

Markus Mayrhofer

Simulation und Optimierung der reaktiven Strömungen in Öfen für Brandversuche

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technische Universität Graz

Beurteiler:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christoph Hochenauer

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Rene Prieler

Institut für Wärmetechnik

Graz, Februar 2017

Eidesstattliche Erklärung¹

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Statutory declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Graz am, _____

Datum/Date

Unterschrift/Signature

¹Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008; Genehmigung des Senates am 1.12.2008

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand am Institut für Wärmetechnik der technischen Universität Graz. Ich möchte mich besonders beim Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Christoph Hochenauer, für die Möglichkeit der Durchführung meiner Masterarbeit an seinem Institut, bedanken. Dabei konnte ich mir umfangreiche Kenntnisse im Bereich der numerischen Simulation von Strömungs- und Verbrennungsprozessen aneignen, wofür ich sehr dankbar bin.

Ein großer Dank richtet sich an meinen Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Rene Prieler, für die ausgezeichnete Betreuung während der Durchführung dieser Arbeit, sowie den hilfreichen Ratschlägen und Diskussionen von Problemen.

Der größte Dank gilt schließlich meiner Familie und insbesondere meinen Eltern für die unglaublich Unterstützung während meiner gesamten Ausbildung. Durch ihren Rückhalt, wurde das Gelingen dieser Arbeit wesentlich gefördert.

Graz, im Februar 2017

Markus Mayrhofer

Kurzfassung

Titel: Simulation und Optimierung der reaktiven Strömungen in Öfen für Brandversuche

Autor: Markus Mayrhofer

1. Stichwort: Computational Fluid Dynamics (CFD)
2. Stichwort: Verbrennung
3. Stichwort: Optimierung

Brände stellen eine erhebliche Gefahr für den Menschen und die Umwelt dar. Egal ob diese durch Unachtsamkeit, oder aufgrund eines technischen Defektes verursacht werden, erfolgt meist eine sehr rasche Ausbreitung der Flammen mit verheerendem Schaden. Es ist daher von großer Bedeutung Einrichtungen und Baustoffe zu entwickeln, die Brände bereits im Keim ersticken oder zumindest eine weitgehende Eindämmung bewirken. Natürlich kann die Effektivität solcher Systeme während der Entwicklungsphase nur durch experimentelle Untersuchungen bestätigt werden. Für deren Durchführung sind bereits Normen im Gesetz verankert. Leider sind deren Bedingungen relativ grob formuliert, was zu einem großen Spielraum bei der Durchführung von Feuerwiderstandsprüfungen führt. Ein wesentliches Problem in diesem Zusammenhang sind die großen Temperaturdifferenzen am Probekörper, die thermische Spannungen hervorrufen. Im weiteren werden dadurch auch nicht alle Bereiche, des zu prüfenden Bauteils, mit der gleichen Temperaturbelastung beaufschlagt, was zum Übersehen von potentiellen Schwachstellen führen kann. In der vorliegenden Arbeit wurden numerische Simulationen eines Prüfofens, beim Testen von Brandschutzglas, durchgeführt. Es wurde das Ziel angestrebt die Simulation mit Hilfe von Messdaten soweit zu validieren, dass diese dem durchgeführten Versuch möglichst gut wiedergab. Ausgehend von diesem Simulationsmodell wurden Parameter identifiziert, welche ein Optimierungspotential darstellten. Mit Hilfe einer anschließenden Parameterstudie und dem Einsatz von modernen Optimierungsalgorithmen konnte die bestehende Prüfofenkonfiguration optimiert werden. Zur Überprüfung wurde anschließend eine transiente Simulation der Feuerwiderstandsprüfung durchgeführt und mit den Messergebnissen verglichen. Damit konnte eine homogenere Temperaturverteilung bestätigt werden. Abschließende wurde das instationäre Temperaturfeld aus dieser Simulation mit einer FEM Berechnung gekoppelt um die Positionen der größten Verformungen und Spannungen am Prüfkörper zu identifizieren.

