

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	22490	Referat	24/0	Fördersumme	85.000,00 €
----	--------------	---------	-------------	-------------	--------------------

Antragstitel **Analyse und Simulation der Temperaturverteilung in Rohrbündelwärmeübertragern für Biogas Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen**

Stichworte Energie, Kraft-Wärme-Kopplung, Biogas

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
18 Monate	01.03.05	31.08.06	1

Zwischenberichte	09/2005	03/2006
------------------	---------	---------

Bewilligungsempfänger	Aprovis Energy Systems GmbH Am Krätzenstein 103 91746 Weidenbach	Tel	09826/655914
		Fax	09826/655919

Projektleitung
Herr Dr. Markus Heusch
Bearbeiter
Marc Nadler

Kooperationspartner	Fachhochschule Koblenz Fachbereich Ingenieurwesen Konrad-Zuse Straße 1 56075 Koblenz
----------------------------	---

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Rohrbündelwärmeübertrager unterliegen hohen Belastungen, die sich aus der Bauart und den Bauteiltemperaturen ergeben. Risse an einem Bauteil eines solchen Wärmeübertragers führen stets zum Austausch der gesamten Komponente und somit zu erheblichem wirtschaftlichen Schaden. Mit Hilfe einer Parameterstudie werden systematisch verschiedene Einflussparameter variiert, um deren Einfluss auf die Temperaturverteilung und die damit zusammenhängende Spannungsverteilung zu ermitteln.

Ausgesuchte Einflussgrößen sind:

- Einlassstutzendurchmesser (strömungsrelevant),
- Abstand des Stutzens von der Rohrplatte (strömungsrelevant),
- Rohrplattendicke (strukturelevant),
- Geometrie der Eintrittshaube (strömungsrelevant),
- Leitbleche im Mantelraum (strömungsrelevant), - ...

u.U. ergeben sich im Laufe der Projekts aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse weitere bzw. andere wichtige Parameter.

Eine angestrebte Vergleichmäßigung der Wärmestromdichte wird hierbei die Effektivität der Anlagen erhöhen und somit einen Beitrag zur Ressourcenschonung leisten.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Die Analyse und Optimierung wird mit Hilfe numerischer Methoden durchgeführt. Es werden Berechnungsmodelle erstellt, die eine Bauart von Rohrbündelwärmeübertragern repräsentieren. Hierbei werden die Lasten der strukturmechanischen Analyse der Bauteile schrittweise mit Hilfe von thermofluidodynamischen Berechnungen verbessert. Für experimentelle Analysen liegt ein Teststand mit einem Wärmeübertrager vor. Zur weiterführenden Verifikation der numerischen Ergebnisse wird ein Rohrbündelwärmeübertrager in einer häufig vorkommenden Dimensionierung im Feld mit Temperaturmesstechnik versehen.

Die Variation der Parameter erfolgt rein auf numerischem Wege. So sind innerhalb des Projektzeitraumes mehr Parameter und deren Wirkung auf Wärmestrom und Spannungen zu untersuchen, als das auf experimentellem Wege möglich wäre.

Ergebnisse und Diskussion

Entsprechend dem Vorhaben wurde schrittweise ein strukturmechanisches Modell eines typischen Wärmeübertragers aufgestellt und mit thermischen Lasten aus mehreren Strömungssimulationsrechnungen beaufschlagt. Die Temperaturen der Bauteile wurden zunächst analytisch auf Basis der Auslegungsrichtlinie im VDI Wärmeatlas erarbeitet und anschließend durch verbesserte Modelle unter Berücksichtigung des Turbulenzgrades berechnet. Die Modelle wurden durch Feldversuche validiert.

Mit den validierten Modellen wurde eine Parameterstudie durchgeführt um die Wanddickenkombination für minimale Materialbeanspruchung im stationären Betrieb zu finden. Niedrigste Materialbeanspruchung verbunden mit minimiertem Schädigungspotential bei stationärem Betrieb liegt vor, wenn die Wanddicke der Rohrplatte doppelt so groß gewählt wird wie die Wanddicke des Mantels. Große Änderungen in den Hauptabmessungen des Wärmeübertragers - wie Rohrbündellänge oder Manteldurchmesser -, d.h. große Leistungsänderungen können zu Verschiebungen dieses Verhältnisses führen.

Die Hauptparameter wie Länge, Durchmesser und Materialeinsatz und damit die Gesamtkosten hängen von dem maximal zulässigen Druckverlust des Abgasstroms aus der Verbrennungskraftmaschine ab. Eine Reduzierung des Strömungswiderstandes bis auf einen Gesamtdruckabfall von < 15 mbar bei gleichem übertragenen Wärmestrom ist vorrangiges Ziel bei der Auslegung. Die Ein- und Austrittskammern erhöhen den unerwünschten Druckverlust. Der Eintrittskammer kommt hierbei besondere Bedeutung zu, da dort infolge des noch heißen Gases der Volumenstrom groß ist und darüber hinaus dort die Gleichmäßigkeit der Gasverteilung auf die Rohre des Rohrbündels beeinflusst wird. Bei der untersuchten Leistungsklasse um 180 kW mit einem Manteldurchmesser von 250 mm ergab sich als optimierter Abstand des radialen Eintrittsstutzenrands zum Bündel ein Wert von 300 mm. So reduziert sich der Druckabfall ab einer Kammerlänge von 300 mm um 25 % annähernd sprunghaft. Eine weitere Verlängerung der Eintrittskammer hat kaum Einfluss. Das spricht dafür, dass der Stutzenabstand den Kammerdurchmesser übersteigen sollte, um keinen zusätzlichen Druckverlust zu bewirken.

Lebensdauereinschränkend bleiben trotz der verbesserten Auslegung im stationären Fall Lastwechsel bei häufigen Starts- und Stops, schwankendem Brennstoffangebot oder bedarfsabhängiger Wärmeabnahme. Bedarfsorientierte Wärmeabnahme wird dabei meist durch einen Bypass um den Wärmeübertrager realisiert. Der Abgasmassenstrom im Wärmeübertrager wird durch Regelklappen mit einem Regelbereich von 1:4 verändert.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Eine Veröffentlichung in der Fachzeitschrift BWK ist vorgesehen. Das Manuskript wird zur Zeit fertiggestellt. Eine Präsentation der Ergebnisse erfolgt zunächst im Hause der DBU in Osnabrück.

Fazit

Auf der Basis der vorhandenen Ergebnisse aus der abgeschlossenen stationären Untersuchung liegen nun für die typischen Temperatur und Leistungsklassen der KWK im Biogasbereich spezielle Auslegungsregeln für die Rohrplatte und Eintrittskammer vor. Bei Einhaltung dieser Regeln sind die Hauptabmessungen so wählbar, dass Herstellkosten minimiert und die Beanspruchung der hochbelasteten Rohrplatte reduziert ist. Unklar bleibt im Gegensatz zu dem klassischen KWK Betrieb mit sauberem Erdgas im stationären Fall die Auswirkung von häufigen Lastwechseln im Biogasbereich. Die Anwendung dieser Werkzeuge bei der Auslegung von Abgaswärmeübertragern führt bei der Aprovis GmbH zu Markt Vorteilen, da

- die Zeitstandfestigkeit deutlich gesteigert werden kann,
- in ihrer Dicke optimierte Rohrplatten geringere Material und Fertigungskosten aufweisen und so die Herstellkosten sinken.

Für Betreiber von wärmetechnischen Anlagen und ökologisch sich folgende Vorteile:

- die erhöhte Betriebssicherheit reduziert die Ausfallzeiten und steigern somit den Jahresgesamtwirkungsgrad
- der zeitliche Abstand zwischen teuren Reparaturmaßnahmen erhöht sich
- Ressourcen werden durch längere Lebensdauer geschont, ohne den Nachteil einer gleichzeitigen Wirkungsgradverschlechterung



Analyse und Simulation der Temperaturverteilung in Rohrbündelwärmeübertragern für Biogas Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen

Antragsteller:

Dr.-Ing. Steffen Hauff
Dipl.-Ing. Markus Heusch
Aprovis Energy Systems GmbH
Am Krätzenstein 103
D-91746 Weidenbach

Projektpartner:

Prof. Dr.-Ing. W. Nieratschker
Fachhochschule Koblenz
Projektgruppe Energietechnik
Konrad-Zuse Straße 1
56075 Koblenz

Verfasser des Berichts (alphabetisch)

Aprovis GmbH
Dr. Steffen Hauff
Am Krätzenstein 103
91746 Weidenbach

Aprovis GmbH
Dr. Markus Heusch
Am Krätzenstein 103
91746 Weidenbach

Fachhochschule Koblenz
Dipl.-Ing. Marc Nadler
Konrad-Zuse Straße 1
56075 Koblenz

Fachhochschule Koblenz
Prof. Dr.-Ing. Willi Nieratschker
Konrad-Zuse Straße 1
56075 Koblenz

Inhalt

1	Symbolverzeichnis	7
2	Zusammenfassung.....	8
3	Fazit	10
4	Zielsetzung.....	11
5	Projekttablauf	11
6	Technische Auslegung und Betriebsanforderungen an Wärmeübertrager.....	14
6.1	Aufbau	14
6.2	Anforderungen eines BHKW im Biogasbereich an die Wärmeauskopplung	16
6.3	auftretende Beanspruchungen	18
6.3.1	stationärer Betriebszustand.....	18
6.3.2	instationäre Betriebszustände	19
7	strukturmechanische und thermofluiddynamische Berechnungsmodelle.....	20
7.1	Strömungsmodelle	20
7.1.1	Einfaches Strömungsmodell - Segmentberechnung.....	21
7.1.2	gasseitiges Modell mit Ein- und Austrittskammer	22
7.1.3	Mantelseite	24
7.2	strukturmechanische Modelle.....	26
8	Experimentelle Validierung.....	31
8.1	Aufbau der Feldversuche	31
8.2	Messdurchführung	33
8.3	Auswertung.....	34
8.3.1	Messzyklus in der Anlage 1.....	34
8.3.2	Temperaturen auf der Rohrplatte	35
9	Parameterstudie und Ergebnisse	37
9.1	Einfluss der Wandstärke auf die Plattentemperatur.....	37
9.2	Strukturmechanisches Verhalten der unendlichen Rohrplatte	38
9.3	Einfluss der Rohrplattendicke auf das Verformungsverhalten	40
9.4	Einfluss der Rohrplatte mit realer Geometrie auf Verformung und Spannung bei Auslegungstemperaturen.....	43
9.5	Einfluss der Wandstärke auf die Spannungsverteilung.....	46
9.6	Variation der Eintrittskammer	53
10	Literatur	57

- ABBILDUNG 1: STRUKTURMECHANISCHES BERECHNUNGSNETZ UNENDLICHE ROHRPLATTE ALS SEGMENTMODELL
- ABBILDUNG 2: STRUKTURMECHANISCHES BERECHNUNGSMODELL EINSCHLIEßLICH EINER ABBILDUNG DER ROHRPLATTEN ALS SCHALENMODELL
- ABBILDUNG 3: STRUKTURMECHANISCHES BERECHNUNGSGITTER UNTER BERÜCKSICHTIGUNG DER ROHRPLATTE MIT 3D VOLUMENELEMENTEN
- ABBILDUNG 4: ROHRBÜNDELWÄRMEÜBERTRAGER - GEKENNZEICHNET SIND DIE PFADE DAS ABGAS- UND DER MANTELSTRÖMUNG SOWIE HEIßE UND KALTE ROHRPLATTE
- ABBILDUNG 5: EINBAUZEICHNUNG EINER WÄRMEÜBERTRAGERS. HAUPTMASSE UND STRÖMUNGSRICHTUNGEN
- ABBILDUNG 6: 3D-DARSTELLUNG DES ROHRBÜNDELWÄRMEÜBERTRAGERS MIT EINTRITTS- UND AUSTRITTSKAMMER. MANTEL UND ROHRE SIND ZUR SICHTBARMACHUNG DER UMLENKBLECHE AUSGEBLENDET
- ABBILDUNG 7: BHKW BLOCKSCHALTBILD MIT BIOGAS MOTOR UND ABWÄRMENUTZUNG
- ABBILDUNG 8: STRÖMUNGSGEBIET ZUR BERECHNUNG DER OBERFLÄCHENTEMPERATUR UND TEMPERATURVERTEILUNG EINES ROHRPLATTENSEGMENTES DER HEIßEN ROHRPLATTE, ANNAHME: AXIALE ZUSTRÖMUNG
- ABBILDUNG 9: VOLLSTÄNDIGES BERECHNUNGSNETZ DER ABGASSEITE
- ABBILDUNG 10: BERECHNUNGSGITTER DER GASSEITE EINES ROHRBÜNDELWÄRMEÜBERTRAGES. INTERESSIERENDER BEREICH EINTRITTSKAMMER UND ROHRBÜNDEL ALS VERKÜRZTES MODELL
- ABBILDUNG 11: MANTELSEITIGES STRÖMUNGSMODELL VOM VORLETZTEN UMLENKBLECH BIS ZUR HEIßEN ROHRPLATTE
- ABBILDUNG 12: UNENDLICHE ROHRPLATTE ALS STRUKTURMECHANISCHES SEGMENTMODELL
- ABBILDUNG 13: AUSSCHNITT AUS EINEM BERECHNUNGSMODELL AUF BASIS VON SCHALENELEMENTEN. DIE WANDSTÄRKE DER ROHRPLATTE WIRD RECHNERISCH ABGEBILDET, GEOMETRISCH HANDELT ES SICH UM FLÄCHENHAFTE ELEMENTE IM RAUM.
- ABBILDUNG 14: STRUKTURMODELL DES GESAMTEN APPARATES EINSCHLIEßLICH KALTER SOWIE HEIßER ROHRPLATTE, ROHRE UND MANTEL
- ABBILDUNG 15: AUSSCHNITT DES FEM STRUKTURMODELLS. DREIDIMENSIONALE ABBILDUNG DER ROHRPLATTE UND ROHRSTÜCKE IN ROHRPLATTENUMGEBUNG. ZUR WIDERGABE DER STEIFIGKEIT WIRD DER GRÖßTE LÄNGENANTEIL DER ROHRE VEREINFACHT DURCH BALKENELEMENTE SIMULIERT.
- ABBILDUNG 16: AUSSCHNITT AUS DEM DREIDIMENSIONALEN MODELLBEREICH. MECHANISCHE BERÜCKSICHTIGUNG DER SCHWEIßNÄHTE, EINIGE ELEMENTE DER RANDZONE ZUR VERANSCHAULICHUNG AUSGEBLENDET.
- ABBILDUNG 17: BEREICH DER MESSPUNKTE DER MANTEL-THERMOELEMENTE
- ABBILDUNG 18: HEIßE ROHRPLATTE DES WÄRMEÜBERTRAGERS 1 AUSGESTATTET MIT 24 THERMOELEMENTEN IN EINER REIHE ENTLANG DER MITTELLINIE UND SENKRECHT DAZU
- ABBILDUNG 19: HEIßE ROHRPLATTE DES WÄRMEÜBERTRAGERS 2. KENNZEICHNUNG UND EINFÄRSUNG VON 16 LÖTSTELLEN VOR DER HARTLÖTUNG. THERMOELEMENTE EHER KREISFÖRMIG ANGEORDNET.

- ABBILDUNG 20: MESSUNG AN WÄRMEÜBERTRAGER 1: TEMPERATURVERLAUF GASTEMPERATUR IM EINTRITTSKAMMERSTUTZEN VON MOTORSTILLSTAND BIS 100 MINUTEN NACH DEM ANFAHREN
- ABBILDUNG 21: TEMPERATURVERLAUF AUF DER GASSEITIGEN OBERFLÄCHE DER HEIßEN ROHRPLATTE. VIER MESSPUNKTE.
- ABBILDUNG 22: OBERFLÄCHENTEMPERATUREN BEI STATIONÄREM TEILLASTBETRIEB IN ABHÄNGIGKEIT VON DEM ABSTAND ZUM RADIALEN EINTRITTSSTUTZEN.
- ABBILDUNG 23: TEMPERATUREN EINER ROHRPLATTE AUS EDELSTAHL 1.4571 IN ABHÄNGIGKEIT VON DER ROHRPLATTENDICKE
- ABBILDUNG 24: SPANNUNGSVERLAUF ÜBER DEM ROHRPLATTENSEGMENT EINER 8 MM DICKEN EDELSTAHL-ROHRPLATTE AUFGRUND DES ERMITTELTEN TEMPERATURGRADIENTEN IM STATIONÄREN BETRIEB
- ABBILDUNG 25: SPANNUNGSVERLAUF ÜBER DEM ROHRPLATTENSEGMENT EINER 16 MM DICKEN EDELSTAHL-ROHRPLATTE AUFGRUND DES ERMITTELTEN TEMPERATURGRADIENTEN IM STATIONÄREN BETRIEB
- ABBILDUNG 26: VON-MISES VERGLEICHSSPANNUNGEN UND VERFORMUNG EINES ABGASWÄRMEÜBERTRAGERS MIT ROHRPLATTEN AUS EDELSTAHL MIT EINER WANDDICKE VON 5 MM
- ABBILDUNG 27: VON-MISES VERGLEICHSSPANNUNGEN UND VERFORMUNG EINES ABGASWÄRMEÜBERTRAGERS MIT ROHRPLATTEN AUS EDELSTAHL MIT EINER WANDDICKE VON 30 MM
- ABBILDUNG 28: VON-MISES VERGLEICHSSPANNUNGEN UND VERFORMUNG EINES ABGASWÄRMEÜBERTRAGERS MIT ROHRPLATTEN IN EDELSTAHL MIT EINER WANDDICKE VON 70 MM
- ABBILDUNG 29: VERSCHIEBUNG AN ROHRPLATTEN UNTERSCHIEDLICHER WANDDICKE IN EINEM ABGASWÄRMEÜBERTRAGER.
- ABBILDUNG 30: VERGLEICHSPANNUNG BEI 8 MM DICKER ROHRPLATTE UND AUSLEGUNGSTEMPERATUREN. $T_{\text{MIN}} = 87 \text{ °C}$; $T_{\text{MAX}} = 127 \text{ °C}$
- ABBILDUNG 31: VERGLEICHSPANNUNG BEI 8 MM DICKER ROHRPLATTE UND TEMPERATUREN AUS EINER CFD SEGMENTBERECHNUNG. $T_{\text{MIN}} = 104 \text{ °C}$; $T_{\text{MAX}} = 146 \text{ °C}$
- ABBILDUNG 32: VERGLEICHSPANNUNG BEI 8 MM DICKER ROHRPLATTE UND TEMPERATUREN AN DIE FELDMESSUNGEN ANGEPASST. $T_{\text{MIN}} = 104 \text{ °C}$; $T_{\text{MAX}} = 175 \text{ °C}$
- ABBILDUNG 33: PLASTISCHE VERFORMUNG BEI 8 MM DICKER ROHRPLATTE UND TEMPERATUREN AN DIE FELDMESSUNGEN ANGEPASST. $T_{\text{MIN}} = 104 \text{ °C}$; $T_{\text{MAX}} = 175 \text{ °C}$
- ABBILDUNG 34: VERGLEICHSSPANNUNGSVERTEILUNG DER HEIßEN ROHRPLATTE BEI EINER GERINGEN ROHRPLATTENDICKE VON 3 MM
- ABBILDUNG 35: VERGLEICHSSPANNUNGSVERTEILUNG DER HEIßEN ROHRPLATTE BEI EINER ROHRPLATTENDICKE VON 6 MM
- ABBILDUNG 36: VERGLEICHSSPANNUNGSVERTEILUNG DER HEIßEN ROHRPLATTE BEI EINER ROHRPLATTENDICKE VON 10 MM
- ABBILDUNG 37: VERGLEICHSSPANNUNGSVERTEILUNG DER HEIßEN ROHRPLATTE BEI EINER ROHRPLATTENDICKE VON 16 MM
- ABBILDUNG 38: VERSCHIEBUNGSDIFFERENZ AUF DER HEIßEN ROHRPLATTEN IN ABHÄNGIGKEIT VON DER ROHRPLATTENDICKE
- ABBILDUNG 39: LAGE DER PUNKTE AUF DER ROHRPLATTE, AN DENEN DIE VERGLEICHSSPANNUNG AUSGEWERTET WURDE

- ABBILDUNG 40: VERGLEICHSSPANNUNG EINIGER CHARAKTERISTISCHER PUNKTE AUF DER HEIßEN ROHRPLATTE IN ABHÄNGIGKEIT VON DER ROHRPLATTENDICKE
- ABBILDUNG 41: PLASTISCHER VERFORMUNG EINIGER CHARAKTERISTISCHER PUNKTE AUF DER HEIßEN ROHRPLATTE IN ABHÄNGIGKEIT VON DER ROHRPLATTENDICKE
- ABBILDUNG 42: MINIMALE UND MAXIMALE LÄNGE DER EINTRITTSKAMMER IN DER PARAMETERSTUDIE
- ABBILDUNG 43: STROMLINIEN IN DER KURZEN EINTRITTSKAMMER, DIE EINFÄRBUNGEN ENTSPRECHEN DER ABSOLUTEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEIT
- ABBILDUNG 44: STROMLINIEN IN EINER EINTRITTSKAMMER IN STANDARDDESIGN-LÄNGE; DIE EINFÄRBUNGEN ENTSPRECHEN DER ABSOLUTEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEIT
- ABBILDUNG 45: STROMLINIEN IN DER LANGEN EINTRITTSKAMMER; DIE EINFÄRBUNGEN ENTSPRECHEN DER ABSOLUTEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEIT
- ABBILDUNG 46: DRUCKABFALL ÜBER DIE EINTRITTSKAMMER IN ABHÄNGIGKEIT DER KAMMERLÄNGE. DIE MIT DEM PFEIL GEKENNZEICHNETE GRÖßE ENTSPRICHT DER STANDARDVARIANTE

1 Symbolverzeichnis

α	[W/m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient
σ_f	[N/mm ²]	Fließspannung
σ_{vm}	[N/mm ²]	Vergleichsspannung nach von Mises bzw. nach Gestaltänderungsenergiehypothese
D	[mm]	Durchmesser
l_{EK}	[mm]	Länge der Eintrittskammer
s	[mm]	Wanddicke
n	[-]	Normalenrichtung
T_{PG}	[°C]	mittlere Oberflächentemperatur der Gasseite der Rohrplatte
T_{PM}	[°C]	mittlere Volumentemperatur der Rohrplatte
T_{PW}	[°C]	mittlere Oberflächentemperatur der Wasserseite der Rohrplatte

2 Zusammenfassung

Die konstruktive Gestaltung nach Auslegungsregelwerken wie TRD [3] und AD Merkblätter [4] von Abgaswärmetauschern beeinflusst deren Lebensdauer und Wirkungsgrad bei der Wärmeauskopplung. Eine kostengünstige und ressourcenschonende Bauart von Abgaswärmeübertragern in der typischen Leistungsklasse heutiger Biogas-Anwendungen basiert auf einem mit Rohrplatten verschweißten Rohrbündel aus Edelstahl und einem Mantel aus Normalstahl ohne Kompensator. Nachteile, die sich aus dieser Bauart ergeben, sind hohe Materialbeanspruchung bei ungleichförmiger gasseitiger Durchströmung.

Die Standardregelwerke, welche die Grundlage für die praktische Auslegung von Rohrbündelwärmeübertragern bilden, weisen manche Schwächen auf. So wird zum Beispiel in den AD Merkblättern bei der Festlegung von Mindestwanddicken von Drucklasten ausgegangen, die – wie man weiß – im Falle der Rohrbündelwärmeübertrager nicht immer maßgebliche Last darstellen. Dass die so ausgelegten Apparate trotzdem ausreichende Lebensdauern erreichen, liegt unter anderem an der berücksichtigten Überdimensionierung. Zwei mögliche Mindestwandstärken für die Rohrplatte eines Rohrbündelwärmeübertragers liegen je nach gewähltem Auslegungskonzept in [4] bei 1,2 mm oder 32 mm für einen Apparat mit identischen thermodynamischen und geometrischen Anforderungen, was auch schon von Ellwanger in [13] festgestellt wurde. Der Unterschied hierbei liegt in der unterschiedlichen Betrachtung der Rohrplatte als biegesteife Platte oder als biegeweiche Membran.

Hinzu kommt, dass die für die hier untersuchten Rohrbündelwärmeübertrager maßgebliche Beanspruchung - das Temperaturfeld - in den Auslegungsregeln der AD Merkblätter [4] keine Berücksichtigung findet. Der Hersteller hat die Möglichkeit, sein Produkt eingehend zu untersuchen und zu optimieren. Unsicherheiten hinsichtlich möglicher Überdimensionierung, also Ressourcenverschwendung bzw. Lebensdauerproblemen bei Unterdimensionierung führten bei der Aprovis Energy Systems GmbH dazu, eine detaillierte Untersuchung zum Temperaturfeld und der damit verbundenen Materialbeanspruchung anzustreben.

