

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

**Auslegung von Segmentverschlüssen  
und  
Untersuchung ihres Verschleißverhaltens**

**Thomas Kühn**

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

**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. J. Stichtlmair

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Strohmeier
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Sommer

Die Dissertation wurde am 28.01.2004 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 12.08.2004 angenommen.

Auslegung von Segmentverschlüssen  
und  
Untersuchung ihres Verschleißverhaltens

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau, Experimentelle Spannungsanalyse an der Technischen Universität München.

Für die Unterstützung und die führende Hand bei der Wahl des richtigen Weges bedanke ich mich besonders bei meinem Doktorvater Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Strohmeier. Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. K. Sommer von der Universität Weihenstephan danke ich für die kritische Durchsicht und die Übernahme des Korreferats.

Desweiteren bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern des Lehrstuhls; den Assistenten für die gute kollegiale Zusammenarbeit, insbesondere Edgar Merkl für seinen großen Einsatz bei der Übergabe seiner Forschungsergebnisse, Gerhard Meier und Jürgen Deininger für den regen Erfahrungsaustausch hinsichtlich Problemlösungen bei Finite-Elemente-Berechnungen, Markus Jandeleit für seine immerwährende Geduld bei Rechnerproblemen und Fragen zur computergestützten Konstruktion, meinen Zimmerkollegen Simon Pilhar und Christoph Reichel für das angenehme Arbeitsklima, Thomas Herrmann alias Zotti für seinen unermüdlichen Einsatz für die Allgemeinheit sowie Michael Fischer, Thomas Berger und Robert Aberl für die gute Zusammenarbeit in Lehrstuhllangelegenheiten; den Kollegen aus unserer Werkstatt, welche auch die kompliziertesten Wünsche Realität werden ließen, insbesondere Herrn Viehweider für seine tatkräftige Unterstützung bei der Versuchsplanung und -durchführung, Herrn Eppert für seine große Geduld bei der Anbringung der Meßinstrumentierung und seiner stets hilfsbereiten praktischen Unterstützung, Herrn Geisinger der immerzu hilfsbereit mit praktischen Problemlösungen zur Stelle war und Herrn Herzig für seine tadellosen Fräsarbeiten sowie Herrn Dubois für seine tatkräftige Unterstützung bei der Erstellung des CAD-Verschlußmodells, Frau Jäger für Ihre aussagekräftigen Photoarbeiten, Frau Gärtner für die Unterstützung bei allgemeinen Lehrstuhllangelegenheiten. Mein Dank gilt außerdem den Mitarbeitern von Nachbarlehrstühlen, insbesondere Frau Hartl für Ihre Mithilfe bei der Erstellung der vergrößerten Verschleißbildaufnahmen und meinem Freund Rudi Sexlinger für das aufmerksame Korrekturlesen dieser Arbeit während seines Sommerurlaubs an der Adria.

Besonderer Dank gilt meinen Eltern für die Förderung meiner Liebe zur Technik und für die Ermöglichung meiner Ausbildung sowie meiner Lebenspartnerin Christina Kretschmer für den Anstoß meine bisherigen beruflichen Kenntnisse durch ein interessantes Forschungsprojekt zu bereichern.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Stand der Technik</b>	<b>4</b>
2.1	Klassifizierung von Segmentverschlüssen . . . . .	5
2.2	Vorschriften in Regelwerken . . . . .	8
2.2.1	Anwendung der Regelwerke auf Schnellverschlußsysteme . . . . .	9
2.3	Auslegungsverfahren nach dem aktuellen Stand der Technik . . . . .	11
2.3.1	Deckel . . . . .	12
2.3.2	Segmentring . . . . .	13
2.3.3	Verschlußzarge . . . . .	14
2.4	Literaturübersicht . . . . .	16
<b>3</b>	<b>Beanspruchungsanalyse</b>	<b>20</b>
3.1	Finite Elemente Analyse . . . . .	21
3.1.1	Grundlagen der Netzgestaltung . . . . .	21
3.1.2	FE-Netz des Originalverschlusses . . . . .	21
3.1.3	Ergebnisse der FE-Rechnung . . . . .	22
3.2	Experimentelle Untersuchungen am Originalverschluß . . . . .	27
3.2.1	Meßgrößen . . . . .	28
3.2.2	Statische Belastung . . . . .	32
3.2.3	Vergleich der Meßergebnisse mit den Ergebnissen der FE-Berechnung	34
3.2.4	Neue Erkenntnisse aus den experimentellen und rechnerischen Un- tersuchungen . . . . .	37
3.2.5	Zyklische Belastung . . . . .	37
<b>4</b>	<b>Entwicklung einer Optimierungsstrategie</b>	<b>38</b>
4.1	Definition eines Optimierungsziels . . . . .	38
4.2	Grundlegende Betrachtungen am Segmentverschluß . . . . .	39
4.2.1	Analyse der Segmentbelastung . . . . .	39
4.3	Kontaktflächenoptimierung . . . . .	40
4.3.1	Grundlagen der Kontaktflächenbelastung . . . . .	41
4.3.2	Dichtungsbauarten . . . . .	42
4.3.3	Maximierung des Traganteils . . . . .	45
4.3.4	Druckpunktoptimierung . . . . .	46
4.4	Spannungsoptimierung . . . . .	50
4.4.1	Kerbformoptimierung . . . . .	50
4.5	Verformungsoptimierung . . . . .	57
4.5.1	Verformungsanpassung Verschlußdeckel/Verschlußzarge . . . . .	59
4.5.2	Verformungsanpassung der Segmente . . . . .	61
4.6	Allgemeine Optimierungsstrategie . . . . .	64

---

<b>5</b>	<b>Analytische Berechnungsmodelle</b>	<b>69</b>
5.1	Deckelberechnung . . . . .	69
5.1.1	Deckel-Verformungskorrektur . . . . .	74
5.2	Segmentberechnung . . . . .	76
5.2.1	Verformungen . . . . .	79
5.2.2	Segmentbelastung . . . . .	82
5.3	Zargenberechnung . . . . .	83
<b>6</b>	<b>Segmentverschluß-Auslegungs-Programm</b>	<b>85</b>
6.1	Programmbeschreibung . . . . .	85
<b>7</b>	<b>Parametrisierung des FE-Modells</b>	<b>88</b>
7.1	Parameter der Segmentverschlußgeometrie . . . . .	88
7.2	Durchführung der FE-Verschlußberechnung . . . . .	88
7.2.1	FE-Modellerstellung . . . . .	88
7.2.2	FE-Berechnung . . . . .	89
7.2.3	Auswertung der Ergebnisse aus der FE-Berechnung . . . . .	89
7.3	Bewertung der Parametrisierung . . . . .	89
<b>8</b>	<b>Beanspruchungsanalyse des optimierten Verschlusses</b>	<b>96</b>
8.1	Bestimmung der optimierten Verschlußgeometrie . . . . .	96
8.2	Finite Elemente Analyse . . . . .	98
8.2.1	Ergebnisse der FE-Rechnung . . . . .	99
8.3	Entwicklung, Konstruktion und Bau einer Hochdruckprüfanlage . . . . .	103
8.4	Experimentelle Untersuchungen am optimierten Verschluß . . . . .	107
8.4.1	Meßgrößen . . . . .	107
8.4.2	Statische Belastung . . . . .	108
8.4.3	Vergleich der Meßergebnisse mit den Ergebnissen der FE-Berechnung	111
8.4.4	Neue Erkenntnisse aus den experimentellen und rechnerischen Un- tersuchungen . . . . .	113
8.4.5	Zyklische Belastung . . . . .	114
<b>9</b>	<b>Verschleißverhalten von Segmentverschlüssen</b>	<b>115</b>
9.1	Verschleißarten . . . . .	115
9.2	Reibung . . . . .	117
9.2.1	Schmierung . . . . .	118
9.2.2	Schmiermittelauswahl für Segmentverschlüsse . . . . .	120
9.2.3	Festschmierstoffe . . . . .	121
9.3	Experimentelle Untersuchungen . . . . .	125
9.3.1	Verschleißuntersuchungen am herkömmlichen Segmentverschluß . . . . .	125
9.3.2	Verschleißuntersuchungen am optimierten Segmentverschluß . . . . .	129
<b>10</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>136</b>

<b>11</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>
-----------	-----------------------------

<b>144</b>
------------

## Nomenklatur

### Deutsche Formelzeichen:

$A$	: Fläche	$mm^2$
$abwp$	: Abweichung von optimaler Pressungsverteilung	%
$abw\varphi$	: Abweichung von mittlerer radialer Kontaktflächenneigung	%
$B$	: Plattensteifigkeit	$N/mm$
$b$	: Breite	$mm$
$c_i$	: Berechnungskonstanten	
$D$	: Durchmesser	$mm$
$E$	: Elastizitätsmodul	$N/mm^2$
$F$	: Kraft	$N$
$f_{kd}$	: Streckenlast der Deckelkontaktfläche	$N/mm$
$f_{kz}$	: Streckenlast der Zargenkontaktfläche	$N/mm$
$G$	: Schubmodul	$N/mm^2$
$h$	: Höhe	$mm$
$I$	: Flächenträgheitsmoment	$mm^4$
$I_t$	: Torsionsflächenmoment	$mm^4$
$K$	: Festigkeitskennwert	$N/mm^2$
$l$	: Länge	$mm$
$M$	: Moment	$Nmm$
$N$	: Normalkraft	$N$
$N_A$	: Lastspielzahl	
$n$	: Seitenverhältnis Segmentquerschnitt	
$n_S$	: Segmentanzahl	
$p_i$	: Innendruck	$N/mm^2$
$p_B$	: Betriebsdruck	$N/mm^2$
$p_P$	: Prüfdruck	$N/mm^2$
$p_{kd}$	: Mittlere Flächenpressung Deckelkontaktfläche	$N/mm^2$
$p_{kz}$	: Mittlere Flächenpressung Zargenkontaktfläche	$N/mm^2$
$R$	: Radius bezüglich Verschußlängsachse	$mm$
$r$	: Verrundungsradius	$mm$
$R_e$	: Streckgrenze	$N/mm^2$
$R_{p0,2}$	: 0,2%-Dehngrenze	$N/mm^2$
$R_m$	: Zugfestigkeit	$N/mm^2$
$r, x, y, z$	: lokale Koordinaten	$mm$
$S$	: Sicherheitsbeiwert	

**Deutsche Formelzeichen (Fortsetzung):**

$s$	: Plattendicke	$mm$
$T$	: Tangentialkraft	$N$
$t$	: Wandstärke, Einstichtiefe	$mm$
$W$	: Widerstandsmoment	$mm^3$
$W_t$	: Torsionswiderstandsmoment	$mm^3$
$w$	: Verschiebung	$mm$

**Griechische Formelzeichen:**

$\alpha$	: Umfangswinkel bzgl. Segmentsymmetrieebene	$rad$
$\xi$	: lokale Winkelkoordinate	$rad$
$\alpha_K$	: Kerbfaktor	
$\beta$	: Segmentneigungswinkel in Segment- symmetrieebene	$rad$
$\Delta$	: Differenz	
$\varepsilon$	: Dehnung	$\mu m/m$
$\varphi$	: Radialer Neigungswinkel infolge äußerer Belastung	$rad$
$\lambda$	: Segmenteinflußfaktor	
$\mu$	: Reibungsbeiwert	
$\mu_0$	: Haftreibungsbeiwert	
$\nu$	: Querkontraktionszahl	
$\sigma$	: Spannung	$N/mm^2$
$\sigma_b$	: Biegespannung	$N/mm^2$
$\sigma_V$	: Vergleichsspannung	$N/mm^2$
$\sigma_Z$	: Zugspannung	$N/mm^2$
$\tau$	: Schubspannung	$N/mm^2$
$\Psi$	: Traganteil	
$\Psi_{kd}$	: Traganteil Deckelkontaktfläche	
$\Psi_{kz}$	: Traganteil Zargenkontaktfläche	
$\Omega$	: Umfangswinkelbereich	$deg$



**Indizes:**

<i>A</i>	: Anschlußbereich
<i>a</i>	: außen
<i>B</i>	: Wert bei Betriebsdruck
<i>D</i>	: Deckel
<i>Di</i>	: Dichtung
<i>DP</i>	: Druckpunkt
<i>f</i>	: Streckenlast
<i>fd, fz</i>	: Deckel-/Zargenfase
<i>Grenz</i>	: Wert bei Grenzzustand
<i>i</i>	: innen
<i>kd</i>	: Kontaktfläche Deckel
<i>ko</i>	: Kontaktfläche
<i>kz</i>	: Kontaktfläche Zarge
<i>m</i>	: mittlerer Wert
<i>max</i>	: maximaler Wert
<i>min</i>	: minimaler Wert
<i>opt</i>	: Wert für Optimalverteilung
$\Delta$	: Wert für Dreiecksverteilung
<i>P</i>	: Wert bei Prüfdruck
<i>S</i>	: Segment
<i>SP</i>	: Flächenschwerpunkt
<i>spalt</i>	: Spaltmaß
<i>sym</i>	: Segmentsymmetrieebene
$\ddot{U}$	: Übergang Innen- zum Außenbereich
<i>woelb</i>	: Wölbung infolge Biegemoment
<i>tors</i>	: Verdrehung infolge Torsionsmoment
<i>zul</i>	: zulässiger Wert
<i>zyl</i>	: zylindrischer Behälterbereich
<i>r</i>	: radiale Richtung
<i>t</i>	: tangentielle Richtung oder Umfangsrichtung
$\vartheta$	: Wert bei Berechnungstemperatur
<i>x</i>	: Längsrichtung
<i>Z</i>	: Zarge
<i>ZK</i>	: Zargenkopf
<i>ZW</i>	: Zargenwand
<i>z</i>	: axiale Richtung

**Hochindizes:**

-	: Mittelwert
'	: 1. Ableitung
"	: 2. Ableitung



# 1 Einleitung

Im Druckbehälterbau sind Hochdruckverschlüsse wichtige sicherheitsrelevante Komponenten. Als Schnellverschlüsse erlangen sie durch die Möglichkeit des schnellen Öffnens und Schließens zusätzlich wirtschaftliche Bedeutung. Sie lassen sich in die Hauptbauarten Bajonettverschluß, Segmentverschluß (Bild 1.1), Klammerverschluß, Gewindeverschluß und Riegelverschluß einordnen.

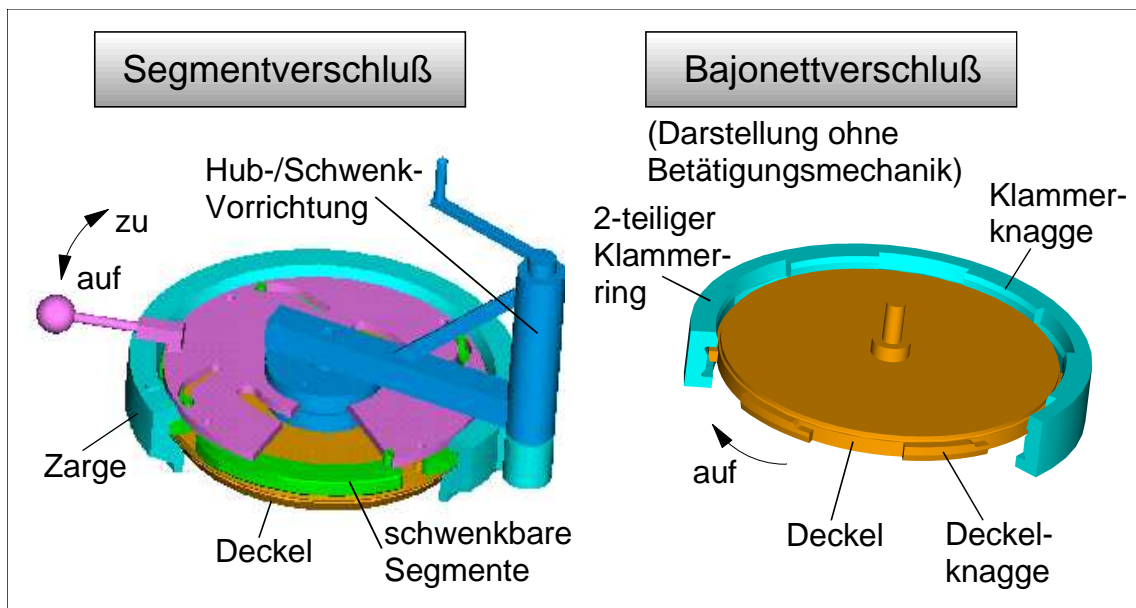


Bild 1.1: Bauausführung Segment- und Bajonettverschluß

Neben dem weit verbreiteten Bajonettverschluß verspricht der Segmentverschluß aufgrund einiger konstruktiver Unterschiede die bessere Verschlußvariante zu sein. Als Hauptvorteile gegenüber dem Bajonettverschluß sind die niedrigeren Herstellkosten und der konstruktionsbedingt erreichbare höhere Traganteil, mit damit verbundener gleichmäßigerer Krafteinleitung vom Deckel in die Behälterzarge, zu nennen.

Beide Verschlußtypen haben gemeinsam, daß die durch den Innendruck auf den Verschlußdeckel wirkende Kraft über relativ kleine Flächen in die Behälterwand eingeleitet wird, was zu hohen Beanspruchungen an diesen Stellen führt. Aus diesem Grund erscheint es wichtig, den Traganteil des Verschlusses zu maximieren, um eine möglichst gleichmäßige Krafteinleitung realisieren zu können. Eine Variante des Segmentschnellverschlusses ermöglicht durch eine ausgefeilte Verschlußmechanik Traganteile weit über 80%, wohingegen beim Bajonettverschluß aufgrund des hier vorliegenden Funktionsprinzips die Knaggen und Lücken so gestaltet sein müssen, daß der Traganteil einen Wert von maximal 50% nicht überschreiten kann. Da die Segmente einen großen Umfangswinkelbereich abdecken, ist beim Segmentverschluß außerdem mit einer gleichmäßigeren Kraftübertragung zu rechnen.

Bei den Untersuchungen am Bajonettverschluß [1] wurden die Geometrieabhängigkeiten der Verschlußkomponenten aufgezeigt und Lösungswege für eine gute Konstrukti-

onsausführung vorgeschlagen. Wie hierbei gezeigt wurde, ist der komplexe Beanspruchungs- und Verformungszustand an einem Schnellverschluß mit einer vereinfachten Modellbildung, wie er bei der praktizierten Auslegungsmethode verwendet wird, nicht hinreichend genau erfaßbar. Somit kann die Unkenntnis des Einflusses einzelner Geometrieparameter auf den Beanspruchungs- und Verformungszustand bei einer herkömmlichen, vermeintlich konservativen Auslegung zu unerwünschten Effekten wie dem Auftreten von lebensdauermindernden Spannungsspitzen und Plastifizierungen in lastübertragenden Bauteilbereichen führen. Im schlimmsten Fall kann dies zur Unbrauchbarkeit oder einem Versagen des Verschlusses führen. Trotz der großen geometrischen Ähnlichkei-

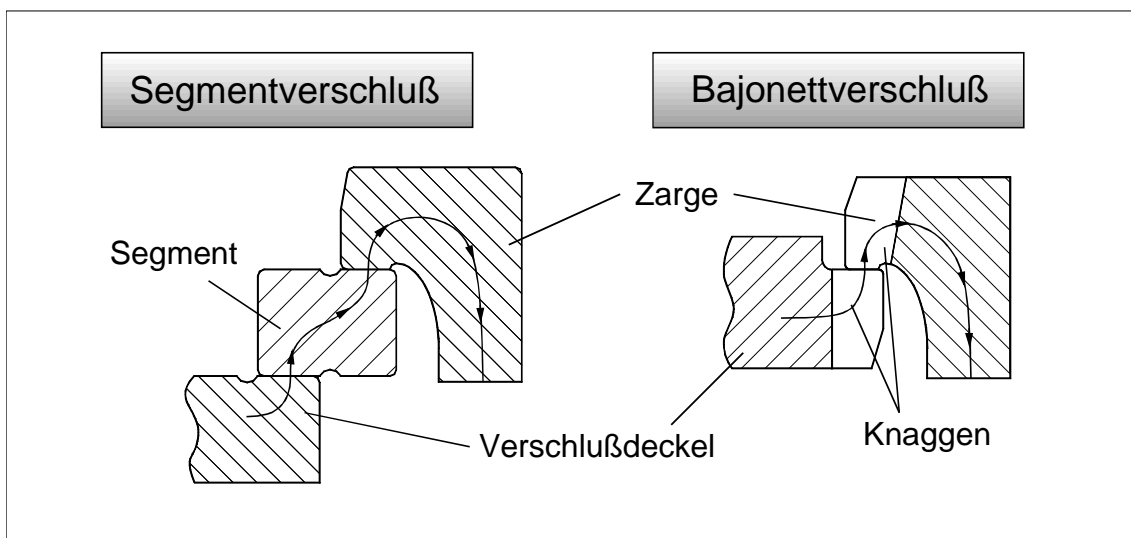


Bild 1.2: Funktionsvergleich Segment- / Bajonettverschluß

ten der Systeme Bajonett- und Segmentverschluß liegt ein vollständig unterschiedliches Funktionsprinzip vor (Bild 1.2). Verglichen mit dem Bajonettverschluß muß die Deckelkraft beim Segmentverschluß zweimal übertragen werden, einerseits zwischen dem Verschlußdeckel und den Segmenten über die Deckelkontaktflächen und andererseits zwischen den Segmenten und der Verschlußzarge über die Zargenkontaktflächen. Beim Segmentverschluß dienen gleichmäßig über den Umfang verteilte Segmente der Kraftübertragung, wohingegen beim Bajonettverschluß eine direkte formschlüssige Verbindung zwischen den Kontaktflächen des Verschlußdeckels und der Verschlußzarge vorliegt.

Zunächst sollte ein vorliegender, herkömmlicher Segmentverschluß einer eingehenden experimentellen und numerischen Analyse unterzogen werden. Schwachpunkte der Konstruktion sollten aufgedeckt und analysiert werden und im Anschluß überprüft werden ob und inwieweit gefundene Ergebnisse beim Bajonettverschluß auf den Segmentverschluß übertragbar sind. Als Optimierungsziel sollten die Schwachpunkte beseitigt und ein gleichmäßiges Tragverhalten der Verschlußkomponenten sichergestellt werden. Mittels der Erarbeitung bauteilspezifischer Erkenntnisse für den Segmentverschluß soll der Einfluß der Geometrieparameter auf das Verformungs- und Festigkeitsverhalten

ermittelt sowie bestehende Berechnungsmodelle vom Bajonettverschluß auf die Gegebenheiten des Segmentverschlusses angepaßt und erweitert werden.

Anschließend waren Kriterien für eine optimierte Gestaltung zu finden und in einer Optimierungsstrategie für das Gesamtsystem Segmentverschluß zusammenzufassen. Die Optimierungsstrategie sollte in Form eines Berechnungsprogramms mit analytischen Berechnungsmodellen und hybriden Berechnungsroutinen implementiert werden, um eine einfache optimierte Verschlußauslegung eines Segmentverschlusses zu ermöglichen. Durch die Anwendung der erarbeiteten Optimierungsstrategie auf einen Hochdruck-schnellverschluß, sollten die Berechnungs- und Auslegungsmethoden hinsichtlich ihrer Gültigkeit über einen größeren Druckbereich überprüft, sowie die Berechnungsmethode und die numerischen Ergebnisse am realen Verschluß verifiziert werden.

Als ein weiterer Punkt dieser Arbeit sollten am herkömmlichen als auch am optimierten Segmentverschluß vergleichende Untersuchungen zum Verschleißverhalten bei zyklischer Belastung durchgeführt sowie die Eignung von Schmierstoffen für den vorliegenden Anwendungsfall festgestellt werden.

Mit den zu erarbeitenden Methoden und Berechnungsmöglichkeiten sollte eine optimale Auslegung der Verschlußkomponenten des Gesamtsystems Segmentverschluß, mit einer damit verbundenen Erhöhung der Sicherheit und Wirtschaftlichkeit beim Betrieb von Segmentverschlüssen, ermöglicht werden.

Die durchgeführten Untersuchungen an Segmentverschlüssen wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft DFG im Rahmen eines Forschungsvorhabens unterstützt.

## 2 Stand der Technik

An den Behälterverschluß als wichtige Druckbehälterkomponente werden vielfältige Anforderungen wie Sicherheit, Dichtigkeit, Zuverlässigkeit, und Wirtschaftlichkeit gestellt. Die Vielzahl existierender Schnellverschlußsysteme wie z.B. der Bajonettverschluß, der Segmentverschluß, der Klammerverschluß und der Gewindeverschluß, um nur die wichtigsten zu nennen, ermöglichen ein schnelles, problemloses und leichtgängiges Öffnen und Schließen des Behälters (Tabelle 2.1). Bei allen Schnellverschluß-

	Zykluszeit ca.	Platzbedarf	Kosten	Druckbereich[bar]	Durchmesser[mm]
Bajonettverschluß	2 min	+ +	+ + +	5 - 4000	300-4000
Gewindeverschluß	1 min	+	+ +	400 - 4000	100-800
Segmentverschluß	2 min	+	+	50 - 800	250-1000
Klammerverschluß	2 min bis 1h	+ + +	++	50 - 800	100-800
+++ hoch    ++ mittel    + niedrig					

Tabelle 2.1: Wichtige Schnellverschlußbauarten und ihre Einsatzgebiete

systemen wird die Behälterdeckelkraft über relativ kleine Berührungsflächen in die Behälterwand eingeleitet, welches bei der Auslegung und Dimensionierung berücksichtigt werden muß. Die bisher am Institut durchgeführten Untersuchungen an Bajonettverschlässen zeigten deutlich, daß die gängige Auslegungspraxis anhand von Regelwerken keine spannungs- und verformungsoptimierte Verschlußkonstruktion garantiert. Es existieren nur ansatzweise Gestaltungs- und Berechnungsrichtlinien, meist auf einfachster Modellbildung basierend, welche das komplexe Verschlußverhalten nur unzureichend abbilden. Durch die durchgeführten Untersuchungen wurden Schwachpunkte herkömmlicher Bajonettverschlüsse mit entsprechendem Optimierungsbedarf gefunden, und letztendlich Abhilfemaßnahmen zur verbesserten Verschlußkonstruktion erarbeitet. In Verbindung mit einem neu entwickelten Auslegungsprogramm konnte des weiteren eine schnelle, verformungsangepaßte und spannungsoptimierte Verschlußkonstruktion mit gleichmäßigem Tragverhalten der kraftübertragenden Kontaktflächen erzielt werden.

Da der Segmentschnellverschluß wirtschaftliche Vorteile bei der Herstellung als auch im gleichmäßigeren Tragverhalten infolge seinem hohen nominellen Traganteil gegenüber dem traditionellen Bajonettverschluß versprach, war es naheliegend die bisherigen Untersuchungen auf den Segmentverschluß zu erweitern. Durch ähnliche geometrische Verhältnisse beim Verschlußdeckel und der Verschlußzarge, erschien eine Übertragung und Anwendung der erarbeiteten Optimierungspunkte vom Bajonettverschluß auf den Segmentverschluß möglich und sinnvoll.

## 2.1 Klassifizierung von Segmentverschlüssen

Segmentverschlüsse werden in vielfältigen Bauausführungen hergestellt. Sie können im wesentlichen durch die Hauptmerkmale Segmentanzahl, Segmentform, Betätigungsmechanismus charakterisiert werden.

- **Segmentanzahl:**

Technisch realisierbar sind Segmentverschlüsse mit einer Segmentanzahl von  $n_S \geq 2$ . Für einen gegebenen Behälterinnendurchmesser sowie zulässige Kontaktflächenpressungen existiert eine Segmentanzahl, bei welcher ein maximaler geometrischer Traganteil der Kontaktflächen vorliegt. Bei einer Erhöhung der Segmentanzahl nimmt der Traganteil infolge des ansteigenden Anteils der Segmentzwischenräume ab; die Kosten steigen entsprechend dem erhöhten Bearbeitungsaufwand sowie dem komplexeren Betätigungsmechanismus an.

- **Segmentform:**

Hauptsächlich werden Segmentverschlüsse mit parallel gestalteten deckel- und zargenseitigen Kontaktflächen eingesetzt. Eine Ausführung mit gegenüber dem Verschlußdeckel um einen Winkel geneigten, parallel verlaufender Deckel- und Zargen-Kontaktfläche ist ebenfalls möglich, jedoch entstehen bei dieser Bauart infolge der schrägen Krafteinleitung Seitenkräfte auf die Segmente, welche durch konstruktive Maßnahmen aufgenommen werden müssen.

- **Betätigungsmechanismus:**

Segmentverschlüsse werden im einfachsten Fall handbetätigt ausgeführt (Bild 2.1). Durch die Führung der Segmente mittels Führungsbolzen in Nuten einer konzentrisch am Verschlußdeckel gelagerten Drehscheibe erfolgt das Ver- bzw. Entriegeln durch entsprechendes Drehen der Drehscheibe. Eine Hubspindel ermöglicht das Herausheben bzw. Absenken des Verschlusses zum Öffnen und Schließen des Behälters. Für eine halb-/vollautomatische Betätigung kommt ein hydraulischer oder pneumatischer Betätigungsmechanismus in Frage.

Zum Ver- bzw. Entriegeln des Verschlusses können die Segmente auf 3 verschiedene Arten zwischen Ihren Endstellungen bewegt werden.

1. **Durch eine radiale Verschiebung** [36, 37, 25, 26, 27, 28, 33, 34, 35]

Um ein freigängiges Öffnen und Schließen des Verschlusses zu gewährleisten, muß die Segmentaußenkontur in eingefahrenem Zustand innerhalb der Kontur des Verschlußdeckels zu liegen kommen. Eine radiale Verschiebung kann durch Führungsbolzen im Deckel, welche in Schlitze an der Segmentunterseite eingreifen, sichergestellt werden. Um die Verschlußfunktion zu gewährleisten ist zwischen den Segmenten im eingefahrenen Zustand ein Spaltwinkel  $\Omega_{spalt}$  vorhanden.

2. **Durch eine Schwenkbewegung der Segmente** [23, 24, 30, 31]

Die einzelnen Segmente sind mittels je einem Lagerpunkt mit dem Verschluß-

deckel drehbar verbunden. Bei dieser Ausführung kann durch Ausfräsen entsprechender Segmentbereiche eine Fangvorrichtung im Segment integriert werden, d.h. bei evtl. vorhandenem Restüberdruck im Behälter kann der Verschuß beim Öffnen durch die so erreichte formschlüssige Verbindung vor dem Erreichen der Öffnungsendstellung zum Druckabbau sicher zurückgehalten werden. Allerdings wird durch die Fangvorrichtung die nutzbare Zargenkontaktfläche geringfügig reduziert.

### 3. Durch Kombination eines translatorischen und rotatorischen Anteils [32]

Durch diese Realisierung des Segmentverfahrweges beim Ver- und Entriegelungsvorgang können etwas größere Traganteile als bei der reinen Schwenkausführung erzielt werden. Jedoch ist der Konstruktionsaufwand dieser Betätigungsart etwas höher.

Im folgenden soll exemplarisch die Funktionsweise eines handbetätigten Hub-/Schwenk-Betätigungsmechanismus am vorliegenden Segmentverschluß 2.1 mit schwenkbaren Segmenten beschrieben werden.

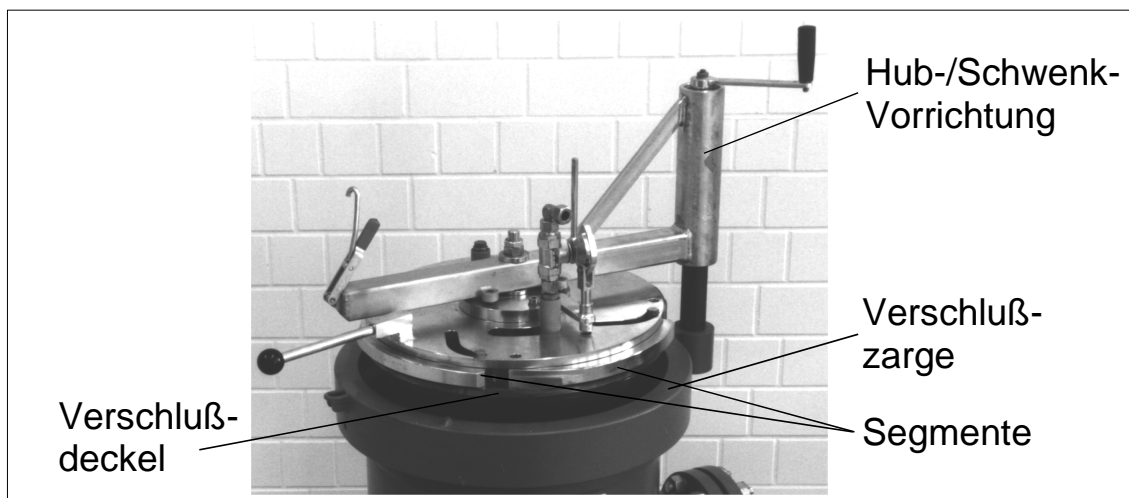


Bild 2.1: Herkömmlicher Segmentverschluß

Ausgangspunkt der folgenden Betrachtungen ist der geschlossene Verschußzustand entsprechend Bild 2.2.

Vor dem Öffnen des Verschlusses muß der Deckel zuerst etwas entgegen dem Dichtungswiderstand in Richtung Dichtsitz bewegt werden, um die Segmente von der anliegenden Dichtungsanpressung zu entlasten und die Leichtgängigkeit der Segmente zu gewährleisten. Diese axiale Deckelbewegung kann wie im vorliegenden Fall mit einer Hubspindel erfolgen. Durch Verdrehen der Drehscheibe mittels des Bedienhebels in Richtung der GEÖFFNET-Stellung, können die Segmente anfangs nur bis zum Anschlag der Druckentlastungs-Stellung geschwenkt werden. In dieser Stellung befinden sich die Segmente noch nicht vollständig innerhalb der Deckelaußenkontur, die Seg-





Bild 2.2: Segmentverschluß in Endstellungen

mentbereiche mit den Fangvorrichtungsf lächen ragen noch über den Deckelrand hinaus. Nun kann der Deckel über den am Zargenkopf angebrachten Anschlag für die Druckentlastungs-Stellung hinweg soweit nach oben angehoben werden, bis die Fangvorrichtungsf lächen der Segmente die Zargenkontaktfl äche fast berühren (Bild 2.3); eventuell im Behälter vorhandener Restüberdruck kann in dieser Stellung gefahrlos entweichen, der Verschlußdeckel wird durch den vorhandenen Formschluß sicher zurückgehalten.

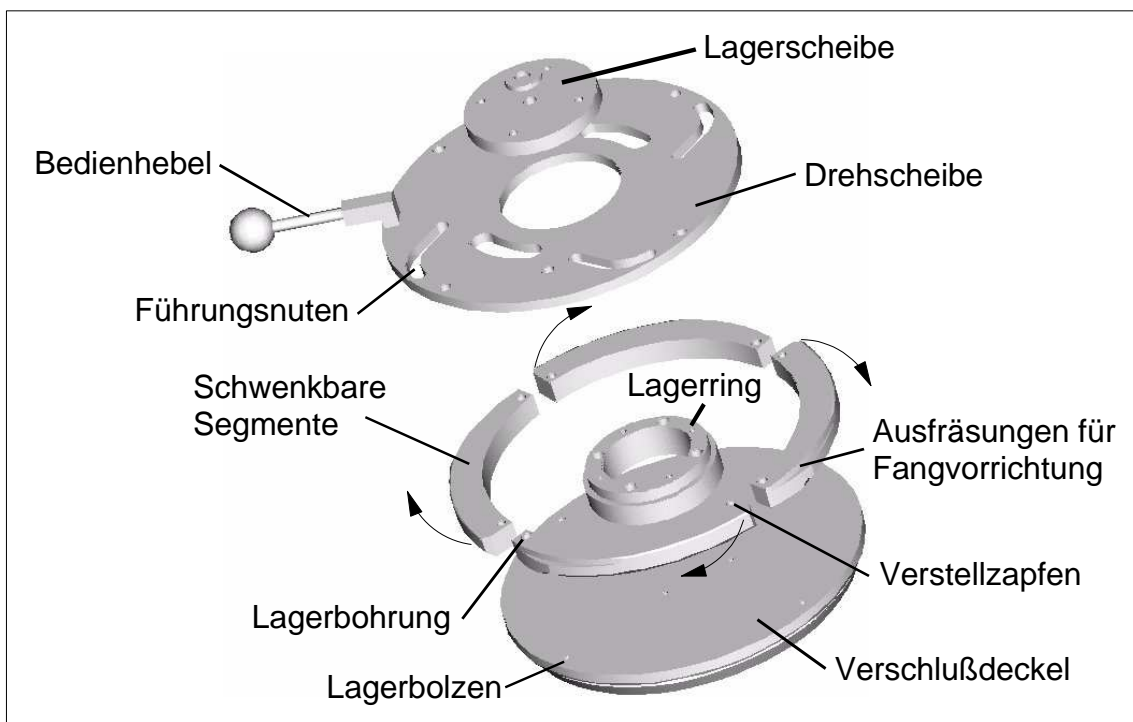


Bild 2.3: Segmentverschluß mit Betätigungsmechanismus

Nach dem Weiterdrehen der Drehscheibe in die GEÖFFNET-Stellung kann der Deckel vollständig aus der Verschlußzarge herausgehoben und der Verschluß durch nach zur Seite Schwenken geöffnet werden. Die an der Segmentoberseite angebrachten Verstellzapfen der drehbar gelagerten Segmente laufen dabei in den Führungsnuten der Drehscheibe. Hierdurch wird ein Übersetzen der Drehbewegung der Drehscheibe in eine Schwenkbewegung der Segmente erzielt. Das Schließen des Verschlusses erfolgt entsprechend in umgekehrter Reihenfolge.

Zur Visualisierung des beschriebenen Öffnungs- und Schließvorgangs wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Bewegungssimulation anhand eines dreidimensionalen CAD-Verschlußmodells erstellt.

Die in der vorliegenden Arbeit dargestellten Untersuchungen wurden beispielhaft an Segmentverschlüssen mit schwenk- bzw. radial verschieblichen Segmenten sowohl im Nieder- als auch im Hochdruckbereich durchgeführt. Mit diesem Beitrag soll der aktuelle Erkenntnisstand auf dem Gebiet der Behälterschnellverschlüsse um das System Segmentverschluß erweitert werden, um Fehler bei der Verschlußkonstruktion durch das Verstehen des Zusammenspiels seiner einzelnen Komponenten sowie der Erarbeitung und Bereitstellung von allgemeinen Gestaltungsrichtlinien im Vorfeld zu vermeiden.

## 2.2 Vorschriften in Regelwerken

Um die gesetzlich in der *Verordnung über Druckbehälter, Druckgasbehälter und Füllanlagen (Druckbehälterverordnung-DruckbehV)* geforderten sicherheitstechnischen Anforderungen in der Bundesrepublik Deutschland zu erfüllen, wurde bisher zur Auslegung und Berechnung von Druckbehältern das AD-Regelwerk [38] herangezogen. Es beinhaltet Anforderungen, welche für normale Betriebsverhältnisse zu stellen sind. Hierbei sind in den Reihen B und S Berechnungsregeln für drucktragende Teile von Druckbehältern aufgeführt. Im einzelnen gelten die AD-Merkblätter der Reihen B und S3 für überwiegend *statische Beanspruchung*, bei *wechselnder Beanspruchung* gelten zusätzlich die Blätter S1 und S2. Voraussetzung für die Anwendung ist die Beachtung der AD-Merkblätter der Reihen W und HP, welche sich auf die Werkstoffauswahl und deren Verarbeitung beziehen.

Soll von den sicherheitstechnischen Anforderungen abgewichen werden, muß nachweisbar sein, daß der sicherheitstechnische Maßstab dieses Regelwerks auf andere Weise eingehalten wird. Die Spannungsanalyse kann hierbei ebenso zum Einsatz kommen wie Versuche, Betriebserfahrungen, Werkstoffprüfungen etc..

Im Zuge einer europaweiten Harmonisierung von Normen kann ab dem 29. November 1999 optional parallel zur Druckbehälterverordnung die Druckgeräte-Richtlinie (DG-RL) [40] herangezogen werden. Nach einer Übergangsfrist ab dem 29. November 1999 bis zum 29. Mai 2002 während parallel die entsprechenden bisherigen nationalen Vorschriften angewendet werden dürfen, gilt danach die Druckgeräte-Richtlinie als die alleinige Rechtsvorschrift in den Mitgliedstaaten der Europäischen Union für das Inverkehrbringen von Druckgeräten mit einem zulässigen Druck von mehr als 0,5 bar. Zur Erfüllung

grundlegender Sicherheitsanforderungen ist die 7-teilige Europäische Norm EN 13445 über unbefeuerte Druckbehälter erarbeitet worden. Der Teil 3 dieser Norm [41] enthält die Anforderungen für die Konstruktion. Die Anwendung der Richtlinie stellt 3 mögliche Berechnungsmethoden zur Verfügung:

1. Zulässigkeitsnachweis mit Bemessungsformeln und somit Konformität zu den wesentlichen Anforderungen der DG-RL
2. Bruchmechanischer Zulässigkeitsnachweis
3. Analytischer Zulässigkeitsnachweis (experimentell oder unter Verwendung der Finite Elemente Methode - FEM), in der DG-RL auch Analyseverfahren ( Design By Analysis - DBA) genannt. Die Bewertung der Ergebnisse kann nach einem anerkannten Regelwerk, an erster Stelle der DIN EN 13445-3 erfolgen.

Im Druckgerätebau ist die FEM ein seit langem genutztes Werkzeug. Dank enormer Entwicklung der Hard- und Berechnungssoftware wird es in Zukunft immer mehr an Bedeutung gewinnen. Die Anwendung der FEM erfordert jedoch große Erfahrung bei der Modellbildung und der Bewertung der Ergebnisse.

Die bisherige Anwendung nationaler Regelwerke wie z.B. der AD-Merkblätter, konnte infolge fast ausschließlicher Verwendung linearelastischer Modelle und einer Bewertung beruhend auf einer Spannungsklassifikation zu einer nicht hinreichend genauen Abbildung und Erfassung des realen Bauteils führen.

Die neue EN 13445-3 ( Anhang B ) vermeidet dieses Problem mit der vorgeschlagenen direkten Methode im analytischen Zulässigkeitsnachweis. Der Einsatz moderner Analyse-Software ermöglicht die direkte Untersuchung möglicher Versagensarten, das Problem der Spannungseinteilung nach ASME entfällt.

Im einzelnen können Auslegungsnachweise gegenüber folgenden Versagensarten geführt werden:

- Nachweis gegen globale plastische Deformation (Gross Plastic Deformation - GPD)
- Nachweis gegen fortschreitende plastische Deformation (Plastic Deformation - PD)
- Stabilitätsnachweis
- Ermüdungsnachweis
- Standsicherheitsnachweis

### 2.2.1 Anwendung der Regelwerke auf Schnellverschlußsysteme

Da Schnellverschlußsysteme für häufiges, schnelles Öffnen und Schließen konzipiert sind, werden sie sehr oft in entsprechenden Apparaten der chemischen und der

Lebensmittel-Industrie eingesetzt. Da meist eine zyklische Beanspruchung in Form von Schwankungen des Innendrucks vorliegt, muß der Auslegungsnachweis, abgesehen von Einzelfällen mit Langzeit-Beanspruchung, gegen Ermüdungsbruch als Grenzzustand der Tragfähigkeit erfolgen. In bestimmten Fällen ist zusätzlich ein Nachweis gegenüber der Möglichkeit des Auftretens von Leckage - je nach der von ihr ausgehenden Gefährdung als Grenzzustand der Tragfähigkeit oder der Gebrauchstauglichkeit - zu führen. Grenzzustände der Tragfähigkeit sind Zustände, bei denen es zu einem Versagen und zu einer Gefährdung von Menschenleben kommen kann. Beim Erreichen des Grenzzustands der Gebrauchstauglichkeit entspricht der Behälter nicht länger den Gebrauchstauglichkeitskriterien, z.B. infolge Leckagen, welche zwar die auslegungsmäßige Nutzung, nicht aber die Sicherheit in unakzeptabler Weise beeinträchtigen.

### **Allgemeine Verschußanforderungen**

Für Schnellverschlüsse gibt es keine allgemeinen Auslegungsrichtlinien, wie sie z.B. für den statischen Verschußtyp Flanschdeckel in den AD-Merkblättern oder im ASME-Code [39] angegeben werden. Lediglich im AD-Merkblatt A5 *Öffnungen und Verschlüsse* wird in Abschnitt 3 als konkretes Auslegungskriterium die Flächenpressung in den Kontaktflächen der Verschußkomponenten aufgeführt. Die zulässige Flächenpressung darf dem zulässigen Festigkeitskennwert bei Betriebstemperatur entsprechen, wobei eine gleichmäßige Kraftübertragung gewährleistet sein muß. Die kraftübertragenden Flächen müssen mindestens geschlichtet sein, ansonsten darf zur Berechnung der Flächenpressung nur ein Anteil von 75 % der Kontaktfläche als tragend angenommen werden. Die für die Berechnung zugrundegelegte aus den vorliegenden Verhältnissen sich theoretisch ergebende Belastung muß mindestens um 20 % erhöht werden. Teil 7 Kapitel 6 der Druckbehälterverordnung [44] entspricht im wesentlichen den Anforderungen gemäß AD-Merkblatt A5. In [39] Division 3 werden im Anhang zwar Berechnungsmethoden für Klammerverbindungen angegeben, eine Übertragbarkeit auf den Segmentverschuß ist infolge der vorliegenden unterschiedlichen Funktionsprinzipien nicht möglich.

### **Dynamische Beanspruchung**

In [41] erfolgt die vereinfachte bzw. ausführliche Berechnung der Ermüdungslebensdauer in den Abschnitten 17 und 18. Im Großen und Ganzen unterscheiden sich die Grundlagen und Berechnungsformeln nur geringfügig von denen entsprechend den Abschnitten S1 und S2 der AD-Merkblätter [38]. Die wichtigsten Unterschiede zum gewohnten Regelwerk werden im folgenden aufgeführt. Die Haupt-Abgrenzungspunkte des Geltungsbereichs der vereinfachten zur ausführlichen zyklischen Berechnung sind in Tabelle 2.2 zusammengestellt.

Somit sind die Abgrenzungskriterien nach DIN EN 13445-3 schärfer als nach AD-S1, d.h. künftig wird eine Berechnung auf Ermüdungslebensdauer und darauf abgestimmte Wiederholungsprüfungen bei Anwendung der DIN EN 13445-3 für eine wesentlich größere Zahl von Druckbehältern in Betracht kommen.

Die Ermüdungskurven zur ausführlichen Berechnung nach DIN EN 13445-3/18 basie-

AD-S1	DIN EN 13445-3/17
1.000 volle Druckzyklen	500 volle Druckzyklen
unter bestimmten Bedingungen Druckschwankungen bis 20 % vernachlässigbar.	Druckschwankungen bis 5 % vernachlässigbar. Bei höherer Druckschwankung (7,5 / 10 / 12 %) sind zulässige Druckschwankungs- Lastspielzahlen einzuhalten.

Tabelle 2.2: Abgrenzung der vereinfachten zur ausführlichen Berechnung

ren auf einer größeren Ausfallwahrscheinlichkeit. Demgegenüber sind die Prüffristen im Hinblick auf ein rechtzeitiges Erkennen von Ermüdungsschäden auf 20% der rechnerisch zulässigen Lastspielzahl anstelle 50% gemäß Anhang 4 des AD-Merkblatts S2 festgelegt. Sicherheitstechnisch ist diese Vorgehensweise gleichwertig. Grundsätzlich kann zwar auch bei Anwendung des AD-Merkblatts S2 eine Verkürzung der Prüfintervalle unter Verwendung erhöhter Ermüdungskurven erfolgen, hierbei können aber wegen der häufiger wiederkehrenden Prüfungen aller ermüdungskritischer Bereiche höhere Kosten entstehen. Eine Abwägung der Vor- und Nachteile muß im konkreten Anwendungsfall vom Betreiber erfolgen.

Eine Gegenüberstellung der Unterschiede der AD-Merkblätter S1 und S2 zur DIN EN 13445-3/17 bzw. 18 würde diesen Rahmen sprengen und ist in [42] im Detail nachzulesen

### 2.3 Auslegungsverfahren nach dem aktuellen Stand der Technik

Für die Auslegung von Segmentverschlüssen werden heute die deutschen AD-Merkblätter bzw. die Euronorm DIN EN 13445-3 sowie der ASME-Code herangezogen. Die DIN EN 13445-3 ist für alle Mitgliedstaaten der EU ab Juni 2000 entsprechend der Druckgeräte-Richtlinie verbindlich. In einem Übergangszeitraum von Dezember 1999 bis Mai 2000 dürfen parallel hierzu auch die entsprechenden national gültigen Vorschriften angewendet werden.

In den Regelwerken existieren keine expliziten detaillierten Berechnungsvorschriften für eine Segmentverschlußauslegung. Deshalb werden je nach auszulegendem Verschlußbauteil entsprechend anwendbare Regeln aus anderen Gebieten des Apparatebaus verwendet. Bei Anwendung der AD-Merkblätter kommen beim Segmentverschluß relevante Auszüge der Abschnitte AD-Merkblatt A5 (Öffnungen, Verschlüsse und Verschlußelemente), AD-Merkblatt B7 (Ebene Böden) und AD-Merkblatt B8 (Flansche) zur Anwendung. Die Auslegung der Verschlußkomponenten nach dem aktuellen Stand der Technik wird im folgenden detailliert aufgeführt.

Bei der Auslegung der Kontaktflächen zwischen dem Deckel und den Segmenten und der Zarge und den Segmenten darf die kleinste zulässige Flächenpressung der jewei-

ligen Kontaktpaarung nicht überschritten werden. Bei geschichteten Kontaktflächen darf nach AD-Merkblatt A5 die zulässige Flächenpressung maximal dem Werkstoffkennwert entsprechen, ein gleichmäßiges Tragverhalten vorausgesetzt.

Es gilt somit für die zulässigen Flächenpressungen der Deckel- und Zargenkontaktflächen:

$$p_{kd,zul} = \text{Min} \{K_{\vartheta,D}, K_{\vartheta,S}\} \quad (2.1)$$

und

$$p_{kz,zul} = \text{Min} \{K_{\vartheta,Z}, K_{\vartheta,S}\} \quad (2.2)$$

Bei unbearbeiteten und nicht geschichteten Flächen dürfen nur 75% der Flächen als tragend angenommen werden. Bei Verschlüssen mit mehr als 3 Schließen muß die sich ergebende theoretische Belastung eines Schließenteils um mindestens 20% erhöht werden. Hiermit soll einer ungleichmäßigen Belastungsverteilung mit einhergehender Be- und Entlastung einzelner Schließelemente infolge Bauteiltoleranzen und Abweichungen von den nominellen Einbaulagen sowie einem konstruktiv bedingten ungleichmäßigen Tragverhalten Rechnung getragen werden.

Im folgenden wird die herkömmliche Auslegung eines Segmentverschlusses entsprechend (Bild 2.4) dargestellt.

### 2.3.1 Deckel

Bei einer Auslegung nach AD-Merkblatt B5 wird der Verschlußdeckel als Kreisplatte mit gelenkiger Lagerung am Deckelaußenradius idealisiert, welche bis zum Außenradius mit Druck beaufschlagt ist (*Kirchhoff-Platte*). Da der wirksame Dichtungsradius am Deckel in der Regel kleiner als der Deckelaußenradius ist, liegt man mit dieser Modellierung auf der sicheren Seite. Die Berechnung erfolgt am Ort der größten Momentenbeanspruchung des Verschlußdeckels in Plattenmitte. Gemäß AD-Auslegung erreicht die maximale Beanspruchung der Deckelmitte den Werkstoffkennwert  $K_{\vartheta}$  bei Betriebsdruck. Die erforderliche Deckeldicke  $s_D$  errechnet sich wie folgt:

$$s_D = 0,45 c_{\text{Ausschnitt}} D_D \sqrt{\frac{p_B}{\sigma_{zul}}} \quad (2.3)$$

mit

$$\sigma_{zul,D} = \frac{K_{\vartheta,D}}{S} \quad (2.4)$$

wobei

$p_B$	Betriebsdruck
$K_{\vartheta,D}$	Werkstoffkennwert bei Betriebstemperatur des Deckels
$S$	Sicherheitsbeiwert

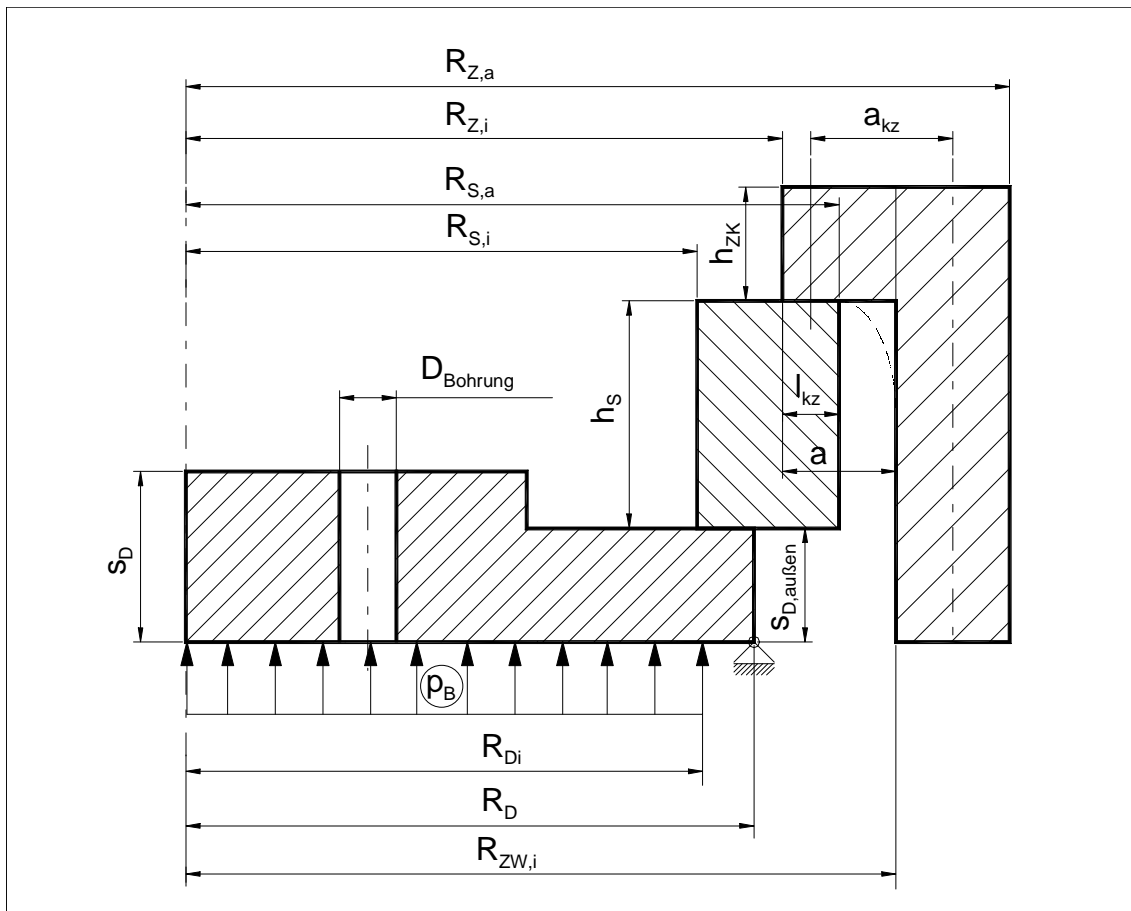


Bild 2.4: Schnittansicht Segmentverschluß

Durch den Ausschnittbeiwert  $c_{Ausschnitt}$ , welcher in Abhängigkeit des relativen Durchmesserverhältnisses von Bohrungsdurchmesser  $D_{Bohrung}$  zum Deckeldurchmesser  $D_D$  einem Diagramm entnommen werden kann, wird der Einfluß von Bohrungen für Zuleitungen und Armaturen in der Berechnung mitberücksichtigt.

Sollte der Deckel im Außenbereich aus baulichen Zwängen abgesetzt werden, gilt:

$$s_{D,außen} \geq 0,7 s_D \quad (2.5)$$

### 2.3.2 Segmentring

Der Segmentring wird auf Abscherung und zulässige Flächenpreßung ausgelegt. Auf eine Berechnung der um Größenordnungen kleineren Biegebeanspruchung der Segmente wird verzichtet. Mit dem Traganteil des aus Einzelsegmenten bestehenden Segmentringes von

$$\psi = \frac{360^\circ - \Omega_S n_S}{360^\circ} \quad (2.6)$$

wobei

$\Omega_S$  Segmentwinkel

$n_S$  Segmentanzahl

ergibt sich nach AD-Merkblatt B8 die erforderliche Segmenthöhe auf Abscherung zu

$$h_S = 0,4 \frac{F_B}{D_D \sigma_{zul,S}} \frac{1}{\psi} \quad (2.7)$$

mit

$$\sigma_{zul,S} = \frac{K_{\vartheta,S}}{S} \quad (2.8)$$

und die resultierende Deckelkraft bei Betriebsdruck zu

$$F_B = p_B \frac{\pi}{4} D_{Di}^2 \quad (2.9)$$

wobei

$D_{Di}$	Wirksamer Dichtungsdurchmesser am Deckel
$K_{\vartheta,D}$	Werkstoffkennwert bei Betriebstemperatur des Deckels
$S$	Sicherheitsbeiwert

Die Bestimmung der Kontaktflächengeometrie der Deckel- und Zargenkontaktflächen erfolgt unter Einhaltung der zulässigen Flächenpressungen. Die zulässige Flächenpressung der Deckelkontaktfläche beträgt

$$p_{kd} = 1,2 \frac{4}{\pi} \frac{F_B}{(D_D^2 - D_{S,i}^2)} \frac{1}{\psi} \leq p_{kd,zul} \quad (2.10)$$

und die der Zargenkontaktfläche

$$p_{kz} = 1,2 \frac{4}{\pi} \frac{F_B}{(D_{S,a}^2 - D_D^2)} \frac{1}{\psi} \leq p_{kz,zul} \quad (2.11)$$

### 2.3.3 Verschlußzarge

Zur Auslegung der Verschlußzarge können Auszüge aus AD-Merkblatt B8 zur Flanschberechnung herangezogen werden. Im einzelnen werden bei der Verschlußzarge der Zargenkopf- sowie der Zargenwandbereich näher betrachtet. Zur Berechnung der erforderlichen Zargenkopfhöhe  $h_{ZK}$  wird zuerst der Flanschwiderstand des Zargenkopfs bestimmt zu

$$W_{ZK} = \frac{F_B}{\sigma_{zul,Z}} \frac{D_{ZW,i} - D_{Z,i}}{2} \quad (2.12)$$

mit

$$\sigma_{zul,Z} = \frac{K_{\vartheta,Z}}{S} \quad (2.13)$$

wobei



$K_{\vartheta,Z}$	Werkstoffkennwert bei Betriebstemperatur der Zarge
$S$	Sicherheitsbeiwert

Hiermit ergibt sich die erforderliche Zargenkopfhöhe zu:

$$h_{ZK} = \sqrt{1,91 \frac{W_{ZK}}{D_{ZW,i}}} \quad (2.14)$$

Der Wandquerschnitt (Bild 2.5) wird durch ein Stülpmoment und eine Normalkraft

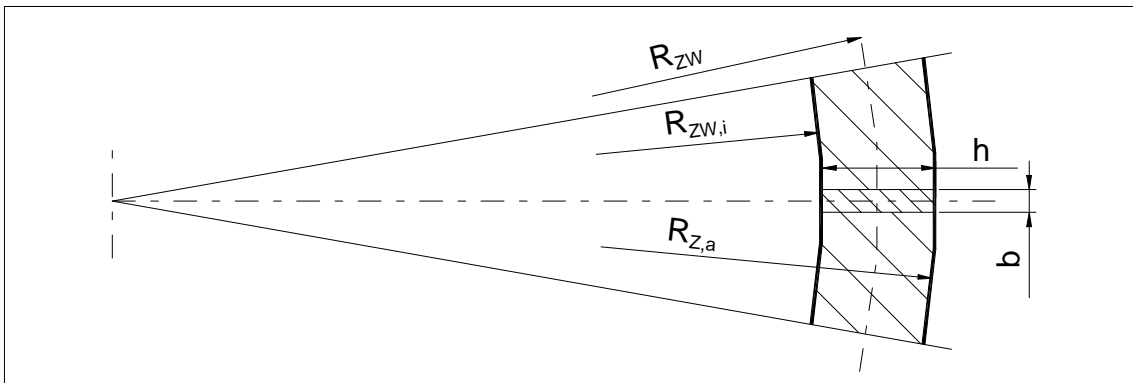


Bild 2.5: Schnittansicht Zargenwandbereich

beansprucht. Die Beanspruchung der Zargenwand wird durch additive Überlagerung dieser beiden Anteile ermittelt. Die Zugspannung errechnet sich zu

$$\sigma_Z = \frac{F_B}{A_{ZW}} = \frac{4}{\pi} \frac{F_B}{(D_{Z,a})^2 - (D_{ZW,i})^2} \quad (2.15)$$

Zur Berechnung der Beanspruchung infolge Stülpmoment wird zuerst die Kraft bezogen auf den mittleren Zargenwandradius ermittelt.

$$F_L = \frac{2}{\pi} \frac{F_B}{(D_{Z,a} + D_{ZW,i})} \quad (2.16)$$

Der Hebelarm der in der Zargenkontaktflächenmitte angreifenden Resultierenden der Deckelkraft beträgt

$$a = \frac{(D_{Z,a} + D_{ZW,i}) - (D_{S,a} + D_{Z,i})}{2} \quad (2.17)$$

Das auf die Breite eines Ringquerschnittselements bezogene Widerstandsmoment ergibt sich zu

$$W = h^2 \quad (2.18)$$

wobei die Höhe des Ringquerschnittselements

$$h = \frac{D_{Z,a} - D_{ZW,i}}{2} \quad (2.19)$$

beträgt. Somit kann die auftretende Biegespannung zu

$$\sigma_b = \frac{M}{W} = \frac{F_L a}{W} \quad (2.20)$$

berechnet werden. Die maximal auftretende Gesamtspannung ergibt sich aus der Überlagerung beider Anteile zu

$$\sigma_{ges} = \sigma_Z + \sigma_b \quad (2.21)$$

Die dimensionierende Spannung hinsichtlich der Verschleißlebensdauer tritt meist in der Zargenkerbe auf. Die Kenntnis der auftretenden max. Kerbspannung ist somit die Voraussetzung für eine Lebensdauerberechnung des Verschlusses.

Da die Spannungsüberhöhung stark von den Größenverhältnissen an der Zarge, dem Belastungsverhältnis von Zug- zu Biegeanteil sowie von der Kerbausführung nach Form und Größe abhängt, ist die formelmäßige Erfassung in Form einer Kerbzahl  $\alpha_K$  nicht in der Gesamtheit möglich. In der Praxis werden meist Kerbzahlen gekerbter Flachproben für eine grobe Abschätzung herangezogen; die Zulässigkeit dieser Vorgehensweise ist fraglich.

Um die genannten Unzulänglichkeiten in der Auslegung zu beheben kann, wie später aufgezeigt wird, mittels der Finite-Elemente-Methode ein optimierter Übergangsbereich vom Zargenkopf in die Zargenwand gefunden werden. Mittels Variationsrechnungen an verschiedenen Zargen-/ Kerbgeometrien können die zugehörigen Kerbzahlen ermittelt werden. In Zusammenhang mit einer verbesserten Berechnungsmethode der Zarge gegenüber der oben beschriebenen Vorgehensweise kann so die maximale Kerbelastung bestimmt werden und eine Lebensdauerberechnung erfolgen.

## 2.4 Literaturübersicht

Der aktuelle Wissensstand bezüglich Schnellverschlüssen wurde anhand einer umfassenden Literaturrecherche erarbeitet. Im einzelnen wurde Literatur zu Segmentverschlußbauarten, Nieder- und Hochdruck-Dichtsystemen und Berechnungsmethoden für Segmentverschlüsse näher analysiert.

