



Johannes Rehr

# Festigkeitsanalyse verschiedener Leichtbaustrukturen an Heizkesseln

Diplomarbeit zur Erlangung des akademischen Grades  
Diplom-Ingenieur

Technische Universität Graz  
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Studienrichtung Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

Betreuer Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Christian Moser  
Institut für Leichtbau

Graz, Februar 2010



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand in Zusammenarbeit mit der Firma HET Heiztechnik und Energietechnik Entwicklungs-GmbH Seekirchen.

Für die Betreuung der Diplomarbeit am Institut für Leichtbau möchte ich mich recht herzlich bei Herrn Ass. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Christian Moser für die ausgezeichnete fachliche Unterstützung bedanken. Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Dipl.-Ing. Thomas Bauer und Herrn Dipl.-Ing. Gerhard Gerg für die Bereitstellung des Themas. Ein Dank gilt auch meinen Kollegen am Institut für Leichtbau für das angenehme, hilfreiche Arbeitsklima.

Meinen Eltern gebührt ein ganz besonders aufrichtiger Dank, da sie mir mein Studium ermöglichten und mich immer in jeder Situation bestens unterstützten.

Johannes Rehr



# Kurzfassung

Leichtbaukonzepte finden heute in vielen Bereichen der Ingenieurstechniken Anwendung. Selbst in sehr bodenständigen Disziplinen wie dem Kesselbau für Heizungsanlagen wird eine Massereduktion der Bauteile relevant. Die Einbringung solcher Heizkessel in den Keller von Wohnhäusern gestaltet sich bis Weilen aufgrund der hohen Kesselmasse als schwierig und aufwendig. Um einerseits den Installationskomfort zu erhöhen und andererseits Materialressourcen zu schonen, wurde ein Projekt bezüglich der Entwicklung eines Leichtbaukessels initiiert. Die Gestaltung eines Leichtbaukessels ist eine umfangreiche Aufgabe, welche Thematiken der Festigkeitslehre, Werkstoffkunde und Strömungslehre betrifft. In dieser Diplomarbeit wird ein Teil der Disziplinen angegangen, nämlich die festigkeitstechnische Betrachtung unterschiedlicher Kesselstrukturen. Verschiedene Kesselblechdicken, Geometrien und Kesselblechverbindungsvarianten wurden mittels der finiten Elemente Methode spannungsmäßig analysiert. Um diese festigkeitsmäßigen Betrachtungen zu ermöglichen, musste das Thema der Rauchgas- und Wasserkorrosion der relevanten Stähle erfasst werden um Grundlagen für die Materialkennwerte zu haben, welche für die Berechnungen notwendig sind. Auch wurde eine zukunftssträchtige alternative Kesselblechverbindungsmöglichkeit über Versuche identifiziert: das Clinchen von Blechen.

# Abstract

Lightweight constructions are interesting for many current technical applications. Even in quite ordinary disciplines, like the construction of boilers for heating installations, the mass-reduction of parts is becoming more important. The installation of such boilers in cellars of homes is difficult because of the huge mass the assemblies have. To increase the comfort of installation and transportation and to reduce the amount of material resources needed, a project for developing a lightweight boiler was started. The construction of a lightweight boiler is a comprehensive task in which many themes like the strength of materials, material technologies and fluid mechanics are relevant. In this diploma thesis one particular part was analysed, namely the mechanical strength of different boiler designs. The finite element method was used to analyse the variable thicknesses of plates, different geometrical layouts and ways of connecting the boiler plates. To get useful material data for the mechanical design calculation, the corrosion by water and flue gas had to be analysed for the relevant steels. In addition, the clinching of steel plates was identified as a useful future alternative for the connection of boilerplates.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1 Einleitung</b> .....	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Aufgabenstellung.....	1
<b>2 Theoretische Grundlagen</b> .....	2
2.1 Die Methode der Finiten Elemente.....	2
2.1.1 Einige Grundlagen der Kontinuumsmechanik.....	2
2.1.2 Grundlagen der finite Elemente Methode.....	4
2.1.3 Elasto-plastische Spannungs-Verzerrungsmatrix.....	8
2.1.4 Nichtlinearitäten als Randbedingungen.....	11
2.2 Werkstoffkundliche Problembetrachtung.....	15
2.2.1 Korrosion am Heizkessel.....	15
2.2.1.1 Rauchgasseitige Korrosion.....	15
2.2.1.2 Wasserseitige Korrosion.....	17
2.2.2 Hochtemperaturwerkstoffe.....	18
<b>3 Erstellung der Kesselmodelle</b> .....	23
3.1 Modellgeometrie.....	23
3.1.1 Handbeschickte Scheitholzessel.....	23
3.1.2 Pelletfeuerungskessel.....	24
3.1.2.1 Verbrennungsverfahren für Pellets.....	24
3.1.3 Kesselmodell.....	26
3.2 Lasten am Heizkessel.....	27
3.2.1 Druckbelastung im Heizkessel.....	27
3.2.2 Thermische Belastung des Heizkessels.....	29
3.3 Bildung- und Randbedingungen des FE Modells.....	30
3.3.1 Modellbildung des Kessels.....	30
3.3.1.1 Verschiedene Layer am Schalenelement.....	33
3.3.2 Randbedingungen am Viertelkesselmodell.....	34
3.3.2.1 Bedeutung der thermischen Belastung.....	35
3.3.3 Randbedingungen am Achtelkesselmodell.....	36
3.4 Simulation von Schweißnähten und Clinchverbindungen.....	37
3.4.1 Schweißverbindungen.....	37
3.4.1.1 Simulation verschiedener Schweißnahtarten.....	39
3.4.2 Clinchverbindungen.....	45
3.5 Auswertungsparameter bei den Spannungsergebnissen.....	46
3.5.1 Zusammenhang Spannungstensor mit den Hauptspannungen.....	46
3.5.2 Fließhypothese nach Tresca.....	48
3.5.3 Fließhypothese nach Von Mises.....	48

3.5.4	Bruchhypothese nach Rankine .....	50
3.6	Abbildung der ingenieurmäßigen Spannungsdehnungsdiagramme in Marc Mentat .....	51
3.6.1	Überführung der ingenieurmäßigen Spannung in die wahre Spannung .....	51
3.6.1.1	Linear-elastischer Bereich des Spannungsdehnungsdiagrammes .....	51
3.6.1.2	Plastischer Bereich des Spannungsdehnungsdiagrammes .....	52
3.7	Ergebnisse bestehender Kessel .....	54
3.7.1	Derzeit verwendeter Werkstoff .....	54
3.7.2	Linear-elastische Analyse .....	56
3.7.3	Elasto-plastische Analyse .....	56
3.7.4	Modellmasse Achtelmodell .....	57
3.7.5	Modellmasse Viertelmodell .....	57
3.8	Clinchen als Blechverbindungsmöglichkeit .....	58
3.8.1	Versagen einer Clinchverbindung .....	60
3.8.2	Rundpunkt Clinchversuche am Werkstoff X 20 CrMoV 11-2 1 .....	61
3.9	Wirken bestimmter Strukturelemente .....	65
3.9.1	Über die Wirkung gekrümmter Kesselblechquerschnitte .....	66
3.9.2	Vergleich verschiedener Verbindungsblechformen .....	67
<b>4</b>	<b>Ergebnisse betrachteter Modelle</b> .....	<b>69</b>
4.1	Darstellung der FE Ergebnisse .....	69
4.2	Analyse verschiedener Kesselstrukturen .....	70
4.2.1	Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Rundbolzen .....	71
4.2.2	Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Laschen .....	78
4.2.3	Längsgesicktes Blech verbunden durch Stegblech .....	86
4.2.4	Quergesicktes Blech verbunden durch Stegblech .....	92
4.2.5	Einseitig ebenes Blech verbunden mit Dullungen .....	95
4.2.6	Doppelseitig gedulltes Blech .....	98
4.2.7	Einseitiges Trapezblech mit Bolzenverbindung .....	101
4.2.8	Beidseitiges Trapezblech direktverschweißt .....	109
4.2.9	Beidseitiges Trapezblech mit Bolzen verbunden .....	113
4.2.10	Einseitiges Wellblech mit Bolzen verbunden .....	116
4.2.11	Beidseitiges Wellblech mit Bolzen verbunden .....	119
4.2.12	Beidseitig ebenes Blech mit I-Steg verbunden .....	122
4.2.13	Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, abgesetzte Längsnaht .....	126
4.2.14	Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, durchgängige Längsnaht .....	129
4.2.15	Beidseitig ebenes Blech mit Z-Steg, durchgängige Längsnaht .....	134
4.2.16	Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, geclincht .....	152
4.2.17	Beidseitig ebenes Blech mit einzelnen Laschen, geclincht .....	155
4.2.18	Beidseitig ebenes Blech mit durchgängigem Steg, geclincht .....	158
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung</b> .....	<b>166</b>
<b>6</b>	<b>Literaturverzeichnis</b> .....	<b>167</b>



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Kesselsysteme, welche derzeit für die Scheitholz- und Pelletverbrennung verfügbar sind, bestehen aus massiven Stahlblechkonstruktionen, welche Massen von etwa 300 kg aufweisen. Um die Handhabung, vor allem den Transport und die Installation in den Keller einer zu heizenden Einrichtung einfacher zu gestalten, sollte die Masse der Heizkessel in Zukunft entscheidend reduziert werden. Die Einbringung der schweren Heizungsanlage gestaltet sich aufgrund der Masse der Heizkessel mitunter als schwierig und gefährlich, häufig ist die Überstellung der Kessel über die Etagen mit Schäden am bereits fertiggestelltem Stiegenwerk verbunden. Immer wieder kommt es beim Transport der schweren Bauteile zu Unfällen. Auch darf der ökonomische und ökologische Vorteil des Leichtbaueinsatzes nicht unterschätzt werden. Materialeinsparungen können einerseits die Herstellkosten im Sinne der Materialkosten reduzieren und andererseits kann durch verminderten Rohstoffverbrauch das Produkt als umweltfreundlicher deklariert werden. Als Referenz werden in dieser Arbeit Heizkessel betrachtet, welche mittels fester Brennstoffe (Pellet und Scheitholz) betrieben werden.

## 1.2 Aufgabenstellung

Die Entwicklung eines Leichtbaukessels für Heizungsanlagen ist ein interdisziplinärer Prozess welcher viele Fachbereiche der Ingenieurwissenschaften streift. Die Gestaltung des Kessels mit der Form der Kesselwände und den Verbindungen zwischen den Kesselwänden betrifft die Bereiche Festigkeitslehre und Strukturmechanik um die auftretenden Spannungen zu erheben, werkstoffkundlich müssen anwendbare Werkstoffe und zulässige Spannungen am Werkstoff sowie die Korrosionsbeständigkeit überprüft werden und die Gesamtgeometrie des Kessels ist bezüglich der Rauchgasströmung und Heizwasserströmung relevant. Im Zuge dieser Arbeit wird ein Teil des Festigkeitsbereiches abgedeckt. Ziel der Arbeit ist es, bei verschiedenen Kesselblechgeometrien und Kesselblechverbindungen sowie unterschiedlichen Kesselblechdicken die auftretenden Spannungen zu erheben um sich ein Bild bezüglich möglicher Kesselstrukturen machen zu können.

# 2 Theoretische Grundlagen

## 2.1 Die Methode der Finiten Elemente

Die Berechnungen verschiedener Kesselstrukturen sind aufgrund der statischen Überbestimmung der Systeme analytisch nicht zugänglich. Daher wurden die Analysen mit Hilfe der finiten Elemente Methode durchgeführt, d.h. das Modell der Struktur wurde in einer FE-Software abgebildet, mit Randbedingungen versehen, belastet und ausgewertet. Dazu wurde die Software MSC Marc Mentat 2007 verwendet, ein Tool, mit welchem eine Vielzahl an ingenieurmäßigen Problemstellungen numerisch gelöst werden kann.

### 2.1.1 Einige Grundlagen der Kontinuumsmechanik

Anfolgende Informationen in diesem Kapitel sind Auszüge aus (Celigoj, et al., 1998) (S.1.1 ff). Das Ziel der Festigkeitsberechnungen ist es, das mechanische Verhalten von festen, verformbaren Körpern, die grundsätzlich als Kontinuum aufgefasst werden, unter dem Einfluss von äußeren Belastungen zu beschreiben. Diese Aufgabe gilt häufig als ausreichend gelöst, wenn sowohl die Verschiebungen  $u_i$  ( $i = x, y, z$ ) als auch die Spannungen  $\tau_{ij}$  ( $i, j = x, y, z$ ) in jedem Punkt des Bauteils berechnet sind. Der Zusammenhang zwischen Verformungen und Spannungen wird durch ein Materialgesetz beschrieben. Dabei wird in guter Näherung meist davon ausgegangen, dass lediglich die Verformungen in einer beliebig kleinen Umgebung des betrachteten Punktes die Spannungen in diesem Punkt beeinflussen. Deshalb ist es notwendig, mit Hilfe eines lokalen Verformungsmaßes die Verzerrungen  $\varepsilon_{ij}$  zu definieren:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(u_{i,j} + u_{j,i} + u_{k,i}u_{k,j}) \quad (\text{Glg. 1})$$

Wobei hier gilt  $k = x, y, z$  und  $u_{i,j} = \frac{\partial u_i}{\partial j}$ . Die Ausformulierung der Verzerrungs-Verschiebungsbeziehungen zeigt der Green-Lagrange-Verzerrungstensor. Es sind also insgesamt 15 unbekannte Größen (drei Komponenten des Verschiebungsvektors  $u_i$ , sechs Komponenten des Verzerrungstensors  $\varepsilon_{ij}$  und sechs Komponenten des Spannungstensors  $\tau_{ij}$ ) zu ermitteln.

Dazu sind 15 unabhängige Gleichungen notwendig. Diese 15 Gleichungen ergeben sich aus:

- Sechs Gleichungen aus den Verschiebungs-Verzerrungsbeziehungen.
- Sechs Gleichungen aus dem Werkstoffgesetz mit den Spannungs-Verzerrungsbeziehungen.
- Drei Gleichgewichtsbedingungen aus dem Prinzip der virtuellen Arbeit.

Die Verschiebungs-Verzerrungsbeziehungen als auch die Spannungs-Verzerrungsbeziehungen enthalten im Allgemeinen Glieder höherer Ordnung. Nur im linear-elastischen Fall, dem Hookeschen Gesetz, kann eine Linearisierung durchgeführt werden. Dies gilt jedoch nur für kleine Verformungen! Dabei ergeben sich die Verschiebungs-Verzerrungsbeziehungen in der Verzerrungsmatrix  $\boldsymbol{\varepsilon}$  bei kleinen Verschiebungsableitungen mit

$$\boldsymbol{\varepsilon}^T = [\varepsilon_{xx} \quad \varepsilon_{yy} \quad \varepsilon_{zz} \quad \gamma_{xy} \quad \gamma_{yz} \quad \gamma_{zx}] \text{ mit } \boldsymbol{\varepsilon}_0 = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (\text{Glg. 2})$$

Das Materialgesetz kann mit dem Elastizitätstensor  $\mathbf{C}$  und dem Spannungstensor  $\boldsymbol{\tau}$  angeschrieben werden mit

$$\boldsymbol{\tau} = \mathbf{C}\boldsymbol{\varepsilon} \text{ mit } \boldsymbol{\tau}^T = [\tau_{xx} \quad \tau_{yy} \quad \tau_{zz} \quad \tau_{xy} \quad \tau_{yz} \quad \tau_{zx}] \quad (\text{Glg. 3})$$

$$\mathbf{C}^E = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & & & \\ \nu & 1-\nu & \nu & & & \\ \nu & \nu & 1-\nu & & & \\ & & & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ & & & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ & & & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (\text{Glg. 4})$$

Wobei  $E$  der Elastizitätsmodul und  $\nu$  die Querkontraktionszahl des Werkstoffes ist. Die hier angeführte  $\mathbf{C}^E$  Matrix gilt nur für den linear-elastischen Hookeschen Materialbereich. Die Gleichgewichtsbedingungen am System können mit dem Prinzip der virtuellen Arbeit beschrieben werden. Es gilt, dass die virtuelle Arbeit im Inneren des Kontinuums und die virtuelle Arbeit auf der Oberfläche gleich sein müssen; somit gilt auch

$$0 = \int_V \delta u_i (\tau_{ji,j} + f_i^B - \rho a_i) dV + \int_S \delta u_i (f_i^S - \tau_{ji} n_j) dS \quad (\text{Glg. 5})$$

Das Volumsintegral  $\int_V \dots dV$  entspricht der virtuellen Arbeit im Inneren und das Oberflächenintegral  $\int_S \dots dS$  der virtuellen Arbeit an der Körperoberfläche. Dabei ist  $i, j = x, y, z$  und  $\tau_{ji,j} = \frac{\partial \tau_{ji}}{\partial j}$ ,  $f_i^B$  die Volumskraft,  $f_i^S$  die Flächenlast,  $\rho$  die Werkstoffdichte,  $a_i$  die Körperbeschleunigung und  $n_j$  die jeweilige Normalenvektorkomponente zur Schnittfläche an welcher das Gleichgewicht angesetzt wird.  $\delta u_i$  ist die virtuelle Verschiebung. Mithilfe des Gaußschen Integralsatzes und der Symmetrie des Spannungstensors  $\tau_{ij} = \tau_{ji}$  sowie mit den Verschiebungs-Verzerrungsbeziehungen kann das Prinzip der virtuellen Arbeit angeschrieben werden als

$$0 = - \int_V \delta \varepsilon_{ij} \tau_{ij} dV + \int_V \delta u_i f_i^B dV + \int_S \delta u_i f_i^S dS + \int_V \delta u_i \rho (-a_i) dV \quad (\text{Glg. 6})$$

Wobei in dieser obigen Formulierung ist  $\delta W_{internal} = - \int_V \delta \varepsilon_{ij} \tau_{ij} dV$ ,  $\delta W_{inertia} = \int_V \delta u_i \rho (-a_i) dV$  und  $\delta W_{external} = \int_V \delta u_i f_i^B dV + \int_S \delta u_i f_i^S dS$ . Durch diese Formulierung kann die differentielle Ordnung des Problems um eins vermindert werden, da im Vergleich zur allgemeinen Gleichgewichtsbedingung in (Glg. 5), in welcher die Ableitungen der Spannungen (die Spannungen sind wiederum eine Funktion der der Verzerrungen und diese die Ableitung der Verschiebungen) enthalten sind, die Ableitung der Spannungen nicht mehr erforderlich ist.

## 2.1.2 Grundlagen der finite Elemente Methode

Anfolgende Information in diesem Kapitel sind Auszüge aus (Celigoj, et al., 1998) (S.1.6 ff). Um die beschriebene Aufgabe der Berechnung der Verschiebungen und Spannungen zu lösen, muss ein Verschiebungsfeld  $\mathbf{u}(x, y, z; t)$  gefunden werden, das die Gleichungen (Glg. 1) und (Glg. 5) für alle beliebigen virtuellen Verschiebungen  $\delta \mathbf{u}$  erfüllt. Da im Allgemeinen sowohl die Geometrie des Körpers als auch die Randbedingungen völlig beliebig sein können, ist eine analytische Lösung, die alle Gleichungen exakt erfüllt (Gleichgewicht, Verschiebungs-Verzerrungsbeziehungen und das Werkstoffgesetz) nur in Sonderfällen ermittelbar. Meist können diese Differentialgleichungen nur numerisch gelöst werden, was bedeutet, dass sie durch algebraische Gleichungssysteme angenähert werden müssen. Für die finite Elemente Methode heißt das:

1. Der Körper wird durch gedachte Linien und Flächen in  $M$  finite Elemente geteilt (finit steht für endlich groß). Das mit dem  $m$ -ten Element verbundene Volumen wird mit  $V^{(m)}$  und seine Oberfläche mit  $S^{(m)}$  bezeichnet, wobei  $1 \leq m \leq M$ .
2. Im Element ( $m$ ) werden  $n$  Knotenpunkte an der Oberfläche und in speziellen Fällen auch im Inneren festgelegt. Die Verschiebungen  $\hat{\mathbf{u}}^T = [u_1 v_1 w_1 \dots u_N v_N w_N]$  der Knotenpunkte aller Elemente des Körpers sind nun die unbekanntes Größen des diskretisierten Systems. In der Modellvorstellung werden Kräfte (und ganz allgemein jede Wirkung) zwischen zwei Elementen nur noch an den gemeinsamen Knotenpunkten übertragen, jedoch nicht dazwischen.

3. Alle angreifenden äußeren Lasten werden in den Knotenpunkten konzentriert.
4. Das Verschiebungsfeld  $\mathbf{u}(x, y, z; t)$  wird innerhalb jedes einzelnen Elementes ( $m$ ) durch die Matrix der Ansatzfunktionen (shape functions)  $\mathbf{H}^{(m)}(x, y, z)$  mit ihren Elementen  $h_i^{(m)}$  und durch die Verschiebungen  $\hat{\mathbf{u}}(t)$  seiner Knotenpunkte angenähert.

$$\mathbf{u}^{(m)}(x, y, z; t) = \mathbf{H}^{(m)}(x, y, z)\hat{\mathbf{u}}(t) \quad (\text{Glg. 7})$$

Die Ansatzfunktionen  $\mathbf{H}^{(m)}$  können letztendlich willkürlich gewählt werden, sind aber, um brauchbare Ergebnisse zu erzielen, einigen Einschränkungen unterworfen:

- Zur Approximation der Verschiebungen sind nur stetige Funktionen physikalisch sinnvoll.
- Starrkörperverschiebungen sollten exakt als solche wiedergegeben werden können (rigid-body requirement).
- Zwischen den verformten Elementen soll es zu keinen Klaffungen und Überlappungen kommen (d.h. die Kompatibilitätsbedingungen müssen erfüllt sein).
- Konstante Verzerrungszustände sollten erfasst werden können (constant strain requirement).

Als Ansatzfunktionen  $\mathbf{H}^{(m)}$  dienen häufig Polynome, im einfachsten Fall wird das Verschiebungsfeld linear angenähert. Damit wird das kontinuierliche kontinuumsmechanische Problem mit unendlich vielen Freiheitsgraden - nämlich dem gesamten Verschiebungsfeld  $\mathbf{u}$  - durch eine diskrete Formulierung mit endlich vielen Parametern - den Knotenpunktverschiebungen  $\hat{\mathbf{u}}$  - approximiert.

Mit Hilfe der Differentialoperatormatrix  $\mathbf{D}$  ergibt sich daraus ein Ansatz für die Verzerrungen  $\boldsymbol{\varepsilon}^{(m)}$  im Element als Funktion der Knotenpunktverschiebungen

$$\boldsymbol{\varepsilon}^{(m)}(x, y, z; t) = \mathbf{D}\mathbf{u}^{(m)}(x, y, z; t) = \mathbf{D}\mathbf{H}^{(m)}(x, y, z)\hat{\mathbf{u}}(t) \quad (\text{Glg. 8})$$

der allgemein angeschrieben wird mit der sogenannten  $\mathbf{B}$ -Matrix als

$$\boldsymbol{\varepsilon}^{(m)}(x, y, z; t) = \mathbf{B}^{(m)}(x, y, z)\hat{\mathbf{u}}(t) \quad (\text{Glg. 9})$$

Für den Fall kleiner Verschiebungsableitungen ergibt sich die Differentialoperatormatrix  $\mathbf{D}$

$$\mathbf{D} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (\text{Glg. 10})$$

Die Matrix der Ansatzfunktion, die  $\mathbf{H}$ -Matrix, verbindet also die Verschiebungen im Element mit den Knotenpunktverschiebungen, die  $\mathbf{B}$ -Matrix die Verzerrungen mit den Knotenpunktverschiebungen. Analoge Beziehungen können für die virtuellen Größen  $\delta \mathbf{u}$  und  $\delta \boldsymbol{\varepsilon}$  wie folgt angeschrieben werden:

$$\delta \mathbf{u}^{(m)}(x, y, z) = \mathbf{H}^{(m)}(x, y, z) \delta \hat{\mathbf{u}} \quad \delta \boldsymbol{\varepsilon}^{(m)}(x, y, z) = \mathbf{B}^{(m)}(x, y, z) \delta \hat{\mathbf{u}} \quad (\text{Glg. 11})$$

Setzt man diese Zusammenhänge in die Gleichungen der virtuellen Arbeit ein, so ergibt sich für die innere Energie

$$\begin{aligned} \delta W_{\text{internal}} &= - \int_V \delta \boldsymbol{\varepsilon}^T \mathbf{C} \boldsymbol{\varepsilon} dV = \\ &= - \delta \hat{\mathbf{u}}^T \sum_{(m)} \int_{V^{(m)}} \mathbf{B}^{(m)T} \mathbf{C}^{(m)} \mathbf{B}^{(m)} dV^{(m)} \hat{\mathbf{u}} = - \delta \hat{\mathbf{u}}^T \mathbf{K} \hat{\mathbf{u}} = - \delta \hat{\mathbf{u}}^T \mathbf{F}_{\text{int}} \end{aligned} \quad (\text{Glg. 12})$$

Dabei ist  $\mathbf{K}$  die globale Steifigkeitsmatrix als Summe der Elementensteifigkeitsmatrizen  $\mathbf{K}^{(m)}$  und  $\mathbf{F}_{\text{int}}$  der interne Knotenkräftevektor. Für die externe Energie ergibt sich nun:

$$\begin{aligned} \delta W_{\text{external}} &= \int_V \delta \mathbf{u}^T \mathbf{f}^B dV + \int_S \delta \mathbf{u}^T \mathbf{f}^S dS = \\ &= \delta \hat{\mathbf{u}}^T \sum_{(m)} \left[ \int_{V^{(m)}} \mathbf{H}^{(m)T} \mathbf{f}^B dV^{(m)} + \int_{S^{(m)}} \mathbf{H}^{(m)T} \mathbf{f}^S dS^{(m)} \right] = \delta \hat{\mathbf{u}}^T \mathbf{F}_{\text{ext}} \end{aligned} \quad (\text{Glg. 13})$$

In der obigen Gleichung entspricht  $\mathbf{f}^B$  dem Vektor der Volumskräfte,  $\mathbf{f}^S$  ist der Vektor der Flächenlasten. Dabei ist  $\mathbf{F}_{\text{ext}}$  jene Spaltenmatrix, welche die äußeren Kräfte mit den verteilten Volums- und Oberflächenkräften beinhaltet. Zu dieser Matrix addieren sich die äußeren Lasten  $\mathbf{F}_{\text{ext}}^C$ , welche als Einzellasten an den Außenknoten des Körpers angreifen.

Der Energie-Trägheitsterm ergibt sich als

$$\begin{aligned}\delta W_{inertia} &= - \int_V \delta \mathbf{u}^T \rho \ddot{\mathbf{u}} dV = \\ &= -\delta \hat{\mathbf{u}}^T \sum_{(m)} \int_{V^{(m)}} \mathbf{H}^{(m)T} \rho \mathbf{H}^{(m)} dV^{(m)} \ddot{\hat{\mathbf{u}}} = -\delta \hat{\mathbf{u}}^T \mathbf{M} \ddot{\hat{\mathbf{u}}} = -\delta \hat{\mathbf{u}}^T \mathbf{F}_{inertia}\end{aligned}\quad (\text{Glg. 14})$$

Wobei  $\mathbf{M}$  die globale Massenmatrix als Summe der Elementmassenmatrizen  $\mathbf{M}^{(m)}$  ist. Die Energiegleichung (Glg. 6) kann nun verkürzt angeschrieben werden

$$\delta \hat{\mathbf{u}}^T (-\mathbf{F}_{int} + \mathbf{F}_{ext} - \mathbf{F}_{inertia}) = 0 \quad (\text{Glg. 15})$$

bzw.

$$\delta \hat{\mathbf{u}}^T (-\mathbf{K} \hat{\mathbf{u}} + \mathbf{F}_{ext} - \mathbf{M} \ddot{\hat{\mathbf{u}}}) = 0 \quad (\text{Glg. 16})$$

Diese Gleichungen müssen für jede beliebige virtuelle Verschiebung  $\delta \hat{\mathbf{u}}$  erfüllt sein, was nur dann erfüllt ist, wenn der Klammerausdruck null ergibt. Das bedeutet, dass das folgende lineare inhomogene System gewöhnlicher Differentialgleichungen zweiter Ordnung in der Zeit  $t$  zu lösen ist:

$$\mathbf{K} \hat{\mathbf{u}} + \mathbf{M} \ddot{\hat{\mathbf{u}}} = \mathbf{F}_{ext} \quad (\text{Glg. 17})$$

Der statische Fall kann jedoch in dieser Form noch nicht gelöst werden.  $\mathbf{K}$  ist meist singulär, da in die Formulierung lediglich die Kräfte-Randbedingungen, nicht aber die Verschiebungsrandbedingungen eingearbeitet wurden. Der Vektor der Knotenpunktverschiebungen  $\hat{\mathbf{u}}$  wird daher umgestellt in zwei Teile aufgespalten, sodass  $\hat{\mathbf{u}}_A$  alle unbekanntes Verschiebungen enthält und  $\hat{\mathbf{u}}_B$  alle vorgegebenen Randverschiebungen. Entsprechend muss auch  $\mathbf{K}$  und  $\mathbf{F}_{ext}$  aufgespalten und umgestaltet werden.

Es ergibt sich damit

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K}_{AA} & \mathbf{K}_{AB} \\ \mathbf{K}_{BA} & \mathbf{K}_{BB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{u}}_A \\ \hat{\mathbf{u}}_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_{ext,A} \\ \mathbf{F}_{ext,B} \end{bmatrix} \quad (\text{Glg. 18})$$

Daraus können die unbekanntes Knotenpunktverschiebungen  $\hat{\mathbf{u}}_A$  und die Reaktionskräfte  $\mathbf{F}_{ext,B}$  an den Knoten mit vorgegebenen Verschiebungen ermittelt werden.

Zusammenfassend kann bezüglich der Spannungsberechnung mit der finiten Elemente Methode festgehalten werden:

1. Aufbau des Elementsystems zum Approximieren der Körpergeometrie durch eine Vielzahl an Elementen welche durch die Ansatzfunktionsmatrix  $\mathbf{H}^{(m)}$  beschrieben werden.

2. Berechnung der  $\mathbf{B}$ -Matrix, der  $\mathbf{K}$ -Matrix und der  $\mathbf{M}$ -Matrix über die Integrale der Energieterme der virtuellen Arbeit.
3. Berechnen der Knotenpunktverschiebungen  $\hat{\mathbf{u}}$  mit Zuhilfenahme der externen Kräfte und Verschiebungsrandbedingungen.
4. Verknüpfen der Knotenpunktverschiebungen mit der  $\mathbf{B}$ -Matrix um die Verzerrungen  $\boldsymbol{\varepsilon}$  festzustellen.
5. Berechnung der Spannungen über die Spannungs-Verzerrungsbeziehung.

### 2.1.3 Elasto-plastische Spannungs-Verzerrungsmatrix

Bei elasto-plastischen Berechnungen an Bauteilen gelten die oben beschriebenen Ansätze. Interessant ist jedoch die Darstellung der elastisch-plastischen Spannungs-Verzerrungsmatrix  $\mathbf{C}^{EP}$ . Bathe (Bathe, 1986) (S.425 ff) schreibt zu diesem Thema folgendes: Drei wesentliche Eigenschaften kennzeichnen das Materialverhalten bei elasto-plastischen Berechnungen:

1. Eine Fließbedingung, die den mehrachsigen Spannungszustand festlegt, bei dem plastisches Fließen eintritt.
2. Ein Fließgesetz, das die plastischen Verzerrungsinkremente mit den augenblicklichen Spannungen und den Spannungsinkrementen infolge des Fließens verknüpft.
3. Ein Verfestigungsgesetz, das festlegt, auf welche Weise die Fließbedingung während des plastischen Fließens modifiziert wird.

Wenn von isothermen Bedingungen und isotroper Verfestigung ausgegangen wird, kann die Fließbewegung zur Zeit  $t$ , gestützt auf experimentellen Analysen als

$${}^tF({}^t\tau_{ij}, {}^t\kappa) = 0 \quad (\text{Glg. 19})$$

angeschrieben werden;  $i, j = 1, 2, 3$  - die Betrachtungen sind also im Hauptspannungsraum. Dabei ist  ${}^t\kappa$  eine Zustandsvariable, die von den plastischen Verzerrungen  ${}^t\varepsilon_{ij}^P$  abhängt und die Verfestigung angibt. Die Berechnungen sind auf ein zugeordnetes Fließgesetz beschränkt, sodass sich die plastischen Verzerrungsinkremente  $d\varepsilon_{ij}^P$

$$d\varepsilon_{ij}^P = {}^t\lambda \frac{\partial {}^tF}{\partial {}^t\tau_{ij}} \quad (\text{Glg. 20})$$

aus der gegebenen Funktion  ${}^tF$  berechnen, wobei  ${}^t\lambda$  ein noch zu bestimmender Skalar ist.



Da während der plastischen Deformation  ${}^tF = 0$  gilt, muss auch

$$\frac{\partial {}^tF}{\partial {}^t\tau_{ij}} d\tau_{ij} + \frac{\partial {}^tF}{\partial {}^t\varepsilon_{ij}^P} d\varepsilon_{ij}^P = 0 \quad (\text{Glg. 21})$$

gelten, wobei  $d\tau_{ij}$  und  $d\varepsilon_{ij}^P$  differentielle Zuwächse der Spannungen bzw. der plastischen Verzerrungen sind. Mit den Abkürzungen

$${}^tq_{ij} = \frac{\partial {}^tF}{\partial {}^t\tau_{ij}} \quad \text{und} \quad {}^tp_{ij} = -\frac{\partial {}^tF}{\partial {}^t\varepsilon_{ij}^P} \quad (\text{Glg. 22})$$

dargestellt in Vektorschreibweise

$${}^t\mathbf{q}^T = [{}^tq_{11} \quad {}^tq_{22} \quad {}^tq_{33} \quad 2 \quad {}^tq_{12} \quad 2 \quad {}^tq_{23} \quad 2 \quad {}^tq_{31}] \quad (\text{Glg. 23})$$

$${}^t\mathbf{p}^T = [{}^tp_{11} \quad {}^tp_{22} \quad {}^tp_{33} \quad {}^tp_{12} \quad {}^tp_{23} \quad {}^tp_{31}] \quad (\text{Glg. 24})$$

kann nun (Glg. 21) wiederum mit (Glg. 20) angeschrieben werden:

$${}^t\mathbf{q}^T d\boldsymbol{\tau} - {}^t\mathbf{p}^T \quad {}^t\lambda \quad {}^t\mathbf{q} = 0 \quad (\text{Glg. 25})$$

Die Spannungsinkremente berechnet man mit  $d\boldsymbol{\varepsilon} = d\boldsymbol{\varepsilon}^0 + d\boldsymbol{\varepsilon}^P$  zu

$$d\boldsymbol{\tau} = \mathbf{C}^E (d\boldsymbol{\varepsilon} - d\boldsymbol{\varepsilon}^P) \quad (\text{Glg. 26})$$

wobei  $\mathbf{C}^E$  der linear-elastische Spannungs-Verzerrungstensor aus (Glg. 4) ist. Daraus ergibt sich die neue Darstellung für (Glg. 25)

$${}^t\mathbf{q}^T \mathbf{C}^E d\boldsymbol{\varepsilon} - {}^t\mathbf{q}^T \mathbf{C}^E \quad {}^t\lambda \quad {}^t\mathbf{q} - {}^t\mathbf{p}^T \quad {}^t\lambda \quad {}^t\mathbf{q} = 0 \quad (\text{Glg. 27})$$

aus welcher der Skalar  ${}^t\lambda$  berechnet werden kann:

$${}^t\lambda = \frac{{}^t\mathbf{q}^T \mathbf{C}^E d\boldsymbol{\varepsilon}}{{}^t\mathbf{p}^T \quad {}^t\mathbf{q} + {}^t\mathbf{q}^T \mathbf{C}^E \quad {}^t\mathbf{q}} \quad (\text{Glg. 28})$$

Setzt man (Glg. 20) und (Glg. 22) in (Glg. 26) so ergibt sich

$$d\boldsymbol{\tau} = \mathbf{C}^{EP} d\boldsymbol{\varepsilon} \quad (\text{Glg. 29})$$

Dabei ist die aktuelle elasto-plastische Spannungs-Verzerrungsmatrix  $\mathbf{C}^{EP}$  zum Zeitpunkt  $t$

$$\mathbf{C}^{EP} = \mathbf{C}^E - \frac{\mathbf{C}^E \mathbf{t} \mathbf{q} (\mathbf{C}^E \mathbf{t} \mathbf{q})^T}{\mathbf{t} \mathbf{p}^T \mathbf{t} \mathbf{q} + \mathbf{t} \mathbf{q}^T \mathbf{C}^E \mathbf{t} \mathbf{q}} \quad (\text{Glg. 30})$$

Das Spannungs-Verzerrungs-Gesetz hängt von der jeweils verwendeten Fließfunktion  ${}^t F$  ab, je nach den Eigenschaften des Materials werden in der Praxis verschiedene Fließbedingungen verwendet. Die Fließbedingung legt die mehrachsigen Spannungszustände fest, an denen das Material plastisch fließt. Es ist üblich, die Fließbedingung als Fläche im Spannungsraum anzugeben, die Fließortfläche heißt. Für Spannungszustände innerhalb des von der Fließortfläche umschlossenen Raums deformiert das Material rein elastisch, liegt der Spannungszustand auf der Fließortfläche, so kann plastisches Fließen eintreten. Spannungszustände außerhalb des umschlossenen Raums sind bei elasto-plastischen Materialverhalten unmöglich. Die Von Mises Fließbedingung ist eine sehr oft verwendete Bedingung bei duktilen Werkstoffen, dabei gilt

$${}^t F = \frac{1}{2} ({}^t s_{ij} \, {}^t s_{ij} - \frac{1}{3} \, {}^t \tau_y^2) \quad (\text{Glg. 31})$$

Für den Spannungsdeviator  ${}^t s_{ij}$  gilt mit den Hauptspannungen  $\tau_{ii}$

$${}^t s_{ij} = {}^t \tau_{ij} - \frac{1}{3} \left( \sum_{i=1}^3 \tau_{ii} \right) \delta_{ij} \quad (\text{Glg. 32})$$

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 0 & \text{für } i \neq j \\ 1 & \text{für } i = j \end{cases} \text{ (Kroneckerdelta)} \quad (\text{Glg. 33})$$

Die aktuelle Fließspannung  ${}^t \tau_y^2$  zur Zeit  $t$  bzw. bei einer bestimmten plastischen Dehnung  $\varepsilon_{ij}^p$  kann über das zugrundeliegende wahre Spannungs-Dehnungsdiagramm abgeleitet werden. Die Berechnungen von  ${}^t q_{ij}$  und  ${}^t p_{ij}$  ergeben

$${}^t q_{ij} = {}^t s_{ij} \text{ und } {}^t p_{ij} = {}^t H \, {}^t \tau_{ij} \quad (\text{Glg. 34})$$

wobei  ${}^t H$  die aktuelle Steigung, die Verfestigung, im wahren Spannungs-Dehnungsdiagramm bei einer bestimmten plastischen Dehnung  $\varepsilon_{ij}^p$  ist.

Damit konnte nun gezeigt werden, dass  $\mathbf{C}^{EP}$  keine statische Matrix unabhängig der Zeit  $t$  bzw. den Berechnungssinkrementen ist, sondern unmittelbar von den aktuellen Spannungen im Spannungspunkt abhängig ist.

## 2.1.4 Nichtlinearitäten als Randbedingungen

Die Annahme kleiner Verzerrungen als auch kleiner Verschiebungen ist bei vielen realen Problemstellungen nicht mehr haltbar, d.h. die Voraussetzungen, dass die Geometrie des Elementes während des Belastungsprozesses im Wesentlichen unverändert bleibt und infinitesimale lineare Verzerrungen approximiert werden können, gilt nicht mehr. Neben der materiellen Nichtlinearität bei der elasto-plastischen Materialverhaltenssimulation gilt auch die geometrische Nichtlinearität, dargestellt durch große Verzerrungen, die bei dünnwandigen Bauteilen zu berücksichtigen ist (Zienkiewicz, 1984), (S.456 ff). Die Schalenstruktur des Kesselsystems ist dünnwandig und von daher wurden die FE Berechnungen unter der Voraussetzung large strain, große Verzerrungen, durchgeführt. Green und St.Venant entwickelten den Greenschen Verzerrungstensor, der eine allgemeine Beschreibung der Verzerrungen, unabhängig ob große- oder kleine Verzerrungen, ermöglicht. Konkret erweitert sich damit auch der FE Ansatz um die nichtlinearen Zusammenhänge in der **B**-Matrix und in der Steifigkeitsmatrix **K**. Zienkiewicz (Zienkiewicz, 1984) schreibt dazu (S.458, S.472 ff): Der allgemeine dreidimensionale Verzerrungsvektor lässt sich wieder in höherer Ordnung darstellen als

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}_0 + \boldsymbol{\varepsilon}_L \quad (\text{Glg. 35})$$

Wobei  $\boldsymbol{\varepsilon}_0$  aus (Glg. 2) gelesen werden kann und die nichtlinearen Glieder angeschrieben werden als

$$\boldsymbol{\varepsilon}_L = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\theta}_x^T & 0 & 0 \\ 0 & \boldsymbol{\theta}_y^T & 0 \\ 0 & 0 & \boldsymbol{\theta}_z^T \\ 0 & \boldsymbol{\theta}_z^T & \boldsymbol{\theta}_y^T \\ \boldsymbol{\theta}_z^T & 0 & \boldsymbol{\theta}_x^T \\ \boldsymbol{\theta}_y^T & \boldsymbol{\theta}_x^T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\theta}_x \\ \boldsymbol{\theta}_y \\ \boldsymbol{\theta}_z \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \mathbf{A} \boldsymbol{\theta} \quad (\text{Glg. 36})$$

mit

$$\boldsymbol{\theta}_x^T = \left[ \frac{\partial u}{\partial x} \quad \frac{\partial v}{\partial x} \quad \frac{\partial w}{\partial x} \right] \text{ usw.} \quad (\text{Glg. 37})$$

Zur Darstellung der **B**-Matrix mit nichtlinearen Gliedern kann nun die Ableitung von  $\boldsymbol{\varepsilon}_L$  wie folgt angeschrieben werden:

$$d\boldsymbol{\varepsilon}_L = \frac{1}{2} d\mathbf{A} \boldsymbol{\theta} + \frac{1}{2} \mathbf{A} d\boldsymbol{\theta} = \mathbf{A} d\boldsymbol{\theta} \quad (\text{Glg. 38})$$

Mit der Definition der  $\mathbf{G}$ -Matrix als Ableitungen der Ansatzfunktion  $H$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} \frac{\partial H}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial H}{\partial x} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial H}{\partial x} \\ \frac{\partial H}{\partial y} & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots \end{bmatrix} \quad (\text{Glg. 39})$$

und den Knotenpunktverschiebungen  $\hat{\mathbf{u}}^T = [u_i \quad v_i \quad w_i]$  folgt:

$$\boldsymbol{\theta} = \mathbf{G}\hat{\mathbf{u}} \quad (\text{Glg. 40})$$

$$d\varepsilon_L = \mathbf{A}\mathbf{G} d\hat{\mathbf{u}} = \mathbf{B}_L d\hat{\mathbf{u}} \quad (\text{Glg. 41})$$

Damit kann die  $\mathbf{B}$ -Matrix angeschrieben werden als

$$\mathbf{B}_L = \mathbf{A}\mathbf{G} \quad (\text{Glg. 42})$$

$$\mathbf{B} = \mathbf{B}_0 + \mathbf{B}_L \quad (\text{Glg. 43})$$

Dabei ist  $\mathbf{B}_0$  die  $\mathbf{B}$ -Matrix wie bei linearer Behandlung des Problems, siehe (Glg. 9). Die Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  kann nun angeschrieben werden als Summe der Steifigkeitsmatrix zufolge linearer Problembetrachtung  $\mathbf{K}_0$  und der Steifigkeitsmatrix zufolge großer Verschiebungen  $\mathbf{K}_L$ .

$$\mathbf{K} = \int_V \mathbf{B}^T \mathbf{C} \mathbf{B} dV = \mathbf{K}_0 + \mathbf{K}_L \quad (\text{Glg. 44})$$

Durch Einsetzen ergibt sich

$$\mathbf{K}_0 = \int_V \mathbf{B}_0^T \mathbf{C} \mathbf{B}_0 dV \quad (\text{siehe (Glg. 12)}) \quad (\text{Glg. 45})$$

$$\mathbf{K}_L = \int_V (\mathbf{B}_0^T \mathbf{C} \mathbf{B}_L + \mathbf{B}_L^T \mathbf{C} \mathbf{B}_L + \mathbf{B}_L^T \mathbf{C} \mathbf{B}_0) dV \quad (\text{Glg. 46})$$

$$\mathbf{K}_L = \int_V [\mathbf{B}_0^T \mathbf{C} (\mathbf{A}\mathbf{G}) + (\mathbf{A}\mathbf{G})^T \mathbf{C} (\mathbf{A}\mathbf{G}) + (\mathbf{A}\mathbf{G})^T \mathbf{C} \mathbf{B}_0] dV \quad (\text{Glg. 47})$$

Die Lösung der Integrale erfolgt numerisch iterativ.

Gerade bei der Paarung nichtlinearen Materialverhaltens und großer Verzerrungen ist es bezüglich dem Konvergenzverhalten der Lösung sinnvoll, Lasten schrittweise aufzuprägen. Marc Mentat orientiert sich bezüglich der Konvergenz an folgenden Kriterien (nach Marc Mentat Dokumentation Volume A):

- Residual Checking; Messung des Vektors der nicht ausbalancierten Lasten im System.
- Displacement Checking; Prüfung, ob die nach einer Iteration eingestellten Verschiebungen in einer gewissen Toleranz liegen.
- Strain Energy Checking; Prüfung, ob der Zuwachs der inneren Energie je Iteration in einer gewissen Toleranz liegt.

Gutes Konvergenzverhalten, d.h. wenige Iterationsschritte je Berechnungssinkrement, stellen sich häufig bei linearer oder progressiver Lastaufprägung am System ein. Daher wurde die Druckbelastung am Heizkessel nach Abbildung 1 linear aufgebracht.

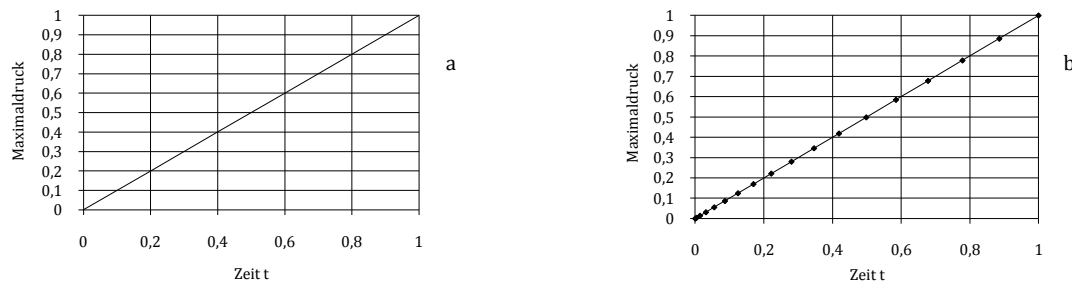


Abbildung 1: (a) Vorgegebener linearer Verlauf der Druckaufprägung, (b) Berechnungssinkremente bei Lastaufprägung im Marc Mentat

Dabei stellt die Zeit  $t$  eine Einheitszeit dar. Die Aufprägung der Last erfolgt in mehreren Schritten. Marc Mentat wählt bei jedem Berechnungssinkrement einen weiteren Anteil der Maximallast und variiert diesen in verschiedenen Iterationsschritten solange, bis die Konvergenzkriterien erfüllt sind. Anschließend wird das nächste Berechnungssinkrement, d.h. eine nächsthöhere Last aufgebracht. Wird die Last hingegen stoßhaft eingeprägt, so gilt bezüglich der Lösung, dass innerhalb eines Inkrements die Lastaufprägung fertiggestellt sein muss. Reichen die Iteration innerhalb dieses einen Inkrements für ordentliche Konvergenz nicht, so bricht die Lösung unvollständig ab. Für die numerisch iterative Strukturanalyse wurde der Newton-Raphson Algorithmus verwendet. Er basiert auf dem Gleichgewicht der gesamten Systemkräfte (Zienkiewicz, 1984). Zienkiewicz (Zienkiewicz, 1984) (S.413 ff) beschreibt den Algorithmus wie folgt: Aus dem statischen Gleichgewicht der Kräfte im System gilt allgemein mit  $\hat{\mathbf{u}}$  als der Knotenpunktverschiebungsvektor,  $\mathbf{R}$  als Vektor der äußeren Knotenpunktlasten und  $\mathbf{F}$  als Vektor der innere Knotenpunktkräfte, die den Elementspannungen äquivalent sind:

$$\boldsymbol{\psi}(\hat{\mathbf{u}}) = \mathbf{0} = \mathbf{R} - \mathbf{F}(\hat{\mathbf{u}}) \quad (\text{Glg. 48})$$

Da die Knotenpunktkräfte  $\mathbf{F}$  nichtlinear von den Knotenpunktverschiebungen abhängen, ist es erforderlich zur Lösung von (Glg. 48) zu iterieren. Wenn für (Glg. 48) nun für  $\hat{\mathbf{u}} = \hat{\mathbf{u}}^n$  eine Näherungslösung vorliegt, so lässt sich eine verbesserte Lösungen mit  $\hat{\mathbf{u}}^{n+1} = \hat{\mathbf{u}}^n + \Delta\hat{\mathbf{u}}^n$  angeben, indem eine abgebrochene Taylor-Reihenentwicklung aufgestellt wird.

$$\boldsymbol{\psi}(\hat{\mathbf{u}}^{n+1}) = \mathbf{0} = \boldsymbol{\psi}(\hat{\mathbf{u}}) + \left(\frac{d\boldsymbol{\psi}}{d\hat{\mathbf{u}}}\right)_n \Delta\hat{\mathbf{u}}^n \quad (\text{Glg. 49})$$

Unter der Annahme, dass die äußeren Knotenpunktlasten  $\mathbf{R}$  unabhängig von den Knotenpunktverschiebungen sind, ergibt sich

$$\left(\frac{d\boldsymbol{\psi}}{d\hat{\mathbf{u}}}\right)_n = -\left(\frac{d\mathbf{F}}{d\hat{\mathbf{u}}}\right)_n = -\mathbf{K}_T^n \quad (\text{Glg. 50})$$

Wobei  $\mathbf{K}_T^n$  die Tangentensteifigkeitsmatrix beim Inkrement  $n$  ist. Somit kann (Glg. 49) neu angeschrieben werden:

$$\mathbf{K}_T^n \Delta\hat{\mathbf{u}}^n = \mathbf{R} - \mathbf{F}(\hat{\mathbf{u}}^n) \text{ wobei } \mathbf{K}_T^n = \mathbf{K}^n + \mathbf{K}_\sigma^n \text{ und} \quad (\text{Glg. 51})$$

$$\mathbf{K}_\sigma^n = \int_V \mathbf{G}^T \mathbf{M} \mathbf{G} dV \text{ mit } \mathbf{M} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} \mathbf{E} & \sigma_{xy} \mathbf{E} & \sigma_{xz} \mathbf{E} \\ & \sigma_{yy} \mathbf{E} & \sigma_{yz} \mathbf{E} \\ \text{sym.} & & \sigma_{zz} \mathbf{E} \end{bmatrix} \text{ (Zienkiewicz, 1984) (S.473)}$$

Wobei hierbei  $\mathbf{E}$  die (3x3) Einheitsmatrix,  $\mathbf{K}_\sigma^n$  die Initialspannungsmatrix und  $\mathbf{K}^n$  die Steifigkeitsmatrix beim Inkrement  $n$  ist.  $\mathbf{G}$  ergibt sich aus (Glg. 39). Ein verbesserter Wert für  $\Delta\hat{\mathbf{u}}^n$  ergibt sich wie folgt:

$$\Delta\hat{\mathbf{u}}^n = (\mathbf{K}_T^n)^{-1}(\mathbf{R} - \mathbf{F}(\hat{\mathbf{u}}^n)) \quad (\text{Glg. 52})$$

Dieses Prozedere der Berechnung von  $\Delta\hat{\mathbf{u}}^n$  wird solange fortgeführt, bis in hinreichender Genauigkeit  $\boldsymbol{\psi}(\hat{\mathbf{u}}) = \mathbf{0}$  gewährleistet wird, bzw. bis der Residualwert  $\mathbf{r}^n = \mathbf{R} - \mathbf{F}(\hat{\mathbf{u}}^n)$  hinreichend klein wird. Abbildung 2 zeigt die Prozedur des Newton-Raphson Algorithmus.

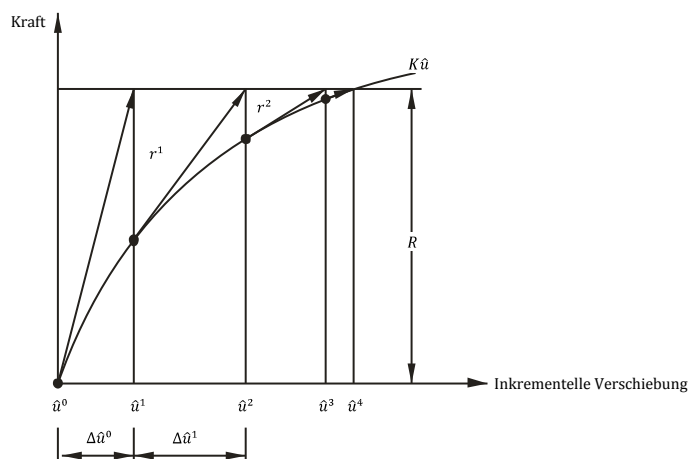


Abbildung 2: Newton-Raphson Algorithmus

$\mathbf{F}$  ist von  $\hat{\mathbf{u}}$  generell abhängig, die äußeren Lasten  $\mathbf{R}$  häufig auch, vor allem dann, wenn die Kraftrichtung sich mit der Knotenpunktverschiebung verändert (bei der Druckbelastung im Heizkessel ist dies zum Beispiel der Fall, da sich die Orientierung der Schalelemente unter Last verändert und damit auch die Lastrichtung).

Mit der Option Follower Force kann unter Marc Mentat die Belastung jeweils am aktuell verformten System angebracht werden. Diese Option stellt sicher, dass der externe Knotenlastvektor  $\mathbf{R}$  von  $\hat{\mathbf{u}}$  abhängig wird.

## 2.2 Werkstoffkundliche Problembetrachtung

Um Vergleichsrechnungen verschiedener Kesselstrukturen durchführen zu können, müssen auch Überlegungen bezüglich der zugrundeliegenden Werkstoffe gemacht werden, denn der Werkstoff bestimmt das elasto-plastische Verhalten belasteter Systeme. Heizkessel werden neben den mechanischen Belastungen auch korrosiven Belastungen ausgesetzt, welche bei der entsprechenden Werkstoffwahl berücksichtigt werden müssen.

### 2.2.1 Korrosion am Heizkessel

Die Korrosionsproblematik am Heizkessel wird unterteilt in die Korrosionsbeanspruchung durch das Verbrennungsrauchgas und durch die heizwasserseitige Korrosion.

#### 2.2.1.1 Rauchgasseitige Korrosion

An den vom Rauchgas angeströmten Kesselbereichen tritt bei Baustählen merklich beschleunigte Korrosion auf. Grundsätzlich bilden Stähle eine schützende Korrosionsschicht an der Oberfläche aus, welche von sich aus festhaftend, dicht, rissarm und langsamwachsend ist. Durch ein korrosives umgebendes Medium, kombiniert mit mechanischer Belastung durch Abrieb, mitgeführte Scherpartikel im Rauchgas, Bauteilvibration, Temperaturwechsel, Wachstumsspannungen und thermische Spannungen kommt es zum Aufreißen und Abplatzen der schützenden Korrosionsschicht. Ein korrosives Medium, welches abscheidende Beläge an der Metalloberfläche bildet, induzierte Rissbildung und damit erweiterter inter- und transkristalliner Zutritt des Mediums am Korn und gleichzeitige thermische Belastung führen zu einem raschen Materialabtrag (Schroer, et al., 2002). Die im Folgenden beschriebenen Korrosionsursachen ergeben sich nicht nur bei sauerstoffarmer Verbrennung sondern auch bei optimaler sauerstoffreicher, angepasster Verbrennung, was die Korrosion am Kessel umso gefährlicher macht (Schroer, et al., 2002). Die Verbrennung von festen Brennstoffen bildet ein Rauchgas in dem neben dem korrosionstechnisch harmlosen Stickstoff erhebliche Anteile reaktionsfreudiger Stoffe enthalten sind. Kohlendioxid, dampfförmiges Wasser, unverbrauchter Luftsauerstoff, schwefelhaltige Gase und Chloride sind Hauptursachen für rasche Korrosion. Bei genügend hohen Rauchgastemperaturen sind die Gasbestandteile fähig, mit dem Eisen im Stahl Reaktionen einzugehen, die als Oberflächenoxidationen in Erscheinung treten. Wirken zusätzlich Schwefelverbindungen mit, so bildet sich der sogenannte Zunder (Reinders, 1973). Schwefel ist eine Rauchgaskomponente welcher im Zuge der Korrosion hohe Bedeutung zukommt. Schwefel ist auch in allen konventionellen Brennstoffen enthalten. Abgesehen von Holz und der daraus hergestellten Holzkohle gibt es keine fast schwefelfreien festen Brennstoffe (fossil). Im gängigen Heizöl kommt Schwefel mit bis zu 3% vor. Der Schwefelgehalt von Pellets beträgt weniger als 0,04%, der Stickstoffgehalt weniger als 0,3% und der Chlorgehalt maximal 0,02% (Ö-Norm M7135).

Pellets und auch Scheitholz sind also bezüglich der Korrosion durch Schwefel weniger gefährlich, fossile Brennstoffe wie Heizöle kennzeichnen sich durch hohe Schwefelanteile aus.

#### Schwefelhaltige Gase

Enthalten die Verbrennungsprodukte Sauerstoff in ausreichendem Überschuss, so ist die Wirkung des Schwefeldioxids gering. Bei reduzierter Atmosphäre kann sich ein beschleunigter Angriff ergeben, es entstehen Sulfide, welche unterhalb der Stahloberfläche eingebettet werden und entlang der Korngrenzen in den Werkstoff eindringen. Chrom kann die Beständigkeit des Stahles gegen Schwefel steigern. Liegen die Schwefelmengen innerhalb der in Feuerungen üblichen Grenzen, kann Chrom den Stahl sehr beständig gegenüber Schwefel machen (Hopkins, 1965). Der Schwefel selbst wird im Feuerraum unter Abgabe von Wärme oxydiert. Dabei bildet sich zuerst Schwefeldioxid  $\text{SO}_2$ . Wird durch ausreichend Wärme und Luft eine Weiteroxydation zu Schwefeltrioxid  $\text{SO}_3$  möglich, so bildet sich mit dem dampfförmigen Verbrennungswasser die Schwefelsäure  $\text{H}_2\text{SO}_4$  (Reinders, 1973).

#### Schwefelsäure (Reinders, 1973)

Solange die Schwefelsäure eine Temperatur von über  $400\text{ }^\circ\text{C}$  hat, ist sie korrosiv unbedeutend. Unterschreitet die Schwefelsäure die Taupunkttemperatur, so wird sie aggressiv und greift die Metalle an auf welchen sie sich niederschlägt. Die Höhe des Säuretaupunktes hängt von verschiedenen Einflussfaktoren ab, die Art des Feuerungsbetriebes ist mitunter entscheidend. Feste Brennstoffe zeigen eine Kondensation bei niedrigerer Temperatur als flüssige Brennstoffe. Bei Temperaturen unter  $200\text{ }^\circ\text{C}$  kommt die Schwefelsäure in kondensierter Form vor, es treten Reaktionen am Metall unter der Formulierung Niedertemperatur Korrosion auf. Die in den fossilen Brennstoffen enthaltenen Schwefelanteile können auch bei Temperaturen oberhalb von  $500\text{ }^\circ\text{C}$  und etwa 10% Wasserdampf unlegierte Stähle rasch angreifen. (Bei einer Verbrennung von 0% Luftüberschuss ergibt sich für Heizöl ein Dampfanteil von 11,3%, bei 10% Luftüberschuss ein Dampfanteil von 10,3%). Mittlere Korrosionsfestigkeit haben Stähle mit der Zusammensetzung von etwa 0,13% C, 5% Cr und 0,5% Mo. Höchste Korrosionsbeständigkeit zeigen Stähle mit 18% Cr und 8% Ni (Reinders, 1973). Das Cr bildet mit dem freien Verbrennungssauerstoff eine schützende  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  Schicht, ab  $900\text{ }^\circ\text{C}$  diffundiert jedoch der Schwefel durch die Schutzschicht, es kommt zur Bildung von  $\text{Ni}_3\text{S}_2$  was die Korrosion wieder vorantreibt (Hopkins, 1965).

#### Hochtemperatur Korrosion (Reinders, 1973)

Fossile Brennstoffe, wie Heizöle und Kohle, enthalten in differenten Mengen je nach Herkunft Vanadium, Nickel und Natrium. So kann Kohle bis zu 0,1% Vanadium enthalten, die Asche von Kohle bis zu 30%. Lagern sich an den hochlegierten CrNi Stählen flüssige Schlacken an, wie sie bei Heizöl und Kohle mit hohem Vanadium, Nickel und Natrium Gehalt entstehen, dann können solche Stähle auch rasch kritisch korrodieren. Vanadium stellt sich als Verbrennungsprodukt mit  $\text{V}_2\text{O}_5$  dar, der Schmelzpunkt dieses Vanadiumpentoxids liegt bei  $675\text{ }^\circ\text{C}$ . Natrium stellt sich als  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  dar, was einen Schmelzpunkt von etwa  $550\text{ }^\circ\text{C}$  hat.



Ohne die Gegenwart von Na und die damit verbundene Bildung von  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  treten als korrosiv wirkende Substanzen hauptsächlich  $\text{S}_2$  oder  $\text{SO}_2$  oder  $\text{SO}_3$  auf. Zu starkem Angriff kommt es in den meisten Fällen dann, wenn sich neben Oxiden Sulfide und Sulfate bilden. Dies geschieht gerne mit den reinen Metallen Ni, Co und Fe. Legierungen mit hohem Cr oder Al Gehalt erweisen sich als beständig solange eine dichte  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  oder  $\text{Al}_2\text{O}_3$  Schicht vorherrscht.  $\text{Al}_2\text{O}_3$  ist dabei günstiger als  $\text{Cr}_2\text{O}_3$  was das Korrodieren durch Schwefeloxid anbelangt (Bürgel, 2001). Im geschmolzenen Zustand breiten sich die Schmelzprodukte an den Kesselflächen aus und induzieren dort eine erhebliche sauerstoffbedingte Metalloxidation. Kohlenasche vermag schon bei viel niedrigeren Temperaturen zu schmelzen und erzeugt ähnliche Metallangriffe durch das enthaltene Vanadium und Natrium. Dieser Effekt bezeichnet sich allgemein in der Korrosionskunde als die Hochtemperaturkorrosion (Reinders, 1973).

#### Chlor im Rauchgas (Bürgel, 2001)

Biomasse unterliegt starken Schwankungen der Qualität und weist unter Umständen hohe Konzentrationen von Alkalimetallen wie Natrium, Kalium, Schwefel und Chlor auf. Chlor wird bei den meisten Brennstoffen vom Brennstoff selbst aber auch durch NaCl aus der Atmosphäre in das Rauchgas eingebracht. Chlorverbindungen wirken im Rauchgas mit zwei Effekten: Einerseits senken sie den Schmelzpunkt von  $\text{Na}_2\text{SO}_4$  - was zur Ablagerung des Natriumsulfides an den Bauteilen führt - und andererseits entsteht im umgebenden Rauchgas eine  $\text{Cl}_2$  Aktivität. Die Metalloxide weisen eine sehr hohe thermodynamische Stabilität auf, sodass der Zerfall der Oxide und die Bildung der Metallchloride bei niedrigem  $\text{O}_2$  Partialdruck stattfindet. Metallchloride bilden sich daher vorwiegend weiter innen in der Oxidschicht. Diese Metallchloride mindern den mechanischen Zusammenhalt des Oxidfilmes durch den relativ hohen Dampfdruck des Chlorids. Dadurch platzt die Metalloxidschicht vermehrt ab und hat sich nachzubilden, was den Metallabtrag kennzeichnet. Typische Metallchloride bilden sich zu  $\text{CrCl}_3$ ,  $\text{AlCl}_3$ ,  $\text{FeCl}_2$  und  $\text{FeCl}_3$  aus. Die Chromchloridbildung stellt ein weiteres Problem bezüglich der Spannungsrisskorrosion dar, da das Chlor das Chrom bindet und damit die Chrompassivierung unterbunden wird. Die Korrosion am Heizkessel stellt sich als großflächige Korrosion, als Erosionskorrosion, als lokale selektive Korrosion, als Spannungsriss- und inter- sowie transkristalline Korrosion dar.

#### 2.2.1.2 Wasserseitige Korrosion

Wasserseitige Korrosion ist allgemein die Zerstörung von Metallen durch chemische und elektrochemische Einflüsse, im Kessel hervorgerufen durch das Heizungswasser. Metalle wandern, in Anwesenheit eines Elektrolyten (Wasser) infolge elektrischer Potentiale, in den Elektrolyten ab. Dabei entsteht ein mäßiger Materialverlust. Zu differenzieren ist auch der Rost. Dieser ist eine chemische Verbindung von Eisen mit Sauerstoff. Die Rostbildung wasserseitig wird hervorgerufen durch: Sauerstoff, Säuren und Laugen. Der Sauerstoff im Heizungswasser ist meistens die Ursache von heizwasserseitiger Korrosion (AWP, 2007).

pH-Wert des Heizungswassers (Reinders, 1973)

Der pH-Wert gibt an, ob das Heizungswasser saure oder basische Wirkung hat. Bei pH-Werten zwischen pH 8,2 und 11,5 ist die Korrosion von Stahl stark herabgesetzt. Kühlkreisläufe sollten pH-Werte zwischen 7,5 bis 9,0 und Warmwasserkreisläufe zwischen 8,2 - 9,5 und Heißwasserkreisläufe zwischen 9,0 - 10,0 aufweisen. Durch das Ausscheiden von Kalk bei der Erwärmung des Heizungswassers entsteht gasförmiges Kohlendioxid, welches mit Entlüftungsmaßnahmen aus der Anlage entfernt wird. In Heizungsanlagen mit ausreichend vorhandenen Eisenwerkstoffen kommt es in der Regel zu einer Eigenalkalisierung (Erhöhung des pH-Wertes) des Heizungswassers, so dass sich der oben angeführte pH-Wertbereich automatisch einstellt und auf eine künstliche Alkalisierung des Heizungswassers verzichtet werden kann. Bei Kühl- und Warmwasserkreisläufen stellt sich dieser Gehalt praktisch von selbst ein, sodass die Sauerstoffkorrosion als größtes Korrosionsgefährdungspotential seine Gefahr verliert.

## 2.2.2 Hochtemperaturwerkstoffe

Die anfolgenden Informationen und Tabellen in diesem Kapitel sind Auszüge aus (Bürgel, 2001). Hochtemperaturwerkstoffe sind einer Kombination aus mechanischer, thermischer und korrosiver Beanspruchung ausgesetzt und vermögen diesen Belastungen standzuhalten. Die wesentlichen Anforderungen an Hochtemperaturwerkstoffe sind (Bürgel, 2001) (S.339 ff):

1. Hohe thermische Langzeitgefügestabilität.
2. Ausreichende mechanische Eigenschaften hinsichtlich
  - a. Kriech- und Zeitstandfestigkeit.
  - b. Hochtemperatur Ermüdungsfestigkeit.
  - c. Hohe Duktilität und Zähigkeit.
3. Hochtemperatur Korrosionsbeständigkeit im Einsatz an nicht inerter Atmosphäre
  - a. Thermodynamische Stabilität der Deckschicht bei geringem Kornwachstum der Deckschicht (möglichst parabolisches Wachstumsverhalten der Deckschicht).
  - b. Ausreichender Anteil des deckschichtbildenden Legierungselementes.
  - c. Geringe Löslichkeit für Elemente aus der Umgebung (Sauerstoff) und die Deckschicht sollte möglichst geringe Affinität zu umgebenen Elementen aufweisen.
  - d. Keine Bildung schmelzflüssiger oder gar flüchtiger Phasen mit Elementen aus der Umgebung bei Betriebstemperatur (Gefahr bei Salzen aus der flüchtigen Verbrennungssasche).
4. Schweißbarkeit bei Bedarf (bei Heizkessel nötig), Verarbeitbarkeit, Prüfbarkeit auf kritische Fehlergrößen.

Gängige Stähle, wie etwa Baustähle, zeigen bereits bei 200 °C merkliche Abfälle bei der Warmstreckgrenze und auch einen Verlust vom Wert des Elastizitätsmoduls. Thermisch aktivierte, diffusionskontrollierte Vorgänge beginnen ab 200 °C mit hoher Geschwindigkeit abzulaufen.

Stufenversetzungen im Korn beginnen zu klettern, Ausscheidungsvergrößerung führt zu Sprödigkeit, Rekristallisation zerstört erwünschte eingesetzte Gefügesysteme, Kornwachstum- und unerwünschte Ausscheidungen verändern allesamt das Gefüge. Aufwändig eingebrachte Strukturen, wie im thermomechanisch gewalztem Blech, werden verändert. An der Oberfläche des Bauteils bilden sich Deckschichten, innere Korrosion setzt an Klaffungen im Korn und an Korngrenzen an. Härtende Phasen lösen sich auf (Martensitauflösung), thermische Spannungen bilden sich bei dynamischen Temperaturwechsellvorgängen und statischen Temperaturdifferenzen aus.

Statische und quasistatische Spannungen (Eigenspannungen, Wärmespannungen) verursachen Kriechprozesse. Zeitlich veränderliche Wärmespannungen und Schwingungen induzieren Verzug des Bauteils, niederzyklische Ermüdung und hochzyklische Ermüdung treten bei schwingend und thermisch belasteten Bauteilen auf, Abplatzen der Deckschicht und damit Beeinflussung des Korrosionsverhaltens sind aufgrund mechanischer Einflüsse erkennbar. Durch Erosion entsteht Materialabtrag, Deckschichtenabtrag mit den selbigen wie oben bezeichneten Korrosionsproblemen.

Oxidation, Aufkohlung und auch Entkohlung, Nitrierung, Chlorierung, Sulfidation und Heißgaskorrosion verursachen Materialabtrag und damit Minderung des Materialquerschnittes. Es setzt eine Oberflächenveränderung ein, welche die thermischen Eigenschaften, wie Wärmeleitfähigkeit, Wärmeübergangskoeffizient verändert da oberflächlich neue chemische Strukturen gebildet werden. Auch kann die Korrosion feinst verteilte Kerben ausbilden welche die lokale Spannungsüberhöhung schüren, die Fluidströmung des Rauchgases wird durch erhöhte Oberflächenreibung verändert.

Die typischen Hochtemperaturlegierungen, welche nun gegen diese Probleme thermische und korrosive Stabilität aufweisen, werden auf folgenden Legierungsbasen aufgebaut (Bürgel, 2001) (S.346):

- Legierungen auf Fe-Basis
- Legierungen auf Co-Basis
- Legierungen auf Ni-Basis
- Hochschmelzende Legierungen
- Legierungen auf Basis intermetallischer Phasen
- Edelmetalllegierungen
- Hochtemperatur-Ingenieurkeramiken

Die Hochtemperaturstähle werden in drei Werkstoffklassen unterteilt, Tabelle 1 zeigt diese drei Klassen.

<b>Hitzebeständig</b>	Ferritisch 1.47.. und auch 1.48.. Austenitisch 1.48..
<b>Warmfest</b>	Ferritisch und Bainitisch 1.73.. und auch 1.77..
<b>Hochwarmfest</b>	Martensitisch 1.49.. Austenitisch 1.49..

Tabelle 1: Unterteilung der Hochtemperaturwerkstoffe

Verschiedene Legierungselemente im Stahl, wie in Tabelle 2 angeführt, zeigen unterschiedliche Wirkungen bezüglich der Eigenschaften unter thermischer und korrosiver Belastung (Bürgel, 2001) (S.349 ff).