Abstract

Title: Simulation and optimization of reactive flows in test furnaces

Author: Markus Mayrhofer

1st Keyword: Computational Fluid Dynamics (CFD)

2nd Keyword: Combustion

3rd Keyword: Optimization

Fires, either caused by technical effects or inadvertence can spread explosively around a working space and the danger they impose on humans and the environment can therefore not be underestimated. It is thus very important to design safety equipment that is capable of curtailing or extinguishing such fires. During the development and research process for such products, it is of course essential to probe and test their effectiveness under controlled circumstances. Unfortunately, the norms prescribed by the legislator are rather broad which leaves some room for interpretations when conducting research in the fire-durability of the tested materials. This may lead to possible weak spots not being identified, as for example the materials behaviour under thermo-stress. During a fire temperatures change dramatically, which may lead to tensions and damage within the materials. The aim of this thesis is to validate the data obtained during tests with fire safety glass and use this data to simulate the tests as accurately as possible. In a further step, parameters, and algorithms with a potential of optimising the fire test procedure were identified and added to the simulation. A transient simulation of the fire resistance test was conducted and the data obtained during these tests compared to the data obtained from the simulation. Finally, the transient temperature field calculated during the simulation was coupled with a FEM calculation to test and localise the fields of biggest thermal stress within the tested material.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	iii
Kurzfassung	iv
Abstract	v
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	2
1.2 Aufgabenstellung	4
2 Theoretische Grundlagen	5
2.1 Prinzip der Verbrennung	5
2.1.1 Thermodynamik der Verbrennung	6
2.1.2 Chemisches Gleichgewicht	10
2.1.3 Reaktionskinetik und Reaktionsmechanismen	11
2.1.4 Nicht-vorgemischte Verbrennung	14
2.2 Grundlagen der Wärmestrahlung	16
2.2.1 Wärmeübertragung durch Gasstrahlung	17
3 Brandversuche und Prüföfen	19
3.1 Feuerwiderstandsprüfungen	19
3.1.1 Brandszenarien	20
3.1.2 Gültigkeitsbereich	21
3.1.3 Beurteilung des Bauteilverhaltens und Klassifizierung	22
3.2 Prüföfen/betrachteter Brandversuch	24
3.2.1 Messeinrichtungen	25
4 Numerische Verfahren	28
4.1 Numerische Simulation chemisch reaktiver Strömungen mittels CFD	28
4.1.1 Grundgleichungen chemisch reaktiver Strömungen	29
4.1.2 Verbrennungsmodelle - Turbulenz/Chemie-Interaktion	32
4.1.3 Wärmestrahlungsmodelle	36
4.1.4 Netzgittererstellung	38
4.1.5 Aufbau des Setups für stationäre Berechnungen	39
4.1.6 Aufbau des Setups für instationäre Berechnungen	41
4.2 Antwortflächenbasierte Optimierung	42
4.2.1 Design of Experiments (DoE)	42
4.2.2 Antwortflächen	43
4.2.3 Optimierungsalgorithmen	51
4.2.4 Aufbau des Optimierungssetups	54

4.3	Gekoppelte CFD/FEM Berechnungen	59
4.3.1	Grundlagen der Finite Elemente Methode (FEM)	60
5	Ergebnisse	62
5.1	Grundlegende Untersuchungen	62
5.1.1	Netzgitterstudie	63
5.1.2	Vergleich unterschiedlicher Turbulenzmodelle	65
5.1.3	Vergleich unterschiedlicher Zeitschrittweiten	67
5.2	Optimierung durch stationäre Simulationen	68
5.2.1	Einfluss der Ofentiefe	68
5.2.2	Einfluss der Umlenkwinkel	73
5.2.3	Einfluss der Brennstoffmassenströme	77
5.2.4	Ergebnisse der Parameterstudie und Optimierung	81
5.3	Transiente Simulation	87
5.3.1	Vergleich des bestehenden Ofens mit der Optimierung	88
5.4	Ausblick gekoppelte CFD/FEM Berechnung	90
5.4.1	Aufbau und Ergebnisse einer One-Way-Koppelung	90
6	Zusammenfassung, Diskussion und Ausblick	93
6.1	Zusammenfassung und Diskussion	93
6.2	Ausblick	94
	Abbildungsverzeichnis	95
	Tabellenverzeichnis	98
	Literatur	99