Wie in Kapitel 2.2 bereits aufgeführt, existieren im speziellen für Hochdruck- und Sonderverschlüsse keine oder nur spärliche Berechnungsunterlagen. Elastizitätstheoretisch fundierte Berechnungsverfahren sind bei den gegebenen oft sehr komplexen Randbedingungen im allgemeinen schwierig oder überhaupt nicht zu finden. Zudem läßt sich mit elastizitätstheoretischen Betrachtungen allein wenig über die tatsächliche Tragfähigkeit bei ruhender Belastung sagen, wegen der Möglichkeit duktiler Werkstoffe Spannungsspitzen durch örtliches Fließen abzubauen und somit zu erhöhter Tragfähigkeit zu gelangen. Die Auslegung eines solchen Verschlusses muß somit meist mit einem entsprechenden Analyseverfahren durchgeführt werden.

Bis noch vor einigen Jahren, als Rechnerleistung und entsprechende Analysesoftware noch nicht in dem Maße zur Verfügung standen wie zum heutigen Zeitpunkt, wurde vielfach die Methode der Spannungsoptik angewandt, um komplexe Hochdruckverschlüsse zu analysieren. Die Grenzen dieses Verfahrens lagen hierbei in der Zugrundelegung eines rein elastischen Materialverhaltens sowie dem hohen zeitlichen und finanziellen Aufwand zur Erstellung des spannungsoptischen Modells. Konstruktive Änderungen nach der Modellerstellung waren nur noch in begrenztem Umfang möglich. Die Spannungsoptik bietet jedoch gewisse Vorteile hinsichtlich der visuellen Darstellung des eingefrorenen Spannungszustands, insbesondere zu Präsentations- und Anschauungszwecken.

Dieses Verfahren wurde bis heute fast vollständig wegen der Möglichkeit einer nahezu beliebigen Modellierung der Verschlußgeometrie und des Werkstoffverhaltens, von den rechnergestützten Analysemethoden verdrängt. Da die Verschlußsegmente keinen geschlossenen kontinuierlichen Kreisring bilden, müssen streng genommen die vorliegenden dreidimensionalen Verhältnisse einer Berechnung zugrundegelegt werden und nicht eine einfache axialsymmetrische Berechnung.

Dies ist mit der Methode der Finiten-Elemente (FEM) prinzipiell möglich, wobei die Kosten einer dreidimensionalen Rechnung hoch sind. Eine Optimierung einer Verschlußgeometrie mittels einer dreidimensionalen Rechnung kann bei vertretbaren Kosten nicht immer erreicht werden. In diesem Fall kann als ökonomischere Methode die BIE (Boundary Integral Equation)-Analyse herangezogen werden, bei welcher das Problem auf einen zweidimensionalen Fall reduziert werden kann. Hierbei werden nur Berechnungspunkte auf der Oberfläche der zu berechnenden Bauteile betrachtet; der Beanspruchungs- und Spannungszustand im Inneren des Bauteils kann mit dieser Methode nicht berechnet werden.

Die relevanten Literaturstellen im Hinblick auf Segmentverschlüsse werden im folgenden aufgeführt.

[12] und [14] geben einen Überblick über die verschiedensten Verschlußvarianten wie sie für Hochdruck-Apparate für die chemische Industrie beispielsweise für HD-Extraktionsgefäße, isostatische Pressen oder für Reaktoren mit schnellem Katalysatorwechsel Anwendung finden. Hierbei entspricht die Bauart des Bredtschneider-Verschlusses einem selbstdichtendem Segmentverschluß, wobei die Dichtfläche des Deckels an der Gegenfläche eines im Querschnitt dreieckigen Dichtungsringes anliegt, welcher die volle Betriebslast mittels vier über den Deckelrand hinausragender und in die Zargennase eingreifender Kreisringsegmente weitergibt. Zur Sicherstellung einer Anfangsdichtheit vor der eigentlichen Druckbeaufschlagung muß der Deckel mit den Segmenten und dem Zargenkopf durch das Anziehen der Schrauben eines Vorspannrings zur vollständigen Anlage gebracht werden; die weitere Abdichtung erfolgt selbständig durch den Innendruck.

[15] zeigt die wichtigsten Konstruktionsmerkmale eines selbstdichtenden Uhde-Bredtschneider Segmentverschlusses und verweist auf die wichtigsten Werkstoffe wie

sie für die Ausführung von Hochdruckbehältern verwendet werden.

In [17] wird für den Fall eines Uhde-Bredtschneider Verschlusses eine rechnerische Untersuchung zur Ermittlung der Spannungen im Kopf der Verschlußzarge, d.h. in der näheren Umgebung der eingelegten Segmente durchgeführt. Mathematisch gesehen werden hierbei an einer Kreiszyinderschale mit sprunghafter Änderung der Wandstärke unter Zugrundelegung einer rotationssymmetrischen Belastung durch Momente und Radialkräfte die Schnittkräfte ermittelt und hiermit in Folge die Berechnung der maximal auftretenden Vergleichsspannung im Zargenkopfbereich und der Mindestkopfhöhe ermöglicht. Mit diesem auf einer drehsymmetrisch belasteten, biegesteifen dünnen Kreiszyinderschale basierenden Berechnungsmodell werden die Beanspruchungsverhältnisse besser erfaßt als mit der elementaren Theorie der Balkenbiegung, angewandt auf ein durch zwei Meridianschnitte aus der Schale ausgeschnittenes Schalensegment. Lokale Kontaktspannungsspitzen bleiben hier wegen der Zugrundelegung eines duktilen Werkstoffverhaltens unberücksichtigt, da in der Regel mit einem plastischen Abbau gerechnet werden kann. Auf eine gesonderte Betrachtung des Kerbgrundbereichs zur Zargenwand wird hingewiesen, um einer Erhöhung der Nennspannung durch Kerbwirkung in diesem Bereich Rechnung zu tragen. Die höchstbeanspruchte Stelle des Übergangsbereichs, d.h. der Übergangsbereich von der Zargenwand zur Zargenkerbe kann somit mit diesem relativ einfachen Berechnungsmodell nicht erfaßt werden.

In [18] wird eine Berechnung der Komponenten eines Segmentverschlusses sowie eines keilförmigen selbstdichtenden Dichtelements beschrieben. Diese Berechnung basiert im wesentlichen auf AD-B1, AD-B10 und TRD 301. Bei der Berechnung der Segmente wird vorausgesetzt, daß das durch die Deckelkraft erzeugte Kippmoment durch eine radiale Abstützung der Segmente an der Schulter des Deckels sowie in der Nut der Behälterwand durch die Ausbildung eines Gegenmoments vollständig aufgenommen wird. Diese Annahme, mit gleichmäßiger Belastung der Lastangriffsflächen zwischen dem Deckel und den Segmenten und zwischen der Zarge und den Segmenten, liegt in der Praxis meist infolge fehlender radialer potentieller Stützflächen nicht vor. Desweiteren wird auch hier der hochbelastete Kerbgrundbereich der Zargenkerbe nicht berücksichtigt, obwohl die Übergangsradien beim zugrundeliegenden Verschluß sehr klein sind und eine nähere Analyse des Belastungszustands erfordern. Bei der Berechnung der Zargenwand wird die versteifende Wirkung infolge rotationssymmetrischen Zargenkopfs vernachlässigt, welches in Folge zu einer Überdimensionierung des Zargenkopfs führt. Mit dieser Berechnungsmethode kann zwar eine grobe Vorauslegung eines Segmentverschlusses erfolgen, jedoch sind insbesondere die der Berechnung zugrundeliegenden Randbedingungen bezüglich der Segmentlagerung und Belastung zu ungenau oder nicht zulässig.

In [21] wird die Konstruktion und Auslegung eines Hochdruckextraktionsreaktors und im speziellen die Finite-Elemente Berechnung des hochbelasteten Klammerrings für unterschiedliche Klammerwandstärken, -höhen und Übergangsradien aufgezeigt. Da die Untersuchungen an einem Schnellverschlußsystem mit Varianten zu einer geometri-

schen Referenzausführung durchgeführt wurden, können die Ergebnisse lediglich für qualitative Aussagen hinsichtlich einer verbesserten Verschlußkonstruktion herangezogen werden und sind somit nicht auf andere Verschlußgrößen übertragbar.

In [22] wird der Einsatz des Segmentverschlusses bei großen zylindrischen Hochdruckbehältern für die Unterwasser-Simulation als preiswerteste Verschlußvariante vorgeschlagen. Als Nachteile dieser Variante wird auf die hochbelastete Zargenkerbe mit einem entsprechend stark zu dimensionierenden Zargenkopfbereich und auf die steifigkeitsmindernde Wirkung eines geteilten Segmentrings verwiesen. Hierbei wird ein längenausgleichendes und spaltfreies Dichtsystem aufgezeigt (siehe auch Bild 4.4), welches bauartbedingt in axialer Richtung des Dichtsitzes verschiebbar angeordnet ist, und durch den Betriebsdruck an den Verschlußdeckel angepreßt ein Dichtsystem darstellt, bei welchem die Dichtungen infolge der Spaltfreiheit vom Dichtungsträger zur Behälterwand bzw. zum Verschlußdeckel nicht extrusionsgefährdet sind.

Exemplarisch für ein Einsatzgebiet von Segmentverschlüssen bei Hochdruckanwendungen wird in [16] der Einsatz von Segmentverschlüssen bei dem Verfahren der Hochdruck-Extraktion, welche einen diskontinuierlichen Prozeß darstellt, aufgezeigt. Bei zwei Anlagen mit 300 bzw. 500 bar Arbeitsdruck kommen vollautomatisch betätigte Segmentverschlüsse mit radial verschiebbaren Segmenten mit schrägen Lastangriffsflächen zum Einsatz, um kurze Zykluszeiten zu ermöglichen. Im Gegensatz zum Bredtschneider-Verschluß ist eine Vorspannung des Dichtsystems nicht erforderlich, da es aus einer Weichdichtung besteht, welche in den Deckel integriert ist. Durch die kompakte Bauweise des Segmentverschlusses und die relativ geringen zu bewegenden Massen beim Betätigungsvorgang bietet dieser Verschlußtyp gegenüber anderen Verschlußbauarten für diesen Anwendungsfall im Hinblick auf Investitionskosten und Platzbedarf beträchtliche Vorteile.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, daß der aktuelle Erkenntnisstand hinsichtlich der Auslegung und Berechnung von Segmentverschlüssen wenig über den bisher bekannten Stand aus Auslegungsvorschriften, wie in den Regelwerken der AD-Merkblätter bzw. des ASME-Codes enthalten, hinausgeht. Insbesondere stammen diese Berechnungsmethoden aus Bereichen verwandter Druckbehälterkomponenten und sind nicht direkt ohne Korrekturen auf den Segmentverschluß übertragbar und anwendbar. Die Schwachstellen der Berechnungsmethoden liegen daher in einer unzulässig stark vereinfachten Modellbildung mit teils falschen Berechnungsrandbedingungen, womit der komplexen Struktur dieses Verschlußsystems nicht hinreichend Rechnung getragen wird. Die vorliegende Arbeit soll dazu beitragen das Gesamtsystem Segmentverschluß sowohl seiner einzelnen Verschlußkomponenten als auch deren Zusammenspiel untereinander zu verstehen und infolge eine spannungs- und verformungsoptimierte Auslegung eines solchen Verschlußsystems zu ermöglichen.

### 3 Beanspruchungsanalyse

Für die experimentellen Untersuchungen an einem herkömmlichen Segmentverschluß, wurde der am Institut vorhandene Versuchsbehälter mit einem handelsüblichen, schon vielfach in der Praxis bewährten Segmentverschluß verwendet. Der Versuchsbehälter wurde ohne vorherige Druckprobe vom Hersteller ausgeliefert und anschließend mit Meßaufnehmern ausgestattet. Die Erfassung der kompletten Belastungsgeschichte des Segmentverschlusses kann hierdurch sichergestellt werden. Dieser Verschluß wurde für einen maximalen Betriebsdruck von  $50\text{bar}$  nach einer im Apparatebau gängigen Berechnungsmethode ausgelegt. Die maßgeblichen Verschlußabmessungen sind in Tabelle 3.1 zusammengestellt.

<b>Betriebs- und Prüfbedingungen</b>	
Betriebsdruck	$p_B = 50\text{bar}$
Prüfdruck	$p_P = 65\text{bar}$
<b>Verschlußzarge</b>	
Zargenwandinnenradius	$R_{ZW,i} = 271,1\text{mm}$
Zargenwandstärke	$t_{ZW} = 30,9\text{mm}$
Zargenwandhöhe	$h_{ZW} = 24,8\text{mm}$
Zargenkopfhöhe	$h_{ZK} = 27,2\text{mm}$
Kerbradius	$r_{Z,x} = r_{Z,y} = 3\text{mm}$
Zargeninnenradius	$R_{Z,i} = 253,5\text{mm}$
<b>Segmente</b>	
Segmentanzahl	$n_S = 4$
Segmenthöhe	$h_S = 32\text{mm}$
Segmentbreite	$b_S = 48,1\text{mm}$
Segmentinnenradius	$R_{S,i} = 221\text{mm}$
<b>Verschlußdeckel</b>	
Deckelaußenradius	$R_D = 251\text{mm}$
Deckeldicke	$s_D = 47\text{mm}$
<b>Kontaktflächen</b>	
Kontaktflächenlänge Zargenkontaktfläche	$l_{kz} = 11,6\text{mm}$
Nominelle Flächenpressung Zargenkontaktfläche	$p_{kz} = 65\text{N/mm}^2$
Nomineller Traganteil Zargenkontaktfläche	$\psi_{kz} = 0,77$
Kontaktflächenlänge Deckelkontaktfläche	$l_{kd} = 28\text{mm}$
Nominelle Flächenpressung Deckelkontaktfläche	$p_{kd} = 25,2\text{N/mm}^2$
Nomineller Traganteil Deckelkontaktfläche	$\psi_{kd} = 0,91$

Tabelle 3.1: Verschlußabmessungen am herkömmlichen Segmentverschluß

## 3.1 Finite Elemente Analyse

### 3.1.1 Grundlagen der Netzgestaltung

Für die nachfolgende experimentelle Analyse am realen Verschuß wurde zuerst zur Lagebestimmung der Dehnmeßstreifen ein Modell mit relativ grobem FE-Netz erstellt. Hiermit konnte sowohl der zu erwartende Gesamtverformungs- und Spannungszustand ermittelt, als auch Bereiche mit vorherrschenden maximalen Beanspruchungen lokalisiert werden. Anschließend konnte durch Netzverfeinerung an maßgeblichen Stellen die Modellgenauigkeit erhöht werden. Der Netzverfeinerung waren hierbei Grenzen sowohl im Hinblick auf einen Anstieg des Arbeitsspeicherbedarfs / Rechenzeitbedarfs als auch eines guten Konvergenzverhaltens des Rechenlaufs gesetzt; ein sinnvoller Kompromiß mußte gefunden werden.

### 3.1.2 FE-Netz des Originalverschlusses

Das so gewonnene Modell (Bild 3.1) weist in Bereichen hoher Spannungsgradienten, wie sie in den Kontaktbereichen und in der Zargenkerbe vorliegen, eine hohe und in Bereichen niedriger Spannungsgradienten eine relativ grobe Netzfeinheit auf.

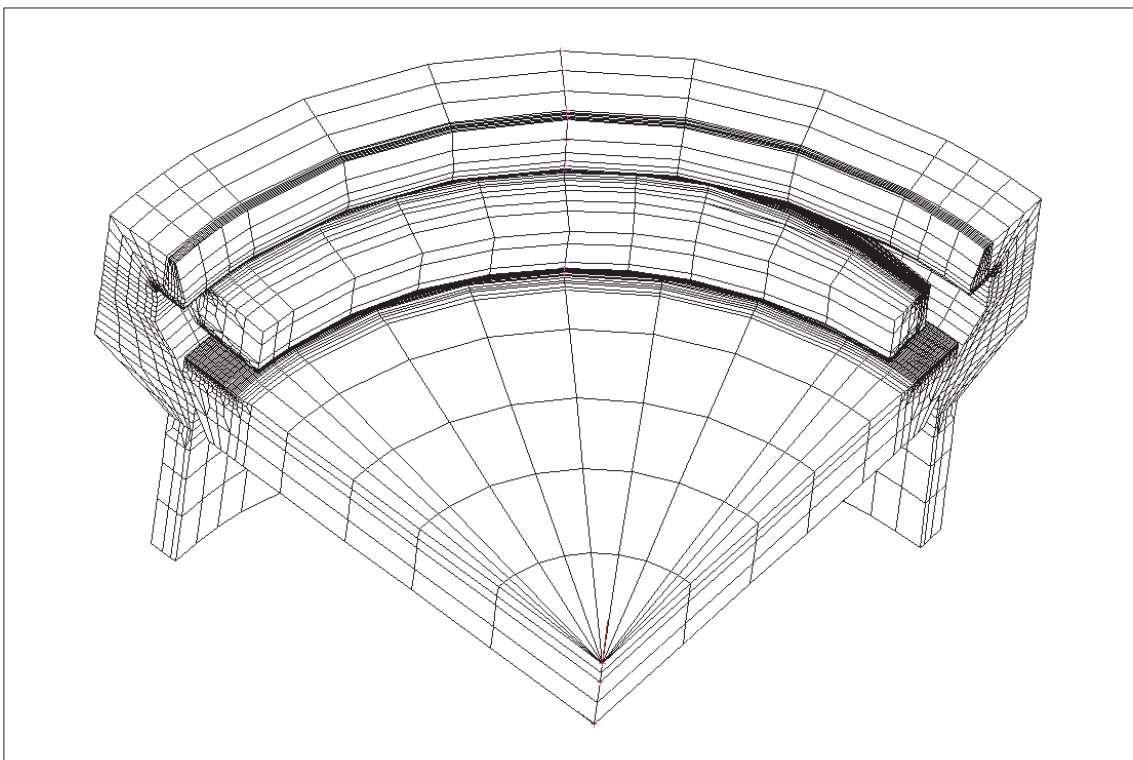


Bild 3.1: FE-Modell des herkömmlichen Segmentverschlusses

Zur Gewinnung einer geeigneten Netzaufteilung erwiesen sich die Bajonettverschlußmodelle aus einem vorangegangenen Forschungsvorhaben zur Optimierung von Bajonettverschlüssen als hilfreich. Das 3D-Modell des Original-Verschlusses besteht aus 10.935

achtkantigen 3D-SOLID-Elementen und 212 TRUSS-Elementen zur Simulation der Dehnmeßstreifen. Die Ermittlung der Kontaktflächenpressungsverteilung der Deckel- und Zargen-Kontaktfläche ist durch die Verwendung von Kontaktelementen möglich. Um eine direkte Vergleichsmöglichkeit der mit den gemessenen DMS-Dehnungswerten aus der experimentellen Analyse des Segmentverschlusses zu erhalten, wurden die Dehnmeßstreifen an den entsprechenden Stellen auf den 3D-Solid Elementen mittels zweikantigen TRUSS-Elementen simuliert. Diese nehmen dieselben Dehnungen wie das Bauteil auf, auf welchem sie appliziert sind, haben aber aufgrund ihres geringen E-Moduls ( $E = 10N/mm^2$ ) keinen Einfluß auf den Verformungszustand. Als Rechenergebnis erhält man für die TRUSS-Elemente Dehnungswerte an ihren Integrationspunkten, welche direkt mit den Meßwerten der Dehnmeßstreifen (DMS) verglichen werden können. Die Vorgabe eines ausreichend genauen Werkstoffgesetzes ist für die Ergebnisqualität von besonderer Bedeutung [1]. Es wurden daher Zugversuche mit Proben des Verschlußmaterials gefahren und die so gewonnene Werkstoffkennlinie in das Finite-Elemente Modell eingegeben. Parallel zur FE-Rechnung mit realem Werkstoffverhalten wurde eine rein elastische Rechnung zur Bestimmung der Verschlußlebensdauer bei zyklischer Beanspruchung gemäß AD-Merkblatt S2 durchgeführt. Die elastische Rechnung entspricht dem Verhalten eines Verschlusses der erst nach der Druckprobe gemessen wird, ohne eventuell bereits vorhandene Eigendehnungen – infolge über den elastischen Bereich hinausgehender Werkstoffbeanspruchung – zu berücksichtigen.

### 3.1.3 Ergebnisse der FE-Rechnung

Nachfolgend sind die Ergebnisse der rechnerischen Simulation des Originalverschlusses graphisch dargestellt. Infolge des unangepaßten Verformungsverhaltens der Verschlußkomponenten können die gesamten zur Verfügung stehenden Kontaktflächen nicht vollständig zur Kraftübertragung ausgenutzt werden. Der maximal mögliche geometrische Traganteil der Zargenkontaktfläche von 77% sowie der Deckelkontaktfläche von 91% wird daher nicht erreicht.

#### Verschlußzarge

Aufgrund des ungünstigen kleinen Übergangsradius von der Zargenwand zum -kopf tritt eine beträchtliche Spannungsüberhöhung infolge Kerbwirkung im Kerbgrund der Zarge auf. Die größte auftretende Einzelspannung tritt im segmentfreien Bereich kurz nach dem Segmentabschluß auf Seite der Fangvorrichtung auf (Bild 3.2 und 3.3) und beträgt  $\sigma_{max} = 450N/mm^2$ .

Sie wirkt sich direkt auf die Lebensdauerabschätzung aus. Entsprechend AD-Merkblatt S2 ergibt sich für den Originalverschluß mit  $\sigma_{va} = \sigma_{max}/2 = 225N/mm^2$  eine zulässige Lastspielzahl von  $N_{A,zul} = 17.600$ . Die Lebensdauerabschätzung beinhaltet einen Lastspielsicherheitsbeiwert von 10 und einen Spannungssicherheitsbeiwert von 1,5. Da die Zargenkerbe die höchstbelastete Stelle des kompletten Druckbehälters darstellt, muß sie zur Lebensdauerabschätzung herangezogen werden.

Eine Spannungsüberhöhung der Zargenwand tritt an den Unstetigkeitsstellen am Seg-



mentabschluß auf. Diese ist besonders im Bereich der Ausfräsung für die Fangvorrichtung ausgeprägt (Bild 3.2). Die maximal auftretende Spannung der Zargeninnenwand

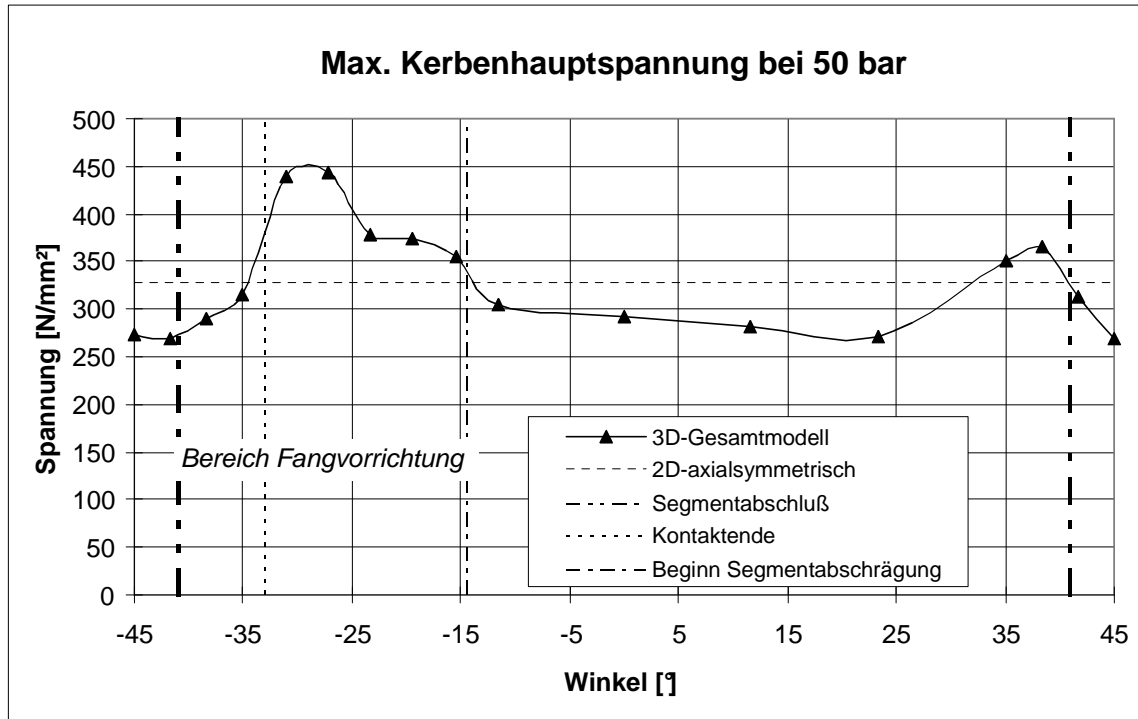


Bild 3.2: Maximale Hauptspannung im höchstbeanspruchten Zargenkerbbereich

beträgt im ungestörten Bereich  $\sigma_{V,ZW} = 71 \text{ N/mm}^2$  und liegt somit weit unterhalb des zulässigen Wertes, welches auf eine Überdimensionierung der Klammerwandstärke hinweist.

### Segmente

Das Verformungsverhalten der Segmente ist in Bild 3.4 stark überhöht (60-fache Vergrößerung) dargestellt. Die Segmente kippen infolge der vorherrschenden Scherbelastung am ihrem Innenrand nach oben, zusätzlich stellt sich eine konvexe Verwölbung der Segmentoberseite ein. Hieraus resultiert eine Biegebeanspruchung der Segmente mit Höchstwerten an ihrer Oberseite am Außenradius (Zugbelastung) und an ihrer Unterseite am Innenradius (Druckbelastung). Infolge der auftretenden Segmentkipfung trägt nur ein Bruchteil der nominellen Kontaktfläche und zwar am Innenrand der zargenseitigen und am Außenrand der deckelseitigen Kontaktfläche. Am Segmentabschluß verbreitert sich die Auflagefläche geringfügig, um das globale Kräfte- und Momentengleichgewicht am Segment sicherzustellen. In Bild 3.5 ist der Spannungszustand nach der Vergleichsspannungshypothese von Mises dargestellt.

### Verschlußdeckel

Die Belastung des Verschlußdeckels ist aus Bild 3.6 ersichtlich. Der Verschlußdeckel trägt nur am Deckelrand auf einem sehr schmalen Bereich. Hier treten lokale Kontaktspannungsspitzen auf, welche dort Plastifizierungen hervorrufen. Die Belastung

des Verschlußdeckels über den Umfang ist aufgrund der kleinen Lücken zwischen den Segmenten sehr gleichmäßig. Abgesehen von den erwähnten lokal hochbeanspruchten Kontaktflächenbereichen liegt die höchstbeanspruchte Stelle des Verschlußdeckels in der Deckelmitte.

Die aufgeführten Ergebnisse zeigen deutlich, daß für eine Ermittlung des Verformungs- und Tragverhaltens von Segmentverschlüssen eine entsprechend aufwendige dreidimensionale Finite-Elemente-Berechnung unerlässlich ist. Bei einer axialsymmetrischen Rechnung kann das sich einstellende komplexe, räumliche Verformungsverhalten der Verschlußkomponenten nicht erfaßt werden. Für die ausschließliche Ermittlung der Zargenbeanspruchung ist eine axialsymmetrische Rechnung – aufgrund des großen Traganteils der Zargenkontaktfläche mit damit verbundener relativ gleichmäßiger Krafteinleitung – ausreichend und zweckmäßig.

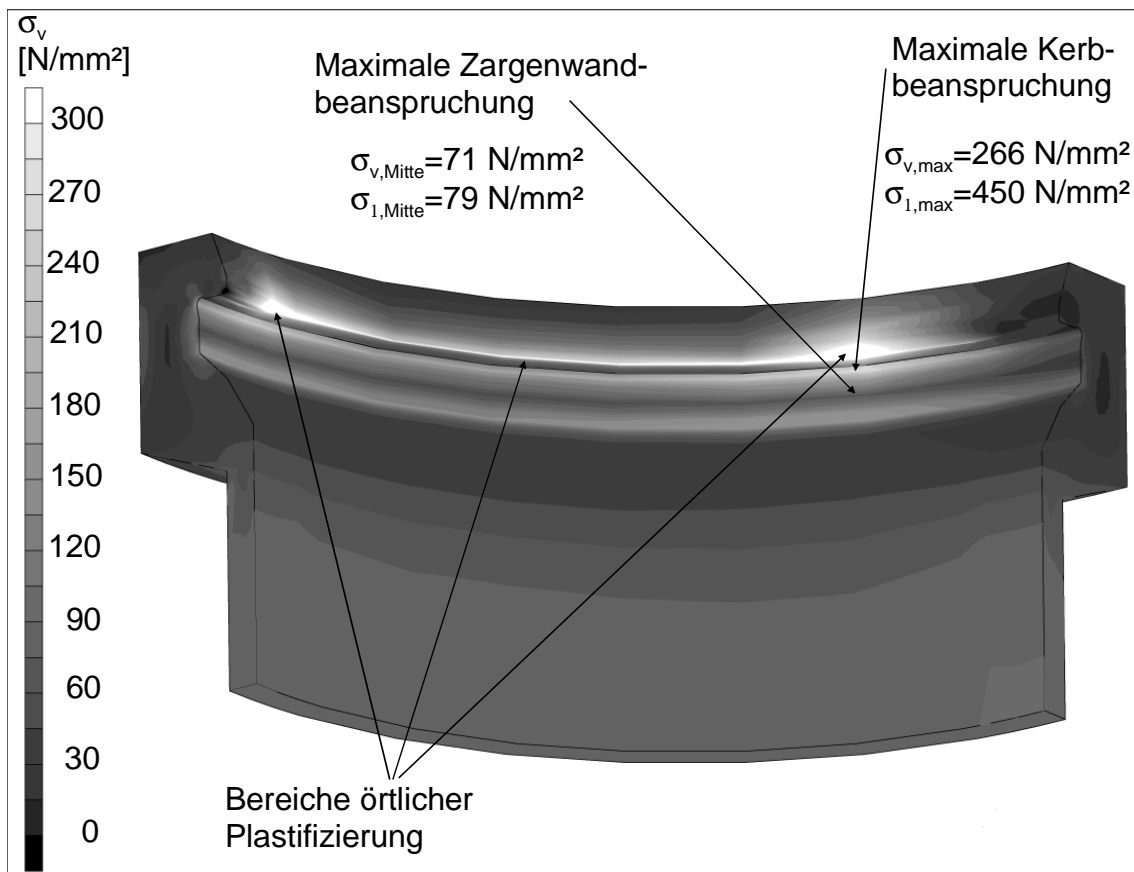


Bild 3.3: Beanspruchung der Verschlußzarge bei Betriebsdruck

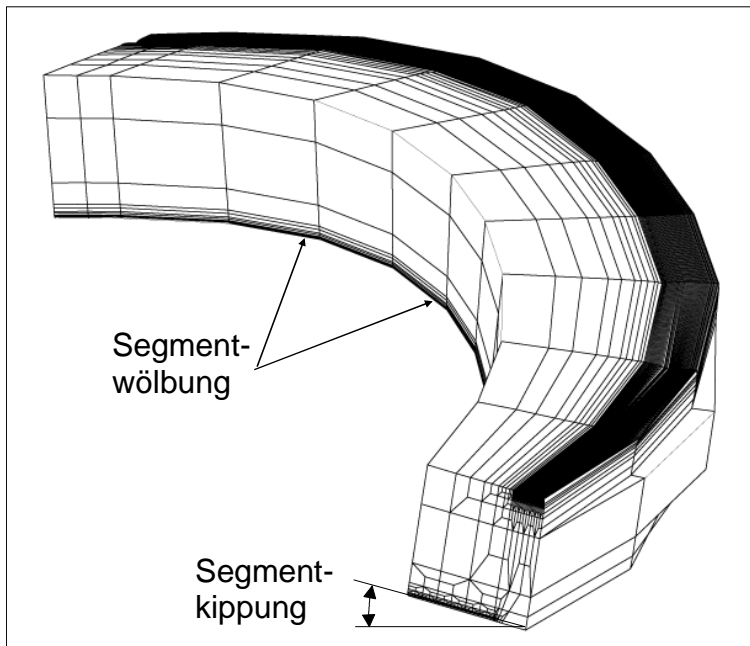


Bild 3.4: Segmentverformung bei Betriebsdruck

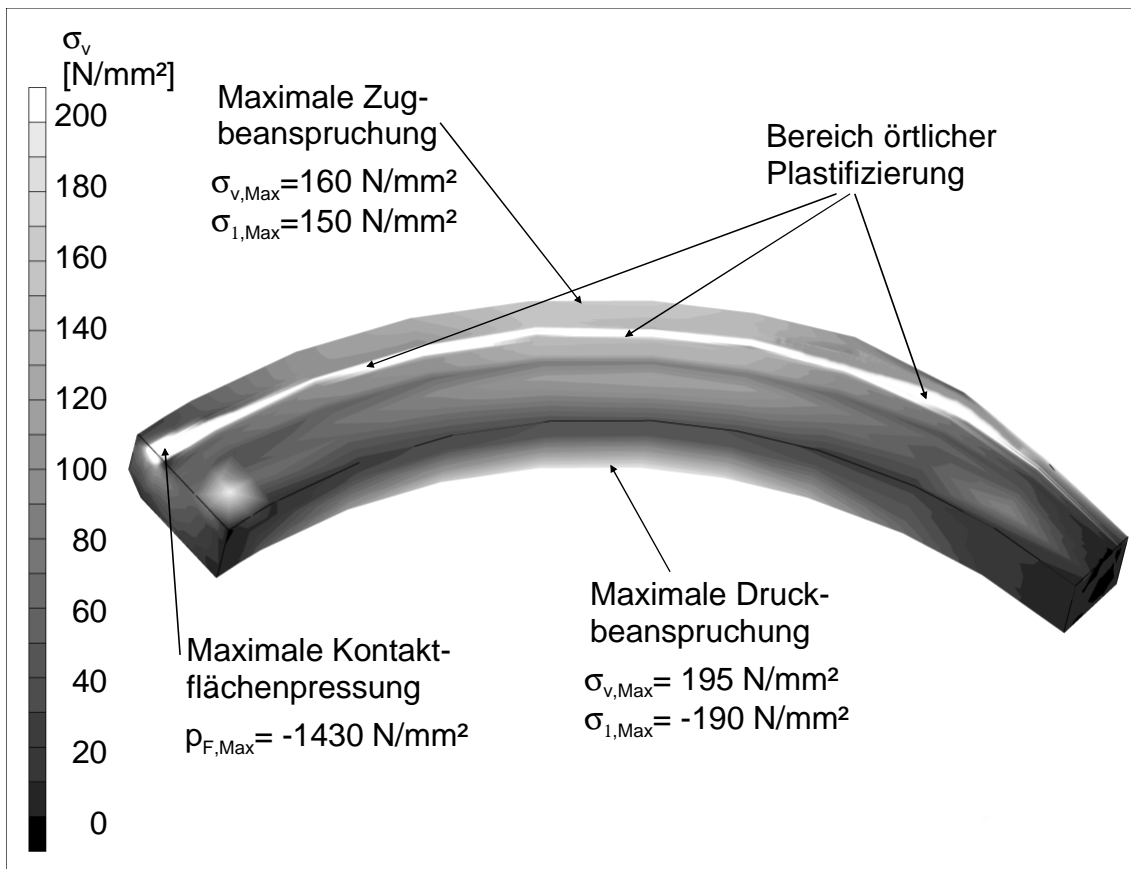


Bild 3.5: Segmentbeanspruchung bei Betriebsdruck

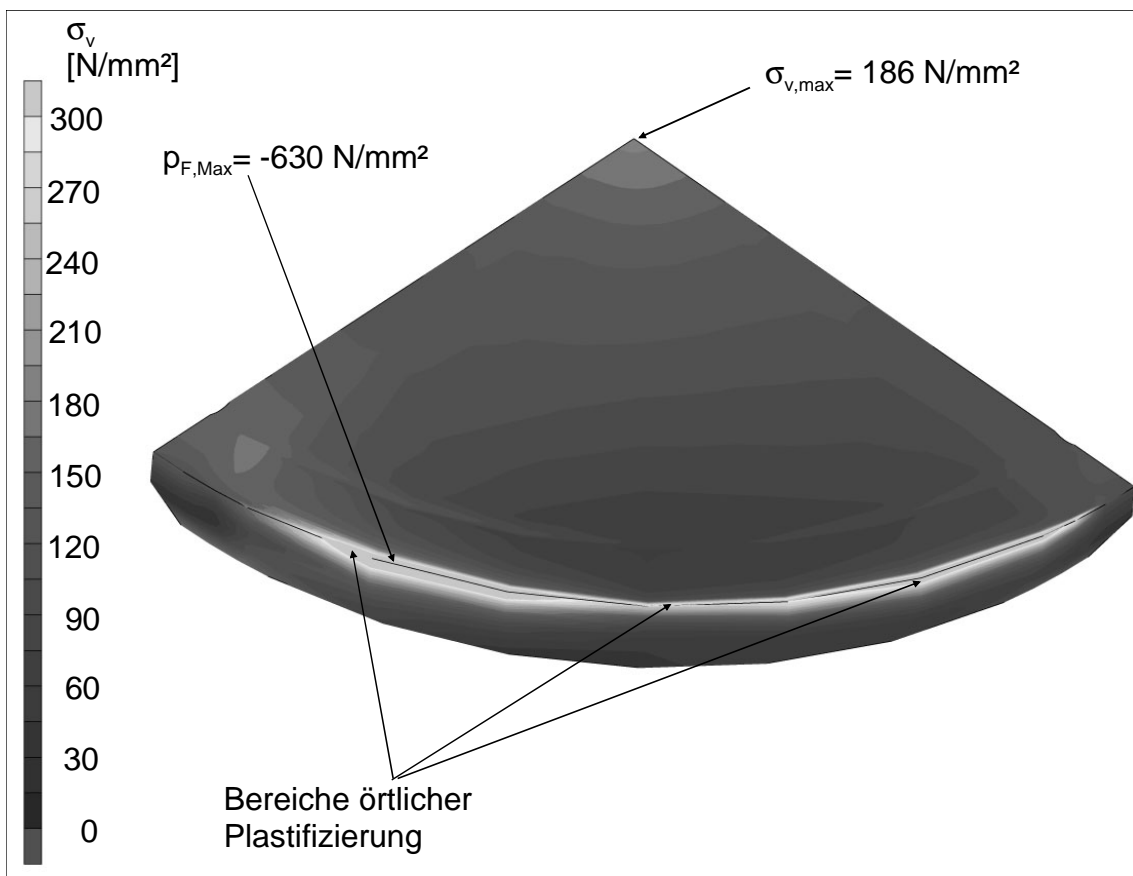


Bild 3.6: Beanspruchung des Verschlußdeckels bei Betriebsdruck

### 3.2 Experimentelle Untersuchungen am Originalverschluß

Der vorliegende Segmentverschluß wurde einer eingehenden experimentellen Spannungs- und Verformungsanalyse unterzogen (Bild 3.7, Bild 3.8 ).

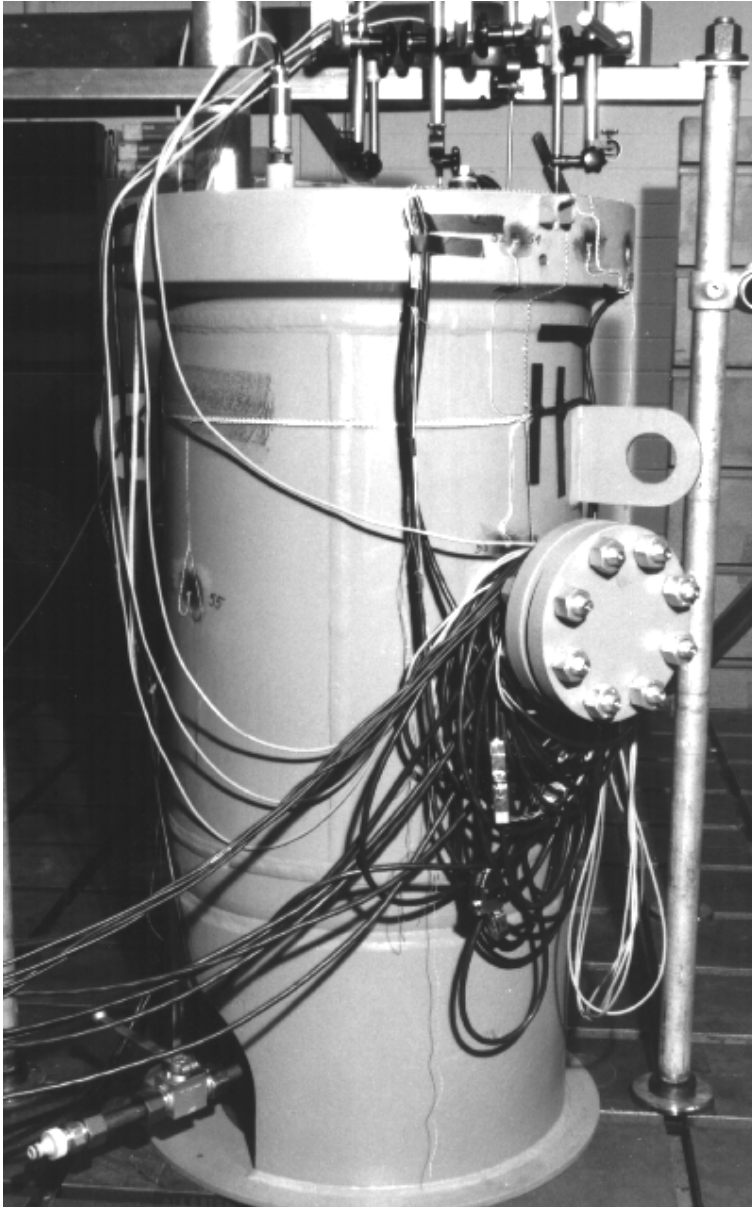


Bild 3.7: Meßaufbau Versuchsbehälter mit Segmentverschluß

Nach der Entfernung der Mechanik zum Öffnen und Schließen zwecks besserer Zugänglichkeit der Verschlußkomponenten bei den Messungen und Applikation der Dehnmeßstreifen gemäß dem Meßstellenplan entsprechend Bild 3.9, wurden am Verschluß folgende Größen bei statischer Belastung gemessen:

- Dehnungen an Verschlußdeckel, einem Segment, der Verschlußzarge sowie der Segmentlagerung

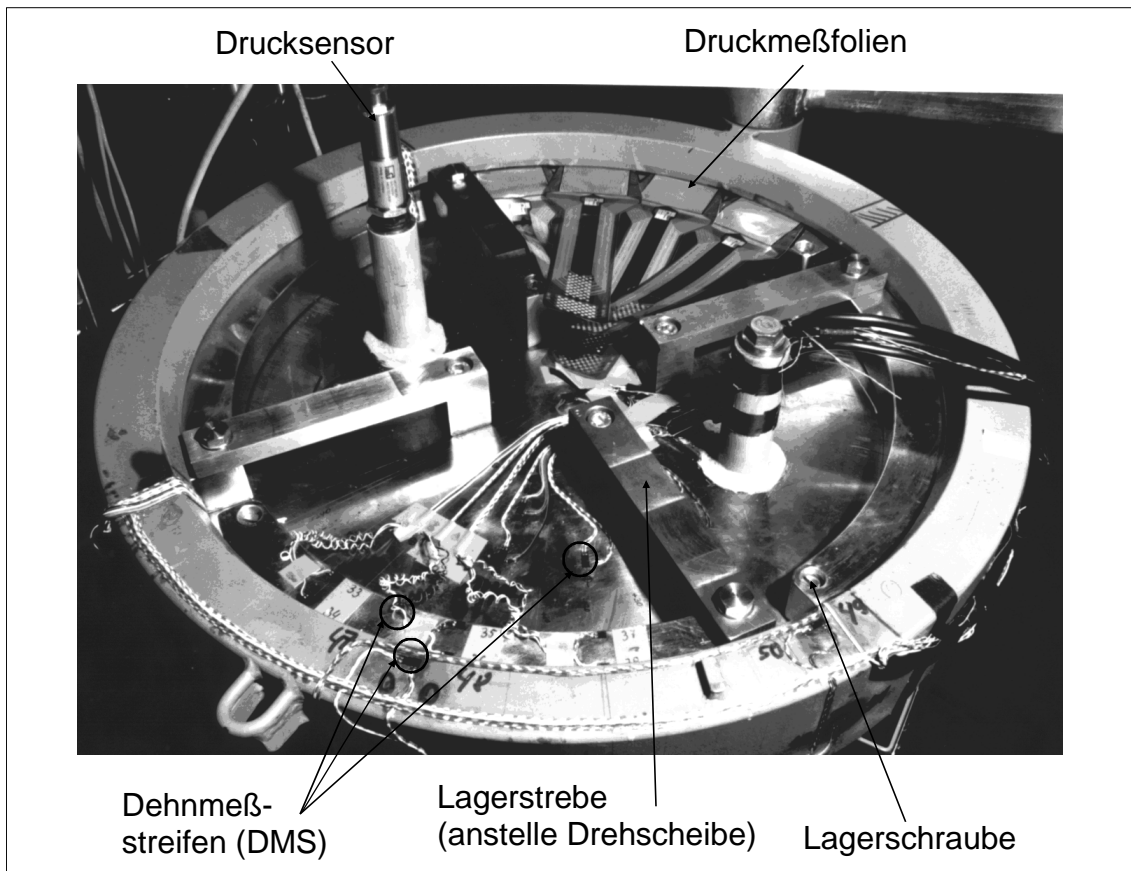


Bild 3.8: Segmentverschluß mit Instrumentierung

- Verformungen mittels durch Magnethalter variabel anbringbaren, induktiven Wegastern
- Behälterinnendruck mittels Drucksensor
- Pressungsverteilung der Zargen- und Deckelkontaktflächen mittels Druckmeßsensoren

### 3.2.1 Meßgrößen

#### Dehnungsmessungen

Mittels Dehnmeßstreifen (DMS) können elastische als auch plastische Dehnungen in besonders hoch beanspruchten Bauteilbereichen gemessen werden. Zur Lagebestimmung der DMS wurde im Vorfeld eine dreidimensionale Finite-Elemente-Rechnung durchgeführt, um eine sinnvolle und aussagekräftige DMS Applikation zu ermöglichen. Der Verschlußdeckel wurde in der Deckelmitte sowie an zwei weiteren Radiusstationen über den Umfang mit DMS bestückt. Gleichartige Meßpunkte 180° über den Umfang versetzt ermöglichen eine Kontrolle der Meßgenauigkeit sowie der Gleichmäßigkeit des Tragverhaltens über den Umfang. An einem Segment wurden auf der Oberseite DMS mit tangentialer Ausrichtung angebracht. An der Verschlußzarge wurden die Bereiche

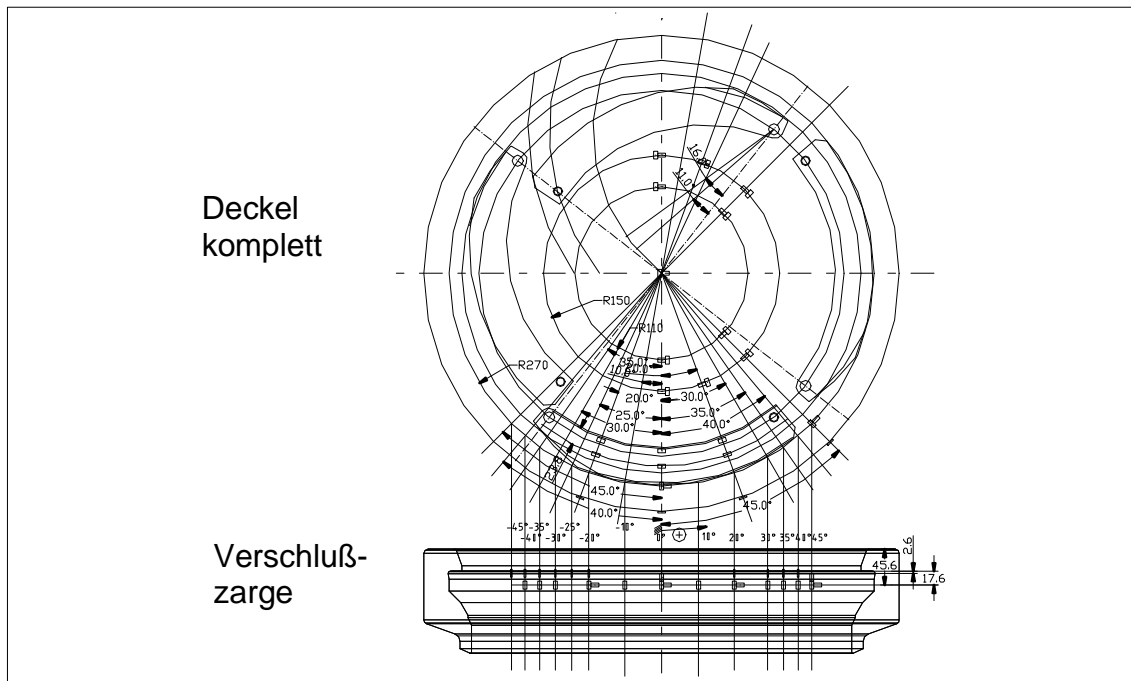


Bild 3.9: Meßstellenplan Dehnmeßstreifen

der Zargenkerbe, der Zargeninnen- und Zargenaußenwand sowie der Zargenkopf mit DMS bestückt. Insgesamt wurden 90 DMS angebracht und mit dem Mehrstellenmeßgerät UPM-100 verbunden.

Das Ankleben der DMS an der Zargeninnenwand sowie im Kerbgrund war aufgrund der schlechten Zugänglichkeit und der kleinen Kerbabmessungen mit einem Kerbradius von  $3\text{mm}$  sehr schwierig. Beim Verlegen der Meßkabel mußte auf eine Freigängigkeit der Segmente und des Deckels zum Öffnen und Schließen geachtet werden. Im Kerbgrund wurden jeweils zwei fünfer DMS in Kettenanordnung plaziert. Die Messung von Dehnungen mittels Einzel-DMS im Rundungsbereich der Kerbe war aufgrund von Haftproblemen – infolge der hier vorherrschenden doppelten Oberflächenkrümmung – nicht möglich.

### Wegmessung

Die Verformungsmessung am Deckel wurde mit vier induktiven Wegaufnehmern durchgeführt. Diese wurden mittels Magnetstativen an einer Quertraverse, welche mit der Bodenplatte fest verbunden war, verschiebbar befestigt. Zur Trennung der Deckelverformung von der Behälterverformung wurde die Deckelmittenverschiebung als Referenzpunkt gewählt; als Meßergebnis erhält man die Differenz der anderen Meßwerte zu diesem Punkt.

### Messung der Kontaktflächenpressung

Zur Messung der Flächenpressungsverteilung wurde das uns leihweise von der Firma BMW AG zur Verfügung gestellte und aus Messungen am Bajonettverschluß bewährte Meßsystem der amerikanischen Firma TEKSCAN Inc. eingesetzt. Das Meßsystem

selbst (Bild 3.10) besteht im wesentlichen aus den vier Komponenten Sensor, Sensor-Aufnahme, Steckkarte und Software zur Meßdatenerfassung.

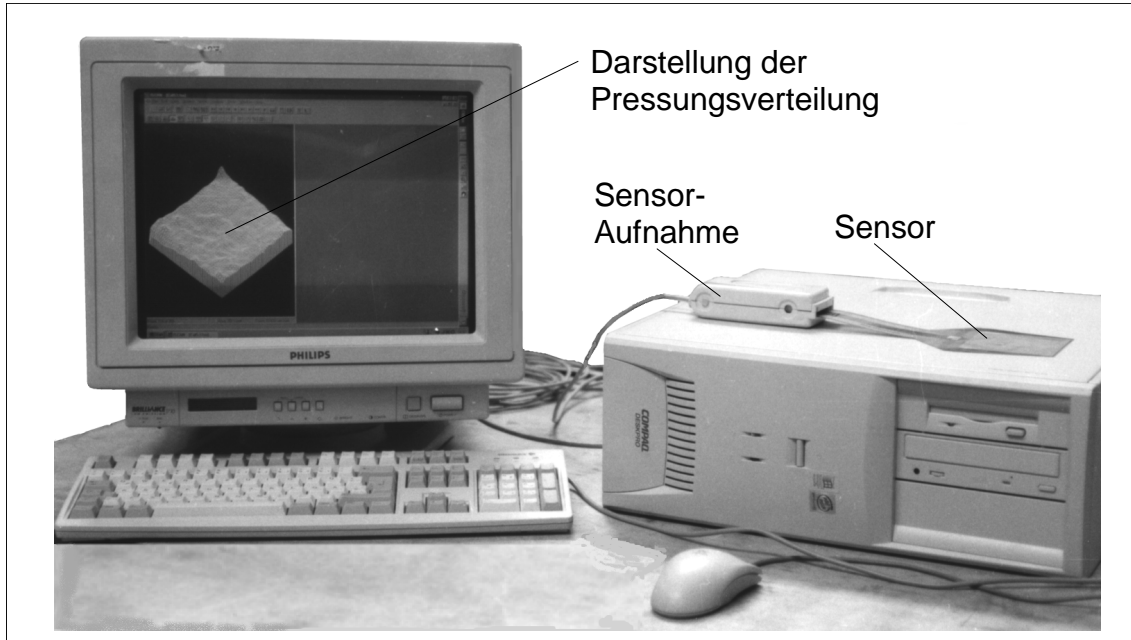


Bild 3.10: TEKSCAN-Meßsystem mit Sensor

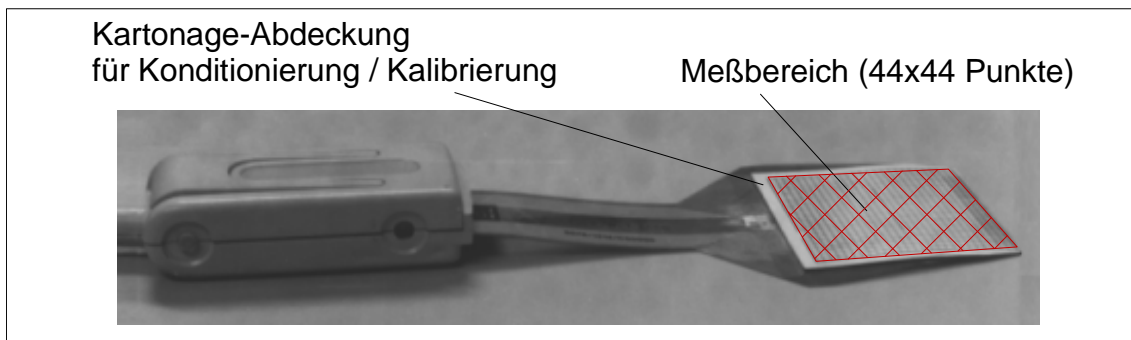


Bild 3.11: TEKSCAN-Sensor

Es ist in der Lage sowohl Einzelmessungen als auch vollständige Zeitverläufe in vorgegebenen Intervallen aufzunehmen und diese direkt am Bildschirm darzustellen und abzuspeichern, um eine nachträgliche Weiterverarbeitung der Meßdaten zu ermöglichen. Als Sensorausführung wurde ein 0,12mm starker Sensortyp mit 44 zueinander rechtwinklig angeordneten Meßreihen gewählt (Bild 3.11).

Der Sensor besteht aus einem Folienverbund in den je Folie 44 Leiterbahnen eingearbeitet sind. Zwischen den sich überkreuzenden Leiterbahnen befindet sich eine Substanz, die ihr elektrisches Verhalten mit der Pressung ändert. Jeder Kreuzungspunkt stellt dabei einen Meßpunkt dar. Die Sensoren sind in verschiedenen Ausführungen, Größen und Empfindlichkeiten verfügbar. Der Abgriff der Sensordaten geschieht mittels einer



klemmbaren Sensor-Aufnahme. Die Sensorrohmeßdaten werden von einer Meßkarte erfaßt und an ein Meßdatenerfassungsprogramm weitergegeben.

Hier wurden die kleinsten Iscan-Sensoren vom Typ 5051 mit 1936 Meßpunkten, einer Auflösung von  $1.3 \times 1.3 \text{ mm}$  und einem Sättigungsdruck von  $350 \text{ N/mm}^2$  verwendet. Durch die Verwendung von vier aneinandergereihten und nacheinander abgegriffenen Sensoren konnte fast die gesamte Kontaktfläche eines Segmentes bei belastetem Verschluß analysiert werden (Bild 3.12).

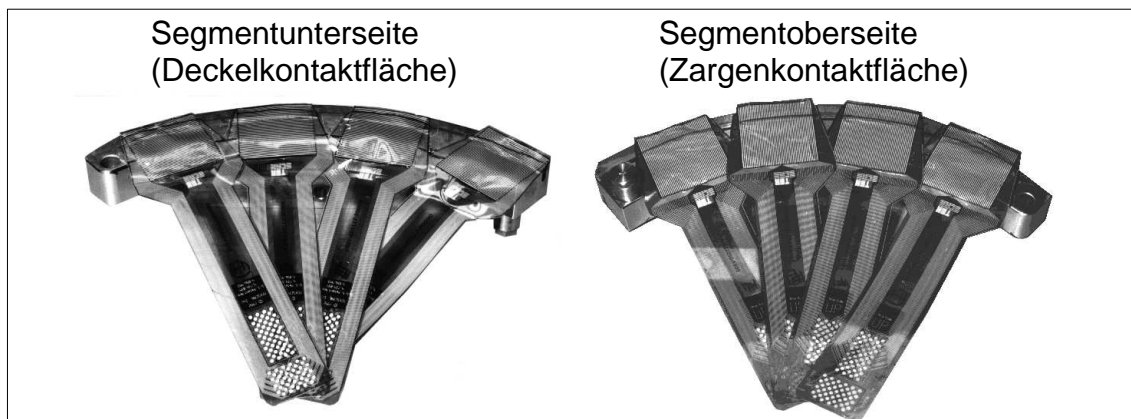


Bild 3.12: Meßlage der TEKSCAN-Sensoren am Segment

Zwischen den restlichen drei Segmenten und dem Verschlußdeckel bzw. der Verschlußzarge wurde zum Ausgleich der Sensorendicke des aktiven Meßsegments eine Blindfolie mit denselben mechanischen Eigenschaften des Sensors eingelegt. Erstmals konnten die sich einstellenden Flächenpressungsverteilungen der Deckel- bzw. Zargenkontaktflächen eines Segmentverschlusses während der Belastung in Echtzeit beobachtet werden.

Um eine quantitative Zuordnung des Meßsignals zu einer Last zu ermöglichen, bedarf es vorab einer Konditionierung und Kalibrierung der Sensoren. Die Konditionierung, d.h. ein mehrmaliges Be- und Entlasten der Sensorfläche vor der eigentlichen Messung, beseitigt eine negative Eigenschaft dieses Sensortyps, den sogenannten Memory-Effekt. Nach einer Belastung des Sensors führt eine darauffolgende gleichgroße Belastung zu verringerten Meßwerten. Die Veränderung schwächt sich nach wenigen Lastwechseln ab und die Meßwerte des Sensors konvergieren. Dieses Verhalten ist für jeden Sensor unterschiedlich, liegt jedoch für Sensoren gleicher Art und gleicher Produktionscharge in einem relativ kleinen Intervall. Daher ist die Konditionierung vor der Kalibrierung unbedingt erforderlich.

Die Kalibrierung erfolgte zwischen 2 Stempeln in einer Kalibriervorrichtung (Bild 3.13), wobei durch die Ausführung der Lagerung eines Stempels als Kugelgelenk ein planparalleles Aufliegen des Oberstempels auf den Unterstempel sichergestellt war. Die Meßfläche des Sensors wurde beidseitig zur Kalibrierung mittels 2 Aluminiumplatten abgedeckt um die Kalibrierbelastung ausschließlich im Meßbereich des Sensors aufzubringen.

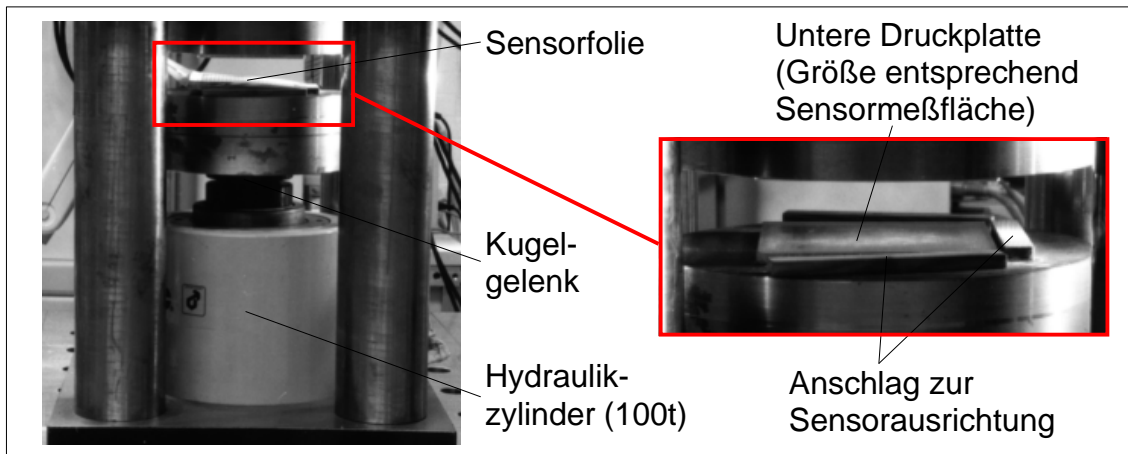


Bild 3.13: Kalibriervorrichtung TEKSCAN-Sensor

Das Einlegen eines dünnen festen Kartonage-Trennblatts zwischen Sensor und Aluminiumplatten hat sich zur Aufbringung einer gleichmäßigen Kalibrierbelastung bewährt. Durch diese Maßnahme konnte die aufgebrachte Sensorlast sehr gleichmäßig auf die Meßfläche übertragen werden; Kanteneffekte an der quadratischen Meßflächenbegrenzung konnten abgemindert und Unebenheiten der Stempeloberfläche ausgeglichen sowie die empfindlichen Sensorfolie vor Eindruckstellen der Meßflächenbegrenzung geschützt werden. In Bild 3.10 ist die relativ gleichmäßige Kontaktflächen-Pressungsverteilung eines Sensors bei anliegender Kalibrierbelastung auf dem Bildschirm zu sehen.

Das Aufbringen der Kalibrierbelastung erfolgte mittels einer Handpumpe und eines Hydraulikzylinders. Beim verwendeten Sensor vom Typ 5051 mit einem Sättigungsdruck von  $50.000\text{ PSI}(347\text{ N/mm}^2)$  konnte bei einer Meßfläche von  $57 \times 57\text{ mm}$  bei  $700\text{ bar}$  Hydraulikdruck eine maximale Kalibrierpressung von  $308\text{ N/mm}^2$  erreicht werden. Die Kalibrierkurven wurden für jeden Sensor nach erfolgter Konditionierung, d.h. mehrmaliger Belastung von 0 auf  $200\text{ N/mm}^2$  aufgenommen und als Kalibrierdateien abgespeichert. Eine Umrechnung der Rohdaten in Pressungswerte konnte im Anschluß an die Messung mit Hilfe der Kalibrierdateien erfolgen.

### 3.2.2 Statische Belastung

Nach sorgfältiger Kontrolle der Meßverstärkereinstellungen sowie der Funktionsfähigkeit der DMS, Wegsensoren und des Drucksensors, dem Befüllen des Behälters mit Wasser und erfolgter Stabilisierung der Behältertemperatur, konnte die erste Belastung des Behälters erfolgen. Zu Beginn wurde die Druckprobe beim 1,3-fachen Betriebsdruck, d.h. bei einem Prüfdruck von  $65\text{ bar}$  durchgeführt. Der Druck wurde dabei stufenweise in  $10\text{ bar}$  Schritten auf den Endwert von  $65\text{ bar}$  erhöht. Nach Entlastung wurde ein Nullabgleich der DMS zum Zurücksetzen der bleibenden Dehnungswerte durchgeführt. Im Anschluß daran wurde mehrmals schrittweise von  $0\text{ bar}$  auf den Betriebsdruck von  $50\text{ bar}$  belastet. Die Aufzeichnung der DMS Meßwerte erfolgte hierbei jeweils nach Einstellung und Stabilisierung des Drucks bei jedem Belastungsschritt.

Nach dem Öffnen des Behälters waren an den Segmenten leichte linienförmige Eindruckstellen, am Segment deckelseitig am Deckelaußenradius und am Segment zargenseitig am Zargeninnenradius, erkennbar. Dies ist ein deutliches Zeichen für hohe Kontaktspannungen mit infolge auftretenden lokalen Plastifizierungsbereichen. Des weiteren waren an den Segmentenden leichte Eindruckstellen am Kontaktflächenbereich der Verschlußzarge zu erkennen.