<b>Ni</b>	Stabilisiert das kfz Austenitgitter, Austenitbildner Wirkt mit Ti und Al festigkeitssteigernd aber auch duktilitätsmindernd Verschlechtert in CrMo Stählen die Warmfestigkeit
<b>Cr</b>	Korrosionsschutz durch Cr <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Bildung ab etwa 9% Cr Unterstützt die Bildung von Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Schichten in FeCrAl Legierungen Verbessert die Zähigkeit bei CrMo Stählen Martensitbildner durch herabsetzen der kritischen Abkühlgeschwindigkeit
<b>Co</b>	Mischkristallhärtung Reduziert die Stapelfehlerenergie im Korn und erhöht die Kriechfestigkeit im Austeniten
<b>Mo</b>	Mischkristallhärtung Starke Förderung der Bainit- und Martensitbildung Vermindert Anlassversprödung
<b>V</b>	Bildet vergrößerungsträge Karbide und Nitride wie VC, VN- nur in ferritischen Stählen Verschlechtert das Oxidations- und Heißgaskorrosionsverhalten bei höheren Temperaturen In hochwarmfesten Austeniten nicht verwendet
<b>Y</b>	Verbessert die Deckschichthaftung, behindert Korngrenzenvergrößerung
<b>Al</b>	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> Deckschichtbildung ab 4% Al Einzig wirksamer Langzeit Oxidationsschutz > 950 °C Bildet stabile Nitride AlN, starke Mischkristallhärtung
<b>Nb</b>	Bildet stabile vergrößerungsträge Karbide und Nitride NbC, NbN Mischkristallhärtung
<b>Ti</b>	Bildet stabile Karbide und Nitride TiC, TiN
<b>Si</b>	Verbessert die Oxidations- und Aufkohlungsbeständigkeit in hitzebeständigen Stählen Verschlechtert die Zeitstandfestigkeitseigenschaften
<b>C</b>	Karbidbildner Stabilisiert das Austenitgitter
<b>N</b>	Nitridbildner Stabilisiert das Austenitgitter
<b>B</b>	Kleines Atom, vermindert die Anrissgefahr, erhöht die Duktilität und Zeitstandfestigkeit

Tabelle 2: Wirkung verschiedener Legierungselemente

### Hitzebeständige Stähle

Als hitzebeständig gelten Stähle, die sich bei guten Festigkeitseigenschaften bei Kurz- und Langzeitbeanspruchung durch besondere Beständigkeit gegen die Einwirkung spezifischer heißer Gase und Verbrennungsprodukte bei Temperaturen etwa oberhalb 550 °C auszeichnen. Das Ausmaß ihrer Beständigkeit ist jedoch sehr stark von den Angriffsbedingungen abhängig und kann durch ein einzelnes Prüfverfahren nicht gekennzeichnet werden. Die maximal zulässigen Anwendungstemperaturen in Luft, die je nach Legierungsgehalt bis zu 1150 °C reichen, können durch z. B. schwefelhaltige Bestandteile, Wasserdampf oder Aschebestandteile im Gas stark herabgesetzt werden. Die Beständigkeit gegenüber geschmolzenen Metallen und Salzen ist sehr begrenzt.<sup>1</sup>

### Hochwarmfeste Stähle

Als hochwarmfest gelten Stähle, die bei hohen Temperaturen von etwa 550 °C und darüber sowohl bei kurzen Beanspruchungsdauern als auch insbesondere bei Beanspruchungen über lange Zeiträume eine hohe Beständigkeit gegenüber Formänderungen (Kriechen) aufweisen.

<sup>1</sup> Beschreibung der rost- säure- hitzebeständigen Stähle der Firma Edelstahl Witten Krefeld GmbH, Deutschland

Darüber hinaus müssen die hochwarmfesten Stähle gegenüber den sie beaufschlagenden Medien wie Dampf, Gasen oder Flüssigkeiten eine derartige Beständigkeit aufweisen, dass der Korrosionsangriff während der Beanspruchungsdauer nicht zum Bauteilversagen führt. Hochwarmfeste Stähle werden zum Bau von Energieerzeugungsanlagen, in Systemen zur Verteilung von Heißdampf, in Regelarmaturen, in Dampf- und Gasturbinen und in Reaktorprozessen eingesetzt. Bei den hochwarmfesten Stählen unterscheidet man zwischen martensitisch vergüteten Chromstählen (8% bis 12,5% Chrom), die bis 600 °C eingesetzt werden, und den austenitischen Stählen, die wirtschaftlich oberhalb von 600 °C eingesetzt werden. Die vergütbaren Stähle weisen aufgrund ihres Chromgehalts bei den Einsatztemperaturen eine ausreichend hohe Zunderbeständigkeit auf. Sie sind daher den niedrig legierten Stählen überlegen. Die Langzeiteigenschaften dieser Stähle werden im Vergleich zu den reinen 12%-Chromstählen durch Zusätze von Molybdän, Vanadium und Niob und dadurch verursachte Karbidausscheidungen verbessert. Die hochwarmfesten austenitischen Stähle weisen im Vergleich zu den martensitischen (und auch ferritischen) Stählen allein aufgrund ihres kubisch flächenzentrierten Gitteraufbaues und der dadurch bedingten höheren Rekristallisationstemperatur gute Hochtemperatureigenschaften auf. Die Stähle wurden aus den nicht rostenden 18/8-Stählen (18% Chrom und 8% Nickel) weiterentwickelt. Zur Vermeidung von Ferrit und zur Verbesserung der Austenitstabilität bei Beanspruchungstemperatur wurde der Chromgehalt abgesenkt und der Nickelgehalt auf 13% bis 16% angehoben. Durch Zulegierung von beispielsweise Molybdän, Vanadium und Bor werden die Langzeiteigenschaften der austenitischen Stähle verbessert. Auch Zusätze an Titan und Niob wirken in diese Richtung und führen gleichzeitig aufgrund ihrer hohen Kohlenstoffaffinität zu einer Stabilisierung mit entsprechender Vermeidung von Chromkarbidausscheidungen. Bei den austenitischen hochwarmfesten Stählen kann eine Warm-Kalt-Verformung unterhalb der Rekristallisationstemperatur die Langzeiteigenschaften unterhalb von rd. 650 °C deutlich verbessern.

Seit Jahrzehnten bewährte martensitische Stähle im Bereich des Kesselbaues, bei Heißdampfleitungen, Überhitzerrohren und Brennraumgebilden sind die Stähle X 11 CrMoWVNb 9-1-1 (1.4905), X 10 CrMoVNb 9-1 (1.4903) und X 20 CrMoV 11-1 (1.4922). Diese weisen sehr gute Korrosionsbeständigkeit gegenüber einer Vielzahl von Verbrennungsprodukten auf. Jedoch sind diese Stähle mitunter anfällig auf interkristalline Korrosion. Dabei kommt es unter bestimmten Bedingungen zu interkristallinem Zerfall des Gefüges und zum Verlust der Festigkeit. Bei höheren Temperaturen diffundiert (thermisch aktiver Vorgang) der Kohlenstoff an die Korngrenzen und es entsteht in der Nähe dieser Korngrenzen ein Mangel an freien Cr-Atomen infolge der Cr-Karbid Bildung. Da aufgrund der hohen Temperaturen der Diffusionsvorgang des Cr zu langsam ist, kann der Cr-Mangel nicht ausgeglichen werden. An den Cr-armen Stellen findet nun interkristalline Korrosion statt. Verringert wird diese Korrosionsart durch Stabilisieren, Stabilglühen, oder durch das Absenken des C-Gehaltes. Unter Stabilisierung versteht man das Zugeben von Legierungselementen (Nb, Ti), die eine größere Affinität zum C haben als Cr. Somit bilden sich NbC und TiC anstatt von CrC, wodurch ein Cr-Mangel verhindert wird.

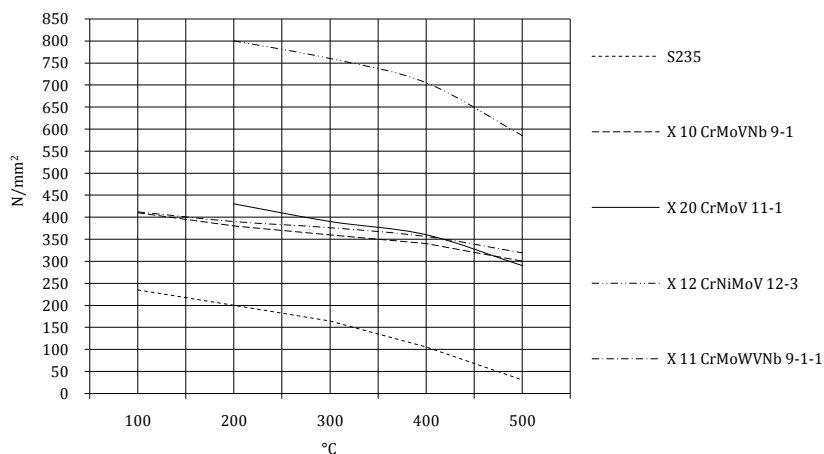


Abbildung 3: Verlauf der Warmstreckgrenzen verschiedener Stähle<sup>2</sup>

Abbildung 3 zeigt verschiedene Warmstreckgrenzen von Stählen. Deutlich ist der große Streckgrenzenunterschied der Stähle X 11 CrMoWVNb 9-1-1, X 10 CrMoVNb 9-1 und X 20 CrMoV 11-1 im Vergleich zum Baustahl S235 zu erkennen. Bisweilen werden Kessel für Heizanlagen meist aus verschweißten Baustahlkonstruktionen hergestellt. Dabei finden die Stähle S235 und S355 häufig Anwendung. Die Baustähle zeichnen sich durch gute Verarbeitbarkeit und Schweißbarkeit aus, Wärmebehandlungen nach dem Schweißen sind nicht notwendig. Nachteilig ist der entsprechend hohe Korrosionsabtrag rauchgasseitig und die verhältnismäßig geringe Streckgrenze, sodass entsprechend große Blechdicken verwendet werden müssen um Festigkeit und Korrosionsstabilität zu gewähren. Thermomechanisch gewalzte Stahlbleche mit hoher Streckgrenze sind bezüglich der Korrosionsfestigkeit dem Baustahl etwas überlegen, stehen aber weit hinter den Hochtemperaturstählen. Um die Korrosionsproblematik und gleichzeitig die Festigkeitserfordernisse auch bei geringen Blechdicken zu lösen, wird in der Heizungstechnik nun auch auf hochwarmfeste Stähle übergegangen. Bei den Stählen X 11 CrMoWVNb 9-1-1, X 10 CrMoVNb 9-1 und X 20 CrMoV 11-1 sowie bei weiteren martensitischen Stählen stellt sich jedoch das Problem der Wärmenachbehandlung nach dem Schweißen dar. Allgemein sind zwar die Stähle gut schweißbar, nach dem Abkühlen der Schweißung stellt sich aber wieder ein martensitisches Gefüge ein, welches sehr anfällig auf interkristalline Korrosion und Spannungsrissbildung ist. Daher ist einerseits das Beachten der richtigen Vorwärm- und Zwischenlagentemperatur während des Schweißens notwendig, als auch das korrekte Anlassen der Bauteile nach dem Schweißen. Die VdTÜV Werkstoffblätter geben diesbezüglich genaue Auskunft. Eine Gegenüberstellung der „alten“ und „neuen“ Kesselstähle zeigt Tabelle 3.

		S235	X 11 CrMoWVNb 9-1-1	X 10 CrMoVNb 9-1	X 20 CrMoV 11-1
Zugfestigkeit	N/mm <sup>2</sup>	340-470	620-850	620-850	700-850
Streckgrenze	N/mm <sup>2</sup>	≥235	≥450	≥450	≥500
Bruchdehnung	%	>30	17 <sup>q</sup> -19 <sup>l</sup>	17 <sup>q</sup> -19 <sup>l</sup>	14 <sup>q</sup> -16 <sup>l</sup>
EModul	N/mm <sup>2</sup>	210000	218000	218000	218000
Querkontraktionszahl		0,3	0,29	0,29	0,29
Wärmeleitfähigkeit	W/mK	54	26	26	24

Tabelle 3: Werkstoffkennwerte von Baustahl im Vergleich zu hochwarmfesten Stählen<sup>2</sup> (q=quer-, l=längs-Probe)

<sup>2</sup> Werte aus den VdTÜV Werkstoffblättern entnommen

# 3 Erstellung der Kesselmodelle

## 3.1 Modellgeometrie

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurden Leichtbaustrukturen bezüglich der Kesselraumgestaltung für handbeschickbare Heizkessel analysiert. Heizkessel für die Stückholzfeuerung und die kombinierte Stückholz-Pelletfeuerung wurden diesbezüglich als Modellgrundlage angesetzt.

### 3.1.1 Handbeschickte Scheitholzessel

In diesem Kapitel angeführte Informationen sind Auszüge aus (Lasselsberger, 2002). Stückholzkessel werden händisch mit Holzstücken (abgelängt und gespalten, Länge etwa 0,5 m) oder grobem Energiehackgut beschickt. Bei modernen Kesseln mit unterem Abbrand wird die Verbrennungsluft über Gebläse (Saugzug- oder Druckgebläse) als Primär- und Sekundärluft getrennt zugeführt. Kessel für handbeschickte Stückholzverbrennung lassen sich bezüglich der Verbrennungsführung in folgende Grundtypen unterteilen:

- Durchbrandkessel
- Kessel mit unterem Abbrand
- Gebläsekessel
- Saugzugkessel

Durchbrandkessel haben große, gekühlte Brennräume. Die Flamme brennt durch die gesamte Brennstofffüllung. Die Verbrennung ist schwer zu kontrollieren. Systembedingt ist mit kurzen Nachlegeintervallen zu rechnen und die Verluste im Abgas sind hoch, der Wirkungsgrad ist gering.

Kessel mit unterem Abbrand wurden auf das Brennverhalten von Holz abgestimmt. Die Verbrennung erfolgt im unteren Teil des Füllraums. Aufgrund des höheren heizgasseitigen Widerstandes und der meist geringen Abgastemperaturen ist in der Praxis vor allem beim Anfeuern und im gedrosselten Betrieb mit Problemen zu rechnen.

Beim Gebläsekessel wird Stückholz im Füllraum auf das Glutbett, wo die Primärverbrennung stattfindet, aufgebracht.

Durch den von einem Ventilator erzeugten Überdruck im Füllraum werden die Holzgase durch eine Öffnung (Brenner), in den darunter gelegenen heißen Brennraum gedrückt, in welchem die Gase unter Zufuhr von Sekundärluft bei hohen Temperaturen ausbrennen können.

Im unteren Teil des Füllraumes wird beim Saugzugkessel durch Zufuhr von Primärluft Wärme freigesetzt und brennbares Gas erzeugt. Das Gas wird durch das Saugzuggebläse - am Übergang vom Wärmetauscher zum Kamin - nach unten oder seitlich neben dem Füllraum, in den Brennraum gesaugt, verwirbelt und brennt ohne Wärmeabgabe unter Zufuhr von Sekundärluft aus.

### 3.1.2 Pelletfeuerungskessel

Alle Informationen in diesem Kapitel sind Auszüge aus (Musil, Mai 2003). Das Ziel der Entwicklung der Pellets und der Pelletfeuerungen war die Bereitstellung einer vollautomatischen Heizungstechnik für einen Biomassebrennstoff, die einen mit Öl- oder Gasheizungen vergleichbaren Komfort bieten. So sind Pelletfeuerungen heute durchwegs mit automatischen Zündeinrichtungen sowie mit automatischen Ascheaustragvorrichtungen ausgestattet. Auch automatische Reinigungseinrichtungen für die Züge des Kessels sind bereits Standard geworden. Die Pellets werden mit einem Tankwagen angeliefert und weitgehend staubfrei in einen geschlossenen Raum gepumpt. Der erforderliche Lagerraum im bautechnischen Sinn ist im Fall eines Einfamilienhauses etwa gleich groß, wie für eine entsprechende Ölfeuerung.

#### 3.1.2.1 Verbrennungsverfahren für Pellets

Die in der Praxis angewandten Verbrennungsverfahren für Pellets können entsprechend der Richtung der Brennstoff- und Verbrennungsluftführung, insbesondere der Primärluftführung unterteilt werden in:

- Gleichstromverfahren (in Unterschubfeuerungen)
- Querstromverfahren (in seitlich beschickten Feuerungen)
- Gegenstromverfahren (in von oben beschickten Feuerungen)

Bei Unterschubfeuerungen, dem Gleichstromverfahren, bewegt sich der Brennstoff während des Abbrandes in einer Brennschale nach oben. Das heißt, dass die Asche über den Rand der Brennschale abgeführt werden muss. Dabei muss sichergestellt werden, dass kein unverbrannter Brennstoff mit in die Aschelade fällt. Auch darf die Aschenschicht nicht zu dick werden, da sonst die Verbrennung schlechter wird und die Gefahr von Schlackenbildung entsteht. Mit Hilfe entsprechender mechanischer oder optischer Niveauregler kann diese Forderung auch bei verschiedenen Leistungen weitgehend erfüllt werden. Die Primärluft wird ab einer bestimmten Höhe über der Brennstoffzuführung von der Seite durch kleine Öffnungen in die Glut eingebracht. Die Wände der Brennschale wirken somit als Rost. Auch die Primärluft strömt im Wesentlichen nach oben, also in die gleiche Richtung wie der Brennstoff.



Eine ähnliche Situation ist auch bei den seitlich beschickten Feuerungen gegeben, beim Querstromverfahren. Allerdings wird hier der Brennstoff im Wesentlichen horizontal voranbewegt, während die Primärluft von unten nach oben durch die Glut strömt. Die Anforderungen an die Geometrie des Rostes und an die Regelung des Glutbetts sind ähnlich wie bei Unterschubfeuerungen.

Beim Gegenstromverfahren, d.h. bei den von oben beschickten Feuerungen fällt der Brennstoff – meist über eine schräge Zuführungsrinne – von oben auf das brennende Glutbett und sinkt während des Verbrennungsvorganges nach unten. Die Asche fällt auch – gleichförmig über den Rost verteilt – nach unten. Meist wird der Rost hierzu periodisch gerüttelt oder in Drehung um die vertikale Achse versetzt. Die Primärluft kann von unten und ergänzend auch von der Seite zugeführt werden. Durch hinreichend lange Verweilzeiten der Asche wird erreicht, dass keine unverbrannten Brennstoffteilchen durch den Rost fallen. Verschlackung ist hier kein Problem, weil die Asche, unter der Glut in der von der Primärluft gekühlten Zone liegt. Die Brennstoffmenge kann ohne Bedachtnahme auf die Glutbetthöhe ausschließlich nach Maßgabe des momentanen Leistungsbedarfs zugeführt werden. Bei von oben beschickten Feuerungen kann das Problem auftreten, dass sich Brennstoffteilchen bereits in der Zuführungsrinne entzünden und in einen Schwelbrand geraten können, bei dem Teer entsteht, sodass sie kleben bleiben.

Bei Kesselanlagen mit externen Pelletbrennern findet die Verbrennung in einem vom Kessel getrennten Brennersystem statt. In den Kessel selbst gelangen nur mehr die vollständig verbrannten Rauchgase. Der Vorteil dieser Ausführungsform besteht darin, dass der Kessel weitgehend frei von Anforderungen der Pelletverbrennung gestaltet, also zum Beispiel auch gleichermaßen als Stückholzkessel ausgeführt und verwendet werden kann. Damit wird die wahlweise Nutzung der jeweiligen Vorteile, nämlich kostengünstiges Heizen mit Stückholz oder vollautomatisches Heizen mit Pellets möglich. Der praktische Heizbetrieb ist insbesondere vom Vorteil geprägt, dass das Nachlegen von Stückholz nicht mehr zeitgebunden ist, weil die Pelletfeuerung automatisch die Wärmeerzeugung übernimmt, wenn das Stückholz abgebrannt ist. Darüber hinaus kann der Pelletbrenner als Zündbrenner für das Stückholz eingesetzt werden.

Bei Kesselanlagen mit Einschub-Pelletbrennern bildet der Pelletbrenner eine eigene Einheit, die in einen Kessel der Bauart für die klassischen Brennstoffe Heizöl, Erdgas, Holz oder Kohle eingeschoben wird. Die Verbrennung findet im Brennraum des Kessels statt.

Bei Kesselanlagen mit integrierten Pelletbrennern bilden Kessel und Brenner eine Einheit. Abbildung 4 (a) zeigt einen integrierten Pelletbrenner mit Stückgutfeuerung (thermosolid NZA), Abbildung 4 (b) zeigt einen Pelletbrenner mit Gegenstromverfahren (visioncomfort CKA)<sup>3</sup>.

---

<sup>3</sup> Produkte der Firma „SHT Heiztechnik aus Salzburg GmbH“, Bergheim



Abbildung 4: (a) Integrierter Pelletbrenner mit Stückgutfeuerung, (b) Pelletbrenner mit Gegenstromverfahren

### 3.1.3 Kesselmodell

Die Vielfalt der Kesselbauarten ist enorm. Bei den Stückgutkesseln und Pelletkesseln ist jedoch die Kesselgeometrie meist eine quaderförmige, Abbildung 4 (b) zeigt deutlich den quaderförmigen Wasserkasten, Abbildung 4 (a) zeigt den quaderförmigen Brennraum. Daher wurde für die Vergleichsrechnungen verschiedener Kesselleichtbaustrukturen ein vereinfachtes symmetrisches, quaderförmiges Kesselmodell betrachtet, wobei das Modell aufgrund der Symmetrie anfangs auf ein Viertelkesselmodell reduziert wurde (siehe Abbildung 5).

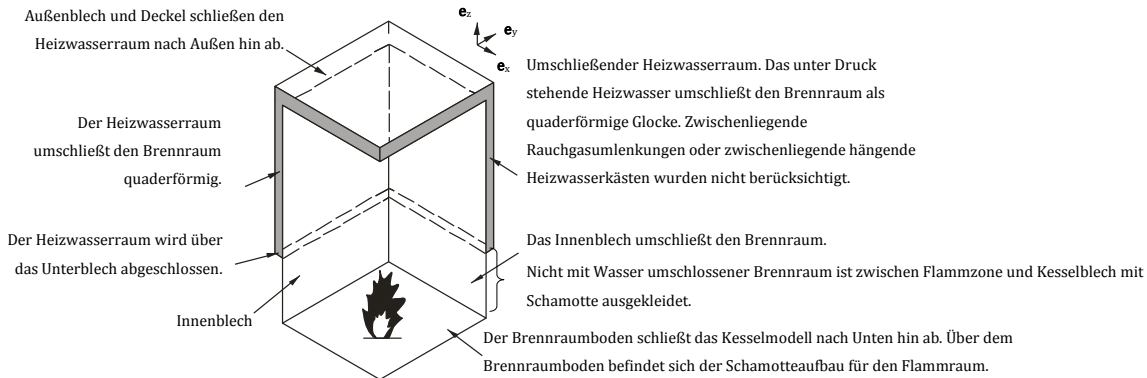


Abbildung 5: Viertelkesselmodell für die Strukturvergleichsrechnungen

## 3.2 Lasten am Heizkessel

Die betrachteten Heizkessel sind Heizeinrichtungen mit flüssigem Wirkmedium (Wasser) für einen maximal zulässigen Betriebsdruck von 3 bar im Heizkreislauf. Die mechanischen Belastungen an den Heizkessel lassen sich in zwei Lastklassen unterteilen:

- Thermisch induzierte Dehnungen bzw. Spannungen in der Struktur
- Durch Druck eingeprägte Kräfte in die Struktur aus dem Heizwasserraum

### 3.2.1 Druckbelastung im Heizkessel

Die betrachteten Heizkessel sind für die Beheizung von Heizungsanlagen vorgesehen, deren Wärmeträger Wasser mit einer maximalen Betriebstemperatur bis 100 °C ist und die mit einem maximalen zulässigen Betriebsüberdruck von 3 bar betrieben werden. Der maximal zulässige Betriebsdruck ist jener Druck, bei welchem der Heizkessel ohne Berücksichtigung von Störungen betrieben werden kann. Heizkessel aus Stahl oder aus Nichteisenmetallen werden zwei hydraulischen oder pneumatischen Prüfungen unterzogen:

#### a) Prüfung vor der laufenden Fertigung

Hierbei gilt als Bemessungsprüfung die Kaltwasser-Druckprüfung bei doppeltem maximal zulässigen Betriebsdruck  $p_i$  unter 1,2 facher Sicherheit, also mit  $1,2 \cdot 2 \cdot p_i$  wobei sich bei einem maximalen Betriebsdruck von  $p_i = 3$  bar eine Simulations-Druckbelastung von  $p_{sim} = 7,2$  bar ergibt. Die praktische Prüfdauer beträgt zehn Minuten, es dürfen keine Undichtheiten oder wesentliche (mit freiem Auge erkennbare) bleibende Verformungen am Kessel auftreten.

#### b) Prüfung während der laufenden Fertigung

Dabei beträgt der Prüfüberdruck  $1,3 \cdot p_i$ , was bei einem maximal zulässigen Betriebsüberdruck von  $p_i = 3$  bar zu einem Kesseldruck von  $p_{sim} = 3,9$  bar führt.

Heizanlagen mit einem maximal zulässigen Betriebsüberdruck von 3 bar können bezüglich der Druckbelastung mit sehr guter Näherung als statisch belastet angesehen werden. Grund dafür ist, dass im jahrelangen Betrieb der Druck in der Heizungsanlage aufgrund der integrierten Druckregelung als konstant angesehen werden kann und der Wert von 3 bar nicht mehr überschritten wird. Die größte Druckspitze stellt sich bei der Abdruckprüfung vor der laufenden Fertigung mit  $p_{sim} = 7,2$  bar ein, dort tritt der 2,4 fache Wert des maximal zulässigen Betriebsdruckes auf.

In der Heizungsanlage setzt sich der wirkende Druck zusammen aus:

- Statischer Druck durch die Wassersäule (Anzahl der zu heizenden Etagen relevant).
- Dynamischer Druck durch die Umlaufpumpe (Strömungsdruck).

Mit der Erwärmung des Heizungswassers dehnt sich dieses aus. Damit der entstehende Druck nicht den schwächsten Punkt des Heizungssystems überlastet und das System undicht wird, existiert ein Druckausgleichsgefäß und ein Überdruckventil. Das Druckausgleichsgefäß ist ein mit einer Gummimembrane abgetrennter Hohlraum, in welchen sich das Wasser hinein ausdehnen kann. Dabei wird der in dem Hohlraum befindliche Stickstoff (oder Luft) komprimiert. Der dynamische Strömungsdruck zur Umwälzung des Wassers durch die Heizkörper wird von der Umlaufpumpe erzeugt und ist eine Druckdifferenz zwischen Vor- und Rücklaufleitungen. Einerseits hängt der Ober- bzw. der Unterdruck von den zu heizenden Etagen ab, andererseits wird der Strömungsdruck über die Anzahl der zu durchflutenden Heizkörper bestimmt. Wenn Leitungen undicht sind, dann füllt der Betreiber Wasser nach. Der Druck steigt langfristig wieder an. Meist wird einmal im Jahr Wasser nachgefüllt, sodass dann im Jahreszyklus der Maximaldruck des Systems erreicht und abgebaut wird.

Bestätigt wird die Ansicht statischer Belastung auch dadurch, dass bei Modellrechnungen bestehender Kessel, bei gleichen Randbedingungen der Abdruckprüfung und gleichzeitig thermischer Belastung, hohe Spannungen in der Struktur in der Größenordnung der Zugfestigkeit des Werkstoffes des bestehenden Kessel erreicht werden. Trotz dieser hohen Spannungen werden diese Kessel in der Praxis über 30 Jahre Betrieb nicht undicht.

Die maximale Druckbelastung tritt bei der Prüfung vor der laufenden Fertigung mit  $p_{sim} = 7,2$  bar auf. Dieser Druck galt somit auch als Belastung für die FE Berechnungen. Ein Ermüdungsfestigkeitsnachweis ist nicht nötig, da keine Lastspiele über die Nutzungsdauer des Kessels erkennbar sind, weil der Betriebsdruck über die Jahre als konstant angesehen werden kann.

### 3.2.2 Thermische Belastung des Heizkessels

Die Brenngase erreichen in Abhängigkeit vom Luftverhältnis der Verbrennung bei der Scheitholz- und Pelletverbrennung etwa eine maximale Temperatur von 1300 °K (Musil, Mai 2003). Das Heizungswasser hat eine Temperatur von maximal 100 °C (373,15 °K).

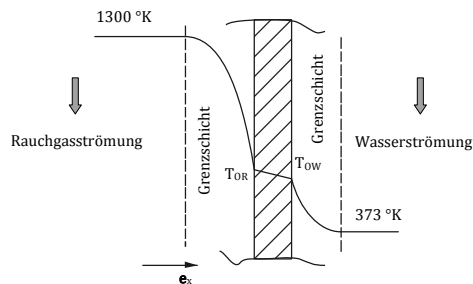


Abbildung 6: Temperaturverlauf am Kesselblech

Eine exakte Messung der Oberflächentemperatur des Kesselbleches wasserseitig  $T_{OW}$  oder rauchgasseitig  $T_{OR}$  ist aufgrund der schlechten Zugängigkeit sehr schwierig. Insofern wurde angenommen, dass die Temperatur über das wasserumflossene Blech konstant ist und eine etwas höhere Temperatur als das Heizungswasser auftritt;  $T_{OW} \approx T_{OR} \approx 110$  °C. Dies weist zwar auf einen vermutlich sehr großen Temperaturgradienten  $\frac{\partial T}{\partial x}$  in der Grenzschicht rauchgasseitig hin, kann aber als gute Näherung angesehen werden, da Versuchsmessungen durch die Firma HET GmbH eine rauchgasseitige Oberflächentemperatur von etwas mehr als 110 °C bestätigt haben. Abbildung 6 zeigt qualitativ den Temperaturverlauf am Kesselblech. Der Wasserkasten schließt das Heizwasser nicht nur rauchgasseitig ab, sondern auch atmosphärenseitig. Die luftseitigen Bleche sind gut zugänglich, dort wurden ebenfalls am Kesselblech Temperaturmessungen durchgeführt. Die Oberflächentemperatur an Blechen welche zur Umgebungsluft (Raumtemperatur) abschließen beträgt ebenfalls etwa 100 °C, auch das bestätigt die angenommene Temperaturverteilung am Kesselblech.

Der Wasserkasten umschließt als Quader nicht den gesamten Kesselinnenraum. Der Flambereich ist häufig mit Schamotte bzw. Feuerfestbeton ausgekleidet, welcher die Heißgaszone viele Zentimeter dick vom Kesselblech abschirmt. Die Temperatur des Kesselbleches dort kann relativ einfach ermittelt werden. Messungen der Firma HET GmbH ergaben, dass die Temperatur des Kesselbodens (größte Schamottedicke) etwa einen Wert von 100 °C aufweist, jene Seiten-Kesselflächen die vom Flammraum mit Schamotte abgeschirmt sind (geringere Schamottedicke) haben wiederum eine Temperatur von etwa 110 °C.

Aus der homogenen Temperaturverteilung und den daraus ableitbaren lokalen, kaum erkennbaren Temperaturgradienten, dehnt sich der Kessel gleichmäßig aus, Dehnungsbehinderungen sind nicht vorhanden, dadurch sind die thermisch induzierten Spannungen unbedeutend.

### 3.3 Bildung- und Randbedingungen des FE Modells

Im Zuge der Diplomarbeit wurden verschiedene Kesselblechdicken bei verschiedenen Kesselblechgeometrien und Blechverbindungsmöglichkeiten analysiert um Kesselmasse einzusparen. Abbildung 5 zeigt das zu Grunde liegende Kesselmodell mit dem quaderförmigen Heizwasserkasten der den Brennraum umgibt. Die druckbelastete Zone im Kesselsystem ist der Heizwasserkasten, insofern wurden Variationen bezüglich der Blechgeometrie, Blechdicke und Verbindung der Bleche nur im Bereich des Heizwasserkastens durchgeführt. Die über dem Kesselboden befindlichen Innenbleche, an welchen Schamotte eine Abgrenzung zum Flammraum erzeugt, wurden in allen Fällen als ebene Bleche simuliert, da dort keine Druckbelastung sondern nur thermische Belastung auftritt.

#### 3.3.1 Modellbildung des Kessels

Das FE Modell wurde aus Schalen aufgebaut, teilweise wurden Schweißnähte als Volumenkörper simuliert, meist jedoch wurde eine Approximation der Schweißnähte auch mit Schalen durchgeführt. Die dünnen Blechgeometrien sind prädestiniert für die Anwendung von Schalenelementen. Es wurden Vier-Knoten- (Marc Mentat Elementtyp 75) und Acht-Knoten- (Marc Mentat Elementtyp 22) Schalenelemente angesetzt. Die folgenden mathematischen Informationen zu den Elementen sind Auszüge aus der Marc Mentat Dokumentation. Jeder Knoten der Elemente hat sechs Freiheitsgrade - drei translatorische  $u_k, v_k, w_k$ , drei rotatorische  $\theta_x, \theta_y$  und  $\theta_z$ . Bei beiden Elementtypen wird die Membrandehnung vom Verschiebungsfeld, die Krümmung vom Rotationsfeld abgeleitet. Die Querschubverzerrung wird beim Acht-Knotenelement an zehn speziellen Punkten errechnet und zu den Integrationspunkten interpoliert, beim Vier-Knotenelement wird die Querschubverzerrung an den Kantenmitten ermittelt und zu den Integrationspunkten (G1 bis G4) hin interpoliert.

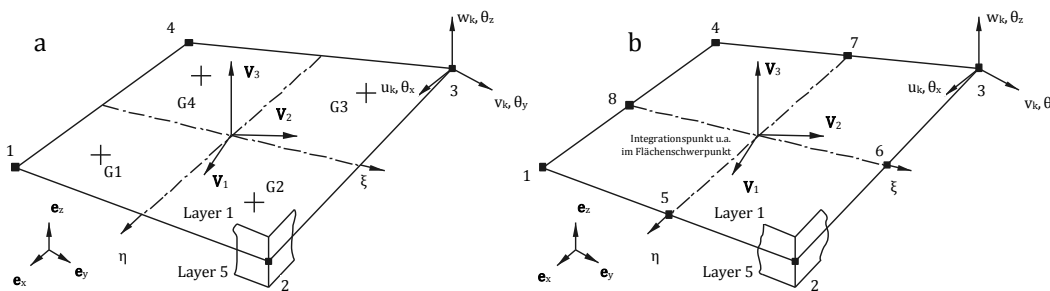


Abbildung 7: (a) Vier-Knotenelement Quad 4, (b) Acht-Knotenelement Quad 8

Das Vier-Knotenelement wird über die Koordinaten der vier Eckknoten definiert. Durch die bilineare Interpolation ergibt sich eine hyperbolisch-paraboloide Oberfläche welche auch zu einer Platte degenerieren kann. Im Fall des Acht-Knotenelementes wird die geometrische Beschreibung über die vier Eckknoten und die vier Mittelknoten durchgeführt.

In beiden Fällen werden die Spannungsergebnisse auf das lokale elementbezogene System orthogonaler Oberflächenvektoren  $\mathbf{V}_1$ ,  $\mathbf{V}_2$  und  $\mathbf{V}_3$  angegeben, Abbildung 7 zeigt die Lage der Vektoren am Element. Wobei beim Vier-Knotenelement für die Spannungsbeurteilung das orthogonale Vektorsystem im Flächenschwerpunkt des Elementes liegt und die lokalen Richtungen an den Integrationspunkten über Projektion fixiert werden; beim Acht-Knotenelement hingegen werden an jedem Integrationspunkt des Elementes die drei Vektoren  $\mathbf{V}_1$ ,  $\mathbf{V}_2$  und  $\mathbf{V}_3$  aufgespannt. Die Bestimmung der Orthogonalvektoren bei isoparametrischen Koordinaten erfolgt in Marc Mentat folgendermaßen: Die Tangentenvektoren  $\mathbf{t}_1$  und  $\mathbf{t}_2$  der beschreibenden Geometrieurve mit konstanten isoparametrischen Koordinaten werden im jeweiligen Bezugspunkt normiert, dabei ist  $\mathbf{x} = [x_{(\xi,\eta)}, y_{(\xi,\eta)}, z_{(\xi,\eta)}]^T$  der beschreibende Vektor eines Bezugspunktes im Schalenelement.

$$\mathbf{t}_1 = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi} / \left| \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \xi} \right|, \mathbf{t}_2 = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \eta} / \left| \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial \eta} \right| \quad (\text{Glg. 53})$$

Durch die Definition einer neuen Basis

$$\mathbf{s} = \mathbf{t}_1 + \mathbf{t}_2, \mathbf{d} = \mathbf{t}_1 - \mathbf{t}_2 \quad (\text{Glg. 54})$$

kann nach der Normierung dieser Vektoren

$$\bar{\mathbf{s}} = \frac{\mathbf{s}}{\sqrt{2}|\mathbf{s}|}, \bar{\mathbf{d}} = \frac{\mathbf{d}}{\sqrt{2}|\mathbf{d}|} \quad (\text{Glg. 54a})$$

das System orthogonaler Vektoren angeschrieben werden.

$$\mathbf{V}_1 = \bar{\mathbf{s}} + \bar{\mathbf{d}}, \mathbf{V}_2 = \bar{\mathbf{s}} - \bar{\mathbf{d}} \text{ und } \mathbf{V}_3 = \mathbf{V}_1 \times \mathbf{V}_2 \quad (\text{Glg. 55})$$

Grundsätzlich gilt der Zusammenhang, dass je feiner das Netz gewählt wird, desto besser ist die numerische Näherung der FE Lösung. Bei der Modellierung von Schalensystemen gilt zu beachten, dass die Proportionen der Elementkanten von Schalenelementen in einem bestimmten Verhältnis stehen sollten. Das diesbezüglich relevante Verhältnis ist das sogenannte aspect ratio  $\lambda$ , das Seitenverhältnis des Schalenelements. Dies ist das Verhältnis zwischen der Länge der größten und kürzesten Elementkante der Mittelebene der Schale. Bei  $\lambda = 1$  ergibt sich das ideale Geometrieverhältnis, d.h. das Element hat in der Mittelebene allseitig gleiche Kantenlängen. Für lineare Elemente, d.h. für Elemente mit linearer Ansatzfunktion, gilt  $\lambda < 3$  als empfohlen. Für Elemente höherer Ordnung gilt  $\lambda < 10$  als gut brauchbar. Elemente mit Verschiebungsfunktionen höherer Ordnung und höherer Integrationsordnung sind weniger anfällig auf große Seitenverhältnisse. Jedoch bei Materialnichtlinearitäten wird empfohlen, ein kleines Seitenverhältnis zu wählen. Wenn  $\lambda > 10$  auftritt, kann es zu sehr großen irrationalen Spannungsgradienten im Element kommen, meist ist dabei die kürzeste Elementenkante in gleicher Richtung orientiert wie der maximale Spannungsgradient. Für plastische Berechnungen werden Quad 8 Elemente häufig bevorzugt. Jedoch führt eine FE Berechnung mit zunehmender Knotenzahl auch zu einer entsprechend höheren Rechenzeit.

Um die Qualität der Ergebnisse der FE Simulation mit Quad 4 und Quad 8 Elementen zu überprüfen, wurde das Modell PLB X1 A EP E BOL 1 als Achtelmodell (Kapitel 3.3.3) des Kessels einmal mit Quad 4 und einmal mit Quad 8 Elementen durchgerechnet. In beiden Fällen hatte das Modell 13765 Elemente.

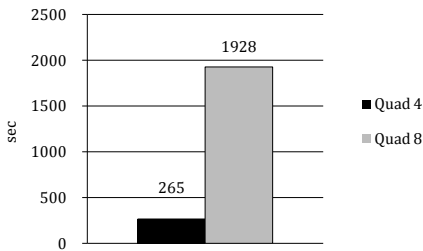


Abbildung 8: Rechenzeit bei 13765 Quad 4 und Quad 8 Schalenelementen

Abbildung 8 zeigt deutlich, dass sich die Rechenzeit bei dieser Anzahl an Elementen um mehr als das Siebenfache vergrößert, wenn anstelle des Elementtyps 75 (Quad 4) der Typ 22 (Quad 8) verwendet wird. Am selben Modell wurde dann auch das Spannungsergebnis bezüglich der Spannungen Equivalent Von Mises Layer 1 und Layer 5 sowie Principal Stress Layer 1 und Layer 5 an 26 Knoten verglichen, Abbildung 9 zeigt die Lage der betrachteten 26 Knoten.

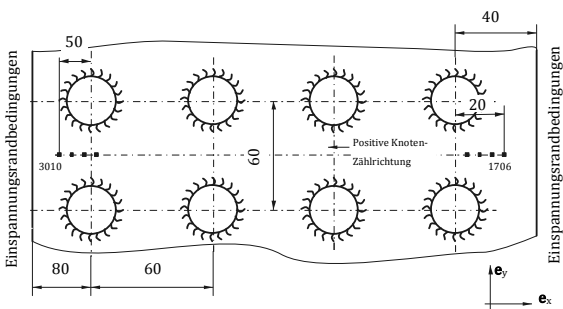


Abbildung 9: Lage der 26 Vergleichsknoten am Achtelmodell PLB X1 A EP E BOL 1

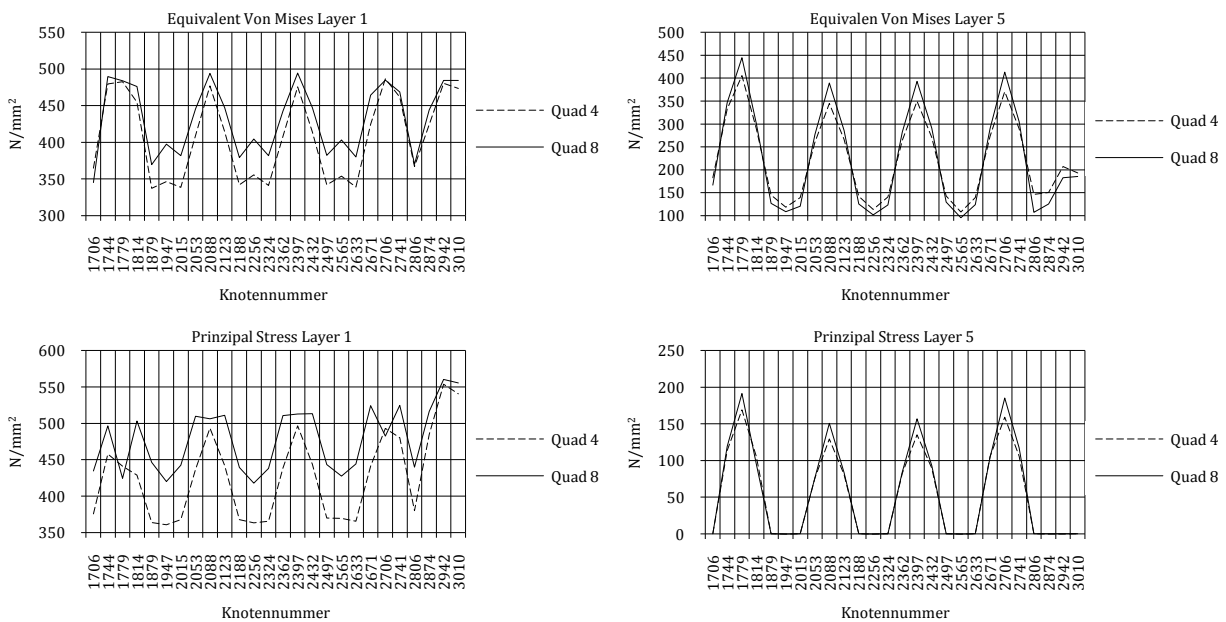


Abbildung 10: Ergebnisse verschiedener Spannungsarten bei Quad 4 und Quad 8 Elementen an 26 Knoten



Die Abweichungen in Abbildung 10 können mitunter bis zu  $70 \text{ N/mm}^2$  ausmachen. Darum wurden bestimmte Modelle mit Quad 8 Elementen berechnet. Entscheidend für die Wahl, ob Quad 4 oder Quad 8 Elemente angesetzt werden, ist auch die Feinheit des Netzes. Bei einem feinen Netz mit kleinen Elementseitenverhältnissen reicht die Simulation mit Quad 4 Elementen oftmals auch aus. Dieses Kriterium ist in die Modellierung der Kesselsysteme auch einbezogen worden.

### 3.3.1.1 Verschiedene Layer am Schalenelement

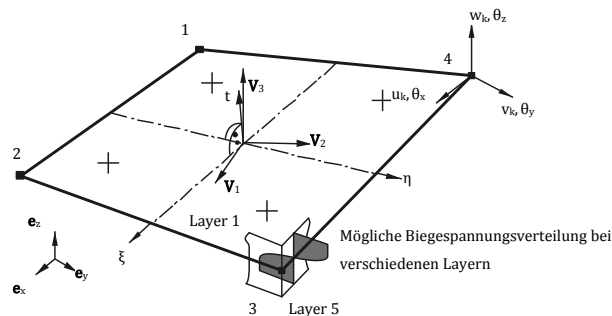


Abbildung 11: Schalenelement mit verschiedenen Layern

Bei Schalenelementen, wie in Abbildung 11 gezeigt, wird die Verschiebung  $w$  in einem beliebigen Punkt als Funktion von den Knotenpunktverschiebungen  $w_k$  sowie von den natürlichen Koordinaten  $\xi, \eta, t$  des betrachteten Punktes mit der entsprechenden Ansatzfunktion  $h$  formuliert;  $w = h(\xi, \eta, t, w_k)$ . Damit sind die Verzerrungen und auch die Spannungen über die Schalendicke wegen der Koordinate  $t$  unterschiedlich. Marc Mentat unterteilt die Schalendicke standardmäßig in fünf verschiedene gleichmäßig verteilte Ebenen, sogenannte Layer. Somit kann für verschiedene Ebenen eine Auswertung der Spannungen erfolgen. Bei Schalen sind meist die Biegespannungen relevant, dabei stellen sich deren Maximalwerte an den äußersten Layern der Schale ein. Bei reinem Membranspannungszustand ist die Auswertung auf verschiedenen Layern irrelevant, die Spannungsverteilung ist in den Layern konstant. Layer 3 (Schalenmittelebene) weist bei reiner Biegung am Element einen Spannungsnulldurchgang auf. Da meist keine Differenzierung der Spannungen in Membran- und Biegespannungen erfolgt, ist es sinnvoll, immer die äußersten Layer eines Schalenelementes auszuwerten.

### 3.3.2 Randbedingungen am Viertelkesselmodell

Da beim Kesselmodell Symmetrie in Abbildung 5 bezüglich der  $x$ -Richtung und  $y$ -Richtung angenommen wird, reicht die Modellierung des zugrundeliegenden Kessels als Viertelmodell, wobei die Symmetrierandbedingungen angesetzt werden müssen.

Gleichzeit auftretende Belastungen:

- Druck  $p_i$  als Flächenlast auf den Schalenelementen mit 7,2 bar (720.000 N/m<sup>2</sup>).
- Temperatur, aufgebracht auf Schalenelemente.

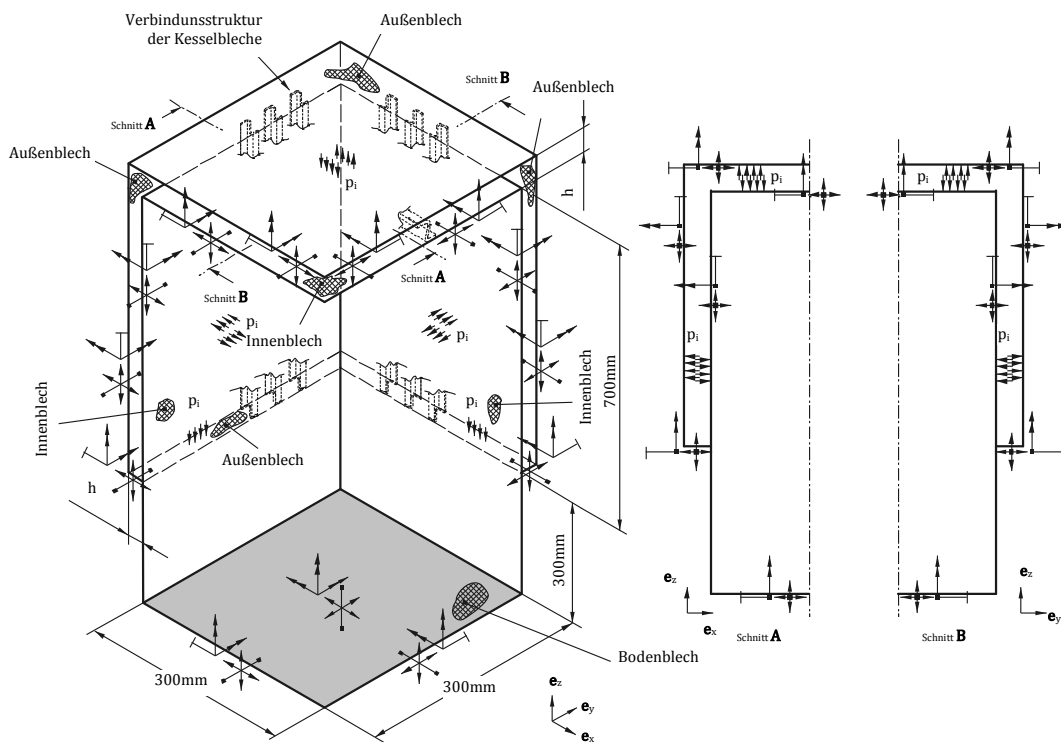


Abbildung 12: Randbedingungen am Viertelkesselmodell

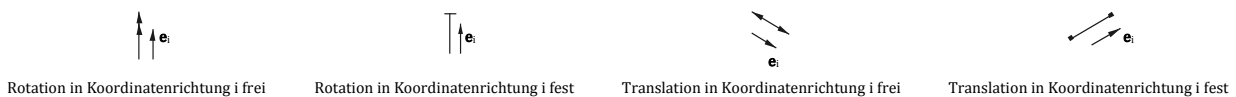


Abbildung 13: Definition der Verdrehungs- und Verschiebungsrandbedingungen am FE Modell

Die Lage der in Abbildung 13 allgemein definierten Randbedingungen am Kessel zeigt Abbildung 12. Die Maße des Modells orientieren sich an einem bestehenden Scheitholzkessel. Die Bezeichnungen Außenblech und Innenblech kennzeichnen gleichzeitig auch die jeweilige Blechstärke. Schalenelemente der Außenbleche sind in den Berechnungen mit der Blechstärke  $t_a$ , Schalenelemente der Innenbleche mit der Blechstärke  $t_i$  versehen. Der Kesselblechabstand  $h$  ist abhängig von der gewählten Struktur und damit teilweise unterschiedlich.

Die Schalenelemente des Kesselbodens sind mit 100 °C beaufschlagt, alle anderen Elemente (etwaige Volumenelemente der Schweißnähte als auch weitere Schalenelemente) sind mit 110 °C beaufschlagt. Bei der elasto-plastischen Analyse von FE Modellen unter thermischer und druckförmiger Belastung erhöht sich die Rechenzeit im Vergleich zu nicht thermisch belasteten Modellen.

### 3.3.2.1 Bedeutung der thermischen Belastung

Die zufolge thermischer Belastung auftretenden Spannungen sind irrelevant da eine sehr homogene Temperaturverteilung am Kessel herrscht. Ein Temperaturunterschied und damit ein Dehnungsunterschied sind lediglich zwischen Kesselboden und den an den Boden anschließenden Bauteilen vorhanden, sodass maximale thermische Spannungen an der Schnittstelle Boden-Kesselaufbau auftreten.

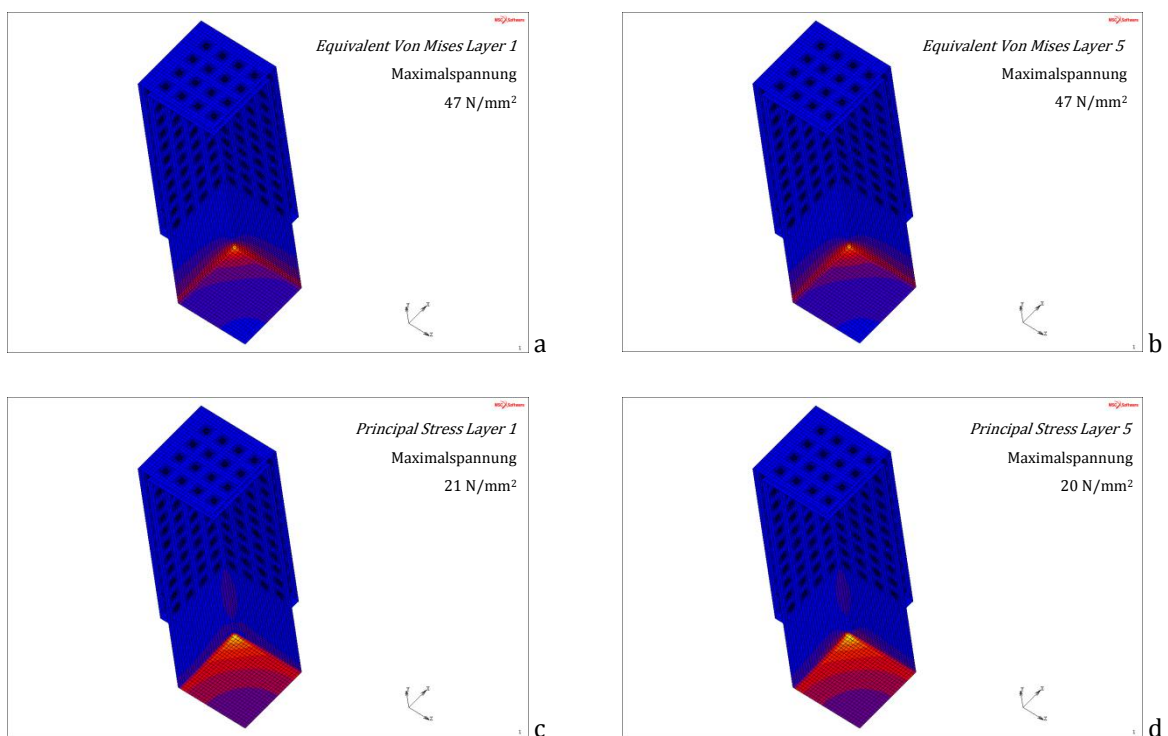


Abbildung 14: Spannungen zufolge thermischer Belastung; (a) Equivalent von Mises Layer 1, (b) Equivalent von Mises Layer 5, (c) Principal Stress Layer 1, (d) Principal Stress Layer 5

Abbildung 14 zeigt die Ergebnisse verschiedener Spannungen am Viertelkesselmodell PLB X1 B EP V BOL 1 unter reiner thermischer Belastung, ohne Druckbelastung.

### 3.3.3 Randbedingungen am Achtelkesselmodell

Die Variation der Parameter bei Strukturvergleichen ist vielfältig. So spielen bei den Kesselstrukturen neben den verschiedenen Blechdicken auch die Blechgeometrie und die Abstände von Verbindungselementen zwischen den Kesselblechen eine Rolle. Auch die Größe von Schweißnahtparametern ist variabel. Insofern ergibt sich eine große Anzahl an Möglichkeiten verschiedener Strukturen. Um die dafür notwendige Rechenzeit in der FE Analyse gering zu halten, muss versucht werden, die Komplexität des Modells zu reduzieren. Eine Verringerung der Knotenzahl führt zu einer Verringerung der zu lösenden Steifigkeits-Verschiebungs-Lastengleichungen und erhöht somit die Lösungsgeschwindigkeit. Das Viertelkesselmodell ist in sich wieder um die z-Achse nach Abbildung 12 symmetrisch. Daher kann auch dieses Modell nochmals vereinfacht werden, die Hälfte des Modells kann für die Berechnungen eingespart werden, ein Achtelmodell des Heizkesselmodells wird abgebildet. Die thermische Belastung beim Viertelkesselmodell erzeugt aufgrund der Größe des Modells entsprechend mächtige Verschiebungen, jedoch sind die Verzerrungen sehr gering. Durch die gleichmäßige thermische Belastung dehnen sich nahezu alle Bereiche des Kessels gleichermaßen aus, sodass kaum Dehnungsbehinderungen an einzelnen Teilbereichen des Kessels aufgrund von Temperaturgradienten erkennbar sind (Dehnungsbehinderung tritt lediglich für die Dehnung des Kesselbodens auf) und von daher sind die aus der thermischen Last abgeleiteten Spannungen minimal (siehe Abbildung 14). Die thermische Belastung kann somit vernachlässigt werden.

Das Achtelmodell, dargestellt in Abbildung 15, hat den Vorteil der geringeren Rechenzeit im Vergleich zum Viertelkesselmodell. Nachteilig ist, dass die Randbedingungen an den Einspannungen der Schalenstrukturen wiederum vereinfacht werden müssen.

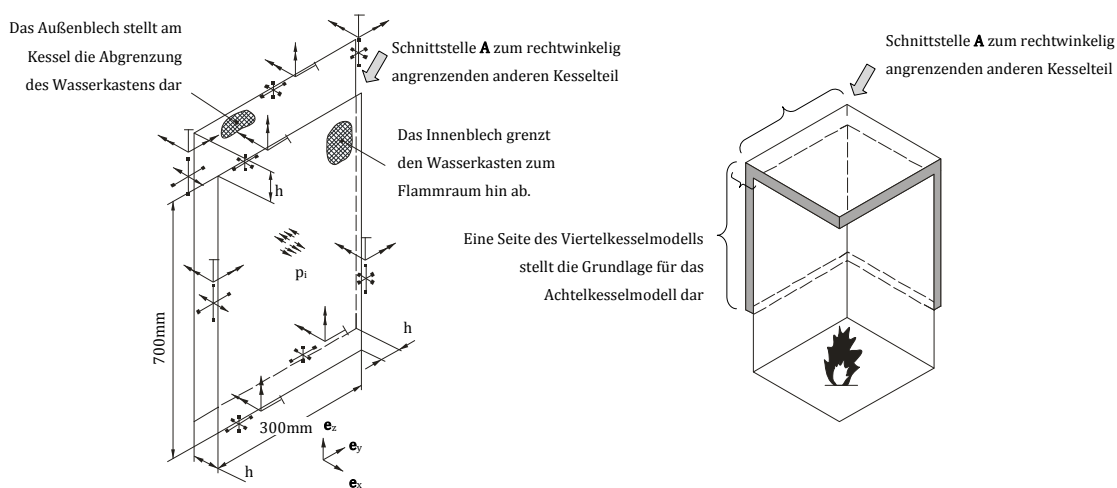


Abbildung 15: Randbedingungen am Achtelkesselmodell. Es gelten die Einspannungssymbole nach Abbildung 13

Das den Wasserkasten nach unten in z-Richtung abschließende Blech wurde eingespart, Anschlüsse zum Deckel bzw. zum rechtwinklig angrenzenden Kesselbereich durch Einspannungsrandbedingungen simuliert. Die Größe  $h$  hängt wiederum von der betrachteten Struktur ab. Thermische Belastung wird beim Achtelmodell keine aufgeprägt.

## 3.4 Simulation von Schweißnähten und Clinchverbindungen

Im Zuge der Betrachtung verschiedener Verbindungsmöglichkeiten der Kesselbleche wurden verschiedene Schweißnahtarten und auch Clinchverbindungen simuliert. Entscheidend für die Brauchbarkeit der Ergebnisse ist die Modellierung der jeweiligen Verbindungsart.

### 3.4.1 Schweißverbindungen

Die korrekte Modellierung und Auswertung von Schweißnähten mittels FE-Methoden ist eine äußerst heikle Angelegenheit. Bei dem betrachteten Kesselsystem handelt es sich um ein System, welches in guter Näherung als statisch belastet betrachtet werden kann. Daher ist die Beurteilung der Verbindungen ausreichend mit einem statischen Festigkeitsnachweis erfüllt, die Anwendung von Nachweiskonzepten schwingend belasteter Schweißnähte ist nicht notwendig. Trotzdem ist entscheidend wie hoch die Spannungen im Bereich der Schweißnaht und speziell im Bereich des Schweißnahtansatzes sind. Die lokal auftretende Spannung ist entscheidend für die Rissinitialisierung im Bauteil. Selbst wenn bei nahezu statischer Belastung der Rissfortschritt aufgrund der geringen - bis kaum auftretenden Ausschlagspannung - nicht relevant ist, soll eine Rissbildung aufgrund überhöhter Spannungen gegenüber der Zugfestigkeit  $R_m$  jedenfalls vermieden werden.

Jede Schweißnaht stellt eine Störung der Homogenität des geometrischen Systems dar, sie wirkt als Kerbstelle. Abbildung 16 stellt qualitativ die Kerbwirkung an einer Schweißnaht dar. Die Größe der Spannungsspitze an einer Schweißnaht hängt einerseits von der Geometrie des gesamten Bauteiles ab, daraus ableitbar von der Strukturspannungsverteilung. Andererseits ist die Schweißnaht selbst in ihrer Geometrie ganz entscheidend für die Höhe der Maximalspannung aufgrund der lokalen Kerbwirkung welche sich der Strukturspannung überlagert.

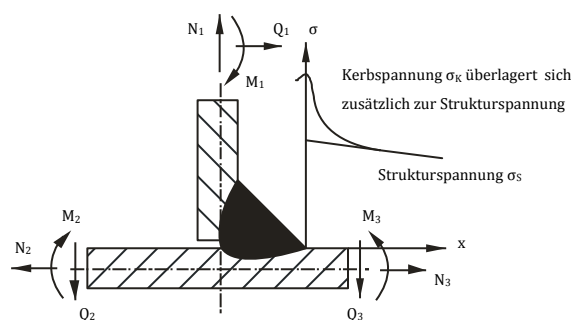


Abbildung 16: Kerbwirkung und Strukturspannung an der Schweißnaht

Einflussgrößen mit erhöhender Wirkung bezüglich der Spannung an und in der Naht selbst sind nach Radaj (Radaj, 1990):

- Eigenspannungen, welche zufolge des Schweißprozesses in der Naht vorhanden sind.
- Bereits entstandene Risse, während des Schweißprozesses eingebrachte Heißrisse und Kaltrisse.
- Endkrater und Flankenkrater.
- Gaseinschlüsse, Porositäten, Schrumpfhohlräume, Kraterporen.
- Unzureichende Materialfusion an beliebigen Stellen.
- Alle Arten an geometrischen Störungen, wie Nahtüberhöhung, konvexe-konkave Nahtform, Wurzelfehler usw.

Aus der FE Analyse kann der Verlauf der Strukturspannung erfasst werden. Die Feinheit und geometrische Genauigkeit des Netzes, d.h. die Knotendichte ist entscheidend für die Güte der Schweißnahtsimulation. Ein feineres Netz ermöglicht eine bessere geometrische Approximation und die Systemsteifigkeit und Spannungsverteilung wird exakter abgebildet. Je gröber das Netz, desto steifer wirkt das System und desto ungenauer ist die geometrische Abbildung der Schweißnaht. Um exakte Spannungen in der Schweißnaht abzubilden, müsste die Schweißnaht geometrisch möglichst genau durch ein sehr feines Netz als Volumenkörper modelliert werden. Relevant ist vor allem auch die Gestaltung der Kerbstellen, d.h. der Nahtwurzeln und der Nahtansatzradien. Radaj (Radaj, 1990) gibt diesbezüglich Bedingungen an. Die Simulation von Schweißnähten als Volumenkörper mit feinem Netz hat jedoch zwei wesentliche Nachteile:

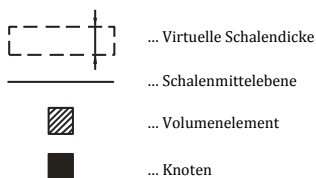
- Der Modellierungsaufwand für die Geometrie wird größer.
- Durch die hohe Element- und Knotendichte wird die Steifigkeitsmatrix groß und der Lösungsaufwand zum Erheben der Verschiebungen  $\mathbf{u}$  aus der Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  und den externen Lasten  $\mathbf{F}_{ext}$  über  $\mathbf{K} \cdot \mathbf{u} = \mathbf{F}_{ext}$  wird rechen- und zeitaufwändig.

Die Kesselbleche sind als Schalenmodelle abgebildet. Das Kesselsystem mit seinen vielen Blechen und Steifen kann selbst als Schalenmodell dargestellt werden und ergibt die Strukturspannungsverteilung, sagt aber noch nichts über die maximale Spannung in lokalen Schweißnähten aus.

Für die tatsächliche Lokalspannung in der Schweißnaht ist die Simulation bzw. die Integration der Schweißnaht in das Strukturmodell entscheidend. Eine brauchbare aber geometrisch stark vereinfachte Abbildung von Schweißnähten wurde ebenfalls durch Schalenmodelle erreicht. Dabei wurden Quad 4 Schalenelemente mit vier Knoten und Quad 8 Schalenelemente mit acht Knoten mit jeweils sechs Freiheitsgraden pro Knoten verwendet. Teilweise wurde bei Verbindungsvarianten mit höherer Bedeutung für die Anwendung im Kessel die Schweißnaht auch als Volumenkörper als Verbund isoparametrischer hexahedraler Elemente mit acht Knoten stark vereinfacht abgebildet. Dabei wurde die Naht jedoch nicht mit Rundungen versehen oder geometrisch gekrümmt dargestellt, sondern als Quaderkörper grob approximiert. Bei all den Simulationen der Schweißnähte wurden vorhandene Eigenspannungen und unterschiedliche Festigkeitseigenschaften in der Wärmeeinflusszone nicht berücksichtigt.

### 3.4.1.1 Simulation verschiedener Schweißnahtarten

Anfolgend werden die für die verschiedenen Verbindungen relevanten Schweißnahtarten angegeben, welche in den FE Modellen simuliert wurden. Folgende Zeichenelemente dienen der Modellabstraktion welche simuliert wurde:



#### 1) Simulation der Überlapp-I-Naht

Laserschweißen bei I-Nähten (Radaj, et al., 1994)

Die I-förmige Schweißnaht ist speziell bei Verbindungen relevant welche lasergeschweißt sind. Laserschweißen kennzeichnet sich durch eine hohe Wärmeintensität, gute Fokussierbarkeit der Energieeinbringung, geringe Strahldivergenz und berührunglose Arbeitsweise aus. Der aus dem Resonator austretende Laserstrahl wird über wassergekühlte Umlenkspiegel der Bearbeitungsstelle zugeführt. Durch die Absorption des fokussierten Strahls im Werkstoff wird das Material erwärmt. Bei Intensitäten von etwa  $10^6 \text{ W/cm}^2$  wird an der bestrahlten Oberfläche die Dampftemperatur erreicht. Durch den Druck des abströmenden Metaldampfes deformiert sich die Schmelzbadoberfläche, es entsteht eine Dampfkapillare, der Laserstrahl kann in diesen Dampfkanal eindringen und weiteres Material verdampfen. Da die Wärme nicht durch Wärmeleitung und Konvektion eingebracht wird, ändert sich die Schweißnahtform, es entsteht ein Tiefschweißeffekt. Zur Kontrolle des beim Laserschweißen entstehenden Metaldampfplasmas wird in der Regel das Arbeitsgas mit Hilfe einer Düse unter einem Winkel von  $30^\circ$  bis  $50^\circ$  stechend oder schleppend oder ohne Schrägstellung der Richtung des Vorschubs zugeführt. Dadurch wird die Bildung des Metallplasmas beeinflusst, eine optimale Energieeinkopplung ist möglich um die Wärmeeinflusszone gering zu halten. Als Arbeitsgas werden meist die Gase Helium, Argon und Stickstoff verwendet. Helium ergibt eine größere Einschweißtiefe als Argon oder Stickstoff. Der Gasdurchfluss entscheidet über die Stabilität der Dampfkapillare.

Eine turbulente Strömung führt zu schuppigen Nahtoberflächen, zu geringe Gasdurchflussmenge bzw. zu geringe Strömungsgeschwindigkeit ergibt eine Vergrößerung des abschirmenden Plasmas. Neben dem Arbeitsgas ist die Schweißgeschwindigkeit entscheidend für die Güte der Naht. Zu hohe Schweißgeschwindigkeiten führen zu keinem Durchschweißen und erhöhen die Porosität speziell im Wurzelbereich, zu geringe Schweißgeschwindigkeiten können Instabilität der Dampfkapillare und eine Überhitzung der Schmelze ergeben. Eine der Hauptschwierigkeiten beim Laserschweißen ist die exakte Positionierung der Werkstücke. Zulässige Spaltweiten sind abhängig vom Fokusbereich des Laserstrahls. Selbst kleine Fügspalten in einer Größenordnung von 10% der Blechdicke bei dünnen Blechen  $< 2$  mm Dicke oder 0,3 mm Spaltweite bei dickeren Blechen können zu erheblich verschlechterter Schweißnahtqualität führen. Große Spaltweiten sollten durch Zugabe von Schweißzusatzwerkstoffen überbrückt werden. Auch Kantenversatz führt zu fehlerhaften Nähten. Zusatzwerkstoffe werden zum Überbrücken von Spaltweiten und zum Auflegieren des Werkstoffes verwendet.

Vorteile des Laserschweißens sind nach Radaj (Radaj, et al., 1994):

- Großes Verhältnis von Tiefe zu Breite der Schweißnaht im Vergleich zu konventionellen Schweißverfahren, typische Werte für Längsschweißnähte liegen zwischen 2:1 bis 5:1.
- Geringe Bauteilerwärmung mit sehr schmaler Wärmeeinflusszone, dadurch begrenzte Anlasswirkung auf bereits gehärtete Teile und sehr geringer Verzug des Bauteils.
- Hohe Schweißgeschwindigkeit, dadurch niedrige Stückkosten.
- Geringe Spritzerbildung und schmale, gleichmäßige Oberraupe, minimale Nacharbeit erforderlich.
- Hohe Automatisierbarkeit des Schweißprozesses, gezielte automatische Strahlführung.
- Berührungsloses Schweißwerkzeug, sodass ein Arbeiten in definierter Atmosphäre mit oxidierenden, reduzierenden oder inerten Gasen möglich ist.

#### Simulation der I-Naht durch Schalen

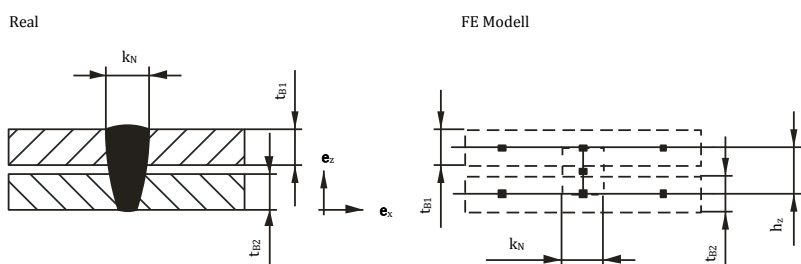


Abbildung 17: Simulation der I-Naht mit Schalen

Die Schweißnaht wird als Schalensystem simuliert (siehe Abbildung 17). Dabei werden die Kesselbleche in der x-y Ebene mit den Blechdicken  $t_{B2}$  und  $t_{B1}$  durch zwei serielle Schalen in der y-z Ebene verbunden. Damit ergeben sich in z-Richtung bezüglich der Schweißnaht drei Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 4 Schalen und fünf Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 8 Schalen.



Die Schalendicke der Schweißnahtsimulation entspricht der Dicke der realen Naht  $k_N$ . Der Blechabstand blieb bei allen Kesselblechdickenvariationen und Schweißnahtstärkenvariationen mit  $h_z = 3$  mm konstant.

### Übergang Schalenmodell – Volumenkörper

Die anfolgenden Beschreibungen des Schalenelementes sind Informationen aus der Marc Mentat Dokumentation. Ein Knoten eines Schalenelementes verfügt über sechs Freiheitsgrade - drei translatorische  $u, v, w$  und drei rotatorische  $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ . Hingegen wird ein Knoten an einem Hexaederelement mit nur drei translatorischen Freiheitsgraden beschrieben. Eine Möglichkeit zum Zusammenführen von Hexaederelementen mit Schalenelementen zeigt Abbildung 18. Bei der Modellierung des Hexaederelementes, dargestellt in Bild (a), werden jeweils zwei Knotenpaare ortsgleich positioniert. Selbstverständlich wird der Hexaeder weiterhin mit acht Knoten beschrieben, vier Knoten sind jedoch jeweils als Paar ortsgleich platziert.

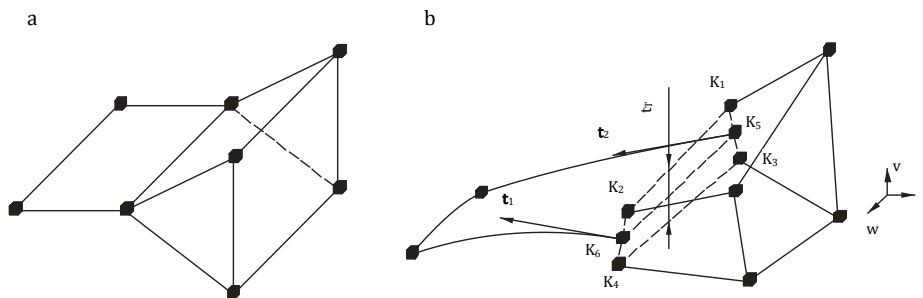


Abbildung 18: Biegesteifes Zusammenführen von Schalen- mit Hexaederelementen. Bild (a) zeigt die Modellierung des Überganges, (b) die Betrachtung des modellierten Systems im Hintergrund des FE Systems

Die fiktive Knotendistanz, die transition thickness  $t_T$ , wird bei der Modellierung im Hintergrund angegeben, meist hat sie den Wert der Schalendicke welche an das Volumelement an der Kante anschließt. Tatsächlich trennt das FE System im Hintergrund die ortsgleichen Knoten wieder (Bild (b) in Abbildung 18) und schiebt sie um die transition thickness auseinander. Somit kann unter Belastung der Solver die Verschiebung aller acht Knoten des Volumelementes berechnen. Aus den Verschiebungen der Knoten  $K_1, K_2, K_3$  und  $K_4$  können die Tangentenvektoren  $t_1$  und  $t_2$  berechnet werden, welche gleichzeitig für die Schalenknoten  $K_5$  und  $K_6$  die Verdrehungen  $\theta_i$  in der Steifigkeitsmatrix angeben. Dabei sind die Knoten  $K_5$  und  $K_6$  Gaußpunkte auf den Verbindungskanten zwischen Knoten  $K_2$  und  $K_4$  bzw.  $K_1$  und  $K_3$ . Die Verdrehungen sind die Verschiebungsableitungen dieser Gaußpunkte (Altenbach, et al., 1991). Dieser Übergang kennzeichnet sich dadurch, dass die angrenzenden Schalenelemente biegesteif mit dem Volumelement verbunden sind und damit keine gelenkige Verbindung zwischen Schalen- und Volumelementen vorhanden ist. Eine biegeschlaffe Verbindung der Schalenelemente mit Hexaederelementen stellt Abbildung 19 dar.