Nomenklatur

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
<i>Lateinische Symbole</i>		
A	Fläche	$[m^2]$
c	Konzentration	$[kmol/m^3]$
D	Diffusionskoeffizient	$[m^2/s]$
d	Grenzabweichung	
E	Energie	$[J]$
E'_a	Aktivierungsenergie	$[J]$
f	Mischungsbruch	
G	Freie Enthalpie	$[J]$
H	Enthalpie	$[J]$
H_u	Heizwert	$[J]$
$\Delta \dot{H}_r^0$	Reaktionsenthalpiestrom	$[W]$
j	Diffusionsmassenstromdichte	$[cm^{-2}s^{-1}]$
k	Geschwindigkeitskonstante	
K_p	Gleichgewichtskonstante	
L	Tatsächlich vorhandene molare Luftmenge	$[mol_L/mol_B]$
l	Strahlungsweg durch den Gasraum	$[m]$
L_{min}	Stöchiometrische molare Luftmenge	$[mol_L/mol_B]$
R	Gaskonstante	$[J/kgK]$
Q	Wärme	$[J]$
T	Temperatur	$[K]$
I	Strahlungsintensität	$[W/sr]$
t	Zeit	$[s]$
h	Spezifische Enthalpie	$[J/kg]$
c_p, c_v	Spezifische Wärmekapazität	$[J/kgK]$
e	Spezifische innere Energie	$[J/kg]$
$\Delta_R G_m$	Freie Reaktionsenthalpie	$[J]$
M	Molare Masse	$[kg/mol]$
m	Masse	$[kg]$
p	Druck	$[Pa]$
r	Reaktionsgeschwindigkeit	$[kmol/m^3s]$
s	Richtungsvektor	

Tabelle 1: Formelzeichenverzeichnis (Fortsetzung)

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
q	Wärmestromdichte	$[J/kg]$
f	Volumenkraft	
u	Geschwindigkeit	$[m/s]$
\dot{m}	Massenstrom	$[kg/s]$
X	Molenbruch	
n	Stoffmenge	$[mol]$
Y	Massenbruch	
Z	Elementmassenbruch	
V	Volumen	$[m^3]$
S	Entropie	$[J/K]$
S_α	Quellterm der Spezies α	
s	Temperaturabweichung vom Mittelwert	$[K]$
w	Gewichtung	
x	Weg	$[m]$
Y	Spezieskonzentration	
y	Allgemeine Funktion	
z	Tiefenänderung	$[m]$
<i>Griechische Symbole</i>		
α	Reflektierter Strahlungsanteil	
β	Koeffizient	
Γ	Allgemeine Diffusionskonstante	
χ	Skalare Dissipationsgeschwindigkeit	
ϵ	Emissionsverhältnis	
Φ	Allgemeine skalare Größe	
ϕ	Winkel	$[^\circ]$
ρ	Dichte	$[kg/m^3]$
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante	$[W/m^2K^4]$
λ	Luftverhältnis	
τ	Spannungstensor	
ν', ν''	Molarer stöchiometrischer Koeffizient	
ν	Stöchiometrischer Koeffizient	
μ	Dynamische Viskosität	$[kg/ms]$
<i>Indizes</i>		
ad	Adiabat	
F	Brennstoff	
f	Fläche	