Im Anschluß an die DMS-Messungen wurden die Flächenpressungsverteilungen der Deckel- und der Zargen-Kontaktfläche ermittelt, der Behälter wurde mit  $25\text{bar}$  und  $50\text{bar}$  belastet und die Pressungsverteilungen für die vier Sensoren nacheinander abgegriffen und aufgezeichnet.

Durch die erwähnte Möglichkeit der Echtzeit-Darstellung der Pressungsverteilung konnte man deutlich erkennen, daß sich die effektiv zur Lastübertragung genutzten Flächen bei einer Lasterhöhung kaum vergrößerten, lediglich der Betrag der vorliegenden Dreiecksbelastung erhöhte sich entsprechend. Ausschließlich im Bereich der Segmentenden stieg der genutzte Kontaktflächenbereich durch eine Auffächerung in Richtung der Segmentenden hin leicht an, d.h. die Kantenbereiche der Segmentenden wurden verstärkt zur Einleitung der Deckelkraft in die Verschlußzarge herangezogen. Bei der Analyse der Deckelverformung wurden die Sensoren jeweils an einem Radialschnitt ausgerichtet und die Belastung in mehreren Schritten auf den Betriebsdruck erhöht. Die Aufzeichnung der Verformungswerte erfolgte bei jeder Laststufe.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen können wie folgt zusammengefaßt werden:

- Die geometrisch vorhandenen und zur Kraftübertragung zur Verfügung stehenden Kontaktflächen zwischen den Segmenten und der Verschlußzarge sowie zwischen den Segmenten und dem Verschlußdeckel können, infolge einer der vorliegenden Scherbelastung ausweichenden Kippbewegung der Segmente, nur zu einem Bruchteil zur Kraftübertragung genutzt werden. Von der zur Verfügung stehenden nominellen Deckelkontaktfläche trägt nur ca. 6,5% und von der Zargenkontaktfläche nur 14,5% effektiv zur Lastübertragung bei. Die Kontaktflächen weisen in radialer Richtung eine mittlere tragende Breite von  $2,5\text{mm}$  auf, welche sich in Richtung der Segmentenden auf 4 bis  $5\text{mm}$  erweitern.
- Aufgrund des kleinen Übergangsradius im Kerbgrund der Zarge tritt hier eine erhebliche Spannungsüberhöhung infolge Kerbwirkung auf.
- Wegen einer Verlagerung der Kontaktflächenbelastung der Zargenkontaktflächen entsprechend der Kontaktflächenauffächerung in Richtung der Segmentenden hin, treten entsprechend am Segmentabschluß die größten Spannungsüberhöhungen in der Zargenkerbe auf. Diese sind mit ihrem Maximalwert für die Verschlußlebensdauer maßgeblich.

- In sehr hoch beanspruchten Kontaktflächenbereichen wird der Bereich elastischen Materialverhaltens überschritten; lokale Plastifizierungszonen sind die Folge.
- Die Eindruckstellen an den Segmenten infolge plastischem Materialverhalten können bei statischer Beanspruchung im schlimmsten Fall zum Klemmen des Verschlusses führen und sollten im Zuge der Verschußoptimierung vermieden werden. Die Auswirkungen des hier vorliegenden konzentrierten Belastungszustands lokaler Kontaktflächenbereiche auf den Verschleiß der Kontaktflächen bei zyklischer Beanspruchung des Verschlusses sind Kapitel 9 zu entnehmen
- Die nahezu linienförmigen Krafteinleitungsbereiche vom Deckel in die Segmente und in die Verschußzarge resultieren aus einer Kippbewegung der Segmente. In ihren Segmentinnenbereichen sind die Segmente vollständig vom Deckel abgehoben. Die Segmentneigung nimmt bei einer Laststeigerung stetig zu, bei einer Belastungsabnahme ist ein deutlicher Hystereseeffekt aufgrund des Reibungseinflusses auf die relative Bewegung der Verschußkomponenten zueinander zu erkennen (Bild 9.5 ). Die Segmentneigung bleibt bis kurz vor der vollständigen Druckentlastung annähernd konstant, und geht dann sehr schnell auf ihren Ausgangswert zurück.
- Nach mehrmaligem Be- und Entlasten des Verschlusses konnte das Lösen einiger Lagerbolzen beobachtet werden. Dies ist ein deutlicher Hinweis darauf, daß bei der Segmentkipfung hohe Reaktionskräfte infolge Formschluß auf die Segmentlagerung übertragen werden. Das beginnende Anliegen der Segmente am Lagerbolzen, infolge der Überwindung des Lagerspiels bei Steigerung der Verschußbelastung, ist in Bild 9.5 sehr gut am Haltepunkt des Segmentneigungsverlaufs bei einem Druck von ca. 20bar zu erkennen. Daher sollte bei einer herkömmlichen Verschußkonstruktion mit konstruktionsbedingt mehr oder weniger stark ausgeprägtem Segmentkipverhalten besonders auf die Anbringung einer Sicherung der Lagerbolzen als auch auf eine ausreichende Dimensionierung der Segmentlagerung geachtet werden.

### 3.2.3 Vergleich der Meßergebnisse mit den Ergebnissen der FE-Berechnung

Im folgenden werden die Meßwerte zusammen mit den Rechenwerten aus der FE-Rechnung in Diagrammform für eine Meßstellenauswahl gegenübergestellt.

- **Verschußzarge**

In Analogie zur auftretenden maximalen Hauptspannung am Ort der höchsten Zargenkerbbeanspruchung, ist in Bild 3.14 die maximal auftretende axiale Dehnung des Zargenkerbbereichs über den Umfangswinkel dargestellt. Gut zu sehen sind die Maxima des Dehnungsverlaufs am abgeschrägten Segmentende (Fangvorrichtungsbereich) sowie am radial verlaufenden Segmentabschluß. Infolge der

relativ groben Netzaufteilung der Verschlußzarge in Umfangsrichtung, wird die Lage der Maxima bei den errechneten Verläufen nicht genau wiedergegeben.

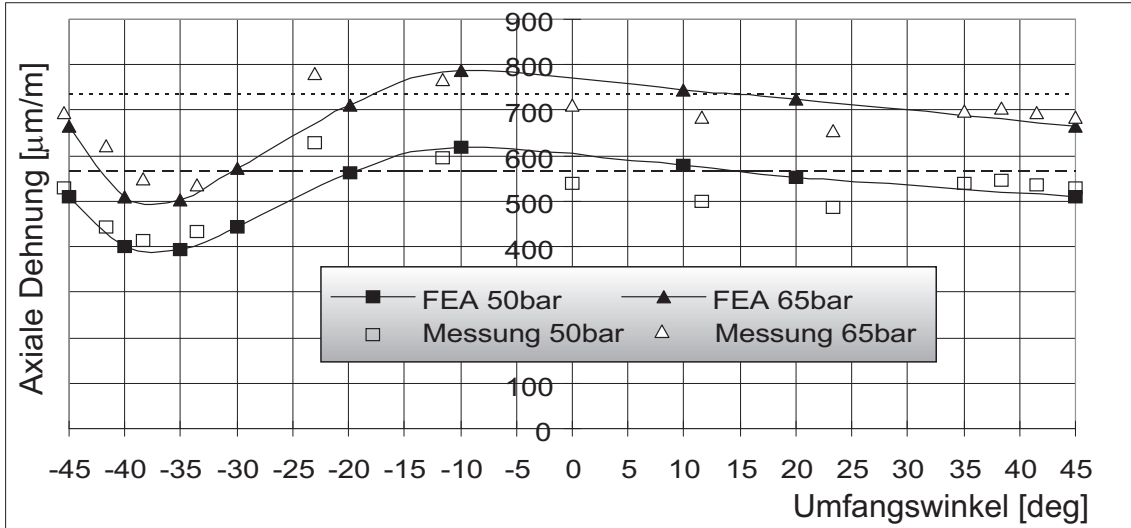


Bild 3.14: Max. Axialdehnung im Kerbbereich der Verschlußzarge

- **Segmente**

In Bild 3.15 ist die tangentielle Segmentdehnung der Segmentoberseite bei  $R = 225\text{mm}$  über den Umfangswinkel dargestellt. Gut zu sehen ist hierbei die unsymmetrische Segmentbelastung infolge der zargenseitigen Ausfräsung der Segmentkontaktfläche für die Fangvorrichtung.

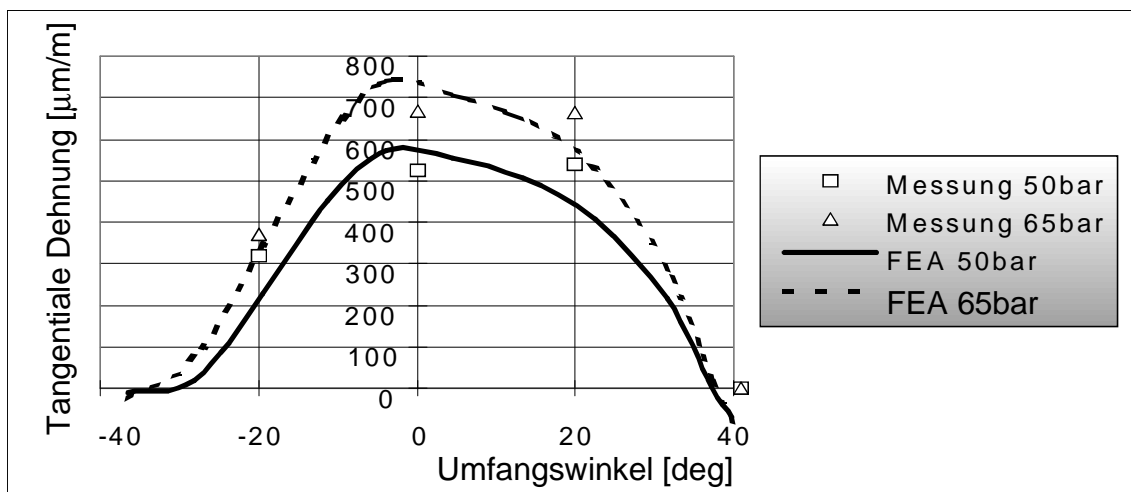


Bild 3.15: Tangentiale Segmentdehnung

- **Verschlußdeckel**

Die Belastung des Verschlußdeckels kann den Verläufen der radialen und tangentialen Dehnung der Deckeloberseite entnommen werden. In Bild 3.16 und 3.17

sind die entsprechenden Verläufe bei  $R = 150\text{mm}$  über den Umfangswinkel dargestellt. Da die Deckelkontaktfläche im Gegensatz zur Zargenkontaktfläche symmetrisch ausgebildet ist, wird der Deckel nahezu symmetrisch belastet. Durch den Einfluß der Segmentzwischenräume weist die tangentielle Dehnung im Segmentspaltbereich ein leichtes Maximum sowie die radiale Dehnung ein leichtes Minimum in Umfangsrichtung auf.

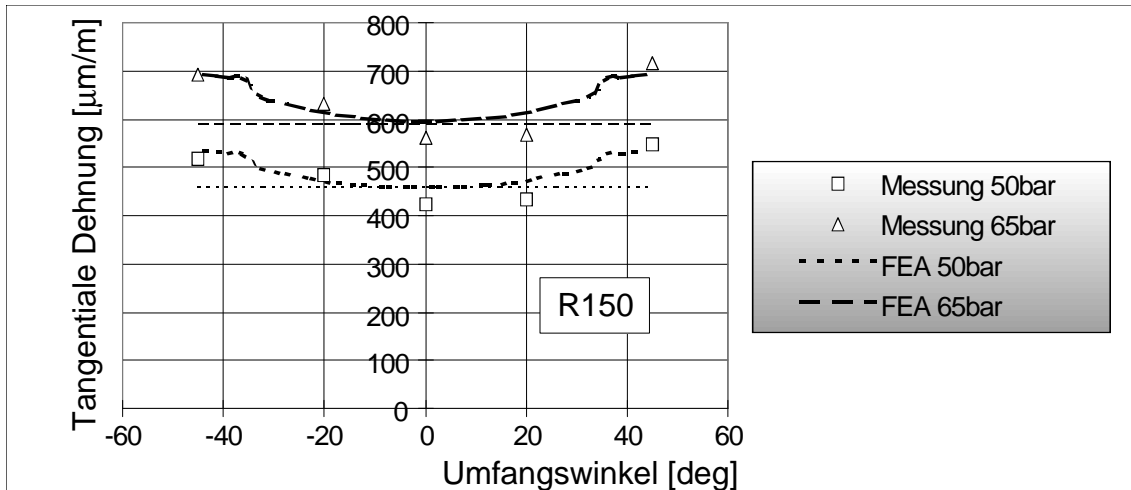


Bild 3.16: Tangentiale Deckeldehnung

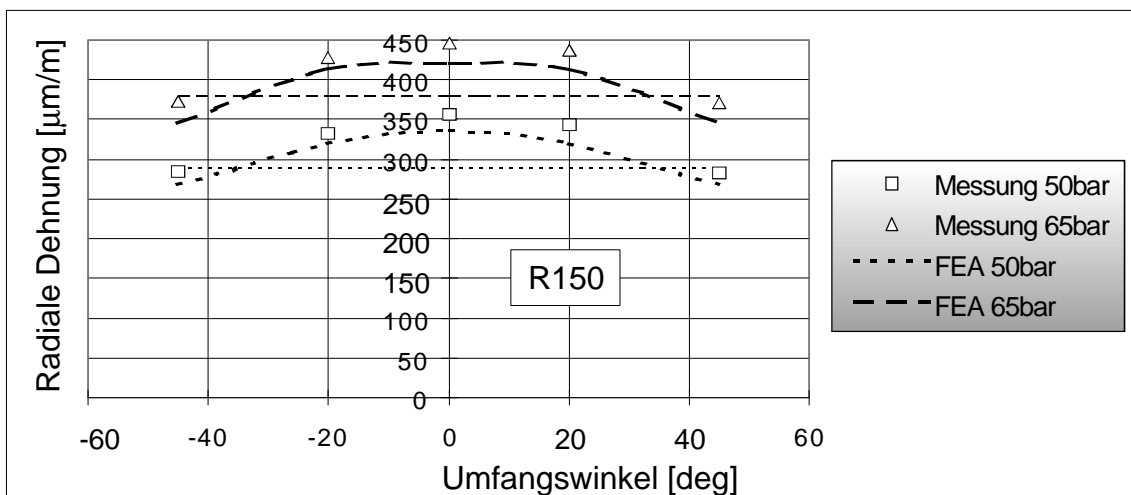


Bild 3.17: Radiale Deckeldehnung

Die sich einstellende Deckelverformung ist in Bild 3.18 für einen Radialschnitt in Segmentmitte bei Betriebsdruck dargestellt. Die Ungleichförmigkeit der Deckelverformung in Umfangsrichtung konnte mit der eingesetzten Meßtechnik nicht erfaßt werden, da sie im Bereich der Meßgenauigkeit der induktiven Wegtaster lag.

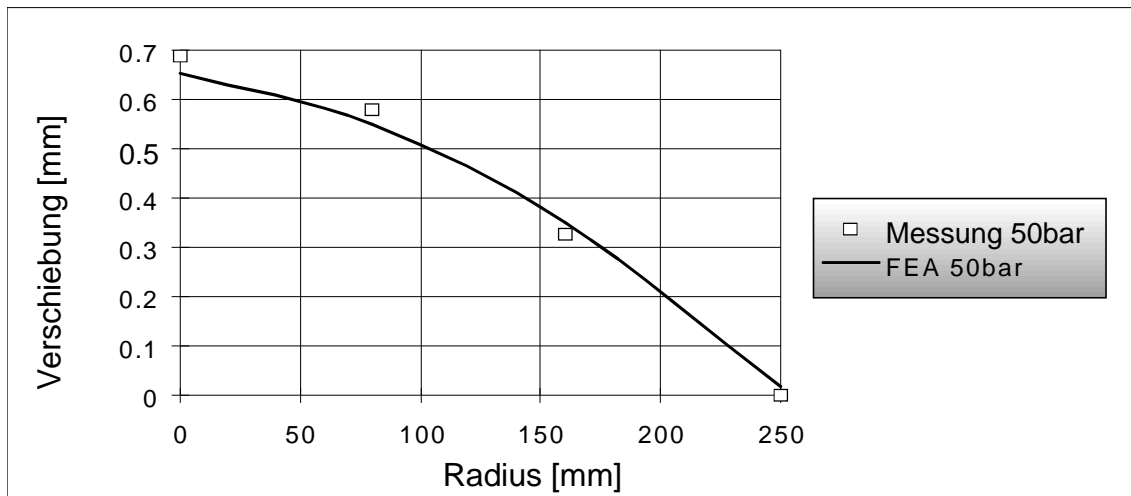


Bild 3.18: Deckelverformung

Eine gute quantitative Übereinstimmung der Meßwerte mit den FE-Rechenwerten liegt vor. Die Verifizierung des FE-Modelles mittels der durchgeführten experimentellen Analysen an einem herkömmlichen Segmentverschluß ist somit gelungen.

#### 3.2.4 Neue Erkenntnisse aus den experimentellen und rechnerischen Untersuchungen

Die Segmente kippen infolge der auf sie einwirkenden Scherbelastung an ihrem Innenrand nach oben; zusätzlich stellt sich eine konvexe Verwölbung der Segmentoberseite ein. Infolgedessen trägt nur ein Bruchteil der nominellen Kontaktflächen und zwar am Innenrand der zargenseitigen und am Außenrand der deckelseitigen Kontaktflächen. Durch die nach der gängigen Auslegungsmethode überdimensionierten Zargenwand, verformt sich die Zarge im Bereich der Kontaktflächen geringer als der Verschlußdeckel; ein unangepaßtes Verformungsverhalten liegt vor. Durch geeignete konstruktive Maßnahmen können die oben aufgeführten Effekte - wie später aufgezeigt wird - abgemindert oder beseitigt werden.

#### 3.2.5 Zyklische Belastung

Im Anschluß an die statischen Untersuchungen wurde der Verschluß einer zyklischen Druckschwellbelastung ausgesetzt, um die Auswirkungen der lokal hochbeanspruchten Kontaktflächen-Bereiche auf deren Verschleißverhalten zu erforschen.

An dieser Stelle wird auf das entsprechende Kapitel 9 mit den Verschleißuntersuchungen verwiesen.

## 4 Entwicklung einer Optimierungsstrategie

### 4.1 Definition eines Optimierungsziels

Anhand der durchgeführten rechnerischen und experimentellen Analyse wurden die Schwachstellen eines nach der gängigen Auslegungspraxis gebauten Segmentverschlusses aufgezeigt. Wie sich bei der Analyse des Segmentverschlusses mit schwenkbar gelagerten Segmenten mit integrierter Fangvorrichtung herausstellte, entstehen am Segmentende der Fangvorrichtung infolge der funktionsbedingt erforderlichen sich verjüngenden Gestaltung des Segmentabschlusses deutlich größere Spannungsüberhöhungen im Zargenkerbbereich als am gegenüberliegenden Segmentende mit radial verlaufendem Segmentabschluß. Daher ist einer Segmentausführung mit radial ausgeführtem Segmentabschluß der Vorzug zu geben. Solch eine Ausführung mit radialem Segmentabschluß wird daher im folgenden einer optimierten Verschlußausführung zugrundegelegt.

Die Anforderungen, welche an einen optimalen Verschluß zu stellen sind, können hieraus als Optimierungsziele wie folgt zusammengefaßt werden:

1. **Kontaktflächenoptimierung:**

Erzielung eines gleichmäßigen Tragverhaltens der **gesamten**, geometrisch gegebenen Kontaktflächenpaare der Deckel- und Zargenkontaktflächen durch die Vermeidung einer Segmentkippbewegung als Reaktion auf den sich einstellenden Belastungszustand.

2. **Spannungsoptimierung:**

Reduktion der Zargenbeanspruchung des hochbeanspruchten Zargenwandübergangsbereichs.

3. **Verformungsoptimierung:**

Ermöglichung einer gleichmäßigen Lastübertragung über die Kontaktflächenpaare durch ein angepaßtes Verformungsverhalten des Verschlußdeckels, den Segmenten und der Verschlußzarge zueinander.

Die gesamte Optimierungsstrategie mit den Abhängigkeiten der Einzeloptimierungspunkte zueinander ist in Bild 4.19 dargestellt. Auf die einzelnen Optimierungspunkte wird im folgenden näher eingegangen.

Bei Bezugnahme auf geometrische Verschlußgrößen sei an dieser Stelle auf die Bilder 7.2 und 7.3 sowie die zugehörige Bezeichnungsaufflistung verwiesen, in welchen alle Verschlußabmessungen zur vollständigen Beschreibung eines Segmentverschlusses enthalten sind.

Wird bei den Ausführungen zu den einzelnen Optimierungspunkten auf die entsprechenden analytischen Berechnungsmodelle der Verschlußkomponenten Bezug genommen, wird an dieser Stelle zum Verständnis vorausgreifend auf das Kapitel 5 verwiesen.



## 4.2 Grundlegende Betrachtungen am Segmentverschluß

### 4.2.1 Analyse der Segmentbelastung

Zum Verständnis der Segmentbelastung, wie sie bei einem herkömmlichen Segmentverschluß vorliegt, ist in Bild 4.1 ein Segment in Draufsicht dargestellt. Die innere

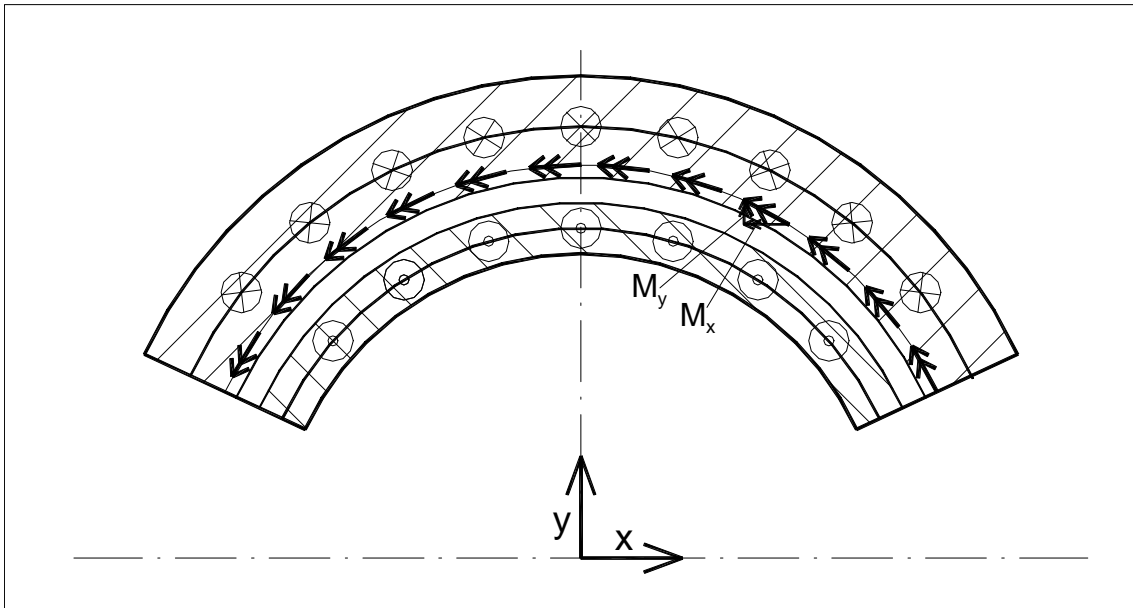


Bild 4.1: Draufsicht eines Segments unter idealer Belastung

Deckelkontaktfläche zwischen dem Verschlußdeckel und dem Segment sowie die außenliegende Zargenkontaktfläche zwischen dem Segment und der Verschlußzarge sind schraffiert dargestellt. Die Deckelkraft kann ausschließlich mittels Normalkräften und tangential angreifenden Reibkräften in die Verschlußzarge eingeleitet werden. Die Reibungskräfte werden im folgenden vernachlässigt, da sie insbesondere bei sachgemäßer Schmierung des Verschlusses kaum merklichen Einfluß auf die sich einstellende Beanspruchung des Verschlusses haben. Normalkräfte der Deckel- und Zargenkontaktfläche sind jeweils in der Mitte der Kontaktflächen unter Zugrundelegung einer gleichmäßigen Pressungsbelastung dargestellt. Damit sich das Segment im statischen Gleichgewicht befindet, müssen die folgenden Gleichgewichtsbedingungen erfüllt sein:

**Kräftegleichgewicht:**

$$\sum F_x = \sum F_y = 0$$

Diese Bedingung ist immer erfüllt, da definitionsgemäß keine Kraftkomponente in x und y-Richtung wirkt.

$$\sum F_z = 0$$

Das Kräftegleichgewicht in z-Richtung ist erfüllt, wenn  $p_{kd} A_{kd} = p_{kz} A_{kz}$  gilt.

**Momentengleichgewicht:**

$$\sum M_x = 0$$

Die aus dem radialen Versatz der Kontaktflächen resultierende Momentenkomponente  $M_x$  versucht durch Kippen des Segments der angreifenden Belastung auszuweichen. Das Momentengleichgewicht in x-Richtung kann bei der vorliegenden gleichmäßigen Kontaktflächenbelastung nicht eingehalten werden. Bei Segmentverschlüssen mit der obigen Kontaktflächengeometrie kann sich deshalb niemals ein idealverteilte, gleichmäßige Flächenpressungsverteilung ausbilden. Vielmehr weicht das Segment kippend der ausgeprägten Scherbelastung aus, bis sich durch Umlagerung der zur Kraftübertragung genutzten Kraftangriffsflächen eine Gleichgewichtslage einstellt. Der Verformungszustand des Segments hängt zum einen von der sich einstellenden Pressungsverteilung der Deckelkontaktfläche, sowie der gegenüberliegenden Zargenkontaktfläche ab. Verformungs- und Pressungszustand unterliegen somit einer direkten Kopplung.

$$\sum M_y = 0$$

Der Torsionsanteil in y Richtung verursacht eine Verwölbung des Segments. Die resultierenden Momente beider Segmenthälften heben sich aus Symmetriegründen gegenseitig auf, d.h. das geforderte Momentengleichgewicht ist hier erfüllt.

$$\sum M_z = 0$$

Dies ist immer erfüllt, da keine Momentenkomponente in z-Richtung wirkt.

Zusammenfassend resultiert aus der obigen grundlegenden Betrachtung, daß ein geforderter idealer Belastungszustand der lastübertragenden Kontaktflächen mit herkömmlichen Segmentverschlüssen konstruktionsbedingt nicht erreicht werden kann. Je nach geometrischer Bauausführung der Verschlußkomponenten tritt ein mehr oder weniger stark ausgeprägtes Segmentkipverhalten mit entsprechender Abweichung der Kontaktflächenpressungen von einer gleichmäßigen Idealverteilung auf.

**4.3 Kontaktflächenoptimierung**

Die Traganteile der Deckel- und Zargenkontaktflächen können am Segmentverschluß definiert werden als das Verhältnis der zur Kraftübertragung bereitgestellten und effektiv genutzten Kontaktflächen der Segmente zu den entsprechenden maximal möglichen Gegenkontaktflächen des Verschlußdeckels bzw. der Verschlußzarge, welche am Segmentverschluß Kreisringflächen entsprechen.

Wie die am herkömmlichen Versuchsbehälter durchgeführten Untersuchungen zeigten, ist das Vorliegen eines relativ hohen geometrischen Traganteils beim Segmentverschluß nicht gleichzusetzen mit den sich real einstellenden effektiven Traganteilen der Deckel- bzw. Zargenkontaktflächen bzw. der Gleichmäßigkeit der sich ausbildenden Pressungsverteilungen.

Bei ungünstiger Verschlußgeometrie können, trotz des Vorliegens eines geometrischen Traganteils von über 90%, durch die einsetzende Segmentkipfung als Reaktion auf die Segmentbelastung, große Bereiche der Deckel- und Zargenkontaktflächen vollständig entlastet werden und stehen dann nicht mehr für die Lastübertragung zur Verfügung. Die gesamte Deckelkraft wird nun auf einem um ein Vielfaches kleinerem, entsprechend höherer Belastung unterliegendem Bereich übertragen. Da bei der Auslegung des Verschlusses gleichmäßiges Tragverhalten vorausgesetzt wird, werden infolgedessen am realen Verschluß die maximal zulässigen Spannungen in den Kontaktflächenbereichen überschritten.

Dieser Effekt kann durch die in Kapitel 4.3.4 gezeigte Gestaltung der Segmentkontaktflächen vermieden werden. Sie ermöglicht ein vollständiges Tragverhalten der Kontaktflächenpaare der Deckel- und Zargenkontaktflächen durch die konstruktive Gestaltung ihrer relativen Anordnung zueinander; eine Segmentkipfung kann wirkungsvoll verhindert werden.

Die Vorgehensweise zur Ermittlung einer optimal gestalteten Kontaktflächengeometrie, ausgehend von den gegebenen Ausgangsdaten des Druckbehälter-Betreibers, wird im folgenden Schritt für Schritt aufgeführt. Die drei maßgeblichen Eingabegrößen sind zum einen der Betriebsdruck  $p_B$ , der Innendurchmesser des Behälters  $D_i$  und der Werkstoffkennwert der verwendeten Verschlußkomponenten bei Betriebstemperatur  $K_\vartheta$ .

#### 4.3.1 Grundlagen der Kontaktflächenbelastung

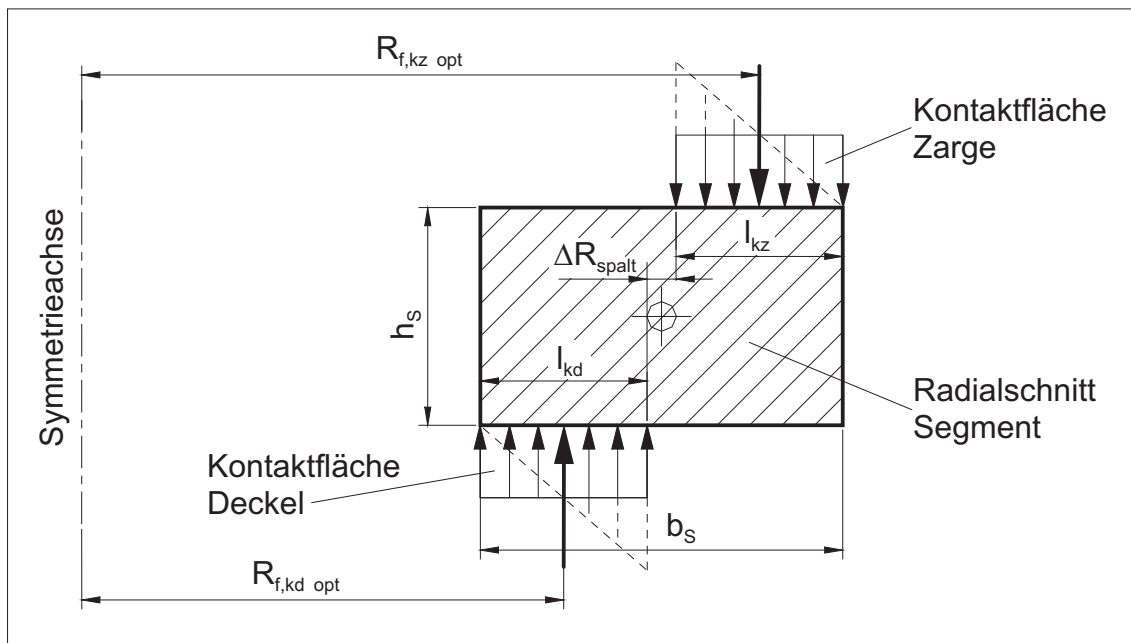


Bild 4.2: Optimale Pressungsverteilung am Segment

Die gewünschte optimale Kontaktflächen-Belastung ist in Bild 4.2 anhand eines Radialschnitts durch ein Segment dargestellt. Das Segment ist hier mit der gewünschten

gleichmäßigen Pressungsverteilung  $p_{kd}$  der Deckel- bzw.  $p_{kz}$  der Zargenkontaktfläche belastet. Die Resultierenden der Pressungsverteilungen greifen entsprechend ihrem rechteckförmigen Verlauf in der Mitte der Kontaktflächenbreiten  $l_{kd}$  bzw.  $l_{kz}$  am Radius  $R_{f,kd opt}$  bzw.  $R_{f,kz opt}$  an. Zusätzlich ist noch der Grenzzustand, bei welchem die Kontaktflächen gerade noch vollständig ausgenutzt werden, in gestrichelter Darstellung eingezeichnet.

Die Abweichung der real auftretenden Pressungsverteilung  $p$  von solch einer optimalen gleichmäßigen Pressungsverteilung  $\bar{p}$  in radialer Kontaktflächenerstreckungsrichtung, kann mit dem Wert  $abwp$  entsprechend Bild 4.3 charakterisiert werden. Der resultierende Kraftvektor greift hier jeweils im Punkt  $SP$ , d.h. im Schwerpunkt der gezeigten radialen Flächenpressungsverteilungen, an.

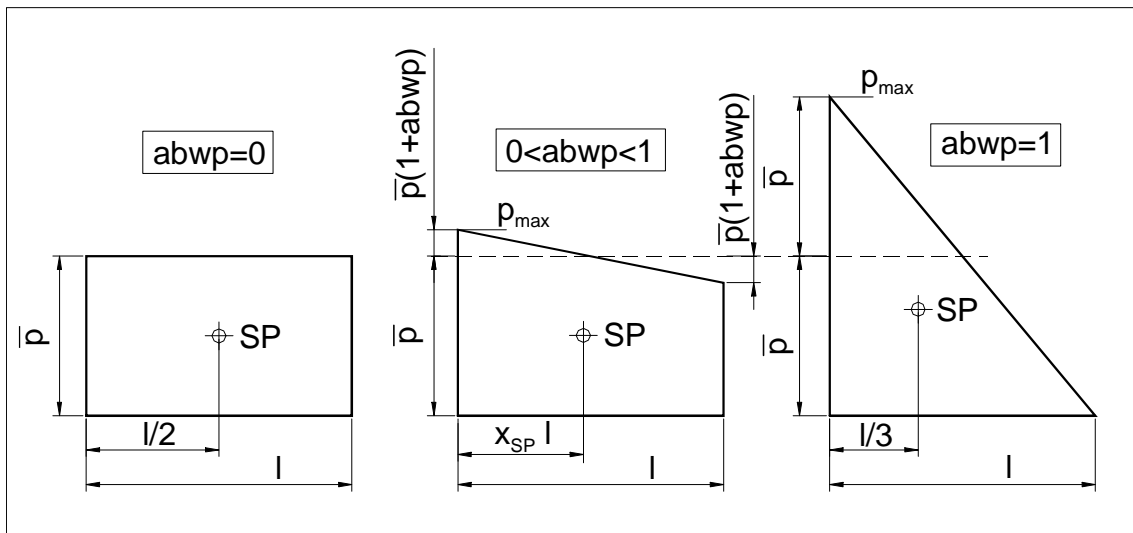


Bild 4.3: Abweichung von der optimalen Pressungsverteilung

Beim Vorliegen einer optimalen Pressungsverteilung besitzt  $abwp$  den Wert 0, bei Dreiecksbelastung als Grenzbelastung für eine vollständige Ausnutzung der gegebenen geometrischen Kontaktflächen den Wert 1, wobei sich gemäß Bild 4.3 die mittlere Kontaktflächenpressung  $\bar{p}$  als die Hälfte der maximal auftretenden Flächenpressung  $p_{max}$  ergibt.

$$abwp := \frac{p_{max}}{\bar{p}} - 1 \quad (4.22)$$

### 4.3.2 Dichtungsbauarten

Je nach Höhe des Betriebsdrucks kommen bei Behälterverschlüssen verschiedene Dichtungssysteme zur Abdichtung des Behälterinnenraums gegenüber dem Verschlußdeckel bzw. der Umgebung zum Einsatz. Stellvertretend für eine Nieder- und Hochdruckausführung ist in Bild 4.4 je eine ausgeführte Konstruktion als Dichtungsdetail gezeigt.

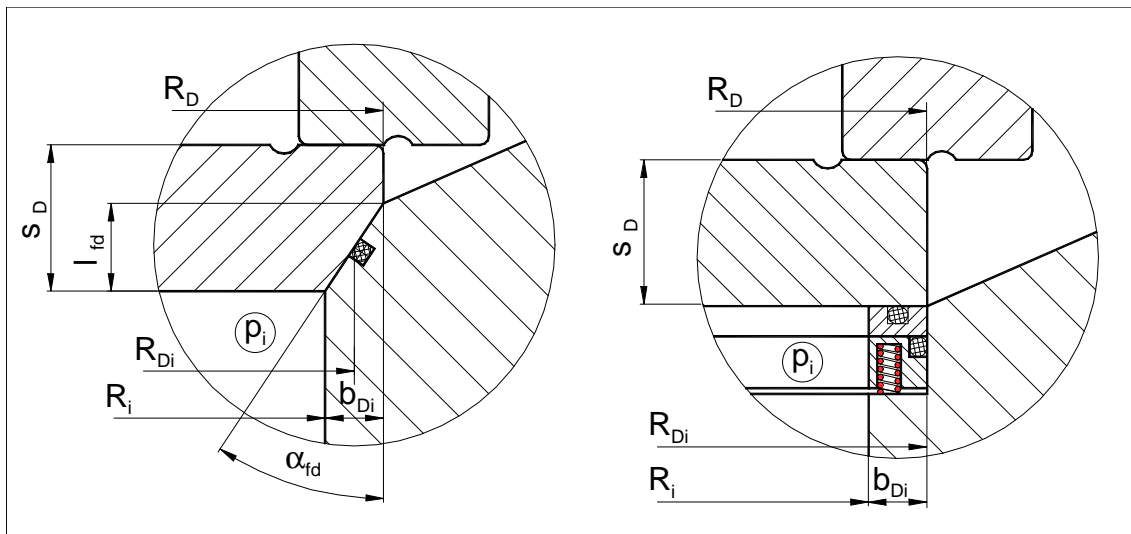


Bild 4.4: Bauarten Nieder- und Hochdruckdichtungssysteme

Auf der linken Seite ist stellvertretend für den Niederdruckbereich eine Deckeldichtung mit konischem, selbstzentrierendem Dichtsitz dargestellt. Als Dichtung kommt ein preiswerter O-Ring mit entsprechender Medienbeständigkeit zum Einsatz.

Auf der rechten Seite ist ein Hochdruckdichtungssystem dargestellt. Das System besteht aus dem Dichtungsträger mit 2 Dichtungen, welche einerseits zwischen dem Dichtungsträger und dem Verschlussdeckel und andererseits zwischen dem Dichtungsträger und dem Behälter angeordnet sind. Als Dichtung kann hier ebenfalls als preiswerteste Variante ein O-Ring oder ein federbelastetes Dichtelement zum Einsatz kommen. Der Dichtungsträger ist axial verschiebbar und wird bei Druckaufgabe gegen den Verschlussdeckel gepreßt. Ein axialer Spalt zwischen Dichtungsträger und Verschlussdeckel wird so vermieden; die Gefahr des Herausdrückens der Dichtung aus dem hier nicht vorhandenen Dichtspalt besteht nicht. Der Deckel wird bei dieser Bauart bis auf Höhe der äußeren Dichtung mit Druck beaufschlagt.

Unter Bezugnahme auf Bild 4.4 berechnet sich somit der minimale Außenradius des Verschlussdeckels zu:

$$R_D = R_i + b_{Di} \quad (4.23)$$

Dieser kann, falls es konstruktive Gesichtspunkte erfordern, auch größer gewählt werden.

Anhaltswerte für die erforderlichen Dichtungspaketbreiten wurden anhand in der Praxis ausgeführter Dichtungssysteme wie folgt ermittelt:

$$b_{Di} \approx 10 \text{ mm} \quad \text{für} \quad p_i \leq 100 \text{ bar} \quad \text{Niederdruck-Dichtsystem} \quad (4.24)$$

$$b_{Di} \approx 35 \text{ mm} \quad \text{für} \quad p_i > 100 \text{ bar} \quad \text{Hochdruck-Dichtsystem} \quad (4.25)$$

Der wirksame Dichtungsradius zur Bestimmung der Deckelbelastung beträgt

$$R_{Di} = R_i + \frac{b_{Di}}{2} \quad \text{Niederdruck-Dichtsystem} \quad (4.26)$$

$$R_{Di} = R_i + b_{Di} \quad \text{Hochdruck-Dichtsystem} \quad (4.27)$$

Die Deckelkraft bei Betriebsdruck errechnet sich somit zu

$$F_B = p_B R_{Di}^2 \pi \quad (4.28)$$

#### Bestimmung der Geometriegrößen der Zargenkontaktfläche

Die Auslegung der Zargenkontaktfläche erfolgt unter Einhaltung der zulässigen Flächenpressung der Kontaktpaarung Segment/Zarge zu

$$p_{kz} = \frac{F_B}{(R_{kz,a}^2 - R_{kz,i}^2) \pi \psi_{kz}} \leq \frac{\text{Min}\{K_{\vartheta,S}, K_{\vartheta,Z}\}}{1,2} = \frac{K_{\vartheta,kz}}{1,2} \quad (4.29)$$

mit dem Traganteil der Zargenkontaktfläche

$$\psi_{kz} = \frac{n_S \Omega_{kz}}{360^\circ} \quad (4.30)$$

und dem Innenradius sowie dem Außenradius der Zargenkontaktfläche zu

$$R_{kz,i} = R_D + \Delta R_{spalt} + r_{ko} \quad (4.31)$$

$$R_{kz,a} = R_{S,a} - r_{ko} \quad (4.32)$$

Das radiale Spaltmaß  $\Delta R_{spalt}$  ist erforderlich um ein freigängiges Absenken des Deckels in den Zargenkopf ohne Verkanten bzw. Verklebmen zu gewährleisten. Als minimal erforderliches Spaltmaß für einen Deckeldurchmesser von ca. 500mm erscheint ein Spaltmaß von

$$\Delta R_{spalt} = 2 \text{ mm} \quad (4.33)$$

sinnvoll und hat sich in der Praxis bewährt. Für kleinere Deckeldurchmesser kann hiervon falls erforderlich in Richtung geringerem radialem Spalt abgewichen werden.

Für den Kontaktflächenrundungsradius  $r_{ko}$  kann als sinnvoller Wert

$$r_{ko} = 1 \text{ mm} \quad (4.34)$$

gewählt werden.

### 4.3.3 Maximierung des Traganteils

Um ein freigängiges Öffnen und Schließen des Verschlusses sicherzustellen, kann der Segmentaußenradius  $R_{S,a}$  sowie der Segmentwinkel  $\Omega_{kz}$  nur in bestimmten Grenzen ausgeführt werden. Für einen Segmentverschluß mit radial verschiebbaren Segmenten kann der maximal mögliche Segmentwinkel unter Bezugnahme auf Bild 4.5 ermittelt werden.

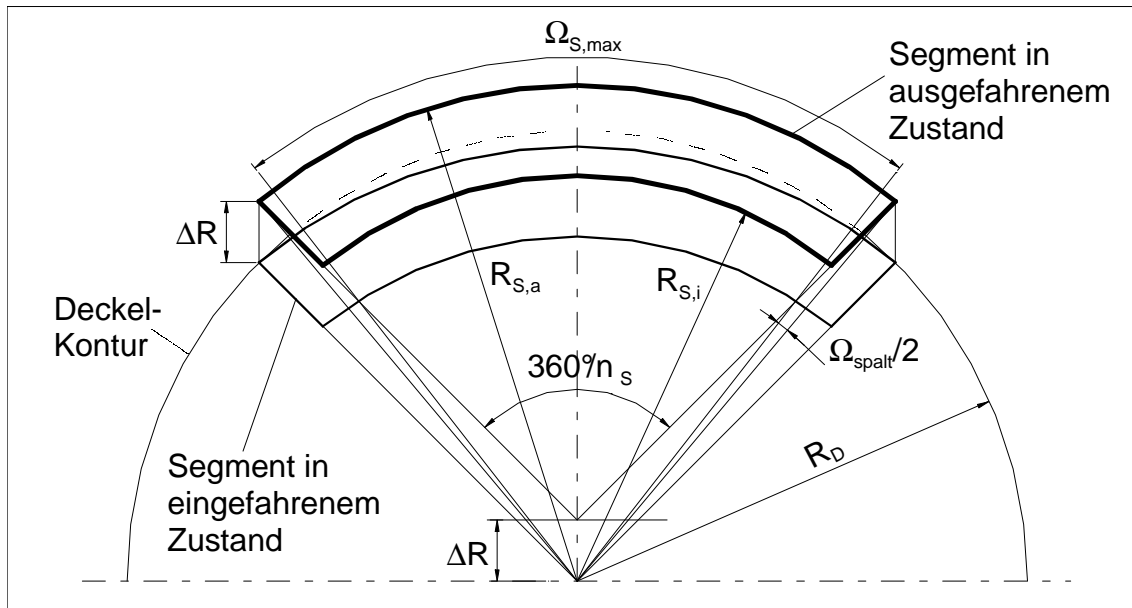


Bild 4.5: Verschlußfunktion

Dargestellt ist hier das Segment in ausgefahrenem Zustand in Stellung GESCHLOSSEN sowie in eingefahrenem Zustand in Stellung GEÖFFNET. Die Funktionsrandbedingung kann nun wie folgt definiert werden:

- Das Einfahren der Segmente mit dem Außenradius  $R_{S,a}$  um den radialen Verfahrweg  $\Delta R$  muß soweit möglich sein, daß sich die Segmentaußenkontur innerhalb der Deckelkontur befindet und nicht darüber hinausragt.
- Konstruktiv bedingte Fertigungstoleranzen der Segmente, des Deckels sowie des Betätigungsmechanismus erfordern einen Spaltwinkel  $\Omega_{spalt}$  zwischen zwei benachbarten Segmenten in Stellung GEÖFFNET (s.a. Bild 7.3).

In Abhängigkeit vom Spaltwinkel, dem Deckelaußenradius sowie der Segmentanzahl ergibt der maximal mögliche Segmentwinkel zu:

$$\Omega_{S,max} = \frac{360^\circ}{\pi} \arcsin\left(\frac{R_D}{R_{S,a}} \sin\left(\pi \left(1 - \frac{1}{n_S}\right)\right)\right) - \Omega_{spalt} \approx \Omega_{kz} \quad (4.35)$$

Der erforderliche minimale Verfahrweg zum Öffnen und Schließen der Segmente beträgt

$$\Delta R_{min} = R_D \cos\left(\pi \left(1 - \frac{1}{n_S}\right)\right) + \sqrt{\left(R_D \cos\left(\pi \left(1 - \frac{1}{n_S}\right)\right)\right)^2 - (R_D^2 - R_{S,a}^2)} \quad (4.36)$$

Als sinnvoller Vorgabewert für den erforderlichen minimalen Segmentspaltwinkel kann dieser zu

$$\Omega_{spalt} = 1^\circ \quad (4.37)$$

gewählt werden.

#### 4.3.4 Druckpunktoptimierung

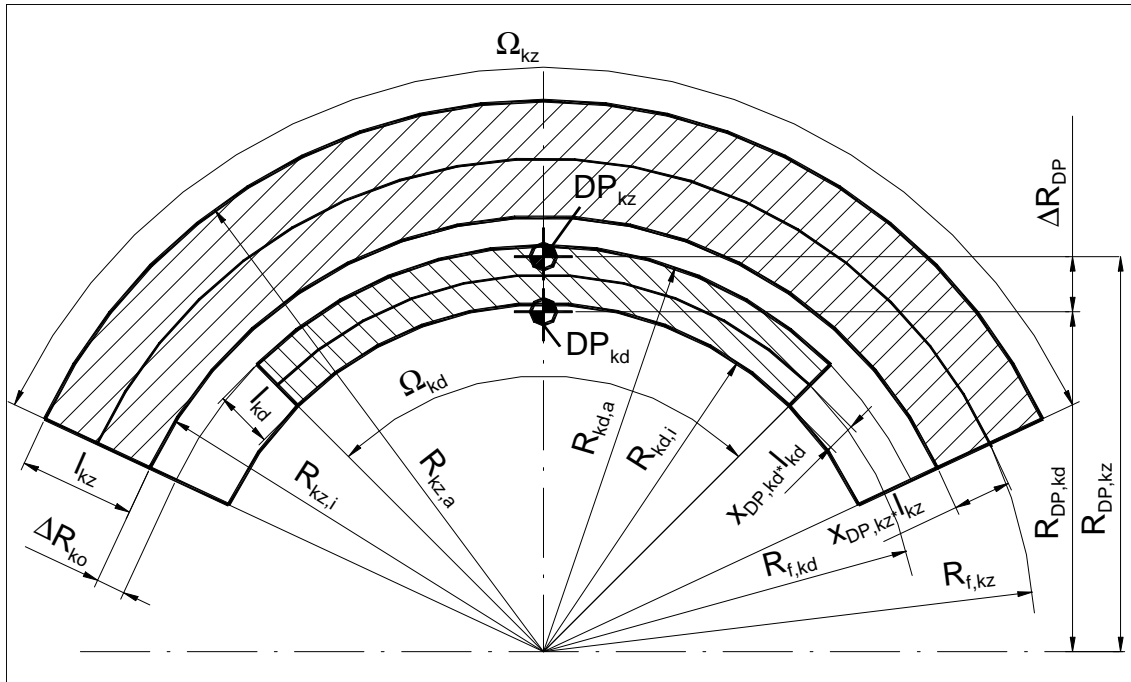


Bild 4.6: Optimierung der Kontaktflächengeometrie am Segment

In Bild 4.6 sind die maßgeblichen Größen eines Segments mit den zugehörigen Deckel- und Zargenkontaktflächen für die zu optimierende Kontaktflächengeometrie dargestellt. Das Optimierungsziel besteht darin, die Flächenschwerpunkte beider Kontaktflächenpaare, d.h. die Resultierenden der belasteten Kontaktflächen (Druckpunkte DP) in Deckung zu bringen, um ein globales Kippmoment auf das Segment zu vermeiden. Dieses Optimierungsziel wird im folgenden mit dem Begriff der *Druckpunktoptimierung* beschrieben. Es läßt sich bei gegebenen Geometrie Größen der Zargenkontaktfläche durch Verringerung des Kontaktflächenwinkels der Deckelkontaktfläche  $\Omega_{kd}$  in Kombination mit entsprechender Gestaltung der Kontaktflächenbreite der Deckelkontaktfläche  $l_{kd}$  erreichen. Die Bestimmung solch einer druckpunktoptimierten



Kontaktflächengeometrie der Segmente wird im folgenden detailliert aufgeführt.

### Bestimmung der Geometriegrößen der Deckelkontaktfläche

Der wirksame Kraftangriffsradius  $R_{f,kd}$  der Deckelkontaktfläche ergibt sich zu

$$R_{f,kd} = R_{kd,i} + x_{DP,kd} l_{kd} \quad (4.38)$$

mit

$$x_{DP,kd} = \frac{1}{6} (3 + abwp) \quad (4.39)$$

Die relative Lage des Kraftangriffspunkts der Deckelkontaktfläche  $x_{DP,kd}$  kann sich somit bei vollständiger Ausnutzung der Kontaktflächen im Bereich  $0,5 < x_{DP,kd} < 0,66$  bewegen.

Der wirksame Kraftangriffsradius  $R_{f,kz}$  der Zargenkontaktfläche ergibt sich analog zu

$$R_{f,kz} = R_{kz,i} + x_{DP,kz} l_{kz} \quad (4.40)$$

mit

$$x_{DP,kz} = \frac{1}{6} (3 - abwp) \quad (4.41)$$

Die relative Lage des Kraftangriffspunkts der Deckelkontaktfläche  $x_{DP,kz}$  kann sich entsprechend bei vollständiger Ausnutzung der Kontaktflächen im Bereich  $0,33 < x_{DP,kz} < 0,5$  bewegen.

Die Druckpunktlagen der Deckel- und Zargenkontaktfläche ergeben sich mit den Halbwinkeln der Kontaktflächen

$$\alpha_{kd} = \frac{\Omega_{kd} \pi}{360^\circ} \quad (4.42)$$

und

$$\alpha_{kz} = \frac{\Omega_{kz} \pi}{360^\circ} \quad (4.43)$$

zu

$$R_{DP,kd} = \frac{R_{f,kd} \sin \alpha_{kd}}{\alpha_{kd}} \quad (4.44)$$

und

$$R_{DP,kz} = \frac{R_{f,kz} \sin \alpha_{kz}}{\alpha_{kz}} \quad (4.45)$$

Das Optimierungsziel der Druckpunktoptimierung lautet hiermit

$$\Delta R_{DP} := R_{DP,kz} - R_{DP,kd} = 0 \quad (4.46)$$

Zusätzlich darf bei der Gestaltung der Deckelkontaktfläche die maximal zulässige Flächenpressung der Kontaktpaarung Segment/Deckel nicht überschritten werden. Diese ergibt sich zu

$$p_{kd} = \frac{F_B}{(R_{kd,a}^2 - R_{kd,i}^2) \pi \psi_{kd}} \leq \frac{\text{Min}\{K_{\vartheta,S}, K_{\vartheta,D}\}}{1,2} = \frac{K_{\vartheta,kd}}{1,2} \quad (4.47)$$

mit dem Traganteil der Deckelkontaktfläche

$$\psi_{kd} = \frac{n_S \Omega_{kd}}{360^\circ} \quad (4.48)$$

und dem Außenradius der Deckelkontaktfläche

$$R_{kd,a} = R_D - r_{ko} \quad (4.49)$$

Nach erfolgter Berechnung des Innenradius  $R_{kd,i}$  sowie des Kontaktflächenwinkels der Deckelkontaktfläche  $\Omega_{kd}$  unter Einhaltung der Randbedingungen entsprechend (4.46) und (4.47), kann im Anschluß die Ermittlung der restlichen Größen erfolgen. Die Kontaktflächenbreiten des Deckels  $l_{kd}$  und der Zarge  $l_{kz}$  ergeben sich zu

$$l_{kd} = R_{kd,a} - R_{kd,i} \quad (4.50)$$

sowie

$$l_{kz} = R_{kz,a} - R_{kz,i} \quad (4.51)$$

der Segmentinnenradius zu

$$R_{S,i} = R_{kd,i} - r_{ko} \quad (4.52)$$

Der Ablauf der Kontaktflächenoptimierung ist abschließend in Form eines Flußdiagramms in Bild 4.7 dargestellt.

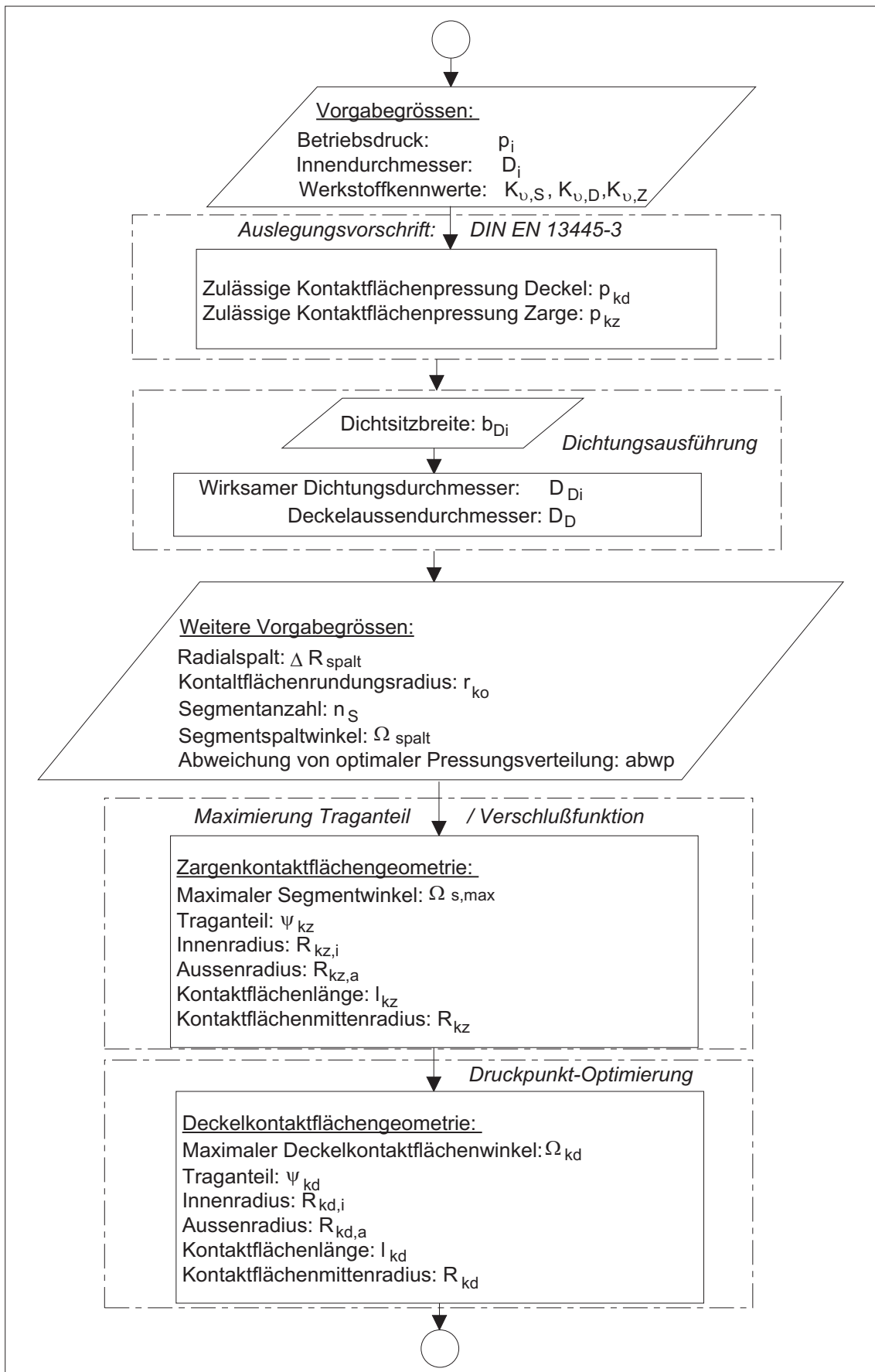


Bild 4.7: Optimierung der Kontaktflächengeometrie am Segmentverschluß

## 4.4 Spannungsoptimierung

Infolge der ähnlichen Verschlußgeometrie des Segmentverschlusses gegenüber dem Bajonettverschluß, befinden sich die höchstbelasteten Stellen am Segmentverschluß ebenfalls in den lastübertragenden Kontaktbereichen sowie im Übergangsbereich zwischen dem Zargenkopf und der Zargenwand.

Lokal hochbelastete Stellen der Kontaktflächenpaarungen können durch eine verformungsangepaßte Verschlußkonstruktion wirkungsvoll vermieden werden.

Der Zargenübergangsbereich, in welchem eine Umlenkung des Kraftflusses um  $180^\circ$  erfolgt, kann ebenso beträchtliche Spannungskonzentrationen aufweisen. Diese örtlichen Kerbspannungen lassen sich mit Hilfe der Kerbformoptimierung minimieren [49], [50]. Beim zyklischen Betreiben von Druckbehältern ist diese Spannungsüberhöhung meist für die Dimensionierung maßgebend; das Auftreten eines Ermüdungsanrisses ist in diesem Bauteilbereich am wahrscheinlichsten. Sie dient daher bei der Berechnung der Ermüdungslebensdauer als Berechnungsgrundlage. Ihre Ermittlung und Berücksichtigung ist daher ein wichtiger Bestandteil der Verschlußberechnung.

In der Praxis werden Hochdruckapparate je nach Anwendungsfall statisch/niederzyklisch als auch hinsichtlich Ermüdung ausgelegt.

Beispielhaft werden im folgenden speziell für Hochdruckapparate der Nahrungsmittelindustrie vom Betreiber geforderte und der Auslegung zugrundegelegte spezifische Auslegungseckwerte aufgeführt. Extraktionsanlagen für Naturprodukte werden für ca. 20.000 Lastwechsel bei einem Betriebsdruck von 300 bis 450 *bar* und einer Zykluszeit von 10 bis 45 Minuten ausgelegt. Bei einem Verfahren zur Vergrößerung des Volumens von Tabak wird bei einem Betriebsdruck von 650 *bar* mit bis zu 150.000 Lastwechseln gerechnet. Bei Isostatik-Pressen und Betriebsdrücken zwischen 2.500 und 3.000 *bar* werden zwischen 150.000 und 300.000 Lastwechsel gefordert.

### 4.4.1 Kerbformoptimierung

In [1] wird die Möglichkeit der Kerbformoptimierung am elliptischem Übergang dargestellt und die Ergebnisse der Berechnung an einem ebenen Klammermodell detailliert aufgeführt. Der Einfluß der Rotationssymmetrie ist exemplarisch qualitativ dargestellt. Eine elliptische Ausführung des Übergangsbereichs im Zargenkopf erscheint praktikabel in Hinblick auf eine einfache, hinreichend genaue Fertigung und die Möglichkeit einer geometrischen Optimierung der Kerbform. Durch Variation der Ellipsenhalbachsen zueinander und in Bezug zur Zargenwandstärke besteht die Möglichkeit, die konstruktiv bedingte Spannungsüberhöhung wirksam zu begrenzen.

Prinzipiell sind die hieraus gewonnenen Ergebnisse auch auf den Segmentverschluß anwendbar. Um den Rotationssymmetrieeinfluß auf den Kerbfaktor quantitativ erfassen zu können, wurden in dieser Arbeit über den Umfang der bisherigen Untersuchungen hinausgehende Variationsrechnungen an einem axialsymmetrischen Zargenmodell durchgeführt. Die Verwendung eines axialsymmetrischen FE-Modells zur Kerbspannungsbestimmung ist infolge des hohen, bauartbedingten Traganteils der Zargenkon-

taktfläche zulässig.

Durch den Einsatz der Finite-Elemente-Methode und der Nutzung von Skript-Dateien zur Netzgenerierung konnte eine schnelle und zuverlässige Netzgenerierung realisiert werden. Die Kerbspannungsuntersuchungen wurden mit einer im Kerbgrund sehr stark verfeinerten Netzstruktur durchgeführt, um auch lokal eng begrenzte Bereiche mit hohen Spannungsgradienten auflösen zu können. Programmtechnisch wurde dies durch eine adaptive Netzverfeinerung realisiert, wobei die Verfeinerung des Grund-Netzes in lokalen Bereichen bei der Überschreitung einer vorab zu definierenden maximalen Kerbgrundbelastung automatisch erfolgte.

Die Erfassung der Kerbspannungsüberhöhung erfolgte über die gängige Methode der Definition eines *Kerbfaktors*  $\alpha_k$ . Der Bezugspunkt für die Berechnung der Bezugsspannung wurde an den Ellipsenbeginn der Zargeninnenwand gelegt (Bild 4.8). Hiermit ist sichergestellt, daß der Kerbfaktor bei Variation der Zargenwandhöhe annähernd konstant bleibt. Der Kerbfaktor  $\alpha_k$  ergibt sich aus dem Verhältnis des maximal auftretenden Spannungswertes im Kerbgrund zur Bezugsspannung im gewählten Bezugspunkt:

$$\alpha_k = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{Bezug}} \quad (4.53)$$

Die Ermittlung des Kerbfaktors  $\alpha_k$  wurde anhand sinnvoller, in der Praxis anwendbarer Geometrieparameterkombinationen entsprechend Bild 4.8 durchgeführt.