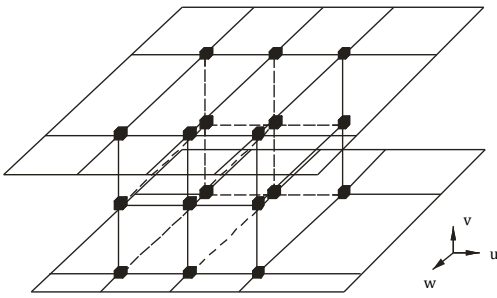


Abbildung 19: Biegeschlaffes Zusammenführen von Schalen- mit Hexaederelementen

Dabei überlagern sich Schalenelemente mit Volumenelementen. Die gemeinsamen Knotenverschiebungen  $u, v$  und  $w$  gelten für die Schale und für die Volumenelemente. Die Verschiebungen der Schalenknoten sind durch die Verbindung zu den Volumenelementen vorgegeben, die Verdrehungen der Schalen werden nicht über die Knotenpunktverschiebungen direkt vorgegeben, der Kontakt ist biegeschlaff. Für die Simulation der Schweißverbindungen reicht dieses Modell aus, der Modellierungsaufwand kann im Vergleich zum biegesteifen System reduziert werden. Dabei ist die Spannungsauswertung in der Schweißnaht nur im Layer 1 relevant, dabei werden nämlich die Ergebnisse des nicht in Layer unterteilten Volumenelementes auch angegeben.

## 2) Simulation der einseitigen Kehlnaht

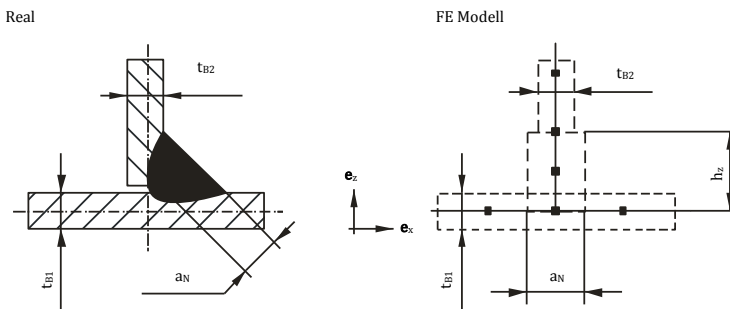


Abbildung 20: Simulation der einseitigen Kehlnaht

Die Schweißnaht wird als Schalensystem simuliert (siehe Abbildung 20). Dabei wird das Kesselblech in der x-y Ebene mit der Blechdicke  $t_{B1}$  und das Kesselblech in der y-z Ebene mit der Blechdicke  $t_{B2}$  durch zwei serielle Schalen in der y-z Ebene verbunden. Damit ergeben sich in z-Richtung bezüglich der Schweißnaht drei Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 4 Schalen und fünf Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 8 Schalen. Die Schalendicke der Schweißnahtsimulation entspricht der Dicke der realen Naht  $a_N$ . Der Blechabstand blieb bei allen Kesselblechdickenvariationen und Schweißnahtstärkenvariationen mit  $h_z = 3$  mm konstant.

### 3) Simulation der doppelseitigen Kehlnaht

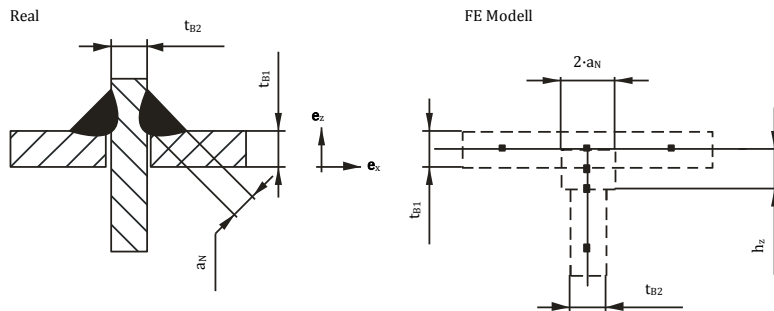


Abbildung 21: Simulation der doppelseitigen Kehlnaht

Die Schweißnaht wird als Schalensystem simuliert (siehe Abbildung 21). Dabei werden die Kesselbleche in der x-y Ebene mit der Blechdicke  $t_{B1}$  und das Kesselblech in der y-z Ebene mit der Blechdicke  $t_{B2}$  durch zwei serielle Schalen in der y-z Ebene verbunden. Damit ergeben sich in z-Richtung bezüglich der Schweißnaht drei Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 4 Schalen und fünf Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 8 Schalen. Die Schalendicke der Schweißnahtsimulation entspricht der doppelten Dicke der realen Naht  $a_N$ . Der Blechabstand blieb bei allen Kesselblechdickenvariationen und Schweißnahtstärkenvariationen mit  $h_z = 3 \text{ mm}$  konstant.

### 4) Simulation der Überlappkehlnaht

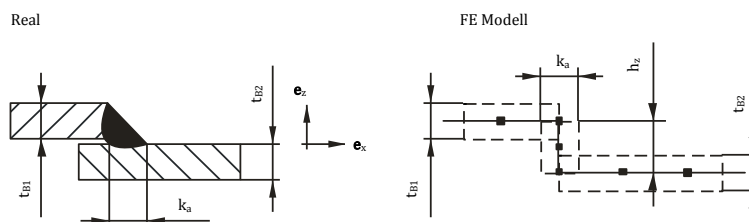


Abbildung 22: Simulation der Überlappkehlnaht

Die Schweißnaht wird als Schalensystem simuliert (siehe Abbildung 22). Dabei werden das obere Kesselblech in der x-y Ebene mit der Blechdicke  $t_{B1}$  und das untere Kesselblech in der x-y Ebene mit der Blechdicke  $t_{B2}$  durch zwei serielle Schalen in der y-z Ebene verbunden. Damit ergeben sich in z-Richtung bezüglich der Schweißnaht drei Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 4 Schalen und fünf Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 8 Schalen. Die Schalendicke der Schweißnahtsimulation entspricht der Dicke des Seitenmaßes  $k_a$  der realen Naht. Damit kann durch eine flachere Nahtgestaltung bei größerem Wert von  $k_a$  als die Blechdicke ein größeres Maß an tragendem Schweißnahtmaterial erreicht werden. Der Blechabstand blieb bei allen Kesselblechdickenvariationen und Schweißnahtstärkenvariationen mit  $h_z = 3 \text{ mm}$  konstant.

## 5) Simulation des mit Kehlnaht angeschweißten Rundbolzens

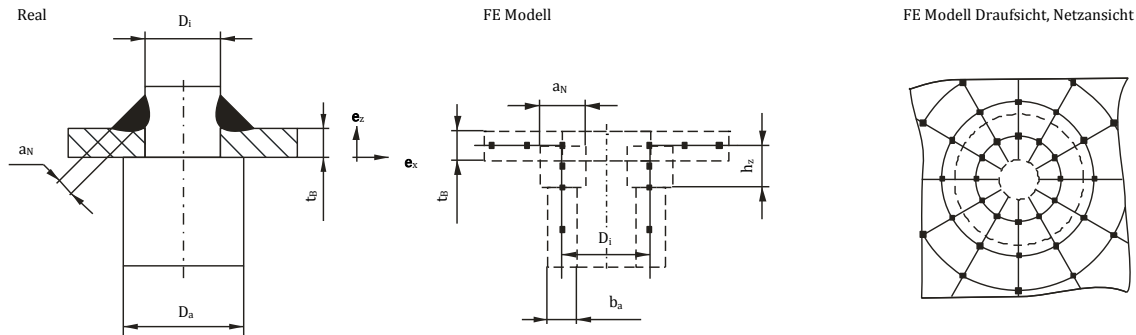


Abbildung 23: Simulation des mit Kehlnaht angeschweißten Rundbolzens

Die Kehlnaht als auch der Bolzen werden als Schalenmodelle simuliert (Abbildung 23). Um die gleiche Dehnsteifigkeit des Bolzens zu erreichen, muss zwischen dem realen Bolzendurchmesser  $D_a$  und der Schalendicke  $b_a$ , welche als Schalenrohrmodell mit dem Durchmesser  $D_i$  den Bolzen simuliert, folgender Zusammenhang aus Elastizitätsmodul  $E$  und der Fläche  $A$  gewährleistet sein:

$$E A_{\text{Bolzen}} = E A_{\text{Schalenrohr}} \quad (\text{Glg. 56})$$

$$\int_0^{2\pi} \int_{\frac{D_i - b_a}{2}}^{\frac{D_i + b_a}{2}} r \, dr \, d\varphi = \pi D_i b_a = \frac{D_a^2}{4} \pi \quad (\text{Glg. 56a})$$

$$b_a = \frac{D_a^2}{4 D_i} \quad (\text{Glg. 56b})$$

Das Kesselblech als Schalensystem in der x-y Ebene ist damit mit dem Rohrschalenmodell, welches den Bolzen simuliert, über zwei serielle Schalenrohrmodelle welche die Schweißnaht simulieren in Richtung Bolzenachse verbunden. Damit ergeben sich in z-Richtung bezüglich der Schweißnaht drei Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 4 Schalen und fünf Knoten bei der Verwendung von zwei Quad 8 Schalen. Die Schalendicke der Schweißnahtsimulation entspricht der Dicke der realen Naht  $a_N$ . Der Abstand  $h_z$  blieb bei allen Kesselblechdickenvariationen und Schweißnahtstärkenvariationen mit  $h_z = 3 \text{ mm}$  konstant.

### 3.4.2 Clinchverbindungen

Die exakte Simulation von Clinchverbindungen ist in FE Systemen äußerst aufwendig da die Geometrie der Verbindung kompliziert ist und neben dem Formschluss auch reibschlüssige und stoffschlüssige Verbindungsstellen im Clinchpunkt vorkommen. Genauere Betrachtungen bezüglich der Simulation von Clinchverbindungen mittels FE Methoden liefert unter anderem die Diplomarbeit „Analyse der Verbindungsfestigkeit von Clinchpunkten“ (Akbarzadeh-Paydar, Dezember 2007). Clinchpunkte stellen in Schalenstrukturen wiederum ähnlich wie eine Schweißnaht eine Störung der Spannungshomogenität dar, der Strukturspannung überlagern sich Eigenspannungen aufgrund der Umformung des Bleches im Clinchbereich sowie Spannungen zufolge der Kerbwirkungen im Clinchpunkt selbst. Abbildung 24 zeigt qualitativ die Kerbwirkung an einem Clinchpunkt.

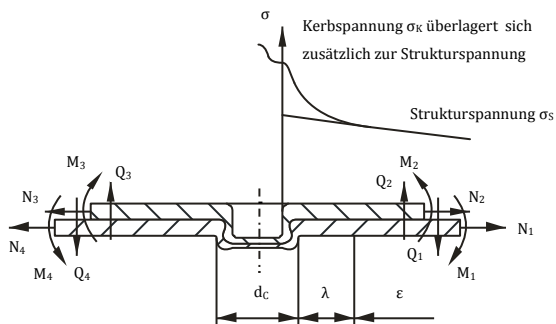


Abbildung 24: Kerbwirkung und Strukturspannung am Clinchpunkt

Um eine brauchbare Strukturspannungsverteilung im Kesselblechsystem zu erreichen wurden die Clinchpunkte auch in grober Approximation simuliert. Die exakte Spannungsauswertung der Clinchpunkte ist irrelevant, die übertragbaren Kräfte des Clinchpunktes sind bekannt. Werden die wirkenden Kräfte am Clinchpunkt nicht größer als die zulässigen, ist eine Spannungsbetrachtung im Clinchpunkt nicht bedeutend. Spannungen im Bereich von  $\lambda = 2 \text{ mm}$  um den Clinchpunkt wurden nicht betrachtet. Sehr wohl wichtig ist es, die Strukturspannungsverteilung zu erheben und auszuwerten. Auch die Spannungssituation im Nahbereich  $\epsilon$  des Clinchpunktes ist von Bedeutung. Simuliert wurden die Clinchpunkte wiederum als Rohr-Schalenmodell um eine Verbindung zwischen den Kesselblechen zu erstellen (siehe Abbildung 25).

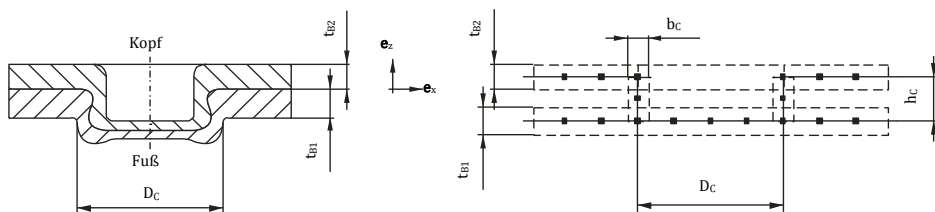


Abbildung 25: Simulation eines Clinchpunktes

Eine Schale welche ein Kesselblech simuliert und in der Clinchverbindung die Fußseite darstellt, wurde im Clinchpunkt durchgängig vernetzt (d.h. ohne Loch), die gegenseitige Schalenkonstruktion des aufliegenden zweiten Bleches wurde mit Loch vernetzt. Verbunden sind die beiden Schalenkonstrukte in z-Richtung mit zwei seriell aufeinanderliegenden Schalenrohren, welche die Schalendicke  $b_c$  aufweisen.

Dabei wurde folgende Dickenzuweisung angesetzt:

$$b_C = \begin{cases} t_{B1} & t_{B1} \geq t_{B2} \\ t_{B2} & t_{B1} < t_{B2} \end{cases} \quad (\text{Glg. 57})$$

Diese Zuweisung der größeren Kesselblechdicke erfolgt um am Clinchpunkt durch mehr Material geringere Spannungen zu erreichen, sodass die kritischen Spannungen sich weg vom Clinchpunkt verlagern. Die Abstandsgröße  $h_C = 3 \text{ mm}$  blieb bei den Kesselblechdickenvariationen unverändert.

### 3.5 Auswertungsparameter bei den Spannungsergebnissen

Bei der Auswertung der wirkenden Spannungen am Heizkessel wurden zwei Kennwerte betrachtet:

- Auftretende maximale Hauptnormalspannung.
- Auftretende Vergleichsspannung nach Von Mises.

Die verschiedenen Vergleichsspannungen basieren auf Anstrengungshypothesen und führen mehrachsige Beanspruchungszustände auf Einachsige zurück. Damit ist ein Vergleich der Ergebnisse des Spannungstensors mit den im einachsigen Zugversuch bestimmten Kennwerten möglich. Entscheidend ist bei der Auswahl der verwendeten Anstrengungshypothese das Versagensverhalten des Werkstoffes. So gilt, dass bei zähen Werkstoffen eher ein Fließen und bei spröden Werkstoffen ein Bruch bei einem bestimmten mehrachsigen Spannungszustand auftritt (Parkus, 2005).

#### 3.5.1 Zusammenhang Spannungstensor mit den Hauptspannungen

Parkus (Parkus, 2005) (S.159 ff) stellt den Zusammenhang der Hauptspannungen und dem Spannungstensor wie folgt dar: Um die Hauptnormalspannungen aus dem Spannungstensor abzuleiten bedient man sich der Cauchyschen Formel, nach welcher der Zusammenhang mit  $\sigma_n$  als Spannungsvektor (welcher in Richtung des Flächennormalvektors  $\mathbf{n}$  einer beliebigen Fläche wirkt) und dem allgemeinen Spannungstensor  $\mathbf{S}$  dargestellt werden kann mit

$$\sigma_n = \mathbf{S}^T \mathbf{n} = \lambda \mathbf{E} \mathbf{n} \text{ mit der Einheitsmatrix } \mathbf{E} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{Glg. 58})$$

Mit  $\mathbf{S}^T = \mathbf{S}$  folgt

$$0 = (\mathbf{S} - \lambda \mathbf{E}) \mathbf{n} \text{ mit der Spannungsmatrix } \mathbf{S} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (\text{Glg. 59})$$

Da der Vektor  $\mathbf{n}$  kein Nullvektor ist, muss der Term  $(\mathbf{S} - \lambda \mathbf{E}) = \mathbf{0}$  gelten. Dazu betrachtet man die Determinante des Matrixsystems und setzt diese auf null.

$$0 = \begin{vmatrix} \sigma_{xx} - \lambda & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} - \lambda & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_{zz} - \lambda \end{vmatrix} \quad (\text{Glg. 60})$$

Es ergibt sich eine Kubische Gleichung für  $\lambda$

$$-\lambda^3 + I_1 \lambda^2 - I_2 \lambda + I_3 = 0 \quad (\text{Glg. 61})$$

Dabei sind die Invarianten  $I$  der Spannungsmatrix  $\mathbf{S}$

$$I_1 = \sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz} \quad (\text{Glg. 62})$$

$$I_2 = \begin{vmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_{zz} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{xx} \end{vmatrix} \quad (\text{Glg. 63})$$

$$I_3 = \begin{vmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_{zz} \end{vmatrix} \quad (\text{Glg. 64})$$

Die reellen Lösungen für  $\lambda$ , d.h.  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  und  $\lambda_3$ , entsprechen nun den drei Hauptnormalspannungen  $\sigma_{11}$ ,  $\sigma_{22}$ ,  $\sigma_{33}$ , welche sich im Mohrschen Spannungskreis wie in Abbildung 26 grafisch darstellen lassen.

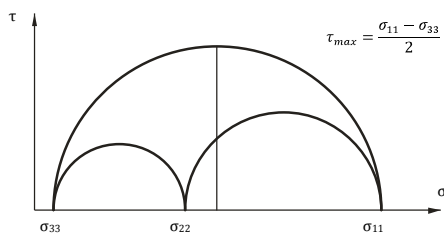


Abbildung 26: Mohrsche Spannungskreise mit den drei Hauptnormalspannungen

Bei der Verwendung von Schalenelementen gilt der Ansatz, dass die Spannung senkrecht zur Schalenmittelebene gleich null ist. Meist zeichnet sich der Spannungstensor  $\mathbf{S}$  in (Glg. 59) dann durch einen Nulleintrag für  $\sigma_{zz}$  aus. Dies bedeutet jedoch nicht, dass ein ebener Spannungszustand vorliegt.

## 3.5.2 Fließhypothese nach Tresca

Hypothese der kritischen Schubspannung

Parkus (Parkus, 2005) (S.182) schreibt dazu: Tresca geht davon aus, dass der aktuell wirkende Spannungszustand  $(\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33})$  und die im Zugversuch  $(\sigma_{11}, \sigma_{22} = \sigma_{33} = 0)$  festgestellte Spannung den Werkstoff gleich stark belasten, wenn beide Spannungszustände dieselbe maximale Schubspannung darstellen. Beim allgemeinen Spannungszustand  $\sigma_{11} \geq \sigma_{22} \geq \sigma_{33}$  ergibt sich die maximale Schubspannung mit

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{11} - \sigma_{33}}{2} \geq 0 \quad (\text{Glg. 65})$$

Aus der im Zugversuch gemessenen Streckgrenze  $R_{p0,2}$  ( $R_{p0,2} = \sigma_{11}, \sigma_{22} = \sigma_{33} = 0$ ) kann die kritische Schubspannung für Fließbeginn dargestellt werden als

$$\tau_{krit} = \frac{R_{p0,2}}{2} \quad (\text{Glg. 66})$$

Die Fließbedingung kann allgemein formuliert werden als

$$0 = [(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 - R_{p0,2}^2][(\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 - R_{p0,2}^2][(\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 - R_{p0,2}^2] \quad (\text{Glg. 67})$$

## 3.5.3 Fließhypothese nach Von Mises

Hypothese der kritischen Oktaederschubspannung

Lackmann in (Grote, et al., 2007), Kapitel C (S.C6) schreibt: Von Mises vergleicht die Oktaederschubspannungen und geht davon aus, dass der Werkstoff dann gleich belastet ist, wenn die Oktaederschubspannung aus dem einachsigen Zugversuch  $(\sigma_{11}, \sigma_{22} = \sigma_{33} = 0)$  gleich groß ist wie die Oktaederschubspannung welche aktuell im Spannungspunkt  $(\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33})$  wirkt. Die Oktaederschubspannung  $\tau_{okt}$  im allgemeinen Spannungspunkt in Hauptnormalspannungen ist

$$\tau_{okt} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2} \quad (\text{Glg. 68})$$

Im Zugversuch degeneriert die Oktaederschubspannung mit  $\sigma_{11} = \sigma_V, \sigma_{22} = \sigma_{33} = 0$  auf

$$\tau_{okt} = \frac{1}{3} \sigma_V \sqrt{2} \quad (\text{Glg. 69})$$



Setz man (Glg. 68) und (Glg. 69) gleich, so folgt für die Vergleichsspannung

$$\sigma_V = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2]} \quad (\text{Glg. 70})$$

Für die Fließbedingung folgt

$$0 = \frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2] - R_{p0,2}^2 \quad (\text{Glg. 71})$$

Marc Mentat weist die Vergleichsspannung mit der Bezeichnung Equivalent Stress Von Mises aus. Die Von Mises Hypothese der Oktaederschubspannungen wird nach Huber und Hencky auch Hypothese der Gestaltänderungsenergie bezeichnet. Parkus (Parkus, 2005) (S.181 f) beschreibt dies folgendermaßen: Über den Energieansatz lässt sich ebenfalls die oben angeführte Vergleichsspannung herleiten, wobei sich die volumsbezogene Gestaltänderungsenergie  $U_0^*$  anschreiben lässt (dabei ist  $G$  der Schubmodul):

$$U_0^* = \int \varepsilon d\sigma = \frac{1}{12G}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2] \quad (\text{Glg. 72})$$

Eine Herleitung bezüglich der Gestaltänderungsenergie findet sich in Kapitel 17 in „Technische Mechanik kompakt“ (Wriggers, et al., 2006). Im einachsigen Fall reduziert sich die Energie mit  $\sigma_{11} = \sigma_V$ ,  $\sigma_{22} = \sigma_{33} = 0$  auf

$$U_0^* = \frac{\sigma_V^2}{6G} \quad (\text{Glg. 73})$$

Durch Gleichsetzen von (Glg. 72) und (Glg. 73) ergibt sich wieder  $\sigma_V$  in (Glg. 70).

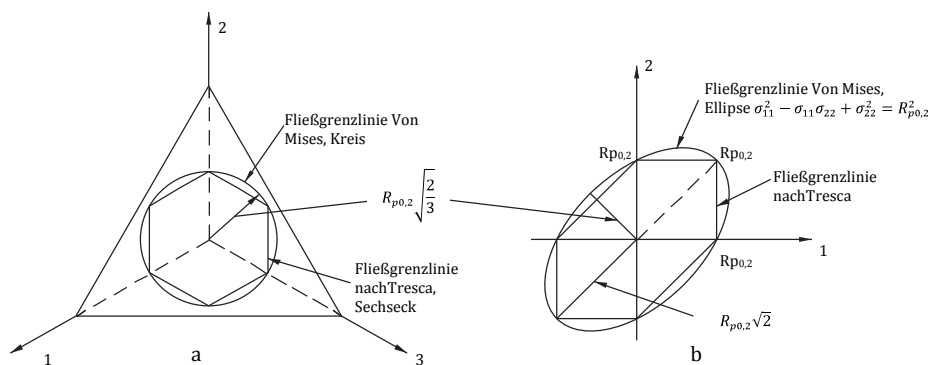


Abbildung 27: (a) Darstellung der Fließgrenzlinien nach Mises und Tresca an der Oktaederschnittfläche, (b) Darstellung der Fließgrenzlinien bei ebenem Spannungszustand

In Abbildung 27 werden die Fließgrenzlinien nach Mises und Tresca dargestellt. Normal zur Oktaederschnittfläche stellt sich die Fließgrenzlinie nach Mises als Zylinder dar, die Tresca Fließgrenzlinie als Sechseck. Im ebenen Spannungszustand reduzieren sich die Grenzkurven zu einer Ellipse und zu einem verzerrten Sechseck.

### 3.5.4 Bruchhypothese nach Rankine

Die Anstrengungshypothesen nach Tresca und Von Mises sind vor allem zur Bestimmung des Fließeintritts bei zähplastischen Werkstoffen interessant. Bei kerbgeometrisch- und werkstoffbedingten Situationen mit sprödem Versagensverhalten wird nach Rankine die größte Hauptnormalspannung als Bruchkriterium angesetzt (Parkus, 2005) (S.182).

$$\sigma_{kritisch} = \max(\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}) \quad (\text{Glg. 74})$$

Bei den kritischen Stellen der FE Analyse kann schwer abgeschätzt werden, ob ein zähplastisches oder eher ein sprödes Versagensverhalten auftreten wird. So versagen zum Beispiel Schweißnähte meist spröde, während Dünoblechzonen meist zähplastisch versagen. Um sich nicht auf eine Annahme zu fixieren wurde die Mises Vergleichsspannung (Marc Mentat Equivalent Von Mises Stress) sowie die maximal auftretende Hauptnormalspannung betrachtet (Marc Mentat Principal Stress Max). Die Vergleichsspannungen nach Von Mises und Tresca liefern bei einem hydrostatischen Spannungszustand ( $\sigma_{11} = \sigma_{22} = \sigma_{33}$ ) einen Wert von null. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass bei einem hydrostatischen Spannungszustand ein spröder Trennbruch eintritt, sobald die wirkenden Spannungen die Trennfestigkeit des Werkstoffes erreichen.

Die Ergebnisse aus der FE Analyse wurden mit der Zugfestigkeit des Werkstoffes X 10 CrMoVNb 9-1 verglichen, das Verhältnis wurde in den Ergebnistabellen mit  $v_{Rm}$  dargestellt.

$$v_{Rm} = \frac{\sigma_{betrachtet}}{Rm_{X 10 CrMoVNb 9-1}} \quad (\text{Glg. 75})$$

Dabei wurde eine mittlere Zugfestigkeit von  $Rm_{X 10 CrMoVNb 9-1} = 660 \text{ N/mm}^2$  angesetzt (ein Zugversuch der Firma Deutsche Edelstahlwerke GmbH ergab diesen Zugfestigkeitswert beim Stahl X 10 CrMoVNb 9-1).

In Marc Mentat werden die Hauptnormalspannungen mit Principal Stress... (...Min für  $\sigma_{33}$ , ...Int für  $\sigma_{22}$  und ...Max für  $\sigma_{11}$ ) bezeichnet, die Bezeichnung Comp 11 of Stress<sup>4</sup> steht irreführenderweise hingegen für die Spannung  $\sigma_{xx}$  im allgemeinen Spannungstensor bezogen auf das Elementenkoordinatensystem.

<sup>4</sup> Index j,k (in Comp jk): 1 steht für die x-Achse, 2 für die y-Achse und 3 für die z-Achse im Elementenkoordinatensystem

## 3.6 Abbildung der ingenieurmäßigen Spannungsdehnungsdiagramme in Marc Mentat

Da die Kesselmodelle elasto-plastisch berechnet wurden, musste auch das Spannungsdehnungsdiagramm im Marc Mentat hinterlegt werden. Dazu musste für den jeweiligen Werkstoff das ingenieurmäßige Spannungsdehnungsdiagramm, bei welchem die Spannungen auf den Ausgangsquerschnitt der Zugprobe bezogen sind, in das wahre Spannungsdehnungsdiagramm überführt werden.

### 3.6.1 Überführung der ingenieurmäßigen Spannung in die wahre Spannung

Das Spannungsdehnungsdiagramm der betrachteten Stähle St 52-3 und X 20 CrMoV 11-2 1 muss grundsätzlich in einen linear-elastischen Bereich und in einen nichtlinearen plastischen Bereich unterteilt werden.

#### 3.6.1.1 Linear-elastischer Bereich des Spannungsdehnungsdiagrammes

Über die Querdehnung, quantifiziert mit der Querdehnungszahl  $\nu$  ( $-1 < \nu < 0,5$ ), kann der Zuwachs des Volumens  $V$  bei einachsiger Belastung am Zugstab mit der Dehnung  $\varepsilon$  zwischen dem Ausgangszustand  $t = 0$  und dem aktuellen Zustand  $t > 0$  dargestellt werden mit

$$\Delta V_0^t = V^0(1 - 2\nu)\varepsilon^t \quad (\text{Glg. 76})$$

Mit der Darstellung des Volumens über die Länge  $l$  und der Querschnittsfläche  $A$  ergibt sich

$$V^t = V^0 + \Delta V_0^t = l^t A^t = V^0 + V^0(1 - 2\nu)\varepsilon^t \quad (\text{Glg. 77})$$

$$l^t A^t = l^0 A^0 [1 + (1 - 2\nu)\varepsilon^t] \quad (\text{Glg. 78})$$

Mit dem Zusammenhang

$$\frac{l^t}{l^0} = \frac{l^0 + \Delta l_0^t}{l^0} = 1 + \varepsilon^t \text{ und } \sigma_{\text{wahr}}^t = \frac{F^t}{A^t} \quad (\text{Glg. 79})$$

ergibt sich durch Umformung

$$\sigma_{\text{wahr}}^t = \sigma_{A^0}^t \frac{\varepsilon^t + 1}{1 + \varepsilon^t(1 - 2\nu)} \quad (\text{Glg. 80})$$

Wobei  $\sigma_{A^0}^t$  die Spannung und  $\varepsilon^t$  die aktuelle Dehnung aus dem ingenieurmäßigen Spannungsdehnungsdiagramm ist.

### 3.6.1.2 Plastischer Bereich des Spannungsdehnungsdiagrammes

Unter der Annahme, dass das Volumen konstant bleibt (dies bedeutet, dass die Querkontraktionszahl im plastischen Bereich 0,5 beträgt) gilt der Zusammenhang

$$V^0 = V^t = l^0 A^0 = l^t A^t \quad (\text{Glg. 81})$$

Unter Betrachtung der aktuell wirkenden Kraft im Zugversuch folgt aus (Glg. 81)

$$F^t = \sigma_{wahr}^t A^t = \sigma_{A^0}^t A^0 \quad (\text{Glg. 82})$$

$$\sigma_{wahr}^t = \sigma_{A^0}^t \frac{A^0}{A^t} = \sigma_{A^0}^t \frac{A^0 l^t}{A^0 l^0} = \sigma_{A^0}^t \frac{l^0 + \Delta l_0^t}{l^0} \quad (\text{Glg. 83})$$

Mit dem Zusammenhang aus (Glg. 79) ergibt sich

$$\sigma_{wahr}^t = \sigma_{A^0}^t (1 + \varepsilon^t) \quad (\text{Glg. 84})$$

Dieser Zusammenhang hat jedoch nur bis zum Ende der Gleichmaßdehnung Gültigkeit, im Bereich der Einschnürung gilt die Annahme der Volumskonstanz nicht mehr.

Die Firma Deutsche Edelstahlwerke GmbH stellte für den Werkstoff X 10 CrMoVNb 9-1 ein ingenieurmäßiges Spannungsdehnungsdiagramm zur Verfügung. Für den Werkstoff X 20 CrMoV 11-2 1 konnte kein Spannungsdehnungsdiagramm bereitgestellt werden. Die beiden Werkstoffe weichen aber bezüglich der mechanischen Eigenschaften kaum voneinander ab. Anhand der Werkstoffblätter des VdTÜV ergeben sich die Unterschiede der Materialkennwerte bei Raumtemperatur nach Tabelle 4.

Kennwert		X 10 CrMoVNb 9-1	X 20 CrMoV 11-2 1
R <sub>p0,2</sub>	N/mm <sup>2</sup>	450	500
Minimale Zugfestigkeit R <sub>m,min</sub>	N/mm <sup>2</sup>	620	700
Maximale Zugfestigkeit R <sub>m,max</sub>	N/mm <sup>2</sup>	850	850
Bruchdehnung A <sup>5</sup>	%	17 <sup>l</sup> -19 <sup>q</sup>	16 <sup>l</sup> -14 <sup>q</sup>

Tabelle 4: Gegenüberstellung der Stähle X 10 CrMoVNb 9-1 und X 20 CrMoV 11-2 1 laut VdTÜV Werkstoffblätter

<sup>5</sup> q steht für quer, l steht für längs. Kennwerte bei Raumtemperatur

Unter der Annahme, dass zwischen den Stählen X 10 CrMoVNb 9-1 und X 20 CrMoV 11-2 1 ein für diesen Anwendungsfall irrelevanter Unterschied bezüglich des Spannungsdehnungsdiagrammes liegt, wurde in Marc Mentat das wahre Spannungsdehnungsdiagramm des Stahles X 10 CrMoVNb 9-1 bei Raumtemperatur abgebildet. Dabei wurden die wahren Spannungen als Diagramm vom Typ Equivalent plastic strain abgebildet. Das Diagramm beginnt jeweils bei einer Dehnung  $\varepsilon = 0$  mit der Streckgrenze, der elastische Bereich wird über den Elastizitätsmodul angegeben. Sobald die im FE Modell wirkende Spannung höher als die im Diagramm vorgegebene Spannung bei  $\varepsilon = 0$  ist, versucht Marc Mentat die vorgegebene Spannungsdehnungskurve nachzufahren.

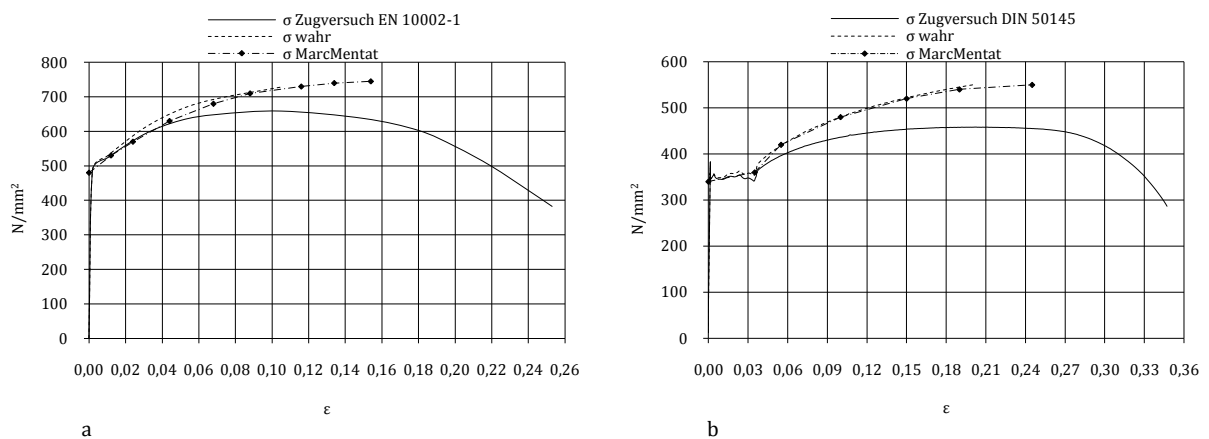


Abbildung 28: Spannungs-Dehnungskurven. (a) X 10 CrMoVNb 9-1 Firma Deutsche Edelstahlwerke GmbH, (b) St 52-3 Institut für Werkstoffkunde TU Graz, jeweils bei Raumtemperatur

Die Abbildung der wahren Spannungsdehnungskurven gestaltet sich in Marc Mentat als sehr schwierig. Grundsätzlich wurden die Diagramme durch mehrere Stützpunkte approximiert, zwischen den Stützpunkten stellt Marc Mentat lineare Kurven dar. Die Konvergenz bei der Lösung stellte sich als Problem dar, daher wurden die Diagramme am einfach simulierten FE-Zugversuch getestet. Betrachtet man dabei einen Knotenpunkt am Zugstab, so muss die dort auftretende Spannung (Hauptnormalspannung  $\sigma_{11} > \sigma_{22} = \sigma_{33} = 0$ ) der vorgegebenen wahren Spannungskurve folgen. Es wird zwar in der Marc Mentat Hilfe angegeben, dass das System bei Spannungsdehnungskurven neben positiven auch negative Gradienten  $\frac{\partial \sigma}{\partial \varepsilon}$  berechnen kann, d.h. eigentlich in der Lage sein sollte den Bereich der Lüdersdehnung abzuwickeln, jedoch praktisch konvergierte die Lösung im Bereich der Lüdersdehnung (relevant beim St 52-3) mit negativem Gradienten  $\frac{\partial \sigma}{\partial \varepsilon}$  nie und die Rechnung brach ab. Auch beim X 10 CrMoVNb 9-1, wo kein negativer Spannungsgradient auftritt, konvergierte die Lösung selbst bei sehr exakter Eingabe der wahren Spannung im Diagramm mit vielen Stützpunkten nicht. Selbst die Approximation der wahren Spannungsdehnungskurven durch Polynome 5. Ordnung und damit mit einer Abbildung von mehr als 100 Datenpunkten zur Kurvensimulation führte nicht zur Konvergenz. Nur durch die variierte Wahl der Stützpunkte und Platzierung der Stützpunkte konnte über viele Iterationen jener Punktekomplex gefunden werden, welcher die Spannungsdehnungskurve brauchbar abbildet und trotzdem zur Konvergenz führt.

Zwischen den Iterationen am Zugstab ergaben sich selbst bei kleinster Variation der Stützpunkte dubios verschiedene Spannungsergebnisse, sodass nicht genau festgestellt werden konnte, wie Marc Mentat die vorgegebenen Kurvenverläufe tatsächlich verarbeitet. Die Kurven wurden nur bis zur Zugfestigkeit abgebildet, da Spannungen über der Zugfestigkeit grundsätzlich irrelevant sind. Vermutlich rechnet Marc Mentat mit der Steigung der Kurvenapproximationsgeraden zwischen den letzten beiden Stützpunkten weiter wenn die auftretende Dehnung die Dehnung des letzten Stützpunktes übersteigt. Somit konvergierten auch Lösungen, bei entsprechender iterativer Wahl der beiden letzten Stützpunkte, bei welchen die auftretenden Spannungen größer als die Zugfestigkeit waren. Abbildung 28 zeigt für die beiden relevanten Werkstoffe die funktionierenden Approximationen der wahren Spannungsdehnungskurven in Marc Mentat.

### 3.7 Ergebnisse bestehender Kessel

Das definierte Viertelkesselmodell wurde nun mit den derzeit verwendeten Blechdicken und den derzeitigen Kesselblechverbindungen aus Laschen modelliert, Abbildung 29 zeigt diese Geometrie. Derzeit werden innenblechseitig (zum Flammraum hin) Blechdicken von 6 mm, außenblechseitig Blechdicken von 4 mm verwendet (siehe Tabelle 5).

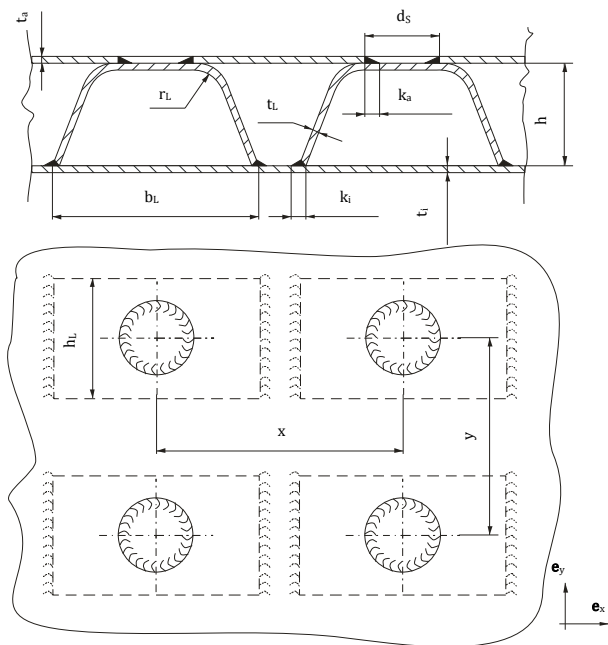


Abbildung 29: Verbindungsgeometrie am bestehenden Kessel

Modellparameter			
Werkstoff			St 52-3
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	6
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	4
Blechabstand	$h$	mm	30
Laschenblechdicke	$t_L$	mm	4
Laschenbreite	$b_L$	mm	60
Ringnahtaußendurchmesser	$d_s$	mm	20
Laschenbiegeradius	$r_L$	mm	5
Laschentiefe	$h_L$	mm	40
Schweißnaht innenblechseitig	$k_i$	mm	4
Schweißnaht außenblechseitig	$k_a$	mm	4
Laschenabstand x	$x$	mm	120
Laschenabstand y	$y$	mm	150
Modellmasse Viertelmodell	$m_V$	kg	38,3
Modellmasse Achtelmodell	$m_A$	kg	15,9

Tabelle 5: Geometriedaten des bestehenden Kessels

#### 3.7.1 Derzeit verwendeter Werkstoff

Die derzeit verwendeten Kessel bestehen aus dem Werkstoff St 52-3 (Werkstoffnummer 1.0570, S355J2G3), einem Standardbaustahl. Die Dichte  $\rho$  beträgt etwa 7850 kg/m<sup>3</sup>, der E-Modul liegt bei rund 210.000 N/mm<sup>2</sup> und die Querkontraktionszahl  $\nu$  beträgt etwa 0,3.

Das Institut für Werkstoffkunde der Technischen Universität Graz hat nach DIN 50145 mit einer Probe DIN 50125-B14x70 einen Zugversuch mit diesem Werkstoff durchgeführt. Tabelle 6 zeigt die Ergebnisse des Zugversuches, Abbildung 30 stellt das im Versuch festgestellte Spannungsdehnungsdiagramm des St 52-3 dar.

E-Modul	N/mm <sup>2</sup>	213440
Brucheinschnürung Z	%	73
Bruchdehnung A	%	35
R <sub>p0,2</sub>	N/mm <sup>2</sup>	356
R <sub>m</sub>	N/mm <sup>2</sup>	459

Tabelle 6: Zugversuchsergebnisse St 52-3 nach DIN 50145

Der Werkstoff kennzeichnet sich durch ausgezeichnet duktiles Verhalten aus. Im Zugversuch konnte eine ausgeprägte Streckgrenze festgestellt werden, die Bruchdehnung ist sehr hoch. Dieser Werkstoff hat gute Schweißseigenschaften und ist gut verarbeitbar und wird daher häufig bei Kesseln eingesetzt.

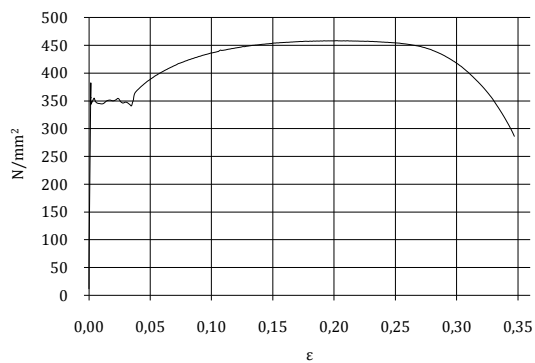


Abbildung 30: Spannungs-Dehnungsdiagramm St 52-3 mit ingenieurmäßigen Spannungen Versuch vom Institut für Werkstoffkunde, TU Graz

### 3.7.2 Linear-elastische Analyse

Eine rein linear-elastische Analyse mit dem Werkstoff St 52-3 ergibt an den simulierten Schweißnähten Spannungen in der Größenordnung von 2880 N/mm<sup>2</sup>, also Werte bei welchem der Stahl längst plastisch fließt. Daher ist eine elasto-plastische Berechnung des Systems erforderlich.

### 3.7.3 Elasto-plastische Analyse

Durch die Anwendung einer elasto-plastischen Analyse wird durch eine Spannungsumverteilung, hervorgerufen durch lokales Fließen und durch größere zulässige Dehnungen durch das nichtlineare Materialverhalten, eine Reduktion der Spannungen festgestellt. Tabelle 7 stellt die Spannungsergebnisse beim derzeit existierenden Kessel dar. Abbildung 31 zeigt die axiale Spannungsverteilung an einer Kerbstelle an einer Rundprobe zufolge axialer Belastung in x-Richtung. Die gestrichelte Linie stellt den Spannungsverlauf bei rein linearer Problembetrachtung dar, die durchgängige dicke Linie die Spannungssituation bei elasto-plastischer Analyse. Tatsächlich kommt es lokal an der Kerbe zum Fließen und damit zum Entlasten des Werkstoffes, die Dehnungen nehmen jedoch je nach dem zugrundeliegenden Spannungs-Dehnungsdiagramm mehr zu. Genau diesen Fließeffekt nutzt man bei elasto-plastischen FE Berechnungen aus. Iterativ wird die Spannungsumverteilung in der Berechnung berücksichtigt. Lokale Spannungsspitzen glätten sich realitätsgetreuer.

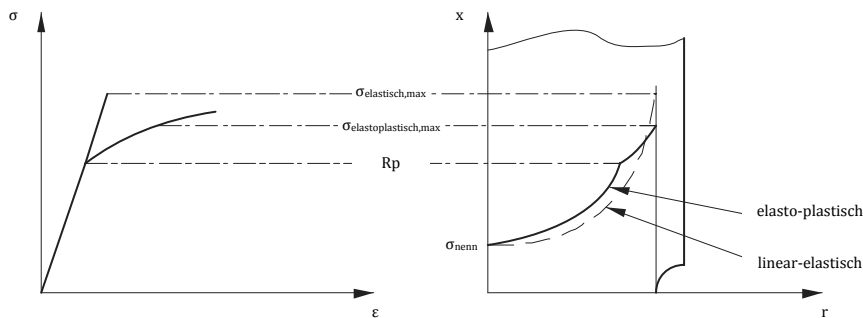


Abbildung 31: Durch plastisches Fließen hervorgerufene Spannungsreduktion an Kerbstellen (Rösler, et al., 2006)

Ergebnisse FEM				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	363	1,26	Schweißnaht
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	362	1,27	Blehbereich nahe Schweißnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	392	1,17	Schweißnahtansatz Lasche-Innenblech
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	405	1,13	Blehbereich nahe Schweißnaht

Tabelle 7: Ergebnisse der elasto-plastischen Berechnung des bestehenden Kessels

Bei der Ergebnisbeurteilung ist der Sicherheitsfaktor  $v_{Rm} = \frac{\sigma_{vorhanden}}{R_{mSt\ 52-3}}$  bezogen auf die Zugfestigkeit des Werkstoffes St 52-3, welche beim Zugversuch nach Tabelle 6 mit  $R_m = 459\text{ N/mm}^2$  festgestellt wurde. Deutlich ist die aktuell enorme Auslastung des Materials aufgrund der geringen Sicherheitsfaktoren erkennbar, qualitativ dargestellt in Abbildung 32. Aufgrund der statischen Belastung können die Heizkessel bei diesen Systemlasten entsprechen und auch bei hoher Materialausnutzung jahrzehntelang rissfrei bestehen.



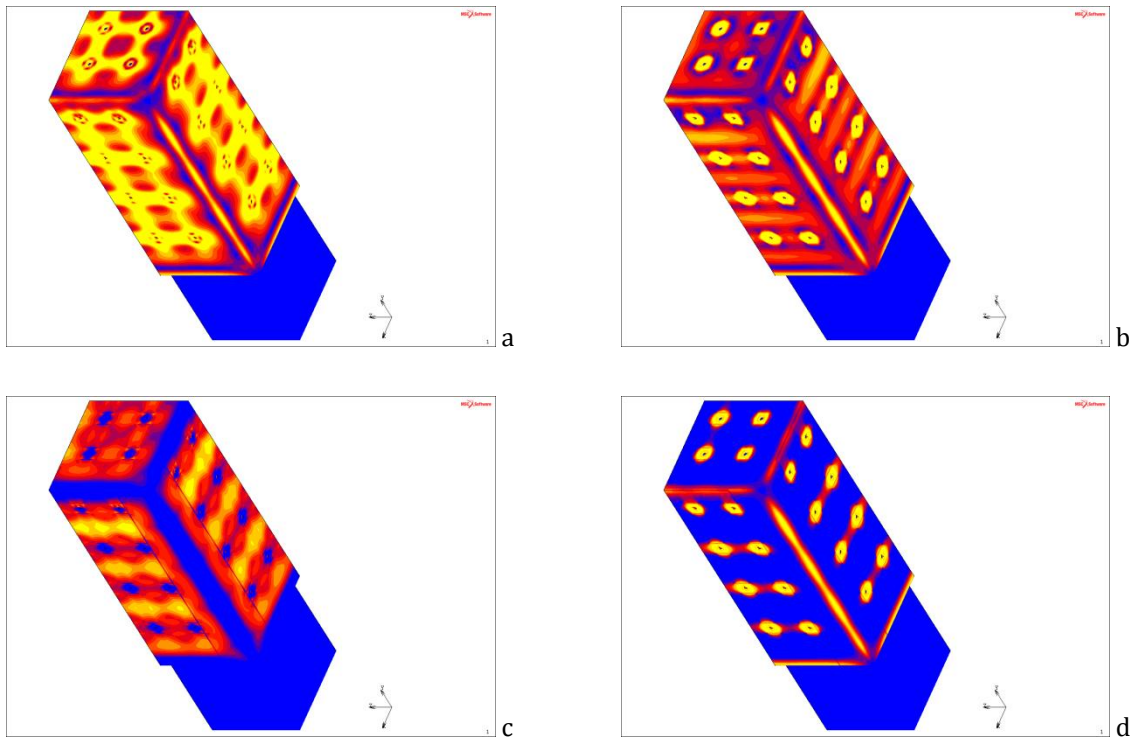


Abbildung 32: Spannungen am bestehenden Kessel, (a) Equivalent von Mises Layer 1, (b) Equivalent von Mises Layer 5, (c) Principal Stress Layer 1, (d) Principal Stress Layer 5

### 3.7.4 Modellmasse Achtelmodell

Beim Achtelmodell beträgt die Größe des Außenbleches 700x300x4 mm, des Innenbleches 670x270x6 mm und es wurden zwei Reihen zu je vier Laschen mit einer Einzelmasse von 0,1 kg/Lasche angesetzt. Die Masse  $m_A$  beträgt daher 15,9 kg.

### 3.7.5 Modellmasse Viertelmodell

Die Masse des Viertelmodelles ergibt sich aus der doppelten Masse des Achtelmodelles mit zusätzlichem Innendeckel (270x270x6 mm), Außendeckel (300x300x4 mm) und im Deckel befinden sich zwei Laschen mit je 0,1 kg Masse. Die Masse des Unterbleches, welches den Heizwasserraum unten abschließt, (siehe Abbildung 5) wurde vernachlässigt. Die Masse  $m_V$  beträgt daher 38,3 kg. Der Kesselboden (300x300x4 mm) war bei allen Vergleichsmodellen mit der Größe 300x300x4 mm unverändert und wurde in die Bezugsmasse nicht miteinbezogen.

Ein Vergleich einer bestimmten Strukturverbindungsvariante ergibt beim Achtelmodell ein anderes Masseverhältnis zum Originalkessel als beim Vergleich zum Viertelmodell da im Viertelmodell die Massen der Deckelkonstruktion (Bleche und Verbindungen) auch noch dazukommen.

### 3.8 Clinchen als Blechverbindungsmöglichkeit

Clinchen kann unter bestimmten Rahmenbedingungen als gute Alternative zum Schweißen angesehen werden. Clinchen gehört zu den Umformverfahren mittels Matrize und Stempel im Fügen. Der Begriff Clinchen gilt seit der Eingliederung in die DIN 8593 (siehe Abbildung 33) als verwendbarer Begriff für bestimmte Umformfügeverfahren. Aufgrund der guten Prozessautomatisierung werden Clinchverfahren im Dünnsblechfügen mittlerweile häufig im Karosseriebau, Möbel- und Gehäusebau in Anlagen und Geräten angewandt. Zu Beginn der siebziger Jahre in den USA forciert, wurde Clinchen auch in den achtziger Jahre in Deutschland relevant. Die Unternehmungen TOX® Pressotechnik GmbH und Trumpf GmbH in Deutschland stellen seit 1987 Werkzeuge zum Clinchen her (Akbarzadeh-Paydar, Dezember 2007).

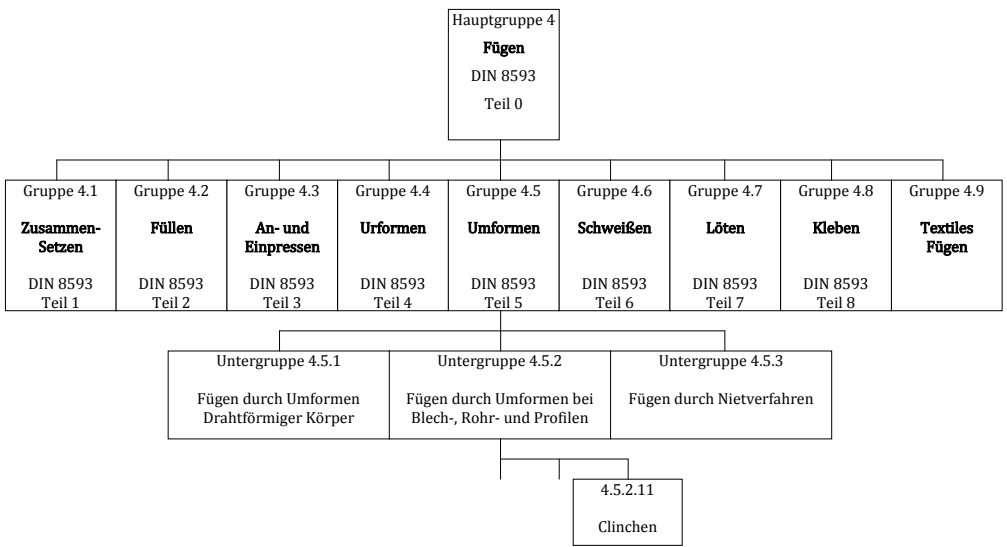


Abbildung 33: Einteilung der Fügeverfahren nach DIN 5893

Mittlerweile gibt es eine Vielzahl von Verfahren um Clinchverbindungen herzustellen. Unterteilt werden Clinchverbindungen häufig nach der Kontinuität des Stempelhubes, dabei unterscheidet man einstufige (kontinuierlicher Stempelhub) und mehrstufige (nacheinander bewegte Werkzeuge) Verfahren. Auch der Schneidanteil kann zur Verfahrensdifferenzierung herangezogen werden (Akbarzadeh-Paydar, Dezember 2007). Abbildung 34 zeigt die wesentliche Unterteilung der Clinchverfahren.

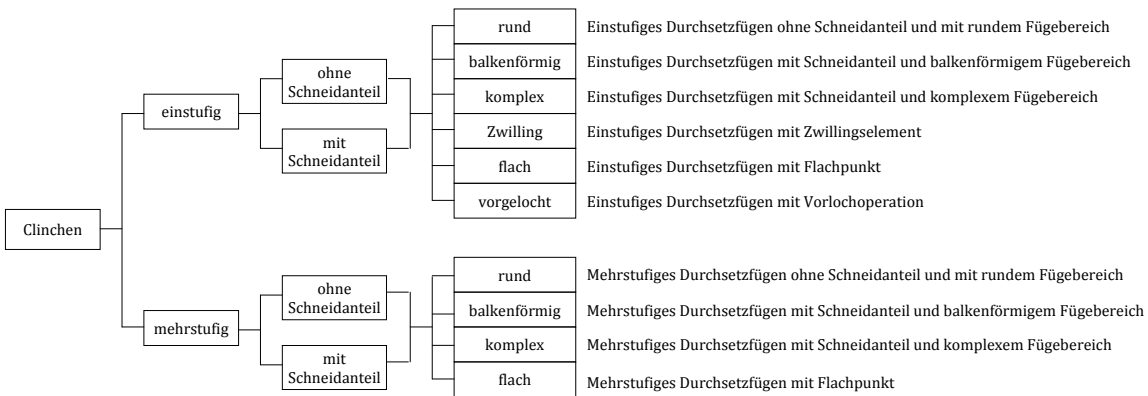


Abbildung 34: Verschiedene Clinchverfahren (Klemens, et al., 1996)

Bei den einstufigen Verfahren wird die Verbindung durch einen kontinuierlichen, ununterbrochenen Hub des Stempels hergestellt. Der Umformvorgang bei der Erstellung des „Einstufigen Durchsetzfügens ohne Schneidanteil mit rundem Fügebereich“ lässt sich im Wesentlichen in vier Schritten beschreiben (siehe Abbildung 35). Im Schritt eins werden die Bleche zwischen Stempel und Matrize eingelegt und fixiert. Anschließend werden im Schritt zwei die Bleche durch das Ansetzen des Stempels auf die Matrize gedrückt, örtliche Fließbereiche werden gegenüber umgebenden Fügebereiche abgegrenzt, man bezeichnet diesen Vorgang als Durchsetzen. Blechdickenveränderungen finden noch nicht statt. Im dritten Schritt werden unter ununterbrochenem Stempelhub die beiden Bleche in die Matrize eingedrückt, dieser sogenannte Einsenkvorgang führt nun zur Abnahme der Blechdicke. Ein Hinterschnitt bildet sich aus, welcher auf einen Fließpressvorgang des matrizenseitigen Bleches in der dafür vorgesehenen Ringnut der Matrize zurückzuführen ist. Anschließend wird der Clinchprozess durch einen Stauchvorgang abgeschlossen (Hohn, et al., 2003).

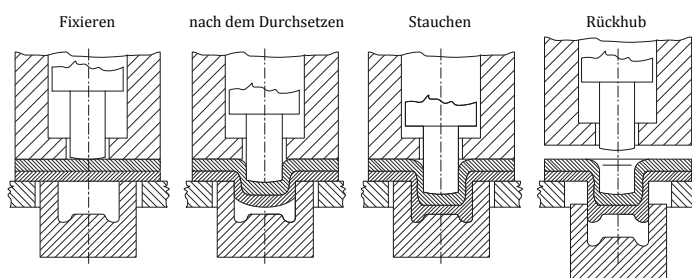


Abbildung 35: Vier Schritte des Clinchvorganges beim nicht-schneidenden Durchsetzfügen

Im Clinchpunkt treten reibschlussige, stoffschlussige und formschlussige Verbindungsbereiche auf. Formschluss ergibt sich durch Hinterschneidung des stempelseitigen Bleches im matrizenseitigen Blech. Dieser Hinterschnitt stellt einen maßgebenden Widerstand bezüglich des Ausknöpfens der Verbindung dar. Die Geometrie des Stempels, der Matrize sowie die aufgebrauchte Stempelkraft und Hub sind entscheidend für die Güte der Verbindung. Clinchen stellt einen alternativen Fügeprozess zum Schweißen oder Verschrauben dar. Vorteile bietet Clinchen bezüglich:

- Beim Clinchen tritt keine Wärmeeinflusszone im Verbindungsbereich auf, thermisch induzierte Gefügeveränderungen sind nicht vorhanden.
- Zusatzwerkstoffe zum Aufbau der Verbindung sind nicht nötig.
- Form- und Lagetoleranzen bezüglich der Blechvorbereitung sind unbedeutend.
- Je nach Clinchverfahren ist die Verbindung dicht.
- Ein hoher Automatisierungsgrad bei der Verbindungsherstellung ist aufbaubar.
- Schweißemissionen auf den Arbeitsplatz, wie Gasentwicklung treten nicht auf.
- Lärmarmere Fügeprozess.

Für die Anwendung einer Clinchverbindung im Kesselbau ist die Dichtheit der Verbindung entscheidend. Nichtschneidende Verbindungen gewähren grundsätzlich Systemdichtheit. Clinchverbindungen konkurrieren häufig mit Widerstandspunktschweißverbindungen. Die statische Verbindungsfestigkeit einer Widerstandspunktschweißverbindung kann mit Clinchverfahren meist nicht erreicht werden.

Jedoch ist bei dynamischer Belastung vorallem bei höherfesten Stählen die Clinchverbindung durchaus der Widerstandspunktschweißverbindung überlegen (Akbarzadeh-Paydar, Dezember 2007).

### 3.8.1 Versagen einer Clinchverbindung

Die anfolgenden Informationen sind Auszüge aus (Klemens, et al., 1996). In kaltverformten Verbindungen die durch mechanisches Fügen entstehen, treten in der Regel sechs grundlegende Arten der Schädigung auf:

1. Scherung des Fügeelementes.
2. Stauchen und Zerdrücken des Fügeelementes.
3. Kippen und Ausknöpfen des Fügeelementes.
4. Verschieben von beiden Blechen oder Verschieben des dünneren Bleches.
5. Abreißen des Bleches im Fügebereich.
6. Abscheren des Bleches.

Für Clinchverbindungen gelten grundsätzlich drei Versagensarten: Versagen durch Ausknöpfen, Scherbruch und Mischbruch. Abbildung 36 zeigt die verschiedenen Bruchaussehen.

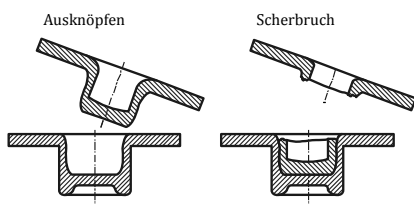


Abbildung 36: Versagensarten am Clinchpunkt (Varis, et al., 2007)

Beim Ausknöpfversagen werden die Bleche im Clinchbereich aufgrund der wirkenden Kräfte elastoplastisch deformiert und die Verbindung öffnet sich anschließend unter Überwindung des Reib- und Formschlusses ohne Abreißen bestimmter Blechbereiche. Ein unzureichender Hinterschnitt erzeugt einen zu geringen Formschluss und führt zu einer solchen Versagensart.

Beim Scherversagen (wird häufig unter Anwendern als Halsabriss bezeichnet) ist unzureichend Material im Halsbereich der Verbindung vorhanden und aufgrund der lokal auftretenden hohen Spannungen bricht die Verbindung in diesem Bereich auf. Gründe für den Scherbruch können sein:

- Fehlerhafter Werkzeugdurchmesser bzw. unpassende Paarung zwischen Stempel und Matrize, der Raum zwischen Stempel und Matrize ist zu gering.
- Der Stempelhub ist aufgrund der zu tiefen Matrize zu groß, eine übermäßige Dehnung des Materials im Hals ist erkennbar, Rissbildung erfolgt.

Der häufig auftretende Mischbruch ist eine Kombination des Scherversagens und des Ausknöpfens. Meist versagt dabei die Verbindung auf einer Seite durch Scherbruch, während die andere Seite dadurch mehr deformiert und ausknöpft. Die Bleche trennen sich anschließend ohne weitere Brüche.

### 3.8.2 Rundpunkt Clinchversuche am Werkstoff X 20 CrMoV 11-2 1

Bezüglich der Brauchbarkeit einer Clinchverbindung ist deren zulässige Kopfzugkraft und Scherkraft relevant. Für die Anwendung Clinchen im Kesselbau ist die Dichtheit der Verbindung wesentlich, bei Versuchen wurde daher die Clinchverbindung „Einstufiges Durchsetzfügen ohne Schneidanteil und mit rundem Fügebereich“ betrachtet, bezeichnet als TOX® Rund Punkt. Die Güte dieser Verbindung hängt im Wesentlichen ab vom Stempeldurchmesser, Matrizenbohrungsdurchmesser und der Matrizenform (daraus ergibt sich die Halsdicke des Clinchpunktes und der Hinterschnitt), dem Stempelhub und dem zu verbindendem Material. Eine Schmierung beim Fügeprozess ist häufig erforderlich. Die Prozessqualität wird meist über ein Kontrollmaß überprüft. Dabei handelt es sich um ein zerstörungsfrei oder zerstörend erfassbares Maß welches bei vorgegebenen Prozessparametern die Verbindung kennzeichnet und mit einer kontinuierlichen Prozessüberwachung erhoben wird. Abweichungen über der Toleranz vom Kontrollmaß weisen auf eine instabile Prozessführung und unzureichende Clinchpunktqualität hin. Die übertragbaren Kräfte einer Clinchverbindung werden meist über Clinchversuche mit dem entsprechenden Material durchgeführt. Entscheidend für die Clinchbarkeit eines Materials ist das Verhältnis zwischen Streckgrenze und Zugfestigkeit sowie die Bruchdehnung. Der Erfahrung der Firma Pressotechnik GmbH zu Folge sind Werkstoffe mit einer Bruchdehnung von  $A \geq 12\%$  und einem Streckgrenze-Zugfestigkeits-Verhältnis  $\gamma_{Clinch} = R_{p0,2}/R_m \geq 0,7$  gut clinchbar. Beim Stahl X 20 CrMoV 11-2 1 mit einer Streckgrenze von  $R_{p0,2} = 500 \text{ N/mm}^2$  und einer minimalen Zugfestigkeit  $R_m = 700 \text{ N/mm}^2$  ergibt sich  $\gamma_{Clinch} = 0,71$ . Die Bruchdehnung der Längsprobe beträgt  $A = 16\%$  und bei der Querprobe  $A = 14\%$  (Werte siehe Tabelle 4). Alle vier Versuche wurden bei der Firma Pressotechnik GmbH auf deren Prüfvorrichtung durchgeführt. Die vier Versuche haben eine gute Clinchbarkeit bestätigt. Tabelle 8 stellt die Versuche mit den vier verschiedenen Blechverbänden dar.

Versuchsnummer	Blechedicke matrizenseitig	Blechedicke stempelseitig	Werkstoff
1	1	1	X 20 CrMoV 11-2 1
2	1	2	X 20 CrMoV 11-2 1
3	2	1	X 20 CrMoV 11-2 1
4	2	2	X 20 CrMoV 11-2 1

Tabelle 8: Clinchversuche am X 20 CrMoV 11-2 1

Pro Blechsystem wurden jeweils sechs Kopfzugversuche und sechs Scherzugversuche durchgeführt. Eine Schmierung matrizen- als auch stempelseitig wurde durchgeführt. Als Kontrollmaß  $K$  wurde die Restbodenstärke der Rundpunktverbindung angegeben, siehe Abbildung 37.

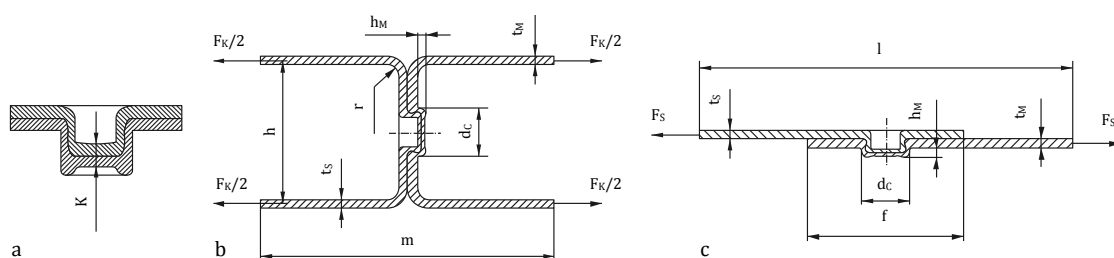


Abbildung 37: Clinchversuche, (a) Kontrollmaß, (b) Probenform Kopfzugversuch, (c) Probenform Scherzugversuch

Die Herstellung eines Clinchpunktes beträgt etwa eine Sekunde, die Abzugsgeschwindigkeit bei den Bruchversuchen betrug 10 mm/min. Bei den Bruchversuchen wurde jeweils die erforderliche Presskraft zur Herstellung des Punktes, sowie der Verlauf der Abzugskraft  $F$  über die Verschiebung  $\delta$  der Einspannbacken an der Zugprüfmaschine gemessen. Aus dem Verlauf  $F_{(\delta)}$  kann die Energie berechnet werden welche für den Bruch der Verbindung notwendig ist. Die Bruchenergie  $W_{Bruch}$  ermittelt sich mit  $W_{Bruch} = \int_0^{\delta_{Bruch}} F_{(\delta)} d\delta$ , dargestellt werden kann sie als die Fläche im Kraft-Verschiebungsdiagramm. Pro Blechpaarung wurde aus den jeweils sechs Kopf- und Scherzugversuchen der minimale Wert der gemessenen Bruchkraft als übertragbare statische Last ausgewiesen. Bei den betrachteten Verbindungen der Kesselbleche werden die Clinchpunkte hauptsächlich auf Kopfzug belastet. Insofern gilt die übertragbare Kopfzugkraft als kritisches Merkmal der Clinchverbindung. Aus der gemessenen minimalen Kopfzugbruchkraft  $F_K$  kann über den maximalen Druck  $p_{Sim} = 7,2$  bar die maximale druckbeaufschlagte Fläche ermittelt werden, welche auf einen Clinchpunkt referenziert werden kann. Die Fläche  $A_{max}$  ergibt sich somit bei dem Druck  $p_{Sim}$  mit  $A_{max} = F_K/p_{Sim}$ . Bei gleichmäßiger Verteilung der Clinchpunkte am Kesselblech in einer Ebene ergibt sich ein Abstand der Clinchpunkte in beiden Ebenenrichtungen mit  $a_{max} = \sqrt{F_K/p_{Sim}}$ . Die Proben hatten für die Versuche die Geometriegrößen nach Tabelle 9. In Tabelle 10 bis Tabelle 17 werden Versuchsparameter und Ergebnisse aus den Versuchen gezeigt. Abbildung 38 bis Abbildung 45 stellen Schliffbilder der Clinchpunkte und Versuchsergebnisse dar.

