastung: Ausgangszustand (a), Kraftmaximum bei 2,8 mm Stauchweg (b), Kreuzungspunkt bei etwa 6 mm (c) und vollkommener Steifigkeitsverlust bei einem Stauchweg von 11 mm (d).



**Abbildung 5.12:** Versagensbild des orthogonalbelasteten Wellrohres: Linienförmige Knickstellen an den Rohrober- und -unterseiten. Keine erkennbaren Risse entlang der Schweißnaht.

Aus dem Druckkraftverlauf der orthogonal belasteten Rohre war zu erkennen, dass die geprüften Wellrohre den Maximalwert der Druckkraft von 7588 N bei einem Stauchweg von 2,8 mm erreichten. Bei steigender Belastung konnte eine stetige Abnahme der Quersteifigkeit beobachtet werden (Abbildung 5.10). Die untersuchten Wellrohre wiesen linienförmige Instabilitäten an den beiden Belastungsflächen auf, wie sie in Abbildung 5.12 dargestellt sind.

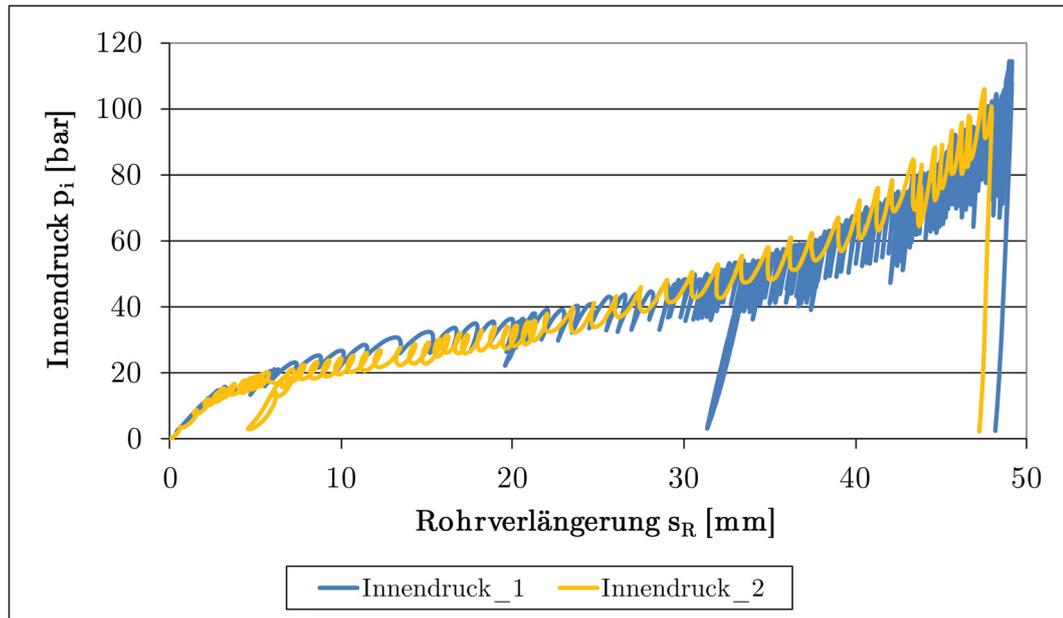
### 5.1.3 Druckprüfung

Zu untersuchen waren die Versagensgrenzen von unter Innendruck bzw. Außendruck stehenden Rohren. Aus diesem Grund wurde der Berst- bzw. Implosionsdruck der Rohre mit Hilfe der Druckkammer (Kapitel 3.4.1) bestimmt.

- Innendruckprüfung:

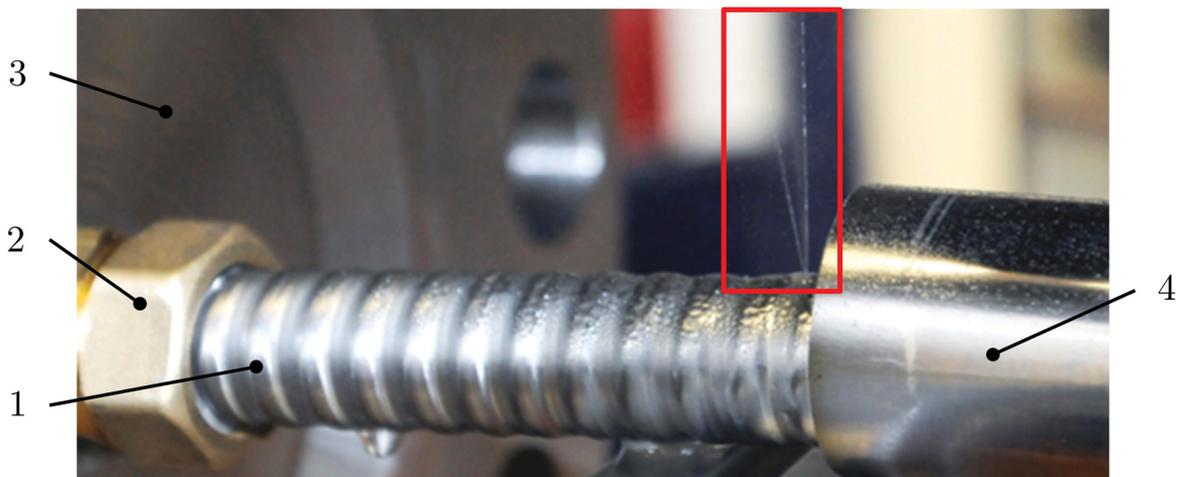
Das Diagramm aus Abbildung 5.13 stellt den Verlauf des Innendrucks und der daraus resultierenden Rohrverlängerung für zwei Wellrohre der gleichen Abmessung dar. Da für die Druckaufgabe eine hydraulische Handpumpe verwendet wurde, jedoch kein Rückschlagventil im Druckkreislauf integriert war, konnte der aufgebraute Druck nicht konstant gehalten werden. Dies führte zu einer zyklischen Drucksteigerung während des Versuches. Bedingt durch die hohe Abtastrate des Druckaufnehmers wurde jeder Pumpzyklus aufgezeichnet, wie in Abbildung 5.13 zu erkennen ist.

Der Innendruck wurde solange im Rohrrinneren gesteigert bis ein Versagen eintrat. In manchen Fällen kam es innerhalb des Verschraubungssystems zu Leckagen, sodass der Versuch wiederholt werden musste.



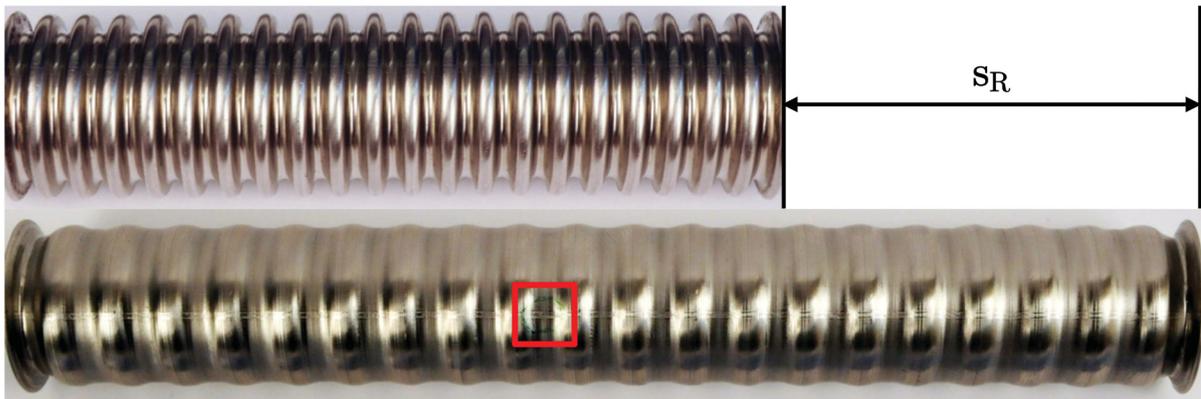
**Abbildung 5.13:** Verlauf des Innendrucks: Ermittelte Werte für Innendruck und der daraus resultierenden Rohrverlängerung für zwei idente Wellrohre.

Durch Verwendung der metallisch dichtenden Halbschalenverschraubung (Kapitel 3.1) konnten die Wellrohre besser abgedichtet werden und das Auftreten von Leckagen minimiert werden. Abbildung 5.14 zeigt das bereits geborstene Wellrohr, welches zuvor mit einem inneren Druck beaufschlagt wurde.



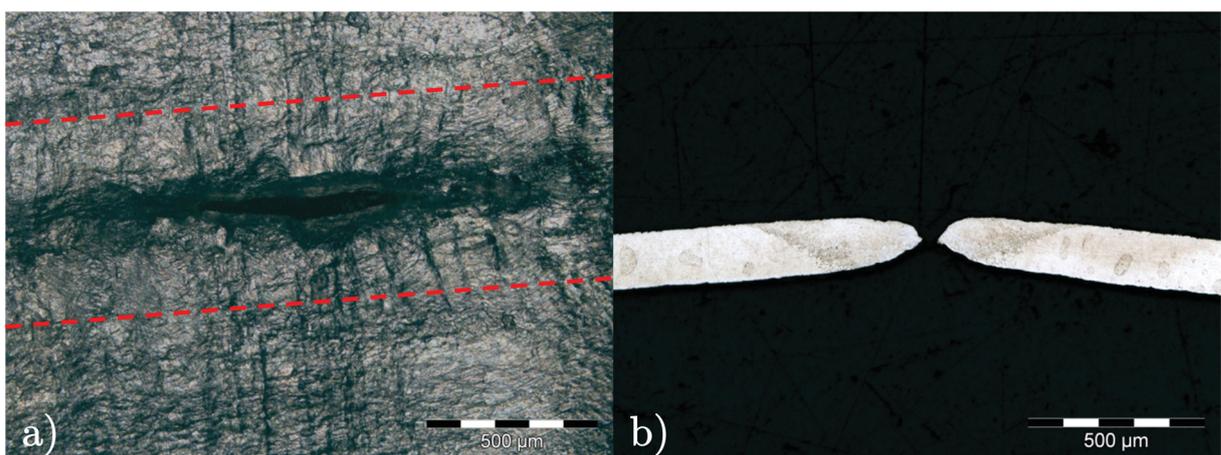
**Abbildung 5.14:** Innendruckversuch: Stelle des Versagens beim Innendruckversuch (roter Bereich). Dargestellt sind neben dem geborstenen Wellrohr (1), die Verschraubung (2), der Blindflansch (3) und die Führungshülse (4).

Durch den steigenden inneren Druck wurde das Wellrohr um dessen Längsachse plastisch deformiert, bis das Versagen eintrat (Abbildung 5.15). Der rote Bereich in Abbildung 5.15 markiert den Versagensort des deformierten Wellrohres. Das Rohr war erkennbar im Bereich der Schweißnaht geborsten. Aufnahmen der Wellrohroberfläche zeigten dies eindeutig (Abbildung 5.16a).



**Abbildung 5.15:** Rohrverlängerung: Resultierende Rohrverlängerung  $s_R$  infolge des Innendrucks. Ort des Versagens dargestellt innerhalb des roten Bereichs.

Um sicherzustellen, dass der Versagensort im Bereich der Schweißnaht lag, wurden metallographische Schliffbilder der Versagensstelle angefertigt. Wie in Abbildung 5.16b zu erkennen ist, kam es zu einer Einschnürung des Werkstoffs innerhalb des Schweißnahtgefüges, wie es bei Zugversuchen beobachtet werden kann.

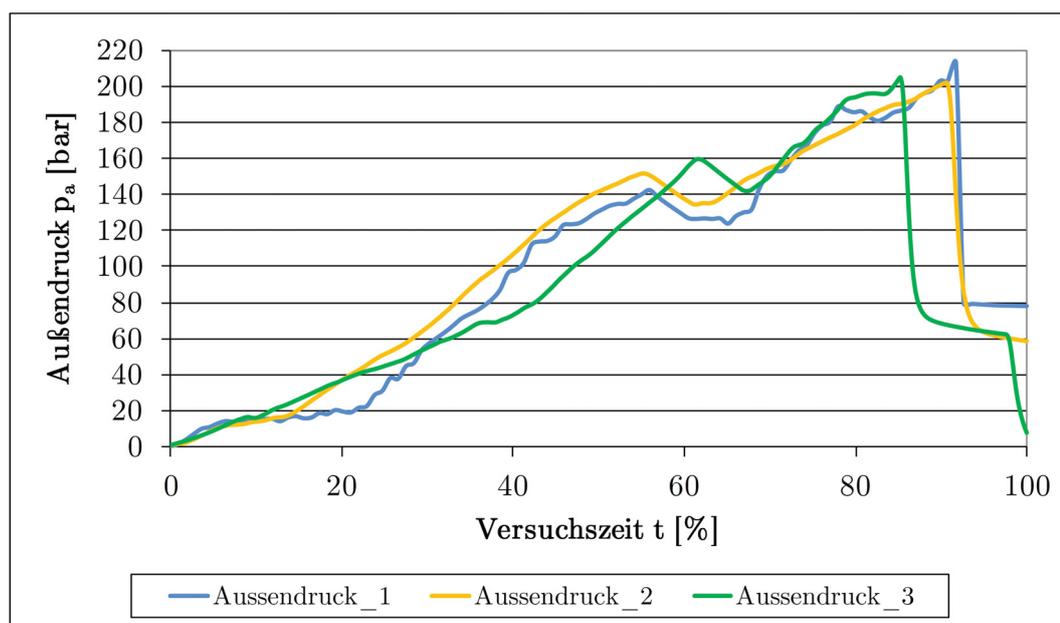


**Abbildung 5.16:** Rissuntersuchung: a) Oberflächenaufnahme des Versagensortes durch Innendruck, b) Schliffbild mit Riss innerhalb der Schweißnaht.

Die Untersuchungen ergaben, dass Wellrohre der Dimension DN16 bei Innendrüken im Bereich von 105 bis 115 bar zum Bersten neigen. Die dabei gemessene bleibende Rohrverlängerung  $s_R$  konnte mit etwa 47,5 mm bestimmt werden. Die Rissuntersuchungen zeigten, dass die Versagensstelle immer innerhalb der Schweißnaht lag. Der Werkstoff begann durch den inneren Überdruck im Bereich der Schweißnaht einzuschnüren, bis er der äußeren Belastung nicht mehr stand hielt und das Versagen eintrat.

- **Außendruckprüfung:**

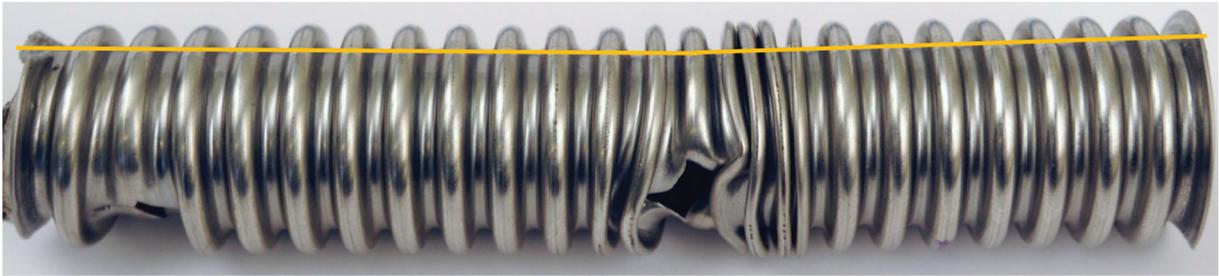
Da die Außendruckprüfung der Wellrohre innerhalb einer geschlossenen Prüfkammer durchgeführt und die Rohre an ihrer axialen Stauchung gehindert wurden, konnte lediglich der Kammerinnendruck aufgezeichnet werden. Abbildung 5.17 zeigt die gemessenen Kammerinnendrüke über die normierte Versuchszeit.



**Abbildung 5.17:** Verlauf des Außendruck: Darstellung des Druckverlaufs für drei geprüfte Wellrohre bezogen auf eine normierte Versuchszeit.

Der erkennbare Druckabfall bei etwa 60 % der Versuchszeit kann durch die Nachfülloperation der Handpumpe erklärt werden (Abbildung 5.17). Diese besaß nur ein Volumen von  $900 \text{ cm}^3$ , welches während der Druckaufgabe teilweise geleert wurde und bei Bedarf nachgefüllt werden musste. Dadurch, dass die Geometrie des geprüften Rohre immer dieselbe war, musste diese Nachfülloperation immer zu einer bestimmten Zeit geschehen, da ansonsten keine Drucksteigerung möglich war.