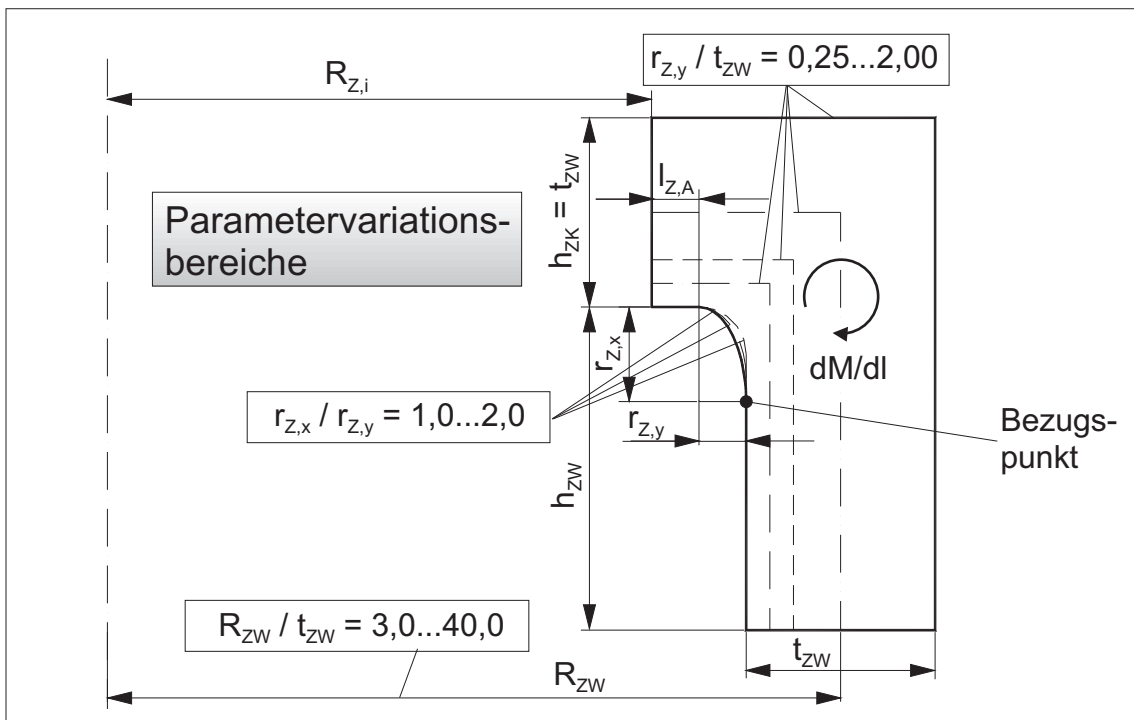


Bild 4.8: Parameterwahl zur Ermittlung des Kerbfaktors

Der Variationsbereich erstreckte sich hierbei bei einem Verhältnis der großen zur kleinen Ellipsenhalbachse  $r_{Z,x}/r_{Z,y}$  von 1,0 bis 2,0; beim Verhältnis der kleinen Ellipsen-

halbachse zur Zargenwandstärke  $r_{Z,y}/t_{ZW}$  von 0,125 bis 1,0. Zur Ermittlung des Rotationssymmetrieeinflusses wurde das Verhältnis des mittleren Zargenwandradius zur Zargenwandstärke  $R_{ZW}/t_{ZW}$  im Bereich von 3,0 bis 40,0 variiert. Die Ergebnisse dieser Berechnungen werden im folgenden aufgeführt.

#### a) Einfluß des Halbachsenverhältnisses der Übergangsellipse

Die Variationsrechnungen im für die Praxis relevanten Bereich  $r_{Z,x}/r_{Z,y} = 1 \dots 2$  zeigten, daß bei Verhältnissen von  $r_{Z,y}/t_{ZW} = 0,25 \dots 1,0$  leichte Minima für den Kerbfaktor  $\alpha_k$  existieren. Diese liegen im Bereich von  $r_{Z,x}/r_{Z,y} = 1,3 \dots 1,5$ . Der Ort der maximalen Spannungsüberhöhung verschiebt sich dabei vom Ellipsenbeginn der Zargenwand ( $r_{Z,x}/r_{Z,y} = 1$ ) entsprechend Bild 4.9 in Richtung der Zargenkontaktfläche für steigende Werte von  $r_{Z,x}/r_{Z,y}$ . Bei einem Verhältnis  $r_{Z,x}/r_{Z,y} = 1,3$  liegt der stetigste Spannungsverlauf mit einem entsprechend gleichmäßigen Spannungsgradienten vor.

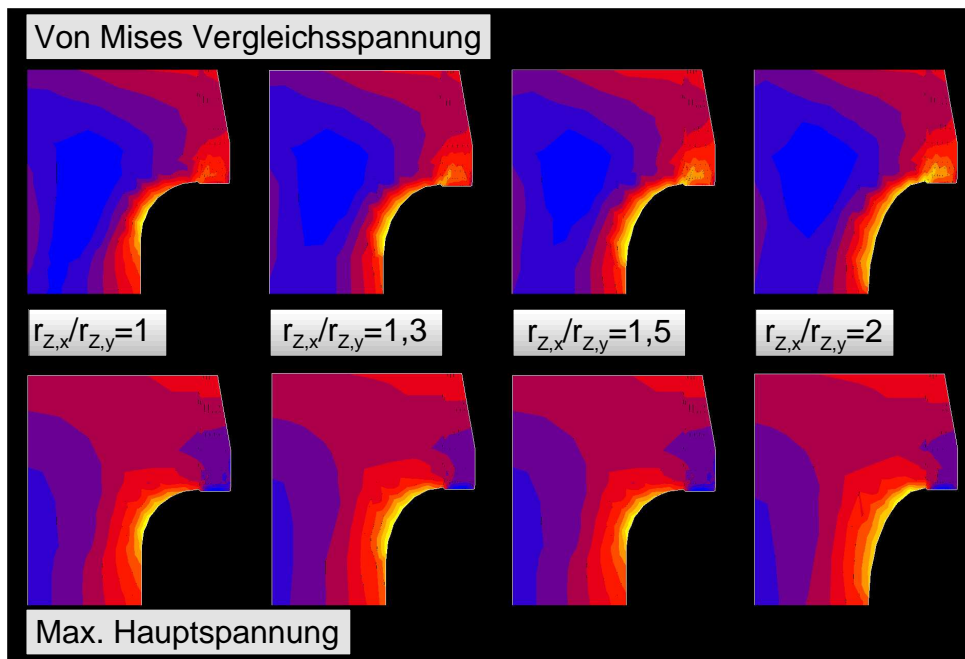


Bild 4.9: Variation des Hauptachsenverhältnisses

#### b) Einfluß des Verhältnisses der kleinen Ellipsenhalbachse zur Zargenwandstärke

Mit zunehmendem Verhältnis  $r_{Z,y}/t_{ZW}$ , d.h. anwachsender Übergangsellipse fällt der Kerbfaktor ab. Bei einem Verhältnis von  $r_{Z,y}/t_{ZW} = 0,5$  ändert sich der Kerbfaktor nur noch geringfügig, d.h. eine Vergrößerung der Übergangsellipse bringt kaum noch eine nennenswerte Beanspruchungsreduktion mit sich.

Daß ein optimales Verhältnis  $r_{Z,y}/t_{ZW}|_{opt}$  existieren muß, bei welchem der Kerbfaktor  $\alpha_k$  ein Minimum aufweist, veranschaulicht die folgende Überlegung unter Bezugnahme auf Bild 4.10.

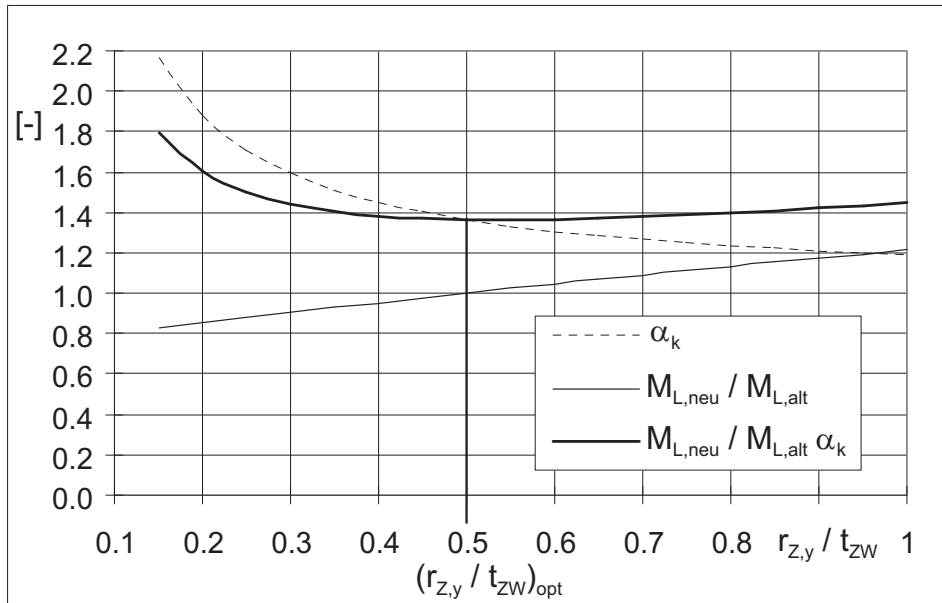


Bild 4.10: Optimales Verhältnis der kleinen Ellipsenhalbachse zur Zargenwandstärke

Wird ausgehend von einem Startwert  $r_{Z,y}/t_{ZW} = 0,5$  dieses Verhältnis vergrößert, fällt zwar der Kerbfaktor ab ( $\alpha_{k,neu} < \alpha_{k,alt}$ ), aber durch den vergrößerten Hebelarm wächst das eingeleitete Linienmoment in der Verschlußzarge an ( $M_{L,neu} > M_{L,alt}$ ). Entsprechend verhält es sich in umgekehrter Richtung, der Kerbfaktor steigt bei der Verringerung von  $r_{Z,y}/t_{ZW}$  steiler an, das eingeleitete Moment fällt durch den kleineren Hebelarm ab. Da die maximale Kerbspannung proportional dem Produkt aus dem Kerbfaktor und dem eingeleitetem Moment ist, liegt das optimale Verhältnis  $r_{Z,y}/t_{ZW}|_{opt}$  vor, wenn das Produkt aus dem relativen Momentenzuwachs multipliziert mit der relativen Änderung des Kerbfaktors ein Minimum aufweist. Für ein Ellipsen-Halbachsenverhältnis von  $r_{Z,x}/r_{Z,y} = 1,3$  ergibt sich das Optimum bei einem Verhältniswert von  $r_{Z,y}/t_{ZW}|_{opt} = 0,5$ .

#### c) Einfluß des Verhältnisses der Zargenkopfhöhe zur Zargenwandstärke

Das vorgeschlagene Verhältnis der Zargenkopfhöhe zur Zargenwandstärke konnte aus den Berechnungen der Bajonettverschlußzarge [1] infolge ähnlicher Geometrie direkt übernommen werden. Dementsprechend sollten die Verhältnisse  $h_{ZK}/t_{ZW} \geq 1$  sowie  $h_{ZK} \geq 2l_{Z,A}$  eingehalten werden, um eine negative Auswirkung auf die Kerbspannung zu vermeiden.

#### Zusammenstellung der optimalen Verhältnisgrößen

Zusammenfassend kann die Verwendung folgender Verhältnisgrößen zur geometrischen Beschreibung einer spannungsoptimierten Zargeometrie empfohlen werden:

#### d) Rotationssymmetrieeinfluß auf den Kerbfaktor

Die Rotationssymmetrie nimmt deutlichen Einfluß auf die Spannung der Zargenin-

$r_{Z,x}/r_{Z,y}$	=	1,3
$r_{Z,y}/t_{ZW}$	=	0,5
$h_{ZK}/t_{ZW}$	$\geq$	1
und zusätzlich		
$h_{ZK}/l_{Z,A}$	$\geq$	2

Tabelle 4.1: Vorschlagswerte zur Bestimmung der Zargengeometrie

nenwand als auch auf die Spannungsspitze selbst. Beide Werte fallen unterhalb eines Verhältnisses von  $R_{ZW}/t_{ZW} < 30$ , gleiches Umfangsbiegemoment vorausgesetzt, stark ab. Bei einer herkömmlichen Auslegung mit ebener Modellierung des Zargenkopfes als Biegebalken, führt dieser versteifende Effekt bei kleineren Werten von  $R_{ZW}/t_{ZW}$  zu einer Überdimensionierung.

Deutlich zu sehen ist auch ein steiler Anstieg des Kerbfaktors  $\alpha_k$  bei kleiner werdenden Werten von  $R_{ZW}/t_{ZW}$ . Bei einem ansteigenden Verhältnis von  $R_{ZW}/t_{ZW}$  konvergiert der Kerbfaktor gegen einen Endwert, welches dem ebenen Fall entspricht.

Unter Vorgabe der optimalen Zargenauslegungsparameter entsprechend Tabelle 4.1 läßt sich der Einfluß der Rotationssymmetrie auf den ermittelten Kerbfaktor durch ein Polynom 2-ter Ordnung entsprechend Bild 4.11 beschreiben.

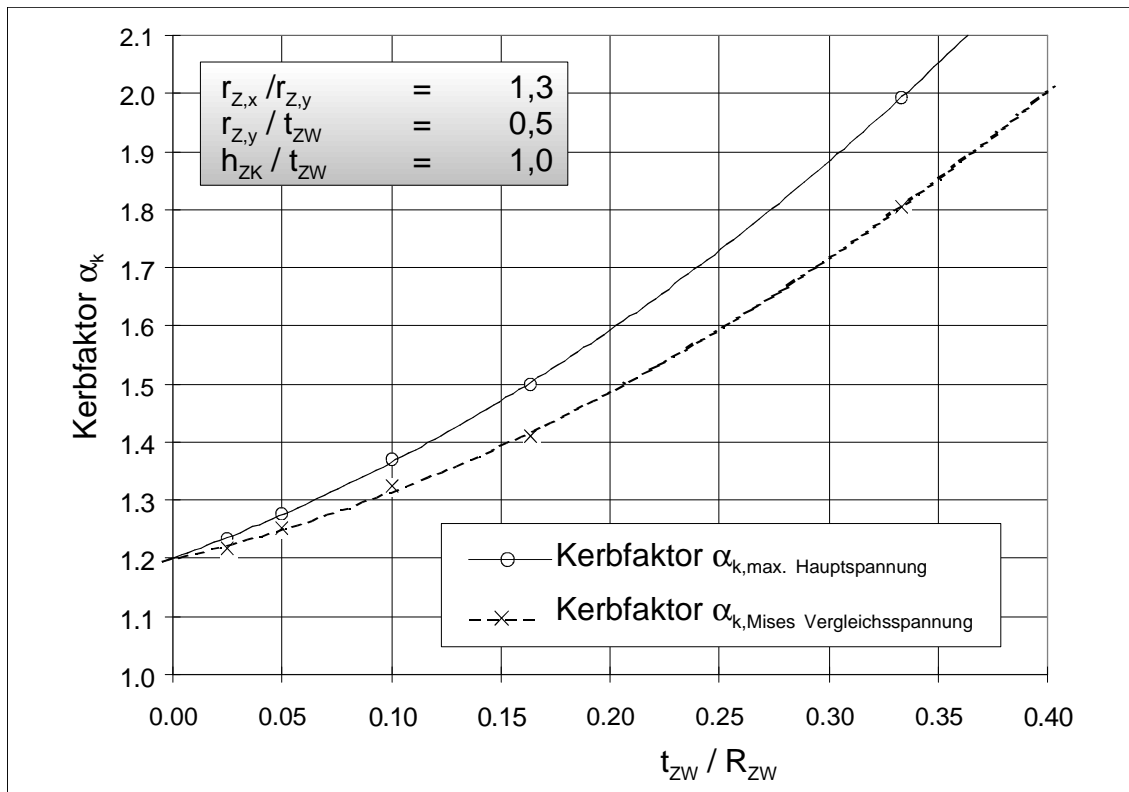


Bild 4.11: Einfluß der Rotationssymmetrie auf den Kerbfaktor



$$\alpha_{k,max.HS} = 3,1407 (t_{ZW}/R_{ZW})^2 + 1,3317 (t_{ZW}/R_{ZW}) + 1,2 \quad (4.54)$$

$$\alpha_{k,Mises} = 2,8556 (t_{ZW}/R_{ZW})^2 + 0,8649 (t_{ZW}/R_{ZW}) + 1,2 \quad (4.55)$$

#### e) Einfluß der Segmentausführung

Die Segmentausführung hat durch die konstruktive Gestaltung der Kontaktflächen, des Segmentabschlusses sowie der Segmentanzahl wesentlichen Einfluß auf lokal auftretende Kerbspannungsüberhöhungen der Zargenkerbe.

Die FE-Untersuchungen am herkömmlichen Segmentverschluß ergaben, daß bei der schwenkbaren Segmentausführung auf der angefasten Seite höhere Spannungsspitzen im Kerbgrund der Verschlußzarge induziert werden, als auf der Seite mit radial verlaufendem Segmentabschluß. Verglichen mit der maximalen Spannungsüberhöhung aus der axialsymmetrischen FE-Rechnung ergab sich eine Überhöhung von 12% auf der Seite mit geradem Abschluß und von 36% auf der angefasten Seite. Eine Segmentausführung mit geradem, radial verlaufendem Segmentabschluß sollte deshalb bevorzugt zur Anwendung kommen.

Der ungleichförmige Verlauf der Zargenkerbspannung kann durch die Einführung eines *Segmenteinflußfaktors*  $\lambda$ , in Anlehnung an den ‘‘Knaggeneinflußfaktor‘‘ beim Bajonettverschluß [1], erfaßt werden. Durch ihn wird die Ungleichförmigkeit der Zargenbelastung in Umfangsrichtung charakterisiert. Er wird im folgenden definiert als das Verhältnis der am Verschluß auftretenden maximalen Kerbgrundspannung bezogen auf die maximale Kerbgrundspannung, welche sich bei einem Traganteil von 100% (d.h. dem Fall einer axialsymmetrischen FE-Zargenberechnung) einstellen würde:

$$\lambda := \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{max,\psi_{kz}=1}} \quad (4.56)$$

Um den Einfluß von Segmentanzahl, Traganteil und der Rotationssymmetrie auf den Segmenteinflußfaktor zu ermitteln, wurden FE-Parameterstudien durchgeführt. Die Zargengeometrie wurde entsprechend den in Tabelle 4.1 aufgeführten, empfohlenen Verhältnisgrößen ausgeführt. Die gesamte Zargenkontaktfläche mit radial verlaufendem Abschluß wurde hierbei mit einer idealen, gleichmäßigen Pressungsverteilung beaufschlagt. Beispielhaft für den optimierten Segmentverschluß entsprechend Kapitel 8 ist in Bild 4.12 der Verlauf der maximalen Kerbspannung bezogen auf die max. Kerbspannung bei einem Traganteil der Zargenkontaktfläche von  $\psi_{kz} = 1$  für die Segmentanzahl  $n_S = 3$  und einem Wandstärkenverhältnis  $R_{ZW}/t_{ZW} = 6$  in Abhängigkeit vom Traganteil  $\psi_{kz}$  dargestellt. Aus den Spannungsverläufen ist ein ausgeprägtes Maxima der Kerbspannung in Segmentmitte zu erkennen. Bei sehr großen Werten des Traganteils der Zargenkontaktfläche tragen die Segmentzwischenbereiche der Verschlußzarge ebenfalls zur Übertragung der durch die Segmente eingeleiteten Deckelkraft in die Zargenwand bei. Bei kleineren Werten des Traganteils nehmen die Segmentzwischenbereiche, infolge einer Annäherung an die Abklinglänge in Umfangsrichtung, immer weniger

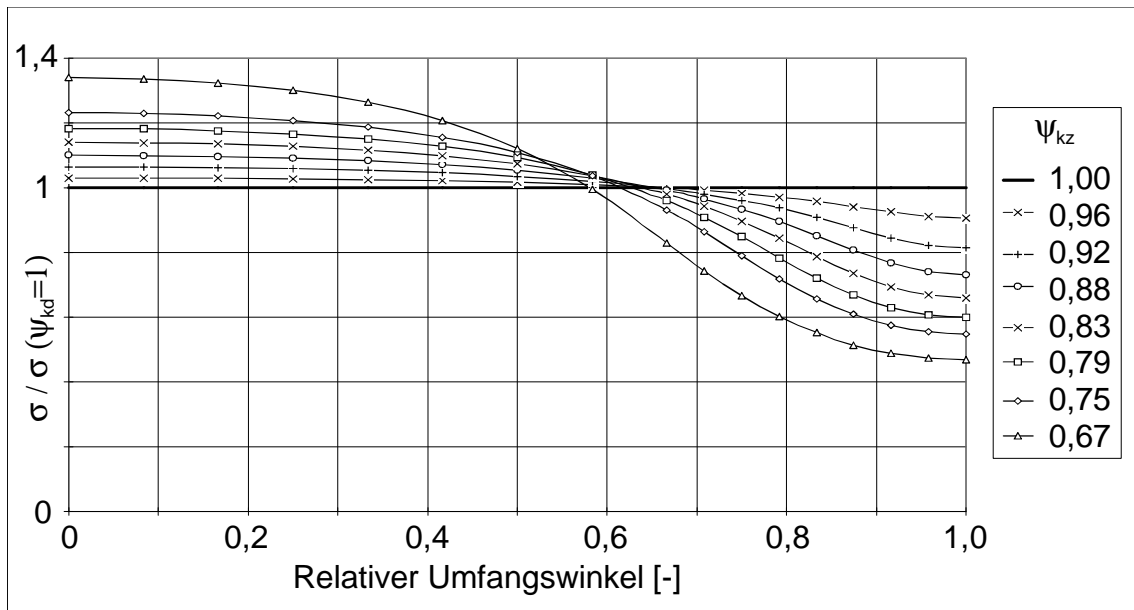


Bild 4.12: Verlauf der maximalen Zargenkerbspannung

Last auf; der Segmentmittbereich wird daher verstärkt zur Lastübertragung herangezogen. Die Umfangsungleichförmigkeit der Kerbspannung ist in Bild 4.13 dargestellt.

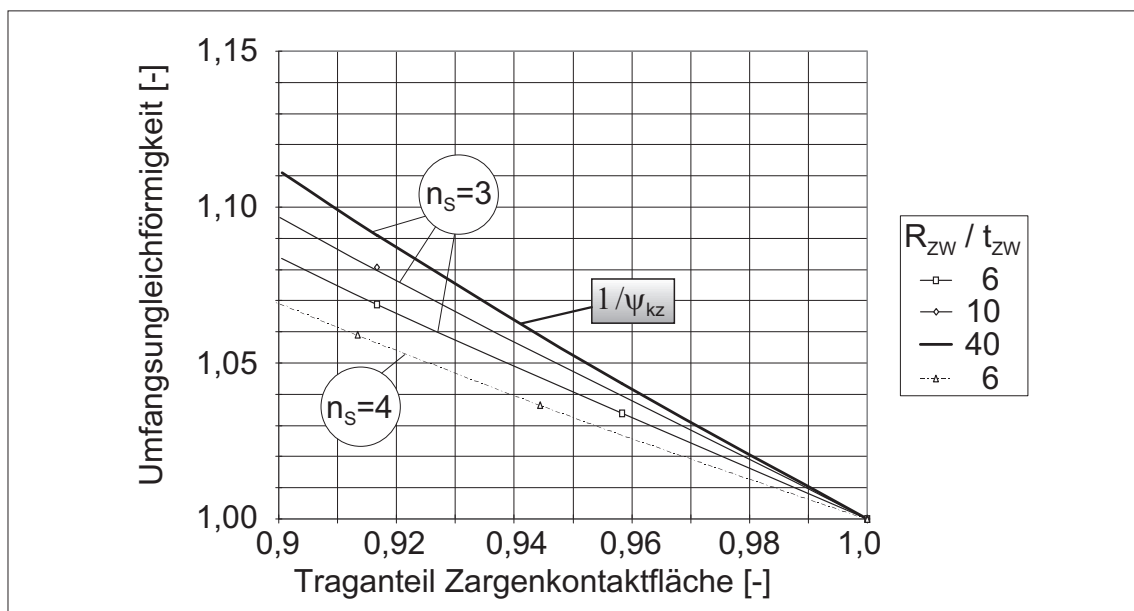


Bild 4.13: Segmenteinflußfaktor

Hierin ist zusätzlich zum Verlauf des Segmenteinflußfaktors bei  $n_s = 3$  und  $n_s = 4$  eine Grenzkurve entsprechend (Gleichung 4.57) eingezeichnet, bei welcher ausschließlich die Kontaktflächen-Bereiche der Verschlußzarge zur Lastübertragung herangezogen werden, die Segmentzwischenbereiche tragen nicht zur Lastübertragung bei.

$$\lambda_{Grenz} := \frac{1}{\psi_{kz}} \quad (4.57)$$

Dieser Grenzzustand wird bei großen Werten von  $R_{ZW}/t_{ZW}$  erreicht. Je kleiner dieses Verhältnis ist, um so mehr weicht der Segmenteinflußfaktor nach unten von dieser Grenzkurve ab.

Weiterhin ist zu erkennen, daß der Segmenteinflußfaktor bei Vergrößerung der Segmentanzahl infolge der dann verstärkten Nutzung der Segmentzwischenbereiche leicht abfällt.

Die Erkenntnisse aus den Parameterstudien können wie folgt zusammengefaßt werden:

- Der Segmenteinflußfaktor hängt von 3 Parametern ab, dem Traganteil der Zargenkontaktfläche, der Segmentanzahl sowie dem Einfluß der Rotationssymmetrie.
  - Der Segmenteinflußfaktor steigt mit fallendem Traganteil  $\psi_{kz}$  an.
  - Mit abnehmendem Einfluß der Rotationssymmetrie, d.h. hin zu größeren Werten von  $R_{ZW}/t_{ZW}$  nähert sich der Segmenteinflußfaktor der Grenzkurve entsprechend Gleichung 4.57 an.
  - Bei einer Vergrößerung der Segmentanzahl fällt der Segmenteinflußfaktor leicht ab, jedoch sinkt auch der konstruktiv erreichbare Traganteil der Zargenkontaktfläche.
- Bei der Auslegung von Segmentverschlüssen mit symmetrischen, druckpunktoptimierten Segmenten und radialem Segmentabschluß, kann zur Erfassung der Umfangungleichförmigkeit der Zargenkerbe der Grenzzustand entsprechend Gleichung 4.57 herangezogen werden. Für sehr große Traganteile der Zargenkontaktfläche um die 90% sowie einem Verhältnis  $R_{ZW}/t_{ZW} > 6$  beträgt der maximale Fehler dieser Abschätzung kleiner 5%. Durch die konservative Lage der Grenzkurve befindet man sich hiermit auf der sicheren Seite.

## 4.5 Verformungsoptimierung

Um ein möglichst gleichmäßiges Tragverhalten der Deckel- und Zargenkontaktflächen des Verschlusses zu erzielen, müssen die Verformungen denen die Kontaktflächenpaare unterliegen, angeglichen sein. Zum grundlegenden Verständnis der Verformungsanpassung ist in Bild 4.14 ein starrer Stempel auf einer elastischen Ebene dargestellt.

Mit einer gleichmäßigen Pressungsverteilung beaufschlagt erfährt der Stempel keine Neigung. Wird der Stempel von dieser Stellung aus um dem Winkel  $\Delta\varphi$  geneigt, so wird beim Grenzwinkel  $\varphi_{\Delta}$  gerade der Grenzzustand erreicht, bei welchem die Kontaktfläche gerade noch vollständig ausgenutzt wird. Bei größeren Neigungswinkeln des starren Stempels trägt die Kontaktfläche nicht mehr vollständig, die druckentlastete Seite beginnt abzuheben, d.h. der Traganteil ändert sich von 100% weg zu geringeren

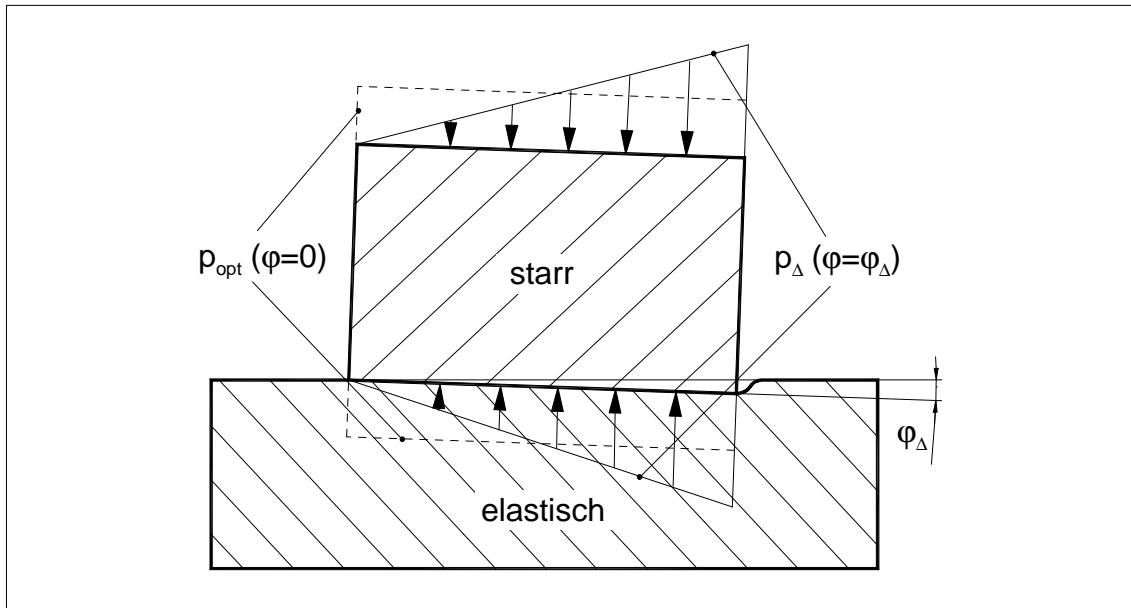


Bild 4.14: Grenzbelastung für vollständige Kontaktflächenausnutzung

Werten. Mit dem E-Modul der Ebene und der Querkontraktionszahl  $\nu = 0,3$  ergibt sich nach [1] für den Grenzwinkel

$$\varphi_{\Delta} = 1/2 \arctan\left(3,15 \frac{\bar{p}}{E}\right) \quad (4.58)$$

wobei  $\bar{p}$  der mittleren bzw. optimalen Kontaktflächenpressung entspricht.

Zur Charakterisierung der Abweichung von einer gleichmäßigen Kontaktflächenbelastung wurde in Kapitel 4.3 der Kennwert  $abwp$  eingeführt. Bei  $abwp = 0$  liegt entsprechend ein optimales Tragverhalten mit einer Neigung des starren Stempels von  $\varphi = 0$  vor; bei einem Wert  $abwp = 1$  die Grenzbelastung mit  $\varphi = \varphi_{\Delta}$ .

Läßt man bei der verformungsoptimierten Auslegung eine Winkelabweichung zwischen zwei elastischen Kontaktflächenpaaren entsprechend  $abwp$  zu, so ergeben sich angewandt auf die Kontaktflächen eines Segmentverschlusses die zulässigen Winkelabweichungen der Deckel- und Zargenkontaktflächen zu:

$$\Delta\varphi_{zul,kd} = abwp \arctan\left(3,15 \frac{p_{kd}}{E}\right) \quad (4.59)$$

$$\Delta\varphi_{zul,kz} = abwp \arctan\left(3,15 \frac{p_{kz}}{E}\right) \quad (4.60)$$

$$(4.61)$$

Zum Erreichen des Optimierungsziels für eine verformungsangepaßte Auslegung der Zargen- gegenüber der Deckelgeometrie darf die sich einstellende Winkeldifferenz, getrennte Berechnung der Zargen bzw. der Deckelverformung vorausgesetzt, den Wert  $\Delta\varphi_{zul}$  nicht überschreiten, wobei

$$\Delta\varphi_{zul} = \text{Min}\{\Delta\varphi_{zul,kd}, \Delta\varphi_{zul,kz}\} \quad (4.62)$$

Da der reale Verformungs- und Spannungszustand der Verschlußkomponenten sehr komplex ist und nur mittels der Methode der Finiten-Elemente annähernd erfaßt werden kann, muß er für eine Zugänglichkeit in Form einer analytischen Berechnungsmethode vereinfacht und die einzelnen Verschlußkomponenten zu deren Berechnung und Auslegung entkoppelt werden. Zur Entkoppelung werden die Verschlußkomponenten, völlig getrennt voneinander, mit einer idealen Pressungsverteilung der Kontaktflächen beaufschlagt und berechnet. Die so berechneten resultierenden Verformungen am Ort der Kontaktflächen lassen sich in eine radiale und tangential Komponente aufspalten. Da die tangential Verformungskomponente, welche die Umfangsungleichförmigkeit repräsentiert, infolge des hohen Traganteils um Größenordnungen kleiner ist als die radiale Verformungskomponente, wird lediglich die maßgebliche Radialkomponente, d.h. die radiale Neigung der Kontaktflächen für die Berechnung der Verformungsanpassung herangezogen.

Die im nachfolgenden Kapitel 5 aufgeführten Berechnungsmodelle der Verschlußkomponenten dienen als Grundlage für eine verformungsangepaßte Verschlußauslegung. Im folgenden wird unter globaler Verformungsanpassung eine Methode der bestmöglichen Verformungsangleichung der Verschlußkomponenten Verschlußdeckel, Segmenten und Verschlußzarge verstanden. Die globale Verformungsanpassung erfolgt hierbei in zwei Schritten.

1. Verformungsanpassung der Deckel- und Zargenkontaktflächen zueinander
2. Verformungsanpassung der Segmentkontaktflächen an die vorliegende Deckel- und Zargenverformung

Die Bestimmung einer verformungsangepaßten Verschlußgeometrie kann unter Verwendung der analytischen Einzelmodelle der Verschlußkomponenten mit dem Segmentverschluß-Auslegungs-Programm erfolgen (Kapitel 6).

#### 4.5.1 Verformungsanpassung Verschlußdeckel/Verschlußzarge

Eine Methode zur Verformungsoptimierung der Deckel- und Zargenknaggenkontaktflächen zueinander wurde in [1] für den Bajonettverschluß gefunden und dargestellt. Diese Vorgehensweise ist infolge ähnlicher Verschlußgeometrie des Deckels und der Verschlußzarge eines Segmentverschlusses auf dessen verformungsangepaßte Ausführung der Deckel- und Zargenkontaktflächen zueinander direkt anwendbar. Die gewonnenen Ergebnisse aus den Untersuchungen am Bajonettverschluß können wie folgt zusammengefaßt werden:

Zur Steuerung der Verformung des Deckels und der Zarge können die maßgeblichen Geometrieparameter in gewissen konstruktiv vorgegebenen Grenzen entsprechend Bild

4.19 gewählt werden.

### Deckelverformung

In den meisten Anwendungsfällen ist die Nachgiebigkeit des Verschlußdeckels – eine Auslegung nach AD-Merkblatt B5 vorausgesetzt – größer als diejenige der Verschlußzarge. Um im Zuge einer verformungsangepaßten Auslegung möglichst gleiche Nachgiebigkeiten zu erzielen, kann zur Versteifung des Verschlußdeckels sowohl eine Vergrößerung der gesamten Deckeldicke als auch nur des Deckelinnenbereichs ( $r < R_i$ ) unter gleichzeitiger Einsparung von Bauraum erfolgen. Der mittlere Kontaktflächenradius der Deckelkontaktflächen sollte möglichst klein ausgeführt werden; eine konstruktive Begrenzung erfolgt hierbei durch die Ausführung des Dichtungssystems.

#### *Anmerkung:*

Eine Vergrößerung der Deckeldicke gegenüber einer homogenen, gleichmäßig stark ausgelegten Verschlußplatte ist in der Praxis immer dort erforderlich wo Zu- bzw. Ableitungen vom Behälterdeckel her erfolgen, um den Schwächungseffekt der Bohrungen auszugleichen. Nach der gängigen Auslegungspraxis müssen Verschlußdeckel mit Durchgangsbohrungen stärker und somit steifer ausgelegt werden als ohne; eine verformungsangepaßte Verschlußkonstruktion wird begünstigt.

### Zargenverformung

Die Zargenverformung ist im wesentlichen entsprechend [1] von 5 Parametern abhängig und zwar von der Zargenwandstärke und -höhe sowie dem mittleren Zargenwandradius als auch der gesamten Zargenkopfwandstärke und Zargenkopfhöhe. Erhöht man die Zargenwandhöhe kontinuierlich, so liegt bei der Zargenwandhöhe  $h_{ZW,max}$  eine maximale radiale Zargenkopfneigung vor, d.h. der Störeinflußbereich des Zargenkopfs ist bei dieser Wandhöhe gerade abgeklungen. Die Zargenparameter sollten im Hinblick auf eine Minimierung der Zargenkerbspannung in gewissen sinnvollen Grenzen (s.a. Kapitel 4.4) variiert werden. Durch Vorgabe des gewünschten Kerbübergangs mittels der Verhältnißgrößen  $(r_{Z,x}/r_{Z,y})$ ,  $(t_{ZW}/r_{Z,y})$  und  $(h_{ZK}/t_{ZW})$  sowie der max. zulässigen Spannung im Kerbbereich, ist die Geometrie der Zarge fast vollständig bestimmt. Es bleibt lediglich die Zargenwandhöhe als frei wählbare Zargengeometriegröße zur Einstellung der Zargenverformung, wobei ihr verformungswirksamer Bereich durch die maximal erreichbare Zargenverformung für Zargenwandhöhen  $h_{ZW} \geq h_{ZW,max}$  nach oben hin begrenzt wird.

Durch eine entsprechende Wahl der Steuerungsparameter (s.a. Bild 4.19) unter Einhaltung geometrischer und werkstoffspezifischer Grenzen, läßt sich eine bestmögliche Verformungsanpassung der Zargen- und Deckelkontaktflächen zueinander erzielen.

Solch eine verformungsangepaßte Verschlußzargen und -deckelauslegung ist die Voraussetzung für die folgende Feinanpassung der Segmentverformung im zweiten Schritt, um ein möglichst gleichmäßiges globales Pressungsverhalten der Kontaktflächenpaare

zu ermöglichen.

#### 4.5.2 Verformungsanpassung der Segmente

Um ein möglichst optimales Tragverhalten, d.h. gleichmäßige und vollständige Ausnutzung der Kontaktflächen der Verschlußkomponenten zu erzielen, muß die Segmentverformung der nun bekannten Verformung des Deckels und des Zargenkopfs angepaßt werden. Da die Segmentgeometrieparameter wie Innen- und Außendurchmesser, Segmentwinkel sowie Segmentanzahl u.a. vom zulässigen Werkstoffkennwert der Segmente abhängen, bleibt als zu variierende Größe die Segmenthöhe  $h_S$ . Durch eine Verringerung der Segmenthöhe resultiert ein weiches Segment mit damit einhergehendem größeren Verformungsvermögen und vice versa bei einer Vergrößerung der Segmenthöhe. Die Segmenthöhe wird nach unten festigkeitsmäßig durch den zulässigen Werkstoffkennwert des Segments begrenzt und nach oben durch konstruktive (verfügbarer Bauraum) als auch durch wirtschaftliche Randbedingungen (Kosten, Materialbedarf).

In Bild 4.15 sind beispielhaft am optimierten Hochdruck-Segmentverschluß entsprechend Kapitel 8 die Ergebnisse für die Kontaktflächenpressungsverteilungen der Deckel und Zargenkontaktflächen für verschiedene Segmenthöhen aus den durchgeführten FE-Analysen dargestellt.

Bei diesem Hochdruck-Segmentverschluß wurden die Segmentkontaktflächen entsprechend Kapitel 4.3 druckpunktoptimiert gestaltet, sowie die Deckel- und Zargenkontaktflächen verformungsangepaßt ausgelegt.

Folgende allgemeingültigen Schlüsse können aus den Ergebnissen gezogen werden:

- Es existiert eine Segmenthöhe  $h_{S,opt}$ , bei welcher sich das beste Tragverhalten unter Ausbildung einer bestmöglichen, gleichmäßigen Pressungsverteilung in radialer Richtung als auch in Umfangsrichtung auf den gesamten geometrisch vorgegebenen Kontaktflächen einstellt.
- Bei kleineren Segmenthöhen als  $h_{S,opt}$  verschieben sich die rechteckförmigen radialen Kontaktpressungsverteilungen hin zu trapezförmigeren Verläufen mit Maxima am Innenradius der Zargen- und Deckelkontaktfläche.
- Bei größeren Segmenthöhen als  $h_{S,opt}$  zeigt sich eine gegenläufige Tendenz, die rechteckförmigen radialen Kontaktpressungsverteilungen verlagern sich hin zu trapezförmigeren Verläufen mit Maxima am Außenradius der Zargen- und Deckelkontaktfläche

Im folgenden wird die Optimierungsstrategie für die verformungsangepaßte Segmentauslegung beschrieben. Zum grundlegenden Verständnis wird vorab auf die sich einstellende Segmentbewegung näher eingegangen.

#### Segmentbewegung

Infolge des Behälterinnendrucks stellt sich eine radiale Neigung der Deckel- bzw. Zargenkontaktflächen ein. Da das Segment zwischen diesen Kontaktflächen liegt wird es

zwangsweise mit dieser Bewegung mitgeführt und unterliegt gleichzeitig der Segmentverformung entsprechend der vorliegenden Kontaktflächenbelastungen. Die gesamte Segmentverformung kann somit in eine reine Starrkörperbewegung – definiert als die radiale Segmentneigung des Segmentquerschnitts in seiner Segmentsymmetrieebene um den Winkel  $\beta_{sym}$  – und überlagert in eine sich einstellende Segmentverformung, und zwar ausschließlich infolge der vorliegenden Segmentbelastung (siehe Kapitel 5.2), aufgeteilt werden.

#### a) Anteil der Segmentneigung

In Bild 4.16 ist – stellvertretend für eine Segmentlagerung in der Kontaktflächenmitte der Deckel- bzw. Zargenkontaktfläche – ein am Radius  $R$  gelagertes und dort vollständig aufliegendes Segment dargestellt.

Wird das Segment bei einer Starrkörperdrehung um diesen Lagerradius in Segmentsymmetrieebene um den Winkel  $\beta_{sym}$  geneigt, werden alle Punkte auf dem Lagerradius  $R$  um den Wert  $\Delta x$  angehoben. Für kleine Neigungswinkel  $\beta_{sym}$  gilt somit:

$$\Delta x = R (1 - \cos \alpha) \beta_{sym} \quad (4.63)$$

Liegt eine Segmentneigung  $\beta_{sym}$  in Segmentsymmetrieebene vor, so ergibt sich der radiale Segmentneigungswinkel  $\beta$  in Abhängigkeit vom Umfangswinkel  $\alpha$  zu

$$\beta = \beta_{sym} \cos \alpha \quad (4.64)$$

#### b) Anteil der Segmentverformung infolge Belastung

Mit den Ergebnissen der analytischen Segmentberechnung (Kapitel 5.2) ergibt sich der radiale Segmentverdrehwinkel  $\varphi$  durch additive Überlagerung des Segmentbiegeanteils  $w$  mit den zugehörigen Verschiebungen der Deckel- und Zargenkontaktflächen ( $w_{f,kd}$ ,  $w_{f,kz}$ ) und des Segmenttorsionsanteils  $\Delta\varphi$  entsprechend Bild 4.17

$$w_{f,kd} = w \frac{R_{f,kd}}{R_{S,m}} - \Delta\varphi (R_{S,m} - R_{f,kd}) \quad (4.65)$$

$$w_{f,kz} = w \frac{R_{f,kz}}{R_{S,m}} + \Delta\varphi (R_{f,kz} - R_{S,m}) \quad (4.66)$$

zu

$$\varphi = \arctan\left(\frac{w_{f,kz} - w_{f,kd}}{R_{f,kz} - R_{f,kd}}\right) \quad (4.67)$$

Der gesamte radiale Segmentneigungswinkel ergibt sich aus dem Neigungs- und Verformungsanteil zu:

$$\varphi_{ges} = \beta + \varphi \quad (4.68)$$



Sollen die Kontaktflächenpartner ein optimales Tragverhalten aufweisen muß für die unabhängig voneinander berechneten Verschlußkomponenten Verschlußdeckel/-zarge und Segmenten gelten:

1. Der Kontakt der Kontaktmittellinie der unter Last verformten Verschlußkomponenten muß gewährleistet sein
2. Eine möglichst geringe radiale Winkeldifferenz der Kontaktflächenpartner muß vorliegen

Punkt 1 kann durch Vorgabe einer mittleren Segmentneigung näherungsweise erfüllt werden. Für die Deckel- und Zargenkontaktfläche ergeben sich die erforderlichen Neigungswinkel zur Erfüllung der Auflagebedingung in Abhängigkeit vom Umfangswinkel zu

$$\beta_{sym,kd} = \frac{w_{f,kd}}{R_{f,kd} (1 - \cos \alpha)} \quad (4.69)$$

$$\beta_{sym,kz} = \frac{w_{f,kz}}{R_{f,kz} (1 - \cos \alpha)} \quad (4.70)$$

Punkt 2 kann im Anschluß durch Anpassung der Segmenthöhe bis ein Minimum für die radiale Winkeldifferenz der Kontaktflächenpartner vorliegt eingehalten werden.

Praktikabel erscheint im Hinblick auf eine möglichst einfache Implementierung in einem Rechenprogramm die im folgenden beschriebene Vorgehensweise entsprechend Bild 4.18 Um die Segmenthöhe zu bestimmen, bei welcher die bestmögliche Übereinstimmung der Kontaktflächen vorliegt, wird die Segmenthöhe beginnend von einem Startwert in Intervallen erhöht und folgende Berechnungen durchgeführt.

1. Entsprechend der gesamten Segmentverformung wird für die zu berechnende Segmenthöhe ein mittlerer Segmentneigungswinkel  $\beta_{sym}^-$  unter bestmöglicher Einhaltung der Auflagebedingung über den Segmentumfangswinkel bestimmt. Die Segmentverschiebung infolge Belastung entspricht hierbei genau der Verschiebung infolge einer reinen Starrkörperdrehung des Segments um den Winkel  $\beta_{sym}^-$
2. Wird das Segment im folgenden einer Starrkörperdrehung um diesen Winkel  $\beta_{sym}^-$  unterzogen, stellt die Abweichung der radialen Kontaktflächenneigungen ein Maß für die Verformungsanpassung der jeweiligen Kontaktflächenpaare dar.

Wird nun bei einer Segmenthöhe  $h_{S,opt}$  ein Minimum der Winkelabweichungen der Deckel- und Zargenkontaktflächen festgestellt, so entspricht diese Segmenthöhe der gesuchten für ein bestmögliches Tragverhalten.

## 4.6 Allgemeine Optimierungsstrategie

Die zuvor detailliert aufgeführten Optimierungspunkte zur kontaktflächen-, spannungs- und verformungsoptimierten Segmentverschlußgestaltung ermöglichen in ihrer Gesamtheit eine optimierte Auslegung des Gesamtsystems Segmentverschluß. Die einzelnen Optimierungspunkte hängen voneinander ab wie aus Bild 4.19 sehr gut ersichtlich. Insbesondere sind hier die maßgeblichen Verschlußparameter der jeweiligen Optimierungsmodule dargestellt. Durch die Abhängigkeit der Optimierungsmodule untereinander ist deren getrennte, unabhängige Verwendung zur Verschlußauslegung nicht sinnvoll. Die Einzeloptimierungspunkte wurden daher vollständig – unter Berücksichtigung der gegenseitigen Abhängigkeiten – in ein hybrides Segmentverschluß Auslegungs- und Berechnungsprogramm integriert (Kapitel 6) und stellen somit in ihrer Gesamtheit die allgemeine Optimierungsstrategie dar. Ihre Anwendung ermöglicht dem Konstrukteur eine zeit- und kostensparende, optimierte Segmentverschlußauslegung, ohne auf aufwendige Berechnungsmethoden wie z.B. die dreidimensionale Finite-Elemente-Methode zurückgreifen zu müssen. Durch Implementierung von hybriden Programmteilen – wo erforderlich – wurden Effekte in der Komponentenberechnung mitberücksichtigt, welche für das spannungs- und verformungsmäßige Verhalten von Segmentverschlüssen relevant sind. Die Unzulänglichkeiten in der Praxis angewandter Berechnungsmethoden mit stark vereinfachten Berechnungsmodellen, welche die Realität nicht oder nur unzureichend beschreiben, konnten somit beseitigt werden.

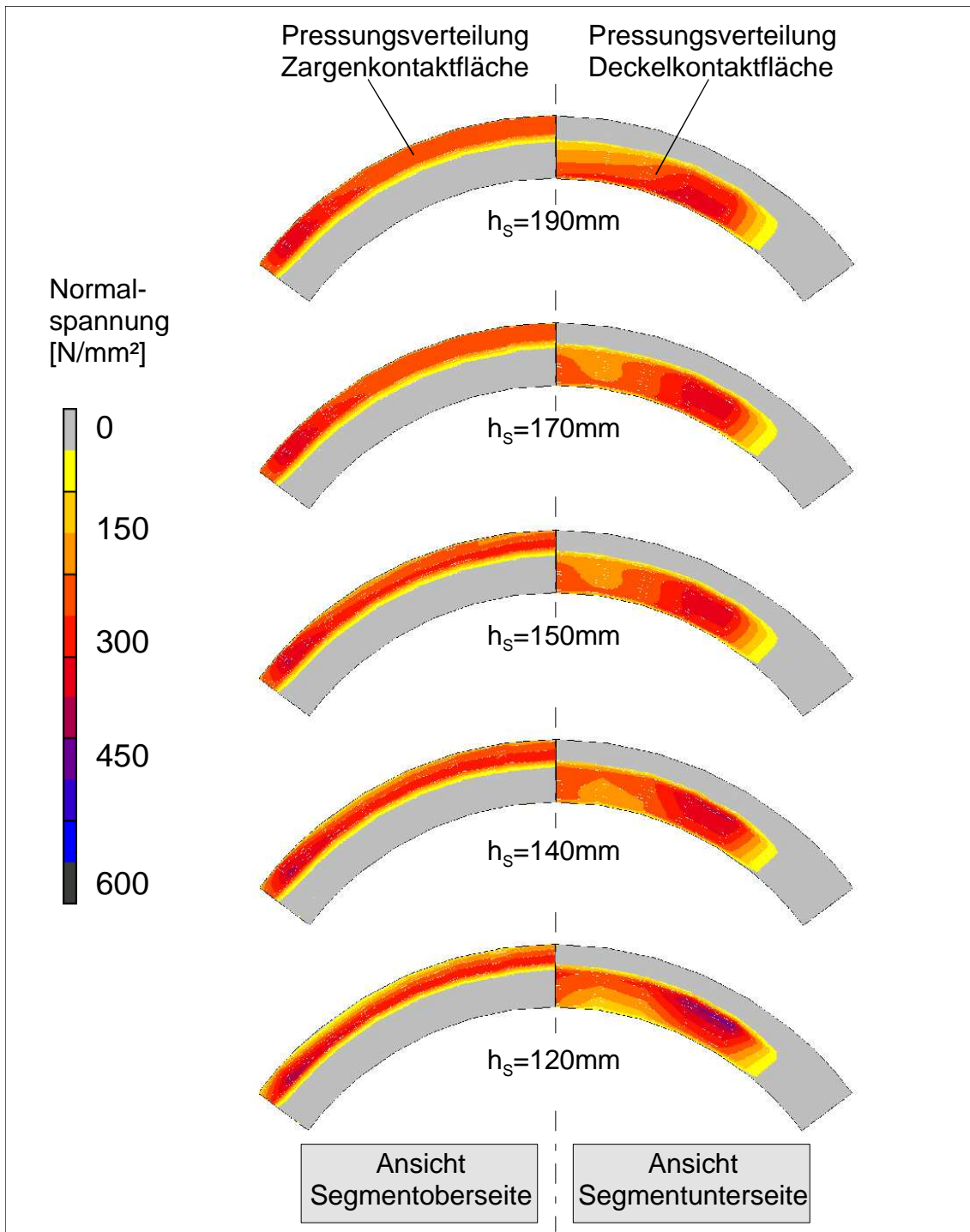


Bild 4.15: Pressungsverteilung der Segmentkontaktflächen

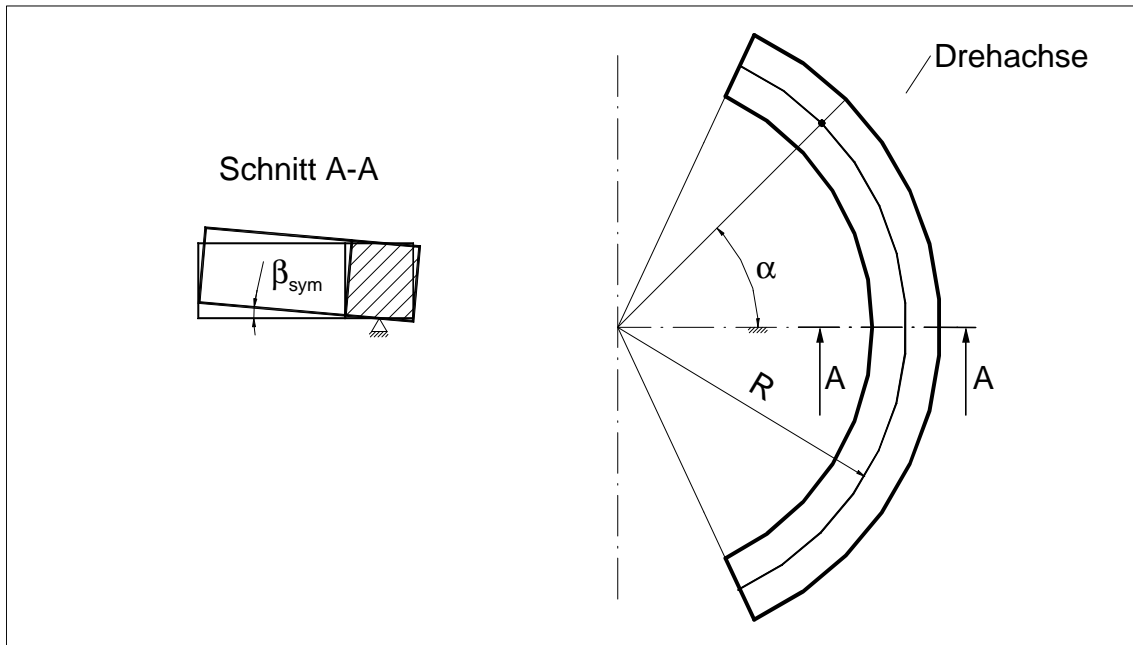


Bild 4.16: Starrkörperdrehung eines Segments

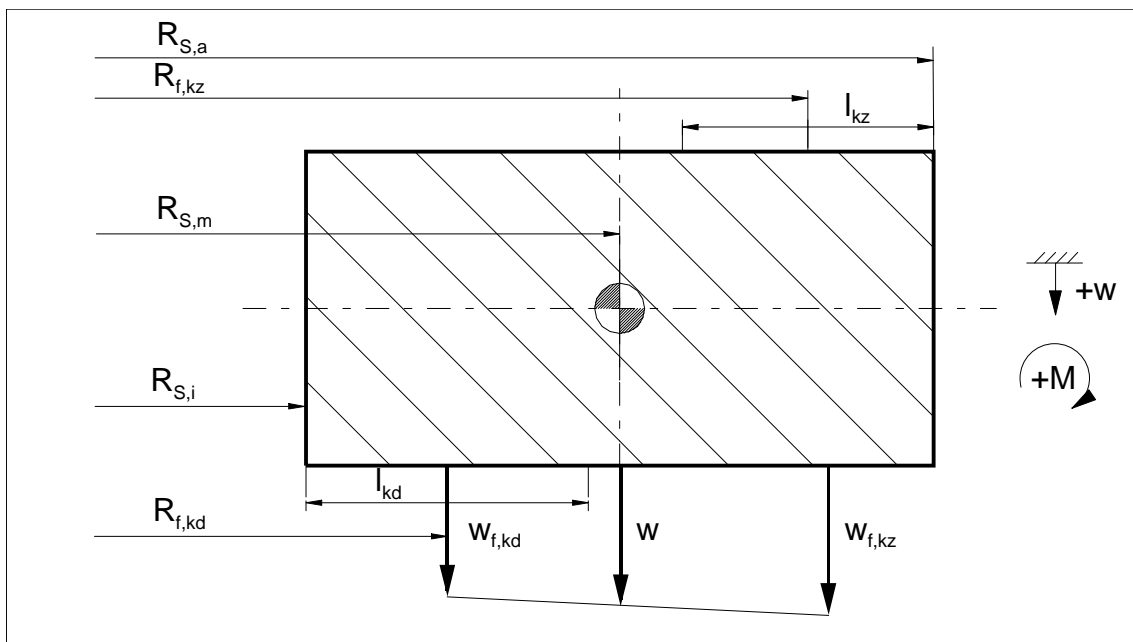


Bild 4.17: Segmentverformung am Radialschnitt

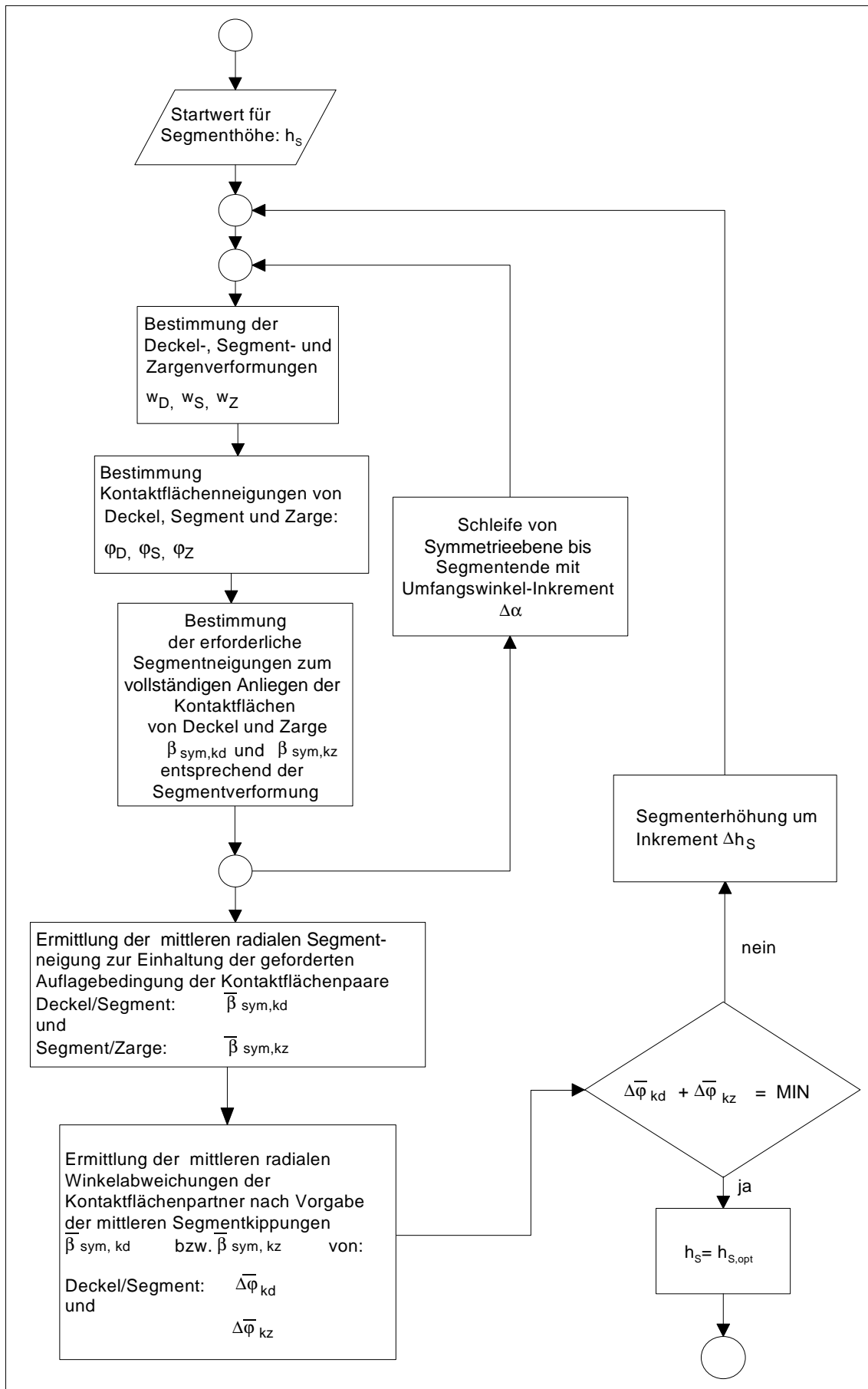


Bild 4.18: Ablaufdiagramm der Segmenthöhenoptimierung

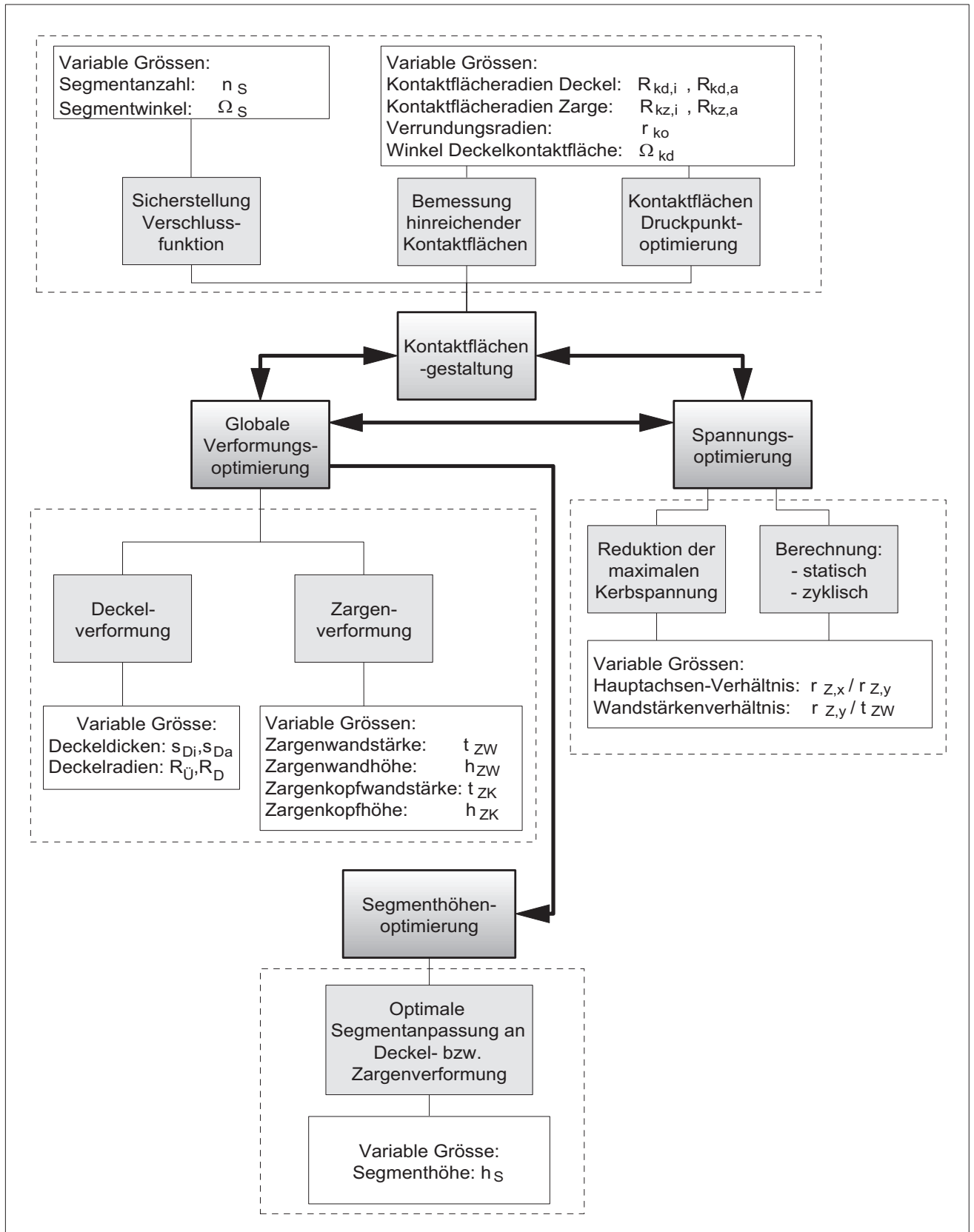


Bild 4.19: Optimierungsstrategie am Segmentverschluß

## 5 Analytische Berechnungsmodelle

Um das Verhalten des Segmentverschlusses in seiner Gesamtheit modellieren zu können und als Grundlage für die Entwicklung einer Optimierungsstrategie sowie eines hybriden Rechenmodells, wurden vorab die Einzelkomponenten des Segmentverschlusses unter Verwendung der dreidimensionalen Finite-Elemente-Analyse einer eingehenden Analyse unterzogen. Nach dem Erkennen der Schwachstellen der herkömmlichen Verschlussgeometrie sowie hierfür maßgeblicher Verschluss- und Belastungsgrößen, wurden analytische Berechnungsmodelle für die Verschlusskomponenten Deckel, Segment und Zarge entwickelt. Die Modelle für den Verschlussdeckel und die Verschlusszarge basieren auf einer axialsymmetrischen Modellierungsweise. Um dennoch 3D-Einflüsse wie sie infolge von Unstetigkeiten auftreten (scharfkantiger Segmentabschluß, Kontaktflächenbegrenzungen, Kerbwirkung am Übergang von der Zargenwand zum Zargenkopf) zu berücksichtigen, wurden die Komponentenmodelle wo erforderlich mit Korrekturen versehen. Im folgenden werden die einzelnen Berechnungsmodelle für den Verschlussdeckel, die Segmente sowie die Verschlusszarge im Detail aufgeführt.