Radius	r	2 mm
Höhe	h	18 mm
Kopfzugblechlänge	m	40 mm
Scherzugblechlänge	l	80 mm
Überdeckung	f	20 mm

Tabelle 9: Probengeometrien für Clinchversuche

### 1. Versuch: Stempelseitiges Blech 1 mm, matrizenseitiges Blech 1 mm

Versuchsnummer		1
Blechdicke stempelseitig	$t_s$	1 mm
Blechdicke matrizenseitig	$t_M$	1 mm
Kontrollmaß	K	0,6 mm
Matrizentiefe	$h_M$	1,2 mm
Punktdurchmesser	$d_c$	6 mm
Zulässige Scherzugkraft	$F_S$	3100 N
Zulässige Kopfzugkraft	$F_K$	1900 N
Presskraft	P	37,4 kN
Druckfläche pro Clinchpunkt	$A_{max}$	2639 mm <sup>2</sup>
Maximaler Clinchpunktabstand	$a_{max}$	51 mm

Tabelle 10: Versuchsparameter matrizenseitiges Blech 1 mm, stempelseitiges Blech 1 mm

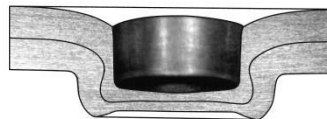


Abbildung 38: Schliffbild eines Clinchpunktes, matrizenseitiges Blech 1 mm, stempelseitiges Blech 1 mm

Kopfzugversuch				Scherzugversuch			
$F_{Kmax} / N$	$\delta$ bei $F_{Kmax} / mm$	W bis $F_{Kmax} / J$	W bis Bruch / J	$F_{Smax} / N$	$\delta$ bei $F_{Smax} / mm$	W bis $F_{Smax} / J$	W bis Bruch / J
2541	1,35	2,50	3,16	3141	0,64	1,53	2,20
2082	1,14	1,69	2,23	3154	0,48	1,03	2,08
2590	1,40	2,62	3,40	3574	0,49	1,16	1,58
2889	1,84	3,71	4,39	3441	0,51	1,24	1,76
1940	0,96	1,33	1,96	3407	0,55	1,27	1,61
1987	0,93	1,36	1,87	3463	0,55	1,27	1,60

Tabelle 11: Clinchen Versuchsergebnisse 1, stempelseitiges Blech 1 mm, matrizen seitiges Blech 1 mm

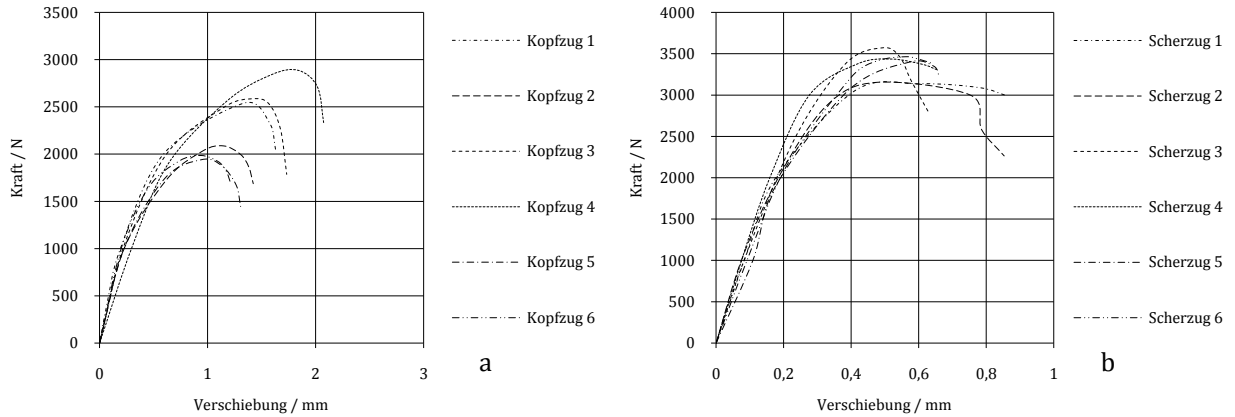


Abbildung 39: Matrizen seitiges Blech 1 mm, stempelseitiges Blech 1 mm. (a) Kopfzugversuche, (b) Scherzugversuche

## 2. Versuch: Stempelseitiges Blech 2 mm, matrizen seitiges Blech 1 mm

Versuchsnummer		2
Blechdicke stempelseitig	$t_S$	2 mm
Blechdicke matrizen seitig	$t_M$	1 mm
Kontrollmaß	K	0,7 mm
Matrizentiefe	$h_M$	1,4 mm
Punktdurchmesser	$d_C$	8 mm
Zulässige Scherzugkraft	$F_S$	7600 N
Zulässige Kopfzugkraft	$F_K$	2300 N
Presskraft	P	62,1 kN
Druckfläche pro Clinchpunkt	$A_{max}$	3194 mm <sup>2</sup>
Maximaler Clinchpunkt abstand	$a_{max}$	56 mm

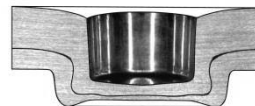


Tabelle 12: Versuchparameter matrizen seitiges Blech 1 mm, stempelseitiges Blech 2 mm

Abbildung 40: Schliffbild eines Clinchpunktes, matrizen seitiges Blech 1 mm, stempelseitiges Blech 2 mm

Kopfzugversuch				Scherzugversuch			
$F_{Kmax} / N$	$\delta$ bei $F_{Kmax} / mm$	W bis $F_{Kmax} / J$	W bis Bruch / J	$F_{Smax} / N$	$\delta$ bei $F_{Smax} / mm$	W bis $F_{Smax} / J$	W bis Bruch / J
2721	1,19	2,32	3,65	8417	1,73	10,15	13,17
2536	1,17	2,04	3,24	7906	1,53	8,23	13,12
2544	1,12	1,95	3,05	7906	1,53	8,29	14,39
2542	1,18	2,08	3,25	7688	1,52	7,78	12,75
2376	1,10	1,79	2,80	7819	1,50	8,00	14,02
2570	1,23	2,18	3,30	7812	1,59	8,47	14,86

Tabelle 13: Clinchen Versuchsergebnisse 2, stempelseitiges Blech 2 mm, matrizen seitiges Blech 1 mm

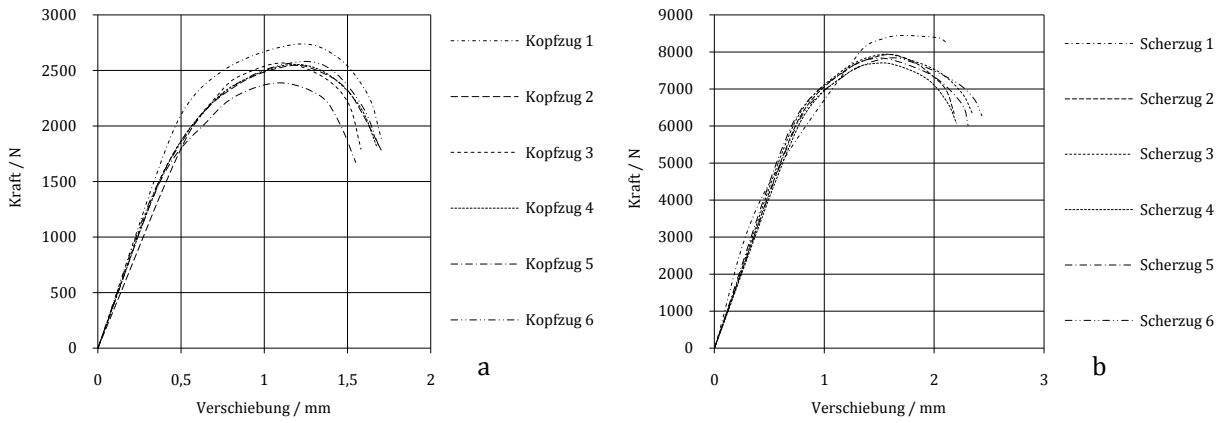


Abbildung 41: Matrizenseitiges Blech 1 mm, stempelseitiges Blech 2 mm. (a) Kopfzugversuche, (b) Scherzugversuche

### 3. Versuch: Stempelseitiges Blech 1 mm, matrizenseitiges Blech 2 mm

Versuchsnummer		3
Blechdicke stempelseitig	$t_s$	1 mm
Blechdicke matrizenseitig	$t_M$	2 mm
Kontrollmaß	K	0,75 mm
Matrizentiefe	$h_M$	1,0 mm
Punktdurchmesser	$d_c$	8 mm
Zulässige Scherzugkraft	$F_s$	2700 N
Zulässige Kopfzugkraft	$F_k$	2300 N
Presskraft	P	61 kN
Druckfläche pro Clinchpunkt	$A_{max}$	3194 mm <sup>2</sup>
Maximaler Clinchpunktabstand	$a_{max}$	56 mm

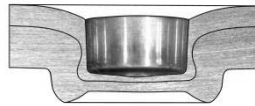


Tabelle 14: Versuchsparameter matrizenseitiges Blech 2 mm, stempelseitiges Blech 1 mm

Abbildung 42: Schliffbild eines Clinchpunktes, matrizenseitiges Blech 2 mm, stempelseitiges Blech 1 mm

Kopfzugversuch				Scherzugversuch			
$F_{Kmax} / N$	$\delta$ bei $F_{Kmax} / mm$	W bis $F_{Kmax} / J$	W bis Bruch / J	$F_{Smax} / N$	$\delta$ bei $F_{Smax} / mm$	W bis $F_{Smax} / J$	W bis Bruch / J
2472	1,29	2,26	3,19	3065	0,55	1,21	2,41
2534	1,15	2,03	2,99	3075	0,61	1,40	2,42
2921	1,53	3,11	4,31	3033	0,59	1,31	2,42
2514	1,25	2,24	3,27	3003	0,58	1,21	2,43
2463	1,25	2,19	3,12	2840	0,57	1,21	2,23
2335	1,25	2,09	2,92	2740	0,58	1,20	2,26

Tabelle 15: Clinchen Versuchsergebnisse 3, stempelseitiges Blech 1 mm, matrizenseitiges Blech 2 mm

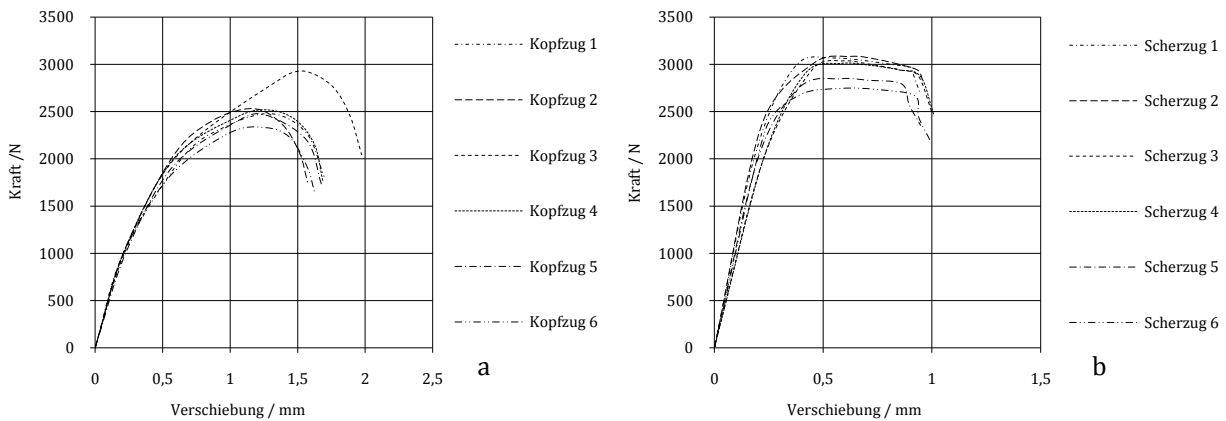


Abbildung 43: Matrizenseitiges Blech 2 mm, stempelseitiges Blech 1 mm. (a) Kopfzugversuche, (b) Scherzugversuche



#### 4. Versuch: Stempelseitiges Blech 2 mm, matrizenseitiges Blech 2 mm

Versuchsnummer		4
Blehdicke stempelseitig	$t_S$	2 mm
Blehdicke matrizenseitig	$t_M$	2 mm
Kontrollmaß	K	1,0 mm
Matrizentiefe	$h_M$	1,2 mm
Punktdurchmesser	$d_C$	8 mm
Zulässige Scherzugkraft	$F_S$	4900 N
Zulässige Kopfzugkraft	$F_K$	3450 N
Presskraft	P	53,1 kN
Druckfläche pro Clinchpunkt	$A_{max}$	4792 mm <sup>2</sup>
Maximaler Clinchpunktabstand	$a_{max}$	69 mm

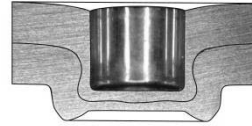


Tabelle 16: Versuchsparameter matrizenseitiges Blech 2 mm, stempelseitiges Blech 2 mm

Abbildung 44: Schliffbild eines Clinchpunktes, matrizenseitiges Blech 2 mm, stempelseitiges Blech 2 mm

Kopfzugversuch				Scherzugversuch			
$F_{Kmax} / N$	$\delta$ bei $F_{Kmax} / mm$	W bis $F_{Kmax} / J$	W bis Bruch / J	$F_{Smax} / N$	$\delta$ bei $F_{Smax} / mm$	W bis $F_{Smax} / J$	W bis Bruch / J
3830	1,04	2,83	4,91	5042	0,84	2,76	4,76
3824	1,09	3,12	5,04	5254	0,81	2,70	4,40
3607	1,12	2,90	4,76	5190	0,84	3,03	4,54
3782	1,06	2,98	5,01	5304	0,82	2,87	4,28
3693	1,10	2,82	4,63	5174	0,83	2,86	4,46
3528	1,01	2,50	4,25	5026	0,86	2,61	4,50

Tabelle 17: Versuchsergebnisse 4, stempelseitiges Blech 2 mm, matrizenseitiges Blech 2 mm

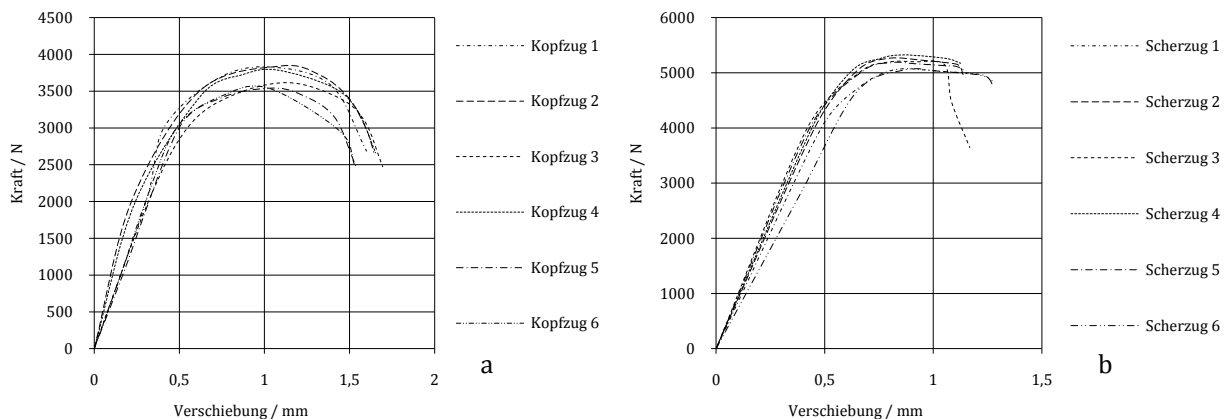


Abbildung 45: Matrizenseitiges Blech 2 mm, stempelseitiges Blech 2 mm. (a) Kopfzugversuche, (b) Scherzugversuche

Die Versuche haben gezeigt, dass bei diesem Werkstoff bei den verwendeten Blehdicken meistens ein Versagen durch Ausknöpfen auftritt. Mischbrüche und Scherversagen sind selten aufgetreten.

### 3.9 Wirken bestimmter Strukturelemente

Im Zuge der Diplomarbeit wurden neben verschiedenen Möglichkeiten der Verbindung der Kesselbleche auch unterschiedliche nicht ebene Kesselblechgeometrien betrachtet. So wurden trapezförmige, gerundete und gesickte Geometrien analysiert.

### 3.9.1 Über die Wirkung gekrümmter Kesselblechquerschnitte

Um die Blechsteifigkeit zu erhöhen ist eine Steigerung des Flächenmomentes 4. Ordnung erforderlich. Abbildung 46 zeigt die drei wesentlichen Geometrien welche betrachtet wurden sowie deren Flächenmomente bezogen auf eine gemeinsame x-Achse in integraler Form. Dabei sind das Wellblech und die Sicke stark vereinfacht dargestellt, ohne geometrische Abrundungen oder Schrägen.

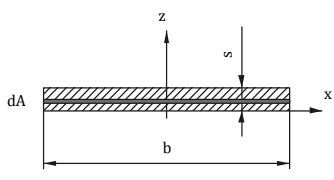
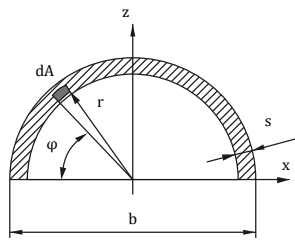
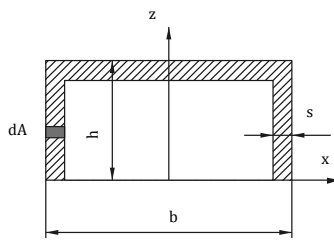
Ebenes Blech	Wellblech	Scharfkantige Sicke
		
$I_{xx} = \int_0^s b z^2 dz$	$I_{xx} = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_0^{\pi} r^3 (\sin\varphi)^2 dr d\varphi$	$I_{xx} = 2 \int_0^h s z^2 dz + \int_{h-s}^h (b - 2s) z^2 dz$

Abbildung 46: Gegenüberstellung der Flächenmomente vom ebenen Blech, Wellblech und scharfkantiger Sicke in integraler Form.

In Abbildung 46 sind die Flächenmomente auf die gemeinsame x-Achse bezogen um eine einfachere Darstellung zu erreichen, beim Bezug zur Schwerachse müsste zusätzlich der Steinersche Satz berücksichtigt werden. Die qualitative Wirkung der Änderung verschiedener Geometrieparameter zeigt Abbildung 47.

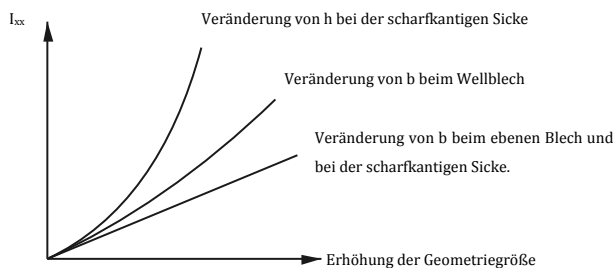


Abbildung 47: Wirkung der Änderung verschiedener Geometrieparameter

Die Variation der Geometrieparameter führt zu unterschiedlichen Steifigkeiten und Spannungsverteilungen am System. Gefährlich wäre eine generelle Aussage, dass die Erhöhung der Steifigkeit im System die Spannungen reduziert. Die Kesselbleche unter Innendruck sind biegebelastete Systeme, deren Steifigkeiten  $EI$  in den Achsen durch den Elastizitätsmodul  $E$  und den Trägheitstensor  $I$  dargestellt werden. Entscheidend für die auftretenden Spannungen ist gerade bei biegebeanspruchten Geometrien der Randfaserabstand der Kontur, wobei die Flächenmomente mit zunehmendem Randfaserabstand teilweise überproportional steigen, die Spannungen zumindest im linear-elastischen Bereich proportional mit Zunahme des Randfaserabstandes zunehmen.

Bei den FE Analysen zeigte sich, dass die gekrümmten Querschnitte (Sicken, Trapeze, Dullungen, Wellgeometrien) keinen großen Erfolg bezüglich geringerer Spannungen darstellen. Die Spannungsverteilung zeigt in den Zonen mit großem Steineranteil zwar geringere Spannungen, dafür sind die Spannungen im Bereich der Blechverbindungsstellen umso größer. Auch haben gekrümmte Blechgeometrien den Nachteil, dass sich an den Eintiefungen im Blech vermehrt Verbrennungsasche ansammelt und dort verstärkte Korrosion auftreten kann. Die Reinigung der nicht ebenen Bleche gestaltet sich schwieriger.

### 3.9.2 Vergleich verschiedener Verbindungsblechformen

Die beiden Kesselbleche - Innenblech und Außenblech - sind bei verschiedenen Varianten mit durchgängigen Stegblechen verbunden, dabei wurden verschiedene Formen der Stegbleche betrachtet. Bezüglich der Möglichkeiten bei der Verbindung der beiden Kesselbleche durch Stege sollte berücksichtigt werden, wie die Momentenverteilung an den Stegblechen aussieht. Es gibt Geometrien, welche Nachteile im Vergleich zu anderen Geometrien bezüglich der Spannungsverteilung am Stegblech aufweisen. An der Schnittstelle (Schweißnaht, Clinchpunkt) zwischen dem Verbindungsblech und dem Kesselblech treten grundsätzlich alle drei Schnittreaktionen auf. Im nachgiebigen System ergeben sich im verformten Zustand aufgrund des statischen Gleichgewichtes jedenfalls gleich große Kräfte jeweils in x- und y-Richtung am Verbindungspunkt zwischen den Blechen. Die Größe der Kraft in x-Richtung sowie die Momente im Verbindungspunkt hängen von den sich aufgrund der Nachgiebigkeit einstellenden Geometrieverhältnissen (Kraftangriffspunkten) ab. Die resultierenden Momente im Verbindungspunkt sind nicht zwangsläufig gleich groß, ein Momentenungleichgewicht kann stegblechoberseitig und -unterseitig durch Kräfte in x-Richtung und unterschiedliche Momente am Verbindungspunkt  $P_K$  ausgeglichen werden; entscheidend ist die Steifigkeit des anschließenden Kesselbleches. Aufgrund der Geometrie ist die Hauptlast am Steg die Kraft  $F$  in y-Richtung, die Querkräfte in x-Richtung ergeben sich zufolge der Nachgiebigkeit und Veränderung des Kraftangriffspunktes und aufgrund der daraus resultierenden externen Lasten von Seite des Kesselbleches.

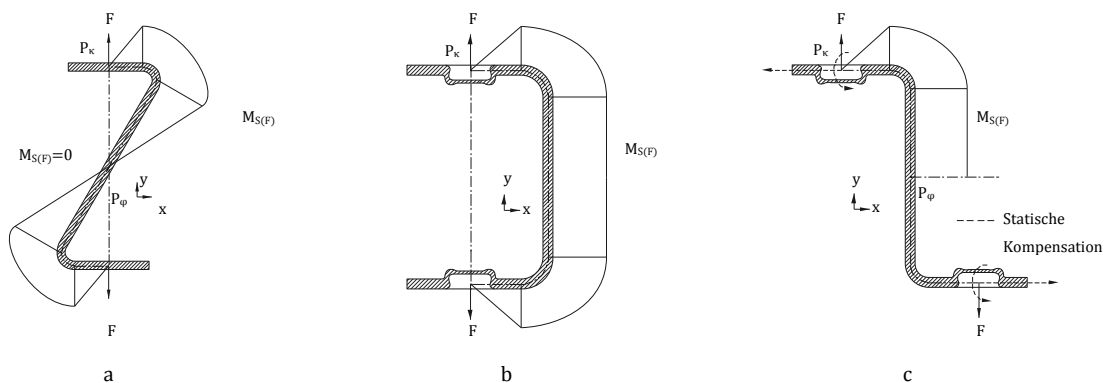


Abbildung 48: Momentenverläufe zufolge der Kraft  $F$  an verschiedenen Stegblechen

Abbildung 48 stellt die Momentenverläufe  $M_{S(F)}$  an den drei betrachteten, durch die Kraft  $F$  belasteten, Stegverbindungen dar.

Die Stege verbinden die durch Druck belasteten Kesselbleche, somit entsteht am Stegblech am Verbindungspunkt  $P_K$  eine wirkende Zugkraft  $F$ . In Abbildung 48 (a) erkennt man ein vorteilhaftes Profil mit einem Momentennulldurchgang zufolge  $F$  im Stegmittelpunkt  $P_\varphi$  was entsprechend zu einer geringen Spannung im Stegmittelpunkt führt und damit eine Materialentfernung ermöglicht. Abbildung 48 (b) zeigt ein teilweise nachteiliges Profil, da sich ein weitreichend konstantes Moment aufbaut in dem eine Materialentfernung aufgrund der daraus resultierenden Kerbwirkung hohe Spannungen ergibt. Abbildung 48 (c) zeigt ein Profil an welchem durch das Auftreten der Kraft  $F$  ein Momentenungleichgewicht entsteht, welches jedoch durch eine Kraft  $F_a$  in x-Richtung sowie durch Momente  $M$  in den Verbindungspunkten kompensiert werden muss.

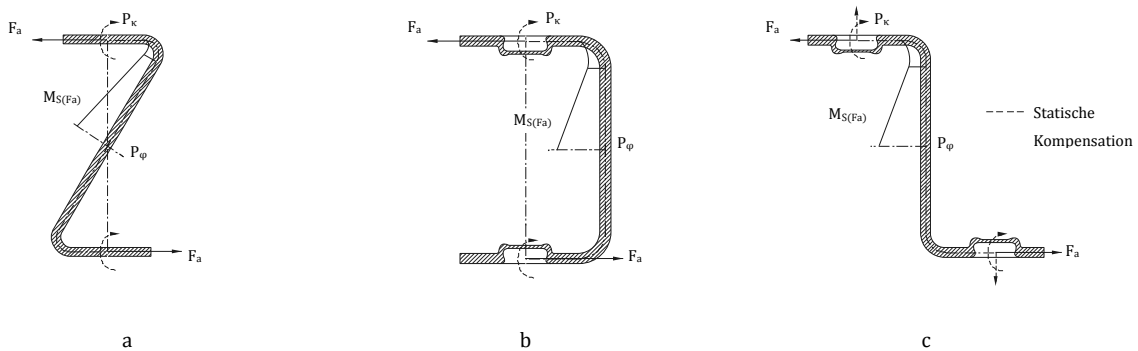


Abbildung 49: Momentenverläufe zufolge der Kraft  $F_a$  an verschiedenen Stegblechen

Abbildung 49 zeigt die Schnittmomentverläufe in den Stegblechen zufolge der Kraft  $F_a$ , Abbildung 50 stellt die Schnittmomentverläufe zufolge der Momente in den Verbindungspunkten an den Stegblechen dar. Dabei gilt die Annahme, dass beide Momente in den Schnittstellen Verbindungsblech-Kesselblech gleich groß sind, was jedoch nicht immer gewährt ist.

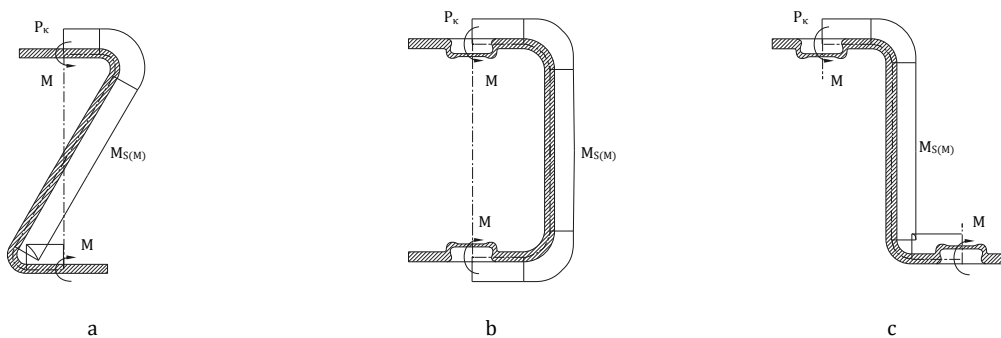


Abbildung 50: Momentenverläufe zufolge des Momentes  $M$  an verschiedenen Stegblechen

Aufgrund der Steifigkeit des Kesselbleches in x-Richtung und der Membranwirkung wird das übertragene Moment in den Verbindungspunkten zum Kesselblech gering sein. Kräfte in x-Richtung können sich jedoch stark ausprägen. Insofern ist es möglich, die unausgeglichene Momentensituation der Geometrie (c) in Abbildung 48 durch das Moment  $M_{S(F_a)}$  aus Abbildung 49 (c) auszugleichen, wobei sich dann ein Momentennulldurchgang in Punkt  $P_\varphi$  einstellen kann. Allgemein ist erkennbar, dass die sich einstellenden Momente und Kräfte in x-Richtung an den Schnittstellen Verbindungsblech-Kesselblech entscheidend sind, ob in den Stegblechen im Punkt  $P_\varphi$  ein Biegemoment von null auftritt oder nicht.

# 4 Ergebnisse betrachteter Modelle

## 4.1 Darstellung der FE Ergebnisse

Die bei den einzelnen Modellen abgebildeten Ergebnisbilder aus der FEM Grafikoberfläche stellen qualitativ die Spannungsverteilung am Modell dar. Durch die farbliche Abstufung kann auch eine klassifizierte quantitative Aussage über den Spannungswert, gemessen am Maximalwert, erfolgen. Die jeweiligen Maximalwerte zu den Spannungsbildern je Spannungsart können aus den Tabellen entnommen werden und über die Farbgebung kann daraus die lokal wirkende Spannung mit Abbildung 51 abgeschätzt werden.

100% Maximalwert
90% Maximalwert
80% Maximalwert
70% Maximalwert
60% Maximalwert
50% Maximalwert
40% Maximalwert
30% Maximalwert
20% Maximalwert
10% Maximalwert
0% Maximalwert

Abbildung 51: Farbklassen zur Abschätzung der auftretenden Spannungen

In den anfolgenden Grafiken werden die betrachteten Spannungsarten nach Tabelle 18 abgekürzt.

Equivalent Von Mises Layer 1	EvML1
Equivalent Von Mises Layer 5	EvML5
Principal Stress Layer 1	PSL1
Principal Stress Layer 5	PSL1

Tabelle 18: Abkürzungen der Spannungsarten

## 4.2 Analyse verschiedener Kesselstrukturen

Insgesamt wurden 82 Modelle berechnet und deren Ergebnisse dargestellt. Um die Modelle separat identifizieren zu können erhielten alle Modelle eine Identifizierungsnummer, welche kurze Informationen zum Modelltyp enthält. Tabelle 19 zeigt den Aufbau der Modell-Identifizierungsnummer *AAA BB C DD E FFF G*.

Block			
AAA	Typ	PLB	Ebenes Kesselblech beidseitig
		TRE	Trapezprofil einseitig
		TRB	Trapezprofil beidseitig
		WEE	Wellenprofil einseitig
		WEB	Wellenprofil beidseitig
		DUE	Dullungen einseitig
		DUB	Dullungen beidseitig
		S1B	Sickungen beidseitig, abgeschlossene Teilsicken 200x50
		S2B	Sickungen beidseitig, Quersickungen
		S3B	Sickungen beidseitig, abgeschlossene Teilsicken 50x30
BB	Werkstoff	X1	X 10 CrMoVNb 9-1
C	Blechdicken	A	1 mm beidseitig
		B	1,5 mm beidseitig
		C	2 mm beidseitig
		D	2,5 mm beidseitig
		E	Außenblech 1 mm, Innenblech 1,5 mm
		F	Außenblech 1,5 mm, Innenblech 2 mm
		Z	Außenblech 4 mm, Innenblech 6 mm (bestehender Kessel)
DD	Berechnungsmethode	EP	Elasto-plastisch
E	Modellsegment	E	Modellabbildung Achtelmodell
		V	Modellabbildung Viertelmodell
FFF	Verbindungsart	CL#	Clinchverbindung
		BOL	Bolzenverbindung
		LA#	Laschenverbindung
		KA#	Kammersystem
		TP#	Trapezblechverbund
		WE#	Wellenblechverbund
		DU#	Dullungsblechverbund
ZP#	Zwischenblechverbund, verschiedene Blechprofile als Verbindung		
G	Zählnummer	#	Fortlaufende Zählnummer

Tabelle 19: Elemente der Identifizierungsnummer der Modelle

## 4.2.1 Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Rundbolzen

### 4.2.1.1 Geometrieskizze

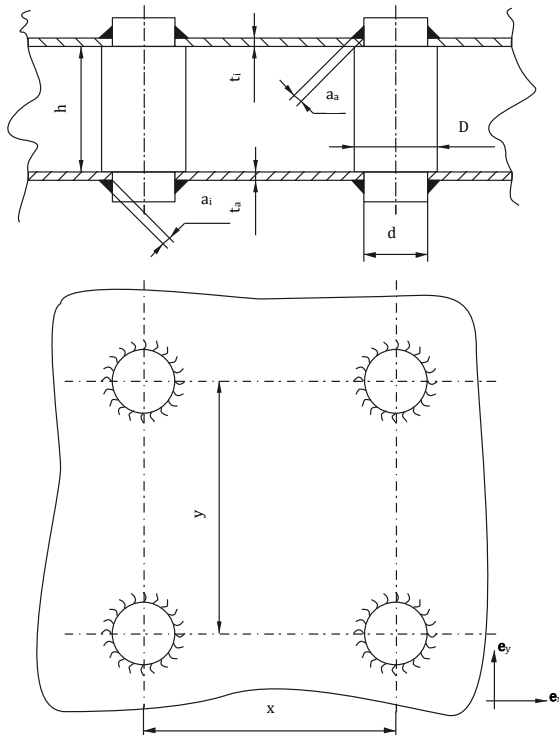


Abbildung 52: Geometrieskizze „Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Rundbolzen“

Um die beiden ebenen Dünnsbleche miteinander zu verbinden können beidseits abgesetzte Rundbolzen verwendet werden (siehe Abbildung 52). Die ebenen Bleche sind dort, wo die Bolzenverbindung am Blech ansetzt, aufgebohrt. Die Bolzen werden mittels einer ringförmigen Kehlnaht mit den Blechen verbunden. Vorteile bietet diese Verbindung durch die ebenen Bleche. An die Bohrungen in den ebenen Blechen werden keine besonderen Anforderungen gestellt, sie können mit verschiedenen Trennverfahren hergestellt werden. Da die Bolzen kaum Scherkräfte senkrecht zur Bolzenachse übertragen müssen, können sie auch innen hohl ausgeführt werden, was bei der Anzahl der Bolzen und der daraus ableitbaren Bedeutung der Bolzenmasse durchaus sinnvoll ist. Da die beiden Bleche durch die Bolzen nur an punktuellen Stützstellen verbunden sind, ist die Bolzendichte sehr hoch. Daraus ergeben sich Nachteile in der Masse sowie in der Fertigung des Kesselteils. Ein Aufbohren der Bolzen würde sinnvoll sein, bzw. die Bolzen als Rohrgrundkörper zu beziehen wäre vorteilhaft. Eine Automation des Schweißprozesses ist nötig um die hohe Anzahl an Nähten rasch abzuwickeln. Um Verzug gering zu halten sind Vorrichtungen zu gestalten, welche es ermöglichen, zuerst die Bolzen in beide Bleche einzuführen und dann erst gleichzeitig auf beiden Blechen die Ringnähte anzubringen. Die Dichtheit des Kesselteils hängt direkt von der Dichtheit der Schweißnähte ab. Aufgrund des geringen Bolzenabstandes ist mit einer Strömungsbehinderung zu rechnen, eine turbulente Strömung kann sich einstellen, was bezüglich der Wärmeübertragung jedoch wiederum Vorteile bieten kann. Variiert wurden neben Blechstärken verschiedene Bolzenabstände (siehe Tabelle 20) und Schweißnahtstärken. Die Bolzen wurden in einem parallelen Raster angeordnet, d.h. sie sind im Modell nicht versetzt angebracht worden.

Variante BOL 1	$x = 60 \text{ mm}$	$y = 60 \text{ mm}$
Variante BOL 2	$x = 90 \text{ mm}$	$y = 90 \text{ mm}$
Variante BOL 3	$x = 100 \text{ mm}$	$y = 100 \text{ mm}$

Tabelle 20: Variation der Bolzenabstände „Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Rundbolzen“

#### 4.2.1.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Bei allen Verbindungen ebener Bleche mittels Bolzen stellen sich bei den hier gewählten Geometrieverhältnissen die größten Spannungen von Principal Stress Layer 1 sowie von Equivalent Von Mises Layer 1 im Druckwölbereich vorwiegend als Membranspannungszustand ein, d.h. im ungestützten Bereich zwischen den Bolzen. Die größten Spannungen von Principal Stress Layer 5 und Equivalent Von Mises Layer 5 zeigen sich im Bereich der Schweißnaht, aufgrund der Stützwirkung des Bolzens zeigt sich dort eine Überlagerung von Biegespannungen zu Membranspannungen. Abbildung 53 zeigt die Spannungsverteilung verschiedener Spannungsarten.

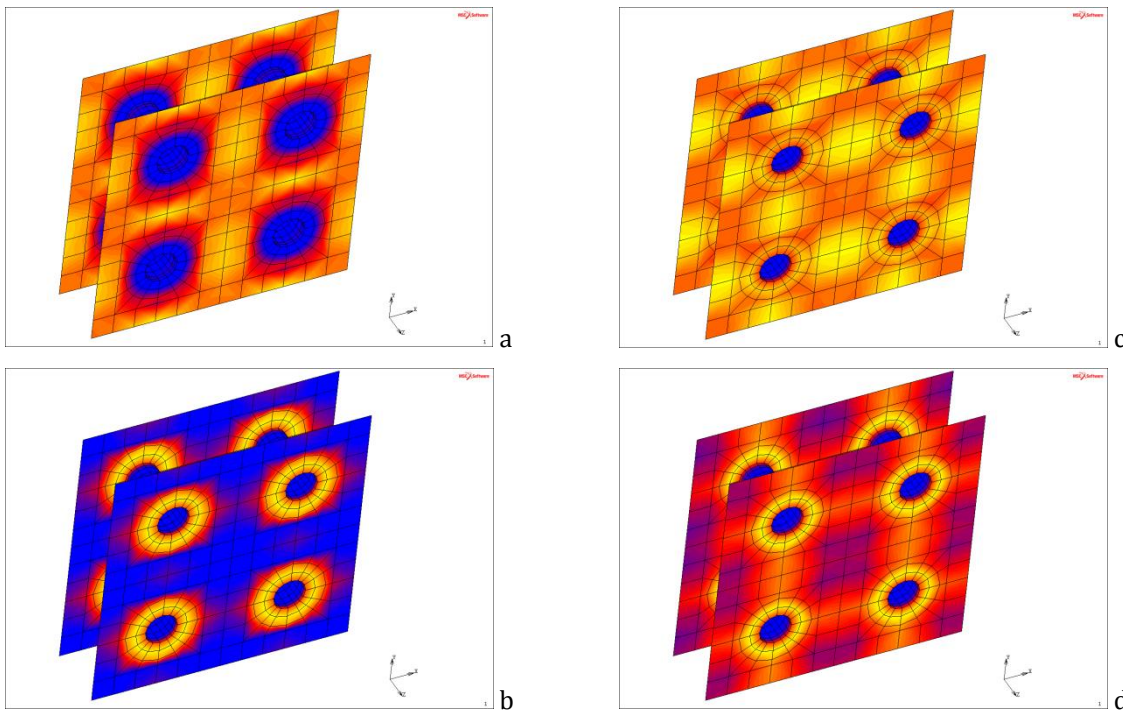


Abbildung 53: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Rundbolzen“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Anfolgend zeigen Tabelle 21 bis Tabelle 23 verschiedene modellbezogene Geometrieparameter und Ergebnisse. Die Spannungsergebnisse der vier verschiedenen relevanten Spannungsarten werden grafisch in Abbildung 54 bis Abbildung 57 gegenübergestellt.



#### 4.2.1.3 Modelle PLB X1 A EP E BOL 1 / PLB X1 B EP E BOL 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Bolzendurchmesser	D	mm	20
Bolzendurchmesser	d	mm	15
Schweißnaht innenblechseitig	a <sub>i</sub>	mm	2
Schweißnaht außenblechseitig	a <sub>a</sub>	mm	2
Bolzenabstand x	x	mm	60
Bolzenabstand y	y	mm	60

PLB X1 A EP E BOL 1				vRm
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1	
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1	
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	565	1,17
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	523	1,26
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	507	1,30
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	529	1,25
Verformung	δ	mm	3,4	
Modellmasse	m	kg	7,2	
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	45	

PLB X1 B EP E BOL 1				vRm
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5	
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5	
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	458	1,44
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	544	1,21
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	473	1,40
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	507	1,30
Verformung	δ	mm	1,9	
Modellmasse	m	kg	8,8	
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	55	

Tabelle 21: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E BOL 1 und PLB X1 B EP E BOL 1

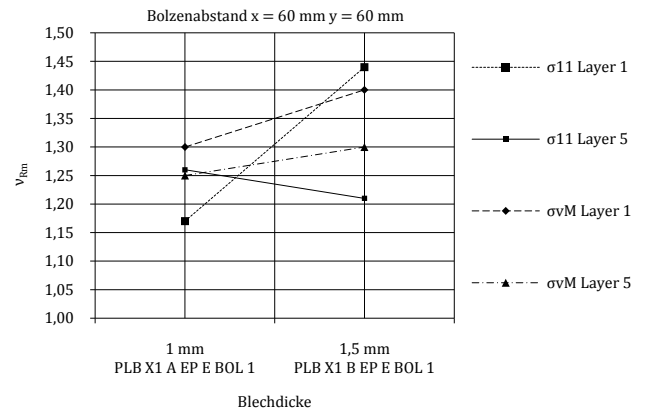


Abbildung 54: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E BOL 1 und PLB X1 B EP E BOL 1

#### 4.2.1.4 Modelle PLB X1 A EP E BOL 2 / PLB X1 B EP E BOL 2

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Bolzendurchmesser	D	mm	20
Bolzendurchmesser	d	mm	15
Schweißnaht innenblechseitig	a <sub>i</sub>	mm	2
Schweißnaht außenblechseitig	a <sub>a</sub>	mm	2
Bolzenabstand x	x	mm	90
Bolzenabstand y	y	mm	90

PLB X1 A EP E BOL 2				vRm
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1	
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1	
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	562	1,17
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	578	1,14
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	509	1,30
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	564	1,17
Verformung	δ	mm	3,9	
Modellmasse	m	kg	5,1	
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	32	

PLB X1 B EP E BOL 2				vRm
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5	
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5	
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	552	1,20
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	575	1,15
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	503	1,31
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	543	1,22
Verformung	δ	mm	3,0	
Modellmasse	m	kg	6,6	
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	41	

Tabelle 22: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E BOL 2 und PLB X1 B EP E BOL 2

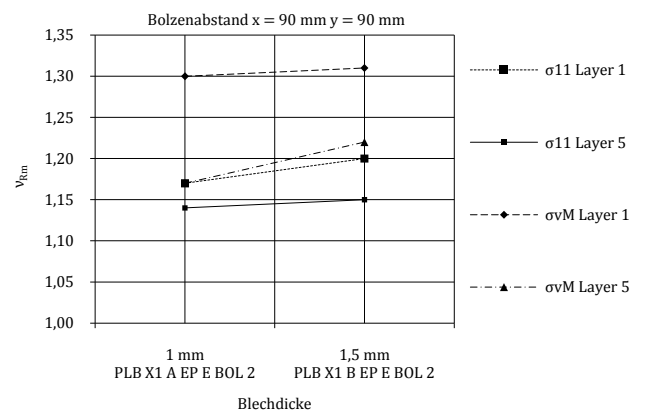


Abbildung 55: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E BOL 2 und PLB X1 B EP E BOL 2

#### 4.2.1.5 Modelle PLB X1 A EP E BOL 3 / PLB X1 B EP E BOL 3

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Bolzendurchmesser	D	mm	20
Bolzendurchmesser	d	mm	15
Schweißnaht innenblechseitig	a <sub>i</sub>	mm	2
Schweißnaht außenblechseitig	a <sub>a</sub>	mm	2
Bolzenabstand x	x	mm	100
Bolzenabstand y	y	mm	100

PLB X1 A EP E BOL 3				v <sub>Rm</sub>
Blechdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1	
Blechdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1	
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	648	1,02
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	620	1,06
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	637	1,04
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	569	1,16
Verformung	δ	mm	7,8	
Modellmasse	m	kg	4,2	
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	26	

PLB X1 B EP E BOL 3				v <sub>Rm</sub>
Blechdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5	
Blechdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5	
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	580	1,14
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	559	1,18
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	607	1,09
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	526	1,25
Verformung	δ	mm	6,5	
Modellmasse	m	kg	5,6	
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	35	

Tabelle 23: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E BOL 3 und PLB X1 B EP E BOL 3

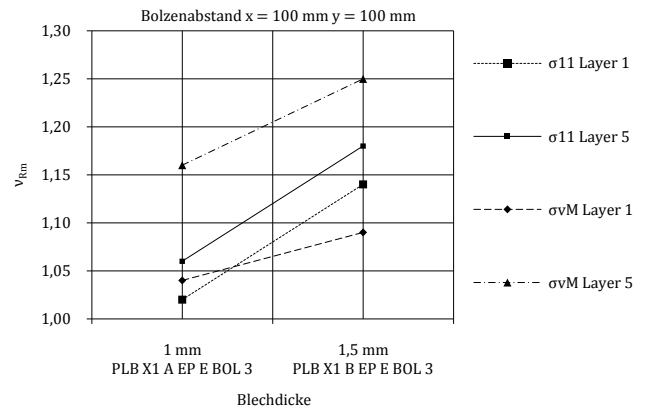


Abbildung 56: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E BOL 3 und PLB X1 B EP E BOL 3

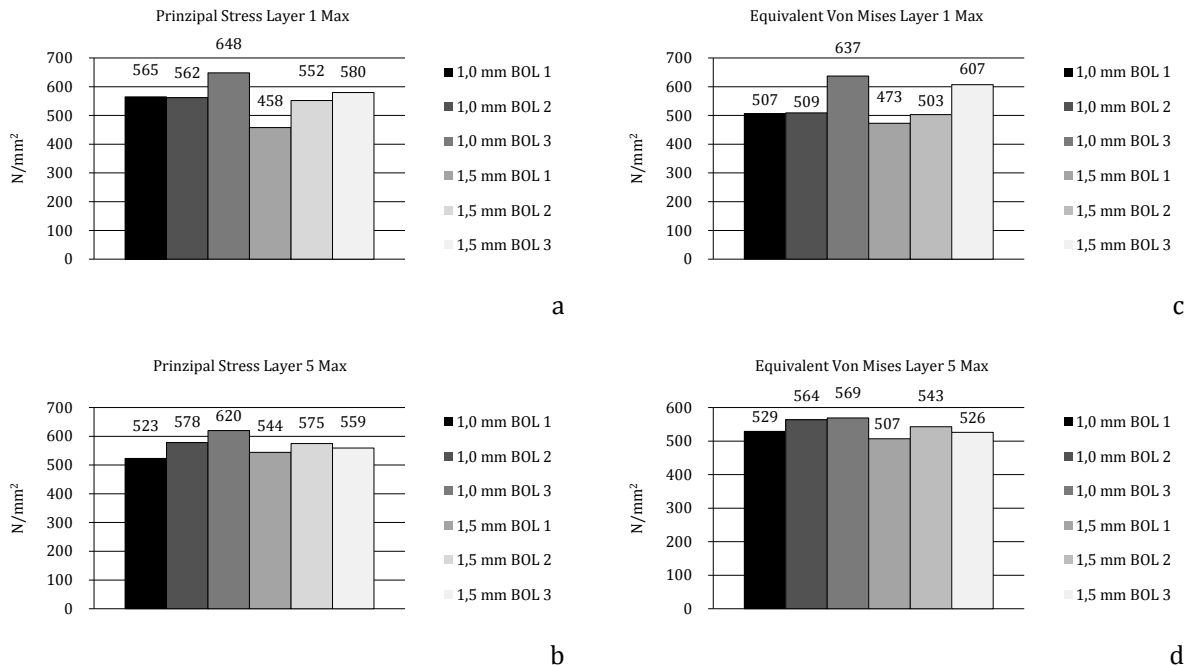


Abbildung 57: Spannungen „Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Rundbolzen“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Entsprechende Sicherheiten von  $v_{Rm} > 1,2$  stellen sich nur bei einem Bolzenabstand von  $x = 60$  mm und  $y = 60$  mm mit einer Blechdicke von 1,5 mm ein. Sicherheiten  $v_{Rm} \geq 1,15$  erreicht man noch bei einem Bolzenabstand von  $x = 90$  mm und  $y = 90$  mm ebenfalls mit einer Blechdicke von 1,5 mm. Bolzenabstände von mehr als 90 mm sind bei Blechdicken von 1 mm und 1,5 mm jedenfalls nicht zu empfehlen.

#### 4.2.1.6 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Viertelmodell

Um die Brauchbarkeit der Bolzenverbindungsstruktur am Eckstoß des Kesseloberteils und des Deckels festzustellen wurden Analysen am Viertelmodell durchgeführt. Betrachtet man ein Viertelmodell, ändert sich die Lage der größten Spannungen natürlich nicht im Vergleich zum Achtelmodell (siehe Abbildung 58). Die größten Spannungen von Principal Stress Layer 1 sowie von Equivalent Von Mises Layer 1 zeigen sich im Druckwölbereich vorwiegend als Membranspannungszustand, die größten Spannungen von Principal Stress Layer 5 und Equivalent Von Mises Layer 5 zeigen sich im Bereich der Schweißnaht als Überlagerung von Biegespannungen und Membranspannungen.

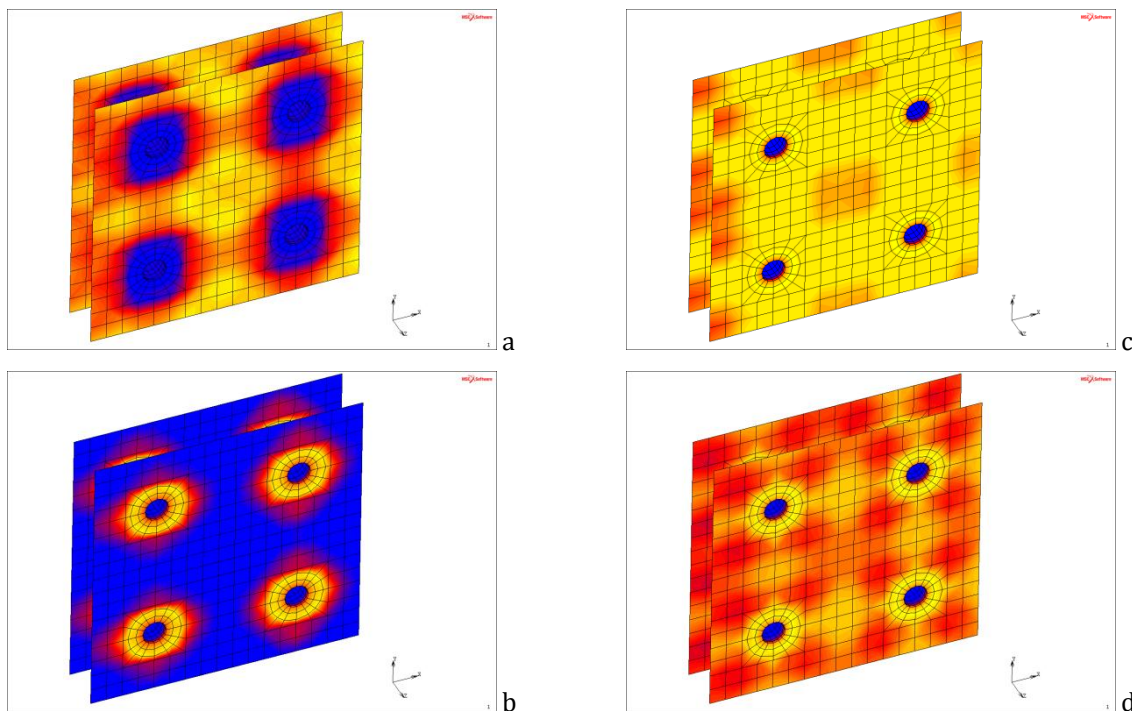


Abbildung 58: Spannungsverteilung am Viertelmodell „Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Rundbolzen“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Anfolgend zeigen Tabelle 24 bis Tabelle 25 verschiedene modellbezogene Geometrieparameter und Ergebnisse. Die Spannungsergebnisse der vier verschiedenen relevanten Spannungsarten werden grafisch in Abbildung 60 bis Abbildung 62 gegenübergestellt. Abbildung 59 zeigt den Aufbau der FE Struktur für die Achtelmodelle und Viertelmodelle der Bolzenstruktur.

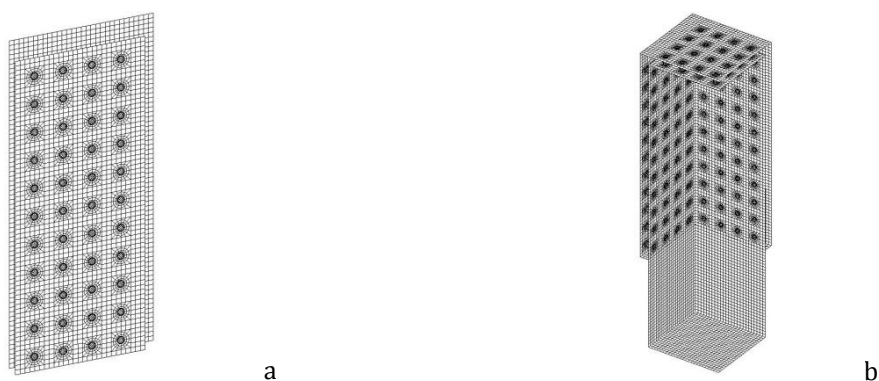


Abbildung 59: Elementaufbau der Kesselstruktur. (a) Achtelmodell, (b) Viertelmodell

#### 4.2.1.7 Modelle PLB X1 A EP V BOL 1 / PLB X1 B EP V BOL 1

Modellparameter			
Modelltyp			Viertelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Bolzendurchmesser	D	mm	20
Bolzendurchmesser	d	mm	15
Schweißnaht innenblechseitig	a <sub>i</sub>	mm	2
Schweißnaht außenblechseitig	a <sub>a</sub>	mm	2
Bolzenabstand x	x	mm	60
Bolzenabstand y	y	mm	60

PLB X1 A EP V BOL 1				V <sub>Rm</sub>
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1	
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1	
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	579	1,14
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	585	1,13
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	514	1,28
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	559	1,18
Verformung x	δ <sub>x</sub>	mm	5,7	
Verformung y	δ <sub>y</sub>	mm	7,9	
Verformung z	δ <sub>z</sub>	mm	5,7	
Modellmasse	m	kg	16,0	
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	42	

PLB X1 B EP V BOL 1				V <sub>Rm</sub>
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5	
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5	
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	451	1,46
Principal Stress Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	546	1,21
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	507	1,30
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	499	1,32
Verformung x	δ <sub>x</sub>	mm	2,7	
Verformung y	δ <sub>y</sub>	mm	6,0	
Verformung z	δ <sub>z</sub>	mm	2,7	
Modellmasse	m	kg	19,1	
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	50	

Tabelle 24: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP V BOL 1 und PLB X1 B EP V BOL 1

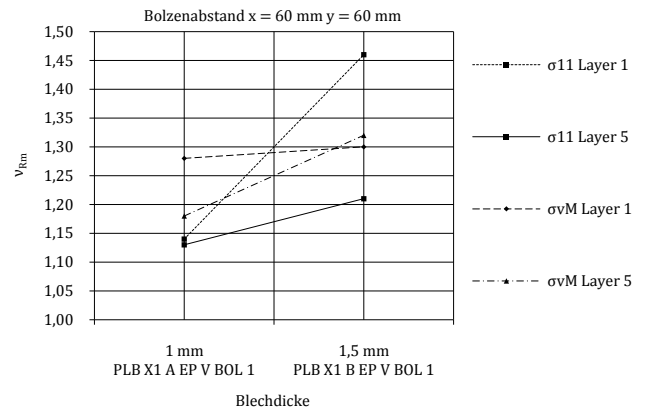


Abbildung 60: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP V BOL 1 und PLB X1 B EP V BOL 1

Beim Modell PLB X1 A EP V BOL 1 erweitert sich die Lagemöglichkeit der auftretenden Maximalspannung bei den Spannungen Principal Stress Layer 1 Max und Principal Stress Layer 5 Max im Vergleich zur Abbildung 58 (a) und Abbildung 58 (b). Im nicht durch Bolzen gestützten Bereich nahe der Eckstöße treten im Schalenmodell hohe Spannungen vorwiegend als Membranspannung auf, durch eine höhere Blehdicke über 1 mm werden diese Zonen weniger bedeutend, das Flächenmoment des Bleches wird relevant. Direkt an den Eckstößen werden die Biegespannungen relevant, ähnlich wie im Schweißnahtbereich um den Rundbolzen (siehe Abbildung 61).

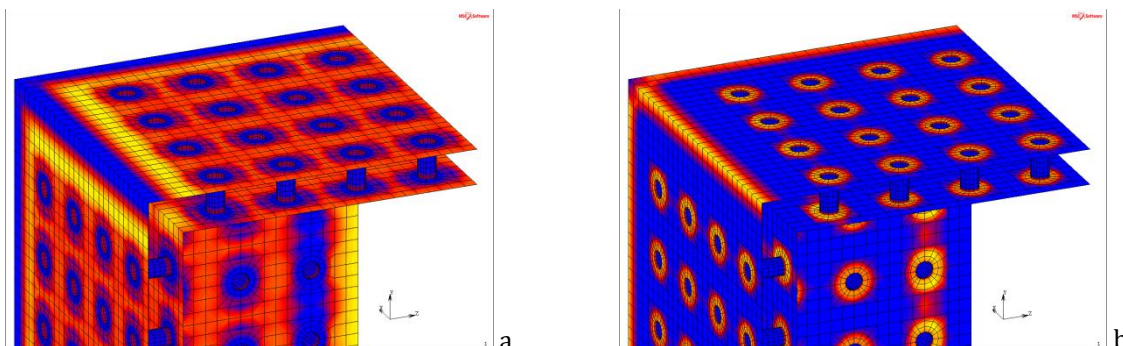


Abbildung 61: Spannungsverteilung am Modell PLB X1 A EP V BOL 1, (a) PSL1, (b) PSL5

#### 4.2.1.8 Modelle PLB X1 B EP V BOL 2 / PLB X1 C EP V BOL 2 / PLB X1 D EP V BOL 2

Modellparameter			
Modelltyp			Viertelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Bolzendurchmesser	D	mm	20
Bolzendurchmesser	d	mm	15
Schweißnaht innenblechseitig	a <sub>i</sub>	mm	2
Schweißnaht außenblechseitig	a <sub>a</sub>	mm	2
Bolzenabstand x	x	mm	90
Bolzenabstand y	y	mm	90

PLB X1 B EP V BOL 2				$v_{Rm}$
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5	
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5	
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	555	1,19
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	590	1,12
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	514	1,28
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	569	1,16
Verformung x	$\delta_x$	mm	5,3	
Verformung y	$\delta_y$	mm	9,6	
Verformung z	$\delta_z$	mm	5,3	
Modellmasse	m	kg	16,0	
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	42	

PLB X1 C EP V BOL 2				$v_{Rm}$
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	2	
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	2	
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	464	1,42
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	568	1,16
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	508	1,30
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	523	1,26
Verformung x	$\delta_x$	mm	3,2	
Verformung y	$\delta_y$	mm	7,4	
Verformung z	$\delta_z$	mm	3,2	
Modellmasse	m	kg	19,7	
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	51	

PLB X1 D EP V BOL 2				$v_{Rm}$
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	2,5	
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	2,5	
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	270	2,44
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	516	1,28
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	496	1,33
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	495	1,33
Verformung x	$\delta_x$	mm	2,3	
Verformung y	$\delta_y$	mm	6,0	
Verformung z	$\delta_z$	mm	2,3	
Modellmasse	m	kg	23,4	
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	61	

Tabelle 25: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 B EP V BOL 2 und PLB X1 C EP V BOL 2 und PLB X1 D EP V BOL 2

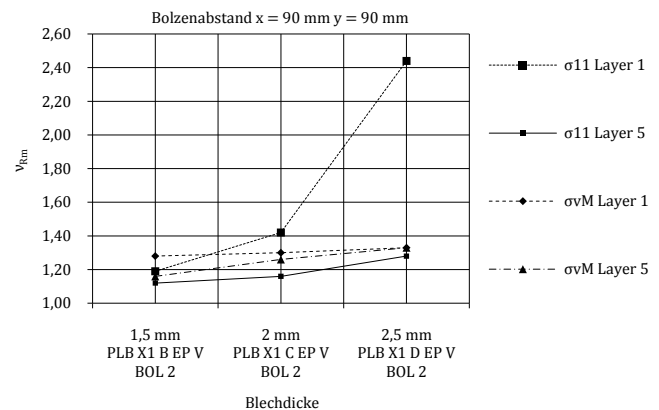


Abbildung 62: Sicherheitsfaktoren PLB X1 B EP V BOL 2 und PLB X1 C EP V BOL 2 und PLB X1 D EP V BOL 2

Die Betrachtung eines Viertelkesselmodells bestätigt die Ergebnisse aus der Rechnung am Achtelmodell. Sicherheiten von  $v_{Rm} > 1,2$  stellen sich bei einem Bolzenabstand von  $x = 60$  mm und  $y = 60$  mm mit einer Blechdicke von 1,5 mm ein. Auch hier konnte wiederum gezeigt werden, dass Sicherheiten gerade einmal größer als  $v_{Rm} \geq 1,12$  bei einem Bolzenabstand von  $x = 90$  mm und  $y = 90$  mm ebenfalls bei einer Blechdicke von 1,5 mm bestehen. Bolzenabstände von mehr als 90 mm sind nicht entsprechend und wurden am Viertelmodell nicht betrachtet. Interessant ist auch die Erkenntnis, dass bei einem Bolzenabstand von  $x = 90$  mm und  $y = 90$  mm eine Blechaufdickung von 1,5 mm auf 2,5 mm lediglich die Spannung Principal Stress Layer 1 verringert, die anderen Spannungen aber kaum gesenkt werden. Bezüglich der Kesselmasse kann das Minimum (Modell PLB X1 A EP E BOL 3) nicht verwendet werden, die Sicherheiten sind zu gering.

Eine brauchbare Kesselgestaltung wäre daher ableitbar aus dem Modell PLB X1 B EP V BOL 2 mit einer Masse von etwa 40% vom Originalkessel und Sicherheiten  $v_{Rm} \geq 1,12$  sowie vom Modell PLB X1 B EP V BOL 1 mit einer Masse von etwa 50% vom Originalkessel und Sicherheiten  $v_{Rm} > 1,2$ . Masseinsparungen wären noch durch Umgestaltung der Vollbolzen auf Hohlbolzen möglich.

## 4.2.2 Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Laschen

### 4.2.2.1 Geometrieskizze

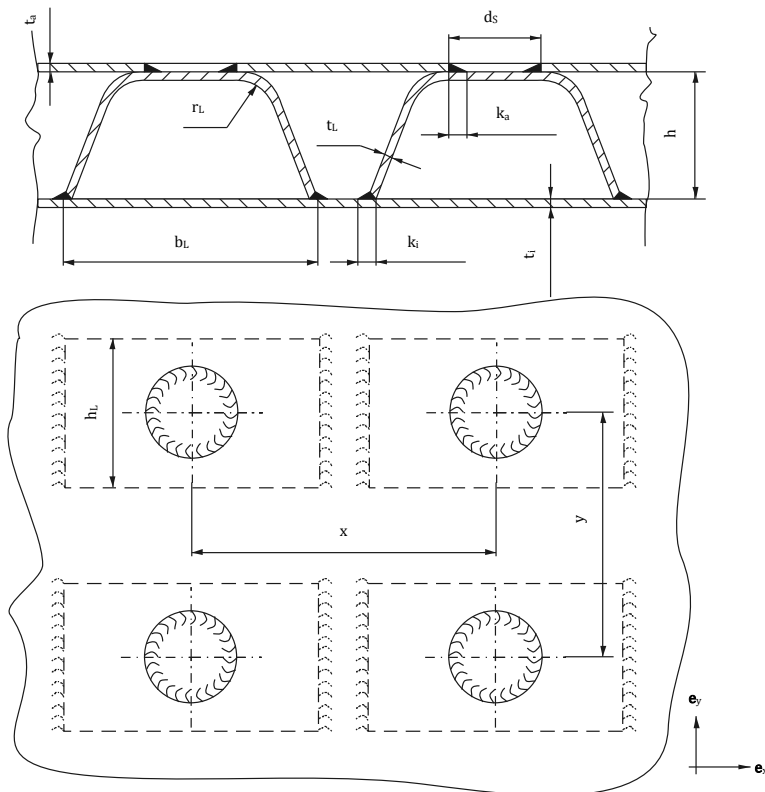


Abbildung 63: Geometrieskizze „Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Laschen“

Die Verbindung ebener Kesselwände mittels Laschen bewährt sich bisweilen am bestehenden Kessel. Dabei werden die beiden ebenen Kesselwände durch Blechlaschen verbunden (siehe Abbildung 63). Die Blechlasche wird an einer Kesselwand mit zwei Längskehlnähten verbunden. Auf diese Lasche wird die weitere Kesselwand aufgelegt in welcher sich über jeder Lasche eine Bohrung befindet. Durch eine Kehlnaht am Umfang der Bohrung wird das Kesselblech mit der Lasche verbunden. An die Bohrung werden keine hohen Anforderungen gestellt, sie kann in das ebene Blech mit beliebigen Trennverfahren eingebracht werden. Bei wenigen Laschen ist diese Verbindungsvariante einfach aufzubauen und schweißbar. Viele Laschen bedeuten wiederum eine Schweißautomation, Vorrichtungen um die Lage der Teile zu fixieren und um den Schweißverzug zu kompensieren, wobei die Gutmütigkeit dieser Verbindung sich daraus ableiten lässt, dass keine koaxialen Zwangslagen zwischen Bauteilen notwendig sind.

Entscheidend ist lediglich, dass die Bohrung des Kesselbleches über der Lasche liegt. Die Dichtheit des Kessels hängt direkt von der Dichtheit der Ringkehlnaht ab. Die Kesselblechdicke, die Laschenblechdicke, die Laschenbreite sowie die Laschenabstände in  $x$  und  $y$  Richtung wurden als Parametervariation behandelt.

#### 4.2.2.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Hohe Spannungen finden sich im Bereich der Umbiegung an der Lasche, im Druckwölbereich des Kesselbleches sowie in der Ringnaht am Laschenkopf und am Nahtansatz der Längskehlnaht am Laschenfuß (siehe Abbildung 64).

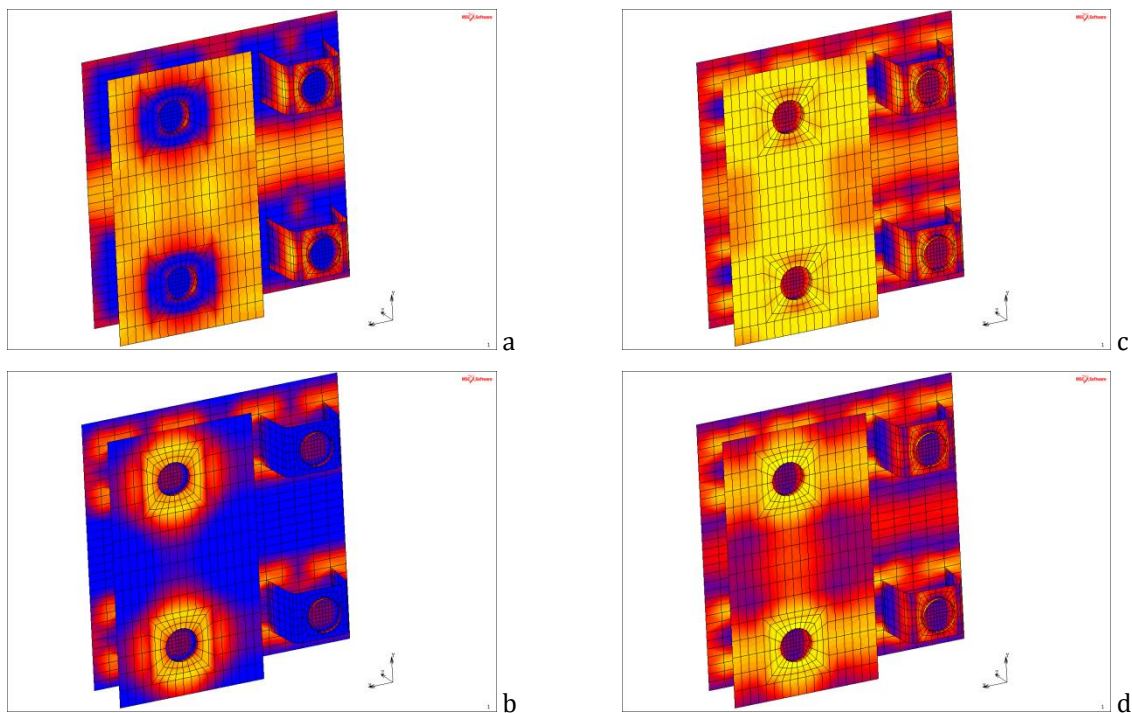


Abbildung 64: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Laschen“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5<sup>6</sup>

Die Maximalspannung Principal Stress Layer 1 in Abbildung 64 (a) tritt je nach Laschenblechstärke an der Kesselwand oder am Laschenbiegeradius oder in der Schweißnaht am Laschenkopf auf. Die Maximalspannung Equivalent Von Mises Layer 1 und Layer 5 in Abbildung 64 (c) und (d) tritt je nach Laschenblechstärke an der Kesselwand oder am Laschenbiegeradius oder in der Schweißnaht am Laschenkopf bzw. Laschenfuß auf. Anfolgend zeigen Tabelle 26 bis Tabelle 28 verschiedene modellbezogene Geometrieparameter und Ergebnisse. Die Spannungsergebnisse der vier verschiedenen relevanten Spannungsarten werden grafisch in Abbildung 65 bis Abbildung 68 gegenübergestellt.

<sup>6</sup> Zum Sichtbarmachen der Laschen wurden Teile des Kesselbleches grafisch ausgeblendet

### 4.2.2.3 Modell PLB X1 A EP E LA2 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1
Blechabstand	$h$	mm	30
Laschenblechdicke	$t_L$	mm	1
Laschenbreite	$b_L$	mm	60
Ringnahtaußendurchmesser	$d_s$	mm	20
Laschenbiegeradius	$r_L$	mm	5
Laschentiefe	$h_L$	mm	40
Schweißnaht innenblechseitig	$k_i$	mm	2
Schweißnaht außenblechseitig	$k_a$	mm	2
Laschenabstand x	$x$	mm	120
Laschenabstand y	$y$	mm	150
Modellmasse	$m$	kg	3,4
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	21

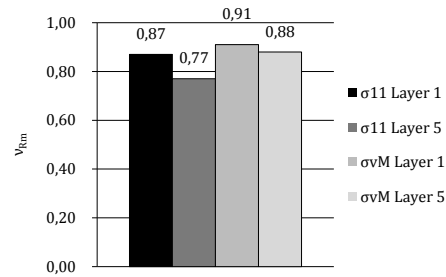


Abbildung 65: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E LA2 1

Ergebnisse FEM				$V_{Rm}$	Lage der Spannung
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	759	0,87	Schweißnaht Laschenkopf
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	862	0,77	Laschenbiegeradius
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	722	0,91	Kesselwand
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	747	0,88	Laschenbiegeradius
Verformung	$\delta$	mm	7,6		

Tabelle 26: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E LA2 1

Aufgrund der auftretenden hohen Spannungen über der Zugfestigkeit  $R_m$  ist mit dem Bruch der Laschenverbindung zu rechnen.

### 4.2.2.4 Modelle PLB X1 B EP E LA3 1 / PLB X1 C EP E LA3 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	$h$	mm	30
Laschenblechdicke	$t_L$	mm	2
Laschenbreite	$b_L$	mm	40
Ringnahtaußendurchmesser	$d_s$	mm	20
Laschenbiegeradius	$r_L$	mm	5
Laschentiefe	$h_L$	mm	30
Laschenabstand x	$x$	mm	90
Laschenabstand y	$y$	mm	120

PLB X1 B EP E LA3 1				$V_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Schweißnaht innenblechseitig	$k_i$	mm	2		
Schweißnaht außenblechseitig	$k_a$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	572	1,15	Schweißnaht Laschenfuß
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	635	1,04	Schweißnaht Laschenfuß
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	529	1,25	Kesselwand
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	570	1,16	Kesselwand
Verformung	$\delta$	mm	3,1		
Modellmasse	$m$	kg	5,2		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	33		

PLB X1 C EP E LA3 1				$V_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	2		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	2		
Schweißnaht innenblechseitig	$k_i$	mm	3		
Schweißnaht außenblechseitig	$k_a$	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	647	1,02	Schweißnaht Laschenfuß
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	648	1,02	Schweißnaht Laschenfuß
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	512	1,29	Kesselwand
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	561	1,18	Schweißnaht Laschenfuß
Verformung	$\delta$	mm	2,1		
Modellmasse	$m$	kg	6,8		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	43		

Tabelle 27: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 B EP E LA3 1 und PLB X1 C EP E LA3 1



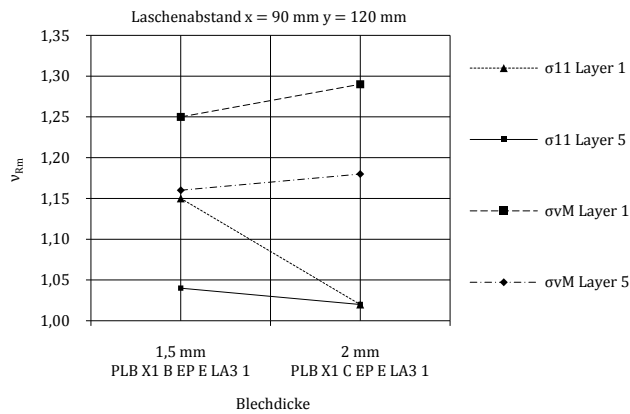


Abbildung 66: Sicherheitsfaktoren PLB X1 B EP E LA3 1 und PLB X1 C EP E LA3 1

#### 4.2.2.5 Modelle PLB X1 B EP E LA4 1 / PLB X1 C EP E LA4 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Laschenblechdicke	t <sub>L</sub>	mm	3
Laschenbreite	b <sub>L</sub>	mm	40
Ringnahtaußendurchmesser	d <sub>s</sub>	mm	20
Laschenbiegeradius	r <sub>L</sub>	mm	5
Laschentiefe	h <sub>L</sub>	mm	30
Laschenabstand x	x	mm	90
Laschenabstand y	y	mm	100

PLB X1 B EP E LA4 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Schweißnaht innenblechseitig	k <sub>i</sub>	mm	3		
Schweißnaht außenblechseitig	k <sub>a</sub>	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	559	1,18	Kesselwand
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	631	1,05	Schweißnaht Laschenfuß
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	514	1,28	Kesselwand
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	551	1,20	Kesselwand
Verformung	δ	mm	2,2		
Modellmasse	m	kg	5,8		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	36		

PLB X1 C EP E LA4 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	2		
Blechdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	2		
Schweißnaht innenblechseitig	k <sub>i</sub>	mm	4		
Schweißnaht außenblechseitig	k <sub>a</sub>	mm	4		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	485	1,36	Kesselwand
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	591	1,12	Schweißnaht Laschenfuß
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	508	1,30	Kesselwand
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	522	1,26	Schweißnaht Laschenfuß
Verformung	δ	mm	1,7		
Modellmasse	m	kg	7,3		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	46		

Tabelle 28: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 B EP E LA4 1 und PLB X1 C EP E LA4 1

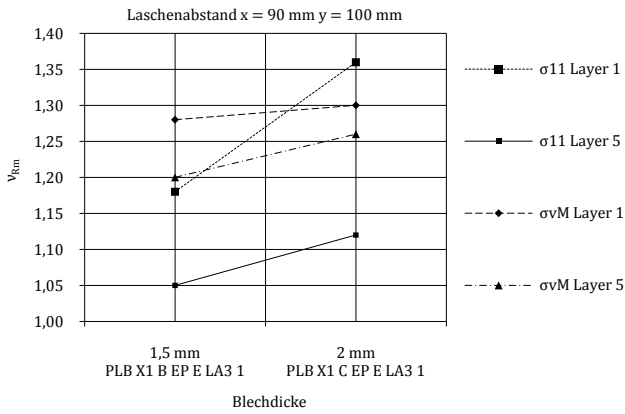


Abbildung 67: Sicherheitsfaktoren PLB X1 B EP E LA4 1 und PLB X1 C EP E LA4 1

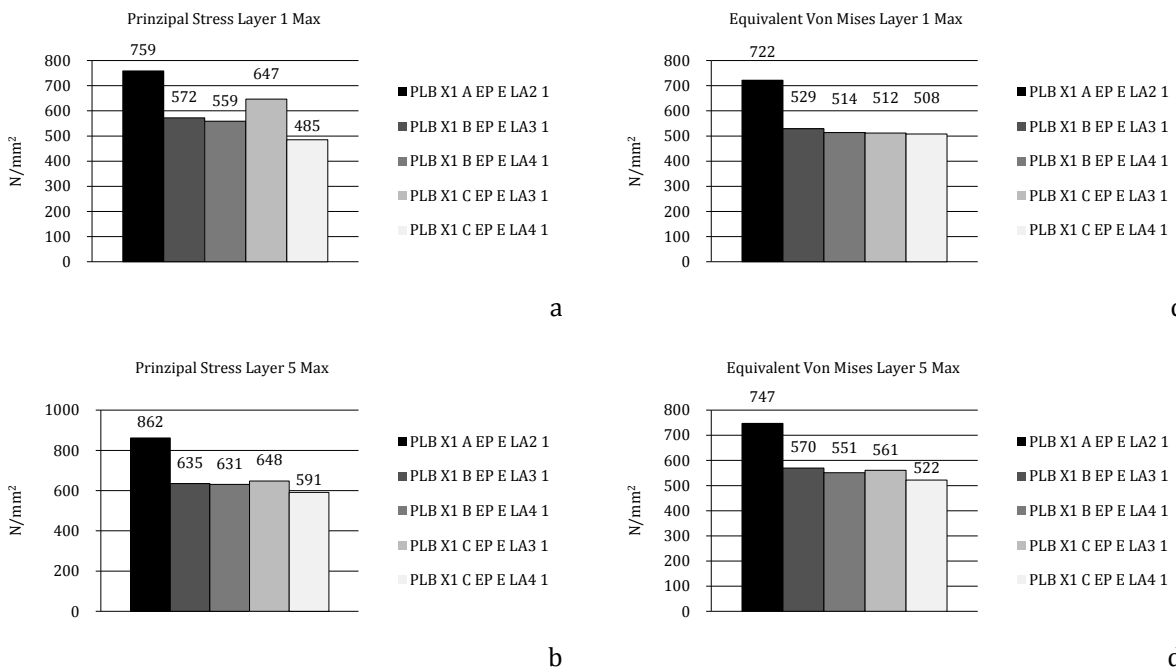


Abbildung 68: Spannungen „Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Laschen“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Ein Laschenabstand von  $x = 120 \text{ mm}$  und  $y = 150 \text{ mm}$  scheidet bei einer Blechdicke von 1 mm wegen einer unmittelbaren Bruchgefahr aus. Bei einem Laschenabstand von  $x = 90 \text{ mm}$  und  $y = 120 \text{ mm}$  zeigt sich auch bei einer Blechdicke von 2 mm keine brauchbare Sicherheit. Erst bei einem Laschenabstand von  $x = 90 \text{ mm}$  und  $y = 100 \text{ mm}$  ergibt sich ab 2 mm Blechdicke eine Sicherheit  $v_{Rm} > 1,1$ . Die Kesselwand zeigt sich unproblematisch, das Blechflächenmoment wirkt ab 1,5 mm stark ein. Hauptproblem ist der Nahtansatz der Längskehlnaht am Laschenfuß.