Hier setzt die vorliegende Untersuchung an. Sie liefert sowohl durch Feldversuche verifizierte Berechnungsmodelle der Abgasströmung als auch strukturmechanische Modelle zur Optimierung von mechanischen Spannungen. Dabei zeigen die strömungstechnischen Berechnungen auch den möglichen Einfluss der Eintrittskammerlänge auf Druckverlust und Vergleichmäßigung auf.

Mit den validierten Modellen wurde eine Parameterstudie durchgeführt mit dem Ziel, die Wanddickenkombination für minimale Materialbeanspruchung im stationären Betrieb zu finden. Niedrigste Materialbeanspruchung verbunden mit minimiertem Schädigungspotential bei stationärem Betrieb liegt vor, wenn die Wanddicke der Rohrplatte doppelt so groß gewählt wird als die Wanddicke des Mantels. Eine deutliche Überdimensionierung der Rohrplatte über die doppelte Wanddicke des Mantels hinaus führt in dieser Betriebsweise zu Nachteilen im Wärmedurchgang und Materialbeanspruchung, da der Wärmedurchgangswiderstand und die Oberflächentemperaturen ansteigen. Weniger Materialeinsatz führt in diesem Falle zu geringeren Materialbeanspruchung, ein sonst in der Praxis selten zu findender Zusammenhang.

Hierdurch wird eine wesentliche Verbesserung gegenüber der früheren Auslegungsprozedur erreicht. Man erkennt nun, dass sich mit fertigungsbedingt gegebenen Wandstärken eine ausreichende Lebensdauer erzielen lässt. Gleichzeitig kann aber ein Optimum für maximale Lebensdauer aufgesucht werden. Der zuvor extrem große Streubereich an Mindestwanddicken ist nun einem Wanddickenverhältnis gewichen, welches sich nicht vorab einer Plattentheorie bedient, sondern die Rohrplatte ist im Finite-Elemente Modell als nachgiebige Struktur entsprechend dem realen Aufbau abgebildet. Die Wanddicke des Mantels wird nach wie vor auf Grundlage der Regelwerke bzw. der Fertigungskriterien ausgewählt.

Große Änderungen in den Hauptabmessungen des Wärmeübertragers - wie Rohrbündellänge oder Manteldurchmesser-, d.h. große Leistungsänderungen können zu Verschiebungen dieses Verhältnisses führen.

Auslegungsregeln, in denen eine Eintrittskammerlänge empfohlen würde, existieren nicht. Die vorliegende strömungsseitige Analyse liefert hier grundlegende Erkenntnisse.

Kostenminimierend wirkt sich in erster Linie eine Reduzierung des gaseitigen Gesamtdruckverlustes aus, der sich aus den Druckverlusten der Kammern und des Rohrbündels zusammensetzt. Dabei kommt der Eintrittskammer besondere Bedeutung zu, da dort infolge des noch heißen Gases der Volumenstrom groß ist und darüber hinaus dort die Gleichmäßigkeit der Gasverteilung auf die Rohre des Rohrbündels beeinflusst wird. Bei der untersuchten Leistungsklasse um 180 kW mit einem Manteldurchmesser von 250 mm ergab sich als optimierter Abstand des radialen Eintrittsstutzenrands zum Bündel ein Wert von 300 mm. Es wird vermutet, dass der optimale Abstand des Eintrittsstutzenrands zum Bündel in etwa mindestens dem Manteldurchmesser entsprechen sollte, um keine zusätzlichen Druckverluste durch Strömungsumlenkungen zu verursachen. Größere Abstände, d.h., längere Kammern hingegen verursachen erhöhten Platzbedarf und erhöhte Herstellkosten. Zur Absicherung dieser Hypothese sind für andere Konfigurationen mit den gleichen Modellen weitere Simulationsrechnungen angezeigt.

Werkzeuge zur umfassenden Analyse der gaseitigen Strömung und der Strukturantwort der Bauteile auf die ermittelten Temperaturfelder sind in dieser Untersuchung erarbeitet worden und in einer typischen Biogasanwendung bei **stationärer Betriebsbelastung** zur Anwendung gekommen mit dem Ergebnis zugleich kostengünstiger und im stationären Betrieb dauerfester Auslegung.

3 Fazit

Lebensdauereinschränkend können **häufige Lastwechsel** bei häufigen Starts- und Stops, schwankendem Brennstoffangebot oder schwankender Wärmeabnahme sein. Schwankende Wärmeabnahme wird dabei meist durch einen Abgas-Bypass um den Wärmeübertrager realisiert, wobei der Abgasmassenstrom durch den Wärmeübertrager durch Regelklappen ständig variiert wird.

Jüngste Entwicklungen bei Biogasanlagen zeigen außerdem, dass mit wachsender Erfahrung der Betreiber ein erhöhter Nachfragebedarf nach prophylaktischer automatisierter Reinigung der Rohrbündelwärmeübertrager besteht, da im Betrieb nach kurzer Zeit starke Verschmutzungen und damit eine deutliche Reduzierung des Gesamtwirkungsgrades eintreten können. Hierbei sind zwei Ursachen hervorzuheben: Bei Anlagen kleinerer Leistung ($< 300 \text{ kW}_{\text{elektrisch}}$) kommen oft Zündstrahlmotoren zum Einsatz, welche nach dem Diesel-Prinzip arbeiten und Fremd-Zündöl in kleinen Mengen benötigen; dies führt in der Regel zu hoher Rußablagerung auf den Wärmeübertragerflächen. Zum anderen zeigt sich, dass auch bei nachwachsenden Rohstoffen wie z.B. Mais mit z.T. sehr hohem Schwefelgehalt im Biogas gerechnet werden muss. Dies kann aufgrund des hohen Taupunktes der Schwefelsäure im Abgas ebenfalls zu einer verstärkten Verschmutzung im Abgaswärmetauscher führen. In ungünstigen Fällen kann der Gesamtwirkungsgrad innerhalb kürzester Zeit um 10 % fallen.

Gegenwärtig sind verschiedene In-Situ-Reinigungsverfahren in der Erprobung, welche während des Betriebes mittels eines Mediums die Abreinigung der Wärmeübertragerflächen übernehmen sollen. Durch diese Reinigung kann der durch Verschmutzung verringerte Gesamtwirkungsgrad auf einen Wert nahe dem unverschmutzten Neuzustand länger gehalten werden. Übliche Ausfallzeiten durch wiederkehrende Service-Reinigungen werden deutlich verringert. Würden nur die von der Aprovis GmbH in 2004 gelieferten Abgaswärmetauscher mit einer derartigen Reinigungseinrichtung versehen, könnte der CO_2 Ausstoß um ca. 4.500 t pro Jahr gesenkt werden. Über einen Zeitraum von 10 Jahren betrachtet wären so durch Akkumulationseffekte 250.000 t CO_2 -Ausstoß einzusparen. Steigerungsraten in den Stückzahlen sind hierbei noch unberücksichtigt.

Zu dem thermofluidodynamischen und reinigungswirksamen Verhalten liegen erste Ergebnisse vor. Vor einer Markteinführung müssen potentiell schädliche, weil schockartige Abkühlungen der heißen Rohrplatte fluidodynamisch und strukturmechanisch abgesichert werden.

Auf der Basis der vorhandenen Berechnungsmodelle können nun auf der Basis der abgeschlossenen stationären Untersuchung **instationäre Untersuchungen** zu diesen Reinigungsverfahren vorgenommen werden. Hier gilt es, eine ausreichende Betriebssicherheit des Abgaswärmetauschers trotz zusätzlicher Temperatur- und Spannungswechselbeanspruchung zu gewährleisten und damit den Betreibern von Biogasanlagen einen konstant hohen Gesamtwirkungsgrad bieten zu können. Insbesondere für Abgaswärmetauscher in Biogasanlagen ist robuster und wartungsarmer Betrieb zwingend erforderlich.

Mit den vorliegenden Berechnungswerkzeugen und -modellen und **der angestrebten Erweiterung auf alle relevanten instationären Betriebszustände** wird es gelingen, einen robusten Betrieb zu garantieren, **den Gesamtwirkungsgrad auf hohem Niveau zu stabilisieren und die Lebensdauer zu verlängern**. Unter anderem hierdurch kann für Blockheizkraftwerke, basierend auf Produktgasen aus nachwachsenden Rohstoffen, langfristig ein sicherer und wachsender Markt entstehen. Dies sichert den Wettbewerbsvorsprung Deutschlands in dem zunehmend wichtigeren europäischen und weltweiten Markt.

4 Zielsetzung

Eine dem Stand der Technik entsprechende typische Bauart von Abgaswärmeübertragern für Biogas betriebene Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlagen (KWK) und Blockheizkraftwerken (BHKWs) soll hinsichtlich Materialbelastung messtechnisch untersucht und numerisch simuliert werden. Dabei sollen insbesondere kritische Betriebszustände identifiziert und verbesserte Auslegungsrichtlinien erarbeitet werden.

Auf der Basis von errechneten Temperaturverteilungen kritischer Bauteile sollen Maximalspannungen geometrieabhängig ermittelt werden, die durch exemplarische Temperaturmessungen an einem typischen Rohrbündelwärmeübertrager in einer Biogasanwendung realer Baugröße verifiziert werden.

Das hierbei erarbeitete Simulationswerkzeug soll für ein möglichst breites Anwendungsspektrum geeignet sein und soll fortschrittliche Anwendungen wie z.B. die Wärmeauskopplung bei ORC Prozessen und bei zukünftigen Brennstoffzellenanwendungen abdecken.

5 Projektablauf

Gemäß Zielsetzung wurden zeitlich parallel sowohl die Berechnungsmodelle generiert als auch der Versuchsaufbau an einem Wärmeübertrager mit identischer Geometrie zur Modellrechnung geplant.

Abgaswärmetauscher im Bereich der Biogasanwendungen bewegen sich in der Regel zwischen 10 – 500 kW (thermisch). Der Schwerpunkt der technisch interessanten Anlagen liegt für den Abgaswärmetauscher zwischen 150 und 300 kW (thermisch). Die aktuelle Entwicklung zeigt, dass sowohl die absolute Anzahl der Abgaswärmetauscher im Bereich Biogasanwendungen als auch die durchschnittliche Leistung deutlich ansteigt.

Für die Untersuchung wurde ein Wärmeübertrager mit einer Nennleistung um 180 kW ausgewählt. Hierbei handelt es sich um ein kommerzielles Produkt.

In einem ersten Schritt wurde mit einem relativ einfachen Berechnungsmodell der Mantel und die heiße Rohrplatte modelliert, so dass noch vor der Fertigung des Wärmeübertragers für die Feldversuche qualitativ die interessierenden Messstellen mit relativ höchsten Temperaturen identifiziert werden konnten. Damit wurden die Messstellen festgelegt und der Wärmeübertrager entsprechend ausgestattet.

Für das Experiment wurde rasch deutlich, dass aus Kosten- und Zeitgründen eine reale Messung im Feld einem Prüfstandsbaus im Labor vorzuziehen ist. Mit einem Biogasbetreiber konnte vereinbart werden, dass es den Projektpartnern gestattet wird, einen Wärmeübertrager mit Temperatursensoren auszustatten und nach Absprache Messungen im Realbetrieb durchzuführen.

Im Folgenden werden die entwickelten Modelle in zunehmendem Umfang und Detaillierungsgrad beschreiben:

Modell 1: „Unendliche Rohrplatte“

Als einfachstes Modell wird ein Rohrplattensegment gemäß Abbildung 1 gebildet. Aufgrund der festgelegten Rohrteilung im Rohrspiegel wiederholt sich die Geometrie samt Randbedingungen beliebig oft. Mit einem Rohrplattensegment hat man damit eine Rohrplatte mit theoretisch unendlichem Durchmesser modelliert. Die elastische Begrenzung einer realen Rohrplatte durch den Mantel wird daher hier noch nicht berücksichtigt.

Mit diesem Modell wurde der Einfluss der Temperaturverteilung, der mittleren Temperatur und des Temperaturgradienten auf die Spannungen untersucht.

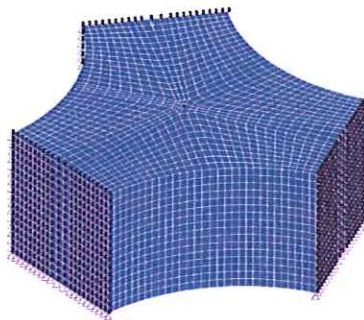


Abbildung 1: Strukturmechanisches Berechnungsnetz unendliche Rohrplatte als Segmentmodell

Modell 2: „Rohrplatte als Schale“

Das erweiterte Modell „Rohrplatte als Schale“ gemäß Abbildung 2 berücksichtigt den strukturmechanischen Zusammenbau eines Rohrbündelwärmeübertrages. Der Mantel und die Rohrplatte werden mechanisch mit Hilfe von Schalenelementen abgebildet. Die Rohre werden vereinfacht mit Balkenelementen dargestellt. Den Schalenelementen wird dabei eine Wandstärke zugeordnet; den Balkenelementen wird ein ringförmiger Querschnitt zugeordnet.



Abbildung 2: Strukturmechanisches Berechnungsmodell einschließlich einer Abbildung der Rohrplatten als Schalenmodell

Mit diesem Modell wurde der Einfluss der mittleren Bauteiltemperaturen auf Verformung und Spannungen unter Variation der Rohrplattendicke untersucht. Der Temperaturgradient kann aufgrund der gewählten Finiten Elemente in diesem Schritt keine Berücksichtigung finden, da Schalenelemente nur eine Temperaturvariable über ihrer Dicke besitzen.

Modell 3a : „Rohrplatte mit realer Geometrie“

Das Berechnungsmodells wird nun dahingehend erweitert, dass die reale Geometrie der Rohrplatte mit realem Durchmesser und realer Wandstärke abgebildet wird. Die Wandstärke wird von mehreren Solid-Elementen gebildet. Der Mantel und alle Rohre werden in der nahen Umgebung zur Rohrplatte ebenfalls mit Solid-Elementen hinzu modelliert. Die Symmetrie des Rohrspiegels bei Verwendung der Dreiecksteilung ermöglicht es anstelle eines Vollkreises ein auf 30° begrenztes Kreismodell zu modellieren und zu analysieren.

Im Gegensatz zu den Modellen 1 und 2 wird hierbei erstmals der Wärmeübergang vom heißen Gas auf die Rohrplatte mit den in [1] angegebenen empirischen Gleichungen berechnet, so dass dabei der Einfluss der Strömungsparameter nun im Modell verankert ist.

Hieraus lassen sich in diesem Modell für die Rohrplatte beide Oberflächentemperaturen bestimmen, die - linear interpoliert- auf die Rohrplatte mit realer Geometrie aufgegeben werden. Der Einfluss des Temperaturgradienten auf die Spannungsverteilung wird in dieser Modellierungsstufe deutlich.

Modell 3b: „Rohrplatte mit realer Geometrie einschließlich Temperaturfelder aus Strömungsberechnungen“

Mit Hilfe von strömungsmechanischen Gesamtmodellen lässt sich die Temperaturverteilung von Wärmeübertragern im Zusammenspiel aller Komponenten rechnerisch bestimmen. Hierbei sind die Symmetriebedingungen nicht mehr nutzbar, da die Zuströmung sowohl gaseitig als auch wasserseitig in der Regel von einer Seite radial erfolgt. Die Berechnung einer turbulenzbehafteten Strömung erfordert die Verwendung eines Turbulenzmodells. Gängige im praktischen Einsatz befindliche Turbulenzmodelle arbeiten mit Wandgesetzen, über die der Wärmeübergang bestimmt wird, die aber ihrerseits von der Netzfeinheit in Wandnähe abhängen. Daher ist es notwendig, ein solches Strömungsmodell mit Hilfe von Versuchen abzugleichen. Für das betrachtete Strömungsgebiet werden als Eingangsdaten der Gasmassenstrom und die Einlasstemperatur vorgegeben. Daraus ergibt sich rechnerisch im gesamten Strömungsfeld die Geschwindigkeitsverteilung, aus der sich über die Wandgradienten der Wärmeübergang berechnen lässt. Auf den von der Die vom Abgasströmung erhitzten Bauteilen stellen sich Oberflächentemperaturen ein, die sich einerseits aus dem Wärmeübergang der Gasströmung ergeben als auch andererseits aus der Geometrie und der Wärmekapazität der Rohrplatte und deren Temperaturniveau auf der Wasserseite. Es stellt sich ein Gleichgewichtszustand ein.

Die für die Bauteile des Wärmeübertragers berechneten Temperaturen werden auf das strukturmechanische Modell übertragen, so dass aus der simulierten Anströmung der Bauteile mit heißem Abgas Spannungen und Verformungen ermittelt wurden.

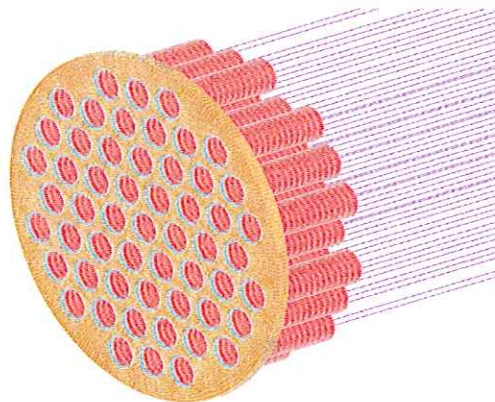


Abbildung 3: Strukturmechanisches Berechnungsgitter unter Berücksichtigung der Rohrplatte mit 3D Volumenelementen

Modell 3c: „das validierte Berechnungsmodell“

Durch Parametrisierung des Turbulenzmodells wurden nach Auswertung der zwischenzeitlich durchgeführten Feldversuche, die im Modell berechneten Temperaturen zur Deckung mit den gemessenen Temperaturen gebracht.

Das strömungsmechanisch und strukturmechanisch gekoppelte validierte Modell 3c diente nun als Basis für die angestrebte Parameterstudie hinsichtlich zu optimierender Temperatur- und Spannungsverteilung kritischer Bauteile.

6 Technische Auslegung und Betriebsanforderungen an Wärmeübertrager

6.1 Aufbau

Ein Rohrbündelwärmeübertrager besteht aus einem Mantel, zwei Rohrplatten, einer großen Anzahl von Rohren – dem Rohrbündel - und den Kammern. Er wird von zwei Fluiden durchströmt, welche über die Stoffströme trennenden Bauteile Wärme durch Konvektion und Wärmeleitung austauschen. Bei dem im folgenden behandelten Rauchrohrprinzip strömt wärmeabgebendes Gas durch die Rohre und wärmeaufnehmendes Wasser oder Thermalöl um die Rohre. Die beiden Rohrplatten eines Rohrbündelwärmeübertragers sind mit den Rohren und dem Mantel fest verbunden, siehe Abbildung 4. Die Rohre sind entweder in die Bohrungen der Platte eingewalzt oder eingeschweißt. Die Anordnung der Rohre ist im Rohrspiegel festgelegt - meistens in einer Dreiecksteilung. Werden zur Herstellung von Mantel und Rohren aus Kostengründen unterschiedliche Werkstoffe eingesetzt, entsteht ein von der Länge des Apparates abhängiger Dehnungsunterschied infolge unterschiedlicher Wärmeausdehnungskoeffizienten, der durch den Temperaturunterschied zwischen Rohren und Mantel noch verstärkt werden kann.

Umlenkmale auf der Mantelseite weisen ein im Vergleich zur Rohrplatte identisches Lochbild auf, haben aber im Gegensatz zur Rohrplatte einen offenen Bereich. Dieses Fenster ist meist als Kreisabschnitt ausgeführt. Die Umlenkmale werden wechselseitig montiert, so dass für Mantelfluid einen mäanderförmiger Pfad vorgegeben ist, siehe Abbildung 4.

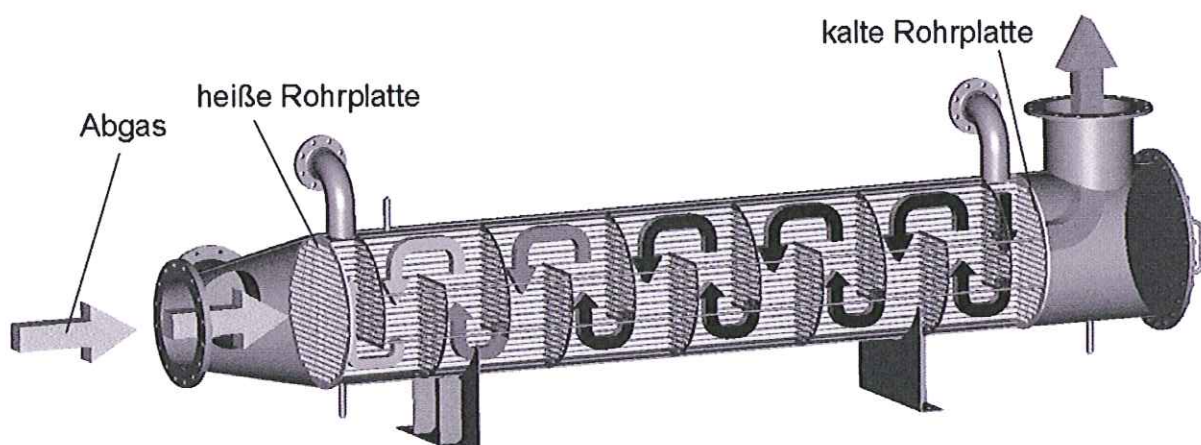


Abbildung 4: Rohrbündelwärmeübertrager - gekennzeichnet sind die Pfade des Abgas- und der Mantelströmung sowie heiße und kalte Rohrplatte

Zur Zu- und Abführung des Abgases dienen Eintritts- und Austrittskammer, über die der Rohrbündelwärmeübertrager in das Abgassystem eingebunden ist. Der in der vorliegenden

Untersuchung als Untersuchungsgegenstand gewählte Apparat hat eine Rohrbündellänge von 2000 mm sowie 300mm lange Eintritts- und Austrittskammern, siehe Abbildung 5.

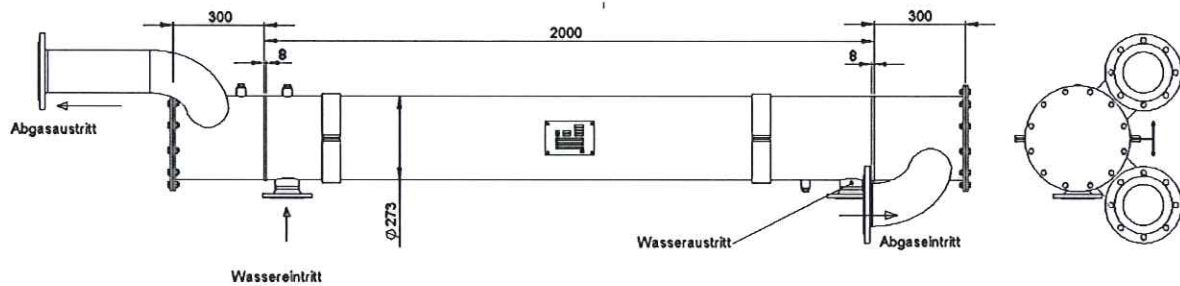


Abbildung 5: Einbauzeichnung einer Wärmeübertragers. Hauptmasse und Strömungsrichtungen

Die Rohrabmessungen im untersuchen Fall sind 25x1 nach DIN EN ISO 1127:1996. Die 60° Lochteilung mit Abständen von 30 mm ergibt eine minimale verbleibende Stegbreite an der engsten Stelle von 5mm.

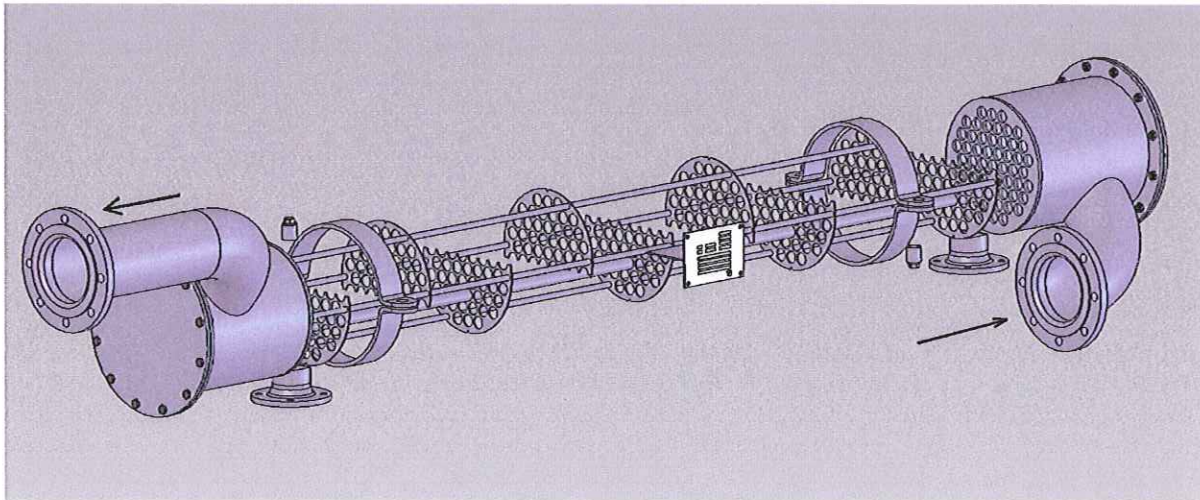


Abbildung 6: 3D-Darstellung des Rohrbündelwärmeübertragers mit Eintritts- und Austrittskammer. Mantel und Rohre sind zur Sichtbarmachung der Umlenkleche ausgeblendet

Typischerweise finden BHKW's im Biogasbereich ihren Einsatzort auf oder in der Nähe von landwirtschaftlichen Betrieben. Das z.B. aus Mais und Gülle im Fermenter erzeugte Methan wird im Gasmotor verbrannt. Die chemische Energie wird teilweise im Generator in Elektrizität gewandelt und verlässt den Motor zu einem anderen Anteil über das erhitzte Abgas, siehe Abbildung 7. Das Abgas wird über eine Abgasleitung, in der mindestens ein Schalldämpfer enthalten ist, dem Abgaswärmeübertrager zugeführt, der die Wärmeenergie verschiedenen Kreisläufen mit Wärmebedarf sekundärseitig zur Verfügung stellt.