Nach der Versuchsdurchführung wurde die Druckkammer geöffnet, das Druckmedium abgelassen und der Prüfling entnommen. Nachdem die Verschraubungen und das Distanzrohr demontiert waren, konnte das implodierte Rohr untersucht werden. Alle geprüften Rohre zeigten ein ähnliches Versagensbild, wie das aus Abbildung 5.18.



**Abbildung 5.18:** Versagensbild nach Außendruckprüfung: Zwei Implosionsstellen am Wellrohr unabhängig von der Lage der Schweißnaht (gelbe Linie).

Aus Abbildung 5.18 ist die Lage der Schweißnaht zu erkennen. Unabhängig davon ist das Wellrohr an zwei Stellen implodiert. Grund dafür war wahrscheinlich das Distanzrohr, welches während der Prüfung die Wellrohraußenfläche berührte. Dadurch kam es zu einer Verringerung der Wandstärke des Wellrohrs, welches an den Berührstellen letztendlich versagte.

Die Auswertung der Außendruckprüfung ergab, dass Wellrohre einen äußeren Druck von etwa 202 bis 213 bar ertragen. Zu beobachten war, dass die Rohre unabhängig von der Schweißnaht implodierten. Dies konnte auf eine Wandstärkenreduktion, bedingt durch das eingesetzte Distanzrohr zurückgeführt werden.

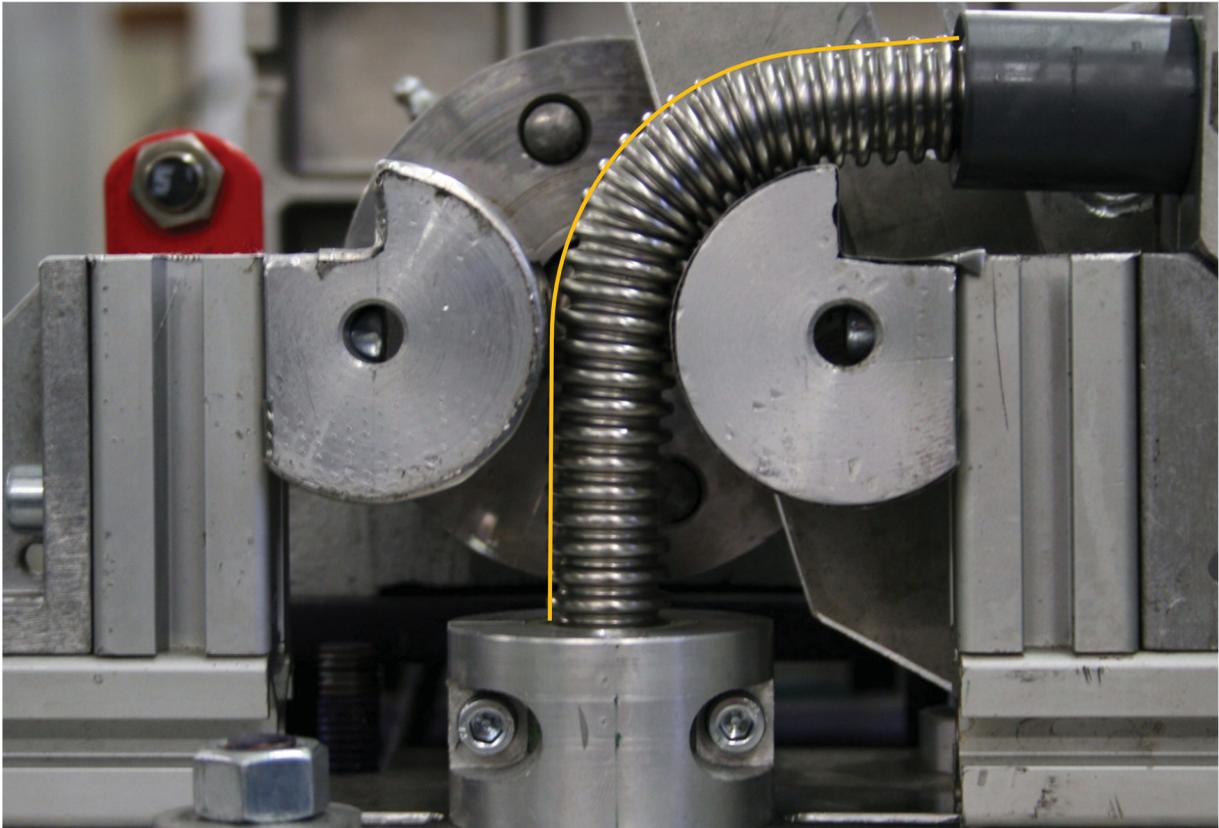
#### 5.1.4 Biegeprüfung

Die Biegeprüfung wurde für zwei Schwenkbereiche durchgeführt, zum Einem für einen Schwenkbereich von 90 ° und zum Anderen für 180 °.

- Biegeprüfung für einen Schwenkbereich von 90 °:

Da die Prüfeinrichtung nicht digitalisiert war, musste das Versagen der Wellrohre akustisch und optisch beurteilt werden. Dies geschah durch das Mitzählen der einzelnen Biegezyklen über die gesamte Prüfdauer. Die Anzahl der Biegezyklen und die Lage des Wellrohrs innerhalb der Prüfvorrichtung dienten der Beurteilung der Biegebarkeit der geprüften Wellrohre.

Da die Schweißnaht die vermeintliche Schwachstelle des Wellrohrs darstellte, wurde dieses so eingespannt, dass die Schweißnaht an der höherbelasteten Außenfaser positioniert war. Abbildung 5.19 soll den Einspannzustand und die Lage der Schweißnaht besser verdeutlichen.



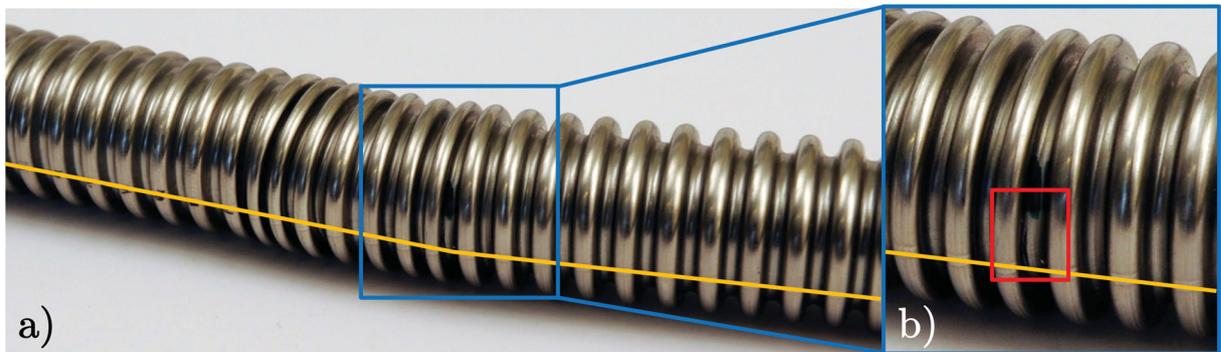
**Abbildung 5.19:** Biegeprüfung für Schwenkbereich 90 °: Prüfung der Biegebarkeit des Wellrohrs mit positionierter Schweißnaht entlang der höchstbeanspruchten Faser (gelbe Linie).

Tabelle 4.1 spiegelt die gewonnenen Ergebnisse der Biegeprüfung für einen Schwenkbereich von 90 ° wider.

**Tabelle 5.1:** Ergebnisse der Biegeprüfung mit Schwenkbereich 90 °: Gegenüberstellung der ertragbaren Biegezyklen und der Lage der Schweißnaht für die Biegeprüfung.

Nummer des Wellrohrs	Anzahl der Biegezyklen	Lage der Schweißnaht
1	20	außen
2	21	außen
3	20	außen
4	20	außen

Das Versagensbild des Wellrohrs nach der Biegeprüfung stellt Abbildung 5.20a dar. Die Detailaufnahme lässt den Riss im Bereich der Schweißnaht erkennen (Abbildung 5.20b).



**Abbildung 5.20:** Versagensbild des biegebelasteten Wellrohrs mit Schwenkbereich  $90^\circ$ : a) Vollansicht des biegegeprüften Wellrohrs, b) Detailaufnahme der Versagensstelle (roter Bereich) in Schweißnahtnähe.

Die Untersuchung ergab, dass die geprüften Wellrohre etwa 19 Biegezyklen innerhalb eines Schwenkbereichs von  $90^\circ$  ertragen. Weitere Biegezyklen führten zu einem Riss im Bereich der Talwelle orthogonal zur Schweißnaht. Bedingt für die Prüfung war, dass die Schweißnaht am äußeren Biegeradius des Wellrohrs positioniert wurde.

- Biegeprüfung für einen Schwenkbereich von  $180^\circ$ :

Verglichen mit der Biegeprüfung innerhalb eines Schwenkbereichs von  $90^\circ$  wurde lediglich der Schwenkbereich auf  $180^\circ$  erweitert. Die Bewertung der Biegebarkeit blieb sinngemäß gleich. Aufgrund des erweiterten Schwenkbereiches musste die Startrichtung zu Beginn der Biegeprüfung genau festgehalten werden. Je nach Lage der Schweißnaht und der Startrichtung würde die Schweißnaht auf den ersten  $90^\circ$  Zug- bzw. Druckspannungen ausgesetzt werden. Bekanntlich haben Zugspannungen eine schädigendere Wirkung auf den Werkstoff als Druckspannungen, deshalb war die Startrichtung von Bedeutung.

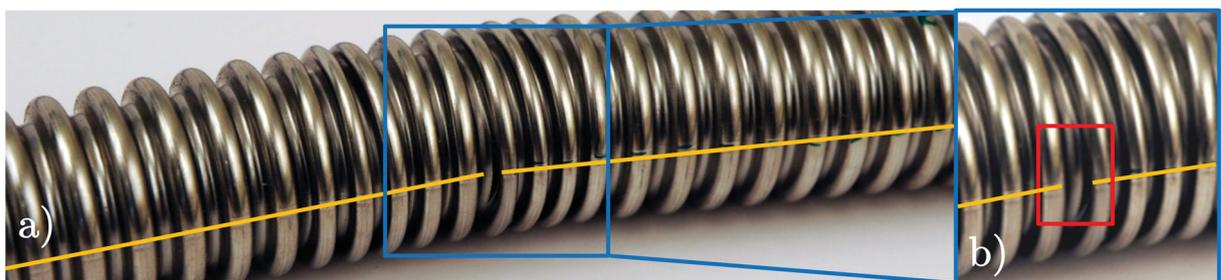
In Tabelle 5.2 werden die gewonnenen Ergebnisse der Biegeprüfung dargestellt. Die Richtungsangaben der Startrichtung und der Lage der Schweißnaht beziehen sich auf Abbildung 5.19.

**Tabelle 5.2:** Ergebnisse der Biegeprüfung mit Schwenkbereich 180 °: Gegenüberstellung der ertragbaren Biegezyklen, der Lage der Schweißnaht und der Startrichtung für die Biegeprüfung.

Nummer des Wellrohres	Anzahl der Biegezyklen	Lage der Schweißnaht bei Prüfbeginn	Startrichtung
1	16	links	rechts
2	18	links	rechts
3	14	links	rechts
4	15	links	rechts
5	15	links	rechts

Die beiden ersten geprüften Wellrohre wiesen auf Grund eines nicht korrekt positionierten Endanschlages eine höhere Anzahl an Biegezyklen bis zum Bruch auf. Nach Justierung der Endanschlüge konnte ein reproduzierbares Ergebnis von 15 Biegezyklen bis zum Versagen verzeichnet werden.

Die Wellrohre, welche innerhalb eines Schwenkbereichs von 180 ° geprüft wurden, wiesen ein ähnliches Versagensbild auf wie jene, die mit einem Schwenkbereich von 90 ° geprüft wurden. Abbildung 5.21b zeigt die Detailaufnahme der Versagensstelle an einem der geprüften Wellrohre.



**Abbildung 5.21:** Versagensbild des biegebelasteten Wellrohrs mit Schwenkbereich 180 °: a) Vollansicht des biegegeprüften Wellrohrs, b) Detailaufnahme der Versagensstelle (roter Bereich) in Schweißnahtnähe.

Die Ergebnisse der Untersuchung zeigten, dass die geprüften Wellrohre 14 Biegezyklen ertrugen. Der Belastung durch einen weiteren Zyklus hielten die Wellrohre nicht stand, wie Abbildung 5.21b zeigte. Das Versagen war gleich dem der biegebelasteten Rohre, welche in einem Schwenkbereich von 90 ° geprüft wurden. Die Rohre rissen in der höchst beanspruchten Talwelle orthogonal zur Schweißnaht.

## 5.2 Ergebnisse der numerischen Simulationen

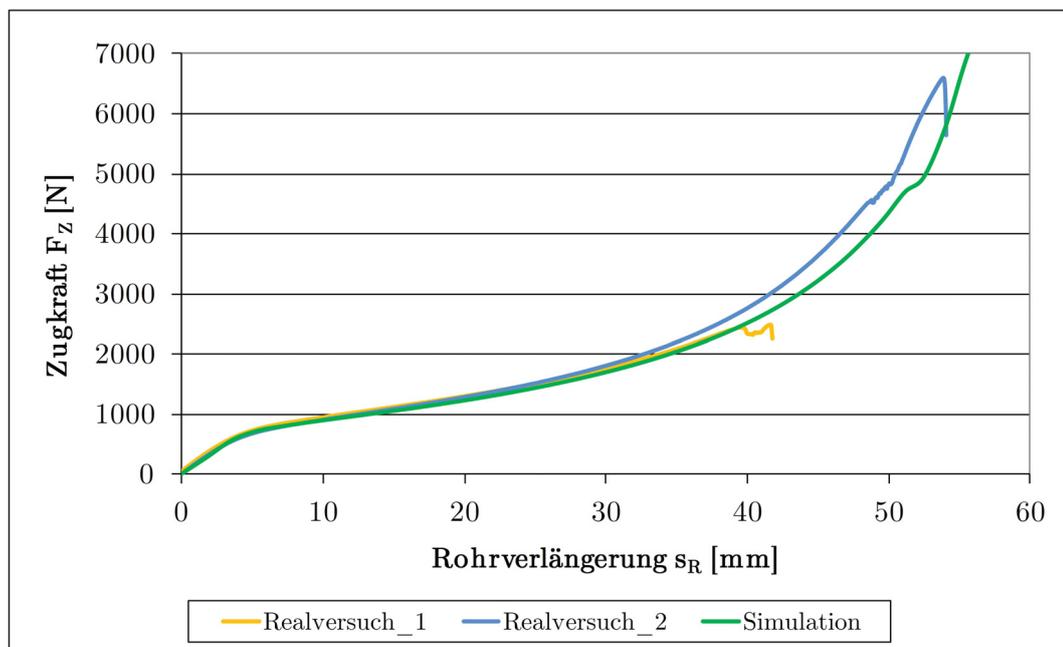
Dieser Teil des Kapitels beschreibt die Ergebnisse, welche aus den jeweiligen Simulationsmodellen (Kapitel 4) gewonnen wurden. Weiters werden Vergleiche zwischen den Ergebnissen aus den experimentellen Untersuchungen und der Simulation vorgenommen. Dies gibt Aufschluss über die Qualität der Simulationsergebnisse.

### 5.2.1 Ergebnisse der Axialsimulationen

Wie bereits in den experimentellen Untersuchungen wurde auch bei der numerischen Abbildung der Axialbelastung zwischen axialer Zug- und axialer Druckbelastung unterschieden.