Tabelle 1: Formelzeichenverzeichnis (*Fortsetzung*)

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
k	Komponente	
i	Element	
<i>Akronyme</i>		
AP	Antwortpunkt	
CFD	Computational Fluid Dynamics	
DoE	Design of Experiments	
DOM	Discrete Ordinate Model	
DP	Design Point	
EDM	Eddy Dissipation Model	
EDC	Eddy Dissipation Concept Model	
FEM	Finite Elemente Methode	
FGM	Flamelet Generated Manifold	
FVM	Finite Volumen Methode	
KV	Kontrollvolumen	
$MOGA$	Multi Object Generic Algorithm	
PDF	Probability Density Function	
RS	Response Surface	
SFM	Steady Flamelet Model	
TCI	Turbulenz Chemie Interaktion	

1 Einleitung

Die Verbrennung gehört zu den ältesten Technologien der Menschheit. Anfänglich diente sie zur Bereitstellung von Wärme, Zubereitung von Nahrungsmitteln und der Herstellung einfacher Werkzeuge und Jagdwaffen. Im Wandel der Zeit wurde das Prinzip, der chemischen Umsetzung von in der Natur vorkommenden Stoffen zu Wärme, in seinem Anwendungsbereich ständig erweitert und ist sowohl damals, als auch heute aus unserer modernen Gesellschaft nicht mehr wegzudenkenden. Von der treibenden Kraft in Verbrennungsmotoren und Gasturbinen bis hin zur Bereitstellung von Wärme in industriellen Prozessen besitzt diese Technologie einen riesigen Anwendungsbereich. Trotz der vielen Fortschritte ist an diesem Punkt auch auf die potentielle Gefahr, die von Feuer ausgeht, zu verweisen. Blickt man in die Vergangenheit, so stellt man fest, dass große Katastrophen ihre Ursache in dieser Technologie haben und auch gegenwärtige Vorfälle davon ausgehen. Bekannte Beispiele sind die Stadt Rom, welche im Jahre 64 den Flammen zum Opfer fiel und im Jahr 1666 brannten gar vier-fünftel der City of London nieder. Es wird nun langsam klar, dass trotz der großen Vorteile, welche uns die Verbrennung beschert, deren Beherrschung von größter Wichtigkeit ist. Leider sind die Ursachen für Brände oft von menschlichem Fehlverhalten geprägt und lassen sich von technischen Systemen nur mehr schwer oder meistens gar nicht mehr verhindern. Ein Teilbereich des Ingenieurwesens hat es sich daher zur Aufgabe gemacht, Orte an denen die Wahrscheinlichkeit eines Brandes erhöht ist zu identifizieren und diese durch entsprechende Maßnahmen abzusichern. Diese Wissenschaft beschäftigt sich mit der Entwicklung von Baustoffen und Elementen wie Türen, Fenster, Klappen und vielen weiteren Produkten, welche einem Brand standhalten und diesen eingrenzen oder auch löschen. Es ist plausibel, dass die Entwicklung von Brandschutzkomponenten und feuerfester Baustoffen nicht ohne experimentelle Erprobung möglich ist. Erst durch praktische Versuche kann eine Aussage über deren tatsächliche Brandschutzfunktion gemacht werden.



Abbildung 1.1: Großer Brand von London (1666) [1]

1.1 Motivation

Eine große Anzahl an bautechnischen Produkten sind in ihrer Benennung mit dem Präfix "Brandschutz-" versehen und besitzen meistens auch eine entsprechende optische Kennzeichnung. Aufgabe dieser Bauteile ist es, in einem Brandfall Menschenleben zu retten und an den Brand angrenzende Gebäudeteile sowie deren Einrichtungen vor Beschädigung zu schützen bzw. die Brandausbreitung zu verzögern. Oftmals sind in bestimmten Anwendungen derartige Sicherheitseinrichtungen gesetzlich vorgeschrieben. In Abbildung 1.2 sind typische Brandschutzprodukte, die aus dem Alltag bekannt sind, dargestellt.