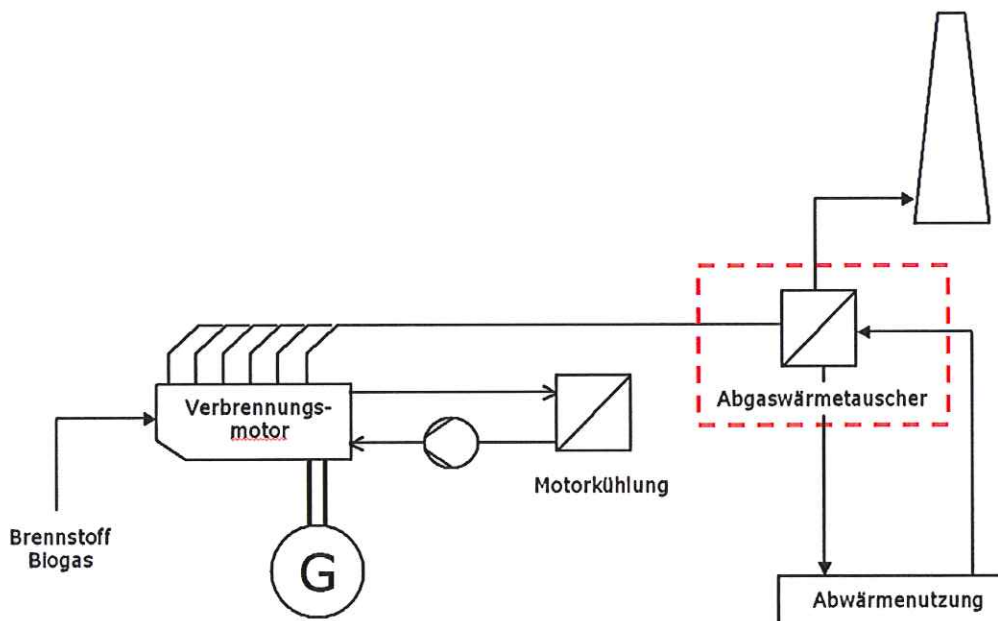


Abbildung 7: BHKW Blockschaltbild mit Biogas Motor und Abwärmenutzung

Erfahrungen mit der ersten und zweiten Anlagengeneration aus den 90er Jahren haben gezeigt, dass Rohrbündelwärmeübertrager hinsichtlich irreversibler Schäden infolge Stegreißer auf der heißen Rohrplatte, Lochfraßkorrosion oder Rohrbrüche in der Nähe der heißen Rohrplatte stark gefährdet ist. Bei der seit 2002 in Deutschland stark angewachsenen Anwendung Biogas sind sowohl schwefelhaltige Bestandteile im Abgas zu berücksichtigen als auch die Tatsache, dass im Gegensatz zur ersten Generation nun vermehrt nicht-industrielle Betreiber mit geringen Anlagenkenntnissen im Markt sind.

Vor diesem Hintergrund lohnt es sich kritische Belastungen zu identifizieren, um anlagenspezifisch, konstruktiv und im Betrieb kritische Betriebszustände zu vermeiden.

6.2 Anforderungen eines BHKW im Biogasbereich an die Wärmeauskopplung

Im Biogas-Bereich gibt es spezielle Anforderungen an die Auflegung und die Konstruktion des Wärmeübertragers:

Biogas-BHKW's werden als Module aufgebaut. Diese Module haben Abmessungen, die einen Transport mit dem LKW ermöglichen. Sie bestehen aus dem Biogasmotor, den zum Betrieb des Motors erforderlichen Komponenten, dem Wärmeübertrager und dem Kühlkreislauf des Motors. Das Biogas wird dem Modul zugeführt, dort verbrannt und das Abgas verlässt das Modul in eine schallgedämpfte Abgasanlage. Aufgrund der schwefeligen Bestandteile des Rauchgases nach der Verbrennung von Biogas, darf die Abgasaustrittstemperatur des Wärmeübertragers nicht unter 160 °C sinken. Bei Temperaturen unter 160 °C kondensierte die im Rauchgas enthaltene Schwefelsäure und kann den Wärmeübertrager innerhalb weniger Wochen irreparabel zerstören. Sind einzelne Rohre oder eine Rohrplatte perforiert, ist eine Reparatur wegen Unzugänglichkeit unmöglich. Ein Tausch durch ein Neugerät wird erforderlich.

Aus ökonomischer und zugleich ökologischer Sicht geht es zunächst primär darum das teure Bauteil Rohrbündelwärmeübertrager hinsichtlich der Haltbarkeit sicherer zu machen, da Schäden in aller Regel irreparabel sind und nicht wie z.B. im Falle von Gasmotoren durch Ersatzteile, Einstellungen von Zündkennfeldern oder Nacharbeit zu reparieren oder zu

optimieren ist. Die Wärmeauskopplung als charakteristisches Merkmal dezentraler Anlagen gegenüber konventioneller Stromerzeugung wird insbesondere dann wettbewerbsfähiger, wenn lebensdauerverlängernde konstruktive Maßnahmen mit zugleich geringerem Materialeinsatz einhergehen. Dies gilt ganz besonders vor dem Hintergrund anhaltend gestiegener Stahlpreise und Legierungszuschläge.

Die nachfolgende Untersuchung soll hierzu einen Beitrag leisten.

Eine gängige Nenn-Leistung von Biogas-BHKW's liegt um 180 kW elektrisch. Hierbei wird im Nennbetrieb der Abgaswärmeübertrager mit folgenden Randbedingungen beaufschlagt:

Medium durch die Rohre		
Nennmassenstrom des Motorabgases	956	kg /h
Abgastemperatur am Wärmeübertragereintritt	520	°C
Abgastemperatur am Wärmeübertrageraustritt	180	°C
maximale Betriebstemperatur	550	°C
Maximaler Betriebsüberdruck	01	Bar
Druckverlust gasseitig bei Nennbetrieb	9	mbar
Anschlüsse	125/10	DN/PN
Wasser / Glykol-Gemisch mit 35% Ethylenglykol		
Nennmassenstrom wasserseitig	20,8	m³/h
erforderlicher Mindestmassenstrom wasserseitig	19 ,0	m³/h
Wassertemperatur Eintritt	88	°C
Wassertemperatur Austritt	92,6	°C
maximale Betriebstemperatur	110	°C
Druckverlust wasserseitig bei Nennbetrieb	60	mbar
Anschlüsse	65/6	DN/PN
Inhalt	60	Ltr. (ca.)
Werkstoffe		
Rohre	1.4571	
Rohrböden	1.4571	
Führungswände	P265GH	
Mantel	P265GH	
Kammer Abgaseintritt Bördel	1.4571	
Kammer Abgaseintritt Flansche	P265GH	
Kammer Abgasaustritt Bördel	1.4571	
Kammer Abgasaustritt Flansche	P265GH	

Dichtungen	Keramik-	
	band	
Allgemeine Daten		
Gesamtlänge	2600	mm (ca.)
Manteldurchmesser	273	Mm
Rohrabmessungen	25 x 1	
Gewicht	200	Kg (ca.)
Abnahme in Verbindung mit AD Merkblätter / TRD und Werksdruckprüfung	PED 97	23 EG
Anstrich	Grundierung	

Tabelle 1: Auslegungsdaten des untersuchten Abgaswärmeübertragers

6.3 auftretende Beanspruchungen

Ein erdgasbefeuertes BHKW's wird häufig unter Nenndaten betrieben. Im Biogasbereich ist der instationäre Anteil infolge Schwankungen der zur Verfügung stehender Gasmenge und Gaszusammensetzung wesentlich höher. Weitere Gründe für schwankende Betriebszustände von Abschaltung, Teillastbetrieb bis Vollastbetrieb sind

- fehlender Brennstoff,
- fehlender Wärmebedarf,
- Stromausfälle,
- Reinigung oder
- Servicefälle.

6.3.1 stationärer Betriebszustand

Die beiden Rohrplatten eines Rohrbündelwärmeübertragers sind mit den Rohren und dem Mantel fest verbunden. Diese Bauweise führt dazu, dass die Rohrplatte das höchstbelastete Bauteil ist. Grundsätzlich wählt man die Wandstärken der Bauteile so klein wie möglich. Die Materialkosten eines Rohrbündelwärmeübertragers machen, auch aufgrund der in den letzten Jahren deutlich gestiegenen Stahlpreise 30 - 70 % an den Herstellungskosten aus, woraus sich der Wunsch nach minimalen Wandstärken ergibt.

Rohrplatte und Mantel werden aufgrund von Auslegungsregeln und Fertigungsrandbedingungen mit Wandstärken ähnlicher Größenordnung ausgeführt, $s = 6 \text{ mm}$ bis 8 mm sind üblich. Für die Rohre verwendet man eine geringe Wandstärke, sehr häufig $s = 1 \text{ mm}$.

Aufgrund der unterschiedlichen Lage der Bauteile hinsichtlich Fluidführung und der unterschiedlichen Wandstärken ergeben sich ungleiche Bauteiltemperaturen. Die Rohre und die Rohrplatte trennen das heiße Abgas - häufig 420 °C bis 560 °C - vom mantelseitigen Medium. Aufgrund der höheren Wandstärke der Rohrplatte weist diese einen Temperaturgradienten über die Dicke auf. Bei den Rohren ist dieser Gradient unbedeutend, da der thermische Widerstand aufgrund der geringen Wandstärke gegenüber der Wärmeübergangswiderstände sehr klein wird, die Temperaturdifferenz von Innenoberfläche zu Außenoberfläche der Rohre ist hier dadurch gering.

Der Mantel trennt das kältere Mantelmedium - häufig unter 100 °C - von der Umgebung. Der Wärmeübertrager ist zwar stets zur Umgebung isoliert, trotzdem ergibt sich ein Unterschied in den mittleren Bauteiltemperaturen von Mantel und Rohren. Dieser Temperaturunterschied führt zu unterschiedlichen Absolutlängen der Bauteile Rohre und Mantel im Betrieb, die bei Raumtemperatur mit der Rohrplatte verschweißt werden. Die Längenunterschiede rufen so in dem Verbindungsbauteil Rohrplatte Biegespannungen hervor.

Erheblich verstärkt wird dieser Effekt durch die Verwendung unterschiedlicher Stahlsorten für die Bauteile. In der Regel werden nur gasberührende Bauteile in Edelstahl ausgeführt; der Mantel besteht aus unlegiertem Stahl, da dieser im Vergleich zu Edelstahl um etwa 70% geringere Materialkosten aufweist. Die unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten sind in Tabelle 2 aufgeführt.

Bauteil			α_{θ} des Werkstoffes [1/K]
Rohrplatte		VA	16 E -6
Rohre		VA	16 E -6
Mantel		St	11 E -6

Tabelle 2: Werkstoffe und zugehörige Wärmeausdehnungskoeffizienten

Folglich weisen die Rohre im stationären Betrieb des Wärmeübertragers eine im Vergleich zum Mantel größere Länge auf, da sie aufgrund ihrer Nähe zum heißen Medium und der geringen Wandstärke eine höhere mittlere Temperatur haben als der Mantel und gleichzeitig aus einem Werkstoff mit einem um 45% größeren Wärmeausdehnungskoeffizienten gefertigt sind.

Der Dehnungsunterschied zwischen Rohren und Mantel führt zu einer Biegebeanspruchung der Rohrplatte und hat in Abhängigkeit der Plattenstärke maximale Spannungen zur Folge, die die Elastizitätsgrenze übersteigen können.

6.3.2 instationäre Betriebszustände

Instationäre Betriebszustände treten beim Übergang von Vollast zu Teillast sowie im Extremfall beim An-, Abfahren sowie bei Notausschaltung auf. Im Gegensatz zum stationären Betrieb wird beim Anfahren aus dem Stillstand eines BHKW aus dem Biogas-Bereich der Motor schrittweise mit Hilfe der Motorregelung einem Anfahrzyklus unterworfen, der mit steigendem Abgasmassenstrom und steigender Abgastemperatur einher geht.

Wenige Minuten wird der Motor bei 30% der Nennleistung betrieben, um durch das Warmlaufen den Verschleiß der beweglichen Teile gering zu halten. Daraus resultiert ein stetig steigender Wärmeübergangskoeffizient abhängig von der gaseitig zuströmenden Abgasmenge. Dies beeinflusst die Temperaturverteilung der heißen Rohrplatte und der Verbindungsstellen zu den Rohren.

Einige Motoren haben die Eigenschaft, dass die Abgastemperatur bei Teillast höher ist, als die Temperatur bei Nennlast. Im messtechnisch untersuchten Anwendungsfall liegt die Abgastemperatur im Teillastbereich in der gleichen Größenordnung im Vergleich zu der Nenntemperatur.

Innerhalb 15-20 Minuten nach Motorstart wird die Leistung des Motors in der Phase des Anfahrens auf 100% Nennbetrieb hochgeregelt. Nach der Startphase stellt sich ein stationärer Betrieb ein, bei welchem sich weder Abgasmassenstrom noch die Abgastemperatur wesentlich ändern.

Im Gegensatz zum Anfahren erfolgt beim Abfahren bzw. Notausschaltung eine abrupte Unterbrechung der zugeführten Abgasmenge, der Massenstrom wird plötzlich zu Null.

Die beschriebenen transienten Vorgänge wurden experimentell erfasst. Die numerische Parameterstudie bezieht sich ausschließlich auf den stationären Betrieb.

7 strukturmechanische und thermofluiddynamische Berechnungsmodelle

Die unlösbaren Verbindungen von Rohren und Mantel an die Rohrplatte erzeugt eine statisch mehrfach überbestimmte Fixierung der Rohrplatten. Die von den Rohren repräsentierte axiale Federsteifigkeit entspricht in ihrer Größenordnung etwa der axialen Federsteifigkeit des Mantels. Keines der Bauelemente darf also bei einer Verformungs- oder Spannungsanalyse als ideal steif betrachtet werden. Es ist daher erforderlich die Bauteile gleichzeitig zusammengefügt zu betrachten.

Unabhängig von der zeitlichen Bearbeitung werden im Folgenden die Modelle gemäß der Wirkungskette dargestellt. Zunächst erfolgt die Beschreibung der strömungsmechanischen Modelle, die als Randbedingungen die Temperaturen für die strukturmechanischen Modelle liefern.

7.1 Strömungsmodelle

Eine wichtige Last für den Wärmeübertrager ist die Temperaturverteilung. Die zulässige gasseitige Druckdifferenz ist mit $p = 5$ mbar bis 20 mbar so klein, dass zum einen die Dichte druckunabhängig formuliert werden kann und zum anderen hinsichtlich Spannungsverteilung in den Bauteilen vernachlässigt werden kann. Auch der mantelseitige Betriebsdruck von 2 bis 4 bar hat nur geringen Einfluss auf die Spannungen der Bauteile. Die Untersuchung betrachtet ausschließlich die Temperaturverteilung - Drucklasten bleiben unberücksichtigt.

Zur Ermittlung der Temperaturverteilung werden verifizierte Strömungsmodelle verwendet. Da in einem Wärmeübertrager zwei getrennte Fluidströme enthalten sind, wird folgende mehrstufige Betrachtung gewählt:

- Modellierung der gasseitigen Strömung unter Berücksichtigung der Wasserseite als konstante Randbedingung
- Modellierung der mantelseitigen Strömung unter Berücksichtigung der Gasseite als konstante Randbedingung
- Gleichzeitige Berechnung von Wasser- und Gasseite in einem Strömungsmodell

Die Temperaturen, die als Lasten für die Strukturanalyse des Zusammenbaus herangezogen werden sollen, können verschiedenen Quellen entnommen werden

- Auslegung der Wärmeübertrager
- 3D-CFD Berechnungsmodelle
- mit Feldversuch abgeglichenes 3D-CFD Berechnungsmodell

So ergeben sich unterschiedliche Temperaturverteilungen als Lasten für die Struktur mit unterschiedlicher Genauigkeit.

7.1.1 Einfaches Strömungsmodell - Segmentberechnung

Zur Gewinnung erster Informationen über Wandtemperaturen wird ein vereinfachtes Modell entwickelt, welches einen großen Teil der im Fokus der Untersuchung stehenden Bereiche des kritischen Bauteils Rohrplatte abbildet. Die Rohrplatte beinhaltet eine große Anzahl von Bohrungen, die in einem gleichmäßigen Bohrbild aufgebracht sind. Hieraus ergeben sich geometrisch identische Zwischenräume als Stege zwischen den eingeschobenen und verschweißten Rohren.

Setzt man in erster Näherung axiale Zuströmung für alle Rohre voraus, kann man ein Rohrplattensegment zur Bestimmung der Oberflächentemperatur und Temperaturverteilung im Rohrplattensegment heranziehen, siehe Abbildung 8.

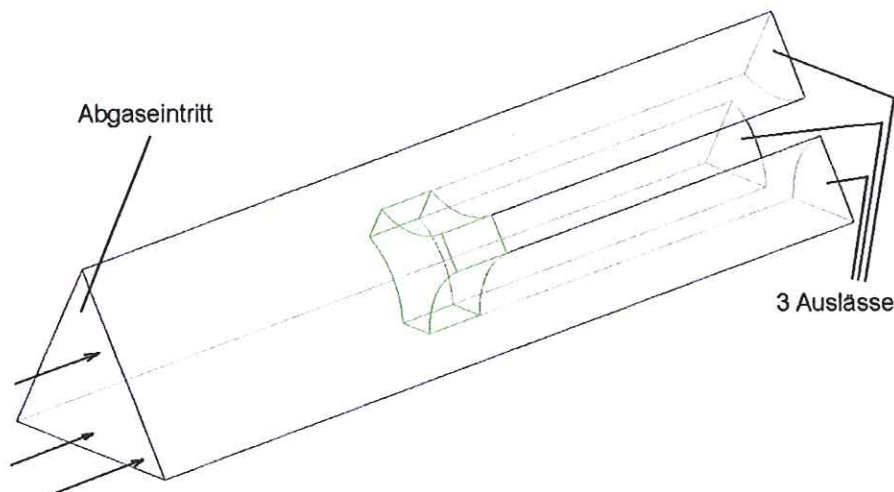


Abbildung 8: Strömungsgebiet zur Berechnung der Oberflächentemperatur und Temperaturverteilung eines Rohrplattensegmentes der heißen Rohrplatte, Annahme: axiale Zuströmung

Das Berechnungsgebiet wird über das Dreieck auf der linken Seite der Abbildung mit Abgas beaufschlagt. Etwa auf der halben Wegstrecke durch das Strömungsgebiet wird der zur Verfügung stehende Strömungsraum durch das Rohrplattensegment in drei Strömungsräume unterteilt. Der übrige Bereich des Strömungsgebietes dient der Abbildung der Abströmung in innerhalb der Rohre. Nach einer Strecke von ca. 60 mm werden die Auslässe definiert, da ab hier die Beeinflussung der Strömung durch das Rohrplattensegment abgeklungen ist.

Auslass	Einlass	Schnittflächen	Rohre, Wasserseite der Rohrplatte
Druckauslass	Geschwindigkeits-einlass	Symmetrie	Wand
Gegendruck	Mittlere Geschwindigkeit	Geschwindigkeit, Druck, Temperatur	Temperatur, α
0 Pa	23,9 m/s	d/dn = 0	90°C, 5500 W/m ² K

Tabelle 3: *Randbedingungen des gaseitigen Strömungsmodells des vollständigen Wärmeübertragers im stationären Betrieb*

Die Geschwindigkeit am Einlass entspricht dem Wert, der sich aus einer gleichmäßigen Verteilung des Gesamtmassenstroms auf alle Rohre ergibt. Auf den Schnittflächen des Strömungsgebietes werden Symmetrierandbedingungen definiert. Vektorielle Größen, wie die Geschwindigkeit, werden auf der Ebene der Schnittfläche fixiert, für skalare Größen wird der Gradient normal zur Symmetrieebene gleich Null.

Die Wärmeabfuhr aus der Rohrplatte durch das Mantelfluid Wasser wird hier durch Randbedingungen dargestellt. Die hier verwendete konvektive Wand berücksichtigt einen konstanten Wärmeübergangskoeffizienten und eine Umgebungstemperatur im Freifeld. Dieses vorgehen wurde so gewählt, da aufgrund des hohen Wertes des wasserseitigen Wärmeübergangskoeffizienten dessen Einfluss auf die Temperaturverteilung recht konstant bleibt.

Das zuvor beschriebene einfache Strömungsmodell der heißen Rohrplattenumströmung gilt nur eingeschränkt für Bereiche nahe der Mantelbleche der Eintrittskammer, was den beiden äußeren Rohrreihen entspricht sowie für eine Zuströmung, die sich deutlich von einer axialen Zuströmung unterscheidet.

Erzielbare Ergebnisse mit diesem Modell sind:

1. Ermittlung der mittleren Rohrplattentemperatur abhängig von gegebenen Zuströmbedingungen
2. gas- und wasserseitige Oberflächentemperatur der Rohrplatte
3. Temperaturverlauf über die Rohrplattendicke
4. 3D-Temperaturverteilung über dem Rohrplattensegment
5. Einfluss der Rohrplattenstärke auf die Temperaturverteilung

Aufgrund der kleinen Modellgröße mit einer relativ geringen Anzahl von Freiheitsgraden und kurzen Rechenzeiten lassen sich mit diesem Modell große Parameterbereiche untersuchen und sensible Bereiche eingrenzen.

7.1.2 gaseitiges Modell mit Ein- und Austrittskammer

Um auch die randnahe Zuströmung sowie eine radial umgelenkte Einströmung beurteilen zu können, wird ein Modell der gesamten Gasseite erstellt. Abbildung 9 zeigt das Berechnungsgitter des untersuchten Wärmeübertragers. In diesem Modell sind Eintritts- und Austrittskammer enthalten, sowie die Rohrräumen einzeln in Lage, Durchmesser und Länge entsprechend der Konstruktion modelliert.

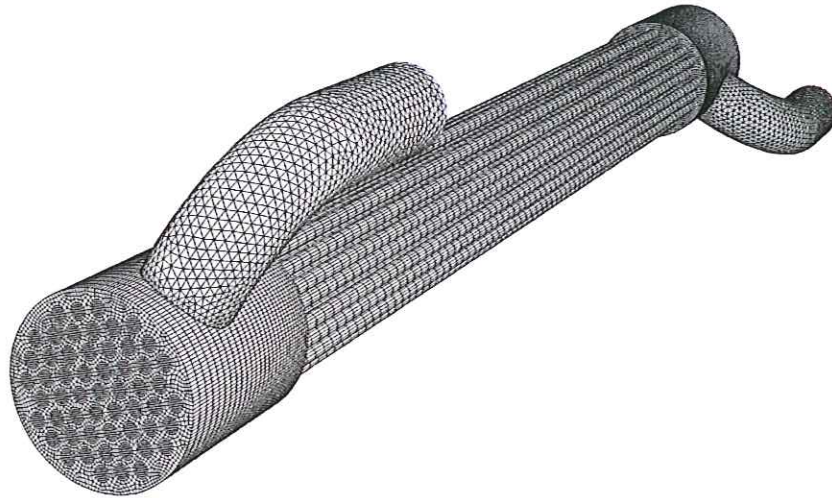


Abbildung 9: Vollständiges Berechnungsnetz der Abgasseite

Die Stutzen sind aufgrund der untergeordneten Bedeutung hinsichtlich Wärmeübergang mit Tetraederzellen diskretisiert. Um die wandnahe Grenzschicht in ausreichender Qualität berechnen zu können, ist das Kerngebiet, die Eintritts-, Austrittskammer und die Rohrinnenräume mit hochwertigen Hexaederzellen dargestellt. Symmetrie kann aufgrund der um 90 ° verdrehten Lage von Eintrittsstutzen und Austrittsstutzen nicht zur Reduzierung der Freiheitsgrade des Modells verwendet werden.