#### 4.2.2.6 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Viertelmodell

Um das Eckstoßverhalten zwischen Kesseloberteil und Deckelkonstrukt zu erkennen wurde die Laschenverbindungsstruktur am Viertelmodell angesetzt. Bei der Verbindung der ebenen Innen- und Außenbleche am Viertelmodell mittels Lasche und Ringkehlnaht am Laschenkopf und Längskehlnaht am Laschenfuß stellen sich dieselben Lagemöglichkeiten für die Maximalspannung wie beim Achtelmodellmodell dar. Auch hier ist wieder zu differenzieren, ob sich das jeweilige Maximum in der Schweißnaht am Laschenkopf bzw. Laschenfuß, oder aber im Biegeradius der Lasche oder an der Kesselwand aufbaut. Es gelten die Grafiken aus Abbildung 64. Anfolgend kann man in Abbildung 69 die Spannungsverteilung am Viertelmodell erkennen.

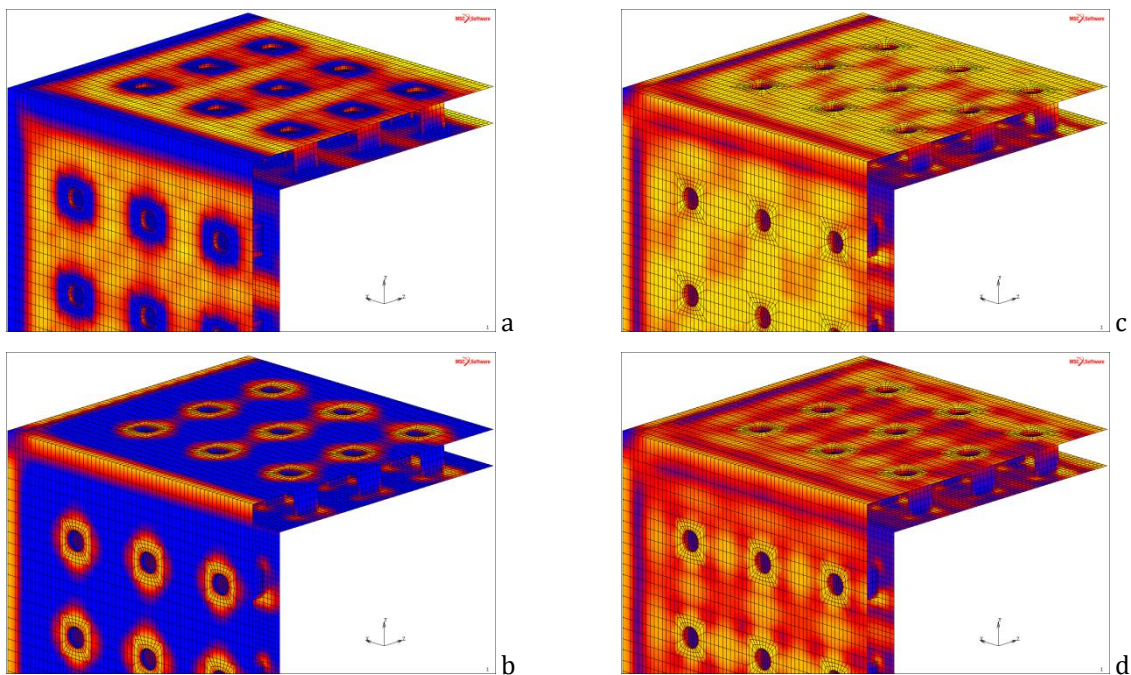


Abbildung 69: Spannungsverteilung am Viertelmodell „Beidseitig ebenes Blech verbunden durch Laschen“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Der Eckkontakt der Bleche, an welchem sich die Bleche senkrecht berühren, stellt wiederum eine kaum nachgiebige Einspannung für das Blech dar, die Biegespannungen werden dort relevant. Im Druckwölbereich des Bleches überwiegt wieder der Membranspannungsanteil, in den Zonen der Ringkehlnaht zur Lasche spielen die Biegespannungen aufgrund der Blechfixierung in Nahtnähe eine große Rolle. Anfolgend zeigen Tabelle 29 bis Tabelle 31 verschiedene modellbezogene Geometrieparameter und Ergebnisse. Die Spannungsergebnisse der vier verschiedenen relevanten Spannungsarten werden grafisch in Abbildung 70 gegenübergestellt.

#### 4.2.2.7 Modelle PLB X1 B EP V LA3 1 / PLB X1 C EP V LA4 1

Modellparameter			
Modelltyp			Viertelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Laschenbreite	b <sub>L</sub>	mm	40
Ringnahtaußendurchmesser	d <sub>s</sub>	mm	20
Schweißnaht innenblechseitig	k <sub>i</sub>	mm	3
Schweißnaht außenblechseitig	k <sub>a</sub>	mm	3
Laschenbiegeradius	r <sub>L</sub>	mm	5
Laschentiefe	h <sub>L</sub>	mm	30
Laschenabstand x	x	mm	90
Laschenabstand y	y	mm	90

PLB X1 B EP V LA3 1				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Laschenblehdicke	t <sub>L</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	565	1,17	Schweißnaht Laschenkopf
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	629	1,05	Schweißnaht Laschenfuß
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	527	1,25	Kesselwand
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	572	1,15	Kesselwand
Verformung x	δ <sub>x</sub>	mm	3,8		
Verformung y	δ <sub>y</sub>	mm	8,4		
Verformung z	δ <sub>z</sub>	mm	3,8		
Modellmasse	m	kg	11,4		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	30		

PLB X1 C EP V LA4 1				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	2		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	2		
Laschenblehdicke	t <sub>L</sub>	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	558	1,18	Schweißnaht Laschenkopf
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	646	1,02	Schweißnaht Laschenfuß
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	505	1,31	Kesselwand
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	557	1,18	Schweißnaht Laschenfuß
Verformung x	δ <sub>x</sub>	mm	2,5		
Verformung y	δ <sub>y</sub>	mm	6,6		
Verformung z	δ <sub>z</sub>	mm	2,5		
Modellmasse	m	kg	15,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	41		

Tabelle 29: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 B EP V LA3 1 und PLB X1 C EP V LA4 1

#### 4.2.2.8 Modelle PLB X1 C EP V LA4 2 / PLB X1 D EP V LA4 1

Modellparameter			
Modelltyp			Viertelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Laschenblehdicke	t <sub>L</sub>	mm	3
Laschenbreite	b <sub>L</sub>	mm	40
Ringnahtaußendurchmesser	d <sub>s</sub>	mm	20
Laschenbiegeradius	r <sub>L</sub>	mm	5
Laschentiefe	h <sub>L</sub>	mm	30
Schweißnaht innenblechseitig	k <sub>i</sub>	mm	4
Schweißnaht außenblechseitig	k <sub>a</sub>	mm	4
Laschenabstand x	x	mm	90
Laschenabstand y	y	mm	90

PLB X1 C EP V LA4 2				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	2		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	470	1,40	Schweißnaht Laschenkopf
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	597	1,11	Schweißnaht Laschenfuß
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	506	1,30	Kesselwand
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	525	1,26	Schweißnaht Laschenfuß
Verformung x	δ <sub>x</sub>	mm	2,5		
Verformung y	δ <sub>y</sub>	mm	6,6		
Verformung z	δ <sub>z</sub>	mm	2,5		
Modellmasse	m	kg	15,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	41		

Tabelle 30: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 C EP V LA4 2

PLB X1 D EP V LA4 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	2,5		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	2,5		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	497	1,33	Schweißnaht Laschenkopf
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	565	1,17	Schweißnaht Laschenfuß
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	489	1,34	Kesselwand
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	509	1,30	Schweißnaht Laschenfuß
Verformung x	$\delta_x$	mm	2,0		
Verformung y	$\delta_y$	mm	5,6		
Verformung z	$\delta_z$	mm	2,0		
Modellmasse	m	kg	18,2		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	48		

Tabelle 31: Ergebnisse PLB X1 D EP V LA4 1

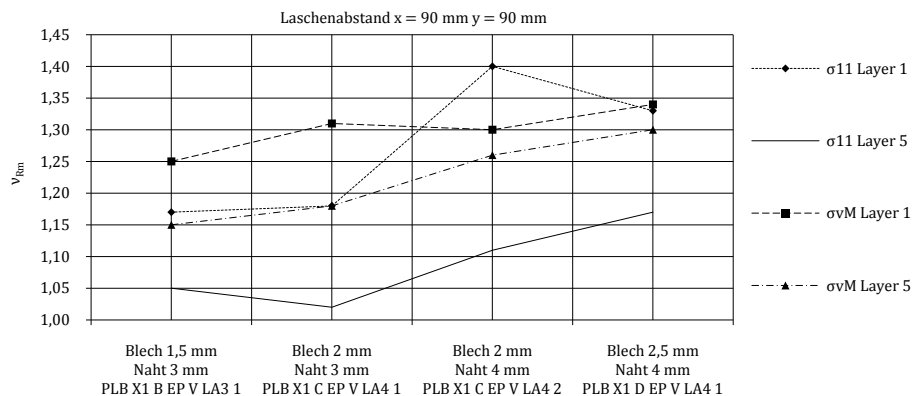


Abbildung 70: Sicherheitsfaktoren PLB X1 B EP V LA3 1, PLB X1 C EP V LA4 1, PLB X1 C EP V LA4 2 und PLB X1 D EP V LA4 1

Aus der Berechnung des Viertelkesselmodells konnte mit den verschiedenen Blechdicken wiederum festgestellt werden, dass das Blechflächenmoment eine große Rolle in der Systemfestigkeit hat. Bei den Viertelkesselmodellen wurde ein Laschenabstand von  $x = 90$  mm und  $y = 90$  mm angesetzt, größere Laschenabstände erwiesen sich bei den Achtelmodellrechnungen als nicht sinnvoll. Sicherheitsfaktoren  $v_{Rm} > 1,15$  stellen sich dabei erst bei Blechdicken von 2,5 mm ein. Kritische Stellen höchster Spannungen sind die Schweißnahtansätze der Längskehlnähte am Laschenfuß. Eine Erhöhung der Nahtstärke ist entscheidend für die Hebung der Sicherheit. Jedoch ist eine Überhöhung der Nahtstärke über die Blechdicke kritisch, sodass aus diesem Grund auch eine Aufdickung des Laschenbleches nötig ist. Das Modell PLB X1 D EP V LA4 1 mit einer Kesselblechdicke von 2,5 mm und einer Laschendicke von 2 mm liefert zumindest Sicherheiten  $v_{Rm} > 1,15$ . Die Masse beträgt dabei etwa 50% der Masse des Originalkessels. Ursache für die hohen Spannungen in den Nahtansätzen ist die Gegebenheit der begrenzten geringen Anzahl an Nähten, da aufgrund des Laschenplatzbedarfes die Laschenanzahl begrenzt ist.

## 4.2.3 Längsgesicktes Blech verbunden durch Stegblech

### 4.2.3.1 Geometrieskizze

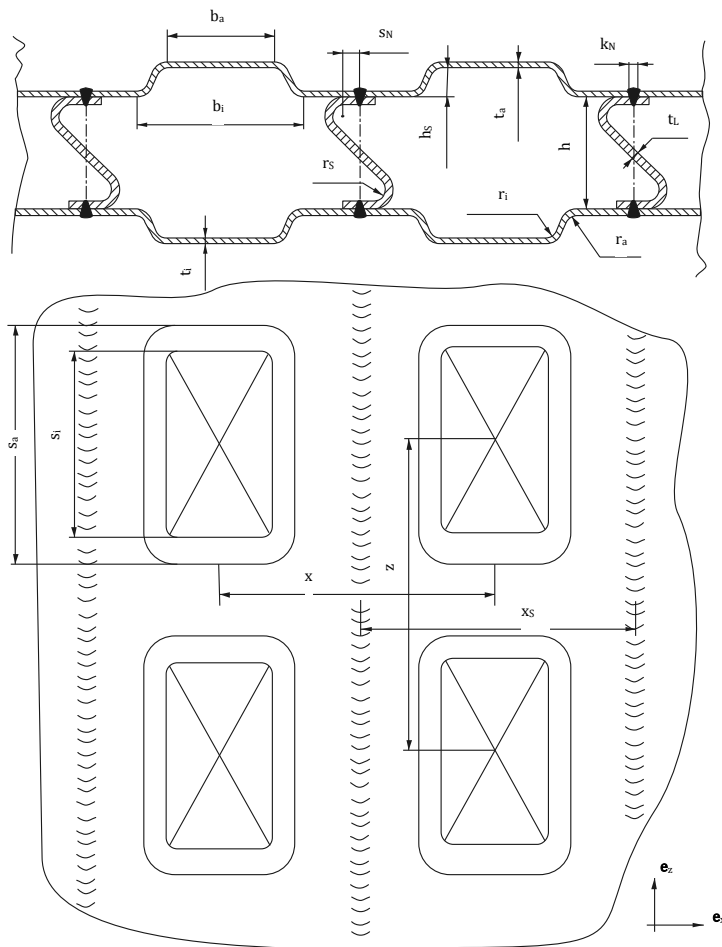


Abbildung 71: Geometrieskizze „Längsgesicktes Blech verbunden durch Stegblech“

Um das Flächenmoment des Kesselbleches zu erhöhen können in das Blech Sicken eingebracht werden um die Druckwölbung des Bleches zu verringern (siehe Abbildung 71). Die separaten Sicken trennen den Bereich des Kesselbleches zwischen den Stegblechen in steifere Teilsegmente durch einen zusätzlichen Steineranteil im Blechflächenmoment. Würde der Bereich zwischen den Stegen durch eine einzelne Längssicke ausgeführt, ergibt sich ein Trapezblech. Verbunden werden die gesickten Bleche durch einen Steg mit S-Schlag. Um eine Kammerstruktur zu vermeiden kann der Steg mit Bohrungen bzw. Längsausnehmungen versehen werden. Der Steg wird mit einer durchgängigen Schweißnaht mit dem Innen- und Außenkesselblech verbunden. Die Schweißnaht kann mittels Laserschweißverfahren und geringer Zugabe eines Schweißzusatzes durchgeschweißt werden, der Prozess ist gut automatisierbar, hohe Lagetoleranzen sind nicht erforderlich. Nachteilig ist der Aufwand zur Herstellung der Sicken selbst. Neben verschiedenen Kesselblechdicken und Stegblechdicken wurden bei gleicher Sickenbreite auch unterschiedliche Sickenlängen und Sickenabstände betrachtet.

#### 4.2.3.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Hohe Spannungen Principal Stress Layer 1 stellen sich vor allem in den Sickenradien ein, bei Principal Stress Layer 5 werden die Biegeradien des Steges problematisch, bei Equivalent Von Mises Layer 1 und Equivalent Von Mises Layer 5 treten hohe Spannungen in allen gekrümmten Schalenbereichen auf. Die Spannungsverteilungen zeigt Abbildung 72.

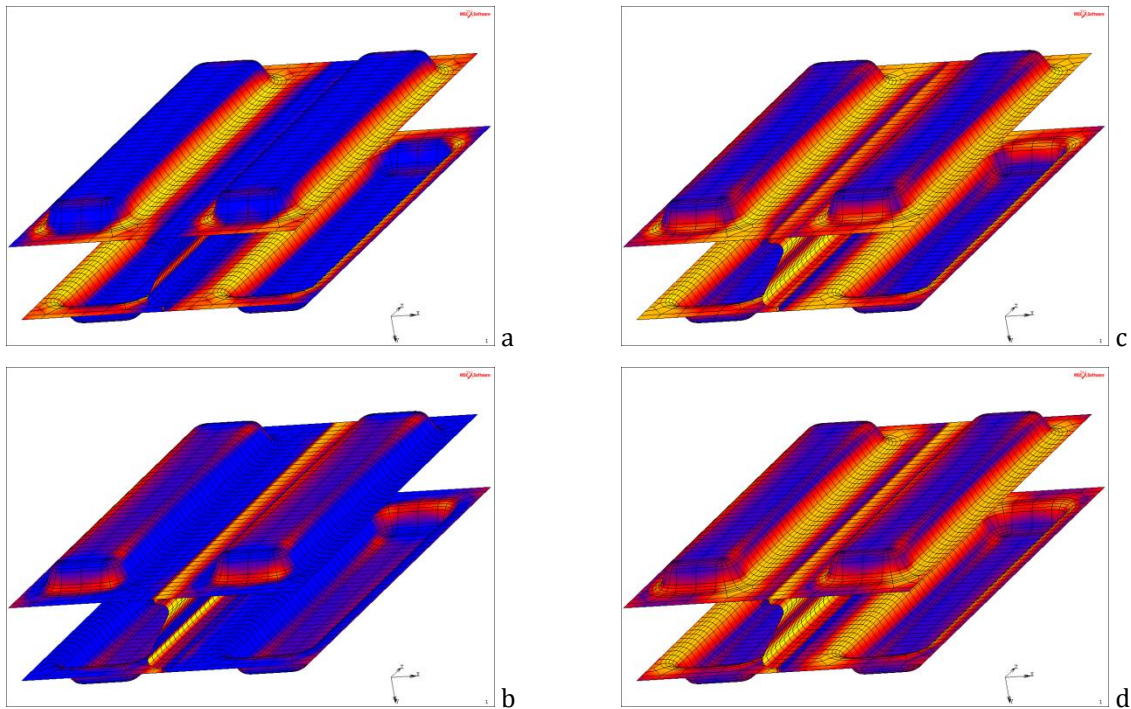


Abbildung 72: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Längsgesicktes Blech verbunden durch Stegblech“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Der Schweißnahtansatz der durchgängigen Naht zeigt ebenfalls hohe Spannungen, wobei quantitativ in den verglichenen Modellen das Spannungsniveau in den gekrümmten Blechzonen höher ist als das Niveau im Schweißnahtansatz. Anfolgend zeigt Tabelle 32 verschiedene modellbezogene Geometrieparameter und Ergebnisse. Die Spannungsergebnisse der vier verschiedenen relevanten Spannungsarten werden grafisch in Abbildung 73 gegenübergestellt.

### 4.2.3.3 Modelle S1B X1 A EP E ZP1 1 / S1B X1 B EP E ZP1 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Sickentiefe	h <sub>s</sub>	mm	8
Sickenaußenbreite	b <sub>a</sub>	mm	20
Sickeninnenbreite	b <sub>i</sub>	mm	45
Sickenlänge außen	s <sub>a</sub>	mm	190
Sickenlänge innen	s <sub>i</sub>	mm	165
Sickenradius	r <sub>i</sub>	mm	8
Sickenradius	r <sub>a</sub>	mm	8
Sickenquerabstand	x	mm	70
Sickenlängsabstand	z	mm	220
Stegbiegeradius innen	r <sub>s</sub>	mm	5
Nahtlage	s <sub>N</sub>	mm	3
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	3
Nahtabstand <sup>7</sup>	x <sub>S</sub>	mm	70

S1B X1 A EP E ZP1 1				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Stegblechdicke	t <sub>L</sub>	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	648	1,02	Sicke Radius r <sub>a</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	678	0,97	Steg Radius r <sub>s</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	579	1,14	Sicke Radius r <sub>a</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	587	1,12	Steg Radius r <sub>s</sub>
Verformung	δ	mm	4,1		
Modellmasse	m	kg	4,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	28		

S1B X1 B EP E ZP1 1				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Stegblechdicke	t <sub>L</sub>	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	566	1,17	Sicke Radius r <sub>a</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	583	1,13	Steg Radius r <sub>s</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	500	1,32	Steg Radius r <sub>s</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	506	1,30	Steg Radius r <sub>s</sub>
Verformung	δ	mm	1,1		
Modellmasse	m	kg	6,8		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	43		

Tabelle 32: Geometrie und Ergebnisse S1B X1 A EP E ZP1 1 und S1B X1 B EP E ZP1 1

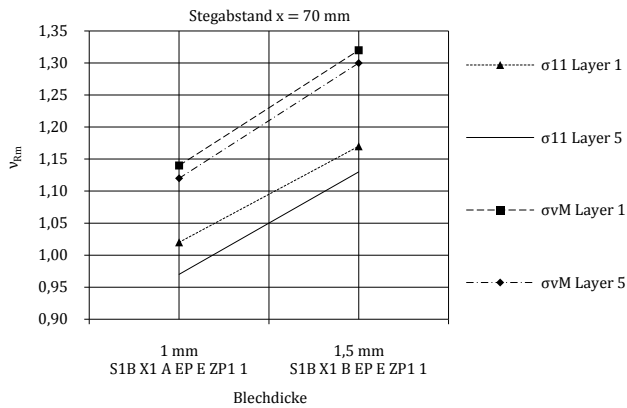


Abbildung 73: Sicherheitsfaktoren S1B X1 A EP E ZP1 1 und S1B X1 B EP E ZP1 1

<sup>7</sup> Entspricht Sickenquerabstand x



Im Bereich der Sickenradien liegt die Spannung Principal Stress Layer 1 Max ebenfalls über  $550 \text{ N/mm}^2$ . Die Erhöhung der Blechsteifigkeit, bzw. des Flächenmomentes führt nicht zu einer Verringerung der Spannungen, es kommt lediglich zu einer neuen qualitativen Umverteilung der Spannungen. Im Vergleich zum ebenen Blech verlagern sich nun die Spannungen von der, durch die Sicke verringerten freien Druckwölbzone in die Biegeradien der Sicke. Selbst bei einem kleinen Stegabstand von  $x = 70 \text{ mm}$  stellen sich bei einer Blechdicke von  $1,5 \text{ mm}$  niedrige Sicherheitsfaktoren  $\nu_{Rm} < 1,15$  ein.

#### 4.2.3.4 Modell S3B X1 A EP E ZP1 1

Um das Verhalten verschiedener Sickenlängen festzustellen, wurden in das Modell S3B X1 A EP E ZP1 1 kleine noppenartige Sicken eingebaut. Auch bei diesem Modell zeigte sich eine Verlagerung der Spannungen aus dem verringerten durchgängigen Druckwölbereich in die Radien der Sicke (siehe Abbildung 74). Die Geometrieverhältnisse und Ergebnisse zeigt Tabelle 33.

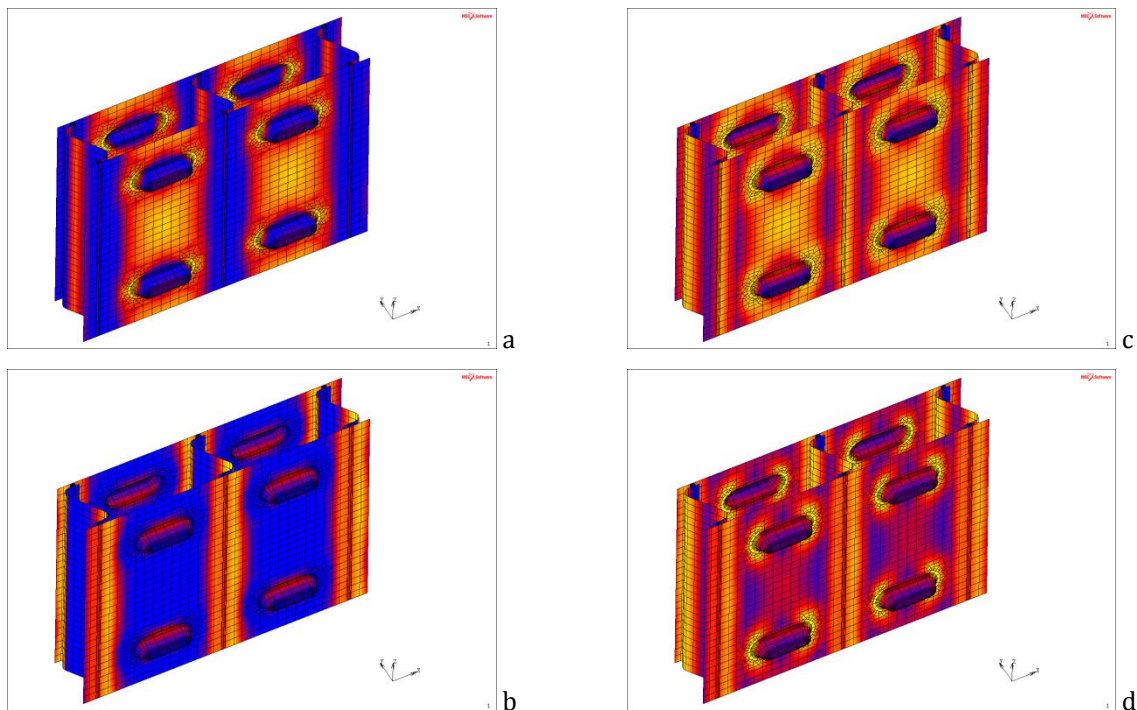


Abbildung 74: Spannungsverteilung am Modell S3B X1 A EP E ZP1 1, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Modellparameter S3B X1 A EP E ZP1 1			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1
Blechabstand	$h$	mm	30
Sickentiefe	$h_s$	mm	8
Sickenaußenbreite	$b_a$	mm	20
Sickeninnenbreite	$b_i$	mm	45
Sickenlänge außen	$s_a$	mm	20
Sickenlänge innen	$s_i$	mm	14
Sickenradius	$r_i$	mm	8
Sickenradius	$r_a$	mm	8
Sickenquerabstand	$x$	mm	70
Sickenlängsabstand	$z$	mm	80
Stegblechdicke	$t_L$	mm	1
Stegbiegeradius innen	$r_S$	mm	5
Nahtlage	$s_N$	mm	3
Nahtstärke	$k_N$	mm	3
Nahtabstand <sup>8</sup>	$x_S$	mm	70
Modellmasse	$m$	kg	4,3
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	27

Ergebnisse S3B X1 A EP E ZP1 1					
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	599	1,10	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	520	1,27	Steg Radius $r_S$
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	713	0,93	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	589	1,12	Steg Radius $r_S$
Verformung	$\delta$	mm	2,5		

Tabelle 33: Geometrie und Ergebnisse S3B X1 A EP E ZP1 1

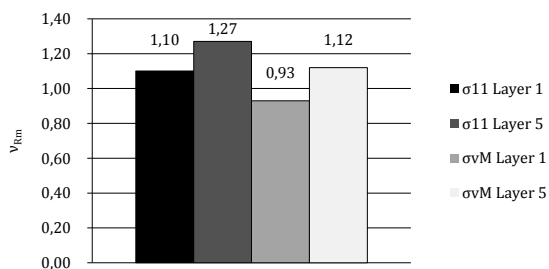


Abbildung 75: Sicherheitsfaktoren S3B X1 A EP E ZP1 1

Das Modell S3B X1 A EP E ZP1 1 zeigt, dass eine Verkleinerung der Sicken auch nicht zu einer markanten Verringerung der größten Spannungen führt (siehe Abbildung 75). Der Nahtansatz wird aufgrund des geringeren Blechflächenmomentes des Kesselbleches höher belastet, es kommt zu einer Verlagerung der kritischen Zonen in Richtung Schweißnahtansatz. Da bei diesem Modell keine großen Spannungsvorteile erkennbar sind, wurden keine weiteren Blechdicken betrachtet.

<sup>8</sup> Entspricht Sickenquerabstand  $x$

#### 4.2.3.5 Vergleich verschiedener Sickenlängen

Im anfolgenden Vergleich in Tabelle 34 und Abbildung 77 wurden die beiden unterschiedlichen Sickenlängen der Modelle S1B X1 A EP E ZP1 1 und S3B X1 A EP E ZP1 1 bezüglich der resultierenden Spannungen am Kesselblech analysiert. Die beiden Modelle sind in allen Parametern gleich gehalten, mit Ausnahme der Sickenlängen und der Sickenlängsabstände.

Ergebnisse			S1B X1 A EP E ZP1 1	S3B X1 A EP E ZP1 1
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	648	599
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	678	520
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	579	713
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	587	589

Tabelle 34: Gegenüberstellung S1B X1 A EP E ZP1 1 und S3B X1 A EP E ZP1 1

Zu erkennen ist, dass eine Verringerung der Sickenlänge gleichzeitig eine Verringerung der Spannungen Principal Stress Layer 5 Max im Sickenradius  $r_s$  hervorruft. Eine mögliche Erklärung wäre, dass sich das Streckenmoment  $m_{y(a)} = m_{y(0)} + \int_0^a p_{z(x)} (a - x) dx + \int_0^a p_{x(x)} z(x) dx - q_{z(0)} a - n_{x(0)} h$  in Abbildung 76 bei den gewählten Geometrieverhältnissen in der Nähe des Sickenradius entsprechend stark reduziert.

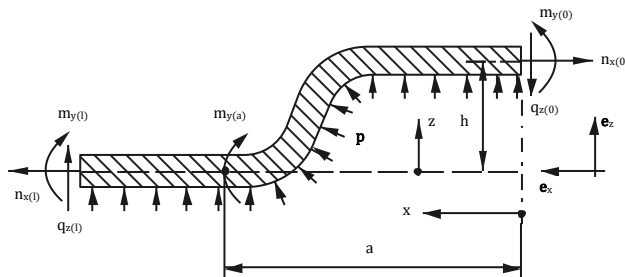


Abbildung 76: Momentenverlauf an der Sicke zufolge des Innendrucks

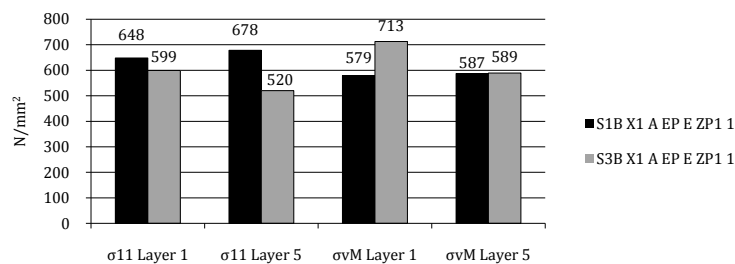


Abbildung 77: Maximalspannungen am Kesselblech bei verschiedenen Sickenmodellen

## 4.2.4 Quergesicktes Blech verbunden durch Stegblech

### 4.2.4.1 Geometrieskizze

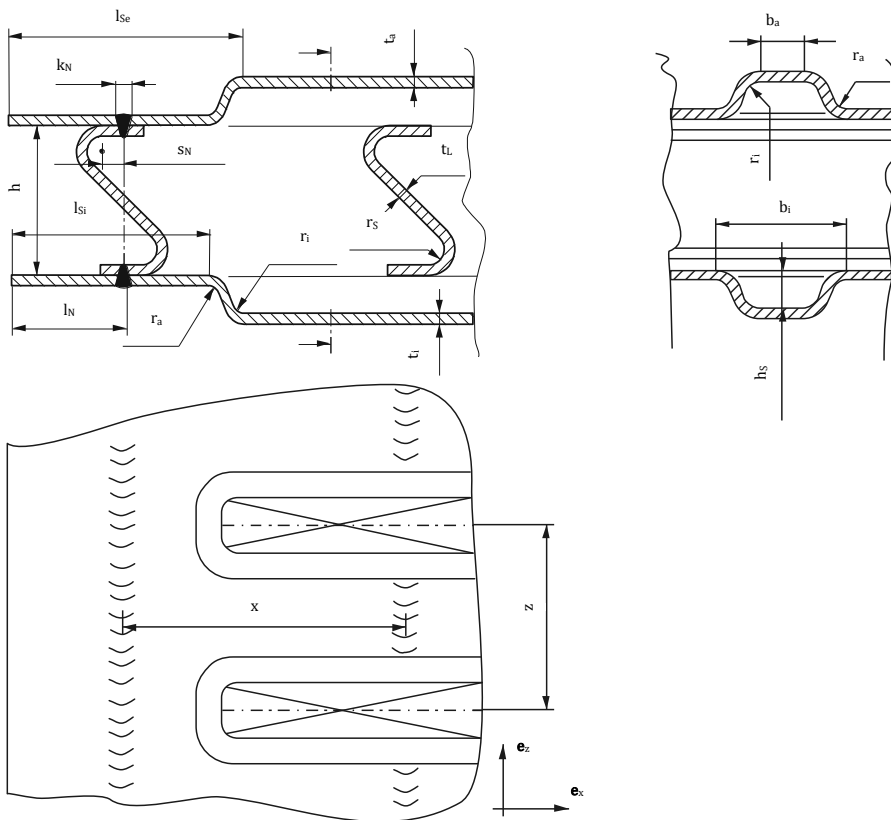


Abbildung 78: Geometrieskizze „Quergesicktes Blech verbunden durch Stegblech“

Durch die Verbindung der Kesselbleche mit einem S-Schlag Steg ergibt sich eine Stützung des Kesselbleches in Längsrichtung (siehe Abbildung 78). Um die Quersteifigkeit des Bleches zu erhöhen können Quersicken eingebracht werden. Diese sind von den Kesselecken aus aufgebaut und durchziehen die gesamte Kesselwand. Um eine Kammerstruktur zu vermeiden kann der Steg mit Bohrungen bzw. Längsausnehmungen versehen werden. In der Eckstoßzone kann vor den Quersicken ein Steg eingelegt werden welcher eine durchgängige Schweißnaht aufweist. Stege im Bereich der Quersicken haben zum Verbinden des Innen- und Außenkesselbleches keine durchgängige Schweißnaht. Die Schweißnaht kann unter anderem mittels Laserschweißverfahren und geringer Zugabe eines Schweißzusatzes durchgeschweißt werden, der Prozess ist gut automatisierbar, hohe Lagetoleranzen sind nicht erforderlich. Nachteilig ist der Aufwand zur Herstellung der Sicken selbst. Da die Schweißnaht nahe der Quersicken immer neu aufgebaut wird, ergeben sich zahlreiche Nahtansätze was bezüglich der Festigkeit nachteilig ist. Eine definierte Quersickengeometrie im Kesselblech wurde mit verschiedenen Stegblechdicken und Kesselblechdicken bei konstanter Schweißnahtstärke betrachtet.

#### 4.2.4.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Hohe Spannungen nach Abbildung 79 ergeben sich im Bereich der Sickenbiegeradien sowie in den Zonen der Stegblechbiegeradien und an den zahlreichen Schweißnahtansätzen. Kritische Stellen sind die Nahtansätze, dort treten die höchsten Spannungen bei Betrachtung der Vergleichsspannungen und Hauptnormalspannungen auf.

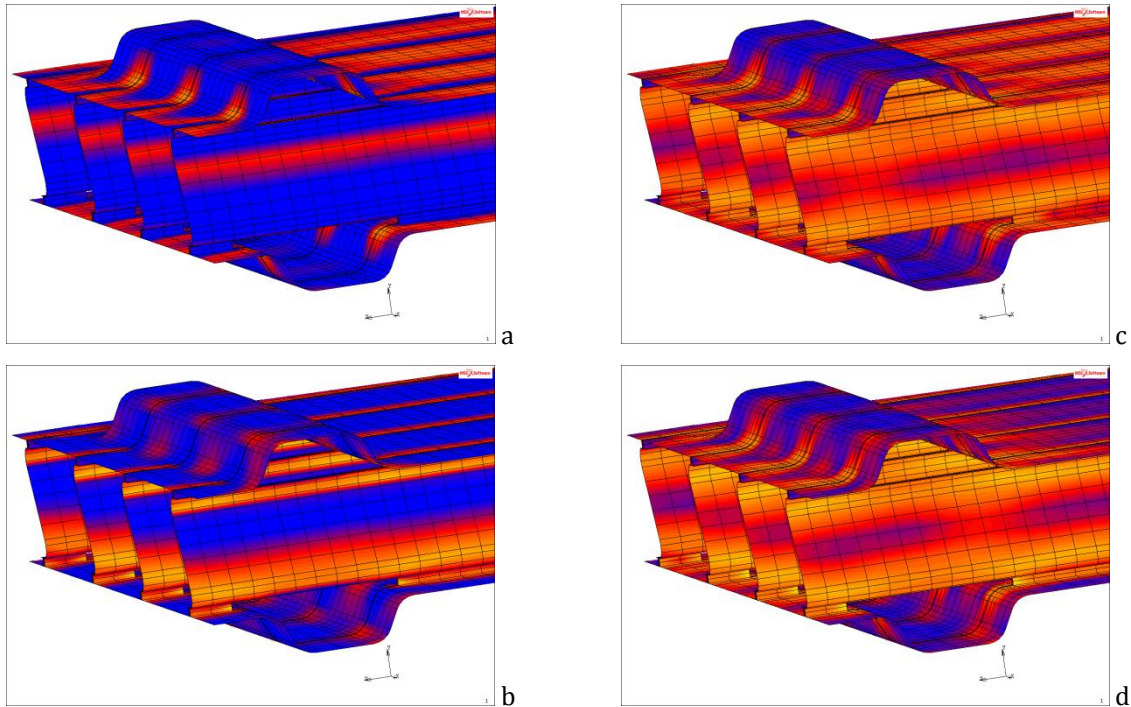


Abbildung 79: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Quergesicktes Blech verbunden durch Stegblech“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Die Geometrieparameter und Ergebnisse werden tabellarisch und grafisch in Tabelle 35 und Abbildung 80 dargestellt.

#### 4.2.4.3 Modelle S2B X1 A EP E ZP1 1 / S2B X1 B EP E ZP1 1 / S2B X1 C EP E ZP1 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Sickentiefe	h <sub>s</sub>	mm	8
Sickenaußenbreite	b <sub>a</sub>	mm	14
Sickeninnenbreite	b <sub>i</sub>	mm	36
Sickenabstand Boden	l <sub>se</sub>	mm	47
Sickenansatz	l <sub>si</sub>	mm	36
Sickenradius	r <sub>i</sub>	mm	8
Sickenradius	r <sub>a</sub>	mm	8
Schweißnahtabstand	x	mm	70
Sickenlängsabstand	z	mm	215
Stegbiegeradius innen	r <sub>s</sub>	mm	5
Nahtabstand	l <sub>N</sub>	mm	22
Nahtlage	S <sub>N</sub>	mm	3
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	3

S2B X1 A EP E ZP1 1				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Stegblechdicke	t <sub>L</sub>	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	719	0,92	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	696	0,95	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	834	0,79	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	808	0,82	Schweißnahtansatz
Verformung	δ	mm	4,1		
Modellmasse	m	kg	4,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	28		

S2B X1 B EP E ZP1 1				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Stegblechdicke	t <sub>L</sub>	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	610	1,08	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	626	1,05	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	794	0,83	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	791	0,83	Schweißnahtansatz
Verformung	δ	mm	1,5		
Modellmasse	m	kg	6,8		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	43		

S2B X1 C EP E ZP1 1				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	2		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	2		
Stegblechdicke	t <sub>L</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	684	0,96	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	690	0,95	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	601	1,10	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	608	1,09	Schweißnahtansatz
Verformung	δ	mm	0,7		
Modellmasse	m	kg	9,0		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	57		

Tabelle 35: Geometrie und Ergebnisse S2B X1 A EP E ZP1 1, S2B X1 B EP E ZP1 1 und S2B X1 C EP E ZP1 1

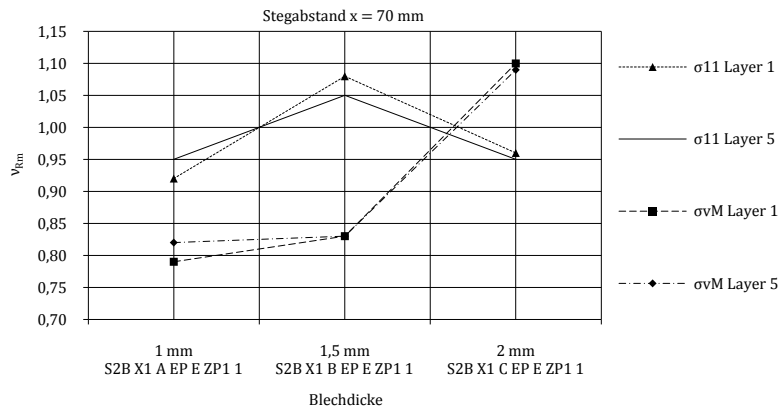


Abbildung 80: Sicherheitsfaktoren S2B X1 A EP E ZP1 1, S2B X1 B EP E ZP1 1 und S2B X1 C EP E ZP1 1

Bei Blechstärken von 1 mm bis 2 mm ergeben sich Sicherheitsfaktoren jeweils  $v_{Rm} < 1,0$ . Die Schweißnahtansätze sind höchstbelastet, das Flächenmoment des Kesselbleches reicht bei 2 mm noch nicht aus um entsprechende Sicherheiten zu erreichen.

## 4.2.5 Einseitig ebenes Blech verbunden mit Dullungen

### 4.2.5.1 Geometrieskizze

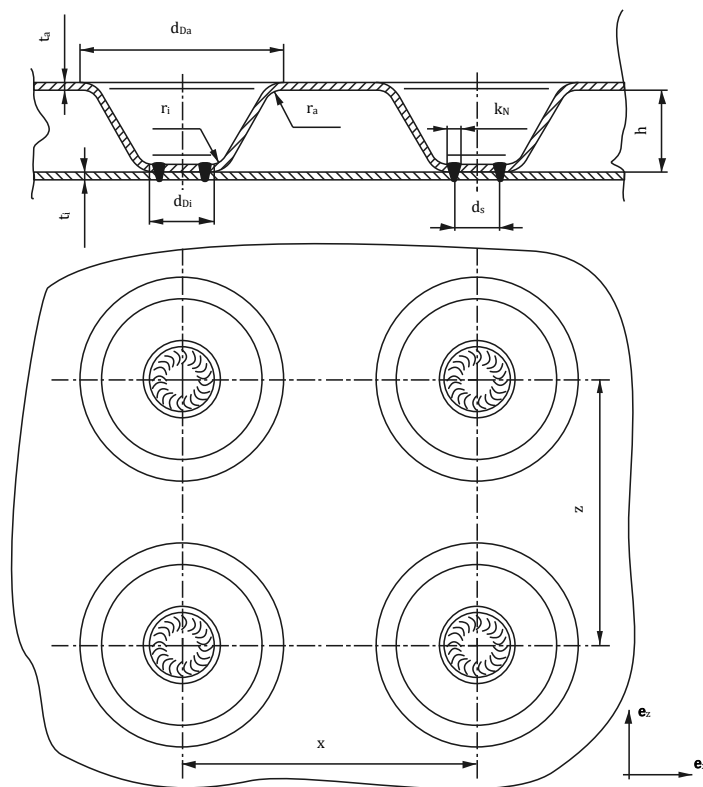


Abbildung 81: Geometrieskizze „Einseitig ebenes Blech verbunden mit Dullungen“

Bei bestehenden Kesseln werden Dullungen als Blechverbindungsgeometrie verwendet. Dabei werden in eine Kesselblechseite Vertiefungen, Dullungen, eingeformt, welche die Verbindung zum anderen ebenen Kesselblech ermöglichen (siehe Abbildung 81). Durch Verschweißen der Dullung mit dem Gegenblech wird die Verbindung geschlossen. Vorteile bietet diese Geometrie durch die geringe erforderliche Lagegenauigkeit der Bleche. Geschweißt werden kann unter anderem mittels Laserstrahlschweißung und Zusatzwerkstoff. Die Nahtdichtheit definiert die Dichtheit des Kessels. Großflächiges Einformen der Dullungen am Blech sowie der Schweißprozess sind gut automatisierbar. Zwischen den Kesselblechen wird kein weiteres Blech eingebaut, was eine hohe Masseinsparung zur Folge hat. Jedoch nachteilig ist die schwierige Wärmeabfuhr im Bereich der Verbindungsstelle der Bleche da der Kontaktbereich Dullung-Gegenblech nicht heizwasserumspült ist. Dort kann es lokal zu einer Überhitzung der Verbindung kommen was merkliches Kriechen, Materialschädigung und Festigkeitsverlust zur Folge hat. Eine definierte Dullungsgeometrie wurde bei verschiedenen Kesselblechdicken und Schweißnahtstärken betrachtet. Der gewählte Dullungsabstand beträgt  $x = 90 \text{ mm}$  und  $z = 90 \text{ mm}$ , was einer hohen Dullungsdichte am Blech entspricht. Die Dullungen wurden in einem parallelen Raster angeordnet.

#### 4.2.5.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Aufgrund der hohen Dullungsdichte, d.h. aufgrund des geringen Abstandes der Dullungen zueinander ist der nicht gestützte Bereich im Kesselblech gering und von daher auch der Druckwölbereich klein. Die hohen Spannungen stellen sich im Bereich der Dullungsradien, in der Ringnaht und im Nahtbereich der Ringnaht im ebenen Blech ein. Abbildung 82 zeigt die Spannungssituation grafisch.

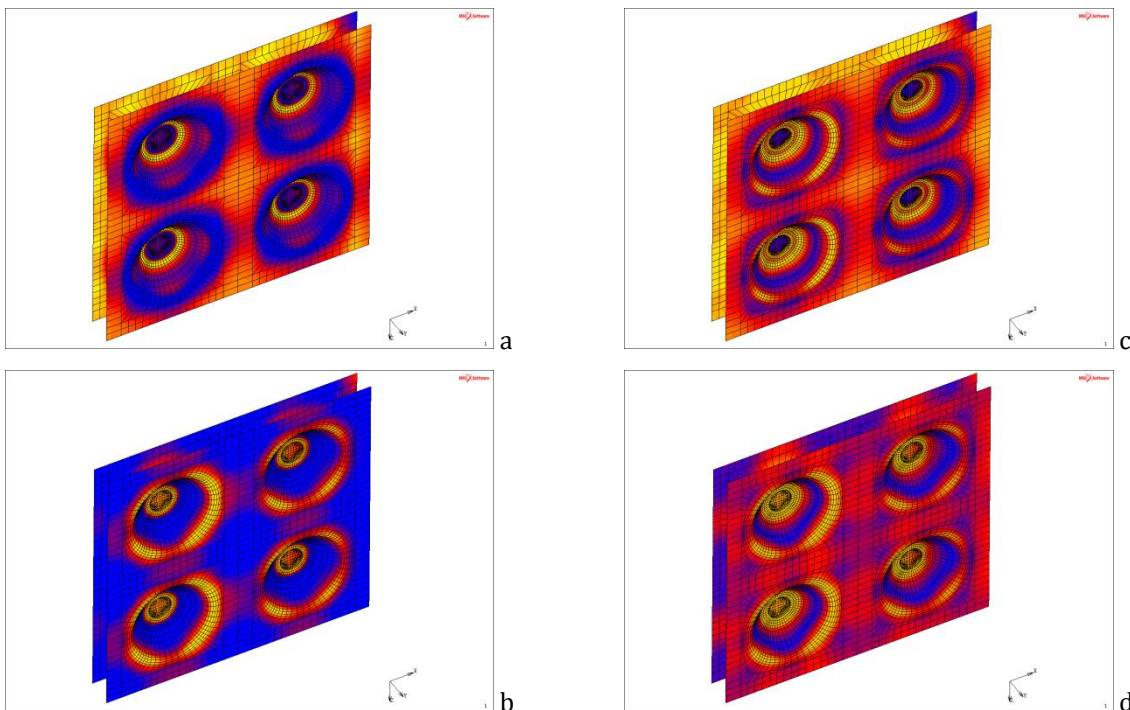


Abbildung 82: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Einseitig ebenes Blech verbunden mit Dullungen“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Ursache für die hohen Spannungen im Nahtbereich des Bleches ist die Einspannung der Schalenelemente des Bleches durch die simulierte Schweißnaht. Dadurch werden Biegespannungen im System bedeutend.



#### 4.2.5.3 Modelle DUE X1 A EP E DU1 1 / DUE X1 B EP E DU1 1 / DUE X1 C EP E DU2 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	15
Dullungsdurchmesser außen	$d_{Da}$	mm	69
Dullungsdurchmesser innen	$d_{Di}$	mm	20
Dullungsradius	$r_a$	mm	8
Dullungsradius	$r_i$	mm	8
Nahtdurchmesser	$d_s$	mm	15
Dullungsabstand x	x	mm	90
Dullungsabstand z	z	mm	90

DUE X1 A EP E DU1 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Nahtstärke	$k_N$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	563	1,17	Radius $r_a$ Dullung
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	610	1,08	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	522	1,26	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	557	1,18	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	2,5		
Modellmasse	m	kg	3,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	22		

DUE X1 B EP E DU1 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Nahtstärke	$k_N$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	508	1,30	Ebenes Blech Nahtbereich
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	612	1,08	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	518	1,27	Ringnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	535	1,23	Ringnaht
Verformung	$\delta$	mm	1,8		
Modellmasse	m	kg	5,2		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	33		

DUE X1 C EP E DU2 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	2		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	2		
Nahtstärke	$k_N$	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	363	1,82	Druckwölbereich
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	554	1,19	Ringnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	483	1,37	Ringnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	486	1,36	Ringnaht
Verformung	$\delta$	mm	1,0		
Modellmasse	m	kg	6,9		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	44		

Tabelle 36: Geometrie und Ergebnisse DUE X1 A EP E DU1 1, DUE X1 B EP E DU1 1 und DUE X1 C EP E DU2 1

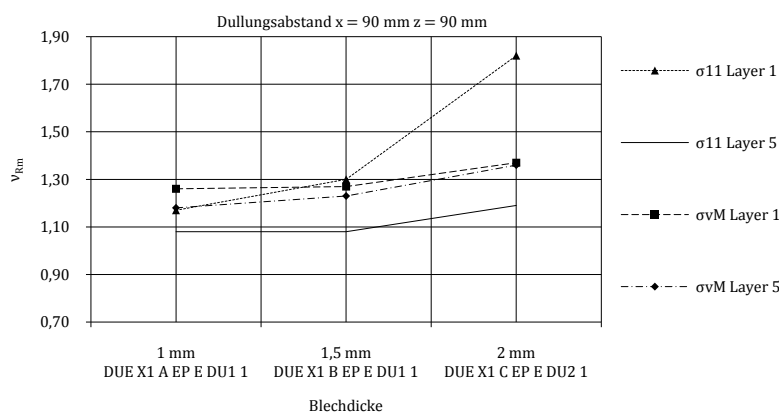


Abbildung 83: Sicherheitsfaktoren DUE X1 A EP E DU1 1, DUE X1 B EP E DU1 1 und DUE X1 C EP E DU2 1

Sicherheiten bei allen Spannungsarten  $v_{Rm} \geq 1,19$  ergeben sich nach Abbildung 83 bzw. Tabelle 36 bei den gewählten geometrischen Verhältnissen nur bei einer Blehdicke von 2 mm. Eine Vergrößerung des Dullungsabstandes ist kritisch, da dadurch die Anzahl der tragenden Schweißnähte geringer wird und deren Belastung steigen würde.

## 4.2.6 Doppelseitig gedulltes Blech

### 4.2.6.1 Geometrieskizze

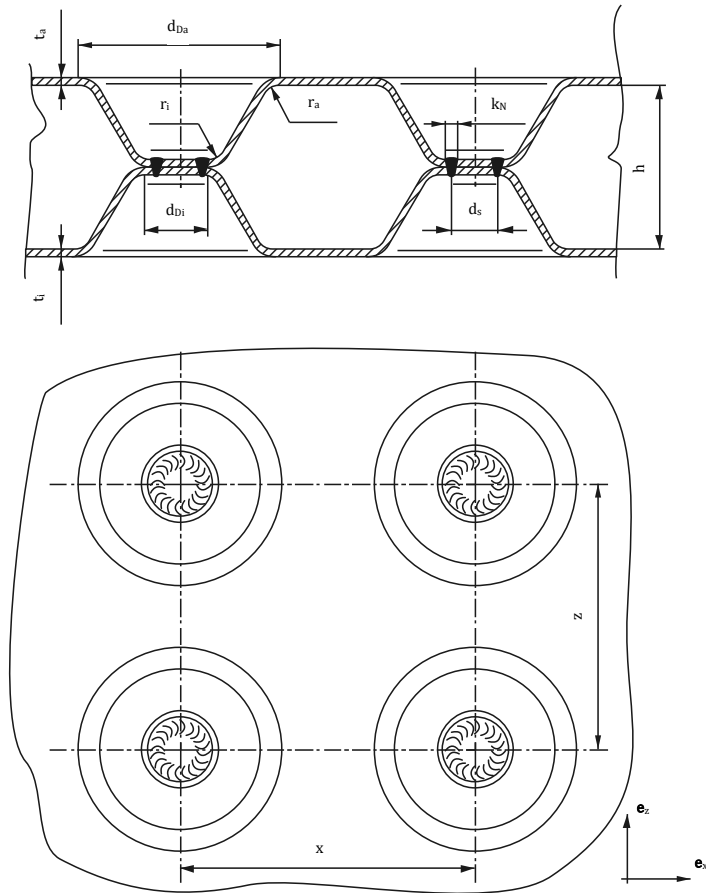


Abbildung 84: Geometrieskizze „Doppelseitig gedulltes Blech“

Dullungen erhöhen das Flächenmoment des Bleches da sie lokal einen markanten Steineranteil im Flächenmoment induzieren. Nutzt man Dullungen an beiden Kesselblechseiten, so erhöht dies die Steifigkeit bzw. das Flächenmoment auf beiden Kesselblechen. Dabei werden in beide Kesselblechseiten Vertiefungen, Dullungen, eingeformt, welche die Verbindung zum anderen Kesselblech ermöglichen (siehe Abbildung 84). Durch Verschweißen der Dullung mit der Gegendullung wird die Verbindung geschlossen. Vorteile bietet diese Geometrie durch die geringe erforderliche Lagegenauigkeit der Bleche, lediglich die Dullungen müssen sich lageorientiert decken. Geschweißt werden kann unter anderem mittels Laserstrahlschweißung und Zusatzwerkstoff. Die Nahtdichtheit definiert die Dichtheit des Kessels.

Großflächiges Einformen der Dullungen am Blech sowie der Schweißprozess sind gut automatisierbar. Zwischen den Kesselblechen wird kein weiteres Blech eingebaut, was eine hohe Masseinsparung zur Folge hat. Jedoch nachteilig ist die schwierige Wärmeabfuhr im Bereich der Verbindungsstelle der Bleche da der Kontaktbereich Dullung-Gegendullung nicht heizwasserumspült ist. Dort kann es lokal zu einer Überhitzung der Verbindung kommen was merkliches Kriechen, Materialschädigung und Festigkeitsverlust zur Folge hat. Eine definierte Dullungsgeometrie wurde bei verschiedenen Kesselblechdicken betrachtet. Der gewählte Dullungsabstand beträgt  $x = 90$  mm und  $z = 90$  mm, was einer hohen Dullungsdichte am Blech entspricht. Die Dullungen wurden in einem parallelen Raster angeordnet.

#### 4.2.6.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Aufgrund der hohen Dullungsdichte, d.h. aufgrund des geringen Abstandes der Dullungen zueinander ist der nicht gestützte Bereich im Kesselblech gering und von daher auch der Druckwölbereich klein. Die hohen Spannungen stellen sich im Bereich der Dullungsradien und in der Ringnaht am Blech ein (siehe Abbildung 85).

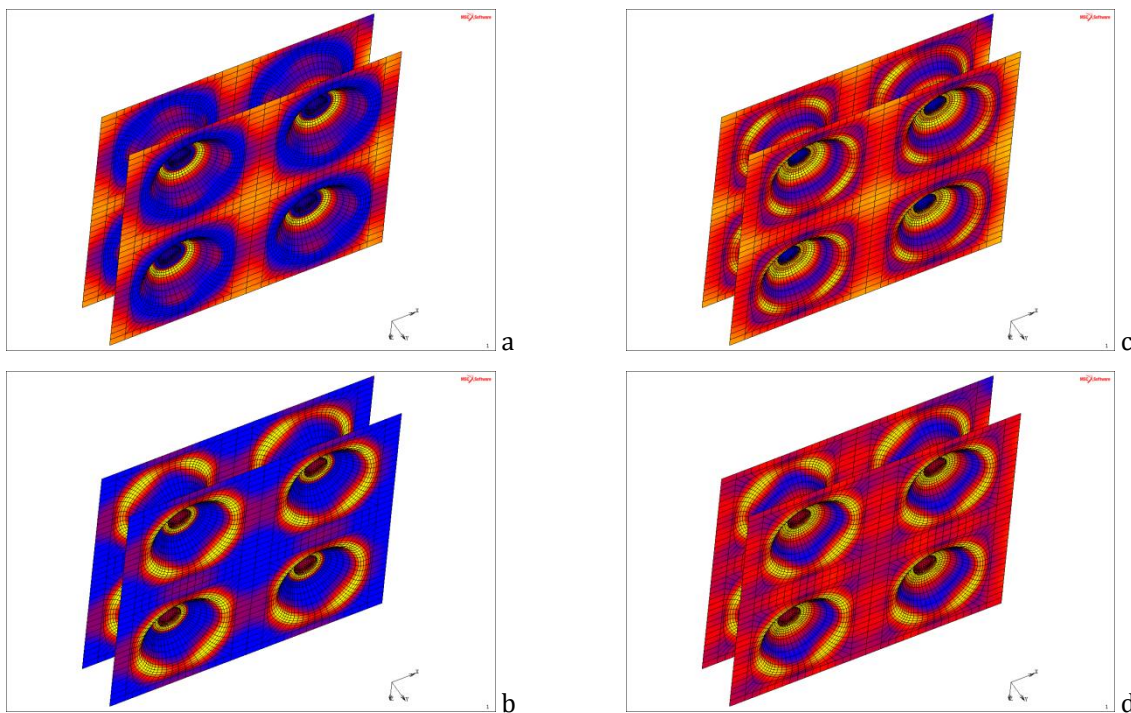


Abbildung 85: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Doppelseitig gedulltes Blech“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

#### 4.2.6.3 Modelle DUB X1 A EP E DU1 1 / DUB X1 B EP E DU1 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Dullungsdurchmesser außen	$d_{Da}$	mm	69
Dullungsdurchmesser innen	$d_{Di}$	mm	20
Dullungsradius	$r_a$	mm	8
Dullungsradius	$r_i$	mm	8
Nahtstärke	$k_N$	mm	2
Nahtdurchmesser	$d_s$	mm	15
Dullungsabstand x	x	mm	90
Dullungsabstand z	z	mm	90

DUB X1 A EP E DU1 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	543	1,22	Radius $r_i$ Dullung
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	563	1,17	Radius $r_i$ Dullung
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	497	1,33	Ringnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	512	1,29	Radius $r_i$ Dullung
Verformung	$\delta$	mm	1,5		
Modellmasse	m	kg	3,9		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	25		

DUB X1 B EP E DU1 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	326	2,02	Radius $r_i$ Dullung
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	458	1,44	Radius $r_a$ Dullung
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	385	1,71	Ringnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	401	1,65	Radius $r_i$ Dullung
Verformung	$\delta$	mm	0,7		
Modellmasse	m	kg	5,9		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	38		

Tabelle 37: Geometrie und Ergebnisse DUB X1 A EP E DU1 1 und DUB X1 B EP E DU1 1

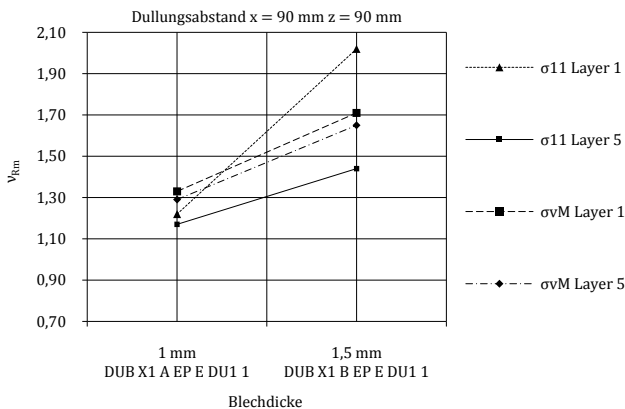


Abbildung 86: Sicherheitsfaktoren DUB X1 A EP E DU1 1 und DUB X1 B EP E DU1 1

Bereits bei einer Blechdicke von 1 mm stellen sich für alle betrachteten Spannungen nach Abbildung 86 bzw. Tabelle 37 Sicherheitsfaktoren  $v_{Rm} \geq 1,17$  ein. Bei einer Kesselblechdicke von 1,5 mm liegen die Sicherheitsfaktoren bei  $v_{Rm} > 1,2$  wobei eine Masse von 38% vom Originalkessel erreicht wird.

## 4.2.7 Einseitiges Trapezblech mit Bolzenverbindung

### 4.2.7.1 Geometrieskizze

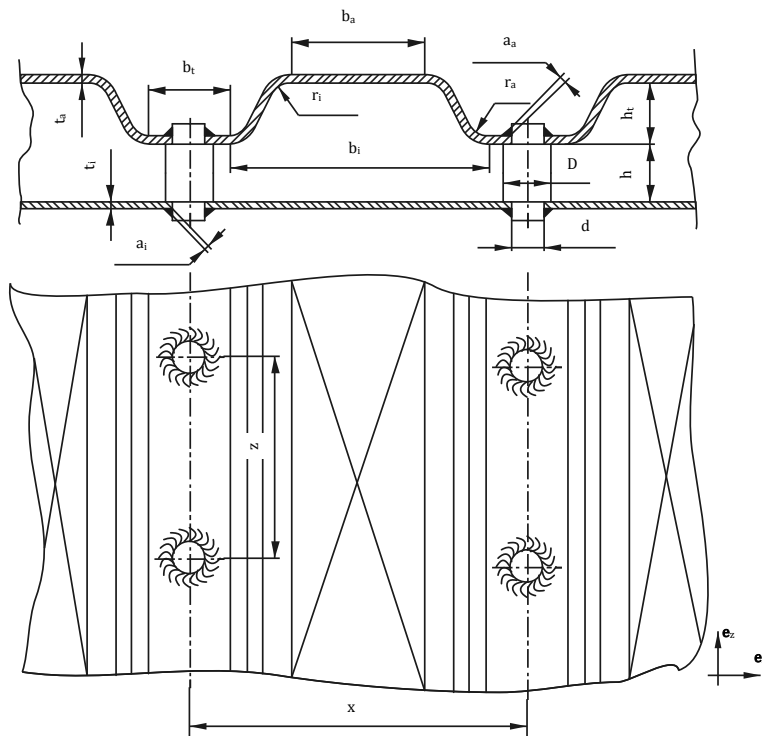


Abbildung 87: Geometrieskizze „Einseitiges Trapezblech mit Bolzenverbindung“

Erweitert man einzelne eingeprägte Sicken zu einer durchgängigen Sicke, so ergibt sich ein Trapezprofil (siehe Abbildung 87). Dadurch kann das Flächenmoment durch den zusätzlichen Steineranteil erhöht werden, die Biegesteifigkeit nimmt zu. Die Verbindung zum gegenüberliegenden ebenen Kesselblech erfolgt mittels abgesetzter Bolzen. Die Bolzen werden mittels einer ringförmigen Kehlnaht mit den Blechen verbunden. An die Bohrungen in den Blechen werden keine besonderen Anforderungen gestellt, sie können mit verschiedenen Trennverfahren hergestellt werden. Da die Bolzen kaum Scherkräfte senkrecht zur Bolzenachse übertragen müssen, können sie auch innen hohl ausgeführt werden, was bei der Anzahl der Bolzen und der daraus ableitbaren Bedeutung der Bolzenmasse durchaus sinnvoll ist. Da die beiden Bleche durch die Bolzen nur an punktuellen Stützstellen verbunden sind, ist die Bolzendichte sehr hoch. Daraus ergeben sich Nachteile in der Masse sowie in der Fertigung des Kesselteils. Eine Automation des Schweißprozesses ist nötig um die hohe Anzahl an Nähten rasch abzuwickeln. Um Verzug gering zu halten sind Vorrichtungen zu gestalten, welche es ermöglichen, zuerst die Bolzen in beide Bleche einzuführen und dann erst gleichzeitig auf beiden Blechen die Ringnähte anzubringen. Die Dichtigkeit des Kesselteils hängt direkt von der Dichtigkeit der Schweißnähte ab. Aufgrund des geringen Bolzenabstandes sowie der gekrümmten Blechstrukturen ist mit einer Strömungsbehinderung zu rechnen, eine turbulente Strömung kann sich einstellen, was bezüglich der Wärmeübertragung jedoch wiederum Vorteile bieten kann.

Der Bolzenabstand definiert gleichzeitig die Trapezgeometrie. Es wurden drei verschiedene Bolzenabstände mit verschiedenen Schweißnaht- und Blechstärken nach Tabelle 38 betrachtet.

Variante TP1	$x = 170 \text{ mm}$	$z = 80 \text{ mm}$
Variante TP2	$x = 100 \text{ mm}$	$z = 50 \text{ mm}$
Variante TP3	$x = 75 \text{ mm}$	$z = 50 \text{ mm}$

Tabelle 38: Variation der Bolzenabstände „Einseitiges Trapezblech mit Bolzenverbindung“

#### 4.2.7.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Höchstspannungen Principal Stress Layer 1 zeigen sich im Trapezbiegeradius  $r_a$  sowie im Druckwölbereich des ebenen Bleches als Membranspannung. Principal Stress Layer 5 und Equivalent Von Mises Layer 1 sowie Equivalent Von Mises Layer 5 zeigen hohe Werte im Nahtbereich der beiden Bleche (siehe Abbildung 88).

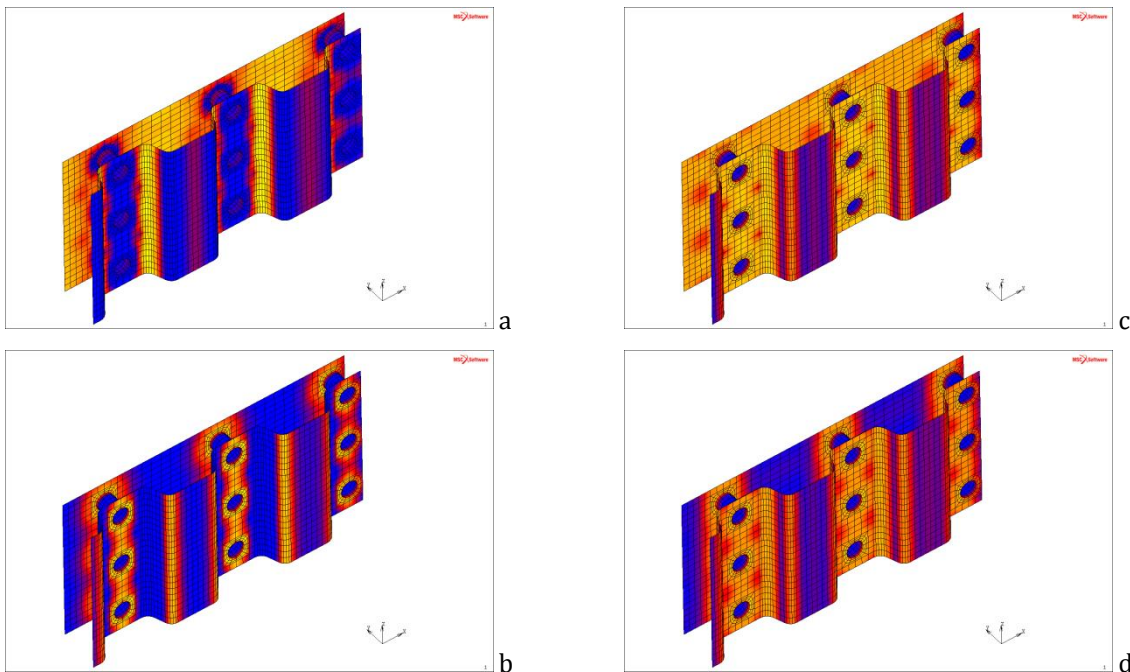


Abbildung 88: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Einseitiges Trapezblech mit Bolzenverbindung“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Von Tabelle 39 bis Tabelle 45 werden verschiedene modellspezifische Geometrieparameter und Spannungsergebnisse angegeben, grafisch werden die Spannungsergebnisse in Abbildung 89 bis Abbildung 93 angezeigt.

