



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH GmbH

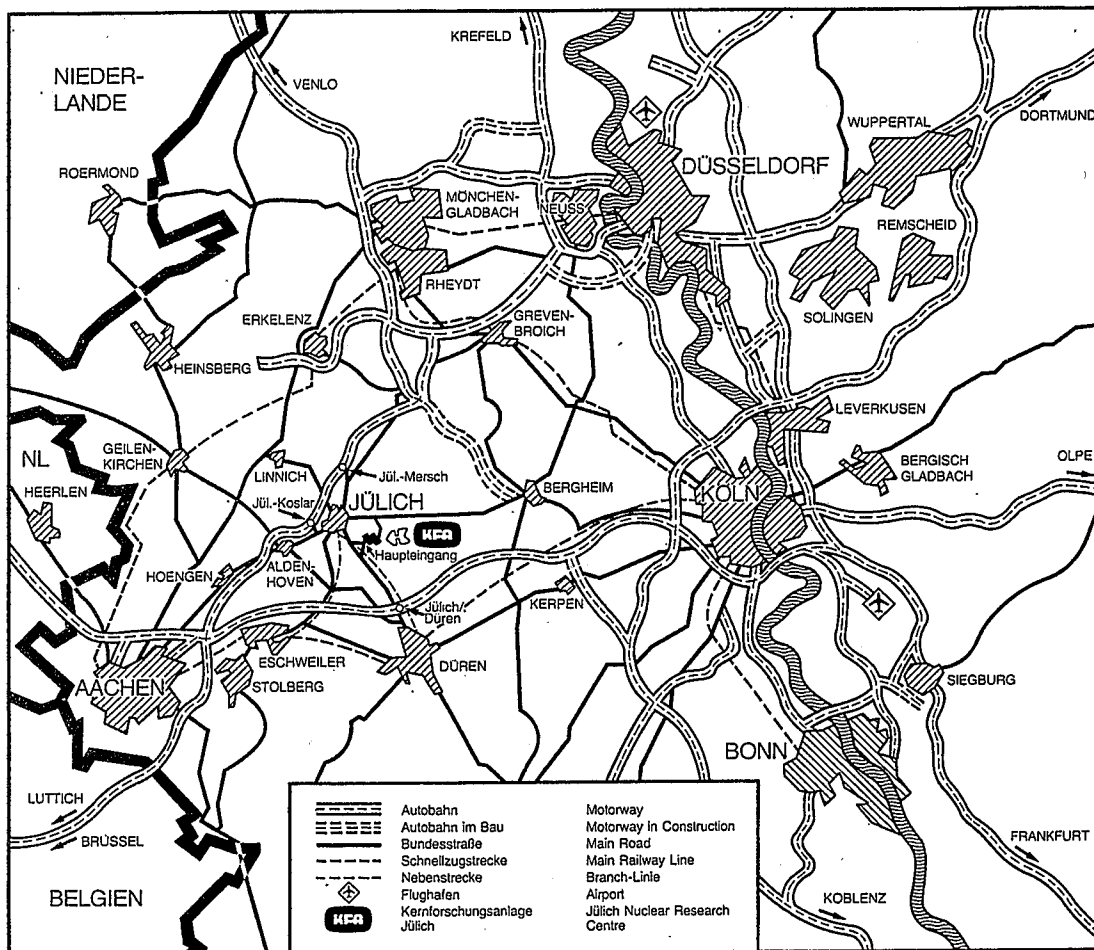
Institut für Reaktorentwicklung

**Entwicklung einer HIP-Anlage
(Heiß-Isostatische Presse)
zur Herstellung von endlagerfähigen
hochradioaktiven Gebinden**

von

Ernst August Werner

Jül-2157
September 1987
ISSN 0366-0885



Als Manuskript gedruckt

Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 2157
 Institut für Reaktorentwicklung Jüli-2157

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH
 Postfach 19 13 · D-5170 Jülich (Bundesrepublik Deutschland)
 Telefon: 024 61/610 · Telex: 833 556-0 kf d

**Entwicklung einer HIP-Anlage
(Heiß-Isostatische Presse)
zur Herstellung von endlagerfähigen
hochradioaktiven Gebinden**

von

Ernst August Werner

D 82 (Diss. T.H. Aachen)

Development of a HIP-Facility
(Hot Isostatic Pressuring)
for the Production of High Radioactive Bundles
for Final Disposal

by

Ernst August Werner

Abstract

A further development in the final disposal of high radioactive waste provides to embed the burnt nuclear fuel (e.g. of the HTR) safely into a ceramic matrix. It is intended to use a HIP-facility for compressing the ceramic.

This work presents the technical engineering of this concept and the stress analysis. To warrant the burst safety the high pressure vessel is prestressed by two diverse, redundant and additionally permanent contrrollable prestressing systems. Quick loading of the facility is realized by a wear-resistant and backlash-free lock-system.

The stress analysis is mainly calculated with aid of the finite-element-method (FEM), which here partially was inserted in connection with contact-elements for the coupling of structures. An iterative FEM-method permits the calculation of press-fitting with regard to stress and friction-behaviour in the contact joint.

Entwicklung einer HIP-Anlage
(Heiß-Isostatische Presse)
zur Herstellung von endlagerfähigen
hochradioaktiven Gebinden

von

Ernst August Werner

KURZFASSUNG

Eine Weiterentwicklung in der Endlagertechnik sieht vor, die abgebrannten hochradioaktiven Brennelemente (z.B. aus dem HTR) in einer Keramikmatrix sicher einzubetten. Die Verfahrenstechnik sieht hier den Einsatz einer HIP-Anlage vor, um die Keramik zu verdichten.

In dieser Arbeit wird die technische Seite dieses Konzepts von der Konstruktion bis zum Festigkeitsnachweis vorgestellt. Zur Gewährleistung der Berstsicherheit wird der Hochdruckbehälter durch zwei diversitäre, redundant ausgelegte und zusätzlich ständig kontrollierbare Spannsysteme vorgespannt. Eine schnelle Beschickung der Anlage wird durch ein verschleißarmes und spiel-freies Verschlußsystem realisiert.

Der Festigkeitsnachweis erfolgte hauptsächlich mit Hilfe der Finite-Element-Methode (FEM), die hier teilweise in Verbindung mit Kontaktelementen zur Koppelung von Strukturen eingesetzt wurde. Ein iteratives FEM-Verfahren erlaubt die Berechnung von Preßpassungen hinsichtlich Spannungen und Reibverhalten in der Kontaktfuge.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Gastmitarbeiter am Institut für Reaktorentwicklung der Kernforschungsanlage Jülich GmbH und wurde durch ein Stipendium der Alfried Krupp von Bohlen und Halbach-Stiftung gefördert.

Herrn Prof. Dr. rer.nat. R. Schulten, Direktor des Instituts für Reaktorentwicklung der Kernforschungsanlage Jülich, danke ich für die Aufgabenstellung und für die Übernahme des Referats.

Mein Dank gilt ebenfalls Herrn Prof. Dr.-Ing. K. Kugeler, Leiter des Fachgebiets Energietechnik an der Universität Duisburg, für die Anregungen und die Begleitung der Arbeit sowie für seine stete Diskussionsbereitschaft.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Peeken für sein Interesse an dieser Arbeit und für die Übernahme des Korreferats.

Schließlich möchte ich Herrn Dr.-Ing. G. Knoll an dieser Stelle danken, der durch seine Unterstützung wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat.

Aachen, im Mai 1987

Ernst August Werner

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
1. EINLEITUNG	1
2. HIP-TECHNIK	4
2.1 MERKMALE DER HIP-TECHNIK	4
2.2 HIP-PROZESS	6
2.3 HIP-ANLAGE	12
2.4 KOSTEN	16
3. KONSTRUKTION DES BEHÄLTERS	17
3.1 ANFORDERUNGEN AN DIE KONSTRUKTION	17
3.1.1 Druckbehälter- und Sicherheitskonzept	17
3.1.2 Geometrische Randbedingungen	19
3.1.3 Verfahrenstechnische Daten	20
3.1.4 Zusammenfassung der Konstruktionsmerkmale	20
3.2 KONSTRUKTIONSVARIANTEN	21
3.2.1 Variation der Axialverspannung	22
3.2.2 Variation der Radialverspannung	24
3.2.3 Variation des Verschußprinzips	27
3.3 BEWERTUNG UND AUSWAHL DER KONSTRUKTION	30
3.4 OPTIMIERUNG	32
4. BESCHREIBUNG DES HIP-BEHÄLTERS	33
4.1 Die Behälterwand	38
4.2 Der Boden des Druckbehälters	40
4.3 Deckel und Verschuß des Druckbehälters	41

5.	BERECHNUNG UND DIMENSIONIERUNG	52
5.1	AXIALVERSPANNUNG	52
5.1.1	Inneres Spannsystem	52
5.1.2	Äußeres Spannsystem	59
5.2	BEHÄLTERWAND	64
5.2.1	Aufgabenstellung	64
5.2.2	Vorgehensweise	65
5.2.3	Ergebnisse	65
5.3	RADIALVERSPANNUNG	77
5.3.1	Aufgabenstellung	79
5.3.2	Vorgehensweise	79
5.3.3	Ergebnisse	92
5.4	SPANNRINGVERFORMUNG	98
5.4.1	Aufgabenstellung	101
5.4.2	Vorgehensweise	102
5.4.3	Ergebnisse	107
5.4.4	Lösungsmöglichkeiten	121
5.5	VERSCHLUSS UND DECKEL	124
5.5.1	Zielsetzung	124
5.5.2	Ergebnisse	124
5.6	BEHÄLTERRBODEN	136
5.6.1	Zielsetzung	136
5.6.2	Ergebnisse	136
6.	ZUSAMMENFASSUNG	142
7.	QUELLENVERZEICHNIS	144
8.	ABBILDUNGSNACHWEIS	150

Anhang

A	FINITE-ELEMENTE PROGRAMM	151
A.1	Theorie der FEM	151
A.2	Programmbeschreibung	157
A.3	Referenzen zum Programm	159
A.4	Genauigkeit	160

1. EINLEITUNG

Eines der wichtigsten Ziele der Energiewirtschaft ist nach wie vor die Sicherstellung der Energieversorgung. Mit Blick auf die Zukunft muß man jedoch feststellen, daß bereits zur Jahrhundertwende der Einsatz der fossilen Energieträger aufgrund der natürlichen Verknappung rückläufig sein wird. Die dadurch zwangsläufig entstehende Versorgungslücke muß von längerfristig verfügbaren Energieträgern aufgefangen werden.

Da weiterhin die Importabhängigkeit gerade vom Erdöl verringert werden soll, bedeutet das für die Bundesrepublik Deutschland den verstärkten Einsatz von Kernkraft und anderen, alternativen Energiequellen.

Allerdings werden die alternative Energiequellen die Versorgungslücke nicht schließen können, da diese zur Jahrhundertwende voraussichtlich nur 5% des Energieaufkommens abdecken können.

Die Weiterentwicklung der Kernkraft scheint also unter diesen Umständen dringend geboten.

Dennoch ist der Einsatz der Kernkraft nicht unumstritten und das Thema gelangt auch immer wieder in den Mittelpunkt des öffentlichen Interesses. Einen Ansatzpunkt für Diskussionen bietet die Entsorgung bzw. deren Sicherstellung. Die vertraglich mit dem Ausland vereinbarte Entsorgung endet bereits im Jahre 1990 und wird voraussichtlich nicht verlängert.

Außerdem muß nach heutiger Sicht davon ausgegangen werden, daß diese radioaktiven Abfälle nicht wiederaufgearbeitet werden können, sondern endgelagert werden müssen. Dabei ist von größter Wichtigkeit, daß die Spaltprodukte von der Biosphäre ferngehalten werden.

Als Lagerort haben sich die Salzstöcke im Norden der BRD bereits bewährt. Diese einzigartige geologische Formation

bietet in einer Tiefe von ca. 900 m recht große Kavernen von hoher statischer Stabilität.

Für die Konditionierung von hochradioaktiven Abfällen (HAW = High Active Waste) hat sich bisher die Verglasung mit Bor-silikatglas durchgesetzt. Die neueste Entwicklung sieht jedoch den Einsatz von Graphit bzw. Keramik zur Einbettung der Abfälle vor, wodurch noch deutliche Produktverbesserungen und ein höheres Sicherheitspotential erreicht werden können.

In dem neuen Verfahren werden die abgebrannten Brennelemente mit einer pulverförmigen Matrix aus Graphit und Nickelsulfid umgeben und zu festen Formteilen verarbeitet. Dieser Graphit-Nickelsulfid-Verbund erweist sich als mechanisch und thermisch sehr stabil und ist äußerst korrosionsbeständig. Auch die Auslaugrate wird gegenüber der Verglasung auf diese Weise um den Faktor 10 verringert. Außerdem liegt das Nickelsulfid in seiner wasserunlöslichen Form Ni_3S_2 vor.

Schließlich ist vorgesehen, dieses Formteil mit einer weiteren Keramikmatrix aus Al_2O_3 zu umhüllen.

Die spezielle Verfahrenstechnik und die geforderten Produktqualität erfordern den Einsatz der HIP-Technik.

Bedingt durch den HIP-Prozeß sind die Formteile mit einem Liner umgeben und werden anschließend in einer Edelstahlkanne untergebracht, wie sie bereits für die Endlagerung von Glaskokillen verwendet werden.

Auf diese Weise ergibt sich eine besonders sichere und diversitäre Umhüllung der Spaltprodukte.

Die Barrieren bestehen - von innen nach außen betrachtet - aus der Partikelbeschichtung, der Brennelementmatrix, der Brennelementhülle, der keramischen Verpackungsmatrix, dem Liner und schließlich der Stahlkanne.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist daher, die technischen Voraussetzungen für diese neue Art der Konditionierung zu schaffen. Mit einer geeigneten Konstruktion soll das aus der

Werkstofftechnik und -forschung bereits bekannte HIP-Verfahren auch in der Kerntechnik angewendet werden.

Die Aufgabenstellung sieht vor, daß die HIP-Anlage, die hauptsächlich aus einem Hochdruckbehälter besteht und die bei 2000 bar und maximal 2000 °C betrieben werden wird, nicht nur den hohen Anforderungen für kerntechnische Anlagen genügen muß, sondern darüber hinaus in besonderer Weise vorgespannt wird.

Die axialen und radialen Spannelemente sollen derart auf die gesamte Konstruktion einwirken, daß selbst bei maximalen Betriebsbedingungen der innenliegende Behälter nur Druckspannungen aufweist.

Weiterhin sollen die Spannelemente redundant ausgelegt werden und axial wie radial in zwei getrennten, diversitären Systemen jeweils vollständig die Sicherheitsanforderungen der KTA-Regeln erfüllen.

In Verbindung mit einer ständig gewährleisteten Kontroll- und Prüfmöglichkeit aller zugbeanspruchten Bauteile wird eine derartige Konstruktion als berstsicher angesehen.

Weiterhin soll ein neues Konzept zum Verschluß des Behälters erarbeitet werden, welches bei größtmöglicher Betriebs- und Verschleißsicherheit eine äußerst schnelle Beschickung der HIP-Anlage erlaubt.

Außerdem ist bei der gesamten Konstruktion darauf zu achten, daß der Umgang mit radioaktiven Material eine ferngesteuerte Bedienung und Beschickung der HIP-Anlage erfordert.

2. HIP-TECHNIK

2.1 ANWENDUNGEN DER HIP-TECHNIK

Die HIP-Technologie ist bereits in der Werkstoffforschung und in der Fertigung etabliert und konnte dort große Erfolge verbuchen /2.1/.

Die wichtigsten Anwendungsgebiete der HIP-Technik sind:

- Pulvermetallurgie
- Nachverdichtung von Gußteilen und Sinterwerkstoffen
- Diffusionsverbindungen
- Keramikteile
- Regeneration hochwertiger Bauelemente

In der Reihe der verschiedenen Fertigungsverfahren ist diese Technik dem Urformen zuzuordnen und ist dem Sintern in gewisser Weise ähnlich.

Im Gegensatz zum Sintern laufen hier jedoch die beiden Verfahrensschritte Verdichten und Erhitzen gleichzeitig ab.

Der größte Unterschied wird schließlich in der Zielsetzung der Techniken deutlich: Während beim Sintern eine bestimmte Restporosität unumgänglich ist und gezielt z.B. für Lagermetalle oder Filtereinsätze eingestellt wird, ist bei der HIP-Technik gerade das Gegenteil der Fall. Hier ist man in der Lage in einem einzigen Arbeitsgang ein keramisches oder metallisches Pulver auf seine theoretische Dichte von 100% zu verdichten /2.2/.

Pulvermetallurgisch lassen sich mittels der HIP-Technik insbesondere kompliziert geformte Bauteile wie z.B. Turbinenräder herstellen. Neben den im Vergleich zum Schmiedeteil günstigeren Festigkeitseigenschaften ergeben sich auch wirtschaftliche Vorteile, da die mit großer Genauigkeit gehipten

Bauelemente nur noch wenig nachbearbeitet werden müssen. Auch bei Schnellarbeitsstählen wirkt sich das Hipen durch ein isotropes Werkstoffgefüge günstig aus. Die gleichmäßige Verteilung von Karbidteilchen führt zu einer hohen Zähigkeit bei gleichzeitig wesentlich verbessertem Verschleißwiderstand.

Weiterhin lassen sich bereits gefertigte Werkstücke durch den HIP-Prozeß nachverdichten, wodurch eventuelle noch bestehende Poren oder Gefügefehler eliminiert werden. Da die Rißbildung bereits durch eine geringe Porosität begünstigt wird, werden besonders Hartmetalleinlagen für Bohrer und Wendeschneidplatten für Drehmeißel durch das nachträgliche Hipen deutlich verbessert.

Bei der Zeitstandfestigkeit läßt sich z.B. bei hartmetallbestückten Drehmeißeln eine ca. 3-fache Lebensdauer erzielen.

Auch Diffusionsverbindungen können durch Hipen in günstiger Weise hergestellt werden. Als besonders vorteilhaft erweist sich, daß durch die allseitige Druckeinwirkung beliebig geformte Teile plattiert bzw. beschichtet werden können.

Es lassen sich nicht nur Metalle miteinander verbinden, sondern auch beispielsweise Keramik mit Metall, wobei das Keramikmaterial sogar pulverförmig eingebracht werden kann.

Auch vollkommen keramische Bauteile lassen sich mittels der HIP-Technik herstellen. Insbesondere verschleißarme Lager-elemente oder hitzebeständige Motorenbauteile und Turbinenräder werden immer mehr eingesetzt.

Weiterhin ist interessant, daß stark beanspruchte und ermüdete Bauteile durch rechtzeitiges Hipen regeneriert werden können. Die Porenbildung an den Korngrenzen, die zur Ermüdung führt, kann so wieder rückgängig gemacht werden.

Festigkeitsmäßig gewinnt man durch den HIP-Vorgang enorme Vorteile (s. Abb. 2-1), so daß das Verfahren häufig bei dynamisch hochbeanspruchten Bauteilen wie z.B. Turbinenflügeln eingesetzt wird.

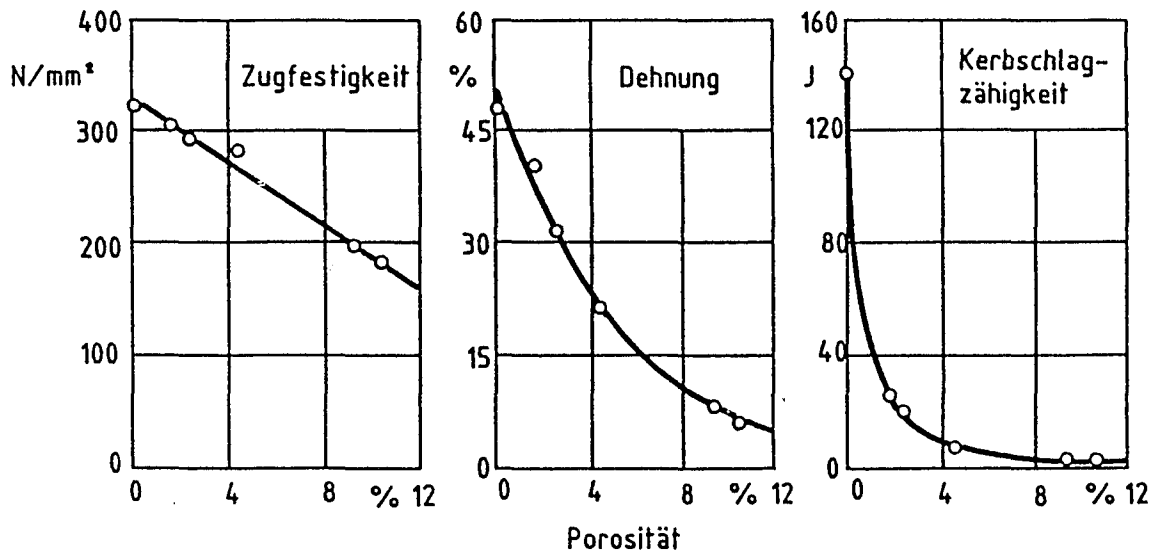


Abb. 2-1 : Beispiel für den Einfluß der Porosität auf die Werkstoffkennwerte. (aus /2.3/)

Schließlich sei erwähnt, daß im Gegensatz zu üblichen, axial wirkenden Pressen bei der HIP-Technik keine Einschränkungen hinsichtlich der Werkstückgeometrie bestehen. Durch die allseitige Druckeinwirkung sind beliebig geformte Bauteile möglich, sogar Hinterschneidungen o.ä. bilden kein Hinderniß.

2.2 HIP-PROZESS

Vor dem eigentlichen Verdichtungsprozeß muß das HIP-Gut unter Umständen gesondert vorbereitet werden.

Dies ist der Fall bei offenporigen Bauteilen wie z.B. Sinterformstücken oder bei einem Pulver, das in loser Form vorliegt. Hier muß durch eine geeignete Kapsel für eine gasdichte Umhüllung gesorgt werden, damit das Druckmedium nicht

in das Innere der Struktur eindringen kann und den Verdichtungseffekt aufhebt.

Auch bei Gußteilen mit einer Restporosität von mehr als 5% ist eine äußere Abdichtung von Vorteil.

In der vorliegenden geplanten Anwendung wird wahrscheinlich eine zweischichtige Umhüllung der Brennelemente aus Graphit und Al_2O_3 notwendig sein /2.4/.

In der Abbildung 2-2 ist die schichtartige, hexagonale Anordnung der Brennelementkugeln in der Pulvermatrix dargestellt.

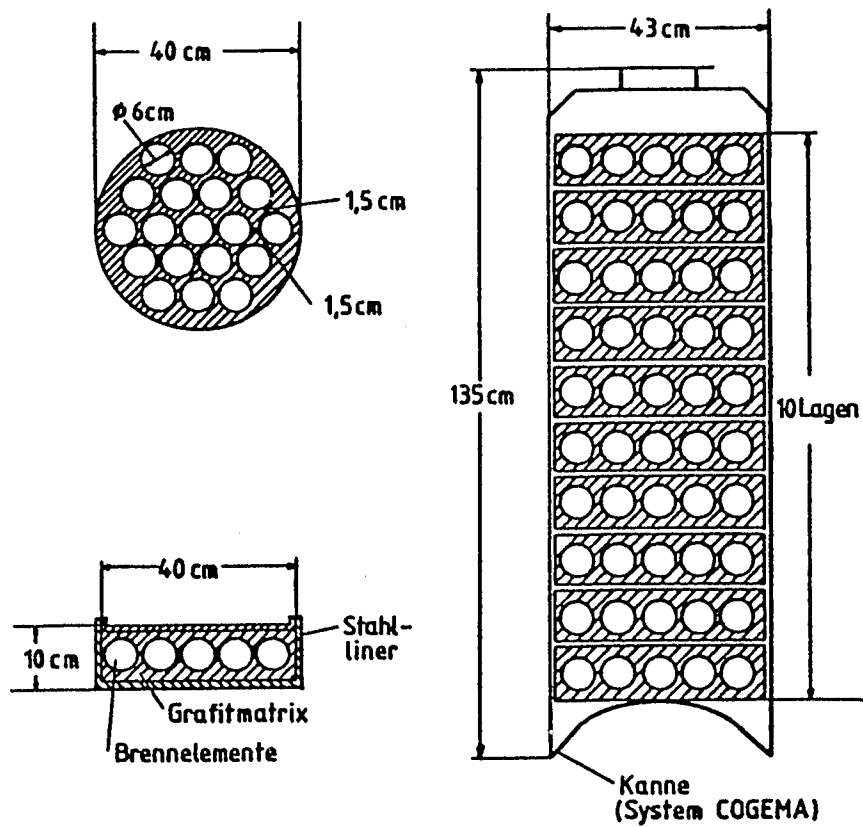


Abb. 2-2 : Anordnung der Kugeln in der Pulvermatrix und in der Kanne (aus /2.5/)

In einem zweiten Schritt werden die Kapseln mit dem HIP-Gut in einem gesonderten Ofen ausgeheizt. Alle flüchtigen Stoffe, die während des eigentlichen Hipens zu einer plötzlichen Druckerhöhung führen könnten, werden so über eine angeschlossene Rohrleitung abgesaugt. Danach wird die Kapsel gasdicht verschlossen.

Nun erst folgt der HIP-Zyklus, bei der das Einsatzgut aufgrund der enormen Druckkräfte entsprechend schrumpft und sich verdichtet. Sofern eine gasdichte Umhüllung verwendet wird, so schrumpft auch diese durch elastische bzw. plastische Verformung, wobei die Dichtigkeit gewährleistet bleiben muß.

Mit Hilfe bereits vorliegender Erfahrungswerte kann man schon im Voraus die zu erwartende Geometrieänderung bestimmen und gegebenenfalls den Prozeß variieren.

Der Temperatur- und Druckführung im HIP-Zyklus kommt eine besondere Bedeutung zu, da sie das Ergebnis ganz entscheidend beeinflussen.

So begünstigt eine zunächst alleinige Temperaturerhöhung bis auf den Maximalwert und eine erst dann einsetzende Drucksteigerung die Verformungsfähigkeit der Kapsel. Allerdings muß der Druckaufbau dann vollständig vom Kompressor geleistet werden.

Üblicherweise wird der Zyklus jedoch so gewählt, daß die Temperatur- und Druckerhöhung einhergeht. Das hat den Vorteil, daß der Kompressor nur bis max. 600 bar arbeiten muß und die restliche Spanne bis 2000 bar allein durch den Druckanstieg bei Temperaturzunahme abgedeckt wird.

Der prinzipielle Ablauf der hier vorgesehenen Konditionierung von abgebrannten Brennelementen und die Einordnung der HIP-Technik ist der Abbildung 2-3 zu entnehmen.

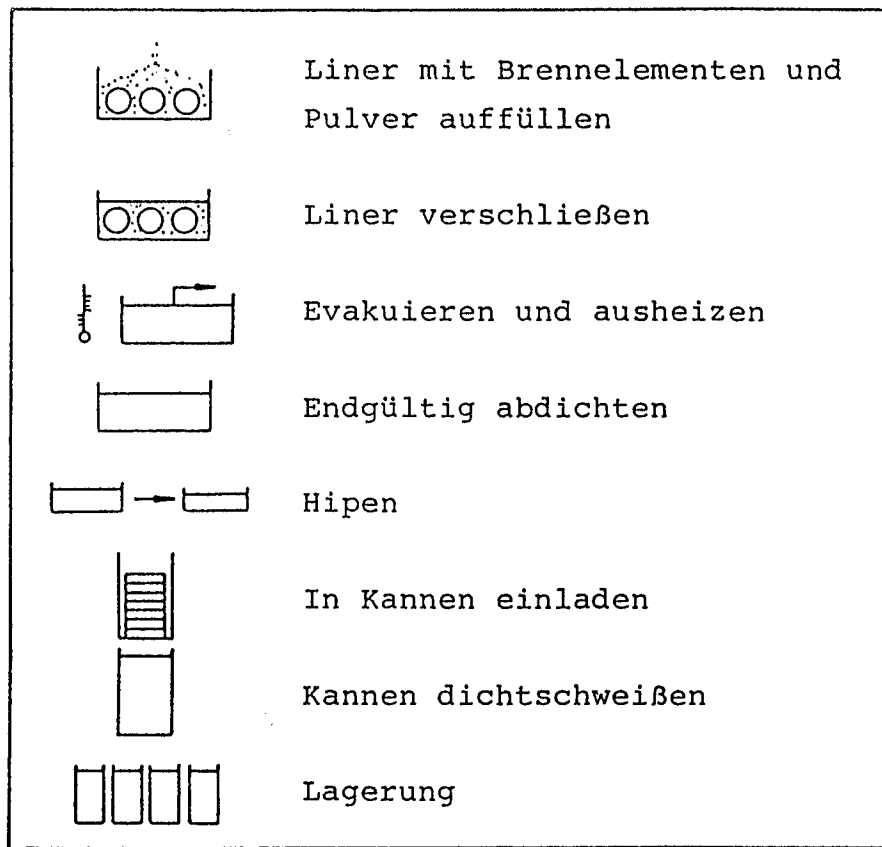


Abb. 2-3 : Prinzipieller Ablauf der Konditionierung
abgebrannter Brennelemente

Weiterhin muß in diesem Zusammenhang das Aktivitätspotential der zu verarbeitenden Brennelemente bedacht werden, aus dem sich die umfassenden sicherheitstechnischen und konstruktiven Maßnahmen ergeben (vergl. Kap.3).

Die Brennelemente für die vorgesehene Konditionierung liegen zur Zeit aus zwei Hochtemperatur-Reaktoren vor, dem AVR in Jülich und dem THTR in Hamm-Uentrop.

In der Tabelle 2.1 sind die Brennelementdaten des THTR zusammengestellt. Die angegebene Aktivität von knapp 100 Ci bezieht sich auf eine Abklingzeit von 200 Tagen und kann hier nicht zu Grunde gelegt werden, da die zu hipenden Brennelemente erst nach mindestens sechs Jahren zur

Verfügung stehen.

Durchmesser	60 mm
Schale ohne Brennstoff	5 mm
mittlere Dichte	ca. 1,70 g cm ⁻³
Gewicht	ca. 200 g
Brennstoffgehalt (U-235)	0,96 g
Brennstoffgehalt (Th-232)	10,2 g
Anreicherung an U-235	93 %
Partikelzahl	ca. 40.000
Partikeldurchmesser	0,5 ... 0,7 mm
Volumenbeladung mit Partikeln	12 - 16 %
max. Abbrand	15 % fima
mittlerer Abbrand	11,4 % fima
Reaktorbetriebsdaten	
- Standzeit	1096 Vollasttage
- max. Oberflächentemperatur	ca. 1000 °C
- max. Brennstofftemperatur	ca. 1150 °C
- mittlere Leistung	1150 W
Mindestabklingzeit	200 Tage
Spaltproduktaktivität	ca. 100 Ci
Wärmeleistung	0,433 W
Defektrate der Partikel	0,2 %

Tab. 2.1 : Brennelementdaten des THTR (aus /2.6/)

Nuklid	Halbwertszeit*	Aktivität in Ci nach 200 Tagen Abklingzeit pro Brennelemente
H 3	12,3 a	1,36 - 2
Kr 85	10,8 a	5,72 - 1
Sr 89	50,5 d	2,62
Sr 90	29,4 a	4,12
Y 90	64,3 h	4,12
Y 91	57,5 d	3,84
Zr 93	9,5 10 ⁵ a	1,34 - 4
Zr 95	65,2 d	4,85
Nb 95 m	3,76 d	6,15 - 2
Nb 95	35,6 d	9,56
Ru 103	39,4 d	4,01 - 1
Ru 106	365 d	1,74
Rh 103 m	57,5 m	4,02 - 1
Rh 106	30 s	1,74
Cd 115 m	42,5 d	4,80 - 4
Sb 125	2,78 a	2,77 - 1
Te 125 m	58,0 d	6,68 - 2
Te 127 m	105 d	1,68 - 1
Te 127	9,34 h	1,65 - 1
Te 129 m	33,4 d	3,97 - 2
Te 129	67,1 m	2,52 - 2
J 131	8,13 d	7,30 - 7
J 129	1,6 10a	1,19 - 6
Xe 131 m	12,0 d	4,46 - 6
Cs 134	2,06 a	6,56
Cs 137	30,3 a	4,02
Ba 137 m	2,55 m	3,80
Ba 140	12,8 d	7,84 - 4
La 140	40,2 h	9,02 - 4
Ce 141	32,5 d	5,77 - 1
Ce 144	285 d	2,17 + 1
Pr 143	13,7 d	1,49 - 3
Pr 144	17,3 m	2,17 + 1
Nd 147	11,1 d	3,92 - 5
Pm 147	2,65 a	2,83
Pm 148 m	41,1 d	1,48 - 2
Sm 151	93 a	7,30 - 3
Eu 152	12,4 a	8,70 - 5
Eu 155	4,79 a	1,63 - 1
Gesamtaktivität		9,68 + 1

* a=Jahre, d=Tage, h=Stunden, m=Minuten, s=Sekunden
1,0 -1 = 1,0 · 10⁻¹

Tab. 2.2 : Nuklidspezifisches Aktivitätsinventar eines
THTR-Brennelementes (aus /2.6/)

In der Tabelle 2.2 ist daher das nuklidspezifische Aktivitätsinventar eines THTR-Brennelementes aufgetragen. Geht man z.B. von einer Abklingzeit von 6 Jahren aus, so setzt sich dann das Aktivitätspotential im Wesentlichen aus den Elementen Sr 90 und Cs 137 zusammen.

Da pro COGEMA-Kanne 10 Schichten zu je 19 Brennelementen untergebracht werden können, ergibt sich eine Aktivität von ca. 2100 Ci/Kanne.

Für die Brennelemente des AVR ergibt sich unter gleichen Bedingungen eine Aktivität von ca. 1140 Ci/Kanne.

2.3 HIP-ANLAGE

In der Abbildung 2-4 sind die wichtigsten Komponenten einer HIP-Anlage dargestellt. Das Kernstück der Anlage bildet der Hochdruckbehälter (1,2), der durch den hohen Gasdruck enormen Belastungen ausgesetzt ist.

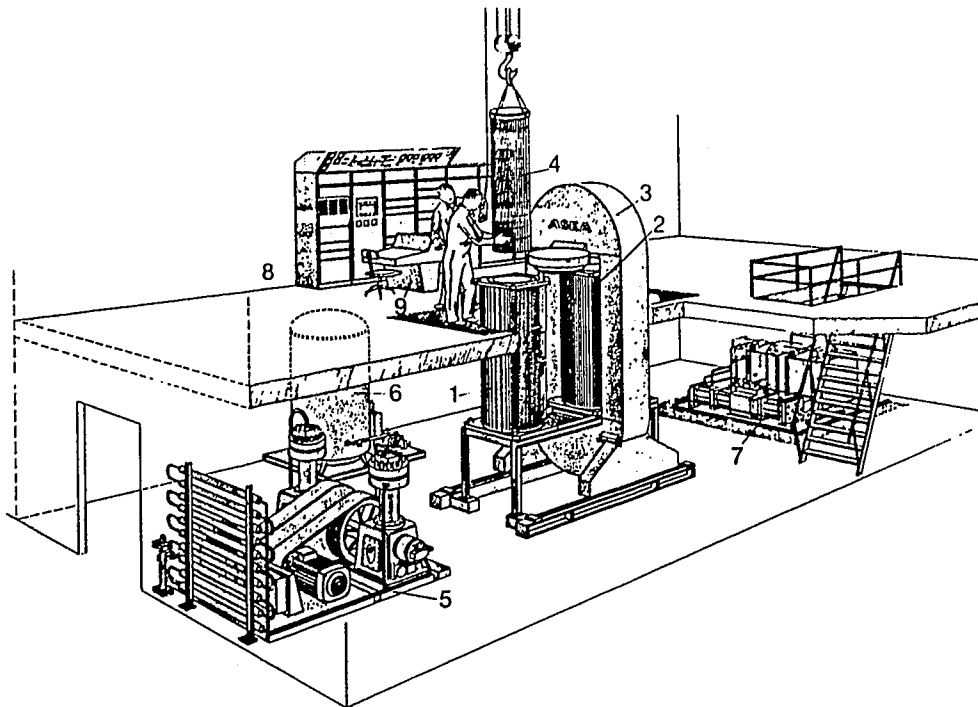


Abb. 2-4 : HIP-Anlage vom Typ ASEA-Quintus (aus /2.7/)

Weitere wesentliche Elemente einer HIP-Anlage sind das Gassystem, die Heizung, die Kühlung (7), die Beschickungsanlage und die Steuerung (8,9).

Das Gassystem bildet der Vorratsspeicher (6), in den das Argon nach einer Entnahme auch wieder weitgehend zurückgepumpt wird, und der meist mehrstufige Kompressor (5). Geringe Gasverluste sind durch den Anlagenbetrieb bedingt.

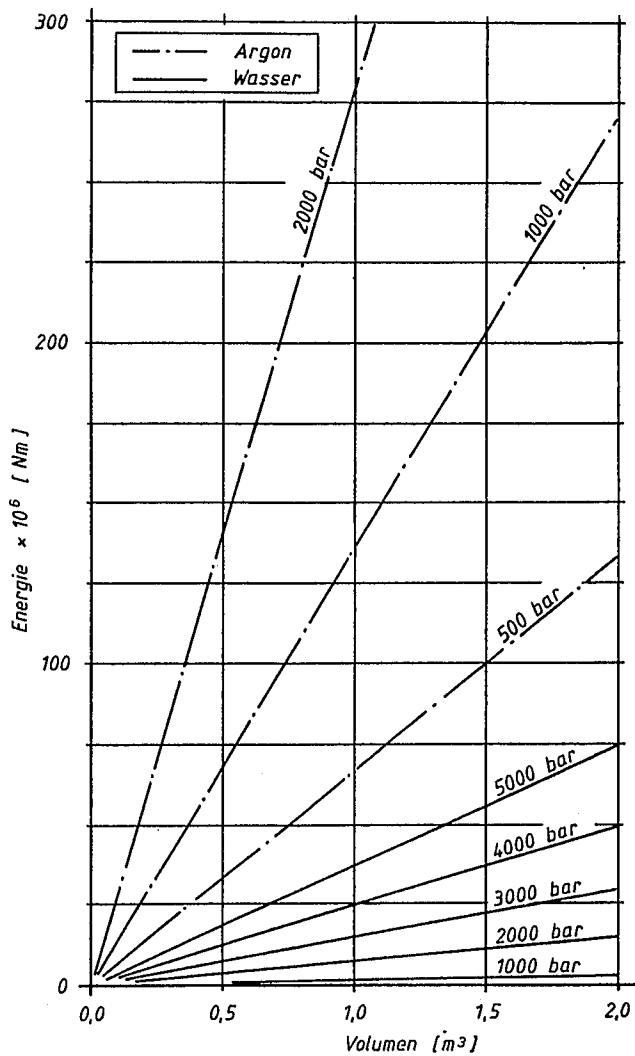


Abb. 2-5 : Im Druckbehälter gespeicherte Energie

Ein zweiter Gasspeicher ist bei der vorliegenden Anwendung nötig, um im Falle einer Drucküberschreitung im HIP-Behälter das austretende kontaminierte Gas aufzunehmen.

Die Heizung besteht aus einem Bodenelement und einem zylindrischen, nach außen isolierten Teil. Eine Keramikkonstruktion trägt die elektrischen Widerstandsdrähte. Eine Faser-Molybdän-Isolierung umgibt den heißen Innenbereich und gewährleistet in Verbindung mit einer in der Behälterwand integrierten Wasserkühlung eine maximale Wandtemperatur von 150 °C /2.7/.

Da neben dem bereits beschriebenen Aktivitätspotential das kompressible Medium außerdem in der Lage ist, unter Druck große Energiemengen zu speichern, kommt der Konstruktion und der Auslegung des Behälters eine besondere Bedeutung zu. In der Abbildung 2-5 ist die gespeicherte Energie des Inertgases Argon im Vergleich zu der des Wassers aufgetragen /2.8/.

Während bei kleinen Anlagen mit einem Nenndurchmesser von ca. 10 cm noch einteilige, auf Zug beanspruchte Zylinder mit eingeschraubten bzw. verriegelten Stopfen verwendet werden, sind bei größeren Nennweiten und insgesamt größeren Volumina qualitativ hochwertigere Konstruktionen notwendig.

Hier haben sich vorgespannte Behälter bewährt.

Eine vorgespannte, redundant ausgelegte Konstruktion hat den unübertroffenen Vorteil, daß ein plötzliches Bauteilversagen ausgeschlossen werden kann. Sofern, wie in der vorliegenden Arbeit gezeigt, zusätzlich alle hochbeanspruchten Bauteile für Ultraschallsonden zugänglich sind, ist auch noch eine ständige Überwachung während des Betriebs möglich.

Als Beispiel für eine derzeit verbreitete Konstruktion und sozusagen als Stand der Technik soll hier das Prinzip der Firma ASEA in der Abbildung 2-6 vorgestellt werden. Wie im Kap. 3 noch dargelegt wird, kann diese Bauweise jedoch nicht den hier gestellten Forderungen genügen.

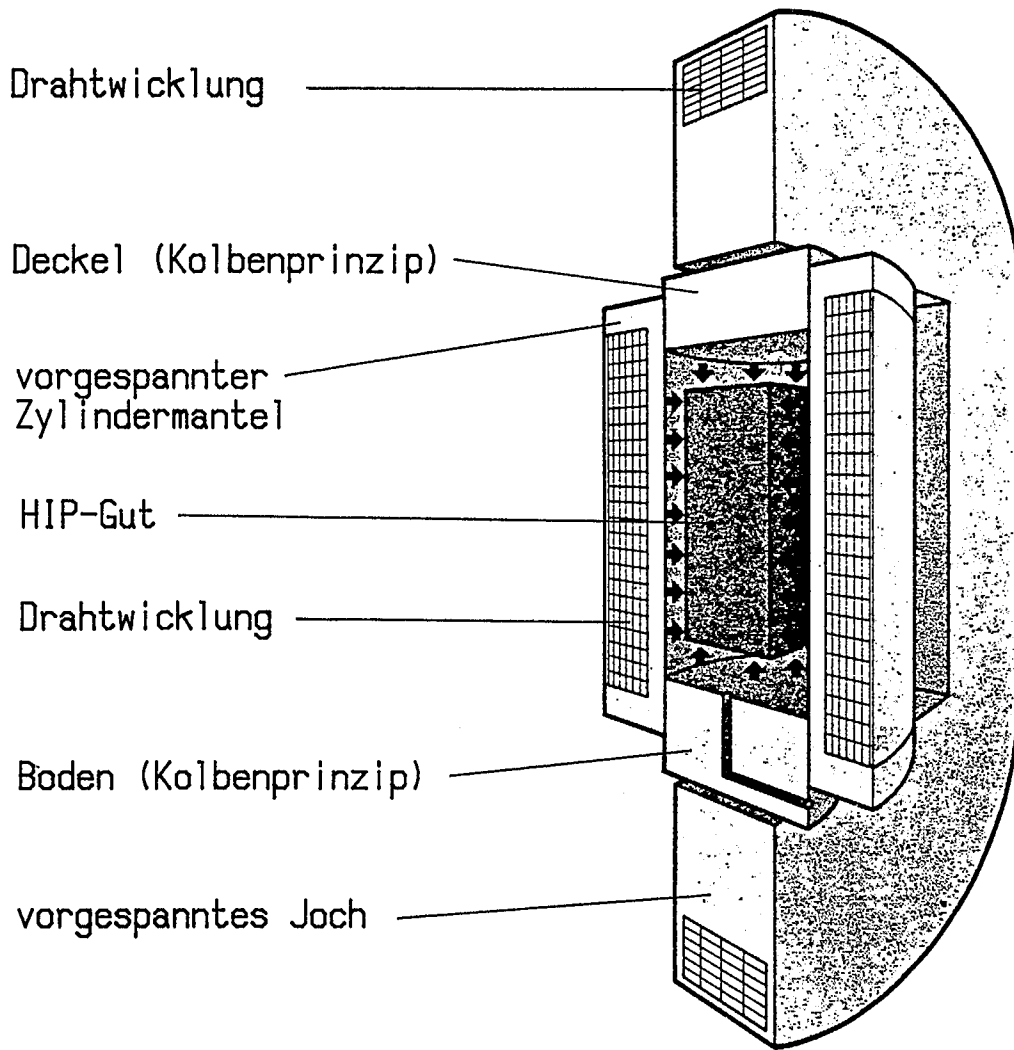


Abb. 2-6 : Konstruktionsprinzip der ASEA-Anlage (aus /2.2/)

Bedingt durch den Umgang mit radioaktivem Material erfolgt die Beschickung der Anlage ferngesteuert. Die vorgesehene Verwendung von COGEMA-Kannen zur Einlagerung des HIP-Gutes erlaubt den Einsatz einer erprobten Handhabungstechnik. Ein speziell für diese Zwecke konstruierter Greifer ist in der Lage, mit geringem Bewegungsaufwand sowohl die Kannen wie auch den gleichartigen Anschluß des HIP-Einsatzträgers sicher und formschlüssig zu bewegen /2.9/.

2.4 KOSTEN

Die spezifischen Kosten hängen direkt vom angewendeten Prozeß, von der Konstruktion und Auslastung der Anlage und der Art der eingesetzten Hilfsmittel ab.

Die Anlagenkosten belaufen sich bei Behältern mit vergleichbarem Nutzvolumen auf ca. 3 Mio DM /2.3/. Da in dem vorliegenden Fall eine aufwendigere Konstruktion zum Einsatz kommt und höchstfeste Spannstähle verwendet werden, ist mit mindestens 5-6 Mio DM zu rechnen. Das Behältermaterial kostet fertig bearbeitet min. 18 DM/kg.

Die Kosten für das Matrixpulver belaufen sich in der Regel auf 5 DM/kg, allerdings können auch in besonderen Fällen 50 DM/kg anfallen.

Für die notwendigen Kapseln, die eine günstige zylindrische Form aufweisen, müssen ungefähr 5-7 DM pro kg HIP-Gut angesetzt werden.

Die reinen Prozeßkosten mit Abschreibung, Personal- und Energiekosten usw. hängen in besonderem Maße von der Zyklenzahl ab.

Es sind hierfür ca. 7 DM pro kg HIP-Gut bei mindestens 600 Zyklen pro Jahr anzusetzen.

Im vorliegenden Anwendungsfall belaufen sich die Kosten auf 10 und in extremen Fällen auf 48 DM pro kg endlagerfähig konditionierten Abfallstoff.

3. KONSTRUKTION DES BEHÄLTERS

Der Druckbehälter für die HIP-Anlage muß verschiedenen, teilweise gegenläufigen konstruktiven Ansprüchen genügen und gleichzeitig sehr strengen Sicherheitsanforderungen entsprechen.

Sowohl der hohe Betriebsdruck des Inertgases Argon wie auch die radioaktive Beladung rechtfertigen eine daraus resultierende aufwendige, aber berstsichere Konstruktion.

Es kommt daher nur ein vorgespannter Behälter in Frage, dessen tragende Bauteile redundant ausgelegt und jederzeit auf Schädigungen hin prüfbar sind.

3.1 ANFORDERUNGEN AN DIE KONSTRUKTION

3.1.1 Druckbehälter- und Sicherheitskonzept

Wichtigstes Konstruktionsmerkmal des Hochdruckbehälters ist das Prinzip der berstsicheren Verspannung /3.1.1/.

Der Behälter wird funktional in einen drucktragenden Grundbehälter und in eine von außen einwirkende Verspannkonstruktion getrennt. Neben der Berstsicherheit ergibt sich dadurch auch der Vorteil, einen für die jeweilige Funktion optimalen Werkstoff auswählen zu können. Die Verspannung soll so vollständig einwirken, daß im gesamten Grundbehälter während des Betriebs vorwiegend Druckspannungen vorherrschen. Eine örtlich auftretende Zugbelastung von maximal 30 N/mm² wird zugelassen.

Eine weitere Forderung sind die redundant auszulegenden Spannelemente. Das heißt, die Verspannung des Behälters soll durch das gleichzeitige Einwirken möglichst vieler baugleicher Spannelemente gewährleistet werden. Dadurch ist die

Funktion der Gesamtkonstruktion auch dann sichergestellt, wenn trotz aller Kontrolleinrichtungen -hypothetisch betrachtet- ein Spannelement versagen sollte.

Darüberhinaus soll das Sicherheitspotential noch gesteigert werden, indem zwei getrennte, übereinanderliegende Verspannsysteme konzipiert werden, die jedes für sich allein die nötige Verspannung gewährleisten können.

Weiterhin müssen alle zugbeanspruchten Bauteile so zugänglich sein, daß eine einwandfreie Ultraschallprüfung hinsichtlich eventueller Anrisse möglich ist.

Besonderer Wert wird auf die betriebssichere Konstruktion des Verschlusssystems für den Behälter gelegt. Die in der Vergangenheit bekanntgewordenen Zwischenfälle z.B. an eingeschraubten Verschlußstopfen lassen neue Konstruktionen notwendig erscheinen.

Außerdem muß der Verschlusmechanismus so einfach wie möglich gestaltet sein, damit eine fernsteuerbare Beschickung der Anlage realisiert werden kann und die Taktzeiten minimiert werden können.

Weiterhin soll über die Kühlbarkeit der Behälterwand die Möglichkeit offengehalten werden, die Abkühlphase in einem HIP-Zyklus entscheidend zu verkürzen und eventuell die thermische Materialbelastung zu verringern.

Um möglichen Störfällen hinsichtlich der Drucküberschreitung vorzubeugen, soll durch konstruktive Maßnahmen ein verlässlicher Überdruckabbau realisiert werden.

Nicht zuletzt muß bereits in der Entwurfsphase auf eine Minimierung der durch den Innendruck hervorgerufenen Kräfte geachtet werden, wie auch auf die Fertigungsmöglichkeiten und auf die rechnerische Auslegbarkeit. Der letzte Punkt gilt insbesondere für die einwandfreie Festlegung der Randbedingungen für Finite-Elemente-Rechnungen.

3.1.2 Geometrische Randbedingungen

Die Aufgabenstellung sieht vor, die abgebrannten Brennstoffkugeln in einer bestimmten Form zu hipen (vergl. Kap. HIP), so daß sie von ihrer Geometrie her in sogenannten COGEMA-Kannen untergebracht und zur Endlagerung vorbereitet werden können. Die Abbildung 4.1-1 zeigt eine solche COGEMA-Kanne und deren Abmessungen. Für das einzubringende HIP-Gut ergibt sich ein nutzbarer zylindrischer Hohlraum von 1000 mm Höhe und 420 mm Durchmesser. Durch den gewölbten Kannenboden ist der untere Bereich für eine Einlagerung der massiven zylindrischen HIP-Blöcke nicht nutzbar. Unter Berücksichtigung eines radialen Spielraumes zwischen HIP-Gut und der Kanne wurde der Durchmesser des HIP-Gutes auf 400 mm festgelegt. Der nutzbare Innendurchmesser der HIP-Anlage soll 450 mm betragen, die nutzbare Höhe 2000 mm. So können pro HIP-Vorgang zwei komplette Füllungen der COGEMA-Kannen verarbeitet werden.