Zur Analyse des Effektes den die Austrittskammer auf die Strömungsverteilung in den Rohren und in der Eintrittskammer hat, wird ein weiteres abgasseitiges Modell erstellt, bei welchem das Berechnungsgebiet hinter dem Rohraustritt endet. Das nachfolgende Berechnungsmodell, gezeigt in Abbildung 10, beinhaltet die Eintrittskammer und Rohrinnenräume. Mit Hilfe eines porösen Materials in einem Abschnitt der Rohre wird der Druckabfall nachgebildet, wodurch die modellierte Rohrlänge gegenüber der real vorliegenden reduziert werden kann. Der Druckabfall sowie die Druckverteilung über die Rohre wird trotzdem entsprechend ihrer Durchströmung korrekt wiedergegeben.

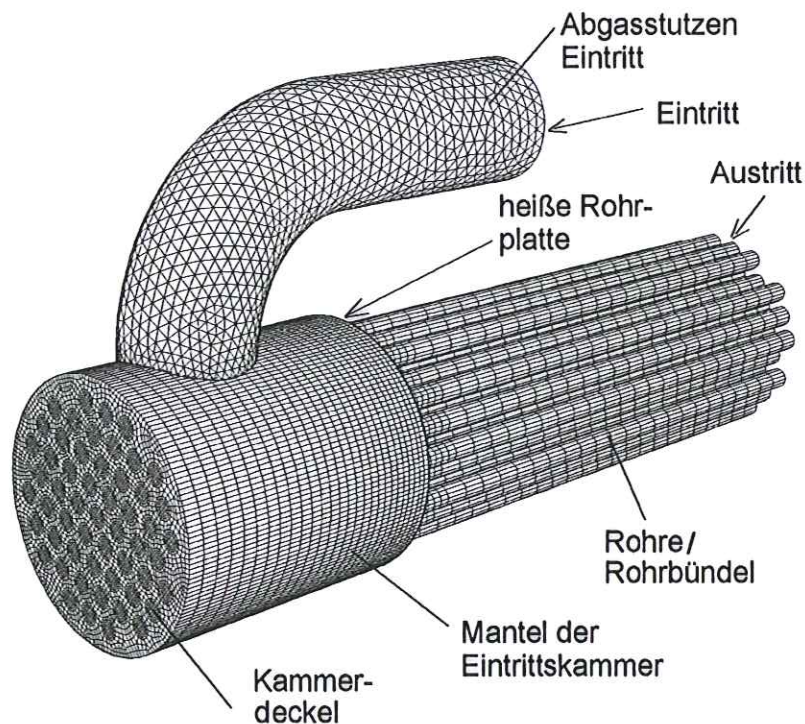


Abbildung 10: Berechnungsgitter der Gasseite eines Rohrbündelwärmeübertrages. Interessierender Bereich Eintrittskammer und Rohrbündel als verkürztes Modell

Geringe Beeinflussung der Eintrittskammerströmung durch das Vorhandensein der Austrittskammer führt dazu, dass zur Studie das vereinfachte Modell ohne Austrittskammer und mit geometrisch verkürzten Rohren verwendet wird.

Als Randbedingungen für das strömungsmechanische Modell werden folgende Werte als stationärer Betriebszustand angenommen.

Auslass	Einlass	Stutzen, Deckel, Mantel Eintrittskammer	Rohre, Wasserseite der Rohrplatte
Druckauslass	Geschwindigkeitseinlass	Wand	Wand
Gegendruck	Mittlere Geschwindigkeit	Temperatur, α	Temperatur, α
0 Pa	12 m/s	20 °C, 2 W/m ² K	90°C, 5500 W/m ² K

Tabelle 4: Randbedingungen des gasseitigen Strömungsmodells des vollständigen Wärmeübertragers im stationären Betrieb

Hierbei ergibt sich die mittlere Geschwindigkeit aus dem Massenstrom der Auslegung und der Dichte bei Eintrittstemperatur. Der Wert, der für die Auslegung verwendet wird, wurde im Versuch mit nur geringer Abweichung nachgewiesen.

Nach außen isolierte Flächen wie der Eintrittsstutzen, der Mantel und Deckel der Eintrittskammer werden mit einem rechnerischen Wärmeübergangskoeffizient versehen, der eine Größenordnung kleiner ist als der unisolierte Wert. Durch die Wahl von $\alpha = 2 \text{ W/m}^2\text{K}$ wird der Isolierung Rechnung getragen.

7.1.3 Mantelseite

Zur Untersuchung der mantelseitigen Strömung wird ein Modell verwendet, welches sich über einen Teilbereich des Mantels erstreckt. Aufgrund eingebauter Umlenkbliche ist eine längenreduzierte Betrachtung mit Hilfe eines porösen Mediums nicht möglich. Da sich aber der Strömungsraum zwischen den Blechen geometrisch wiederholt, ist eine Berechnung eines Teilbereiches erlaubt. Die Ergebnisse sind teilweise auf die gesamte Baulänge übertragbar.

Von besonderem Interesse ist die nähere Umgebung der heißen Rohrplatte, also das Strömungsgebiet nach dem letzten Umlenkblech, bevor das Wasser den Mantel durch den Austrittsstutzen verlässt.

Auch im mantelseitigen Strömungsmodell sind die Rohre einzeln mit ihrem Außendurchmesser abgebildet. Sie erscheinen im Strömungsraum als Bohrungen, siehe Abbildung 11.

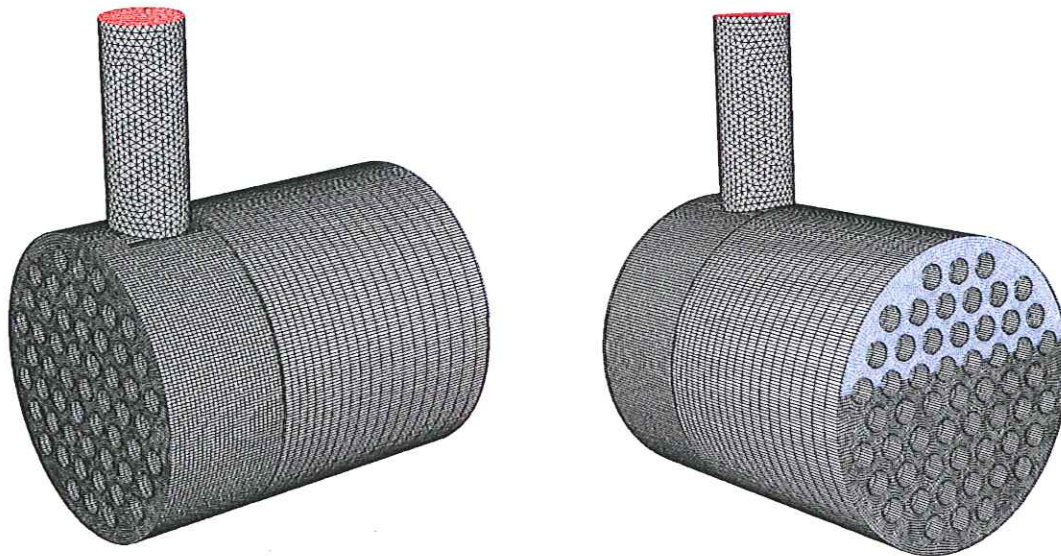


Abbildung 11: mantelseitiges Strömungsmodell vom vorletzten Umlenkblech bis zur heißen Rohrplatte

In Abbildung 11 ist das feiner vernetzte Gebiet nahe der heißen Rohrplatte an den dichteren Netzlinien zu erkennen. Das letzte Umlenkblech, zu erkennen an einem Schlitz im mantelseitigen Strömungsraum, unterteilt das Modell in die beiden Bereiche „rohrplattennahe Strömung“ und „Strömung zwischen Umlenkblechen“.

Auslass	Einlass	Rohre	Heiße Rohrplatte	Mantel
Druckauslass	Geschwindigkeitseinlass	Wand	Wand	Wand
Gegendruck	Mittlere Geschwindigkeit	Temperatur, α	Temperatur, α , s = 8 mm	Temperatur, α
0 Pa	0,4 m/s	470 °C, 72,5 W/m ² K	520 °C, 120 W/m ² K	20 °C, 2 W/m ² K

Tabelle 5: Randbedingungen des wasserseitigen Strömungsmodells

Der Wärmeübergangskoeffizient der Rohrplatte ergibt sich aus der Umströmung des Rohrplattensegmentes. Detailanalysen ergaben den hier angegebenen Wert von $\alpha = 120 \text{ W/m}^2\text{K}$. $T_{in} = 520 \text{ °C}$ ist die Temperatur des Abgases beim Eintritt in die Eintrittskammer. Über der gesamten Länge des Rohrbündels von 2 m wird das Abgas von 520 °C auf 180 °C abgekühlt. Über der analysierten Teilstrecke von 330 mm sinkt die Temperatur allerdings nur von 520 °C auf 420 °C woraus sich ein Mittelwert von 470 °C für die Modelllänge ergibt.

Aufgrund der fortschreitenden Abkühlung bei Durchströmung der Rohre sinkt die Temperatur, die als Umgebungstemperatur für den Wärmeübergangskoeffizienten α der Rohrinneiseite anzunehmen ist. Diese mittlere Temperatur liegt bei 470 °C, der Wärmeübergangskoeffizient wird mit 72,5 W/m²K errechnet. Im Vergleich hierzu kann mit Hilfe von [1] der Wärmeübergangskoeffizient auf der Rohrinneiseite zu von $\alpha = 62,2 \text{ W/m}^2\text{K}$ errechnet werden. Die Werte liegen somit in der gleichen Größenordnung.

7.2 strukturmechanische Modelle

Modell 1: „Unendliche Rohrplatte“

Der in Abbildung gezeigte Bereich stellt ein mittleres Stück aus der Rohrplatte dar, welches sich in großer Anzahl wiederholt. Die Trennflächen des Segmentes sind Symmetrieflächen, d.h. dass die Punkte auf diesen Flächen die jeweilige Ebene nicht verlassen können, sich wohl aber auf ihrer Ebene verschieben lassen.

Obwohl das gezeigte Modell infolge Punktsymmetrien noch weiter reduziert werden könnte, wurde aus Gründen der Anschaulichkeit hierauf verzichtet.

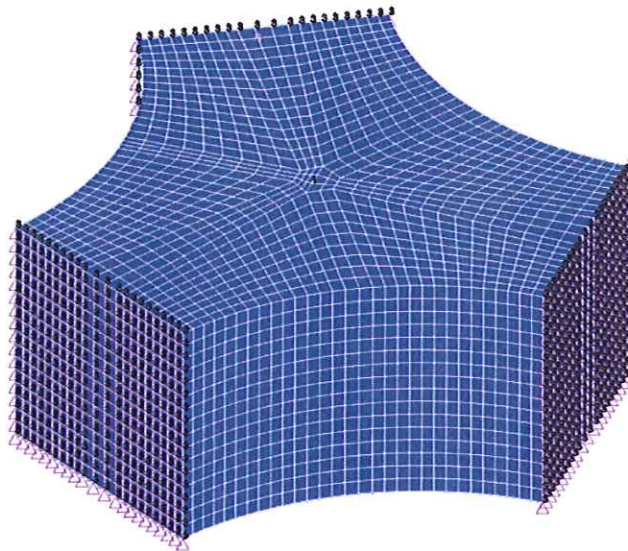


Abbildung 12: Unendliche Rohrplatte als strukturmechanisches Segmentmodell

Mit der gewählten Geometrie entspricht das Berechnungsmodell mit den Symmetrierandbedingungen einer unendlich ausgedehnten Rohrplatte.

Mit dem in Abbildung 12 gezeigten Plattensegment können bereits die strukturmechanischen Auswirkungen der beiden folgenden Hauptbelastungsvorgaben berechnet werden:

- a) Durch das heiße Abgas erfährt die Rohrplatte im Betrieb eine Temperaturerhöhung gegenüber ihrer Temperatur im Anliefer- bzw. Fertigungszustand. Aus dem Temperaturunterschied zwischen Fertigungstemperatur und Betriebstemperatur ergibt sich eine mittlere Temperaturerhöhung für die Rohrplatte, die eine aufgrund thermischer Dehnungen hervorgerufene Verformung zur Folge hat.
- b) Das Rohrplattensegment trennt das ungekühlte Abgas vom Mantelfluid, so dass beide Stirnflächen des Plattensegmentes den größten Temperaturunterschied aller Bauelemente im Apparat zu ertragen haben. Die Temperaturen werden gemäß den Auslegungsrichtlinien für den Wärmeübergangskoeffizienten nach VDI-Wärmeatlas berechnet.

Die Eigenschaften des Modells in Kurzform:

- Basis-Strukturmodell
- Abbildung des Kernbereiches der Rohrplatte
- Umgebung wird als ideal steif betrachtet entsprechend einer unendlichen Rohrplatte
- mögliche Untersuchungen: Spannungen hervorgerufen durch unterschiedliche mittlere Temperaturen und Temperaturgradienten über die Rohrplattendicke

Modell 2: „Rohrplatte als Schale“

In diesem Modell wird der strukturmechanische Zusammenbau von Rohren, Rohrplatten und Mantel wiedergegeben. Eine Symmetrieebene als Längsschnitt in der Mitte des Rohrbündels ermöglicht eine Reduzierung der Freiheitsgrade um 50% gegenüber dem gesamten Apparat.

Zur Analyse von Spannungen auf und in der Rohrplatte kann dieses Modell nicht herangezogen werden, da der geometrische Aufbau insbesondere der Nahtstelle Rohr-Rohrplatte nicht der Ausführung entspricht. Aufgrund der Modellierung der Bauteile als Schalen sind als Randbedingungen keine Temperaturgradienten über den Wanddickern möglich. Trotzdem eignet sich das Modell dieser Stufe gut zum Vergleich unterschiedlicher Materialstärkenkombinationen und deren Einfluss auf das Verformungsverhalten von Platten Rohren und Mantel, da auch schon die mittleren Bauteiltemperaturen eine für Rohrbündelwärmeübertrager charakteristische Verformung hervorrufen.

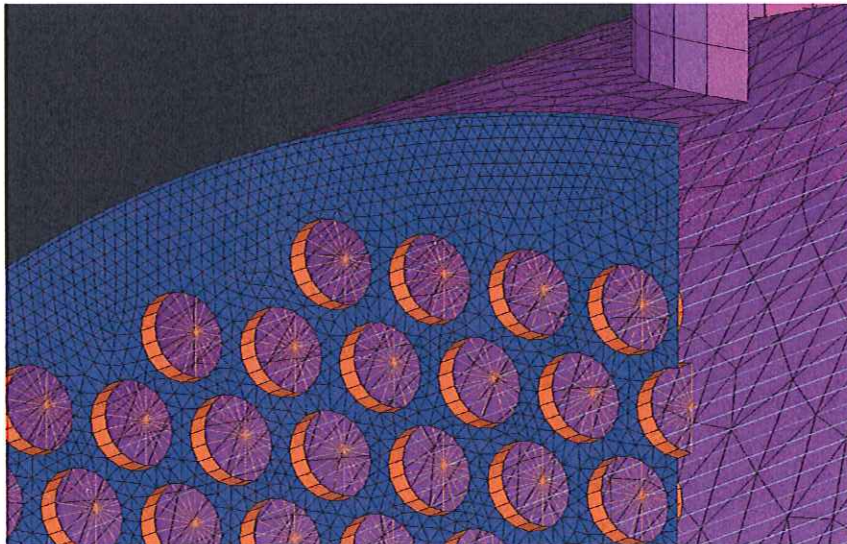


Abbildung 13: Ausschnitt aus einem Berechnungsmodell auf Basis von Schalenelementen. Die Wandstärke der Rohrplatte wird rechnerisch abgebildet, geometrisch handelt es sich um flächenhafte Elemente im Raum.

Eigenschaften des Modells in Kurzform:

- Strukturmodell unter Nutzung der Spiegelsymmetrie im Längsschnitt
- Abbildung des Gesamtzusammenbaus: Mantel, Rohre, Rohrplatte
- Ohne Temperaturgradienten über die Wanddicken der Bauteile
- mögliche Untersuchungen: Spannungen der zusammengebauten Elemente Rohrplatten, Rohr und Mantel in Abhängigkeit von der Rohrplattendicke

Modell 3a : „Rohrplatte mit realer Geometrie“

Zur Berücksichtigung des detaillierten Kraftflusses an der Verbindungsstelle der Rohrplatte zu den Rohren beinhaltet das Modell „Rohrplatte mit realer Geometrie“ einen dreidimensional korrekt modellierten Bereich in der Umgebung der heißen Rohrplatte. Das Strukturmodell umfasst den kompletten Wärmeübertrager, ohne Nutzung der Symmetrie zur Reduzierung des Modellierungsaufwandes. Die volle Abbildung ist notwendig, da auf der Strömungsseite infolge unsymmetrischer Anströmung in der Regel keine Symmetrie vorliegt. Damit wird eine Abbildung einer unsymmetrischen Temperaturverteilung ermöglicht (Abbildung 14).

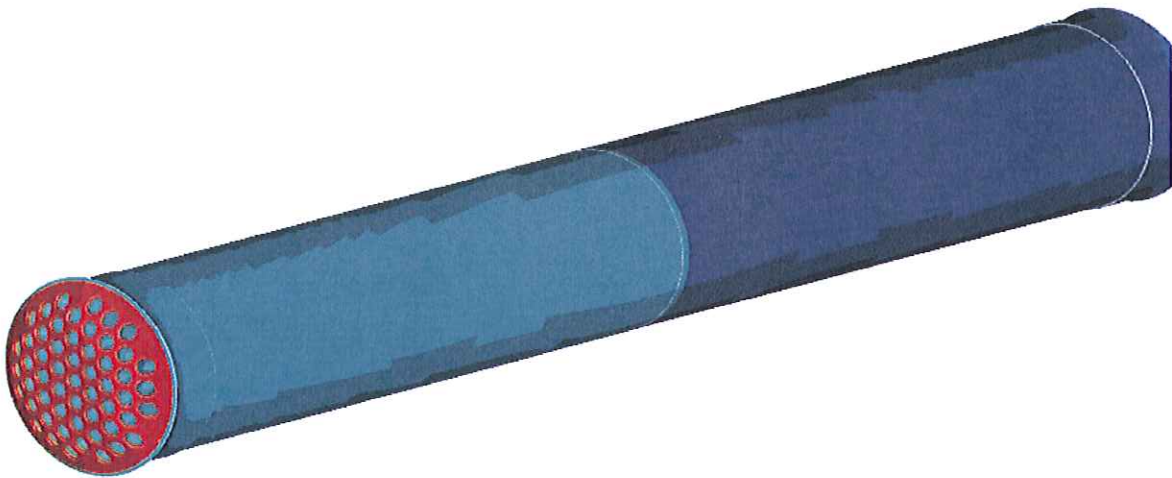


Abbildung 14: Strukturmodell des gesamten Apparates einschließlich kalter sowie heißer Rohrplatte, Rohre und Mantel

Neben den Rohrplatten sind in der nahen Umgebung der Rohrplatte bis zu einem Abstand von 120mm) die Bauteile Mantel und Rohre dreidimensional modelliert. In der weiteren Umgebung der heißen Rohrplatte werden diese Bauteile über die gesamte Restlänge reduziert dargestellt. Der Mantel wird durch Schalenelemente dargestellt, die Rohre durch Balkenelemente.

Die Anknüpfungsstellen von den Rohren zur Rohrplatte sind hinsichtlich der zu erwartenden Spannungen von besonderem Interesse. Durch die 3D-Modellierung in der Nähe der heißen Rohrplatte wird dort mit realistischen Steifigkeiten gerechnet statt mit zu steifen Verbindungselementen bei Verwendung von durchgehenden Balkenelementen bis zur Rohrplatte als Ersatz für die Rohre.

Diese ausmodellierten Rohrstücke sind in Abbildung 15 in der Nähe der Rohrplatte erkennbar. Die verbundenen Balkenelemente sind als Linien dargestellt.

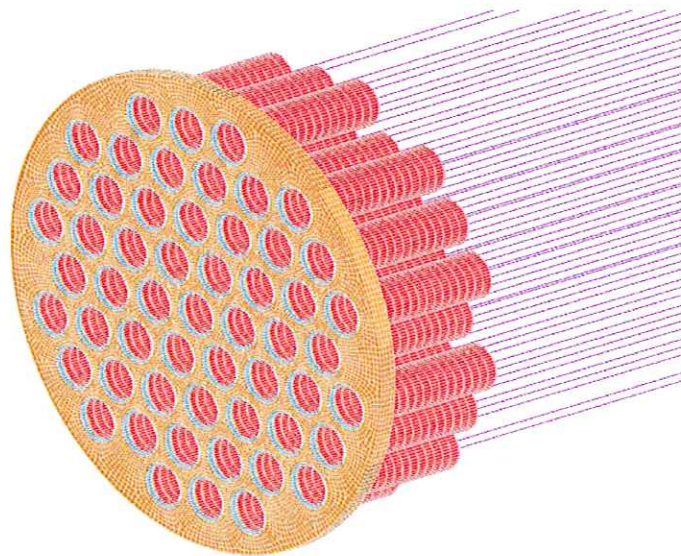


Abbildung 15: Ausschnitt des FEM Strukturmodells. Dreidimensionale Abbildung der Rohrplatte und Rohrstücke in Rohrplattenumgebung. Zur Wiedergabe der Steifigkeit wird der größte Längenteil der Rohre vereinfacht durch Balkenelemente simuliert.

Die Tatsache, dass sich die Schweißnaht nicht über die volle Rohrplattendicke erstreckt, sondern nur wenige mm Tiefe erreicht, wird in diesem Modell bereits berücksichtigt. Bei der gewählten Geometrie beträgt die Schweißnahttiefe ca. 2mm. Diese 2 mm dicke mechanische Verbindung gewährleistet eine realistische Modellierung der Krafteinleitung in die Rohrplatte (Abbildung 16).

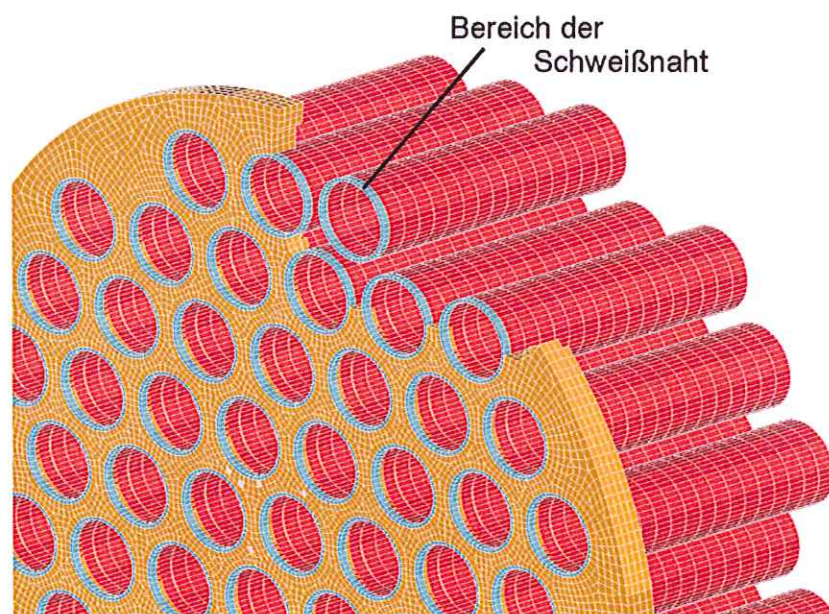


Abbildung 16: Ausschnitt aus dem dreidimensionalen Modellbereich. Mechanische Berücksichtigung der Schweißnähte, einige Elemente der Randzone zur Veranschaulichung ausgeblendet.

Dieses verfeinerte Modell wird für die weiteren Untersuchungen verwendet.

Eigenschaften des Modells in Kurzform:

- Strukturmodell Gesamtapparat
- Abbildung des Gesamtzusammenbaus: Mantel, Rohre, Rohrplatte
- 3D-Modellierung beider Rohrplatten und eines Bereiches bis 120 mm Abstand von der heißen Rohrplatte
- untersuchte Last: Temperaturgradient über die Rohrplattenstärke
- Quelle für Temperaturen sind Auslegungsdaten, mit aus [1] abgeschätzten Wärmeübergangskoeffizienten

Modell 3b: „Rohrplatte mit realer Geometrie einschließlich Temperaturfelder aus Strömungsberechnungen“

Das zuvor beschriebene Modell wird ohne geometrische Modifikation hinsichtlich der Randbedingungen erweitert. Anstelle von abgeschätzten Wärmeübergangskoeffizienten wird das Modell auf Basis von mit 3D Strömungsmodellen berechneten Temperaturen analysiert. Hierbei werden die Temperaturen aus den in Kap. 7.1 beschriebenen Strömungsmodellen entnommen.