#### 4.2.7.3 Modelle TRE X1 A EP E TP1 1 / TRE X1 B EP E TP1 1 / TRE X1 C EP E TP1 2

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	20
Trapeztiefe	h <sub>t</sub>	mm	20
Trapezbreite <sup>9</sup>	b <sub>t</sub>	mm	40
Trapezkopfbreite außen	b <sub>a</sub>	mm	90
Trapezkopfbreite innen	b <sub>i</sub>	mm	130
Trapezradius	r <sub>a</sub>	mm	8
Trapezradius	r <sub>i</sub>	mm	8
Bolzendurchmesser	D	mm	20
Bolzendurchmesser	d	mm	15
Bolzenabstand x	x	mm	170
Bolzenabstand z	z	mm	80

TRE X1 A EP E TP1 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blechdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Schweißnaht außen	a <sub>a</sub>	mm	2		
Schweißnaht innen	a <sub>i</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	748	0,88	Trapezblech Radius r <sub>a</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	773	0,85	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	704	0,94	Trapezblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	700	0,94	Trapezblech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	9,0		
Modellmasse	m	kg	4,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	28		

TRE X1 B EP E TP1 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Schweißnaht außen	a <sub>a</sub>	mm	2		
Schweißnaht innen	a <sub>i</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	663	1,00	Trapezblech Radius r <sub>a</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	713	0,93	Trapezblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	593	1,11	Trapezblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	656	1,01	Trapezblech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	6,5		
Modellmasse	m	kg	6,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	38		

TRE X1 C EP E TP1 2				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	2		
Blechdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	2		
Schweißnaht außen	a <sub>a</sub>	mm	3		
Schweißnaht innen	a <sub>i</sub>	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	594	1,11	Trapezblech Radius r <sub>a</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	670	0,99	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	562	1,17	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	634	1,04	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	4,7		
Modellmasse	m	kg	7,7		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	48		

Tabelle 39: Geometrie und Ergebnisse TRE X1 A EP E TP1 1, TRE X1 B EP E TP1 1 und TRE X1 C EP E TP1 2

<sup>9</sup> Ergibt sich aus b<sub>i</sub> und x

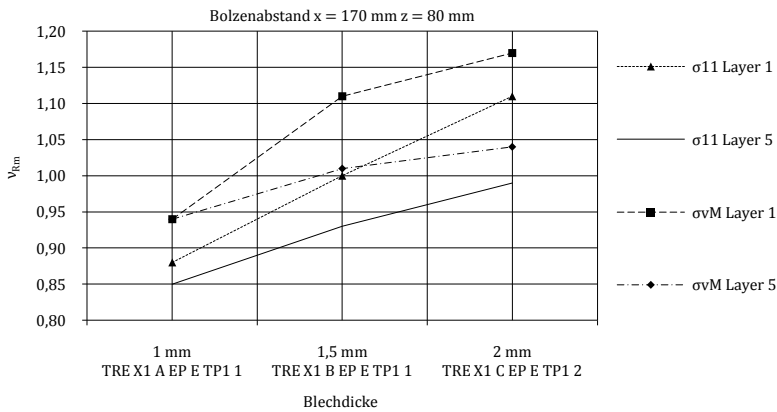


Abbildung 89: Sicherheitsfaktoren TRE X1 A EP E TP1 1, TRE X1 B EP E TP1 1 und TRE X1 C EP E TP1 2

Da der Bolzenabstand groß ist, ergeben sich für die tragenden Ringnähte an den Bolzen hohe Lasten, die auftretenden Spannungen liegen selbst bei einer Blechdicke von 2 mm leicht über der Zugfestigkeit  $R_m$ , es ist mit dem Bruch der Schweißverbindung zu rechnen.

#### 4.2.7.4 Modelle TRE X1 A EP E TP2 1 / TRE X1 B EP E TP2 1 / TRE X1 C EP E TP2 2

Modellparameter				Achtelmodell
Blechabstand	$h$	mm		20
Trapeztiefe	$h_t$	mm		20
Trapezbreite <sup>10</sup>	$b_t$	mm		30
Trapezkopfbreite außen	$b_a$	mm		32
Trapezkopfbreite innen	$b_i$	mm		70
Trapezradius	$r_a$	mm		8
Trapezradius	$r_i$	mm		8
Bolzendurchmesser	$D$	mm		20
Bolzendurchmesser	$d$	mm		15
Bolzenabstand $x$	$x$	mm		100
Bolzenabstand $z$	$z$	mm		50

TRE X1 A EP E TP2 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	2		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	626	1,05	Trapezblech Radius $r_a$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	631	1,05	Trapezblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	575	1,15	Trapezblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	625	1,06	Trapezblech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	3,9		
Modellmasse	$m$	kg	6,3		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	40		

TRE X1 B EP E TP2 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	2		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	554	1,19	Ebenes Blech <sup>11</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	590	1,12	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	523	1,26	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	547	1,21	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	2,0		
Modellmasse	$m$	kg	8,0		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	51		

Tabelle 40: Geometrie und Ergebnisse TRE X1 A EP E TP2 1 und TRE X1 B EP E TP2 1

<sup>10</sup> Ergibt sich aus  $b_i$  und  $x$

<sup>11</sup> Druckwölbereich



TRE X1 C EP E TP2 2				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	2		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	2		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	3		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	415	1,28	Ebenes Blech <sup>12</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	566	1,17	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	504	1,31	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	512	1,29	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	1,1		
Modellmasse	m	kg	9,7		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	61		

Tabelle 41: Ergebnisse TRE X1 C EP E TP2 2

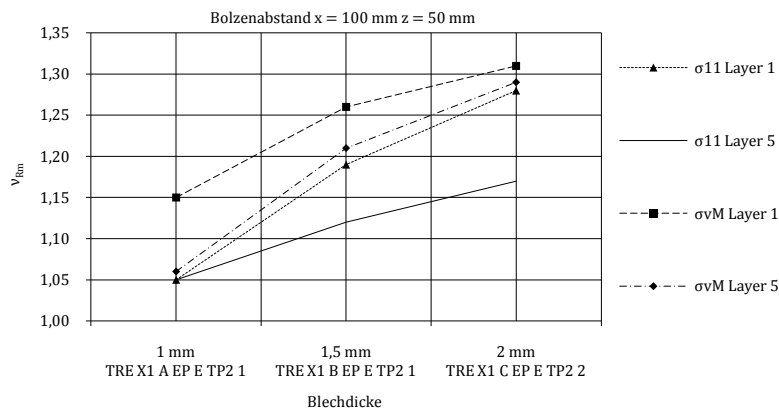


Abbildung 90: Sicherheitsfaktoren TRE X1 A EP E TP2 1, TRE X1 B EP E TP2 1 und TRE X1 C EP E TP2 2

Bei einem Bolzenabstand von  $x = 100$  mm und  $z = 50$  mm stellen sich ab einer Blechdicke von 2 mm brauchbare Sicherheiten  $v_{Rm} \geq 1,17$  ein. Bei einer Blechdicke von 1 mm stellt der Trapezbiegeradius noch eine Problemzone dar, bei Dicken größer 1 mm wird das Flächenmoment des Bleches bedeutend, die hohen Spannungen verlagern sich in das Nahtbereich der Bleche. Hier zeigt sich bei diesen Bolzenabständen, dass die Erhöhung der Blechsteifigkeit zwar die Spannungen im ungestützten Blechbereich reduzieren, in den Schweißzonen ist jedoch keine Verbesserung der Spannungssituation zu erwarten.

#### 4.2.7.5 Modelle TRE X1 A EP E TP3 1 / TRE X1 B EP E TP3 1 / TRE X1 C EP E TP3 2

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	20
Trapeztiefe	$h_t$	mm	20
Trapezbreite <sup>13</sup>	$b_t$	mm	25
Trapezkopfbreite außen	$b_a$	mm	14
Trapezkopfbreite innen	$b_i$	mm	50
Trapezradius	$r_a$	mm	8
Trapezradius	$r_i$	mm	8
Bolzendurchmesser	D	mm	20
Bolzendurchmesser	d	mm	15
Bolzenabstand x	x	mm	75
Bolzenabstand z	z	mm	50

Tabelle 42: Geometrie TRE X1 A EP E TP3 1, TRE X1 B EP E TP3 1 und TRE X1 C EP E TP3 2

<sup>12</sup> Druckwölbereich  
<sup>13</sup> Ergibt sich aus  $b_i$  und x

TRE X1 A EP E TP3 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	2		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	556	1,19	Ebenes Blech <sup>14</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	574	1,15	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	518	1,27	Trapezblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	552	1,20	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	1,8		
Modellmasse	$m$	kg	7,6		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	48		

TRE X1 B EP E TP3 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	2		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	382	1,73	Ebenes Blech <sup>14</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	563	1,17	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	495	1,33	Trapezblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	502	1,31	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	0,7		
Modellmasse	$m$	kg	9,4		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	59		

TRE X1 C EP E TP3 2				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	2		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	2		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	3		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	214	3,08	Ebenes Blech <sup>14</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	520	1,27	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	429	1,54	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	455	1,45	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	0,3		
Modellmasse	$m$	kg	11,2		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	71		

Tabelle 43: Ergebnisse TRE X1 A EP E TP3 1, TRE X1 B EP E TP3 1 und TRE X1 C EP E TP3 2

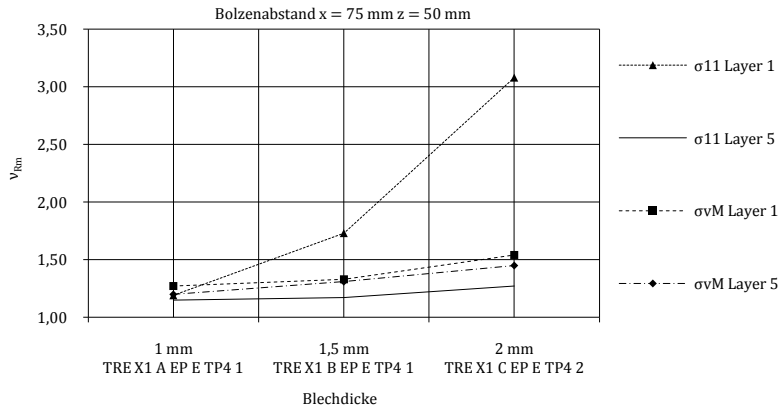


Abbildung 91: Sicherheitsfaktoren TRE X1 A EP E TP3 1, TRE X1 B EP E TP3 1 und TRE X1 C EP E TP3 2

Bei einem Bolzenabstand von  $x = 75 \text{ mm}$  und  $z = 50 \text{ mm}$  stellen sich ab einer Blechdicke von 1,5 mm brauchbare Sicherheiten  $v_{Rm} \geq 1,17$  ein. Bei einer Blechdicke von 1 mm und 1,5 mm stellt der Nahtbereich im ebenen Blech die höchste Spannungssituation dar, bei größeren Blechstärken wird das Flächenmoment des Bleches bedeutend, die Spannung in den Nahtbereichen sinkt. Aufgrund der hohen Bolzendichte ist die Masseinsparung bei diesen Modellen jedoch gering.

<sup>14</sup> Druckwölbereich

#### 4.2.7.6 Modell TRE X1 E EP E TP3 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1
Blechabstand	$h$	mm	20
Trapeztiefe	$h_t$	mm	20
Trapeztabbreite <sup>15</sup>	$b_t$	mm	25
Trapezkopfbreite außen	$b_a$	mm	14
Trapezkopfbreite innen	$b_i$	mm	50
Trapezradius	$r_a$	mm	8
Trapezradius	$r_i$	mm	8
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	2
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	2
Bolzendurchmesser	$D$	mm	20
Bolzendurchmesser	$d$	mm	15
Bolzenabstand x	$x$	mm	75
Bolzenabstand z	$z$	mm	50
Modellmasse	$m$	kg	6,3
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	40

Ergebnisse FEM				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	555	1,19	Trapezblech Radius $r_a$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	563	1,17	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	516	1,28	Trapezblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	531	1,24	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	1,0		

Tabelle 44: Geometrie und Ergebnisse TRE X1 E EP E TP3 1

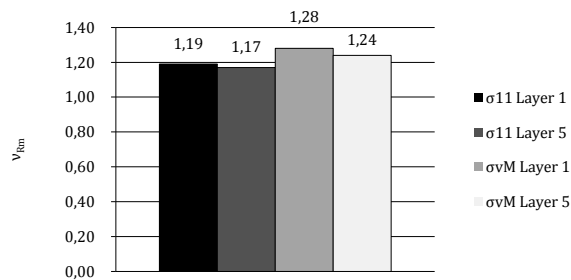


Abbildung 92: Sicherheitsfaktoren TRE X1 E EP E TP3 1

Das Modell TRE X1 E EP E TP3 1 mit einer Blechdicke am ebenen Blech von 1,5 mm und einer Blechdicke von 1 mm am Trapezblech zeigt bei einer Masse von 40% des Originalkessels gute Sicherheitsfaktoren von  $v_{Rm} \geq 1,17$ .

<sup>15</sup> Ergibt sich aus  $b_i$  und  $x$

#### 4.2.7.7 Modell TRE X1 F EP E TP3 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	2
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5
Blechabstand	$h$	mm	20
Trapeztiefe	$h_t$	mm	20
Trapeztafbreite <sup>16</sup>	$b_t$	mm	25
Trapezkopfbreite außen	$b_a$	mm	14
Trapezkopfbreite innen	$b_i$	mm	50
Trapezradius	$r_a$	mm	8
Trapezradius	$r_i$	mm	8
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	2
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	2
Bolzendurchmesser	$D$	mm	20
Bolzendurchmesser	$d$	mm	15
Bolzenabstand x	$x$	mm	75
Bolzenabstand z	$z$	mm	50
Modellmasse	$m$	kg	8,0
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	51

Ergebnisse FEM				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	357	1,85	Trapezblech Radius $r_a$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	543	1,22	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	473	1,40	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	489	1,35	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	0,4		

Tabelle 45: Geometrie und Ergebnisse TRE X1 F EP E TP3 1

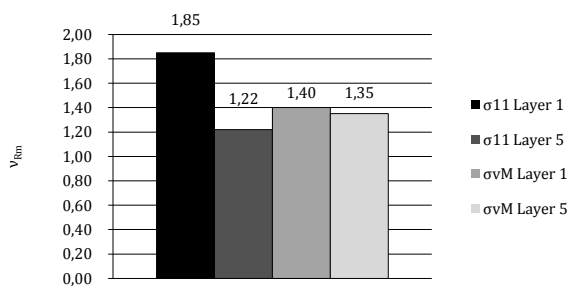


Abbildung 93: Sicherheitsfaktoren TRE X1 F EP E TP3 1

Erhöht man die Blechdicke am ebenen Blech auf 2 mm und die Blechdicke am Trapezblech auf 1,5 mm so steigt bei einer Masse von 51% des Originalkessels der kleinste Sicherheitsfaktor auf  $v_{Rm} \geq 1,22$ .

<sup>16</sup> Ergibt sich aus  $b_i$  und  $x$

## 4.2.8 Beidseitiges Trapezblech direktverschweißt

### 4.2.8.1 Geometrieskizze

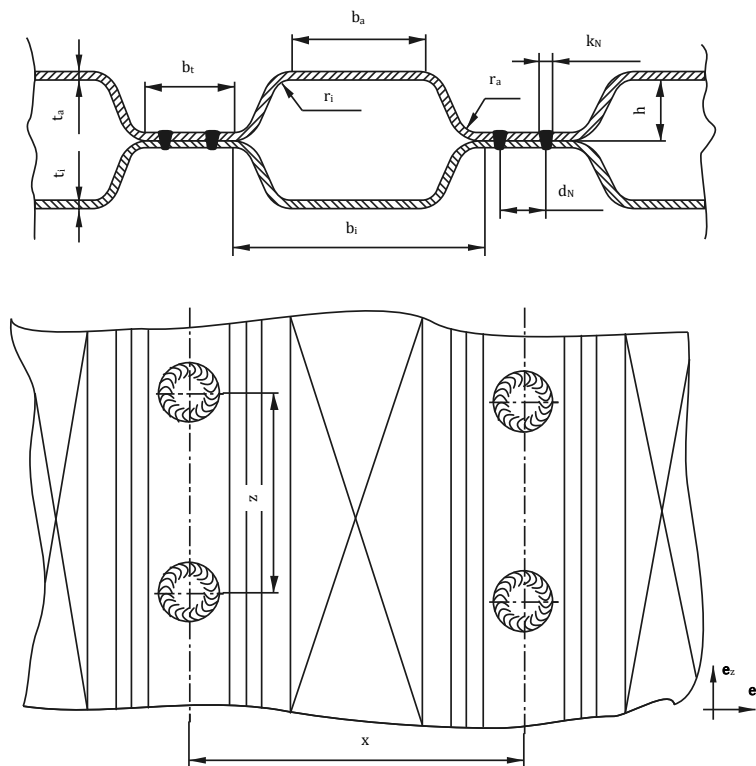


Abbildung 94: Geometrieskizze „Beidseitiges Trapezblech direktverschweißt“

Werden beidseitig trapezförmige Bleche verwendet, sind an beiden Blechen entsprechend die Flächenmomente aufgrund der Steineranteile erhöht. Die beiden Bleche können direkt miteinander verbunden werden indem sich die beidseitigen Trapeze der Bleche berühren und über eine Ringnaht die Verbindung hergestellt wird (siehe Abbildung 94). Die Schweißnaht kann mittels beliebigen Schweißverfahren hergestellt werden, Laserschweißen stellt eine gute Möglichkeit diesbezüglich dar. Die Lagetoleranzen für die Verbindung sind nicht hoch zu setzen, der Prozess der Fertigung des Blechverbundes ist gut automatisierbar. Die Dichtheit der Naht ist ausschlaggebend für die Kesseldichtheit. Zwischenbleche sind keine notwendig, was zu einer guten Masseinsparung führt. Nachteilig ist jedenfalls die geringere Wassermenge im Kesselsystem da große Blechkontaktzonen vorhanden sind in denen kein Heizwasser eingelagert ist. Dies führt auch zur kritischen Problematik der lokalen Überhitzung der Bleche sowie der Schweißnaht. Materialschädigung, Festigkeitsverlust und Kriechen sind auftretende werkstoffmechanische Ergebnisse. Der Nahtabstand definiert gleichzeitig die Trapezgeometrie.

Es wurden zwei verschiedene Trapezgeometrien bzw. Nahtabstände mit verschiedenen Schweißnaht- und Blechstärken nach Tabelle 46 betrachtet.

Variante TP4	$x = 180 \text{ mm}$	$z = 80 \text{ mm}$
Variante TP5	$x = 100 \text{ mm}$	$z = 50 \text{ mm}$

Tabelle 46: Variation der Bolzenabstände „Beidseitiges Trapezblech direktverschweißt“

#### 4.2.8.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Höchstspannungen Principal Stress Layer 1 zeigen sich im Trapezbiegeradius  $r_a$  sowie in der Schweißnaht selbst. Principal Stress Layer 5 zeigt hohe Spannungen im Nahtbereich und im Trapezbiegeradius  $r_i$ . Equivalent Von Mises Layer 1 sowie Equivalent Von Mises Layer 5 zeigen hohe Werte im Nahtbereich der beiden Bleche, in der Schweißnaht und an den Trapezbiegeradien. Die Spannungssituation bei verschiedenen Spannungsarten stellt Abbildung 95 dar. Für sechs Modelle finden sich Geometrieparameter und Spannungsergebnisse in Tabelle 47 bis Tabelle 49.

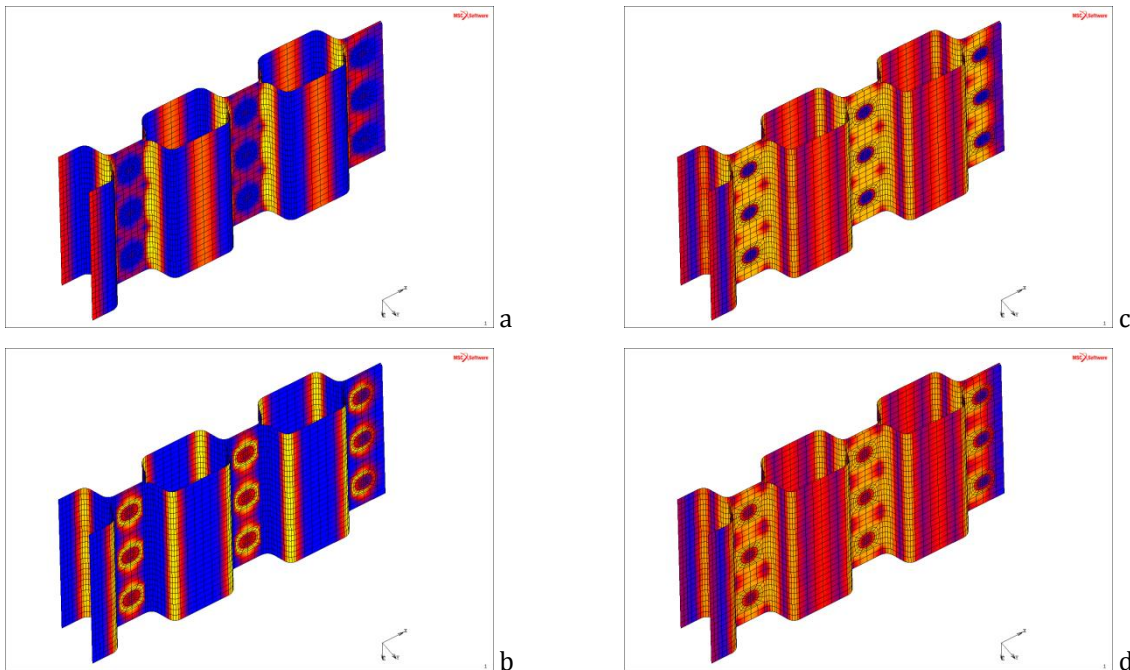


Abbildung 95: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitiges Trapezblech direktverschweißt“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

#### 4.2.8.3 Modelle TRB X1 A EP E TP4 1 / TRB X1 B EP E TP4 1 / TRB X1 C EP E TP4 2

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	20
Trapezbreite <sup>17</sup>	b <sub>t</sub>	mm	40
Trapezkopfbreite außen	b <sub>a</sub>	mm	85
Trapezkopfbreite innen	b <sub>i</sub>	mm	140
Trapezradius	r <sub>a</sub>	mm	8
Trapezradius	r <sub>i</sub>	mm	8
Nahtdurchmesser	d <sub>N</sub>	mm	25
Nahtabstand x	x	mm	180
Nahtabstand z	z	mm	80

TRB X1 A EP E TP4 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	747	0,88	Außenblech r <sub>a</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	700	0,94	Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	647	1,02	Außenblech r <sub>a</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	644	1,02	Außenblech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	10,0		
Modellmasse	m	kg	3,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	22		

TRB X1 B EP E TP4 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	633	1,04	Außenblech r <sub>a</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	588	1,12	Außenblech r <sub>i</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	554	1,19	Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	563	1,17	Außenblech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	3,5		
Modellmasse	m	kg	5,2		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	33		

TRB X1 C EP E TP4 2				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	2		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	2		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	561	1,18	Außenblech r <sub>a</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	551	1,20	Außenblech r <sub>i</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	500	1,32	Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	507	1,30	Außenblech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	1,4		
Modellmasse	m	kg	6,9		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	44		

Tabelle 47: Geometrie und Ergebnisse TRB X1 A EP E TP4 1, TRB X1 B EP E TP4 1 und TRB X1 C EP E TP4 2

#### 4.2.8.4 Modelle TRB X1 A EP E TP5 1 / TRB X1 B EP E TP5 1 / TRB X1 B EP E TP5 2

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	20
Trapezbreite <sup>17</sup>	b <sub>t</sub>	mm	30
Trapezkopfbreite außen	b <sub>a</sub>	mm	42
Trapezkopfbreite innen	b <sub>i</sub>	mm	70
Trapezradius	r <sub>a</sub>	mm	8
Trapezradius	r <sub>i</sub>	mm	8
Nahtdurchmesser	d <sub>N</sub>	mm	15
Nahtabstand x	x	mm	100
Nahtabstand z	z	mm	50

Tabelle 48: Geometrie TRB X1 A EP E TP5 1, TRB X1 B EP E TP5 1 und TRB X1 B EP E TP5 2

<sup>17</sup> Ergibt sich aus b<sub>i</sub> und x

TRB X1 A EP E TP5 1					
				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Nahtstärke	$k_N$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	603	1,09	Außenblech $r_a$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	573	1,15	Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	562	1,17	Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	583	1,13	Außenblech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	1,6		
Modellmasse	$m$	kg	3,6		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	23		

TRB X1 B EP E TP5 1					
				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Nahtstärke	$k_N$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	568	1,16	Ringnaht
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	538	1,27	Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	496	1,33	Ringnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	497	1,33	Ringnaht
Verformung	$\delta$	mm	0,5		
Modellmasse	$m$	kg	5,4		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	34		

TRB X1 B EP E TP5 2					
				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Nahtstärke	$k_N$	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	536	1,23	Außenblech $r_a$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	545	1,21	Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	481	1,37	Außenblech $r_a$
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	494	1,34	Außenblech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	0,5		
Modellmasse	$m$	kg	5,4		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	34		

Tabelle 49: Ergebnisse TRB X1 A EP E TP5 1, TRB X1 B EP E TP5 1 und TRB X1 B EP E TP5 2

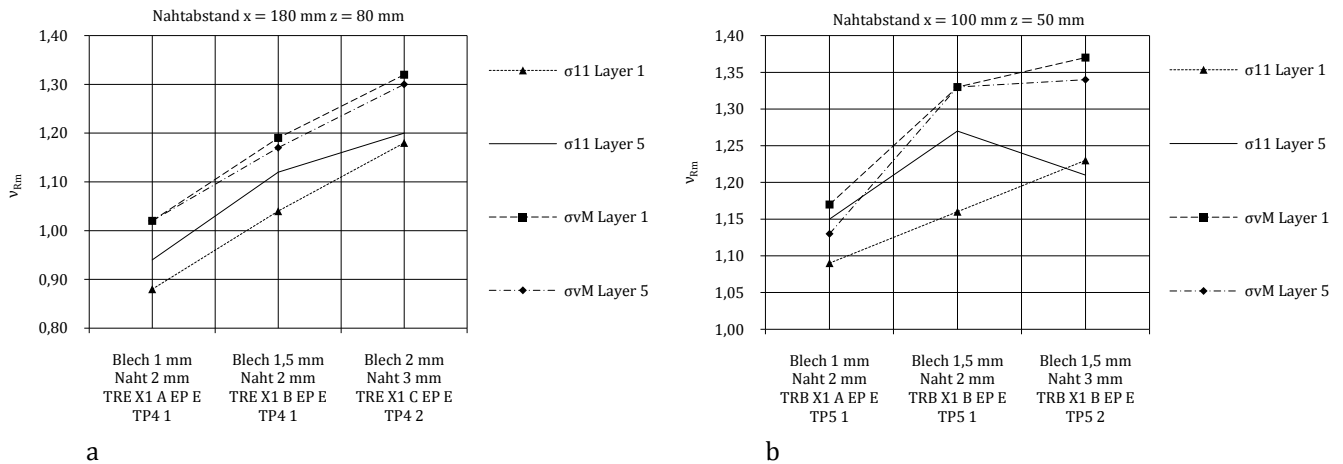


Abbildung 96: (a) Sicherheitsfaktoren TRE X1 A EP E TP4 1, TRE X1 B EP E TP4 1 und TRE X1 C EP E TP4 2, (b) Sicherheitsfaktoren TRB X1 A EP E TP5 1, TRB X1 B EP E TP5 1 und TRB X1 B EP E TP5 2

Bei einem Nahtabstand von  $x = 180$  mm und  $z = 80$  mm sind nach Abbildung 96 (a) Sicherheitsfaktoren  $v_{Rm} \geq 1,18$  erst bei einer Blechdicke von 2 mm zu erwarten, bei einem verringertem Abstand von  $x = 100$  mm und  $z = 50$  mm ergeben sich nach Abbildung 96 (b) Sicherheitsfaktoren  $v_{Rm} \geq 1,16$  bereits bei einer Blechdicke von 1,5 mm. Vorteilhaft ist die Vergrößerung der Nahtstärke.



## 4.2.9 Beidseitiges Trapezblech mit Bolzen verbunden

### 4.2.9.1 Geometrieskizze

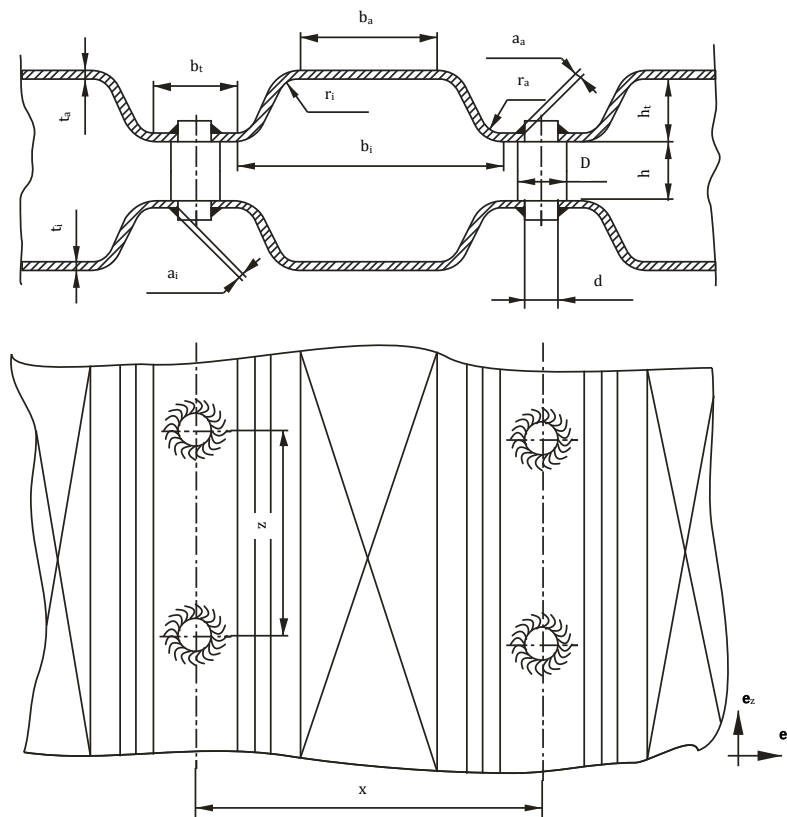


Abbildung 97: Geometrieskizze „Beidseitiges Trapezblech mit Bolzen verbunden“

Um die Vorteile des erhöhten Flächenmomentes eines Trapezprofils zu nutzen kann die Verbindung der beiden Trapezbleche auch mittels einer zwischenliegenden Bolzenverbindung erfolgen. Dabei werden die Trapezbleche aufgebohrt, wobei an die Bohrungen keine relevanten Anforderungen gestellt werden. In die Bohrungen werden Bolzen gesetzt welche die beiden Trapezbleche verbinden. Ringkehlnähte an den Bolzen stellen den Materialverbund her. Die Anzahl der Bolzen wird durch die Trapezblechgeometrie definiert. Der Hauptvorteil im Vergleich zum Modell direkt verschweißter Trapezbleche ergibt sich durch die Umströmung der gesamten Kesselbleche mit Heizungswasser, es treten bis auf die Bolzenposition keine nicht gekühlten Blechgebiete auf. Die unter Kapitel 4.2.8 „Beidseitiges Trapezblech direktverschweißte“ angeführten Modelle können anstelle der Direktverschweißung auch mittels Bolzen verbunden werden. Wenn aus Abbildung 97 die Bolzenlänge  $h$  klein gewählt wird und der Bolzendurchmesser  $d$  gleich wie der Nahtdurchmesser  $d_N$  in Abbildung 94 ist und dieselbe äquivalente Nahtstärke an der Kehlnaht wie bei der Ringnaht gewählt wird, dann gelten dieselben Spannungssituationen wie unter Kapitel 4.2.8, wobei entsprechend der selbe Nahtabstand in  $z$  zu wählen ist. Bei einem Bolzenabstand von  $x = 75$  mm und  $z = 50$  mm wurden verschiedene Kesselblechdicken und Ringkehlnahtstärken betrachtet. Diesbezügliche Geometriedaten und Ergebnisse zeigen Tabelle 50 und Tabelle 51.

#### 4.2.9.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Principal Stress Layer 1 zeigt hohe Spannungen im Trapezbiegeradius  $r_a$  sowie in der Schweißnaht selbst. Principal Stress Layer 5 zeigt hohe Spannungen im Nahtbereich. Equivalent Von Mises Layer 1 sowie Equivalent Von Mises Layer 5 zeigen hohe Werte im Nahtbereich sowie in der Schweißnaht am Blech (siehe Abbildung 98).

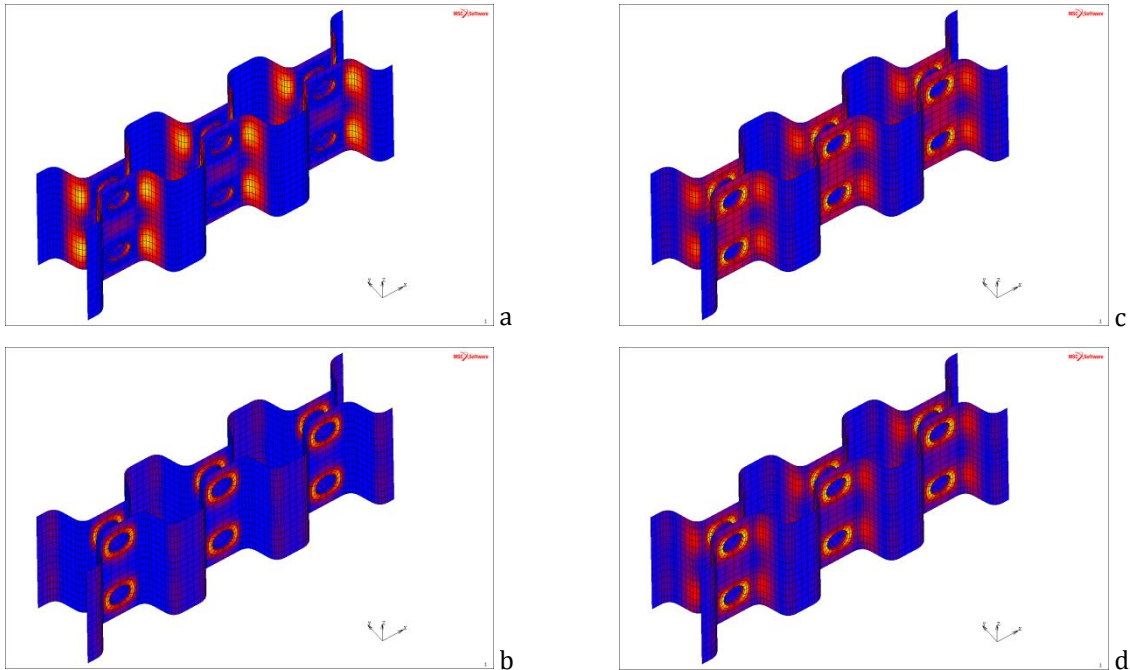


Abbildung 98: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitiges Trapezblech mit Bolzen verbunden“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

#### 4.2.9.3 Modelle TRB X1 A EP E TP6 1 / TRB X1 B EP E TP6 1 / TRB X1 B EP E TP6 2

Modellparameter			Achtelmodell
Blechabstand	$h$	mm	10
Trapeztiefe	$h_t$	mm	20
Trapezbreite <sup>18</sup>	$b_t$	mm	25
Trapezkopfbreite außen	$b_a$	mm	14
Trapezkopfbreite innen	$b_i$	mm	50
Trapezradius	$r_a$	mm	8
Trapezradius	$r_i$	mm	8
Bolzendurchmesser	$D$	mm	20
Bolzendurchmesser	$d$	mm	15
Bolzenabstand x	$x$	mm	75
Bolzenabstand z	$z$	mm	50

Tabelle 50: Geometrie TRB X1 A EP E TP6 1, TRB X1 B EP E TP6 1 und TRB X1 B EP E TP6 2

<sup>18</sup> Ergibt sich aus  $b_i$  und  $x$

TRB X1 A EP E TP6 1					$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1			
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1			
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	2			
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	2			
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	560	1,18		Außenblech $r_a$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	553	1,19		Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	533	1,24		Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	535	1,23		Außenblech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	0,8			
Modellmasse	$m$	kg	6,7			
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	42			

TRB X1 B EP E TP6 1					$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5			
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5			
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	2			
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	2			
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	556	1,19		Ringnaht
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	523	1,26		Innenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	489	1,35		Ringnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	471	1,40		Ringnaht
Verformung	$\delta$	mm	0,3			
Modellmasse	$m$	kg	8,8			
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	55			

TRB X1 B EP E TP6 2					$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5			
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5			
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	3			
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	3			
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	383	1,72		Ringnaht
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	521	1,27		Innenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	466	1,42		Ringnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	460	1,43		Außenblech Nahtbereich
Verformung	$\delta$	mm	0,3			
Modellmasse	$m$	kg	8,8			
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	55			

Tabelle 51: Ergebnisse TRB X1 A EP E TP6 1, TRB X1 B EP E TP6 1 und TRB X1 B EP E TP6 2

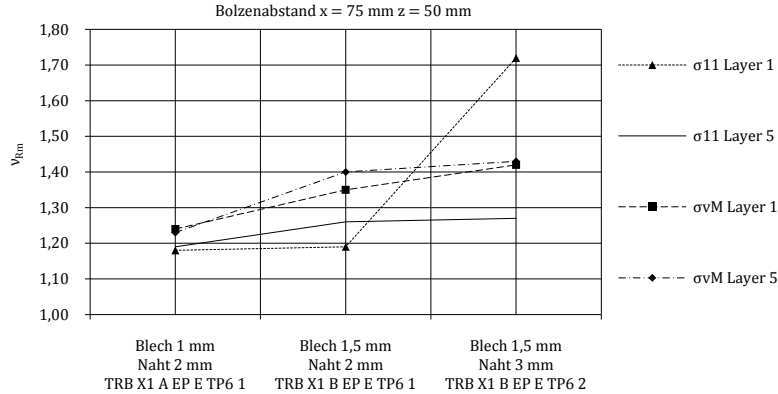


Abbildung 99: Sicherheitsfaktoren TRB X1 A EP E TP6 1, TRB X1 B EP E TP6 1 und TRB X1 B EP E TP6 2

Bereits bei einer Blechdicke von 1 mm beim Modell TRB X1 A EP E TP6 1 zeigen sich nach Abbildung 99 Sicherheitsfaktoren  $v_{Rm} \geq 1,18$ . Die Masse beträgt dabei 42% der Masse des Originalkessels.

## 4.2.10 Einseitiges Wellblech mit Bolzen verbunden

### 4.2.10.1 Geometrieskizze

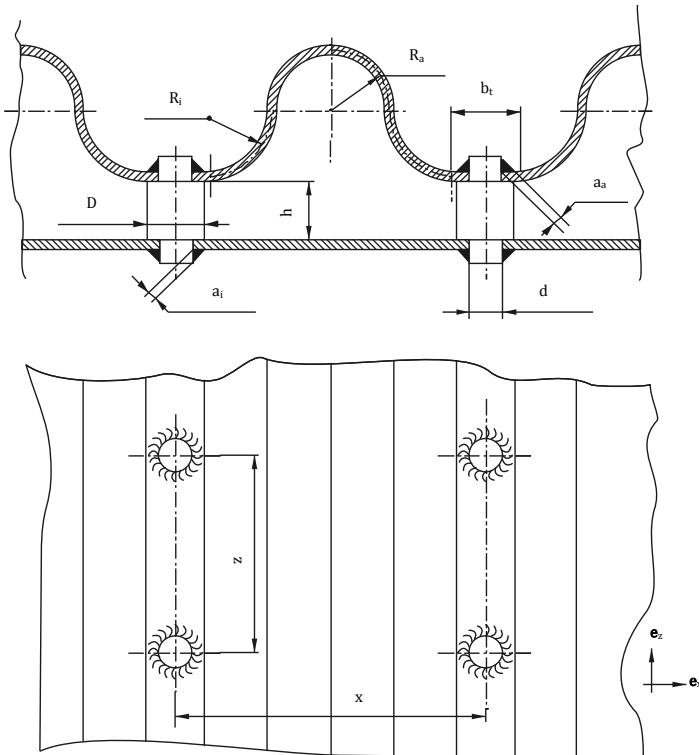


Abbildung 100: Geometrieskizze „Einseitiges Wellblech mit Bolzen verbunden“

Um das Flächenmoment des Bleches zu erhöhen aber gleichzeitig die Kerbwirkung scharfer Biegeradien im Kesselblech zu vermeiden kann das Blech auch durchgängig als Welle gestaltet werden (siehe Abbildung 100). Die Verbindung zum ebenen Kesselblech erfolgt über Bolzen. Das gewellte Kesselblech sowie das ebene Kesselblech sind an den Stellen der Bolzenverbindung aufgebohrt. In die Bohrung werden abgesetzte Rundbolzen eingelegt, eine Ringkehlnaht stellt den Materialverbund zwischen Bolzen und Blech her. Die Naht stellt das Dichtheitskriterium des Systems dar. Im gewellten Blech muss sichergestellt sein, dass an den Stellen der Bolzen bzw. der Ringkehlnähte die Blechfläche eben ist. Das Wasserfüllvolumen im Segment hängt von der Bolzenlänge und den Biegeradien des Wellbleches ab. Die Bolzenverbindung bietet den Vorteil, dass alle Flächen des Wellbleches und des ebenen Bleches, bis auf Zonen der Bolzenposition, mit Heizwasser umlaufen werden, sodass die Überhitzung lokaler Bereiche vermieden werden kann. Bei einem vorgegebenen Bolzenabstand von  $x = 75 \text{ mm}$  und  $z = 45 \text{ mm}$  sowie bei fest definierten Radien des Wellbleches wurden verschiedene Kesselblechdicken betrachtet. Geometrieparameter und Ergebnisse dazu zeigen Tabelle 52 und Abbildung 102.

#### 4.2.10.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Principal Stress Layer 1 zeigt hohe Spannungen im Druckwölbereich des ebenen Bleches, im Wellblech an der Blechkrümmung sowie in der Schweißnaht selbst. Principal Stress Layer 5 zeigt hohe Spannungen im Nahtbereich beider Bleche. Equivalent Von Mises Layer 1 sowie Equivalent Von Mises Layer 5 zeigen hohe Werte im Nahtbereich der beiden Bleche sowie in der Schweißnaht und in den Blechkrümmungszonen (siehe Abbildung 101).

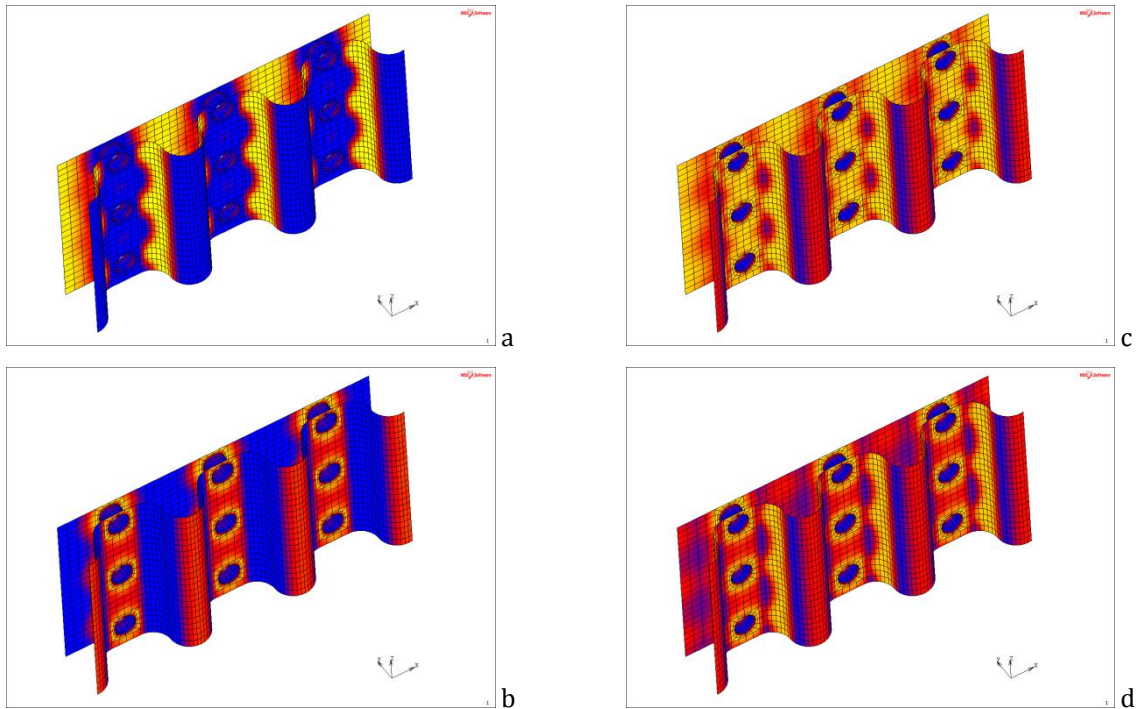


Abbildung 101: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Einseitiges Wellblech mit Bolzen verbunden“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Die Ergebnisse in Abbildung 102 zeigen, dass bei der vorgegebenen Geometrie Blechdicken von 1,5 mm bereits Sicherheiten  $v_{Rm} \geq 1,17$  bei einer Masse von 50% des Originalkessels erreichen. Der Nahtbereich stellt sich als kritische Zone dar, die Sicherheiten dort ändern sich kaum bei einer Aufdickung des Bleches von 1 mm auf 1,5 mm.

### 4.2.10.3 Modelle WEE X1 A EP E WE1 1 / WEE X1 B EP E WE1 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	10
Bolzendurchmesser	D	mm	20
Bolzendurchmesser	d	mm	15
Krümmungsradius	R <sub>a</sub>	mm	13
Krümmungsradius	R <sub>i</sub>	mm	13
Talbreite <sup>19</sup>	b <sub>t</sub>	mm	23
Schweißnaht außen	a <sub>a</sub>	mm	2
Schweißnaht innen	a <sub>i</sub>	mm	2
Bolzenabstand x	x	mm	75
Bolzenabstand z	z	mm	45

WEE X1 A EP E WE1 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	556	1,19	Ebenes Blech <sup>20</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	582	1,13	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	529	1,15	Wellblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	549	1,20	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	1,8		
Modellmasse	m	kg	6,3		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	40		

WEE X1 B EP E WE1 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	438	1,51	Ringnaht
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	566	1,17	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	495	1,33	Ebenes Blech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	497	1,33	Ebenes Blech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	0,7		
Modellmasse	m	kg	8,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	51		

Tabelle 52: Geometrie und Ergebnisse WEE X1 A EP E WE1 1 und WEE X1 B EP E WE1 1

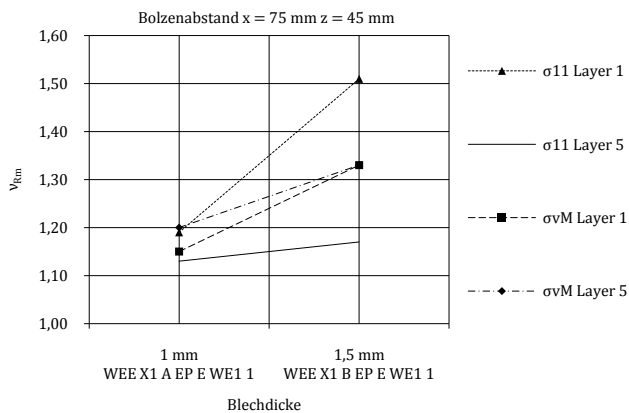


Abbildung 102: Sicherheitsfaktoren WEE X1 A EP E WE1 1 und WEE X1 B EP E WE1 1

Durch die geringere Kerbwirkung aufgrund der großen Blechbiegeradien sind die Spannungen im Blech im Vergleich zu eingepprägten Sicken oder Trapezformen zwar kleiner, die Spannungen im Nahtbereich verlieren aber trotzdem nicht an Bedeutung.

<sup>19</sup> Ergibt sich aus x mit R<sub>i</sub> und R<sub>a</sub>

<sup>20</sup> Druckwölbereich

## 4.2.11 Beidseitiges Wellblech mit Bolzen verbunden

### 4.2.11.1 Geometrieskizze

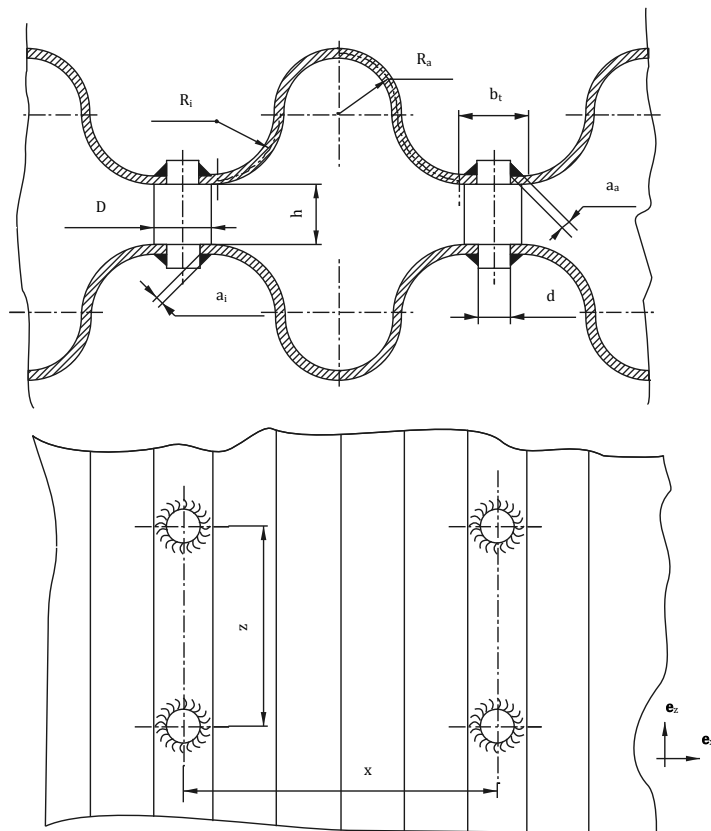


Abbildung 103: Geometrieskizze „Beidseitiges Wellblech mit Bolzen verbunden“

Durch beidseitig verwendete Wellbleche (siehe Abbildung 103) können die erhöhten Flächenmomente der gekrümmten Bleche ausgenutzt werden. Die Verbindung der Kesselbleche erfolgt über Bolzen. Die Kesselbleche sind an den Stellen der Bolzenverbindung aufgebohrt. In die Bohrung werden abgesetzte Rundbolzen eingelegt, eine Ringkehlnaht stellt den Materialverbund zwischen Bolzen und Blech her. Die Naht stellt das Dichtheitskriterium des Systems dar. Im gewellten Blech muss sichergestellt sein, dass an den Stellen der Bolzen bzw. der Ringkehlnähte die Blechfläche eben ist. Das Wasserfüllvolumen kann durch doppelseitig angeordnete Wellbleche im Vergleich zum einseitigen Wellblech bei gleicher Bolzenlänge vergrößert werden. Die Bolzenverbindung bietet den Vorteil, dass alle Flächen des Wellbleches, bis auf Zonen der Bolzenposition, mit Heizwasser umlaufen werden, sodass die Überhitzung lokaler Bereiche vermieden werden kann. Bei einem vorgegebenen Bolzenabstand von  $x = 75 \text{ mm}$  und  $z = 45 \text{ mm}$  sowie bei fest definierten Radien des Wellbleches wurden verschiedene Kesselblechdicken betrachtet. Geometrieparameter und Spannungsergebnisse zeigen Tabelle 53 und Abbildung 105.

#### 4.2.11.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Principal Stress Layer 1 zeigt hohe Spannungen im Wellblech an der Blechkrümmung sowie in der Schweißnaht selbst. Principal Stress Layer 5 zeigt hohe Spannungen im Nahtbereich beider Bleche. Equivalent Von Mises Layer 1 sowie Equivalent Von Mises Layer 5 zeigen hohe Werte im Nahtbereich der beiden Bleche sowie in der Schweißnaht und in den Blechkrümmungszonen (siehe Abbildung 104).

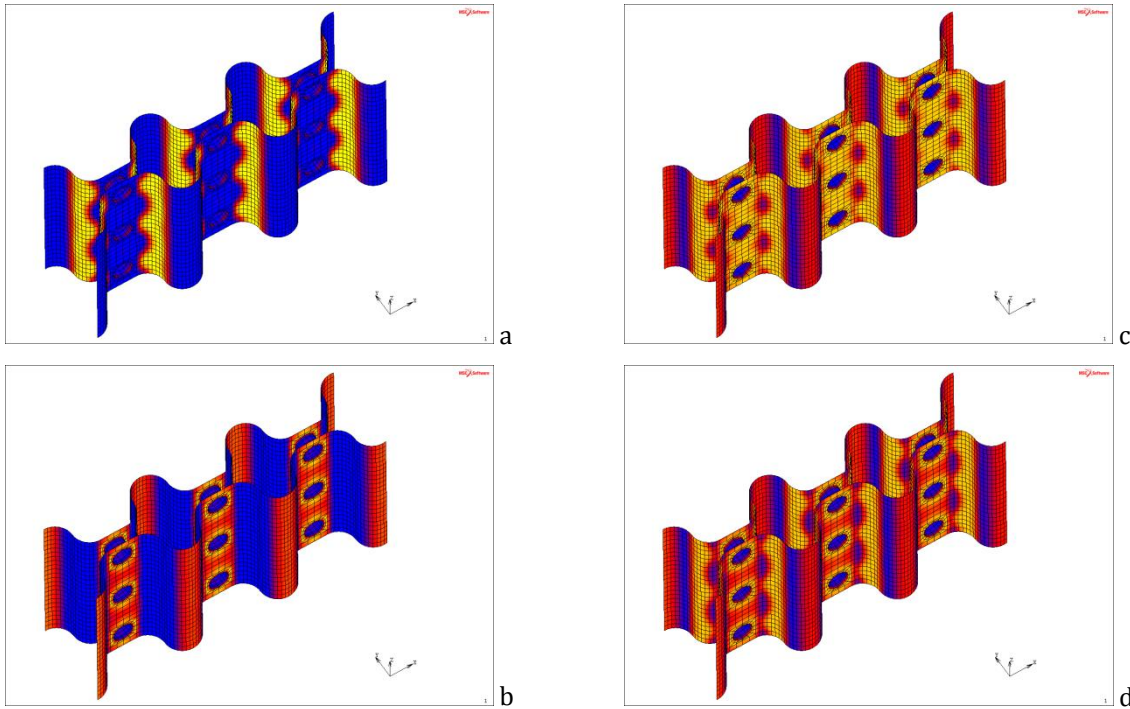


Abbildung 104: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitiges Wellblech mit Bolzen verbunden“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Die Ergebnisse in Abbildung 105 zeigen, dass bei der vorgegebenen Geometrie Blechdicken von 1,5 mm Sicherheiten  $\nu_{Rm} \geq 1,16$  bei einer Masse von 58% des Originalkessels erreichen. Der Nahtbereich stellt sich als kritische Zone dar, die Sicherheiten dort ändern sich kaum bei einer Aufdickung des Bleches von 1 mm auf 1,5 mm.



### 4.2.11.3 Modelle WEB X1 A EP E WE1 1 / WEB X1 B EP E WE1 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	10
Bolzendurchmesser	D	mm	20
Bolzendurchmesser	d	mm	15
Krümmungsradius	R <sub>a</sub>	mm	13
Krümmungsradius	R <sub>i</sub>	mm	13
Talbreite <sup>21</sup>	b <sub>t</sub>	mm	23
Schweißnaht außen	a <sub>a</sub>	mm	2
Schweißnaht innen	a <sub>i</sub>	mm	2
Bolzenabstand x	x	mm	75
Bolzenabstand z	z	mm	45

WEB X1 A EP E WE1 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	556	1,19	Außenblech R <sub>i</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	578	1,14	Außenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	540	1,22	Innenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	558	1,18	Innenblech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	1,2		
Modellmasse	m	kg	7,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	45		

WEB X1 B EP E WE1 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	447	1,48	Ringnaht
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	568	1,16	Innenblech Nahtbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	488	1,35	Ringnaht
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	500	1,32	Innenblech Nahtbereich
Verformung	δ	mm	0,4		
Modellmasse	m	kg	9,3		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	58		

Tabelle 53: Geometrie und Ergebnisse WEB X1 A EP E WE1 1 und WEB X1 B EP E WE1 1

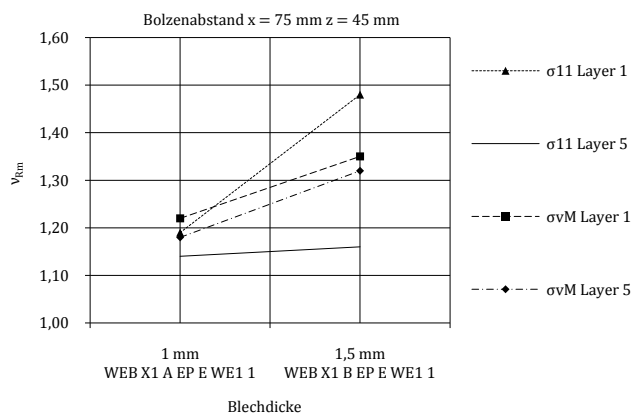


Abbildung 105: Sicherheitsfaktoren WEB X1 A EP E WE1 1 und WEB X1 B EP E WE1 1

<sup>21</sup> Ergibt sich aus x mit R<sub>i</sub> und R<sub>a</sub>

## 4.2.12 Beidseitig ebenes Blech mit I-Steg verbunden

### 4.2.12.1 Geometrieskizze

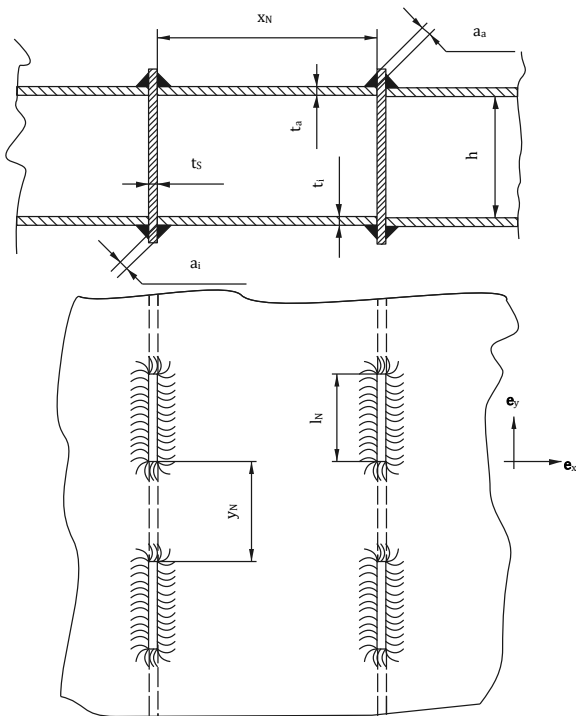


Abbildung 106: Geometrieskizze „Beidseitig ebenes Blech mit I-Steg verbunden“

Um eine Verbindung der beiden ebenen Kesselbleche zu erreichen, sodass die Gesamtfläche des Kesselsegmentes in Teilflächen unterteilt ist und damit das Blech sequentiell gestützt wird, können ebene Stegbleche zwischen den Kesselblechen eingesetzt werden (siehe Abbildung 106). Dabei werden in die Kesselbleche Längsausschnitte eingebracht, welche schneidend über einen Stanzprozess oder auch über thermische Trennverfahren erzeugt werden können. Das kammartige Stegblech wird zwischen die Bleche mit den Kammspitzen in die Längsausschnitte eingefügt und über Kehlnähte mit den Kesselblechen verbunden. Vorteile bietet dieses Modell aufgrund der ebenen Stegbleche, welche - aufgrund der sehr geringen wirkenden Kräfte senkrecht zur Ebene der Stegbleche - vorwiegend nur Membranspannungen und kaum Biegespannungen übernehmen müssen. Nachteile ergeben sich in der Fertigung der Schweißverbindung. Einerseits muss sichergestellt werden, dass das Stegblech und Kesselblech über Kammspitzen und Längsausschnitte zusammenfügbar sind, andererseits ist die Anzahl der Nähte groß. Auch spielt der Verzug der dünnen Blechstruktur eine große Rolle, die Naht ist entscheidend für die Systemdichtheit. Jede Schweißnaht stellt mit ihrem Nahtansatz eine hochbelastete Zone im System dar. Die Abstände zwischen den Stegblechen wurden mit  $x_N = 100$  mm und  $x_N = 70$  mm gewählt, jeweils wurden verschiedene Steg- und Kesselblechstärken sowie unterschiedliche Nahtstärken betrachtet. Die Nahtgeometrie blieb dabei unverändert.

#### 4.2.12.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Der Bereich zwischen den Stegblechen, der Druckwölbereich, zeigt bei Principal Stress Layer 1 hohe Spannungen. Principal Stress Layer 5 zeigt hohe Spannungen im Schweißnahtansatz. Equivalent Von Mises Layer 1 zeigt hohe Werte im Druckwölbereich sowie im Bereich zwischen den einzelnen Schweißnähten direkt über dem Steg (Zwischennahtzone). Equivalent Von Mises Layer 5 weist sich nach Abbildung 107 ebenfalls mit hohen Spannungen in der Zwischennahtzone aus.

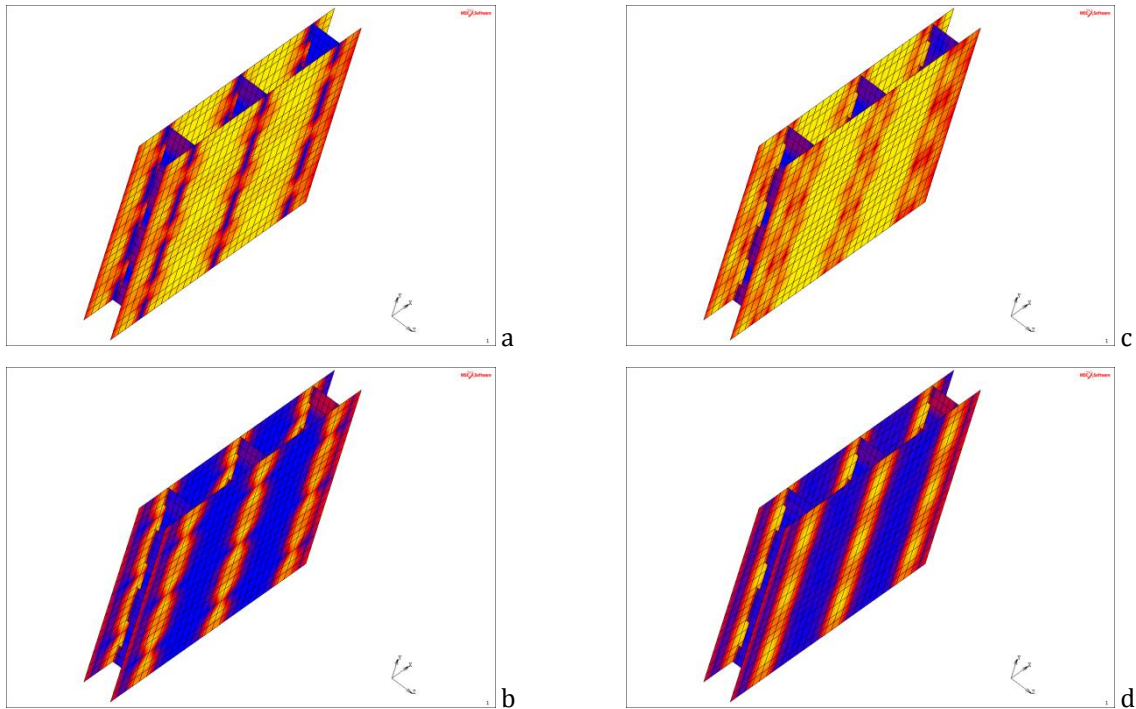


Abbildung 107: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitig ebenes Blech mit I-Steg verbunden“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Da diese Modellvariante kurze Nahtstücke enthält, wurde das Modell mit Quad 8 Schalenelementen durchgerechnet um eine höhere Knotendichte und damit bessere numerische Approximation zu erreichen. Im Druckwölbereich überwiegt die Membranspannung, in Schweißnahtnähe werden Biegespannungen relevant. Sechs Modelle mit entsprechenden Geometrieparametern und Ergebnissen zeigen Tabelle 54 bis Tabelle 56.

#### 4.2.12.3 Modelle PLB X1 A EP E KA1 1 / PLB X1 B EP E KA2 1 / PLB X1 C EP E KA3 1

Modellparameter	Quad 8		
Modelltyp	Achtelmodell		
Blechabstand	h	mm	30
Nahtlänge	$l_N$	mm	40
Nahtabstand x	$x_N$	mm	100
Nahtabstand y	$y_N$	mm	30

PLB X1 A EP E KA1 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	1		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	1		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	603	1,09	Außenblech <sup>22</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	547	1,21	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	518	1,27	Außenblech <sup>22</sup>
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	499	1,32	Zwischennahtzone
Verformung	$\delta$	mm	2,8		
Modellmasse	m	kg	3,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	22		

PLB X1 B EP E KA2 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	1,5		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	1		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	559	1,18	Außenblech <sup>22</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	538	1,23	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	549	1,20	Zwischennahtzone
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	503	1,31	Zwischennahtzone
Verformung	$\delta$	mm	2,0		
Modellmasse	m	kg	5,3		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	33		

PLB X1 C EP E KA3 1				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	$t_i$	mm	2		
Blehdicke Außenblech	$t_a$	mm	2		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	2		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	1,5		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	470	1,40	Außenblech <sup>22</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	518	1,27	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	539	1,22	Zwischennahtzone
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	531	1,24	Zwischennahtzone
Verformung	$\delta$	mm	1,2		
Modellmasse	m	kg	7,0		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	44		

Tabelle 54: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E KA1 1, PLB X1 B EP E KA2 1 und PLB X1 C EP E KA3 1

#### 4.2.12.4 Modelle PLB X1 A EP E KA1 2 / PLB X1 B EP E KA2 2 / PLB X1 C EP E KA3 2

Modellparameter	Quad 8		
Modelltyp	Achtelmodell		
Blechabstand	h	mm	30
Nahtlänge	$l_N$	mm	40
Nahtabstand x	$x_N$	mm	70
Nahtabstand y	$y_N$	mm	30

Tabelle 55: Geometrie PLB X1 A EP E KA1 2, PLB X1 B EP E KA2 2 und PLB X1 C EP E KA3 2

<sup>22</sup> Druckwölbereich

PLB X1 A EP E KA1 2				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	1		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	1		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	561	1,18	Außenblech <sup>23</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	537	1,23	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	538	1,23	Zwischennahtzone
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	492	1,34	Zwischennahtzone
Verformung	$\delta$	mm	1,5		
Modellmasse	$m$	kg	3,7		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	23		

PLB X1 B EP E KA2 2				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	1,5		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	1		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	518	1,27	Außenblech <sup>23</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	558	1,18	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	564	1,17	Zwischennahtzone
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	538	1,23	Zwischennahtzone
Verformung	$\delta$	mm	0,7		
Modellmasse	$m$	kg	5,6		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	35		

PLB X1 C EP E KA3 2				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	2		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	2		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	2		
Schweißnaht außen	$a_a$	mm	1,5		
Schweißnaht innen	$a_i$	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	341	1,94	Außenblech <sup>23</sup>
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	425	1,55	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	384	1,72	Zwischennahtzone
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	389	1,70	Zwischennahtzone
Verformung	$\delta$	mm	0,4		
Modellmasse	$m$	kg	7,4		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	46		

Tabelle 56: Ergebnisse PLB X1 A EP E KA1 2, PLB X1 B EP E KA2 2 und PLB X1 C EP E KA3 2

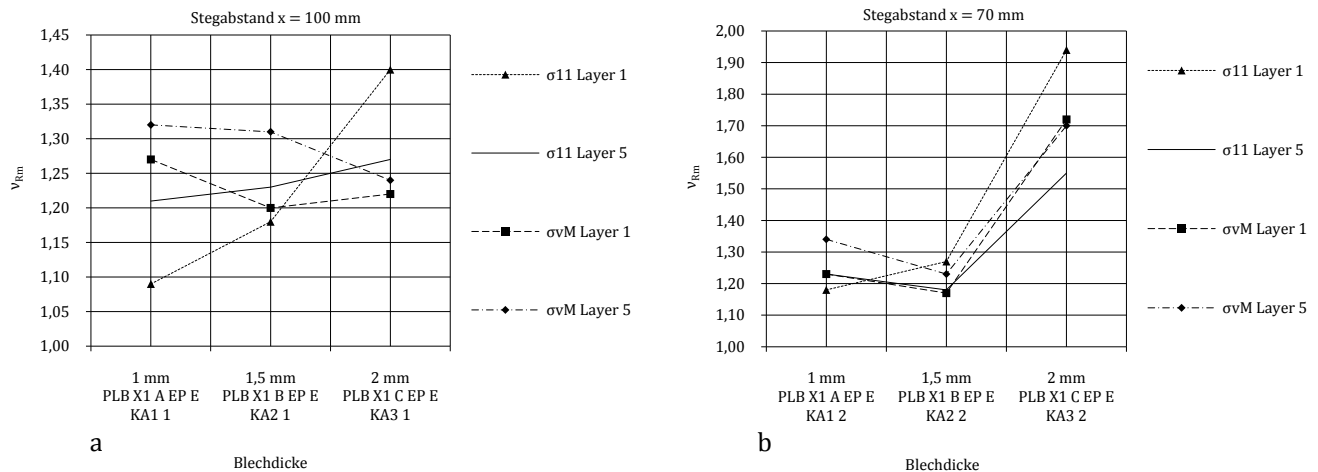


Abbildung 108: (a) Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E KA1 1, PLB X1 B EP E KA2 1 und PLB X1 C EP E KA3 1, (b) Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E KA1 2, PLB X1 B EP E KA2 2 und PLB X1 C EP E KA3 2

Bei einem Stegabstand von  $x = 100$  mm ergeben sich nach Abbildung 108 (a) ab einer Blechdicke von 1,5 mm Sicherheitsfaktoren  $v_{Rm} \geq 1,18$ . Ein Stegabstand von  $x = 70$  mm zeigt nach Abbildung 108 (b) bei einer Blechdicke von 1 mm und 1,5 mm Sicherheiten von  $v_{Rm} \geq 1,18$ . Die kritische Zone verlagert sich vom Druckwölbereich dabei zum Schweißnahtansatz.

<sup>23</sup> Druckwölbereich

## 4.2.13 Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, abgesetzte Längsnaht

### 4.2.13.1 Geometrieskizze

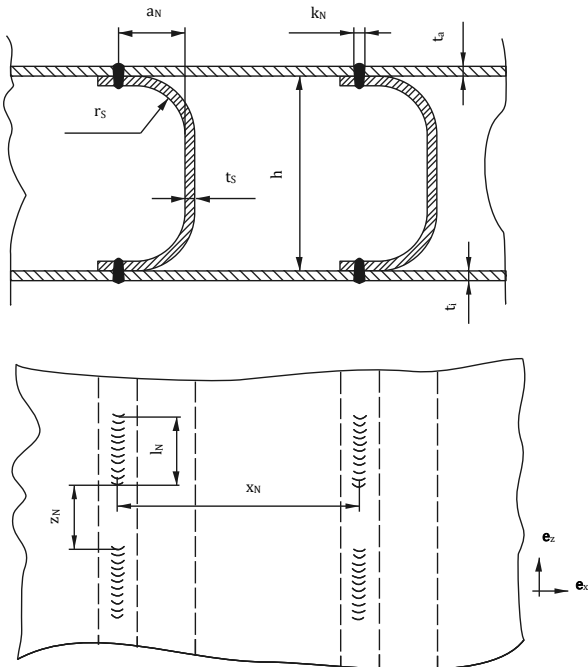


Abbildung 109: Geometrieskizze „Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, abgesetzte Längsnaht“

Eine einfache Art der Verbindung der beiden ebenen Kesselbleche lässt sich durch das Einsetzen von U-förmigen Stegblechen erreichen (siehe Abbildung 109). Dabei ist aus dem Kesselblech kein Material zu entfernen. Zwischen den Kesselblechen werden die Stegbleche eingelegt und mit einer Längsnaht verschweißt. Beim Modell „Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, abgesetzte Längsnaht“ erfolgt die Gestaltung der Naht als abgesetzte Längsnaht. Die Schweißung kann gut automatisiert werden, Verzug ist durch die Schweißnahtfolge sowie durch Vorrichtungen zu behandeln. Als Schweißverfahren ist das Laserschweißen prädestiniert. Vorteile bietet das beidseitig ebene Kesselblech sowie die einfache technologische Gestaltung des Systems und der Schweißverbindung. Nachteilig ist die abgesetzte Schweißnaht, da jeder Nahtansatz eine hochbelastete Stelle im Kesselsystem darstellt. Der U-förmige Steg weist aufgrund seiner Geometrie und der Kräfteinleitung über die Stegzone, welche senkrecht zum Kesselblech liegt, ein hohes, nahezu konstantes Biegemoment auf. Es wurde nur ein Modell mit abgesetzten Längsnähten betrachtet. Dabei beträgt der Stegabstand  $x_N = 50$  mm, das Kesselblech sowie das Stegblech haben eine Blechdicke von 1 mm. Das Modell sollte lediglich die Nachteile aufgrund der hohen Spannungen bei abgesetzten Nähten im Schweißnahtansatz zeigen.

#### 4.2.13.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Bei einer Stegblechdicke von 1 mm ist die Stegzone, welche senkrecht zum Kesselblech steht, hoch belastet. Deutlich ist die annähernd konstante Spannung in dieser Zone in Abbildung 110 zu erkennen, dort wirkt ein nahezu konstantes Biegemoment im Steg. Die Schweißnahtansätze stellen weitere kritische Zonen dieses Modells dar. Principal Stress Layer 1 Max weist den Stegbiegeradius als kritisch aus, die anderen Spannungen haben das Maximum beim Schweißnahtansatz.