Abbildung 1.2: Typische Brandschutzprodukte

Aus dem Begriff Brandschutz lassen sich zunächst keine direkten Eigenschaften eines Produktes ableiten, vielmehr ist es ein Überbegriff für einzelne Kriterien. Erst über messtechnisch erfassbare Eigenschaften ist es möglich Produkte zu klassifizieren. In der Produktbeschreibung ist dann genau vermerkt welche Kriterien erfüllt werden müssen. Um darüber eine Aussage machen zu können ist es jedoch notwendig an den entsprechenden Bauteilen eine genormte Feuerwiderstandsprüfung durchzuführen. Der genaue Umfang einer derartigen Bauteilprüfung ist in der ÖNORM festgelegt [4–7]. Die Klassifizierung erfolgt in dem die entsprechenden Bauteile in spezielle Prüföfen eingebaut werden und einer brandähnlichen Belastung ausgesetzt werden. In Abbildung 1.3 ist ein Prüfofen während einer Feuerwiderstandsprüfung von Brandschutzglas dargestellt. Bei diesem Vorgang werden die zu prüfenden Kriterien, wie Austreten von Rauchgasen oder unzulässige Erwärmung überwacht und messtechnisch aufgezeichnet. Die Norm schreibt für die Prüfung einen zeitlichen Verlauf der mittleren Ofentemperatur vor. Über die Größe von Temperaturdifferenz auf der Oberfläche des zu prüfenden Körpers wird jedoch

keine genaue Angabe gemacht. Es hat sich gezeigt, dass in den bestehenden Öfen große Temperaturunterschiede an den Prüfkörpern auftreten. Dieser Umstand ist jedoch suboptimal, da dadurch nicht jeder Bereich die maximale Belastung erfährt und somit mögliche Schwachstellen übersehen werden könnten. Es besteht daher, von den zugelassenen Prüfinstitutionen, schon länger der Wunsch nach einem standardisiertem Ablauf, um solche Streuungen zu verhindern und somit den Einfluss des Prüfers zu kompensieren.

Durch die hohen Temperaturen in einem Brandfall kommt es an den entsprechenden Bauteilen oft zu großen Verformungen, was zu einer Vergrößerung von Spalten bzw. Fugen im Prüfkörper und einem damit verbundenen Verlust der Dichtheit führt. Um diesen Effekt bereits in der Entwicklung von Brandschutzeinrichtungen vorauszusagen, ist es sehr hilfreich durch numerische Berechnungen, wie CFD und FEM, abzuschätzen an welchen Positionen eines Bauteils ein Verlust der Dichtheit auftreten kann. Durch den Einsatz derartiger Werkzeuge ist es möglich den Entwicklungsprozess von Sicherheitseinrichtungen stark zu verkürzen, da bereits während der virtuellen Entwicklung potentielle Problemstellen korrigiert werden könnten. Ein weiterer Vorteil ergibt sich infolge einer geringeren Anzahl an Feuerwiderstandsprüfungen, bis die gewünschten Eigenschaften erreicht werden, was zu einer zusätzlichen Senkung der Entwicklungskosten führt.



Abbildung 1.3: Feuerwiderstandsprüfung von Brandschutzglas

1.2 Aufgabenstellung

Ziel dieser Arbeit ist es, eine genaue Untersuchung des Strömungs- und Temperaturfeldes in einem Prüfofen für Brandversuche, mittels CFD durchzuführen. Im ersten Schritt soll dazu ein Modell aufgebaut werden, dass die im Ofen vorherrschenden Verhältnisse möglichst gut wiedergibt. Es stehen dazu Messdaten eines durchgeführten Brandversuchs, von Brandschutzglas (siehe Abbildung 1.3), für die Validierung, zur Verfügung.