Eigenschaften des Modells in Kurzform:

- Strukturmodell Gesamtapparat
- Abbildung des Gesamtzusammenbaus: Mantel, Rohre, Rohrplatte
- 3D Modellierung beider Rohrplatten und eines Bereiches bis 120mm Abstand
- untersuchte Last: Temperaturgradient über die Rohrplattenstärke
- Quelle für Temperaturen: mit Hilfe der Strömungssimulation berechnet

Modell 3c: „Validiertes Berechnungsmodell“

Die strömungsmechanische Berechnung mit Hilfe von 3D Simulationsprogrammen liefert Geschwindigkeits-, Druck- und Temperaturfelder. Aufgrund der Komplexität der Vorgänge in einer turbulenten Strömung bedient man sich Turbulenzmodellen, die das grundsätzlich instationäre, anisotrope und dreidimensionale Verhalten turbulenter Strömung auf zeitlich gemittelte Größen reduzieren. Durch den Einsatz von z.B. Zweigleichungsturbulenzmodellen wie dem K- ϵ Turbulenzmodell wird die Strömungsbeschreibung stationär möglich, die Anisotropie der Wirbelbewegungen wird vernachlässigt.

In Wandnähe sorgt die Haftbedingung dafür, dass sich eine laminare Unterschicht ausbildet. Diese laminare Grenzschicht wird im Berechnungsgitter durch spezielle Wandzellen abgebildet, in denen das Turbulenzmodell nicht wirksam ist. In den wandnahen Zellen ist dem dimensionslosen Wandabstand ein dimensionsloser Geschwindigkeitsverlauf zugeordnet, das sogenannte logarithmische Wandgesetz. Da in der wandnahen Zelle das logarithmische Wandgesetz formuliert ist, hängt die Qualität der Resultate von der Form und Größe der wandnahen Zellen ab. Dieser Parameter „Höhe der wandnahen Zellen“ ist eine Netzeigenschaft und wird mit Hilfe der Ergebnisse aus dem Feldversuch so eingestellt, dass die Temperaturen korrelieren.

Die geometrische und mechanische Abbildung des Wärmeübertragers ändert sich hierbei nicht gegenüber der in Modell 3a und 3b beschriebenen Ausführung.

Eigenschaften des Modells in Kurzform:

- Strukturmodell Gesamtapparat
- Abbildung des Gesamtzusammenbaus: Mantel, Rohre, Rohrplatte
- 3D Modellierung beider Rohrplatten und eines Bereiches bis 120mm Abstand
- untersuchte Last: Temperaturgradient über die Rohrplattenstärke
- Quelle für Temperaturen experimentell abgeglichenes Strömungsmodell

8 Experimentelle Validierung

Im Kern der Untersuchung stehen Temperaturen der Rohrplattenoberfläche auf der Zuströmseite, d.h. die Temperaturen der heißen Oberfläche der heißeren Rohrplatte (Abbildung 17). Während der Fertigung werden zwischen 16 und 24 Mantel-Thermoelemente auf die Rohrplatte des Rekuperators mit Silberlot hartgelötet. Zur Abdichtung des Gasraumes wurden die Thermoelemente mit Hilfe von Kabelverschraubungen durch den Deckel der Eintrittskammer durchgeführt.

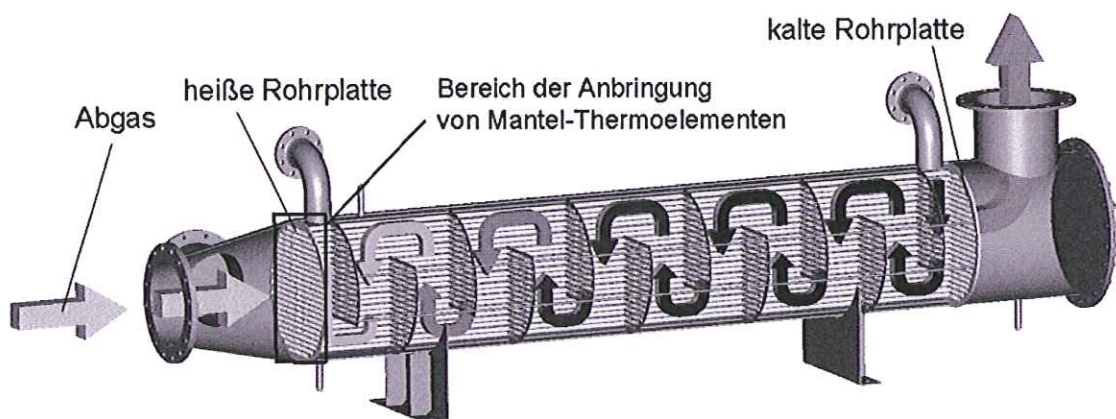


Abbildung 17: Bereich der Messpunkte der Mantel-Thermoelemente

Zur Verwendung kommen Ni-CrNi Paare in einer Ausführung als Mantel-Thermoelemente mit kleinem Manteldurchmesser $D = 1 \text{ mm}$, damit eine Anbringung auf den kleinen Stegen der Rohrplatte möglich ist.

Die Dokumentation der Werte erfolgte mit einem Datalogger der Firma Addi-Data. Es wurde eine Messwertaufnahmefrequenz von 0,2 Hz gewählt, so dass 12 Werte pro Minute gespeichert wurden.

8.1 Aufbau der Feldversuche

Zwei Wärmeübertrager gleicher Bauart und gleicher Betriebsbedingungen wurden mit Thermoelementen ausgestattet, so dass die Position der Thermoelemente variiert werden konnte. Abbildung 18 zeigt die erste Anordnung der Thermoelemente entlang der Mittellinie der heißen Rohrplatte in einer Reihe. Abbildung 19 zeigt die zweite mit Thermoelementen ausgestattete heiße Rohrplatte mit einer eher kreisförmigen Verteilung in der Randzone und mittleren Zone. Neben den Messstellen auf der Oberfläche der Rohrplatte wurde auch die

Temperatur in der Mitte der Eintritts- und Austrittsstutzen erfasst, um die Oberflächentemperaturen dem Betriebszustand des Wärmeübertragers zuordnen zu können. Zusätzlich wurde die Manteltemperatur (nur Wärmeübertrager 1) und der Abgasmassenstrom hinter der Austrittskammer mit Hilfe eines Prandtl'schen Staurohres gemessen.

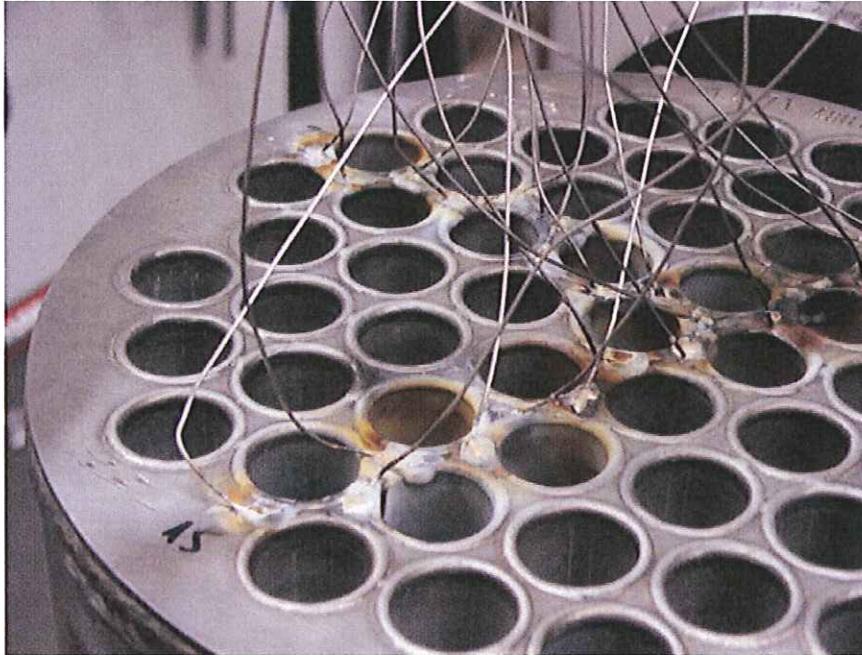


Abbildung 18: Heiße Rohrplatte des Wärmeübertragers 1 ausgestattet mit 24 Thermoelementen in einer Reihe entlang der Mittellinie und senkrecht dazu



Abbildung 19: Heiße Rohrplatte des Wärmeübertragers 2. Kennzeichnung und Einfräsung von 16 Lötstellen vor der Hartlötung. Thermoelemente eher kreisförmig angeordnet.

Als Vorbereitung des Lötens werden die Messstellen mit Hilfe einer 1 mm dicken Schleifscheibe mit Nuten versehen, die knapp 1 mm tief eingeschliffen werden.

Die Mantel-Thermoelemente werden in eingefräste Nuten eingelegt, so dass eine ausreichend feste Verbindung entsteht. Somit befindet sich der Messpunkt etwas unter der Oberfläche der Rohrplatte. Das für die Verbindung erforderliche Silberlot überdeckt die Thermoelemente häufig um einige Millimeter, so dass eine kleine Silberlotkuppe entsteht. In einer zusätzlichen Strömungsberechnung wird nachgewiesen, dass trotz des Herausragens aus der Oberfläche aufgrund der guten thermischen Leitfähigkeit von Silber der Fehler gegenüber einer ideal ebenen Oberfläche gering ist, die Abweichung in der Wiedergabe der Temperatur ist kleiner 2 K, wobei die angezeigte Temperatur wegen der silberhaltigen Kuppe maximal um 2K zu hoch ist.

8.2 Messdurchführung

Die beiden Wärmeübertrager wurden in zwei Biogas KWK Anlagen bei verschiedenen Betreibern implementiert. Die Inbetriebnahme der beiden Anlagen erfolgte mit ca. 2 Monaten Zeitdifferenz untereinander, so dass die Hardware zur Messwerterfassung nicht doppelt beschafft werden musste.

Als Zeitraum für die Messung wurde die Inbetriebnahme oder wenige Tage nach der Inbetriebnahme gewählt, um Temperaturen ohne Verschmutzung der Wärmeübertrager messen zu können, und um kein Risiko infolge Ausfall von Thermoelementen infolge Lebensdauerbeschränkung einzugehen.

Die Inbetriebnahme und die ersten nachfolgenden Wochen erfolgte mit dem Brennstoff Propan, da die Fermenter beim Start der BHKW's noch kein Biogas produzieren. Die in den ersten Wochen vom BHKW abgegebene Wärme wurde genutzt den Fermenter vorzuheizen und den Biogasprozess in Gang zu setzen.

Die Messung an Wärmeübertrager 1 erfolgte während der Inbetriebnahme, ohne dass Abgas den Wärmeübertrager zuvor durchströmt hatte. Hierzu wurde der Motor auf 1/3 seiner Nennleistung von 180 kW als Zielgröße innerhalb weniger Minuten hochgefahren. Im Verlauf der Messung wurden die weiteren folgenden Motorbetriebszustände gefahren:

- halbe Nennlast 90 kW
- Abschaltung des Notkühlers bei Start der Wärmeabgabe in das Wärmenetz
- Notausschaltung

Die Messung an Wärmeübertrager 2 erfolgte wenige Tage nach der Inbetriebnahme in einem praxisnahen Anfahrzyklus, ohne dass besondere Testzyklen durchfahren wurden.

8.3 Auswertung

8.3.1 Messzyklus in der Anlage 1

Die Temperatur der Eintrittskammer mit dem Wärmeübertrager 1 in der Anfahphase ist nicht während der Messung durchlaufene Zyklus ist in Abbildung 20 dargestellt.

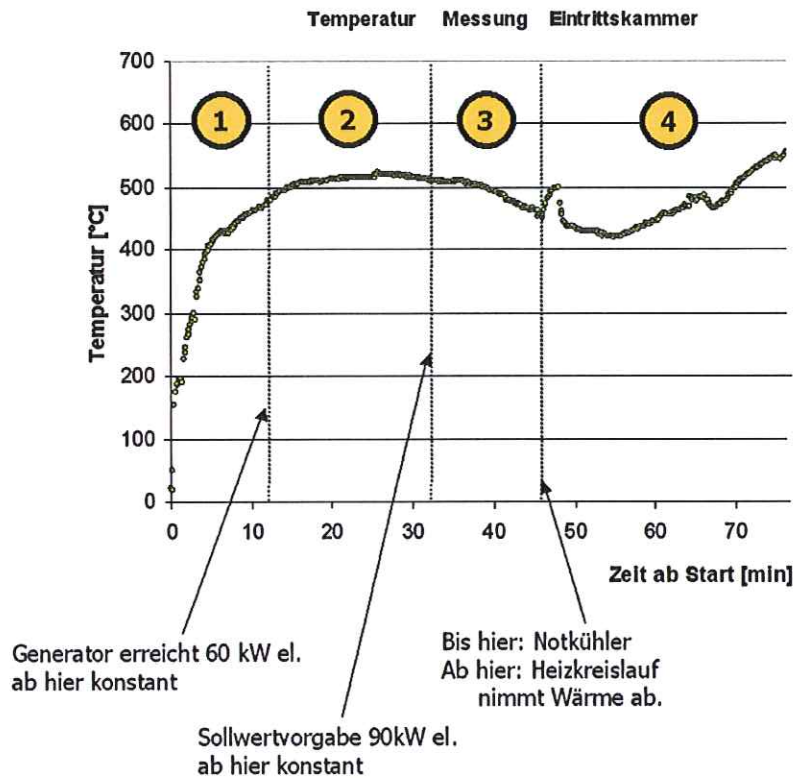


Abbildung 20: Messung an Wärmeübertrager 1: Temperaturverlauf Gastemperatur im Eintrittskammerstutzen von Motorstillstand bis 100 Minuten nach dem Anfahren

Wie zu sehen ist steigt die Abgastemperatur im Eintrittsstutzen innerhalb der ersten Minute rasch auf 170 °C an. Danach verlangsamt sich der Temperaturanstieg, wobei innerhalb von fünf Minuten eine Temperatur von 420 °C erreicht wird. Der anschließende Verlauf entspricht einer Exponentialfunktion, wobei erst ab der 12. Minute die Sollwertvorgabe der Generatorleistung von 60 kW erreicht wird. Zuvor schwankt die Generatorleistung zwischen 20 kW und 40 kW, bedingt durch die Motorregelung, die ein möglichst schonendes Hochfahren des Motors bewirken soll.

In der 32. Minute wurde die Sollwertvorgabe der Generatorleistung von 60 kW auf 90 kW erhöht. Im Bereich (3) bis zur 46. Minute zeigte sich eine Absenkung der Abgastemperatur. Dies ist erklärbar durch den höheren mechanischen Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors bei Betrieb in der Nähe der Nennleistung verbunden mit einem geringeren Wärmeanteil im Abgas.

Der Temperaturverlauf ändert sich dann deutlich durch die Zuschaltung des Wärmeabnehmers zur Heizung des Fermenters mit der Abwärme aus dem Wärmeübertrager.

8.3.2 Temperaturen auf der Rohrplatte

Exemplarisch werden in Abbildung 21 die Verläufe der Temperaturen auf Rohrplattenoberfläche gezeigt.

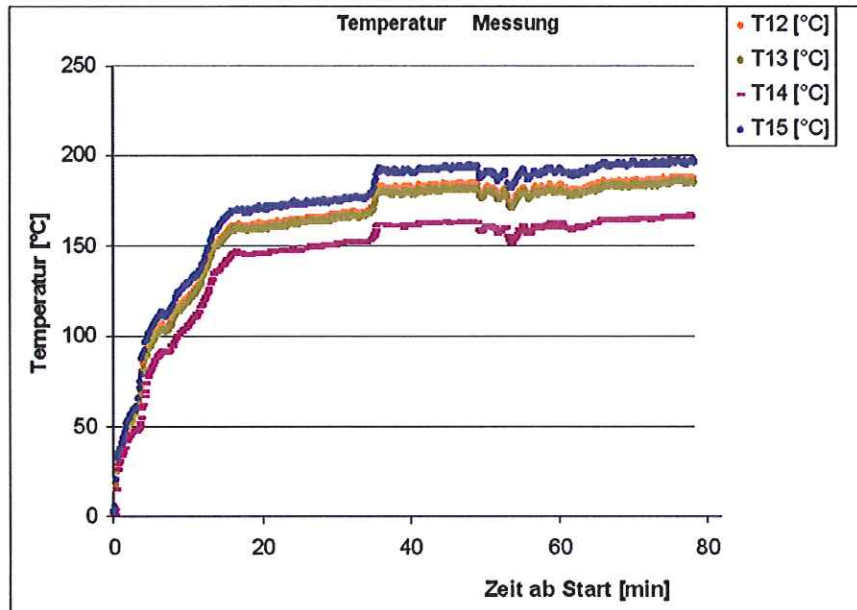


Abbildung 21: Temperaturverlauf auf der gasseitigen Oberfläche der heißen Rohrplatte. Vier Messpunkte.

Der Temperaturanstieg mit abnehmenden Gradienten korreliert mit dem Temperaturverlauf des einströmenden Abgases. Die Erhöhung der Generatorleistung in der 32. Minute führt zu einer sprunghaften Erhöhung der Temperaturen, da die höhere Motorleistung aus einem höheren Massenstrom resultiert, was wiederum den Wärmeübergang vom Abgas auf die Rohrplatte verbessert. Bei dieser Leistungssteigerung von 60 kW auf 90 kW steigen die Oberflächentemperaturen nur um etwa 20 K.

Zum Abgleich der Berechnungsergebnisse aus der 3D-CFD Berechnung wird ein stationärer Betriebspunkt verwendet. Hierzu werden im Zeitbereich der konstanten elektrischen Leistung von 60 kW die Temperaturen der Thermolemente über 2 Minuten gemittelt.

Abhängigkeit der Temperatur von der Lage auf der Rohrplatte

Trägt man die Temperaturen in der stationären Betriebsphase bei 60 kW Generatorleistung über der Lage auf der Rohrplatte auf, so lässt sich eine von der Zuströmung abgängige Temperaturverteilung erkennen.

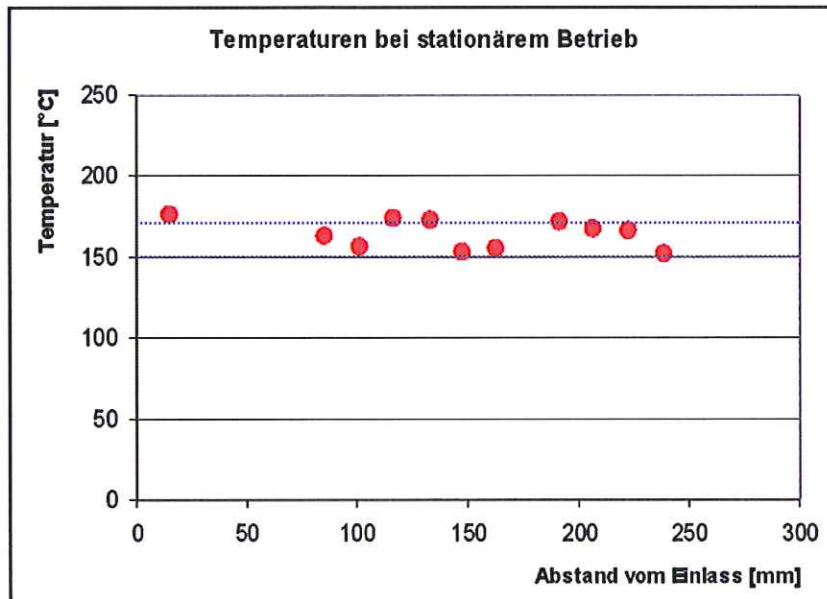


Abbildung 22: Oberflächentemperaturen bei stationärem Teillastbetrieb in Abhängigkeit von dem Abstand zum radialen Eintrittsstutzen.

Die Oberflächentemperaturen liegen in einem Band zwischen 150 °C und 170 °C. Bereiche mit eher hohen Temperaturen wechseln sich mit Bereichen eher niedriger Temperaturen ab. Gegen eine zufällige Verteilung spricht, dass die Messstellen immer mindestens paarweise gruppiert sind. Im Bereich zwischen 20 mm und 80 mm Abstand vom Eintrittsstutzen fielen die Thermoelemente leider aus.

Die hohe Temperatur in Stutzennähe ist möglicherweise auf die gleichzeitige Nähe zum Eintrittsklammerring erklärung, da dieser aufgrund der Gasführung und Isolierung nach außen eine hohe Temperatur aufweist. Weitere Ursachen für die Bandbreite der Temperaturen sind lokale Ablösegebiete und Wirbel, die die Wärmeübergangskoeffizienten beeinflussen.

9 Parameterstudie und Ergebnisse

9.1 Einfluss der Wandstärke auf die Plattentemperatur

Der thermische Gesamtwiderstand der Rohrplatte zwischen heißem Abgas und kälterem Wasser / Glykol ergibt sich aus den beiden Wärmeübergangskoeffizienten der Übergänge vom heißen Gas an die äußere Oberfläche, sowie von der inneren Oberfläche an die Flüssigkeit und aus den geometrischen Verhältnissen des Segments. Eine Veränderung der Segmentdicke beeinflusst das Verhältnis der gasbenetzten Flächen zu den Wasser/Glykol benetzten Flächen deutlich. Die gaseitigen Strömungsverhältnisse bestimmen im Wesentlichen den gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und damit die Oberflächentemperaturen am Segment.

Das in Kapitel 7.1.1 beschriebene einfache Strömungsmodell ist geeignet die Oberflächentemperaturen der Rohrplatte, den Temperaturgradienten sowie die volumengemittelte Temperatur zu ermitteln.

Unter Eingabe der realen Betriebsdaten des gewählten Wärmeübertragers ergeben sich folgende Temperaturen in Abhängigkeit von der Rohrplattendicke.

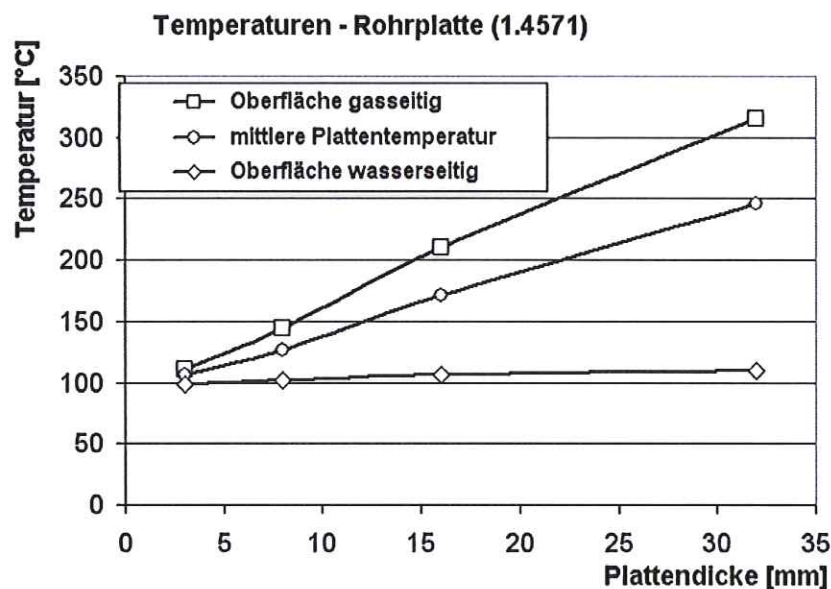


Abbildung 23: Temperaturen einer Rohrplatte aus Edelstahl 1.4571 in Abhängigkeit von der Rohrplattendicke

Diese Temperaturen gehen als Randbedingungen in das Modell 3b „Rohrplatte mit realer Geometrie einschließlich Temperaturfelder aus Strömungsberechnungen“ ein.

9.2 Strukturmechanisches Verhalten der unendlichen Rohrplatte

Der gebohrte Kernbereich der Rohrplatte wird in einem einfachen Modell hinsichtlich temperaturabhängiger Dehnungen und Spannungen linear-elastisch untersucht. Insbesondere der Einfluss der Geometrie der Rohrplattenstege auf das Spannungsfeld wird analysiert.