- Simulationsergebnis der Axialzugprüfung:

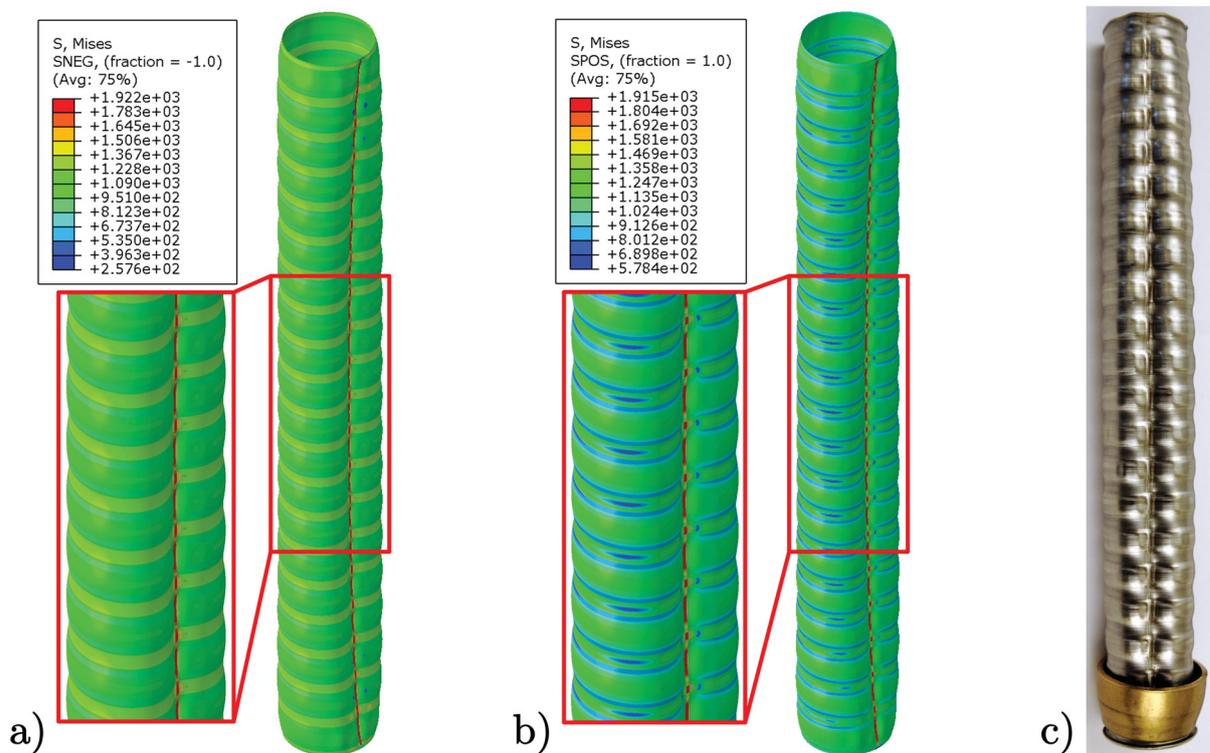
Vorstudien zeigten, dass die plastischen Eingabewerte entscheidend für eine gute Abbildung des Realfalls sind (Kapitel 4.2.1). Für die Simulation der axialen Zugbelastung des Wellrohrs wurden die jeweiligen Fließkurven für die drei Rohrpartitionen angehoben, um an das Ergebnis des Realversuches heranzukommen. Der berechnete Zugkraftverlauf und die resultierende Rohrverlängerung wird in Abbildung 5.22 dargestellt.



**Abbildung 5.22:** Kraftverlauf der simulierten Axialzugprüfung: Vergleich der Realverläufe (gelb und blau) mit dem berechneten Zugkraftverlauf aus der Simulation (grün).

Es ist aus Abbildung 5.22 zu erkennen, dass der Kraftverlauf mit guter Näherung abgebildet wurde. Der Instabilitätsbereich ist bei dem Ergebnis der Simulation etwas höher, jedoch noch innerhalb einer Toleranz von etwa 5 %.

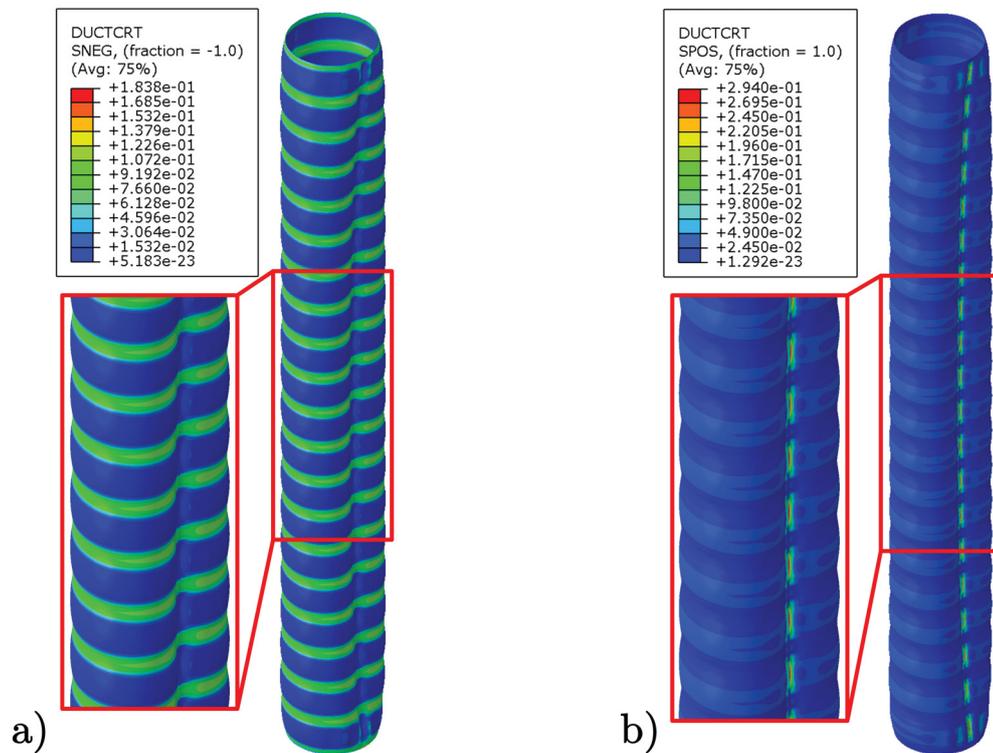
Das Deformationsverhalten des Modellrohrs (a) und (b) verglichen mit dem des realen Wellrohres (c) zeigt die Abbildung 5.23. Durch die Modellierungsweise konnten die Spannungszustände an der Außen- (Abbildung 5.23a) und Innenseite (Abbildung 5.23b) des Rohrs ausgegeben werden. Die Detailansichten in Abbildung 5.23a und b lassen die Spannungsverläufe im Bereich der Schweißnaht besser erkennen.



**Abbildung 5.23:** Deformationsverhalten des berechneten Axialzugmodells: a) Ermittelte Spannungszustände und Deformationsverhalten an der Rohraußenfläche, b) Ermittelte Spannungszustände und Deformationsverhalten an der Rohrinnenfläche, c) Deformiertes Realrohr unter Zugbelastung.

Die axiale Zugbelastung, des Wellrohres führte zum Auftreten lokaler Instabilitäten entlang der Schweißnaht, wie sie in Abbildung 5.23c dargestellt wurde. Aus dem gemessenen Zugkraftverlauf konnte der Instabilitätsbeginn bei einer Zugkraft von  $F_{Zexp} = 4505 \text{ N}$  und einer Rohrverlängerung von  $s_{Rexp} = 48,5 \text{ mm}$  ermittelt werden (Abbildung 5.22). Das Simulationsmodell wies ebenfalls die lokalen Instabilitäten auf (Abbildung 5.23a und b).

Neben dem Deformationsverhalten wurde auch die Schädigung an der Innen- und Außenfläche berechnet. In Abbildung 5.24 werden die ermittelten Schädigungswerte für die Rohraußen- (a) und Rohrinnen- (b) dargestellt.



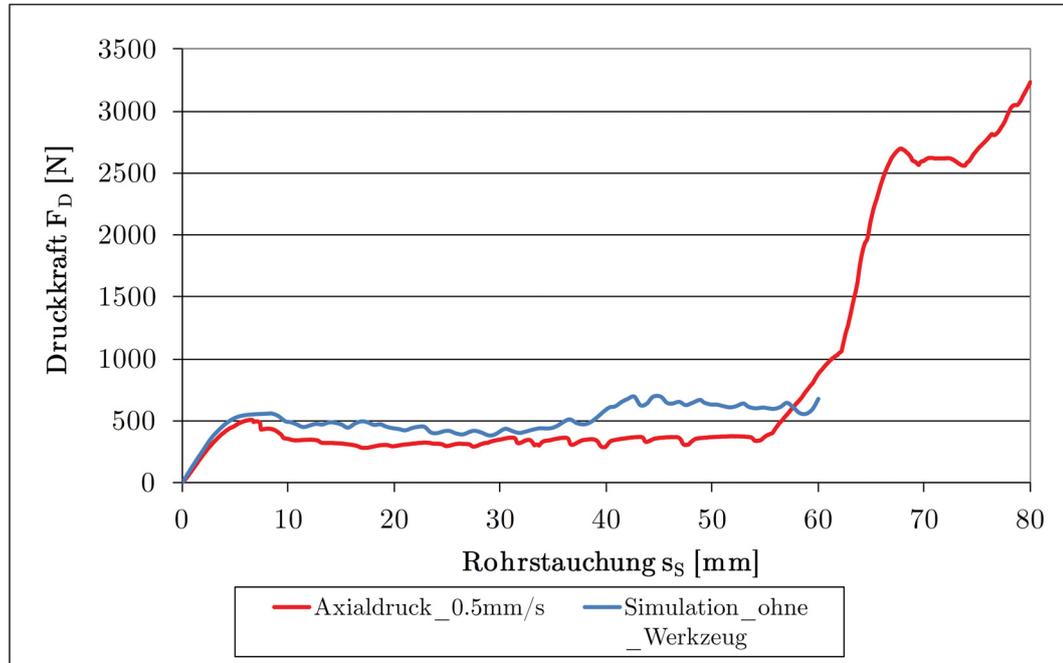
**Abbildung 5.24:** Schädigungsverteilung bei Axialzugprüfung: a) Schädigungsverteilung an der Rohraußenfläche mit Detailansicht, b) Schädigungsverteilung an der Rohrinnenfläche mit Detailansicht.

Die berechneten Werte für die Zugkraft von  $F_{Zsim} = 4704 \text{ N}$  und die Rohrverlängerung von  $s_{Rsim} = 51,2 \text{ mm}$  zeigten eine gute Näherung im Bezug zu den Ergebnissen aus den Realversuchen. Im Hinblick auf die Schädigungswerte erschienen die Ergebnisse plausibel. Durch die lokalen Instabilitäten kam es im Bereich der Schweißnaht zu überhöhten Zugspannungen. Demzufolge wurde an dieser Stelle auch eine höhere Schädigung errechnet.

- Simulationsergebnisse der Axialdruckprüfung:

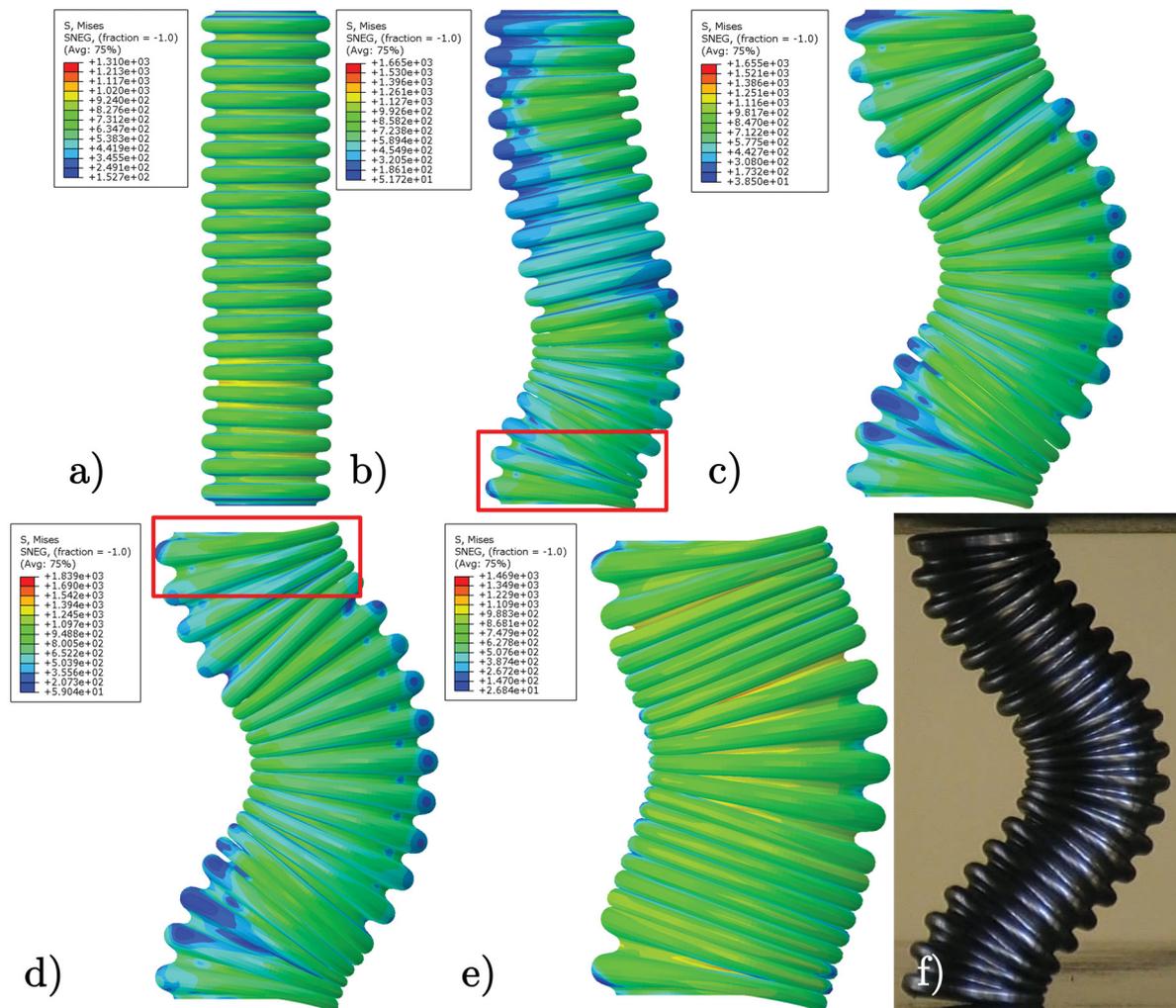
Für die Simulation der Axialdruckbelastung wurden zwei Modellvarianten untersucht. Verglichen mit dem ersten Modell besaß das Zweite Modell Werkzeuge, welche das Wellrohr stauchten. Beide Modelle besaßen die Fleißkurvenwerte des bereits beschriebenen Axialzugmodells.

Mit Hilfe des werkzeuglosen Modells konnte der in Abbildung 5.25 dargestellte Druckkraftverlauf (blau) berechnet werden.



**Abbildung 5.25:** Druckkraftverlauf des Simulationsmodells ohne Werkzeug: Gegenüberstellung der Kraftverläufe des Realversuches (rot) und der Simulation ohne Werkzeugeinsatz (blau).

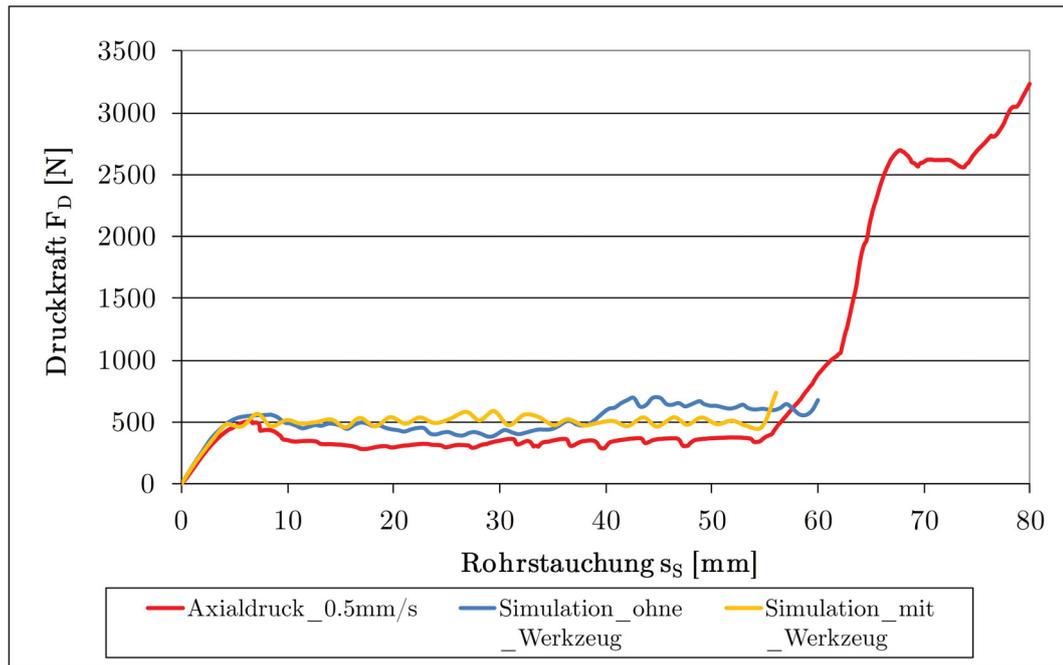
Die Unterschiede zwischen den Ergebnis der Druckkräfte des Realversuchs und des Simulationsmodells können durch genaue Analyse des Deformationsverhaltens erklärt werden (Abbildung 5.26). Die Realrohre verloren im Zuge des Versuchs den vollflächigen Kontakt zu den Werkzeugen (Abbildung 5.26f). Da das Simulationsmodell werkzeuglos implementiert worden war gab es keine Kontaktbedingungen. Es viel jedoch auf, dass aufgrund der nicht vorhandenen Werkzeuge die Wellen am Rohrende ab einem Stauchweg von 18,4 mm (Wellrohrunterkante) und 37 mm (Wellrohroberkante) einknickten, wie es in den Abbildungen 5.26b und d dargestellt wird. Dies erklärt den Kraftsprung des Druckkraftverlaufes (blau) aus Abbildung 5.25.