Im zweiten Schritt sollen Optimierungspotentiale des Ofens aufgezeigt und daraus Parameter für den Ofenbetrieb abgeleitet werden. Ausgehend von diesen festgelegten Größen, ist es notwendig parametrisierte Modelle zu erstellen, mit denen anschließend Optimierungen durchgeführt werden. Um dabei die Rechenzeit gering zu halten, ist es wichtig die Modelle stark zu vereinfachen. Das, auf diesem Weg gefundene Optimum soll anschließend durch eine instationäre Berechnung des gesamten Prüfvorgangs mit jener des ursprünglichen Betriebes verglichen und bewertet werden.

Abschließend soll ein Ausblick für die Koppelung einer CFD mit einer FEM Berechnung erarbeitet werden, um die Verformung des Prüfkörpers infolge eines instationären Temperaturfeldes zu bestimmen. Es soll dabei durch den Vergleich mit vorliegenden Messdaten eine erste Tendenz dargestellt werden.

2 Theoretische Grundlagen

Um die Vorgänge in einem Prüfofen besser zu verstehen, wird in diesem Kapitel auf die Theorie der Verbrennung und dem Wärmetransport infolge Wärmestrahlung eingegangen, insbesondere werden die wichtigsten Simulationsmodelle vorgestellt. Die dafür benötigten Grundlagen sind in der Literatur bereits von mehreren Autoren sehr umfangreich aufbereitet worden. Es wird daher nur eine kurze Zusammenfassung der wichtigsten Fakten angeführt. [8–11]

2.1 Prinzip der Verbrennung

Bei einem Verbrennungsprozess werden Brennstoff und Oxidationsmittel (meistens Luft) vermischt und verbrannt. Je nachdem ob zuerst gemischt und dann verbrannt wird, oder ob die Vermischung und Verbrennung gleichzeitig erfolgen, kann die Flamme einem bestimmten Mischungstyp zugeordnet werden. Eine weitere Unterteilung erfolgt nach dem vorliegenden Strömungszustand, in laminar oder turbulent. In Abbildung 2.1 ist diese Einteilung grafisch dargestellt und zu jedem Typ ein Anwendungsfall angegeben. Darüber hinaus gibt es noch die Mischform der teilweisen-vorgemischten Flamme im Übergangsbereich zwischen Vormisch- und nicht-vorgemischten Flammen.[8, 9]

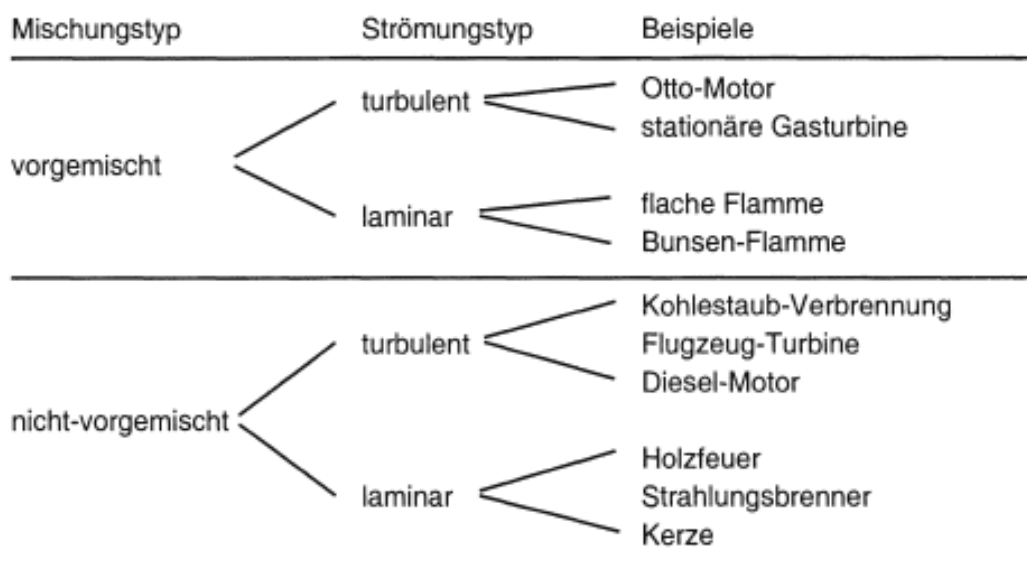


Abbildung 2.1: Flammentypen [9]