Oberflächentemperatur Gasseite T_{PG}	145 °C
Oberflächentemperatur Wasser T_{PW}	103 °C
mittlere Rohrplattentemperatur T_{PM}	124 °C
Erwärmung gegenüber Raumtemperatur ΔT_{PM}	104 K
Temperaturgradient $(T_{PG}-T_{PW})/s$	5,25 K / mm

Tabelle 6: Temperaturvorgaben für eine unendliche Rohrplatte mit Wanddicke $s = 8 \text{ mm}$

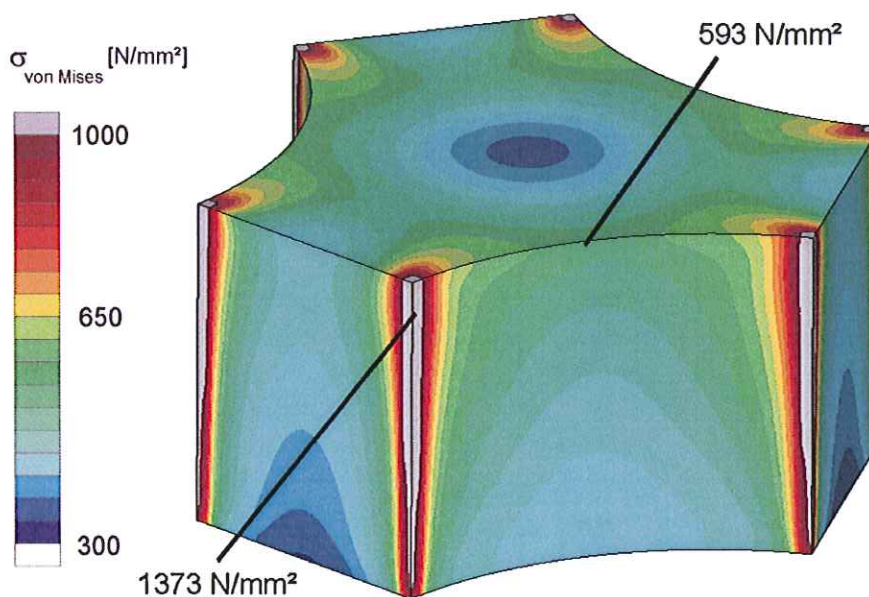


Abbildung 24: Spannungsverlauf über dem Rohrplattensegment einer 8 mm dicken Edelstahl-Rohrplatte aufgrund des ermittelten Temperaturgradienten im stationären Betrieb

Der Temperaturerhöhung im Betrieb führt infolge ungehinderter Dehnung senkrecht zu Rohrplatte einerseits und vollständiger Dehnungsbehinderung auf den Symmetrieflächen andererseits (Siehe auch Abbildung 12) zu einer dreidimensionalen Spannungsverteilung gemäß Abbildung 24 sorgt dafür, dass sich die Bereiche des Rohrplattensegmentes unterschiedlich ausdehnen. Aufgrund der linear elastischen Betrachtungsweise können diese Spannungen deutlich über der Fließgrenze R_{p02} von 180 N/mm² des Werkstoffes 1.4571 liegen.

Der Kraftfluss erfolgt entlang der Bohrungsränder. Der kleinste Querschnitt zwischen zwei Bohrungen weist die höchsten Spannungen auf. Der Kernbereich des Rohrplattensegmentes ist vergleichsweise gering belastet, da sich das Segment gleichmäßig auf drei Flächen abstützt und der Kraftfluss auf kürzestem Wege entlang der Bohrungswände erfolgt.

Die folgenden Berechnungen mit deutlich höheren alternativen Temperaturvorgaben zeigen den Einfluss von Absoluttemperatur und Temperaturgradient:

Oberflächentemperatur Gasseite T_{PG}	212 °C
Oberflächentemperatur Wasser T_{PW}	109 °C
mittlere Rohrplattentemperatur T_{PM}	159 °C
Erwärmung gegenüber Raumtemperatur ΔT_{PM}	139 K
Temperaturgradient $(T_{PG}-T_{PW})/s$	6,44 K / mm

Tabelle 7: Modifizierte Temperaturvorgaben für die unendliche Rohrplatte mit $s = 16 \text{ mm}$

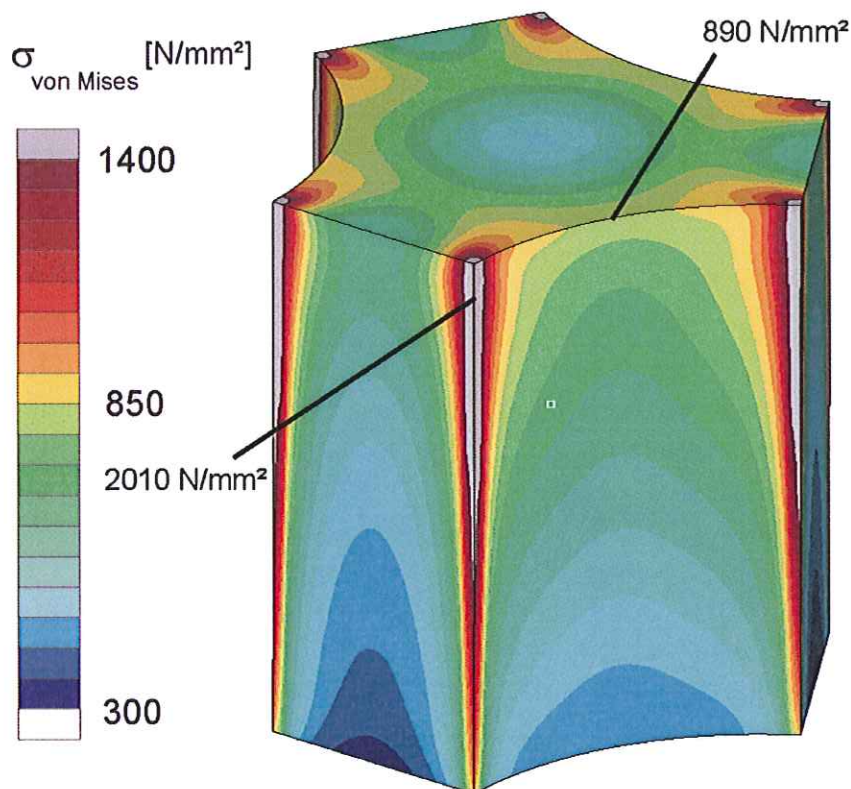


Abbildung 25: Spannungsverlauf über dem Rohrplattensegment einer 16 mm dicken Edelstahl-Rohrplatte aufgrund des ermittelten Temperaturgradienten im stationären Betrieb

Die mittlere Rohrplattentemperatur ist für die Bauteilbelastung eine dominierende Größe. Die Stege sind aufgrund der kleinen Querschnitte hochbelastet. Im Schadenfall werden diese Problemzonen als Stegreißer beschrieben.

Die Spannungen dieser Analyse sind sicher zu hoch, da

- in der Realität der Werkstoff plastisches Verhalten zeigt und fließt und
- die äußeren Elemente einer realen Rohrplatte durch einen elastischen und nicht ideal steifen Mantel fixiert werden.

9.3 Einfluss der Rohrplattendicke auf das Verformungsverhalten

Zur Analyse des Einflusses der Rohrplattendicke auf das Verformungsverhalten wird das in Kapitel 7.2 beschriebene Modell 2 zur Darstellung des strukturellen Zusammenbaues parametrisiert. Die Variation der Plattenstärke erfolgt über einen den Schalenelementen zugeordneten numerischen Wert für die mechanisch wirksame Dicke. Beim verwendeten Materialmodell werden sowohl elastische als auch plastische Verformungen berücksichtigt.

Betrachtet werden Plattenstärken von 5 mm bis 70 mm bei einer konstanten Mantelstärke von 8 mm.

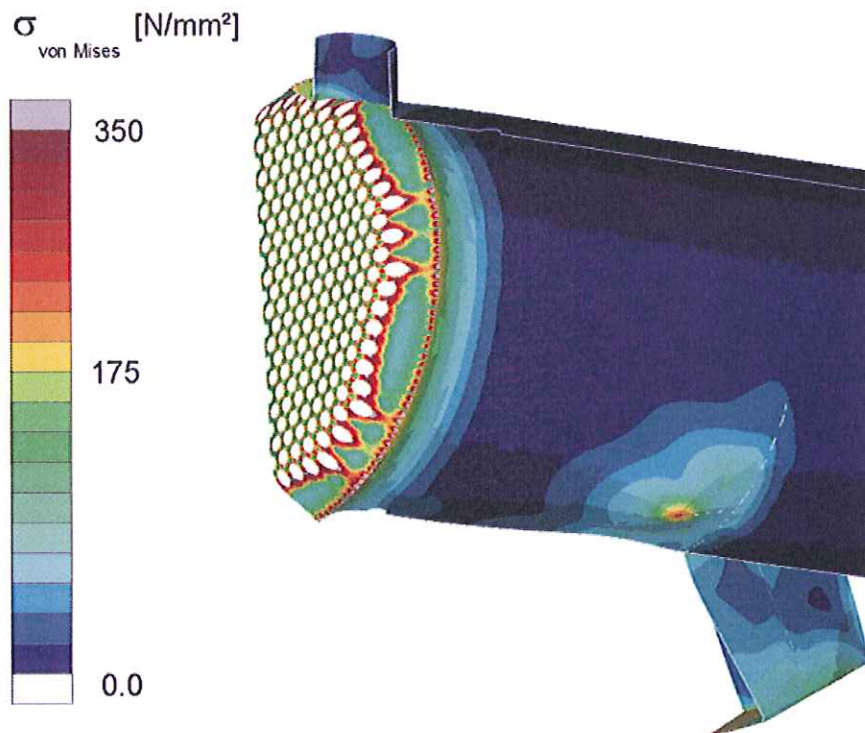


Abbildung 26: Von-Mises Vergleichsspannungen und Verformung eines Abgaswärmeübertragers mit Rohrplatten aus Edelstahl mit einer Wanddicke von 5 mm

Die Ergebnisse der Parametervariation zeigen, dass insbesondere die Spannungen auf der Rohrplatte in der Nähe zur Mantelschweißnaht - also die äußersten Rohrreihen - hohe Spannungen aufweisen (Abbildung 26). Die ausgeblendeten Rohre schieben aufgrund ihrer thermischen Dehnung die Rohrplatte in Rohrlängsrichtung. Der kühlere und mit geringerem thermischen Ausdehnungskoeffizienten versehene Mantel längt sich weniger und hält so den Rand der Rohrplatte zurück. Die Rohrplatte erfährt eine deutliche Biegung. Der Mantel wird aufgrund der radialen Dehnung der Rohrplatte aufgebogen und hat ebenfalls in der Nähe der Schweißnaht einen Biegebereich. In größerem Abstand zur Rohrplatte ist der Mantel nahezu unbelastet.

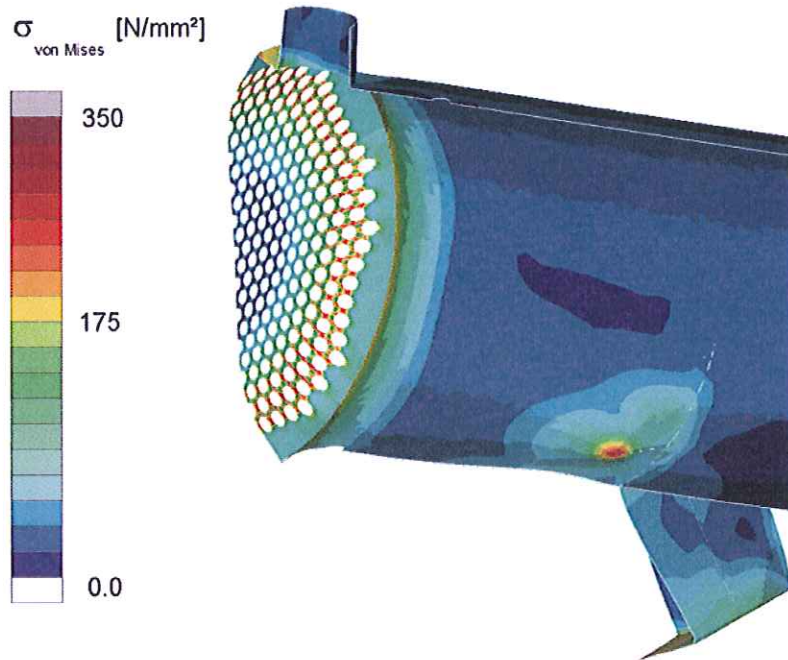


Abbildung 27: Von-Mises Vergleichsspannungen und Verformung eines Abgaswärmeübertragers mit Rohrplatten aus Edelstahl mit einer Wanddicke von 30 mm

Eine Erhöhung der Plattendicke von 5 mm auf 30 mm und die damit verbundene Erhöhung der Biegesteifigkeit führt zu einer Vergrößerung der Biegespannungszone im Randbereich der Rohrplatte. Die Verschiebung, die die Rohrenden beim Herausschieben der Rohrplatte überspannen, ist aufgrund der höheren Biegesteifigkeit der Rohrplatte kleiner. Die größere von der Rohrplatte übertragene Kraft macht sich in nun erkennbaren axialen Zugspannungen des Mantels bemerkbar.

Eine weitere Vergrößerung der Rohrplattenwandstärke versteift diese in zunehmendem Maße gegen Biegung. Die Rohrplatte reagiert auf das Schieben der Rohre mit einer nahezu konstanten Krümmung, wobei im Gegensatz zu Rohrplatten geringerer Dicke in Abbildung 28 keine hohen lokalen Spannungen infolge Biegung auftreten. Die von der Rohrplatte übertragene axiale Kraft, die durch die Dehnung der Rohre erzeugt wird, wird über den Mantel auf die kalte Rohrplatte übertragen. Dadurch erhöhen sich bei gesteigerter Rohrplattensteifigkeit die axialen Zugspannungen im Mantel. Auch der aufgebogene Mantelbereich nahe der Rohrplatte zeigt leichten Spannungsanstieg da aufgrund der höheren radialen Zug/Drucksteifigkeit die radialen Dehnung der Rohrplatte fast ausschließlich in die Biegung des Mantel einfließt und nur gering in eine Stauchung der Rohrplatte in ihrer Ebene.

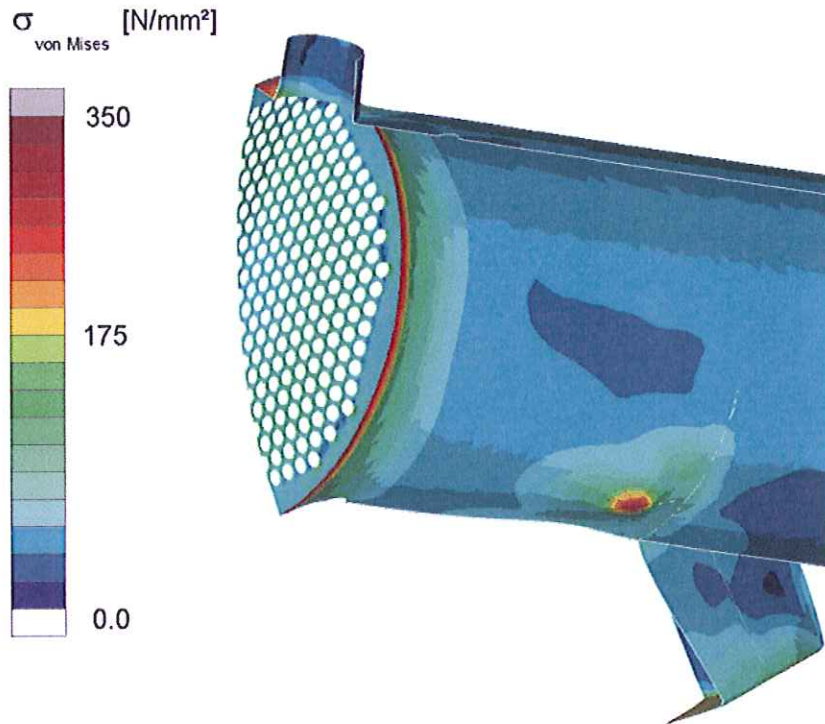


Abbildung 28: Von-Mises Vergleichsspannungen und Verformung eines Abgaswärmeübertragers mit Rohrplatten in Edelstahl mit einer Wanddicke von 70 mm

Zum Vergleich des Verformungsverhaltens zeigt Abbildung 29 die Verschiebungen der Stege einer 5 mm, 15 mm, 30 mm, und 70 mm Rohrplatte zur unverformten Ausgangslage der jeweiligen Platte bei Raumtemperatur

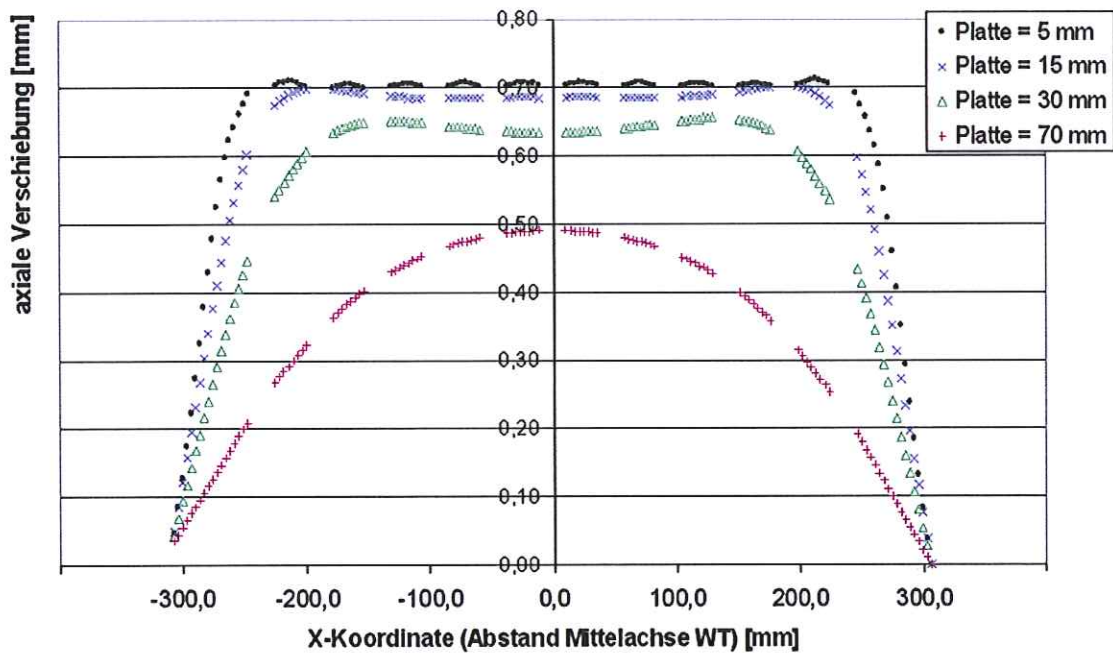


Abbildung 29: Verschiebung an Rohrplatten unterschiedlicher Wanddicke in einem Abgaswärmeübertrager.

Eine Erhöhung der Rohrplattenwandstärke verringert die Absolutwerte der Verschiebungen. Das Gesamtverhalten wird steifer. Die maximale Verschiebung einer 5 mm dicken Rohrplatte von 0,7 mm verringert sich bei einer 70 mm dicken Rohrplatte auf 0,49 mm.

Rohre und Mantel sind hauptsächlich auf Zug/Druck belastet, die Rohrplatte hingegen im Wesentlichen auf Biegung, was im Zusammenbau bei stark ansteigenden Wandstärken nicht zu einer proportionalen Versteifung führt.

Die axialen Verschiebungsverläufe bei Platten von 5 mm bis 30 mm Plattenstärke zeigen ein Verschiebungsmaximum im Randbereich. Der Kernbereich wird etwas weniger verschoben und steht etwas zurück, da über die Schweißverbindung von Rohrplatte und Mantel Kräfte und Momente übertragen werden können. Das aufgrund der Biegesteifigkeit des Mantels aufgebrachte Moment prägt im Randbereich der Rohrplatte eine Neigung auf, die über Krümmung der Platte zur Mitte hin abgebaut werden muss. Die axiale Lage der Schweißnaht kann sich nicht frei einstellen, sondern folgt ebenfalls dem Zusammenwirken von Rohren und Mantel. Daher ergibt sich für dünne Rohrplatten ein Maximum im Randbereich, welches sich mit zunehmender Rohrplattendicke nach innen verschiebt. Der Verlauf der 70 mm Rohrplatte zeigt kein Randmaximum, sondern ein einziges in der Mitte der Rohrplatte.

Das Zusammenwirken von Rohrplatte und Mantel bewirkt eine gegenseitige Spannungsinduzierung der beiden Bauteile. Eine dünne Rohrplatte weist lokal hohe Biegespannungen auf, leitet aber geringe axiale Zugspannungen auf den Mantel über. Eine dicke Rohrplatte weist zwar aufgrund größerer tragfähiger Querschnitte geringere Biegespannungen auf, überträgt aber höhere axiale Zugspannungen und größere Biegespannungen in Plattennähe auf den Mantel. Dieser Zusammenhang lässt auf ein Optimum schließen - einer optimalen Abstimmung zwischen den Wandstärken von Rohrplatte und Mantel.

9.4 Einfluss der Rohrplatte mit realer Geometrie auf Verformung und Spannung bei Auslegungstemperaturen

Zur Berechnung des 3D-Verformungsverhaltens und der 3D-Spannungsverteilung wird im Folgenden das Modell 3a „geometrisch realistische Rohrplatte mit 3D-Rohrmodellierung in Plattenwandnähe“ herangezogen. Hierbei kommt eine elasto-plastische Abbildung des Materialverhaltens zur Anwendung. Als Belastung werden wiederum Oberflächentemperaturen auf Basis der Gas-Auslegungstemperaturen und Wärmeübergangskoeffizienten nach [1] abgeschätzt.

Bauteiltemperaturen		
Mittlere Temperatur Rohre	82	°C
Mittlere Temperatur Mantel	78	°C
abgasseitige Oberflächentemperatur Rohrplatte	127	°C
wasserseitige Oberflächentemperatur Rohrplatte	87	°C

Tabelle 8: nach Schlünder und Gnielsinski [1] abgeschätzte Bauteiltemperaturen zur Analyse der Spannungen im Wärmeübertrager

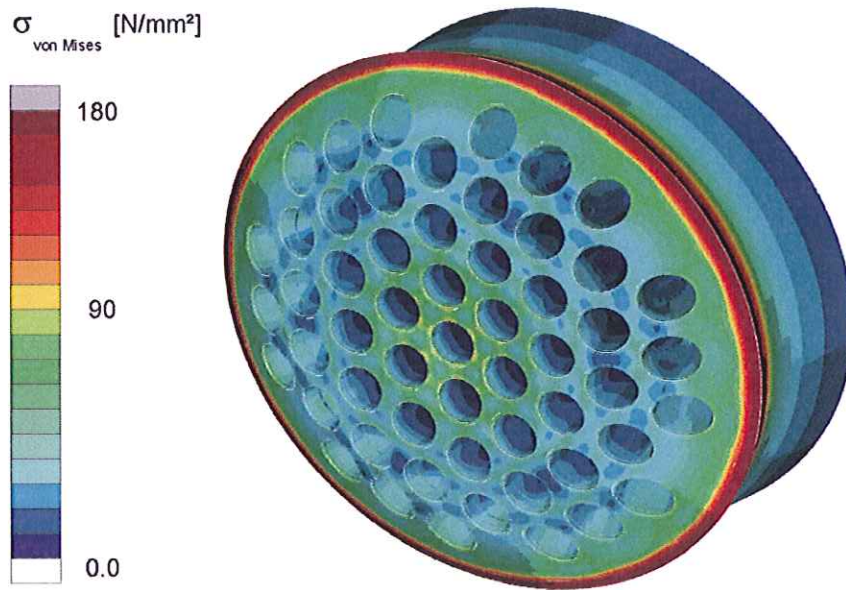


Abbildung 30: Vergleichsspannung bei 8 mm dicker Rohrplatte und Auslegungstemperaturen.
 $T_{min} = 87 \text{ °C}$; $T_{max} = 127 \text{ °C}$

Abbildung 30 zeigt die Vergleichsspannungen einer 8mm dicken Rohrplatte. Ausschließlich im Randbereich ergeben sich Vergleichsspannungen in der Größenordnung der Fließgrenze des Fertigungswerkstoffes 1.4571 von $\sigma_f = 180 \text{ N/mm}^2$. Die höchsten Spannungen im inneren Bereich der heißen Rohrplatte bleiben unterhalb von $\sigma_{vm} = 110 \text{ N/mm}^2$. Plastische Verformung tritt an keiner Stelle des Wärmeübertragers auf.