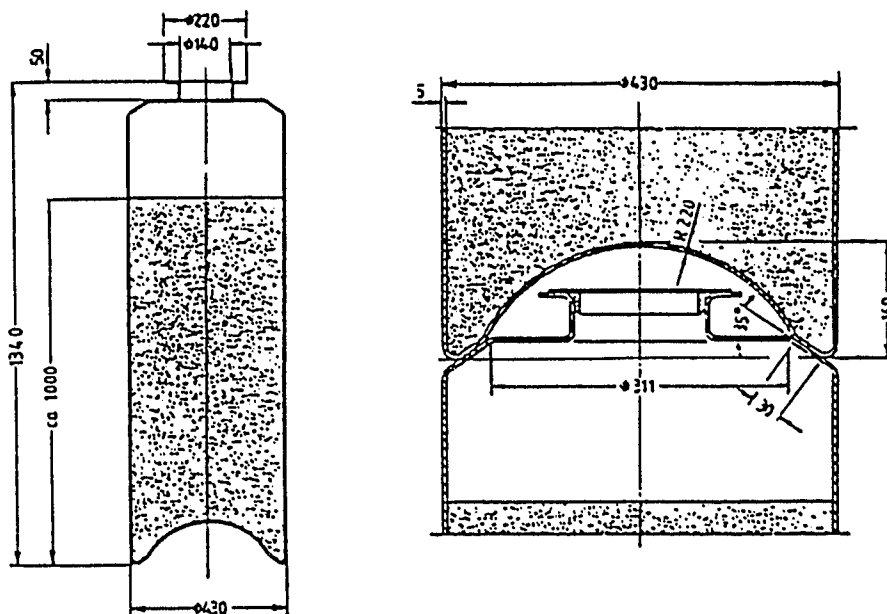


Abb. 3.1-1 : Edelstahlkanne der Firma COGEMA (aus /3.1.2/)

Durch die notwendigen Einbauten wie Bodenheizelement, beheizbare Wandelemente, Isolierung und Tragegestell ergeben sich die minimalen lichten Maße des Druckbehälterinnenraums zu 700 mm Durchmesser und 2800 mm Höhe. Diese Werte konnten festgelegt werden, da entsprechende Angaben der Firma ASEA vorliegen.

3.1.3 Verfahrenstechnische Daten

Die Idee einer endlagerfähigen Konditionierung abgebrannter Brennstoffkugeln sieht vor, diese Kugeln in eine pulverförmige Matrix aus Graphit, Nickel und Schwefel einzubetten und mittels der HIP-Technik zu verdichten. In diesem Falle wäre eine Temperatur von weniger als 1000 °C völlig ausreichend.

Da bereits erwogen wird, zusätzlich eine keramische Matrix aus z.B. Al_2O_3 zu verwenden, soll die Maximaltemperatur auf 2000 °C festgelegt werden. Damit wird dieser Überlegung und eventuellen weiteren Entwicklungen Rechnung getragen.

In jedem Fall ist es notwendig, um den Verdichtungsprozeß vom losen Pulver zum monolithischen Block einwandfrei zu gewährleisten, einen Druck von 2000 bar auszuüben.

3.1.4 Zusammenfassung der Konstruktionsmerkmale

Im Folgenden werden noch einmal kurz in Stichworten die Kriterien bzw. Restriktionen zusammengetragen, an denen die zu entwerfende Konstruktion zu messen ist /3.1.1/.

- (1) Vorgespannter Druckbehälter, Behälterspannungen unter 30 N/mm²
- (2) Redundantes Spannsystem
- (3) 2 diversitäre, getrennt wirkende Spannsysteme

- (4) Prüfbarkeit aller zugbeanspruchten Bauteile
- (5) Betriebsicherer Verschluß (-> Materialbeanspruchung)
- (6) Einfacher Verschlußmechanismus (Fernsteuer., Taktzeit)
- (7) Kühlmöglichkeit der Behälterwand
- (8) Überdruckabbau durch Fugenklaffen/Berstscheiben
- (9) Behälterinnendurchmesser 700 mm
- (10) Behälterinnenhöhe 2800 mm (min. 1600 mm)
- (11) Durchmesser der Beschickungsöffnung 450 mm
- (12) Maximaler Betriebsdruck 2000 bar
- (13) Maximale Betriebstemperatur 2000 °C
- (14) Minimierung der im Behälter wirkenden Druckkräfte
- (15) Fertigungsmöglichkeiten
- (16) Sichere Ermittlung der Eingangsdaten für Festigkeitsnachweise

3.2 KONSTRUKTIONSVARIANTEN

Um den Konstruktionsprozeß möglichst zielgerichtet und erfolgreich zu gestalten, ist ein strikt methodisches Vorgehen sehr hilfreich /3.2.1/.

Es soll daher zunächst das Problem analysiert werden, damit feststeht, was genau gesucht ist. Daraus ergibt sich eine zu realisierende Gesamtfunktion, die u.U. aus einer Verkettung mehrerer Einzelfunktionen bzw. Effekte bestehen kann.

Es werden dann alle denkbaren und eventuell auch zunächst nicht ganz sinnvoll erscheinenden Einzelfunktionen systematisch und wertfrei zusammengetragen.

Erst danach können die einzelnen Ergebnisse anhand eines Kriterienkatalogs bewertet und ausgewählt werden.

In einem letzten Schritt besteht die Möglichkeit, die gefundene Lösung im Detail zu optimieren.

Wenn diese Vorgehensweise eingehalten wird, ist eine sicherlich qualitativ hochwertige Konstruktion aus der Vielzahl

der Ideen ausgewählt worden. Anderenfalls orientiert sich eine Konstruktion gleich an einer anfänglich meist schon existierenden Idee und ist damit in ihrer Qualität wahrscheinlich eingeschränkt.

3.2.1 Varianten der Axialverspannung

Hinsichtlich der Axialverspannung sind einige Lösungen denkbar. In der Abbildung 3.2-1 ist der Versuch unternommen worden, eine Systematik der Lösungen aufzustellen. Es ist dabei anzumerken, daß diese verzweigte Baumstruktur auch völlig anders aufgebaut sein kann, da nicht eindeutig festliegt, welcher der Gliederungsbegriffe in welcher Ebene anzuordnen ist.

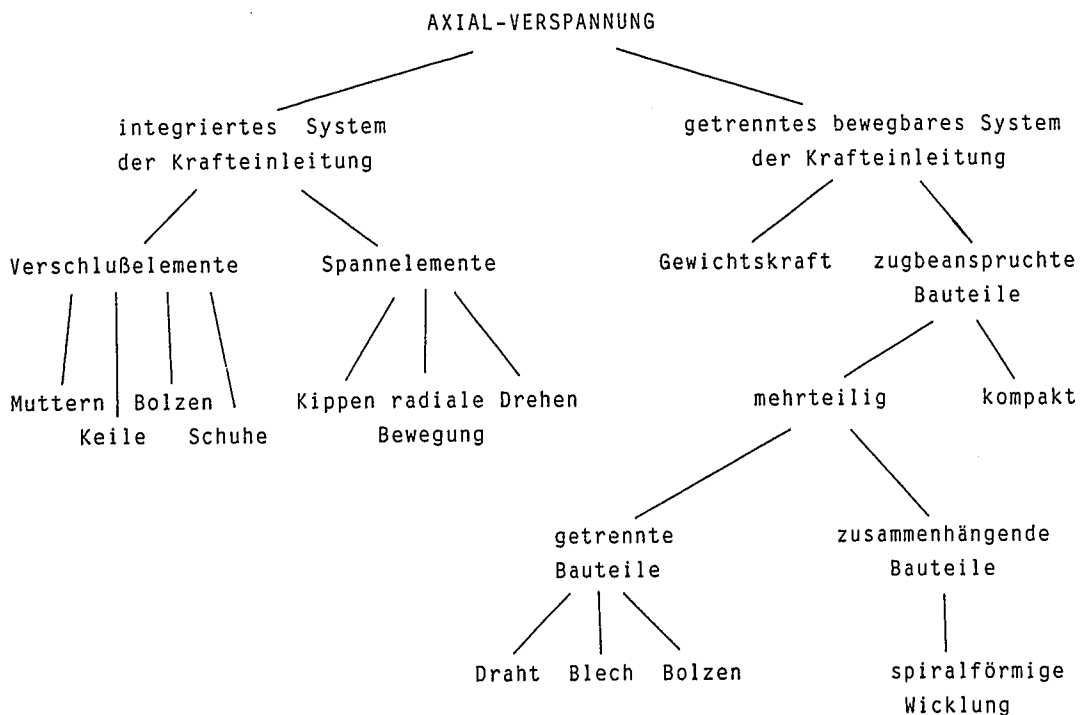


Abb. 3.2-1 : Systematik möglicher Axialverspannungen

Weiterhin führen die einzelnen Varianten am Ende der Gliederung nicht zwangsläufig zu einer technisch verwertbaren Lösung. Die Ziffern bei den Varianten weisen beispielhaft auf eine konstruktive Realisierung, wie in Abbildung 3.2-2 dargestellt.

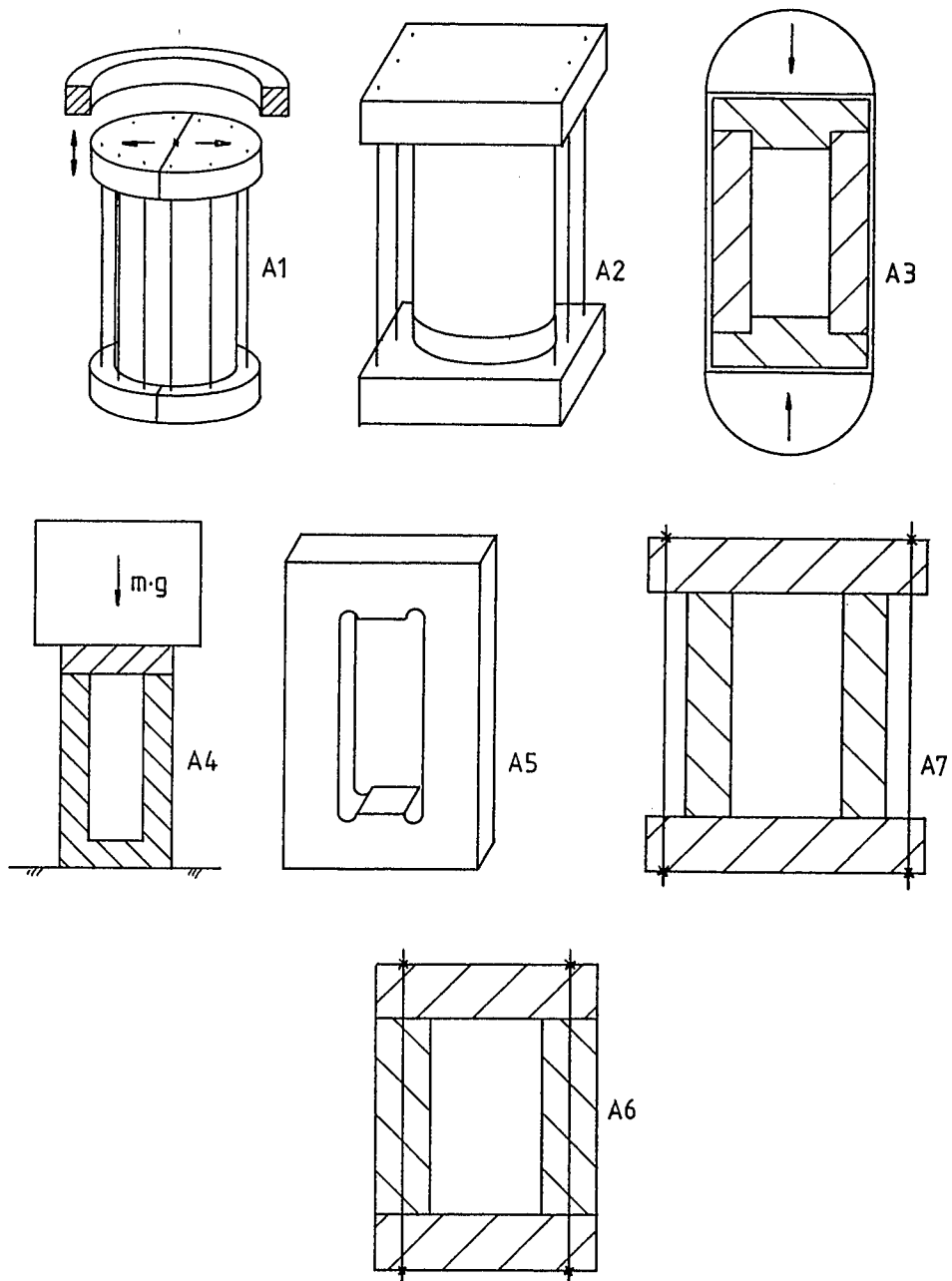


Abb. 3.2-2 : Verschiedene Axialverspannungskonstruktionen

3.2.2 Varianten der Radialverspannung

Bei der Variantenermittlung von Radialspannsystemen gilt in analoger Weise das, was in Kap. 3.2.1 schon angesprochen wurde. Erfreulicherweise ist aber hier die Konstruktionsvielfalt so groß, daß jedem Unterpunkt der strukturierten Systematik in Abbildung 3.2-3 eine technische Lösung zugeordnet werden konnte. Die schematische Darstellung dieser denkbaren Lösungen ist in Abbildung 3.2-4 zu sehen.

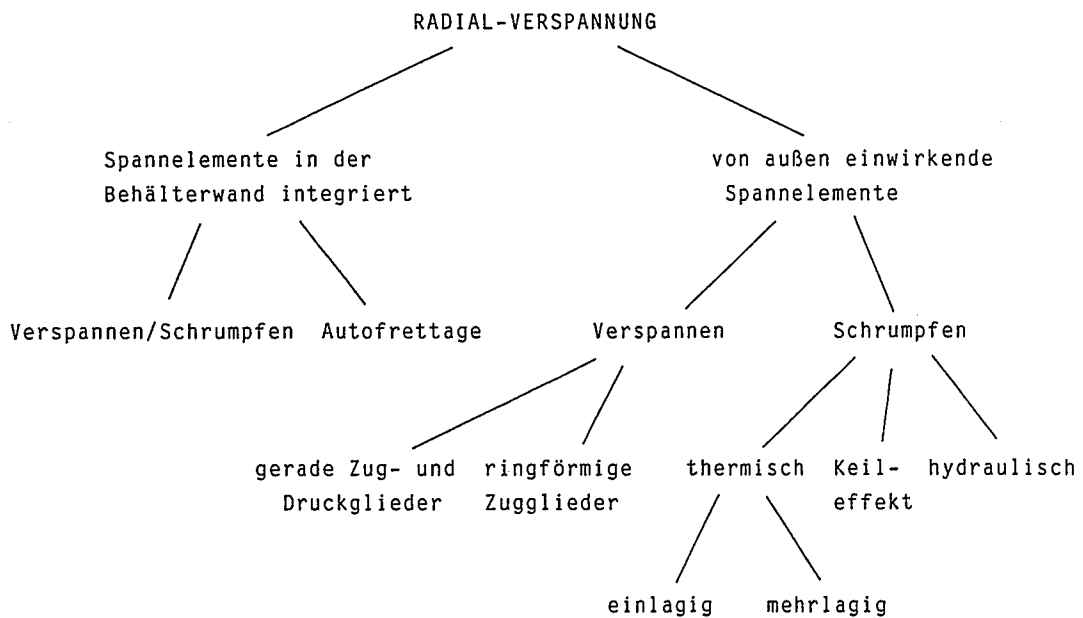


Abb. 3.2-3 : Systematik möglicher Radialverspannungen

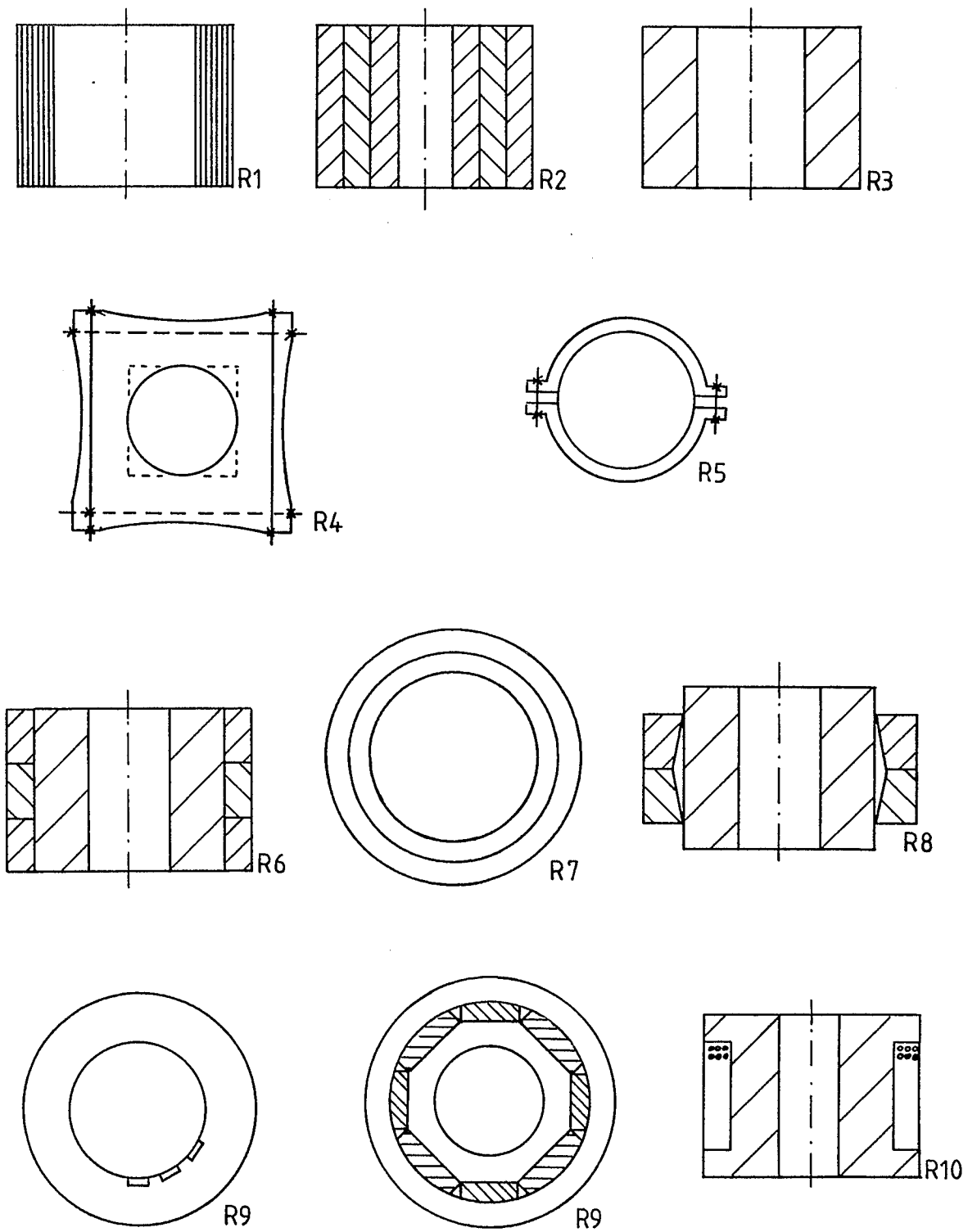


Abb. 3.2-4 : Verschiedene Radialverspannungskonstruktionen

Typ R1 :

Hier ist an einer Konstruktion nach Art der Mehrlagenbehälter gedacht. Charakteristisch für diese Bauweise ist, daß die sonst übliche massive Behälterwand durch eine Schichtung von entsprechend vielen dünnen Blechen ersetzt wird. Der besondere Vorteil ist in dem entschärften Spannungsverlauf der Tangentialspannung zu sehen, der statt einer herausragenden Spannungsspitze (an der Behälterinnen-seite) ein gleichmäßig ausgeprägtes Sägezahnprofil zeigt /3.2.2/.

Weiterhin bietet diese Konstruktion hinsichtlich der Berstsicherheit deutliche Vorteile gegenüber normalen dickwandigen Behältern /3.2.3/.

Typ R3 :

Unter Autofrettage /3.2.4/, /3.2.5/ versteht man die Möglichkeit, bei sogenannten dickwandigen Behältern (Verhältnis $D_a/D_i > 1,2$) durch gezielte Überbeanspruchung infolge Innendruck den teilplastischen Zustand herbeizuführen und damit Eigenspannungen hervorzurufen. Insbesondere zu hohe Spannungsspitzen der Tangentialspannung werden damit abgebaut.

Typ R4 :

Diese Lösung ergibt sich, wenn von der üblichen kreiszylindrischen Form der Druckbehälter abgewichen wird. In diesem Fall sind die Spannglieder keine Ringe, sondern geradegerichtete Spannschrauben, die durch einen entsprechend günstig geführten Kraftfluß gleichmäßige Druckspannungen in der jochartigen Konstruktion erzielen. Weiterhin besteht auch die Möglichkeit, einen rechteckigen Querschnitt für den Behälterinnenraum vorzusehen.

Typ R5 :

Diese Art der Verspannung ist sicherlich am weitesten verbreitet. Zum einen ist ein Verspannen mittels Drahtwick-

lung denkbar /3.2.6/, wobei das Vorspannmaß dadurch bestimmt wird, unter welcher Zugbelastung der Draht bereits beim Aufwickeln steht. Zum anderen ist auch ein Verspannen mit geteilten, halbringförmigen Elementen möglich. Die eigentlichen Spannglieder sind in diesem Fall Schrauben oder Keile.

3.2.3 Varianten des Verschlußprinzips

Auch hier sind die denkbaren Prinzipien nach denen ein Verschlußelement bewegt bzw. entfernt werden kann recht vielfältig. Allen Varianten liegt allerdings zugrunde, daß die Verbindung zwischen Verschlußelement und Behälter formschlüssig sein muß, da eine kraftschlüssige Verbindung nicht zugelassen ist und eine stoffschlüssige ohnehin entfällt. Die recht knappe systematische Aufstellung ist der Abb. 3.2-5 zu entnehmen.

In den Abbildungen 3.2-6 sind exemplarisch einige Varianten aufgeführt.

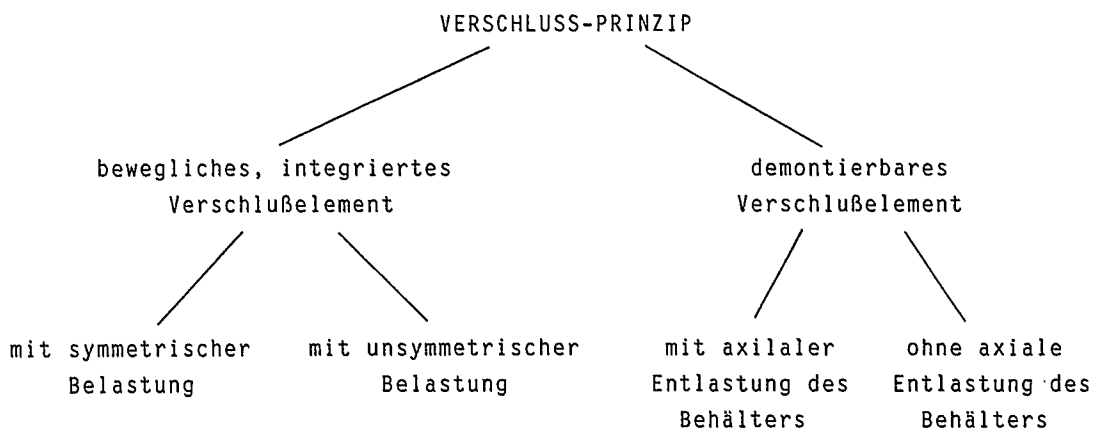


Abb. 3.2-5 : Systematik möglicher Verschlußsysteme

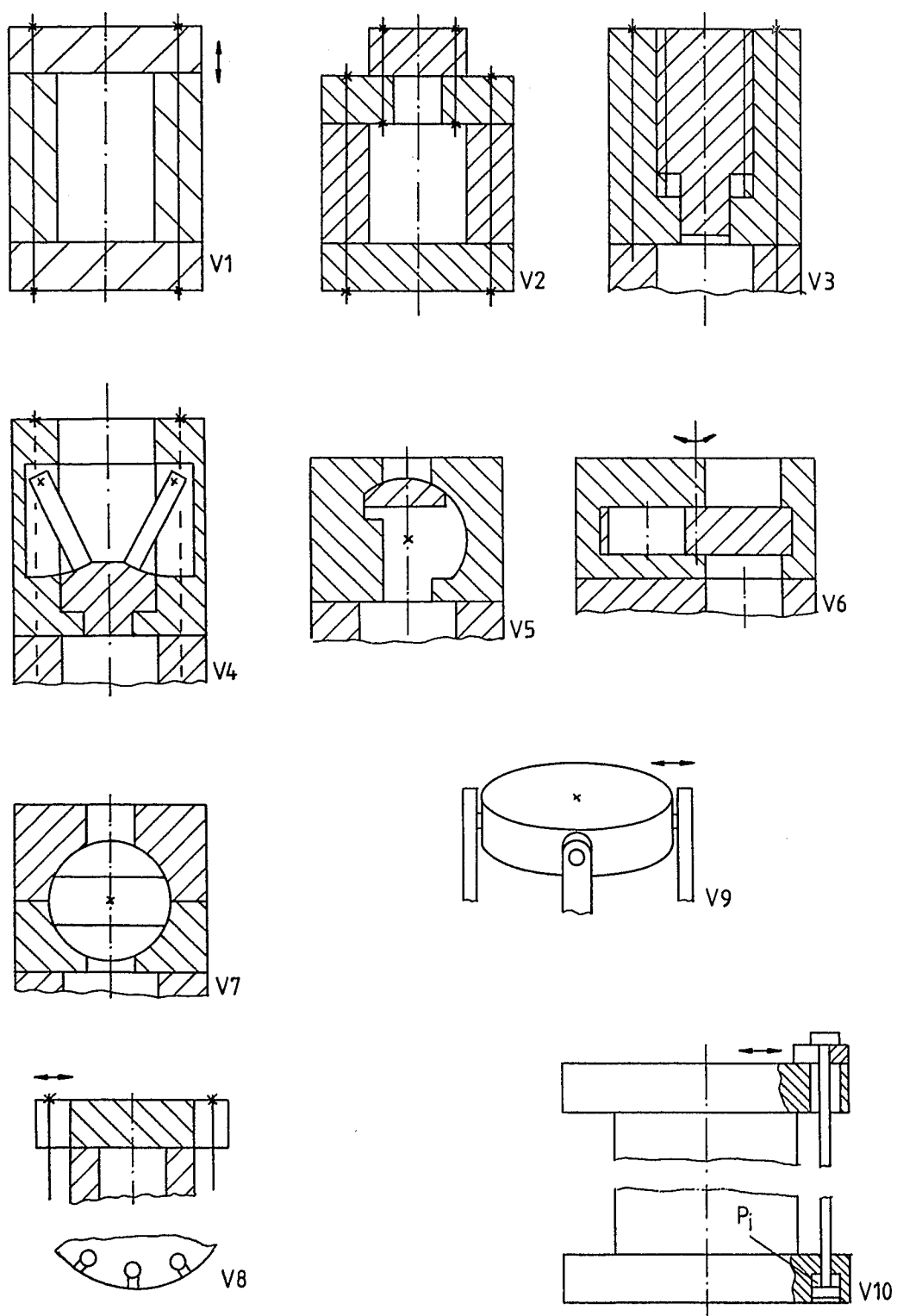


Abb. 3.2-6 : Verschiedene Verschußkonstruktionen

Typ V1 :

Eine konstruktiv einfache und naheliegende Möglichkeit besteht darin, den gesamten Behälterdeckel demontierbar zu gestalten. Das Lösen und Anziehen der Axialschrauben könnte in diesem Fall mit Anzugsmaschinen geschehen, wie sie z.B. in der Kerntechnik bekannt sind. Als Nachteil ist anzumerken, daß der gesamte Behälter auf diese Weise ständig axial be- und entlastet wird.

Typ V2 :

Dieses Prinzip ist ähnlich aufgebaut wie das vorhergehende, aber die Funktionen Axialverspannung und Deckelverschraubung sind bewußt getrennt worden. Somit entstehen keine Einflüsse auf die axiale Vorspannung im Behälter.

Typ V3 :

Eine weitere naheliegende Lösung könnte ein eingeschraubter Deckel oder Stopfen sein. Schwierig ist hierbei, eine gleichmäßige Kraftübertragung über alle Gewindegänge zu gewährleisten. Weiterhin spielt der Verschleiß eine nicht unerhebliche Rolle.

Typ V4 :

In Abwandlung zum vorhergehenden Fall wird der Stopfen hier ohne Drehbewegung eingesetzt und die Abstützung gegen den Behälter erfolgt durch kippbare, drucktragende Elemente.

Typ V5 :

Eine ganz andere Variante ergibt sich, wenn das Verschlußelement so konstruiert ist, daß es auch im geöffneten Zustand im Behälter verbleiben kann. Hier ist eine Art Schieber gezeigt, der zur Seite weggedreht werden kann und damit die Beschickungsöffnung freigibt.

V6 : Hier ist nur ein sogenannter Lagewechsel vorgenommen

worden, indem die Drehachse des Verschlußteils um 90° gedreht wurde. Es ergibt allerdings entgegen allen anderen Varianten ein unsymmetrisch nutzbarer Behälter.

V7 : Eine Weiterentwicklung von Variante V5 stellt dieses Prinzip eines Kükens oder eines Kugelhahnes dar. Der Kugelhahn bietet den Vorteil, die recht beengte Geometrie sehr günstig ausnutzen zu können. Weiterhin zeigt sich eine wesentlich geringere Materialbeanspruchung als beim Küken.

3.3 Bewertung und Auswahl der Konstruktion

Die Bewertung und Auswahl der verschiedenen Lösungsmöglichkeiten wird anhand der oben bereits zusammengefaßten Kriterien vorgenommen.

In der Tabelle 3.1 ist für die Axialverspannung eine Bewertung vorgenommen worden.

Typ	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7
Redundanz	+	+	+	-	-	+	+
Prüfbarkeit	+	+	-	-	+	+	+
Fertigungsmöglichkeit	+	+	+	-	+	+	+
Berechnungsmöglichkeit	-	+	+	+	+	+	+

Tab. 3.1 : Bewertungsschema für die Axialverspannung

Man sieht, daß nur die Varianten A2, A6 und A7 den hier relevanten Ansprüchen vollkommen genügen. In dem späteren Stadium der Berechnung muß allerdings noch die Variante A2 wegen zu hoher Spannungskonzentrationen verworfen werden.

Die Bauform mit gleichmäßig über den Umfang verteilten axialen Spannelementen, die in oder außerhalb der Behälterwand liegen können, scheint unter diesen Gesichtspunkten besonders geeignet zu sein.

Auch die Konstruktionsvarianten für das radiale Spannsystem werden in gleicher Weise ausgewählt. In der Tabelle 3.2 sind die Merkmale zusammengestellt.

Typ	R1	R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8	R9	R10
Redundanz	+	+	-	+	+	+	+	+	+	+
Prüfbarkeit	-	-	+	+	+	+	-	+	-	-
Fertigungsmöglichkeit	+	+	+	+	+	+	+	-	+	+
Berechnungsmöglichkeit	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Tab. 3.2 : Bewertungsschema für die Radialverspannung

Man sieht, daß mit dem Bewertungsschema nur die drei Varianten R4, R5 und R6 herausgefiltert werden. Wegen der bestechend einfachen, preiswerteren Konstruktion und der besonders gleichmäßigen harmonischen Belastung der Komponenten wird die Konstruktion R6 mit thermisch aufgeschrumpften Spannringen ausgewählt.

In der Tabelle 3.3 ist schließlich das Bewertungsschema für das auszuwählende Verschlußprinzip dargestellt. Die Bewertungskriterien sind der hier dominierenden Bewegbarkeit einiger Bauteile, der Dichtfunktion, der Bedienbarkeit usw. angepaßt.

Typ	V1	V2	V3	V4	V5	V6	V7	V8	V9	V10
Fertigung/ Montage	+	+	+	+	-	+	+	+	+	+
Berechnungs- möglichkeit	+	+	-	+	+	+	+	+	+	+
Verschleiß/ Versagen	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-
Schnelle/einf. Bedienbarkeit	-	-	+	-	+	+	+	-	-	+
Funktions- sicherheit	+	+	+	+	+	-	+	+	+	-

Tab. 3.3 : Bewertungsschema für das Verschußsystem

Die krasse Auf- oder Abwertung fällt hier an manchen Punkten nicht ganz einfach, dennoch scheint die Version V7 mit einem Kugerverschuß die günstigste Variante zu sein. Es ist bekannt, daß der Festigkeitsnachweis zwar grundsätzlich möglich ist, aber recht schwierig sein wird.

3.4 OPTIMIERUNG

Die Optimierung der Konstruktion, des Kraftflusses oder der spannungsmäßigen Belastung erfolgte in ständiger Verbindung mit den durchgeführten Berechnungen.

Es wird daher an dieser Stelle auf das Kap. 5 (Berechnung) verwiesen, wo die meisten durchgeführten Maßnahmen und die Ergebnisse beschrieben sind.

4. BESCHREIBUNG DES HIP-BEHÄLTERS

Im Folgenden wird die ausgewählte und endgültige Konstruktion des HIP-Behälters dargestellt, wobei neben einer Übersicht besonders die Details der einzelnen Bauteile beschrieben werden.

In der Abbildung 4-1 ist beispielhaft zu sehen, wie die HIP-Anlage zusammen mit den notwendigen Hilfskomponenten angeordnet sein könnte.

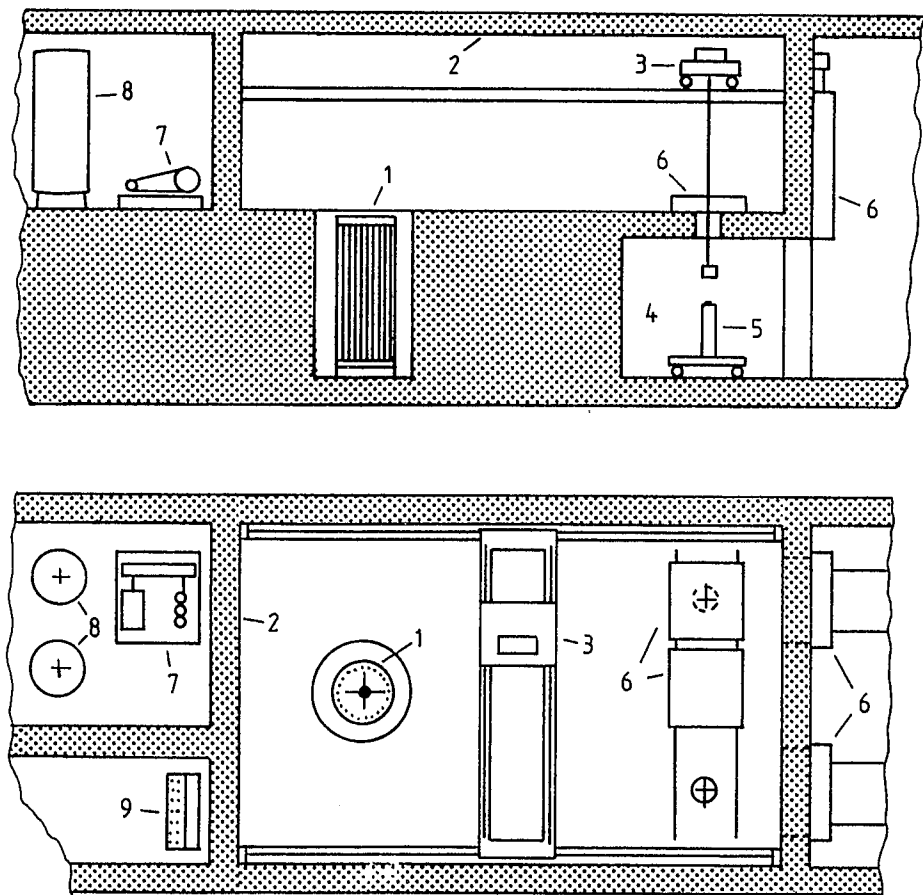


Abb. 4-1 : Anordnung der HIP-Anlage zur Konditionierung
abgebrannter Brennelemente
oben: Seitenansicht , unten: Draufsicht

Der vorgespannte HIP-Behälter (1) ist aus Sicherheitsgründen vollständig versenkt worden. Auf diese Weise kann die Umgebung am tiefsten Punkt des Raumes ständig auf ausgetretendes Argon überprüft werden. Im Schutzgebäude (2) ist ein Laufkran (3) installiert, der über die Schleusen (4) das HIP-Gut (5) zur HIP-Anlage transportiert. Die Schleusen werden mit verschiebbaren Toren (6) bzw. Deckeln wechselweise abgedichtet. In den Nebenräumen befindet sich die Versorgung mit dem Kompressor (7) und den Argon-Behältern (8). Der Betrieb wird vom Steuerpult (9) aus ferngesteuert.

In der Tabelle 4.1 sind die wesentlichen Daten des Druckbehälters zusammengestellt:

Behältermaße :	
Betriebsdruck	= max. 2000 bar
Auslegungsdruck	= 2200 bar
Gesamt-Ø	= 2760 mm
Gesamt-Höhe	= 7300 mm
Nutzbarer Innen-Ø	= 450 mm
Nutzbare Innenhöhe	= 2000 mm
Gesamtgewicht	= 132 to
Werkstoffe :	
2x24 Dehnschrauben	: Ultrafort 6998
Grundbehälter	: 26 NiCrMo 14.6
Verschlußkugel	: 26 NiCrMo 14.6
Radial-Spannringe	: 26 NiCrMo 14.6
Stützring	: St 37
Traversen	: 26 NiCrMo 14.6

Tab. 4.1 : Daten des vorgespannten Druckbehälters

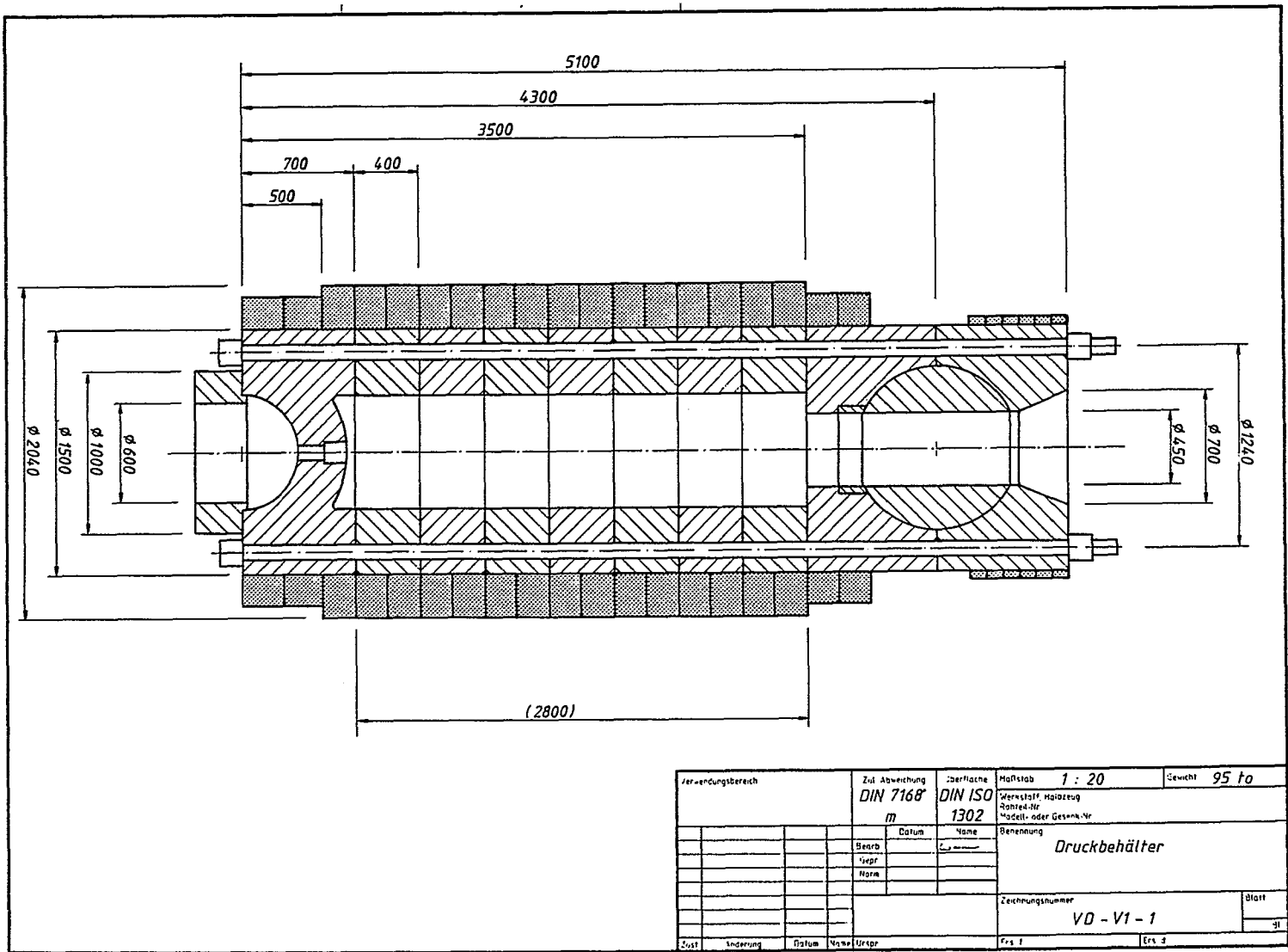


Abb. 4-2 : Übersichtszeichnung des Grundbehälters

Die Abbildung 4-2 zeigt in einer Übersichtszeichnung die endgültige Konstruktion des vorgespannten Druckbehälters mit dem innenliegenden Axialspannsystem.

Der baukastenartige Aufbau erlaubt es, die Konstruktion bei Bedarf in der Länge zu variieren. In der abgebildeten Version können pro HIP-Zyklus die Füllungen von zwei COGEMA-Kannen endlagerfähig konditioniert werden.

Bei der Zeichnung ist zu beachten, daß hier das weiter außen liegende zweite Axialspannsystem nicht dargestellt ist.

Die radial wirkenden massiven geschmiedeten Spannringe werden thermisch aufgeschrumpft und sind jederzeit mittels Ultraschall von zwei Seiten her prüfbar.

Insgesamt wurde darauf geachtet, daß sich die Gesamtkonstruktion aus hinreichend kleinen Bauteilen zusammensetzt, so daß eine Montage vor Ort auch unter beengten Verhältnissen ermöglicht ist.

Gleichzeitig ergibt sich durch diese Bauweise auch ein Kostenvorteil bei der Herstellung und Bearbeitung der Komponenten.

In der Abbildung 4-3 ist das zweite, äußere Axialspannsystem dargestellt. Das System zeichnet sich durch die ortsfeste Bauweise aus. Es handelt sich um eine sogenannte schlaaffe Verspannung, die im Normalbetrieb nur unwesentlich auf den Behälter einwirkt.

In axialer Richtung verspannen insgesamt 2 mal 24 hochfeste Schrauben den Behälter. Über die Stirnflächen der Schrauben können auch diese jederzeit mit Ultraschall geprüft werden. Der maximale Behälterdruck beträgt 2000 bar, die Auslegung und Berechnung aller Komponenten erfolgte für 2200 bar Störfalldruck.

Unter diesen Randbedingungen bieten in axialer und radialer Richtung jeweils zwei diversitäre Spannsysteme je 3-fache Sicherheit gegen $\sigma_{0,2}$, so daß von einem berstsicheren Behälter gesprochen werden kann.

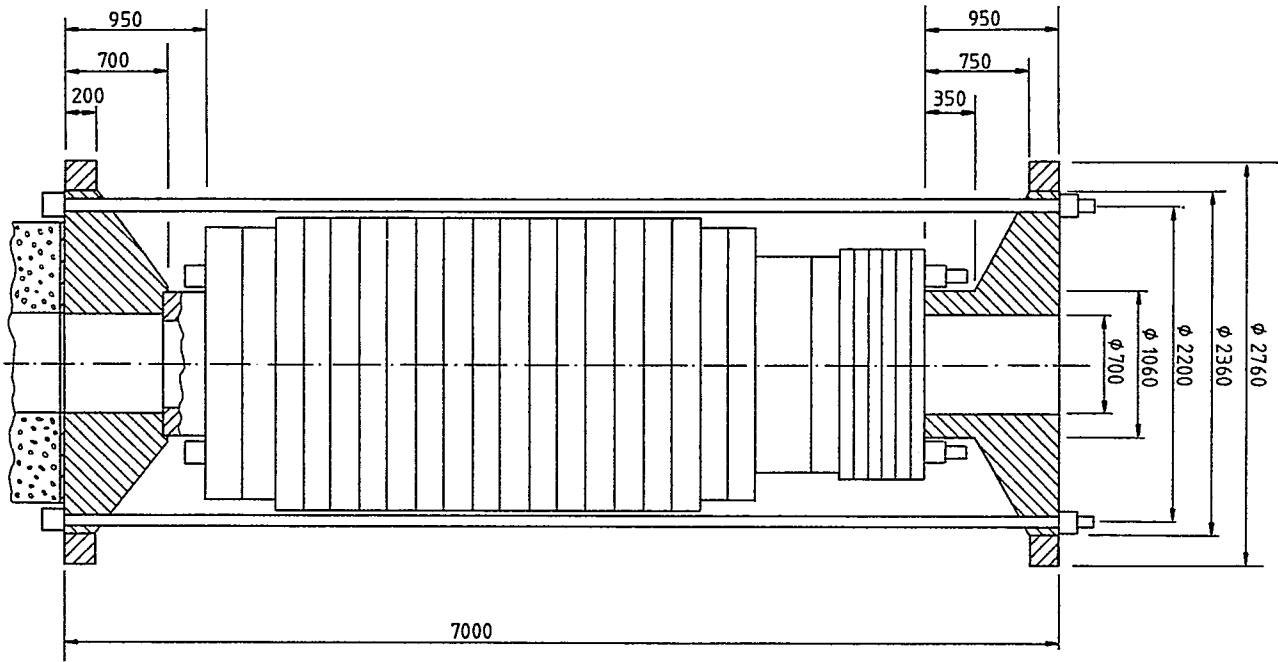


Abb. 4-3 : Das äußere Axialspannsystem

4.1 Die Behälterwand

Im zylindrischen Teil des Druckbehälters wurde eine deutliche Segmentierung dieses Bereiches angestrebt. Diese Bauweise bietet mehrere Vorteile: In erster Linie wird damit erreicht, daß pro Wandsegment nur zwei Spannringe aufgebracht werden müssen. Die Spannringe sind so angeordnet, daß sie paarweise aneinanderliegen und zum benachbarten Spannringpaar einen Abstand von 10 mm Höhe einhalten. Auf diese Weise entstehen gerade zwischen den Wandsegmenten radial von außen zugängliche Schlitz, die eine Kontrolle der Kontaktfugen ermöglichen und auch Platz für eine axiale Ultraschallprüfung jedes einzelnen Spannrings bieten. Die Spannringe sind natürlich auch radial von außen zugänglich, so daß eine umfassende Kontrollmöglichkeit der zugbeanspruchten Spannringe gegeben ist.

Gleichzeitig ermöglichen diese radialen Schlitz die freie Verformung des Behältergrundkörpers bei wechselnden Betriebszuständen.

Die Segmentierung der Behälterwand bietet nicht zuletzt auch Vorteile hinsichtlich der Herstellung, der Bearbeitung, des Transports und der Montage der Bauteile.

Die Abdichtung der einzelnen Wandsegmente untereinander erfolgt mit metallischen O-Ringen, die auch schon in der Reaktortechnik Anwendung gefunden haben /4.1/. Diese Dichtringe bestehen aus einem Hohlprofil mit Kreisquerschnitt (vor der Montage), welches zur Überdruckseite hin angebohrt ist. So unterstützt das Druckmedium den Anlage- druck zwischen Dichtung und Bauteil und erhöht gleichzeitig das elastische Federungsvermögen /4.2/ (siehe Abb. 4-4).

Die Abdichtung der Fuge erfolgt soweit innen wie möglich bei einem wirksamen Durchmesser von 730 mm. Nur so läßt sich die durch den hohen Gasdruck hervorgerufene Axialkraft technisch beherrschen. Nebenbei ergibt sich der Vorteil, daß die weiter außen liegenden Bohrungen der Axialverspannung nicht

mehr von dem Innendruck beaufschlagt werden und aufwendig abgedichtet werden müssen.

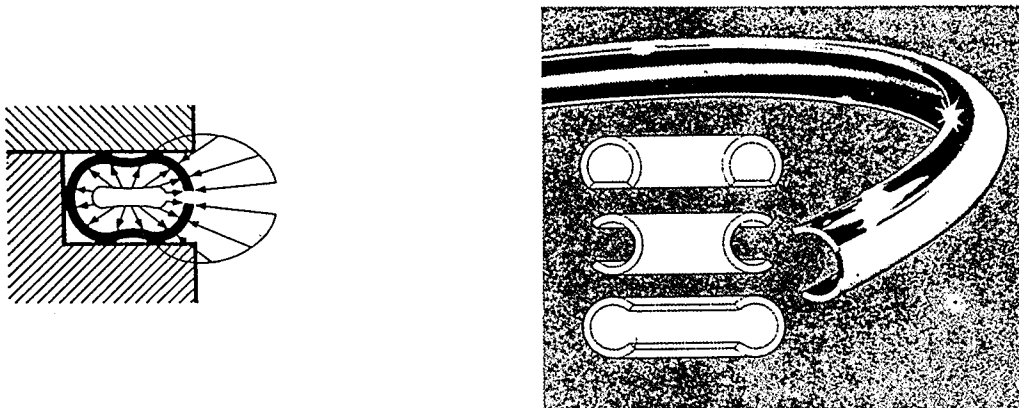


Abb. 4-4 : Metallische O- und C-Ringe (aus /4.1/)

Die O-Ringe werden immer paarweise mit 30 mm radialem Abstand eingesetzt, so daß aus dem drucklosen Zwischenraum ein Absaugkanal zur Lecküberwachung herausgeführt werden kann.

Allerdings kann die Prüfleitung nicht direkt über die Außenkontur der Wandsegmente herausgeführt werden, da die Radialspannringe den Behälter vollständig umschließen, so daß es an dem nötigen Platz fehlt.