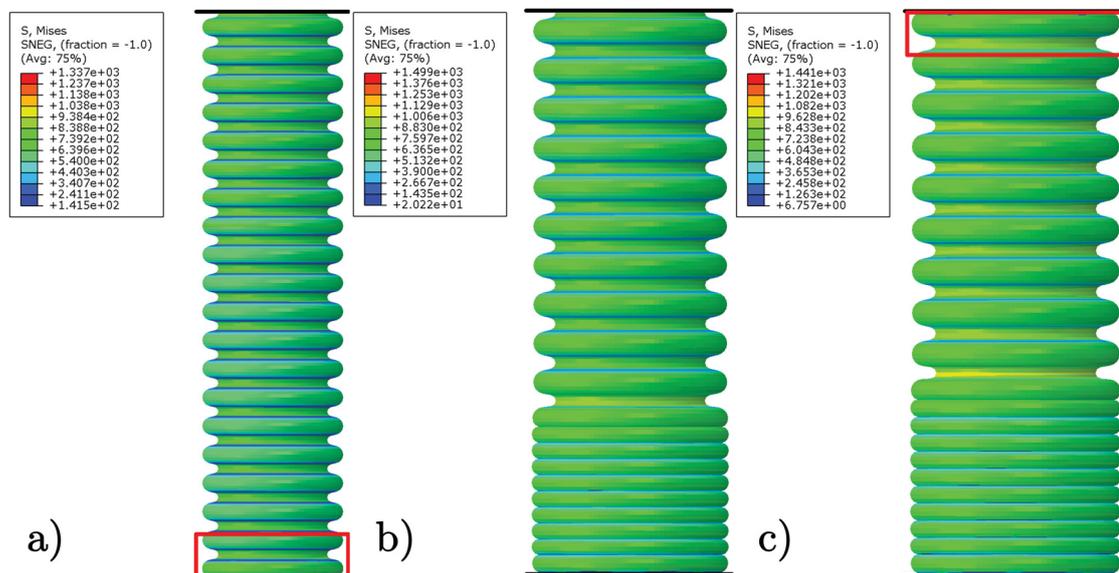
**Abbildung 5.26:** Deformationsverhalten des berechneten werkzeuglosen Axialdruckmodells: a) Druckmodell nach einem Stauchweg von 9 mm, b) 21,5 mm, c) 37 mm d) 39,8 mm, e) 51 mm. Die roten Bereiche in Einzelaufnahme b und d stellen das Einknicken der Rohrendwellen dar. f) Stauchversuch des Realrohrs, Abheben beider Rohrenden erkennbar.

Auf Grund des beobachtbaren Deformationsverhaltens des Realrohrs und des Modellrohrs, ohne Werkzeuge, wurde das Simulationsmodell durch Werkzeuge erweitert. Der berechnete Druckkraftverlauf des neuen Modells (gelber Verlauf) wurde in dem Diagramm in Abbildung 5.27 dargestellt.

Hinsichtlich der Deformation des erweiterten Modells konnte das dargestellte Verhalten beobachtet werden (Abbildung 5.28).



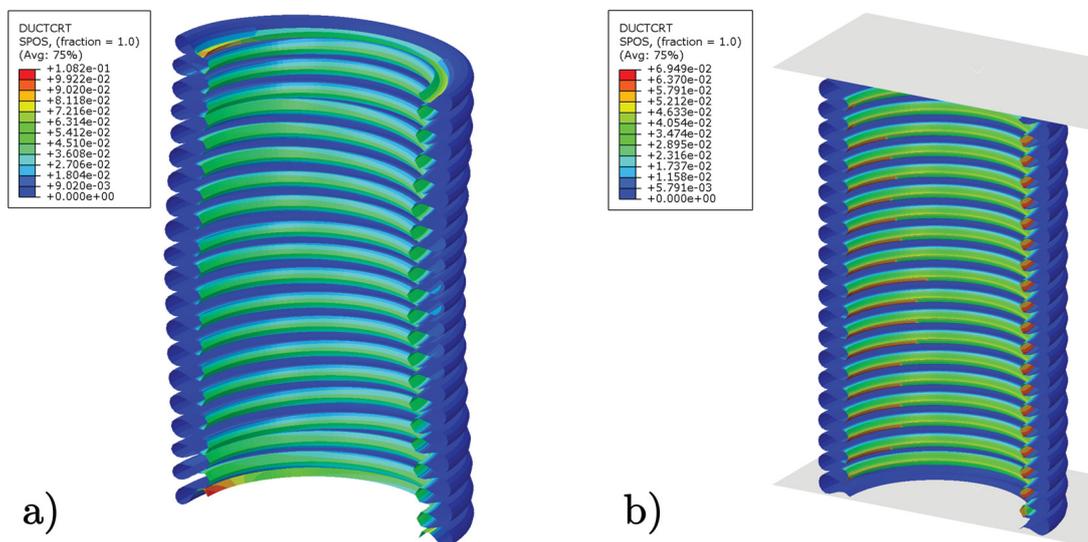
**Abbildung 5.27:** Druckkraftverlauf des Simulationsmodells mit Werkzeug: Gegenüberstellung der Kraftverläufe des Realversuches (rot), des Modells ohne Werkzeugeinsatz (blau) und des Modells mit Werkzeugeinsatz (gelb).



**Abbildung 5.28:** Deformationsverhalten des Axialdruckmodells mit Werkzeugeinsatz: a) Druckmodell nach einem Stauchweg von 6 mm, b) 29,7 mm, c) 33,8 mm. Die roten Bereiche in Einzelaufnahme (b) und (c) stellen das Einknicken der Rohrendwellen dar.

Zum Unterschied zu dem werkzeuglosen Modell ließ sich kein horizontales Ausbauchen des Wellrohrs beobachten, wie die Abbildung 5.28a bis c verdeutlichen. Lediglich das Einknicken der beiden Wellen an den Rohrenden bei einem Stauchweg von 6 mm (Abbildung 5.28a) und 34 mm (Abbildung 5.28c) war zu erkennen.

Hinsichtlich der Schädigungsverteilung konnten für beide Modelle an der Innenfläche erhöhte Schädigungswerte berechnet werden (Abbildung 5.29). Die ermittelte Schädigung für das werkzeuglose Modell (Abbildung 5.29a) erscheint zu hoch, verglichen mit dem des andern Modells (Abbildung 5.29b). Der Grund lag in der hohen Kantenbelastung während des Stauchprozesses, dabei knickten in dem Bereich die Wellenenden unter der Belastung ein (Abbildung 5.26b und d).



**Abbildung 5.29:** Schädigungsverteilung bei Axialdruckprüfung: Schädigung des Modellrohrs, welches ohne Werkzeuge (a) und mit Werkzeugen (b) gestaucht wurde.

Die numerischen Untersuchungen der unter axialem Druck belasteten Wellrohre ergab, dass bei dem werkzeuglosen Modell der Instabilitätsbeginn bei einer Druckkraft von  $F_{DsimO} = 563,8 \text{ N}$  und einer Rohrstauchung von  $s_{SsimO} = 8,4 \text{ mm}$  eintritt (Abbildung 5.27, blauer Verlauf).

Das Modell mit Werkzeugen zeigte diesen Effekt schon bei einer Druckkraft von  $F_{DsimM} = 486,8 \text{ N}$  und einer Rohrstauchung von  $s_{SsimM} = 4,3 \text{ mm}$  beobachtet werden (Abbildung 5.27, gelber Verlauf).

Für das Realrohr war die erste Instabilität bei einer Druckkraft von  $F_{Dexp} = 507,9 \text{ N}$  und einer Rohrstauchung von  $s_{Sexp} = 6,5 \text{ mm}$  zu erkennen (Abbildung 5.27, roter Verlauf).

Die Steigerung des Stauchweges führte bei dem werkzeuglosen Modell zu weiteren Welleninstabilitäten, sodass das Modellrohr horizontal ausbauchte (Abbildung 5.26).

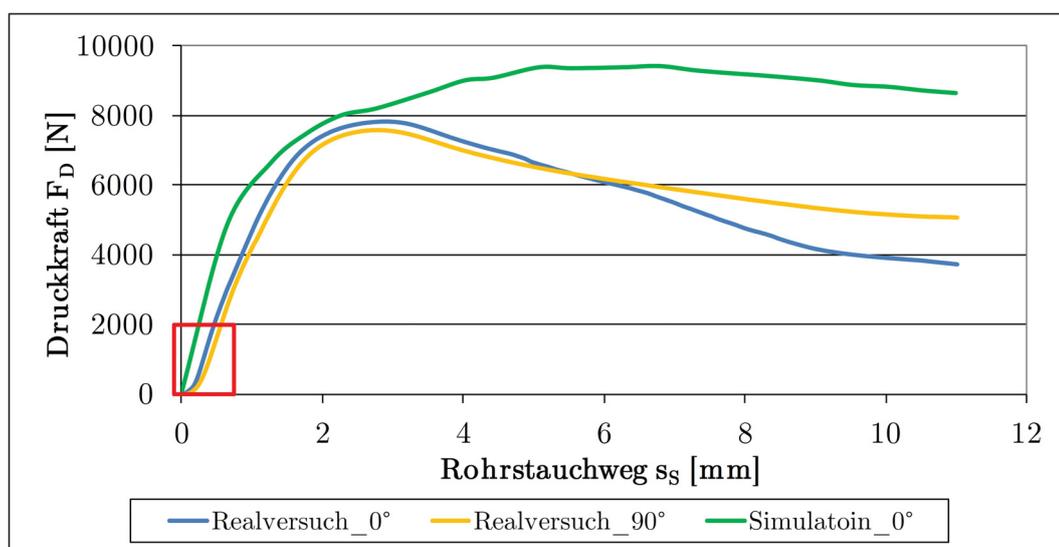
Das zweite Modell zeigte keinen Ausbaucheffekt. Die Wellen wurden nacheinander instabil bis das gesamte Modellrohr gestaucht war (Abbildung 5.28). Dieses Verhalten spiegelt sich im Kraftverlauf wieder (Abbildung 5.27, gelb).

## 5.2.2 Ergebnisse der Radialsimulation

Für die numerische Untersuchung der Radialbelastung wurden zwei Lastfälle betrachtet, die sich nur durch die Position der Schweißnaht unterschieden.

- Simulationsergebnis der Normalbelastung der Schweißnaht:

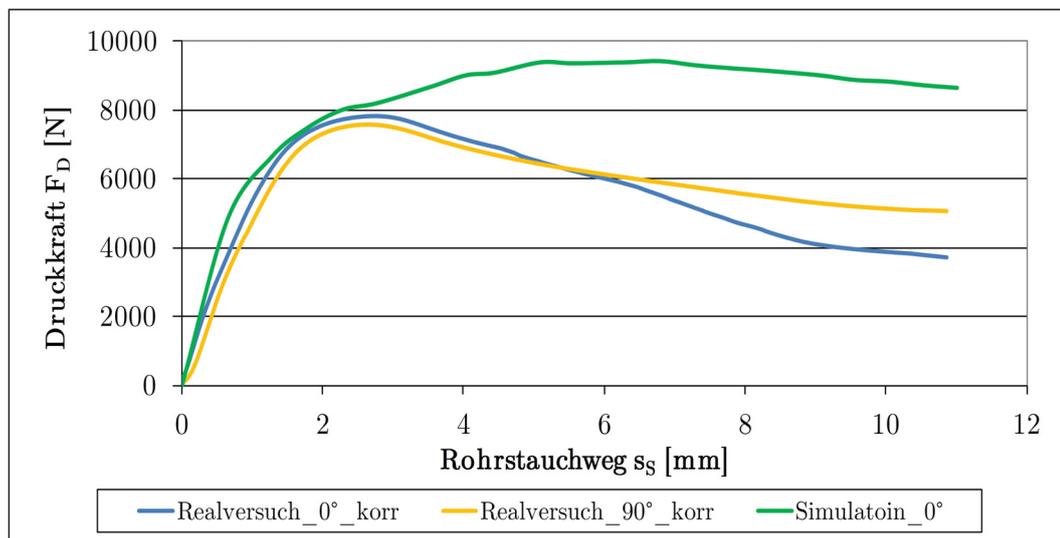
Den berechneten Radialkraftverlauf (grün) für das Modellrohr dessen Schweißnaht in Belastungsrichtung lag zeigt das Diagramm in Abbildung 5.30.



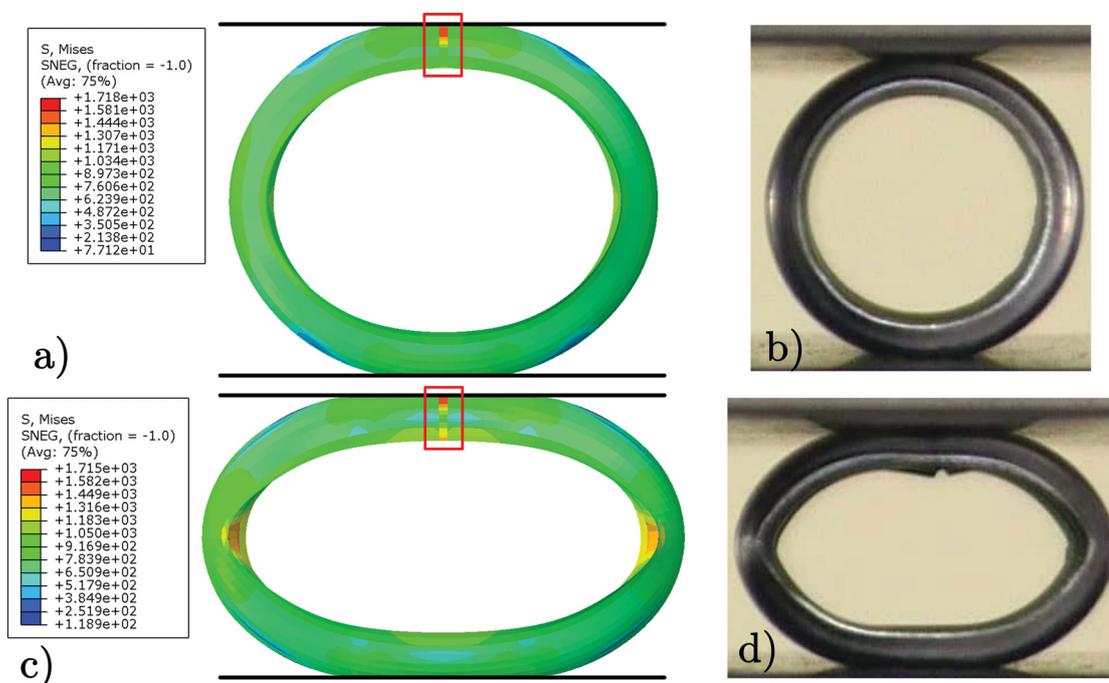
**Abbildung 5.30:** Radialkraftverlauf des normalbelasteten Modellrohrs: Radialkraftverläufe für normalbelastete (blau) und orthogonalbelastete (gelb) Rohre im Vergleich zu dem berechneten Kraftverlauf des normalbelasteten Modellrohrs (grün). Sanfter Anstieg der Realkräfte durch Einrichtbewegung der Maschine (roter Bereich).

Der rot markierte Bereich in Abbildung 5.30 am Koordinatenursprung zeigt einen sanften Anstieg der gemessenen Radialkräfte. Der Grund dafür waren Einrichtbewegungen der Prüfmaschine, welche mitgemessen wurden. Die Korrektur der Messkurven ließ einen besseren Vergleich zwischen den Simulationsdaten und den Realdaten zu (Abbildung 5.31).

Abbildung 5.32 stellt die Deformationszustände für das Modellrohr und das Realrohr für zwei unterschiedliche Stauchwege dar.



**Abbildung 5.31:** Korrigierter Kraftverlauf der Radialdruckprüfung: Korrektur der Realkraftverläufe für die normalbelasteten (blau) und orthogonalbelasteten (gelb) Radialversuche. Darstellung des Kraftverlaufes des normalbelasteten Modellrohrs (grün).