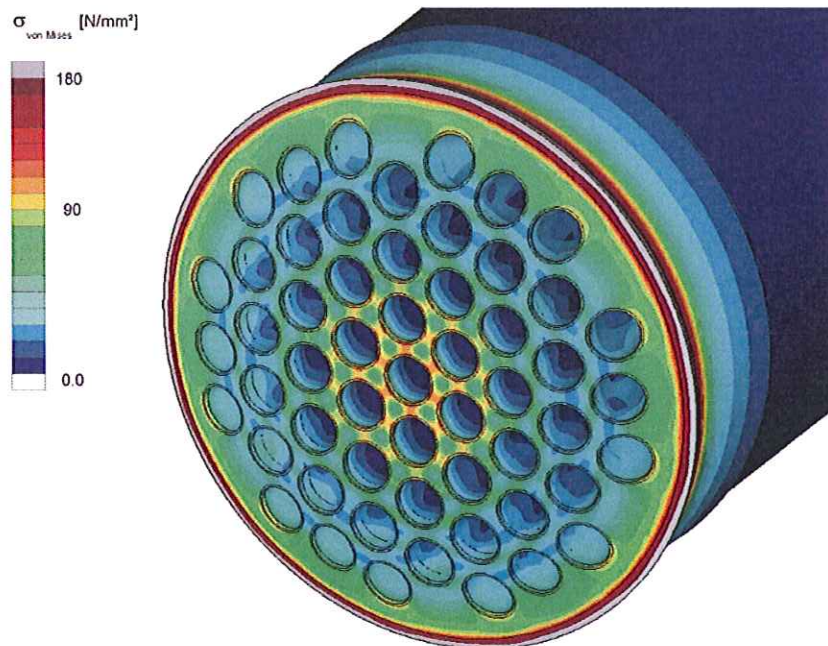


Abbildung 31: Vergleichsspannung bei 8 mm dicker Rohrplatte und Temperaturen aus einer CFD Segmentberechnung. $T_{min} = 104 \text{ °C}$; $T_{max} = 146 \text{ °C}$

Im Unterschied zu den Annahmen aus Tabelle und [1] wird nun die Oberflächentemperatur mit Hilfe einer 3D-CFD-Berechnung unter Verwendung des Modells aus Abbildung 8 und eines K- ϵ Turbulenzmodells ermittelt.

Eine 3D-CFD Berechnung ergibt im Vergleich zu den Auslegungstemperaturen höhere Werte für beide Oberflächen der Rohrplatte. Auf das Strukturmodell 3a des Wärmeübertragers aufgebracht, ergibt sich die Spannungsverteilung gemäß Abbildung 31. Die Spannungen im Randbereich sind denen der Berechnung mit Auslegungstemperaturen sehr ähnlich. Im Gegensatz dazu sind die Spannungen im Kernbereich auf Werte um ca. $\sigma_{vm} = 150 \text{ N/mm}^2$ angestiegen. Plastische Verformung tritt an keiner Stelle im Wärmetauscher auf.

Mit Hilfe der Messdaten aus den Feldversuchen wurde nun das strukturmechanische Berechnungsmodell weiter verbessert. Die Messungen der gasseitigen Oberflächentemperaturen der heißen Rohrplatte lieferten Temperaturen bis $175 \text{ }^\circ\text{C}$. Nimmt man diese Temperaturen als ungünstigsten Fall an, so ergibt sich eine weitaus höhere Beanspruchung der heißen Rohrplatte als nach Auslegungstemperaturen.

Abbildung 32 zeigt die Vergleichsspannung auf Basis der gemessenen Temperaturen.

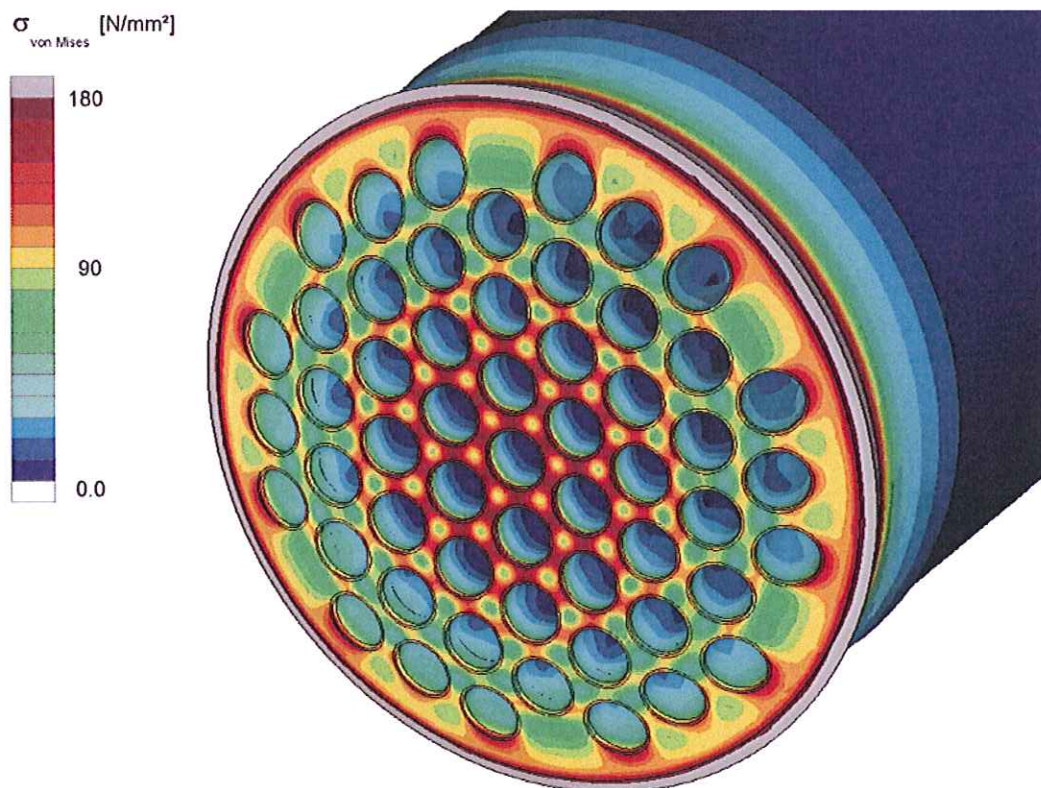


Abbildung 32: Vergleichsspannung bei 8 mm dicker Rohrplatte und Temperaturen an die Feldmessungen angepasst. $T_{min} = 104 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{max} = 175 \text{ }^\circ\text{C}$

Im Vergleich zu den Varianten mit geringerer Oberflächentemperatur zeigt die Analyse große Bereiche auf den Stegen der Rohrplattenmitte mit Vergleichsspannungen nahe der Fließgrenze des Werkstoffes 1.4571.

In Abbildung 33 sind erstmals Zonen mit plastischer Verformung zu sehen. Erwartungsgemäß finden sich die hochbelasteten Bereiche mit plastischen Zonen auf den Stegen.

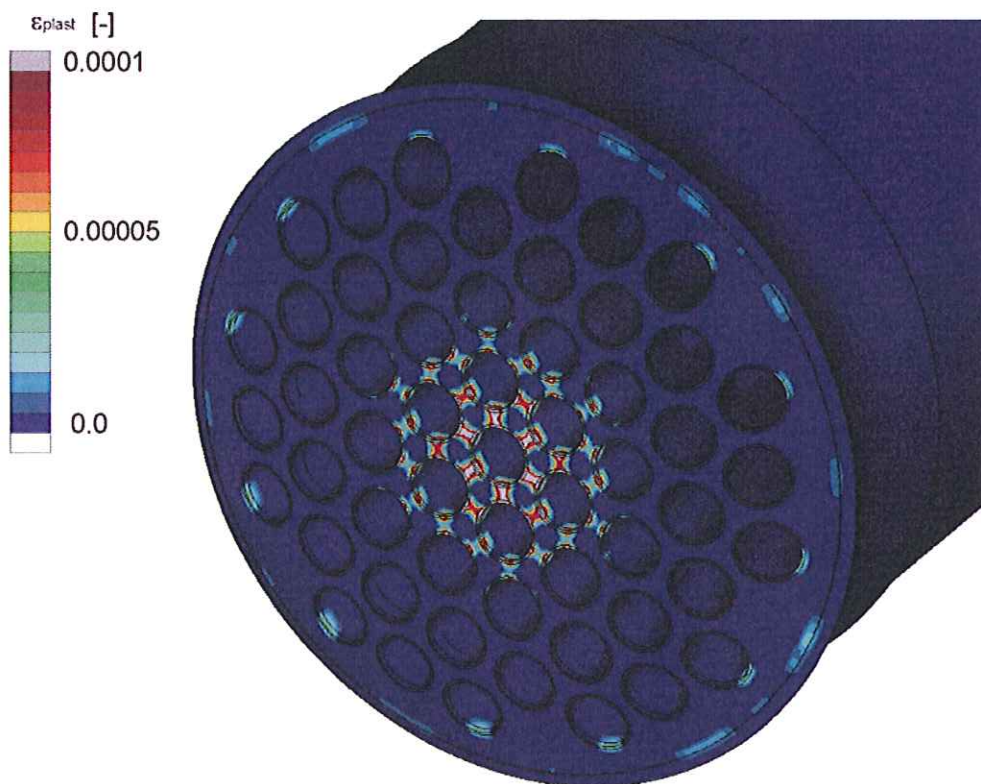


Abbildung 33: plastische Verformung bei 8 mm dicker Rohrplatte und Temperaturen an die Feldmessungen angepasst. $T_{min} = 104 \text{ °C}$; $T_{max} = 175 \text{ °C}$

Aus der stufenweise verbesserten Analyse geht hervor, dass die Materialbeanspruchung in erster Linie von der Temperaturverteilung abhängt, aber auch dass sich die Auslegungstemperaturen erheblich von den gemessenen Temperaturen unterscheiden. Die gasseitige Oberflächentemperatur der Rohrplatte sowie auch die mittlere Temperatur der Rohrplatte werden ihrerseits deutlich von der Rohrplattendicke beeinflusst (Abbildung 23), so dass die Spannungsmaxima durch die Plattenstärke beeinflussbar werden.

Um ein Minimum der Rohrplatten-Materialbeanspruchung zu finden, wird eine Parameterstudie mit variabler Plattendicke durchgeführt.

9.5 Einfluss der Wandstärke auf die Spannungsverteilung

Die Rohrplattensteifigkeit kann sehr einfach über die Änderung der Rohrplattendicke gesteuert werden. Bei dünneren Rohrplatten verringern sich gleichzeitig die maximalen und mittleren Plattentemperaturen aufgrund des sinkenden Wärmewiderstands zum Kühlmedium. Dickere Rohrplatten führen zu höheren Bauteiltemperaturen.

Folgende Aufstellung ordnet den untersuchten Rohrplattendicken die jeweiligen mittleren Oberflächentemperaturen zu:

Plattendicke s	Oberflächentemperatur Gasseite T_{PG}	Oberflächentemperatur Wasserseite T_{PW}
3 mm	112,1 °C	99,2 °C
5 mm	125,1 °C	101,1 °C
6 mm	132,1 °C	102,0 °C
7 mm	139,2 °C	102,8 °C
8 mm	146,6 °C	103,7 °C
9,3 mm	156,4 °C	104,7 °C
10,7 mm	167,4 °C	105,7 °C
12,0 mm	177,9 °C	106,6 °C
16,0 mm	212,5 °C	109,0 °C
24,0 mm	263,8 °C	110,4 °C

Tabelle 9: Zuordnung der Plattenoberflächentemperaturen zur Plattendicke s

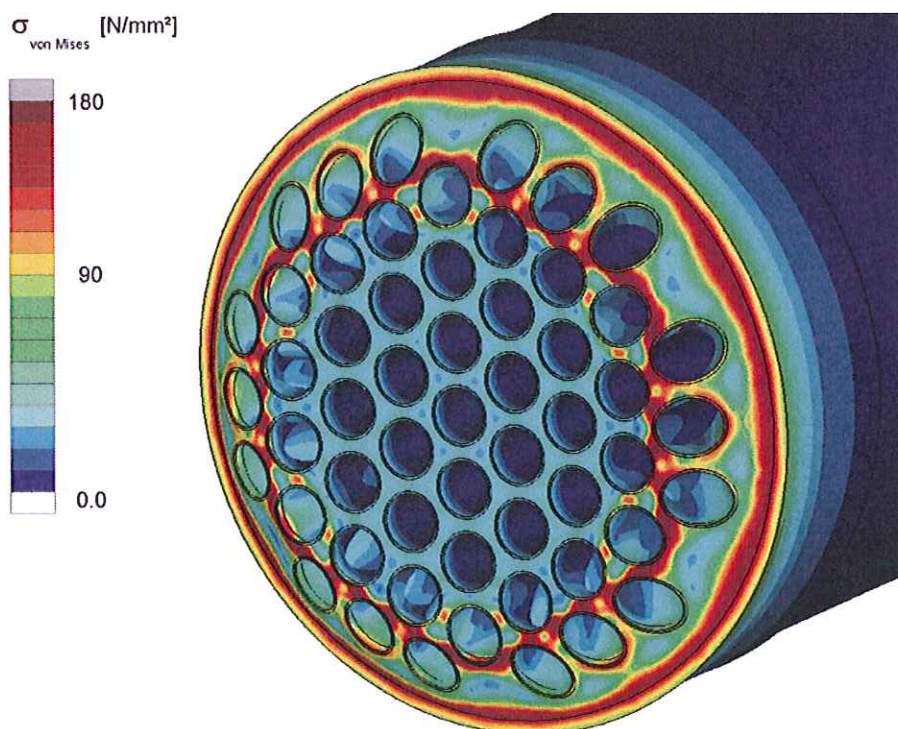


Abbildung 34: Vergleichsspannungsverteilung der heißen Rohrplatte bei einer geringen Rohrplattendicke von 3 mm

Bei einer Rohrplattendicke von 3 mm ergibt sich unter stationären Betriebsbedingungen das in Abbildung 34 dargestellte Vergleichsspannungsfeld. Der Kernbereich der Rohrplatte ist gering belastet. Die Rohre verformen den Kernbereich der Rohrplatte annähernd eben. Die Rohrplatte stellt die Verbindung zwischen Rohren und Mantel her, wodurch sich für den Randbereich eine starke Biegung ergibt. Vergleichsspannungen in der Nähe der äußersten

Rohre liegen teilweise über der Streckgrenze im plastischen Bereich. Der Bereich maximaler Vergleichsspannungen tritt ringförmig über dem kompletten Umfang der Rohrplatte auf.

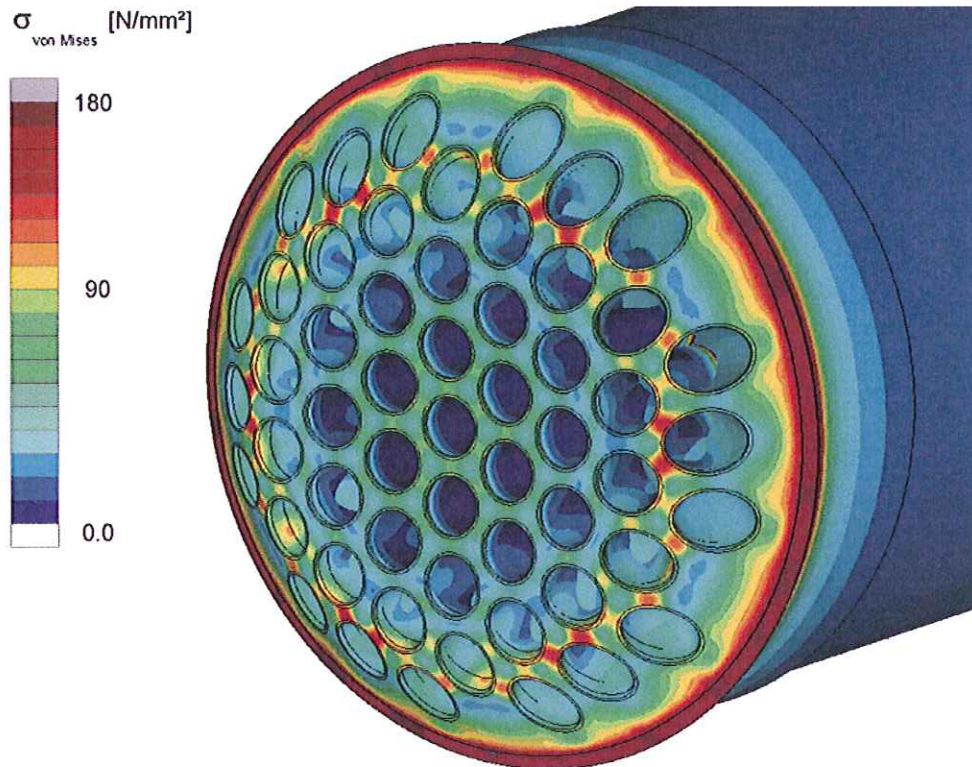


Abbildung 35: Vergleichsspannungsverteilung der heißen Rohrplatte bei einer Rohrplattendicke von 6 mm

Eine Erhöhung der Rohrplattendicke auf 6 mm bewirkt eine steifere Verbindung zwischen Rohren und Mantel. Der Biegebereich verbreitert sich, wobei die maximalen Spannungen zwischen der äußersten Rohrreihe und den nächsten inneren Rohren liegen (Abbildung 35). Die Spannungen im Kernbereich steigen an, da die höhere gasseitige Oberflächentemperatur bei annähernd konstanter mantelseitiger Oberflächentemperatur den Temperaturabfall über die Rohrplatte erhöht. Der über der Rohrplatte anstehende Temperaturgradient würde eine nicht eingespannte Rohrplatte zu einer Kugelkalotte verformen. Dies wird von den thermisch gedehnten Rohren, die sich alle um den gleichen Betrag verlängern, verhindert. Die Zwängung der Rohrplatte in eine Ebene führt dazu, dass die heißere Faser der Rohrplatte, deren Längenänderung unterdrückt wird, eine Druckspannung erfährt. Diese Druckspannung ist umso größer, je kleiner der Querschnitt ist. Folglich finden sich lokale Spannungsmaxima über dem Umfang der Rohrenden in den Stegen zu den benachbarten Rohren.

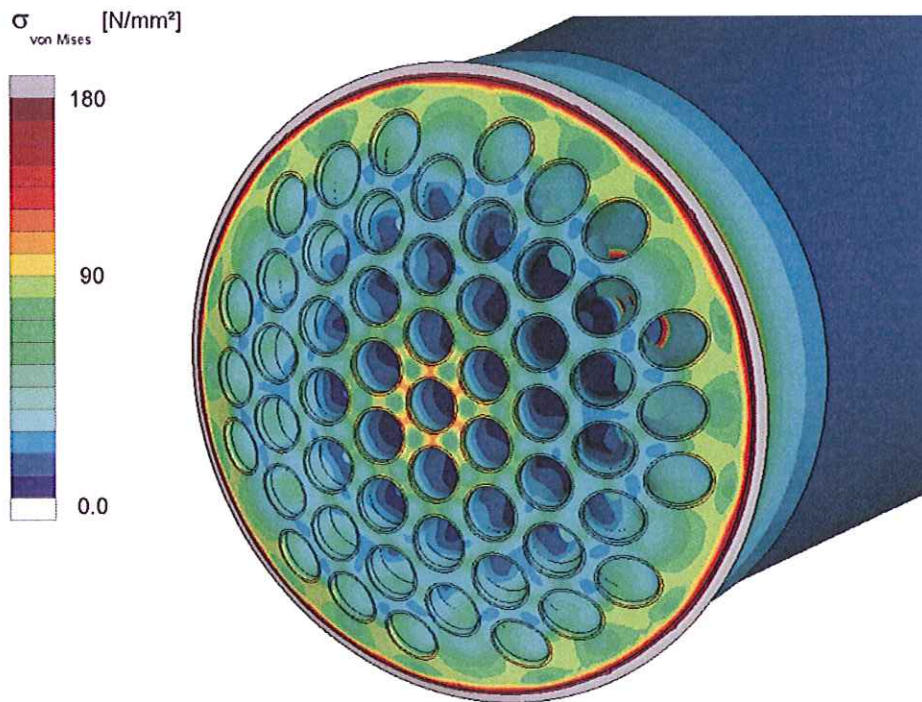


Abbildung 36: Vergleichsspannungsverteilung der heißen Rohrplatte bei einer Rohrplattendicke von 10 mm

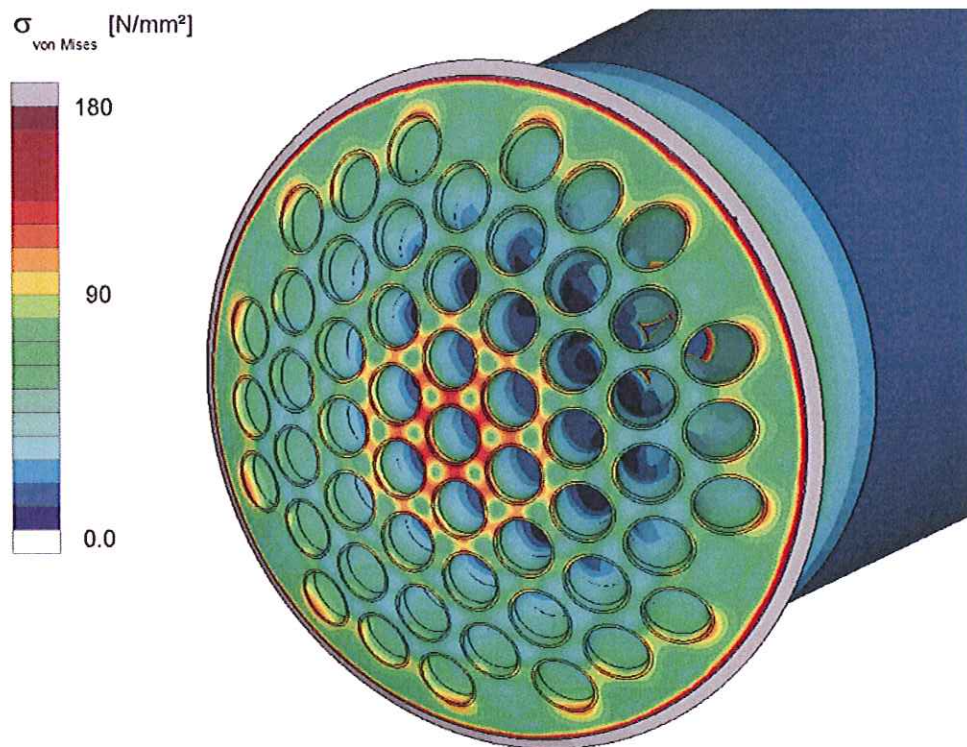


Abbildung 37: Vergleichsspannungsverteilung der heißen Rohrplatte bei einer Rohrplattendicke von 16 mm

Der thermisch weniger gedehnte Mantel überträgt mit Hilfe der Rohrplatte eine Axialkraft auf die Rohre. Die Übertragung der Axialkraft bedeutet eine Biegelast für die Rohrplatte. Je stärker das Bauteil Rohrplatte ausgeführt wird, desto steifer verhält sie sich gegenüber Biegung und desto weiter wird die Axialkraft auf innenliegende Rohre verteilt.

Dieser Effekt führt zu einer Senkung der Vergleichsspannung bei dickeren Rohrplatten im Randbereich. Gleichzeitig erhöht sich aber die Oberflächentemperatur der Rohrplatte auf der Gasseite. Eine freie Verformung zur Kugelkalotte ist nicht möglich. Daher steigen die Spannungen im Inneren an, da dort die Krümmung der Rohrplatte am kleinsten ist und die Verformungsbehinderung um größten.

Die Verschiebung der heißen Rohrplatte lässt sich in eine Starrkörperverschiebung und eine Verformung aufspalten. Bei der Analyse der Materialbeanspruchung ist die Starrkörperverschiebung zu vernachlässigen. Die folgende Abbildung zeigt die Differenz zwischen maximalem und minimalem Verschiebungsvektor der Rohrplattenpunkte. Die Differenz entspricht der maximalen Durchbiegung der Biegelinie bei gedanklich festgehaltenem Rohrplattenrand.

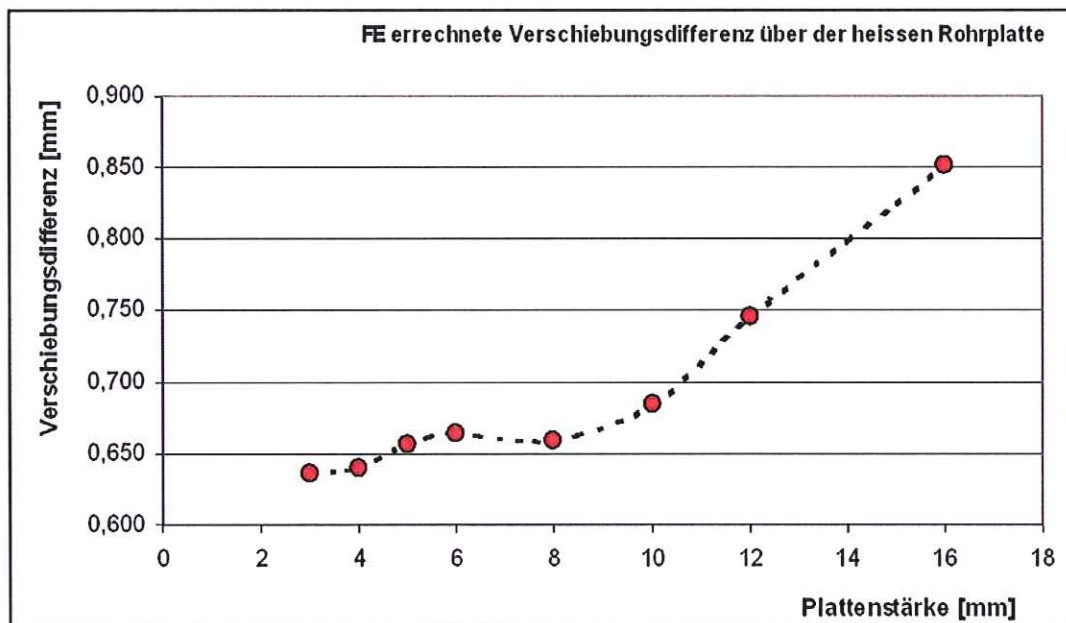


Abbildung 38: Verschiebungsdifferenz auf der heißen Rohrplatten in Abhängigkeit von der Rohrplattendicke

Entgegen der Erwartung, dass bei höherer Steifigkeit der Rohrplatte die Verschiebungsdifferenz sinkt, steigt der Wert mit steigender Rohrplattendicke an. Hier ist erkennbar, dass das Verformungsverhalten weniger von der Steifigkeit der Rohrplatte beeinflusst wird als von den maximalen und mittleren Plattentemperaturen, die ebenfalls von der Rohrplattendicke abhängen. Die größeren Oberflächentemperaturen bei hohen Rohrplattendicken ermöglichen ein größeres Ausbauchen der Rohrplatten und führen so zu größeren Werten der Verschiebungsdifferenz. Eine Unterbrechung der Tendenz liegt zwischen 4 mm und 8 mm. Hier nimmt die Mantelstärke mit $s = 6$ mm Einfluss und unterbricht durch das aufgebrachte Biegemoment die Monotonie der Kurve durch eine künstliche Überhöhung der Verschiebungsdifferenz.