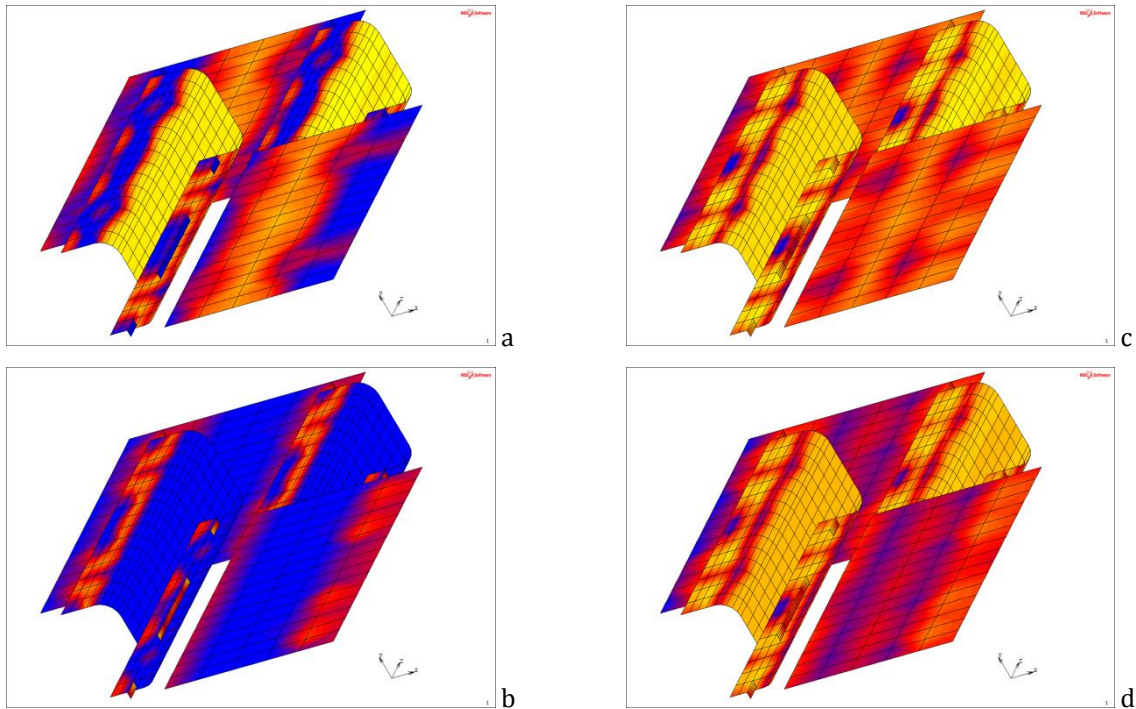


Abbildung 110: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, abgesetzte Längsnaht“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5<sup>24</sup>

Eine durchgängige Naht anstelle der abgesetzten Längsnähte ist jedenfalls zu bevorzugen.

<sup>24</sup> Zum Sichtbarmachen der abgesetzten Schweißnähte wurden Teile des Kesselbleches grafisch ausgeblendet

### 4.2.13.3 Modell PLB X1 A EP E KA4 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1
Stegblechdicke	$t_s$	mm	1
Blechabstand	$h$	mm	30
Stegkrümmungsradius	$r_s$	mm	8
Nahtlage	$a_N$	mm	12
Nahtlänge	$l_N$	mm	25
Nahtabstand z	$z_N$	mm	20
Stegabstand x	$x_N$	mm	50
Nahtstärke	$k_N$	mm	2
Modellmasse	$m$	kg	5,5
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	35

Ergebnisse FEM				$V_{Rm}$	Lage der Spannung
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	601	1,10	Stegradius $r_s$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	694	0,95	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	553	1,19	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	601	1,10	Schweißnahtansatz
Verformung	$\delta$	mm	2,6		

Tabelle 57: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E KA4 1

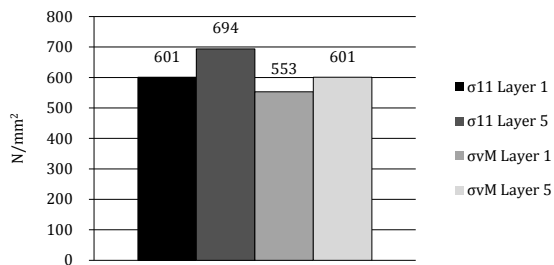


Abbildung 111: Spannungen PLB X1 A EP E KA4 1

Die auftretenden Spannungen in Abbildung 111 sind sehr hoch, vor allem der Schweißnahtansatz stellt sich als Problemzone dar (siehe Tabelle 57) an welchem mit einem Anriss zu rechnen ist da die Spannung Principal Stress Layer 5 über der Zugfestigkeit  $R_m$  liegt. Abgesetzte Schweißnähte sollten vermieden werden, da jeder Schweißnahtansatz eine kritische Stelle bezüglich höchster Spannungen darstellt. Insofern wurden keine weiteren Modelle mit abgesetzten Nähten betrachtet.



## 4.2.14 Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, durchgängige Längsnaht

### 4.2.14.1 Geometrieskizze

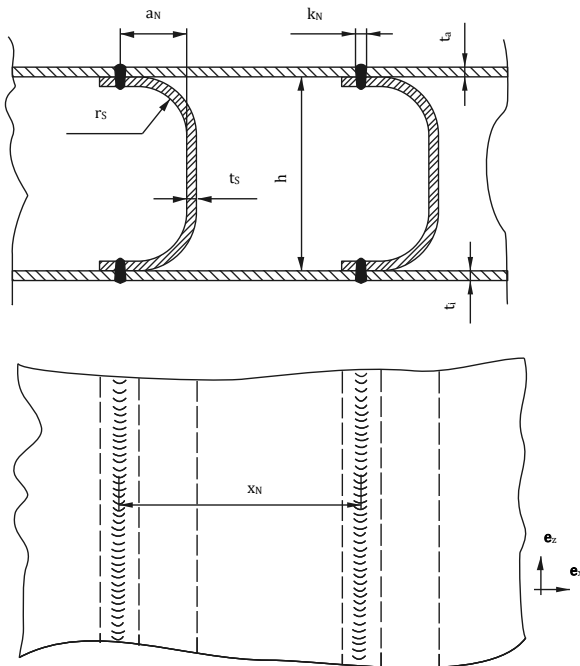


Abbildung 112: Geometrieskizze „Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, durchgängige Längsnaht“

Das Modell ist ähnlich dem Modell „Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, abgesetzte Längsnaht“. Die Verbindung der beiden ebenen Kesselbleche erfolgt durch das Einsetzen von U-förmigen Stegblechen zwischen die Kesselbleche. Dabei ist aus dem Kesselblech kein Material zu entfernen. Zwischen die Kesselbleche werden die Stegbleche eingelegt und mit einer Längsnaht verschweißt (siehe Abbildung 112). Beim Modell „Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, durchgängige Längsnaht“ erfolgt die Gestaltung der Naht als nicht abgesetzte, durchlaufende Längsnaht über die ganze Länge des Stegbleches. Die Schweißung kann gut automatisiert werden, Verzug ist durch die Schweißnahtfolge sowie durch Vorrichtungen zu behandeln. Als Schweißverfahren ist das Laserschweißen prädestiniert. Vorteile bietet das beidseitig ebene Kesselblech sowie die einfache technologische Gestaltung des Systems und der Schweißverbindung. Die Nachteile der abgesetzten Schweißnaht treten nicht auf. Nahtansätze finden sich nicht mehr verteilt über das Stegblech sondern nur am Nahtbeginn. Der U-förmige Steg weist aufgrund seiner Geometrie und der Kräfteinleitung über die Stegzone, welche senkrecht zum Kesselblech liegt, ein hohes, nahezu konstantes Biegemoment auf. Es wurden bei zwei verschiedenen Stegabständen  $x_N = 50 \text{ mm}$  und  $x_N = 40 \text{ mm}$  unterschiedliche Stegblechdicken, Kesselblechdicken und Nahtstärken analysiert. Die für die sechs Modelle dazugehörigen Geometrieparameter und Spannungsergebnisse zeigen Tabelle 58 bis Tabelle 60. Modellmassen werden in Abbildung 114 und Abbildung 116 gegenübergestellt.

#### 4.2.14.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Principal Stress Layer 1 weist hohe Spannungen in der Stegblechkrümmung, im Schweißnahtansatz sowie im Stegmittelteil (Stegbereich, welcher senkrecht zum Kesselblech steht) auf. Principal Stress Layer 5 zeigt im Schweißnahtansatz, in der Stegblechkrümmung und im Nahtbereich des Kesselbleches hohe Spannungen. Im Nahtbereich fungiert die Schweißnaht als Einspannung für die Schalenelemente des Kesselbleches- zu den Membranspannungen überlagern sich bedeutend Biegespannungen. Die Äquivalenzspannungen von Mises signalisieren nach Abbildung 113 hohe Spannungen im Schweißnahtansatz und im Stegmittelteil.

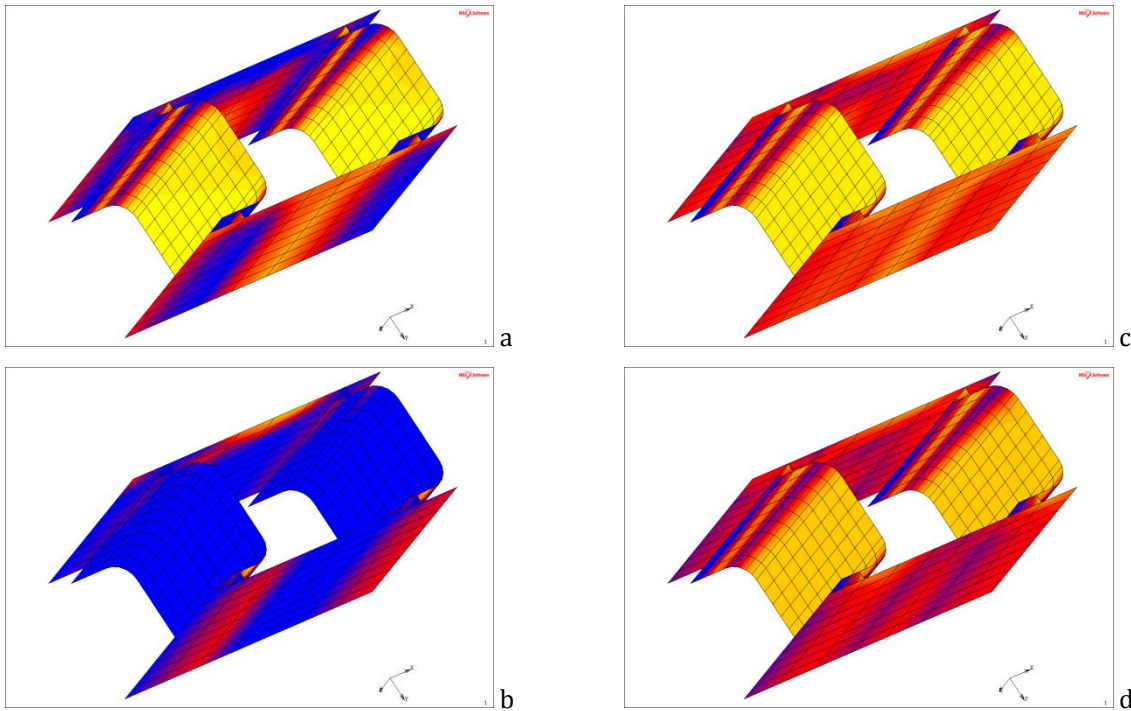


Abbildung 113: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, durchgängige Längsnaht“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

### 4.2.14.3 Modelle PLB X1 A EP E KA4 2 / PLB X1 A EP E KA4 3 / PLB X1 A EP E KA4 5 / PLB X1 B EP E KA4 2

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Stegkrümmungsradius	r <sub>S</sub>	mm	8
Nahtlage	a <sub>N</sub>	mm	12
Stegabstand x	x <sub>N</sub>	mm	50

PLB X1 A EP E KA4 2				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Stegblehdicke	t <sub>S</sub>	mm	1		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	577	1,14	Stegradius r <sub>S</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	510	1,29	Stegradius r <sub>S</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	548	1,20	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	556	1,19	Schweißnahtansatz
Verformung	δ	mm	2,1		
Modellmasse	m	kg	5,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	35		

PLB X1 A EP E KA4 3				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Stegblehdicke	t <sub>S</sub>	mm	1,5		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	606	1,09	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	611	1,08	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	558	1,18	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	556	1,19	Schweißnahtansatz
Verformung	δ	mm	1,3		
Modellmasse	m	kg	6,8		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	42		

PLB X1 A EP E KA4 5				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Stegblehdicke	t <sub>S</sub>	mm	1		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	4		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	554	1,19	Steg Mittelteil
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	580	1,14	Außenblech Nahtzone
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	539	1,22	Steg Mittelteil
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	510	1,29	Steg Mittelteil
Verformung	δ	mm	1,5		
Modellmasse	m	kg	5,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	35		

PLB X1 B EP E KA4 2				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Stegblehdicke	t <sub>S</sub>	mm	1		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	548	1,20	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	540	1,22	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	543	1,22	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>VM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	539	1,22	Schweißnahtansatz
Verformung	δ	mm	0,7		
Modellmasse	m	kg	7,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	44		

Tabelle 58: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E KA4 2, PLB X1 A EP E KA4 3, PLB X1 A EP E KA4 5 und PLB X1 B EP E KA4 2

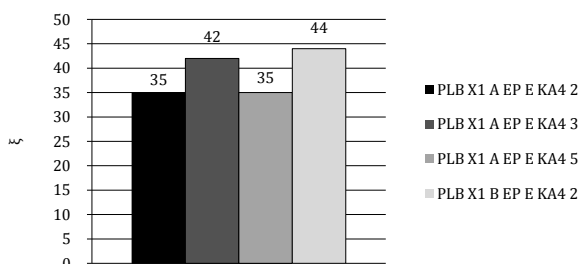


Abbildung 114: Modellmassen PLB X1 A EP E KA4 2, PLB X1 A EP E KA4 3, PLB X1 A EP E KA4 5, PLB X1 B EP E KA4 2

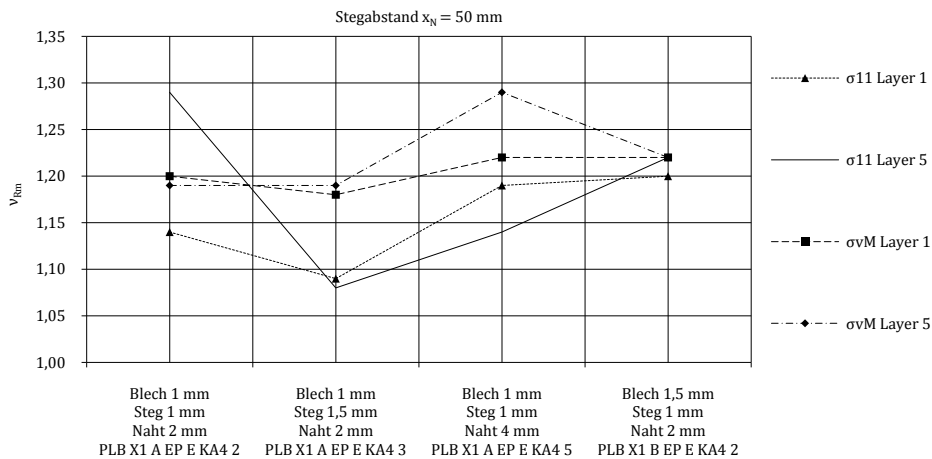


Abbildung 115: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E KA4 2, PLB X1 A EP E KA4 3, PLB X1 A EP E KA4 5 und PLB X1 B EP E KA4 2

Bei einer Kesselblechdicke von 1 mm und einem Stegabstand von  $x_N = 50$  mm führt eine Erhöhung der Stegblechdicke zu einer Verlagerung der Höchstspannungen vom Steg zum Schweißnahtansatz, die Sicherheitsfaktoren sinken sogar (siehe Abbildung 115). Nur die Erhöhung der Nahtstärke bei einer Kesselblechdicke von 1 mm führt zum Umlagern der Spannungen in den Steg. Am zielführendsten ist die Erhöhung der Dicke des Kesselbleches. Modell PLB X1 B EP E KA4 2 mit einer Kesselblechdicke von 1,5 mm und Stegblechdicke 1 mm sowie einer Nahtstärke von 2 mm weist Sicherheitsfaktoren von  $v_{Rm} \geq 1,2$  auf.

#### 4.2.14.4 Modelle PLB X1 A EP E KA4 4 / PLB X1 A EP E KA4 6 / PLB X1 B EP E KA4 4

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Stegkrümmungsradius	$r_S$	mm	8
Nahtlage	$a_N$	mm	12
Stegabstand x	$x_N$	mm	40

PLB X1 A EP E KA4 4				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	1		
Nahtstärke	$k_N$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	559	1,18	Stegradius $r_S$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	558	1,18	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	546	1,21	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	540	1,22	Schweißnahtansatz
Verformung	$\delta$	mm	1,3		
Modellmasse	m	kg	5,9		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	37		

PLB X1 A EP E KA4 6				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	1,5		
Nahtstärke	$k_N$	mm	4		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	545	1,21	Steg Mittelteil
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	510	1,29	Außenblech Nahtzone
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	539	1,22	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	500	1,32	Steg Mittelteil
Verformung	$\delta$	mm	1,0		
Modellmasse	m	kg	7,4		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	46		

Tabelle 59: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E KA4 4 und PLB X1 A EP E KA4 6

PLB X1 B EP E KA4 4				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	1,5		
Nahtstärke	$k_N$	mm	2		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	484	1,36	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	497	1,33	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	459	1,44	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	458	1,44	Schweißnahtansatz
Verformung	$\delta$	mm	0,5		
Modellmasse	$m$	kg	8,9		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	56		

Tabelle 60: Ergebnisse PLB X1 B EP E KA4 4

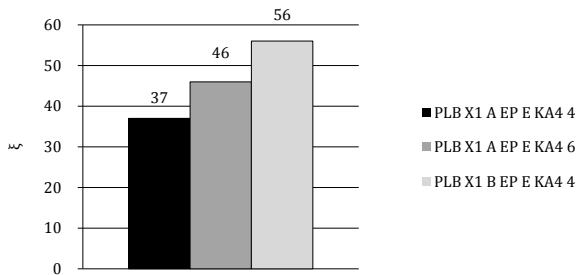


Abbildung 116: Modellmassen PLB X1 A EP E KA4 4, PLB X1 A EP E KA4 6 und PLB X1 B EP E KA4 4

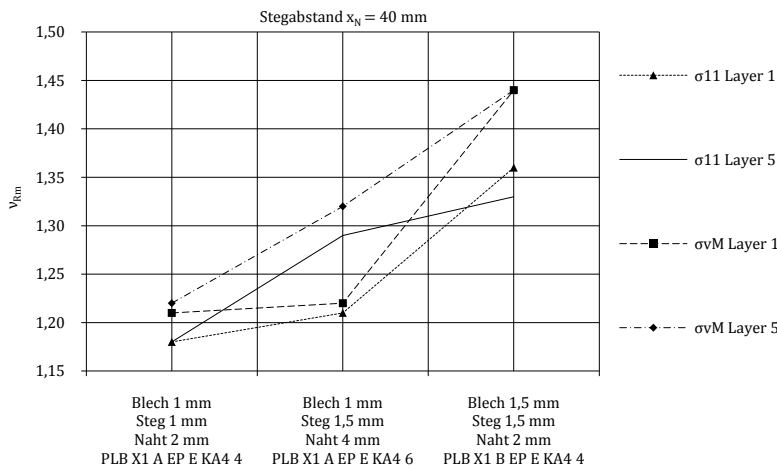


Abbildung 117: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E KA4 4, PLB X1 A EP E KA4 6 und PLB X1 B EP E KA4 4

Bei einer Kesselblechdicke von 1 mm und einem Stegabstand von  $x_N = 40$  mm führt eine Erhöhung der Schweißnahtstärke von 2 mm auf 4 mm mit einer Erhöhung der Stegblechdicke von 1 mm auf 1,5 mm zu einer Verlagerung der Höchstspannungen vom Schweißnahtansatz zum Steg sowie ins Nahtbereich des Kesselbleches, die Sicherheitsfaktoren steigen teilweise nach Abbildung 117 markant an. Bereits bei einer Stegblechdicke von 1 mm erreicht man dabei Sicherheitsfaktoren von  $v_{Rm} \geq 1,18$ . Ein Abwärtssprung bei den Höchstspannungen zeichnet sich bei der Erhöhung der Kesselblechdicke von 1 mm auf 1,5 mm. Dabei erreicht man Sicherheitsfaktoren von  $v_{Rm} \geq 1,36$ .

## 4.2.15 Beidseitig ebenes Blech mit Z-Steg, durchgängige Längsnaht

### 4.2.15.1 Geometrieskizze

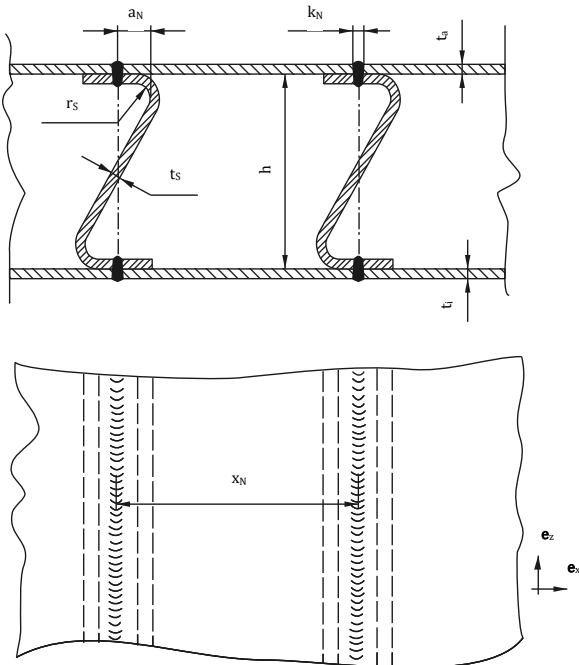


Abbildung 118: Geometrieskizze „Beidseitig ebenes Blech mit Z-Steg, durchgängige Längsnaht“

Werden die ebenen Kesselbleche mit Z-förmigen Stegen verbunden, dann können die Vorteile des ebenen Kesselbleches kombiniert werden mit der vorteilhaften Biegemomentsituation des Z-förmigen Steges, welcher im Mittelbereich des Steges einen Momentennulldurchgang aufweisen kann. Das Modell gestaltet sich als einfaches System bei welchem zwischen den ebenen Kesselblechen die Stege eingesetzt werden und mit einer durchgängigen Längsnaht jeweils am Kesselblech der Materialverbund aufgebaut wird (siehe Abbildung 118). Die Schweißnaht ist vorzüglich mittels Laserschweißung auszuführen, der Herstellungsprozess ist gut automatisierbar. Vermeiden von Schweißverzug und Positionierung der Teile kann durch Vorrichtungen erreicht werden. Die Stege sind durch Längslöcher oder Bohrungen auszusparen um weitere Masse einzusparen. Aussparungen können in das Stegblech eingestanzt oder mit anderen Trennverfahren gefertigt werden. Vorteile dieser Gestaltungsvariante sind vor allem die einfache technische Gestaltung, die Herstellung der Bleche und die Verschweißung der Bauteile. Das Modell wurde ausführlich als Achtelmodell und Viertelmodell mit einem Stegabstand von  $x_N = 70$  mm bei unveränderter Querschnittskontur des Steges, jedoch mit verschiedenen Aussparungen im Steg und unterschiedlichen Stegblechdicken, betrachtet. Beim Achtelmodell variiert die Blechdicke und Nahtstärke, beim Viertelmodell wird zusätzlich auch die Gestaltung des Eckstoßes der Kesselbleche von Bedeutung.

#### 4.2.15.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Bedeutend und entscheidend sind nach Abbildung 119 bei Principal Stress Layer 1 sowie bei Equivalent Von Mises Layer 1 die Schweißnahtansätze. Bezüglich Principal Stress Layer 5 als auch Equivalent Von Mises Layer 5 stellt der Blechbiegeradius des Steges die kritische Zone dar.

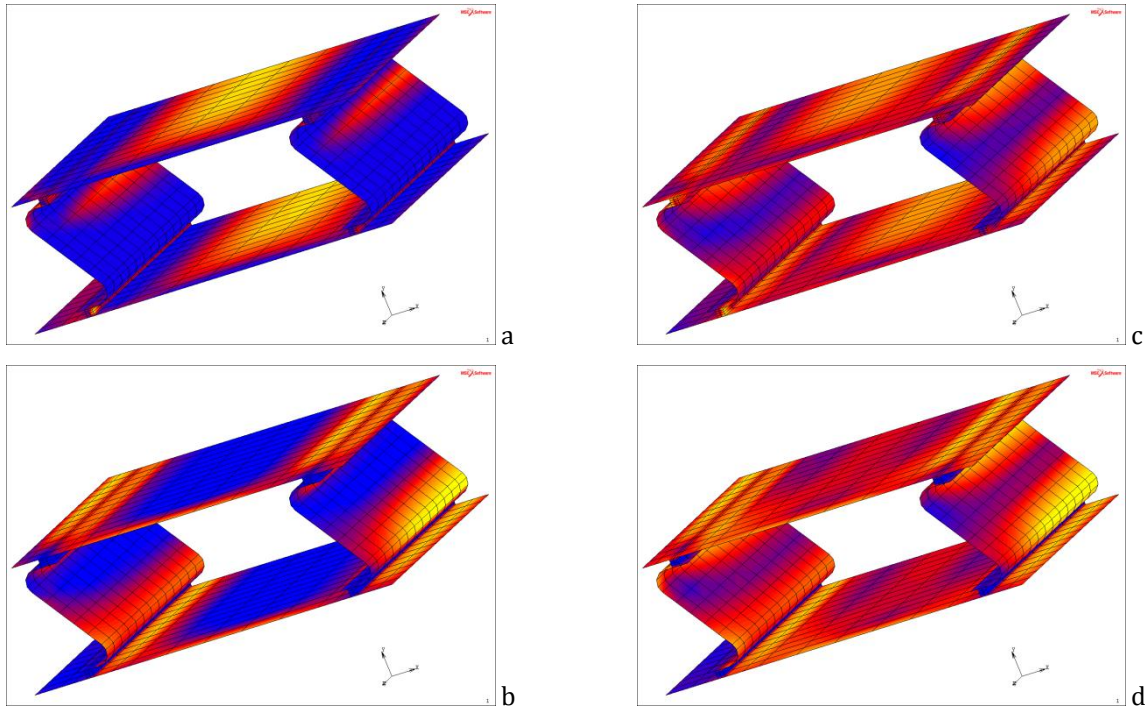


Abbildung 119: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitig ebenes Blech mit Z-Steg, durchgängige Längsnaht“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Bei diesem Modell wurde die Schweißnaht als Volumenkörper ausgeführt da sich die Z-förmige Verbindungsflasche spannungsmäßig als günstig erweist und daher eine exaktere Betrachtung der Nähte sinnvoll war. Geometrieparameter und Spannungsergebnisse bei drei Blechdicken und nicht ausgesparten Stegen zeigt Tabelle 61.

#### 4.2.15.3 Modelle PLB X1 A EP E KA5 3 / PLB X1 B EP E KA5 3 / PLB X1 C EP E KA5 4

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Stegkrümmungsradius	r <sub>S</sub>	mm	5
Nahtlage	a <sub>N</sub>	mm	5
Stegabstand x	x <sub>N</sub>	mm	70

PLB X1 A EP E KA5 3				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Stegblechdicke	t <sub>S</sub>	mm	1,5		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	677	0,97	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	573	1,15	Stegradius r <sub>S</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	596	1,11	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	505	1,31	Stegradius r <sub>S</sub>
Verformung	δ	mm	2,1		
Modellmasse	m	kg	4,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	28		

PLB X1 B EP E KA5 3				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Stegblechdicke	t <sub>S</sub>	mm	1,5		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	673	0,98	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	572	1,15	Stegradius r <sub>S</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	591	1,12	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	508	1,30	Stegradius r <sub>S</sub>
Verformung	δ	mm	1,6		
Modellmasse	m	kg	6,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	38		

PLB X1 C EP E KA5 4				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	2		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	2		
Stegblechdicke	t <sub>S</sub>	mm	2		
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	3		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	645	1,02	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	547	1,21	Stegradius r <sub>S</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	601	1,10	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	488	1,35	Stegradius r <sub>S</sub>
Verformung	δ	mm	0,8		
Modellmasse	m	kg	8,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	51		

Tabelle 61: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E KA5 3, PLB X1 B EP E KA5 3 und PLB X1 C EP E KA5 4

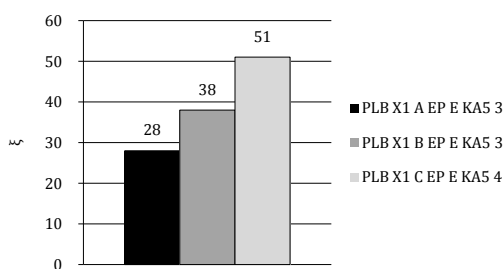


Abbildung 120: Modellmassen PLB X1 A EP E KA5 3, PLB X1 B EP E KA5 3 und PLB X1 C EP E KA5 4

In Abbildung 120 ist deutlich der Zuwachs der Masse mit zunehmender Blechdicke zu erkennen. Aussparungen im Steg können den Massezuwachs reduzieren.



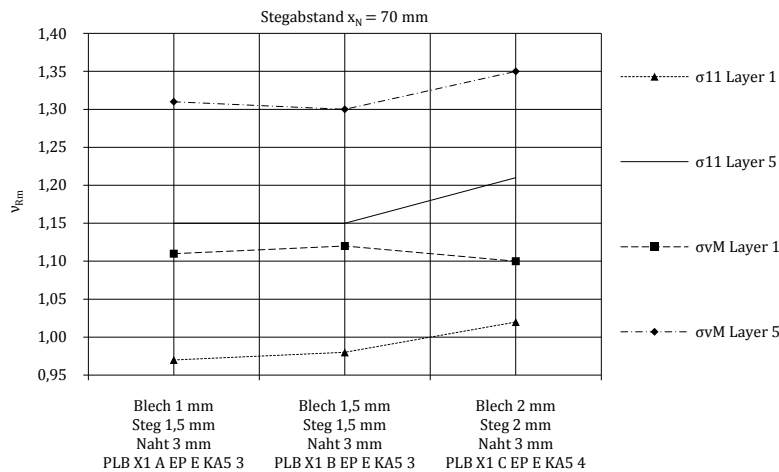


Abbildung 121: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E KA5 3, PLB X1 B EP E KA5 3 und PLB X1 C EP E KA5 4

Abbildung 121 zeigt, dass eine Blechaufdickung die Spannung Principal Stress Layer 1, deren Maximum in allen Fällen am Schweißnahtansatz liegt, kaum senkt, der Sicherheitsfaktor steigt nicht wesentlich an. Der Z-förmige Verbindungssteg zeigt im Stegkrümmungsbereich, Biegeradius  $r_s$ , ab einer Blechdicke von 2 mm brauchbare Spannungsmaxima.

Herstelltechnisch bietet diese Gestaltungsvariante viele Vorteile. Daher wurden weitere Betrachtungen am Viertelmodell durchgeführt. Speziell entscheidend sind die Nahtansatzzonen da dort die höchsten Spannungen auftreten. Die Gestaltung der Eckstöße ist entscheidend für die Spannung in den Schweißnahtansätzen, da die wirkenden Biegemomente in den Kesselblechen auf die Schweißnähte übertragen werden und diese Biegemomente wesentlich von der Eckstoßgestaltung abhängen.

#### 4.2.15.4 Viertelmodelle PLB X1 A EP V KA5 5 / PLB X1 B EP V KA5 5

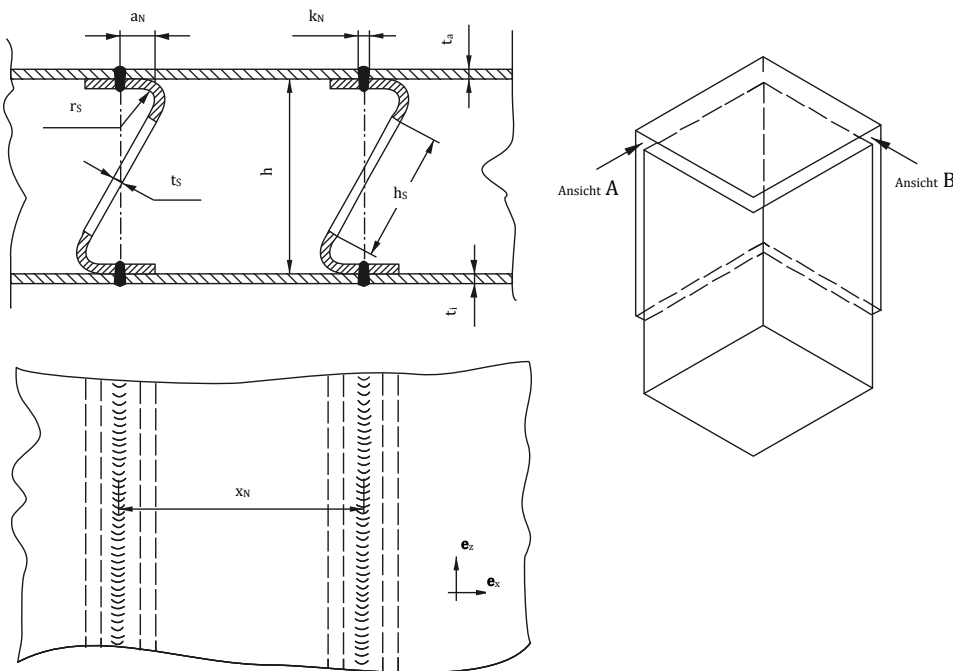


Abbildung 122: Geometrieskizze Viertelmodell PLB X1 A EP V KA5 5 und PLB X1 B EP V KA5 5

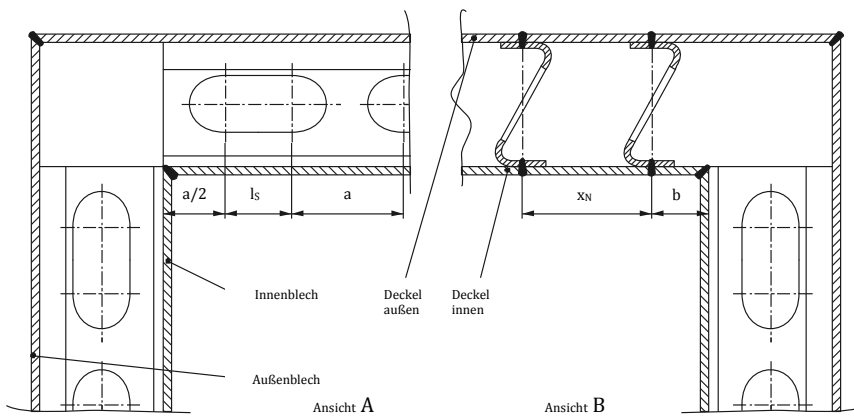


Abbildung 123: Seitenansichten Viertelmodell PLB X1 A EP V KA5 5 und PLB X1 B EP V KA5 5

Bei den Modellen PLB X1 A EP V KA5 5 und PLB X1 B EP V KA5 5 wurden in den Steg Aussparungen in Form von Längsausnehmungen zur Masseinsparung eingebracht (siehe Abbildung 122 und Abbildung 123). Die Stegbleche sind an den Stegungen nicht über Aussparungen offen sondern geschlossen, was gerade im darunterliegenden Nahtansatz zu höheren Spannungen führt.

Principal Stress Layer 1 zeigt hohe Spannungen im Druckwölbereich des Kesselbleches und aber vor allem im Schweißnahtansatz. In den Radien der Stegausehmung sowie in den Biegeradien des Stegbleches weist Principal Stress Layer 5 hohe Spannungen auf. Equivalent Von Mises Layer 1 hat Maximalwerte im Schweißnahtansatz, Equivalent Von Mises Layer 5 hat Maximalwerte in den Radien der Stegausehmung (siehe Abbildung 124).

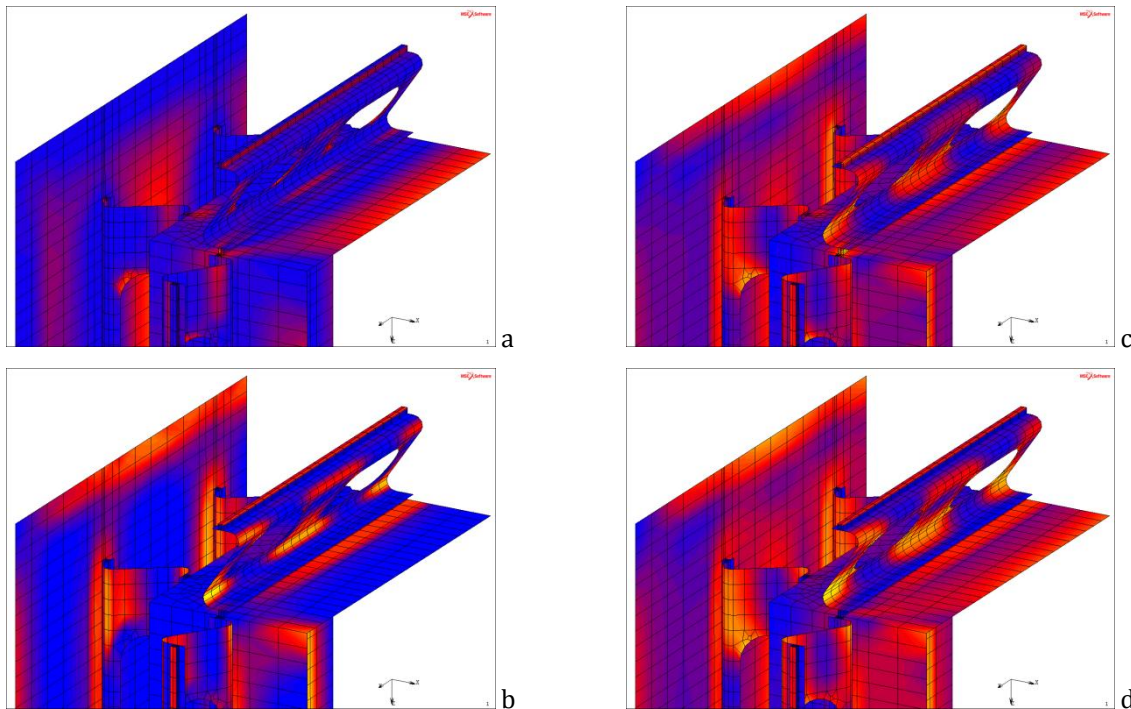


Abbildung 124: Spannungsverteilung bei den Viertelmodellen PLB X1 A EP V KA5 5 und PLB X1 B EP V KA5 5, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Um hohe Aussagegüten bezüglich dem Spannungsverhalten in der Schweißnaht zu erreichen, wurde die Schweißnaht als Volumenmodell simuliert. Die geringsten Sicherheitsfaktoren nach Tabelle 62 bzw. Abbildung 125 liefert die Zone des Schweißnahtansatzes, hier liegen die Sicherheitsfaktoren bei einer Kesselblechdicke von 1 mm und einer Nahtstärke von 3 mm bei geringen Werten,  $\nu_{Rm} = 0,82$ . Bei einer verstärkten Blechdicke von 1,5 mm steigt der minimale Sicherheitsfaktor im Schweißnahtansatz auf  $\nu_{Rm} = 1,02$ . Der Stegbiegeradius sowie der Ausnehmungsradius im Steg stellen bei einer Stegblechdicke von 2,5 mm kein Problem dar. Jedenfalls ist eine Umgestaltung des senkrechten Eckstoßes auf einen abgeschrägten Eckstoß bei den Kesselblechen sinnvoll.

Modellparameter			
Modelltyp			Viertelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Stegkrümmungsradius	r <sub>S</sub>	mm	5
Stegblechdicke	t <sub>S</sub>	mm	2,5
Ausnehmungshöhe	h <sub>S</sub>	mm	16
Ausnehmungslänge	l <sub>S</sub>	mm	20
Ausnehmungsabstand	a	mm	40
Kantenabstand <sup>25</sup>	b	mm	35
Nahtstärke	k <sub>N</sub>	mm	3
Nahtlage	a <sub>N</sub>	mm	5
Stegabstand x	x <sub>N</sub>	mm	70

PLB X1 A EP V KA5 5				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blechdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	777	0,85	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	592	1,11	Stegradius r <sub>S</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	637	1,04	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	543	1,22	Radius Stegausnehmung
Verformung x	δ <sub>x</sub>	mm	5,4		
Verformung y	δ <sub>y</sub>	mm	5,4		
Verformung z	δ <sub>z</sub>	mm	9,2		
Modellmasse	m	kg	12,4		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	33		

PLB X1 B EP V KA5 5				V <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	650	1,02	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	537	1,23	Stegradius r <sub>S</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	604	1,09	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	511	1,29	Radius Stegausnehmung
Verformung x	δ <sub>x</sub>	mm	2,8		
Verformung y	δ <sub>y</sub>	mm	2,8		
Verformung z	δ <sub>z</sub>	mm	5,6		
Modellmasse	m	kg	16,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	42		

Tabelle 62: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP V KA5 5 und PLB X1 B EP V KA5 5

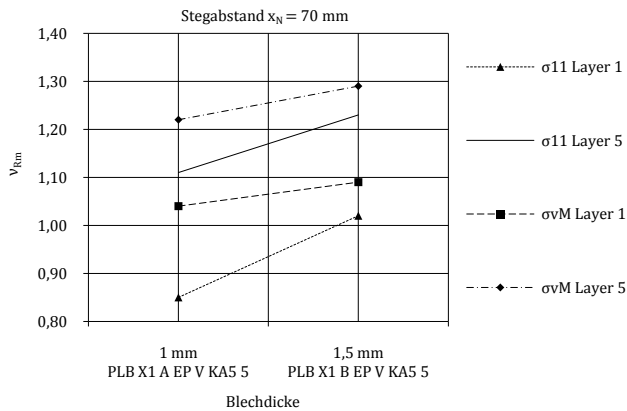


Abbildung 125: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP V KA5 5 und PLB X1 B EP V KA5 5

<sup>25</sup> Entspricht  $\frac{x_N}{z}$

#### 4.2.15.5 Viertelmodelle PLB X1 B EP V KA5 6 / PLB X1 B EP V KA5 7

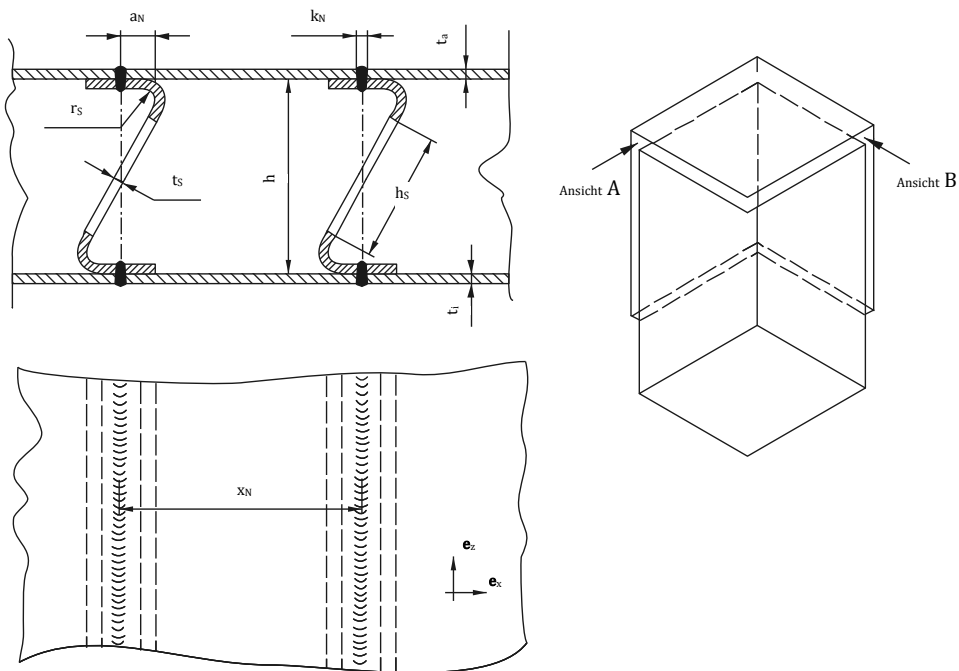


Abbildung 126: Geometrieskizze Viertelmodell PLB X1 B EP V KA5 6 und PLB X1 B EP V KA5 7

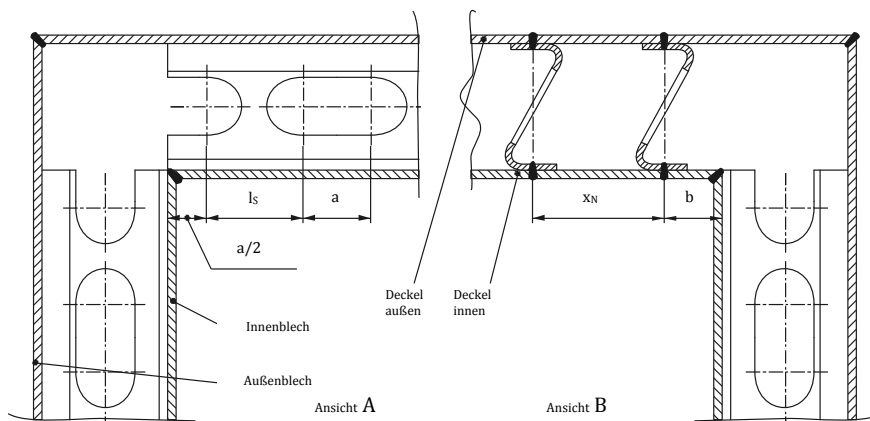


Abbildung 127: Seitenansichten Viertelmodell PLB X1 B EP V KA5 6

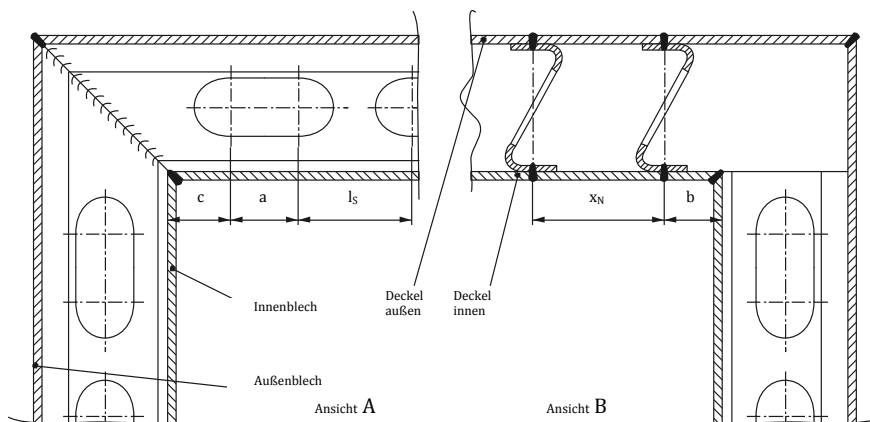


Abbildung 128: Seitenansichten Viertelmodell PLB X1 B EP V KA5 7

Abbildung 127 stellt einen offenen, ausgesparten Eckstoß der, in Abbildung 126 gezeigten, Stegbleche dar. Abbildung 128 zeigt den geschlossenen, verschweißten Eckstoß der Stegbleche.

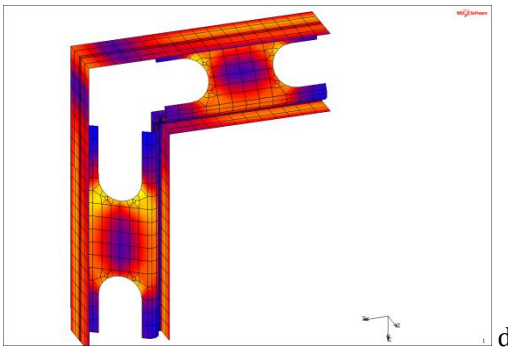
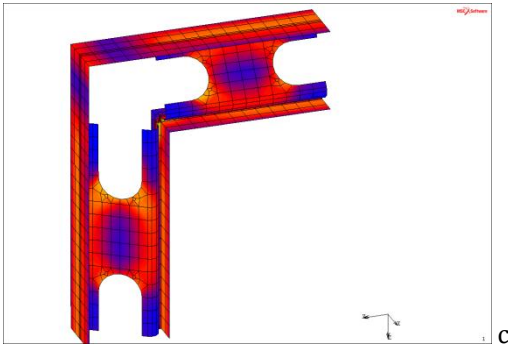
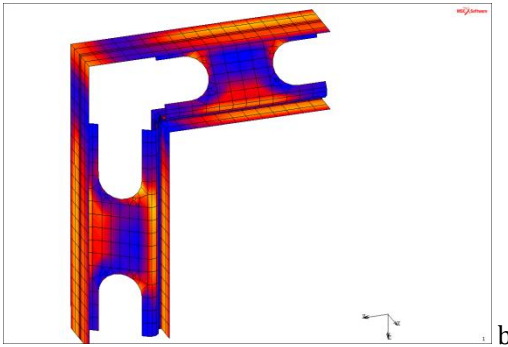
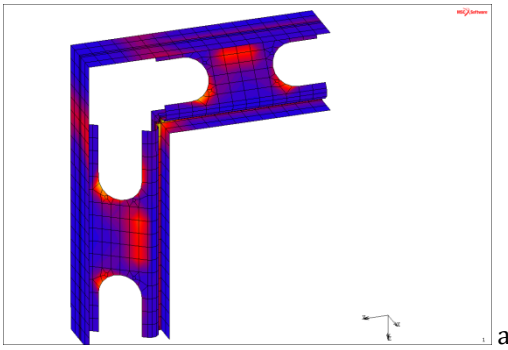


Abbildung 129: Spannungsverteilung am Viertelmodell, Ausschnitt am Stegeckstoß, PLB X1 B EP V KA5 6, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

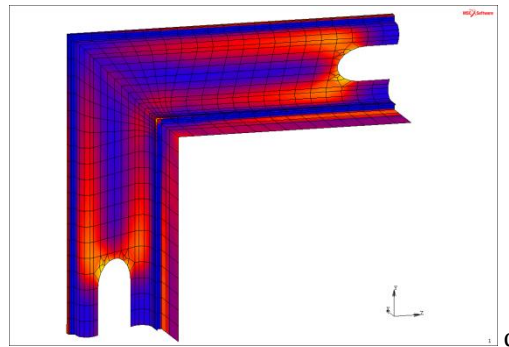
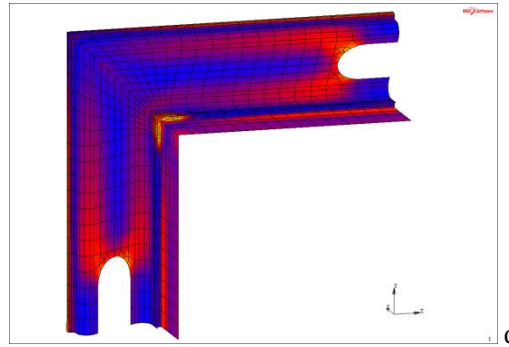
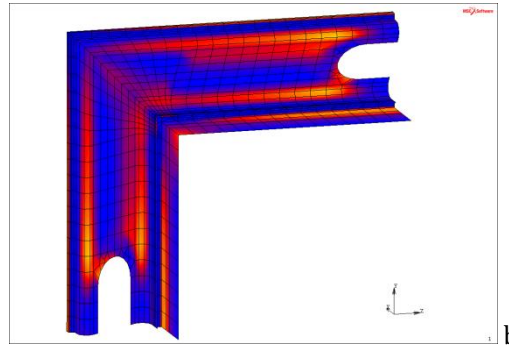
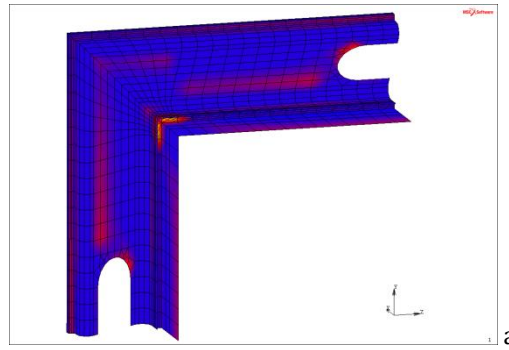


Abbildung 130: Spannungsverteilung am Viertelmodell, steifer Stegeckstoß, PLB X1 B EP V KA5 7, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Bei der Verwendung ausgesparter Stegbleche um die Kesselbleche zu verbinden (siehe Abbildung 126) ist die Eckstoßgestaltung bedeutend, denn diese Gestaltung bestimmt die auftretenden Spannungen im Schweißnahtansatz. Abbildung 129 und Abbildung 130 zeigen zwei grundlegende Formen der Eckstoßgestaltung und die dazugehörige qualitative Spannungsverteilung.

Modell PLB X1 B EP V KA5 6 hat im Bereich des Schweißnahtansatzes einen Entlastungsausschnitt. Um die Spannungsverteilung im Schweißnahtansatz und in den Laschen darzustellen, wurden Kesselabschnitte in Abbildung 129 und Abbildung 130 ausgeblendet. Die Schweißnaht wurde wiederum bei beiden Modellen als Volumenmodell abgebildet.

Modellparameter			
Modelltyp			Viertelmodell
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5
Stegblechdicke	$t_s$	mm	2,5
Blechabstand	$h$	mm	30
Stegkrümmungsradius	$r_s$	mm	5
Ausnehmungshöhe	$h_s$	mm	16
Ausnehmungslänge	$l_s$	mm	20
Ausnehmungsabstand	$a$	mm	40
Kantenabstand <sup>26</sup>	$b$	mm	35
Ausnehmungslage <sup>27</sup>	$c$	mm	70
Nahtstärke	$k_N$	mm	3
Nahtlage	$a_N$	mm	5
Stegabstand $x$	$x_N$	mm	70

PLB X1 B EP V KA5 6				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	613	1,08	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	565	1,17	Radius Stegausnehmung
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	623	1,06	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	535	1,23	Radius Stegausnehmung
Verformung $x$	$\delta_x$	mm	2,8		
Verformung $y$	$\delta_y$	mm	2,8		
Verformung $z$	$\delta_z$	mm	5,6		
Modellmasse	$m$	kg	16,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	42		

PLB X1 B EP V KA5 7				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	741	0,89	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	565	1,17	Radius Stegausnehmung
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	627	1,05	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	537	1,23	Radius Stegausnehmung
Verformung $x$	$\delta_x$	mm	2,8		
Verformung $y$	$\delta_y$	mm	2,8		
Verformung $z$	$\delta_z$	mm	5,6		
Modellmasse	$m$	kg	16,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	42		

Tabelle 63: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 B EP V KA5 6 und PLB X1 B EP V KA5 7

Der Entlastungsausschnitt im Modell PLB X1 B EP V KA5 6 im Bereich des Schweißnahtansatzes hat bezüglich beider Äquivalenzspannungen nach Mises als auch für Principal Stress Layer 5 keine bedeutenden Auswirkungen (siehe Ergebnisse in Tabelle 63 bzw. in Abbildung 131). Gravierend ist die Auswirkung jedoch für die Hauptnormalspannung Principal Stress Layer 1 - dort kann eine Reduktion der Spannung durch die Entlastungskerbe von etwa 18% im Vergleich zum Modell PLB X1 B EP V KA5 7 erreicht werden.

<sup>26</sup> Entspricht  $\frac{x_N}{2}$

<sup>27</sup> Nur bei PLB X1 B EP V KA5 7 relevant

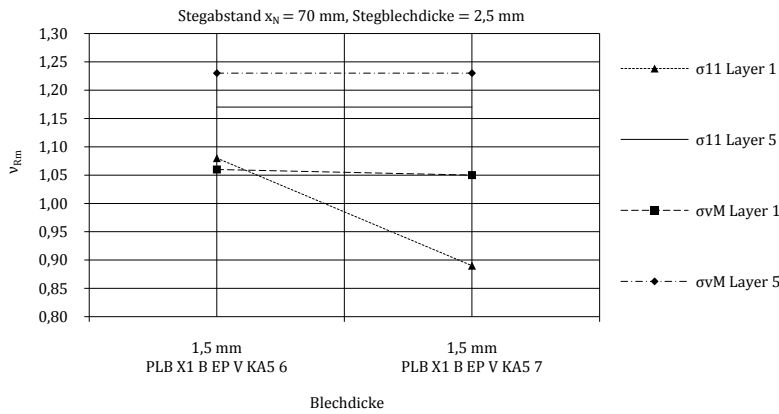


Abbildung 131: Sicherheitsfaktoren PLB X1 B EP V KA5 6 und PLB X1 B EP V KA5 7

Ursache für die Reduktion der Spannung Principal Stress Layer 1 ist die über dem Schweißnahtansatz gelegene Ausnehmung im Stegblech welche als Entlastungsausschnitt dient. Modell PLB X1 B EP V KA5 7 weist im Schweißnahtansatz eine äußerst steife Gestalt des Stegblechsystems auf. Der maßgebliche Steifigkeitsunterschied zwischen dem dünnwandigen Kesselblech und der steifgestalteten Stegblechcheckverbindung sowie der verdichtete Kraftlinienverlauf (siehe Abbildung 132) im Bereich der Schweißnaht führt dort zu hohen Spannungen im Schweißnahtansatz. Durch die Entlastungsausnehmung im Modell PLB X1 B EP V KA5 6 über dem Nahtansatz kommt es dort zu keiner starken Kraftlinienverdichtung, das Stegblech erfährt eine wesentlich homogenere Spannungsverteilung, die Stegprofilausnützung ist besser.

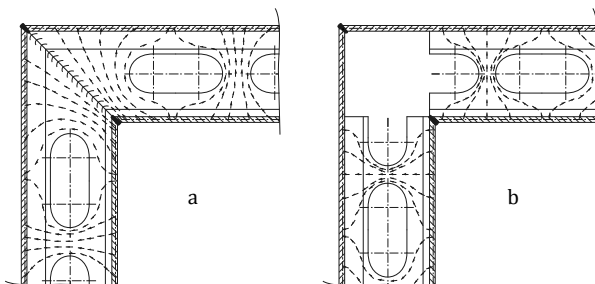


Abbildung 132: Kraftfluss in der steifen (a) und entlasteten (b) Stegblechcheckverbindung

Unabhängig der Gestaltung der Geometrie gilt das Gleichgewichtsgesetz, wonach sich ein System unter der Belastung äußerer Kräfte nur dann im Gleichgewicht befindet, wenn bei der virtuellen Verschiebung  $\delta u_i$  aus der momentanen Lage heraus die Summe der virtuellen Energie zufolge interner Kräfte  $\delta W_{int}$  (zufolge der virtuellen Dehnungen  $\delta \epsilon_{ij}$  und der inneren Spannungen  $\tau_{ij}$ )

$$\delta W_{int} = - \int \delta \epsilon_{ij} \tau_{ij} dV \quad (\text{Glg. 85})$$

der virtuellen Energie der externen Kräfte  $\delta W_{ext}$  (zufolge der Volumskräfte  $f_i^B$  und der Flächenkräfte  $f_i^S$ )

$$\delta W_{ext} = + \int \delta u_i f_i^B dV + \int \delta u_i f_i^S dS \quad (\text{Glg. 86})$$

und der virtuellen Energie der Trägheitskräfte  $\delta W_{inertia}$  (aus der Dichte  $\rho$  und der Beschleunigung  $a_i$ )



$$\delta W_{inertia} = - \int \delta u_i \rho a_i dV \quad (\text{Glg. 87})$$

gleich null ist

$$\delta W_{int} + \delta W_{ext} + \delta W_{inertia} = 0 \quad (\text{Glg. 88})$$

Im Fall des Druckkessels kann der Trägheitsterm vernachlässigt werden, Volumenkräfte treten nicht auf, jedoch ist die äußere Energie  $+ \int \delta u_i f_i^S dS$  darzustellen als  $+ \int \delta u_i p_i^S dS$ , wobei  $p_i^S$  der Kesseldruck ist. Leichtbau bedeutet, möglichst über das gesamte Volumen des Bauteiles eine höchstzulässige Spannung auszunützen, wobei bei konstanten äußeren Lasten der Energieterm  $\delta W_{ext}$  von der Systemsteifigkeit abhängt und dadurch auch der Energieterm  $- \int \delta \varepsilon_{ij} \tau_{ij} dV$  mit den lokal auftretenden Spannungen über die Steifigkeit variiert.

#### 4.2.15.6 Viertelmodelle PLB X1 A EP V KA5 8 / PLB X1 B EP V KA5 8

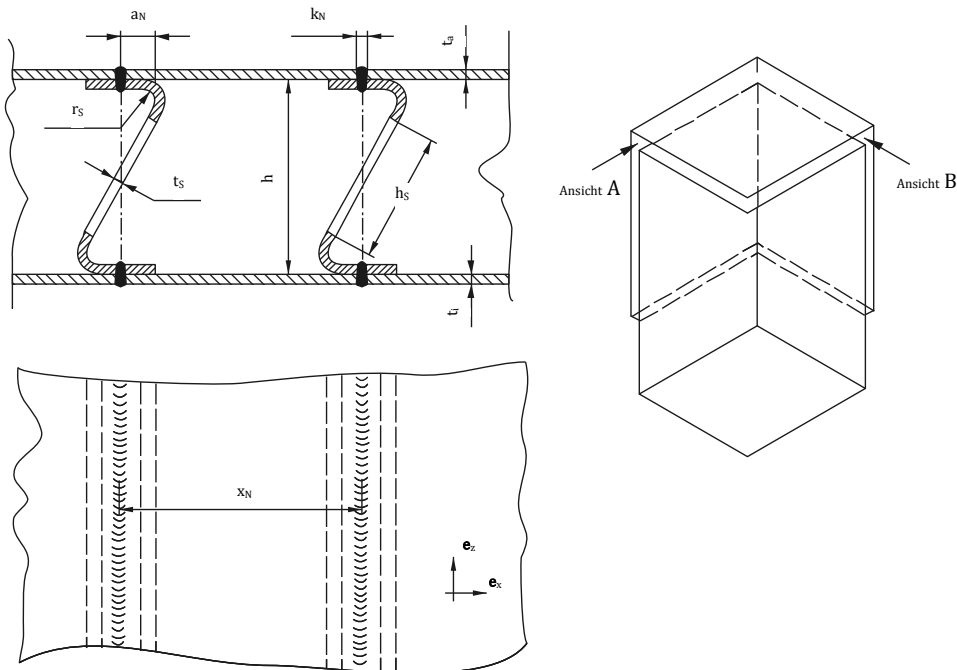


Abbildung 133: Geometrieskizze Viertelmodell PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8

In den Eckstößen ist neben dem Kraftfluss in den Stegelementen, die in Abbildung 133 definiert werden, auch die Geometrie der Kesselblechgestaltung von Bedeutung. Das im Kesselblech vorhandene Biegemoment aufgrund des Wasserdruckes wird partiell in den Schweißnahtansätzen in die Stegstruktur eingeleitet (siehe Abbildung 138). Eine Erhöhung des Biegemomentes im Kesselblech im Bereich der Schweißnaht führt zu einem größeren in die Schweißnaht eingeleiteten Moment. Verringert sich das im Kesselblech wirkende Biegemoment, so wird im Schweißnahtansatz ein geringeres Moment eingeleitet. Die Eckstoßgestaltung definiert das im Blech wirkende Biegemoment.

Die Abschrägung des Eckstoßes, wie in Abbildung 134 dargestellt, führt zu geringeren Biegemomenten im Blech und damit zu geringeren eingeleiteten Biegemomenten in die Schweißnähte.

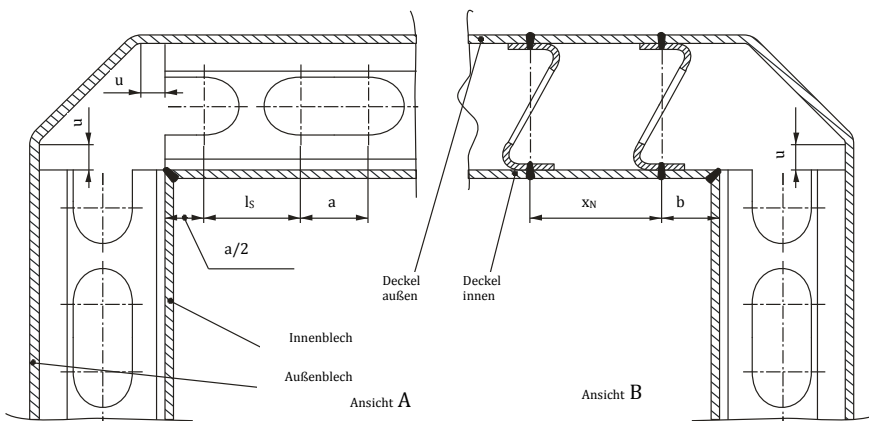


Abbildung 134: Seitenansichten Viertelmodell PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8

Bei der Betrachtung der gewählten Geometrien PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8 kann anhand der Abbildung 135 erkannt werden, dass Principal Stress Layer 1 hohe Spannungen im Druckwölbereich des Kesselbleches und im Schweißnahtansatz zeigt. Im Stoßbereich der Innenbleche wo die Kesselbleche senkrecht zueinander stehen sowie in den Radien der Stegausehmung weist Principal Stress Layer 5 hohe Spannungen aus. Equivalent Von Mises Layer 1 hat Maximalwerte im Schweißnahtansatz, Equivalent Von Mises Layer 5 hat Maximalwerte in den Radien der Stegausehmung.

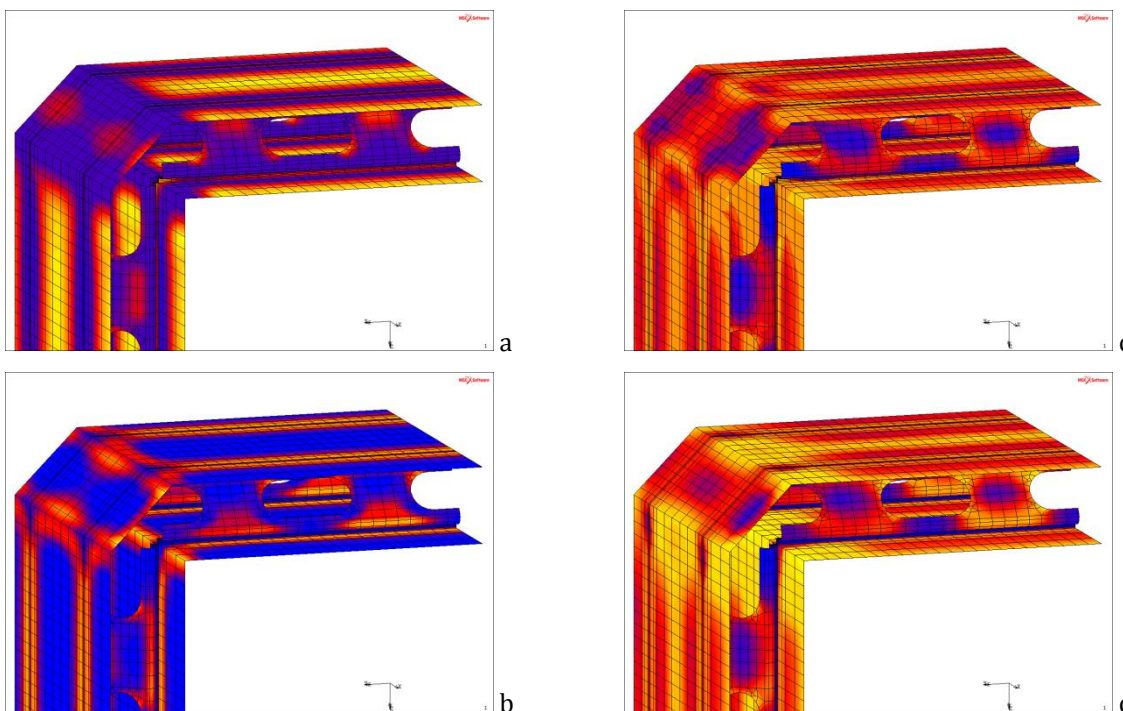


Abbildung 135: Spannungsverteilung an den Viertelmodellen PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Beim Modell PLB X1 A EP V KA5 8 (Blechdicke 1 mm) findet sich die maximale Spannung Principal Stress Layer 5 an der Kontaktstelle der senkrechtstehenden Innenbleche wo sich entsprechend eine Verbindungsschweißnaht befinden kann.

Eine Erhöhung der Blechdicke beim Modell PLB X1 B V EP V KA5 8 auf 1,5 mm verlagert diese Maximalspannung auf den Radius der Steg­ausnehmung (siehe Tabelle 64). Der Senkrecht­kontakt bei den Innenblechen kann abgerundet werden und die Schweißnaht der Innenbleche verlegt werden, damit könnte die Spannung im Blech­kontakt vermindert werden, nicht aber die Spannung im Schweißnaht­ansatz der Stege welcher die eigentliche kritische Stelle darstellt.

Modellparameter			
Modelltyp			Viertelmodell
Stegblechdicke	$t_s$	mm	2,5
Blechabstand	$h$	mm	30
Stegkrümmungsradius	$r_s$	mm	5
Ausnehmungshöhe	$h_s$	mm	16
Ausnehmungslänge	$l_s$	mm	20
Ausnehmungsabstand	$a$	mm	40
Kantenabstand <sup>28</sup>	$b$	mm	35
Überstehlänge	$u$	mm	5
Nahtstärke	$k_N$	mm	3
Nahtlage	$a_N$	mm	5
Stegabstand $x$	$x_N$	mm	70

PLB X1 A EP V KA5 8				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	603	1,09	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	576	1,15	senkrechtstehende Bleche <sup>29</sup>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	636	1,04	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	540	1,22	Radius Steg­ausnehmung
Verformung x	$\delta_x$	mm	3,7		
Verformung y	$\delta_y$	mm	3,7		
Verformung z	$\delta_z$	mm	8,3		
Modellmasse	$m$	kg	12,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	33		

PLB X1 B EP V KA5 8				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	521	1,27	Schweißnahtansatz
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	557	1,18	Radius Steg­ausnehmung
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	553	1,19	Schweißnahtansatz
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{VM}$	N/mm <sup>2</sup>	529	1,25	Radius Steg­ausnehmung
Verformung x	$\delta_x$	mm	2,9		
Verformung y	$\delta_y$	mm	2,9		
Verformung z	$\delta_z$	mm	6,0		
Modellmasse	$m$	kg	16,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	42		

Tabelle 64: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8

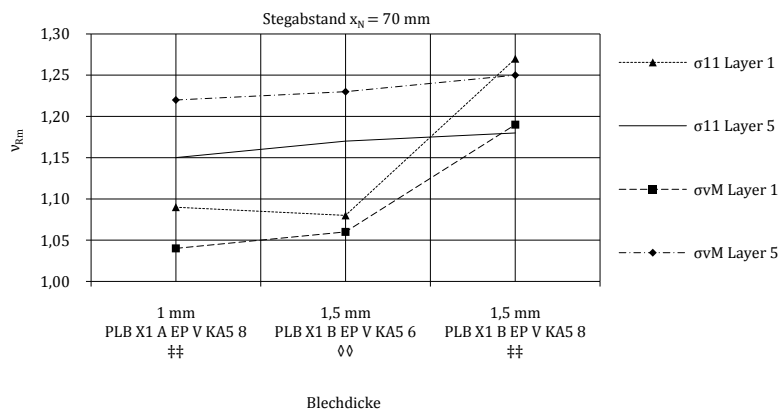


Abbildung 136: Sicherheitsfaktoren PLB X1 B EP V KA5 6, PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8

‡‡ ... Eckstoß abgeschrägt  
 ◊◊ ... Eckstoß nicht abgeschrägt

<sup>28</sup> Entspricht  $\frac{x_N}{2}$   
<sup>29</sup> Kontaktbereich Innenblech mit Innendeckel

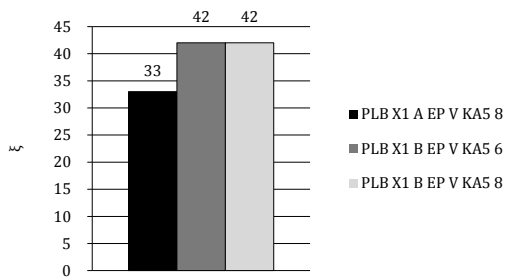


Abbildung 137: Modellmassen PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8

Abbildung 136 zeigt den Vergleich eines 1 mm Bleches mit Eckstoßabschrägung mit zwei 1,5 mm Blechen, wobei einmal ein Eckstoß mit- und einmal ein Eckstoß ohne Abschrägung betrachtet wurde. Bei allen drei Kesselsystemen befindet sich über dem Schweißnahtansatz im Stegblech ein geometrisch gleicher Entlastungsausschnitt zum Entlasten des Schweißnahtansatzes. Erkennbar ist, dass bei einer Blechdicke von 1 mm und abgeschrägten Eckstoß die maximalen Spannungen und damit die Sicherheitsfaktoren ähnlich den Werten eines 1,5 mm Bleches mit senkrechtem Eckstoß sind. Ein markanter Anstieg der Sicherheitsfaktoren ist erkennbar, wenn die Blechdicke von 1 mm auf 1,5 mm gehoben wird und ein abgeschrägter Eckstoß vorhanden ist. Der abgeschrägte Eckstoß führt zu geringeren Spannungen, die Masse des Systems ändert sich aber im Vergleich zum nicht abgeschrägten Eckstoß nach Abbildung 133 nicht. Abbildung 137 zeigt zusätzlich, dass sich die Masse bei einer Blechdicke von 1,5 mm bei abgeschrägtem und senkrechtem Eckstoß nicht verändert da ein Mehraufwand an Material nicht nötig ist.