Jeder einzelne Typ besitzt dabei unterschiedliche physikalische Eigenschaften:

- **Laminare Vormischflamme**

Brennstoff und Oxidationsmittel sind bereits vor der Verbrennung homogen durchmischt und es liegt ein laminares Strömungsfeld vor. In diesem Zustand wird die chemische Reaktion nicht von den Mischungsvorgängen beeinflusst und es herrscht ein konstantes Äquivalenzverhältnis bzw. Luftverhältnis vor. Die Freisetzung von Wärme ist weniger intensiv als bei entsprechenden turbulenten Flammen. Laminare Vormischflammen werden zur Validierung von Reaktionsmechanismen oder als Grundlage für Modelle verwendet.[8, 9]

- **Laminare nicht-vorgemischte Flamme (Diffusionsflamme)**

Die Verbrennung findet bei nicht-vorgemischten Flammen während der Durchmischung statt. Die Reaktion des Brennstoffs wird dadurch möglich, dass am Rand des laminaren Strahls Umgebungsluft in die Strahlsubstanz diffundiert und mit dieser ein reaktionsfähiges Gemisch bildet. Somit hängt der chemische Umsatz wesentlich vom Durchmischungsgrad ab. Im Gegensatz zur laminaren Vormischflamme liegt hier eine kompliziertere Flammenfront vor, da das Äquivalenzverhältnis Φ den Bereich von 0 bis ∞ abdeckt. Weitere Unterschiede sind eine erheblich kürzere Reaktionszeit als die benötigte Mischungszeit und eine kühler Flamme [8, 9].

- **Turbulente Vormischflamme**

Die Flammenfront brennt bei diesem Typ in einem turbulenten Geschwindigkeitsfeld. Ist die Turbulenz hinreichend gering, kommt es zur Ausbildung von örtlich gekrümmten und gestreckten, laminaren Vormischflammenfronten. Durch diesen Umstand ist es dann möglich die turbulente Vormischflamme als Ensemble vieler kleiner laminarer Vormischflammen zu beschreiben, wie es beim Flamelet-Konzept seine Anwendung findet. Dieser Flammentyp wird immer dann verwendet, wenn eine intensive Verbrennung auf kleinstem Raum stattfindet (ev.: Höhere Verbrennungstemperatur, aber Explosionsgefahr).[9]

- **Turbulente nicht-vorgemischte Verbrennung**

Auch bei diesem Typ brennt die Flammenfront in einem turbulenten Geschwindigkeitsfeld. Sind die hinreichenden Turbulenzbedingungen gegeben, kann ebenfalls das Flamelet-Konzept angewandt werden [9]. In Kapitel 2.1.4 folgt eine genauere Beschreibung dieses Typs.

- **Teilweise vorgemischte laminare oder turbulente Flamme**

Diese Art von Flammen bildet den Übergangsbereich zwischen der Vormischflamme und der nicht-vorgemischten Flamme. Für den laminaren Fall ist die Flamme eines Gasherdes ein guter Anwendungsbereich und für den turbulenten Fall die Verbrennung in einem Dieselmotor.[9]

2.1.1 Thermodynamik der Verbrennung

Bei einem Verbrennungsprozess handelt sich um ein chemisch reaktives System, bei dessen Betrachtung im Gegensatz zu nicht-reagierenden Systemen, eine Vielzahl von unterschiedlichen Komponenten in einer Phase charakterisiert werden müssen.