### 5.1 Deckelberechnung

Die Deckelberechnung erfolgt anhand eines verbesserten und erweiterten Deckelmodells gegenüber der Berechnung nach AD-Merkblatt B5 (Bild 5.1).

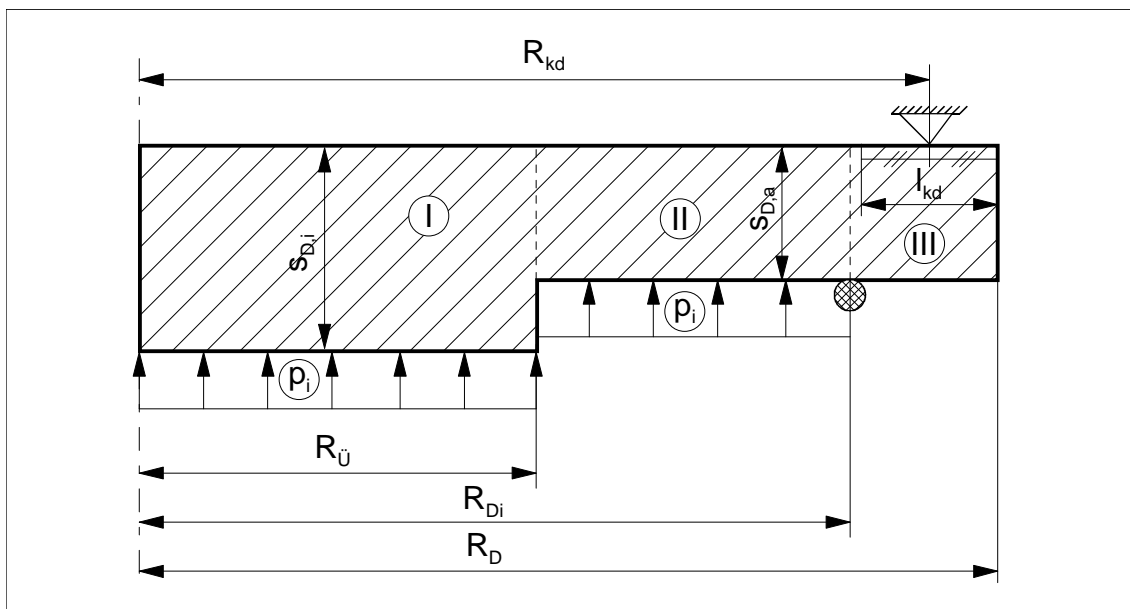


Bild 5.1: Maßgebliche Parameter zur Deckelberechnung

Bei diesem Berechnungsmodell einer unter Innendruck belasteten dünnen Kreisplatte (Außenradius  $R_D$ ) mit der Deckeldicke  $s_D$ , wird der Deckel behälterseitig bis zum Dichtungsradius  $R_{Di}$  mit dem gleichförmigen Behälterinnendruck  $p_i$  belastet. Die gelenkige Lagerung befindet sich in Kontaktflächenmitte der Deckelkontaktfläche  $R_{kd}$ . Sollte der

Deckel für eine verformungsangepaßte Konstruktion nicht steif genug sein, kann optional der Deckelbereich, welcher innerhalb des Behälterinnendurchmessers liegt, dicker gewählt werden. Der Ort des Deckeldickenübergangs befindet sich am Radius  $R_{\ddot{U}}$ .

Der Deckel wird zur Berechnung in 3 Bereiche eingeteilt.

- Bereich I Druckbeaufschlagter Deckelinnenbereich mit  $0 < r < R_{\ddot{U}}$  und der Deckeldicke  $s_{D,i}$
- Bereich II Druckbeaufschlagter Deckelmittenbereich mit  $R_{\ddot{U}} < r < R_{D_i}$  und der Deckeldicke  $s_{D,a}$
- Bereich III Unbelasteter Deckelaußenbereich mit  $R_{D_i} < r < R_{kd}$  und der Deckeldicke  $s_{D,a}$

Die allgemeine Gleichung für die Durchbiegung der Plattenmittelfläche lautet [47]:

$$w(r) = - \int_{r_1}^{r_2} \frac{1}{r} \left[ \int_{r_1}^{r_2} r \left( \int_{r_1}^{r_2} \frac{p_i r}{2B} dr \right) dr \right] dr + c_1 r^2 + c_2 \ln r + c_3 \quad (5.71)$$

mit der Plattensteifigkeit

$$B = E \frac{s_D^3}{12(1-\nu^2)} \quad (5.72)$$

Angewandt auf die drei Deckelbereiche ergeben sich die Deckelverformungen zu:

$$w_I(r) = \frac{p_i r^4}{64 B_I} + c_{12} \ln r + c_{11} r^2 + c_{13} \quad (5.73)$$

$$w_{II}(r) = \frac{p_i}{64 B_{II}} [(r^4 - 4r^2 R_{\ddot{U}}^2 + 4R_{\ddot{U}}^2 \ln r) - R_{\ddot{U}}^4 (4 \ln R_{\ddot{U}} - 3)] + c_{21} r^2 + c_{22} \ln r + c_{23} \quad (5.74)$$

$$w_{III}(r) = \frac{p_i R_{kd}^2}{8 B_{III}} (-r^2 + R_{kd}^2 + (r^2 + R_{kd}^2) \ln(\frac{r}{R_{kd}})) + c_{31} r^2 + c_{32} \ln r + c_{33} \quad (5.75)$$

Mit den neun Randbedingungen an Stelle der Deckelmitte sowie der Bereichsgrenzen bei  $R = R_{\ddot{U}}$  sowie bei  $R = R_{D_i}$

$$\begin{aligned} \left( \frac{dw_I}{dr} \right)_{r=0} &= 0 \\ \left( \frac{dw_I}{dr} \right)_{r=R_{\ddot{U}}} &= \left( \frac{dw_{II}}{dr} \right)_{r=R_{\ddot{U}}} \\ \left( \frac{dw_{II}}{dr} \right)_{r=R_{kd}} &= \left( \frac{dw_{III}}{dr} \right)_{r=R_{D_i}} \\ (M_{r,I})_{r=R_{\ddot{U}}} &= (M_{r,II})_{r=R_{\ddot{U}}} \\ (M_{r,II})_{r=R_{D_i}} &= (M_{r,III})_{r=R_{D_i}} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
(M_{r,III})_{r=R_{kd}} &= 0 \\
(w_I)_{r=R_{\ddot{U}}} &= (w_{II})_{r=R_{\ddot{U}}} \\
(w_{II})_{r=R_{kd}} &= (w_{III})_{r=R_{kd}} \\
(w_{III})_{r=R_{kd}} &= 0
\end{aligned}$$

und der Schnittgröße

$$M_r = -B \left( \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{dw}{dr} \right) \quad (5.76)$$

ergeben sich die Integrationskonstanten zu

$$\begin{aligned}
c_{11} &= p_i(-8B_I R_{kd}^2 R_{Di}^2 - 2B_I(-1 + \nu)R_{Di}^4 - (B_I - B_{II})(-1 + \nu^2) \\
&\quad R_{kd}^2 R_{\ddot{U}}^2 + (B_I - B_{II})(-1 + \nu^2)R_{\ddot{U}}^4 - 8B_I(1 + \nu)R_{kd}^2 R_{Di}^2 \\
&\quad \ln\left(\frac{R_{kd}}{R_{Di}}\right)) / (32B_I((1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 \\
&\quad - (B_I - B_{II})(-1 + \nu^2)R_{\ddot{U}}^2))
\end{aligned} \quad (5.77)$$

$$c_{12} = 0 \quad (5.78)$$

$$\begin{aligned}
c_{13} &= p_i(B_I(B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{Di}^2(4(3 + \nu)R_{kd}^2 - (7 + 3\nu)R_{Di}^2) \\
&\quad + B_I(B_I - B_{II})(1 + \nu)R_{Di}^2(-4(1 + \nu)R_{kd}^2 + 3(-1 + \nu)R_{Di}^2)R_{\ddot{U}}^2 \\
&\quad - (B_I - B_{II})(1 + \nu)(-3B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{\ddot{U}}^4 + (B_I - B_{II})^2 \\
&\quad (-1 + \nu^2)R_{\ddot{U}}^6 + 4B_I(1 + \nu)(-2R_{Di}^2((B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{Di}^2 \\
&\quad + (B_I - B_{II})(2R_{kd}^2 R_{Di}^2 - \nu R_{Di}^2)R_{\ddot{U}}^2) \ln\left(\frac{R_{kd}}{R_{Di}}\right) + \ln(R_{kd})((B_I + B_{II} \\
&\quad + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{Di}^4 - 2(B_I - B_{II})R_{Di}^2(2R_{kd}^2 + (-1 + \nu)R_{Di}^2)R_{\ddot{U}}^2 \\
&\quad + (B_I - B_{II})(1 + \nu)R_{kd}^2 R_{\ddot{U}}^4 - 4(B_I - B_{II})(1 + \nu)R_{kd}^2 R_{Di}^2 R_{\ddot{U}}^2 \left(\frac{R_{kd}}{R_{Di}}\right)) \\
&\quad - R_{Di}^4((B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 - (B_I - B_{II})(-1 + \nu)R_{\ddot{U}}^2) \\
&\quad \ln(R_{Di}) - (B_I - B_{II})R_{\ddot{U}}^2(-(-1 + \nu)R_{Di}^4 + R_{kd}^2(-4R_{Di}^2 + (1 + \nu)R_{\ddot{U}}^2) \\
&\quad - 4(1 + \nu)R_{kd}^2 R_{Di}^2 \ln\left(\frac{R_{kd}}{R_{Di}}\right) \ln(R_{\ddot{U}}))) / (64B_I B_{II}((1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I\nu \\
&\quad - B_{II}\nu)R_{kd}^2 - (B_I - B_{II})(-1 + \nu^2)R_{\ddot{U}}^2)
\end{aligned} \quad (5.79)$$

$$\begin{aligned}
c_{21} &= p_i((B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{Di}^2(4R_{kd}^2 + (-1 + \nu)R_{Di}^2) \\
&\quad - 2(1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{\ddot{U}}^2 + (B_I - B_{II}) \\
&\quad (-1 + \nu^2)R_{\ddot{U}}^4 + 4(1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{Di}^2 \\
&\quad \ln\left(\frac{R_{kd}}{R_{Di}}\right)) / (32B_{II}(-1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2
\end{aligned} \quad (5.80)$$

$$+(B_I - B_{II})(-1 + \nu^2)R_{\check{U}}^2)$$

$$\begin{aligned} c_{22} = & p_i R_{\check{U}}^2 ((B_I - B_{II})R_{D_i}^2 (4R_{kd}^2 + (-1 + \nu)R_{D_i}^2) - 2(B_I + B_I \\ & \nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{\check{U}}^2 + (B_I - B_{II})(-1 + \nu)R_{\check{U}}^4 + 4(B_I - B_{II}) \\ & (1 + \nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^2 \ln(\frac{R_{kd}}{R_{D_i}})))/(16B_{II}((B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu) \\ & R_{kd}^2 - (B_I - B_{II})(-1 + \nu)R_{\check{U}}^2) \end{aligned} \quad (5.81)$$

$$\begin{aligned} c_{23} = & p_i (- (B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^2 (4(3 + \nu)R_{kd}^2 \\ & - (7 + 3\nu)R_{D_i}^2) + (B_I - B_{II})(-1 + \nu^2)R_{D_i}^2 (4R_{kd}^2 - 5R_{D_i}^2) \\ & R_{\check{U}}^2 + (1 + \nu)(B_I + 5B_{II} + 5B_I\nu - 5B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{\check{U}}^4 - 3(B_I - B_{II}) \\ & (-1 + \nu^2)R_{\check{U}}^6 + 4(1 + \nu)(2R_{D_i}((B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^2 \\ & - (B_I - B_{II})(-1 + \nu)(R_{kd}^2 + R_{D_i}^2)R_{\check{U}}^2) \ln(\frac{R_{kd}}{R_{D_i}}) + \ln(R_{kd})(-(B_I \\ & + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^4 + 2(B_I - B_{II})R_{D_i}^2 (2R_{kd}^2 + (-1 + \nu) \\ & R_{D_i}^2)R_{\check{U}}^2 - (B_I - B_{II})(1 + \nu)R_{kd}^2 R_{\check{U}}^4 + 4(B_I - B_{II})(1 + \nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^2 \\ & R_{\check{U}}^2 \ln(\frac{R_{kd}}{R_{D_i}})) + ((B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 - (B_I - B_{II})(-1 + \nu) \\ & R_{\check{U}}^2)(R_{D_i}^4 \ln(R_{D_i}) - R_{\check{U}}^4 \ln(R_{\check{U}}))))/(64B_{II}(- (1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I \\ & \nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 + (B_I - B_{II})(-1 + \nu^2)R_{\check{U}}^2) \end{aligned} \quad (5.82)$$

$$\begin{aligned} c_{31} = & p_i ((-1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{D_i}^2 (-2R_{kd}^2 + R_{D_i}^2) \\ & + 2(B_I - B_{II})(-1 + \nu^2)R_{kd}^2 R_{\check{U}}^2 - (B_I - B_{II})(-1 + \nu^2)R_{\check{U}}^4 \\ & + 4(1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^2 \ln(\frac{R_{kd}}{R_{D_i}})))/ \\ & (32B_{II}(- (1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 + (B_I - B_{II}) \\ & (-1 + \nu^2)R_{\check{U}}^2) \end{aligned} \quad (5.83)$$

$$\begin{aligned} c_{32} = & p_i ((B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^4 - 2(B_I - B_{II})R_{D_i}^2 \\ & (2R_{kd}^2 + (-1 + \nu)R_{D_i}^2)R_{\check{U}}^2 + (B_I - B_{II})(1 + \nu)R_{kd}^2 R_{\check{U}}^4 \\ & - 4(B_I - B_{II})(1 + \nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^2 R_{\check{U}}^2 \ln(\frac{R_{kd}}{R_{D_i}})))/(16B_{II} \\ & (- (B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 + (B_I - B_{II})(-1 + \nu)R_{\check{U}}^2) \end{aligned} \quad (5.84)$$

$$\begin{aligned} c_{33} = & p_i (- (B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^2 (2(3 + \nu)R_{kd}^2 - (5 + 3\nu) \\ & R_{D_i}^2) + 2(B_I - B_{II})(-1 + \nu^2)R_{D_i}^2 (R_{kd}^2 - 2R_{D_i}^2)R_{\check{U}}^2 + (B_I - B_{II}) \\ & (-1 + \nu^2)R_{kd}^2 R_{\check{U}}^4 + 2(1 + \nu)(- ((B_I + B_{II} + B_I\nu - B_{II}\nu)R_{kd}^2 R_{D_i}^4 \\ & - 2(B_I - B_{II})R_{D_i}^2 (2R_{kd}^2 + (-1 + \nu)R_{D_i}^2)R_{\check{U}}^2 + (B_I - B_{II})(1 + \nu) \end{aligned} \quad (5.85)$$

$$\begin{aligned} & R_{kd}^2 R_{\ddot{U}}^4 \ln(R_{kd}) + 2R_{Di}^2 ((B_I + B_{II} + B_I \nu - B_{II} \nu) R_{kd}^2 R_{Di}^2 - (B_I \\ & - B_{II})(-1 + \nu)(R_{kd}^2 + R_{Di}^2) R_{\ddot{U}}^2 + 2(B_I - B_{II})(1 + \nu) R_{kd}^2 R_{\ddot{U}}^2 \ln(R_{kd})) \\ & \ln\left(\frac{R_{kd}}{R_{Di}}\right)) / (32B_{II}(-1 + \nu)(B_I + B_{II} + B_I \nu - B_{II} \nu) R_{kd}^2 + (B_I \\ & - B_{II})(-1 + \nu^2) R_{\ddot{U}}^2) \end{aligned}$$

Die Radial-/Tangentialspannung ergibt sich mit

$$\sigma_r = -\frac{E z}{1 - \nu^2} \left( \frac{d^2 w_i}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{dw_i}{dr} \right) \quad (5.86)$$

$$\sigma_t = -\frac{E z}{1 - \nu^2} \left( \frac{1}{r} \frac{dw_i}{dr} + \nu \frac{d^2 w_i}{dr^2} \right) \quad (5.87)$$

zu

- Bereich I

$$\begin{aligned} \sigma_{r,I} &= -\frac{z}{4(-1 + \nu^2) r^2 s_{D,i}^3} (3(-1 + \nu)(1 + \nu)(3 + \nu) p_i r^4 \\ & - 4E(c_{12}(-1 + \nu) + 2c_{11}(1 + \nu)r^2) s_{D,i}^3) \end{aligned} \quad (5.88)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{t,I} &= -\frac{z}{4(-1 + \nu^2) r^2 s_{D,i}^3} (3(-1 + \nu)(1 + \nu)(3 + \nu) p_i r^4 \\ & + 4E(c_{12}(-1 + \nu) - 2c_{11}(1 + \nu)r^2) s_{D,i}^3) \end{aligned} \quad (5.89)$$

- Bereich II

$$\begin{aligned} \sigma_{r,II} &= \frac{z}{4(-1 + \nu^2) r^2 s_{D,a}^3} ((-3(-1 + \nu^2) p_i (r - R_{\ddot{U}})(r + R_{\ddot{U}}) \\ & ((3 + \nu)r^2 - (-1 + \nu)R_{\ddot{U}}^2) + 4E(c_{22}(-1 + \nu) + 2c_{21}(1 + \nu)r^2) s_{D,a}^3) \end{aligned} \quad (5.90)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{t,II} &= \frac{z}{4(-1 + \nu^2) r^2 s_{D,a}^3} ((-3(-1 + \nu^2) p_i (r - R_{\ddot{U}})(r + R_{\ddot{U}}) \\ & ((1 + 3\nu)r^2 + (-1 + \nu)R_{\ddot{U}}^2) + 4E(c_{22}(1 - \nu) + 2c_{21}(1 + \nu)r^2) s_{D,a}^3) \end{aligned} \quad (5.91)$$

- Bereich III

$$\begin{aligned} \sigma_{r,III} &= \frac{z}{2(-1 + \nu^2) r^2 s_{D,a}^2} (3(1 - \nu)^2 (1 + \nu) p_i (r - R_{Di}) R_{Di}^2 \\ & (r + R_{Di}) + 2E(c_{32}(-1 + \nu) + 2c_{31}(1 + \nu)r^2) s_{D,a}^3 \\ & - 6(-1 + \nu)(1 + \nu)^2 p_i r^2 R_{Di}^2 \ln\left(\frac{r}{R_{Di}}\right)) \end{aligned} \quad (5.92)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{t,III} &= \frac{z}{2(-1 + \nu^2) r^2 s_{D,a}^2} (3(1 - \nu)^2 (1 + \nu) p_i R_{Di}^2 \\ & (-r^2 + R_{Di}^2) + 2E(c_{32}(1 - \nu) + 2c_{31}(1 + \nu)r^2) s_{D,a}^3 \\ & - 6(-1 + \nu)(1 + \nu)^2 p_i r^2 R_{Di}^2 \ln\left(\frac{r}{R_{Di}}\right)) \end{aligned} \quad (5.93)$$

Die radiale Deckelneigung berechnet sich mit

$$\varphi = \arctan\left(\frac{dw_i}{dr}\right) \quad (5.94)$$

zu

- Bereich I

$$\varphi_I = \arctan\left(\frac{c_{12}}{r} + 2c_{11}r + \frac{3(1-\nu^2)p_i r^3}{4Es_{D,i}^3}\right) \quad (5.95)$$

- Bereich II

$$\varphi_{II} = \arctan\left(\frac{1}{4r}(4c_{22} + 8c_{21}r^2 - \frac{3(-1+\nu^2)p_i(r^2 - R_{Di}^2)^2}{Es_{D,a}^3})\right) \quad (5.96)$$

- Bereich III

$$\varphi_{III} = \arctan\left(\frac{c_{32}}{r} + 2c_{31}r - \frac{3(-1+\nu^2)p_i R_{Di}^2}{2Er s_{D,a}^3} \frac{(-r^2 + R_{Di}^2 + 2r^2 \ln(\frac{r}{R_{Di}}))}{2Er s_{D,a}^3}\right) \quad (5.97)$$

### 5.1.1 Deckel-Verformungskorrektur

Eine druckpunktoptimierte Ausführung der Segmentkontaktflächen entsprechend Kapitel 4.3 vorausgesetzt, kann der Traganteil der Zargenkontaktflächen je nach Bauausführung (Segmentanzahl, Behälterinnendruck, zulässiger Werkstoffkennwert) bis zu ca. 90% betragen, wohingegen der Traganteil der Deckelkontaktflächen meist einen kleineren Wert aufweist. Wird der Verschlußdeckel vom Behälterinnendruck bis zum Dichtungsradius  $R_{Di}$  auf Druck beaufschlagt, wird dieser gegen die deckelseitigen Segmentkontaktflächen gedrückt. Wird eine gleichmäßige, vollständige Belastung der Deckelkontaktflächen vorausgesetzt, kann sich der Deckel in kontaktfächerefreien Bereichen mangels Formscluß stärker verformen. In Umfangsrichtung des Deckels gesehen variiert so die Deckelverformung vom minimalen Wert in Segmentmitte bis hin zur maximalen Verformung zwischen zwei Segmenten, d.h. die radiale Neigung der Deckelkontaktfläche ändert sich in Umfangsrichtung (Bild 5.2). Da die radiale Kontaktflächenneigung, wie im Kapitel 4.5 gezeigt wurde, in die Berechnung einer verformungsangepaßten Verschlußkonstruktion eingeht, muß diesem Effekt Rechnung getragen werden. Durch Parametervariationen an einem Verschlußdeckel der Dicke  $s_D$  und mit dem Außenradius  $R_D$  wurde der Einfluß der Segmentanzahl, des Innendrucks sowie des

Traganteils auf die Umfangsänderung der radialen Deckelkontaktflächenneigung, d.h. der Umfangsunförmigkeit untersucht. Bemerkenswert ist hierbei die Tatsache, daß die maximale Winkelabweichung gegenüber der radialen Neigung der Deckelkontaktfläche mit vollständig umlaufender Kontaktfläche, welches einem Traganteil von  $\psi_{kd} = 100\%$  entspricht, nicht von der Segmentanzahl  $n_S$  und dem Traganteil der Deckelkontaktfläche  $\psi_{kd}$ , sondern ausschließlich vom Verhältnis der Höhe des Behälterinnendruckes zum E-Modul des Deckelwerkstoffs und dem Verhältnis des Deckelaußenradius  $R_D$  zur Deckeldicke  $s_D$  abhängig ist. Die Abweichung der radialen Neigung der Deckelkontaktfläche *abw*  $\varphi_{kd}$  kann wie folgt definiert werden:

$$\textit{abw } \varphi_{kd} := \frac{\varphi_{kd,max}}{\varphi_{kd,\psi=1}} \quad (5.98)$$

wobei

$\varphi_{kd,max}$	Maximale radiale Neigung der Deckelkontaktfläche
$\varphi_{kd,\psi=1}$	Radiale Neigung der Deckelkontaktfläche bei $\psi_{kd} = 1$

Das Ergebnis der rein linear-elastischen Finite-Elemente Berechnungen läßt sich durch die folgende Formel beschreiben:

$$\textit{abw } \varphi_{kd} = 17380 \left( \frac{R_D}{s_D} \right)^2 \frac{p_i}{E} \quad (5.99)$$

Die radiale Kontaktflächenneigung der Deckelkontaktfläche berechnet sich hiermit in Umfangsrichtung wie folgt:

$$\varphi_{kd}(\Omega) = \varphi_{kd,\psi=1} \left( 1 + \textit{abw } \varphi \cos\left(\frac{\alpha 90^\circ}{\Omega_{kd}/2}\right) \right) \quad (5.100)$$

mit  $0 < \alpha \left(\frac{180^\circ}{\pi}\right) < \Omega_{kd}/2$

Zugrundegelegt wird bei dieser Modellbildung, daß am Ende der Kontaktzone der Deckelkontaktfläche bei  $\Omega = \Omega_{kd}/2$  dieselbe Kontaktflächenneigung vorherrscht wie bei einem Deckel mit einem Traganteil von  $\Psi_{kd} = 1$ . Die Gültigkeit dieser Annahme wurde durch die durchgeführten Parametervariationen verifiziert.

Exemplarisch ist in Bild 5.2 der Verlauf der radialen Kontaktflächenneigung des Deckels dargestellt. Als relativer Umfangswinkel wird hierbei das Verhältnis des Umfangswinkels  $\alpha$  bezogen auf die Segmentsymmetrieebene bezogen zum halben Teilungswinkel  $\Omega_T$  definiert. In Segmentmitte beträgt der relative Umfangswinkel 0 am Ort mittig zwischen zwei Segmenten 1.

$$\Omega_{rel} := \frac{\alpha (180^\circ/\pi)}{\Omega_T/2} \quad (5.101)$$

Wobei

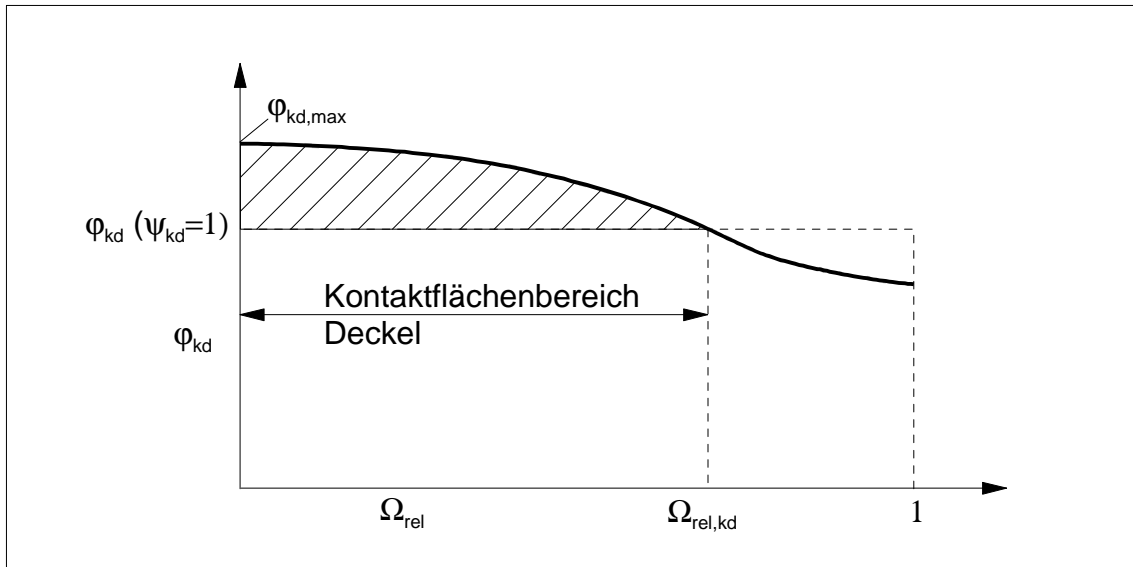


Bild 5.2: Verlauf der radialen Kontaktflächenneigung des Deckels

$\Omega_{rel}$	Relativer Umfangswinkel
$\alpha$	Umfangswinkel
$\Omega_T$	Teilungswinkel

mit

$$\Omega_T := \frac{360^\circ}{n_S} \quad (5.102)$$

Die tangentielle Verwölbung des Deckels in Umfangsrichtung ist wie bereits erwähnt infolge des großen Traganteils am Segmentverschluß vernachlässigbar gering und muß daher bei der Verformungsberechnung nicht berücksichtigt werden.

## 5.2 Segmentberechnung

Ein reales Segment, mit der an der Deckel- und Zargenkontaktfläche angreifenden Belastung, wurde für das analytische Berechnungsmodell entsprechend Bild 5.3 idealisiert. Die deckel- und zargenseitige Kontaktfläche des Segments ist hierbei schraffiert dargestellt. Die resultierenden Linienlasten aus der Pressungsverteilung der Deckel- und Zargenkontaktfläche  $f_{kd}$  und  $f_{kz}$  greifen an den entsprechenden Radien  $R_{f,kd}$  und  $R_{f,kz}$  an. Die Berechnungsstelle  $\alpha$  bezieht sich auf die Segmentsymmetrieebene. Aus Symmetriegründen wird im folgenden eine Segmenthälfte betrachtet. Folgende Annahmen liegen der folgenden Verformungs- und Spannungsberechnung zugrunde:

- Das Segment besitzt im Radialschnitt einen rechteckigen Querschnitt mit der Breite  $b_S$  und der Höhe  $h_S$ .
- Reibungskräfte werden vernachlässigt.

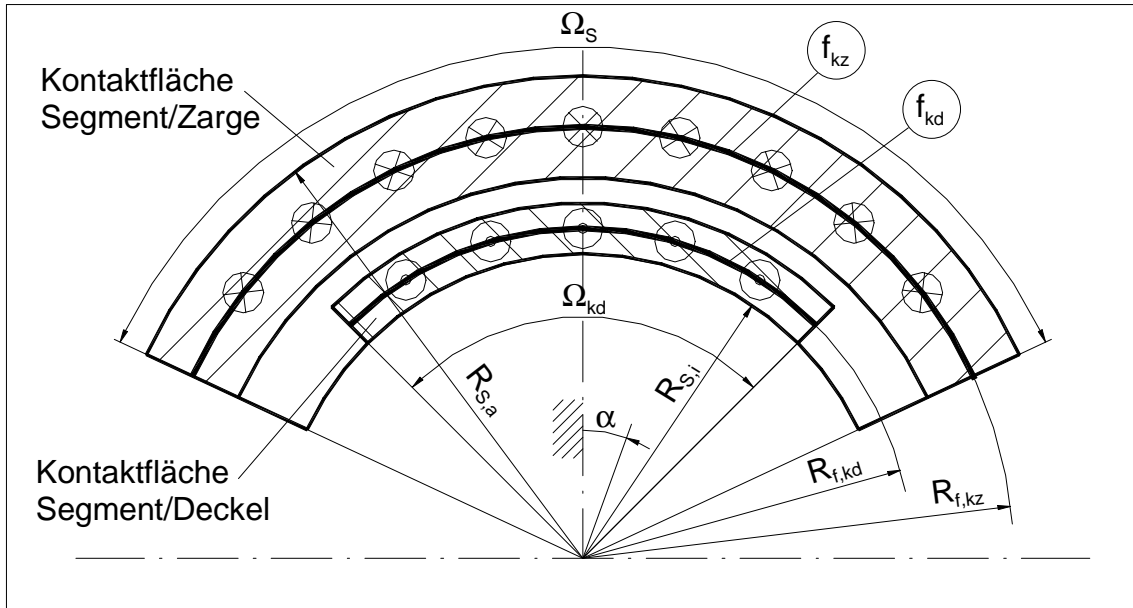


Bild 5.3: Maßgebliche Parameter zur Segmentberechnung

- Das Vorliegen einer gleichmäßigen mittleren Flächenpressungsverteilung über den Umfang der Zargenkontaktfläche  $p_{kz}$  und der Deckelkontaktfläche  $p_{kd}$  und den hieraus resultierenden Linienkräften  $f_{kz}$  und  $f_{kd}$  wird vorausgesetzt.
- Die resultierende Linienkraft der Deckelkontaktfläche  $f_{kd}$  greift am Radius  $R_{f,kd}$  über einen Winkelbereich von  $\Omega_{kd}$  an. Der Kontaktflächenwinkel der Deckelkontaktfläche  $\Omega_{kd}$  ist bei einem druckpunktoptimiertem Segment entsprechend Kapitel 4.3 immer kleiner als der Kontaktflächenwinkel der Zargenkontaktfläche  $\Omega_{kz}$ . Die resultierende Linienkraft der Zargenkontaktfläche  $f_{kz}$  greift analog am Radius  $R_{f,kz}$  über einen Winkelbereich von  $\Omega_{kz}$  an, welches ungefähr dem Segmentwinkel  $\Omega_s$  entspricht.

Zur Schnittgrößenbestimmung wird das Segment durch einen radialen Schnitt an der Stelle  $\alpha$  freigeschnitten. Durch obige Belastung können die am Schnittufer angreifenden Schnittgrößen bestimmt werden. Im einzelnen sind dies das Wölbmoment  $M_{woelb}$  sowie das Torsionsmoment  $M_{tors}$  und die Normalkraft  $N$  senkrecht zu den Kontaktflächen. Die resultierenden Linienkräfte des Deckels und der Zargenkontaktflächen ergeben sich bei Belastung des Verschlusses mit dem Betriebsdruck zu

$$f_{kd} = \frac{180F_B}{\Omega_{kd} \pi n_S R_{f,kd}} \quad (5.103)$$

und

$$f_{kz} = \frac{180F_B}{\Omega_{kz} \pi n_S R_{f,kz}} \quad (5.104)$$

Die Schnittgrößen am Segment berechnen sich für den Innenbereich  $0 < \alpha < \alpha_{kd}$  und den Außenbereich  $\alpha_{kd} < \alpha < \alpha_{kz}$  wie folgt:

### Normalkraft

Die Normalkraft wirkt in Richtung der Symmetrieachse des Verschlußdeckels, d.h. normal zu den Kontaktflächen und berechnet sich zu

Bereich I:  $0 < \alpha < \alpha_{kd}$

$$N_I(\alpha) = f_{kz} R_{f,kz} (\alpha_{kz} - \alpha) - f_{kd} R_{f,kd} (\alpha_{kd} - \alpha) \quad (5.105)$$

Bereich II:  $\alpha_{kd} < \alpha < \alpha_{kz}$

$$N_{II}(\alpha) = f_{kz} R_{f,kz} (\alpha_{kz} - \alpha) \quad (5.106)$$

Positives Vorzeichen der Normalkraft entspricht einer Kraftwirkung in Richtung des Verschlußdeckels.

### Wölbmoment

Durch das Wölbmoment wird der im Radialschnitt rechteckige Segmentquerschnitt auf Biegung beansprucht. Das Biegemoment greift im Schwerpunkt des Segmentschnitts an, die neutrale Faser liegt in einer Ebene parallel zu den Kontaktflächen durch den Schwerpunkt. Das Wölbmoment ergibt sich mit den Anteilen aus der Zargen- und Deckelbelastung zu

Bereich I:  $0 < \alpha < \alpha_{kd}$

$$\begin{aligned} M_{woelb,I}(\alpha) &= M_{woelb,kz} + M_{woelb,kd} \\ &= f_{kz} R_{f,kz}^2 \int_{\xi=\alpha}^{\alpha_{kz}} \sin(\xi - \alpha) d\xi + f_{kd} R_{f,kd}^2 \int_{\xi=\alpha}^{\alpha_{kd}} \sin(\xi - \alpha) d\xi \\ &= f_{kz} R_{f,kz}^2 (-\cos(\alpha_{kz} - \alpha) + 1) \\ &\quad + f_{kd} R_{f,kd}^2 (\cos(\alpha_{kd} - \alpha) - 1) \end{aligned} \quad (5.107)$$

Bereich II:  $\alpha_{kd} < \alpha < \alpha_{kz}$

$$\begin{aligned} M_{woelb,II}(\alpha) &= M_{woelb,kz} \\ &= f_{kz} R_{f,kz}^2 \int_{\xi=\alpha}^{\alpha_{kz}} \sin(\xi - \alpha) d\xi \\ &= f_{kz} R_{f,kz}^2 (-\cos(\alpha_{kz} - \alpha) + 1) \end{aligned} \quad (5.108)$$

Positives Vorzeichen des Wölbmoments entspricht einer konvexen Verwölbung des Segments vom Verschlußdeckel weg.

### Torsionsmoment

Durch das angreifende Torsionsmoment wird das Segment einer internen Verdrehung unterzogen. Das Torsionsmoment wird bezogen auf den Schwerpunkt eines radialen Segmentschnitts ermittelt zu



Bereich I:  $0 < \alpha < \alpha_{kd}$

$$\begin{aligned}
M_{tors,I}(\alpha) &= M_{tors,kd} + M_{tors,kz} \\
&= f_{kd} R_{f,kd} \int_{\xi=\alpha}^{\alpha_{kd}} \left( \frac{R_{S,i} + R_{S,a}}{2} - R_{f,kd} \cos(\xi - \alpha) \right) d\xi \\
&\quad + f_{kz} R_{f,kz} \int_{\xi=\alpha}^{\alpha_{kz}} \left( R_{f,kz} \cos(\xi - \alpha) - \frac{R_{S,i} + R_{S,a}}{2} \right) d\xi \\
&= f_{kd} R_{f,kd} \left( \frac{R_{S,i} + R_{S,a}}{2} (\alpha_{kd} - \alpha) - R_{f,kd} \sin(\alpha_{kd} - \alpha) \right) \\
&\quad + f_{kz} R_{f,kz} \left( \frac{R_{S,i} + R_{S,a}}{2} (\alpha - \alpha_{kz}) + R_{f,kz} \sin(\alpha_{kz} - \alpha) \right) \quad (5.109)
\end{aligned}$$

Bereich II:  $\alpha_{kd} < \alpha < \alpha_{kz}$

$$\begin{aligned}
M_{tors,II}(\alpha) &= M_{tors,kz} \\
&= f_{kz} R_{f,kz} \int_{\xi=\alpha}^{\alpha_{kz}} \left( R_{f,kz} \cos(\xi - \alpha) - \frac{R_{S,i} + R_{S,a}}{2} \right) d\xi \\
&= f_{kz} R_{f,kz} \left( \frac{R_{S,i} + R_{S,a}}{2} (\alpha - \alpha_{kz}) + R_{f,kz} \sin(\alpha_{kz} - \alpha) \right) \quad (5.110)
\end{aligned}$$

Positives Vorzeichen des Torsionsmoments entspricht einer Verdrehung der dem Verschlußdeckel zugeneigten Segmentkontaktfläche vom Verschlußdeckel weg.

### 5.2.1 Verformungen

#### Berechnung der Segmentverschiebung

Aus den bekannten Schnittgrößenverläufen wird die Segmentverformung bestehend aus einem Biege- und Torsionsanteil wie im folgenden ausgeführt bestimmt.

Die Bestimmung der Segmentbiegeline infolge Wölbmoment erfolgt über die Schwerpunktlagen der radialen Segmentschnitte. Allgemein gilt für die sich einstellende Verformung  $w$  eines Biegebalkens unter reiner Momentenbelastung:

$$w''(x) = -\frac{M_b(x)}{E I(x)} \quad (5.111)$$

Bezogen auf die Segmentsymmetrieebene gilt hier für die Bogenlänge  $x$  durch die Schwerpunktlagen der Segmentquerschnitte an der Berechnungsstelle  $\alpha$  (siehe auch Bilder 4.16 und 4.17):

$$x = R_{S,m} \alpha \quad (5.112)$$

Ist die Segmentbreite  $b_S$  um Größenordnungen kleiner als der mittlere Segmentradius  $R_{S,m}$  kann unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Faserlängen des Biegequerschnitts die Gleichung für den geraden Balken herangezogen werden. Durch die kürzere vorliegende Faserlänge am Segmentinnenradius gegenüber dem Segmentaußenradius,

tritt infolgedessen eine geringere Biegeauslenkung am Segmentinnenradius als am Segmentaußenradius auf. Der radiale Segmentquerschnitt erfährt somit infolge einer reinen Biegebelastung einen induzierten Neigungsanteil (siehe auch Bild 4.17 und Gleichungen 4.65 und 4.66).

Für die weitere Berechnung der Segmentverformung wird der Symmetrieschnitt des Segments als fest eingespannt betrachtet. Die Segmentverschiebungs- und -verdrehungsanteile beziehen sich auf diese Bezugsstelle.

### Berechnung der Segmentverschiebung infolge Woelbmoment

Durch Integration von Gleichung (5.111) ergibt sich die Segmentverschiebung für den Segmentinnenbereich  $0 < \alpha < \alpha_{kd}$  zu

$$w_I(x) = \frac{1}{2EI} (f_{kd} R_{f,kd}^2 x^2 - f_{kz} R_{f,kz}^2 x^2 + 2 f_{kd} R_{f,kd}^2 R_{S,m}^2 \cos(\alpha_{kd} - \frac{x}{R_{S,m}}) - 2 f_{kz} R_{f,kz}^2 R_{S,m}^2 \cos(\alpha_{kz} - \frac{x}{R_{S,m}})) + C1_I x + C2_I \quad (5.113)$$

Die Integrationskonstanten ergeben sich aus den Randbedingungen

$$w'_I(x=0) = 0 \quad (5.114)$$

zu

$$C1_I = -\frac{1}{EI} (f_{kd} R_{f,kd}^2 x^2 - f_{kz} R_{f,kz}^2 x^2 + 2 f_{kd} R_{f,kd}^2 R_{S,m}^2 \cos(\alpha_{kd} - \frac{x}{R_{S,m}}) - 2 f_{kz} R_{f,kz}^2 R_{S,m}^2 \cos(\alpha_{kz} - \frac{x}{R_{S,m}})) \quad (5.115)$$

und

$$w_I(x=0) = 0 \quad (5.116)$$

zu

$$C2_I = \frac{R_{S,m}}{EI} (f_{kz} R_{f,kz}^2 \sin(\alpha_{kz}) - f_{kd} R_{f,kd}^2 \sin(\alpha_{kd})) \quad (5.117)$$

Somit ergibt sich für den Segmentinnenbereich  $0 < \alpha < \alpha_{kd}$

$$w_I(x) = \frac{1}{2EI} (f_{kd} R_{f,kd}^2 - f_{kz} R_{f,kz}^2) x^2 + 2 R_{S,m}^2 (-f_{kd} R_{f,kd}^2 R_{S,m} \cos(\alpha_{kd}) + f_{kz} R_{f,kz}^2 R_{S,m} \cos(\alpha_{kz}) + f_{kd} R_{f,kd}^2 R_{S,m} \cos(\alpha_{kd} - \frac{x}{R_{S,m}}) - f_{kz} R_{f,kz}^2 R_{S,m} \cos(\alpha_{kz} - \frac{x}{R_{S,m}}) - f_{kd} R_{f,kd}^2 x \sin(\alpha_{kd}) + f_{kz} R_{f,kz}^2 x \sin(\alpha_{kz})) \quad (5.118)$$

Für die Verschiebung im Segmentaußenbereich  $\alpha_{kd} < \alpha < \alpha_{kz}$  ergibt sich entsprechend

$$w_{II}(x) = \frac{1}{2EI} \left( -f_{kz} R_{f,kz}^2 x^2 - 2 f_{kz} R_{f,kz}^2 R_{S,m}^2 \cos\left(\alpha_{kz} - \frac{x}{R_{S,m}}\right) \right) + C1_{II} x + C2_{II} \quad (5.119)$$

Die Integrationskonstanten ergeben sich aus den Randbedingungen

$$w'_I(x = \alpha_{kd} R_{S,m}) = w'_{II}(x = \alpha_{kd} R_{S,m}) \quad (5.120)$$

zu

$$C1_{II} = \frac{1}{EI} \left( f_{kd} R_{f,kd}^2 R_{S,m} (\alpha_{kd} - \sin(\alpha_{kd})) + f_{kz} R_{f,kz}^2 R_{S,m} \sin(\alpha_{kz}) \right) \quad (5.121)$$

und

$$w_I(x = \alpha_{kd} R_{S,m}) = w_{II}(x = \alpha_{kd} R_{S,m}) \quad (5.122)$$

zu

$$C2_{II} = \frac{1}{2EI} \left( R_{S,m}^2 (-f_{kd} R_{f,kd}^2 (-2 + \alpha_{kd}^2 + 2 \cos(\alpha_{kd})) + 2 f_{kz} R_{f,kz}^2 \cos(\alpha_{kz})) \right) \quad (5.123)$$

Somit ergibt sich für den Segmentaußenbereich

$$w_{II}(x) = -\frac{1}{2EI} \left( (-2 + \alpha_{kd}^2) f_{kd} R_{f,kd}^2 R_{S,m}^2 - 2 \alpha_{kd} f_{kd} R_{f,kd}^2 R_{S,m} x + f_{kz} R_{f,kz}^2 x^2 + 2 R_{S,m} (f_{kd} R_{f,kd}^2 R_{S,m} \cos(\alpha_{kd}) + f_{kd} R_{f,kd}^2 x \sin(\alpha_{kd}) + f_{kz} R_{f,kz}^2 (-R_{S,m} \cos(\alpha_{kz}) + R_{S,m} \cos(\alpha_{kz} - \frac{x}{R_{S,m}}) - x \sin(\alpha_{kz})) \right) \quad (5.124)$$

Da die Segmentverschiebung infolge des Normalkraftanteils um Größenordnungen geringer als die Segmentverschiebung infolge des Woelbmoments ist, wird sie im weiteren vernachlässigt. Außerdem wird der hieraus resultierende Schubspannungsanteil bei der Belastungsermittlung außer acht gelassen.

### Berechnung der Segmentverdrehung

Die Berechnung der Segmentverdrehung infolge Torsionsmoment aus der angreifenden Belastung erfolgt mittels der Gleichung

$$\Delta\varphi = \int \frac{M_{tors}}{G I_t} dx \quad \text{und} \quad G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (5.125)$$

mit dem Torsionsflächenmoment  $I_t$  für rechteckförmige Querschnitte

$$I_t = c_1 n b_S^4 \quad (5.126)$$

Die Konstante  $c_{t1}$  berechnet sich als Funktion vom Seitenverhältnis des Segmentquerschnitts

$$n := h_S/b_S \quad (5.127)$$

zu

$$c_1 = c_{t1} + c_{t2} n + c_{t3} \ln n/n + c_{t4}/n^{1,5} + c_{t5} \ln n/n^2 \quad (5.128)$$

wobei  $c_{t1} = 0,33498073$ ,  $c_{t2} = 1,2315086 \cdot 10^{-5}$ ,  $c_{t3} = -0,06466276$ ,  $c_{t4} = -0,19400296$  und  $c_{t5} = -0,087800281$  [48].

Die Segmentverdrehung des Segmentinnenbereichs  $0 < \alpha < \alpha_{kd}$  ergibt sich hiermit zu

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_I(\alpha) &= \int_0^{\alpha \cdot R_{S,m}} \frac{M_{tors,I}(x)}{G I_t} dx \\ &= -\frac{1}{2 G I_t} (R_{S,m} (\alpha((\alpha - 2 \alpha_{kd}) f_{kd} R_{f,kd} - (\alpha - 2 \alpha_{kz}) f_{kz} R_{f,kz}) R_{S,m} \\ &\quad + 2 f_{kd} R_{f,kd}^2 (\cos(\alpha - \alpha_{kd}) - \cos(\alpha_{kd})) + 2 f_{kz} R_{f,kz}^2 (-\cos(\alpha - \alpha_{kz}) \\ &\quad + \cos(\alpha_{kz})))) \end{aligned} \quad (5.129)$$

und für den Segmentaußenbereich  $\alpha_{kd} < \alpha < \alpha_{kz}$  zu

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{II}(\alpha) &= \int_0^{\alpha_{kd} \cdot R_{S,m}} \frac{M_{tors,I}(x)}{G I_t} dx + \int_{\alpha_{kd} \cdot R_{S,m}}^{\alpha \cdot R_{S,m}} \frac{M_{tors,II}(x)}{G I_t} dx \\ &= \frac{1}{2 G I_t} (R_{S,m} (-2 f_{kd} R_{f,kd}^2 + \alpha_{kd}^2 f_{kd} R_{f,kd} R_{S,m} + \alpha^2 f_{kz} R_{f,kz} R_{S,m} \\ &\quad - 2 \alpha \alpha_{kz} f_{kz} R_{f,kz} R_{S,m} + 2 f_{kd} R_{f,kd}^2 \cos(\alpha_{kd}) + 2 f_{kz} R_{f,kz}^2 \\ &\quad (\cos(\alpha - \alpha_{kz}) - \cos(\alpha_{kz})))) \end{aligned} \quad (5.130)$$

### 5.2.2 Segmentbelastung

Die Gesamtsegmentbelastung ergibt sich aus den Belastungsanteilen des Woelb- und des Torsionsmoments.

#### Anteil aus dem Woelbmoment:

Die maximale Biegespannung aus dem Woelbmoment liegt in den Randfasern des rechteckförmigen Segmentquerschnitts vor und ergibt sich zu

$$\sigma_b = \frac{M_{woelb}}{W_b} = \frac{6 M_{woelb}}{b_S h_S^2} \quad (5.131)$$

#### Anteil aus dem Torsionsmoment:

Die maximale Torsionsspannung tritt an der Segmentoberseite und -unterseite in Segmentmitte auf. Sie berechnet sich mit dem Torsionswiderstandsmoment für rechteckförmige Querschnitte  $W_t$

$$W_t = c_2 n b_S^3 \quad (5.132)$$

und der Konstanten

$$c_2 = \frac{c_{t6} + c_{t7} \ln n + c_{t8} (\ln n)^2 + c_{t9} (\ln n)^3}{1 + c_{t10} \ln n + c_{t11} (\ln n)^2 + c_{t12} (\ln n)^3} \quad (5.133)$$

wobei  $c_{t6} = 0,20800312$ ,  $c_{t7} = -0,033896664$ ,  $c_{t8} = -0,04323718$ ,  $c_{t9} = 0,039504736$ ,  $c_{t10} = -0,46038827$ ,  $c_{t11} = 0,0092277162$  und  $c_{t12} = 0,1014998$  [48] zu:

$$\tau_{tors} = \frac{M_{tors}}{W_t} \quad (5.134)$$

### Gesamtbelastung

Durch Überlagerung beider Belastungsanteile kann die Ermittlung der maximale Segmentbelastung am Ort der halben Segmentbreite über den Segmentumfangswinkel  $\alpha$  mit einer entsprechenden Vergleichspannungshypothese erfolgen. Da bei Segmentverschlüssen in der Regel duktile Werkstoffe eingesetzt werden, wird hier die von Mises Vergleichsspannung angewandt.

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \tau_{tors}^2} \quad (5.135)$$

## 5.3 Zargenberechnung

Zur analytischen Berechnung der Zargenbelastung / Zargenverformung kann das Grundmodell der Klammerberechnung sowie die hieraus ermittelten Berechnungsgrößen aus [1] übernommen werden.

Dieses Ersatzmodell für die Verschlußzarge besteht entsprechend Bild 5.4 aus zwei zusammengesetzten axialsymmetrischen Zylindern, dem zylindrischen Zargenwandbereich der Höhe  $h_{ZW}$  und der Wandstärke  $t_{ZW}$  (Bereich II) sowie dem Zargenkopfbereich der Höhe  $h_{ZK}$  und der Wandstärke  $t_{ZK} + l_{Z,A}$  (Bereich I). Der Unterschied bei der Anwendung des Modells auf den Bajonett- bzw. den Segmentverschluß besteht ausschließlich darin, daß beim Segmentverschluß die Wandstärke des oberen Zylinders nach innen hin durch den Zargeninnenradius begrenzt wird, wohingegen beim Bajonettverschluß der Zargenknaggenanschlußradius die maßgebliche Berechnungsgröße darstellt. Die Zargenhöhe  $h_Z$  wird hier als die Summe der Zargenwand- und Zargenkopfhöhe definiert. Durch eine Beaufschlagung der Verschlußzarge mit einem aus der Kontaktflächenbelastung resultierenden Moment sowie einer axialen Kraftkomponente können folgende Größen der Verschlußzarge in Abhängigkeit vom Berechnungsradius und der Berechnungshöhe ermittelt werden:

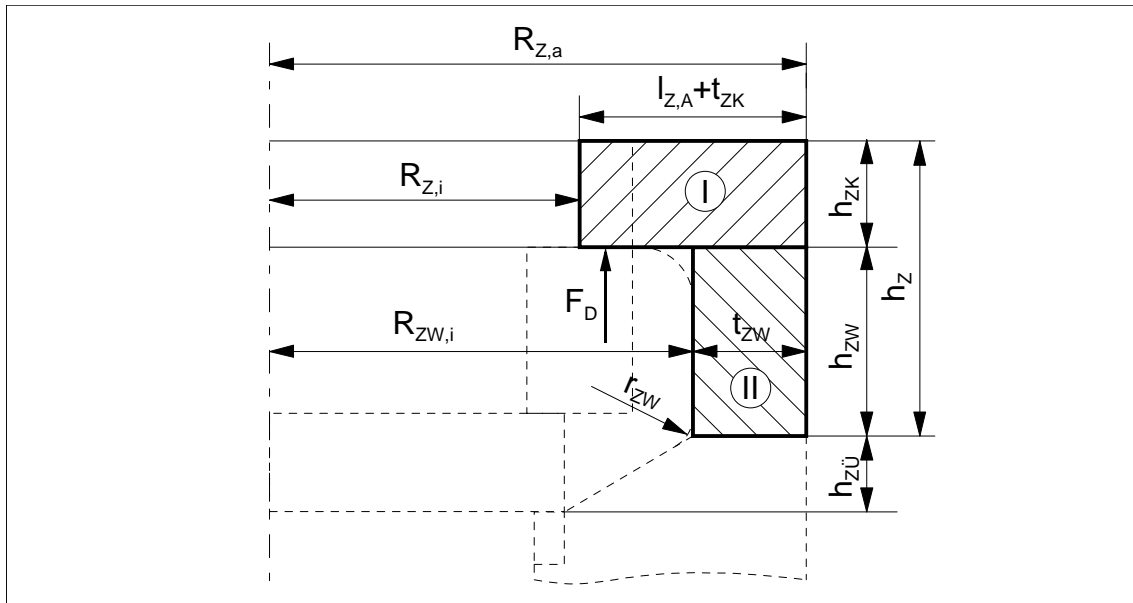


Bild 5.4: Maßgebliche Parameter zur Zargenberechnung

- Radiale Verschiebung bzw. Winkelneigung
- Spannungskomponenten sowie die hieraus resultierende Vergleichsspannung

Für die vollständigen Berechnungsformeln wird an dieser Stelle auf das entsprechende Kapitel von [1] verwiesen.

Da der Traganteil der Zargenkontaktfläche sehr hohe Werte aufweist, ist die Umfangsschwankung der radialen Kontaktflächenneigung vernachlässigbar gering. Eine Umfangskorrektur, wie sie bei der Deckelberechnung zur Anwendung kommt, ist hier daher nicht erforderlich. Eine infolge der Kerbwirkung auftretende Spannungsüberhöhung im Übergangsbereich, welche mit diesem vereinfachten Modell nicht erfaßt werden kann, wird durch die Einführung des Kerbfaktors  $\alpha_K$  Rechnung getragen (Kapitel 4.4).

Die Ergebnisse dieses Berechnungsmodells wurden anhand von FE-Analysen verifiziert; eine Reduktion der gesamten Verschleißzarge auf das gewählte Berechnungsmodell ist zulässig. In der Praxis wird der untere an die Zargenwand anschließende Zargenbereich zur Aufnahme des Dichtungspakets bzw. von Zu- und Ableitungen meist massiv ausgeführt und hat somit einen zu vernachlässigen Einfluß auf das sich einstellende Verformungs- und Belastungsverhalten des um Größenordnungen weicheren Zargenkopfbereiches. Konstruktiv wird der Übergangsbereich meist als Übergangsschräge der Länge  $h_{ZÜ}$  bis zum Deckelaußenradius auf Höhe der Deckelunterseite mit entsprechend großem Rundungsradius  $r_{ZW}$  ausgeführt.

## 6 Segmentverschluß-Auslegungs-Programm

Das **Segmentverschluß-Auslegungs-Programm** (SAP) beinhaltet die beschriebenen analytischen Berechnungsroutinen für die Deckel-, Segment- und Zargenberechnung. Desweiteren ist die gesamte Optimierungsstrategie bestehend aus den Einzelpunkten der Kontaktflächen-, Spannungs- die Verformungsoptimierung vollständig in das Berechnungsprogramm integriert. Das Flußdiagramm des Programmaufbaus ist in Bild 6.1 dargestellt.

### 6.1 Programmbeschreibung

Das Programm SAP ermöglicht dem Konstrukteur die Durchführung einer optimierten Neuauslegung eines Segmentverschusses nach Vorgabe der relevanten Auslegungsdaten. Die Verschlußgeometrie wird hierbei vollständig definiert und ein kompletter Eingabedatensatz erstellt. Ebenso können ein bestehender Verschluß nachgerechnet und analysiert, sowie Eingabedaten interaktiv geändert werden.

Eine Protokolldatei mit den Geometriedaten und wichtigen Berechnungsdaten an maßgeblichen Punkten zur Beurteilung des Spannungs- und Verformungsverhaltens kann erstellt werden.

Durch das Hinzufügen von zusätzlichen ProgrammROUTINEN wird eine Programmerweiterung ermöglicht; z.B. wäre eine Ergänzung des Berechnungsprogramms hinsichtlich der Bestimmung der Ermüdungslebensdauer in Anlehnung an die entsprechenden Berechnungsvorschriften gemäß AD-S1/S2 oder DIN EN 13445-3/17u.18 denkbar.

Der Benutzer hat desweiteren die Möglichkeit Verformungs- und Spannungsverläufe an Punkten, Linien oder Feldern der Verschlußkomponenten zu berechnen und als Ergebnisdatensätze abzuspeichern. Mit Hilfe der Grafikoption unter Verwendung des LRZ-Grafiksystems können die entsprechenden Verläufe der Spannungen und Verformungen dargestellt und für Dokumentationszwecke ausgedruckt werden.

Die Verwendung des Segmentverschluß-Auslegungs-Programms bietet im Hinblick auf eine herkömmliche Verschlußauslegung folgende Neuerungen und Vorzüge:

- Dem Konstrukteur wird eine schnelle, verformungs- und spannungsoptimierte Auslegung eines Segmentverschusses ermöglicht. Einzelparameter können geändert werden, um deren Einfluß, Tendenzen und Abhängigkeiten zu ermitteln. Die wichtigsten Auslegungsgrößen und Berechnungsgrößen stehen dem Benutzer direkt bei der interaktiven Auslegung am Bildschirm zur Verfügung und können zur Dokumentation in Protokolldateien bzw. Ergebnisdateien zur graphischen Darstellung abgespeichert werden
- Bei der Berechnung der optimalen Verschlußgeometrie wird durch die Methode der Verformungs-Optimierung das Gesamtsystem Segmentverschluß unter Berücksichtigung des Zusammenspiels der Verschlußkomponenten Deckel, Segment und Zarge zueinander erfaßt.

- Durch die Methode der Druckpunkt-Optimierung der Kontaktflächen in Kombination mit der Segmenthöhen-Optimierung wird die vorhandene nominelle Kontaktfläche vollständig ausgenutzt. Ein Kippen der Segmente mit damit verbundenem Kantentragen wird vermieden.
- 3D-Einflüsse werden bei der Zargenverformungsberechnung sowie der Spannungsberechnung durch entsprechende analytische Modelle, wo erforderlich durch hybride Programmroutinen erweitert, mitberücksichtigt. Eine Überdimensionierung der Verschlußzarge sowie eine unzureichende Erfassung der Kerbspannungsüberhöhung des hoch belasteten Zargenkerbbereichs wird vermieden.
- Durch die Integration der Kerbspannungsberechnung in das Berechnungsprogramm wird eine Berechnung der Verschleißlebensdauer ermöglicht.



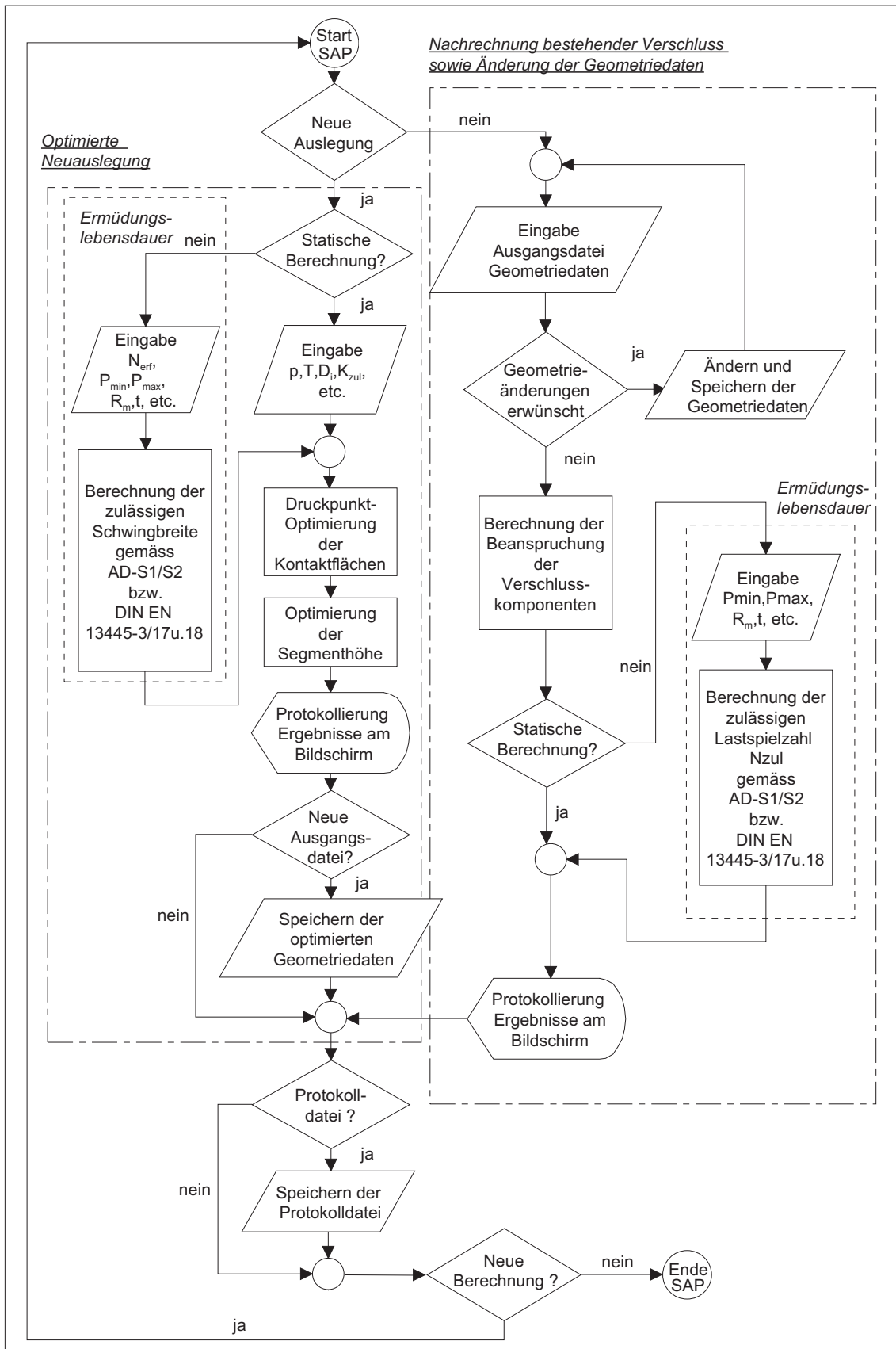


Bild 6.1: Segmentverschluß-Auslegungs-Programm (SAP)

## 7 Parametrisierung des FE-Modells

### 7.1 Parameter der Segmentverschlußgeometrie

Um eine schnelle und zuverlässige FE-Berechnung eines Segmentverschlusses zu ermöglichen, wurde aus dem verifizierten FE-Netz des Originalverschlusses ein parametrisiertes Verschlußmodell erarbeitet. Ausgehend von der zur Beschreibung der Geometrie eines Segmentverschlusses notwendigen Geometrie Größen (Bild 7.2 und Bild 7.3), wurden die maßgeblichen Netz-Parameter zur vollständigen Beschreibung eines Verschlußnetzes bestimmt. Mit diesen maßgeblichen Verschlußgrößen als Eingabewerte für das Geometriemodell (Bild 7.1) wurden Steuerprozeduren zur Erzeugung sowohl der Verschlußgeometrie als auch der Randbedingungen, Kontaktflächendefinition, Materialdefinition und der Belastungsdefinition erarbeitet.