Zur Bewertung der Varianten und zum Vergleich untereinander werden an vier ausgewählten Punkten im Berechnungsgebiet die Vergleichsspannungen ausgewertet und über der Rohrplattendicke aufgetragen. Aus Abbildung 39 kann die Lage der ausgewerteten Punkte S1 bis S4 entnommen werden:

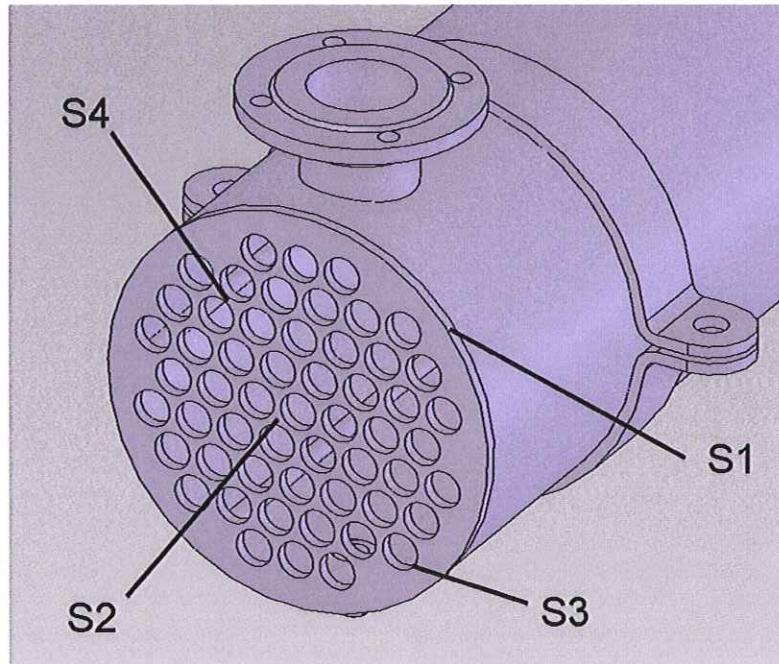


Abbildung 39: Lage der Punkte auf der Rohrplatte, an denen die Vergleichsspannung ausgewertet wurde

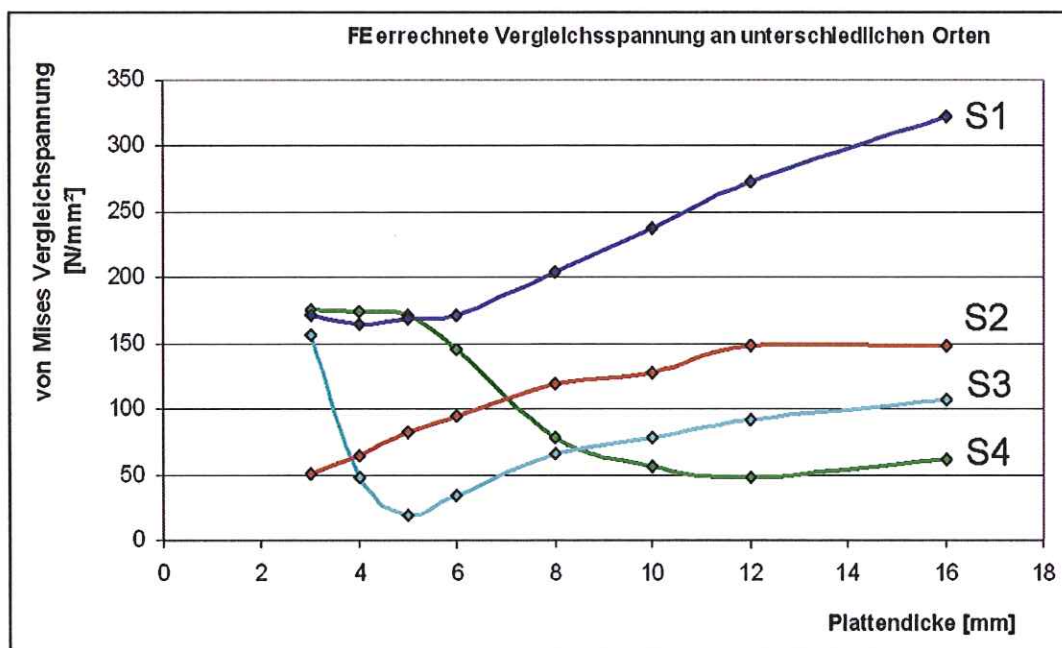


Abbildung 40: Vergleichsspannung einiger charakteristischer Punkte auf der heißen Rohrplatte in Abhängigkeit von der Rohrplattendicke

Die Spannung im Punkt S1 ist von einer Plattendicke $s = 3 \text{ mm}$ bis $s = 6 \text{ mm}$ annähernd konstant und steigt dann bei weiterer Erhöhung der Plattendicke stetig an. Die Vergleichsspannung bei S1 erreicht Werte von ca. 325 N/mm^2 . In der Nähe zum Mantel können die Spannungen die Fließgrenze des Plattenwerkstoffes 1.4571 übersteigen, da der Mantel in der Untersuchung linear elastisch betrachtet wurde. Die Spannung im Punkt S2 steigt aufgrund der ansteigenden gaseitigen Oberflächentemperatur bis zu einer Plattendicke von 12 mm stetig an. Bis zur Plattendicke $s = 16 \text{ mm}$ ist die Vergleichsspannung aufgrund einsetzender plastischer Verformung konstant.

Die betrachteten Punkte S3 und S4 zeigen Minima im Verlauf, wobei die Größenordnung bei kleiner Plattendicke $s = 3 \text{ mm}$ ähnlich ist. Die Spannung im Punkt S3 fällt dann bei steigender Plattendicke deutlich schneller als die Spannung im Punkt S4. Das lokale Minimum der Vergleichsspannung im Punkt S3 liegt bei $s = 5 \text{ mm}$, das lokale Minimum im Punkt S4 liegt bei $s = 12 \text{ mm}$. Die Spannungen in den Punkten S3 und S4 liegen bei Plattenstärken größer 8 mm so niedrig, dass sich dort keine plastischen Verformungen mehr einstellen. Abbildung 41 zeigt den Verlauf der plastischen Dehnung in Abhängigkeit von der Plattendicke an den vier Auswertepunkten:

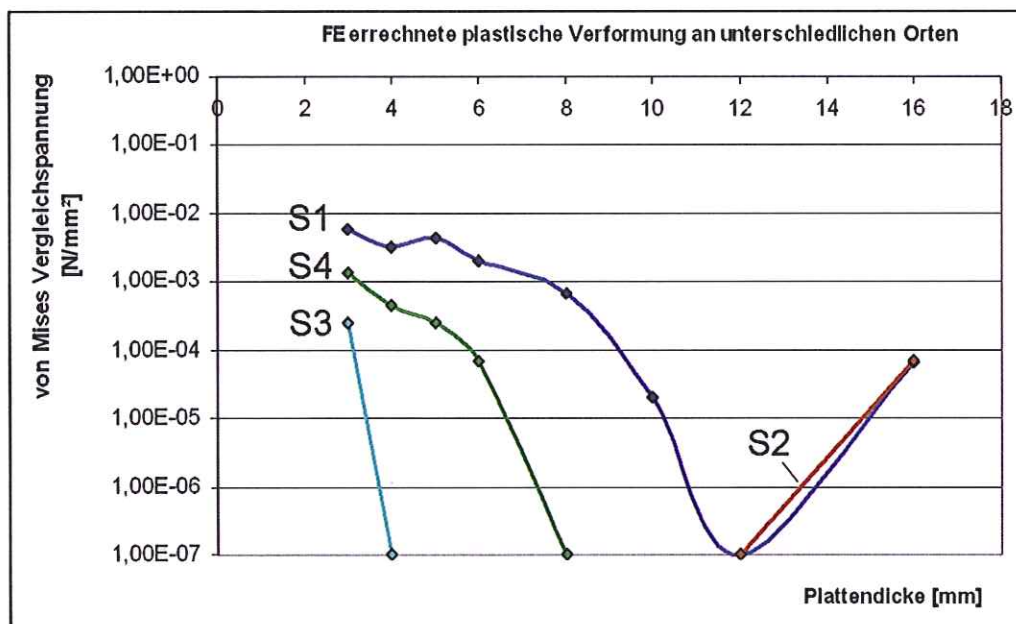


Abbildung 41: plastischer Verformung einiger charakteristischer Punkte auf der heißen Rohrplatte in Abhängigkeit von der Rohrplattendicke

Der Rand der Rohrplatte unterliegt der höchsten Materialbeanspruchung, da die plastische Verformung am größten ist. Bei einer Rohrplattendicke von $s = 12 \text{ mm}$ treten an keinem Punkt plastische Verformungen auf, so dass dieser Wert die optimale Auslegungsgröße der Plattendicke für die untersuchte Baugröße von Wärmeübertragern ist. Für das Wandstärkenverhältnis Rohrplatte zu Wärmeübertragermantel ergibt sich ein Wert von zwei, d.h. die Rohrplatte sollte für diese Baugröße die doppelte Wandstärke im Vergleich zum Mantel haben.

9.6 Variation der Eintrittskammer

Ein wesentlicher Einflussparameter auf die Ausprägung der Strömung in der Eintrittskammer, welche das Abgas den Rohreingängen auf der Rohrplatte zuführt, ist die Länge der Eintrittskammer.

Die Länge der Eintrittskammer kann im numerischen Modell leicht variiert werden. In der realen Konstruktion sind wünschenswerte Wirkungen der Eintrittskammer

- die gleichmäßige Beschickung aller Rohre,
- geringer Druckabfall,
- möglich klein zu bauen,
- geringe Materialkosten und
- einfache Zugänglichkeit zur Rohrplatte im Servicefall oder zur Reinigung.

Der Parameter Eintrittskammerlänge wird daraufhin untersucht und entsprechend Tabelle 1 variiert.

Länge der Eintrittskammer	Abstand des Stutzens zur Rohrplatte	
195,6 mm	78,6 mm	
302 mm	185 mm	
407 mm	290 mm	
512 mm	395 mm	
722 mm	605 mm	

Tabelle 10: Längenvariation der Eintrittskammer sowie der damit konstruktiv verbundene Abstand des Stutzens zur Rohrplatte

Aus den vorgestellten Abmessungen ergibt sich die folgende geometrische Form der Eintrittskammer für die Extremfälle minimale Länge 195,6 mm (Abbildung 42 links) und maximale Länge 722 mm (Abbildung 42 rechts)



Abbildung 42: Minimale und maximale Länge der Eintrittskammer in der Parameterstudie

Hierbei wird bei einer Verlängerung der Eintrittskammer der Eintrittsstutzen mit verschoben, der Abstand zum axial befindlichen Deckel bleibt also konstant.

Untersuchungsziele sind der Druckabfall über die Kammer sowie Rohrbündel und die Massenstromverteilung über alle Rohre. Die Massenstromverteilung wird über die Geschwindigkeitsverteilung ermittelt. Beide Ergebnisse werden einander gegenübergestellt.

Die Ergebnisse der Strömungsberechnung der verschiedenen Eintrittskammern werden im Folgenden anhand ausgewählter Beispiele diskutiert.

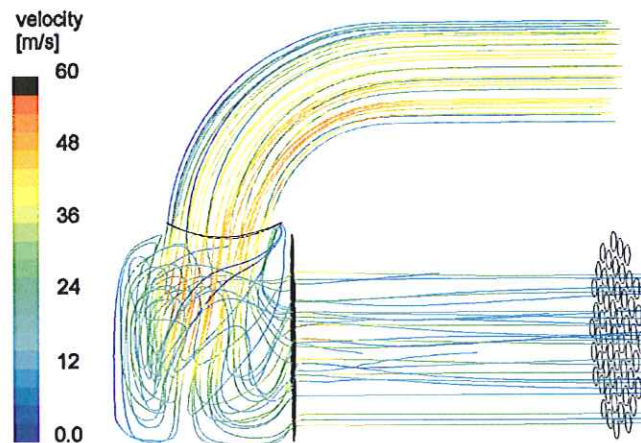


Abbildung 43: Stromlinien in der kurzen Eintrittskammer, die Einfärbungen entsprechen der absoluten Strömungsgeschwindigkeit

Die Strömung in der Eintrittskammer ist dadurch gekennzeichnet, dass die radial eintretende Abgasströmung aufgrund der plötzlichen Querschnittserweiterung vom Krümmer in die Kammer die strömungsführenden Wände des Eintrittsstutzens verlässt und die Kammer in einem Freistrahldurchquert. Aufgrund der Abmessungen der Eintrittskammer, die in der gleichen Größenordnung liegen wie der Durchmesser dieses Freistrahls, kann sich keine typische Freistahlströmung einschließlich Saugbereich ausbilden. Der Strahl trifft gegenüber des Eintrittsstutzens auf den Eintrittskammermantel. Dort teilt sich der Strahl in zwei Strömungsanteile, Ein Teil strömt in Richtung Kammerdeckel, der andere Teil in Richtung Rohrbündel. Die in Abbildung 43 gezeigte kurze Ausführung der Eintrittskammer hat zur Folge, dass beide Strömungsanteile auf kleinem Raum deutlich umgelenkt werden müssen. Ein gegenüber längeren Ausführungen höherer Druckabfall ist zu erwarten.

Abbildung 44 zeigt die im Standardfall real ausgeführte „Design-Länge“.

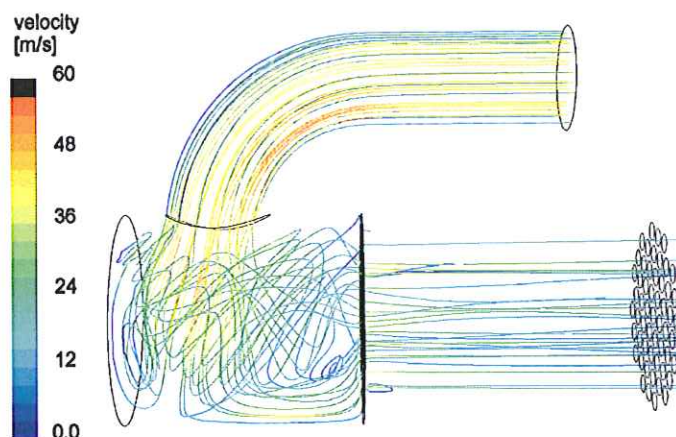


Abbildung 44: Stromlinien in einer Eintrittskammer in Standarddesign-Länge; die Einfärbungen entsprechen der absoluten Strömungsgeschwindigkeit

Die charakteristische Durchströmung der Eintrittskammer mit einem Freistrahл der sich auf dem gegenüberliegenden Mantelblech aufteilt ist identisch mit der Durchströmung der kurzen Eintrittskammer. Das größere Raumangebot sorgt für eine weniger stark umgelenkte Zuströmung der unteren Rohre. Hier zeigen die Stromlinien einen Weg auf, der annähernd Parallel zur Achse der Apparates verläuft. Der zweite Strömungsanteil in Richtung Kammerdeckel zeigt keine verbesserte Strömungsführung durch die Verlängerung der Kammer. Es entstehen deckelnahe Wirbel, die hinsichtlich Druckabfall negativ zu bewerten sind. Auch oberhalb der parallel zur Apparateachse verlaufenden Strömungsanteile sind Wirbel entstanden, die vom Fluid spiralartig durchlaufen werden.

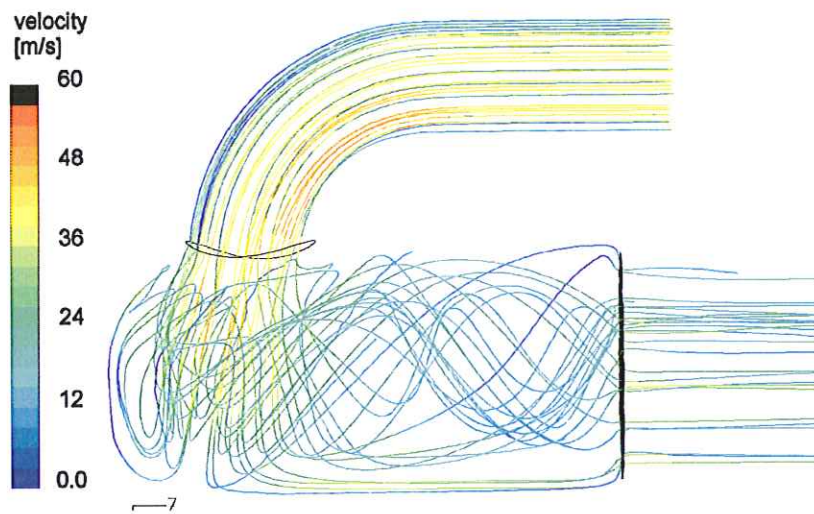


Abbildung 45: Stromlinien in der langen Eintrittskammer; die Einfärbungen entsprechen der absoluten Strömungsgeschwindigkeit

Durch eine weitere Verlängerung der Eintrittskammer gemäß Abbildung 45 bilden sich die deckelnahe Wirbel nicht mehr aus. Die Zuströmung der Rohre mit Ausnahme der untersten Rohrreihe, erfolgt wirbelartig, wobei der Wirbel seine Größe anders als bei der Basisvariante, seine Größe kaum verändert. Hierdurch wird der Weg, den die Fluidteilchen durch die Eintrittskammer nehmen entsprechend der zunehmenden Länge vergrößert. Die Auswertung des Druckabfalls zeigt, inwieweit sich das nachteilig auf den Gesamtdruckabfall auswirkt.

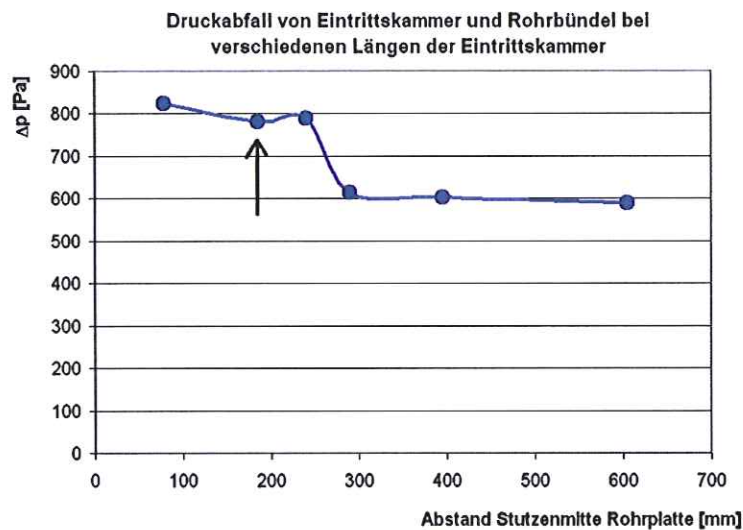


Abbildung 46: Druckabfall über die Eintrittskammer in Abhängigkeit der Kammerlänge. Die mit dem Pfeil gekennzeichnete Größe entspricht der Standardvariante

Eine Verlängerung der Eintrittskammer führt im untersuchten Bereich zu einer Vergleichmäßigung der Strömung und gleichzeitig zu einer Verringerung des Gesamtdruckabfalls. Obwohl die Fluidteilchen eine durchschnittlich längere Strecke zurücklegen müssen, sinkt der Gesamtdruckabfall mit zunehmender Kammerlänge ab. Die zu erwartende Erhöhung des Druckabfalls wird durch die Beruhigung der stark umgelenkten Strömung überkompensiert. Es ist allerdings damit zu rechnen, dass eine weitere Verlängerung der Eintrittskammer den Druckabfall erneut erhöhen wird. Eine Verlängerung über die hier angegebene maximale Länge von $l_{EK} = 620$ mm wurde nicht untersucht, da der untersuchte Bereich die Standardlänge um den Faktor drei übersteigt und eine solche Länge in der Praxis aus Platz und Kostengründen nicht in Erwägung gezogen wird.

Die Abnahme des Gesamtdruckabfalls verhält sich nicht linear zur Verlängerung der Eintrittskammer. Dies spricht für eine charakteristische Änderung im Strömungsverhalten bei Überschreitung eines bestimmten Verhältnisses von Kammerlänge zu Kammerdurchmesser. Aufgrund des eng begrenzten zulässigen Druckabfalls in den Abgasleitungen von Verbrennungskraftmaschinen ist der zulässige Druckabfall neben dem auszukoppelnden Wärmestrom und dem angestrebten Temperaturbereich die entscheidende Auslegungsgröße. Eine Verringerung des Strömungswiderstandes eröffnet die Möglichkeit die Investitionskosten für Wärmeübertrager unter Umständen deutlich zu senken und zwar durch Verwendung längerer Rohrbündel bei kleineren Rohrdurchmessern.

Im Ergebnis wird bei künftigen Auslegungen angestrebt, die minimale Eintrittskammerlänge gerade so groß zu wählen, dass die Verringerung des Druckabfalls gemäß Abbildung 46 (in diesem Fall 300 mm) erreicht wird. Ökonomisch und ökologisch stellt diese Kombination ein Optimum dar zwischen Materialeinsatz und maximalem Motorgesamtwirkungsgrad.

10 Literatur

- [1] *VDI Wärmeatlas*. (Eds: E.-U. Schlünder, V. Gnielinski, et. al.) 9. Auflage. VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2002.
- [2] *Dubbel*. Taschenbuch für den Maschinenbau, (Hrsg.: W. Beitz und K.H. Küttner) 19. Auflage. Springer Verlag 2001.
- [3] *TRD Technische Regeln für Dampfkessel*.
- [4] *AD Merkblätter* (Hrsg.: Verband der Technischen Überwachungs-Vereine e.V.) Carl Heymanns Verlag Köln 2002.
- [5] B. Bourouga.: *Thermal contact resistance at the interface of double tube assembled by plastic deformation*. Elsevier New York 1998.
- [6] M.Z. Abdullah: *Effects of pressure on thermal contact resistance for rough mating surfaces*. ASEAN Journal on Science and Technology for Development. Vol. 18, No. 2 (2001)
- [7] C.V. Madhusudana: *Thermal Contact Conductance*. Springer New York 1996
- [8] J. R. Barber: *The influence of interface thermal contact resistance on the heat transfer performance of a prestressed duplex tube*. Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 29, No. 5, pp. 761-767, 1986
- [9] T. Savtchenko: Numerische Berechnungen und Visualisierung von Geschwindigkeitsfeldern in Rohrbündelwärmetauschern. Chemie Ingenieur Technik (72) Wiley-VCH Weinheim 2000.
- [10] W. Linzer: Wärmespannungen in Rohrböden. Teil 1: Ermittlung der Wärmespannungen an der Verbindungsstelle Rohr-Rohrbodenkonstruktion. VGB-Kraftwerkstechnik Bd 69 Heft 4. 1989.
- [11] K. Strohmeier: Spannungsberechnung im Mantel und in fest eingespannten Rohrplatten von Wärmetauschern. VGB-Kraftwerkstechnik Bd 64 Heft 10. 1984.
- [12] W. Götte: Knowledge-Based planning methods für configuration of tubular heat exchangers. Chemie Ingenieur Technik Bd 68 Heft 11 1996
- [13] G. Ellwanger: Beanspruchungsgerechtes Gestalten von Rohrplatten bei Rohrbündel-Wärmeübertragern. Dissertation Erlangen 1977.
- [14] M. Nadler, W. Nieratschker: Auswirkungen eines fertigungsbedingten Spaltes auf die Temperaturverteilung in Rohrplatten von Wärmeübertragern. Beitrag zum 37. Kraftwerkstechnischen Kolloquium Dresden 2005.