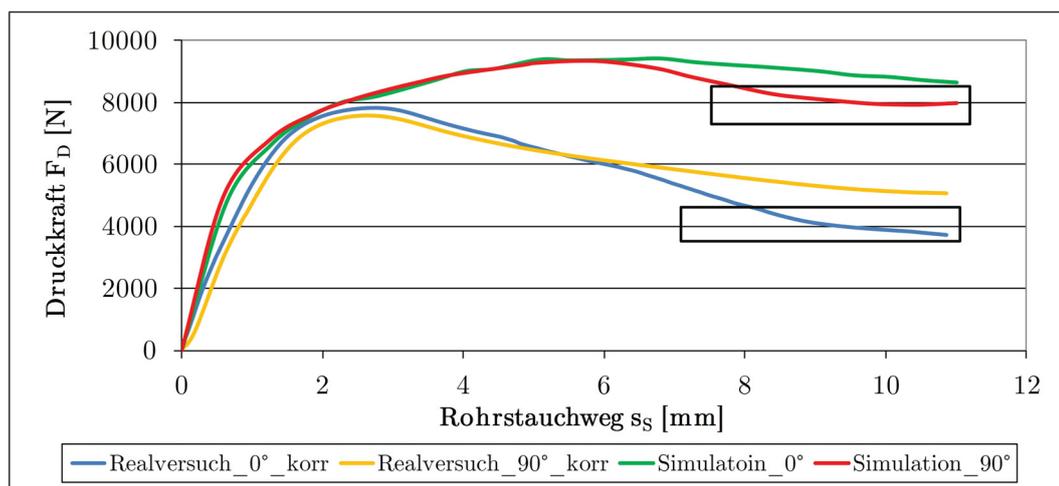


**Abbildung 5.32:** Deformationsvergleich des normalbelasteten Wellrohrs: Normalbelastetes Modellrohr (a) und Realrohr (b) bei 3 mm Stauchweg, Modellrohr (c) und Realrohr (d) bei 7 mm Stauchweg. Rote Bereiche bei den Modellrohren zeigen die Schweißnähte an.

Durch Gegenüberstellung der Deformationszustände des Modellrohrs und des Realrohrs bei gleichen Stauchwegen von ca. 3 mm (Abbildung 5.32a und b) und ca. 7 mm (Abbildung 5.32c und d) konnten die Unterschiede des Stauchverhaltens besser veranschaulicht werden. Da die Fließkurvenwerte über einen Zugversuch ermittelt wurden (Kapitel 4.1.1) war anzunehmen, dass die aus dem Realversuch beobachtete Werkstoffentfestigung im Modellrohr nicht berechenbar war. Dies würde das hohe Kraftmaximum und den nur geringen anschließenden Abfall der Druckkraft in Abbildung 5.31, gelber Verlauf) erklären.

- **Simulationsergebnis der Orthogonalbelastung der Schweißnaht:**

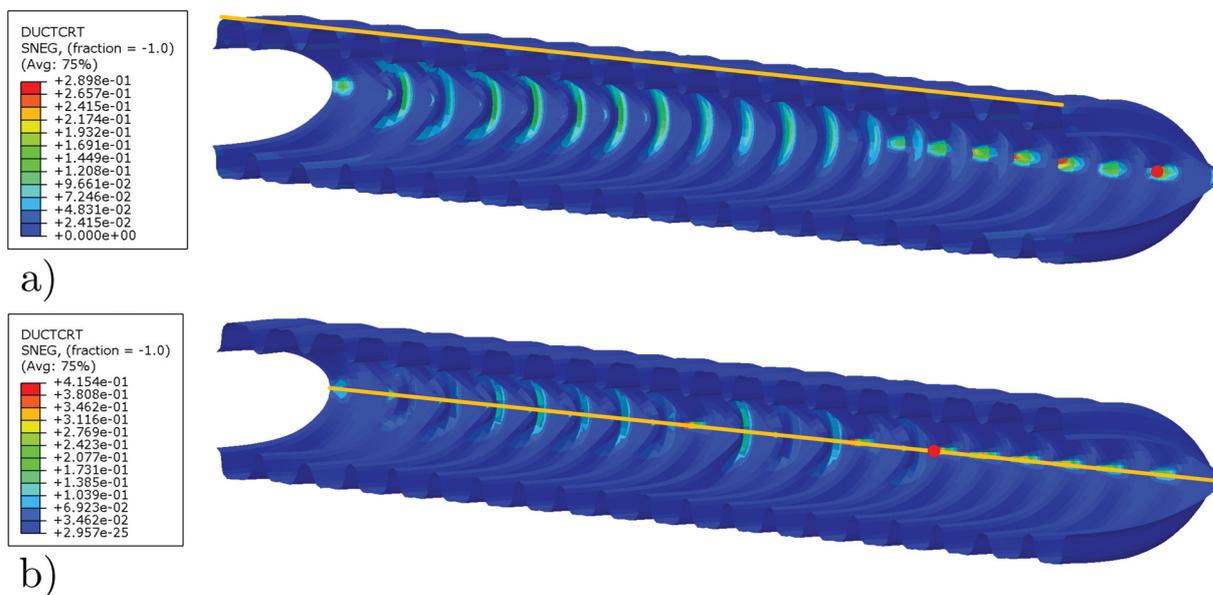
In Abbildung 5.11 wird neben den Kraftverläufen der Realversuche (blau und gelb) und des Modellrohrs mit normalbelasteter Schweißnaht (grün) der Druckkraftverlauf des Modellrohrs mit orthogonal belasteter Schweißnaht (rot) dargestellt.



**Abbildung 5.33:** Radialkraftverlauf des orthogonalbelasteten Modellrohrs: Radialkraftverläufe für normalbelastete (blau) und orthogonalbelastete (gelb) Realrohre im Vergleich zu dem berechneten Kraftverlauf des normal- (grün) und orthogonalbelasteten Modellrohrs (rot). Lokale Kraftminima des Realrohrs und des Modellrohrs innerhalb des schwarzen Bereichs.

Der Vergleich der Kraftverläufe aus Abbildung 5.33 ließ erkennen, dass die Verläufe der Modellrohre ein gegengleiches Aussehen hatten im Bezug auf den stärkeren Abfall der Kraft (schwarzer Bereich) als die Realrohre.

Ein Vergleich der Schädigungsbeiwerte der beiden belasteten Modellrohre zeigte, dass das orthogonalbelastete Rohr eine um etwa 40 % höhere Schädigung an der Biegestelle aufwies als das normalbelastete Rohr (Abbildung 5.34). Der gezeigte Kraftabfall (roter Verlauf) im Diagramm (Abbildung 5.33) könnte dadurch erklärt werden.



**Abbildung 5.34:** Schädigungsverteilung der radial belasteten Modellrohre: Schädigungsverlauf an der Außenfläche des normalbelasteten (a) und orthogonalbelasteten (b) Modellrohrs. Lage der Schweißnaht in gelb und Lage des Schädigungsmaximums als roter Punkt eingezeichnet.

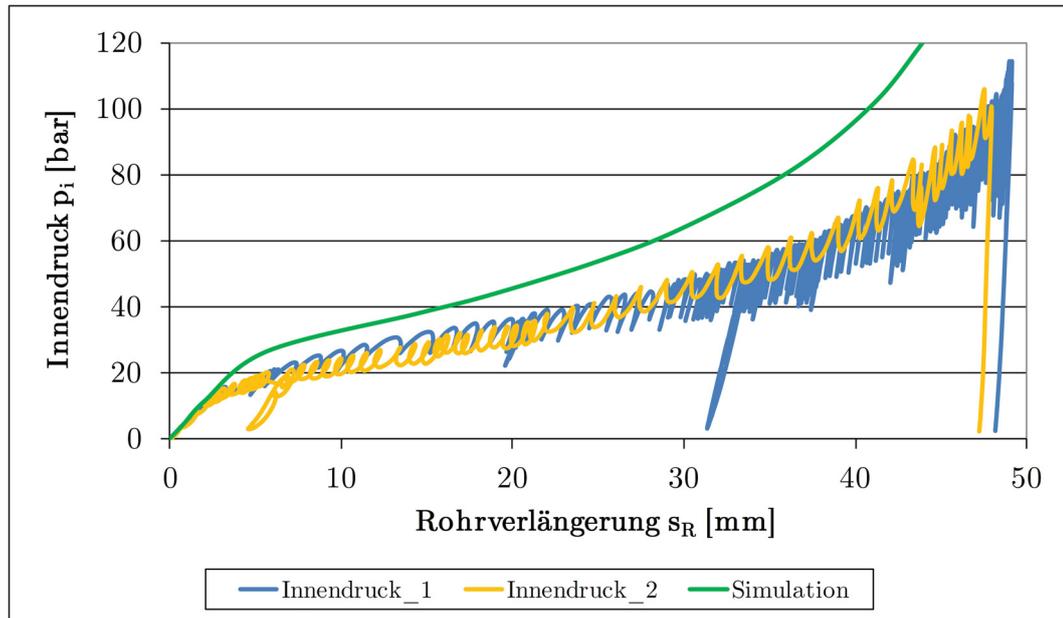
Die Kraftverläufe, welche mit Hilfe der Simulation berechnet wurden wiesen höhere Druckkräfte auf als die aus den experimentellen Untersuchungen. Gründe für ein solches Verhalten sind dem nicht berücksichtigten Entfestigen des Werkstoffes und der fehlende Eingabe des anisotropen Werkstoffverhaltens zuzuschreiben. Des Weiteren konnte die schädigende Wirkung der Schweißnaht für das orthogonalbelastete Modellrohr nachgewiesen werden.

### 5.2.3 Ergebnisse der Drucksimulation

Dieses Unterkapitel stellt die gewonnenen Simulationsergebnisse der Innen- und Außen-druckbelastung des Wellrohres dar.

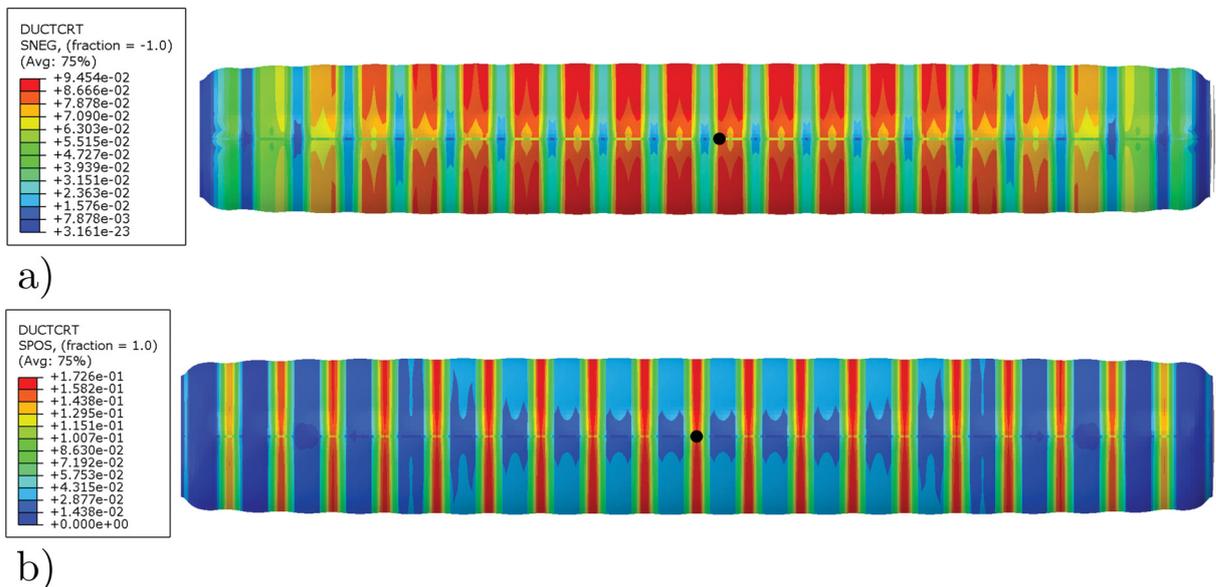
- Simulationsergebnis der Innendruckbelastung:

Die Abbildung 5.35 stellt die gemessenen Innendrucke und Rohrverlängerungen der Realrohre und die aus der Simulation ermittelten Werte für Innendruck und Rohrverlängerung dar. Es ist zu erkennen, dass der berechnete Innendruck weit über dem der Realversuche liegt. Die Gründe für das Verhalten sind dieselben die bereits in Kapitel 5.2.2 ausführlich beschrieben wurden.



**Abbildung 5.35:** Innendruckverlauf des Modellrohrs: Innendruckverläufe der Realversuche (blau und gelb) und berechneter Innendruckverlauf des Modellrohrs (grün).

An der Außenfläche war die maximale Schädigung im Bereich der Schweißnaht festzustellen (schwarzer Punkt in Abbildung 5.36b).



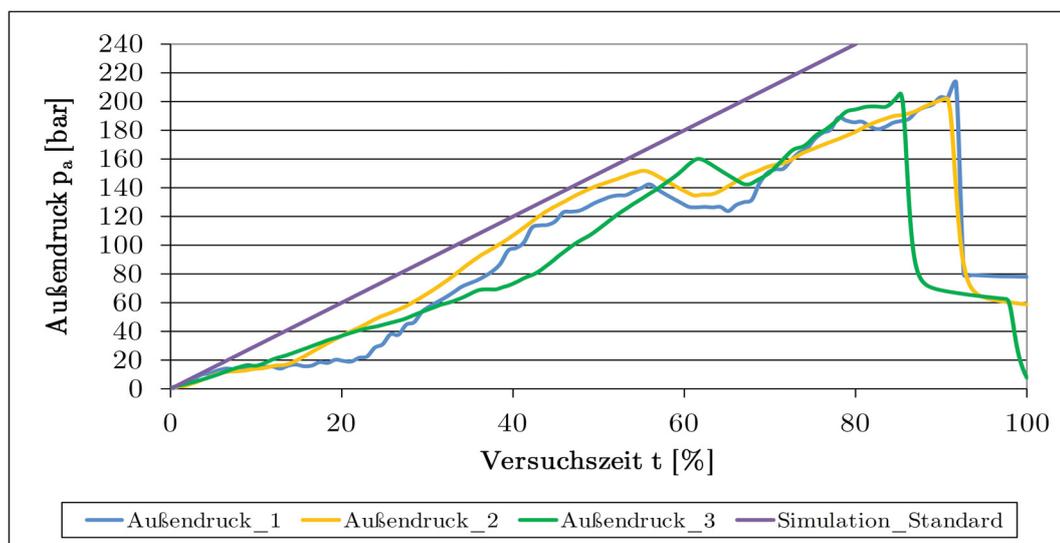
**Abbildung 5.36:** Schädigungsverteilung bei Innendruckbelastung: Berechnete Schädigungsverteilung an der Innenfläche (a) und Außenfläche (b) des Wellrohrs, Maxima der Schädigung im Bereich der Schweißnaht (schwarzer Punkt).

Dies erschien nachvollziehbar, da auf Grund der inneren Belastung an der Außenseite des Wellrohrs erhöhte Zugspannungen auftreten mussten. Die Innenfläche musste demnach geringere Zugspannungen aufweisen was somit zu einer geringeren Schädigung führte (Abbildung 5.36a). Das dargestellte Versagensbild in Abbildung 5.16 des Kapitel 5.1.3 lässt sich somit mit Hilfe der beschriebenen Schädigungsverteilung des Modellrohrs nachweisen.

Die Ergebnisse der Innendrucksimulation zeigten einen weit höheren Verlauf des Innendrucks als die Realversuche. Die Gründe dafür wurden hinlänglich beschrieben. Im Bezug auf die Schädigung konnten nachvollziehbare Ergebnisse ermittelt werden.

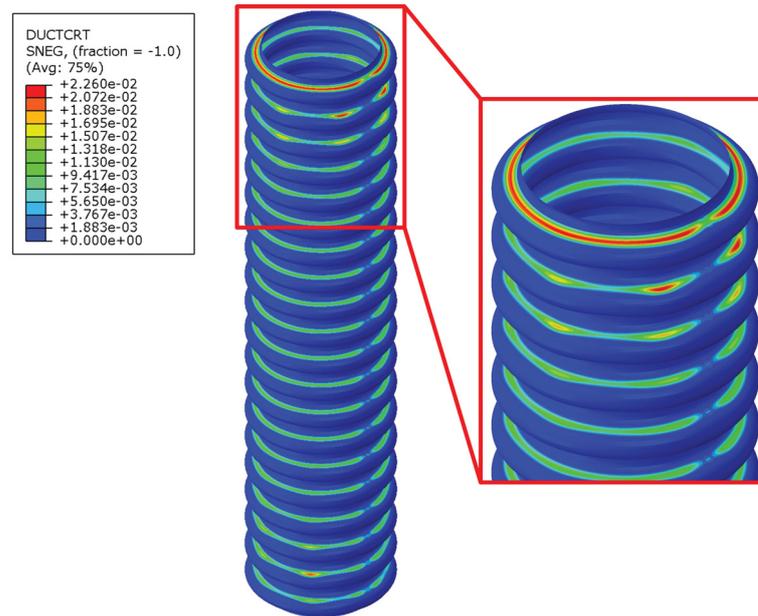
- **Simulationsergebnis der Außendruckbelastung:**

Die Abbildung des Realverhaltens wurde zu Beginn mit dem Newton-Raphson-Verfahren aus Abaqus/Standard versucht. Abbildung 5.37 zeigt den Außendruckverlauf über die Versuchszeit für die Realversuche (blau, gelb und grün) und die Standardlösung der Simulation (violett).