### 7.2 Durchführung der FE-Verschlußberechnung

#### 7.2.1 FE-Modellerstellung

Die einzelnen Schritte zur Erstellung eines FE-Verschlußmodells werden im folgenden aufgeführt:

- Eingabe der Geometrieparameter des Segmentverschlusses in die entsprechenden Prozedurdateien der Deckel-, Segment- und Zargenprozedur
- Aufruf der Steuerprozedur zur Erzeugung des Verschlußmodells vom Preprozessor des FE-Programmpakets aus. Im einzelnen werden nacheinander die folgenden Schritte ausgeführt:
  - Erzeugung der radialen Querschnittskonturen vom Verschlußdeckel, dem Segment und der Verschlußzarge sowie deren Vernetzung. Bei der Vernetzung der Querschnitte werden diese in durch Eckpunkte definierte Bereiche entsprechend Bild 7.1 unterteilt, um eine saubere Vernetzung über die Bereichsgrenzen hinweg sicherzustellen.
  - Erzeugung der dreidimensionalen Verschlußgeometrie ausgehend von den zweidimensionalen radialen Schnitten der Verschlußkomponenten durch Expansion um die Verschlußachse. Aus Symmetriegründen ist die Modellierung eines Halbmodells ausreichend.
  - Anbringen der erforderlichen Randbedingungen am Halbmodell (geometrische Randbedingungen, Belastungsdefinition, Kontaktflächendefinition, Materialdefinition)
  - Erzeugung einer Modell-/Eingabedatei
- Nachbearbeitung des FE-Netzes bzw. der Randbedingungen falls erforderlich

Mit dem nun vorliegenden FE-Modell des Segmentverschlusses kann die Berechnung gestartet werden.

### 7.2.2 FE-Berechnung

Zum Starten der Verschlußberechnung gibt es zwei Möglichkeiten. Zum einen kann die Berechnung interaktiv vom Preprozessor aus der Modelldatei heraus gestartet werden. Sind mehrer Rechenläufe notwendig, können die einzelnen Rechenläufe direkt auf Betriebssystemebene, nach vorausgegangener Erstellung einer Eingabedatei für jeden Rechenlauf, mittels einer Stapelbearbeitungsdatei gestartet und nacheinander abgearbeitet werden.

### 7.2.3 Auswertung der Ergebnisse aus der FE-Berechnung

Aus der Ergebnisdatei des Rechenlaufs können mittels einer Auswerteprozedur für die Verschlußauslegung relevante Spannungs-, Verformungs- und Flächenpressungswerte als ASCII-Dateien ausgegeben werden. Im einzelnen sind dies:

- Belastung der Zargenkerbe über den Umfangswinkel
- Flächenpressung der Kontaktflächen Zarge/Segment und Segment/Deckel sowie die Traganteile und die Kontaktflächenneigungswinkel über den Umfangswinkel
- Segmentbelastung und -verformung über den Umfangswinkel

Zur Darstellung der Ergebnisse wurden Excel Auswerte-Makros erstellt, welche die ASCII-Ergebnisdateien in Diagrammform darstellen. Mit ihrer Hilfe ist sowohl eine schnelle quantitative als auch qualitative Beurteilung eines Verschlußdesigns und der Vergleich mit konstruktiven Varianten möglich.

## 7.3 Bewertung der Parametrisierung

Durch die Parametrisierung des Netzmodells läßt sich die gesamte Verschlußgeometrie mit nur einem Eingabedatensatz vollständig bestimmen. Durch eine entsprechende Parametrisierung können sowohl lokale Bereiche mit hohen Spannungsgradienten als auch Kontaktflächenbereiche so fein wie nötig aufgelöst werden. In Kontaktflächenbereichen wird durch die explizite Zuweisung von Kontaktelementen die Bestimmung der Kontaktflächenbeanspruchungen ermöglicht. Das parametrisch erzeugte FE-Netz wurde am Originalverschluß verifiziert und repräsentiert somit den Verschluß hinreichend genau. Eine Modellerstellung abweichend von der gewählten Idealisierung des Verschlusses ist nur zeitintensiv möglich. Die Auswerteroutinen setzen immer auf das Referenz-Netzmodell auf und sind nur mit diesem lauffähig.

Als eine Alternative zur oben beschriebenen FE-Modellerstellung wäre zwar auch eine Modellierung des Segmentverschlusses mit einem 3D-CAD Programm und nachfolgender Übertragung der Geometrie ins FE-Programmpaket denkbar. Die erforderliche

nachfolgende automatische FE-Netzgenerierung kann jedoch zu Gestaltungsproblemen hinsichtlich der Netzverfeinerung lokaler Bauteilbereiche, der Modellgröße sowie der Kontaktbereiche führen. Die Lauffähigkeit eines so generierten Modells kann ebenso wenig wie die Identität von Original-Verschluß und FE-Netzmodell gewährleistet werden. Des weiteren sind Automeshes mit entsprechender Leistung im Hinblick auf eine brauchbare Kontaktflächenmodellierung meist nur optional und unter zusätzlichem hohen finanziellem Aufwand zu den Grundmodulen erhältlich.

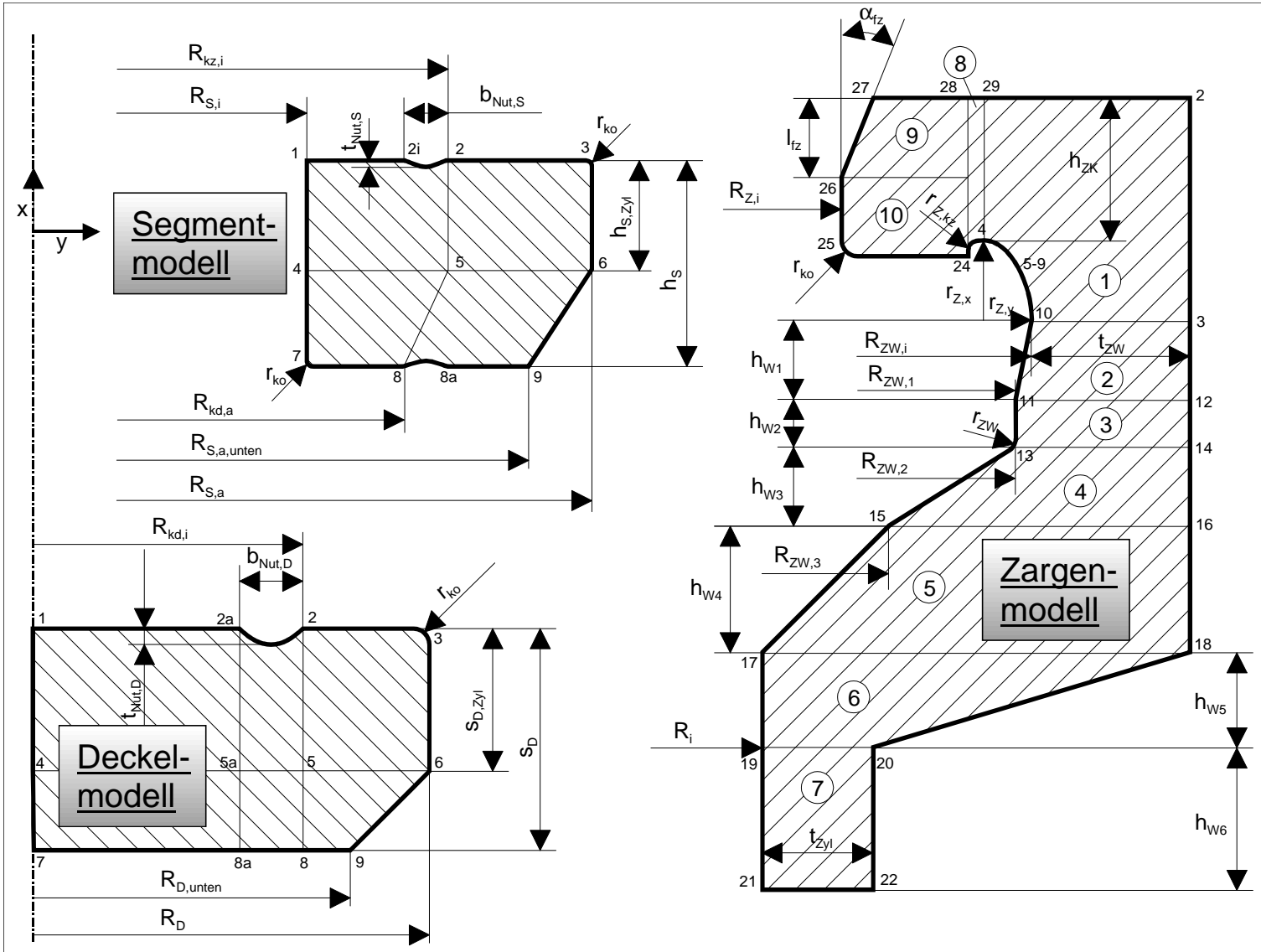


Bild 7.1: Steuerparameter zur FE-Netzgenerierung

**Bezeichnung der Geometriegrößen am Segmentverschluß**

(siehe Bilder 7.2 und 7.3)

**Zarge:**

$h_Z$	:	Zargenhöhe
$h_{ZK}$	:	Zargenkopfhöhe
$h_{ZÜ}$	:	Höhe Zargenübergangsbereich
$h_{ZW}$	:	Zargenwandhöhe
$l_{fz}$	:	Länge der Zargenfase
$\alpha_{fz}$	:	Winkel der Zargenfase
$l_{Z,A}$	:	Länge Zargenkontaktflächenanschluß
$R_i$	:	Behälterinnenradius
$R_{kz}$	:	Kontaktflächenmittenradius Zargenkontaktfläche
$R_{kz,i}$	:	Innenradius Zargenkontaktfläche
$R_{kz,a}$	:	Außenradius Zargenkontaktfläche
$R_{Z,i}$	:	Zargeninnenradius
$R_{Z,a}$	:	Zargenaußenradius
$R_{Z,A}$	:	Anschlußradius der Zargenkontaktfläche
$R_{ZK}$	:	Zargenkopfmittenradius
$R_{ZW}$	:	Zargenwandmittenradius
$R_{ZW,i}$	:	Zargenwandinnenradius
$r_{ko}$	:	Kontaktflächenrundungsradius
$r_{Z,kz}$	:	Radius Hinterdrehung Zargenkontaktfläche
$r_{Z,x}$	:	Große Hauptachse Übergangsellipse Zargenwand/-kopf
$r_{Z,y}$	:	Kleine Hauptachse Übergangsellipse Zargenwand/-kopf
$r_{ZW}$	:	Übergangsradius Zargenwand
$t_{ZK}$	:	Zargenkopfwandstärke
$t_{ZW}$	:	Zargenwandstärke
$t_{Zyl}$	:	Behälterwandstärke
$\Omega_{kz}$	:	Kontaktflächenwinkel Zargenkontaktfläche

**Bezeichnung der Geometriegrößen am Segmentverschluß**

(siehe Bilder 7.2 und 7.3)

**Deckel:**

$b_{Nut,D}$	: Nutbreite Deckeleinstich
$h_{D,A}$	: Deckelhöhe Anschlußradius Deckelkontaktfläche
$l_{D,A}$	: Länge Deckelkontaktflächenanschluß
$l_{fd}$	: Länge der Deckelfase (konischer Dichtsitz)
$\alpha_{fd}$	: Winkel der Deckelfase (konischer Dichtsitz)
$l_{kd}$	: Kontaktflächenlänge Deckelkontaktfläche
$R_D$	: Deckelaußendurchmesser
$R_{D,A}$	: Anschlußradius Deckelkontaktfläche
$R_{kd}$	: Kontaktflächenmittenradius Deckelkontaktfläche
$R_{kd,i}$	: Innenradius Deckelkontaktfläche
$R_{kd,a}$	: Außenradius Deckelkontaktfläche
$r_{ko}$	: Kontaktflächenrundungsradius
$s_D$	: Deckeldicke
$t_{Nut,D}$	: Nuttiefe Deckeleinstich
$\Omega_{kd}$	: Kontaktflächenwinkel Deckelkontaktfläche
$\Omega_S$	: Segmentwinkel

**Segment:**

$b_{Nut,S}$	: Nutbreite Segmenteinstich
$b_S$	: Segmentbreite
$h_S$	: Segmenthöhe
$n_S$	: Segmentanzahl
$R_{S,i}$	: Segmentinnenradius
$R_{S,a}$	: Segmentaußenradius
$r_{ko}$	: Kontaktflächenrundungsradius
$t_{Nut,S}$	: Nuttiefe Segmenteinstich
$\Omega_S$	: Segmentwinkel

Die Kontaktflächenbezeichnungen am Segment entsprechen den zugeordneten Kontaktflächenbezeichnungen des Deckels bzw. der Zarge.

**Weitere Größen:**

$b_{Di}$	: Dichtsitzbreite
$\Delta R_{spalt}$	: Radialer Spalt zwischen Deckel und Zargeninnenwand
$\Omega_{spalt}$	: Spaltwinkel zwischen den Segmenten in eingefahrenem Zustand
$R_{Di}$	: Wirksamer Dichtungsradius

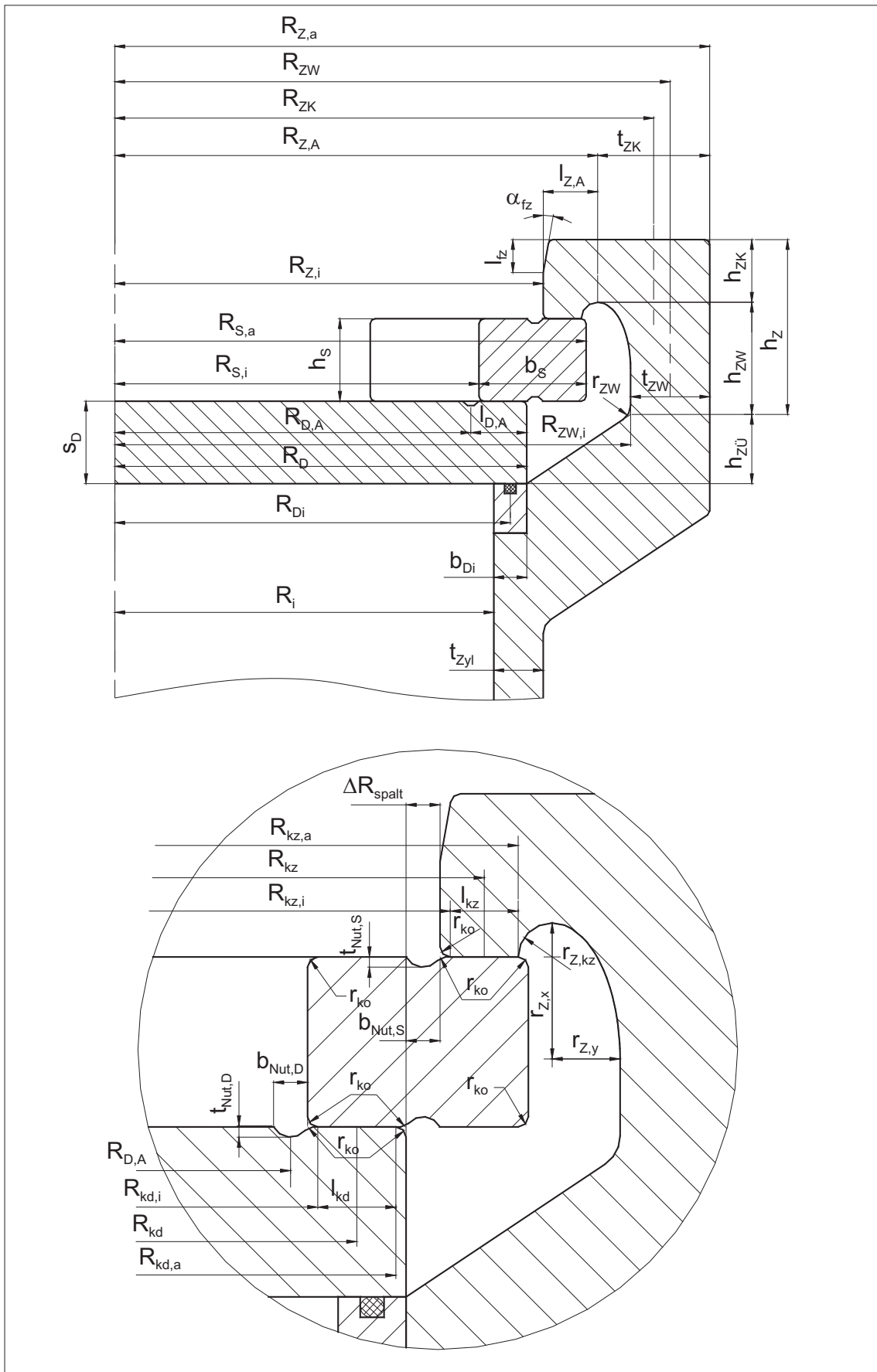


Bild 7.2: Geometriegrößen am Segmentverschluß (Radialschnitt)



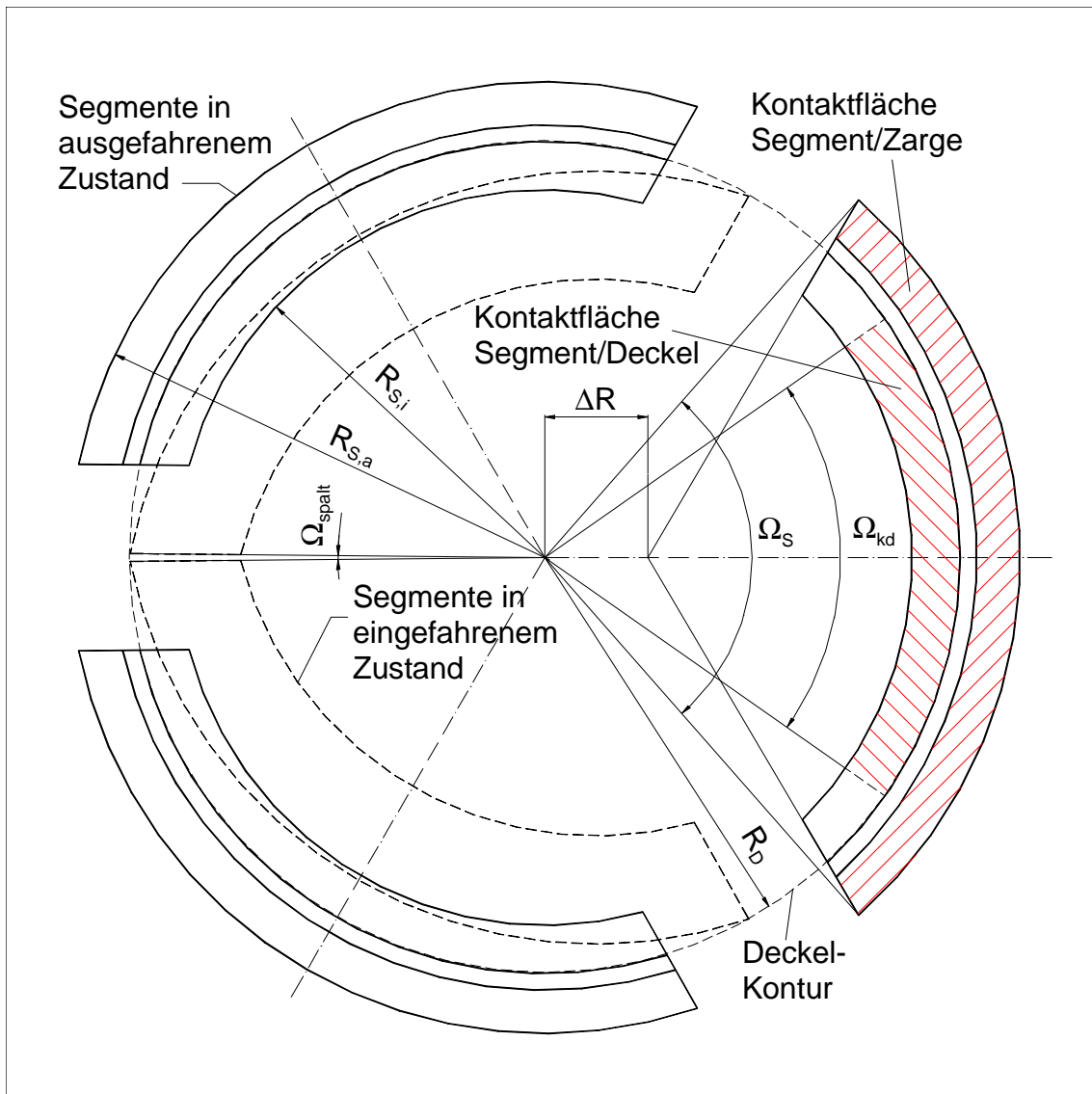


Bild 7.3: Geometriegrößen am Segmentverschluß (Draufsicht)

## 8 Beanspruchungsanalyse des optimierten Verschlusses

### 8.1 Bestimmung der optimierten Verschußgeometrie

Zur Verifizierung der Gültigkeit, sowohl der erarbeiteten Auslegungsmethoden zur Verschußoptimierung als auch der numerischen Ergebnisse bis in den Hochdruckbereich, wurde ein Segmentverschluß mit optimierter Verschußgeometrie entsprechend den aufgeführten Auslegungsmethoden mit dem Segmentverschluß-Auslegungs-Programm für einen Betriebsdruck von 300 *bar* ausgelegt und angeschafft (Bild 8.1).

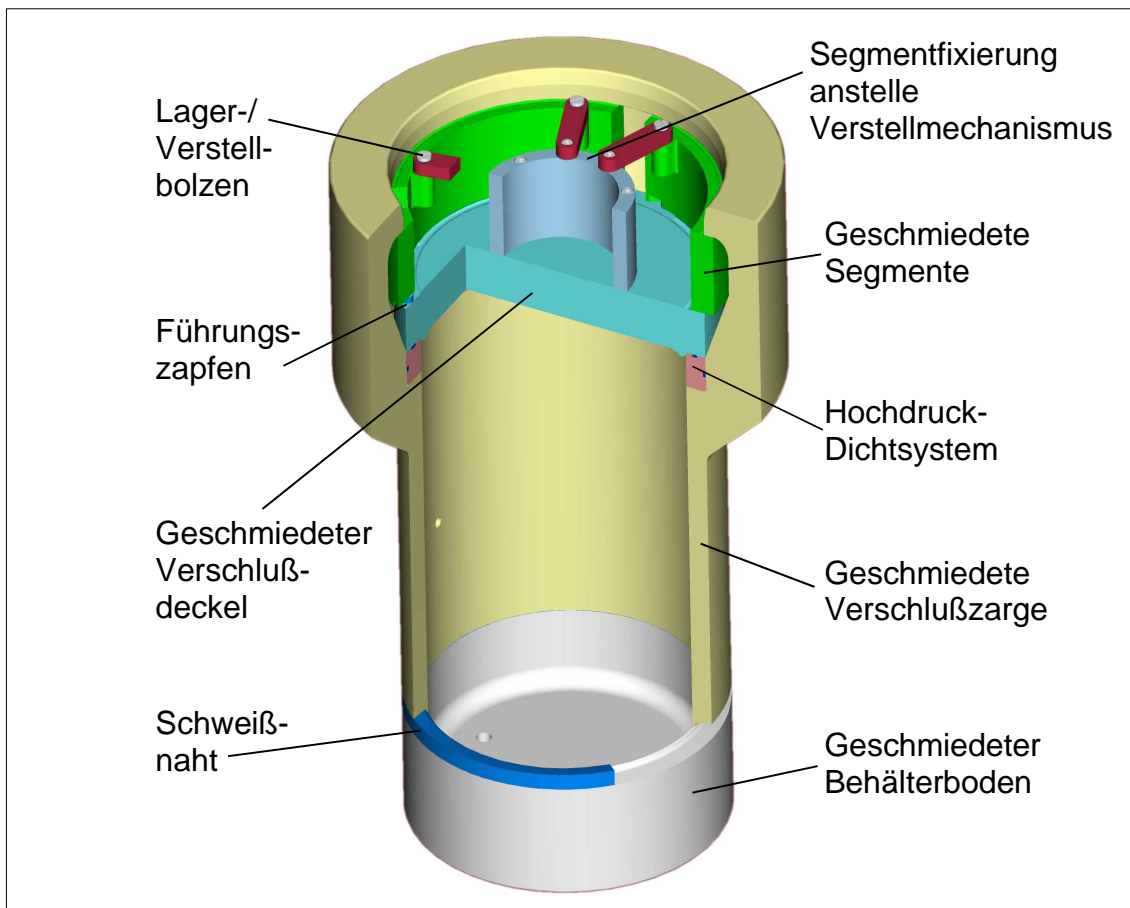


Bild 8.1: Schnittansicht Versuchsbehälter mit Segmentverschluß

Der Versuchsbehälter mit der verformungs- und spannungsoptimierten Verschußausführung besitzt die folgenden charakteristischen Merkmale:

- einteiliger Behälter mit angeformter Verschußzarge in geschmiedeter Ausführung
- Verschußdeckel in geschmiedeter Ausführung
- drei druckpunktoptimierte Segmente in geschmiedeter Ausführung

- selbstdichtendes und spaltfreies Hochdruckdichtungssystem

Die Hauptabmessungen des optimierten Segmentverschlusses können der Tabelle 8.1 entnommen werden.

<b>Betriebs- und Prüfbedingungen</b>	
Betriebsdruck	$p_B = 300bar$
Prüfdruck	$p_P = 390bar$
<b>Verschlußzarge</b>	
Zargenwandinnenradius	$R_{ZW,i} = 304,5mm$
Zargenwandstärke	$t_{ZW} = 54mm$
Zargenwandhöhe	$h_{ZW} = 103mm$
Zargenkopfhöhe	$h_{ZK} = 54mm$
Kerbradius	$r_{Z,x} = 35mm$
Kerbradius	$r_{Z,y} = 27mm$
Zargeninnenradius	$R_{Z,i} = 262mm$
<b>Segmente</b>	
Segmentanzahl	$n_S = 3$
Segmenthöhe	$h_S = 150mm$
Segmentbreite	$b_S = 40,7mm$
Segmentinnenradius	$R_{S,i} = 236,7mm$
<b>Verschlußdeckel</b>	
Deckelaußenradius	$R_D = 260mm$
Deckeldicke	$s_D = 84mm$
<b>Kontaktflächen</b>	
Kontaktflächenlänge Zargenkontaktfläche	$l_{kz} = 13,5mm$
Nominelle Flächenpressung Zargenkontaktfläche	$p_{kz} = 317N/mm^2$
Nomineller Traganteil Zargenkontaktfläche	$\psi_{kz} = 0,89$
Kontaktflächenlänge Deckelkontaktfläche	$l_{kd} = 22,3mm$
Nominelle Flächenpressung Deckelkontaktfläche	$p_{kz} = 317N/mm^2$
Nomineller Traganteil Deckelkontaktfläche	$\psi_{kd} = 0,61$

Tabelle 8.1: Verschlußabmessungen am optimierten Segmentverschluß

Der Übergangsbereich von der Zargenwand zum Zargenkopf der Verschlußzarge wurde elliptisch mit einem Halbachsen-Verhältnis von  $r_{Z,x}/r_{Z,y} = 1,3$  und einem Wandstärken-Verhältnis von  $r_{Z,y}/t_{ZW} = 0,5$  entsprechend den empfohlenen Werten gemäß Tabelle 4.1 ausgeführt.

Die Segmentausführung mit der druckpunktoptimierten Kontaktflächengeometrie ist in Bild 8.2 dargestellt.

Gut erkennbar sind die Führungsnuten zur radialen Führung der Segmente beim Öffnen und Schließen, die abgesetzte Deckelkontaktfläche der Segmentunterseite, die durch eine Entlastungskerbe begrenzte Zargenkontaktfläche sowie die zwei Segmentlagerpunkte

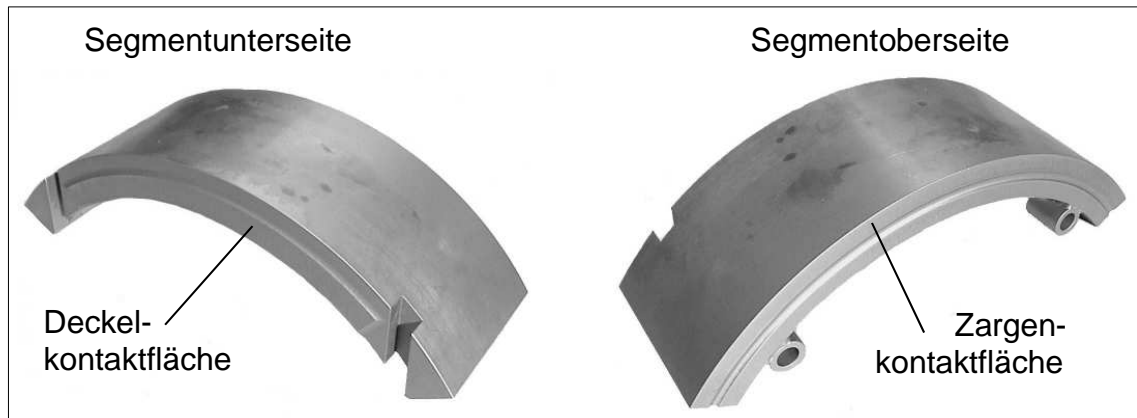


Bild 8.2: Optimierte Kontaktflächengeometrie

der Segmentoberseite.

Alle verrundet ausgeführten Kontaktflächenberandungen wurden mit Entlastungskanten versehen, um den Effekt der induzierten Spannungsüberhöhung infolge Verformungsbehinderung an den Kontaktflächenberandungen wirkungsvoll zu begrenzen. Auf eine Betätigungseinrichtung konnte für den reinen Versuchsbetrieb aus Kostengründen verzichtet werden; die Segmente können mittels an einem Lagerring befestigter Lagerstreben in der GESCHLOSSEN-Stellung fixiert werden. Zum Öffnen des Verschlusses können die Lagerstreben entfernt und die am Verschlussdeckel mit je zwei Führungszapfen geführten Segmente radial nach innen in die GEÖFFNET-Stellung bewegt werden. Bei der optimierten Verschlussgeometrie wurde der zulässige Pressungswert für die Flächenpressungen in Anlehnung an das AD-Merkblatt B5 festgelegt. Die nominellen Flächenpressungen sind um den Faktor 1,2 niedriger als der zulässige Werkstoffkennwert. Beim verwendeten Verschlusswerkstoff *StE460* beträgt der zulässige Werkstoffkennwert  $380\text{N/mm}^2$ ; die Kontaktflächen werden somit sehr hoch beansprucht. Im Gegensatz hierzu liegen beim bisher untersuchten herkömmlichen *50bar* Segmentverschluss die nominellen Flächenpressungen infolge der großen bereitgestellten geometrischen Kontaktflächen mit  $65\text{N/mm}^2$  bei der Zargen- und  $25\text{N/mm}^2$  bei der Deckel-Kontaktfläche sehr niedrig. Gerade dieser große Unterschied der spezifischen Kontaktflächenbelastungen und ihrer Auswirkungen auf das Verschleißverhalten des Verschlusses bei zyklischem Dauerbetrieb rechtfertigen und erfordern die Untersuchungen an einem optimierten Schnellverschluss im Hochdruckbereich, um den gesamten Gültigkeitsbereich der Optimierung überprüfen zu können.

## 8.2 Finite Elemente Analyse

Das Berechnungsmodell wurde mit den Routinen für die parametrische Netzgenerierung erstellt. Das 3D-Modell des Segmentverschlusses besteht aus 4216 8-knotigen 3D-SOLID-Elementen und TRUSS-Elementen zur Simulation der Dehnmessstreifen (Bild 8.3). Zur Ermittlung der Kontaktflächenpressungsverteilung wurden insgesamt 355 Kontaktelemente definiert. Das reale Werkstoffverhalten des Verschlusswerkstoffs wurde

nach erfolgter Bestimmung der Werkstoffkennwerte in Zugversuchen ins Berechnungsmodell implementiert.

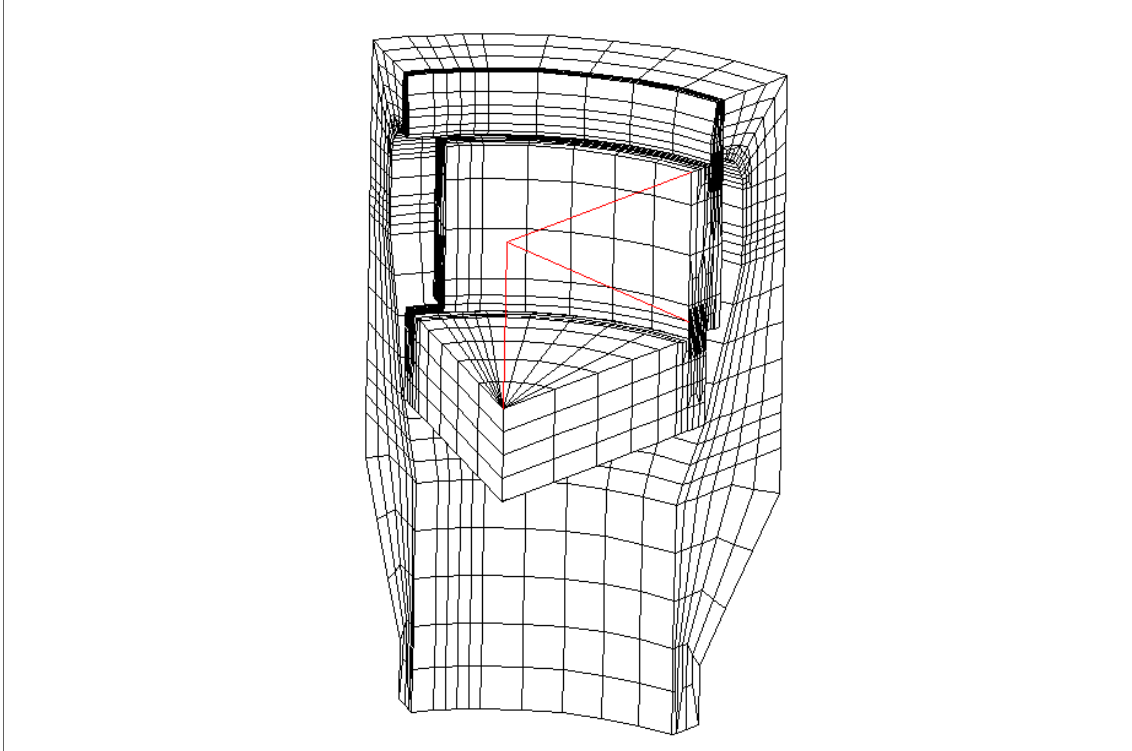


Bild 8.3: FE-Modell des optimierten Segmentverschlusses

### 8.2.1 Ergebnisse der FE-Rechnung

Nachfolgend sind die Ergebnisse der rechnerischen Simulation des optimierten Verschlusses graphisch dargestellt.

#### **Verschlusßzarge**

Durch die elliptische Ausführung des Übergangsbereichs von der Zargenwand zum -kopf tritt eine leichte Spannungsüberhöhung infolge Kerbwirkung im Kerbgrund auf. Die gesamte Innenseite der Zargenwand ist relativ hoch im Zugbereich, aber innerhalb der zulässigen Grenzen beansprucht, die Zagenaußenwand ist infolge des überwiegenden Anteils des Stülpmoments auf den Zargenkopf vollständig auf Druck beansprucht. Die größte Zargenbelastung tritt im Kerbbereich in Segmentmitte auf und fällt Richtung Segmentenden hin leicht ab. Da sie die höchstbelastete Stelle des kompletten Behälters darstellt, muß sie zur Lebensdauerabschätzung herangezogen werden. Die Zargenbelastung ist in Bild 8.4 nach der Vergleichsspannungshypothese von Mises dargestellt.

### Segmente

Infolge der druckpunktoptimierten Segmentausführung kann sich keine globale Kippbewegung der Segmente einstellen, die gesamten zur Verfügung stehenden Kontaktflächen der Deckel- als auch der Zargenkontaktflächen werden zur Kraftübertragung herangezogen. Durch die relativ gleichmäßige Kontaktflächenbelastung unterliegen die Segmente einer Beanspruchung entsprechend Bild 8.5 Hierbei liegt eine Biegebeanspruchung der Segmente mit Höchstwerten der Zugbelastung der Segmentoberseite am Segmentaußenradius (Zugbelastung) sowie Druckbelastung der Segmentunterseite am Segmentinnenradius (Druckbelastung) vor. Die maximale Segmentbeanspruchung tritt an den Kontaktflächen und hier insbesondere am Segmentaußenradius der Zargenkontaktfläche in Segmentmitte sowie der Deckelkontaktfläche am Segmentinnenradius am Ort des Kontaktflächen-Abschlusses auf.

### Verschlußdeckel

Die Deckelbelastung ist aus Bild 8.6 ersichtlich. Durch die Lücken zwischen den Deckelkontaktflächen erfährt der Deckel an diesen Stellen infolge der dort fehlenden Stützwirkung der Segmente eine erhöhte Belastung. Nach wie vor liegt die höchstbeanspruchte Stelle des Deckels abgesehen vom ebenfalls hochbeanspruchten Deckelkontaktflächenbereich am Deckelkontaktflächen-Abschluß in der Deckelmitte.

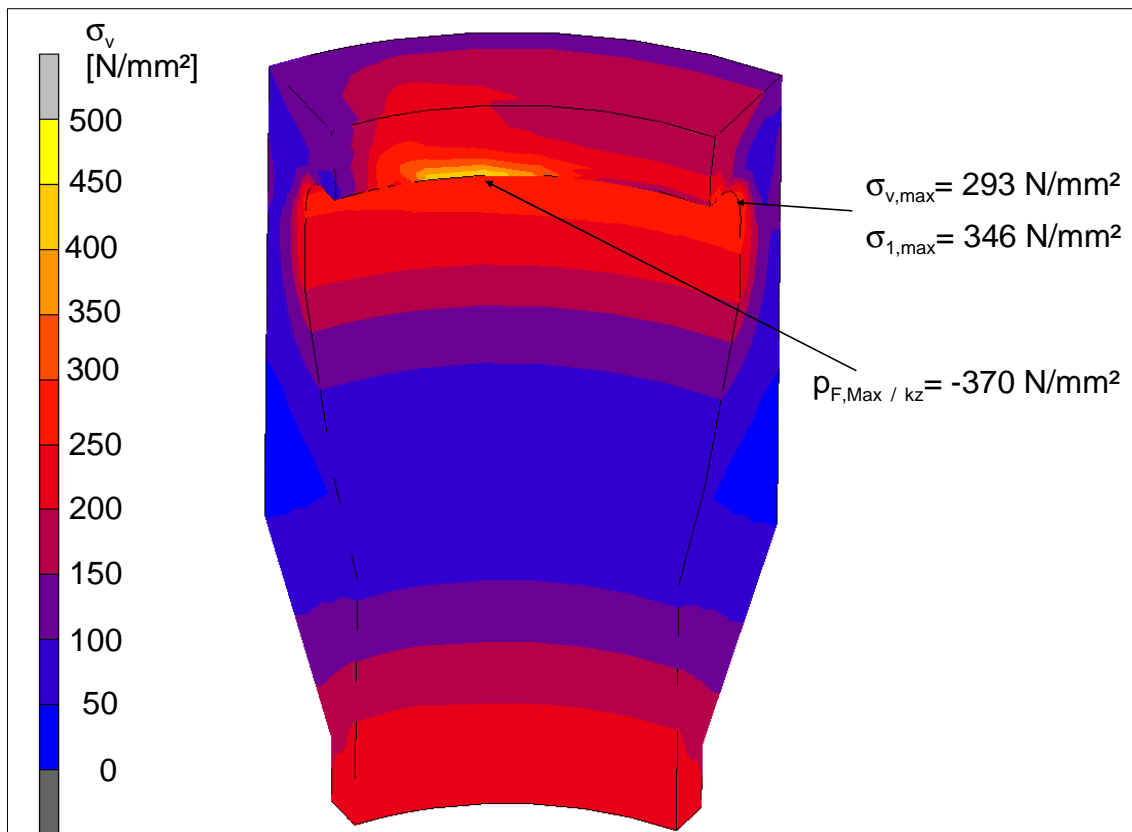


Bild 8.4: Beanspruchung der Verschlußzarge bei Betriebsdruck

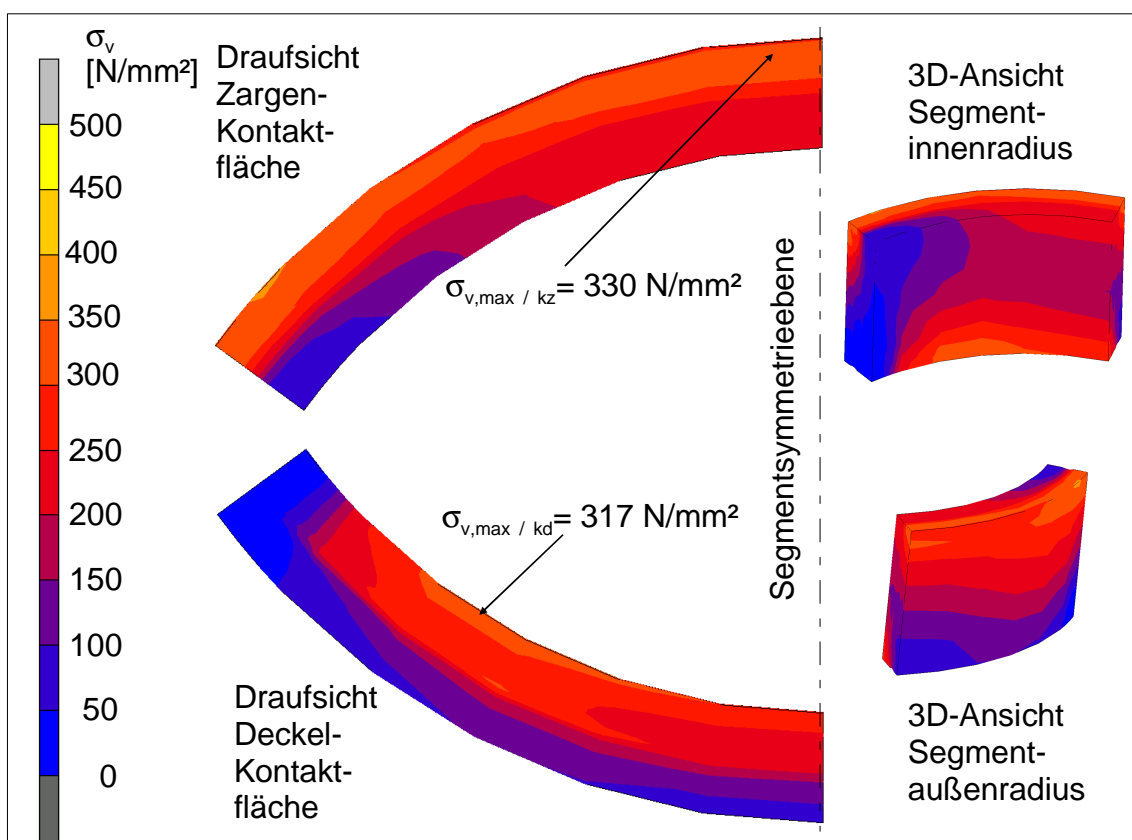


Bild 8.5: Segmentbeanspruchung bei Betriebsdruck

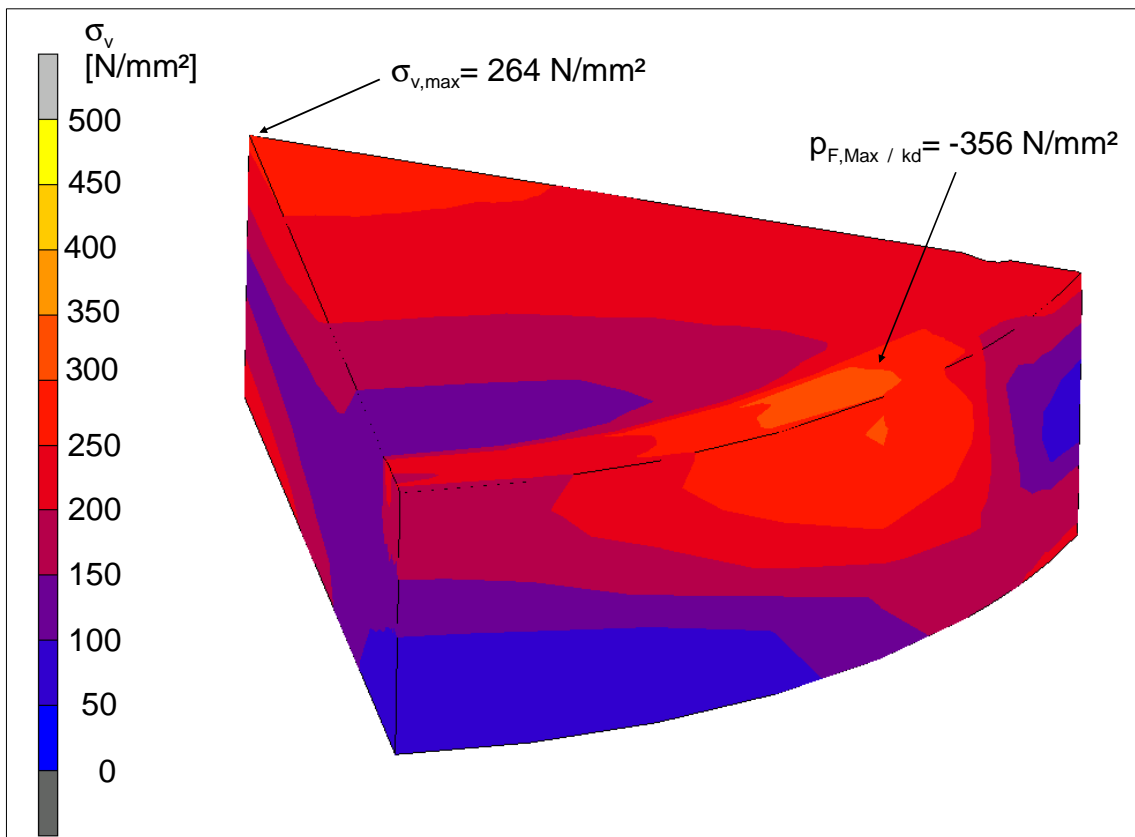


Bild 8.6: Beanspruchung des Verschlußdeckels bei Betriebsdruck



### 8.3 Entwicklung, Konstruktion und Bau einer Hochdruckprüfanlage

Da die am Institut vorhandene Hochdruckprüfanlage nur für einen maximalen Prüfdruck von 100 *bar* ausgelegt war, bestanden zur Prüfung des beschafften optimierten Hochdrucksegmentverschlusses folgende Möglichkeiten:

1. Umbau der bestehenden Prüfanlage auf ein höheres Druckniveau
2. Anschaffung und Verwendung einer pneumatisch betriebenen Hochdruck-Pumpe incl. Steuerung
3. Einbau eines zweiten Druckübersetzers zwischen der bestehenden Prüfanlage und dem Prüfobjekt

Vor der Entscheidungsfindung wurde die Anforderung an die geforderte Hochdruckprüfanlage entsprechend Tabelle 8.2 festgelegt:

$T$	$\leq$	2 min
$P_{max}$	$=$	500 bar
$V_{min}$	$=$	5 l
Medium	:	Hydrauliköl HLP 46

Tabelle 8.2: Spezifikation der Hochdruckprüfanlage

Bei einem Behältervolumen von ca. 200 l kann mit diesen Vorgabewerten ein Betriebsdruck von 500 *bar* erreicht werden. Das Kompressionsvolumen beträgt hierbei bei einer Volumenabnahme von ca. 2,1 % (Druckbeaufschlagung von 0 auf 500 *bar* vorausgesetzt) 4,2 l; die Volumenvergrößerung eines Druckbehälters aus Stahl ist mit ca. 0,3 l vernachlässigbar gering. Bei einer Zykluszeit für das Fahren einer Druckschwell-Prüfbelastung von 2 min sind pro Versuchstag ca. 250 Versuchszyklen möglich, 20.000 Lastwechsel sind somit in rund 4 Monaten machbar.

Version 2 schied aufgrund der zu großen Zykluszeiten für das Fahren von zyklischen Lastwechseln sowie der unzureichenden Möglichkeit der Druckregelung aus.

Version 3 wurde ebenfalls aufgrund der erforderlichen kompletten Neukonstruktion mit den damit verbundenen Unsicherheiten verworfen. Die Entscheidung fiel zugunsten von Version 1; dem Umbau der bestehenden Prüfanlage auf ein höheres Druckniveau. Die zum damaligen Zeitpunkt vorliegende Prüfanlage entsprechend Bild 8.7 (Gezeigt nach Umbau des ursprünglichen 100*bar* auf das 500*bar* Druckübersetzeroberteil) bestand aus einem Hydraulikaggregat mit einem maximalen Pumpendruck von 280 *bar* und einem Fördervolumen von 80 l/min, welche mittels einer Steuerungs- und Regelungseinheit entsprechend Bild 8.8 mit einem Druckübersetzer verbunden war. Der im Druckübersetzerunterteil integrierte Hydraulikzylinder betätigte mit seiner Kolbenstange einen

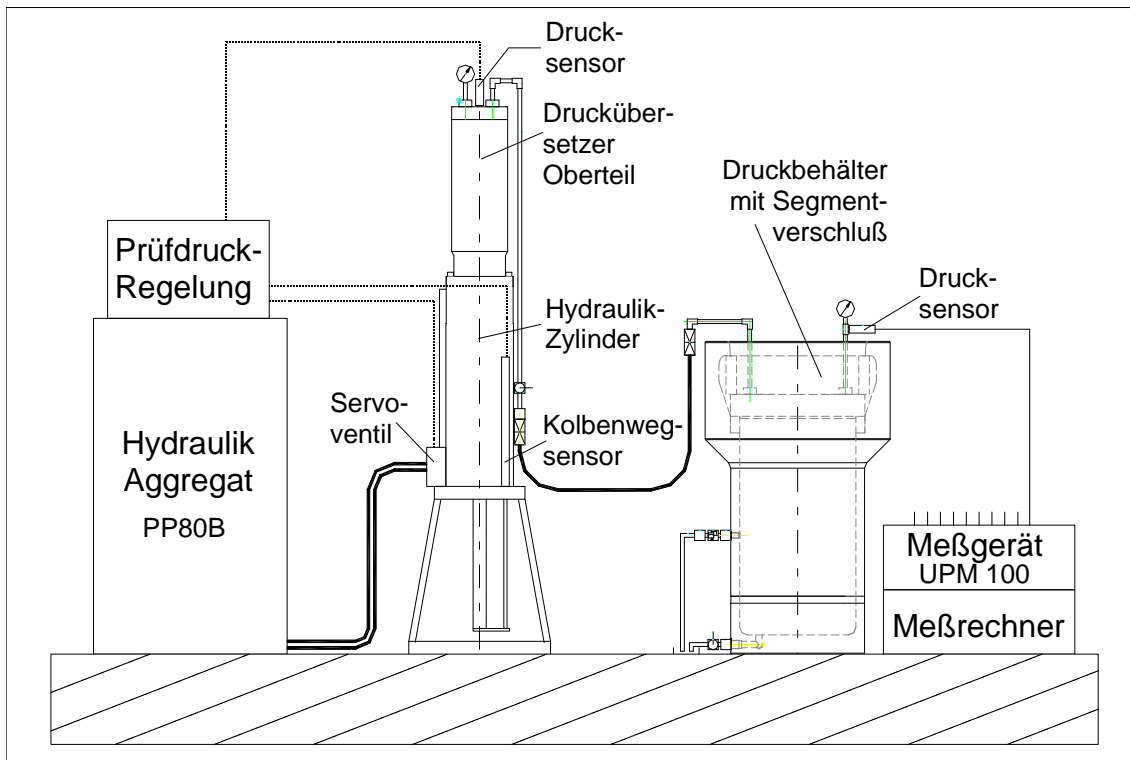


Bild 8.7: Hochdruck-Prüfanlage

Kolben im Zylinder des Druckübersetzeroberteils. Das Durchmesser Verhältnis beider Kolben war so ausgelegt, daß bei Maximaldruck vom Hydraulikaggregat im Hydraulikzylinder des Druckübersetzeroberteil maximal 100 bar vorlagen. Als Prüfmedium konnte im Oberteil sowohl Öl als auch eine Wasser/Öl-Emulsion aus Korrosionsschutzgründen verwendet werden.

Durch die gewählte Umbau-Lösung mußte nur das Oberteil des Druckübersetzers gemäß Bild 8.9 abgeändert werden, dem bisherigen konstruktiven Anschluß der Befestigung des Oberteils an den darunterliegenden Hydraulikzylinder mußte Rechnung getragen werden. Zur Druckerhöhung von ursprünglich 100 bar auf 500 bar wurde der Kolbendurchmesser im Druckübersetzeroberteil von bisher 285 auf 135 mm verringert, das nutzbare Verdrängungsvolumen des Prüfzylinders verringerte sich damit bei maximal 410 mm Kolbenverfahrweg von bisher 26,1 l auf 5,8 l. Das Unterteil mit dem Hydraulikzylinder bedurfte keiner Modifikation; lediglich die Druckregelung mußte durch eine Anpassung des Meßverstärkers an den erforderlichen 500 bar Drucksensor anstelle des bisher verwendeten 100 bar Sensors angepaßt werden.

### Konstruktive Ausführung

Der Zylinder wurde aus Kostengründen zweiteilig und aus ST52.3 ausgeführt. Die Zylinderbohrung wurde nach dem Bohren feingedreht und anschließend auf das Fertigmaß 135 H7 gehohnt. Der zylindrische Teil wird mittels 24 Schrauben M12x45 mit dem Reduzier-Flansch verschraubt und bildet so die Zylindereinheit des Druckübersetzeroberteils. Die Befestigungsschrauben M12x45 sind durch Wahl der Festigkeitsklasse

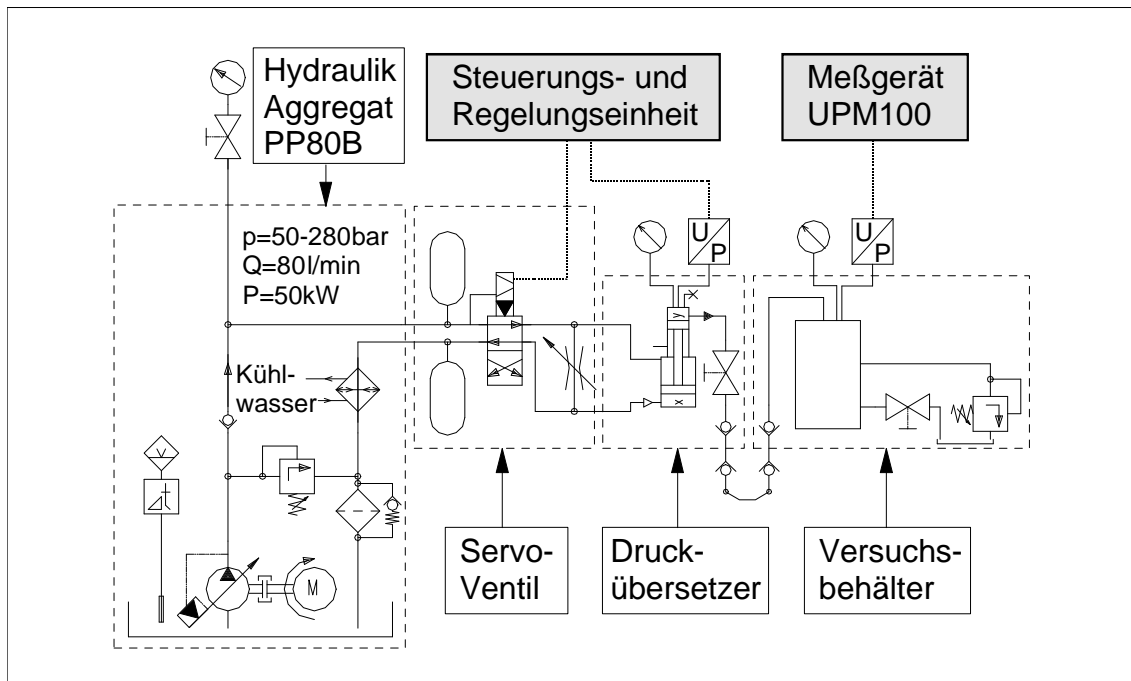


Bild 8.8: Hydraulikplan der Hochdruck-Prüfanlage

10.9 dauerhaft ausgelegt. Die Zylindereinheit konnte mit den vorliegenden Gewindebohrungen am Befestigungsflansch des Hydraulikzylinders mit den bisher verwendeten 12 Schrauben M16x70 am Hydraulikzylinder befestigt werden.

Der Kolben wurde mit 2 Führungsringen und 2 Dichtsystemen vom Typ Turcon Stepseal K ausgestattet, um einen nahezu leckfreien Betrieb zu ermöglichen. Der Abschlußdeckel ist gegenüber dem Zylinder mit einer O-Ring/Stützring Kombination entsprechend dem hohen Auslegungsdruck von bis zu 500 bar abgedichtet. In ihm sind die Bohrungen für die Druckleitung, das Manometer sowie eines Drucksensors für die Steuerung des Prüfdrucks angebracht.

Als Zuleitung vom Druckübersetzeroberteil zum Prüfobjekt kommt eine Rohrleitung mit 1,5 m sowie ein 5 m langer Hochdruckschlauch mit 6 mm Innendurchmesser zum Einsatz. Somit konnte die geforderte Zykluszeit bei akzeptablem Druckverlust in der Zuleitung gefahren werden.

Die komplette Hochdruckprüfanlage nach dem Umbau auf das 500 bar Druckübersetzeroberteil ist in Bild 8.10 dargestellt.

Als Druckmedium kam ein gängiges Hydrauliköl der Spezifikation HLP46 zum Einsatz. Die Verwendung einer Wasser/Bohröl-Emulsion wurde wegen einer rasch einsetzenden bakteriellen Zersetzung des Öls bei Druckbeaufschlagung und unzureichender Schmierwirkung beim Fahren der Lastwechsel verworfen. Zum Befüllen des Versuchsbehälters stand ein Pumpenaggregat mit Feinstfilter zur Verfügung, um eine Verunreinigung des Öls beim Befüllen vom Faß zu vermeiden, und somit eine hohe Dichtungslebensdauer des Druckübersetzeroberteils zu gewährleisten.

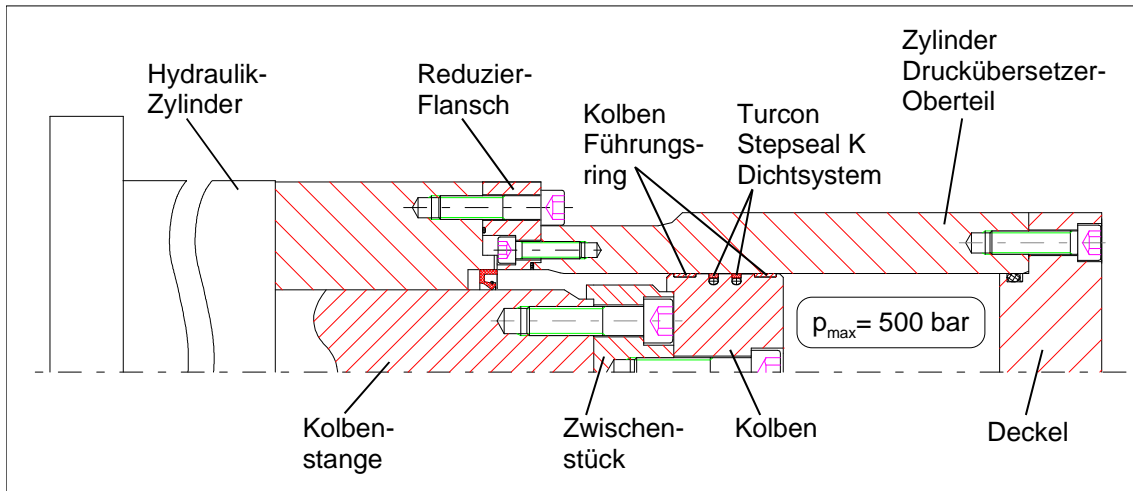


Bild 8.9: Schnittansicht Druckübersetzeroberteil

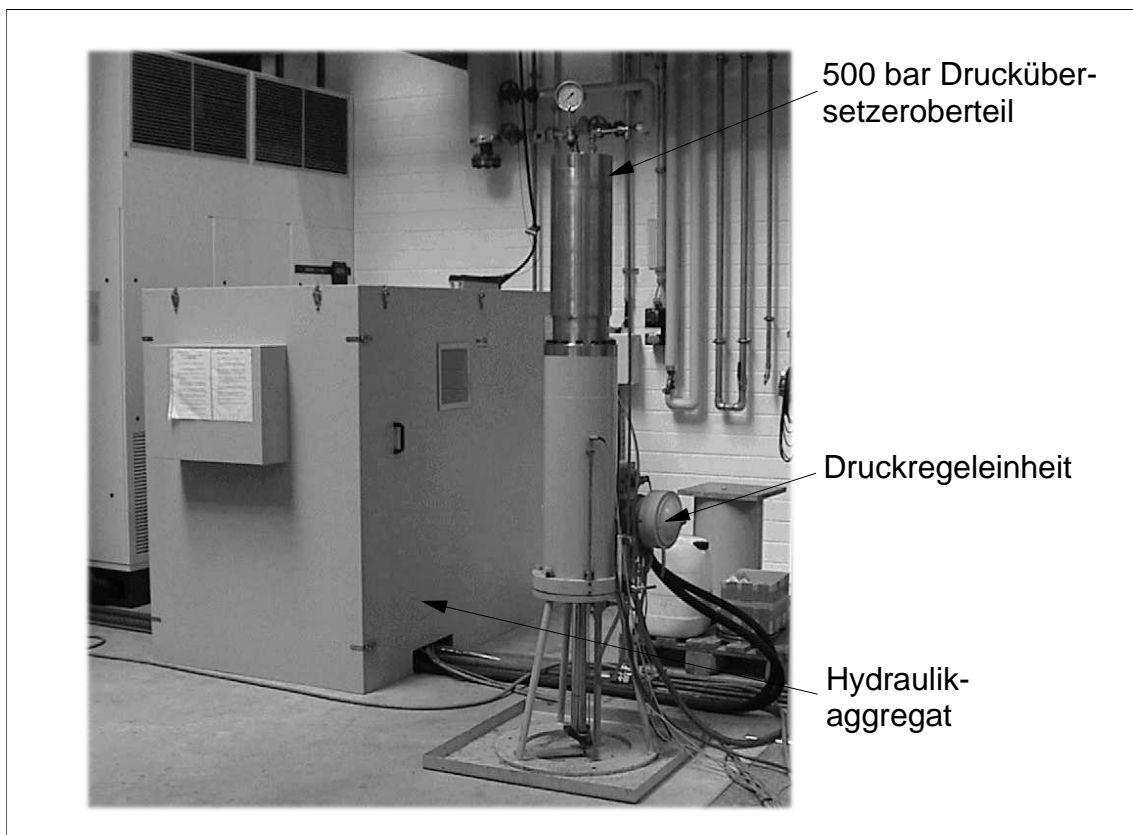


Bild 8.10: Hochdruckprüfanlage

## 8.4 Experimentelle Untersuchungen am optimierten Verschuß

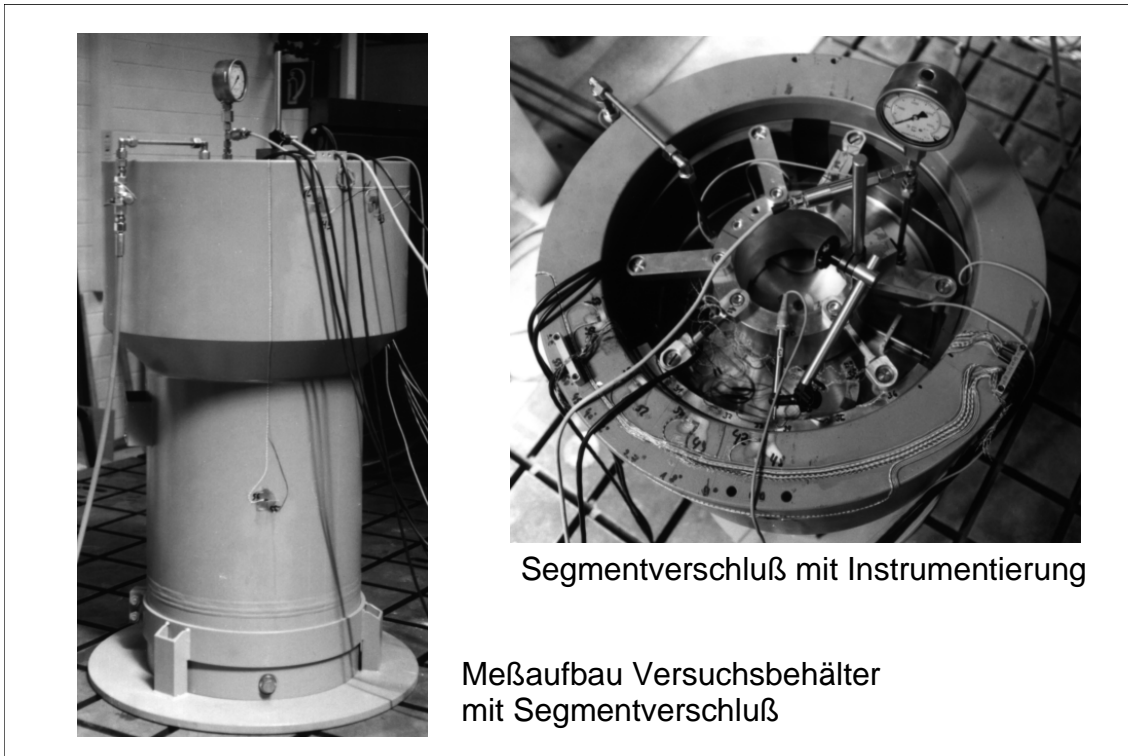


Bild 8.11: Versuchsbehälter mit Instrumentierung

Der optimierte Verschuß wurde einer experimentellen Spannungs- und Verformungsanalyse unterzogen. Nach Festlegung der Meßpunktlagen und Applikation von 72 Dehnmeßstreifen wurden Dehnungen an den Verschußkomponenten Verschußdeckel, den Segmenten und der Verschußzarge sowie die Pressungsverteilungen der Deckel- und Zargenkontaktflächen als auch die Verformungen der Verschußkomponenten bei statischer Belastung gemessen.