#### 4.2.15.7 Vergleich senkrechter Eckstoß zu abgeschrägtem Eckstoß

Eine Abschrägung der Eckstellen außenseitig zeigt eine Verringerung der auftretenden Spannungen in der Schweißnaht, explizit im Schweißnahtansatz. Der Grund dafür kann sehr gut am symmetrisch, statisch unbestimmten System nach Abbildung 138 erklärt werden, welches separiert unter Druck belastet betrachtet wird.

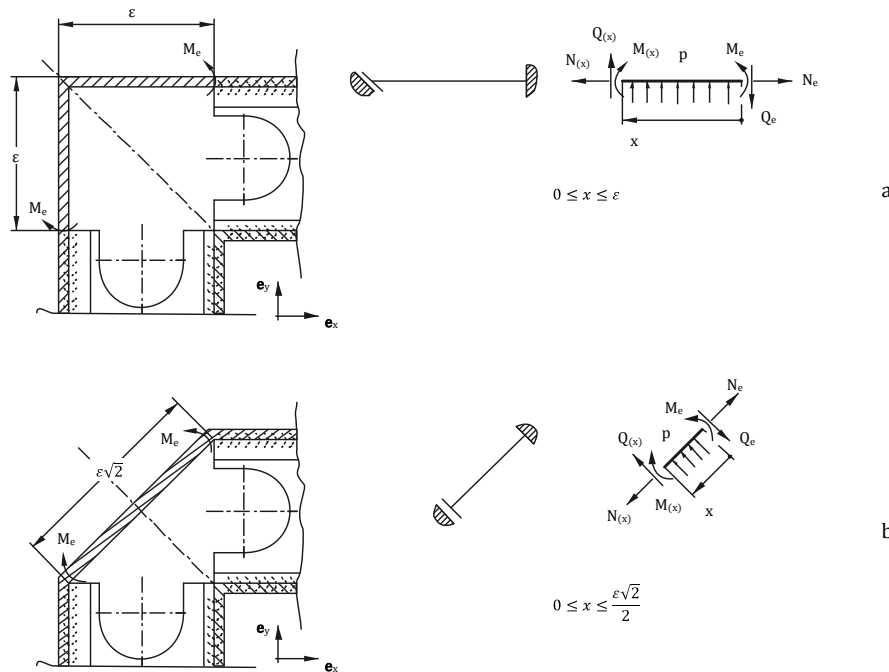


Abbildung 138: (a) System senkrechter Eckstoß, (b) System abgeschrägter Eckstoß

In beiden Systemen kann für das Moment  $M$ , die Normalkraft  $N$  und die Querkraft  $Q$  an der Stelle  $x$  angeschrieben werden

$$M(x) = p t \frac{x^2}{2} + M_e - Q_e x$$

$$N(x) = N_e$$

$$Q(x) = Q_e - p t x$$

wobei  $t$  die Tiefe des Bleches ist. Die innere Ergänzungsenergie  $U$

$$U = \int_0^l \left[ \frac{1}{2} \frac{N^2}{EA} + \frac{1}{2} \frac{M_y^2}{EI_{yy}} + \frac{1}{2} \frac{M_z^2}{EI_{zz}} + \frac{1}{2} \frac{Q_y^2}{GA_{s,y}} + \frac{1}{2} \frac{Q_z^2}{GA_{s,z}} + \frac{1}{2} \frac{M_x^2}{GI_{xx}^T} \right] dx \quad (\text{Glg. 89})$$

umgestellt auf diesen Fall mit der Vereinfachung, dass die Schubsteifigkeit übergroß ist, d.h.  $GA_s \rightarrow \infty$ , ergibt sich zu

$$U = \int_0^l \left[ \frac{N_e^2}{2 EA} + \frac{(p t x^2/2 + M_e - Q_e x)^2}{2 EI} \right] dx \quad (\text{Glg. 89a})$$

Mithilfe des zweiten Satzes von Castigliano und den kinematischen Randbedingungen können die Kraftgrößen  $N_e$ ,  $M_e$  und  $Q_e$  ermittelt werden. Nach Castigliano gilt, dass die partielle Ableitung der inneren Ergänzungsenergie nach der Kraftgröße die in Richtung der Kraftgröße wirkende Weggröße ergibt. So ergeben die Ableitungen nach Kräften Verschiebungen und die Ableitungen nach Momenten entsprechend Verdrehungen. Der Satz von Castigliano kann zur Lösung statisch unbestimmter Probleme verwendet werden. Dabei werden unter bestimmten kinematischen Umständen die partiellen Ableitungen gleich null gesetzt, d.h. es finden keine Verschiebungen oder Verdrehungen in der Lagerreaktion statt. Dieser Ansatz wird auch als Satz von Menabrea bezeichnet. Entsprechend kann aus der vorgegebenen Verschiebungsrandbedingung (Weggröße) durch Umformung die Kraftgröße ermittelt werden. Aus den für diesen Fall in guter Näherung gewählten kinematischen Menabrea-Randbedingungen

$$\frac{\partial U}{\partial N_e} = 0 = \int_0^l \frac{N_e}{EA} dx \quad (\text{Glg. 89b})$$

$$\frac{\partial U}{\partial M_e} = 0 = \int_0^l \frac{p t x^2/2 + M_e - Q_e x}{EI} dx \quad (\text{Glg. 89c})$$

$$\frac{\partial U}{\partial Q_e} = 0 = \int_0^l \left( -\frac{p t x^3/2 + M_e x - Q_e x^2}{EI} \right) dx \quad (\text{Glg. 89d})$$

können die allgemeinen Lösungen  $N_e = 0$  und  $Q_e = p t l/2$  und  $M_e = p t l^2/12$  für die Integrationsgrenzen 0 und  $l$  ermittelt werden. Berücksichtigt man nun die Integrationsgrenzen für das System senkrechter Eckstoß als  $l = \varepsilon$  und System abgeschrägter Eckstoß  $l = \varepsilon/\sqrt{2}$ , so ergeben sich die Lösungen für das Moment bezüglich dem Fall senkrechter Eckstoß  $M_e = p t \varepsilon^2/12$  und für den Fall abgeschrägter Eckstoß  $M_e = p t \varepsilon^2/24$ . Somit konnte gezeigt werden, dass das resultierende Moment  $M_e$  im Fall abgeschrägter Eckstoß um die Hälfte geringer ist als das Moment im Fall senkrechter Eckstoß. Das Moment  $M_e$  wirkt partiell in den Schweißnahtansatz ein. Die Modellbeschreibung ist eine Näherung, die Einspannungen in der x-y Ebene werden nicht berücksichtigt.

#### 4.2.15.8 Verbindung zum Rohrbündelwärmetauscher

Bei Heizkesseln werden neben kammerförmigen Heizwasserräumen auch Rohrbündelwärmetauscher verwendet. Dabei wird in einen meist rechteckigen Wasserkasten das heiße Rauchgas durch Rohre geleitet, welche den Wasserkasten durchziehen. Der Wärmeenergie transfer erfolgt über die Rauchgasrohre in das Heizungswasser. Die sehr steifen, unter Außendruck stehenden Rauchgasrohre können auch als Abstützung für das Kesselblech dienen. Die Schnittstelle zum Kesselblech kann über Stegbleche erfolgen welche in einfacher L-Form ausgeführt sind. Diese bieten bei entsprechender geometrischer Wahl Vorteile bezüglich dem Momentenverlauf im Blech.

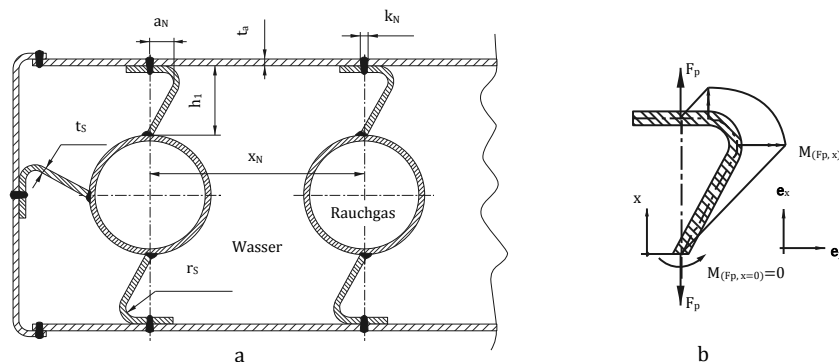


Abbildung 139: (a) Anbindung der Rauchgasrohre an das Kesselblech, (b) Momentenverlauf an der L-Lasche

Liegen die Kräfte  $F_p$  welche am Stegblech wirken in einer gemeinsamen Ebene  $x$ - $z$  (wie in Abbildung 139 dargestellt), so degeneriert das Moment im Steg und damit das Moment in der Verbindungsnaht Rauchgasrohr-Stegblech  $M_{(F_p, x=0)}$  zu null wenn weitere Schnittreaktionen in der Verbindungsnaht vernachlässigt werden. Abbildung 139 (b) zeigt den Momentenverlauf am einfachen L-Steg. Diese Geometrie ist eine äußerst vorteilhafte, da die Schweißnaht Rauchgasrohr-Stegblech kein Moment übertragen muss, sondern nur auf Zugkraft belastet wird. Auch ist die Zugängigkeit zu den Schweißnähten gut. Die Nähte können allesamt lasergeschweißt werden. Werden dieselben Geometriewerte für den Steg und Stegabstand verwendet wie in den Modellen PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8, so sind keine höheren Spannungen im Vergleich zu den Modellen PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8 im Steg und im Blech zu erwarten. Eine Ausnehmung des L-förmigen Steges ist nicht anzuraten, bzw. abgesetzte Schweißnähte bei der Verbindung Rauchgasrohr-Steg als auch Steg-Kesselblech führen in den Schweißnahtansätzen wiederum zu hohen Spannungen, was grundsätzlich möglichst zu vermeiden ist. Leitet man aus den genannten Modellen die Geometriegrößen ab, so ergeben sich die in Tabelle 65 empfohlenen Werte.

Nahtlage	$a_N$	mm	5
Stegkrümmungsradius	$r_S$	mm	5
Stegblechdicke	$t_S$	mm	2,5
Steghöhe <sup>30</sup>	$h_1$	mm	15
Stegabstand	$x_N$	mm	70
Kesselblechdicke	$t_a$	mm	1 - 1,5
Nahtstärke	$k_N$	mm	3

Tabelle 65: Mögliche Geometrie Rohrbündelwärmetauscher

<sup>30</sup> Steghöhe  $h_1 = \frac{h}{2}$  wobei  $h$  aus den Modellen PLB X1 A EP V KA5 8 und PLB X1 B EP V KA5 8 gilt

## 4.2.16 Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, geclincht

### 4.2.16.1 Geometrieskizze

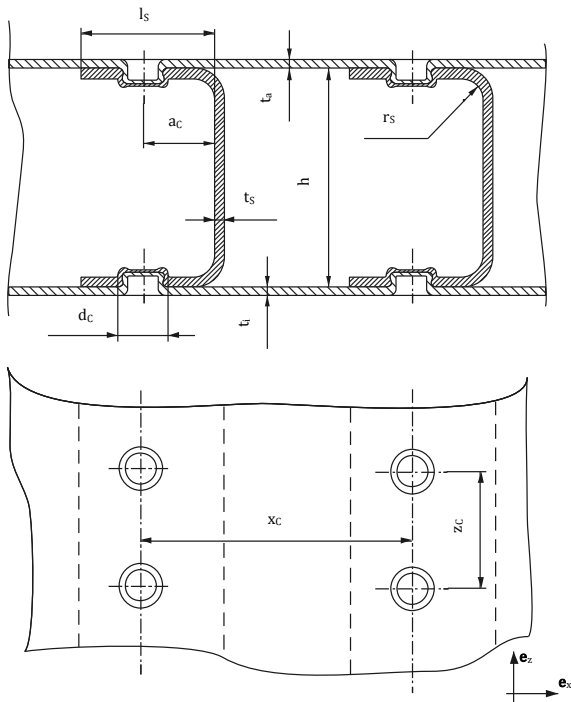


Abbildung 140: Geometrieskizze „Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, geclincht“

Anstelle von Schweißnähten kann die Verbindung der Kesselbleche mit den Zwischenblechen auch durch Clinchen erfolgen. Als Zwischenblech kann ein U-förmiges Blech angewandt werden (siehe Abbildung 137). Z-förmige Bleche stellen aufgrund der schwierigen Zugänglichkeit der Matrize Probleme dar. Entscheidend ist der Zugang von Stempel und Matrize um den Clinchpunkt zu fertigen. Beim U-förmigen Zwischenblech ist die Matrize gut innerhalb der U-Form des Zwischenbleches zu platzieren, die Stempel wirken von Seiten der Kesselbleche ein. Vorteile bietet diese Verbindung aufgrund der guten Automatisierbarkeit des Verbindungsverfahrens, Wärmeeinflusszonen und Gefügeveränderungen zufolge Schweißen treten nicht auf. Auch ist ein Wärmenachbehandeln nicht nötig. Nachteilig ist die Spannungsverteilung im Zwischenblech, die U-Form lässt die Bildung hoher Biegemomente im Steg zu. Auch sind keine Standardmatrizen verwendbar, die Clinchpunktherstellung muss auf individuell erzeugte Stempel-Matrizensysteme aufgebaut sein.



#### 4.2.16.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Principal Stress Layer 1 weist nach Abbildung 141 hohe Spannungen in der Nähe des simulierten Clinchpunktes im Kesselblech auf. Die restlichen drei betrachteten Spannungen zeigen im Bereich des Biegeradius des U-förmigen Stegbleches sowie in der unmittelbaren Nähe des Clinchpunktes im Kesselblech hohe Spannungen.

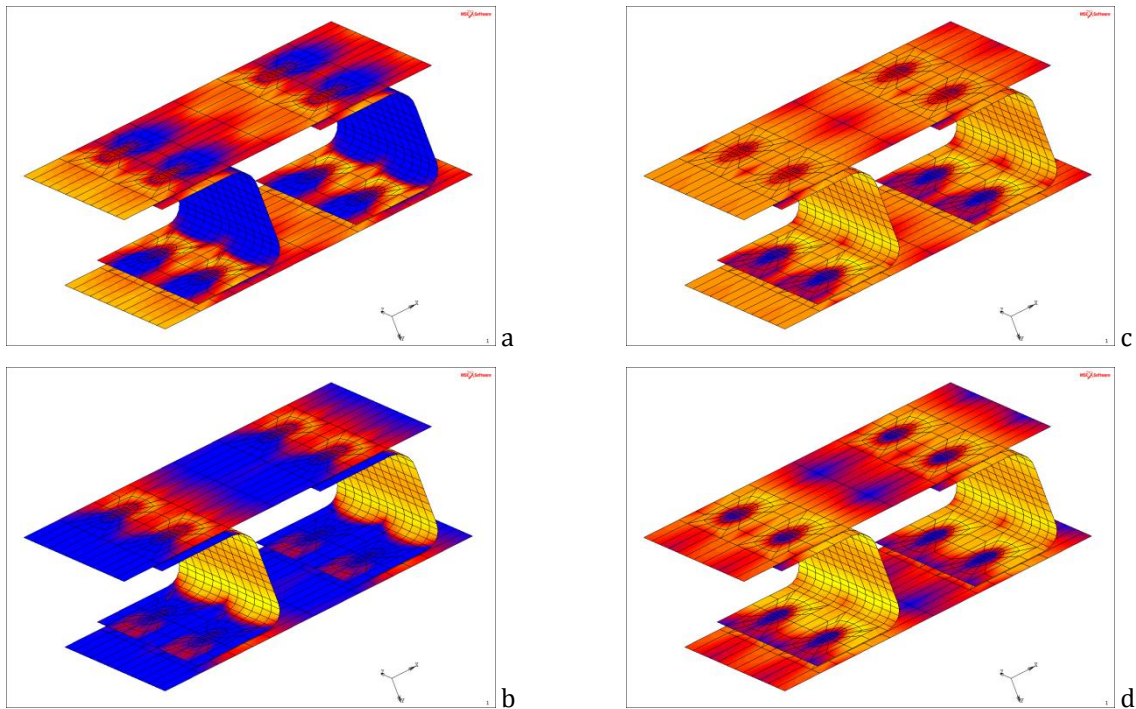


Abbildung 141: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitig ebenes Blech mit U-Steg, geclincht“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Die Maximalspannungen treten, wie in Abbildung 141 erkennbar ist, teilweise im Bereich des Clinchpunktes auf. Treten die Maximalspannungen direkt im Clinchpunkt auf, welcher als Rohr im FEM Modell simuliert wurde, dann sind sie für die Spannungsauswertung irrelevant, entscheidend ist dann die am Clinchpunkt auftretende Kopfzugkraft. Treten die Maximalspannungen jedoch im Nahbereich des Clinchpunktes auf (siehe Kapitel 3.4.2), so sind sie relevant, d.h. wenn sie im Verbindungsblech oder Innen- bzw. Außenblech liegen.

#### 4.2.16.3 Modelle PLB X1 A EP E CL1 1 / PLB X1 B EP E CL1 1

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Stegbiegeradius	$r_s$	mm	8
Stegflanschlänge	l <sub>s</sub>	mm	25
Clinchpunktlage	a <sub>c</sub>	mm	15
Clinchpunktdurchmesser	d <sub>c</sub>	mm	8
Stegabstand x	x <sub>c</sub>	mm	50
Clinchpunktstand z	z <sub>c</sub>	mm	30
Wirkende Kopffzugkraft <sup>31</sup>	F <sub>K</sub>	N	1375

PLB X1 A EP E CL1 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Stegblehdicke	t <sub>s</sub>	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	678	0,97	Außenblech Nahbereich
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	698	0,95	Stegradius r <sub>s</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	641	1,03	Stegradius r <sub>s</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	605	1,09	Stegradius r <sub>s</sub>
Verformung	δ	mm	6,2		
Modellmasse	m	kg	6,3		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	39		

PLB X1 B EP E CL1 1				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blehdicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blehdicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Stegblehdicke	t <sub>s</sub>	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	588	1,12	Außenblech Nahbereich
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	569	1,16	Außenblech Nahbereich <sup>32</sup>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	549	1,20	Außenblech Nahbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	523	1,26	Außenblech Nahbereich
Verformung	δ	mm	1,8		
Modellmasse	m	kg	9,5		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	58		

Tabelle 66: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E CL1 1 und PLB X1 B EP E CL1 1

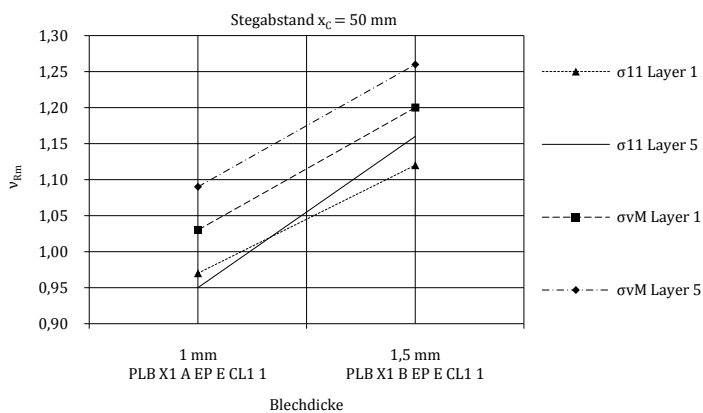


Abbildung 142: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E CL1 1 und PLB X1 B EP E CL1 1

Für die beiden betrachteten Modelle gibt Tabelle 66 Informationen zur Geometrie und zu den Spannungsergebnissen. Die Ergebnisse bezüglich der vier relevanten Spannungsarten bei zwei Blehdicken werden in Abbildung 142 dargestellt.

<sup>31</sup> Fläche 700x600 mm mit 10 Stegen und je 22 Clinchpunkten pro Steg

<sup>32</sup> Im Steg tritt die Spannung Principal Stress Layer 5 Max ebenfalls mit 568 N/mm<sup>2</sup> auf

## 4.2.17 Beidseitig ebenes Blech mit einzelnen Laschen, geclincht

### 4.2.17.1 Geometrieskizze

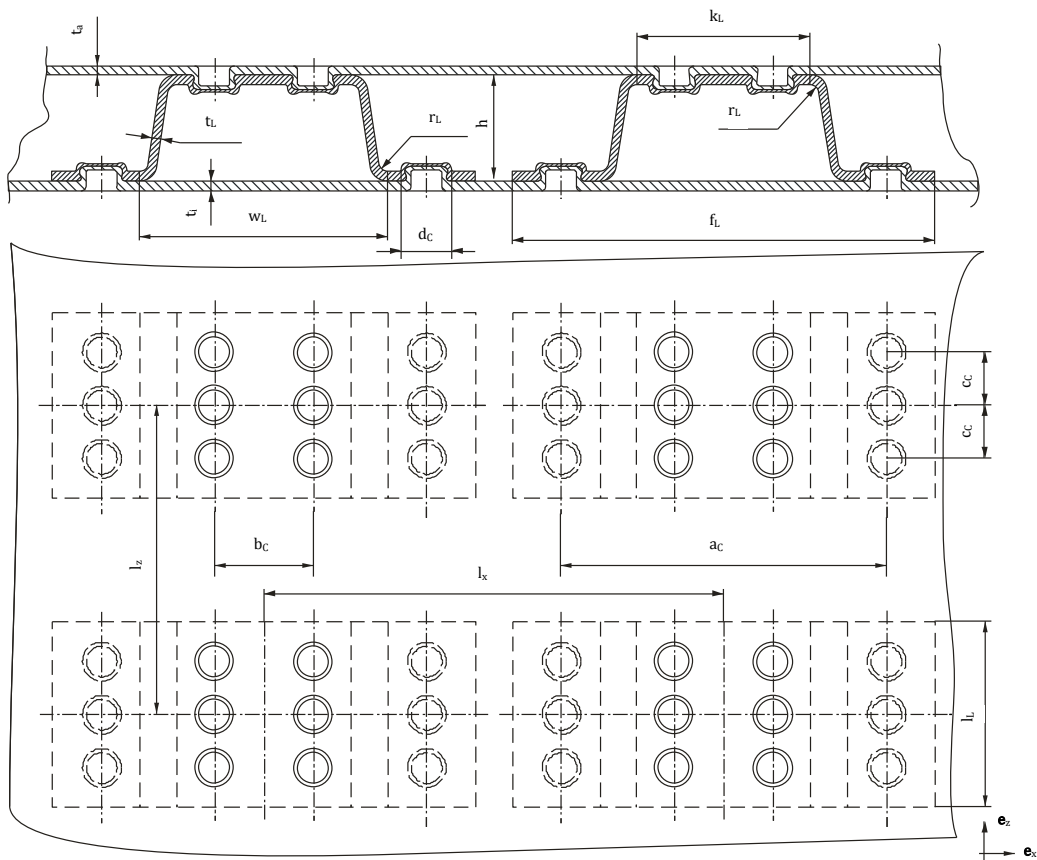


Abbildung 143: Geometrieskizze „Beidseitig ebenes Blech mit Laschen, geclincht“

Um durchgängige Stegbleche zu vermeiden können wiederum einzelne Laschen zwischen den Kesselblechen angebracht werden. Die Laschen werden jeweils mit mehreren Clinchpunkten an die Kesselbleche gebunden (siehe Abbildung 143). Die Zugängigkeit der Matrize zwischen den Kesselblechen ist als Ausführungskriterium zu sehen. Nachteilig sind die großen ungestützten Flächen der Kesselbleche und damit die im Kesselblech auftretenden Membranspannungen im Blech. Bei konstantem Abstand der Laschen wurden zwei verschiedene Kesselblechdicken und Laschenblechdicken betrachtet. Problematisch ist die geringe Anzahl an Clinchpunkten und die daher hohe zu übertragende Kopfzugkraft je Clinchpunkt.

#### 4.2.17.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Principal Stress Layer 1 sowie Equivalent Von Mises Layer 1 weisen hohe Spannungen im Blechbiegeradius der Lasche auf. Principal Stress Layer 5 und Equivalent Von Mises Layer 5 weisen vor allem auch im Bereich des Blechbiegeradius hohe Spannungen auf. Die Spannungsverteilung verschiedener Spannungsarten zeigt Abbildung 144.

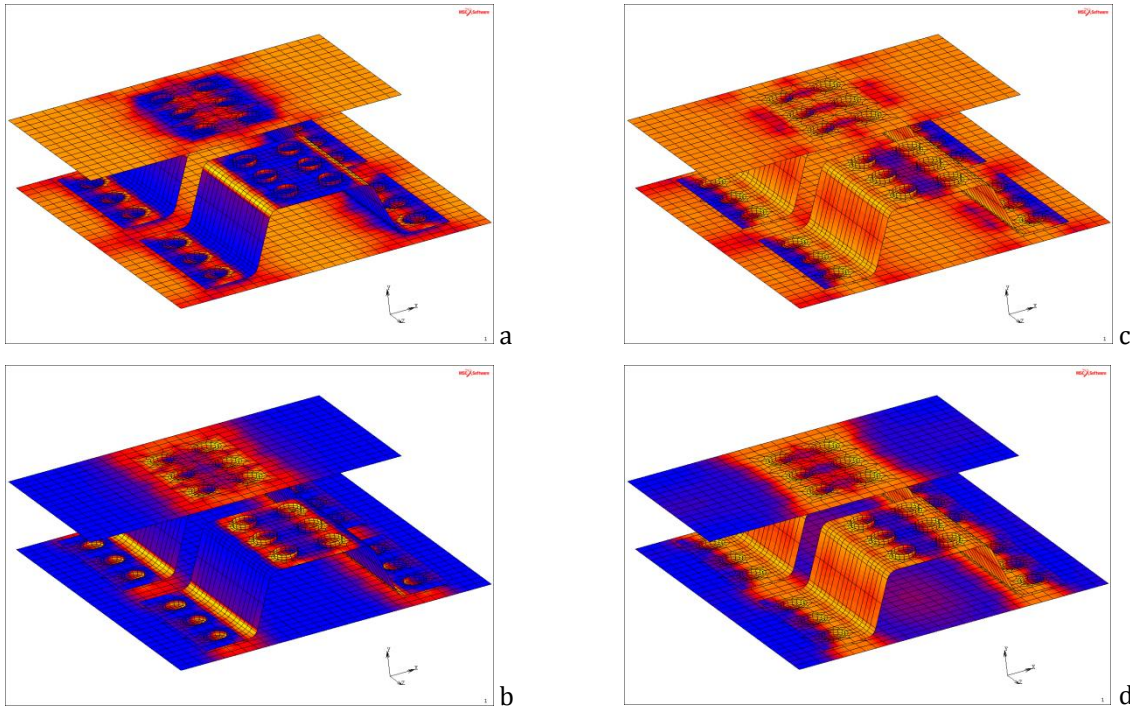


Abbildung 144: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitig ebenes Blech mit Laschen, geclincht“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5<sup>33</sup>

Im Bereich des Clinchpunktes, der als Rohr simuliert wurde, treten im FE Modell ebenfalls hohe Spannungen auf, die jedoch für die Auswertung irrelevant sind, entscheidend sind die Kopfzugkräfte am Clinchpunkt. Im nichtunterstützten Kesselblechbereich überwiegen die Membranspannungen, in den Clinchpunkten können Momente und Scherkräfte übertragen werden, Biegespannungen werden relevant. Im hier betrachteten Modell ist die Dichte der Laschen bereits sehr hoch (siehe Geometrieparameter Tabelle 67). Trotzdem sind die Membranspannungen im Druckwölbereich der Kesselbleche sowie die Spannungen im Laschenbiegeradius nach Tabelle 67 bzw. Abbildung 145 hoch.

<sup>33</sup> Um die Spannungsverteilung in der Lasche sichtbar zu machen wurde ein Teil des Außenbleches ausgeblendet

### 4.2.17.3 Modelle PLB X1 A EP E CL1 2 / PLB X1 B EP E CL1 3

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Laschenweite	w <sub>L</sub>	mm	72
Laschenfuß	f <sub>L</sub>	mm	110
Laschenkopf	k <sub>L</sub>	mm	36
Laschentiefe	l <sub>L</sub>	mm	65
Laschenbiegeradius	r <sub>L</sub>	mm	8
Clinchpunktdurchmesser	d <sub>c</sub>	mm	8
Clinchpunktlage kopfseitig	b <sub>c</sub>	mm	20
Clinchpunktlage fußseitig	a <sub>c</sub>	mm	90
Clinchpunktabstand	c <sub>c</sub>	mm	20
Laschenabstand x	l <sub>x</sub>	mm	130
Laschenabstand z	l <sub>z</sub>	mm	80
Wirkende Kopfbzugkraft <sup>34</sup>	F <sub>K</sub>	N	1575

PLB X1 A EP E CL1 2				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blechedicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1		
Blechedicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1		
Laschenblechedicke	t <sub>L</sub>	mm	1		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	700	0,94	Laschenbiegeradius r <sub>L</sub>
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	710	0,93	Laschenbiegeradius r <sub>L</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	610	1,08	Laschenbiegeradius r <sub>L</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	614	1,07	Laschenbiegeradius r <sub>L</sub>
Verformung	δ	mm	4,5		
Modellmasse	m	kg	4,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	26		

PLB X1 B EP E CL1 3				v <sub>Rm</sub>	Lage der Spannung
Blechedicke Innenblech	t <sub>i</sub>	mm	1,5		
Blechedicke Außenblech	t <sub>a</sub>	mm	1,5		
Laschenblechedicke	t <sub>L</sub>	mm	1,5		
Principal Stress Layer 1 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	558	1,18	Druckwölbereich
Principal Stress Layer 5 Max	σ <sub>11</sub>	N/mm <sup>2</sup>	574	1,15	Laschenbiegeradius r <sub>L</sub>
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	510	1,29	Druckwölbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	σ <sub>vM</sub>	N/mm <sup>2</sup>	516	1,28	Laschenbiegeradius r <sub>L</sub>
Verformung	δ	mm	2,7		
Modellmasse	m	kg	6,2		
Modellmasse im Vgl. zum Original	ξ	%	38		

Tabelle 67: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E CL1 2 und PLB X1 B EP E CL1 3

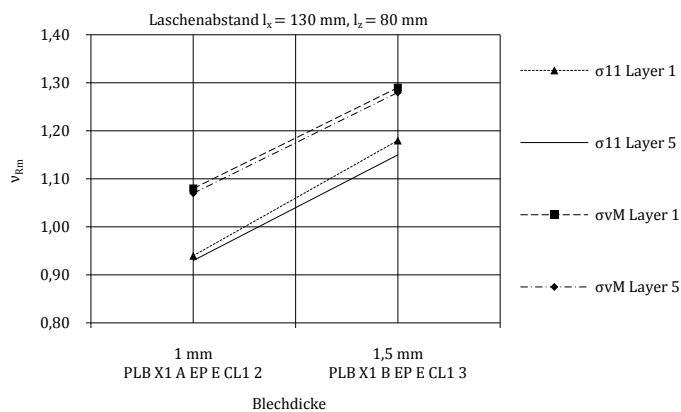


Abbildung 145: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E CL1 2 und PLB X1 B EP E CL1 3

Kritisch bei dieser Modellvariante ist die hohe Kopfbzugkraft (in Tabelle 67) aufgrund der geringen Anzahl an Clinchpunkten pro Lasche. Bei einer Blechedicke von 1 mm können die Clinchpunkte die wirkende Kopfbzugkraft mit einer Sicherheit von nur 1,21 übernehmen (Vergleich Kapitel 3.8.2 erster Versuch).

<sup>34</sup> Fläche 700x300 mm mit 2 Reihen Laschen und 8 Laschen je Reihe

## 4.2.18 Beidseitig ebenes Blech mit durchgängigem Steg, geclincht

### 4.2.18.1 Geometrieskizze

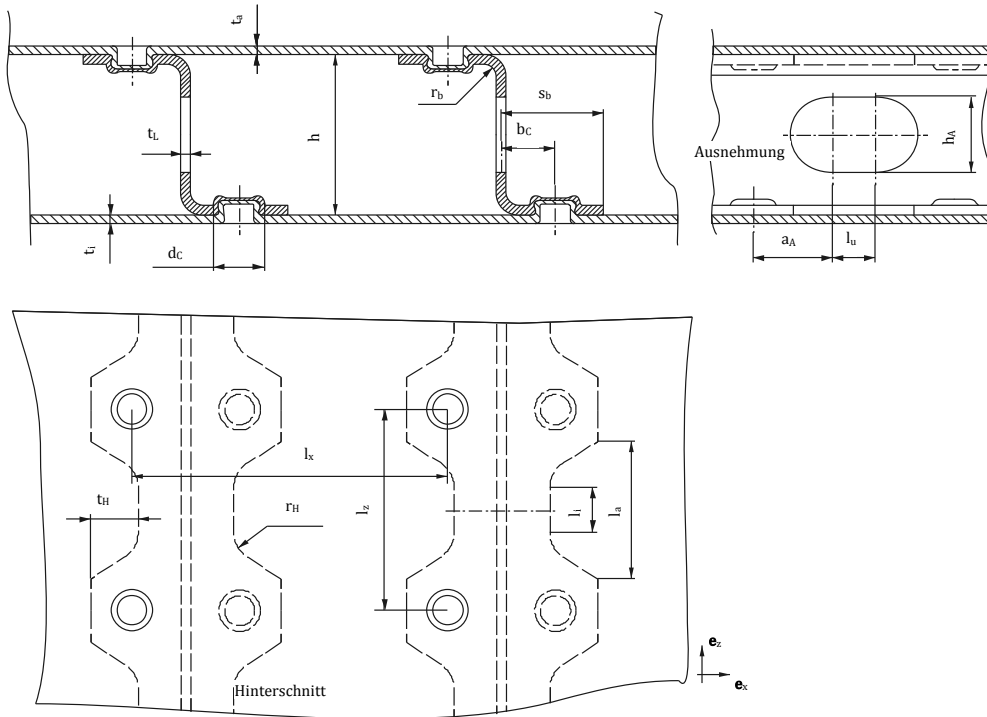


Abbildung 146: Geometrieskizze „Beidseitig ebenes Blech mit durchgängigem Steg, geclincht“

Vorteile bezüglich des Zugangs der Matrize im Clinchbereich bietet der doppelsymmetrische L-förmige, Steg (siehe Abbildung 146). Um eine größtmögliche Masseinsparung zu erreichen, wird das Stegblech an Stellen mit geringen Spannungen ausgespart. Es wurden zwei verschieden große Hinterschnitte und Stegausehmungen betrachtet, wobei bei den Modellen PLB X1 A EP E CL1 4 und PLB X1 B EP E CL1 5 die kleineren Hinterschnitte und größeren Ausnehmungen angesetzt waren als beim Modell PLB X1 A EP E CL1 6. Entscheidend für die Brauchbarkeit des Systems ist die Möglichkeit, solche Matrizen zu erstellen, welche es ermöglichen die Clinchpunkte möglichst bei geringem Abstand  $b_C$  zu fertigen, da der Clinchpunkt Abstand das Moment im Stegblech entscheidend beeinflusst.

#### 4.2.18.2 Lage der auftretenden Maximalspannungen beim Achtelmodell

Bei den gewählten geometrischen Verhältnissen und der größtmöglichen Aussparung im Stegblech ergeben sich bezüglich der Hauptnormalspannungen die höchsten Spannungswerte im Bereich des Stegblechbiegeradius. Die Äquivalenzspannungen zeigen je nach Blechdicke höchste Spannungen im Stegblechbiegeradius und im Ausnehmungsradius im Steg. Die Spannungsverteilung bezüglich der relevanten vier Spannungsarten zeigt Abbildung 147.

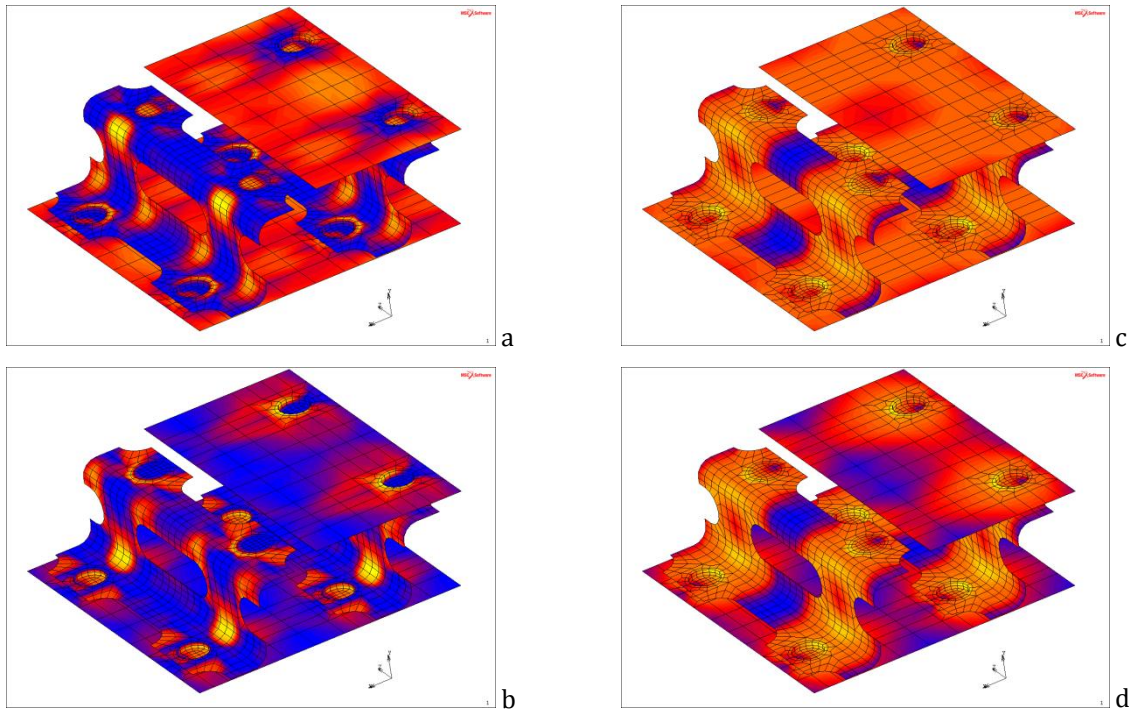


Abbildung 147: Spannungsverteilung am Achtelmodell „Beidseitig ebenes Blech mit durchgängigem Steg, geclincht“, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5<sup>35</sup>

Entscheidend bezüglich der Festigkeit der Verbindung ist die Blechdicke des Stegbleches, da der Steg stark ausgespart ist und die Ausnehmungen Kerbstellen darstellen. Ein Senken der Nominalspannungen durch die Erhöhung der Blechdicken ist entscheidend. Die zwei Modelle, definiert durch die Geometriegrößen aus Tabelle 68, haben kleine Hinterschnitttiefen und große Ausnehmungslängen, während das Modell PLB X1 A EP E CL1 6 in Abbildung 148 (definiert durch die Geometrieparameter Tabelle 69) eine große Hinterschnitttiefe bei kleineren Ausnehmungslängen hat.

Die in den folgenden Tabellen (Tabelle 68 bis Tabelle 70) angeführte Kopfscherkraft ist jene Kraft welche erforderlich ist um das Momentenungleichgewicht (siehe Kapitel 3.9.2), welches sich zufolge der durch den Druck eingepprägten Kraft am Stegblech einstellt, gleichmäßig stegblechoberseitig und -unterseitig zu kompensieren.

<sup>35</sup> Um die Spannungsverteilung im Steg sichtbar zu machen wurde ein Teil des Außenbleches ausgeblendet

#### 4.2.18.2.1 Modelle PLB X1 A EP E CL1 4 / PLB X1 B EP E CL1 5 / PLB X1 A EP E CL1 6

Modellparameter			
Modelltyp			Achtelmodell
Blechabstand	h	mm	30
Stegbiegeradius	$r_b$	mm	4
Stegbreite	$s_b$	mm	20
Clinchpunktlage	$b_c$	mm	13
Ausnehmungslänge	$l_u$	mm	28
Ausnehmungslage <sup>36</sup>	$a_A$	mm	16
Ausnehmungshöhe	$h_A$	mm	12
Stegabstand	$l_k$	mm	50
Clinchpunktabstand	$l_z$	mm	60
Clinchpunktdurchmesser	$d_c$	mm	8
Wirkende Kopffzugkraft <sup>37</sup>	$F_K$	N	2100
Wirkende Kopscherkraft	$F_S$	N	1820

PLB X1 A EP E CL1 4				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Stegblechdicke	$t_l$	mm	1		
Hinterschnittlänge außen	$l_a$	mm	36		
Hinterschnittlänge innen	$l_i$	mm	22		
Hinterschnitttiefe	$t_H$	mm	7		
Hinterschnitttradius	$r_H$	mm	7		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	759	0,87	Stegbiegeradius $r_b$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	770	0,86	Stegbiegeradius $r_b$
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	657	1,01	Stegbiegeradius $r_b$
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	667	0,99	Stegbiegeradius $r_b$
Verformung	$\delta$	mm	5,8		
Modellmasse	m	kg	4,3		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	27		

PLB X1 B EP E CL1 5				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1,5		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1,5		
Stegblechdicke	$t_l$	mm	2		
Hinterschnittlänge außen	$l_a$	mm	36		
Hinterschnittlänge innen	$l_i$	mm	22		
Hinterschnitttiefe	$t_H$	mm	7		
Hinterschnitttradius	$r_H$	mm	7		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	613	1,08	Stegbiegeradius $r_b$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	606	1,09	Stegbiegeradius $r_b$
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	556	1,19	Radius Stegausehnung
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	561	1,18	Radius Stegausehnung
Verformung	$\delta$	mm	2,7		
Modellmasse	m	kg	7,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	45		

Tabelle 68: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E CL1 4 und PLB X1 B EP E CL1 5

#### Modell PLB X1 A EP E CL1 6

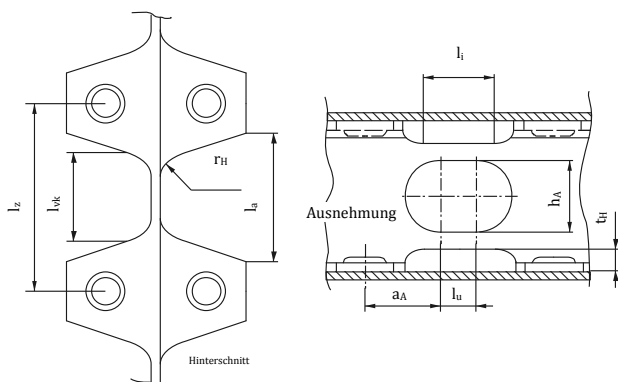


Abbildung 148: Steggeometrie, vergrößerter Hinterschnitt bei Modell PLB X1 A EP E CL1 6

<sup>36</sup> Ergibt sich aus  $l_z$  und  $l_u$

<sup>37</sup> Fläche 700x300 mm mit 6 Reihen Steg mit je 12 Clinchpunkten



PLB X1 A EP E CL1 6				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1		
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1		
Stegblechdicke	$t_s$	mm	2		
Hinterschnittlänge außen	$l_a$	mm	35		
Hinterschnittlänge vor Krümmung	$l_{vk}$	mm	20		
Hinterschnittlänge innen	$l_i$	mm	14		
Hinterschnitttiefe	$t_H$	mm	3		
Hinterschnittradius <sup>38</sup>	$r_H$	mm	~ 10		
Ausnehmungslänge	$l_u$	mm	16		
Ausnehmungslage <sup>39</sup>	$a_A$	mm	22		
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	628	1,05	Stegbiegeradius $r_b$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	578	1,14	Stegbiegeradius $r_b$
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	573	1,15	Stegbiegeradius $r_b$
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	553	1,19	Stegbiegeradius $r_b$
Verformung	$\delta$	mm	4,8		
Modellmasse	$m$	kg	5,1		
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	32		

Tabelle 69: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP E CL1 6. Weitere Modellparameter gelten aus Tabelle 68

Die Geometrie des Modells PLB X1 A EP E CL1 6 ist die Grundgeometrie für das Viertelkesselmodell PLB X1 A EP V CL1 6, welches als mögliche Struktur für den Kessel ausgezeichnet angesetzt werden kann. Bei einer Kesselblech- und Laschenblechdicke von 1 mm kann der Clinchpunkt die Kopfzugkraft nicht übertragen (siehe Tabelle 10). Erst Blechpaarungen ab 1 mm / 2 mm reichen nachweislich (siehe Tabelle 12) zum Übertragen der auftretenden Kopfzugkräfte.

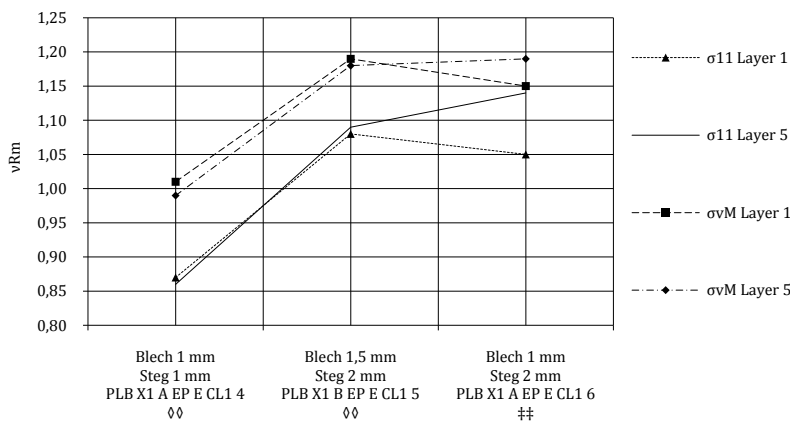


Abbildung 149: Sicherheitsfaktoren PLB X1 A EP E CL1 4, PLB X1 B EP E CL1 5 und PLB X1 A EP E CL1 6

‡‡ ... größerer Gesamthinterschnitt, kleinere Ausnehmungslänge  $l_u$   
 ◊◊ ... kleinerer Gesamthinterschnitt, größere Ausnehmungslänge  $l_u$

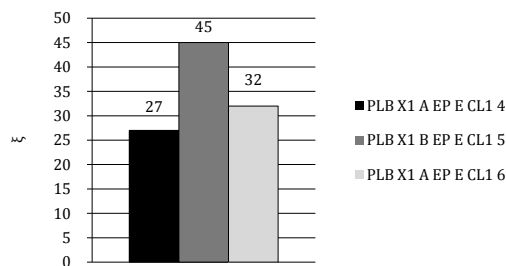


Abbildung 150: Modellmassen PLB X1 A EP E CL1 4, PLB X1 B EP E CL1 5 und PLB X1 A EP E CL1 6

Abbildung 149 zeigt deutlich die Wirkung der unterschiedlichen Hinterschnittgrößen und Ausnehmungslängen. Bedeutend ist offensichtlich die Ausnehmungslänge sowie der Hinterschnitt. So

<sup>38</sup> Dreidimensionale Krümmung zwischen zwei senkrechten Ebenen  
<sup>39</sup> Ergibt sich aus  $l_i$  und  $l_a$

ergeben sich bei einer kleinen Ausnehmungslänge mit großer Hinterschnitttiefe bei einer Kesselblechdicke von 1 mm ähnliche Spannungen wie bei einer großen Ausnehmungslänge mit kleiner Hinterschnitttiefe bei einem 1,5 mm Blech. Kritisch erweist sich in jedem Fall der Stegblechbiegeradius  $r_b$ . Entsprechende Masseinsparungen sind nach Abbildung 150 bei großen Hinterschnitttiefen und kleinen Ausnehmungslängen bei geringer Blechdicke möglich.

#### 4.2.18.2.2 Modell PLB X1 A EP V CL1 6

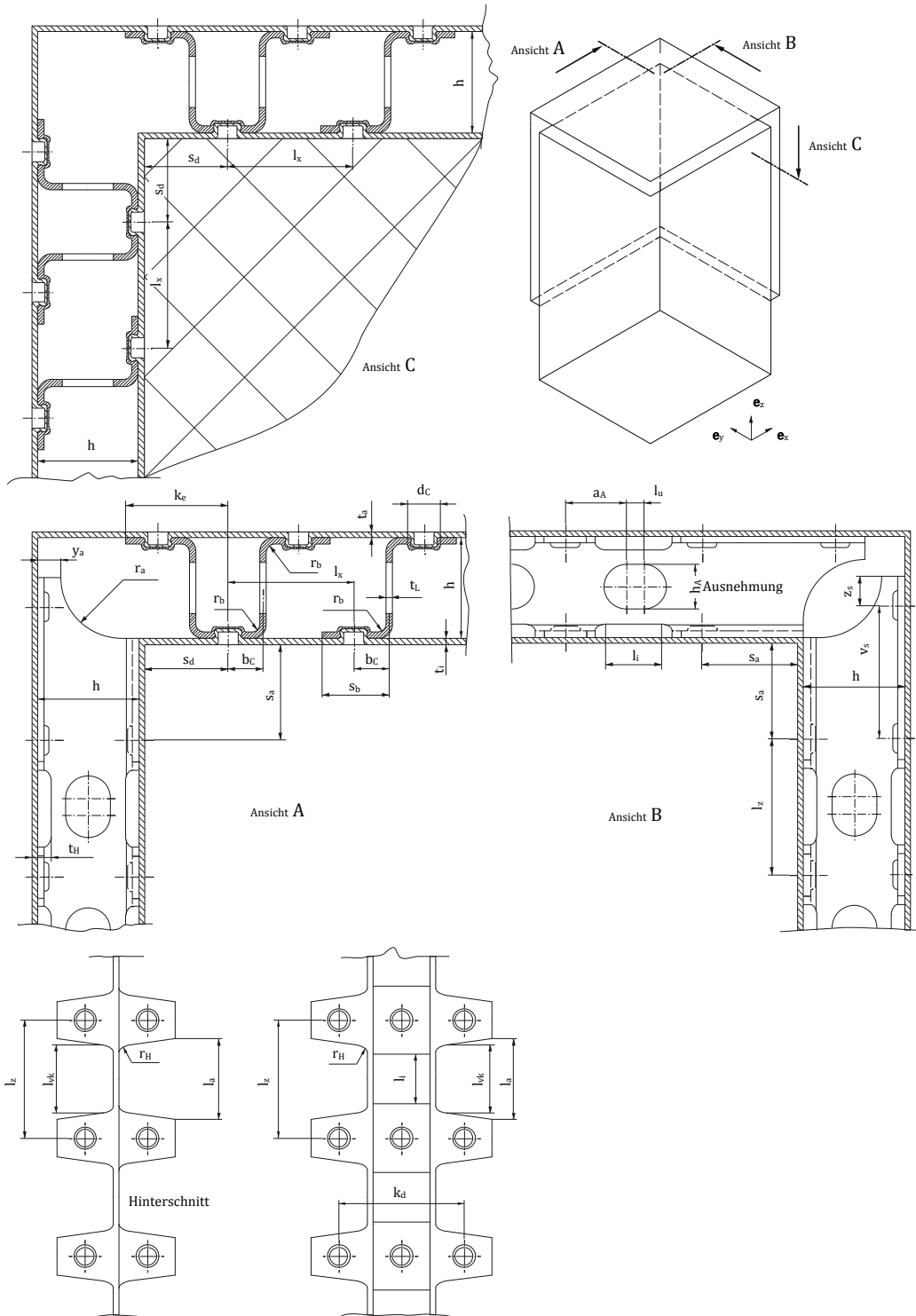


Abbildung 151: Geometrieskizze des clinchbaren Viertelmodells PLB X1 A EP V CL1 6

Modell PLB X1 A EP V CL1 6 stellt eine geclinchte Kesselblechverbindung aus einem 2 mm Stegblech und 1 mm Kesselblech dar (siehe Abbildung 151). Der Steg hat wiederum die doppelt L-förmige Geometrie was als Vorteil bezüglich des Zuganges der Matrize gilt.

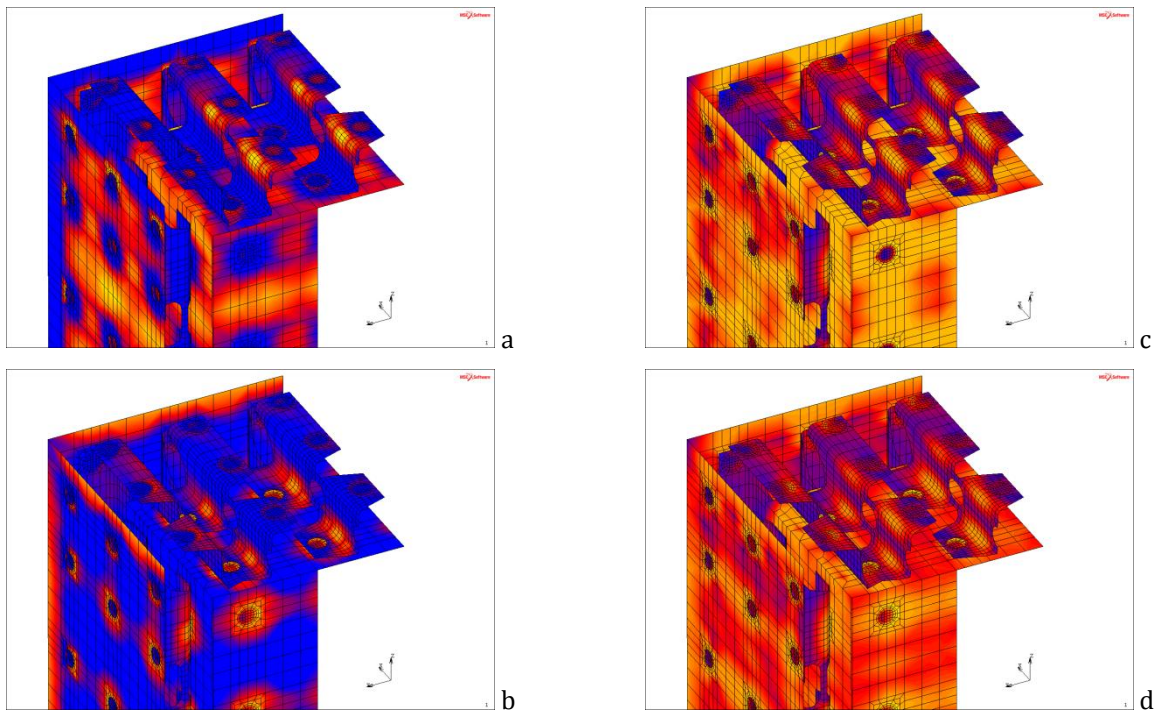


Abbildung 152: Spannungsverteilung am Modell PLB X1 A EP V CL1 6, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

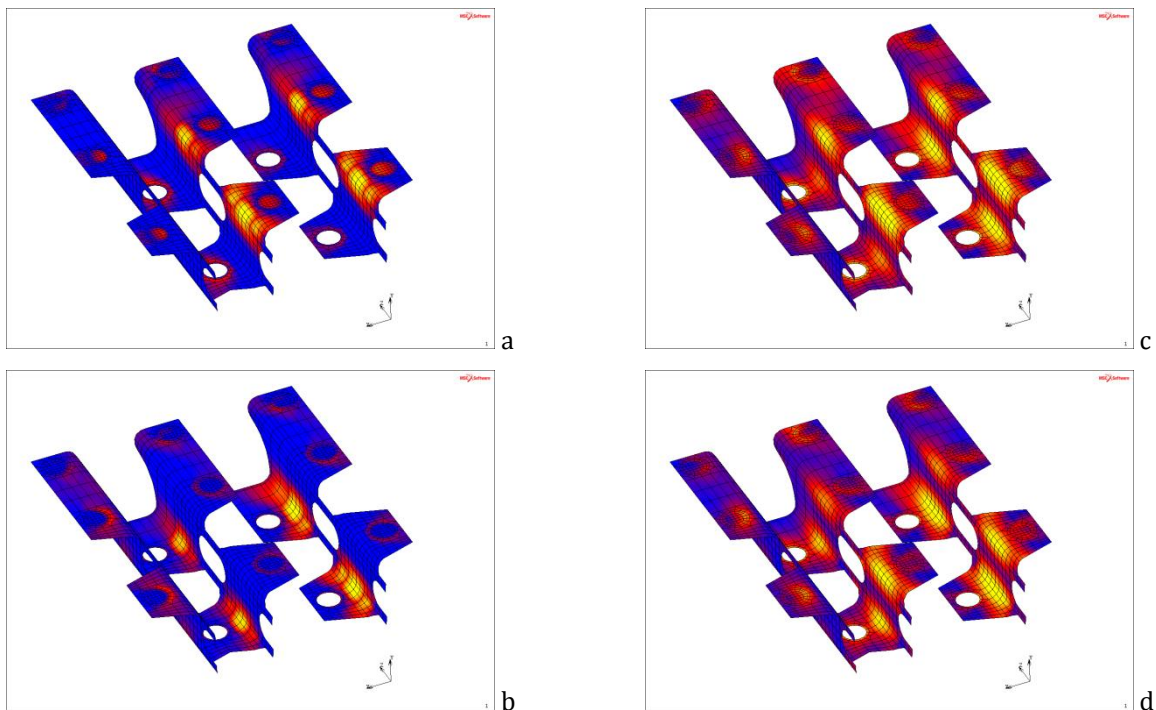


Abbildung 153: Spannungsverteilung an den Stegen des Modells PLB X1 A EP V CL1 6, (a) PSL1, (b) PSL5, (c) EvML1, (d) EvML5

Im Kesselblech stellen sich hohe Spannungen im ungestützten Blechbereich vorwiegend als Membranspannungen ein, im Bereich der Clinchpunkte treten Biegespannungen hinzu (siehe Abbildung 149). Der Steg wird am Stegblechbiegeradius am stärksten belastet (siehe Abbildung 153). Tabelle 70 stellt die exakten Geometrieparameter und Ergebnisse für das Modell PLB X1 A EP V CL1 6, separat ausgewiesen für die Kesselbleche und Stegbleche, dar.

Modellparameter			
Modelltyp			Viertelmodell
Blechdicke Innenblech	$t_i$	mm	1
Blechdicke Außenblech	$t_a$	mm	1
Stegblechdicke	$t_s$	mm	2
Blechabstand	$h$	mm	30
Stegbiegeradius	$r_b$	mm	4
Biegelage	$b_c$	mm	13
Stegbreite	$s_b$	mm	20
Doppelstegbreite	$k_e$	mm	66
Hinterschnittlänge außen	$l_a$	mm	35
Hinterschnittlänge vor Krümmung	$l_{vk}$	mm	20
Hinterschnittlänge innen	$l_i$	mm	14
Hinterschnitttiefe	$t_H$	mm	3
Hinterschnitttradius <sup>40</sup>	$r_H$	mm	~ 10
Ausnehmungslänge	$l_u$	mm	16
Ausnehmungslage <sup>41</sup>	$a_A$	mm	22
Ausnehmungshöhe	$h_A$	mm	12
Clinchpunktabstand	$l_z$	mm	60
Clinchpunktabstand	$k_d$	mm	52
Stegabstand	$l_k$	mm	50
Abrundungslage	$y_a$	mm	8
Abrundungsradius	$r_a$	mm	22
Abrundungsauslauf	$z_s$	mm	12
Stegbeginnlage	$s_d$	mm	20
Clinchpunktbeginnlage	$v_s$	mm	40
Clinchpunktbeginnlage	$s_a$	mm	30
Wirkende Kopffzugkraft <sup>42</sup>	$F_K$	N	2100
Wirkende Kopfscherkraft	$F_S$	N	1820
FEM Ergebnisse			
Verformung x	$\delta_x$	mm	4,2
Verformung y	$\delta_y$	mm	4,2
Verformung z	$\delta_z$	mm	9,0
Modellmasse	$m$	kg	12,9
Modellmasse im Vgl. zum Original	$\xi$	%	34

Spannungen im Innenblech, Außenblech				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	560	1,18	Druckwölbereich
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	510	1,29	Nahbereich Clinchpunkt
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	500	1,32	Druckwölbereich
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	530	1,25	Nahbereich Clinchpunkt

Spannungen im Stegblech				$v_{Rm}$	Lage der Spannung
Principal Stress Layer 1 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	563	1,17	Biegeradius $r_b$
Principal Stress Layer 5 Max	$\sigma_{11}$	N/mm <sup>2</sup>	560	1,18	Biegeradius $r_b$
Equivalent von Mises Stress Layer 1 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	532	1,24	Biegeradius $r_b$
Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max	$\sigma_{vM}$	N/mm <sup>2</sup>	556	1,19	Biegeradius $r_b$

Tabelle 70: Geometrie und Ergebnisse PLB X1 A EP V CL1 6

Im Innenblech bzw. Außenblech tritt direkt am simulierten Clinchpunkt in der Modellrechnung eine Spannung Principal Stress Layer 1 Max 589 N/mm<sup>2</sup>, Principal Stress Layer 5 Max 722 N/mm<sup>2</sup>, Equivalent Von Mises Stress Layer 1 Max 591 N/mm<sup>2</sup> und Equivalent von Mises Stress Layer 5 Max 639 N/mm<sup>2</sup> auf; diese Spannungen sind aber für die Auswertung irrelevant, da der Kopffzugversuch der Clinchverbindung gilt.

<sup>40</sup> Dreidimensionale Krümmung zwischen zwei senkrechten Ebenen

<sup>41</sup> Ergibt sich aus  $l_z$  und  $l_u$

<sup>42</sup> Fläche 700x300 mm mit 6 Reihen Steg mit je 12 Clinchpunkten

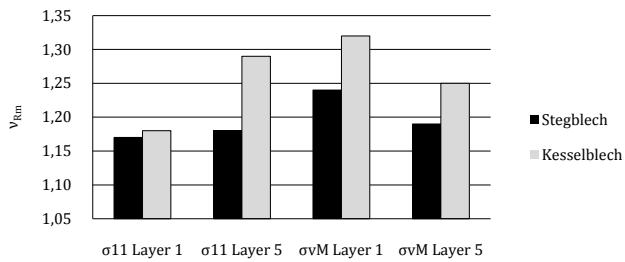


Abbildung 154: Sicherheitsfaktoren am Stegblech und Kesselblech PLB X1 A EP V CL1 6

In Abbildung 154 wird deutlich, dass die höchsten Spannungen bzw. die geringsten Sicherheiten am Stegblech, explizit am Stegblechbiegeradius  $r_b$ , auftreten. Um an den senkrechten Eckstößen, an welchen sich die Kesselbleche treffen, den Doppelsteg zu vermeiden, kann eine Abschrägung des Eckstoßes wie in Abbildung 155 durchgeführt werden. Der Doppelsteg an der Eckstoßstelle fällt dann weg.

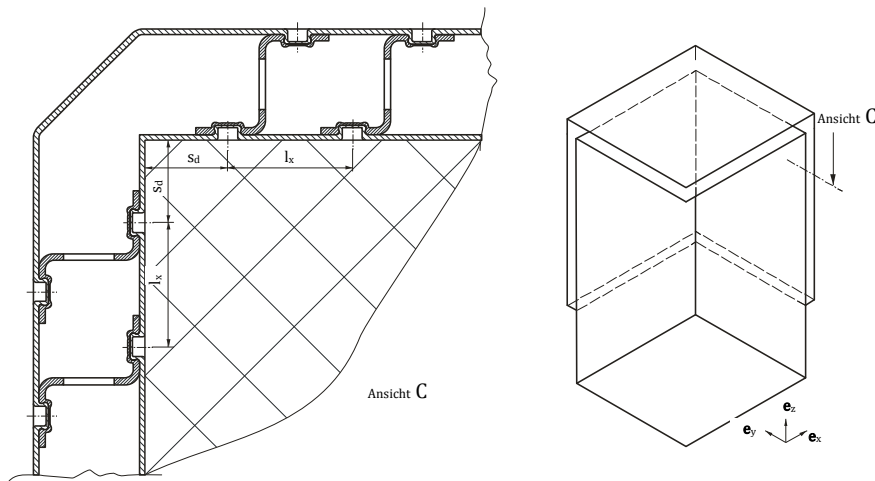


Abbildung 155: Abgeschrägter Eckstoß am Modell PLB X1 A EP V CL1 6

Aus den Clinchversuchen (Verbindung Blech 1 mm mit Blech 2 mm) konnte festgestellt werden, dass ein Abstand vom Clinchpunkt-Mittelpunkt zur Blechkante bei einem Clinchpunktdurchmesser  $d_c = 8$  mm von  $s_d = 12$  mm angewandt werden kann. Wenn die weiteren Geometrieparameter der Stege sowie der Laschenabstand  $l_x$  nicht verändert werden, bleiben die Spannungen am Kesselblech und im Steg dieselben wie beim senkrechten Eckstoß mit Doppelsteg da sich der Nahbereich um den Clinchpunkt, der Stegbiegeradius und der Druckwölbereich im Kesselblech nicht verändern. Die Abschrägungen an den Eckstößen können an den Kontaktzonen Außenblech-Außenblech sowie an den Kontaktzonen der Kesseldeckel zum Außenblech angebracht werden.

# 5 Zusammenfassung

Um verschiedene Leichtbaustrukturen eines Heizkessels zu simulieren und auszuwerten, musste zuerst einerseits eine entsprechende Modellbildung vorgenommen werden, in welcher die Belastungs- sowie die geometrischen Randbedingungen festgelegt wurden, andererseits wurden auch werkstoffkundliche Überlegungen bezüglich alternativer Stähle angesetzt um über hochfeste, korrosionsbeständige Stähle Vorteile in die Leichtbauüberlegungen einzubeziehen. Für einen solchen, seit langem bewährten hochwarmfesten Stahl wurden Clinchversuche zum Verbinden von gleichartigen Blechen durchgeführt, welche die Clinchbarkeit des Werkstoffes bestätigten. Entscheidend für die Qualität bei der Übersetzung des abstrakten Modells in ein Finite-Elemente Gebilde waren vorallem die Simulation diverser Blechverbindungsmöglichkeiten sowie die Wahl der finiten Elementtypen. Anhand dieses Modells wurde eine Festigkeitsanalyse eines bestehenden Kessels durchgeführt, welche zeigte, dass die aktuellen Kessel statisch über der Stahlstreckgrenze belastete Systeme sind. Anschließend wurden unterschiedliche Kesselstrukturen simuliert und festigkeitsmäßig ausgewertet indem Ergebnisse bestimmter Spannungsarten in das Verhältnis zur Zugfestigkeit des hochwarmfesten Stahles X 10 CrMoVNb 9-1 gestellt wurden. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass der Einsatz alternativer Hochtemperaturwerkstoffe festigkeitstechnisch durchaus sinnvoll erscheint; eine Kesselblechdickenreduktion auf bis zu 1 mm ist bei bestimmten Modellen möglich. Bei der Verbindung ebener Bleche durch Rundbolzen oder mit einzelnen angeschweißten Blechlaschen ergeben sich mäßige Masseinsparungen, weil die Dichte an solchen Verbindungselementen zwischen den Kesselblechen ausreichend hoch sein muss. Sicken, ob längs oder quer, ob groß oder klein, bringen bei den vorgegebenen Geometrien keinen großen Vorteil bezüglich der auftretenden Spannungen. Die Steifigkeit des Kesselbleches ist zwar hoch, die lokalen Blechkrümmungen weisen jedoch immer wieder hohe Spannungen auf. Dullungen, wie in derzeit verwendeten Kesseln vorhanden, stellen durchaus eine gute Leichtbaukonzeption mit ausgezeichneter Masseinsparung dar, jedoch können werkstoffliche Probleme aufgrund der schwierigen Wärmeabfuhr im Verbindungsbereich auftreten. Durchgängige Trapezformen oder Wellenformen im Kesselblech zeigen ähnlich wie Sicken ein Erhöhen der Blechsteifigkeit, jedoch treten hohe Spannungen in den Verbindungsstellen zwischen den Blechen auf. Diverse durchgängige Stegstrukturen zum Verbinden ebener Kesselbleche sind sehr vorteilhaft. Einerseits ermöglichen sie durchgängige, laserherstellbare Schweißnähte, andererseits sind sie gut aussparbar für die Massereduktion. Diese Stegstrukturen können auch anstelle von Schweißnähten mit Clinchpunkten die Kesselbleche verbinden. Im Zuge der Strukturrechnungen wurden auch Empfehlungen zur Eckstoßgestaltung von Blechverbindungen erhoben um die Problematik der hohen Spannungen in den Schweißnahtansätzen zu beherrschen.

# 6 Literaturverzeichnis

**Akbarzadeh-Paydar, O. Dezember 2007.** *Diplomarbeit: Analyse der Verbindungsfestigkeit von Clinchpunkten für beschichtete Stahlfeinbleche unter quasistatischer Belastung mittels experimentellen Untersuchungen und FE-Simulation.* Technische Universität Graz : Institut für Werkstoffkunde, Schweißtechnik und Spanlose Formgebungsverfahren. Technische Universität Graz, Dezember 2007.

**Altenbach, J. und Fischer, U. 1991.** *Finite-Elemente-Praxis.* Leipzig : Fachbuchverlag Leipzig, 1991.  
ISBN 3-343-00686-6.

**AWP, Arbeitsgemeinschaft Wärmepumpen. 2007.** *T11 Korrosionsschäden im Heizungswasser.* Zürich : Arbeitsgemeinschaft Wärmepumpen Schweiz, 2007.

**Bathe, K.-J. 1986.** *Finite-Elemente-Methode.* Department of Mechanical Engineering, MIT, Cambridge : Springer Verlag, 1986. ISBN 3-540-15602-X.

**Bürgel, R. 2001.** *Handbuch Hochtemperatur-Werkstofftechnik. Grundlagen, Werkstoffbeanspruchungen, Hochtemperaturlegierungen.* Braunschweig/Wiesbaden : Vieweg Verlag, 2001. ISBN 3-528-13107-7.

**Celigoj, C. und Schmidt, M. O. 1998.** *Methode der Finiten Elemente, Vorlesungsskriptum.* Technische Universität Graz : Institut für Festigkeitslehre, 1998.

**Grote, K.H. und Feldhusen, J. 2007.** *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau.* Würzburg : Springer Berlin Heidelberg New York, 2007. ISBN 978-3-540-49714-1.

**Hohn, O. und Schmid, L. 2003.** *PC-gestützte Auswahl, Auslegung und Dimensionierung von Clinchwerkzeugen.* Laboratorium für Werkstoff- und Fügetechnik, Universität Paderborn : Abschlußbericht, Forschungsvorhaben: AiF-Nr. 12599N, 2003.

**Hopkins, B.E. 1965.** *Der Widerstand von Legierungen gegen Hochtemperaturkorrosion durch Verbrennungsprodukte.* Middlesex/England : National Physical Laboratory Teddington, 1965.

**Klemens, U. und Hahn, O. 1996.** *Fügen durch Umformen, Nieten und Durchsetzfügen- Innovative Verbindungsverfahren für die Praxis.* Düsseldorf: Dokumentation 707 der Studiengesellschaft Stahlanwendung e. V., 1996.

**Lasselsberger, L. 2002.** *Technik der Holzfeuerungen.* Wieselburg, Österreich : Bundesanstalt für Landtechnik (BLT), Wieselburg, 2002.

**Musil, B. Mai 2003.** *Diplomarbeit: Simulation eines Pellet-Scheitholz-Kombikessels und Vergleich mit experimentellen Ergebnissen.* Technische Universität Wien: Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und Technische Biowissenschaften. Technische Universität Wien, Mai 2003.

**Parkus, H. 2005.** *Mechanik der festen Körper.* Wien : Springer Wien New York, 2005. ISBN 3-211-80777-2.

**Radaj, D. 1990.** *Design and analysis of fatigue resistant welded structures.* Abington Hall, England : Woodhead Publishing Ltd, 1990. ISBN 1-85573-004-9.

**Radaj, D., et al. 1994.** *Laserschweißgerechtes Konstruieren, Fachbuchreihe Schweißtechnik Band 116.* Düsseldorf : DVS Verlag GmbH, 1994. ISBN 3-87155-143-0.

**Reinders, H. 1973.** *Korrosionsprobleme in heiztechnischen Anlagen.* Düsseldorf : VDI Verlag, 1973. ISBN 3-184-00282-9.

**Rösler, J., Harders, H. und Bäker, M. 2006.** *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe.* Wiesbaden : Teubner, 2006. ISBN 978-3-8351-0008-4.

**Schroer, C. und Konys, J. 2002.** *Rauchgasseitige Hochtemperatur-Korrosion in Müllverbrennungsanlagen. Ergebnisse und Bewertung einer Literaturrecherche.* Karlsruhe: Institut für Materialforschung, Forschungszentrum Karlsruhe, 2002.

**Varis, J. und Lepistö, J. 2007.** *A simple testing-based procedure and simulation of the clinching process using finite element analysis for establishing clinching parameter.* s.l. : Journal of Materials Processing Technology 182, 2007. S. 352-357.

**Wriggers, P., et al. 2006.** *Technische Mechanik kompakt.* Wiesbaden : Teubner, 2006. ISBN 978-3-8351-0087-9.

**Zienkiewicz, O. C. 1984.** *Methode der finiten Elemente.* München : Carl Hanser Verlag München, 1984. ISBN 3-446-12525-6.