Es liegt nahe, die Leitung nur bis zu den drucklosen Axialbohrungen zu führen und diese dann weiter oben im Behälterdeckel wieder "anzuzapfen" und radial nach außen zu führen. Wenn für jede Fuge eine andere Axialbohrung benutzt wird, ist eine eindeutige Lokalisierung eines eventuellen Lecks gegeben.

Die Wandstärke der Segmente beträgt 400 mm und erscheint in Relation zu den übrigen Behälterabmessungen eventuell überdimensioniert, stellt aber dennoch ein Optimum dar. Nur so konnten mehrere, teilweise sich gegenläufig beeinflussende Faktoren miteinander in Einklang gebracht werden.

4.2 Der Boden des Druckbehälters

Die vorliegende Form des Behälterbodens ist das Ergebnis einer Reihe von Optimierungsschritten, die wegen der komplexen mechanischen Randbedingungen mit Hilfe der FEM durchgeführt wurden.

Im Gegensatz zu eher massiven, plattenartigen Böden werden bei dieser Bauweise wesentlich günstigere Spannungsverläufe mit vergleichsweise weniger Aufwand erzielt.

Dieser dem Gasdruck entgegengewölbte Behälterboden weist sehr günstige, harmonisch verlaufende Isospannungslinien auf. Analog verhält sich der Kraftfluß, der von der druckbeaufschlagten Innenseite über die Kugelschale in die Außenbereiche zu den Schraubköpfen der Axialverspannung hin abfließt.

Außerdem verhält sich die Konstruktion im Bereich der Kontaktfuge zum zylindrischen Behälterteil elastischer als eine vergleichbare Platte, so daß keine Spannungsspitzen infolge Verkanten hervorgerufen werden.

Darüberhinaus wird bei diesem Entwurf im Vergleich zum massiven Behälterboden mit deutlich weniger Materialaufwand das gleiche Ziel erreicht.

Die Bohrung im Scheitelpunkt der Kugelschale dient zur Aufnahme einer Berstscheibe und zur Ableitung Gases in einen Auffangbehälter.

Der unterhalb des Bodens sich anschließende Ringkörper dient zur Abstützung der 95 to schweren Konstruktion. Der Flächen-
druck zwischen beiden Bauteilen ist sehr gering und liegt bei $< 4 \text{ N/mm}^2$.

4.3 Deckel und Verschluß des Druckbehälters

Aus den oben dargelegten Gründen wurde zur Realisation eines einfach zu betätigenden, funktionssicheren, verschleißarmen Verschlusses mit günstigen Festigkeitseigenschaften das Prinzip eines Kugelhahns ausgewählt.

In den Abbildungen 4-5 und 4-6 ist der Behälterverschluß im Schnitt und in der Draufsicht dargestellt. Der eigentliche Ventilkörper ist zur Verdeutlichung in Abbildung 4-7 noch einmal perspektivisch gezeichnet.

Die vorliegende Konstruktion ist das Ergebnis einer recht aufwendigen Optimierungsfolge. Insbesondere durch die Probleme bei der Berechnung gekoppelter Strukturen mit Hilfe der FEM (vergl. Kap. 5) entwickelte sich diese Idee zum zentralen Thema der Arbeit.

Der erfolgreiche Abschluß dieser Bemühungen zeigt, daß sich der investierte Aufwand gelohnt hat. Deutlich wird dies in einem besonders wichtigen Punkt, nämlich dem Kontaktdruck zwischen Kugelkörper und Gehäuse. In einem anfänglichen Entwurf wurde die Variante eines Großkugelventils aus der Pipelintechne untersucht. Hier tauchten wesentlich zu hohe Kontaktdrücke auf. Im Vergleich dazu konnte der mittlere Kontaktdruck von anfangs 100 % mit der vorliegenden Konstruktion auf nur 16 % verringert werden.

Das Gehäuse zur Aufnahme des Ventilkörpers ist horizontal zweigeteilt und wird in gleicher Weise wie die Segmente der Zylinderwand in axialer Richtung mit verspannt. Die beiden ringartigen Teile sind hinsichtlich ihrer Hauptabmessungen identisch und unterscheiden sich nur im Detail. Um Kosten zu sparen, können also zunächst zwei gleiche Ringe gegossen werden, die dann durch spanabhebende Bearbeitung ihre jeweilige Kontur erhalten.

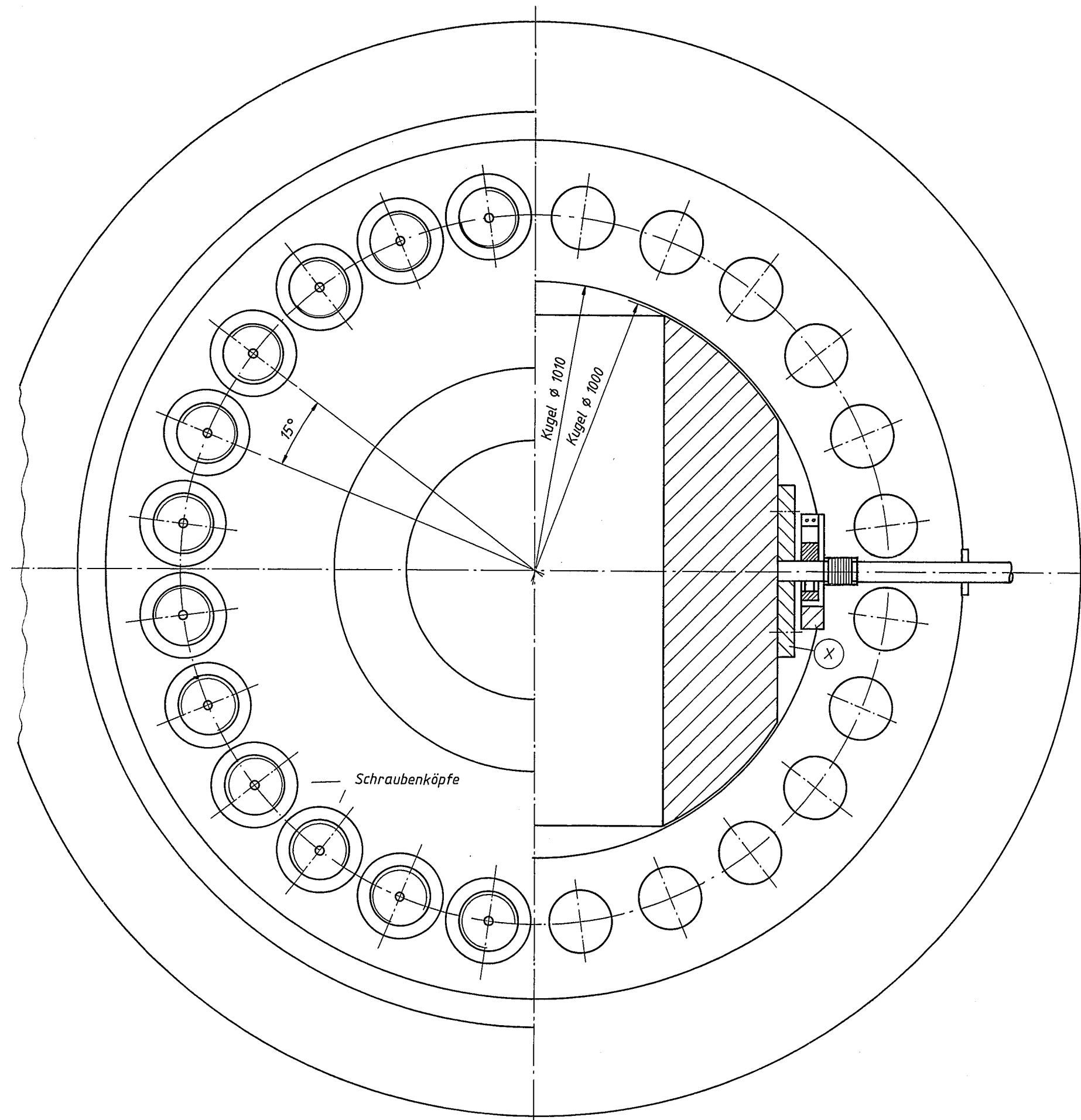
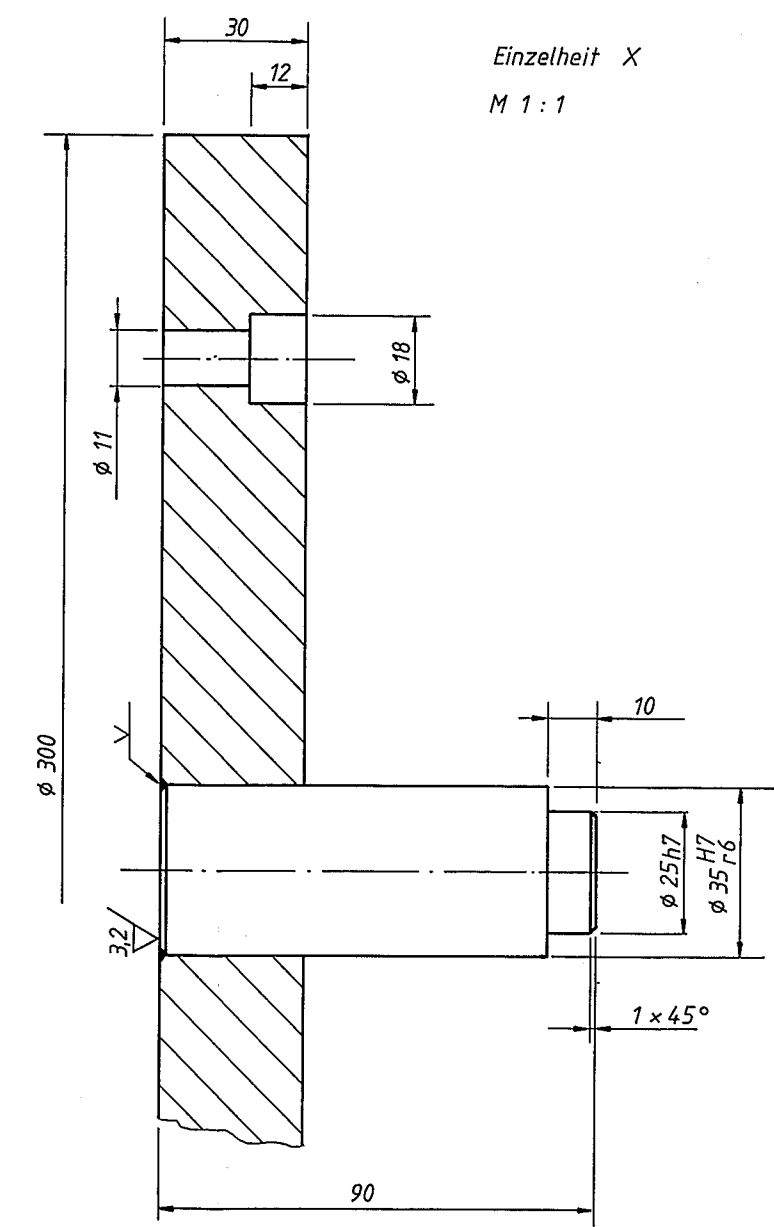


Abb. 4-6 : Verschlußsystem in der Draufsicht



Einzelheit X
M 1:1

Verwendungsbereich		Zul. Abweichung DIN 7168 <i>m</i>	Oberfläche DIN ISO 1302	Maßstab 1 : 5	Gewicht
		Werkstoff, Halbzeug Rohteil-Nr. Modell- oder Gesenk-Nr.			
		Datum	Name	Benennung	
		Bearb.		Kugelventil (Draufsicht)	
		Gepr.			
		Norm			
		Zeichnungsnummer			Blatt
		KV - V2 - 2			Bl
Zust.	Änderung	Datum	Name	Urspr.	Ers. f. / Ers. d.

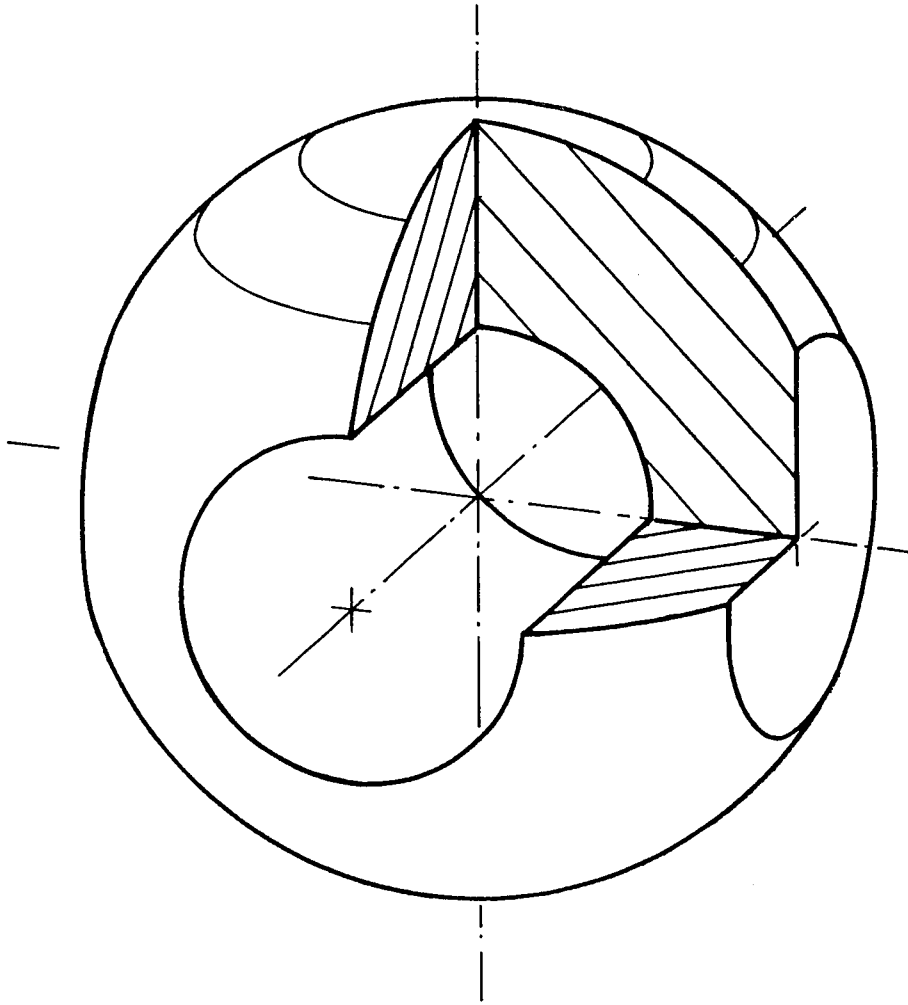


Abb. 4-7 : Verschlußkugel mit ringförmiger Kontaktzone

Besonderes Charakteristikum des Verschlußsystems ist die völlig berührungsfreie 90-Grad-Drehung der Kugel zwischen ihren beiden Endlagen. Bisherige bekannte Kugelhähne sind dagegen so konzipiert, daß der Kugelkörper fest von dem Gehäuse umschlossen wird. Die sich berührenden Oberflächen müssen dabei besonderen Anforderungen genügen, da die drei Funktionen Abdichten, Kraftübertragen und Lagern bei gleichzeitiger Verschleißfestigkeit gewährleistet sein müssen.

Bei dem hier vorgestellten Prinzip sind diese drei Funktionen bewußt getrennt worden, um keine Kompromisse eingehen zu müssen, sondern um eine für die jeweilige Funktion optimale Lösung zu ermöglichen.

Im Übrigen mußte die Lagerung ohnehin auf eine andere Art und Weise bewerkstelligt werden, um einen möglichst verschleißfreien Betrieb zu erhalten. Wegen der zu erwartenden unterschiedlichen Wärmedehnungen zwischen Gehäuse und Kugel und der daraus resultierenden Verspannungen mußte die Kugel selbst in abdichtender Stellung entsprechend radiales Spiel aufweisen. Und da nur statisch wirkende Dichtelemente zur Verfügung stehen /4.3/, muß auch die Drehung der Kugel berührungsfrei vom Dichtelement erfolgen.

Zunächst zur Abdichtung : Sie erfolgt bereits am unteren Teil der Kugel, der dem Druckbehälter zugewandt ist. Dadurch wird das Druckmedium mit der ersten sich bietenden Möglichkeit zurückgehalten. Dies erweist sich als sehr günstiger Effekt, da das Druckmedium nicht noch in den relativ großen kugelförmigen Raum des Drehverschlusses eintritt, was einige Probleme nach sich gezogen hätte. Unter Anderem hätte sich die Axialkraft unzulässig stark erhöht.

Der Dichtring ist in der kugelringförmigen Oberfläche eines zylindrischen, vertikal verschiebbaren Ringes untergebracht (siehe Abb. 4-8). Der Wirkdurchmesser der Dichtung beträgt 470 mm, d.h. auf diese projizierte Kreisfläche wirkt der Behälterinnendruck ein und drückt die Kugel entsprechend gegen den oberen Teil des Gehäuses.

Der Dichtring besteht aus PTFE mit metallischem Stützring (s. Abb. 4-9) oder alternativ aus Kupfer mit Stützring /4.3/.

Der verschiebbare Ring ist an der gestuften Unterseite für das Gas durchlässig, so daß dieses in den Radialspalt zwischen Ring und Gehäuse eintreten kann. Die Abdichtung erfolgt dort erst relativ weit oben an einer genau bestimmten

Stelle. Indem so die zylindrische Fläche an der Innenseite derjenigen der Außenseite größenmäßig exakt entspricht, wird in radialer Richtung der Gleichgewichtszustand erzielt. Es kommt also unabhängig von verschiedensten Betriebsdrücken zu keiner radialen Verformung des zylindrischen Rings und damit auch nicht zu einem Verkleben mit Betriebsausfall.

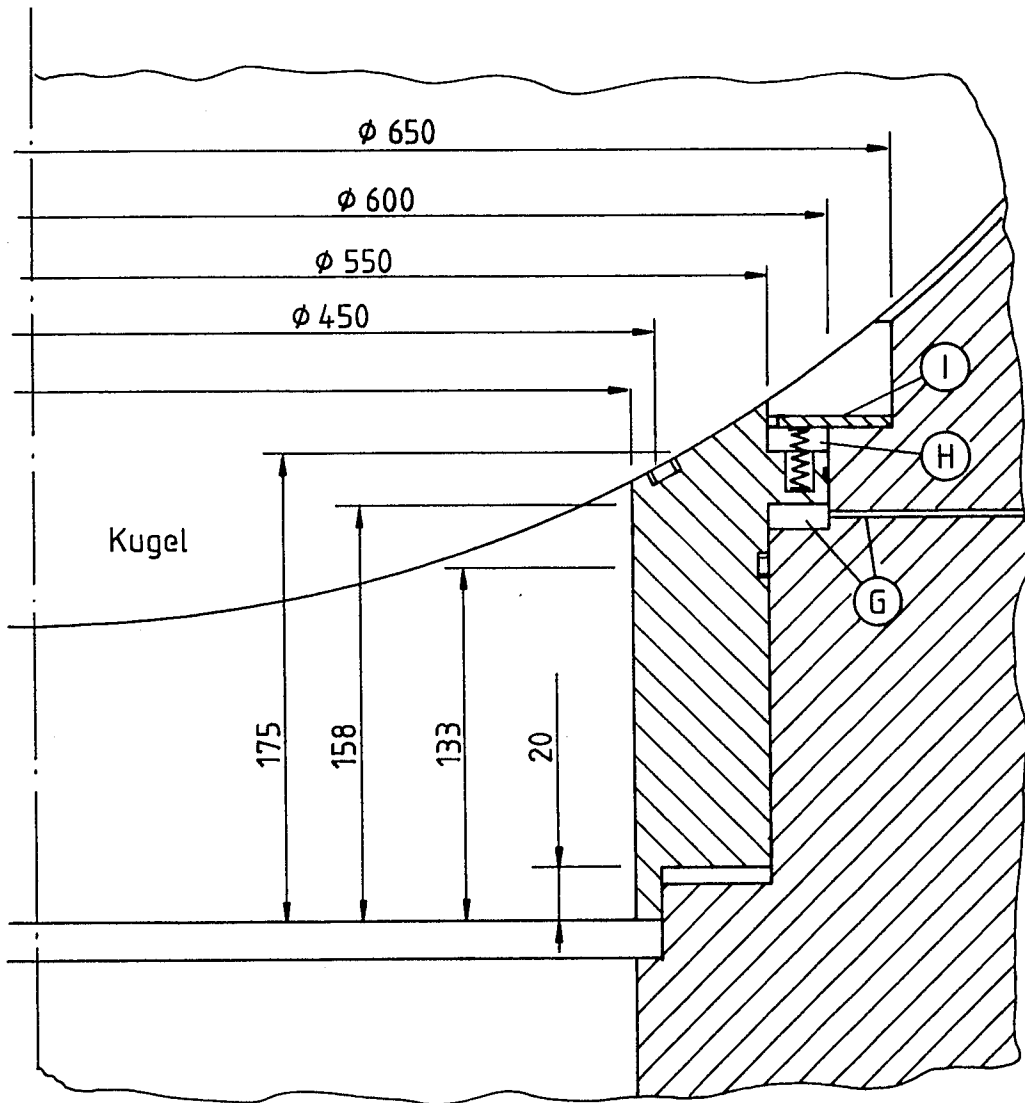


Abb. 4-8 : Teilansicht des vertikal beweglichen Dichtsystems

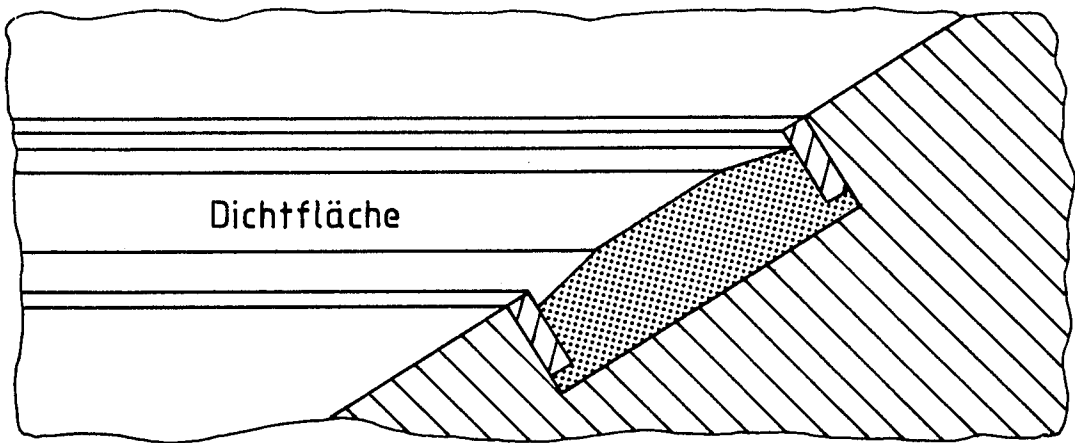


Abb. 4-9 : PTFE- oder Kupferdichtung mit Stützringen

Da weiterhin das Gas nur auf die untere stirnseitige Ringfläche einwirkt, wird der Ring bereits ab ca. 5 bar Überdruck angehoben und gegen die Verschlüßkugel gedrückt, wo er dem jeweiligen Innendruck entsprechend für den notwendigen Anpreßdruck der dort eingebauten Dichtung sorgt.

Zur Unterstützung der vertikalen Hubbewegung ist an der Außenkontur des Ringzylinders ein Absatz vorgesehen, der einen zusätzlichen ringförmigen Hohlraum abschließt (siehe Punkt G). Durch Einleitung von Argon aus einem Hilfssystem kann so künstlich der nötige Anpreßdruck an der Kugel erzeugt werden, was insbesondere bei zu geringem Behälterdruck der Fall sein wird.

Oberhalb des angesprochenen Absatzes ist ein weiterer Hohlraum vorgesehen (siehe Punkt H), der aus Platzgründen nicht weiter abgedichtet ist, so daß sich dort der Umgebungsdruck aus dem oberen Kugelraum einstellt. Stattdessen sind in diesem Ringraum mehrere gleichmäßig auf dem Umfang verteilte Druckfedern untergebracht, die sich gegen die mit dem Gehäuse verbundene Ringplatte abstützen (siehe Punkt I). Bei Druckentlastung im Behälter und im unteren Ringraum wird der Zylinderring damit entsprechend nach unten bewegt.

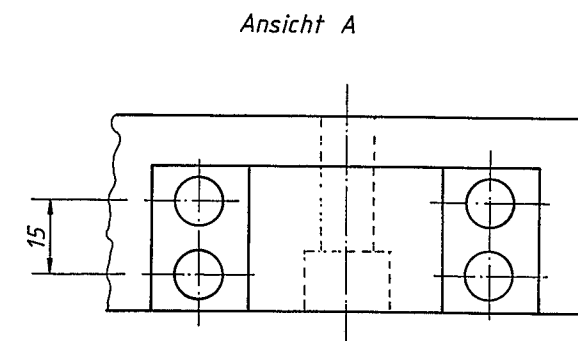
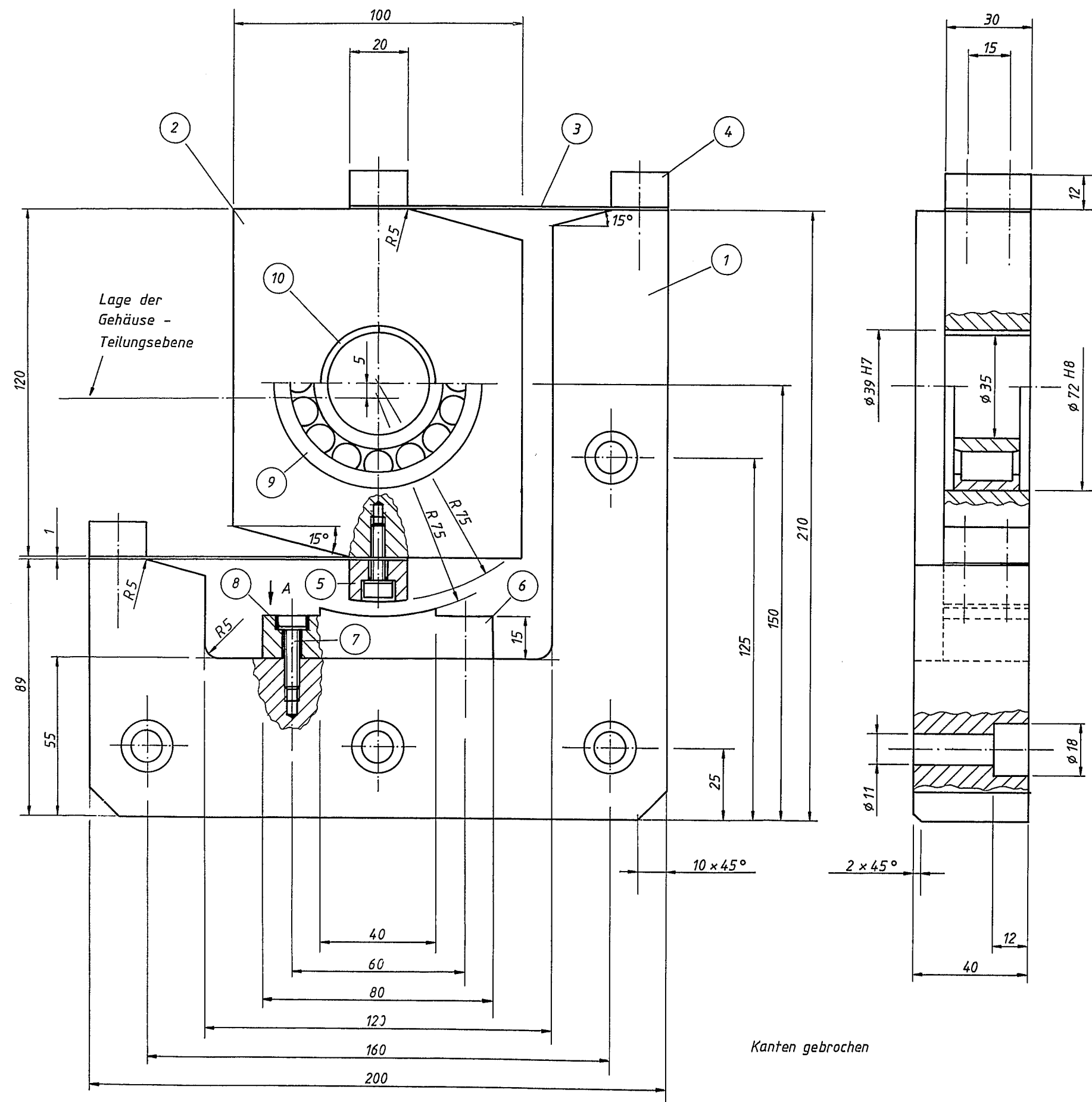
Im geschlossenen Zustand und bei Behälterüberdruck wird die Ventilkugel vertikal nach oben belastet und entsprechend im oberen Gehäuseteil abgestützt. Der Kontakt zwischen Kugel und Gehäuse ist auf eine genau errechnete ringförmige Zone der Kugeloberfläche beschränkt (vergl. Abb. 4-5). Außerhalb dieser Zone wird durch einen Spalt von radial 5 mm dafür gesorgt, daß keine weiteren Kontakte zwischen Kugel und Gehäuse auftreten können.

Diese Anordnung ist in mehrer Hinsicht sinnvoll: Zum einen wird damit der thermischen Verformung Rechnung getragen, die im ungünstigsten Fall eine radiale Überschneidung von 1,125 mm hervorgerufen hätte. Eine Betätigung des unter Preßpassung stehenden Verschlusssystems wäre dann natürlich nicht mehr möglich gewesen.

Zum anderen ließ sich durch diese konstruktive Maßnahme der Kraftfluß in sehr günstiger Weise von der unteren Kugelkalotte über die Seitenwangen der Kugel und senkrecht über die geneigte Kontaktzone (reiner Druck) zu den Schraubköpfen der Axialverspannung hinlenken.

Da die Verschlusßkugel vor dem Öffnen des Behälters erst translatorisch abgesenkt wird, um von der oberen Kontaktfläche freizukommen, ist eine spezielle Kugelführung und -lagerung notwendig. Außerdem muß die Lagerung die Kugel nach dem Absenken in einer bestimmten Höhe halten, damit das untere Dichtsystem noch weiter abgesenkt werden kann und so auch die untere Kontakt- und Dichtfläche freikommt.

In der Abbildung 4-10 ist die Konstruktion dargestellt, die genau diese Anforderungen erfüllen kann.



Pos.	Anz.	Benennung	Norm-Kurzbezeichnung
1	1	Lagerhalter	St 52
2	1	Lageraufnahme	St 37
3	2	Blattfeder	X7 CrNiAl 17 7
4	3	Federbefestigung	St 37
5	1	Federbefestigung	St 37
6	1	Auflage	St 37
7	12	Inbusschraube	M6x20, DIN 7984
8	12	Unterlegscheibe	Scheibe 6,4, DIN 433
9	1	Zylinderrollenlager	NU 2207 EC (SKF)
10	1	Trockengleitlager	GLY.PG 353930 F (SKF)

Verwendungsbereich	Zul. Abweichung DIN 7168 mS	Oberfläche DIN ISO 1302	Maßstab 1:1	Gewicht
	Datum	Name	Werkstoff, Halbzeug Rohteil-Nr. Modell- oder Gesenk-Nr.	
Bearb.			Benennung	
Gepr.			Ventil-Lager (Parallelführung)	
Norm			Zeichnungsnummer	
			VL - V1 - 1	
Zust.	Änderung	Datum	Name	Urspr.
				Ers. d.

Abb. 4-10 : Ventillagerung mit Parallelführung

Der Lagerhalter (1) ist ortsfest mit dem Druckbehälter verbunden, während die Lageraufnahme (2) über zwei in vertikaler Richtung elastische Blattfedern angehängt ist. Wird nun das Lager vertikal bewegt, so tritt zwar aufgrund der Federauslenkung auch eine Querbewegung ein, die sich wegen der symmetrisch angeordneten Federn nur in einer kleinen Drehbewegung der Lageraufnahme äußert.

Der Wellenmittelpunkt hingegen bewegt sich auf einer absolut geradlinigen und vertikalen Bahn, da er kinematisch gesehen genau mit dem Symmetriezentrum zusammenfällt.

Das Absenken der Kugel erfolgt daher exakt auf der Behälterachse und wird während dieser Bewegung noch von dem unteren Dichtsystem gestützt.

Nach wenigen Millimetern setzt dann die Lageraufnahme mit dem Bauteil (5) auf das Teil (6) auf, so daß erst jetzt das gesamte Kugelgewicht über die Lagerung abgestützt wird und das untere Dichtsystem entlastet und weiter abgesenkt werden kann.

Neben der exakten Lagerung und spielfreien Führung der Kugel zeichnet sich die Konstruktion durch einfache Bauweise und verschleiß- und wartungsfreie Funktion aus. Das gilt auch für das ausgesuchte Trockengleitlager.

Die Betätigung der Ventilkugel erfolgt rein mechanisch über eine gelenkig angeschlossene Welle, die in Höhe der Trennfuge zwischen den beiden Gehäuseteilen aus dem stets drucklosen Ventilraum nach außen führt. Für die genau zu positionierende Ventildrehung ist ein elektrischer Stellmotor vorgesehen.

Da der Steg zwischen zwei Axialbohrungen aufgrund anderer Restriktionen so eng wie möglich gewählt wurde, steht nur ein begrenzter Bauraum für die Welle zur Verfügung. So ist bei weitgehender Ausnutzung der Geometrie die Wellenbohrung auf 40 mm beschränkt. Bei Verwendung von kleinbauenden Gleitlagern z.B. vom Typ GLYCODUR (SKF) kann dann eine Welle

von 37 mm Durchmessern verwendet werden. Dieses Maß ist für die auftretenden Belastungen mehr als ausreichend. Der Einbau dieser Gleitlager hat zudem den Vorteil, daß die (geringen) Verformungen gerade hier an der Trennfuge zwischen zwei Bauteilen nicht zum Verklemmen der Welle führen, da das Lagermaterial entsprechend nachgiebig ist.

Die gelenkige Verbindung zwischen der lagefesten äußeren Welle und der vertikal beweglichen, innen liegenden Kugellagerung erfolgt mittels einer Metallbalgkupplung, die in der Abbildung 4-11 skizziert ist.

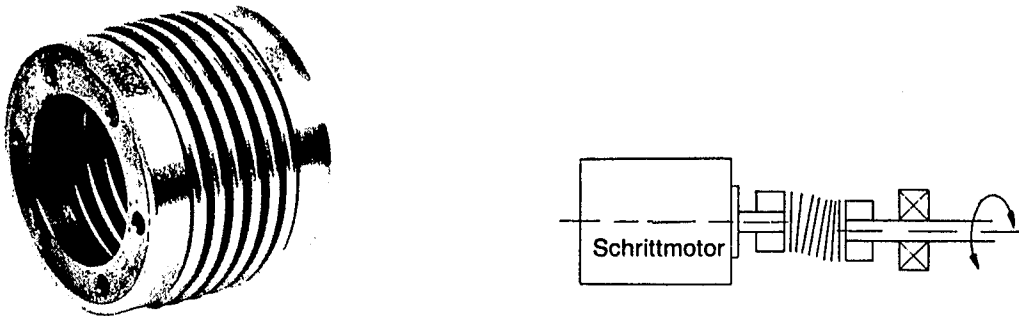


Abb. 4-11 : Ansicht und Prinzipskizze der Metallbalg-
Kupplung (aus /4.4/)

Eine derartige Kupplung bietet die Möglichkeit, axiale und radiale bzw. angulare Lagedifferenzen zweier Wellen ausgleichen zu können.

Als weitere herausragende Eigenschaft ist die absolut spielfreie und verdrehsteife Drehmomentübertragung zu nennen.

Durch den völlig verschleiß- und wartungsfreien Betrieb ist diese Kupplung für die vorliegende Anwendung besonders geeignet.

5. BERECHNUNG UND DIMENSIONIERUNG

5.1 AXIALVERSPANNUNG

Der maximale Betriebsdruck der HIP-Anlage ist mit 2000 bar (200 N/mm²) festgelegt worden.

Der maximal zulässige Höchstdruck wird als derjenige Druck definiert, bei dem die Axialverspannung soweit beansprucht wird, daß Fugenklaffen auftritt. Das heißt, der Kontaktdruck in den verspannten Bauteilen wird dann gerade in diesem Moment zu 0 bar. Dieser Ansatz verfolgt den Sicherheitsaspekt, daß bei einem unzulässigen Druckanstieg im Behälter sozusagen konstruktionsbedingt die Dichtfunktion zwischen den Bauteilen versagt und damit für einen zusätzlichen Druckabbau sorgt.

Bei vergleichbaren Konstruktionen der schwedischen Firma ASEA wird als Höchstdruck

$$P_{\max} = 1,05 * P_{\text{betr.}}$$

angesetzt.

Für diese vorliegende Konstruktion jedoch wurde der Sicherheitsabstand noch etwas vergrößert und der Maximaldruck

$$P_{\max} = 1,10 * P_{\text{betr.}}$$

gewählt. Also bei einem Innendruck von 2200 bar soll die Axialvorspannung des Behälters aufgehoben sein.

5.1.1 Inneres Axialspannsystem

Da die Axialkraft sehr schnell mit dem Quadrat des Behälterinnendurchmessers zunimmt, ist die logische Konsequenz, diesen Durchmesser so klein wie nur möglich zu halten.

Im Vergleich zu einer Abdichtung an der Außenseite der Be-

hälterwand (z.B. durch Dichtschweißen) ergibt sich bei einer Dichtung direkt an der Behälterinnenseite eine Reduzierung der Axialkräfte um den Faktor 4,2 .

Dennoch sind gemessen an dem zur Verfügung stehenden Bauraum die Kräfte noch so hoch, daß nur die Verwendung eines besonders hochfesten Spannstahls vom Typ Ultrafort 6998 in Frage kommt. Anstelle von Spannkabeln können in diesem Fall nur massive Dehnschrauben eingesetzt werden werden /5.1.1/. Die nutzbaren Innenabmessungen sind durch die vorzusehende Verwendung von COGEMA-Kannen vorgegeben. Unter Berücksichtigung der notwendigen Einbauten ergibt sich ein Behälterinnendurchmesser von

$$D_{Bi} = 700 \text{ mm}$$

Der wirksame Durchmesser gemessen an der Dichtung beträgt

$$D_{imax} = 730 \text{ mm} \quad .$$

An dieser Stelle muß angemerkt werden, daß dies der größte druckbeaufschlagte Durchmesser innerhalb des gesamten Behälters ist.

Demnach beträgt die Axialkraft am Behälterdeckel

$$F_{ax} = 9,208 * 10^7 \text{ N}$$

und die Schraubenkraft bei 24 Schrauben

$$F_S = 3,837 * 10^6 \text{ N} \quad .$$

Unter Berücksichtigung des wirksamen Spannungsquerschnitts eines normalen Feingewindes mit 105 mm Nenndurchmesser beträgt die Axialspannung

$$\sigma_{ax} = 494,4 \text{ N/mm}^2$$

Nach der KTA-Regel 3201.2 , Abschnitt 7.7 Spannungs-kategorien, wird für Schrauben folgender Spannungsver-gleichswert angegeben :

$$S_m = 1/3 * R_{p0,2}$$

Das heißt, gegenüber der Spannung, die eine bleibende Dehnung von 0,2 % hervorruft, wird ein Sicherheitsbeiwert von 3 angesetzt. Gegenüber der tatsächlichen Bruchspannung ergibt sich ein entsprechend höherer Sicherheitsabstand.

Für den hochfesten Spannstahl 'Ultrafort 6998' als Schrau-benmaterial /5.1.1/, /5.1.2/ erhält man für S_m :

$$S_m = 516 \text{ N/mm}^2$$

Damit ist die Sicherheit nach der KTA-Regel gewährleistet, da

$$\sigma_{ax} < S_m \quad .$$

Das heißt, es ergibt sich ein Sicherheitsfaktor von 3,14 für eine Störfallsituation.

Bei maximalem Betriebsdruck von 2000 bar liegt der Sicher-heitsfaktor gegenüber der $\sigma_{0,2}$ -Dehngrenze bei 3,45 .

An dieser Stelle sollte noch angemerkt werden, daß die Dehnschrauben hydraulisch und drehmomentfrei vorgespannt werden. Das heißt, die Schrauben werden rein axial belastet. Es liegt also der eindimensionale Spannungszustand vor, der direkt mit den Festigkeitskennwerten verglichen werden kann.

In der Abbildung 5.1-1 ist das Verspannungsdiagramm für den HIP-Behälter in der langen Version dargestellt. Die relativ flach geneigte Gerade kennzeichnet die Federsteifigkeit der

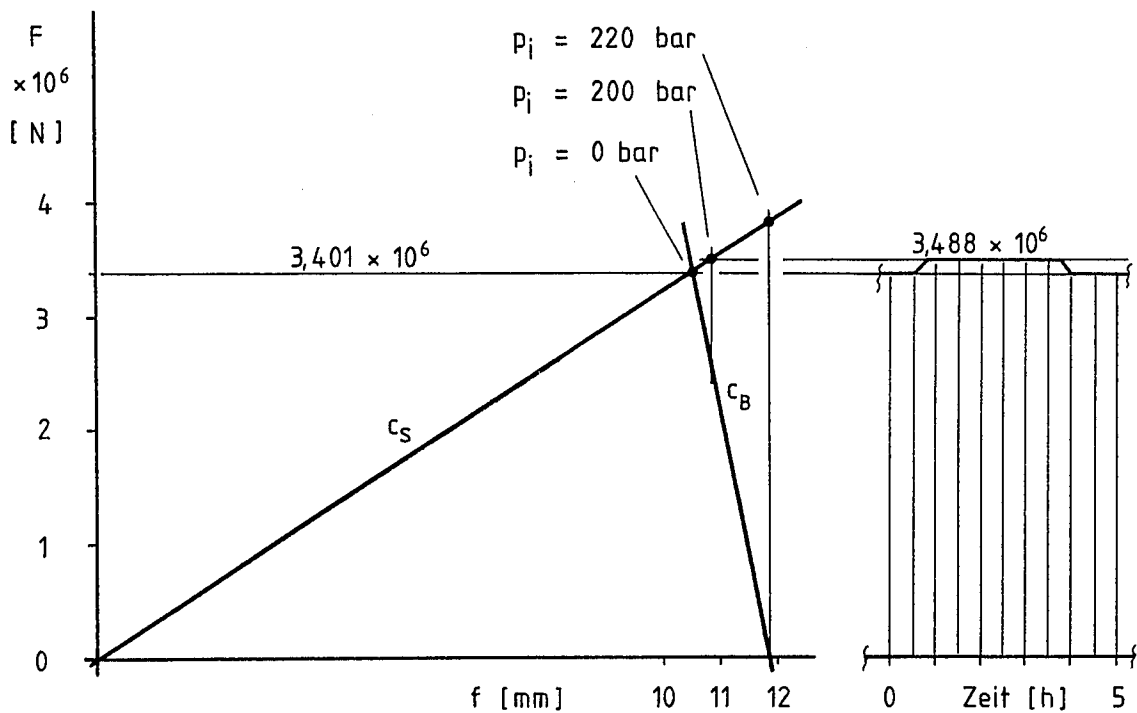


Abb. 5.1-1 : Verspannungsdiagramm der Behälter-Schraube-Kombination

Dehnschrauben, die steile Gerade entsprechend die des Behälters. Es sind 3 'Betriebspunkte' für 0, 2000 und 2200 bar Innendruck gekennzeichnet. Für einen üblichen HIP-Zyklus zwischen 0 und maximal 2000 bar ist außerdem ein Lastwechsel der Schraube dargestellt. Charakteristisch ist die leicht schwellende Zugbelastung bei allgemein hohem Spannungsniveau. Es liegt somit keine rein schwellende Last vor. Betrachtet man zusätzlich für einen Lastwechsel den Gradienten, mit dem die Axialspannung pro Zeiteinheit ansteigt, so erhält man den Wert

$$\frac{\Delta \sigma}{\Delta t} = 0,19 \text{ N/mm}^2 \text{sec}$$

Da zeitabhängige Spannungsverläufe mit einem Gradienten von

$$\frac{\Delta \sigma}{\Delta t} < 10 \quad \text{N/mm}^2 \text{sec}$$

als quasistatischer Lastfall angesehen werden, liegt der vorgegebene Zyklus deutlich unter dieser Marke und erübrigt die Bestimmung der zulässigen Lastspielzahl.

Anmerkung :

Für die reine Schwellbelastung mit einer Frequenz von 360000/h (tatsächlich jedoch nur 0,3/h) liegen über den Spannstahl Meßergebnisse vor /5.1.2/. Für diese wesentlich höhere Materialbeanspruchung ergeben sich Lastspielzahlen von min. 80000 bei 300 °C.

Das bedeutet unter Berücksichtigung der HIP-Zyklen eine Nutzphase von gut 70 Jahren.

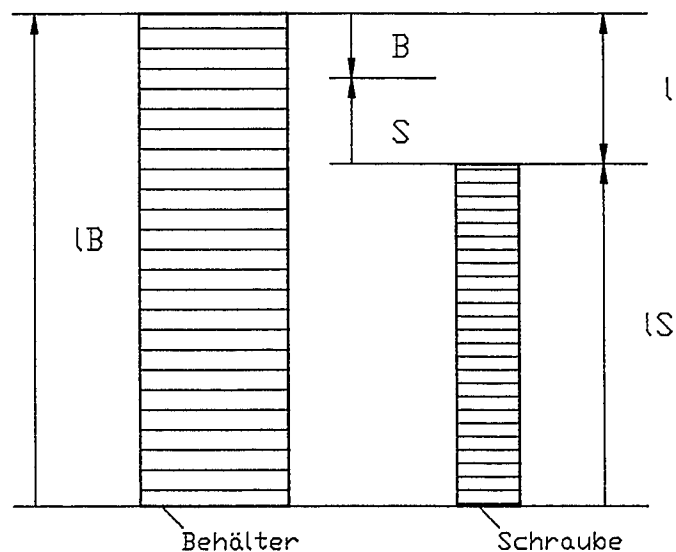


Abb. 5.1-2 : Unterschiedliche thermisch bedingte Längenänderungen

Abschließend werden noch die thermisch bedingten Spannungen, die laut KTA-Regel 3201.2 als sogenannte sekundäre Spannungen eingestuft werden, betrachtet.

Aufgrund verschiedener Materialausdehnungskoeffizienten wird in diesem Fall eine Spannungserhöhung im Schraubenquerschnitt erwartet. In der Abbildung 5.1-2 sind die unterschiedlichen Längenänderungen der Behälterwand und einer Schraube bei Temperaturerhöhung skizziert. Der Gleichgewichtszustand ist dann erreicht, wenn die Wand um den Betrag η_B gestaucht und die Schraube um η_S gedehnt wird.

Die Gesamtdifferenz der Dehnungen wird mit $\Delta\Delta l$ bezeichnet :

$$\Delta\Delta l = \Delta l_B - \Delta l_S$$

Dieser Betrag setzt sich andererseits aus den noch zu bestimmenden Zwangsverschiebungen η_B und η_S zusammen :

$$\Delta\Delta l = \eta_B + \eta_S \quad \text{--->} \quad \eta_S = \Delta\Delta l - \eta_B$$

Mit der thermisch bedingten Längenänderung

$$\Delta l = \alpha * l * \Delta\theta$$

und den folgenden Werten

$$\begin{aligned} \alpha_B &= 11 * 10^{-6} && 1/^{\circ}\text{C} \\ \alpha_S &= 10 * 10^{-6} && 1/^{\circ}\text{C} \\ l &= 5100 && \text{mm} \\ \Delta\theta &= 150 && ^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

erhält man

$$\begin{aligned} \Delta l_B &= 8,415 \text{ mm} \\ \Delta l_S &= 7,65 \text{ mm} \\ \text{und } \Delta\Delta l &= 0,765 \text{ mm} \end{aligned}$$

Der Gleichgewichtsfall ist gegeben, wenn die Zugkraft in der Schraube dem Betrag nach gleich groß ist wie die Druckkraft auf den Behälter

$$F_{\text{Zug,S}} = F_{\text{Druck,B}} \quad \text{bzw.}$$

$$(\eta_B/l) * E_B * A_B = (\eta_S/l) * E_S * A_S$$

mit E_B, E_S = E-Modul Behälter bzw. Schraube
 A_B, A_S = Querschnittsfläche Behälter, Schraube

Mit den Werten

$$\begin{aligned} E_B &= 177000 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{bei } 200 \text{ }^\circ\text{C}) \\ E_S &= 172600 \text{ N/mm}^2 \quad (\text{bei } 200 \text{ }^\circ\text{C}) \\ A_B &= \pi/4 * (D_{Ba}^2 - D_{Bi}^2) * 1/24 - \pi/4 * D^2 \\ &= 48068 \text{ mm}^2 \\ A_S &= 7760 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

erhält man für die Stauchung des Behälters

$$\eta_B = 0,129 \text{ mm}$$

und damit die Dehnung der Schraube

$$\eta_S = 0,636 \text{ mm} .$$

Die durch eine Temperaturerhöhung von 150 °C hervorgerufene zusätzliche Zugspannung in der Schraube beträgt demnach

$$\sigma_{\theta S} = 21,5 \text{ N/mm}^2 .$$

Das ist ein vergleichsweise recht geringer Wert, der die Betriebssicherheit nicht gefährdet, da das Auslegungskriterium nach KTA-Regel 3201.2 weiterhin erfüllt wird.

5.1.2 Äußeres Axialspannsystem

Das zweite, außenliegende Axialspannsystem ist zwar anders aufgebaut als das erste, weist aber dennoch einige Gemeinsamkeiten auf.

So werden die Anzahl und der Durchmesser der Dehnschrauben beibehalten, wobei sich die wirksame Schraubenlänge aufgrund der notwendigen Auflagekörper zur Lasteinleitung auf 7000 mm erhöht.

Im Folgenden beschränkt sich daher der Festigkeitsnachweis auf diese ringförmigen Auflagekörper.

Aufgrund der Bauteilgeometrie und der verschiedenen Lasteinwirkungen erfolgt die Auslegung mittels der Finite-Elemente-Methode. Von verschiedenen Geometrievarianten ist in der Abbildung 5.1-3 ist das endgültige Modell skizziert.