### 8.4.1 Meßgrößen

#### Dehnungsmessungen

Die Lage der applizierten Dehnmeßstreifen ist in Bild 8.12 dargestellt.

Zur Lagebestimmung der DMS wurden die Ergebnisse der FE-Berechnung herangezogen, um eine sinnvolle und aussagekräftige DMS Applikation zu ermöglichen. Der Deckel wurde in Deckelmitte sowie an zwei weiteren Radiusstationen über den Umfang mit DMS bestückt. An einem Segment wurden auf der Oberseite DMS über den Umfang angebracht. Zusätzlich wurden an zwei Lagerstreben zur Bestimmung der auftretenden Lagerkräfte DMS appliziert (Bild 8.13). An der Verschußzarge wurden die Bereiche Zargenkerbe, Zargeninnen- und Zargenaußenwand sowie der Zargenkopf mit

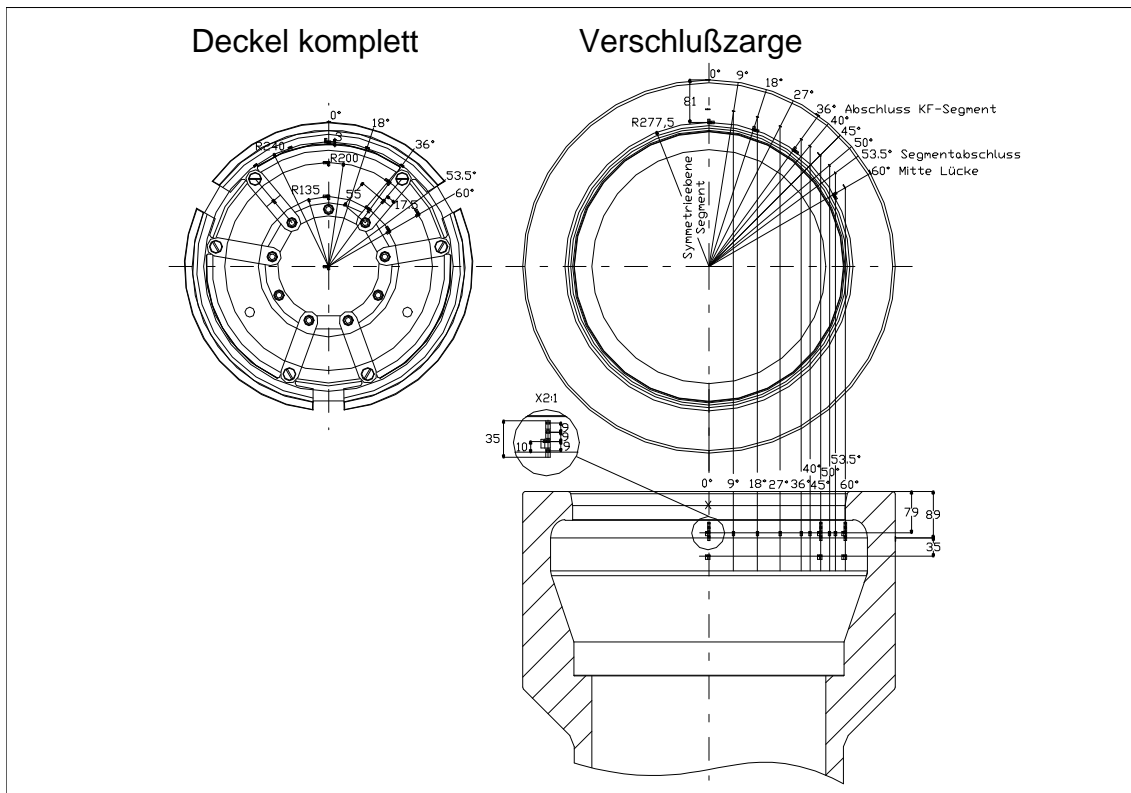


Bild 8.12: Meßstellenplan Dehnmeßstreifen

DMS bestückt (Bild 8.14).

### Wegmessung

Die Verformungsmessung erfolgte wie am herkömmlichen Verschluß mit 4 induktiven Wegaufnehmern. Zur Bestimmung der vorherrschenden Relativbewegung in der Deckelkontaktfläche wurden 2 Aufnehmer am Verschlußdeckel angebracht.

### Messung der Kontaktflächenpressung

Die Messung der Flächenpressungsverteilung erfolgte zum einen mit dem zuvor im Kapitel 3 beschriebenen TEKSCAN-Meßsystem (Bild 8.15). Zum Einsatz kamen entsprechend der Möglichkeit einer nahezu vollständigen Abdeckung der gesamten Kontaktflächen eines Segments (Bild 8.16) Iscan-Sensoren vom Typ 5076 mit einem Sättigungsdruck von  $350\text{N}/\text{mm}^2$ .

Des weiteren wurden zur Dokumentation der vorliegenden Flächenpressungsverteilung FUJI-Farb-Druckmeßfolien verwendet. Je nach Höhe der vorherrschenden Pressung verfärbt sich die Folie unterschiedlich stark. Die FUJI-Folie kann nur einmal verwendet werden, der maximale Belastungszustand wird festgehalten.

### 8.4.2 Statische Belastung

Nach sorgfältiger Kontrolle der Meßverstärkereinstellungen sowie der Funktionsfähigkeit der DMS, Wegsensoren und des Drucksensors, dem Befüllen des Behälters mit

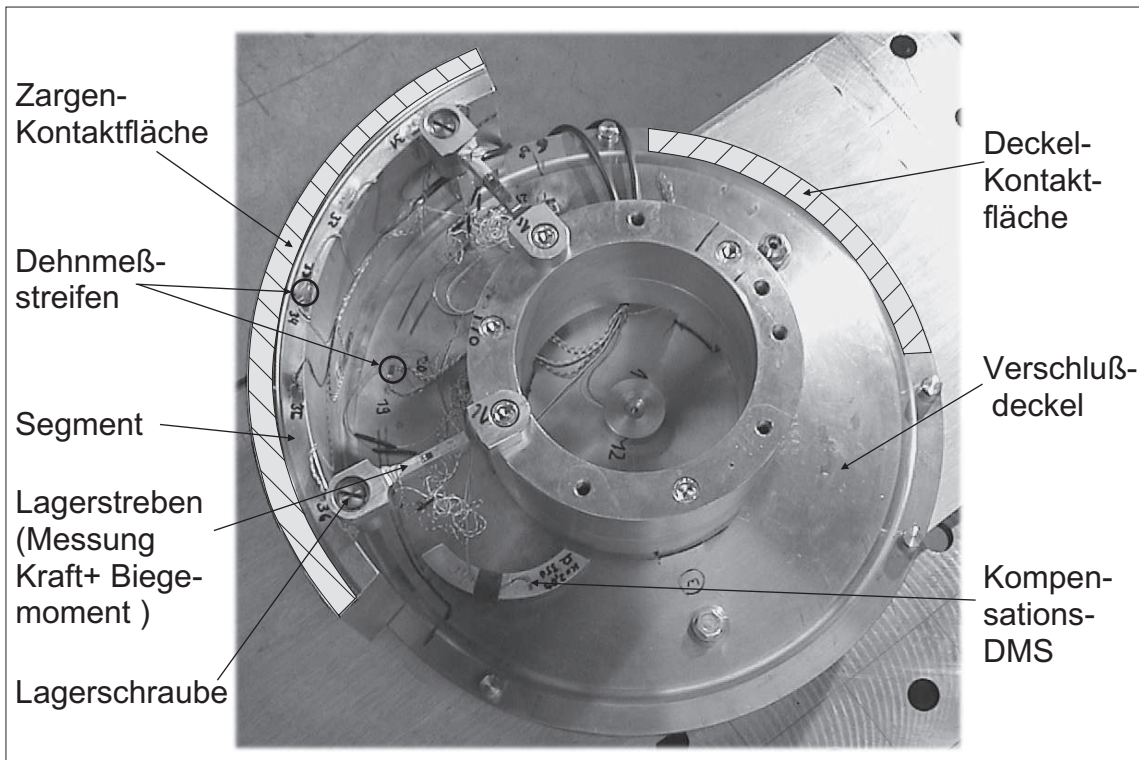


Bild 8.13: Instrumentierung Verschlußdeckel und Segment

Hydrauliköl und Stabilisierung der Behältertemperatur, konnte die erste Belastung des Behälters erfolgen. Zu Beginn wurde die Druckprobe beim 1,3-fachen Betriebsdruck, d.h. bei einem Prüfdruck von 390bar durchgeführt. Der Druck wurde dabei stufenweise in 10bar Schritten auf den Endwert von 390bar erhöht. Alle DMS-Meßwerte lagen bei der Druckprobe im elastischen Bereich. Im Anschluß wurden 20 Zyklen von 0bar auf den Betriebsdruck von 300bar gefahren und die DMS Meßwerte jeweils nach Einstellung und Stabilisierung des Drucks bei jedem Belastungsschritt aufgezeichnet.

Nach dem Öffnen des Behälters waren am Deckel leichte Eindruckstellen an den Deckelkontaktflächen infolge Verformungsbehinderung am Ort der Kontaktflächenenden zu beobachten. Zur Vermeidung dieser lokal auftretenden Plastifizierungsbereiche der Kontaktflächenenden, wurden an der rechten und linken Begrenzung jeder Deckel-Kontaktfläche radial verlaufende Entlastungskerbene angebracht. Des Weiteren waren an dem Segment mit der gehärteten Oberflächenausführung (s.a. Seite 129) leichte Eindruckstellen im Kontaktflächenbereich der Verschlußzarge am Ort der Kontaktflächenenden des Segments zu erkennen.

Im Anschluß an die DMS-Messungen wurden die Flächenpressungsverteilungen der Deckel- und der Zargenkontaktfläche ermittelt, der Behälter wurde in 50bar Schritten bis zum Betriebsdruck von 300bar belastet und die Pressungsverteilungen für die 7 Sensoren nacheinander abgegriffen und aufgezeichnet. Die Meßanordnung der TEKSCAN-Sensoren ist in Bild 8.16 dargestellt.

Eine vollständige, relativ gleichmäßige Belastung der Deckel- und Zargenkontaktfläche wurde anhand der ermittelten Flächenpressungsverteilungen nachgewiesen.

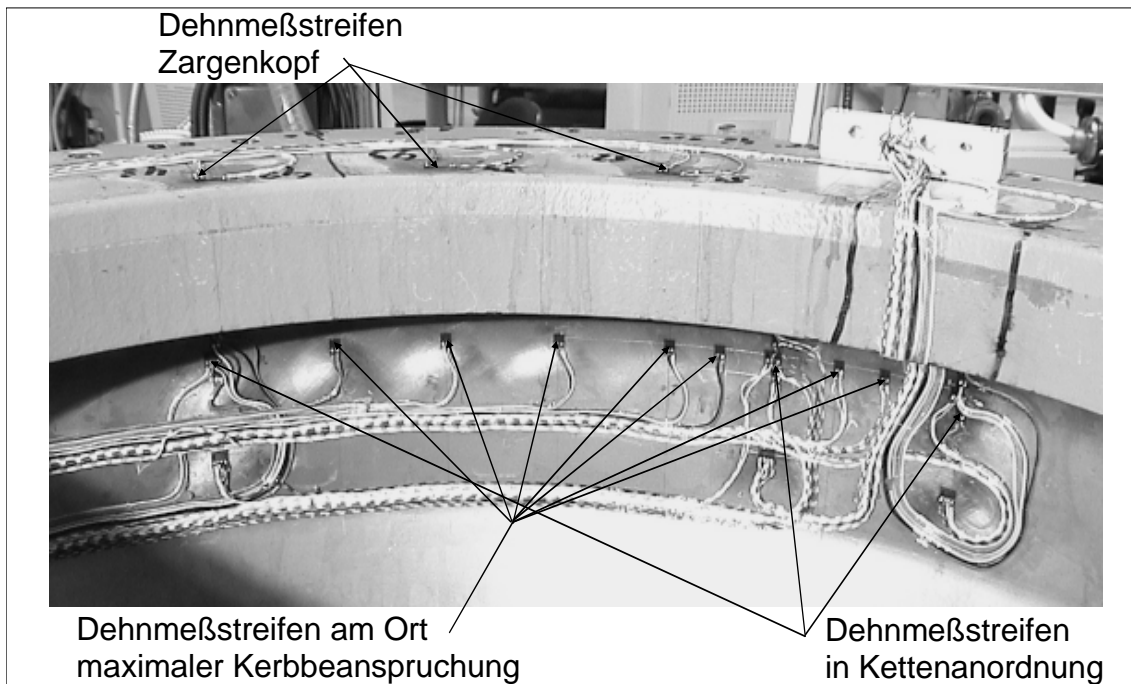


Bild 8.14: Instrumentierung Verschlusszarge

Die Messung der Relativbewegungen in den Kontaktflächen ergab eine radiale Verschiebung der Deckelkontaktflächenpartner zueinander von  $0,26\text{mm}$  und der Zargenkontaktflächenpartner zueinander von  $0,11\text{mm}$  in Segmentsymmetrieebene bei jedem Lastzyklus vom entlasteten Zustand auf den Betriebsdruck.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen können wie folgt zusammengefaßt werden:

- Die geometrisch vorhandenen und zur Kraftübertragung zur Verfügung stehenden Kontaktflächen zwischen den Segmenten und der Verschlusszarge sowie zwischen den Segmenten und dem Verschlussdeckel werden vollständig ausgenutzt.
- Aufgrund des elliptischen Übergangsbereichs im Kerbgrund der Zarge kann die Spannungsüberhöhung infolge Kerbwirkung begrenzt werden.
- Die größten Spannungsüberhöhungen der Zargenkerbe treten im Bereich der Segmentmitte auf. Diese sind mit ihrem Maximalwert für die Verschleißlebensdauer maßgeblich.
- Lokale Plastifizierungszonen treten nur an den Kontaktflächenbegrenzungen in Umfangsrichtung auf und konnten durch die konstruktive Ausführung mittels Entlastungskerven auf ein Mindestmaß begrenzt werden.
- Ein leichter Hystereseffekt aufgrund des Reibungseinflusses auf die Relativbewegungen der Verschleißkomponenten zueinander ist zu erkennen (siehe Bild 9.5).



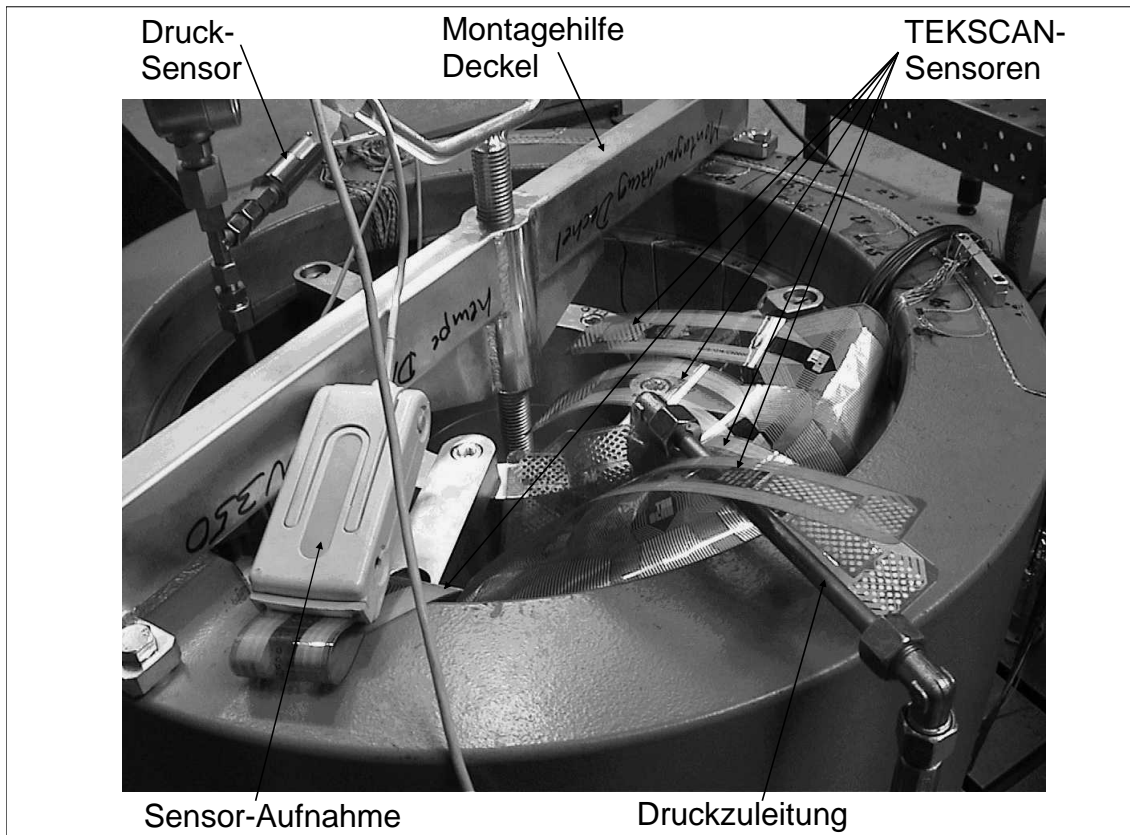


Bild 8.15: Messung der Pressungsverteilung der Zargen-Kontaktfläche

- Auch beim optimierten Verschuß treten Reaktionskräfte an den Lagerbolzen während des Be- und Entlastungsvorgangs des Verschlusses infolge der stattfindenden Relativbewegungen in radialer Richtung zwischen den Verschußkomponenten auf. Daher sollte auch hier auf die Anbringung einer Sicherung der Lagerbolzen gegen ungewolltes Aufdrehen als auch auf eine ausreichende Dimensionierung der Segmentlagerung geachtet werden.

#### 8.4.3 Vergleich der Meßergebnisse mit den Ergebnissen der FE-Berechnung

Im Anschluß erfolgt eine Gegenüberstellung der Ergebniswerte aus der Finite-Elemente-Analyse mit dem parametrischen Verschußmodell zu den experimentell ermittelten Meßwerten in Diagrammform.

- **Verschußzarge:**

Die Kerbwirkung der Zargenkerbe ist in Bild 8.17 für verschiedene Umfangswinkel dargestellt, wobei der Radialschnitt bei  $0^\circ$  der Segmentmitte und bei  $60^\circ$  dem Segmentzwischenbereich entspricht.

Die Zargenkerbe wird infolge des hohen Traganteils der Zargenkontaktfläche sehr gleichmäßig über dem Umfang belastet. Entsprechend dem Ort der maximalen

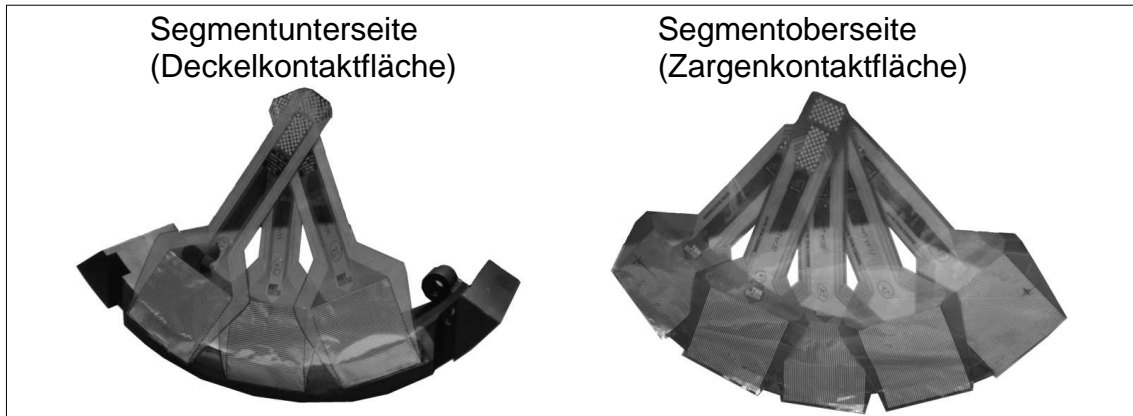


Bild 8.16: Meßlage der TEKSCAN-Sensoren am Segment

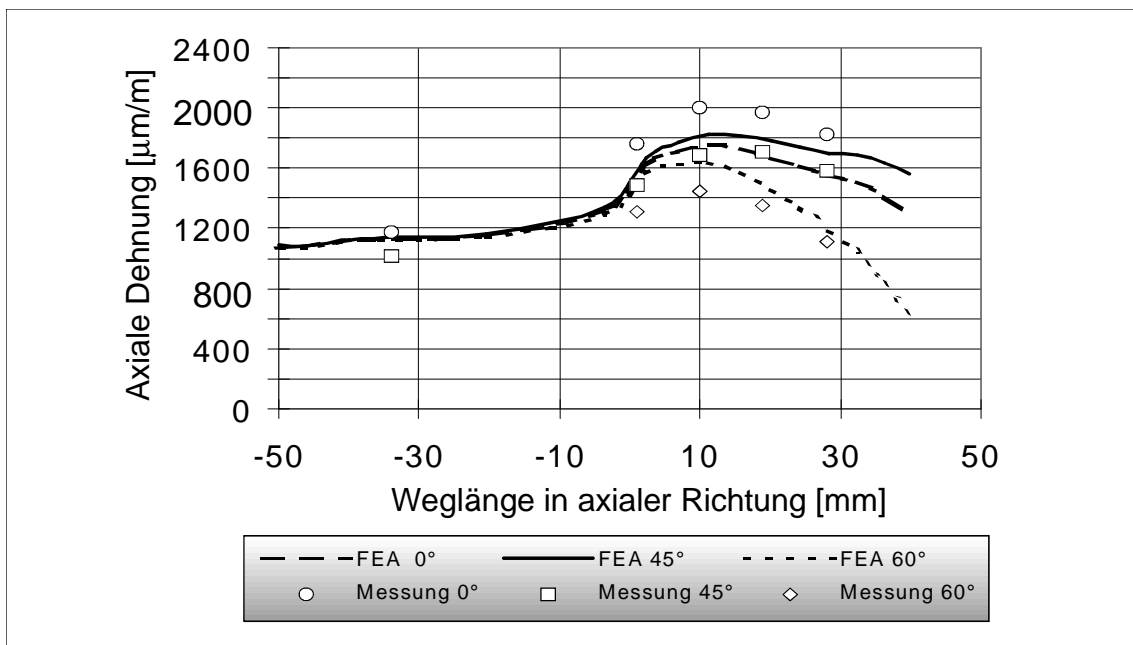


Bild 8.17: Axialdehnung im Kerbbereich der Verschlußzarge

Zargenkerbbelastung in Segmentmitte, ist ein leichtes Maximum der axialen Dehnung am Ort der höchsten Zargenkerbbeanspruchung des Zargenkerbbereichs in Bild 8.18 zu erkennen.

- **Segmente:**

In Bild 8.19 ist die Segmentdehnung in tangentialer Richtung der Segmentoberseite bei  $R = 240 \text{ mm}$  dargestellt. Gut zu erkennen ist hierbei die symmetrische Segmentbeanspruchung mit ihrem Maximum in Segmentmitte.

- **Verschlußdeckel:**

Die gemessenen und berechneten Verläufe der radialen und tangentialen Dehnungswerte der Deckeloberseite sind in Bild 8.20 und Bild 8.21 dargestellt. Die radiale Deckeldehnung weist beim Radialschnitt in Segmentmitte ihr Maximum

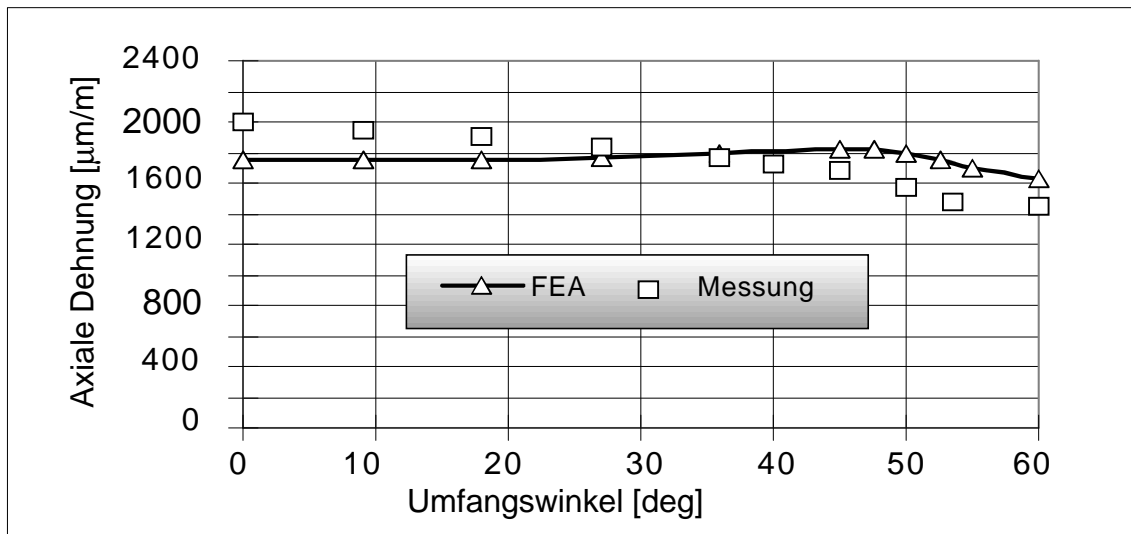


Bild 8.18: Max. Axialdehnung im Kerbbereich der Verschlußzarge

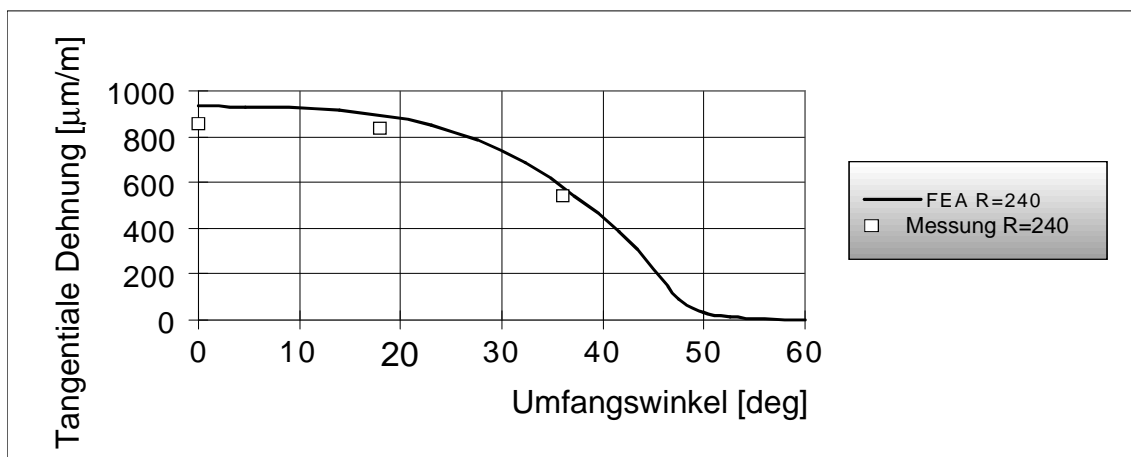


Bild 8.19: Tangentiale Segmentdehnung

auf und fällt Richtung Segmentzwischenraum hin ab. Hingegen weist die tangentielle Deckeldehnung entsprechend dem fehlenden Auflager im kontaktfächenfreien Deckelbereich im Segmentzwischenraum ein Maximum auf.

Eine gute quantitative Übereinstimmung der Meßwerte mit den FE-Rechenwerten des parametrischen Verschlußmodells liegt vor. Die Verifizierung des FE-Modells mittels der durchgeführten experimentellen Analysen am optimierten Segmentverschluß ist somit gelungen, die Zielvorgaben der allgemeinen Optimierungsstrategie wurden am untersuchten Hochdrucksegmentverschluß erreicht.

#### 8.4.4 Neue Erkenntnisse aus den experimentellen und rechnerischen Untersuchungen

Durch eine druckpunkt- und verformungsoptimierte Verschlußkonstruktion konnte ein vollständiges, gleichmäßiges Tragverhalten der Verschlußkomponenten erzielt und nach-

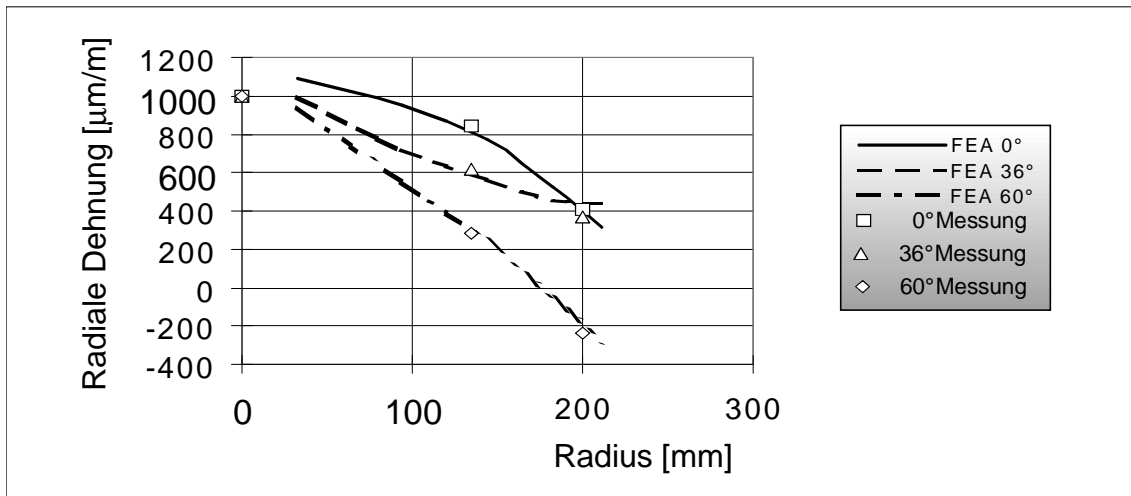


Bild 8.20: Radiale Deckeldehnung

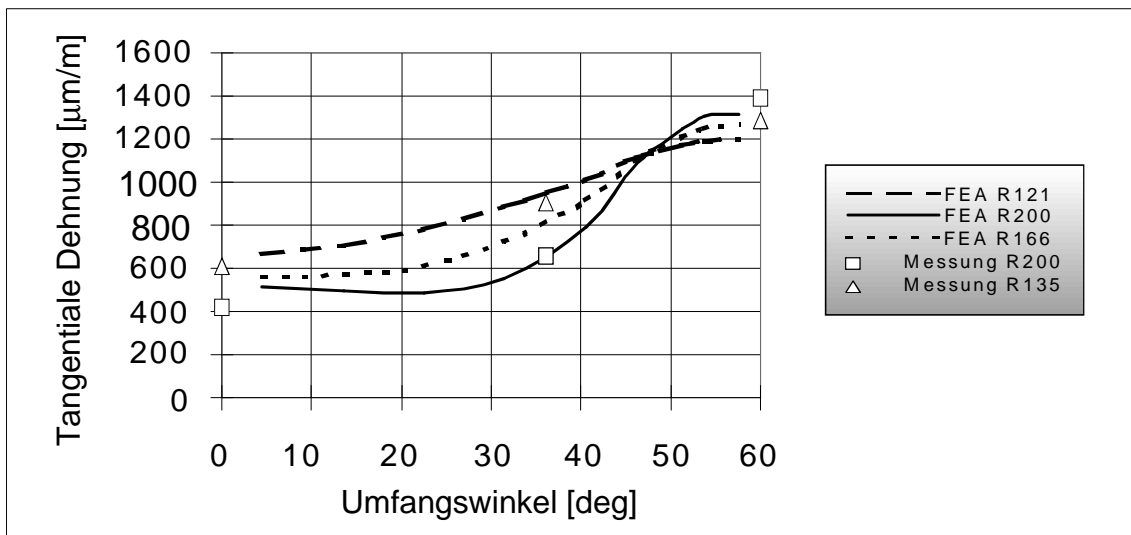


Bild 8.21: Tangentielle Deckeldehnung

gewiesen werden. Durch eine geeignete Formgebung der Zargenkerbe konnte die Spannungsüberhöhung infolge Kerbwirkung auf ein Mindestmaß reduziert werden. Relativbewegungen der Verschlußkomponenten zueinander liegen auch bei der optimierten Verschlußausführung vor. Durch die Verwendung eines geeigneten Schmiermittels muß diesem Effekt Rechnung getragen werden, um einen frühzeitigen Verschleiß der Kontaktflächen zu vermeiden.

#### 8.4.5 Zyklische Belastung

Das Verhalten des optimierten Segmentverschlusses unter zyklischer Belastung wurde im Anschluß an die statischen Untersuchungen im Rahmen der Verschleißuntersuchungen erforscht und ist im folgenden Kapitel aufgeführt.

## 9 Verschleißverhalten von Segmentverschlüssen

Wird ein Segmentverschluß betriebsbedingten Belastungszyklen ausgesetzt, so kann ein mehr oder weniger stark ausgeprägtes Verschleißverhalten beobachtet werden. Im folgenden Kapitel soll nur auf den Verschleiß der kraftübertragenden Kontaktflächen eingegangen werden [69, 78]; der auf Ermüdung hochbeanspruchte Zargenkerbbereich soll nicht Gegenstand dieser Betrachtungen sein.

### 9.1 Verschleißarten

Als Verschleißursache können am Segmentverschluß die Verschleißmechanismen Reibung, plastische Deformation, Ermüdung durch hohe Hertzsche Pressung sowie Betrieb unter verschmutzten Betriebsbedingungen auftreten.

#### Reibung

Am Segmentverschluß treten konstruktionsbedingt Relativbewegungen an den Gleitstellen zwischen den kraftübertragenden Kontaktflächenpaarungen der Deckel- als auch der Zagenkontaktflächen auf. In Kombination mit der meist sehr hohen spezifischen Kontaktflächenbelastung der genutzten Kontaktflächen liegt je nach Schmierungsbedingungen ein mehr oder weniger stark ausgeprägtes Reibungsverhalten zwischen den Kontaktpartnern vor. Die hierbei wirksamen Reibkräfte sind die Quelle von Verschleiß. Ausgeprägter Reibverschleiß verändert drastisch die Makro- und Mikrogeometrie der beanspruchten Oberflächen, deren Funktion dadurch zunehmend beeinträchtigt wird. Durch eine wirksame Schmierung läßt sich der Verschleiß auf ein Minimum reduzieren. Eine gute Schmierung liegt dann vor, wenn die minimal vorhandene Schmierfilmdicke innerhalb einer Kontaktfläche ungefähr drei bis fünfmal größer ist als das quadratische Mittel der arithmetischen Mittenrauhwerte  $R_a$  der Kontaktpartner. Bei abnehmender Schmierfilmdicke gelangt man zunehmend in den Bereich der Grenzschmierung; stellenweise ist ein metallischer Kontakt vorhanden. Bei vorliegender Mangelschmierung kommt es nahezu ausschließlich zu metallischem Kontakt, die Oberflächentopographie wirkt sich sehr stark auf die Beanspruchungsverhältnisse im Kontaktbereich aus. Die Verschleißerscheinungen können von der Bildung mikroskopisch kleiner Abriebsteilchen bei Grenzschmierung bis hin zum „Fressen“ bei vorliegender Mangelschmierung reichen.

#### Plastische Deformation

An lokal sehr hoch beanspruchten Kontaktflächenbereichen kann die Fließgrenze des Werkstoffs überschritten werden. Als Folge treten lokal begrenzte, plastische Verformungen auf. Bei einem herkömmlich ausgelegten Verschluß treten diese Bereiche insbesondere im Bereich des Deckelaußenradius, des Zageninnenradius sowie am Segmentabschluß auf. Meist sind diese Bereiche nach vorangegangener Druckprobe sehr gut fühlbar und sichtbar. Sofern die plastifizierten Bereiche die Verschlußfunktion nicht beeinträchtigen, können sie innerhalb gewisser Grenzen zugelassen werden.

### **Ermüdung durch hohe Hertzsche Pressung**

Bei hohen spezifischen, linienförmigen Flächenpressungsverteilungen wie sie beim Vorhandensein einer Segmentkipfung auftreten können (siehe Kapitel 3), liegt ein konzentrierter Belastungszustand mit lokal hoher Flächenpressung vor. Dieser geht mit einem stark ausgeprägten inhomogenen hydrostatischen Druckspannungszustand und großen Gradienten des Spannungstensors im belasteten Werkstoffbereich einher. Obwohl die Linienbelastung über einen endlichen Segmentbereich angreift, liegt hierbei ein ähnlicher Beanspruchungszustand vor wie er durch die ideale Hertzsche Pressungsverteilung charakterisiert wird [62, 63]. Der Hertzschen Pressungsverteilung liegt ein rein elastisches Materialverhalten, eine gleichmäßige Krümmung mindestens eines Kontaktpartners sowie kleine Kontaktflächenabmessungen gegenüber ihren Hauptabmessungen zugrunde. Im Zentrum der Kontaktfläche, nimmt der Betrag der in der Kontaktflächenebene liegenden Hauptspannungen, den Wert der Hertzschen Pressung  $p_0$  an. Die maximale Werkstoffbeanspruchung resultierend aus der an der Oberfläche eingeleiteten Last beim hier betrachteten Linienkontakt ergibt sich in einer Tiefe  $z$  bei  $z/b \approx 0,72$  zu  $\sigma_V(GEH) = 0,56 p_0$ , wobei  $b$  der halben Kontaktflächenbreite in radialer Richtung entspricht. Der maximal beanspruchte Werkstoffbereich befindet sich unterhalb der Oberfläche. An der Oberfläche beträgt  $\sigma_V(GEH)$  nur  $0,4 p_0$ , d.h. nur etwa 71 % des Maximalwertes. Ausgeprägte Reibkräfte haben deutliche Auswirkung auf die Werkstoffbeanspruchung [64]. Mit wachsender Reibung erhöht sich die maximale Vergleichsspannung, ihre Position verschiebt sich tangential in Wirkrichtung der Schubspannungen und zunächst langsam aber schließlich immer schneller in Richtung zur Oberfläche. Je nach Lasthöhe und Anzahl der Lastzyklen bilden sich durch die Ermüdung in den höchstbeanspruchten Werkstoffbereichen entsprechend der Vergleichsspannungsverteilung Gefügeänderungen heraus. Diese können zur Anrißbildung und Rißausbreitung und in Folge zur Entstehung von Pittings führen. Zur Behinderung der Anrißbildung besteht die Möglichkeit, Druckeigenspannungen mittels unterschiedlicher Wärmebehandlungsverfahren in den oberflächennahen Bereich einzubringen. Druckeigenspannungen in Höhe von 10 bis 20 % der im Betrieb wirkenden Hertzschen Pressung senken die Vergleichsspannung im höchstbeanspruchten Werkstoffbereich und wirken lebensdauererhöhend [65, 66].

### **Ermüdung bei realen Betriebsbedingungen**

Problematisch ist der Betrieb von Segmentverschlüssen mit verschmutzten Schmierstoffen [67, 68]. Wird ein Schmutzpartikel beim Schließvorgang in eine Kontaktfläche hineintransportiert, wird er bei der Belastung des Verschlusses zwischen den Kontaktflächen zusammengedrückt, die Schmierschicht wird an dieser Stelle durchbrochen. Ist der Fremdkörper härter als die Kontaktflächen, so entstehen tiefe, durch das Zerbrechen der Partikel oft auch zerklüftete Eindrücke, ist er weicher entstehen ausgedehnte flache Eindrücke. Um diese Eindrücke herum entstehen meist über den Schmierfilm herausragende Randaufwerfungen, d.h. plastisch verformte Bereiche, welche den Ausgangspunkt für den späteren Ermüdungsschaden darstellen, der sich an solchen Fremdkörpereindrücken entwickelt. In Folge tritt Pittingbildung in der

am stärksten verformten Zone auf. Je nach Art und Größe der Partikel kann die Zyklenzahl bis zur Pittingbildung um Größenordnungen differieren.

Da das in der Praxis auftretende Verschleißverhalten nicht über FE-Rechnungen erfassbar ist, wurden im Anschluß an die statische Spannungs- und Verformungsanalyse des herkömmlichen sowie des optimierten Segmentverschlusses zyklische Versuche zu dessen Erfassung gefahren. Vor der Beschreibung des Versuchsablaufs sowie der Aufführung der Ergebnisse aus den experimentellen Untersuchungen wird im folgenden vorab auf eine wichtige Verschleißursache und zwar die Reibung näher eingegangen.

## 9.2 Reibung

Treten zwei Körper miteinander in Kontakt, so bildet sich je nach Oberflächeneigenschaft, Materialpaarung, Oberflächenkrümmung, Reibungseinfluß ein komplexer Spannungszustand im Kontaktbereich aus. Sogar im relativ einfachen Fall eines Stempels, welcher gegen eine Halbebene gedrückt wird, bildet sich keine gleichmäßige sondern eine Pressungsverteilung mit einer Spannungssingularität am Stempelabschluß aus [1], d.h. bei idealen planen Kontaktflächen ohne Oberflächenrauigkeit und Unebenheit kann kein gleichmäßiges Tragen im Kontaktbereich vorliegen.

Die Vorgänge Reibung, Schmierung und Verschleiß sind äußerst komplex und schwer zu beschreiben. Eine Vielzahl von Faktoren üben wesentlichen Einfluß auf die sich einstellenden Kontaktbedingungen aus. Die Angabe gültiger Gesetze ist nur für spezielle Fälle mit eingeschränkten Randbedingungen möglich. Oft genügen Änderungen einzelner Versuchsparameter wie Werkstoff, Oberflächenqualität, Schmiermittel, Temperatur, Belastung, Kontaktdauer um ein verändertes Reibverhalten zu erhalten [71, 73]. Die im Rahmen der Produktentwicklung von Seiten des Schmiermittelherstellers durchgeführten chemischen und physikalischen Untersuchungen liefern daher nur eine begrenzte Charakterisierung des Schmierstoffs.

Als ein Verfahren zur Beurteilung des Schmiervermögens hochbelasteter Kontaktflächen sei hier der Preß-Fit Test aufgeführt. Der Preß-Fit Test dient zur Bestimmung des statischen und dynamischen Reibungskoeffizienten sowie des Auftretens von Ruckgleiten (stick-slip) bei Gleitreibung unter niedriger Geschwindigkeit beim Einsatz von Pulvern, Pasten und Gleitlacken als Schmierstoff. Hierbei wird ein Prüfbolzen in eine Prüfbuchse eingepreßt und die Einpreßkraft zur Ermittlung des dynamischen Reibungskoeffizienten aufgezeichnet. Beim Auspressen wird mittels Aufzeichnung der Auspreßkraft der statische Reibungskoeffizient sowie das Auftreten von Ruckgleiten ermittelt.

Tests unter praxisnahen Bedingungen, im Idealfall am Einsatzort der geplanten Anwendung des Schmierstoffs, sind daher unerlässlich, um die Vielzahl der Parameter, welche der Praxisanwendung unterliegen, in ihrer Gesamtheit erfassen zu können.

Zur Erfassung der Gesetzmäßigkeiten zweier belasteter, ebener und in Kontakt stehender Festkörper hinsichtlich ihres Reibungsverhaltens wurde von COULOMB (1736 -

1806) durch Experimente gezeigt, daß die Tangentialkraft  $T$  zwischen den Körpern in erster Näherung proportional zur Normalkraft  $N$  ist [72]. Die empirisch zu ermittelnden Proportionalitätsfaktoren, die Reibungskoeffizienten  $\mu_0$  und  $\mu$ , stellen die Reibverhältnisse bei Haften bzw. vorhandenem Gleiten dar, allgemein gilt  $\mu_0 > \mu$ . Es gilt

$$T = \mu_0 N \quad \text{bei vorliegender Haftreibung} \quad (9.136)$$

$$T = \mu N \quad \text{bei vorliegender Gleitreibung} \quad (9.137)$$

Die von Coulomb aufgestellten Reibungsgesetze erklären die physikalisch-chemischen Vorgänge zwar nicht in vollem Umfang, erweisen sich aufgrund Ihrer Einfachheit für die meisten Anwendungen des Maschinenbaus jedoch als zweckmäßig.

Moderne Theorien berücksichtigen molekulare Interaktionen, elastisch - plastische Verformung und Werkstoffverdrängung in den Kontaktflächen. In diesem Zusammenhang ist die Theorie von BOWDEN, TABOR [74, 75] zu nennen. Diese versucht den Reibungswiderstand durch das Abscheren und die Neubildung von Mikroschweißbrücken zu erklären. Nach dieser Theorie ergibt sich der Gesamtreibungsbeiwert aus den Anteilen der Adhäsion, d.h. der molekularen Wechselwirkung zwischen festen Körpern und zum anderen aus dem Werkstoffverdrängungseffekt bei plastischer Verformung. Bei Belastungen unterhalb der plastischen Fließgrenze überwiegt der Adhäsionsanteil, bei plastischer Verformung überwiegt der Werkstoffverdrängungseffekt wobei zusätzlich zu lokalen plastischen Verformungen Oberflächenzerstörungen durch Mikroschneiden auftreten. Die Reibungskraft entspricht dann im wesentlichen der tangentialen Umformkraft.

Beim „Einlaufvorgang“ des Verschlusses während der ersten Lastwechsel nach der Druckprobe wird durch die Relativbewegung der Verschlußkomponenten zueinander infolge plastischer Deformation, Abreißen der Rauigkeitsspitzen sowie dem Aufbau und der Abscherung von Mikroschweißbrücken die Oberflächenrauheit der sich einstellenden Kontaktflächen bis auf eine Gleichgewichtsrauheit reduziert, welche für die gegebenen Reibungsbedingungen typisch sind. Mikroverschleißteilchen bzw. Abrieb entstehen in Kontaktflächenbereichen mäßiger Belastung. In Bereichen extremer Belastung, wie sie in lokal plastifizierten Zonen vorliegen, kann dies sogar zu einem Herausreißen des Werkstoffes aus der Tiefe und damit zu erheblichen Oberflächenzerstörungen dem sogenannten „Fressen“ führen.

Durch das Aufbringen geeigneter Einlauf-Schmierstoffe in Form von Einlaufpasten oder Gleitlacken auf die Kontaktflächenbereiche, lassen sich die von den Oberflächenbearbeitungsverfahren stammenden Oberflächenrauigkeiten schonend abtragen und einglätten. Die vorhandenen Profilsitzen werden geglättet, ohne daß Oberflächenverschweißungen durch Berührung der Materialspitzen auftreten. Materialausbrüche, wie sie bei ungünstigen Einlaufbedingungen entstehen, können so vermieden werden.

### 9.2.1 Schmierung

Der optimale Schmierstoff sollte den Verschleiß von Kontaktpartnern verhindern und die Maschinenelemente im tribologischen Kontakt wirkungsvoll durch einen Schmier-



stoffilm trennen, d.h. einen metallischen Kontakt während der Gleitbewegung nicht entstehen lassen [79, 80]. Der Schmierstoff als dritter Körper zwischen den Kontaktpartnern tritt in chemische und physikalische Wechselwirkung mit diesen, welches zu einer erheblichen Erleichterung der Deformationsprozesse führen kann. Treten zwischen den Kontaktpartnern nur geringe Relativbewegungen wie im vorliegenden Fall von zeitlich begrenzter Dauer unter hohem Druck bzw. Temperatur auf, so können vorteilhaft Festschmierstoffe eingesetzt werden. Diese sind sehr temperaturstabil und benötigen für ihre Wirksamkeit lediglich einen Mindestdruck, um einen trennenden Festschmierstoffilm auf Metalloberflächen zu bilden. Eine Hauptkenngroße von Haftschmierschichten ist ihre Schichtdicke, wie sie nach der Aufbringung einer Normalpressung verbleibt. Ihre Anwesenheit reduziert die Reibung deutlich. Die tribotechnische Auslegung sollte als Primärforderung so erfolgen, daß durch den Einsatz von viskosen und festen Schmierstoffen oder einer Kombination daraus der Aufbau eines verschleißmindernden Trennfilms gewährleistet ist. Desweiteren sollte als Sekundärforderung eine definierte Gebrauchsdauer von Bauteilen und Schmierfilm unter Einbeziehung von Randbedingungen gemäß dem jeweiligen Anwendungsfall sichergestellt sein. Als wichtige Sekundärforderungen können in Frage kommen:

- Schmierstoffverträglichkeit mit Kontaktflächen, Dichtungen, Kunststoffen, Lackanstrichen
- Beständigkeit gegenüber hoher Belastung und/oder Geschwindigkeit der Kontaktflächen
- Temperaturbeständigkeit (extrem hohe oder tiefe Temperaturen)
- gute Haftfähigkeit und Ausquetschbeständigkeit
- geringer Reibungskoeffizient
- Korrosionsschutz
- Beständigkeit gegen Witterungseinflüsse (Feuchtigkeit, Spritz-/Salzwasser, Dampf, Staub, Schmutz)
- Beständigkeit gegen Chemikalien und Lösemittel (Säuren, Laugen, Öle, Benzin etc.)
- Lebensmittel- und Umweltverträglichkeit, Sauberkeit
- Oxidations- und Alterungsbeständigkeit, kein Verharzen
- Strahlenbeständigkeit
- Verhalten bei extremen Betriebszuständen (Notlauf-/Einlaufschmierung, Vibrations- und Stoßbeständigkeit, Betrieb im Vakuum oder bei hohen Drücken, hohe Scherbeanspruchung)

### 9.2.2 Schmiermittelauswahl für Segmentverschlüsse

Am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau wurde bisher das Reibungshalten gängiger, zur Verschlußschmierung eingesetzter Festschmierstoffe eingehend analysiert [70]. Die experimentellen Untersuchungen wurden mit Reibklötzen aus St 37-2 mit einer nominellen Reibungsfläche von 22 x 30 mm und in einem Belastungsbereich von 42 bis 417 N/mm<sup>2</sup> durchgeführt. Sowohl der elastische Bereich als auch der Bereich mit einsetzender plastischer Werkstoffverformung wurde experimentell abgedeckt. Zum Einsatz kamen Reibklötze mit geschliffener ( $R_Z \approx 6,3$ ) und gefräster ( $R_Z \approx 25$ ) Oberfläche. Das Einlaufen der Kontaktflächen wurde hierbei durch eine Erstschmierung mit anschließenden 24 Lastzyklen und folgender Trennung der Reibpaarung simuliert, der Betriebsfall durch eine Belastung mit 9 Lastzyklen nach erfolgter Reinigung und erneuter Schmierung der Kontaktflächen. Untersucht wurden die folgenden Schmiermittel insbesondere hinsichtlich ihrem Haftreibverhalten:

- Trockenreibung ohne Schmierung
- Mineralöl (SAE 10)
- Wälzlagerfett (SKF Grease LGEM 2/0.4 und FAG Wälzlagerfett L71 K 23-k)
- Festschmierstoffpasten auf Basis von Molibdädisulfid (Molykote G-rapid plus und Molykote G-n plus)

Folgende Erkenntnisse aus den Versuchen lassen sich direkt auf das Anwendungsgebiet der Verschlußtechnik übertragen:

- Die Verwendung von Öl oder das Betreiben des Verschlusses ohne Schmierung ist strikt zu unterlassen, da dies zu einem baldigen Fressen lokal hochbelasteter Stellen mit nachfolgender Unbrauchbarkeit infolge Klemmen führen kann.
- Trotz einsetzendem Gleiten steigt die erforderliche tangentielle Verschiebekraft beim Schmiermittel Fett weiter an, eine unklare Grenze zwischen Haftung und Gleiten liegt vor. Dies ist ein Hinweis dafür, daß handelsübliche Fette wie sie zur Schmierung von Wälzlagern eingesetzt werden zur Schmierung hochbelasteter und Relativbewegungen unterliegender Kontaktflächen ungeeignet sind, da sie aus dem Kontaktgebiet herausgefördert werden können; das Vorliegen eines trennenden Schmierschichtfilms ist dann nicht mehr gewährleistet. Das Auftreten von lokalem Misch- und Trockenreibungverschleiß mit entsprechend frühzeitigen Verschleißerscheinungen ist sehr wahrscheinlich.
- Festschmierstoffpasten auf Basis von Molibdädisulfid zeigten das mit Abstand beste Verschleißverhalten. Die untersuchten Schmierpasten wiesen folgende Besonderheiten auf:

- die Reibungskoeffizienten fallen während des Einlaufvorganges ab und steigen nach erfolgter Reinigung und Neuschmierung der Kontaktflächen an. Mit jedem Belastungs- und Trennvorgang ohne erneute Schmierung nimmt tendenziell der Reibkoeffizient ab, um sich einem Gleichgewichtswert anzunähern.
- die Haftreibungskoeffizienten weisen einen leichten Abfall mit steigender aufgebrauchter Flächenpressung auf.
- die Absolutwerte der Reibungskoeffizienten liegen für G-n plus bei gefräster Oberfläche etwas niedriger als die Werte für G-rapid plus und verlaufen in einem engeren Toleranzbereich. Bei geschliffenen Oberflächen ist kein entscheidender Einfluß des verwendeten Schmiermittels auf die Werte der Haftreibungskoeffizienten zu erkennen.
- die ermittelten mittleren Haftreibungskoeffizienten liegen bei gefrästen Oberflächen im Bereich von 0,04 bis 0,06, für geschliffene Oberflächen liegen die Werte etwas niedriger.
- die Oberflächenrauigkeiten werden erst bei einer anliegenden Kontaktflächenpressung größer ca.  $120\text{N}/\text{mm}^2$  hinreichend ausgeglichen, ein zusammenhängender Gleitfilm aus Molibdändisulfid liegt dann vor.
- Unebenheiten der Kontaktfläche können durch beide Festschmierstoffpasten ausgeglichen werden.
- ein eindeutiger Übergang vom Haften zum Gleiten bei Festschmierstoffpasten auf  $\text{MoS}_2$ -Basis ist im Gegensatz zum Schmiermittel Fett festzustellen.
- Schmiermittelrückstände bei der Kontaktflächen-Reinigung begünstigen bei erneutem Schmierstoffauftrag die rasche Bildung der Molibdändisulfidflächen.

Die aus den experimentellen Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse können wie oben erwähnt nur auf ähnliche Versuchsanordnungen mit entsprechenden Rahmenbedingungen angewendet werden. Der Einfluß der Luftfeuchtigkeit, Temperatur sowie Kontaktdauer unter Last blieben bei den Untersuchungen unberücksichtigt.

### 9.2.3 Festschmierstoffe

Wie die Untersuchungen zeigten, ist für die Bereitstellung eines trennenden Schmierfilms die Verwendung eines Schmiermittels auf Festschmierstoffbasis sinnvoll. Der Feststoff-Gleitfilm verringert die Reibung erheblich, schützt vor Verschleiß und verhindert wirkungsvoll einen Metall zu Metall Kontakt. Festschmierstoffe können als Pasten, Gleitlacke oder Trockenpulver angewendet werden. Der Einsatz von Trockenpulver bei Verschlußanwendungen ist wegen des unkontrollierbaren Verbleibens am Reibungskontakt nicht sinnvoll. Als Festschmierstoffe kommen Molibdändisulfid, Graphit, PTFE und Metallpulver einzeln oder in Kombination zum Einsatz.

Schmierstoffsysteme auf Molibdändisulfid-Basis ( $MoS_2$ ) erscheinen aus den folgenden Gründen ideal für die Anwendung bei Verschlüssen mit lokal sehr hoch beanspruchten Kontaktbereichen.  $MoS_2$ -Systemen liegt ein schichtgitterartiger Aufbau (Plättchenstruktur) des kristallinen Feststoffes zugrunde. Deren Aufbau ist durch leicht gegeneinander verschiebbare Lamellen mit Gleitebenen gekennzeichnet. Die Plättchenbildung ist maßgeblich an der Senkung des Haftreibungskoeffizienten nach dem Einlaufvorgang beteiligt. Das Lamellenpaket ist äußerst druckbeständig, die Schmierfähigkeit nimmt mit steigender Belastung zu (Belastung  $> 3.000N/mm^2$ ), um dann wieder abzunehmen. Rückstände, wie sie beim Reinigungsvorgang auftreten, begünstigen die Bildung der  $MoS_2$  Plättchen. Dieser Effekt ist insbesondere bei geschliffenen Oberflächen sehr ausgeprägt. Neben der Schichtgitterstruktur verbessern die elektrischen Grenzschichtladungen die Schmierwirksamkeit. Bei erstmaliger Belastung bildet sich ein äußerst glatter, glänzender  $MoS_2$  Film, welcher die Rauigkeit des Trägermaterials überdeckt. Bei einer Verletzung des Schmierfilms kann sich dieser durch den Selbstheilungseffekt, d.h. durch eine Neuanlagerung gleitender Festschmierstofflamellen innerhalb gewisser Grenzen regenerieren.

### Festschmierstoffpasten

Dünne Festschmierstoffe können einfach und schnell mittels Schmierstoffpasten auf tribologisch beanspruchte Metalloberflächen aufgebracht werden. Sie bestehen im wesentlichen aus einem mineralischen oder synthetischen Trägeröl sowie den Festschmierstoffen. Sie eignen sich insbesondere als Montage- und Einlaufpasten.

SCHWARZE PASTEN basieren meist auf Molibdändisulfidbasis, können sehr hohe Lasten aufnehmen und weisen sehr kleine Reibungskoeffizienten auf.

WEISSE PASTEN bestehen aus einer Kombination von weißen Festschmierstoffen wie PTFE und haben sich zur Vermeidung von Passungsrost (Tribokorrosion) bewährt und dort wo schwarze Pasten aufgrund der Verschmutzungsgefahr unerwünscht sind.

Festschmierstoffpasten auf Basis von METALLPULVERN kommen bei hochwarmfesten Chrom/Nickel-Stählen sinnvoll zum Einsatz. Durch ihre sehr gute Hochtemperaturstabilität erlauben sie bei der Anwendung an Schraubenverbindungen ein zerstörungsfreies Lösen nach vorausgegangenem Hochtemperatureinsatz.

Stellvertretend für Festschmierstoffpasten auf  $MoS_2$ -Basis wurde Molykote G-rapid plus (Montagepaste mit sehr niedrigem Reibwert) der Fa. Dow Corning GmbH bei den Verschleißuntersuchungen an Segmentverschlüssen der vorliegenden Arbeit aufgrund seiner bekannten Schmiereigenschaften mit sehr niedrigen Reibungskoeffizienten eingesetzt. Versuche mit Festschmierstoffpasten auf Graphit/PTFE-Basis zur Überprüfung deren Eignung an Verschlüssen stehen noch aus und wären als sinnvolle Ergänzung der bisherigen Verschleißuntersuchungen an Segmentverschlüssen denkbar.

### Gleitlacke

Gleitlacke, auch **Anti Friction Coatings (AFC)** genannt, werden bei extremen Einsatzbedingungen verwendet, die mit herkömmlichen Schmierstoffen nicht mehr beherrscht werden können. Ihre Vorzüge kommen insbesondere bei Anwendungen zum Tragen, bei welchen die in Kontakt stehenden Bauteilbereiche unter hoher Belastung nur geringe Geschwindigkeiten erreichen oder oszillierende Bewegungen ausführen. Genau diese Kombination einer hohen lokalen Belastung zusammen mit kleinen Relativbewegungen liegt auch beim Segmentverschluß vor. Es ist sichergestellt, daß der Grund- und Gegenkörper von Bewegungsbeginn an einen funktionsfähigen Trennfilm zwischen den sich berührenden Oberflächen aufweist. Ferner werden AF-Coatings dort eingesetzt, wo flüssige oder pastenförmige Schmierstoffe stören und Verunreinigungen durch Schmierstoffe nicht akzeptiert werden können. In Kombination mit einem Korrosionsschutz lassen sich umweltgefährdende Metallbeschichtungen wie Chrom, Nickel oder Cadmium etc. ersetzen; eine wartungsfreie Dauerschmierung wird somit ermöglicht. Als Hauptvorzüge der AF-Coatings gegenüber herkömmlichen Schmierstoffen können folgende Punkte aufgeführt werden:

- Trockene Dauerschmierung im Temperaturbereich von  $-198^{\circ}\text{C}$  bis  $+450^{\circ}\text{C}$ , kein Verharzen, keine Alterung
- Sehr hohe Druckbeständigkeit (größer als die Fließgrenze der meisten Metalle)

- Langzeit-Korrosionsschutzfilm mit ausgezeichneter Haftfestigkeit, kein Abplatzen selbst nicht bei extremen Verformungen des Werkstücks
- Unempfindlichkeit gegenüber Staub, Schmutz, Feuchtigkeit, chemische Einflüsse
- Strahlenbeständigkeit
- Keine Wasserstoffversprödung
- Relativ einfache Aufbringung auf vorbehandelte Werkstoffoberflächen
- Dünne Schichten ( 5 bis 20  $\mu m$ ) mit definierten Reibungskoeffizienten

AF-Coatings bestehen aus einer Suspension von Festschmierstoffen sehr kleiner Teilchengröße wie Molybdänsulfid, Grafit oder PTFE in Binde- und Lösungsmitteln. Durch entsprechende Auswahl geeigneter Additive und Lösungsmittel können je nach Anwendungsfall maßgeschneiderte AF-Coatings hergestellt werden. Voraussetzung für eine hohe Lebensdauer der Beschichtung ist die Oberflächenvorbehandlung und Applikationstechnik. Als Oberflächenvorbehandlung wird meist eine dünne Zinkschicht zur Erhöhung des Korrosionsschutzes oder Manganphosphatschicht zur Erhöhung der Belastbarkeit aufgebracht, feinsandgestrahlt, gebeizt oder eloxiert. Die AF-Coatings werden dann auf die fettfreie Metalloberfläche mit einer Schichtstärke, die größer als die Oberflächenrauigkeit der Gleitpartner sein sollte (optimal 5 bis 20  $\mu m$ ), aufgetragen. Die Schichtdicke hat wesentlichen Einfluß auf Lebensdauer, Reibwert und Schutzwirkung von Gleitlacken. Hierbei ist die Aufbringung einer dünnen Schicht auf beide Gleitpartner besser als eine relativ dicke auf nur eine Gleitfläche, da diese mechanisch weniger belastbar ist. Die Aufbringung kann mittels Spritzen, Tauchen, Streichen oder Walzen erfolgen. Die Trocknungszeit beträgt je nach Typ zwischen 3 Minuten bei Lufttrocknung und 60 Minuten bei Ofentrocknung (bessere Beständigkeitswerte).