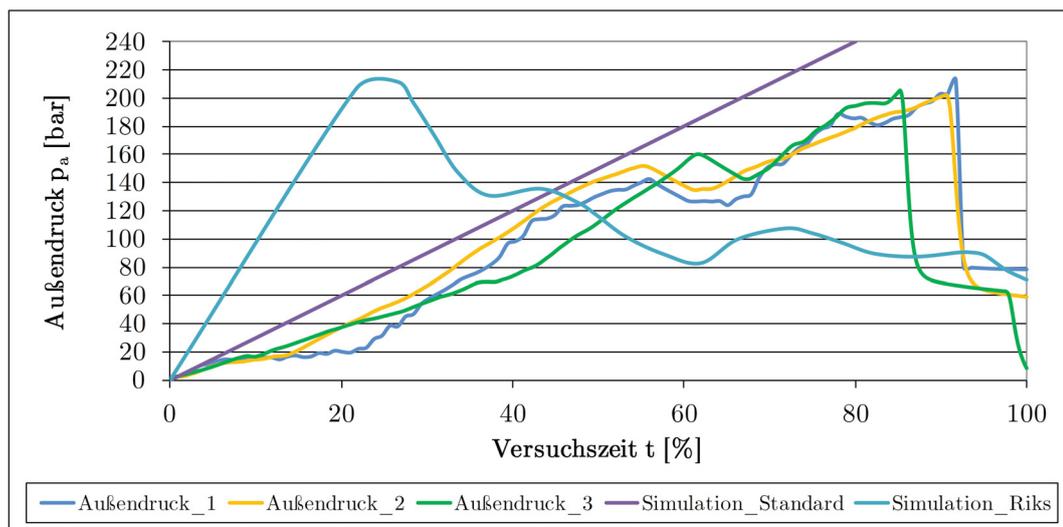
**Abbildung 5.37:** Außendruckverlauf mittels Newton-Raphson-Verfahren: Gegenüberstellung der Druckverläufe für die Realversuche (blau, gelb und grün) und der Simulation (violett).

Für die Berechnung war ein maximaler Außendruck von 300 bar angenommen worden. Aus Abbildung 5.37 (violett) geht hervor, dass die Berechnung bei etwa 80 % der Versuchszeit abbrach. Der dabei aufgebrachte Außendruck lag bei 240 bar, laut Diagramm (Abbildung 5.37). Die damit verbundene Schädigung des Rohres wird in Abbildung 5.38 dargestellt. Bei einem Druck von etwa 230 bar ist der Beginn des Wellenbeulens im Bereich der Rohrenden zu erkennen, Detailansicht aus Abbildung 5.38.



**Abbildung 5.38:** Schädigungsverteilung am Newton-Raphson-Modell: Maximale Schädigung an Innenfläche des Modellrohrs. Lokales Wellenbeulen in Detailansicht erkennbar.

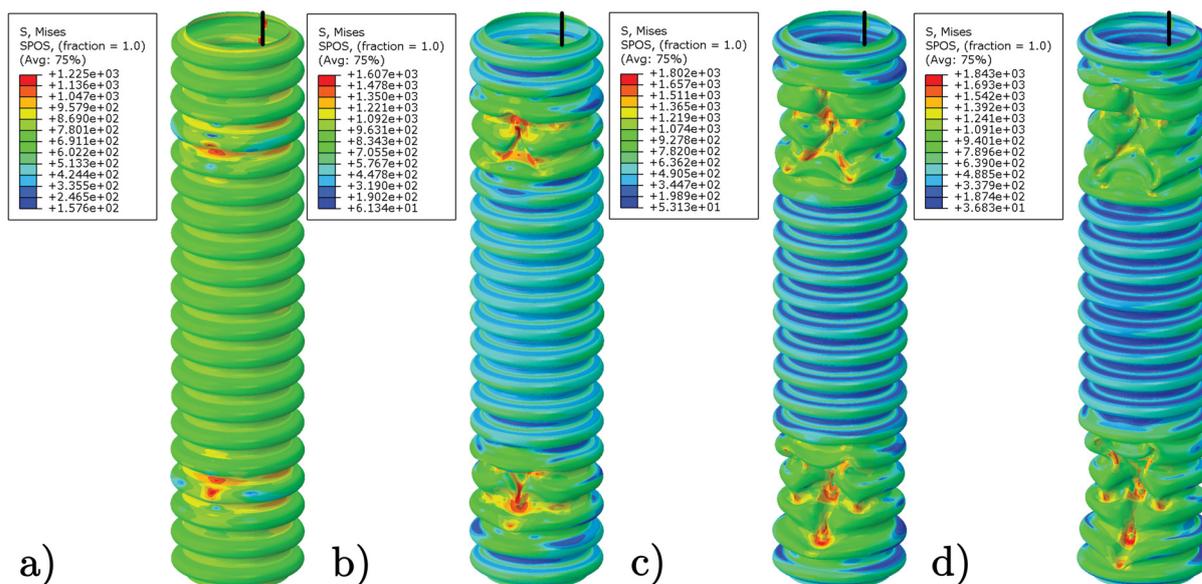
Neben dem Modell, welches das Newton-Raphson-Verfahren als Lösungsmethode implementiert hatte wurde ein zweites Modell, welches das Riks-Verfahren als Lösungsmethode verwendete, untersucht. Der ermittelte Außendruckverlauf ist dem Diagramm aus Abbildung 5.39 zu entnehmen.



**Abbildung 5.39:** Außendruckverlauf mittels Riks-Verfahren: Gegenüberstellung der Druckverläufe für die Realversuche (blau, gelb und grün) und der Simulationen (violett und türkis).

Bezogen auf die Vorhersage des maximal ertragbaren Außendruckes stellte sich das Verfahren nach Riks als bessere Methode heraus. Der berechnete Außendruck (türkis) lag bei ca. 211 bar, dies kann als gute Näherung betrachtet werden (Abbildung 5.39).

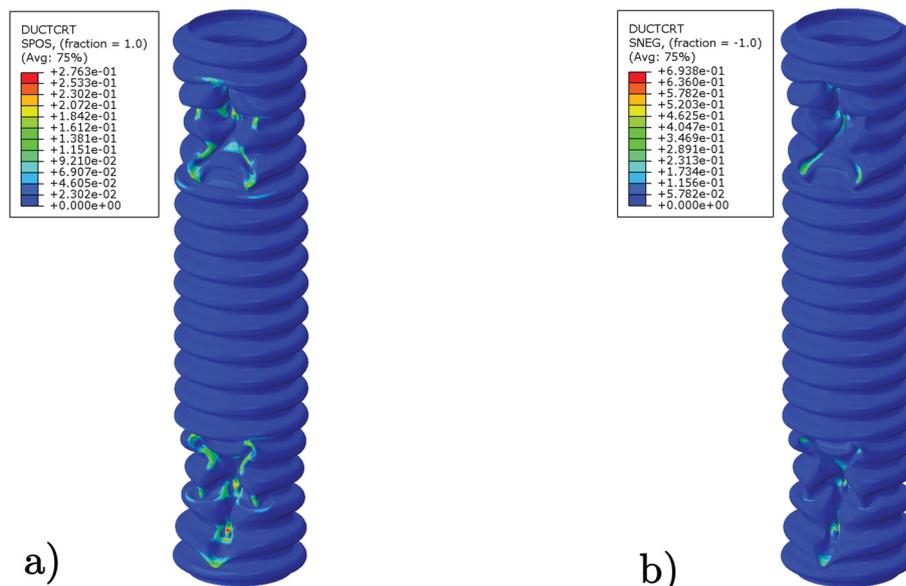
Der weitere Druckverlauf zeigte einen stufenartigen Abfall des Außendruckes. Dies kann als Beginn des Stabilitätsverlustes gekennzeichnet werden. Die Einzelaufnahme (a) aus Abbildung 5.40 verdeutlicht diesen Umstand.



**Abbildung 5.40:** Deformationsverhalten des Riks-Modells: Stabilitätsverlust bei maximalen Außendruck von 211 bar (a). Mit steigender Rohrdeformation sinkt der Außendruck auf 147 bar (b), 88 bar (c) und 82 bar (d) ab. Darstellung der Lage der Schweißnaht als schwarze Linie.

Durch die Verwendung des Riks-Verfahrens war es möglich, die Rohrdeformationen bei der Implosion des Rohres näherungsweise darzustellen (Abbildungen 5.40a bis d). Weiters konnte festgestellt werden, dass die Instabilitäten an der Schweißnaht abgewandten Seite des Rohres entstanden (Vergleich Lage der Schweißnaht und der Instabilitätsstellen in Abbildung 5.40). Der Grund für ein solches Verhalten war nicht erklärbar.

Die äußere Druckbelastung des Wellrohrs führte zu großen Deformationen an den Instabilitätsstellen. Die resultierende Schädigungsverteilung an der Außen- bzw. Innenfläche des Rohres ist in Abbildung 5.41a bzw. b dargestellt.



**Abbildung 5.41:** Schädigungsverteilung des Riks-Modells: Schädigungsverteilung an der Außenfläche (a) und der Innenfläche (b).

Durch die Außendruckbelastung hervorgerufenen Zugspannungen an der Innenseite des Wellrohres und der Deformationswirkung erscheinen die hohen Werte für die Schädigung an der Innenfläche plausibel.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Newton-Raphson-Methode ungeeignet für die Abbildung einer Außendruckbelastung ist. Das Riks-Verfahren lieferte mit einem maximal ertragbaren Außendruck von 211 bar ein sehr gutes Ergebnis. Im Hinblick auf die berechneten Schädigungsverteilungen sollte erwähnt werden, dass jene des Riks-Modells über einen Vergleich mit den experimentellen Resultaten normiert werden müssten um eine Vorhersage des Versagens des Modellrohrs möglich zu machen.

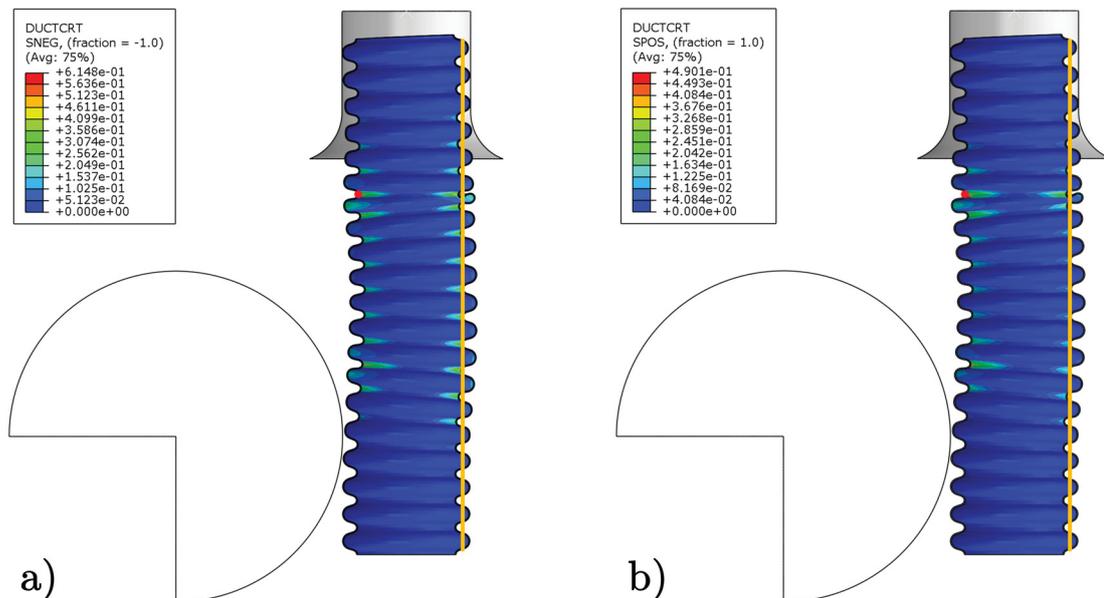
## 5.2.4 Ergebnisse der Biegesimulationen

Für die Untersuchung des Biegeverhaltens wurde zwischen zwei Schwenkbereichen unterschieden. Zum Einen waren die Versagensgrenzen für einen Schwenkbereich von  $90^\circ$  zu ermitteln und zum Anderen für einen Schwenkbereich von  $180^\circ$ .

- Simulationsergebnis der Biegebelastung im Schwenkbereich von  $90^\circ$ :

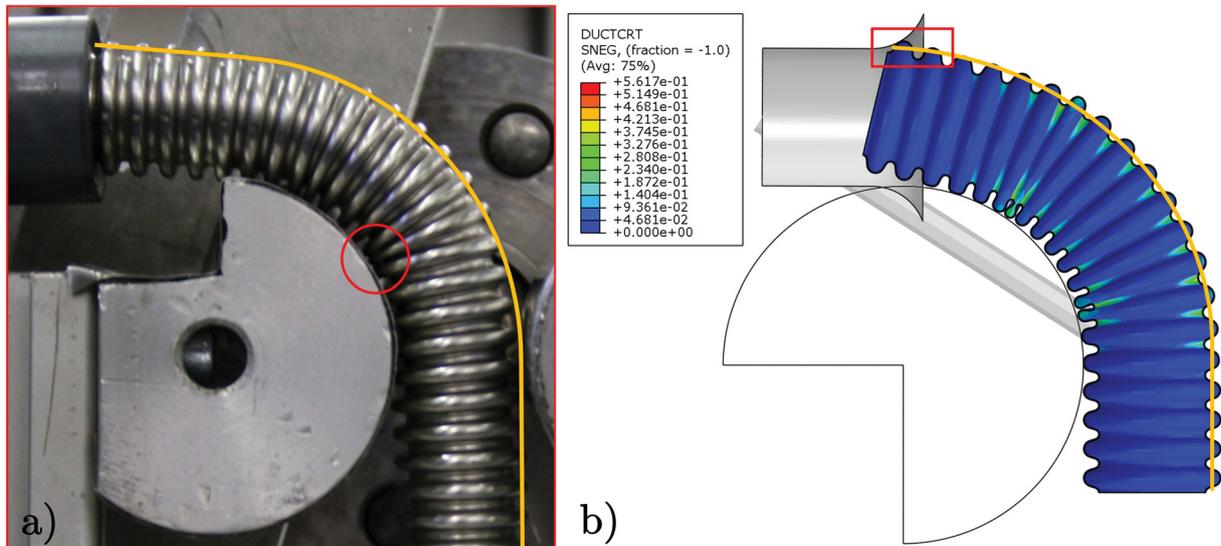
Da für die Biegesimulationen nur die Schädigung im Bezug auf die Anzahl der Biegezyklen eine entscheidende Rolle spielte wurde lediglich die Zyklenzahl für die Berechnung vorge-

geben. Aus den Realversuchen für einen Schwenkbereich von  $90^\circ$  konnten 20 ertragbare Biegezyklen ermittelt werden (Kapitel 5.1.4). Dem Simulationsmodell wurden 22 Zyklen vorgegeben. Die berechnete Schädigung für die Außen- bzw. Innenfläche des Wellrohrs ist in Abbildung 5.42 erkennbar.



**Abbildung 5.42:** Schädigungsverteilung bei Biegung mit Schwenkbereich  $90^\circ$ : Verteilung der Schädigung an Außenfläche (a) bzw. Innenfläche (b). Maximum der Schädigung durch roten Punkt markiert. Lage der Schweißnaht durch gelbe Linien dargestellt.

Die Abbildungen 5.42a und b zeigen, dass die maximale Schädigung im Bereich der Führungseinheit (roter Punkt) berechnet wurde. Verglichen mit dem beobachteten Rissort des Realversuchs, welcher in der Nähe des Abrollkörpers lag (Abbildung 5.43a, roter Kreis) stellt dies eine erhebliche Abweichung zur Simulation dar. Die Ursache dafür könnte das etwas zu kurz ausgeführte Modellrohr sein. Dadurch lag das Rohr beim maximalen Schwenkwinkel von  $90^\circ$  nicht mehr genau innerhalb der Führungseinheit. Die Abbildung 5.43b (rotes Rechteck) stellt die besagte Stelle dar.