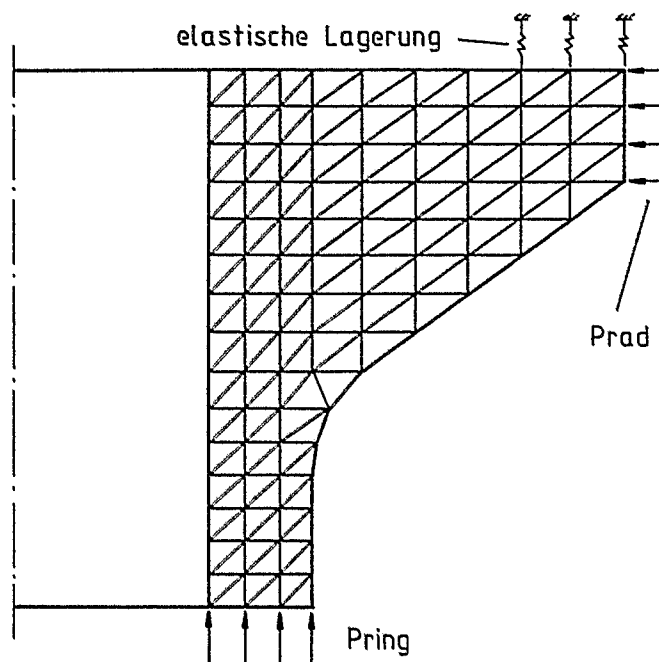


Abb. 5.1-3 : Modell und Randbedingungen der FE-Rechnung
156 Elemente , 355 Knoten

Der in Achsrichtung wirkende Druck P_{Ring} ist vorgegeben und resultiert aus der gesamten Axialkraft im Störfall

$$F_{\text{ax}} = 9,208 \cdot 10^7 \quad \text{N}$$

Damit beträgt der Druck auf dieser Ringfläche für das obere Bauteil

$$P_{\text{Ring,o}} = 185 \quad \text{N/mm}^2$$

und für das untere Bauteil unter Berücksichtigung des Eigengewichts

$$P_{\text{Ring,u}} = 187 \quad \text{N/mm}^2$$

also nur unwesentlich mehr.

Um das Kippmoment zwischen dem axialen Druck und der außen angreifenden Verschraubung aufzufangen, ist im oberen Bereich ein radial wirkender Druck notwendig, den es noch zu bestimmen gilt.

Weiterhin wurde die Axialverschraubung durch ein angekoppeltes biegeweiches Bauteil realisiert, was den Vorteil gegenüber anderen Methoden hat, daß die Bewegung des zu untersuchenden Bauteils in keiner Weise behindert wird. Insbesondere wird so die erwartete Kippbewegung zugelassen. Die Rechnung erfolgte zur Erzielung einer hohen Genauigkeit mit Zwischenpunkten.

Die günstigsten Ergebnisse wurden bei einem radialen Vorspanndruck von

$$P_{\text{rad}} = 120 \quad \text{N/mm}^2$$

erreicht.

Die Verformung für diesen Lastfall ist in der Abbildung 5.1-4 dargestellt. Es ist deutlich die leichte, aber unvermeidbare Kippbewegung im oberen Bereich zu erkennen.

Weiterhin ist zu sehen, daß man die Kontur zur zylindrischen Beschickungsöffnung hin annähernd verformungsfrei halten kann.

Wie die Isospannungslinien in den Abbildungen 5.1-5 und 5.1-6 zeigen, erhält man mit der gewählten Radialverspannung sehr günstige Ergebnisse, die in keinem Fall den Grenzwert von 30 N/mm^2 überschreiten.

Auch die Vergleichsspannungen fallen relativ niedrig aus, so daß insgesamt keine außergewöhnlich hohe Materialbeanspruchung vorliegt.

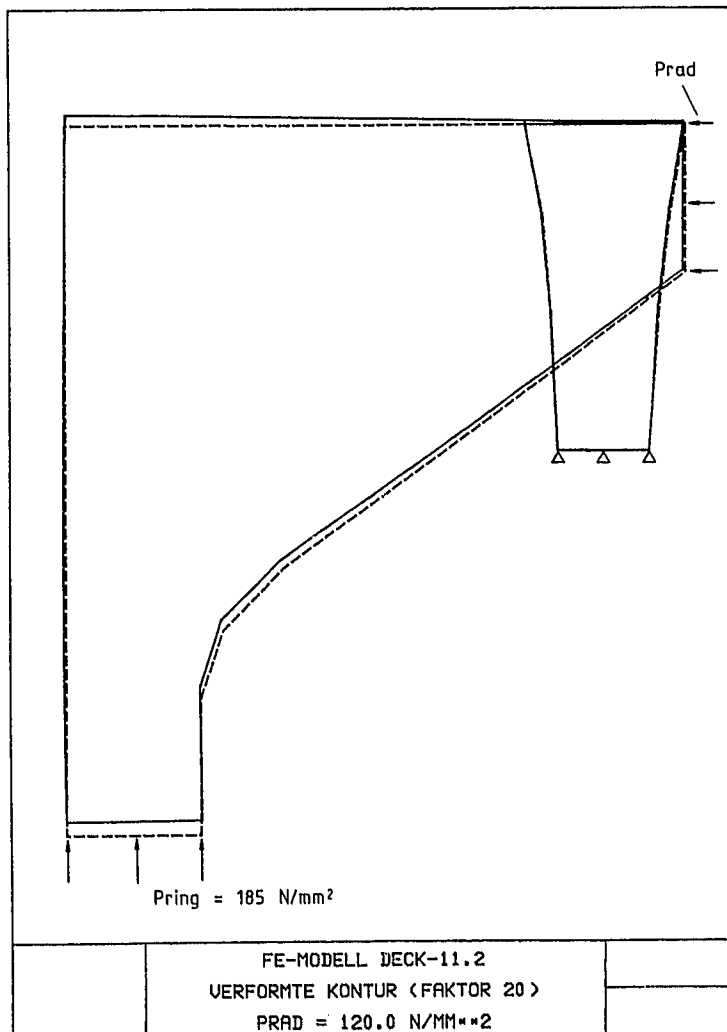


Abb. 5.1-4 : Verformte Kontur

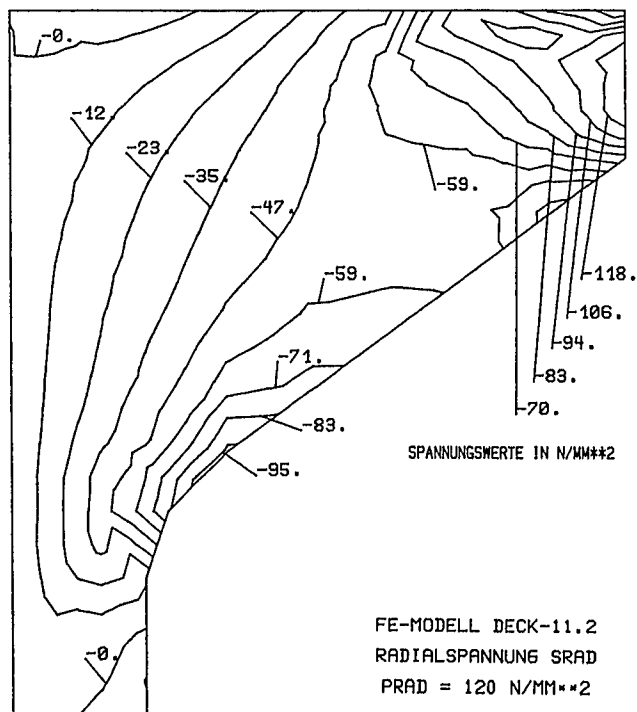
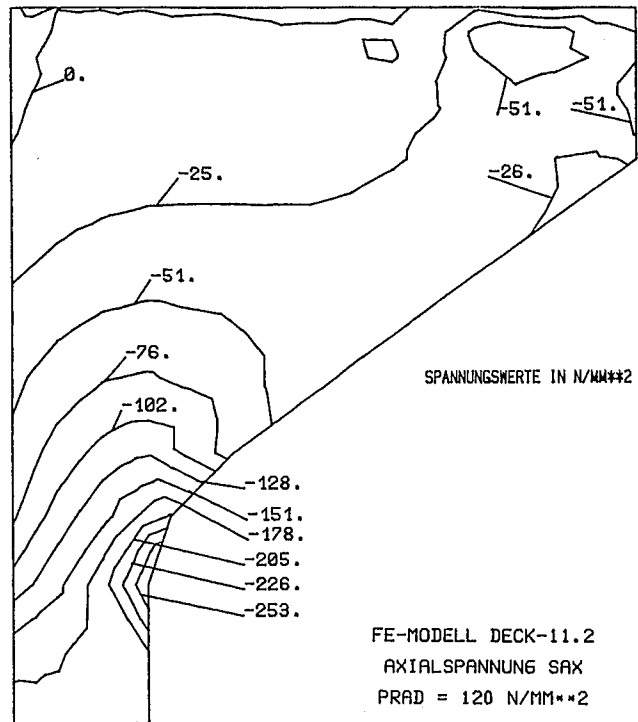


Abb. 5.1-5 : oben Axialspannungen, unten Radialspannungen

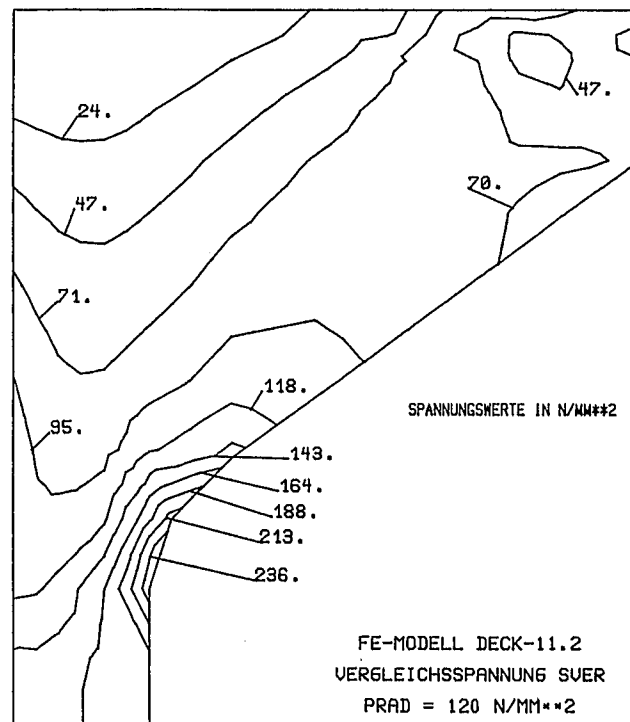
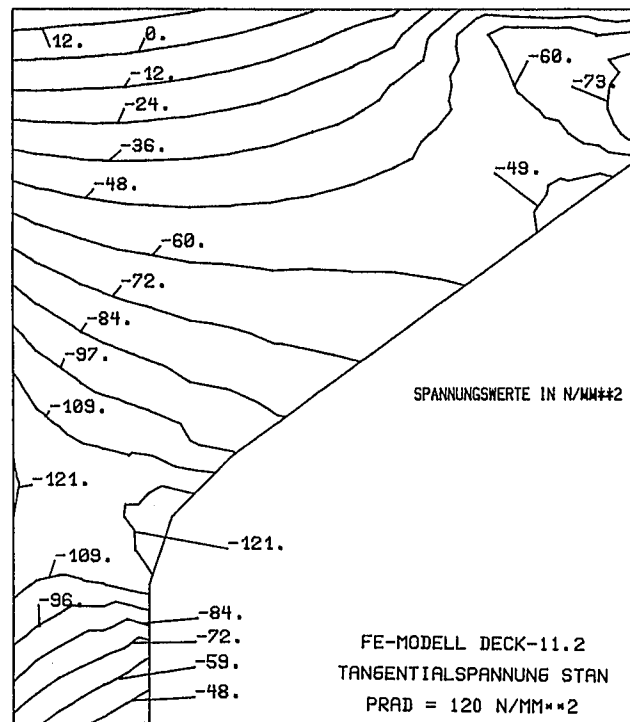


Abb. 5.1-6 : oben Tangentialspannungen, unten Vergleichssp.

5.2 BEHÄLTERWAND

Die Behälterwand ist zwar im Vergleich zu einigen anderen Komponenten dieser Konstruktion relativ einfach aufgebaut, muß aber mehreren sich gegenseitig beeinflussenden Ansprüchen genügen.

So soll die Wand z.B. bei maximalem Innendruck ohne äußere Verspannung einen einwandfreien Betrieb gewährleisten. Es ist damit eine gewisse Mindestwandstärke erforderlich.

Andererseits darf die Wandstärke nicht zu groß gewählt werden, damit die Spannungsspitzen an der Wandinnenseite nicht zu sehr in die Höhe gehen.

Und schließlich muß die Wand noch so viel Platz bieten, daß in achsparallelen Bohrungen die aufwendige Axialverspannung untergebracht werden kann.

5.2.1 Aufgabenstellung

Man sieht, daß bis zu diesem Punkt bereits ein gewisses Maß an konstruktiver Optimierungsarbeit notwendig war.

Bei festliegenden geometrischen Grundabmessungen muß jetzt eine weitere Optimierung durchgeführt werden, um die Lage und Anordnung der Axialbohrungen festlegen zu können.

Da die Behälterwand wie gesagt mit Längsbohrungen versehen ist, ist das Bauteil im Vergleich zu einer massiven Wand nicht nur etwas schwächer, sondern es führt auch zu ganz anderen Spannungs- und Verformungsergebnissen.

Im Übrigen soll geprüft werden, ob neben den Bohrungen der Axialverspannung zusätzliche Bohrungen für eine Schnellkühlung in der Behälterwand integriert werden können.

Das Ziel ist also die Spannungsbewertung mit Festigkeitsnachweis und die Bestimmung eines Ersatz-E-Moduls, der für die Radialverspannung maßgeblich sein wird.

5.2.2 Vorgehensweise

Aufgrund der Längsbohrungen können die Berechnungen nicht auf analytischem Wege erfolgen, sondern es muß die Finite-Elemente-Methode angewendet werden.

Das Vorgehen gliedert sich in zwei Schritte:

Zunächst wird die Behälterwand hinsichtlich der Spannungsergebnisse optimiert. Insbesondere sind die Spannungsspitzen an der Behälterinnenseite zu beachten und möglichst zu minimieren. Da auch durch die Längsbohrungen aufgrund der zu erwartenden Kerbwirkung weitere Spannungsspitzen erzeugt werden, bietet sich auch hier ein wichtiger Ansatz zur Optimierung an.

Es werden daher mehrere FE-Modelle untersucht, bei denen nur die Lage bzw. die Anordnung der Bohrungen variiert wird, während die Außenabmessungen beibehalten werden.

Aus geometrischen Gründen kann der Bohrkreisradius R_b nur zwischen 550 und 640 mm liegen.

Als Lastfall mit der höchsten Bauteilbelastung wird zunächst angenommen, daß bei einem größtmöglichen Behälterdruck von 2200 bar keine Radialverspannung ($P_a=0$) einwirkt. Der Behälter wird demzufolge wie ein üblicher Druckkessel ausgelegt, der zusätzlich mit einer Radialverspannung versehen wird.

Wenn aufgrund der Spannungsbewertung ein günstiger Bohrkreisradius gefunden ist, wird in einem anschließenden Schritt die Radialverformung betrachtet. Relativ zu einer massiven Wand läßt sich so ein veränderter, der sogenannte Ersatz-E-Modul bestimmen, der später bei der Schrumpfsitzberechnung eingesetzt werden muß.

5.2.3 Ergebnisse

Aus den 10 gerechneten Varianten sollen hier die wichtigsten Ergebnisse vorgestellt werden.

In der Abbildung 5.2-1 sind die Isospannungslinien für die

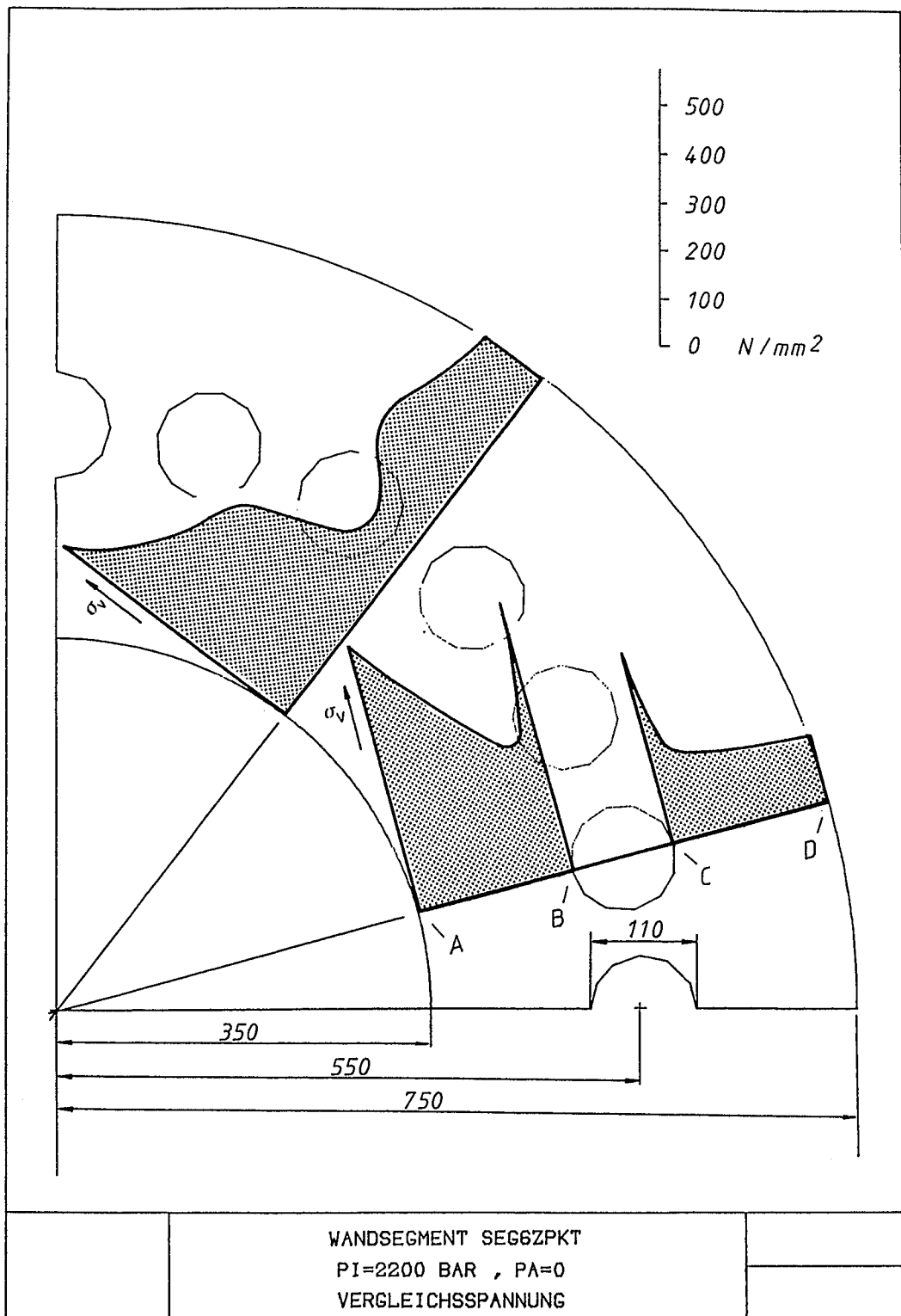


Abb. 5.2-1 : Vergleichsspannung in zwei ausgewählten Radialschnitten. Bohrkreisradius : 550 mm . 540 Elemente, 1796 Knoten .

beiden interessanten Radialschnitte, die jeweils eine Extremlage darstellen, ausgewertet. Der eine Schnitt verläuft mitten durch einen Steg zwischen zwei Bohrungen, während der andere genau eine Bohrung schneidet.

Man erkennt deutlich, wie sehr die Vergleichsspannung, deren typischer Verlauf ähnlich wie bei der Tangentialspannung, von den Bohrungen beeinflusst wird.

Besonders markant sind die beiden Spannungsspitzen am Rand der Bohrung. Obgleich die Spitzenwerte recht extrem erscheinen, muß in diesem Zusammenhang bemerkt werden, daß der Wert an der Stelle 'B' den eigentlichen (normalen) Spitzenwert an der Innenseite des Behälters, Stelle 'A', nur geringfügig überschreitet. Das ist deswegen interessant, da bei anderen vergleichbaren Behältern mit geringerer Wandstärke und eben solchen Axialbohrungen die Spannungswerte an der Stelle 'B' noch wesentlich deutlicher ausreißen. Das heißt, der gemäßigte Einfluß in diesem Fall ist auf die ungewöhnlich große Wandstärke zurückzuführen, da der Querschnitt der Bohrungen relativ wenig des Wandquerschnitts belegt.

Weiterhin ist zu erkennen, daß im Bereich des Steges die Vergleichsspannungen stark absacken, was an den kaum vorhandenen Tangentialspannungen liegt. Da hier praktisch nur in radialer Richtung Spannungen auftreten, heißt das, daß die Stege sozusagen die Funktion von Abstandshaltern zwischen dem inneren und dem äußeren Bereich der Behälterwand eingenommen haben.

In der Abbildung 5.2-2 ist die Vergleichsspannung nochmal in gleicher Weise dargestellt, der Bohrkreisradius ist hier jedoch von 550 auf 580 mm vergrößert worden.

Der Spannungsverlauf über den Radialschnitt scheint zunächst ähnlich wie im vorhergehenden Modell zu sein. Tatsächlich ist aber schon eine positive Tendenz zu erkennen, da die Spannungsspitzen am Bohrungsrand nun geringer ausfallen, als bei dem ersten Modell.

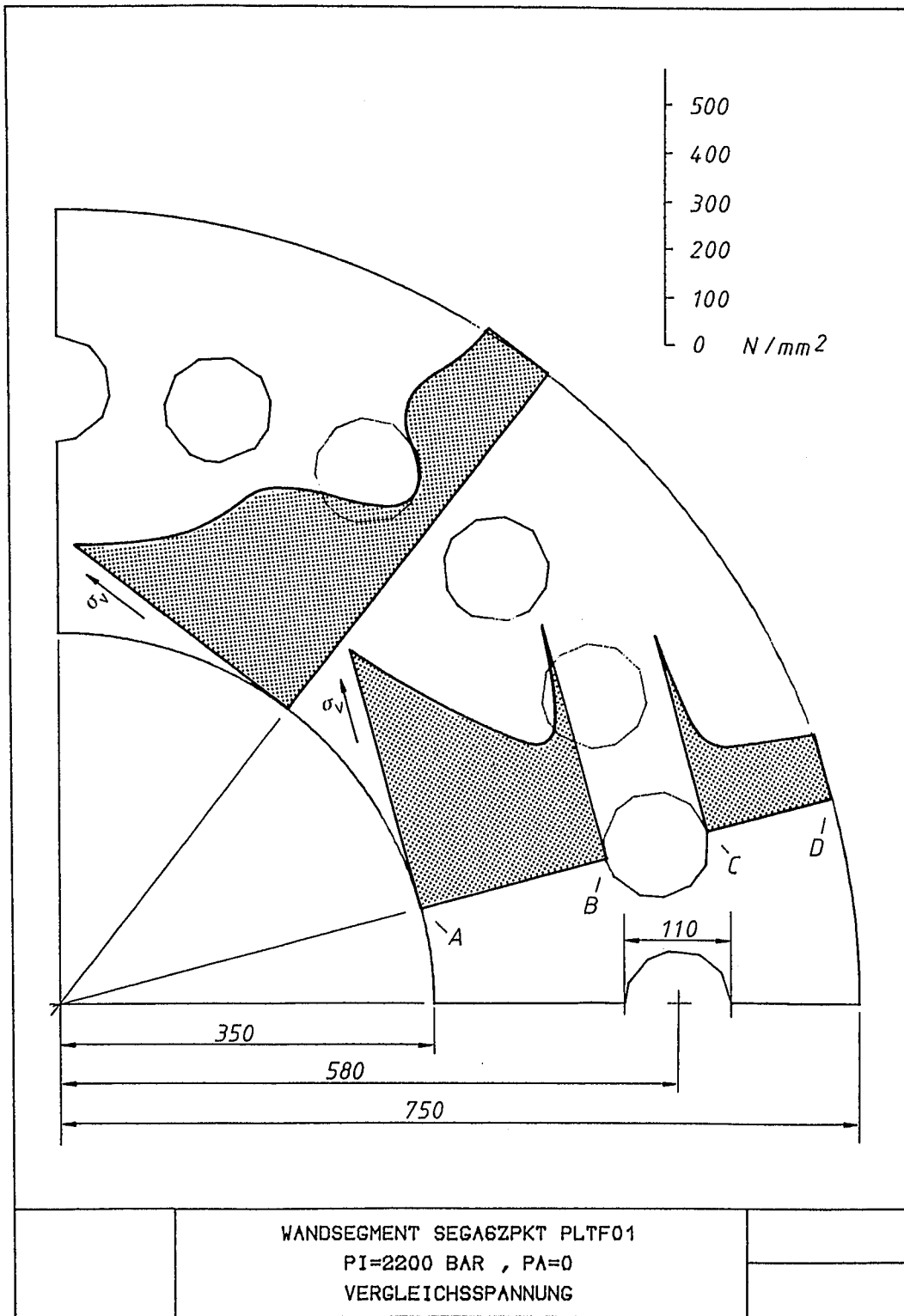


Abb. 5.2-2 : Vergleichsspannung in zwei ausgewählten Radialschnitten. Bohrkreisradius : 580 mm . 540 Elemente , 1796 Knoten .

Weiterhin wird an dieser Stelle deutlich, daß die Höhe der Spannungsspitzen sich an dem allgemeinen Spannungsniveau der Umgebung orientiert. Entsprechend dem zur Außenwand hin abfallenden Spannungsverlauf sind also in diesem Bereich noch günstigere Ergebnisse zu erwarten.

Im weiteren Verlauf wurde zur Reduzierung des Rechenaufwandes die Symmetrieeigenschaft des Bauteils ausgenutzt. Entsprechend den 24 gleichmäßig über den Umfang verteilten Axialbohrungen wird nun 1/24 Wandsegment betrachtet. Genaugenommen wäre auch die Berechnung eines halben Segments, also 1/48 Wandsegment möglich gewesen, aus Gründen der Übersichtlichkeit wurde aber darauf verzichtet.

In der Abbildung 5.2-3 ist das FE-Modell mit Bohrung skizziert. Auf dem gestrichelt eingezeichneten Radialschnitt sind die 4 Punkte eingezeichnet, deren Spannungen miteinander verglichen werden sollen.

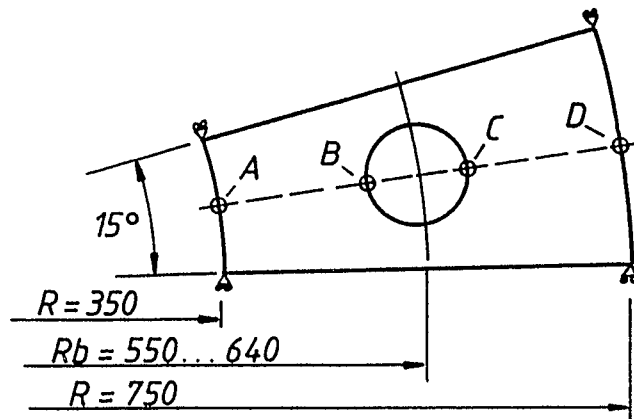
Vergleichsspannung σ_V nach der

Gestaltänderungs - Energie -

Hypothese

$p_i = 2200 \text{ bar}$

$p_a = 0 \text{ bar}$



FE - Modell

Abb. 5.2-3 : Skizze des FE-Modells mit Radialschnitt durch die Punkte A bis D .

Die gesamten Ergebnisse der Spannungsberechnungen bei verschiedenen Bohrkreisradien sind in der Abbildung 5.2-4 zusammengefaßt.

Die schraffierten Bereiche links und rechts des Diagramms kommen aus konstruktiven bzw. geometrischen Gründen für eine weitergehende Variation der Bohrungsanordnung nicht infrage.

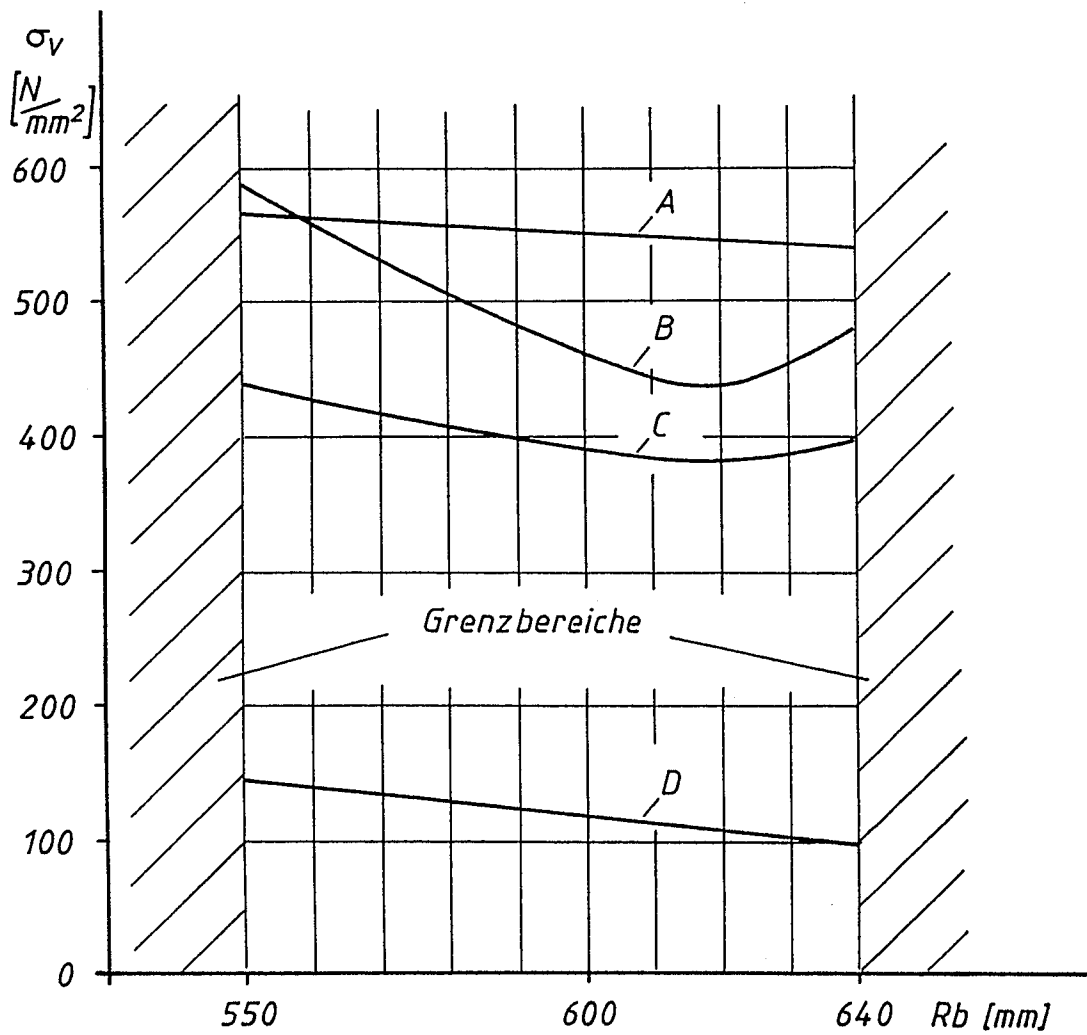


Abb. 5.2-4 : Einfluß der Bohrungsanordnung auf den Spannungszustand an vier ausgewählten Punkten

Bemerkenswert ist, daß die Vergleichsspannung an Punkt 'B', die bei $R_b=550$ mm noch den Maximalwert darstellt, in Richtung größer werdender Bohrkreisradien stark absackt. Insgesamt verringert sich diese Spannungsspitze um ca. 130 N/mm^2 , während die Vergleichsspannung für Punkt 'C' nur um knapp 60 N/mm^2 fällt.

Beiden Funktionen ist allerdings gemeinsam, daß sie ein deutliches Minimum an der Stelle $R_b=620$ mm aufweisen. Die zum Rand hin ansteigende Tendenz der Funktionen wird darauf zurückgeführt, daß der relativ dünne verbleibende Außenbereich der Behälterwand erstens nicht nennenswert mitträgt und zweitens durch die Dehnung des Innenbereichs überproportional belastet wird.

Da die beiden anderen Funktionen der Punkte 'A' und 'D' stetig und linear fallen, werden die günstigen Verhältnisse an der Stelle des Minimums bei $R_b=620$ mm als Ergebnis der Optimierung angesehen.

Zu dieser Geometrie sind in der Abbildung 5.2-5 die Verformung und die Vergleichsspannung für den maßgeblichen Lastfall mit $P_i=2200$ bar und $P_a=0$ dargestellt.

In der nachfolgenden Abbildung 5.2-6 ist für die gleiche Struktur der Lastfall mit vollständig einwirkender Radialverspannung dargestellt. Der Kontaktdruck von 1200 bar beruht hier noch auf einer konservativen Abschätzung; wie sich später herausstellen wird, ergibt sich ein tatsächlicher Fügedruck von 1030 bar.

Bei den beiden Abbildungen ist außerdem bemerkenswert, daß sich in dem jeweiligen verformten Zustand trotz der Axialbohrungen eine annähernd kreiszylindrische Außenkontur einstellt. Demgegenüber weisen andere vorgespannte Druckbehälter mit geringeren Wandstärken deutlich wellenförmige Oberflächen auf.

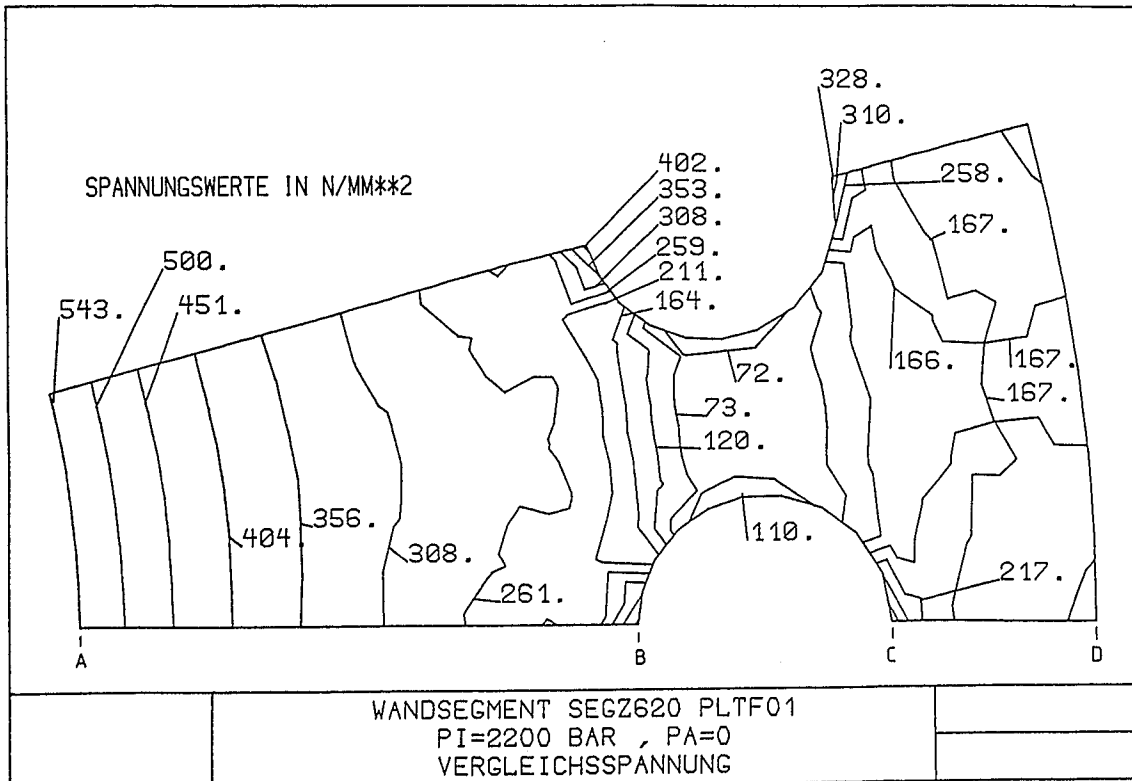
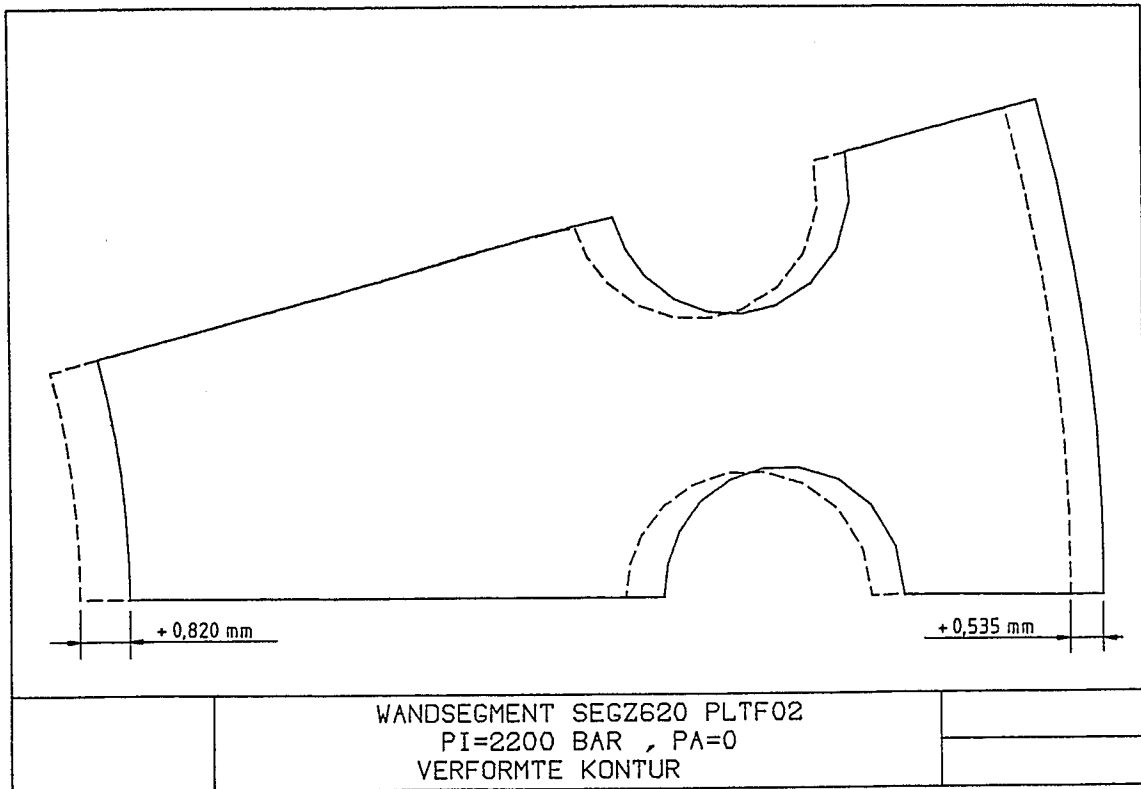


Abb. 5.2-5 : Verformung und Vergleichsspannung der optimierten Struktur. $P_i=2200 \text{ bar}$, $P_a=0$.
66 Elemente, 239 Knoten .

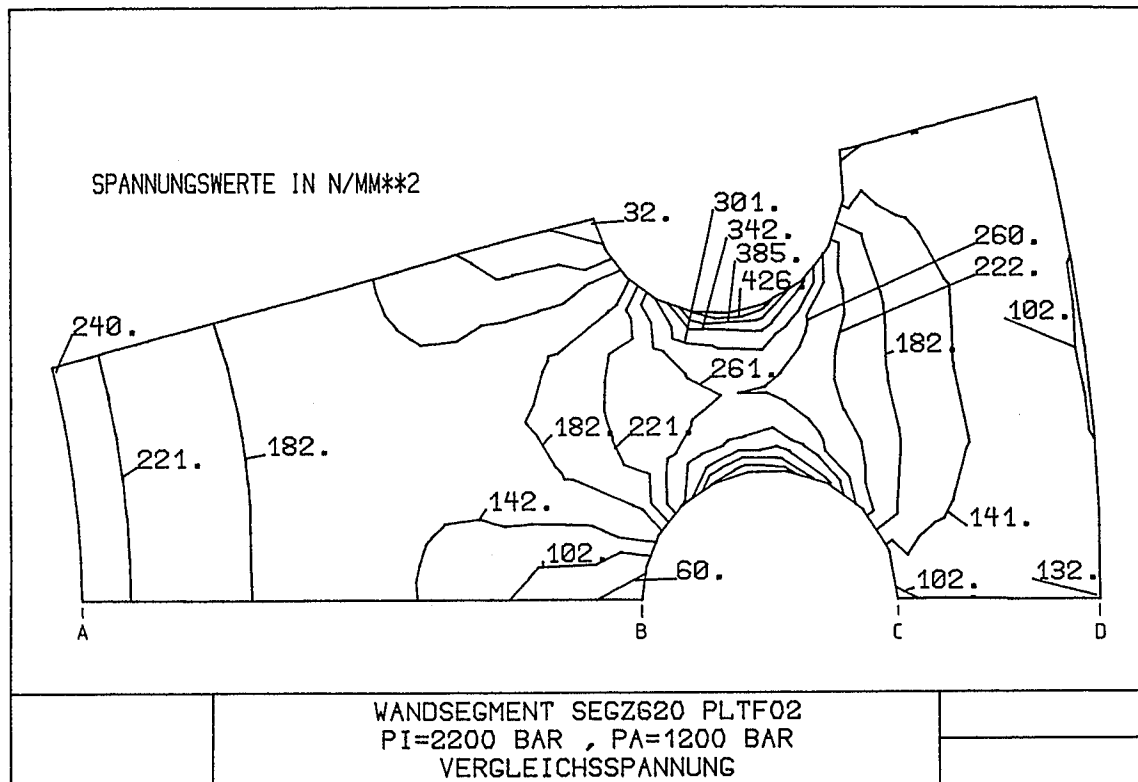
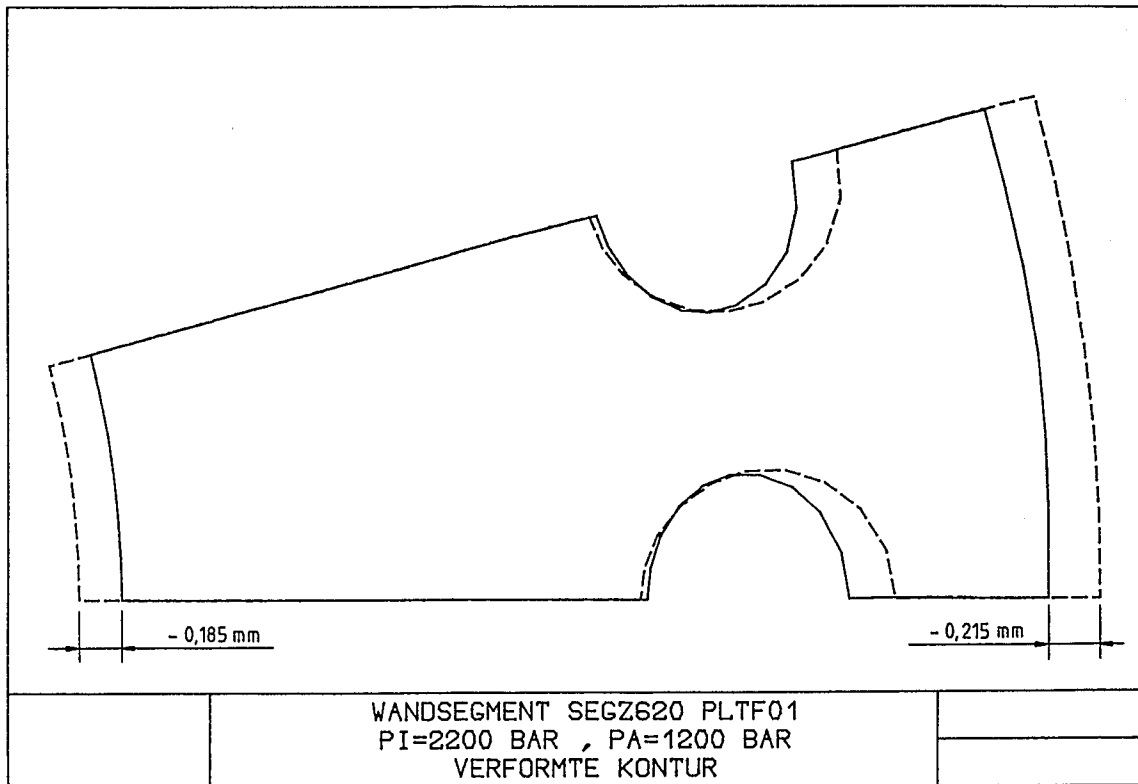


Abb. 5.2-6 : Verformung und Vergleichsspannung der optimierten Struktur. $P_i=2200 \text{ bar}$, $P_a=1200 \text{ bar}$. 66 Elemente , 239 Knoten .

Die vorliegenden Ergebnisse der FE-Rechnungen ermöglichen es nun, das Verformungsverhalten der Struktur zu bewerten und auf einen Ersatz-E-Modul zurückzuführen.

Da bei einer durchbohrten Behälterwand die Verformungen größer ausfallen als bei einer vergleichbaren Massivwand, wird der Ersatz-E-Modul, der gerade das tatsächliche Verformungsverhalten mittels einer virtuellen Massivwand gewährleisten soll, entsprechend geringer ausfallen. Das heißt, die Verschiebungswege verhalten sich annähernd umgekehrt proportional zu den E-Moduln.

In der Abbildung 5.2-7 sind im Vergleich zu einem Ausgangs-E-Modul die effektiven Ersatz-E-Modul aufgetragen.

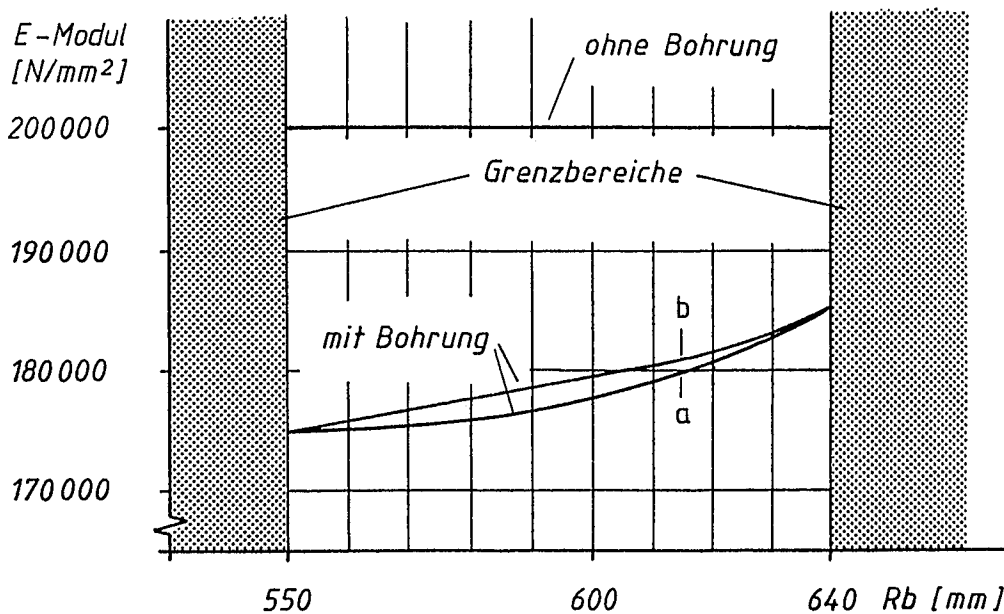


Abb. 5.2-7 : Ersatz-E-Modul bezogen auf
a) die Behälteraußenwand und b) die Wandmitte

Man erkennt, daß der E-Modul auch davon abhängt, welche Verschiebungswege jeweils miteinander verglichen und zu Grunde gelegt werden. In dem vorliegenden Fall ist jedoch ausschließlich das Verformungsverhalten an der Außenseite des Behälters für die Schrumpfsitzberechnung interessant.

In der Abbildung 5.2-8 sind die Radialverschiebungen der durchbohrten Wand und einer massiven Wand gleicher Dicke gegenüber gestellt worden.

Um genau den mit Hilfe der FEM berechneten Verschiebungswert an der Außenwand einzustellen, muß die Verschiebungsfunktion einer Massivwand quasi parallel verschoben angehoben werden bis der Wert erreicht ist. Die gestrichelte Linie ist also die Verschiebungsfunktion des gesuchten Ersatz-E-Moduls.

Man erkennt auch weiterhin, daß der so bestimmte E-Modul folglich nicht genau die Verformung an der Wandinnenseite beschreiben kann, was auch in diesem Zusammenhang ohne Belang ist.

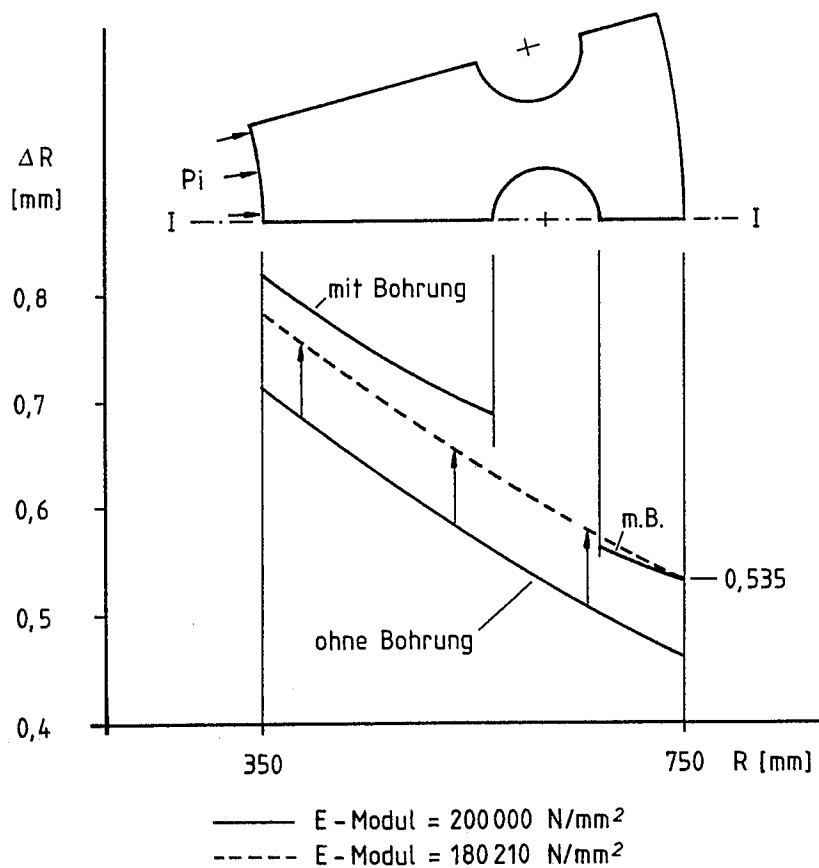


Abb. 5.2-8 : Radialverschiebungen der Struktur mit dem tatsächlichen und dem Ersatz-E-Modul.

Wie die Abbildung 5.2-9 beispielhaft zeigt, ist es durchaus möglich, in den Wandquerschnitt weitere 24 Bohrungen für eine Schnellkühlung zu integrieren. Bei der Betrachtung der Vergleichsspannungen ist zu bedenken, daß hier nicht der normale Betriebsfall gerechnet wurde, sondern der maximale Störfall mit Höchstdruck im Behälter bei gleichzeitig komplettem Versagen der Radialverspannung.