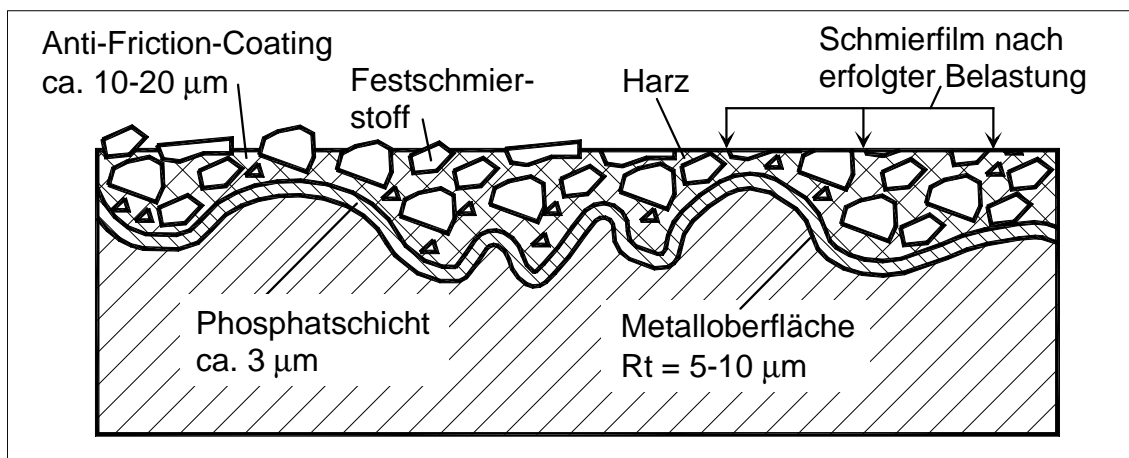


Bild 9.1: Aufbau einer AFC-Beschichtung

Nach erfolgter Trocknung sind die Festschmierstoffe durch abriebfeste Harzbinder fest entsprechend Bild 9.1 mit der Metalloberfläche verbunden. Feststoffe mit Plättchen-

struktur ( $MoS_2$ ) orientieren sich während der Filmtrocknung horizontal und lagern sich als Einzelschichten übereinander. Unter Belastung wird diese Schicht weiter verdichtet und es entsteht eine sehr glatte Oberfläche, welche das Rauigkeitsprofil des Trägermaterials überdeckt. Im Hochlastbereich der Gleitfläche wird die Gleitlack-Trennschicht zuerst an ihrer Oberfläche kontinuierlich abgetragen, ein metallisch glänzendes Tragbild infolge geglätteter Feststoffschmierschicht bleibt zurück. Die Weiterversorgung mit Festschmierstoffen erfolgt dann in ausreichender Menge aus der Restfilmdicke der angrenzenden Oberflächen.

### 9.3 Experimentelle Untersuchungen

Die Untersuchungen zur Ermittlung des Verschleißverhaltens von Segmentverschlüssen wurden sowohl mit dem herkömmlichen als auch mit dem optimierten Segmentverschluß durchgeführt. Beide Verschlüsse wurden im Anschluß an die statischen Belastungsversuche insgesamt 20.000 Betriebsdruck-Lastzyklen ausgesetzt. Da ein Öffnen und Schließen der Verschlüsse nach jedem Lastzyklus aus Zeitgründen ausschied, wurden je 1.000 Lastwechsel zu einem Belastungsblock zusammengefaßt und diese nacheinander gefahren. Die Belastungsblöcke waren einheitlich wie folgt gestaltet:

1. Säubern und Entfetten der Kontaktflächen
2. Applikation der vorgesehenen Schmierstoffe
3. Schließen des Verschlusses
4. Aufbringen einer Druckschwellbelastung mit 1.000 Lastzyklen
5. Öffnen des Verschlusses
6. Kontrolle des Zustands der Schmiermittelschicht
7. Entfernen der Schmiermittelschicht
8. Begutachtung und Dokumentation des Zustands der Kontaktflächen

Besonderen Dank gilt den Firmen Dow Corning GmbH und Klüber Lubrication München KG, die uns Schmiermittel für die Belastungsversuche unentgeltlich zur Verfügung gestellt haben.

#### 9.3.1 Verschleißuntersuchungen am herkömmlichen Segmentverschluß

Bei der Bestimmung des Verschleißverhaltens des herkömmlichen Segmentverschlusses wurde als Schmiermittel zum einen ein Wälzlagerfett *SKF LGEM2/0.4* und zum anderen eine Festschmierstoffpaste auf Molybdändisulfid-Basis *G-Rapid Plus der Fa. Dow Corning* eingesetzt. Alle Kontaktflächen der Verschlußkomponenten des Deckels und der Segmente aus H II sowie der geschmiedeten Verschlußzarge aus C22.8 wiesen eine

geschichtete Oberflächenqualität auf. Die gesamte Oberfläche der Segmente war aus Korrosionsschutzgründen galvanisch verzinkt.

### Versuchsbeschreibung und Ergebnisse

Zu Beginn der Belastungszyklen wurde das o.g. Schmierfett eingesetzt. Nach ca. 5.000 Lastwechseln zeigten sich bereits erste Verschleißspuren in Form von Abplatzungen der Zinkschicht als auch einsetzende Grübchenbildung in Bereichen konzentrierter Krafteinleitung (Bild 9.2).

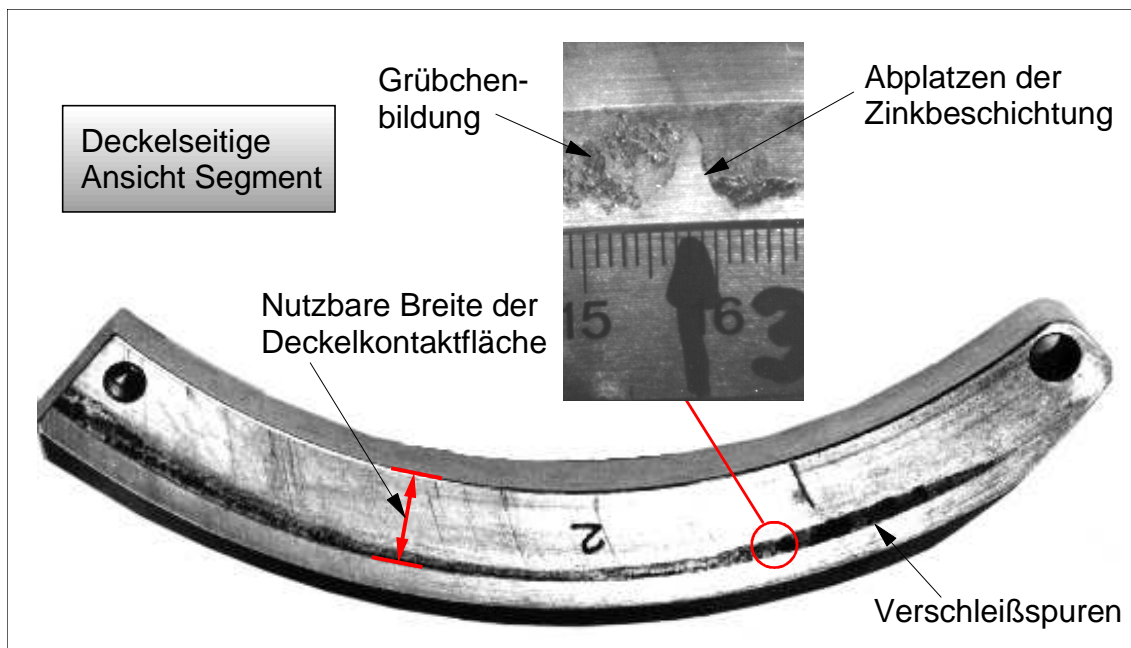


Bild 9.2: Segmentverschleiß

Als Ursache des Verschleißes können sowohl die bis dahin zu großen Nachschmierintervalle als auch das Auspressen des Schmierfetts infolge der aus der zyklischen Segmentklippbewegung resultierenden Förderwirkung gesehen werden. Alle im Kapitel 9.1 aufgeführten Verschleißmechanismen sind hier vorzufinden. Durch hohe Reibung verursachter abrasiver Verschleiß der hochbelasteten Kontaktflächenbereiche in Kombination mit Ermüdungserscheinungen durch hohe Hertzsche Pressungen bewirken das Abplatzen der Zinkschicht. Die lokalen Zinkabplatzungen entsprechen in ihrer Wirkung Fremdkörpern im Kontaktbereich, d.h. einem Betrieb unter verschmutzten Betriebsbedingungen und beschleunigen somit den Verschleißfortschritt zusätzlich.

Durch eine Umstellung des Schmiermittels auf die o.g. Festschmierstoffpaste sollten die schmiermittelseitigen Ursachen weitestgehend vermieden werden. Der Entstehung von Grübchen (Pittings) kann durch eine Reduktion des Reibkoeffizienten entgegengewirkt werden [79]. Bei schon vorhandenen Grübchen kann durch ein  $MoS_2$ -haltiges Schmiermittel eine Grübchenrückbildung bei weiterem Betrieb durch plastisches Fließen an der Oberfläche erfolgen. Die Rückbildung erfolgt vom Pittinggrund her, so daß nicht nur der Durchmesser der Grübchen sondern auch die Grübchentiefe verkleinert wird. Dieser



Effekt konnte auch beim untersuchten Segmentverschleiß beobachtet werden, d.h. die grubchenbehafteten Kontaktbereiche vergrößerten sich im weiteren Versuchsablauf nur geringfügig und die Grubchenanzahl blieb annähernd konstant. Zur quantitativen Erfassung des Verschleißfortschritts wurden die Segmente nach jedem vierten Belastungsblock gewogen (Bild 9.3). Gut zu erkennen ist hierbei, daß sich das Segmentgewicht einem Endwert annähert, bei welchem sich die Zinkschicht der tatsächlich genutzten, hoch beanspruchten Kontaktbereiche nahezu vollständig vom Grundmaterial abgelöst hat.

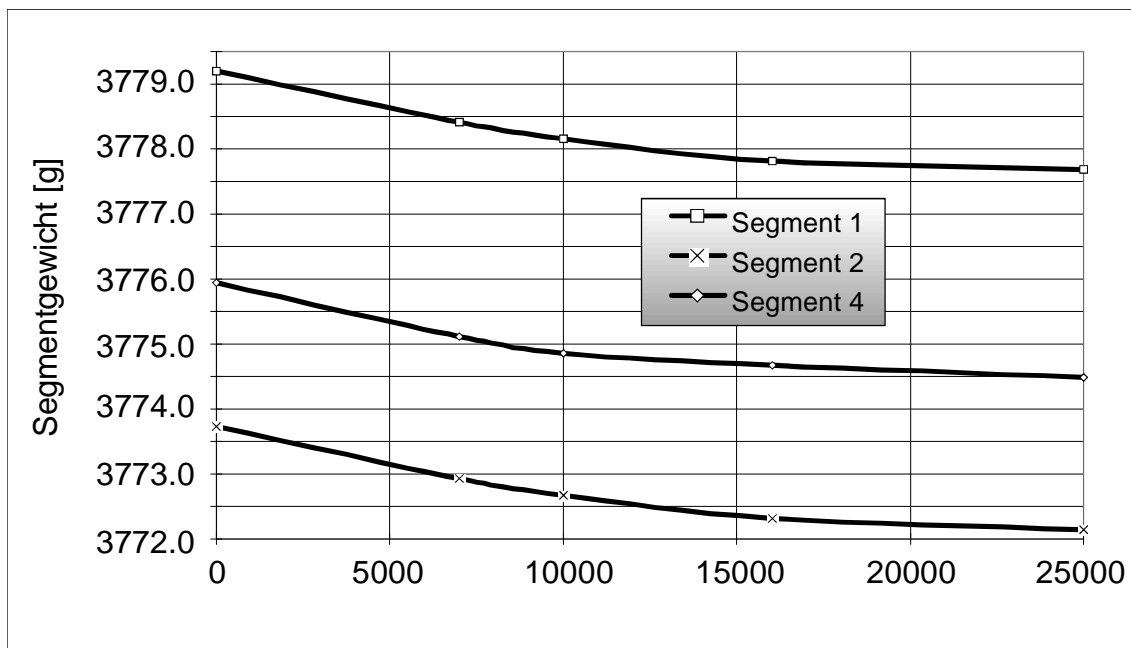


Bild 9.3: Segmentverschleiß über die Lastwechsel

Auf eine Beschichtung der Segmente mit Gleitlacksystemen wurde verzichtet, da die Kontaktflächen nach den aufgetragenen Lastwechseln schon erhebliche Verschleißspuren aufwiesen. Die Gleitlacksysteme kamen bei den Belastungsversuchen am optimierten Verschleiß zum Einsatz.

Da vom Hersteller des Verschlusses über nach der Druckprobe bleibend verformte Verstellbolzen berichtet wurde, sollte dieser Effekt im Rahmen der Verschleißversuche näher betrachtet werden. Zur experimentellen Bestimmung des Lagermoments sowie der Lagerkräfte wurden Dehnmeßstreifen an einem Lagerbolzen des Verschlußdeckels sowie an den Lagerstreben zu deren Ermittlung angebracht. Die gemessenen Verläufe sind in Bild 9.4 für einige Lastzyklen dargestellt.

Zu erkennen ist sowohl eine Schwellbelastung des Momentenverlaufs als auch des relativ hohen Querkraftverlaufs auf die Bolzen. Die Versuche zeigten ein selbständige Lösen der in die Segmente fest eingeschraubten Verstell- und Lagerbolzen nach einigen hundert Lastzyklen.

Als Ursache für den beobachteten Effekt kann in erster Linie der auftretende Kippeffekt

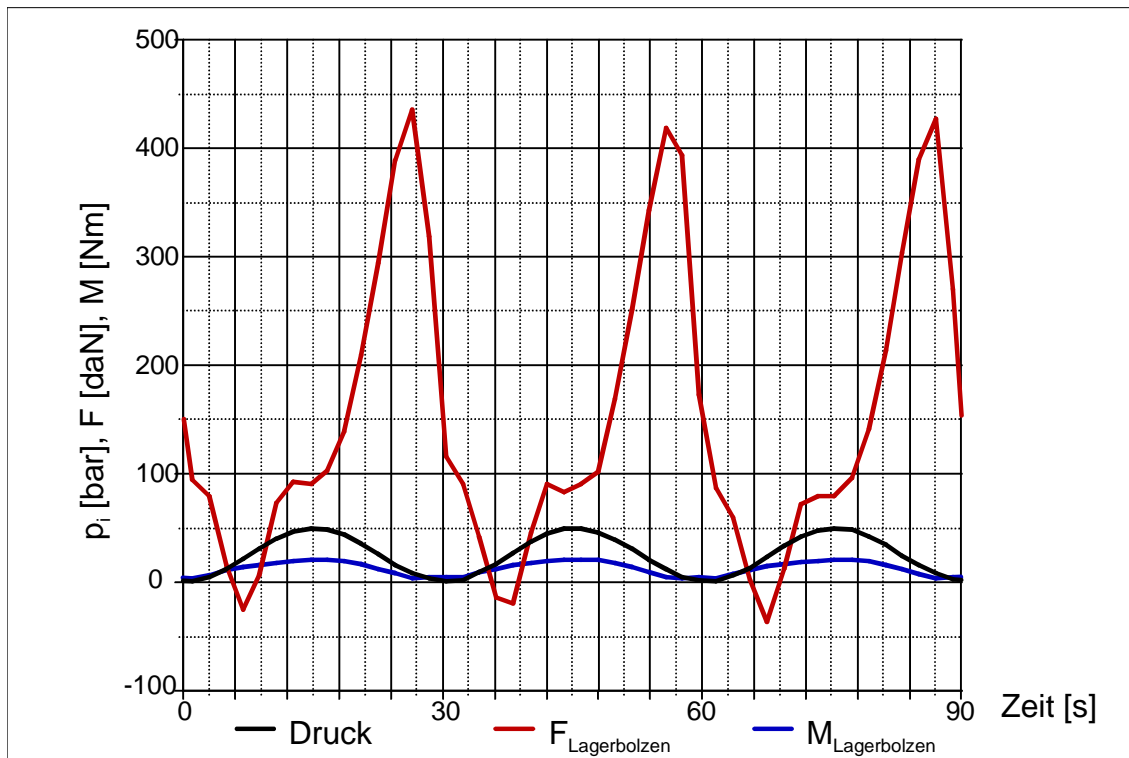


Bild 9.4: Gemessener Kraft und Momentenverlauf am Lagerbolzen

der Segmente angesehen werden. Durch das Segmentkippen wird die Kippbewegung über die Führungsnuten der Verstellbolzen durch Formschluß auf diese übertragen. In Folge werden die Verstellbolzen mit einer Querkraft und einem Biegemoment belastet. Wird bei der Druckprobe auf eine Schmierung des Verschlusses verzichtet, können nur begrenzte relative Ausgleichsvorgänge zwischen den Kontaktflächenpaaren infolge des sehr hohen Reibungskoeffizienten stattfinden, die Verstellbolzen können daher unter Umständen über ihren elastischen Bereich hinaus beansprucht werden.

Die gemessene Kippbewegung der Segmente ist in Bild 9.5 dargestellt. Hierbei ist ein deutlicher Hystereseeffekt erkennbar. Bei Belastung des Verschlusses vom unbelasteten Zustand aus ist nach zuerst linearem Anstieg der Segmentneigung ein leichter Haltepunkt bei ungefähr  $15\text{bar}$  zu beobachten. Bei einer weiteren Druckerhöhung steigt die Segmentneigung erst langsam und dann immer schneller bis zum Erreichen des Höchstwertes an. Wird der Druck nach dem Erreichen des Höchstwertes abgesenkt verbleibt das Segment nahezu bis zu einem Druck von ca.  $10\text{bar}$  in dieser Lage. Erst bei einer weiteren Absenkung des Druckniveaus fällt die Segmentneigung rasch linear bis zum Erreichen des entlasteten Zustands ab.

Die Erkenntnisse aus den Untersuchungen eines zyklisch belasteten, herkömmlichen Segmentverschlusses können wie folgt zusammengefaßt werden:

Durch den Einsatz eines geeigneten Schmiermittels kann das Verschleißverhalten erheblich verbessert und ein evtl. schon bestehendes Verschleißbild nahezu eingefroren werden. Die gute Eignung des Festschmierstoffs Molibdändisulfid für den vorliegenden Einsatzfall wurde hier festgestellt. Durch Festlegung von angemessenen Schmierinter-

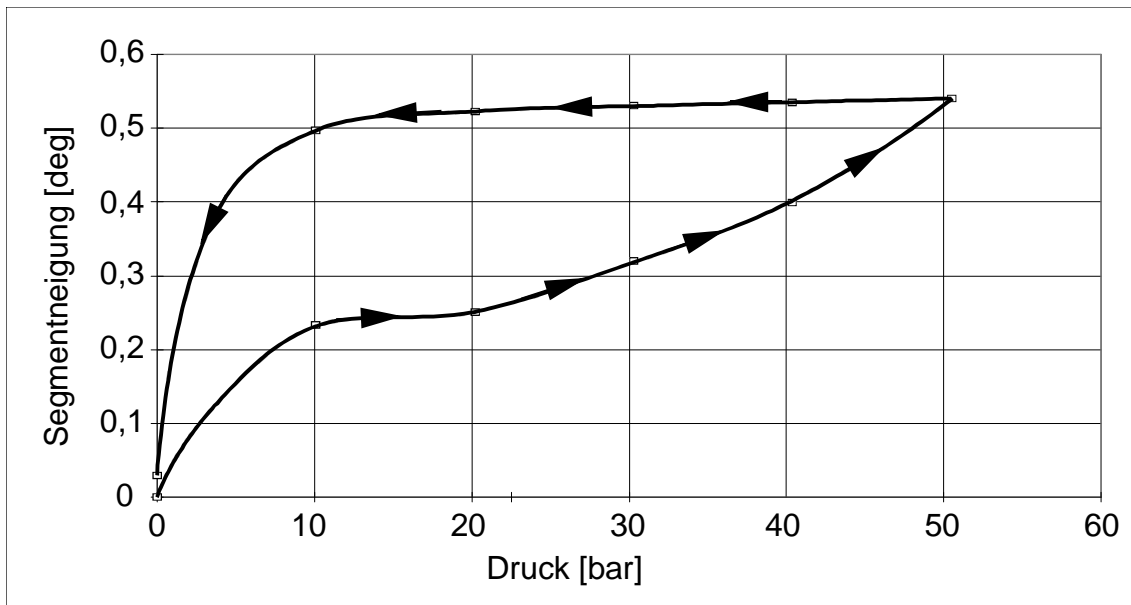


Bild 9.5: Hystereseeinfluß der Segmentbewegung

vallen kann ein trennender Schmierfilm der Kontaktzonen sichergestellt werden.

### 9.3.2 Verschleißuntersuchungen am optimierten Segmentverschluß

Da bei den Untersuchungen am herkömmlichen Segmentverschluß eine gute Eignung von Festschmierstoffen auf  $MoS_2$ -Basis nachgewiesen wurde, sollte dieses Schmiersystem auch bei den Untersuchungen am optimierten Verschluß beibehalten werden. Folgende Schmierstoffe wurden untersucht:

- Festschmierstoffpaste auf Molibdändisulfid-Basis *Molycote G-Rapid Plus* der Fa. *Dow Corning GmbH*
- Lufttrocknende Gleitlacke *Molycote 321R* der Fa. *Dow Corning GmbH* und *Unimoly C220* der Fa. *Klüber Lubrication München KG*
- Warmhärtende Gleitlacke *Molycote 7409* der Fa. *Dow Corning GmbH* und *Klübertop TM 06-111* der Fa. *Klüber Lubrication München KG*

Um die Eignung von Gleitlacken im Hinblick auf eine Dauerschmierung von Segmentverschlüssen festzustellen, wurden die Kontaktflächen der Segmente des fabrikneuen optimierten Segmentverschlusses mit den o.g. Gleitlackssystemen beschichtet. Auf die Oberflächenbehandlung und -beschichtung der Segmente wird im folgenden näher eingegangen.

Zur Beurteilung des Einflusses der Oberflächenausführung auf das Verschleißverhalten, kamen die Segmente mit folgender Oberflächenbehandlung zum Einsatz:

- Segment 1: sandgestrahlt und galvanisch verzinkt

- Segment 2: unbehandelt nach der spanenden Bearbeitung
- Segment 3: einsatzgehärtet und zinkphosphatiert

Der Einfluß der Oberflächenbehandlungen auf das Tragverhalten kann vernachlässigt werden, da die geringen Schichtdicken ohne Einfluß auf das Verformungsverhalten der Segmente sind. Eine unterschiedliche Ausführung der drei Segmente ist somit für eine vergleichende Verschleißuntersuchung zulässig.

Die Beschichtung des Segments 3 mit warmhärtendem *Molykote 7409* wurde wie folgt durchgeführt:

- Oberflächenvorbehandlung durch das Entfernen der Fett- und Ölrückstände durch mehrmaliges Waschen mit einem Entfettungsmittel, leichtes Aufrauen mit feinem Silizium-Karbid-Schmirgelpapier
- Vorwärmen des Segments auf 50-60°C, Aufspritzen mit Spritzpistole (Schichtdicke 10bis20 $\mu\text{m}$ ), 10 min Trocknen an der Luft
- 2 Stunden Aushärtung im Ofen bei 150°C

Auf eine Zinkphosphatierung wurde hier verzichtet, da beim Versuchsbetrieb keine Forderungen hinsichtlich erhöhtem Korrosionsschutz vorlagen.

Segment 1 wurde mit dem lufttrocknenden *Molykote 321R* beschichtet. Die Applikation konnte sehr einfach mittels Sprühdose erfolgen. Die Oberflächenvorbehandlung erfolgte wie beim Segment 3.

Die Firma Klüber Lubrication München KG erstellte uns am Segment 2 eine Musterbeschichtung mit dem warmhärtenden Gleitlack *Klübertop TM 06-111*. Dieser wurde nach dem Aufbringen einer galvanischen Zinkphosphatschicht ebenfalls aufgespritzt und bei 160° bis 180° 30 Minuten ausgehärtet.

### **Versuchsbeschreibung und Ergebnisse**

Zur Bestimmung der erforderlichen Nachschmierintervalle wurde der Verschleiß nach jeweils 250 Lastwechseln geöffnet und die Kontaktflächen einer Kontrolle unterzogen, danach geschlossen und die Lastzyklen fortgesetzt. Durch die Relativbewegungen von Deckel, den Segmenten und der Verschleißzarge zueinander, konnte ein langsames Abtragen der Schmiermittelschicht mit radialer Förderrichtung zur Deckelmitte hin beobachtet werden. Der Materialabtrag lag in Form sehr dünner Schmierfilmpartikel in Plättchenform vor.

Bei beiden Vertretern der warmhärtenden Gleitlacke konnte ein stellenweises Ablösen der Gleitlackbeschichtung schon bei den ersten statischen Messungen mit dem Tekscan-Meßsystem festgestellt werden. Da dies bei den Systemen beider Hersteller auftrat, kann mit großer Wahrscheinlichkeit ein Ablösen infolge unsachgemäßer Applikation ausgeschlossen werden. Da beide Systeme gemäß Herstellerangaben eine

hervorragende Öl- und Temperaturbeständigkeit besitzen, scheidet auch ein Ablösen infolge Unverträglichkeit gegenüber dem verwendeten Hydrauliköl aus.

Beim Erreichen von 250 Lastwechseln wurden die beschädigten AFC-Beschichtungen der Segmente 2 und 3 im Rahmen der Kontrollöffnung vollständig entfernt und das lufthärtende System *Molykote 321R* im Anschluß aufgebracht. Der Gleitlack *Unimoly C220* wurde nicht verwendet, da keine gewünschte gleichmäßige Schichtdicke vom  $5 - 20\mu\text{m}$ , im Gegensatz zum *Molykote 321R* nach dem Aufbringen von nur 2 bis 3 Spritzschichten, erzielbar war. Segment 1 wurde nach wie vor mit *Molykote 321R* weiterbetrieben.

Bei ungefähr 1.000 Lastwechseln waren am Segment 1 leichte deckelseitige Zinkabplatzungen zu erkennen. Daher wurde nach der vollständigen Entfernung der Gleitlackbeschichtung, um eine flächige Schmierfilmschicht mit nachgewiesenem guten Ausgleichseigenschaften von Oberflächenunebenheiten sicherzustellen, das Schmiersystem auf die Festschmierstoffpaste *Molycote G-Rapid Plus* umgestellt.

Beim Fahren von Belastungsblöcken zu je 1.000 Lastwechseln konnte bei den Kontrollöffnungen ein einwandfrei trennender Schmierfilm über die gesamten Kontaktflächen nachgewiesen werden; der Verschleiß der AFC-Schicht durch Abgleitvorgänge von  $\text{MoS}_2$  Schmierschichtebenen lag somit noch im zulässigen Bereich. Nach jedem Belastungsblock wurden alle Kontaktflächen gereinigt und die Kontaktflächen der Segmente mit einer neuen Gleitlackbeschichtung versehen. Bei dem Erreichen einer Gesamtlastwechselzahl von 3.000 wurde ein Belastungsblock versuchsweise auf 1.500 Lastwechsel ausgedehnt. Im Anschluß waren bei allen drei Segmenten leichte, lokal begrenzte und unterschiedlich ausgeprägte Verschleißspuren zu erkennen. Zu erklären ist dieser Effekt durch das Aufbrauchen der trennenden Schmierschicht an lokal sehr hochbeanspruchten und großen Relativbewegungen unterliegenden Kontaktbereichen. Im weiteren Verlauf der zyklischen Lastwechsel wurden die ursprünglichen Belastungsblöcke zu je 1.000 Lastwechseln beibehalten um einen trennenden Schmierfilm sicherzustellen. Im weiteren Versuchsverlauf war ein kaum meßbarer Verschleißfortschritt zu beobachten.

Am Versuchsende lag nach dem Öffnen des Verschlusses der im folgenden beschriebene Kontaktflächenzustand vor:

**Segment 1** (*Verzinkte Oberfläche / Festschmierstoffpaste G-Rapid Plus*)

Die Zargenkontaktflächen des Segments und der Verschlußzarge sind in einem sehr guten Zustand, keine Verschleißspuren sind sichtbar. An der Deckelkontaktfläche sind segmentseitig Bereiche mit Zinkabplatzungen erkennbar (Bild 9.6). An der dem Segment zugewandten Seite der Deckelkontaktfläche sind am Ort der Abplatzungen leichte Freißspuren, deren Entstehung durch die Zinkpartikel begünstigt wurden, vorhanden.

**Segment 2** (*Unbehandelte Oberfläche / AFC D321R*)

Die Zargenkontaktfläche weist zargenseitig leichte Verschleißspuren im Außenbereich der Kontaktfläche auf (Bild 9.7), segmentseitig liegen entsprechend ebenfalls im Außenradiusbereich lokal begrenzte Freißspuren vor (Bild 9.8). Sowohl die deckelseitige als

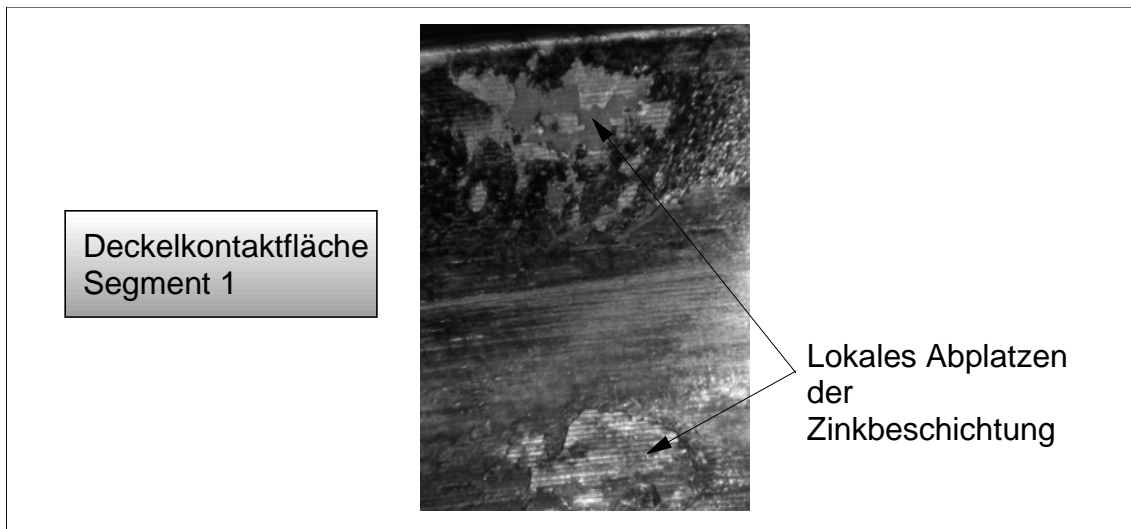


Bild 9.6: Ablösen der Zinkbeschichtung

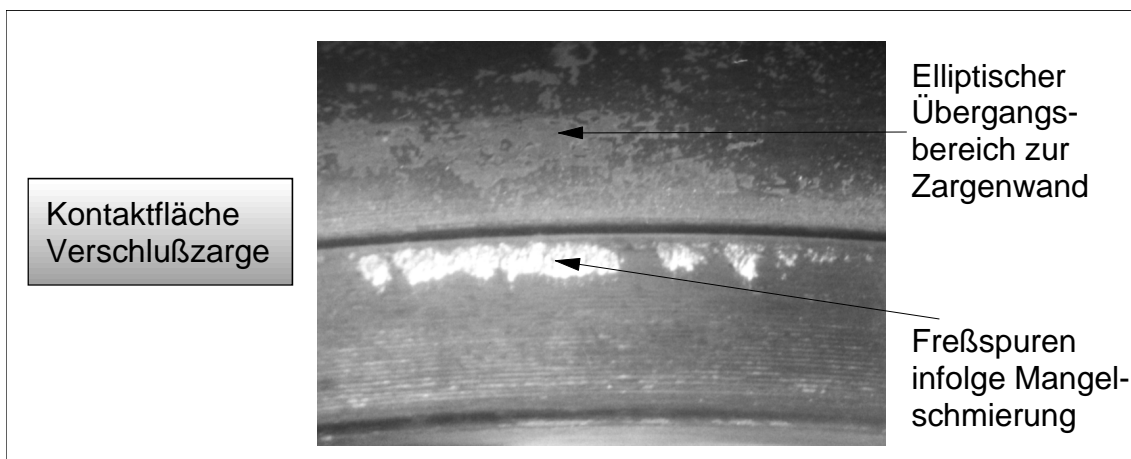


Bild 9.7: Zargenseitiger Verschleiß der Zargenkontaktfläche

auch die segmentseitige Deckelkontaktfläche liegen in einem einwandfreien Zustand vor.

### Segment 3 (*Einsatzgehärtete Oberfläche / AFC D321R*)

Die Zargenkontaktfläche weist ebenfalls zargenseitig leichte Verschleißspuren im Außenradiusbereich der Kontaktfläche auf. An der Segmentoberseite ist im Randbereich des rechten Segmentabschlusses in einem sehr kleinen Gebiet keine Härteschicht mehr vorhanden (Bild 9.9).

Sowohl die deckelseitige als auch die segmentseitige Deckelkontaktfläche liegen in einem einwandfreien Zustand vor. Durch die gehärtete Segmentkontaktfläche im Gegensatz zur weicheren zargenseitigen Gegenfläche, entstanden infolge der vorliegenden Verformungsbehinderung am Segmentabschluß Eindruckstellen an der Verschlußzarge im Segmentabschlußbereich. Sowohl die deckelseitige als auch die segmentseitige Deckelkontaktfläche liegen in einem einwandfreien Zustand vor. Durch die Ausführung der Deckelkontaktfläche mit einer die Kontaktflächenkontur umgrenzenden Entlastungs-

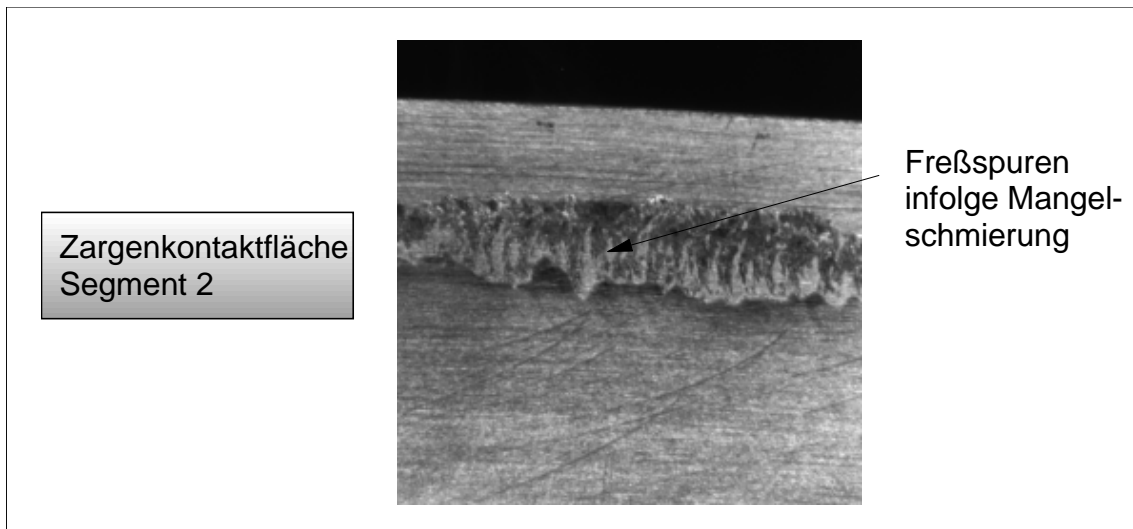


Bild 9.8: Segmentseitiger Verschleiß der Zargenkontaktfläche

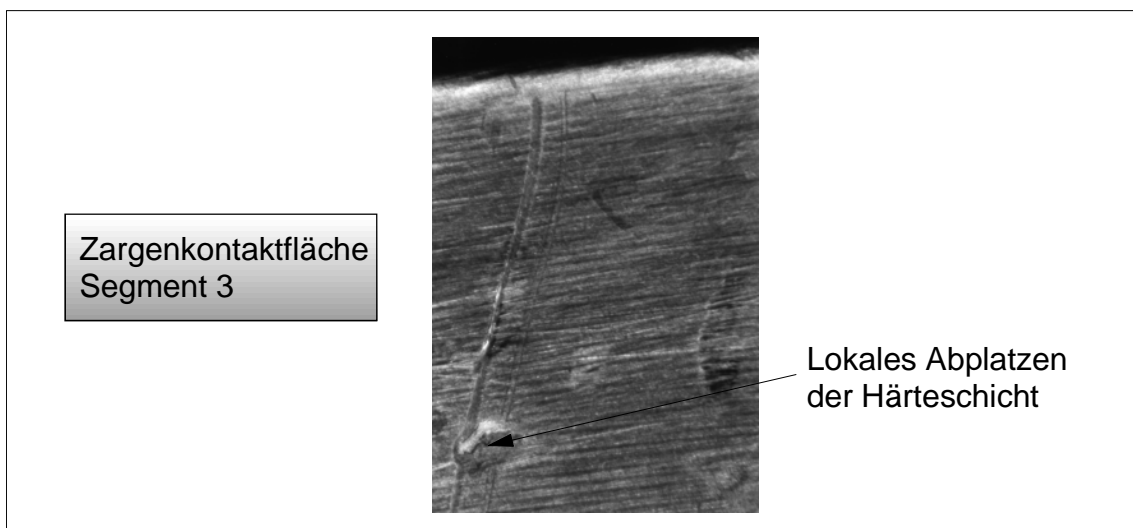


Bild 9.9: Verschleiß der Härteschicht

kerbe, konnten Eindruckstellen der Kontaktflächenbegrenzungen vermieden werden. Die Erkenntnisse aus den Ermüdungsversuche am herkömmlichen und am optimierten Segmentverschluß können wie folgt zusammengefaßt werden:

1. Von einer Verzinkung der Kontaktflächen als Korrosionsschutz sollte bei linienförmiger bzw. hohen spezifischen Kontaktflächenbelastungen abgesehen werden. Durch die vorherrschende hohe oberflächennahe Werkstoffbeanspruchung evtl. zusammen mit hohen Reibkräften infolge Mangelschmierung, kann sich die Zinkbeschichtung stellenweise vom Grundwerkstoff ablösen, an den Gegenflächen wird die Entstehung von Freißspuren begünstigt.
2. Die untersuchten hochdruckbeständigen Schmierstoffe auf Molibdändisulfidbasis eignen sich sehr gut, sowohl in Form von Gleitlacken als auch von Festschmier-

stoffpasten, für die Anwendung in Segmentverschlußsystemen. Die beobachteten Verschleißspuren sind mit großer Wahrscheinlichkeit auf das Vorliegen von lokalem Schmierstoffmangel infolge Herausförderung aus dem Kontaktbereich zurückzuführen. Durch die Festlegung von an das Einsatzgebiet des Segmentverschlusses angepaßten Schmierintervallen, kann ein lokal auftretender Schmierstoffmangel weitestgehend vermieden werden. Bei den durchgeführten Belastungsversuchen lag nach aufgebrachtten Belastungsblöcken zu je 1.000 Lastwechseln noch immer ein trennender Feststoffschmierfilm vor.

Bewährt hat sich in der Praxis ein Nachschmierintervall von drei Öffnungs- und Schließvorgängen, um einen trennenden Schmierstoffilm sicherzustellen. Durch eine Kontrolle der Schmierfilmqualität nach vorgegebenen Betätigungs-Intervallen während des Betriebs, kann - falls erwünscht - eine Verlängerung des Nachschmierintervalls erfolgen. Unabhängig von der Schmierstoffauswahl kann durch eine Reinigung der Kontaktflächen vor jeder Neuschmierung sichergestellt werden, daß evtl. vorhandener verschleißfördernder Abrieb bzw. Schmutz im Schmierstoff aus dem Kontaktbereich entfernt wird und das weitere Verschleißverhalten in Folge nicht negativ beeinflußt.

3. Gehärtete Oberflächen verhalten sich infolge des hierbei vorliegenden Druckeigenspannungszustand unempfindlicher auf lokal auftretenden Schmierstoffmangel mit den damit einhergehenden Verschleißerscheinungen. Werden jedoch nur die Segmentkontaktflächen gehärtet ausgeführt, können an den ungehärteten und somit weicheren Gegenflächen des Deckels und der Zarge bleibende Eindruckstellen am Segmentabschluß entstehen. Bei einer verformungsangepaßten Verschlußkonstruktion mit einer gleichmäßigen Pressungsverteilung ist eine gehärtete Kontaktflächenausführung nicht notwendig. Soll trotzdem eine erhöhte Beständigkeit gegen Pittingbildung erzielt werden, kann auf eine gehärtete Oberfläche nicht verzichtet werden; eine gehärtete Ausführung aller Kontaktflächen wäre aus obigem Grund vorteilhaft.
4. Durch Ausführung der Kontaktflächenbegrenzungen mit Entlastungskerbten lassen sich Spannungsüberhöhungen mit Plastifizierungsbereichen infolge Verformungsbehinderung, insbesondere an den Segmentenden, wirkungsvoll begrenzen.
5. Als Alternative zu der Zinkbeschichtung der Segmente aus Korrosionsschutzgründen erscheint die Aufbringung einer Zinkphosphatschicht als Grundlage für eine folgende Gleitlack-Beschichtung ideal. Lufthärtenden Systemen sollte der Vorzug gegeben werden, da bei warmaushärtenden Gleitlacksystemen die Gefahr des Ablösens der Gleitlackbeschichtung von den beschichteten Kontaktflächen besteht. Erfolgt die Schmierung idealerweise mit einer Feststoffpaste in Kombination mit einer Gleitlackbeschichtung, ist zusätzlich eine sehr gute Notlaufei-genschaft durch die Gleitlackbeschichtung sichergestellt.



Die durchgeführten Untersuchungen zeigen die gute Eignung von Schmier­systemen auf Molib­dän­disulfid­basis für das vorliegende Einsatzgebiet auf. Obwohl die begrenzt zur Verfügung stehenden Kombinationsmöglichkeiten der Oberflächenbehandlung der Kontaktflächen in Kombination mit einem Schmierstoffsystem keine statistische Absicherung der Versuchsergebnisse erlauben, zeigen die gewonnenen Ergebnisse jedoch Tendenzen auf und tragen zum Verständnis der Verschleißvorgänge am Segmentverschluß bei.

## 10 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde die Analyse, Optimierung und konstruktive Auslegung von Segmentverschlüssen als Vertreter einer vielfach in der Praxis eingesetzten Schnellverschlußbauart behandelt. Diese Arbeit schließt an eine Arbeit zum Thema Bajonettverschlüsse an, aus welcher übertragbare Ergebnisse und Methoden zu einer optimalen Verschlußkonstruktion übernommen werden konnten.

Der Segmentverschluß versprach aufgrund des konstruktiv erzielbaren hohen, nominalen Traganteils große Vorteile bezüglich der Gleichmäßigkeit der Lastübertragung sowie der Anschaffungskosten.

In den Regelwerken des Druckbehälterbaus existieren kaum Auslegungsvorschriften zur speziellen Anwendung auf Schnellverschlüsse. Die gängige Auslegungspraxis basiert auf einfachen Berechnungsmodellen, welche die Verschlußkomponenten und deren Beanspruchungszustand nur unzureichend beschreiben. Eine vermeintlich konservative Auslegung kann zu unerwünschten Effekten wie dem Kantentragen, lokalen Plastifizierungszonen und im schlimmsten Fall zum Fressen und der Unbrauchbarkeit des Verschlusses führen.

Durch die durchgeführte umfassende experimentelle und numerische Beanspruchungsanalyse mittels der Finiten-Elemente-Methode (FEM) an einem herkömmlichen Segmentverschluß, wurde das Verschlußverhalten im Detail untersucht. Die vorherrschende Pressungsverteilung zwischen den Kontaktflächen eines Segmentverschlusses konnte zeitgleich zur Lastaufgabe gemessen werden.

Wesentliche Schwachpunkte der Konstruktion wurden aufgedeckt, welche die angenommenen Vorteile hinsichtlich des Tragverhaltens relativieren. Durch die vorliegende Segmentbelastung stellt sich eine Segmentkipfung mit damit verbundener Umlagerung der tragenden Kontaktflächenbereiche ein. Es wird nur ein Bruchteil der geometrisch zur Verfügung stehenden Fläche ausgenutzt. In lokalen Bereichen treten Kontaktspannungsspitzen auf, welche dort Plastifizierungen hervorrufen. Durch die ungünstige Ausbildung der Zargenkerbe mit kleinem Übergangsradius und den Unstetigkeitsstellen der Segmentenden tritt im Zargenkerbbereich eine beträchtliche Spannungsüberhöhung auf, welche für die Verschlußlebensdauer maßgeblich ist. Es zeigte sich weiterhin, daß eine geeignete Schmierung der Kontaktflächen unbedingt erforderlich ist, da sich konstruktionsbedingt zwischen den Komponenten des Segmentverschlusses beim Be- und Entlastungsvorgang Relativbewegungen einstellen.

Das Optimierungsziel zur Beseitigung der gefundenen Schwachpunkte konnte nun wie folgt definiert werden:

1. Ermöglichung eines gleichmäßigen Tragverhaltens der gesamten zur Verfügung stehenden Kontaktflächen
2. Reduktion der Zargenbeanspruchung im hochbeanspruchten Zargenwandübergangsbereich
3. Erzielung eines angepaßten Verformungsverhaltens der Verschlußkomponenten

Aus dem verifizierten Finite-Elemente-Netz des Originalverschlusses wurde ein parametrisches Segmentverschlußmodell entwickelt. Hiermit kann nach der Vorgabe maßgeblicher Verschlußgrößen eine automatische Modellerstellung erfolgen. Mit den Berechnungsergebnissen der Verschlußberechnung können für die Verschlußauslegung aussagekräftige Spannungs-, Verformungs- und Flächenpressungsverläufe in Diagrammform ausgegeben werden, um sowohl eine schnelle quantitative als auch qualitative Beurteilung eines Verschlußdesigns und einen Vergleich mit konstruktiven Varianten zu ermöglichen.

Anhand theoretischer Grundüberlegungen zu den einzelnen Verschlußkomponenten und deren Zusammenwirken wurde eine Optimierungsstrategie erarbeitet. Diese beinhaltet die Kombination dreier wesentlicher Optimierungspunkte, zum einen der geometrischen Kontaktflächengestaltung, zum anderen der Verformungsanpassung des Gesamtsystems bestehend aus dem Verschlußdeckel, den Segmenten und der Verschlußzarge und des weiteren der Kerbspannungsoptimierung des Zargenwandübergangsbereichs. Die Kernpunkte der erarbeiteten Optimierungsstrategie wurden zum Patent angemeldet und stehen somit der Öffentlichkeit für eine optimierte Segmentverschlußauslegung zur Verfügung.

Die Optimierungsstrategie wurde in ein neu entwickeltes Rechenprogramm zur Segmentverschlußauslegung integriert. Es beinhaltet analytische Berechnungsroutinen zur Verformungs- und Spannungsberechnung der einzelnen Verschlußkomponenten. Einflüsse, welche durch analytische Verfahren nicht berücksichtigt werden konnten, wurden am Finite-Elemente-Modell untersucht und in Form von Korrekturfaktoren ins Berechnungsprogramm integriert.

Um das Berechnungsprogramm einschließlich des Finite-Elemente-Modells über einen größeren Druckbereich zu verifizieren, wurde ein Hochdruckverschluß mit optimierter Verschlußgeometrie ausgelegt, angeschafft und einer Beanspruchungsanalyse unterzogen. Das vorhergesagte vollständige, gleichmäßige Tragverhalten der Verschlußkomponenten sowie eine Minimierung der Kerbspannungsüberhöhung durch Verwendung eines elliptischen Zargenübergangs wurde erreicht. Plastifizierungsbereiche traten nur noch lokal begrenzt an den Kontaktflächenberandungen auf.

Der herkömmliche als auch der optimierte Segmentverschluß wurden im Anschluß an die statischen Messungen einer zyklischen Druckschwellbelastung ausgesetzt, um somit erstmals das Verschleißverhalten als auch die Eignung von Schmiermitteln für den vorliegenden Anwendungsfall zu untersuchen.

Am herkömmlichen Segmentverschluß konnte wie erwartet ein frühzeitiger Verschleiß lokal hoch beanspruchter und kleinen Relativbewegungen unterliegender Zonen infolge Materialermüdung in Form von Grübchenbildung nachgewiesen werden.

Am optimierten Hochdruck Segmentverschluß konnte trotz der vorherrschenden hohen spezifischen Kontaktflächenbelastungen ein sehr gutes Verschleißverhalten beobachtet werden.

Die durchgeführten Untersuchungen hinsichtlich des Verschleißverhaltens von Segmentverschlüssen zeigten die sehr gute Eignung von Schmierstoffsystemen auf Molybdändisulfidbasis ( $MoS_2$ ) auf. Wie die Versuche bestätigen, ist eine galvanische Zink-Beschichtung der Segmente aus Korrosionsschutzgründen wegen der Gefahr des Abplatzens zu vermeiden. Ideal erscheint eine Erstbeschichtung der Segmente mit einem  $MoS_2$ -Gleitlacksystem als Grund- und Notlaufschmierschicht auf einer als Korrosionsschutz wirkende Zinkphosphatschicht und einer Betriebsschmierung mittels einer  $MoS_2$ -Feststoffschmierpaste. Durch diese Art der Verschleißschmierung können sehr gute Notlaufeigenschaften bei Schmierstoffmangel infolge überschrittener Nachschmierintervalle sichergestellt werden.

Die Ergebnisse dieser Arbeit, insbesondere das Rechenprogramm zur Segmentverschleiß-Auslegung, ermöglichen dem Konstrukteur in der Praxis eine schnelle, beanspruchungs- und verformungsgerechte Auslegung von Segmentverschlüssen mit optimiertem Tragverhalten. Die Wirtschaftlichkeit und Sicherheit des Betriebs von Druckbehältern mit Segmentverschlüssen wird deutlich erhöht.

## Literaturverzeichnis

- [1] Merkl, E., *Beanspruchungsanalyse, Optimierung und Auslegung von Bajonettverschlüssen*, Dissertation, TU-München, 1998.
- [2] Merkl, E., Strohmeier, K., und Ficker, E., *Beanspruchungsanalyse an einem Bajonettverschluß mittels FEM, DMS, Drucksensoren, Wegaufnehmern und Spannungsoptik*, GMA-Bericht 29: GESA '96 Experimentelle Beanspruchungsanalyse - neue Entwicklungen und Anwendungen, S. 65-66, 1996.
- [3] Merkl, E. und Strohmeier, K., *Beanspruchungsanalyse einschließlich Optimierung eines Bajonettverschlusses*, *Technische Überwachung*, 38 (3), S. 24-32, 1997.
- [4] Merkl, E. und Strohmeier, K., *Minimizing of Stress Concentrations in the Contact Area and the Clamp Fillet of Bayonet-Type-Closures*, ASME Pressure Vessel and Piping Conference, Orlando, Vol. 359, S. 307-313, 1997.
- [5] Merkl, E. und Strohmeier, K., *Zur Gestaltung von Bajonettverschlüssen*, *Chemie Ingenieur Technik*, 69(8), S. 1151-1157, 1997.
- [6] Strohmeier, K., *Apparate*, Vulkan-Verlag Essen, 2. Ausgabe, Kap. Beanspruchungsgerechte Auslegung von Druckbehältern und Apparatekomponenten, 1997.
- [7] Strohmeier, K., *Zur Beanspruchung von Bajonett-Verschlüssen*, *Forschungsjournal Verfahrenstechnik*, Heft 3, TU-München, 1991.
- [8] Meier, G. und Strohmeier, K., *Bestimmung von Belastungsgrenzen mit Hilfe elastisch-plastischer Finite-Elemente-Analyse am Beispiel eines schrägen Stützens unter zyklischer äußerer Belastung*, *Chemie Ingenieur Technik*, 71(1+2), S. 108-111, 1999.
- [9] Kühn, T. und Strohmeier, K., *Gestaltungsrichtlinien für einen optimierten Segmentverschluß*, *Technische Überwachung*, 11/12-2004, S. 28-31, 2004.
- [10] Liebe, R., *Optimale Bauteilgestaltung durch Nutzung plastischer Werkstoffverformung*, *Konstruktion*, 37(1), S.21-28, 1985.
- [11] Ciprian, J., *Ausgewählte Kapitel aus nationalen und internationalen Regelwerken zur Frage der Auslegung von Druckbehältern*, *Verfahrenstechnik*, 14(1), S.49-55, 1980.
- [12] Strohmeier, H., *Hochdruck-Apparate für die chemische Industrie und ihre Verschlüsse*, *Rheinstahl-Technik*, (3), 1971.
- [13] Jorgensen, S. M., *Designs for Closures and Shell Joints*, *Mechanical Engineering*, S. 24-31, Juni 1969.

- [14] Singh, K. P. und Soler, A. I., *Mechanical Design of Heat Exchangers and Pressure Vessel Components*, Arcturus Publ., Cherry Hill, 1984.
- [15] Ehle, J. und Pollanz, A., *Grundlagen des Hochdruck-Apparatebaus*, Chemiker-Zeitung, 95(1), S. 28-33, 1971.
- [16] Uhde-Prospekt: *Hochdruck-Extraktion*.
- [17] Klapp, E., *Ein Beitrag zur Festigkeitsberechnung von Hochdruckverschlüssen*, Energie und Technik, 19(6), S. 195-199, 1967.
- [18] Coenen, H., Klapp, E. und Lambrecht, D., *Berechnung eines selbstdichtenden Hochdruckverschlusses*, Chemie-Ing.-Technik, 44(13), S. 828-832, 1972.
- [19] Smith, B., *The design and analysis of a quick-release pressure vessel door closure*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E, 208, S.139-145, 1994.
- [20] Hyde, T. H., *A Band-Lock Closure Design Method*, Pressure Vessel Technology, Proceedings of the Sixth International Conference held in Beijing China, Volume 1, Design and Analysis, 1988.
- [21] Körner, J. P. und Hiltawsky, J., *Design and Construction of Large Scale Hydrogenation Reactors for Pressure above 300 Bars*, ASME Paper No. PVP-Vol. 238, (197-201), 1992.
- [22] Birman, G. und Kramarow, N. M., *Large Steel Vessels for Deep-Submergence Simulation*, ASME Paper No. 66-WA/UNT-13, 1966.
- [23] Deutsche Patentanmeldung DE 37 07 601, *Sicherheitsverschluß bei Druckrohren*, Apparate und Filterbau Schwetzingen GmbH, 1988.
- [24] Deutsche Patentanmeldung DE 36 36 261, *Sicherheitsverschluß bei Druckrohren*, Apparate und Filterbau Schwetzingen GmbH, 1987.
- [25] Deutsches Patent DE 32 30 457, *Hochdruck-Behälter mit Innenverschluß*, Uhde GmbH / SKW Trostberg AG, 1984.
- [26] Deutsche Patentanmeldung DE 39 32 225, *Schnellverschluß mit Gleit-Haltering*, Nippon Steel Corp., 1990.
- [27] Deutsche Patentanmeldung DE 36 07 184, *Verschlußvorrichtung für Hochdruckbehälter*, Metallgesellschaft AG, 1987.
- [28] Deutsche Patentanmeldung DE 17 67 884, *Verschluß für Druckbehälter*, Struthers Scientific and International Corp., 1971.
- [29] Deutsche Patentanmeldung DE 103 00 924, *Segmentverschluß*, Technische Universität München, 2004.

- [30] Deutsches Gebrauchsmuster G 89 07 361.4, *Sicherheitsverschluß bei Druckrohren oder Druckbehältern*, Kempe, 1998.
- [31] Deutsches Gebrauchsmuster G 86 28 429.0, *Sicherheitsverschluß bei Druckrohren*, Apparate und Filterbau Schwetzingen GmbH, 1992.
- [32] Deutsches Gebrauchsmuster G 90 00 008.0, *Sicherheitsverschluß bei Druckrohren oder Druckbehältern*, Kempe, 1990.
- [33] Europäische Patentanmeldung EP 0 093 878, *Verschlußsystem für Druckbehälter*, Uhde GmbH, 1983.
- [34] Europäische Patentanmeldung EP 1 054 195, *Pipeline Closure*, Pipeline Engineering Limited, 2000.
- [35] Europäisches Patent EP 0 129 349, *Pressure Vessel Closure And Seal*, General Descaling Co. Limited, 1988.
- [36] US-Patent Nr. 4,565,297, *High-Pressure Vessel With Inner Closure*, Uhde GmbH, 1986.
- [37] US-Patent Nr. 4,483,458, *Closure System For Pressure Vessels*, Uhde GmbH, 1984.
- [38] *AD-Merkblätter*, Beuth Verlag, Berlin.
- [39] *ASME-Code Section VIII Division 1,2 und 3*.
- [40] *Druckgeräte-Richtlinie (DG-RL), Richtlinie 97/23/EG des europäischen Parlaments und des Rates vom 29. Mai 1997 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Druckgeräte*, Erich Schmidt Verlag, Berlin, November 1999.
- [41] *Deutsche Norm DIN EN 13445-3, Unbefeuerte Druckbehälter, Teil 3: Konstruktion*.
- [42] Gorsitzke, B., *Berechnung der Ermüdungslebensdauer für Druckbehälter nach DIN EN 13445, Teil3*, Technische Überwachung, 41 (3+4), S. 36-42, 2000.
- [43] *Gesetz über technische Arbeitsmittel (Gerätesicherheitsgesetz-GSG)*.
- [44] *Verordnung über Druckbehälter, Druckgasbehälter und Füllanlagen (Druckbehälterverordnung-DruckbehV)*.
- [45] *Technische Regeln zur Druckbehälterverordnung (TRB)*.
- [46] Lewin, G., Lässig, G. und Woywode, N., *Apparate und Behälter*, VEB Verlag Technik, Berlin, 1990.

- [47] Kantorowitsch, S. B., *Die Festigkeit der Apparate und Maschinen für die chemische Industrie*, VEB Verlag Technik, Berlin, 1955.
- [48] Beitz, W. und Küttner, K.-H., Hrsg.: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer Verlag, 1990.
- [49] Neuber, H., *Kerbspannungslehre*, Springer-Verlag, 1985.
- [50] Bart, J., Neuber, H., und Schnack, E., *Kerbfaktordiagramme nach numerischen Berechnungsverfahren*, Konstruktion, 28(6), S.217-218, 1976.
- [51] Girkmann, K., *Flächentragwerke*, Springer-Verlag, Wien, 6. Auflage, 1963.
- [52] Harvey, J. F., *Pressure Component Construction*, Van Nostrand Reinhold Company, New York, 1980.
- [53] Weiss, E., Rudolph, J., und Lietzmann, A., *Anwendung der Finiten-Elemente-Methode (FEM) als Basis der Druckbehälterdimensionierung*, Chem.-Ing.-Tech., 67(7), S.874-879, 1995.
- [54] Weiss, E., Rudolph, J., und Lietzmann, A., *Festigkeit und Beanspruchungsbewertung für Komponenten des Druckbehälterbaus*, Technische Überwachung, 36(11/12), S.424-430, 1995.
- [55] Heuser, A., *Moderne Spannungsanalytik, Fertigungs- und Werkstofftechnik sichern den Betrieb dickwandiger Apparate in Ammoniakanlagen*, Chemie Ingenieur Technik, 67(2), S. 195-199, 1995.
- [56] Schäfer, R., *Verfahren zur Bestimmung der Pressungsverteilung zwischen verspannten Flächen*, MTZ, 31 (9), S. 391-394, 1970.
- [57] Czernik, D. E. und Mischak, F. L., *Measuring Real Time Static and Dynamic Gasket Stresses Using a New Technique*, ASME PVP-Vol. 217, S. 115-118, 1991.
- [58] Czernik, D. E. und Mischak, F. L., *A New Technique Measuring Real Time Static and Dynamic Gasket Stresses*, SAE Technical Paper Series No. 910205, 1991.
- [59] Hoffmann, K., *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmeßstreifen*, Hottinger Baldwin Messtechnik, Darmstadt.
- [60] Hoffmann, K., *Hinweise zum Applizieren von Dehnungsmeßstreifen (DMS)*, Hottinger Baldwin Messtechnik, Broschüre VD 84005, Darmstadt.
- [61] Hoffmann, K., *Maßnahmen zur Vermeidung bzw. Verminderung von Meßfehlern beim Messen mit Dehnungsmeßstreifen*, Hottinger Baldwin Messtechnik, Broschüre VD 78001, Darmstadt.
- [62] Hertz, H., *Über die Berührung fester elastischer Körper*, Ges. Werke Bd. I, Leipzig, 1881.



- [63] Hertz, H., *Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte*, Ges. Werke Bd. I, Leipzig, 1882.
- [64] Broszeit, E., Zwirlein, O., Adelman, J., *Werkstoffanstrengung im Hertz'schen Kontakt - Einfluß von Reibung und Eigenspannungen*, Z. Werkstofftechnik 13 (1982), S. 423-429.
- [65] Zoch, H.-W., *Richtige Auswahl von Werkstoffen und Wärmebehandlung als wirkungsvolle Maßnahme zur Steigerung der Wälzlagergebrauchsdauer*, Kontakt und Studium Bd. 574, Expert Verlag, 1998.
- [66] Böhmer, H.J., Zoch, H.-W., *Werkstoffeigenschaften von Wälzlagerstählen und deren Beeinflussung durch die Wärmebehandlung*, Traitement Thermique 2552-92 (1992), S. 71-79.
- [67] Lorösch, H.-K., *Einfluß von festen Verunreinigungen auf die Lebensdauer von Wälzlagern*, Antriebstechnik 23 (1984) 10, S. 63-69.
- [68] Böhmer, H.J., *Some basic reflections about the influence of non-metallic inclusions on rolling contact fatigue of bearing steels*, Sonderdruck 92-GT-339 zur ASME, International gas turbine and aeroengine congress, Köln, 1992.
- [69] Böhmer, H.J., Zoch, H.-W., *Wälzverschleiß und -ermüdung von Bauteilen und Maßnahmen zu ihrer Einschränkung*, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik 29 (1998), S.697-713.
- [70] Schmidt, G., *Untersuchung des Haftreibungsverhaltens eines Bajonettverschlusses unter dem Einfluß unterschiedlicher Schmiermittel*, interne Ergebnisberichte, Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau, TU-München, 1989.
- [71] Niemann, G., *Schmierstoffe, Schmierung und Dichtung*, Maschinenelemente Bd.1, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1981.
- [72] Gross, D., u.a., *Technische Mechanik*, Statik Bd.1, Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 1982.
- [73] Kragelski, I.W., *Reibung und Verschleiß*, Carl Hanser Verlag, München, 1971.
- [74] Bowden, F.P., Tabor, D., *The friction and lubrication of solids, Parts I and II*, Larendon Press, Oxford, 1964.
- [75] Böhm, J.M., *Eine inkrementale Formulierung für Festkörperkontakt mit Reibung*, Dissertation Fachbereich 4, RWTH Aachen, 1987.
- [76] Habig, K.-H., *Grundlagen des Verschleißes unter besonderer Berücksichtigung der Verschleißmechanismen, Reibung und Verschleiß von Werkstoffen, Bauteilen und Konstruktionen*, Expert-Verlag, Grafenau, 1982.

- [77] Bartz, W.J.: *Tribologie und Schmierungstechnik*, Technische Akademie Esslingen, Ostfildern, 1985.
- [78] Bartz, W.J. u.a., *Schäden an geschmierten Maschinenelementen (Gleitlager, Wälzlager, Zahnräder)*, Expert-Verlag, Grafenau, 1979.
- [79] Zechel, R., Lonsky, P., Trautmann, H., Ebenslander, H., Holinski, R., Läpple, W., Meixner, R., *Molykote, Handbuch der Schmierstofftechnik*, Dow Corning GmbH, München, 1990.
- [80] Schmidt, G., *Handbuch der Betriebsstoffe für Kraftfahrzeuge, Teil2: Schmierstoffe*, Expert-Verlag, Grafenau, 1983.

# Lebenslauf

Name: Thomas Kühn

Geburtsdatum: 26. Juni 1966

Geburtsort: Baden-Baden

Familienstand: ledig

- 1985 Abitur am Technischen-Gymnasium in Rastatt
- 1985 - 1987 Grundwehrdienst  
Fernmeldebataillon in Neustadt/Hessen
- 1987 - 1992 Studium  
an der Fakultät Maschinenwesen der TU München  
Fachrichtung Luft- und Raumfahrttechnik  
1992 Abschluß als Dipl.-Ing. Univ.
- 1993 - 1998 Entwicklungsingenieur  
für Propellersysteme  
MT-Propeller Entwicklung in Straubing
- 1998 - 2000 Wissenschaftlicher Assistent  
am Lehrstuhl für Apparate- und Anlagenbau,  
Experimentelle Spannungsanalyse der TU-München
- seit Juni 2001 Patentprüfer  
am Europäischen Patentamt in München