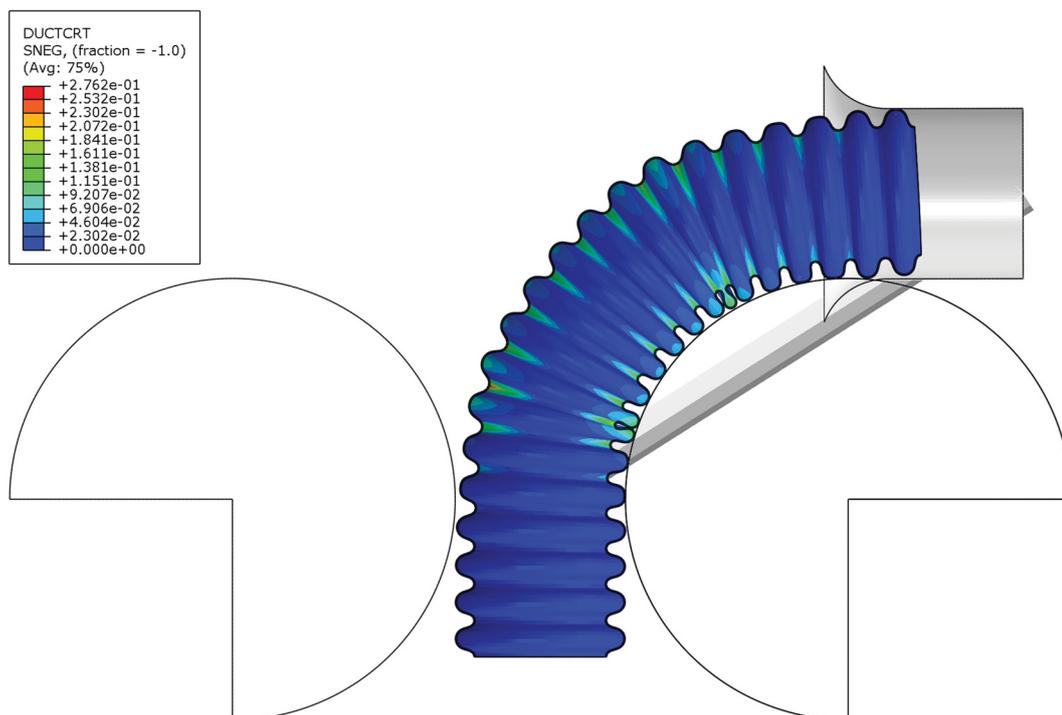


**Abbildung 5.43:** Vergleich zwischen Realität und Simulation: a) Realrohr mit Rissort innerhalb des roten Kreises, b) Modellrohr bei maximaler Auslenkung von  $90^\circ$  und möglicher Stelle, welche korrigiert werden müsste (rotes Rechteck). Lage der Schweißnaht durch gelbe Linie erkennbar.

Das Ergebnis des hohen Schädigungswertes erscheint plausibel in Anbetracht der großen Anzahl an Biegezyklen. Der Vergleich der Realität mit der Simulation zeigte, dass die Stelle des Versagens Abweicht von der errechneten. Der Grund dafür wurde hinlänglich erläutert.

- Simulationsergebnis der Biegebelastung im Schwenkbereich von  $180^\circ$ :

Bei der Berechnung des Biegeverhaltens für einen Schwenkbereich von  $180^\circ$  traten Kontaktprobleme auf, sodass die Analyse nach zweieinhalb Biegezyklen abbrach. Dennoch wurde das Ergebnis der Vollständigkeit halber in Abbildung 5.44 dargestellt.



**Abbildung 5.44:** Schädigungsverteilung bei Biegung mit Schwenkbereich 180 °: Schädigungsverteilung an der Außenfläche des biegebeanspruchten Modellrohrs. Maximale Schädigung im roten Bereich erkennbar. Lage der Schweißnaht durch gelbe Linie erkennbar.

Da die Außenfläche den höheren Zugspannungen ausgesetzt waren, wurde die Schädigungsverteilung auch nur für die Außenfläche abgebildet (Abbildung 5.44). Der maximal geschädigte Bereich des Wellrohrs konnte im roten Bereich in Abbildung 5.44 festgestellt werden.

## 6 Diskussion

Im Folgenden werden die Erkenntnisse aus den Vergleichen der experimentellen mit den numerischen Untersuchungen an Wellrohren der Dimension DN16 diskutiert.

Für die Untersuchungen der Wellrohre unter axialer Zugbelastung konnten gute Ergebnisse mit Hilfe der Simulation erzielt werden. Neben der näherungsweise Abbildung des Zugkraftverlaufes war es möglich, die auftretende Rohrin stabilität entlang der Schweißnaht zu berücksichtigen.

Seitens der Axialdruckuntersuchungen waren zwei Simulationsmodelle betrachtet worden. Der Unterschied zwischen den beiden Modellen lag in der Verwendung von Werkzeugen für eines von ihnen. Für das erste Druckkraftmaximum waren gute Näherungen mit beiden Modellen erzielbar. Jedoch waren für höhere Stauchwege hohe Abweichungen verglichen mit den Realverläufen zu erkennen, teilweise von bis zu 30 % der Axialdruckkraft. Ein solches Verhalten lässt vermuten, dass die verwendeten Fließkurvenwerte zu hoch angenommen waren.

Bezüglich der Radialdruckuntersuchungen hatte die Position der Schweißnaht wesentlichen Einfluss auf den Kraftverlauf. So konnte das Versagen des Realrohrs entlang der Schweißnaht beobachtet werden wenn diese parallel zur Belastungsrichtung ausgerichtet war. Bei orthogonaler Positionierung wirkte die Schweißnaht wie eine Knickstelle, was jedoch nicht zu einem Riss führte.

Die numerische Abbildung wies einen höheren Kraftverlauf auf. Dies könnte auf die fehlende Werkstoffentfestigung zurückzuführen sein, da die Fließkurven über einen Zugversuch ermittelt wurden. Schädigungsanalysen an beiden Wellrohrmodellen verdeutlichten den Einfluss der Position der Schweißnaht. Es konnte festgestellt werden, dass die orthogonale Ausrichtung der Schweißnaht eine höhere Schädigung hervorruft als die Normallage.

Die allseitige Druckbelastung der Wellrohre an deren Innen- bzw. Außenflächen ermöglichte die Bestimmung des Berst- bzw. Implosionsdruckes. Beide Belastungsfälle wurden mit jeweils einem FE-Modell abgebildet. Der berechnete Innendruckverlauf lag deutlich über dem der Realversuche.

Für die Modellierung der Außendruckbeanspruchung wurden zwei unterschiedliche Lösungsverfahren verwendet. Das Standardverfahren nach Newton-Raphson berechnete, ähnlich dem Innendruckmodell, einen zu hohen Implosionsdruck. Die zweite Methode nach Riks ermöglichte eine gute Annäherung an den Implosionsdruck der Realversuche.

Abschließend wurde das zyklische Biegeverhalten des Wellrohrs für einen Schwenkbereich von  $90^\circ$  und für  $180^\circ$  untersucht. Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen lieferten plausible Werte. Hinsichtlich des Schwenkbereichs von  $90^\circ$  lieferte die Simulation verfälschte Werte, da das Modell noch kleine Schwächen besaß. Die ertragbare Anzahl an Biegezyklen konnte jedoch bestätigt werden, lediglich die Versagenstelle war eine andere. Probleme machte das Modell für den Schwenkbereich von  $180^\circ$ . Durch nicht lösbare Kontaktprobleme konnten nur zweieinhalb Biegezyklen abgebildet werden.

Einige Belastungsfälle (Axial-, Radial- und Innendruckprüfung) wiesen erhöhte Kraftverläufe auf. Eine Verbesserung könnte die Implementierung von veränderter Fließkurvenwerten bringen. Beispielsweise von Fließkurven, welche über einen Zylinderstauchversuch aufgenommen werden. Damit wäre es möglich die Entfestigungswirkung des Werkstoffs mit zu berücksichtigen.

Neben der Fließkurvenveränderung bzw. Neuberechnung dürfen Effekte wie die Anisotropie des Werkstoffs nicht außer Acht gelassen werden.

Die Wellenform des Modellrohrs entsprach einer Idealgeometrie. Die Abweichungen zur Realgeometrie bedingt durch die Herstellung könnte ebenfalls Grund für die bedingte Vorhersagbarkeit der Kraft- und Druckverläufe sein.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Aufgabe der Arbeit bestand in der Charakterisierung der mechanischen Eigenschaften von Wellrohren.

Eine ausführliche Patentrecherche gab Aufschluss über die Entwicklungen der unterschiedlichen Herstellungsverfahren der letzten Jahrzehnte und deren Vor- und Nachteile. Im Hinblick auf die durchzuführenden Untersuchungen wurden Normen und Prüfverfahren in Bezug auf Wellrohre näher erläutert.

Wellrohre der Dimension DN16 wurden Axial-, Radial- und Biegebelastungen ausgesetzt. Weiters wurde das Berst- und Implosionsverhalten der Wellrohre durch experimentelle Versuche untersucht. Dafür war die Konstruktion und Fertigung einer geeigneten Druckkammer notwendig.

Die anschließende numerische Modellierung der aufgezeigten Belastungsfälle mit Hilfe des Finite-Elemente Softwarepaketes Abaqus/Standard ermöglichte es, Kraft- bzw. Druckverläufe zu berechnen und Versagensstellen zu prognostizieren. Der Vergleich der gewonnenen Ergebnisse für die Experimente und die Simulationen zeigte für die Axial- und Biegebelastungen sowie die Außendruckbelastung eines Wellrohres gute Näherung der Kraft- und Druckverläufe. Erkennbare Schädigungs- und Instabilitätseffekte der Schweißnaht und die Orte des Versagens konnten mit ausreichender Genauigkeit numerisch abgebildet werden.

Die gewonnenen Erkenntnisse sollten die Neuentwicklung von geometrisch veränderten Wellrohren vereinfachen und dabei deren Versagensgrenzen prognostizieren.

Auf Grund der Textur des Werkstoffes wäre es für weiterführende Untersuchungen interessant, anisotrope Materialkennwerte in die bereits bestehenden Modelle einzubinden. Dies würde eventuell eine Verbesserung hinsichtlich der berechenbaren Kraftverläufe zeigen.

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Transferleitung für verflüssigte Gase . . . . .	1
2.1	Ringwellschlauch . . . . .	4
2.2	Wendelwellschlauch . . . . .	4
2.3	Wellensteigung . . . . .	5
2.4	Aufbau des Wellerkopfes . . . . .	16
2.5	Helisch geformtes Wellwerkzeug . . . . .	19
2.6	Komponenten einer modernen Fertigungsanlage . . . . .	25
2.7	Einteilung der Rohrprüfverfahren . . . . .	27
2.8	Prüfanordnung für die Biegeprüfung . . . . .	28
2.9	Prüfanordnung für die Lastspielprüfung . . . . .	30
2.10	Definition der Wellrohrprobe . . . . .	32
3.1	Klemmringverschraubung . . . . .	34
3.2	Segmentringverschraubung . . . . .	35
3.3	Halbschalenverschraubung . . . . .	35
3.4	Spannsystem für Axialzugprüfung . . . . .	36
3.5	Verbessertes Spannsystem für Axialzugprüfung . . . . .	37
3.6	Prüfaufbau für Axialzugbelastung . . . . .	38
3.7	Prüfaufbau für axiale Druckprüfung . . . . .	39
3.8	Aufbau für normalbelastete Radialdruckprüfung . . . . .	40
3.9	Aufbau für orthogonalbelastete Radialdruckprüfung . . . . .	41
3.10	Einzelteile und Abmessungen der Prüfkammer . . . . .	43
3.11	Mobile Prüfeinheit für Druckprüfung . . . . .	46
3.12	Versuchsaufbau für Innendruckprüfung . . . . .	47
3.13	Verbesserter Versuchsaufbau für Innendruckprüfung . . . . .	48

---

3.14	Endgültiger Versuchsaufbau für Innendruckprüfung . . . . .	49
3.15	Rohraufbau für Außendruckprüfung . . . . .	49
3.16	Druckkammer vor Prüfbeginn . . . . .	50
3.17	Umgestaltete Biegeprüfvorrichtung . . . . .	52
4.1	Vergleich der Kraftverläufe . . . . .	56
4.2	Optimierungsprozess . . . . .	57
4.3	Fließkurvenoptimierung . . . . .	58
4.4	Basismodell des Wellrohrs . . . . .	59
4.6	Härteverlauf in Längsrichtung des Wellrohrs . . . . .	61
4.7	Randbedingungen im Basismodell . . . . .	63
4.8	Basismodell zweiter Generation . . . . .	64
4.9	Basismodell dritter Generation . . . . .	65
4.10	Zugkraftverläufe der drei Basismodell . . . . .	66
4.11	Modell für Axialdruckprüfung ohne Werkzeugeinsatz . . . . .	68
4.12	Kontaktdefinition . . . . .	69
4.13	Radialmodell für normalbelastete Schweißnaht . . . . .	70
4.14	Radialmodell für orthogonalbelastete Schweißnaht . . . . .	71
4.15	Modell für Innendruckbelastung . . . . .	72
4.16	Systemantwort eines instabilen Systems . . . . .	74
4.17	Modell für Außendruckbelastung . . . . .	75
4.18	Biegemodell für Schwenkbereich $90^\circ$ . . . . .	76
5.1	Kraftverläufe der Axialzugprüfung . . . . .	80
5.2	Verformungszustände bei der axialer Zugprüfung . . . . .	81
5.3	Versagensbild des Zugversuchsrohrs . . . . .	81
5.4	Kraftverläufe der Axialdruckprüfung . . . . .	82
5.5	Verformungszustände bei axialer Druckbeanspruchung . . . . .	83
5.6	Versagensbild des Stauchversuchsrohres . . . . .	84

---

5.7	Druckkraftverlauf des radial normalbelasteten Rohres . . . . .	85
5.8	Verformungszustände bei radialer Normalbelastung . . . . .	85
5.9	Versagensbild des normalbelasteten Radialprüflings . . . . .	86
5.10	Druckkraftverläufe der radial belasteten Rohre . . . . .	87
5.11	Verformungszustände bei radialer Orthogonalbelastung . . . . .	87
5.12	Versagensbild des orthogonalbelasteten Wellrohres . . . . .	88
5.13	Verlauf des Innendrucks . . . . .	89
5.14	Innendruckversuch . . . . .	89
5.15	Rohrverlängerung . . . . .	90
5.16	Rissuntersuchung: . . . . .	90
5.17	Verlauf des Außendrucks . . . . .	91
5.18	Versagensbild nach Außendruckprüfung . . . . .	92
5.19	Biegeprüfung für Schwenkbereich $90^\circ$ . . . . .	93
5.20	Versagensbild des biegebelasteten Wellrohrs mit Schwenkbereich $90^\circ$ . . . . .	94
5.21	Versagensbild des biegebelasteten Wellrohrs mit Schwenkbereich $180^\circ$ . . . . .	95
5.22	Kraftverlauf der simulierten Axialzugprüfung . . . . .	96
5.23	Deformationsverhalten des berechneten Axialzugmodells . . . . .	97
5.24	Schädigungsverteilung bei Axialzugprüfung . . . . .	98
5.25	Druckkraftverlauf des Simulationsmodells ohne Werkzeug . . . . .	99
5.26	Deformationsverhalten des berechneten werkzeuglosen Axialdruckmodells . . . . .	100
5.27	Druckkraftverlauf des Simulationsmodells mit Werkzeug . . . . .	101
5.28	Deformationsverhalten des Axialdruckmodells mit Werkzeugeinsatz . . . . .	101
5.29	Schädigungsverteilung bei Axialdruckprüfung . . . . .	102
5.30	Radialkraftverlauf des normalbelasteten Modellrohrs . . . . .	103
5.31	Korrigierter Kraftverlauf der Radialdruckprüfung . . . . .	104
5.32	Deformationsvergleich des normalbelasteten Wellrohrs . . . . .	104
5.33	Radialkraftverlauf des orthogonalbelasteten Modellrohrs . . . . .	105

---

5.34	Schädigungsverteilung der radial belasteten Modellrohre . . . . .	106
5.35	Innendruckverlauf des Modellrohrs . . . . .	107
5.36	Schädigungsverteilung bei Innendruckbelastung . . . . .	107
5.37	Außendruckverlauf mittels Newton-Raphson-Verfahren . . . . .	108
5.38	Schädigungsverteilung am Newton-Raphson-Modell . . . . .	109
5.39	Außendruckverlauf mittels Riks-Verfahren . . . . .	109
5.41	Schädigungsverteilung des Riks-Modells . . . . .	111
5.42	Schädigungsverteilung bei Biegung mit Schwenkbereich $90^\circ$ . . . . .	112
5.43	Vergleich zwischen Realität und Simulation . . . . .	113
5.44	Schädigungsverteilung bei Biegung mit Schwenkbereich $180^\circ$ . . . . .	114
A.1	Komponenten einer modernen Fertigungsanlage . . . . .	130