Es zeigte sich sogar, daß mit einer ausgewählten Lage der Kühlbohrung der Spannungsverlauf im Wandquerschnitt günstig beeinflußt werden kann. Eine Anordnung der Bohrungen in der Nähe der Wandinnenseite läßt sich wegen des dort recht hohen Spannungsniveaus nicht realisieren.

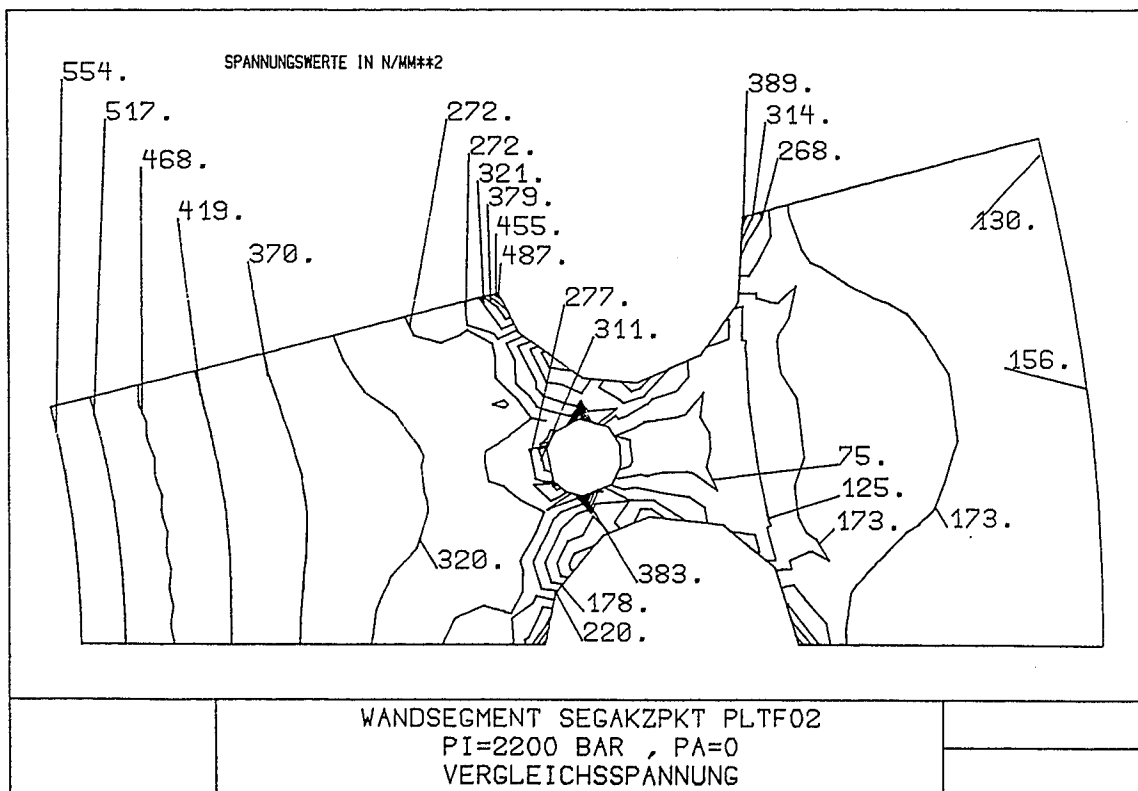


Abb. 5.2-9 : Vergleichsspannung der Struktur mit zusätzlichen Kühlbohrungen (D=40mm).
Pi=2200 bar , Pa=0 .
94 Elemente , 342 Knoten .

5.3 RADIALVERSPANNUNG

Wie im Kapitel 'Konstruktion' bereits beschrieben, wird die radiale Vorspannung im Druckbehälter dadurch erreicht, daß massive Ringe aufgeschrumpft werden.

Insgesamt sind für den Behälter die Radialverspannungen in 5 verschiedenen Zonen auszulegen, da in diesen Bereichen jeweils unterschiedliche Verhältnisse vorliegen.

In den Zonen 1 bis 3 führen die verschiedenen wirksamen Innendurchmesser zu einer entsprechend unterschiedlichen Beanspruchung in diesen Bereichen, was eine getrennte Auslegung notwendig macht.

In der Zone 4 muß über die Radialvorspannung der Druck- bzw. Kraftanteil aufgefangen werden, der durch den Kugelverschluß und seine geneigte obere Kontaktfläche hervorgerufen wird.

In der Zone 5 schließlich muß mit der Radialvorspannung der Kraftflußanteil abgefangen werden, der bei Belastung des konkaven Behälterbodens entsteht.

Die Abbildung 5.3-1 gibt einen Überblick über die Anordnung der verschiedenen Ringe und die Lage der zu betrachtenden Zonen.

Der Rechengang zur Dimensionierung der Spannringe ist in allen Fällen analog aufgebaut, so daß nur eine Rechnung explizit dargestellt wird, während von den anderen Rechnungen nur die Ergebnisse aufgeführt werden.

Im Folgenden wird zunächst der relativ große, zylindrische Bereich des Behälters betrachtet, der auch den eigentlichen Arbeitsraum der HIP-Anlage darstellt.

Anschließend wird für die Zonen 4 und 5 gezeigt, wie auf FE-Rechnungen aufbauend die Spannringdimensionierung erfolgt.

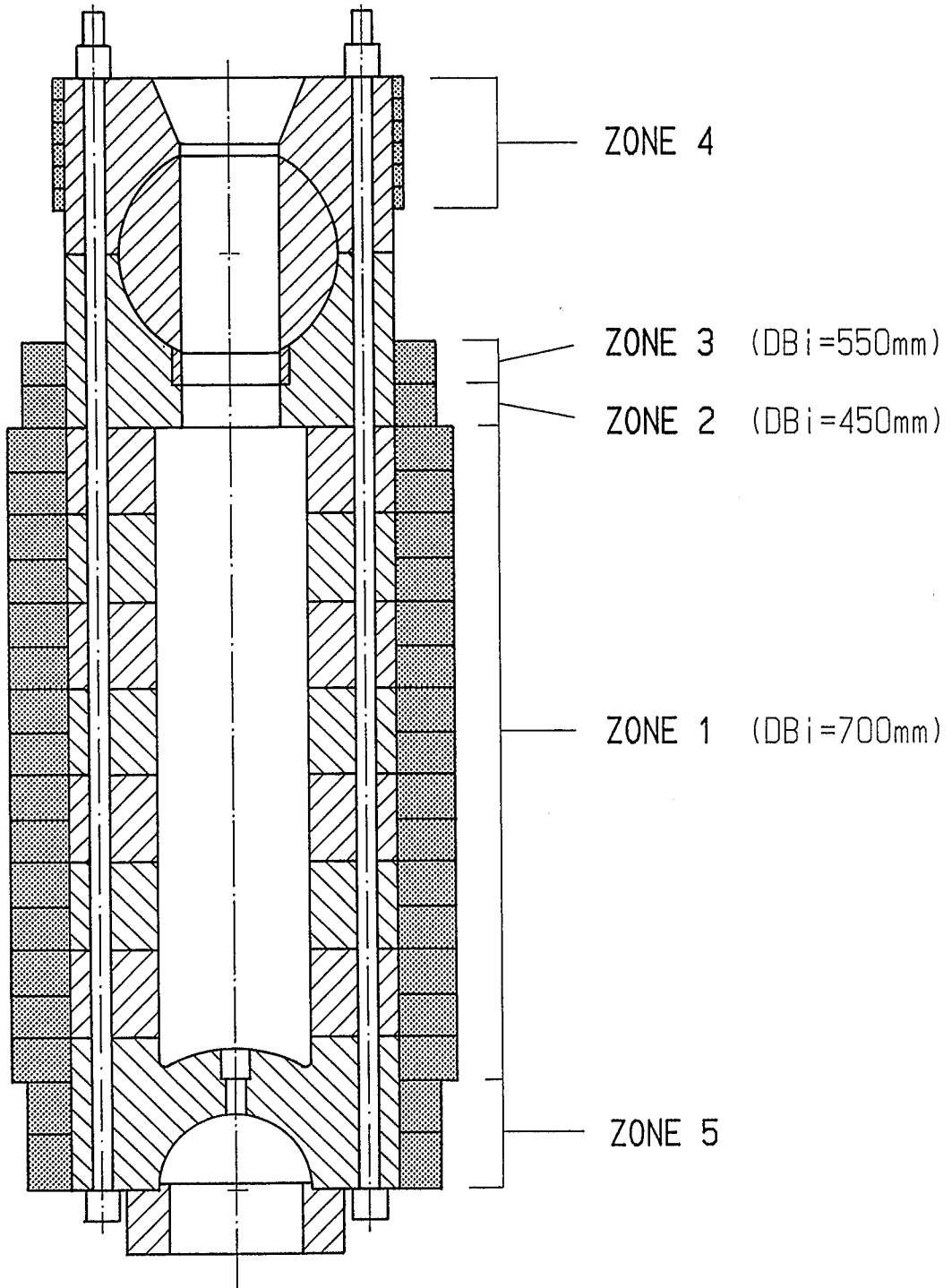


Abb. 5.3-1 : Anordnung der Spannringe und Lage der fünf verschiedenen Zonen, für die jeweils eine Auslegung notwendig ist.

5.3.1 Aufgabenstellung

Die Auslegung der radialen Vorspannung soll so bemessen sein, daß der Grundbehälter (ohne Spannelemente) bei maximalem Betriebsdruck vorwiegend Druckspannungen aufweist. Örtlich begrenzt auftretende Zugspannungen z.B. an der Innenkontur des Behälters werden bis zu einer Höhe von 30 N/mm² zugelassen.

5.3.2 Vorgehensweise

Für die Auslegung und Ausführung der radiale Vorspannung gibt es keine verbindlichen Richtlinien. Daher haben sich verschiedene Verfahren herausgebildet, die sich auch in der Praxis bewährt haben. Es kommt also darauf an, für den speziellen Anwendungsfall ein logisches, in sich schlüssiges Vorgehen festzulegen.

In diesem Fall wird die Vorspannung so ausgelegt, daß bei dem 1,1-fachen Wert des maximalen Betriebsdrucks die Behälterwand sich im Gleichgewicht befindet. Dies ist eine etwas konservativere Auslegung als sie z.B. bei der Firma ASEA üblich ist, die den 1,05-fachen Wert zugrunde legt /5.3.1/. Das heißt, daß bei einem hier vorliegenden Betriebsdruck von maximal 200 N/mm² mit einem Auslegungsdruck von 220 N/mm² gerechnet wird.

Kräfte :

Die resultierende gesamte Radialkraft wird bestimmt durch die druckbeaufschlagte (radial projizierte) Behälterinnenfläche. Gemäß Abbildung 5.3-2 ergibt sich für das radiale Spannelement der halbe Anteil dieser Radialkraft.

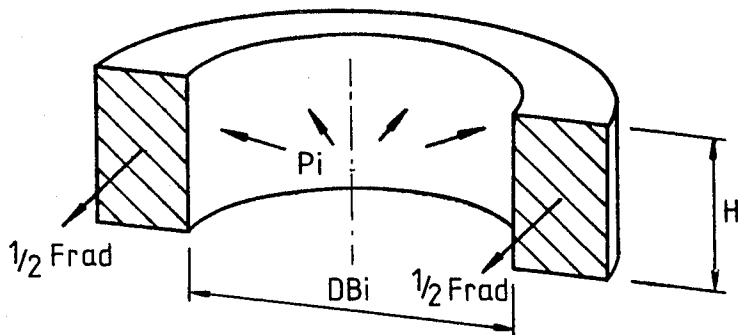


Abb. 5.3-2 : Durch Innendruck hervorgerufene Umfangsspannung

Die Radialkraft beträgt

$$F_{rad} = H * D_{Bi} * P_i \quad \text{mit} \quad \begin{array}{l} H = \text{Höhe (Ringhöhe), } 200 \text{ mm} \\ D_{Bi} = \text{Innendurchmesser, } 700 \text{ mm} \\ P_i = \text{Auslegungsdruck, } 220 \text{ N/mm}^2 \end{array}$$

$$F_{rad} = 3,08 * 10^7 \text{ N} \quad (\text{ca. } 3080 \text{ to})$$

Daraus ergibt sich die tangential verlaufende Ringkraft

$$F_{tan} = 0.5 * F_{rad} = 1.54 * 10^7 \text{ N} \quad (\text{ca. } 1540 \text{ to})$$

Drücke :

Analog zur Kräfteermittlung läßt sich für das angestrebte Gleichgewicht an der Behälterwand die Druckbeaufschlagung von außen ermitteln. Den Gleichgewichtsfall verdeutlicht Abbildung 5.3-3 .

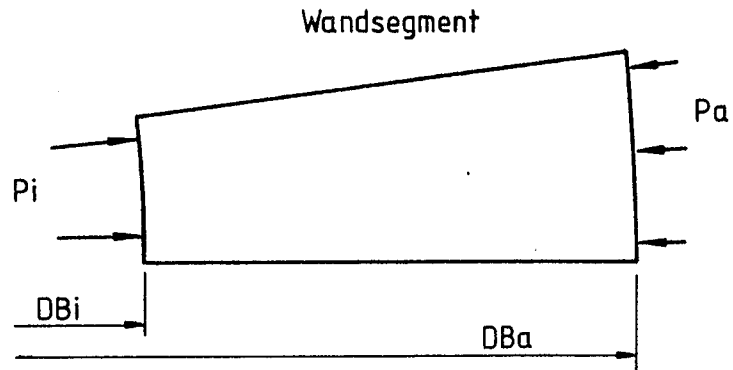


Abb. 5.3-3 : Kräftegleichgewicht an einem Teilstück der Behälterwand

Der Außendruck ergibt sich zu

$$P_a = D_{Bi}/D_{Ba} * P_i \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} D_{Bi} &= \text{Innendurchmesser, } 700 \text{ mm} \\ D_{Ba} &= \text{Außendurchmesser, } 1500 \text{ mm} \\ P_i &= \text{Auslegungsdruck, } 220 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

$$P_a = 102.67 \text{ N/mm}^2$$

Durch den günstigen Übersetzungsfaktor D_{Bi}/D_{Ba} erhält man einen vergleichsweise geringen Wert für den aufzubringenden Außendruck.

Im Vergleich zur ersten Behältervariante mit 1300 mm Außendurchmesser, die aus verschiedenen Gründen nicht beibehalten werden konnte, reicht in diesem Fall (1500 mm Außen- $\emptyset$) eine um 14 % geringere radiale Vorspannung aus.

Spannungen :

Die größten Spannungen, die im Spannring aufgrund seiner radialen Dehnung auftreten, sind die Tangentialspannungen, während die Radialspannungen lediglich zwischen 103 N/mm^2 an der Ringinnenseite und 0 N/mm^2 an der Außenseite liegen und

die Axialspannungen relativ unerheblich sind, da in dieser Richtung keine nennenswerten Kräfte angreifen (s. Abb. 5.3-4). Nach der DIN 7190 /5.3.2/ wird für Preßsitze sogar der rein 2-dimensionale Spannungszustand vorausgesetzt, das heißt, die Axialspannungen fallen damit ganz heraus. Es ist allerdings dabei einschränkend zu bedenken, daß die gesamte Theorie für Schrumpfsitze von einem ideal gedachten, in Achsrichtung unendlich ausgedehnten Bauteil ausgeht.

Weiterhin setzt die Theorie lineares Spannungs-Dehnungs-Verhalten (Hook'scher Bereich) voraus sowie ein elastisches bzw. idealplastisches Werkstoffverhalten. Diese Randbedingungen werden hier vollständig erfüllt und stellen keine Einschränkung dar.

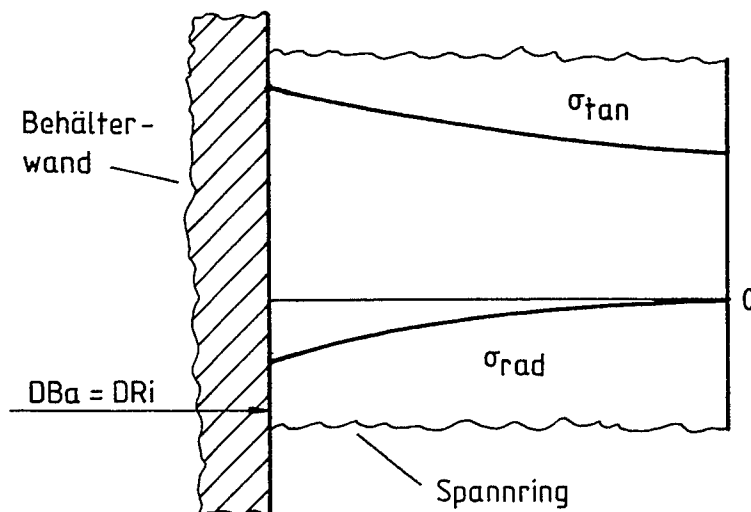


Abb. 5.3-4 : Hohes Spannungsniveau der Tangentialspannung, dagegen relativ geringe Radialspannung.

Es gilt nun zur Bestimmung der auftretenden Tangentialspannung den wirksamen Ringquerschnitt zu ermitteln. Da die Ringhöhe mit 200 mm bereits festliegt, muß also die radiale Breite des Ringes bestimmt werden.

An dieser Stelle verzweigt der Rechengang in zwei Richtungen, da zwischen dick- und dünnwandigen Bauteilen unterschieden wird. Bei einem Durchmesser Verhältnis $D_a/D_i < 1.2$ wird ein Hohlzylinder als dünnwandig angesehen /5.3.3/, /5.3.4/, in diesem Fall werden die Spannungsverläufe im Mantel näherungsweise als konstant über den Querschnitt angenommen. Andernfalls muß der genaue Spannungsverlauf insbesondere unter Berücksichtigung der Spannungsspitzen an der Zylinderinnenseite in die Rechnung mit einbezogen werden. In der Abb. 5.3-5 sind die beiden Fälle gegenübergestellt.

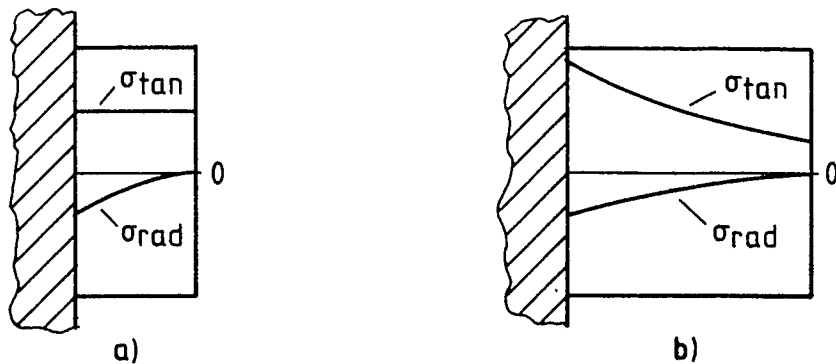


Abb. 5.3-5 : Qualitative Spannungsverläufe in einem
a) dünnwandigen und b) dickwandigen
Hohlzylinder

Die Bestimmung der Breite eines Spannrings erfolgt iterativ, in dem zunächst von einer mittleren Tangential-Spannung ausgegangen wird

$$B(1) = F_{\text{tan}} / \sigma_{\text{zul}} * H \quad \text{mit} \quad \begin{aligned} F_{\text{tan}} &= \text{Tangentialkraft} \\ \sigma_{\text{zul}} &= \text{zulässige Spannung} \\ H &= \text{Ringhöhe} \end{aligned}$$

In diesem Fall liegt der dickwandige Hohlzylinder vor und die Spannungen werden wie folgt bestimmt :

Tangentialspannung an der Innenseite :

$$\sigma_{ti} = P_i * (u^2+1 / u^2-1) \quad \text{mit} \quad u = D_{Ra}/D_{Ri}$$

Tangentialspannung an der Außenseite :

$$\sigma_{ta} = P_i * 2 / (u^2-1)$$

Vergleichsspannung (GEH) an der Innenseite :

$$\sigma_{vi} = P_i * \sqrt{3} * u^2 / (u^2-1)$$

Vergleichsspannung (GEH) an der Außenseite :

$$\sigma_{va} = P_i * \sqrt{3} * u^2 / ((u^2-1) * u^2)$$

Das Ziel der Iteration ist erreicht, wenn die Vergleichsspannung, die nach der Gestaltänderungs-Energie-Hypothese (GEH) gebildet wird, den Grenzwert der zulässigen Spannung unterschritten hat.

Für die Festlegung der zulässigen Spannung wird die KTA-Regel 3201.2 zugrunde gelegt /5.3.5/. Der Minimalwert der folgenden drei Möglichkeiten wird als zulässige Spannung S_m bestimmt :

$$S_m = \min! (R_{p0.2T}/1.5 ; R_{mT}/2.7 ; R_{mRT}/3)$$

Für den vorliegenden Stahl ist $S_m = 347 \text{ N/mm}^2$.

Die Spannringe sollen möglichst thermisch aufgeschrumpft werden, sofern es die Schrumpftemperatur zuläßt. Wie bereits

oben angesprochen, soll der notwendige Fugendruck von 103 N/mm^2 gerade bei dem 1,1-fachen Betriebsdruck erreicht werden. Dieser Fugendruck ist allerdings nicht mit dem Vorspanndruck gleichzusetzen, denn es ist zu bedenken, daß der Fugendruck aus der Überlagerung zweier Effekte entsteht. Zum einen spielt der Vorspanndruck P_v eine Rolle, der durch das Aufschrupfen der Ringe auf die Wandelemente entsteht. Da die Wandelemente zu diesem Zeitpunkt der Montage noch als Einzelteile vorliegen, kann auch kein Betriebsdruck auf die Wandinnenseite einwirken. Zum anderen erhöht sich der Fugendruck P_k im Betrieb um einen Druckanteil P_x durch die radiale Aufweitung des Behälters infolge Innendruck. Der Druckverlauf bzw. der Radialspannungsverlauf ist qualitativ in Abb. 5.3-6 dargestellt.

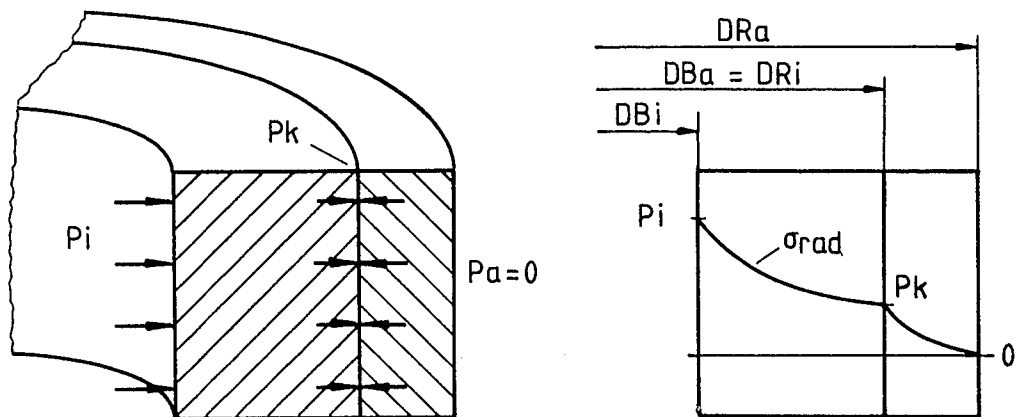


Abb. 5.3-6 : Druckverlauf bzw. Radialspannungsverlauf über den gesamten Querschnitt von Behälterwand und Spannring

Zur Bestimmung des durch Radialdehnung hervorgerufenen Druckanteils P_x wird davon ausgegangen, daß sich Behälterwand und Schrumpfring diesbezüglich wie ein Kontinuum verhalten /4.2.5/.

Mit den Drücken P_k und P_x läßt sich nun durch Superposition der Vorspanndruck P_v bestimmen (s. Abb. 5.3-7).

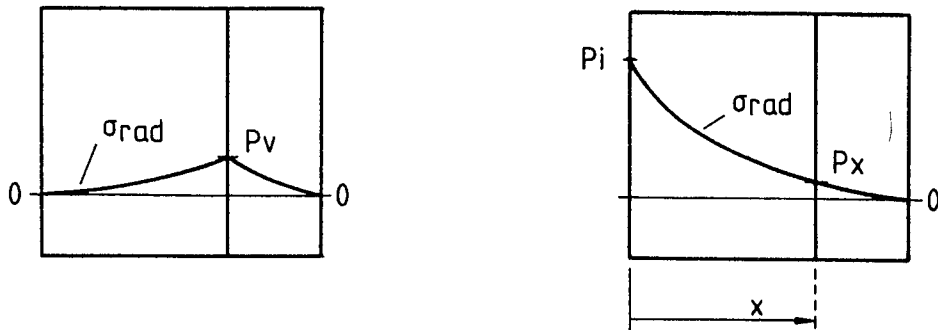


Abb. 5.3-7 : Links - Radialspannungsverlauf nach dem Schrumpfen
Rechts - Radialspannungsverlauf in einem Kontinuum. Bestimmung von P_x an der Stelle $x = D_{Ba}$.

Der Druckanteil P_x bzw. die Radialspannung an der Stelle $x = D_{Ba} = D_{Ri}$ wird wie folgt ermittelt :

$$P_x = \sigma_{rad,x} = P_i * (u^2 - ux^2) / ((u^2 - 1) * ux^2)$$

mit

$$\begin{aligned} u &= D_{Ra}/D_{Bi} \\ D_{Ra} &= \text{Ringaußen-}\emptyset \\ D_{Bi} &= \text{Beh.innen-}\emptyset \\ ux &= D_{Ba}/D_{Bi} \\ D_{Ba} &= \text{Beh.außen-}\emptyset \end{aligned}$$

$$P_x = 24,4 \text{ N/mm}^2$$

Damit ist der Vorspanndruck P_v bekannt :

$$P_v = P_k - P_x = 78,6 \text{ N/mm}^2$$

Schrumpfmaße

Der Abbildung 5.3-8 sind die für den weiteren Rechengang gültigen Maße zu entnehmen, wobei der mindestens zu erreichende Fügedruck $P_{\min}$ gleich dem Druck P_V ist.

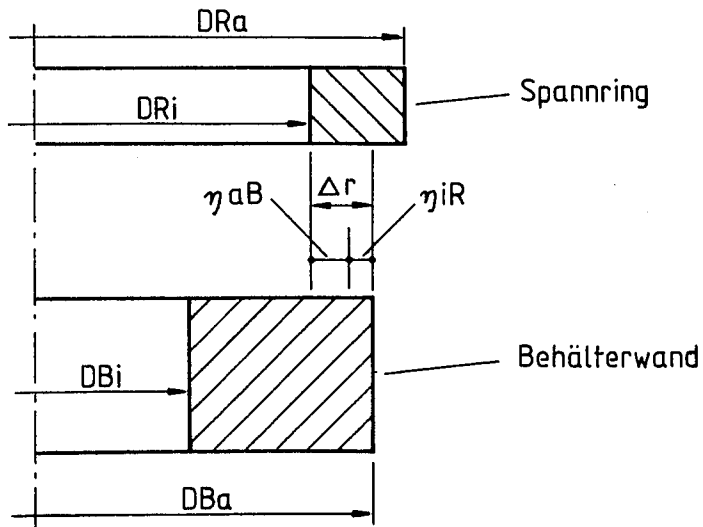


Abb. 5.3-8 : Abmessungen und Schrumpfmaße

Das radiale Übermaß Δr setzt sich aus den Verschiebungsanteilen von Behälteraußenwand und Ringinnenwand zusammen.

$$\Delta r = |\eta_{iR}| + |\eta_{aB}|$$

Die Aufweitung des Ringes errechnet sich wie folgt :

$$\eta_{iR} = \frac{P \cdot D_{Ri}}{2 \cdot E_R} \left(\frac{1+\rho^2}{1-\rho^2} + \frac{1}{m_R} \right) \quad \text{mit } \rho = D_{Ri}/D_{Ra} \\ E_R = 210000 \text{ N/mm}^2$$

$$\eta_{iR} = 1,0546 \text{ mm}$$

Analog wird die Schrumpfung des Behälters bestimmt, wobei aber in diesem Fall unbedingt bedacht werden muß, daß hier eine mit Bohrungen versehene Behälterwand vorliegt und kein

Vollmaterial, was eigentlich bei dieser Theorie vorausgesetzt wird.

Dennoch kann der Rechengang weitergeführt werden, wenn anstatt des rein werkstofftechnischen E-Moduls ein weicherer E-Modul, der sogenannte Ersatz-E-Modul eingesetzt wird, der genau das Verformungsverhalten an der interessierenden Behälteraußenwand wiedergibt.

Die genaue Bestimmung dieses Ersatz-E-Moduls mit Hilfe der FEM ist in Kapitel 5.2 beschrieben.

$$\eta_{aB} = - \frac{p \cdot D_{Ba}}{2 \cdot E_B} \left(\frac{1+\rho^2}{1-\rho^2} - \frac{1}{m_B} \right) \quad \begin{array}{l} \text{mit } \rho = D_{Bi}/D_{Ba} \\ E_B = 180211 \text{ N/mm}^2 \end{array}$$

$$\eta_{aB} = -0,411 \text{ mm}$$

Daraus folgt :

$$\Delta r = 1,4656 \text{ mm} \quad \text{und} \quad \ddot{u}_{min1} = 2 * \Delta r = 2,9312 \text{ mm}$$

Zu dem Übermaß addiert sich der Rauigkeitsverlust, der nach DIN 7190 für beide Bauteile mit jeweils 15 µm (Feinschlichten) festgelegt wurde.

$$Z = 1,2 * (15 + 15) \text{ µm}$$

$$\ddot{u}_{min2} = \ddot{u}_{min1} + Z = 2,9672 \text{ mm}$$

Um ein problemloses Schrumpfen zu gewährleisten, wird noch ein Fügezuschlag berücksichtigt, der in Abhängigkeit vom Nenndurchmesser unterschiedlich ermittelt wird. In diesem Fall beträgt der Fügezuschlag K nach DIN 7190 :

$$K = 0,001 * D_{nenn} = 1,5 \text{ mm}$$

und

$$\ddot{u}_{\min 3} = \ddot{u}_{\min 2} + K = 4,4672 \text{ mm}$$

Die notwendige Temperaturdifferenz des zu erwärmenden Ringes gegenüber dem relativ kälteren Behälters folgt aus

$$\Delta \theta = \ddot{u}_{\min 3} / (D_{\text{nenn}} * \alpha)$$

mit α = Temperatureausdehnungskoeffizient
des Behälters ($11 * 10^{-6}$)

$$\Delta \theta = 271 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Dieser oben dargestellte Berechnungsablauf ist in der Form nur für die Zonen 1 bis 3 anwendbar, da in diesen Bereichen rein zylindrische, konzentrische Bauteile verspannt werden. Nur bei einer derartigen Geometrie kann die Theorie einer typischen Welle-Nabe-Verbindung angewendet werden, die in diesem Fall dahingehend erweitert wurde, daß auch die zusätzliche Belastung in der Kontaktfuge infolge des Behälterinnendrucks berücksichtigt wurde.

Für die Zonen 4 und 5 jedoch liegen die geometrischen Voraussetzungen nur bedingt vor, so daß der Rechengang zwar ähnlich verläuft, aber einen ganz anderen Einstieg benötigt. In der Abbildung 5.3-9 ist der Zusammenhang beider Rechenwege und der schematische Ablauf skizziert.

Da die Geometrie der Behälterbauteile in den Zonen 4 und 5 jeweils keine zylindrischen Abmessungen aufweist (vergl. Abb. 5.3-1), muß hier auf FE-Rechnungen ausgewichen werden. Für die zylindrisch geformten Spannringe bleibt der Rechengang entsprechend unverändert.

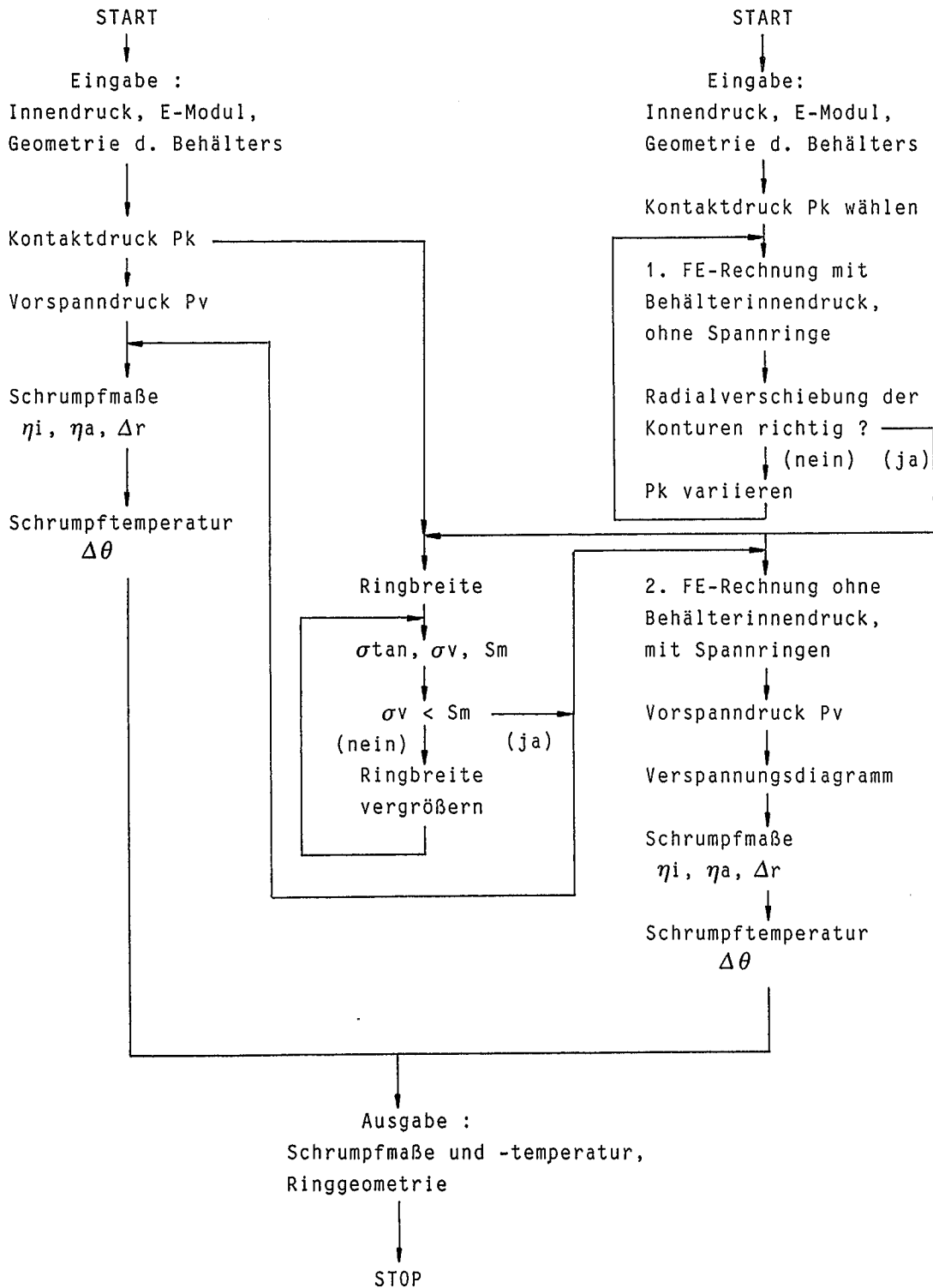


Abb. 5.3-9 : Schematische Darstellung des Rechenablauf für zylindrische und frei geformte Behälterbauteile

Für die Zone 4 z.B. wird also zunächst ein FE-Modell aufgestellt, das in diesem Fall die obere Hälfte des Verschlußgehäuses beschreibt und das mit den bekannten Randbedingungen und Kräften bzw. Drücken belastet wird.

Speziell in diesem Fall ist es außerdem notwendig, eine gekoppelte FE-Rechnung durchzuführen, da die 2200 bar Auslegungsdruck nur auf die Verschlußkugel einwirken und verformen. Die Kugel wirkt dann ihrerseits über die genau definierte Kontaktzone auf das zu betrachtende Behälterbauteil ein.

Da sich der Behälter erwartungsgemäß besonders im oberen Bereich aufweiten wird, wird als weitere Belastung der Druck eingeführt, der durch entsprechend aufgeschrumpfte Spannringe entstehen würde. Iterativ wird sowohl der vorgespannte Bereich wie auch der Vorspanndruck variiert bis eine optimale Verformung und Spannungsverteilung erreicht ist. Als Kriterium bietet sich an, die Außenkontur des Behälterteils mit der Ausgangslage im unbelasteten Zustand in Deckung zu bringen. Auf diese Weise ist sichergestellt, daß im Behälter auch bei Auslegungsdruck keine Zugspannungen auftreten.

Eine weitere FE-Rechnung mit angekoppelten Spannringen und ohne Behälterinnendruck liefert den gesuchten Vorspanndruck P_v sowie einen radialen Verschiebungswert für die Außenkontur.

Mit den Schrumpfmaßen liegt dann auch die Schrumpftemperatur fest.

5.3.3 Ergebnisse

Um den Einfluß der verschiedenen Parameter, die in den oben gezeigten Rechengang hineinspielen, besser variieren und bewerten zu können, wurde ein Fortran-Programm speziell für den vorliegenden Anwendungsfall geschrieben.

Die Festlegung des Sicherheitsbeiwertes erfolgt nach der KTA-Regel 3201.2 und die Bewertung der Spannungen orientiert sich an den Vorgaben von Prof. Kußmaul /5.3.4/.

Die Schrumpfsitzberechnung erfolgt nach Din 7190 bzw. nach Prof. Peeken /5.3.6/.

Die Ergebnisse mit den jeweiligen Eingabegrößen sind den folgenden Seiten zu entnehmen.

Werkstoff :

Als Werkstoff wurde sowohl für die Wandelemente und die beiden Deckel des Behälters wie auch für die Spannringe der gleiche Stahl mit der Bezeichnung 26 NiCrMo 14.6 ausgewählt. Laut VdTÜV /5.3.7/ wurden folgende Festigkeitswerte ermittelt:

R _{p0,2}	885	N/mm ²	bei Raumtemperatur
R _m	1030-1230	N/mm ²	bei Raumtemperatur
R _{p0,2T}	785	N/mm ²	bei 300° C

Es liegt außerdem ein Angebot vor, in dem die oben genannten Eigenschaften garantiert werden /5.3.8/.

Nach KTA-Regel liegt damit die zulässige Spannung bei 347 N/mm². Dieser Wert wurde bei der Auslegung zugrunde gelegt.

Spannringe in Zone 1 :

BERECHNUNG DER RADIALVORSPANNUNG VON DRUCKBEHAELTERN

=====

BEHAELTERDATEN :

BEHAELTERINNENDURCHMESSER	=	700.00	MM
BEHAELTERAUSSENDURCHMESSER	=	1500.00	MM
BEHAELTERUEBERDRUCK	=	2200.00	BAR
E-MODUL DER BEHAELTERWAND	=	180210.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG AUSSEN	=	-0.40690E+00	MM

SPANNRINGDATEN :

ZULAESSIGE SPANNUNG	=	347.00	N/MM**2
E-MODUL DER SPANNRINGE	=	196000.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG INNEN	=	0.11065E+01	MM
SPANNRING-HOEHE	=	200.00	MM
RINGKRAFT (TANGENTIAL)	=	15400000.23	N
SPANNRING-BREITE (LIN.GER.)	=	221.90	MM
SPANNRING-BREITE (GEWAEHLT)	=	265.00	MM
TANGENTIAL-SPANNUNG INNEN	=	349.61	N/MM**2
TANGENTIAL-SPANNUNG AUSSEN	=	246.94	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG INNEN	=	391.68	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG AUSSEN	=	213.86	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG MITTL.	=	341.90	N/MM**2
ERFORDERLICHES UEBERMASS	=	4.56	MM
SCHRUMPFTEMPERATUR	=	276.54	GRAD

Spannring in Zone 2 :

BERECHNUNG DER RADIALVORSPANNUNG VON DRUCKBEHAELTERN

=====

BEHAELTERDATEN :

BEHAELTERINNENDURCHMESSER	=	450.00	MM
BEHAELTERAUSSENDURCHMESSER	=	1500.00	MM
BEHAELTERUEBERDRUCK	=	2200.00	BAR
E-MODUL DER BEHAELTERWAND	=	185000.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG AUSSEN	=	-0.21488E+00	MM

SPANNRINGDATEN :

ZULAESSIGE SPANNUNG	=	347.00	N/MM**2
E-MODUL DER SPANNRINGE	=	196000.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG INNEN	=	0.12555E+01	MM
SPANNRING-HOEHE	=	200.00	MM
RINGKRAFT (TANGENTIAL)	=	9900000.15	N
SPANNRING-BREITE (LIN.GER.)	=	142.65	MM
SPANNRING-BREITE (GEWAEHLT)	=	160.00	MM
TANGENTIAL-SPANNUNG INNEN	=	345.56	N/MM**2
TANGENTIAL-SPANNUNG AUSSEN	=	279.56	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG INNEN	=	356.42	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG AUSSEN	=	242.10	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG MITTL.	=	342.38	N/MM**2
ERFORDERLICHES UEBERMASS	=	4.48	MM
SCHRUMPFTEMPERATUR	=	271.31	GRAD

Spannring in Zone 3 :

BERECHNUNG DER RADIALVORSPANNUNG VON DRUCKBEHAELTERN

=====

BEHAELTERDATEN :

BEHAELTERINNENDURCHMESSER	=	550.00	MM
BEHAELTERAUSSENDURCHMESSER	=	1500.00	MM
BEHAELTERUEBERDRUCK	=	2200.00	BAR
E-MODUL DER BEHAELTERWAND	=	185000.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG AUSSEN	=	-0.27984E+00	MM

SPANNRINGDATEN :

ZULAESSIGE SPANNUNG	=	347.00	N/MM**2
E-MODUL DER SPANNRINGE	=	196000.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG INNEN	=	0.12089E+01	MM
SPANNRING-HOEHE	=	200.00	MM
RINGKRAFT (TANGENTIAL)	=	12100000.18	N
SPANNRING-BREITE (LIN.GER.)	=	174.35	MM
SPANNRING-BREITE (GEWAHLT)	=	200.00	MM
TANGENTIAL-SPANNUNG INNEN	=	347.58	N/MM**2
TANGENTIAL-SPANNUNG AUSSEN	=	266.91	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG INNEN	=	370.87	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG AUSSEN	=	231.15	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG MITTL.	=	342.83	N/MM**2
ERFORDERLICHES UEBERMAS	=	4.51	MM
SCHRUMPFTEMPERATUR	=	273.55	GRAD

Spannringe in Zone 4 :

BERECHNUNG DER RADIALVORSPANNUNG VON DRUCKBEHAELTERN

=====

BEHAELTERDATEN :

BEHAELTERAUSSENDURCHMESSER	=	1500.00	MM
E-MODUL DER BEHAELTERWAND	=	200000.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG AUSSEN	=	-0.88277E-01	MM

SPANNRINGDATEN :

ZULAESSIGE SPANNUNG	=	347.00	N/MM**2
E-MODUL DER SPANNRINGE	=	196000.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG INNEN	=	0.12291E+01	MM
SPANNRING-HOEHE	=	100.00	MM
RINGKRAFT (TANGENTIAL)	=	1625000.02	N
SPANNRING-BREITE (LIN.GER.)	=	46.83	MM
SPANNRING-BREITE (GEWAHLT)	=	50.00	MM
TANGENTIAL-SPANNUNG LINEAR	=	325.00	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG MITTL.	=	335.83	N/MM**2
ERFORDERLICHES UEBERMASS	=	4.17	MM
SCHRUMPFTEMPERATUR	=	252.77	GRAD

Spannringe in Zone 5 :

BEHAELTERDATEN :

BEHAELTERAUSSENDURCHMESSER	=	1500.00	MM
E-MODUL DER BEHAELTERWAND	=	200000.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG AUSSEN	=	-0.30237E+00	MM

Spannringe in Zone 5 (Fortsetzung) :

SPANNRINGDATEN :

ZULAESSIGE SPANNUNG	=	347.00	N/MM**2
E-MODUL DER SPANNRINGE	=	196000.00	N/MM**2
RADIALVERSCHIEBUNG INNEN	=	0.11349E+01	MM
SPANNRING-HOEHE	=	250.00	MM
RINGKRAFT (TANGENTIAL)	=	15137500.23	N
SPANNRING-BREITE (LIN.GER.)	=	174.50	MM
SPANNRING-BREITE (GEWAEHLT)	=	200.00	MM
TANGENTIAL-SPÄNNUNG INNEN	=	347.87	N/MM**2
TANGENTIAL-SPANNUNG AUSSEN	=	267.13	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG INNEN	=	371.18	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG AUSSEN	=	231.34	N/MM**2
VERGLEICH-SPANNUNG MITTL.	=	343.12	N/MM**2
ERFORDERLICHES UEBERMASS	=	4.41	MM
SCHRUMPFTEMPERATUR	=	267.31	GRAD

In den Zonen 1 bis 5 liegt die Schrumpftemperatur jeweils in einem üblichen Bereich, da erst ab ca. 300 °C eventuell die Oberflächen verzundern können.

Gleichzeitig kann durch Abkühlen des Behälters die Schrumpftemperatur noch zurückgenommen werden.

Alternativ bietet sich auch die Möglichkeit, in den Zonen 1 bis 3 und in der Zone 5 einen 2-teiligen Spannring zu verwenden, wodurch eine gleichmäßigere Tangentialspannungsverteilung erreicht werden kann.

Optimiert man die Einflußgrößen für beide Ringe /5.3.9/, so erhält man vergleichsweise niedrige Schrumpftemperaturen, die für beide Ringe unter 200 °C liegen.

5.4 SPANNRINGVERFORMUNG

Bei genauer Betrachtung des Radialspannsystems fällt auf, daß die Auslegung und Berechnung wie im Kap. 5.3 gezeigt nur einen Aspekt hinsichtlich der Festigkeitsrechnung abdecken, nämlich die radialen Verformungen und die daraus entstehenden Spannungen in der Behälterwand und in den Spannringen.

Üblicherweise ist dies auch eine einwandfreie und absolut hinreichende Methode, so daß sich in der Literatur auch kein Hinweis auf andere bzw. weitergehende Auslegungskriterien findet.

In diesem Fall scheint jedoch eine differenziertere Berechnung notwendig zu sein, wie folgende Analogie zeigt:

Bei Schrumpfsitzen zwischen Wellen und Zahnrädern oder Rädern von Schienenfahrzeugen tauchen gelegentlich Schäden auf, die auf eine sogenannte Reibkorrosion zurückzuführen sind /5.4.1/.

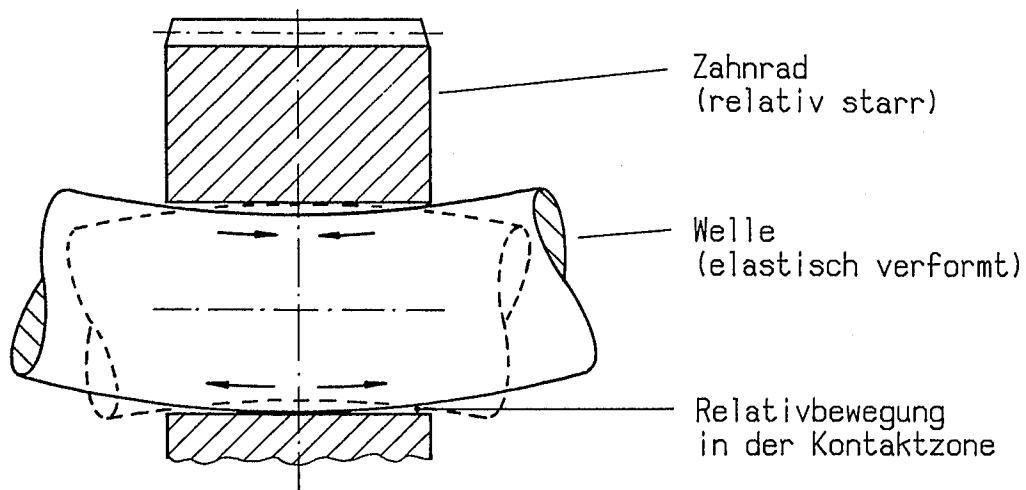


Abb. 5.4-1 : Mögliche Bewegungen in einem Schrumpfsitz infolge Umlaufbiegung

Dieser Verschleiß wird durch minimale Bewegungen hervorgerufen, die die beiden zusammengeschrumpften Bauteile in der Kontaktfuge relativ zueinander ausführen. Letztendlich entstehen diese Bewegungen bei den oben genannten Maschinenelementen vorwiegend durch Umlaufbiegung (s. Abb. 5.4-1). Meistens bleibt dieser schädigende Vorgang dadurch verborgen, daß das Auslegungskriterium zunächst einwandfrei erfüllt wird. Das heißt z.B. bei einem Zahnrad, daß der Kontaktdruck zwischen Zahnrad und Welle (wie berechnet) in der Lage ist, ein bestimmtes Drehmoment zu übertragen. Dieser Kontaktdruck reicht dann aber unter Umständen nicht aus, jene axiale Relativbewegungen zu unterdrücken.

Bei dem vorgespannten Druckbehälter sind die Verhältnisse ganz ähnlich gelagert. In radialer Richtung gesehen, werden auch hier die Auslegungskriterien einwandfrei erfüllt, während in axialer Richtung die beiden Bauteile durchaus sehr unterschiedlichen Verformungen unterworfen sein können.

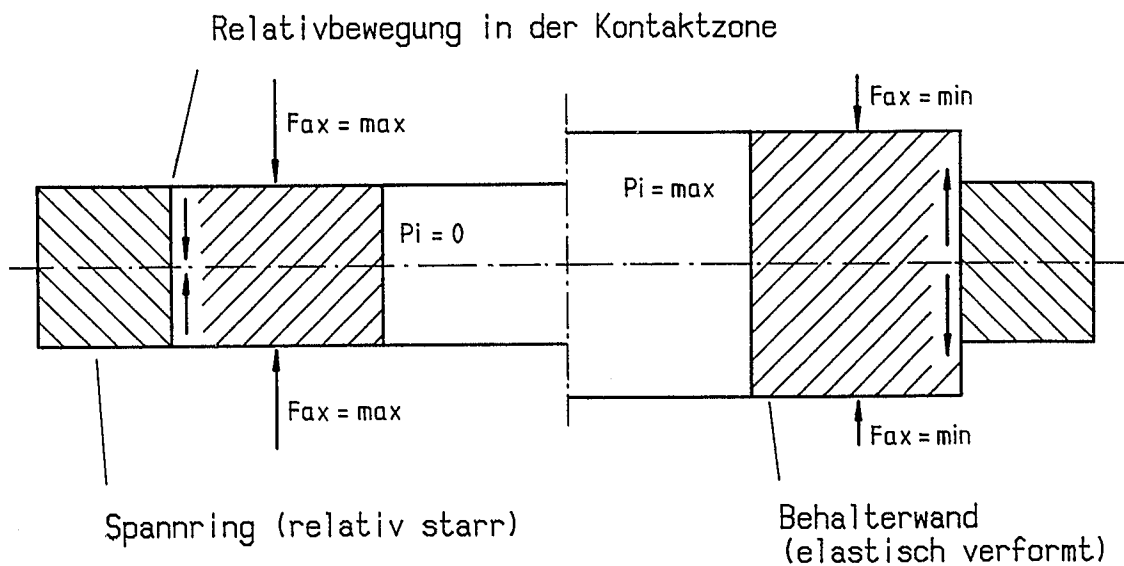


Abb. 5.4-2 : Unterschiedliche Axialbelastungen an einem Wandsegment mit Spannringen

In der Abbildung 5.4-2 sind die Kräfte dargestellt, die an ein vorgespanntes Wandsegment angreifen.