# Tabellenverzeichnis

2.1	Moderne Fertigungsanlage . . . . .	25
2.2	Versuchsplan . . . . .	32
4.1	Materialkennwerte . . . . .	55
4.2	Härtewerte der Schweißnaht . . . . .	62
4.3	Abstände der Referenzpunkte . . . . .	77
5.1	Ergebnisse der Biegeprüfung mit Schwenkbereich $90^\circ$ . . . . .	93
5.2	Ergebnisse der Biegeprüfung mit Schwenkbereich $180^\circ$ . . . . .	95

# Literaturverzeichnis

- [1] Witzemann: *Das Handbuch der Metallschläuche*, Witzemann GmbH, Mai 2010.
- [2] “Ensuring continuous supplies of LNG to market”, Excelerate Energy L.P., 2011, URL <http://www.excelerateenergy.com/sts-lng-transfer>.
- [3] H. Schulz: “Continuous forming of small and large-sized corrugated tubes”, in: “Pipe & Tube Istanbul 09”, S. 48–54, International Tube Association & Boru, 2009.
- [4] W. M. Fulton: “Collapsible vessel for atmospheric motors”, 1903, Patent Nr.: US729926.
- [5] W. M. Fulton: “Flexible corrugated wall”, 1908, Patent Nr.: US887084.
- [6] W. M. Fulton: “Process of making tubular metal walls”, 1910, Patent Nr.: US971838.
- [7] W. M. Fulton: “Flexible wall”, 1921, Patent Nr.: US1368253.
- [8] D. G. Kelstrom und R. C. Anderson: “Biegsamer Metallschlauch und Verfahren zur Herstellung desselben”, 1960, Patent Nr.: DE1400462.
- [9] R. Gillis: “Apparatus for making multiply cable sheaths”, 1949, Patent Nr.: US2459877.
- [10] J. F. Eckel und R. Gillis: “Cable manufacturing apparatus”, 1950, Patent Nr.: US2499853.
- [11] J. R. Penrose: “Corrugated aluminium tube and electric cable employing the same as a sheath”, 1957, Patent Nr.: US2817363.
- [12] H. Bittner und V. Hein: “Gewellte Rohrsysteme im Anlagen- und Apparatebau”, *3R international* **42**:323–325, 2003.
- [13] F. Durand: “Cryogenics helps electricity distribution”, *The Cryoscope* **40**:4–5, 2008.
- [14] H.-J. Bargel und G. Schulze: *Werkstoffkunde*, Hermann Schroedel Verlag, 2. Aufl., 1980.
- [15] O. Meyer-Keller & Cie: “Verfahren zur Erzeugung von Metallschläuchen”, 1930, Patent Nr.: DE493930.

- 
- [16] A. Dreyer: "Manufacture of flexible metallic tubes and the like", 1932, Patent Nr.: US1852921.
- [17] kabelmetal electro GmbH: "Einrichtung zur Herstellung von Metallrohren", 1994. Gebrauchsmuster: DE9403594U1.
- [18] F. Harten und M. Meyer: "Verfahren zur Herstellung von Metallrohren", 2001, Patent Nr.: EP1121991A1.
- [19] G. Lehnert: "Einrichtung zur Herstellung dünnwandiger sowie nahtgeschweißter, gewellter Metallrohre, insbesondere Mäntel für elektrische Kabel", 1964, Patent Nr.: DE1164355.
- [20] H. F. Mattil: "Methode and apparatus for corrugating tubes", 1963, Patent Nr.: US3323339.
- [21] P. Aßelborn und G. Schmitz: "Abzugsvorrichtung für strangförmiges Gut", 1973, Patent Nr.: DE2203474.
- [22] H. Kuypers: "Abzugsvorrichtung für langgestrecktes Gut", 1974, Patent Nr.: DE2233218.
- [23] G. Ziemek, H. Staschewski und H. Meyer: "Vorrichtung zum Abziehen und/oder Führen von langgestrecktem Gut", 1991, Patent Nr.: EP0442037A1.
- [24] W. Unger, C. Frohne, C. Reiter und N. Lange: "Vorrichtung zur Herstellung von quer zu ihrer Längsrichtung gewellten Rohren", 2010, Patent Nr.: EP2243567A1.
- [25] R. F. Pratt und C. D. Wainwright: "Machine for corrugating wrought-metal tubes", 1888, Patent Nr.: US390899.
- [26] L. Gobiet und L. Carrer: "Walzvorrichtung zur Herstellung schraubenförmig gewellter Heizröhren", 1890, Patent Nr.: DE55042.
- [27] J. F. Fife: "Machine for corrugating wrought-metal tubing", 1890, Patent Nr.: US432232.
- [28] A. Pogany und H. Lahmann: "Mechanism for corrugating tubes", 1904, Patent Nr.: US798448.
- [29] L. H. Brinkman: "Methode of corrugating or folding tubes", 1914, Patent Nr.: US1120267.

- 
- [30] L. H. Brinkman: "Apparatus for and method of corrugating metal tubes", 1917, Patent Nr.: US1210895.
- [31] J. E. Lewis: "Methode and apparatus for making corrugated tubes", 1925, Patent Nr.: US1554739.
- [32] L. H. Brinkman: "Die for corrugated tubes", 1932, Patent Nr.: US1860989.
- [33] A. Picece und S. Guarnaschelli: "Die for producing spirally corrugated tubing", 1933, Patent Nr.: US1919254.
- [34] W. M. Fulton und J. V. Giesler: "Methode of making flexible corrugated tubular walls", 1925, Patent Nr.: US1522051.
- [35] W. M. Fulton und J. V. Giesler: "Methode and apparatus for making flexible tubular walls", 1929, Patent Nr.: US1702047.
- [36] A. Dreyer: "Process and apparatus for manufacturing flexible tubes", 1932, Patent Nr.: US1879663.
- [37] D. W. Fentress und H. Woods: "Apparatus for making flexible tubing", 1942, Patent Nr.: US2306018.
- [38] A. Dreyer: "Manufacturing highly resilient corrugated tubes", 1952, Patent Nr.: US2581787.
- [39] A. Dreyer: "Process and apparatus for the manufacture of corrugated tubes", 1934, Patent Nr.: US1952239.
- [40] A. Benson: "Machine and process for making corrugated tubing", 1938, Patent Nr.: US2139714.
- [41] A. Dreyer: "Means for producing flexible tubes", 1935, Patent Nr.: US2007149.
- [42] J. Fentress, H. Woods und A. Dreyer: "Apparatus and method for corrugating metal tubing", 1939, Patent Nr.: US2157598.
- [43] J. R. Penrose: "Improvements in or relating to machines and methods for corrugating electric cable sheaths", 1958, Patent Nr.: GB791513.
- [44] V. Tobia: "Improvements in or relating to apparatus for deforming tubing", 1968, Patent Nr.: GB1097709.

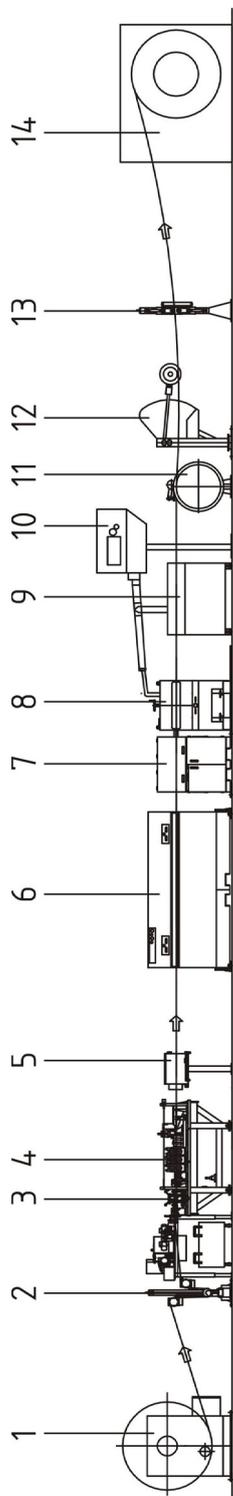
- 
- [45] E. T. Lloyd: "Improvements in or relating to the manufacture of cable sheaths or the like", 1962, Patent Nr.: GB896163.
- [46] R. C. Anderson: "Corrugator for metal tubing", 1964, Patent Nr.: US3128821.
- [47] D. G. Kelstrom: "Apparatus for use in corrugating metal hose", 1967, Patent Nr.: US3353389.
- [48] L. S. Raisch: "Annular corrugating apparatus for tubing", 1969, Patent Nr.: US3486357.
- [49] D. G. Kelstrom: "Triple die ring corrugator", 1971, Patent Nr.: US3583189.
- [50] H. W. Holdup, J. A. Baskwell, R. H. Lush und J. A. F. Donelan: "Improvements in or relating to corrugating methods and apparatus", 1971, Patent Nr.: GB1219492.
- [51] H. Kuypers und F. Schatz: "Einrichtung zur kontinuierlichen Herstellung von Rohren mit Ringformwellung", 1971, Patent Nr.: DE1916357.
- [52] H. Martin: "Verfahren zur Herstellung ringförmig gewellter Metallrohre", 1972, Patent Nr.: DE2060024.
- [53] J. L. Vaill: "Apparatus for making spiral corrugations", 1974, Patent Nr.: US379078.
- [54] F. Albes und G. Ziemek: "Verfahren zur Herstellung flexibler Metallrohre", 1975, Patent Nr.: DE2400842.
- [55] G. Ziemek und H. Kubiak: "Verfahren und Vorrichtung zum Wellen von Metallrohren", 1986, Patent Nr.: DE3431120A1.
- [56] H. Roderburg: "Vorrichtung zum Wellen von Rohren", 1982, Patent Nr.: DE3029447A1.
- [57] G. Brega und V. Travini: "Process and apparatus for continuous production of corrugated metal pipe with parallel ridges", 2001, Patent Nr.: EP1088605A2.
- [58] C. Frohne, M. Meyer und F. Harten: "Verfahren zur Herstellung längsnahtgeschweisster schraubenlinienförmig gewellter Metallrohre", 2003, Patent Nr.: EP1295652A2.
- [59] J. Koch: "Improved machine for helically corrugating metallic tubes", 1965, Patent Nr.: GB990321.
- [60] O. Klein: "Vorrichtung zum Wellen von Rohren", 1951, Patent Nr.: DE811945.

- [61] P. J. Reed: “Rillenprägevorrichtung für Rohre”, 1970, Patent Nr.: DE2106177.
- [62] G. Ziemek: “Vorrichtung zum Ringwellen von Rohren”, 1998, Patent Nr.: DE19710071A1.
- [63] E. Hoffmann, K.-D. Jank, M. Meyer, R. Strohmeyer und F. Harten: “Vorrichtung zur Herstellung ringförmig gewellter Metallrohre”, 2002, Patent Nr.: EP1181994A1.
- [64] H. Lintzel: “Verfahren zum Herstellen von quergewellten Kabelmänteln aus einem längszugeführten, quengerillten Metallband”, 1961, Patent Nr.: DE1115687.
- [65] D. G. Stetka: “Corrugating apparatus”, 1969, Patent Nr.: US3464250.
- [66] “Product Folder: Tube corrugation line TS-W”, Rosendahl Austria.
- [67] K. Sczimarowsky: *Zerstörende und zerstörungsfreie Metallprüfung*, Verlag der Studienunterlagen, 2. Aufl., 1972.
- [68] Brütsch/Rügger AG: *Verfahren zur Prüfung von Stahlrohren*, Nr. 01 in Technische Schriftenreihe, 2011.
- [69] Deutsches Institut für Normung e. V.: “Gewellte Metallschläuche und Metallschlauchleitungen”, DIN EN ISO 10380, 2003.
- [70] Deutsches Institut für Normung e. V.: “Gewellte Metallschlauchleitungen für Druckanwendungen - Teil 1: Anforderungen”, DIN EN 14585-1, 2006.
- [71] K. R. F. Andrews, G. L. England und E. Ghani: “Classification of the axial collapse of cylindrical tubes under quasi-static loading”, *International Journal of Mechanical Sciences* **25**(9-10):687–696, 1983.
- [72] A. G. Mamalis: “The quasi-static crumpling of thin-walled circular cylinders and frusta under axial compression”, *International Journal of Mechanical Sciences* **25**(9-10):713–732, 1983.
- [73] A. A. Singace und H. El-Sobky: “Behaviour of axially crushed corrugated tubes”, *International Journal of Mechanical Sciences* **39**(3):249–268, 1997.
- [74] N. K. Gupta und S. K. Gupta: “Effect of annealing, size and cut-outs on axial collapse behaviour of circular tubes”, *International Journal of Mechanical Sciences* **35**(7):597–613, 1993.

- [75] N. K. Gupta: “Some aspects of axial collapse of cylindrical thin-walled tubes”, *Thin-Walled Structures* **32**:111–126, 1998.
- [76] F. C. Bardi, H. D. Yun und S. Kyriakides: “On the axisymmetric progressive crushing of circular tubes under axial compression”, *International Journal of Solids and Structures* **40**:3137–3155, 2003.
- [77] S. J. Hosseinipour und G. H. Daneshi: “Energy absorbtion and mean crushing load of thin-walled grooved tubes under axial compression”, *Thin-Walled Structures* **41**:31–46, 2003.
- [78] Abaqus 6.10 Documentation: *Abaqus User’s Manual*, Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, USA., 2010.
- [79] Datenblatt: “Schnellkupplung für Armaflex DuoSolar VA”, Armacell Switzerland AG.
- [80] “Förch Produktkatalog - Metallisch dichtende Verschraubung”, URL <http://www.foerch.de>.
- [81] Druckgeräterichtlinie 97/23/EG: “Artikel 1 - 2.3. maximal zulässiger Druck (PS)”, Europäisches Parlament und der Rat, URL [http://www.druckgeraete-online.de/seiten/dgr\\_1.htm](http://www.druckgeraete-online.de/seiten/dgr_1.htm).
- [82] D. Muhs, H. Wittel, D. Jannasch und J. Voßiek: *Roloff / Mathek Maschinenelemente*, Vieweg, 2007.
- [83] AD-Merkblatt B 13: “Einwandige Balgkompensatoren”, Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter, 1986.
- [84] ThyssenKrupp Nirosta GmbH: “Werkstoffdatenblatt - NIROSTA®4571”, .
- [85] Salzgitter Flachstahl GmbH: “Werkstoffdatenblatt - P355NH”, .
- [86] AD-Merkblatt B 7: “Schrauben”, Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter, 1986.
- [87] Hottinger Baldwin Messtechnik: *Datenblatt - Induktive Standard-Wegaufnehmer WA*.
- [88] ENERPAC: *Datenblatt - Leichtgewicht Handpumpen P-Serie*.
- [89] Hottinger Baldwin Messtechnik: *Datenblatt - Drucktransmitter P2VA1, P2VA2*.
- [90] Hottinger Baldwin Messtechnik: *Datenblatt - PC-Messelektronik, Spider8, Spider8-30, Spider8-01*.

- 
- [91] Struers A/S: “Hervorragende Einbettungen in kürzester Zeit - Die neue Generation der Acrylharze”, .
- [92] ThyssenKrupp Nirosta GmbH: “Werkstoffdatenblatt - NIROSTA®4404”, .
- [93] W. Beitz und K.-H. Grote: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 20. Aufl., 2001.
- [94] “VDI 3137 - Begriffe, Benennungen, Kenngrößen des Umformens”, .
- [95] T. Ayada, K. Higashino und K. Mori: “Central bursting in extrusion of inhomogeneous materials”, in: “Proceedings of the 1st International Conference on Technology of Plasticity (ICTP)”, 1984.
- [96] Abaqus 6.10 Documentation: *Abaqus Theory Manual*, Dassault Systèmes Simulia Corp., Providence, RI, USA., 2010.

# A Moderne Fertigungsanlage



**Abbildung A.1:** Komponenten einer modernen Fertigungsanlage: Längsablauf (1), Tänzeinheit (2), Kanten Beschneidemaschine (3), Form- und Schweißeinheit (4), Kühl- und Trockenstation für Rohre (5), Bandabzug (6), Korrigiereinheit (7), Torsionssperre (8), Reinigung (9), Absaugung (10), Umlenkrolle (11), Tänzerschwinge (12), Einlaufrolle (13) und Aufwickler (14).

## **B Konstruktionszeichnungen**