Beachtenswert ist also im Bereich von 0 bis 2000 bar Betriebsdruck nicht nur die entsprechende Radialverformung, sondern auch die mit jedem Lastwechsel verbundene Axialbewegung. Wie man auch dem Verspannungsdiagramm im Kap. 5.1 entnehmen kann, beträgt die maximale Längenänderung des gesamten Behälters ca. 1,5 mm.

Exakt heißt das aber, daß nur die Wand des Behälters einer derartigen axialen Verformung unterliegt, nicht aber die außen liegenden Spannringe, da an diese keine axial gerichtete Kraft angreift (s.Abb. 5.4-3).

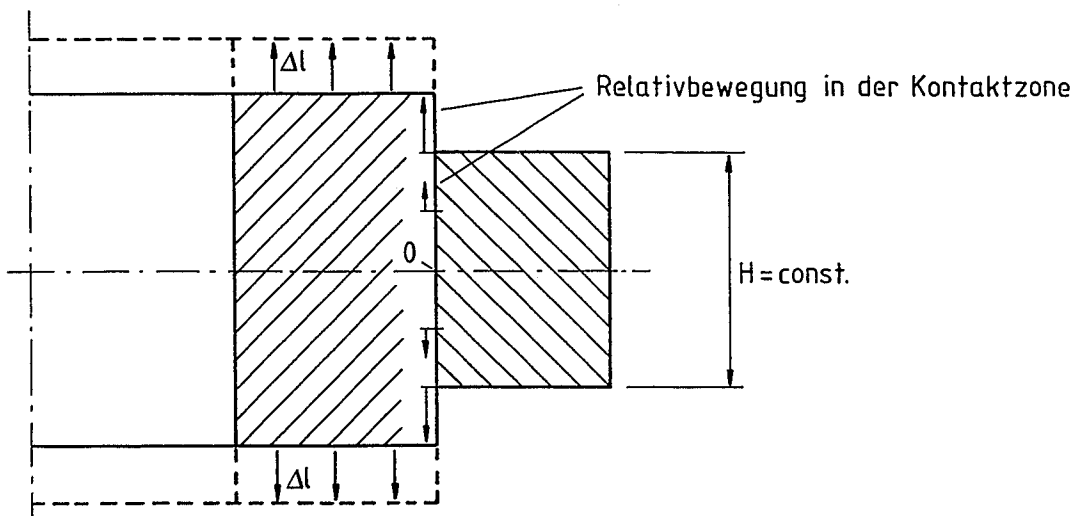


Abb. 5.4-3 : Mögliche Axialbewegung zwischen Behälterwand und Spannring

Es taucht damit die Frage auf, ob der radiale Fugendruck unter allen Bedingungen in der Lage ist, über den Reibwert jene axiale Relativbewegung zu unterbinden.

Das heißt, wenn die Haftbedingung in der Kontaktfuge vorliegt, dann wird sich der Spannring in gleichem Maße in

axialer Richtung elastisch mitverformen bzw. die Verformungen beider Bauteile werden sich angleichen. In der Abbildung 5.4-4 ist dieser Vorgang qualitativ dargestellt.

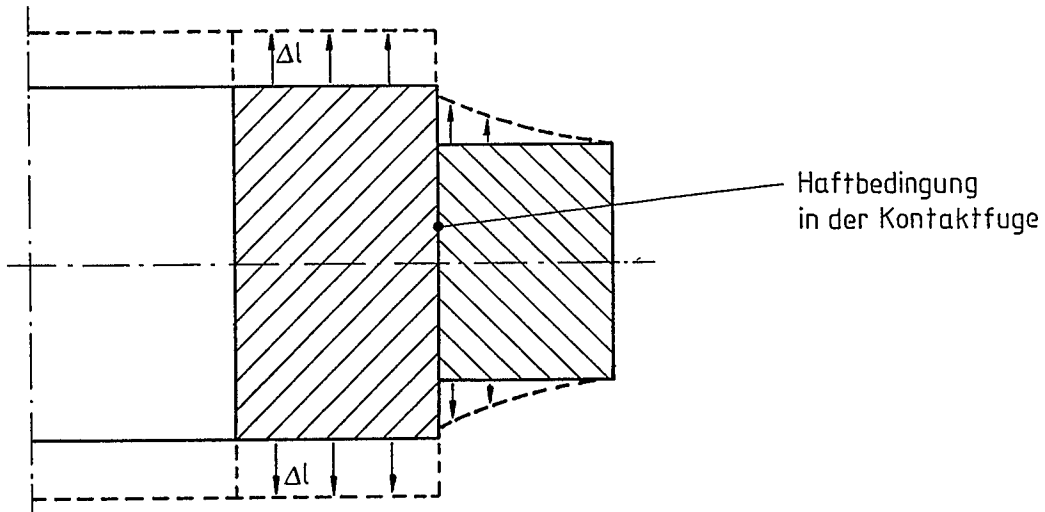


Abb. 5.4-4 : Erzwungene Axialverformung des Spannrings

5.4.1 Aufgabenstellung

Die Aufgabe besteht darin, zunächst zu prüfen, ob der radiale Kontaktdruck bereits ausreicht, um bei verschiedenen Axialbewegungen ein einwandfreies Haften beider Bauteile zu gewährleisten.

Wenn dieser (ideale) Fall nicht vorliegt, müssen die Bewegungsdifferenzen in Abhängigkeit verschiedener Parameter wie Verspannungszustand, Reibwert und Betriebsdruck bestimmt werden.

In einem abschließenden Schritt sind Lösungsmöglichkeiten aufzuzeigen, die festigkeitsmäßig keine Einschränkungen mehr beinhalten und einen einwandfreien Betrieb sicherstellen.

5.4.2 Vorgehensweise

Bis auf eine recht grobe, aber konservative Abschätzung, die darüber Aufschluß gibt, ob die Ringe verrutschen werden, gibt es keine Möglichkeit, das Problem auf analytischem Wege anzugehen.

Da - um es vorwegzunehmen - diese Abschätzung ergeben hat, daß die befürchteten Relativbewegungen wahrscheinlich auftreten werden, muß ein spezielles Finite-Element-Verfahren angewendet werden.

Es werden zu diesem Zweck die beiden Bauteile bzw. FE-Modelle in der Kontaktfuge mittels Federn gekoppelt. Im Gegensatz zu den üblichen finiten Elementen haben die Federn unter Umständen gar keine Ausdehnung, d.h. sie haben die Länge $l=0$.

Die Federn koppeln alle Kontaktknoten sowohl in radialer wie auch in axialer Richtung (s.Abb. 5.4-5).

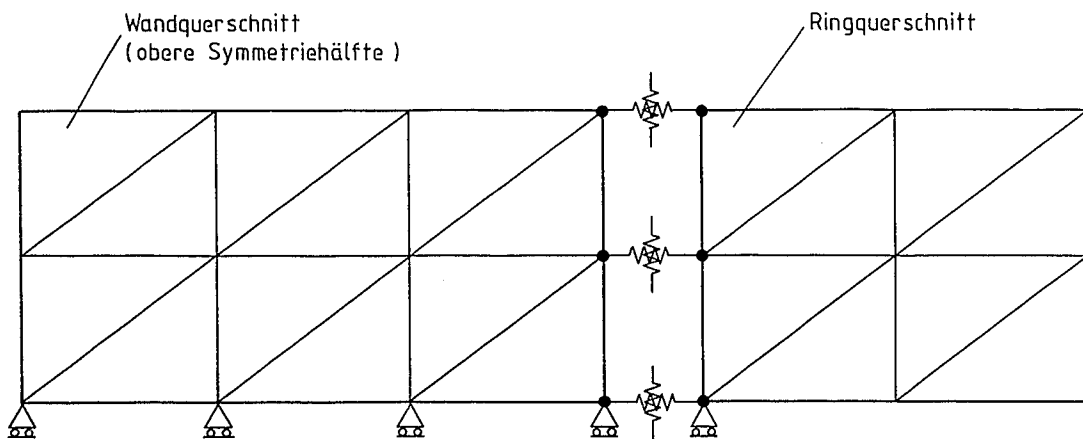


Abb. 5.4-5 : Federelemente zur Verbindung von Koppelknoten.
Prinzipische Skizze des FE-Modells.

Da in tangentialer Richtung keine Kräfte übertragen werden müssen bzw. kein Drehmoment anliegt, werden in dieser Richtung auch keine Federn definiert, wodurch der Rechenaufwand auch entsprechend geringer ausfällt.

Weiterhin müssen die inneren Kräfte, die durch den Schrumpfvorgang von der Kontaktfuge ausgehen, nachgebildet und in der FE-Rechnung mit berücksichtigt werden.

Man erreicht dies, indem an den Koppelknoten noch zusätzlich paarweise, entgegengesetzte Kräfte definiert werden, die so orientiert sind, daß die Kontaktfuge aufgeweitet wird. Diese Kräfte stehen stellvertretend für den genau an dieser Stelle herrschenden Fugendruck und die Aufweitung muß genau das notwendige (und bereits bekannte) Übermaß des Schrumpfsitzes erreichen.

Über eine iterative FE-Rechnung, bei der die anfangs unbekannten Kräfte an den Koppelknoten variiert werden, wird genau dieses Übermaß eingestellt.

Schließlich kann noch der Reibwert μ mit berücksichtigt werden, indem weitere, aber axial gerichtete Kräfte zu den bereits vorhandenen Radialkräften an den Koppelknoten angreifen.

Die Orientierung der Axialkräfte ergibt sich aus der Richtung der jeweiligen Dehnungen, das heißt, aus den relativen Verschiebungsrichtungen. Es muß also von Fall zu Fall eine erste FE-Rechnung ohne Berücksichtigung jeglicher Axialkräfte zunächst die Relativverschiebungen ergeben, um dann in einem nachfolgenden Rechenlauf diese Kräfte mit der richtigen Orientierung mit berücksichtigen zu können. In der Abbildung 5.4-6 sind die Verformung und die entsprechenden Kräfte dargestellt.

Insgesamt bietet eine solche FE-Rechnung mit Kontaktelementen unter genauer Berücksichtigung aller Randbedingungen die Möglichkeit ein derartiges Problem einwandfrei nachzurechnen.

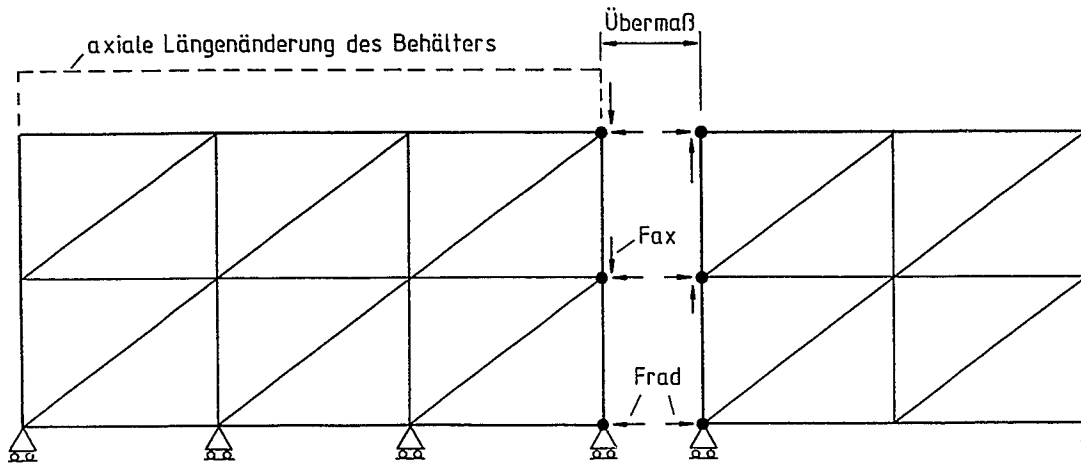


Abb. 5.4-6 : Kräfte an den Koppelknoten.
Prinzipische Skizze des FE-Modells.

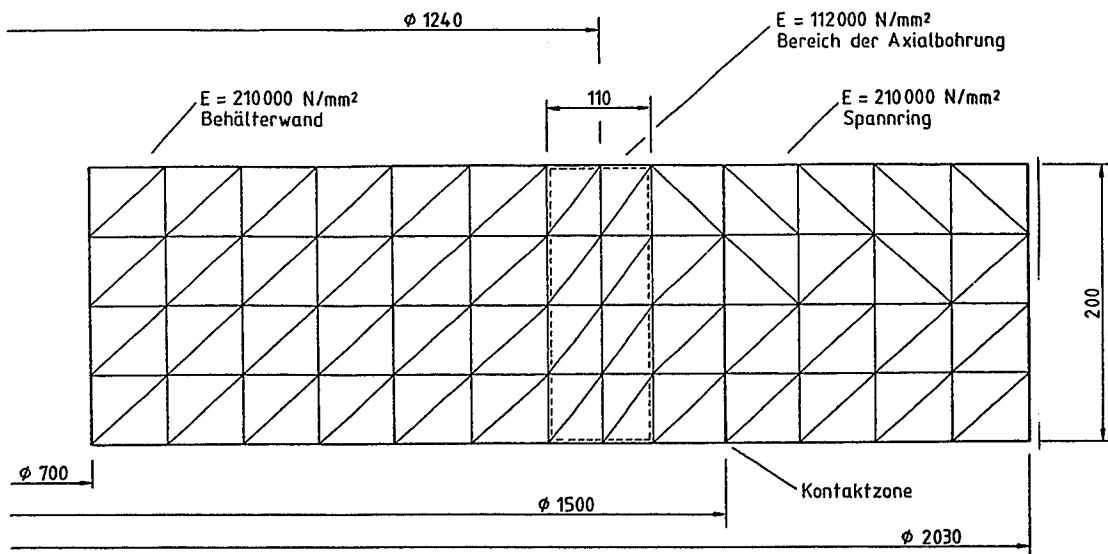


Abb. 5.4-7 : Gekoppeltes, 2-dimensionales, rotatorisches
FE-Modell.
104 Elemente, 252 Knoten (504 Freiheitsgrade).

Das den Rechnungen zugrundeliegende FE-Modell, welches auch die Symmetriebedingung ausnutzt, ist in der Abbildung 5.4-7 zu sehen. Es handelt sich um ein 2-dimensionales Netz zur Berechnung des rotatorischen Verformungs- und Spannungszustandes. Die Elemente sind zur Erhöhung der Rechengenauigkeit in allen Fällen mit Zwischenpunkten versehen (sog. quadratische Elemente).

Die Berechnung gliedert sich in mehrere Schritte:

(1) Zuerst wird lediglich ein FE-Modell der Behälterwand ohne Spannring betrachtet, welches mit dem bereits berechneten Kontaktdruck aus dem Programm RAD belastet wird.

Ziel : Die daraus sich ergebende Radialverschiebung der Außenkontur kann mit dem im Programm RAD berechneten Wert verglichen werden und zeigt die Genauigkeit der FE-Rechnung an. Gegebenenfalls muß das FE-Netz verfeinert werden.

(2) Im 2. Schritt wird das FE-Netz aus (1) wie beschrieben mit dem Netz des Spannrings gekoppelt. Mit den radialen Koppelkräften wird iterativ das im Programm RAD berechnete Übermaß abzüglich Fügezuschlag und Rauigkeitsverlust eingestellt (Lastfall 2.0).

Phase : Bauphase. Die einzelnen Segmente der Behälterwand werden separat mit aufgeschrumpften Spannringen versehen.

Ziel : Die Radialverschiebung der Außenkontur kann mit dem Ergebnis aus (1) verglichen werden. Weiterhin sind nun die inneren Kräfte (und Spannungen) für die nachfolgenden Schritte implementiert. Und schließlich erhält man erste Werte für die Axialverschiebung der Koppelknoten.

(3) Im dritten Schritt wird das Modell aus (2) zunächst an den oberen und unteren Stirnflächen der Behälterwand zusätzlich mit einem axialen Fugendruck belastet, der aus der Axialvorspannung des Behälters bekannt ist (Lastfall 3.0). Durch die axiale Belastung wird das betrachtete Wandsegment in Breitenrichtung ausweichen, so daß insbesondere die radiale Aufweitung der Außenkontur zu einem erhöhten radialen Fugendruck zwischen Wand und Ring führen wird. Weiterhin ergibt sich natürlich eine Axialbewegung der Wandaußenkontur, die mit der kaum veränderten Höhe der Innenkontur des Spannrings in Einklang gebracht werden muß.

Deshalb wird an dieser Stelle in einer 2. Stufe der Berechnung die endgültige Konstellation der Kräfte und Verschiebungen berücksichtigt. Die Einstellung der radial wirkenden Kräftepaare an den Koppelknoten erfolgt wieder iterativ bis das erforderliche Übermaß erneut erreicht wird. In axialer Richtung können die Kontaktknoten entweder über die axial orientierten Federn gekoppelt werden ($F_{ax} = \mu * Federst.rad.$) oder es werden axiale Kräfte an den Koppelknoten eingeführt ($F_{ax} = \mu * F_{rad} * 1/(2*n*r)$). Diese beiden Möglichkeiten sind in den Lastfällen 3.1 und 3.2 berechnet worden.

Phase : Unter diesen Bedingungen wird einerseits der 2. Teil der Bauphase beschrieben, in der die radial bereits vorgespannten Wandsegmente aufeinander gesetzt und dann axial vorgespannt werden. Andererseits ist damit gleichzeitig der Betriebszustand bei drucklosem Innenvolumen berücksichtigt.

Ziel : Art und Größe der Axialverschiebungen der Koppelknoten kann dargestellt werden.

(4) Als letzte Einflußgröße wird nun der Behälterinnendruck bei der FE-Rechnung mit berücksichtigt. Dazu wird das Modell aus (3) mit dem Betriebsdruck von 200 N/mm^2 beaufschlagt (Lastfall 4.0).

Danach muß - wie schon unter (3) beschrieben - wieder eine Iteration durchgeführt werden, um das Übermaß erneut richtig einzustellen. Ebenso werden wieder zur Berücksichtigung des Reibverhaltens axiale Federn oder Kräfte an den Koppelknoten implementiert (Lastfälle 4.1 und 4.2).

Relevant sind nicht die absoluten Werte, sondern diejenigen Verschiebungen, die zwischen dem Lastfall 3 (Ausgangslage) und diesem Lastfall 4 bestehen.

Phase : Mit diesen Randbedingungen wird eindeutig die Betriebsphase beschrieben, und zwar unter maximalem Innendruck.

Ziel : Die Axialverschiebung von Wand- und Ringkoppelknoten unter erhöhtem Kontaktdruck bzw. besseren Haftreibungsbedingungen wird dargestellt. Nur wenn gleiche Verschiebungswege festgestellt werden, dann haften die beiden Bauteile aufeinander.

5.4.3 Ergebnisse

Zur Übersicht sind in der nachfolgenden Tabelle 5.4 die wichtigsten Daten, die in die Rechnungen eingeflossen sind, den jeweiligen Lastfällen zugeordnet. Weiterhin ist der Tabelle zu entnehmen, in welcher Form die Koppelung der Knoten erfolgte.

Das zugrundegelegte Übermaß von 1,46 mm ist bereits im Kap. 5.3 bestimmt worden und ist aber nicht mit dem endgültigen Schrumpfmaß identisch. Denn der hier verwendete Wert ist sozusagen auf das mechanisch relevante Maß verringert, das heißt der Rauigkeitsverlust und der Fügezuschlag sind nicht in die Rechnungen mit eingegegangen.

P _i	P _{ax}	P _{rad}	Ü _{min}	μ	Federn axial	Kräfte axial	Last fall
0	0	78	1,44	0,0	-	-	2.0
0	59	78	1,43	0,0	-	-	3.0
0	59	78	1,43	0,2	4,2*10 ⁴	-	3.1
0	59	79	1,43	0,2	-	0,2*F _{rad}	3.2
200	5	93	1,46	0,0	-	-	4.1
200	5	93	1,46	0,2	-	0,2*F _{rad}	4.2
200	5	93	1,46	1,0	2,1*10 ¹⁰	1,0*F _{rad}	4.3
200	5	93	1,46	0,2	2,1*10 ⁵	0,2*F _{rad}	4.4
	Eckknoten		:	1,0	2,1*10 ¹⁰	0,2*F _{rad}	
220	0	103	1,95	0,2	2,1*10 ⁵	0,2*F _{rad}	5.0

Tabelle 5.4 : Die wichtigsten Eingangsdaten der verschiedenen Lastfälle.

Lastfall 1

Dieser Lastfall stellt wie gesagt den Einstieg in die FE-Rechnung dar und dient insbesondere der Genauigkeitskontrolle. Die Radialverschiebungen der Wandaußenkontur ergeben im Vergleich zur analytischen Rechnung eine relative Abweichung von unter 3 % . Das FE-Netz der Behälterwand wird daher beibehalten.

Lastfall 2

In der Abbildung 5.4-8 ist oben die verformte Kontur in 70-facher Überhöhung dargestellt. Die nicht verformte Kontur der Ausgangslage ist gestrichelt gezeichnet. Man erkennt deutlich in der Kontaktzone die radiale und achs-parallele Aufweitung, die das Übermaß darstellt.

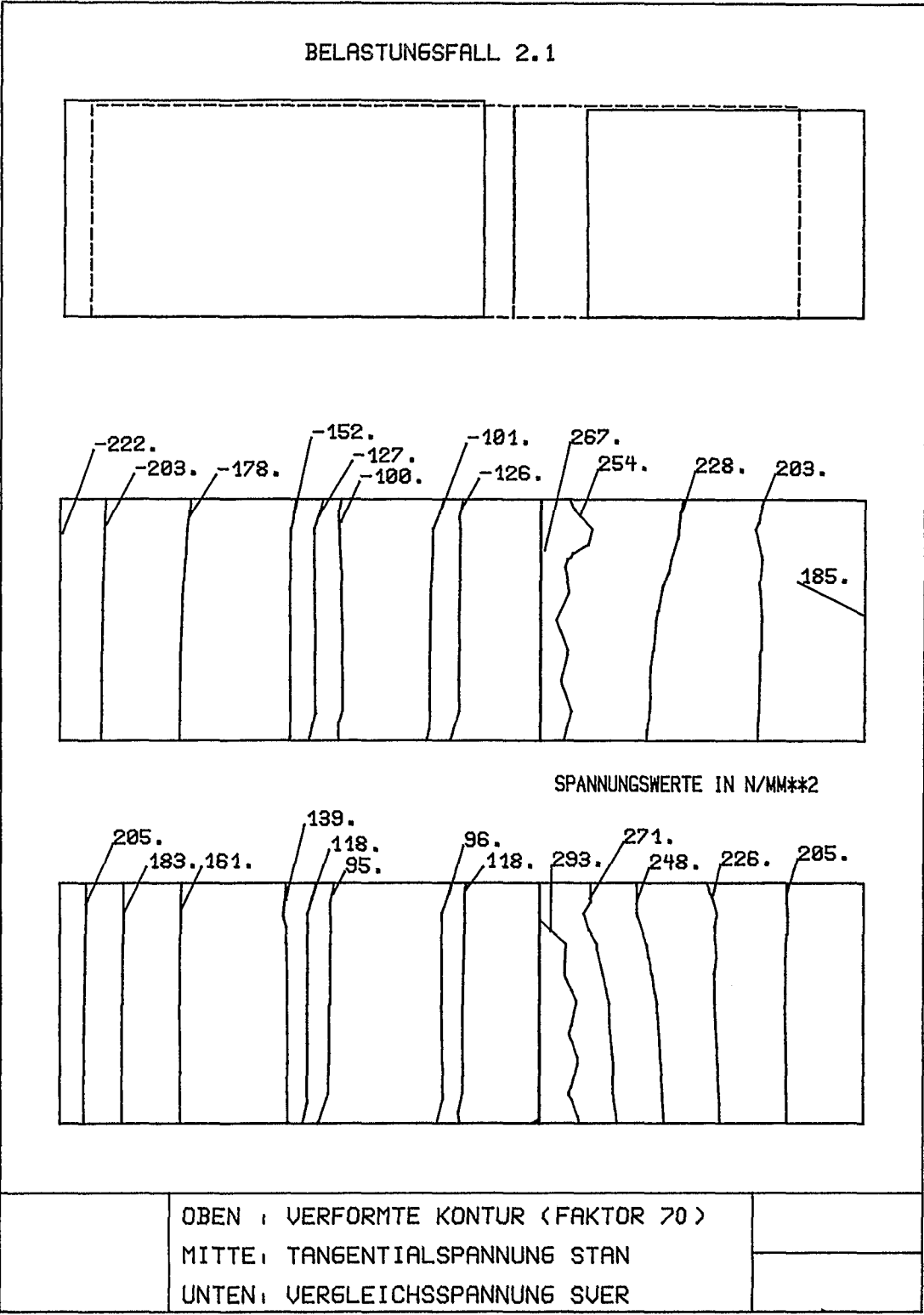


Abb. 5.4-8 : Verformung und Isospannungslinien für den Lastfall 2.1

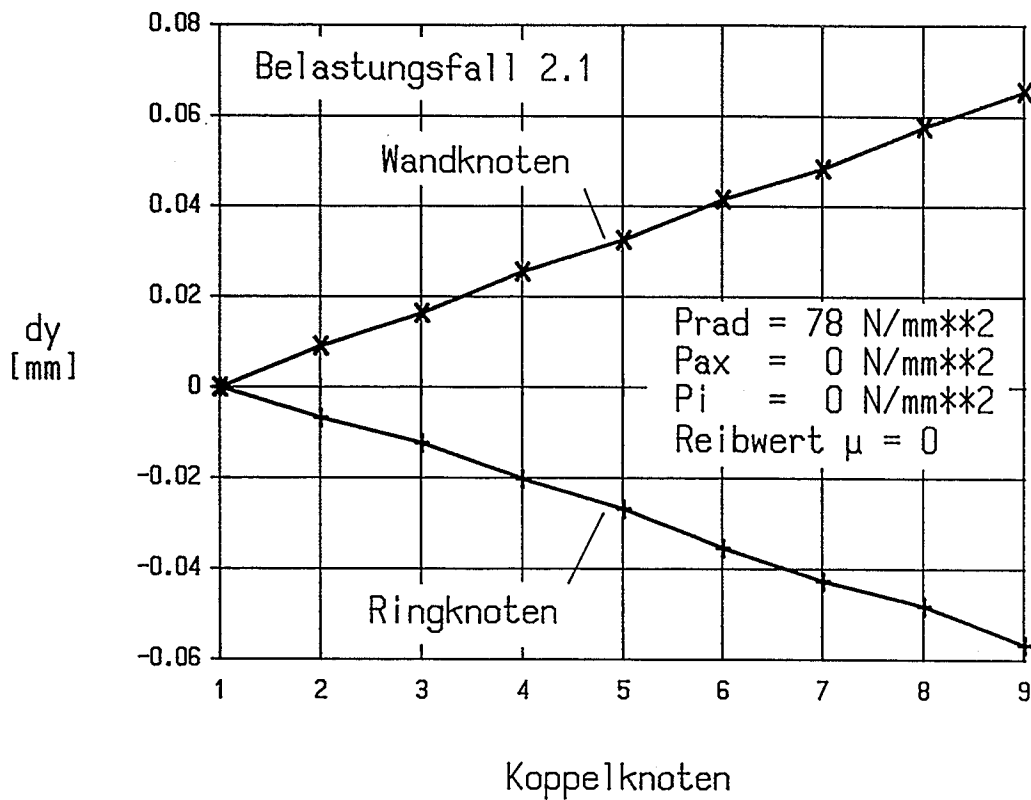


Abb. 5.4-9 : Axialverschiebung der Koppelknoten
im Lastfall 2.1

Da der Spannring aufgrund seiner Geometrie relativ elastischer ist als die Behälterwand, fällt auch die Verformung entsprechend größer aus. Hinzu kommt, daß im Gegensatz zur Wand der Ring in seiner Verformung nicht behindert wird. Anhand der vorliegenden Verschiebungswerte läßt sich feststellen, daß die Radialverschiebungen recht genau bestimmt wurden. Der relative Fehler zwischen der analytischen Methode und der FE-Rechnung beträgt 1,4 % für die Außenkontur der Behälterwand und 6,9 % für die Innenkontur des Spannrings. Obgleich die Ergebnisse vergleichsweise gut übereinstimmen, sollte den Werten der FE-Rechnung mehr Beachtung geschenkt werden, da in dieser Rechnung über die Randbedingungen die endliche Länge der zylindrischen Bauteile berücksichtigt ist.

Das gesamte FE-Modell mit den angekoppelten Spannringen (vergl. Abb. 5.4-7) wird daher auch für die folgenden Rechnungen beibehalten.

Weiterhin ist zu erkennen, daß sich bei der Behälterwand aufgrund der Stauchung erwartungsgemäß ein Höhenzuwachs eingestellt hat, während beim vorwiegend tangential beanspruchten Spannring bedingt durch die Querkontraktion eine entsprechende Höhenabnahme zu registrieren ist.

Zur Verdeutlichung dieser Tatsache sind in der Abbildung 5.4-9 die Verschiebungswege der Koppelknoten in axialer Richtung dargestellt.

Die Position 1 der Koppelknoten liegt auf der Symmetrieebene (untere Kante) der Struktur, die Position 9 dagegen markiert das andere Extrem und liegt an der oberen Kante der Struktur. Zwischen den Positionen der einzelnen Koppelknotenpaare liegt in axialer Richtung ein konstanter Abstand.

Es ist gut zu erkennen, wie die Koppelknoten, die ursprünglich paarweise auf einer Höhe lagen, von der Symmetrieebene ausgehend, auseinanderdriften. Es ist dabei zu bedenken, daß diese Bewegung ungehindert erfolgt, da noch kein Reibwert mit berücksichtigt ist. Eine genauere Berechnung erschien nicht sinnvoll, da dieser Lastfall nur einmal während der gesamten Betriebszeit auftaucht und da eine einmalige Relativbewegung der Ringe keine Schädigung hervorruft.

Der lineare Verlauf der beiden Funktionen spiegelt das ideal-elastische Werkstoffverhalten wider.

Lastfall 3

In der Abbildung 5.4-10 ist oben wieder die verformte Kontur in 70-facher Überhöhung dargestellt.

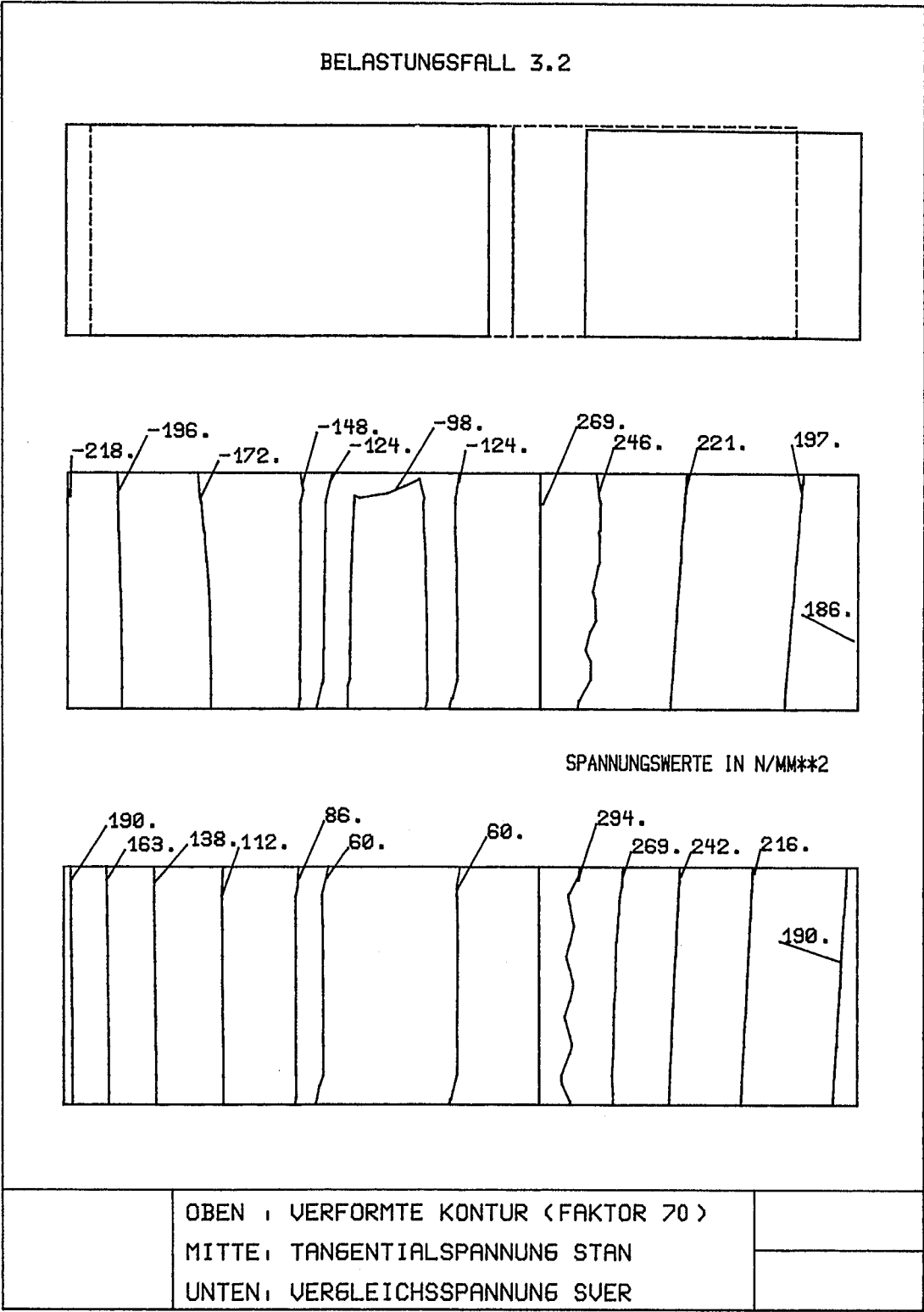


Abb. 5.4-10 : Verformung und Isospannungslinien für den Lastfall 3.2 .

Im Vergleich zur vorhergehenden Abbildung ist gut zu erkennen, wie der Druck der Axialverspannung das Wandelement fast auf seine ursprüngliche Höhe zusammendrückt.

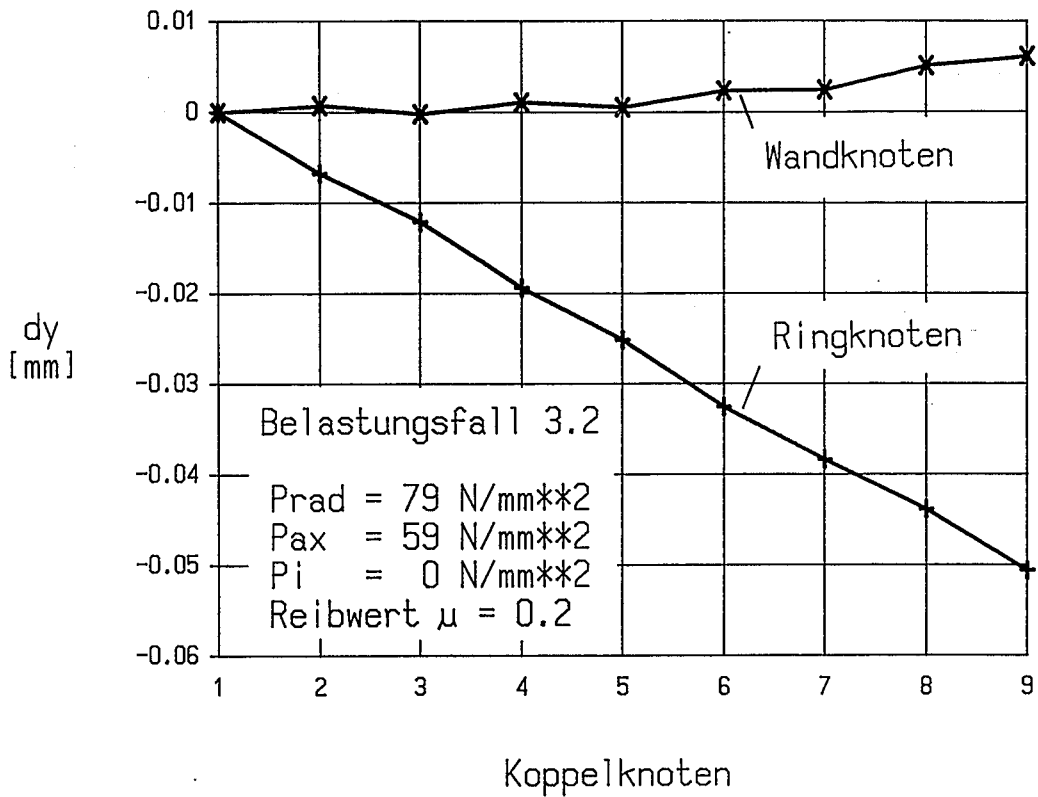


Abb. 5.4-11 : Axialverschiebung der Koppelknoten
im Lastfall 3.2 .

Dieser Effekt ist wesentlich besser in der Abbildung 5.4-11 zu erkennen, wo die Verschiebungswerte der Wandknoten dicht an der Koordinatenachse liegen. Die Verschiebung der Ringknoten zeigt sich dagegen fast unverändert, obwohl nun die Reibkräfte in die Rechnung mit einbezogen sind. Die absolute Summe der Verschiebungen der Koppelknoten 9 entspricht dem Höhenunterschied der Konturen in Abb. 5.4-10.

Der wesentlichste Punkt aber ist, daß bei einem Reibwert von $\mu=0,2$ der Kontaktdruck ganz offensichtlich nicht ausreicht, die Relativbewegung zu verhindern. Genaugenommen muß man

sagen, daß die Verschiebungsfunktion völlig unbeeinflußt von den Reibkräften ist.

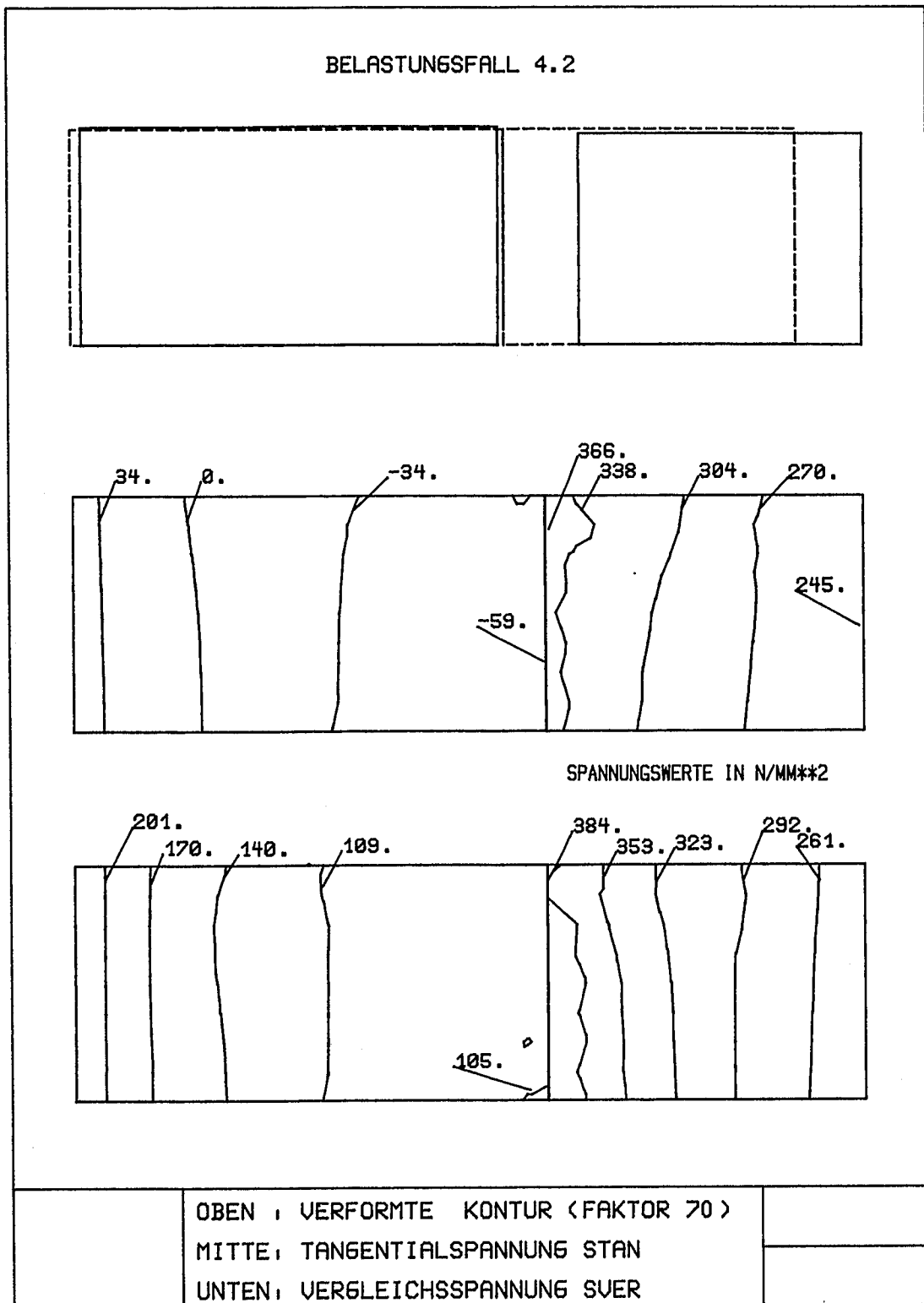


Abb. 5.4-12 : Verformung und Isospannungslinien für den Lastfall 4.2

Lastfall 4

Aufgrund des hier einwirkenden Betriebsdrucks wird die Axialverspannung derart gedehnt, daß der axiale Vorspanndruck von 59 auf 5 N/mm² zurückgeht (vergl. Tab. 5.4).

Sichtbar wird dies in dem erneuten Höhenzuwachs der Wandkontur in Abbildung 5.4-12.

Außerdem wird deutlich, wie aufgrund des Behälterinnendrucks auch das System Wand/Ring sich dehnt und radial nach außen wandert. Das führt gleichzeitig zu einem höheren radialen Kontaktdruck, der von 79 auf 93 N/mm² ansteigt, und damit zu günstigeren Voraussetzungen für die Haftreibung.

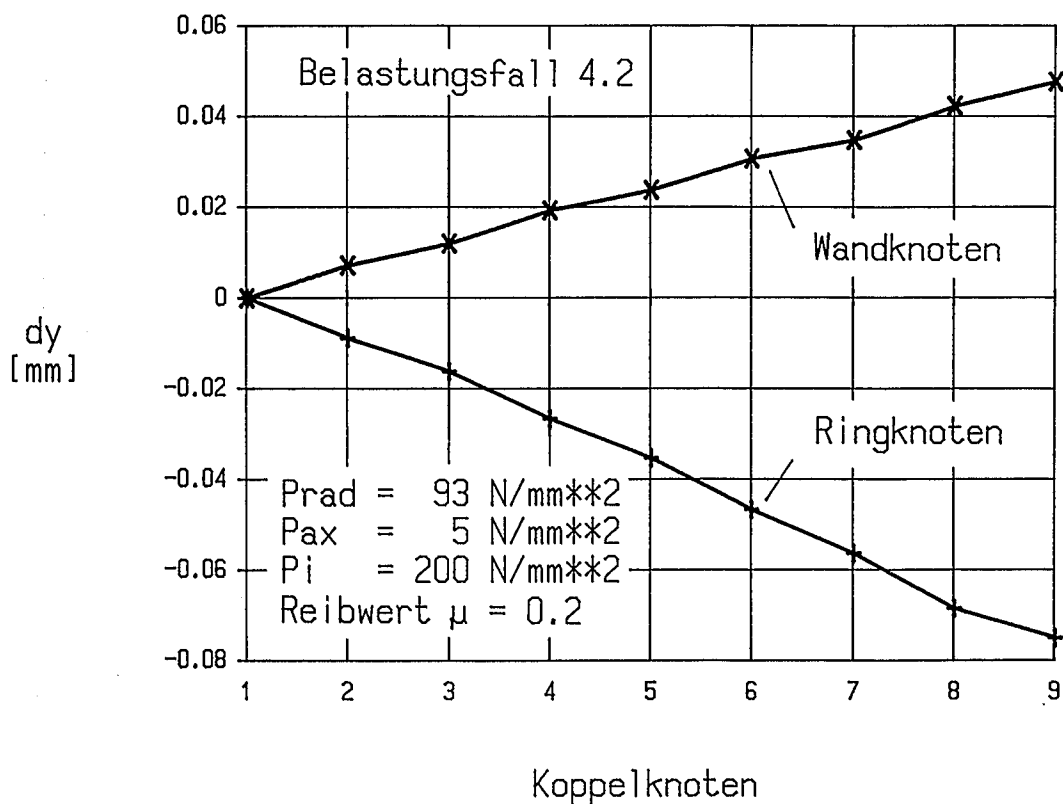


Abb. 5.4-13 : Axialverschiebung der Koppelknoten im Lastfall 4.2

Dennoch zeigen sich die Verschiebungswerte in Abbildung 5.4-13 bei einem Reibwert von $\mu=0,2$ völlig unbeeinflusst von dieser Tatsache. Besonders die Maximalverschiebung des Ringes erreicht wegen der stärkeren Dehnung bzw. Querkontraktion sogar noch höhere Werte als zuvor.

Das Fazit an dieser Stelle ist also, daß bisher die Spannringe unter allen Betriebsbedingungen zwar geringe, aber nicht zu vernachlässigende Bewegungen relativ zur Behälterwand ausführen.

Es wurde daher für den vorliegenden Lastfall untersucht, ob ein extremer Reibwert von $\mu=1$ hier Abhilfe schaffen kann. In der Abbildung 5.4-14 ist das Ergebnis zu sehen.

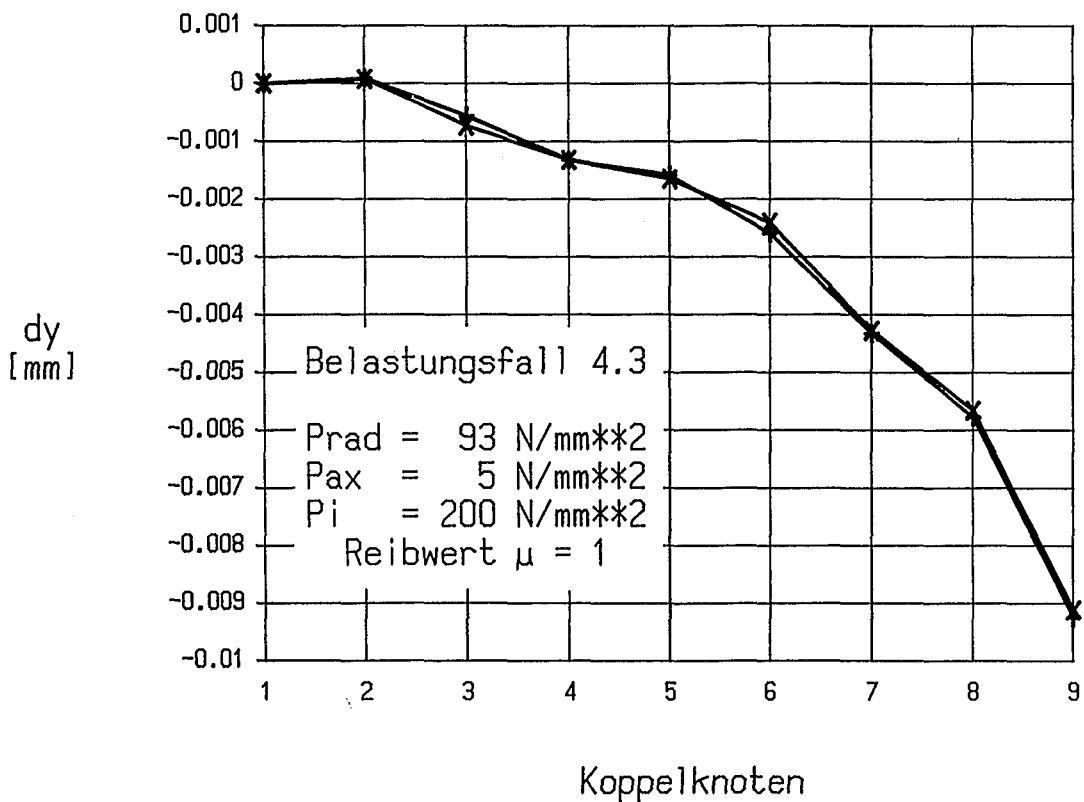


Abb. 5.4-14 : Axialverschiebung der Koppelknoten
im Lastfall 4.3

Die Koppelknoten liegen aufgrund der optimalen Haftung fast deckungsgleich aufeinander und machen daher zwangsweise die gleiche Bewegung mit. Interessant ist, daß die Wandknoten nun der abwärts gerichteten Tendenz der Ringknoten folgen. Allerdings ist hier im Vergleich zu den vorherigen Abbildungen die wesentlich feinere Skaleneinteilung zu berücksichtigen. Relativ zu den Verschiebungen in Abb. 5.4-13 sind die Werte der Ringknoten auf 12% und die der Wandknoten auf 18% zurückgegangen.

Insgesamt kann man sagen, daß unter diesen Bedingungen das abgestrebte Ziel erreicht wird. Möglichkeiten der technischen Realisierung werden am Ende dieses Kapitels aufgezeigt.

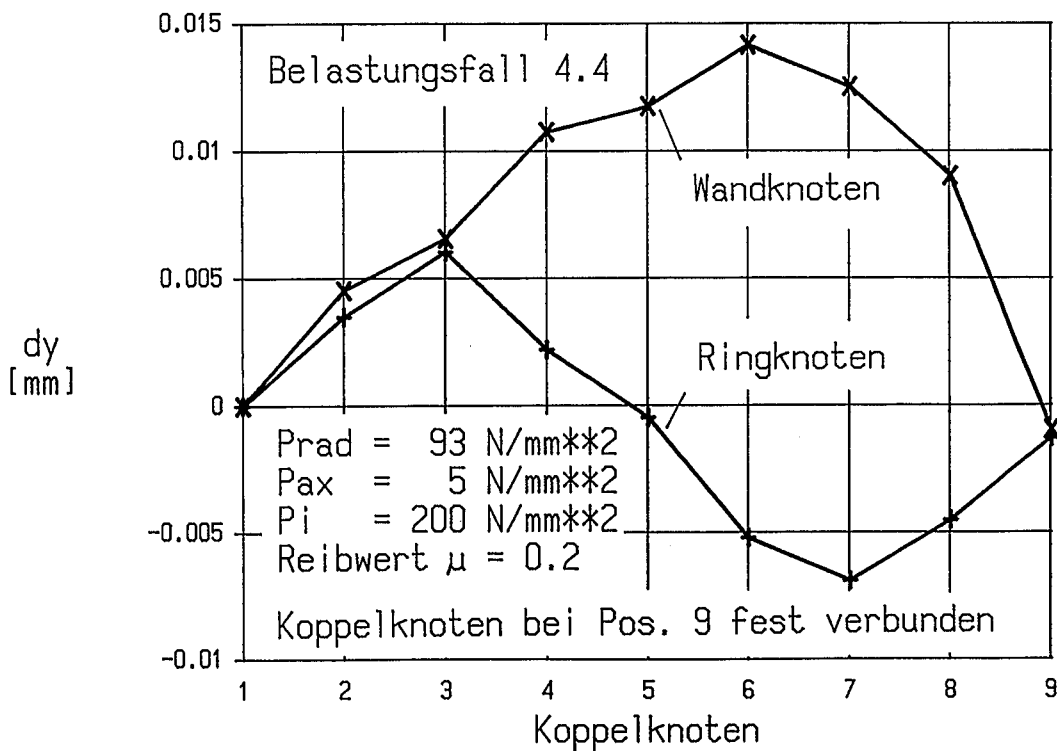


Abb. 5.4-15 : Axialverschiebung der Koppelknoten
im Lastfall 4.4

Für die gleichen äußeren Lasten wurde noch eine weitere Variante untersucht, bei der der Reibwert wieder auf $\mu=0,2$ zurückgesetzt wurde, die beiden Knotenpaare an den Positionen 1 und 9 aber zwangsweise fest mit einander verbunden wurden. Die feste Koppelung behindert dabei in keiner Weise die radialen und/oder axialen (gemeinsamen) Bewegungen dieser Knotenpaare.

In der Abbildung 5.4-15 ist das Ergebnis zu sehen. Wie schon vermutet, ergeben sich Bewegungsunterschiede im Bereich der Knotenpaare 2 bis 8, während die Eckpositionen definitionsgemäß keine Relativbewegung aufweisen.

Das heißt also, daß die feste Führung des Spannrings an der Ober- und Unterkante (z.B. durch zwei umlaufende Schweißnähte) hier nicht geeignet ist, die Gleitbewegungen innerhalb der Kontaktzone zu unterbinden.

Lastfall 5

Diese Rechnung wurde erst an dieser Stelle notwendig, da im Lastfall 4 die Tangentialspannungen an der Behälterinnen-seite bereits geringe Zugspannungswerte aufweisen.

Von den Auslegungskriterien her müßten im Lastfall 4 (bei 200 N/mm^2) an dieser Stelle noch geringe Druckspannungen auftreten, die dann beim Auslegungsdruck von 220 N/mm^2 gerade 0 N/mm^2 erreichen sollen.

Wie man sieht, reagiert die FE-Rechnung recht empfindlich auf geringe Änderungen des Übermaßes. Die anfängliche Eingangsgröße des reduzierten Übermaßes muß daher nachträglich korrigiert werden und erreicht nach mehreren Iterationen einen Wert von $1,95 \text{ mm}$. Damit liegt auch dieses Übermaß noch deutlich unter dem im Kapitel 5.3 errechneten und für die Fertigung maßgeblichen Wert von $2,28 \text{ mm}$.

Das heißt für die Praxis, daß das Auslegungskriterium, nach der die Behälterwand auch im Störfall keine Zugspannungen

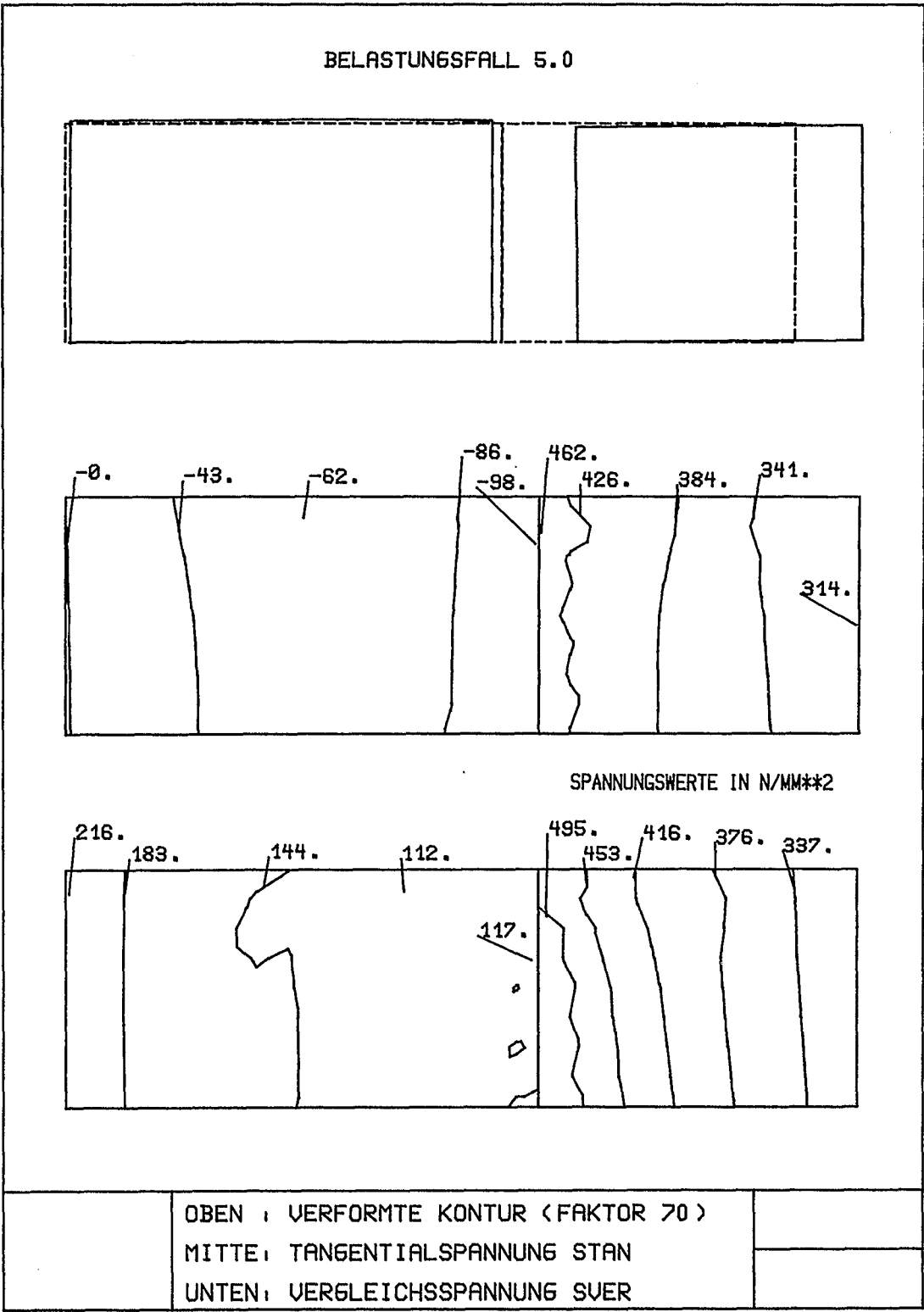


Abb. 5.4-16 : Verformung und Isospannungslinien für den Lastfall 5.0

aufweisen soll, nicht nur erfüllt sondern auch übertroffen wird.

In der Abbildung 5.4-16 ist sehr gut zu erkennen, wie das Null-Niveau der Tangentialspannungen gerade auf der Innenkontur des Behälters zu liegen kommt.

In der Abbildung 5.4-17 sind die dazugehörigen Verschiebungswerte aufgetragen, die im Vergleich zur Abb. 5.4-13 aufgrund der hier höheren Belastung entsprechend größere Werte annehmen.

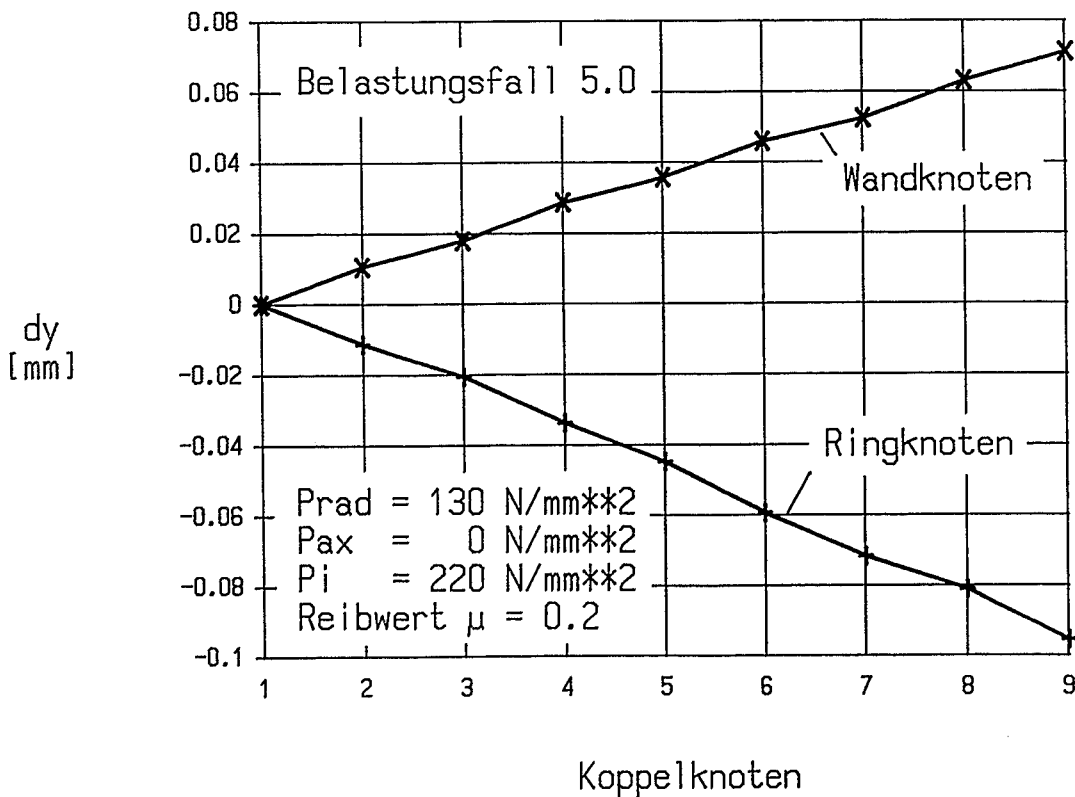


Abb. 5.4-17 : Axialverschiebung der Koppelknoten
im Lastfall 5.0

5.4.4 Lösungsmöglichkeiten

Da die Ergebnisse gezeigt haben, daß die Spannringe mit jedem Lastwechsel kleine Gleitbewegungen auf der Behälterwand ausführen, ist nun eine technisch anwendbare Lösung gefragt, mit der die negativen Einflüsse ausgeschaltet werden können.

Insgesamt bieten sich zwei verschiedene Konzepte an, dieses Problem zu lösen:

1. Man erhöht künstlich den Reibwert und erzwingt damit ein Haften der beiden Bauteile aufeinander.
2. Man gestaltet den Spannring in axialer Richtung elastischer und ermöglicht so die Anpassung an die Verformung.

Die erste Methode erscheint recht vorteilhaft, da hier mit geringem Aufwand ein sehr günstiges Ergebnis erzielt wird, wie die Auswertung zum Lastfall 4.3 zeigt.

Die Erhöhung des Reibwertes erfolgt auf rein mechanischem Wege indem entweder feine Drehriefen oder eine Rändelung auf der Oberfläche erzeugt wird. Während des Schrumpfvorganges verzahnen diese künstlichen Rauigkeiten die Oberflächen zuverlässig miteinander /5.4.2/. Bei der Schrumpfsitzberechnung ist dann der andere Rauigkeitswert zu berücksichtigen.

Die zweite Methode ist ebenso einfach wie wirkungsvoll, wobei die Kontaktflächen in ihrer Oberflächengüte beibehalten werden können.

Die eine Version könnte z.B. so aussehen, daß in den Spannring von innen Schlitzte eingedreht werden (s. Abb. 5.4-18). Da die Formänderungsarbeit vieler biegeweicher aber druckbeständiger Stege geringer ausfällt als bei einem Vollmaterial, verhält sich dieser Bereich entsprechend elastischer. Wahlweise können die tangentialen Schlitzte in der Oberfläche der Behälterwand oder im Spannring untergebracht

sein. Im Spannring treten keine zusätzlichen Kerbspannungen auf, da die Schlitzze bzw. Kerben parallel zu der tangentialen Hauptspannungsrichtung liegen. Die Spannringbreite ist jedoch um die Nuttiefe zu vergrößern, damit der Spannungsquerschnitt erhalten bleibt.

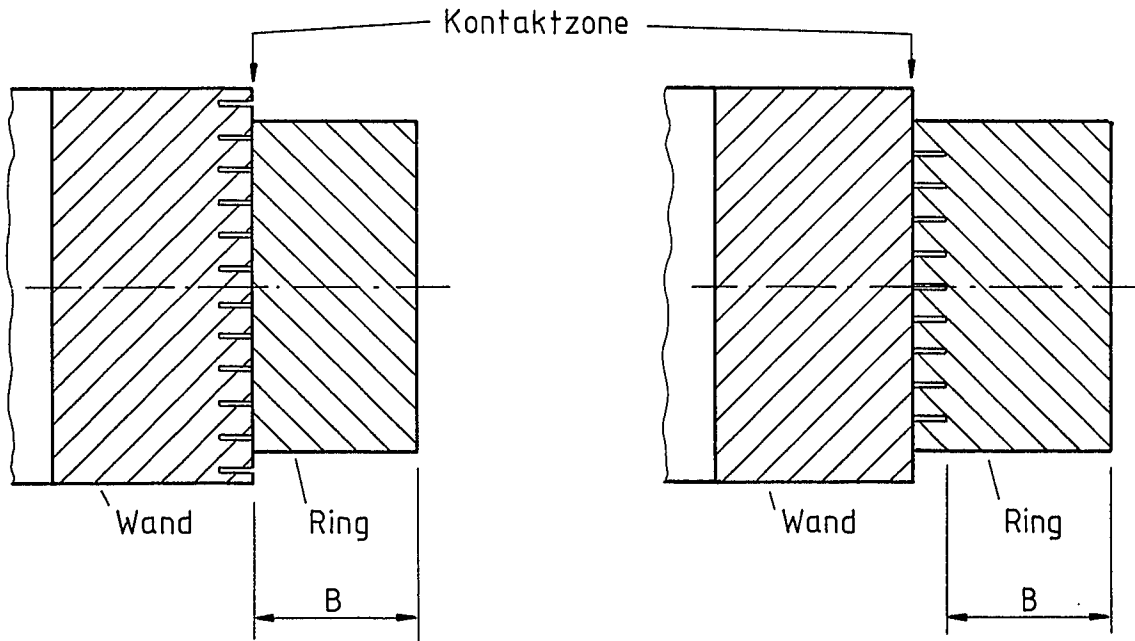


Abb. 5.4-18 : Elastizitätssteigerung durch lamellenartige Kontaktzone

Die andere Konstruktionsvariante zur Elastizitätssteigerung läßt sich aus Brückenlagern im Bauwesen ableiten. Diese sogenannten Topflager haben sich in diesem Bereich schon sehr bewährt /5.4.3/,/5.4.4/. In der Abbildung 5.4-19 ist die Anwendung für den vorliegenden Fall zu sehen.

Das durch den ringartigen Kanal eingeschlossene, relativ weiche Material verhält sich unter hohem Druck wie eine viskose Flüssigkeit und ist damit geeignet, den Vorspanndruck zu übertragen.

Andererseits werden durch die gute Verformbarkeit selbst stärkere Bewegungen zugelassen. Die seitlichen umlaufenden Stege dienen zur Begrenzung des eingeschlossenen Volumens und sind gleichzeitig genügend biegeweich, um kleinere Axialbewegungen ausführen zu können.

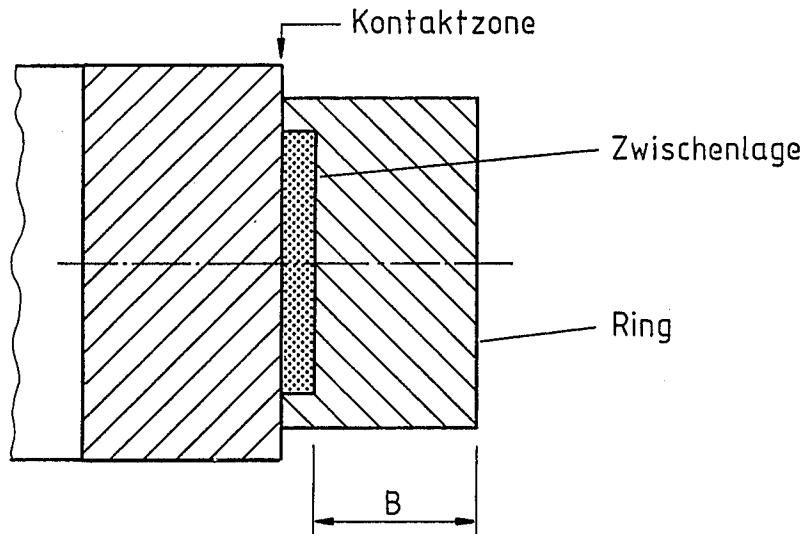


Abb. 5.4-19 : Druckfeste, verformungsweiche Zwischenlage

Als Füllmaterial für den Hohlraum bietet sich z.B. weiches Eisen oder ein anderes verträgliches Metall an, welches dann vor dem Aufschumpfen der Ringe ähnlich wie bei einem Lagermetall in den Kanal eingegossen und bearbeitet wird.

5.5 VERSCHLUSS UND DECKEL

Die Konzeption und Berechnung des Verschlußsystems im oberen Deckel stellte sich als ein recht aufwendiges Problem dar. Der im HIP-Behälter herrschende Hochdruck erzeugt enorme Kräfte und führt zu entsprechenden Spannungen in den Bauteilen Verschlußkugel und Deckelgehäuse.

Erste überschlägige Auslegungen zeigten, daß bei den gegebenen Randbedingungen die Materialbeanspruchungen in der Kontaktzone deutlich über den elastischen Bereich hinausgehen werden.

5.5.1 Zielsetzung

Es ist daher das Ziel der weiteren Untersuchung, durch geeignete Lenkung des Kraftflusses, durch Variation der Geometrie innerhalb des Verschlußgehäuses, durch Optimierung der Kontaktzone zwischen den Bauelementen und durch verschiedene Materialkombinationen insbesondere die Druckspannungen soweit wie möglich auf zulässige Werte zu minimieren. Parallel dazu wird die radiale Vorspannung des Verschlußgehäuses nach Lage und Größe variiert, um die Verformung dieses Bauteils gerade im Bereich der Kontaktzone günstig zu beeinflussen.

5.5.2 Ergebnisse

Bei der Druckbelastung zweier Körper mit kreisförmigem Querschnitt ergibt sich in Abhängigkeit vom Lagerspiel eine sinusförmige Druckverteilung in der Kontaktzone, wie sie in der Abbildung 5.5-1 dargestellt ist.

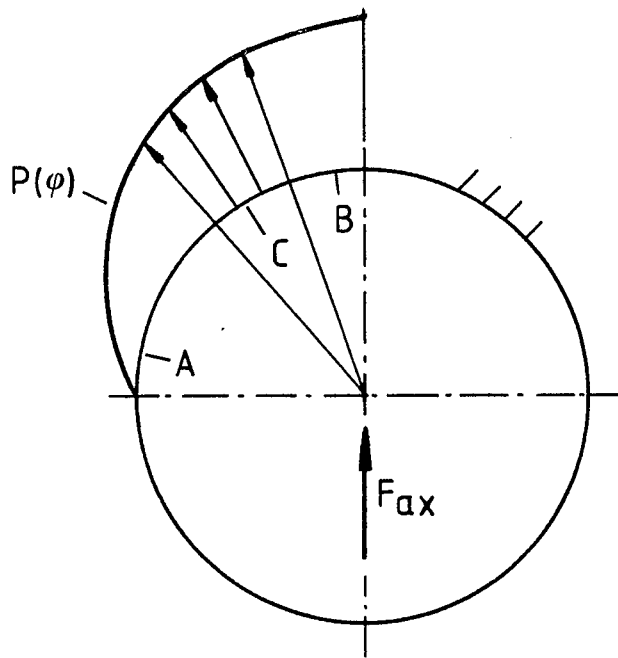


Abb. 5.5-1 : Druckverlauf zwischen Kugel und Lagerung bei Belastung.

Man erkennt, daß unter Berücksichtigung der eingezeichneten Lastrichtung die seitlichen Bereiche (Stelle 'A') kaum eine Tragwirkung haben. In Querrichtung hingegen erzeugt dieser Bereich enorme, aber unerwünschte Kräfte. Es wird daher durch ein entsprechend großzügiges Spiel dafür gesorgt, daß dieser Bereich keinen Kontaktdruck aufbauen kann.

Der Bereich mit der höchsten Tragwirkung (Stelle 'B') kann wegen der Beschickungsöffnung an dieser Stelle nicht genutzt werden.

Es bleibt also nur ein bestimmter Bereich (Stelle 'C') in Form einer gewölbten ringförmigen Kontaktzone übrig, der die Übertragung der Kraft F von der Verschlusskugel auf das Gehäuse gewährleisten muß.

In der Abbildung 5.5-2 ist ein Ausschnitt des Verschlusssystems zu sehen. Dargestellt ist die Lage und Größe der Kontaktzone in Abhängigkeit vom Kugeldurchmesser. Die mar-

kierten Endpunkte der Kontaktzone beruhen auf geometrischen Randbedingungen.

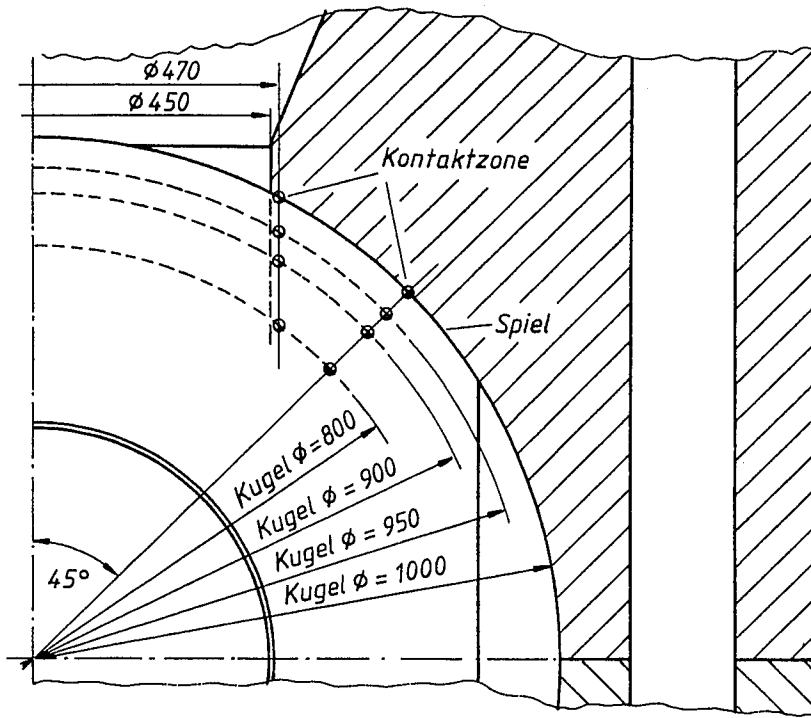


Abb. 5.5-2 : Mögliche Kugel-Ø und deren nutzbare Kontaktzonen

In der folgenden Tabelle 5.5 sind zum besseren Vergleich die interessierenden Werte wie Neigung der Kontaktzone und mittlerer Flächendruck gegenübergestellt.

Kugel-Ø	mm	800	900	950	1000	1000
min. Neig.	°	36	31	30	28	28
max. Neig.	°	45	45	45	45	58
mittl. Neig.	°	41	38	38	37	43
$\bar{P}$	N/mm ²	669	358	287	237	108
$\bar{P}$	%	100	54	43	35	16

Tab. 5.5 : Mittlere Neigung und mittlerer Flächendruck im Bereich möglicher Kugeldurchmesser

Es ist deutlich zu erkennen, daß man den zunächst kritischen Flächendruck drastisch reduzieren kann, wenn der Kugel- $\emptyset$ auf den maximalen Wert von 1000 mm vergrößert wird. Es werden daher die beiden Varianten mit 1000 mm Kugel- $\emptyset$ weiter untersucht, die sich nur in der Breite der Kontaktzone unterscheiden.

Die Aufgabe, insbesondere den Kontaktdruck zwischen Kugel und Gehäuse zu berechnen, führte zu einer aufwendigen gekoppelten 2-dimensionalen FE-Rechnung zur Bestimmung des rotatorischen Spannungs- und Verformungszustandes.

Insgesamt wurden im Zuge der Optimierung 16 Varianten mit Hilfe der FEM gerechnet.

Die Entscheidung fiel schließlich für das Modell mit der breiten Kontaktzone, welches trotz der stärkeren Neigung in diesem Bereich eindeutige Vorteile hinsichtlich der Spannungsbildung zeigte.

In der Abbildung 5.5-3 ist die Struktur der endgültigen Variante dargestellt. Da die Kugel im geschlossenen Zustand keine Achsensymmetrie wie der übrige Behälter aufweist, wird diese äußerst konservativ durch eine Kugelkalotte dargestellt. Dieses Teil verhält sich wesentlich verformungsweicher und damit kritischer als die tatsächliche Kugel. Wenn der Festigkeitsnachweis bereits für die schwächere Kugelkalotte gelingt, so liegt man mit der vollständigen Kugel auf der sicheren Seite /5.5.1/.

Die Koppelung der beiden FE-Strukturen erfolgt über Federelemente von sehr hoher Steifigkeit, die normal zur Kontaktfläche ausgerichtet sind. Diese Kontaktelemente haben hier keine Längenausdehnung, so daß die wahre, paßgenaue Lage der zwei Strukturen gewährleistet ist.

Weiterhin ist dafür gesorgt, daß die Federn nur Druck übertragen können. Sobald die Federn auf Zug belastet werden, wird die Koppelung freigemacht, um ein eventuelles Klaffen im Kontaktbereich zu ermöglichen.

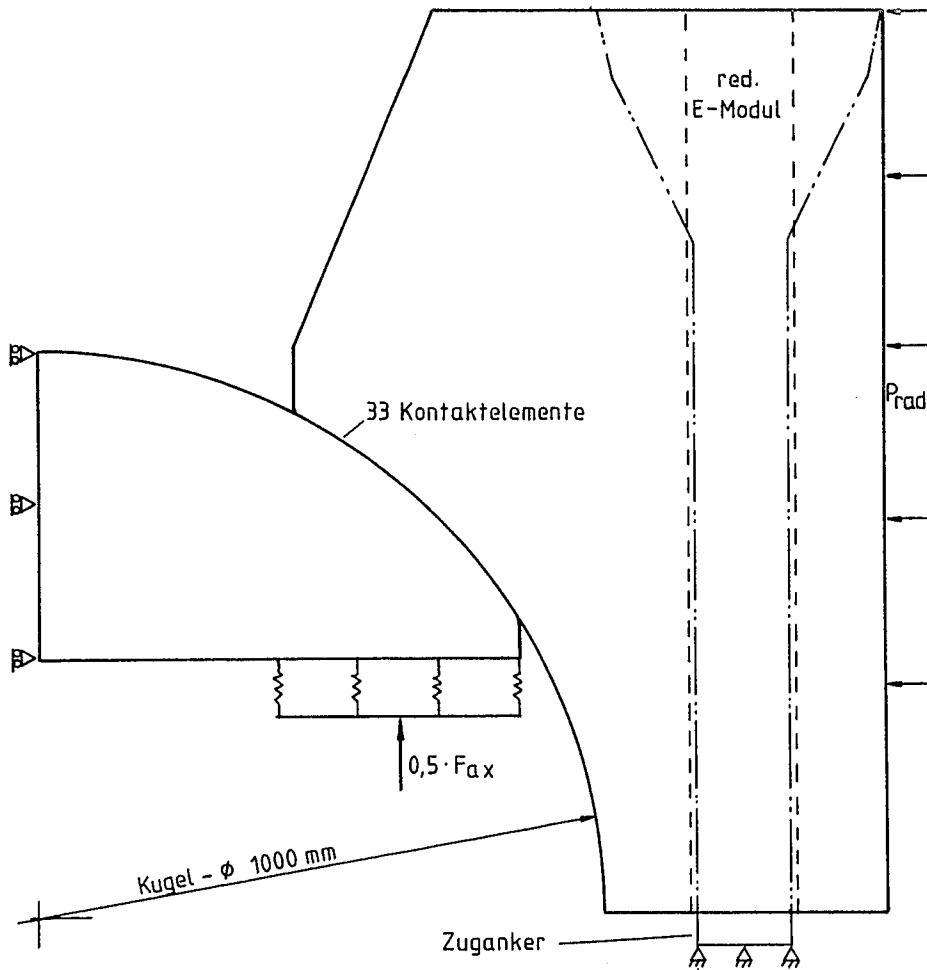


Abb. 5.5-3 : Modell mit Randbedingungen für die FE-Rechnung
217 Elemente , 480 Knoten

Darüberhinaus ist die gekoppelte Struktur bestehend aus Kugel und Gehäuse ihrerseits an die axialen Dehnschrauben angekoppelt. Indem die Schrauben in die FE-Rechnung mit einbezogen wurden, wird das biegeeweiche Verhalten der Schrauben berücksichtigt und damit die Verformung der Kugel-Gehäuse-Struktur in keiner Weise beeinträchtigt.

Die Lage der Axialbohrungen im Gehäuseteil ist durch einen verminderten E-Modul in diesem Bereich berücksichtigt.

Zur Erzielung einer hohen Genauigkeit sind die dargestellten Endergebnisse der FE-Rechnungen alle mit quadratischen Elementen gerechnet worden.

Zunächst wird in der Abbildung 5.5-4 die problematische Ausgangssituation dargestellt. In dem gezeigten Ausschnitt ist deutlich eine extreme Spannungsspitze zu erkennen. Die 3. Hauptspannung ist in diesem Fall als relevant anzusehen, da sie im Bereich der Kontaktzone genau den Kontaktdruck wiedergibt.

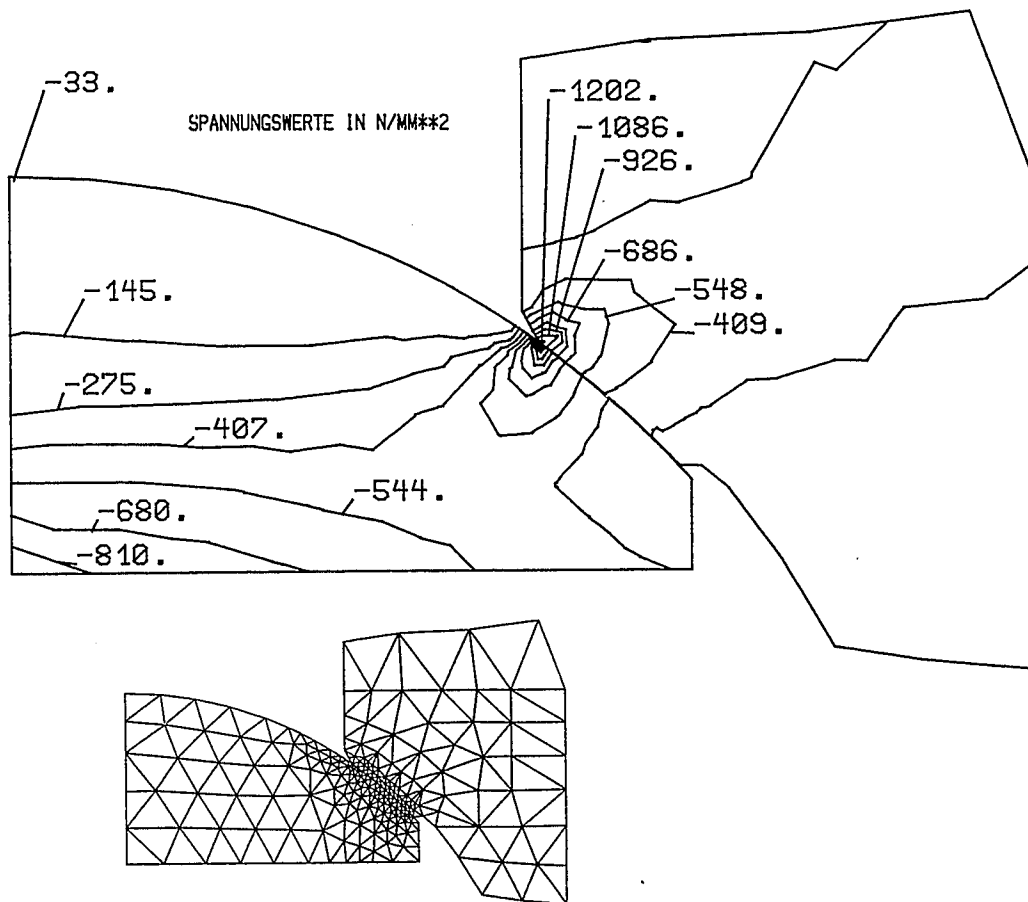


Abb. 5.5-4 : Ausgangssituation mit einer Spannungsspitze im Kontaktdruck. Maximum : 1480 N/mm^2 .

Im Folgenden sind dagegen die günstigen Ergebnisse der endgültigen Variante aufgeführt. Das Optimum hinsichtlich der Verformungen, Spannungen und des Kontaktdrucks stellte sich bei einer nur im oberen Teil einwirkenden radialen Vorspannung von 20 N/mm^2 ein.

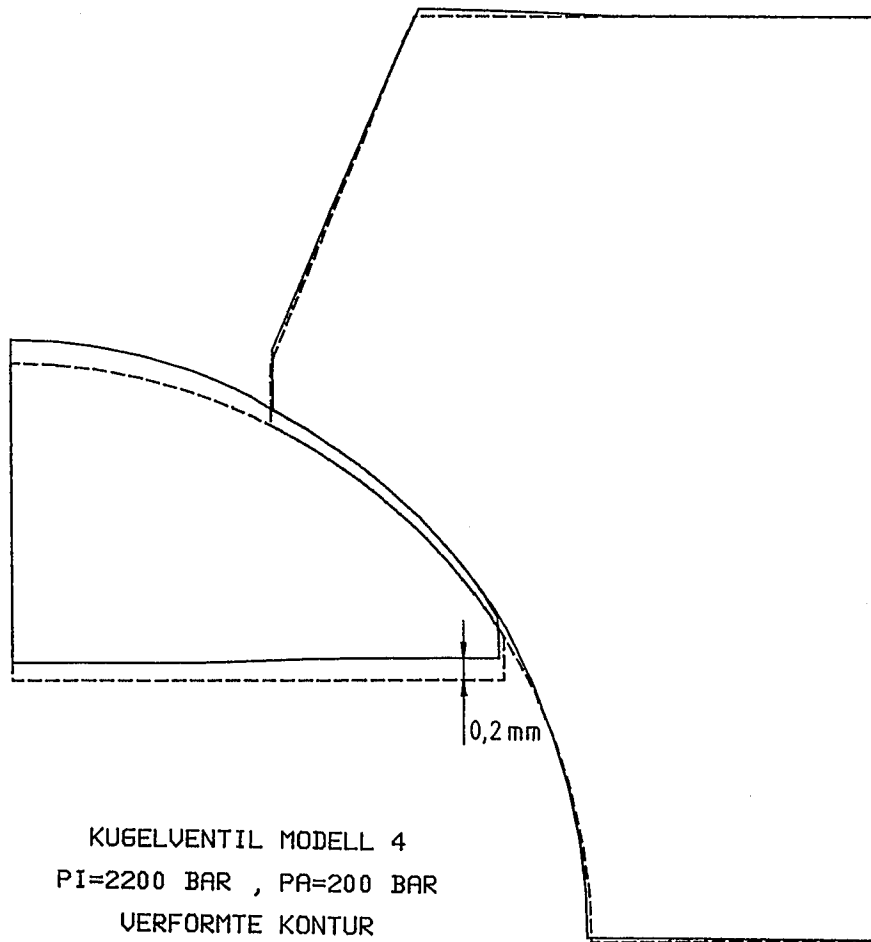


Abb. 5.5-5 : Lösungsvariante. Verformte Kontur bei Störfalldruck. Lastfall 1.

In der Abbildung 5.5-5 ist die verformte Kontur bei Störfalldruck und mit intakter Radialverspannung zu sehen. Die größte berechnete Verschiebung von knapp 0,2 mm taucht an der Unterseite der Kugelkalotte auf, was bereits als gutes Ergebnis gewertet werden kann. Wie oben schon erwähnt, wird sich außerdem ein tatsächlich deutlich geringerer Wert einstellen.

Im Übrigen fällt die annähernd deckungsgleiche Lage der Außenkontur des Gehäuses positiv auf.

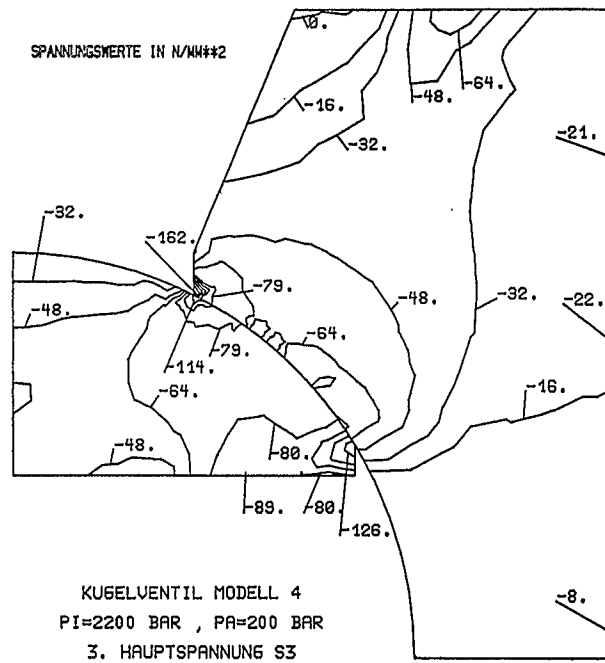


Abb. 5.5-6 : 3. Hauptspannung zum Lastfall 1.

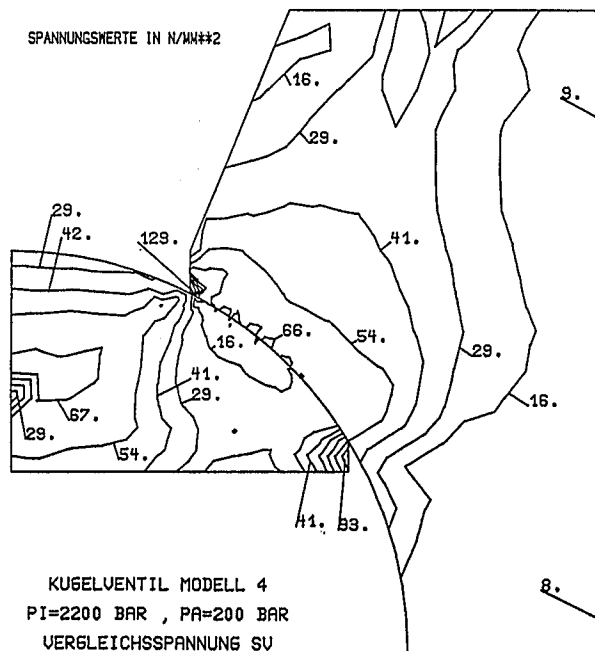


Abb. 5.5-7 : Vergleichsspannung zum Lastfall 1.

In der Abbildung 5.5-6 ist für den gleichen Lastfall die 3. Hauptspannung aufgetragen. Besonders markant sind die im Vergleich zur Abb. 5.5-4 äußerst geringen Spannungswerte. Die maximale Druckspannung beträgt hier gerade 11,8% des Ausgangswertes vor der Optimierung.

In der Abbildung 5.5-7 ist die entsprechende Vergleichsspannung zu sehen, die das günstige Ergebnis auch unterstreicht.

Als zweiter Lastfall wurde eine Störfallsituation mit 2200 bar Innendruck betrachtet, bei der - hypothetisch gesehen - zusätzlich die Radialverspannung komplett ausfällt.

Bei der verformten Kontur in der Abbildung 5.5-8 ist zu erkennen, daß das Gehäuse entsprechend etwas nach außen kippt, die Verformung sich aber grundsätzlich sehr in Grenzen hält.

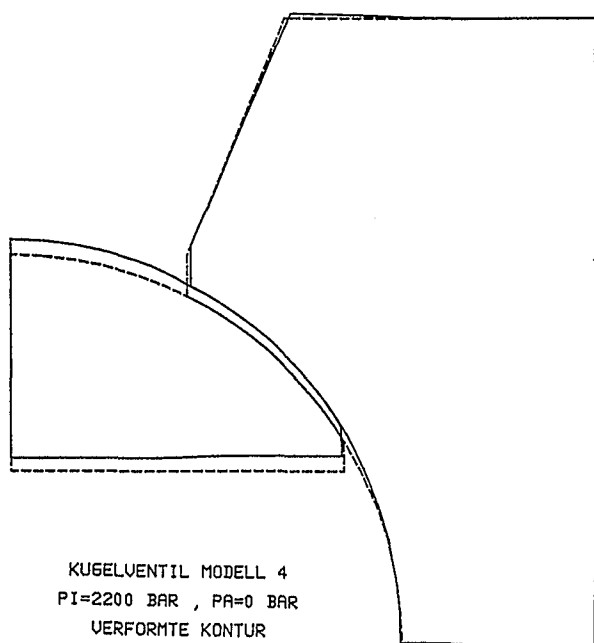


Abb. 5.5-8 : Verformte Kontur im Lastfall 2.

Die in den Abbildungen 5.5-9 bis 5.5-11 dargestellten Spannungen sind daher etwas höher als im vorigen Fall, aber weiterhin völlig unkritisch.

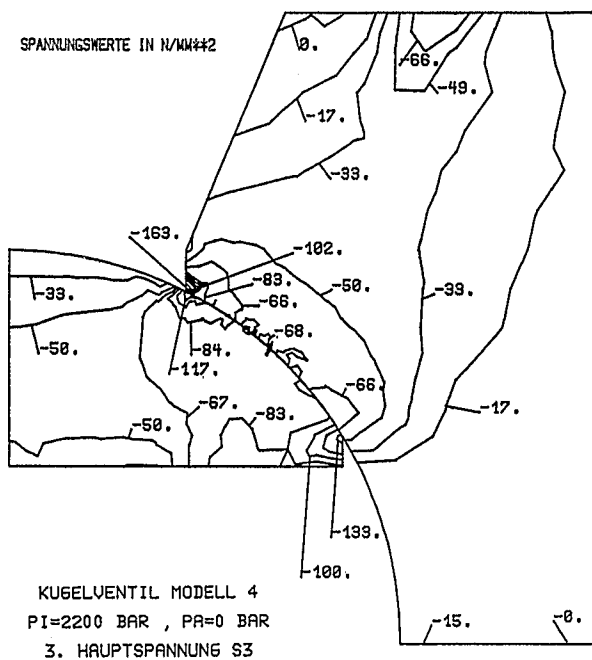


Abb. 5.5-9 : 3. Hauptspannung zum Lastfall 2.

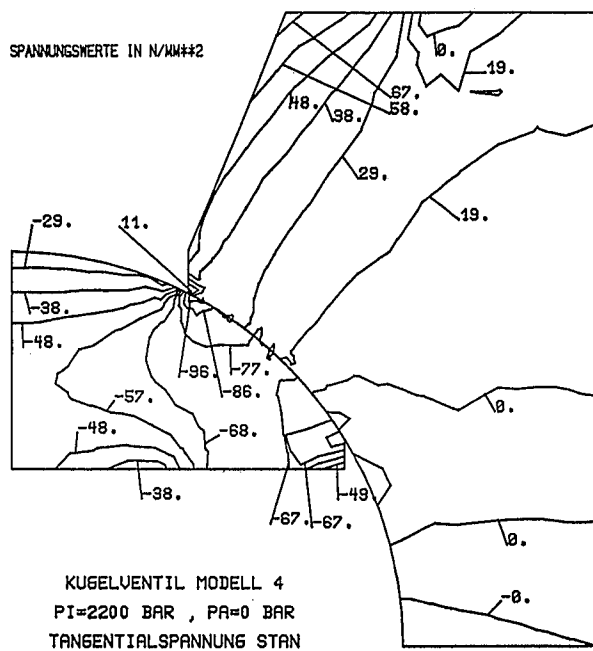


Abb. 5.5-10 : Tangentialspannung zum Lastfall 2

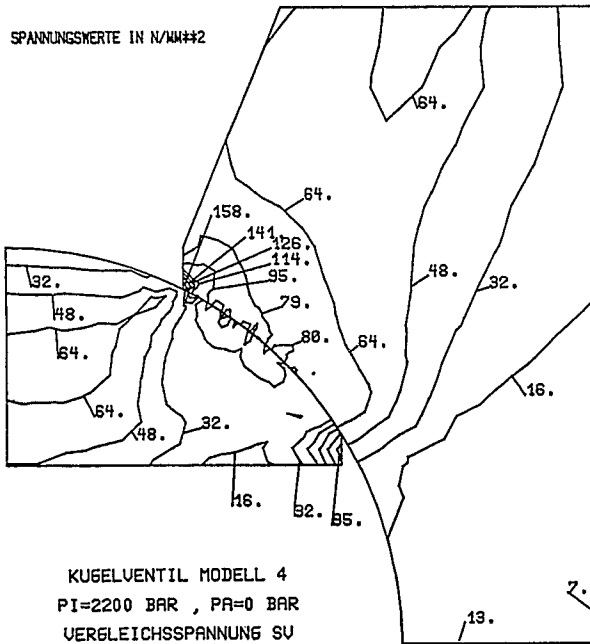


Abb. 5.5-11 : Vergleichsspannung zum Lastfall 2

Abschließend wird der Lastfall bei Montage bzw. Beschickung der Anlage betrachtet. Das heißt vollständige Radialverspannung bei 0 bar Innendruck (Lastfall 3).

Wie die Abbildung 5.5-12 zeigt, bewegt sich das Gehäuse zwar minimal nach innen (um 0,08 mm), beeinflusst aber nicht die berührungslos darunterliegende Kugel. Das Radialspiel ist mit 5 mm deutlich größer.

Auch die Vergleichsspannungen in der Abbildung 5.5-13 sind entsprechend sehr gering.

Wie die Ergebnisse der Optimierungsfolge zeigen, hat sich der investierte Aufwand sehr gelohnt. Die anfängliche Überbelastung der Kontaktzone konnte auf einen recht geringen und zulässigen Wert gesenkt werden.

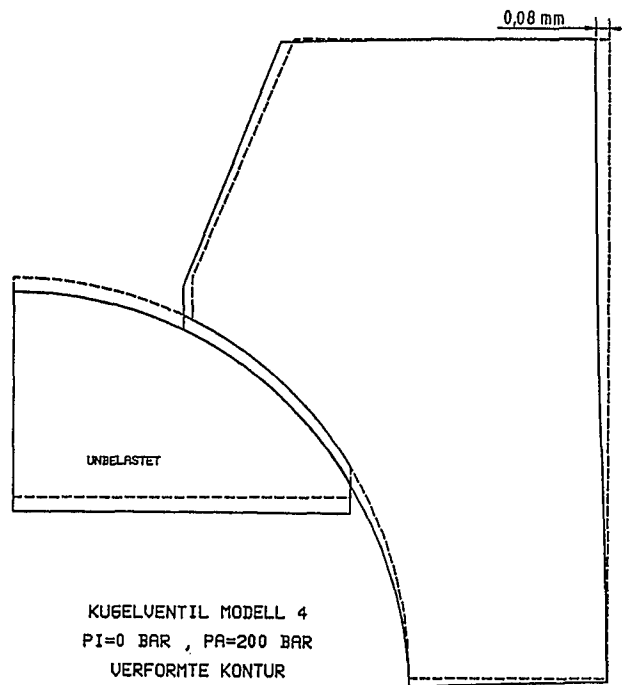


Abb. 5.5-12 : Verformte Kontur zum Lastfall 3.

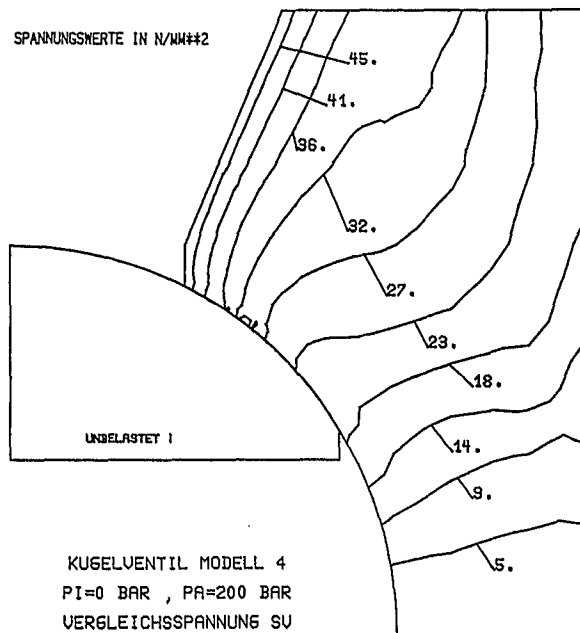


Abb. 5.5-13 : Vergleichsspannung zum Lastfall 3.

5.6 BEHÄLTHERBODEN

Auch der radial vorgespannte Behälterboden kann aufgrund seiner Geometrie und der unterschiedlichen Randbedingungen nur mit Hilfe der FEM berechnet werden.

5.6.1 Zielsetzung

Das Bauteil soll so ausgelegt werden, daß eine möglichst kraftflußgerechte und gleichzeitig in Betrieb zugspannungsfreie Struktur eingesetzt werden kann.

Weiterhin sollte der Boden an der Kontaktstelle zu der Behälterwand hin eine ähnliche radiale Elastizität wie ein Wandsegment aufweisen, um entsprechende Verzerrungen in der Fuge zu vermeiden.

Außerdem muß die Radialverspannung dahingehend variiert werden, daß eine über die Höhe gesehen gleichmäßige Verformung erzielt wird, die bei Störfalldruck deckungsgleich mit der Ausgangskontur zu liegen kommt.

5.6.2 Ergebnisse

Die Rechnungen zu verschiedenen FE-Modellen zeigen recht deutlich unter den genannten Bedingungen die Überlegenheit einer nach innen gewölbten Bodenfläche.

Die vom Gasdruck im Behälter herrührende Last läßt sich so in günstiger Weise in die Außenbereiche hin ablenken, wo der Kraftfluß dann optimal in den Druckkegel der Axialverspannung einmündet und aufgefangen wird.

In der Abbildung 5.6-1 ist das FE-Modell der Lösungsvariante dargestellt. Die Radialvorspannung erfolgt in zwei Bereichen, von denen der obere primär durch den Behälterinnendruck bestimmt wird und der untere durch den nach außen gerichteten Schub des gewölbten Bodens.

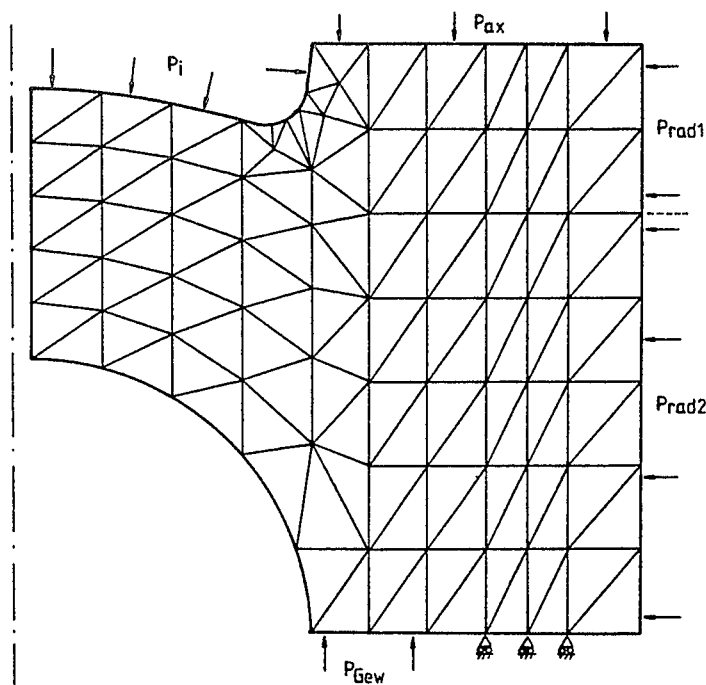


Abb. 5.6-1 : FE-Modell mit Randbedingungen
135 Elemente , 308 Knoten

Im Folgenden werden die Verformungs- und Spannungsergebnisse zu 3 extremen Lastfällen vorgestellt.

Der Lastfall 1 geht von einem maximalen Innendruck bzw. Störfalldruck von 2200 bar aus. Der Druck der Radialverspannung beträgt im oberen Bereich 80 N/mm^2 und im unteren Bereich zur Kompensation des nach außen gerichteten Schubes 70 N/mm^2 .

In der Abbildung 5.6-2 ist die verformte Kontur dargestellt. Die größte Verformung von $0,5 \text{ mm}$ tritt am Scheitelpunkt der Kugelkalotte bzw. am Rand der dortigen Axialbohrung auf. Gemessen an der enormen Last von 9208 to, die auf den Boden einwirkt, fällt die Durchbiegung relativ gering aus.

Die Vergleichsspannungen in der Abbildung 5.6-3 zeigen an der Stelle 'A' einen entsprechend hohen Wert, der sich allerdings fast vollständig aus Druckspannungsanteilen zusammensetzt. Das heißt, an dieser Stelle ist nicht mit einem Bauteilversagen zu rechnen. Der Wert an der Stelle 'B'

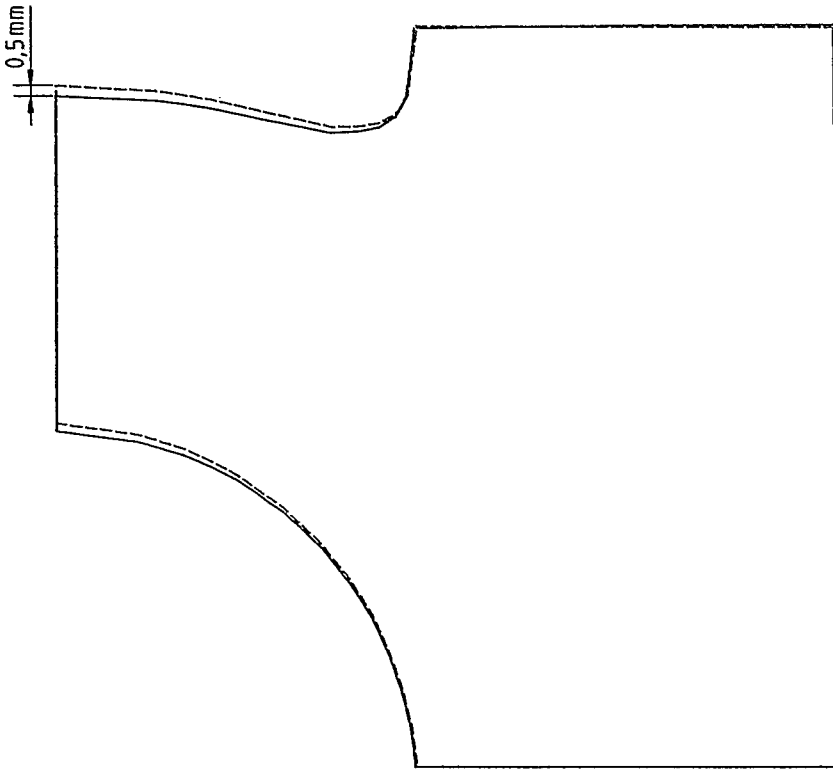


Abb. 5.6-2 : Verformte Kontur im Lastfall 1

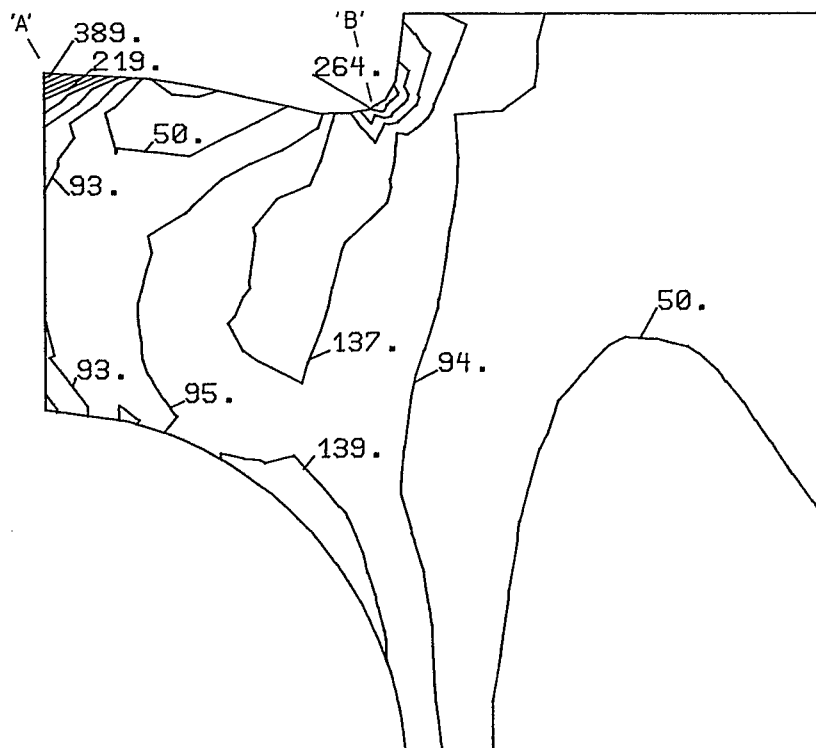


Abb. 5.6-3 : Vergleichsspannungen im Lastfall 1

dagegen setzt sich zwar vorwiegend aus Zugspannungsanteilen zusammen, bietet aber dennoch einen sehr großen Sicherheitsbeiwert von 3,9 nach der KTA-Regel 3201.2. Der in diesem Fall für den Werkstoff 26 NiCrMo 14 6 anzusetzende Spannungsvergleichswert beträgt 343 N/mm^2 .

Der Lastfall 2 geht wieder vom maximalen Störfalldruck im Behälter aus, wobei allerdings gleichzeitig der denkbare Fall berücksichtigt wird, bei dem hypothetisch gesehen die Radialverspannung komplett ausfällt.

In der Abbildung 5.6-4 erkennt man, daß die Außenseite des Behälters unter dem Einfluß des maximal belasteten Bodens geringfügig nach außen wandert. Entsprechend gibt auch der Boden etwas nach und erreicht am Scheitelpunkt einen Maximalwert von 0,7 mm.

Die Vergleichsspannungen sind an der Stelle 'A' nach wie vor unbedenklich, während an den Stellen 'B' und 'C' deutliche, zugspannungsorientierte Werte zu verzeichnen sind. In beiden Fällen wird der Spannungsvergleichswert zwar überschritten, dennoch liegen die Spannungen mit einem Sicherheitsfaktor von 2,5 noch deutlich vom Versagensfall entfernt.

Mit dem dritten Lastfall wird der Montage- bzw. Ladezustand der Anlage beschrieben. Das heißt, bei 0 bar Innendruck entsteht nur eine Beanspruchung der Bodenstruktur aufgrund der radialen Vorspannung.

So taucht in der Abbildung 5.6-6 die größte Verformung mit 0,2 mm auch an der äußeren Zylinderoberfläche auf, die unter dem Vorspanndruck entsprechend nach innen wandert. Weiterhin wölbt sich das Bodenelement wie beabsichtigt etwas nach oben durch.

In der Abbildung 5.6-7 ist daher auch im Scheitelpunkt der unteren Wölbung wegen der vorherrschenden Druckspannungen die höchste Vergleichsspannung festzustellen. Der Wert liegt deutlich unter dem Spannungsvergleichswert nach KTA-Regel.

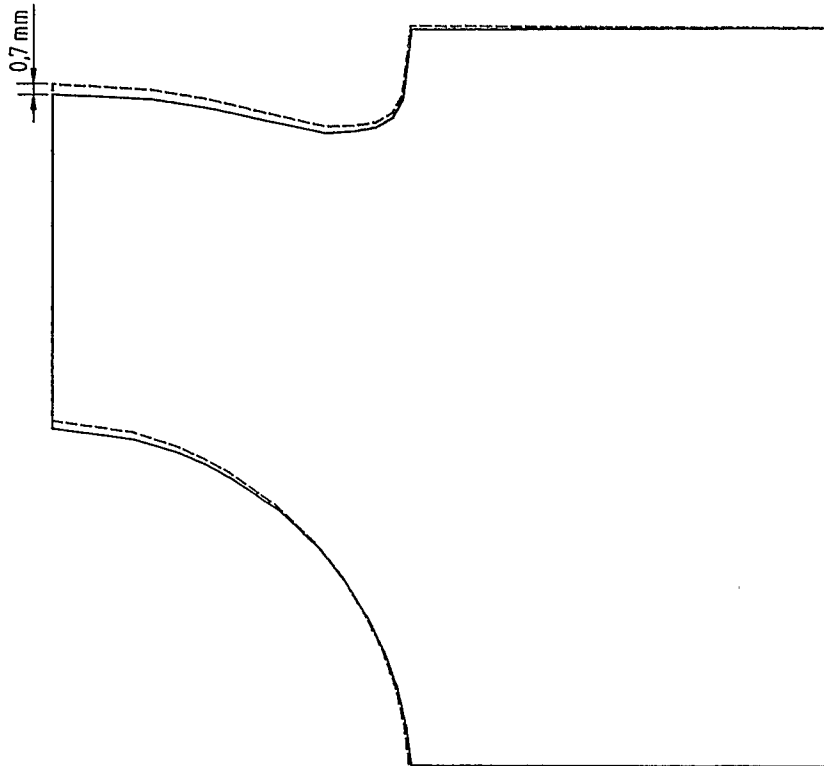


Abb. 5.6-4 : Verformte Kontur im Lastfall 2

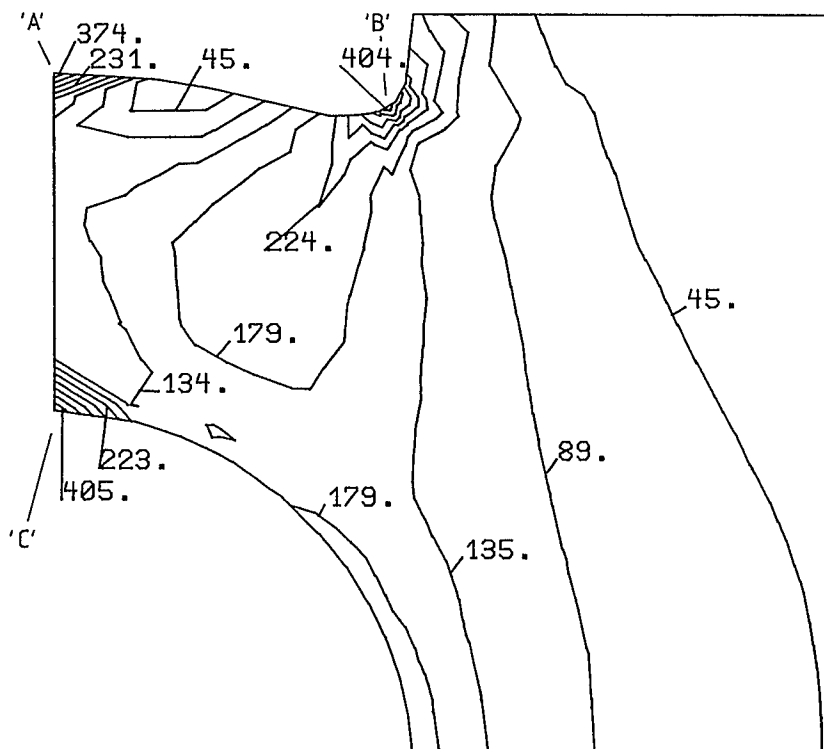


Abb. 5.6-5 : Vergleichsspannungen im Lastfall 2

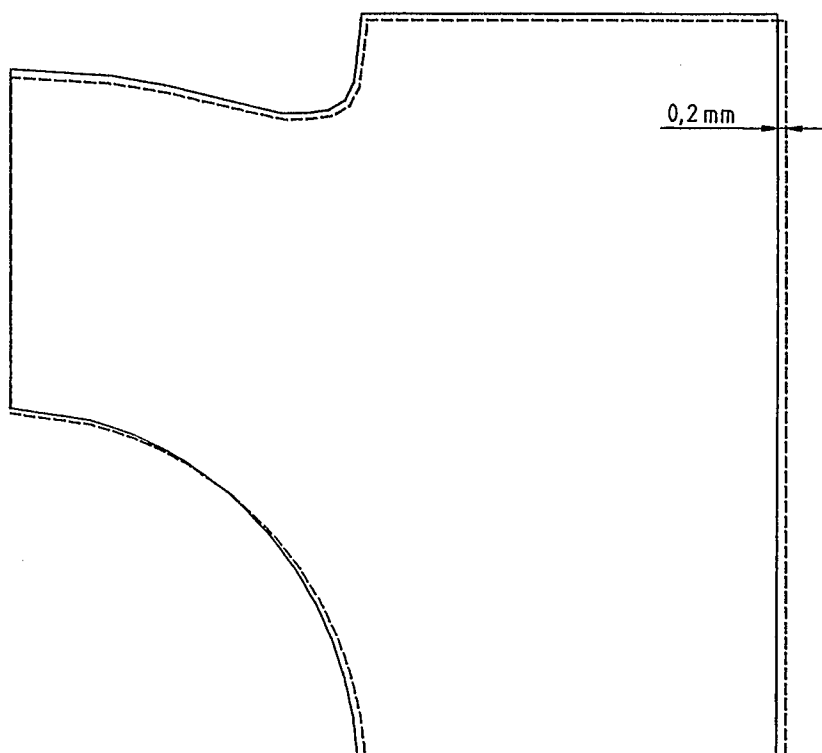


Abb. 5.6-6 : Verformte Kontur im Lastfall 3

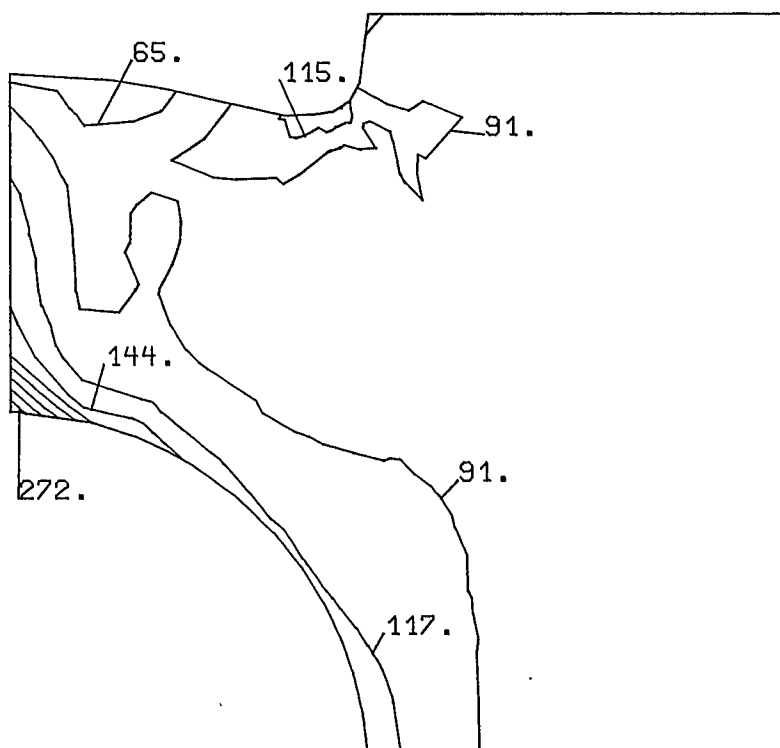


Abb. 5.6-7 : Vergleichsspannungen im Lastfall 3

6. ZUSAMMENFASSUNG

Es konnte in der Arbeit nachgewiesen werden, daß es unter den restriktiven Randbedingungen möglich ist, den geforderten großvolumigen Behälter für 2000 bar Betriebsdruck zu konstruieren.

Die vorgestellte HIP-Anlage ist das Ergebnis einer recht aufwendigen Optimierungsfolge und konnte wegen der teilweise hohen Beanspruchung nur in Verbindung mit den zur Zeit verfügbaren höchstfesten Spannstählen realisiert werden, um den gestellten Ansprüchen zu genügen.

Sowohl konstruktiv wie auch festigkeitsmäßig ist der Druckbehälter in dieser Größe maximal ausgelastet.

Alle redundant ausgelegten Spannelemente bieten in zwei getrennten diversitären axialen Konstruktionen und ebenso in zwei getrennten radialen Konstruktionen jeweils mindestens 3-fache Sicherheit gegenüber der $\sigma_{0,2}$ -Dehngrenze der Materialien bei maximal möglicher Belastung.

Als ein anderes zentrales Problem entwickelte sich die Konzeption und Berechnung des einzusetzenden Schnellverschlußsystems. Das erfolgreiche Ergebnis der konstruktiven Bemühungen und der festigkeitsmäßigen Optimierung rechtfertigen sicherlich den investierten Aufwand.

Um eine einfache und ferngesteuerte Bedienung zu ermöglichen, sieht die vorgestellte Lösung einen Verschluß nach dem Prinzip des Kugelhahns vor. Die Verschlußkugel wird hier entgegen anderen Anwendungen nicht nur gedreht, sondern durch eine neukonstruierte integrierte Kugelanlenkung auch vertikal bewegt. Nur so konnten zur Verfügung stehende statische Dichtungen eingesetzt und ein absolut verschleiß- und spielfreier Betrieb garantiert werden.

Die parallel hierzu durchgeführten FE-Rechnungen und Gestaltoptimierungen konnten die Materialbelastung auf 16% des anfänglichen Wertes reduzieren und erst dadurch die Sicherheitsanforderungen mehr als erfüllen.

Die Berechnung, Dimensionierung und der Sicherheitsnachweis aller Bauteile erfolgte stets für einen im Vergleich zur gängigen Praxis höher angesetzten Störfalldruck von 2200 bar.

Die Dimensionierung der radialen Spannringe sowie der erforderlichen Fügemaße basiert auf einer modifizierten Methode nach DIN, die um die Erfordernisse der KTA-Regeln und entsprechender Spannungsbewertungen erweitert wurde.

Auch das in diesem Zusammenhang auftauchende Problem zum Bewegungs- und Reibverhalten der Spannringe aufgrund von Lastwechseln konnte eindeutig geklärt werden.

Mit Hilfe eines neuen verfeinerten Verfahrens der FEM konnten die Verhältnisse im Kontaktbereich zwischen Behälter und Spannelement quantitativ erfaßt und dargestellt werden. Die Ergebnisse bestätigen, daß die Verspannung nicht in bekannter Weise, sondern nur mit den dargestellten konstruktiven Lösungen realisiert werden kann.

Bezüglich der Rechnungen sei bemerkt, daß in fast allen Fällen wegen der Komplexität der jeweiligen Aufgabenstellung und der Bauteilgeometrie der Einsatz der FEM notwendig war. Die Gestaltoptimierungen erfolgten zunächst mit linearen Elementen, die dargestellten Ergebnisse basieren dagegen immer auf rechenintensiveren, aber sehr genauen quadratischen Ansätzen.

Zur Verifizierung und Kontrolle der Ergebnisse liefen zudem parallel angesetzte Rechnungen.

Die im Bereich der FEM aktuelle Entwicklung zur iterativen Lösung von Bauteilpaarungen mit einzuhaltendem Spiel oder Übermaß fand hier ihre Anwendung in der Kontaktrechnung zwischen Ventilkugel und Gehäuse und in der Berechnung der inneren Kräfte bei den Radialspannringen und deren Reibverhalten.

7. QUELLENVERZEICHNIS

- /2.1/ Gustaffson, S.-G. u.a.
Seminar der Firma ASEA GmbH
HIP - Stand der Technik und Zukunftsperspektiven
ASEA GmbH , Friedberg , 1984
- /2.2/ Ruf, K.-P.
Isostatisches Pressen - Applikation der Zukunft
Sprechsaal, Nr.10 u. 12
Fachberichte für Metallbearbeitung
1982
- /2.3/ Bousack, H.
Das heißisostatische Pressen - Technik,
Anwendungsmöglichkeiten und Wirtschaftlichkeit -
Jül-Spez-288
KFA Jülich GmbH , Jülich , 1985
- /2.4/ Grewe, H.
Persönliche Mitteilung vom 1.3.1985
Krupp Forschungsinstitut
Fried. Krupp GmbH , Essen
- /2.5/ Kugeler, K. u.a.
Verfahren und Einrichtungen zur Herstellung end-
lagerfähiger Gebinde mit Brennelementen von
Kugelhafen-Hochtemperaturreaktoren
Fachgebiet Energietechnik der
Universität Gesamthochschule Duisburg , 1984

- /2.6/ n.n.
Über das Konzept einer trockenen Zwischenlagerung
von abgebrannten Brennelementen aus den Kernkraft-
werken THTR und AVR
Arbeitsgemeinschaft Zwischenlager AVR/THTR , 1981
- /2.7/ n.n.
Isostatic Pressing Techniques
ASEA-Quintus Press Department
ASEA , (S) Västeras
- /2.8/ Raes, H.D.B.
Additional Safety Devices in Pressure Vessels
National Forge - Pressure Systems Division
National Forge Europe, (B) Sint Niklaas
- /2.9/ Jaroni, U.
Vergleichende Betrachtung und Entwurf eines
Sicherstellungslagers für hochradioaktive
verglaste Abfallstoffe
Dissertation RWTH Aachen , Aachen , 1984
- /3.1.1/ Kugeler, K. , Phlippen, P.
Persönliche Mitteilung vom 28.1.1985
Institut für Reaktorentwicklung der
KFA-Jülich GmbH
- /3.1.2/ n.n.
Specifications of vitrified residues produced
from reprocessing at UP2 and UP3-A La Hague plants
First Series
COGEMA , 1982

- /3.2.1/ Koller, R.
Konstruktionsmethode für den Maschinen-, Geräte-
und Apparatebau
Springer-Verlag , Berlin , 1979
- /3.2.2/ Bornscheuer, F.W.
Vorgespannte Mehrlagen-Hochdruckbehälter
Der Stahlbau Nr. 9
1961
- /3.2.3/ Opitz, K. , Beser, A.E.
Zusätzliche Sicherheitsaspekte des
Mehrlagenbehälters
Chemie-Ingenieur-Technik Nr.5
Verlag Chemie GmbH , Weinheim , 1979
- /3.2.4/ n.n.
Waffentechnisches Handbuch
Rheinmetall GmbH , Düsseldorf
- /3.2.5/ Harvey, J.F.
Pressure Component Konstruktion - design and
materials application
Van Nostrand Reinhold Company , New York
- /3.2.6/ n.n.
The first Prestressed Cast Iron Pressure Vessel
Siempelkamp & Steinmüller GmbH , Krefeld , 1981
- /4.1/ n.n.
Metall-C-Ringe für Drücke bis 6800 bar
Gesellschaft für Dichtungstechnik mbH ,
Brackenheim

- /4.2/ Coune
Persönliche Mitteilung vom 11.10.1985
Gesellschaft für Dichtungstechnik mbH ,
Brackenheim
- /4.3/ Schütze, L.
Persönliche Mitteilung vom 12.4 1985
Parker-Prädifa Präzisions-Dichtungen
Parker-Prädifa GmbH , Bietigheim-Bissingen
- /4.4/ n.n.
Metallbalgkupplungen - Firmenschrift
GERWAH-Präzision GmbH , Großwallstadt , 1986
- /5.1.1/ Engineer, S.
Persönliche Mitteilung vom 16.9.1986
Forschungsinstitut der Thyssen Edelstahlwerke AG
Krefeld
- /5.1.2/ Engineer, Schmidt u.a.
Bericht Nr. 132/85 des Forschungsinstituts zum
Spannstahl Ultrafort 6998
Forschungsinstitut der Thyssen Edelstahlwerke AG
Krefeld
- /5.3.1/ Gustafsson, S.-G. ; Kugeler, M.
Mitteilungen anlässlich eines Treffens
im Sept. 1984 bei ASEA METALLURGY ,
S-72183 Västeras (Schweden)
- /5.3.2/ n.n.
DIN 7190 (Entwurf)
Preßverbände - Berechnung und Gestaltungsregeln
Beuth Verlag GmbH , Berlin , 1986

- /5.3.3/ Kunz, A.
Unterlagen für die Festigkeitsberechnungen von Konstruktionselementen des Behälter-, Apparate- und Rohrleitungsbaues
VGB-Kraftwerkstechnik GmbH , Essen , 1981
- /5.3.4/ Kußmaul, K.
Festigkeitslehre I (Vorlesungsmanuskript)
Lehrstuhl für Materialprüfung, Werkstoffkunde und Festigkeitslehre , Stuttgart
- /5.3.5/ n.n.
KTA 3201.2
Komponenten des Primärkreises von Leichtwasserreaktoren - Teil: Auslegung, Konstruktion und Berechnung
Carl Heymanns Verlag KG , Köln , 1980
- /5.3.6/ Peecken, H.
Maschinenelemente I,II (Vorlesungsmanuskript)
Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung
RWTH Aachen
- /5.3.7/ n.n.
VdTÜV-Werkstoffblatt, Nr. 390
Höherfester Stahl 26 NiCrMo 14.6
Verlag TÜV Rheinland , Köln , 1984
- /5.3.8/ n.n.
Angebot der Schmiedewerke Krupp-Klöckner
Schreiben vom 28.1.1985
Schmiedewerke Krupp-Klöckner , Osnabrück

- /5.3.9/ Nichols, R.W. (Hrsg.)
Pressure Vessel Engineering Technology
Elsevier Publishing Company Ltd.
Amsterdam , 1971
- /5.4.1/ Broichhausen, J.
Schadenskunde I,II (Vorlesungsmanuskript)
Institut für Werkstoffkunde - Werkstofftechnik
RWTH Aachen
- /5.4.2/ Weiteder, H.-J.
Persönliche Mitteilung vom 8.12.1986
Institut für Werkstoffkunde
RWTH Aachen
- /5.4.3/ n.n.
Fortschritt im Baugewerbe : Auflager aus "Teflon"
The Journal of Teflon , Nr. 107-D-2
Du Pont de Nemours International S.A. , Genf
- /5.4.4/ n.n.
Brückenlager
Firmenschrift
Maurer Söhne , München
- /5.5.1/ Knoll, G.
Persönliche Mitteilung vom 30.1.1986
Institut für Maschinenelemente und
Maschinengestaltung
RWTH Aachen

- /A.1/ n.n.
FEPP-Handbuch
Institut für Maschinenelemente und
Maschinengestaltung
RWTH Aachen
- /A.2/ Zienkiewicz, O.C.
Methode der finiten Elemente
Carl Hanser Verlag , München , 1984
- /A.3/ Kunz, A.
Formeln der Festigkeitslehre
VGB-Kraftwerkstechnik GmbH , Essen , 1981
- /A.4/ Beitz, W. und Küttner, K.-H. (Hrsg.)
Dubbel/Taschenbuch für den Maschinenbau
Springer-Verlag , Berlin, Heidelberg , 1986

8. ABBILDUNGSNACHWEIS

Die Abbildungen 2-1 , 2-2 , 2-4 , 2-6 , 3.1-1 , 4-4 , 4-11
und die Tabellen 2.1 , 2.2 entstammen den Quellen, die
jeweils in der Bildunterschrift gekennzeichnet sind.
Alle anderen Abbildungen stammen vom Verfasser.

A FINITE-ELEMENTE PROGRAMM

Die FE-Rechnungen dieser Arbeit basieren alle auf einem sehr leistungsfähigem Programmsystem, das am Institut für Maschinenelemente der RWTH Aachen entwickelt wurde.

Das Programm ermöglicht mit relativ geringem Aufwand die Strukturidealisierung und die Ergebnisinterpretation bei FE-Berechnungen /A.1/.

Besonders hervorzuheben sind die gute interaktive Benutzerführung, verschiedene graphische Ein- und Ausgabemodule und vor allem die Möglichkeit der nachträglichen Netzbearbeitung per Digitizer.

Das Programmsystem setzt sich aus drei übergeordneten Einheiten zusammen: dem Preprozessor, der Lösungsroutinen und dem Postprozessor.

Im Folgenden sollen diese Teile kurz beschrieben werden.

Abschließend werden einige Referenzen zu dem Programm genannt.

Die sehr interessante Anwendung von Kontaktelementen in der FEM und die damit mögliche Berechnung von Übermaß, Relativbewegung und Reibverhalten ist im thematischen Zusammenhang in den Kapiteln 5.4 und 5.5 beschrieben.

A.1 Theorie der FEM

Der Finite-Elemente-Methode liegt die Überlegung zugrunde, ein aufwendiges, strukturmechanisches Problem, welches in seiner Gesamtheit nicht zu lösen ist, in viele kleine lös-bare Teilprobleme zu zerlegen. Die Summe der Einzellösungen soll die Gesamtlösung der ursprünglichen Struktur wieder-spiegeln.

Entsprechend wird die Struktur, die üblicherweise als Konti-numm vorliegt, in kleine endliche (finite) Elemente zerlegt.

Eine gewisse Ausnahme bilden Fachwerk-Konstruktionen, bei denen die Zerlegung in einzelne Bauteile bereits vorgegeben ist.

Die unbekannten Größen wie z.B. Temperatur oder Verschiebung, die im Kontinuum an unendlich vielen Punkten vorliegen, werden durch die finiten Elemente auf eine endliche Anzahl begrenzt. An den Knoten eines jeden Elementes werden diese Werte exemplarisch berechnet. Außerhalb der Knoten kann an jeder beliebigen Stelle des Elementes mit Hilfe einer Approximationsfunktion ein entsprechender Wert dargestellt werden.

An einem einfachen Beispiel, dem ebenen Zug-Druck-Stab, soll die Vorgehensweise zur Bestimmung der Verschiebungen und Spannungen beschrieben werden.

Zunächst sei ein lokales kartesisches Koordinatensystem angenommen, das so orientiert ist, daß die x-Achse mit der Stabachse zusammenfällt (s.Abb. A-1). Alle Kräfte und Verschiebungen werden auf dieses Koordinatensystem bezogen.

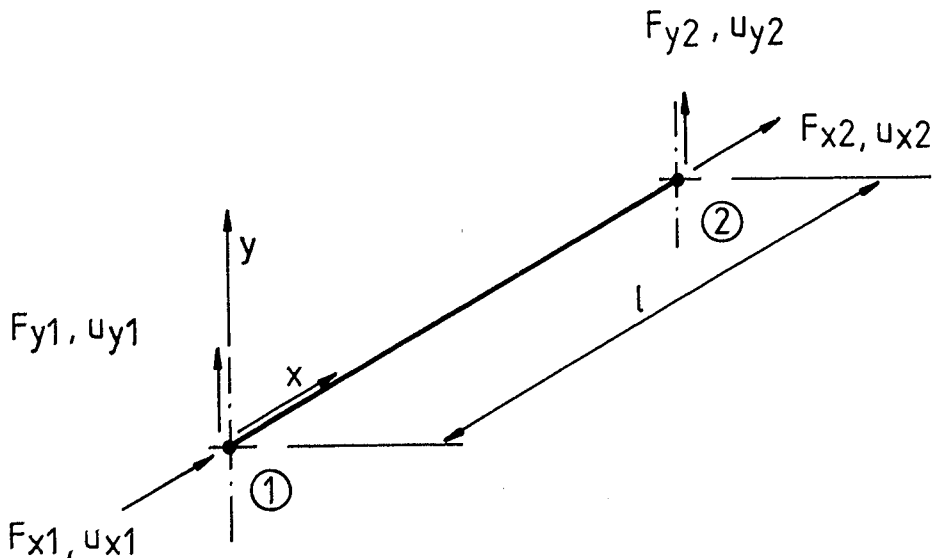


Abb. A-1 : Ebener Zug-Druck-Stab im lokalen Koordinatensystem

Weiterhin sei angenommen, daß der Elastizitätsmodul E und der Querschnitt A über die gesamte Länge des Stabes konstant sei. Vorausgesetzt, daß zwischen den Endpunkten des Stabes keine weiteren Kräfte eingeleitet werden (was auch nur an den Knoten möglich ist), muß die Gleichgewichtsbeziehung gelten:

$$\begin{aligned} F_{x1} &= -F_{x2} \\ F_{y1} &= -F_{y2} \end{aligned} \quad (1)$$

Für den linear-elastischen Fall läßt sich mit folgender Beziehung die Dehnung beschreiben

$$\epsilon = (u_{x2} - u_{x1})/l = F_{x1}/EA = F_{x2}/EA \quad (2)$$

Für das weitere Vorgehen ist es sinnvoll, die Vektorschreibweise einzuführen. Bezogen auf das eine, hier betrachtete Element erhält man so einen Lastvektor

$$\vec{f} = \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix} \quad (3)$$

und einen Verschiebungsvektor

$$\vec{u} = \begin{bmatrix} u_{x1} \\ u_{y1} \\ u_{x2} \\ u_{y2} \end{bmatrix} \quad (4)$$

In Verbindung mit der Kraft-Verschiebungs-Beziehung aus (2) erhält man die Element-Steifigkeitsmatrix für den Zug-Druck-Stab in lokaler Schreibweise

$$\begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} EA/l & 0 & -EA/l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -EA/l & 0 & EA/l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} u_{x1} \\ u_{y1} \\ u_{x2} \\ u_{y2} \end{bmatrix} \quad (5)$$

oder in Kurzschreibweise

$$\vec{f} = [k] * \vec{u} \quad ,$$

wobei $[k]$ als die Steifigkeitsmatrix bezeichnet wird.

Da eine FE-Struktur im Allgemeinen aus mehreren Elementen besteht, muß an dieser Stelle ein Koordinatensystem gewählt werden, das für alle Elemente verbindlich ist. Es wird daher das lokale Koordinatensystem in ein globales transformiert (siehe Abbildung A-2).

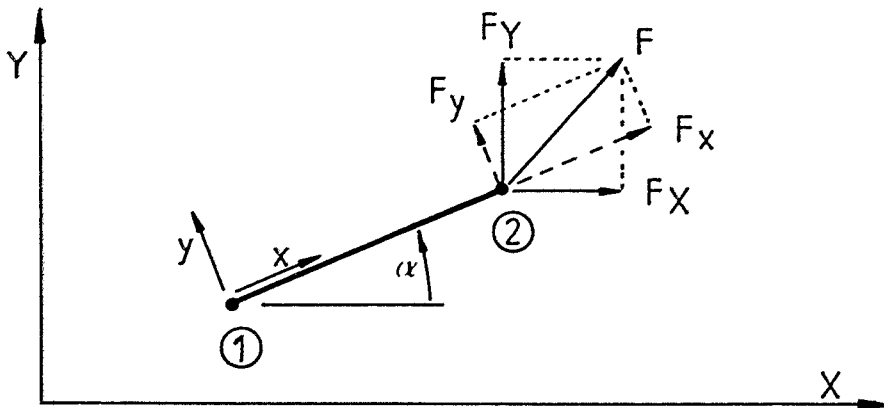


Abb. A-2 : Transformation in das globale Koordinatensystem

Der Winkel α beschreibt dabei die relative Lage der Systeme zueinander:

$$\vec{f} = \begin{bmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha & 0 & 0 \\ -\sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos\alpha & \sin\alpha \\ 0 & 0 & -\sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix} \quad (6)$$

bzw.

$$\vec{f} = [T] * \vec{F}$$

Ebenso erhält man für die Verschiebungen

$$\vec{u} = [T] * \vec{U} \quad . \quad (7)$$

Durch Multiplikation mit der inversen Transformationsmatrix

$$[T]^{-1} = [T]^t$$

kann die Gleichung (5) umgeschrieben werden:

$$[T]^{-1} * \vec{f} = [T]^t * k * \vec{u} \quad . \quad (8)$$

Durch Einsetzen der Beziehungen (6) und (7) erhält man

$$[T]^{-1} * [T] * \vec{F} = [T]^t * k * [T] * \vec{U} \quad (9)$$

und nach dem Ausmultiplizieren

$$\vec{F} = [K] * \vec{U} \quad (10)$$

Mit der Gleichung (10) liegt die Kraft-Verschiebungs-Beziehung für ein Element in globaler Schreibweise vor. Die Steifigkeitsmatrix $[K]$ hat durch die Koordinatentransformation folgende Form angenommen

$$[K] = (EA/l) \times \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha & \sin \alpha \cos \alpha & -\cos^2 \alpha & -\sin \alpha \cos \alpha \\ & \sin^2 \alpha & -\sin \alpha \cos \alpha & -\cos^2 \alpha \\ & & \cos^2 \alpha & \sin \alpha \cos \alpha \\ \text{sym.} & & & \sin^2 \alpha \end{bmatrix} \quad (11)$$

Bei n finiten Elementen ergeben sich entsprechend n verschiedene Kraft-Verschiebungsbeziehungen, die nun über ihren

geometrischen bzw. mechanischen Zusammenhang gekoppelt werden (s. Abb. A-3).

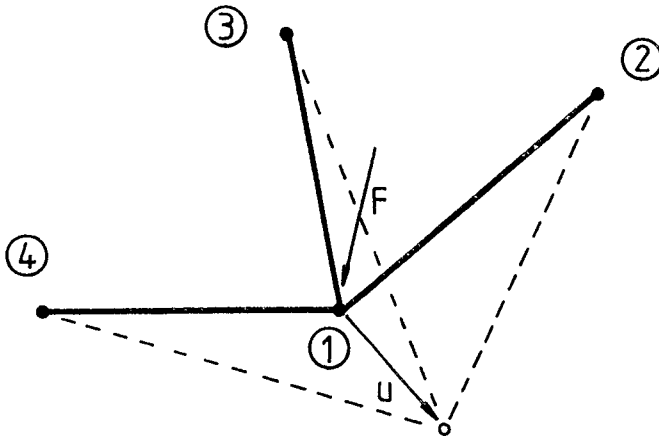


Abb. A-3 : Gemeinsame Knotenverschiebung und Knotenlast mehrerer beteiligter Elemente

Da Gleichgewicht herrschen soll, setzt sich die Gesamtkraft an einem Knoten aus der Summe der dort angreifenden Stabkräfte zusammen. Für den Knoten i gilt

$$\vec{F}_{\text{ges},i} = \vec{F}_{i,1} + \vec{F}_{i,2} + \dots + \vec{F}_{i,n} \quad (12)$$

Weiterhin ist die Verschiebung am Knoten i gleich der Verschiebung aller Stabendpunkte an dieser Stelle

$$\vec{u}_i = \vec{u}_{i,1} + \vec{u}_{i,2} + \dots + \vec{u}_{i,n} \quad (13)$$

Die Elementsteifigkeitsbeziehung, die für den aktuellen Knoten i und den benachbarten Knoten j formuliert wird

$$\begin{bmatrix} \vec{F}_i \\ \vec{F}_j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} \\ K_{ji} & K_{jj} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \vec{u}_i \\ \vec{u}_j \end{bmatrix}$$

liefert die einzelnen in der Gleichung (12) gesuchten Kräfte. Für den Knoten i und n Elemente erhält man so

$$\vec{F}_{i,n} = K_{ii,n} \vec{U}_i + K_{ij,n} \vec{U}_j \quad (14)$$

Damit läßt sich für einen Knoten (z.B. Knoten i) die dort angreifende Gesamtlast bestimmen.

Dieser Vorgang wird für jeden Knoten durchgeführt, so daß schließlich für alle Knoten eine eindeutige Beziehung zwischen der Knotenlast und den jeweiligen Elementdehnungen vorliegt. Man erhält ein Gleichungssystem, welches sich in Matrizenschreibweise vereinfacht darstellen läßt

$$\begin{bmatrix} \vec{F}_{\text{ges},1} \\ \vec{F}_{\text{ges},2} \\ . \\ . \\ \vec{F}_{\text{ges},n} \end{bmatrix} = K_{\text{ges}} \begin{bmatrix} \vec{U}_1 \\ \vec{U}_2 \\ . \\ . \\ \vec{U}_n \end{bmatrix}$$

Die Matrix K_{ges} wird Gesamtsteifigkeitsmatrix genannt. Bei n Elementen und f Freiheitsgraden enthält die quadratische Matrix $(n \cdot f)^2$ Werte.

A.2 Programmbeschreibung

Der Preprozessor umfaßt die 2- und 3-dimensionale Netzaufbereitung, die graphische Netzkontrolle, verschiedene Netzkorrekturen sowie die Eingabe aller Randbedingungen.

Die Netzaufbereitung erfolgt entweder manuell durch digitalisieren der gewünschten Koordinaten oder mit Hilfe eines Netzgenerators, der optional blockweise vorgeht und eine entsprechend differenzierte Elementanzahl und -aufteilung vornimmt.

Weiterhin lassen sich bei komplizierten Bauteilen zunächst Unterstrukturen behandeln und nachfolgend zur Gesamtstruktur zusammensetzen.

Geeignete räumliche Bauteile können durch Translation oder Rotation aus 2-dimensionalen Strukturen hergestellt werden.

Die Netzkontrolle erfolgt auf graphischem Wege durch Darstellung des kompletten Netzes, der Oberflächen und Randkonturen, von Ausschnittsvergrößerungen und dem Ausblenden nicht sichtbarer Bereiche.

Die Netzkorrekturen ermöglichen bei Bedarf eine Glättung der gesamten Struktur, eine verfeinerte Netzunterteilung an interessierenden Stellen und ein selektives Löschen oder Verschieben von Knoten und Elementen.

Die Randbedingungen wie Kräfte, Druck, Temperatur und frei wählbare Geometriebedingungen können an ausgewählten Knoten, Elementen, Rändern und Oberflächen definiert werden.

Weiterhin können elementspezifische Werkstoffkenngrößen wie E-Modul, Querszahl, Wärmeausdehnungskoeffizient und Wärmeleitfähigkeit eingegeben werden.

Die zweite Programmeinheit enthält verschiedene Lösungsroutinen, die je nach Aufgabenstellung aktiviert werden. Aufbau und Arbeitsweise des Programms orientiert sich an den von Zienkiewicz vorgestellten Gleichungen und Routinen /A.2/.

Das Programm erlaubt die Lösung 2- oder 3-dimensionaler Problemstellungen, wobei zwischen einem linearen oder einem zwar rechenintensiven, aber hochgenauen quadratischen Ansatz gewählt werden kann.

Als Elemente stehen Dreiecke, Vierecke, keil- und quaderförmige Prismen, Tetraeder, Platten, Schalen, Balken, Stäbe und Federn zur Verfügung.

Wesentliche Programmelemente sind die Aufstellung der Steifigkeitsmatrix, die Invertierung der Matrix und die Auflösung des linearen Gleichungssystems nach den Verschiebungen, aus denen dann abschließend die Spannungen errechnet werden. Als Output stehen die Verformungen, die Hauptspannungen, die Spannungen bezüglich des aktuellen Koordinatensystems, die Schubspannungen und die Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungs-Energie-Hypothese (GEH) zur Verfügung.

Der nachgeschaltete Postprozessor hat die Aufgabe der graphischen Darstellung und Auswertung der Ergebnisse.

Die Verformung wird als verformte Netzstruktur oder nur als verformte Randkontur gegenüber dem unverformten Rand dargestellt. Zur Verbesserung der Sichtbarkeit ist ein Überhöhungsfaktor wählbar. Außerdem ist das Ergebnis auch durch Linien gleicher Verformung darstellbar.

Die Spannungen der jeweiligen Kategorie werden in Form von Isolinien dargestellt, wobei sowohl die Isolinien wie auch beliebige Punkte der Struktur mit Wertangaben versehen werden können.

Bei 3-dimensionalen Modellen erfolgt die Abbildung nur auf den sichtbaren Oberflächen.

A.3 Referenzen zum Programm

Das Programmsystem ist seit mehreren Jahren im Einsatz und bewährt sich sowohl im Hochschulbereich wie auch in der Industrie.

So konnten in vielfältigen Aufgabenstellungen Gußteile wie Leichtmetallfelgen, Kolben und Pleuel für Verbrennungsmotore, Lagergehäuse, Gleitlagerkomponenten, keramische

Axialdichtringe, künstliche Hüftgelenke usw., oder Blechbiegeteile und Kunststoffbauelemente untersucht und erfolgreich strukturmechanisch optimiert werden.

Für die Kernforschungsanlage in Jülich wurden diverse Aufträge zur Auslegung und Optimierung kerntechnischer Komponenten bearbeitet.

So wurden z.B. der gesamte Behälter eines WKV-Vergasers, verschiedene Deckel für einen Leichtwasserreaktor und für einen Hochtemperaturreaktor, ein Heißgasfilter und Anschlüsse für Spannbänder untersucht.

A.4 Genauigkeit

Die Ergebnisse der FE-Rechnungen in der vorliegenden Arbeit wurden außerdem ständig kontrolliert, indem manche Eckdaten auf analytischem Wege nachgerechnet oder vergleichende FE-Rechnungen durchgeführt wurden.

Das folgende Beispiel demonstriert recht deutlich die Leistungsfähigkeit des FE-Programms.

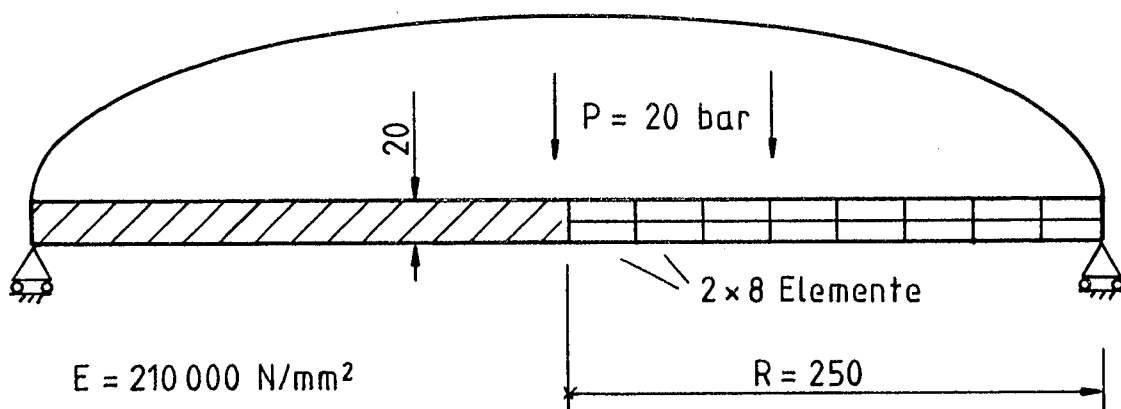


Abb. A-4 : 2-dimensionales FE-Modell für die Testrechnung, 16 Elemente , 69 Knoten .

Zur Bestimmung der Rechengenauigkeit hinsichtlich der Verformung und des Spannungszustandes eines 3-dimensionalen , rotationssymmetrischen Bauteils mit Hilfe eines 2-dimensionalen FE-Modells wurde u.a. eine sogenannte Kirchhoff'sche Platte herangezogen. Es handelt sich dabei um eine kreisförmige Platte, die hier von oben mit Druck beaufschlagt wird und deren Rand frei gelagert ist. In der Abbildung A-4 ist im Radialschnitt das 2-dimensionale FE-Modell zu sehen.

Zur Bestimmung der Referenzwerte dienten zwei verschiedene analytische Methoden /A.3/,/A.4/.

Es wurde in allen Fällen an der Unterseite in der Scheibenmitte die Durchbiegung und die auftretende Radial- bzw. Tangentialspannung bestimmt. In der Tabelle A.1 sind die Werte gegenübergestellt.

	nach Kunz	nach Dubbel	FE-Rechnung
Durchbiegung (mm)	3,235	3,237	3,260
tan, rad (N/mm ²)	386,7	387,5	388,0

Tab. A.1: Vergleich der analytischen und einer FE-Rechnung

Man erkennt an den Vergleichswerten, daß die FE-Rechnung fast deckungsgleiche Ergebnisse liefert.

Die mittlere Abweichung beträgt bei der Durchbiegung nur 0,7% und bei den Spannungen nur 0,2% . Das heißt, der Fehler ist in diesem Fall vernachlässigbar klein.

Die FE-Rechnung überzeugt hier um so mehr, wenn man bedenkt, daß mit einem geringen Aufwand und mit nur 2 mal 8 Viereckelementen mit Zwischenpunkten dieses Ergebnis erzielt wurde.