Der Molenbruch X_k stellt eine mögliche Variante dar und kann in einem homogenen System für jede Spezies definiert werden:

$$X_k = \frac{n_k}{n_{ges}} \quad (2.1)$$

Alternativ besteht die Möglichkeit der Charakterisierung einer Spezies durch den Massenbruch Y_k . Dieser kann analog für jede Komponente k aufgestellt werden, wenn die Molmasse M_k und Molzahl n_k bekannt sind:

$$Y_k = \frac{m_k}{m_{ges}} \quad \text{mit} \quad m_k = M_k n_k \quad (2.2)$$

Letztendlich lassen sich auch Elementmassenbrüche Z_i aufstellen, wobei diese im Gegensatz zu den anderen beiden Varianten vor und nach der Verbrennung unverändert bleiben. Diese Tatsache resultiert aus dem Umstand, dass die Elementmassen m_i während der Reaktion unverändert bleiben.

$$Z_i = \frac{m_i}{m_{ges}} \quad (2.3)$$

Aus der Definition von Molenbruch, Massenbruch und Elementmassenbruch muss sich bei deren jeweiligen Summation die Zahl Eins ergeben:

$$\sum_{k=1}^N X_k = 1 \quad (2.4)$$

$$\sum_{k=1}^N Y_k = 1 \quad (2.5)$$

$$\sum_{i=1}^L Z_i = 1 \quad (2.6)$$

Chemische Reaktion

Die Vorgänge während einer Verbrennung sind im allgemeinen sehr komplex und schwer zu beschreiben. Für ein besseres Verständnis wird zunächst auf die ablaufenden chemischen Reaktionen eingegangen. Man kann bei diesen zwischen zwei Gruppen unterscheiden:

- **Elementarreaktion**

Bei diesem Typ findet der Reaktionsablauf auf molekularer Ebene statt und ist durch reaktive Stöße zwischen den beteiligten Molekülen und Atomen vorgegeben. Die Anzahl der reagierenden Edukte wird auch als Molekularität oder Reaktionsordnung bezeichnet. Die Besonderheit der Elementarreaktion besteht darin, dass sie genau so abläuft wie es die Reaktionsgleichung beschreibt [8]. In der Praxis treten dabei drei Typen auf. Der erste Vertreter dieser Gruppe beschreibt die Umlagerung oder den Zerfall eines Moleküls und wird mit Hilfe einer unimolekularen Reaktion beschrieben. Die typische Reaktionsgleichung

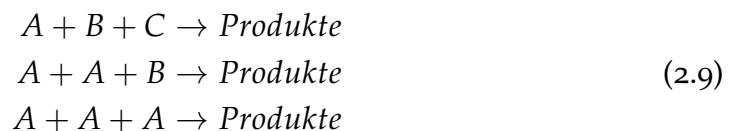
dieses Typs lässt sich wie folgt anschreiben:



Der am häufigsten vorkommende Typ ist die bimolekulare Reaktion. Bei dieser Gattung führt eine Verdoppelung der Konzentration jedes einzelnen Partners zur Verdoppelung der Reaktionsgeschwindigkeit (2.Ordnung).

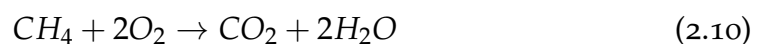


Eine Kombination aus drei Komponenten wird als Trimolekularreaktion bezeichnet, deren typische Vertreter die Rekombinationsreaktionen sind. Noch höhere Ordnungen als drei werden in der Praxis nicht mehr verwendet, da sie technisch irrelevant sind [12].



- **Bruttoreaktion**

Diese Kategorie von Reaktionen beschreibt den globalen Umsatz von Edukten zu Produkten und fasst damit mehrere Elementarreaktionen zusammen. Zwischenprodukte die während der Reaktion auftreten, kürzen sich dabei heraus. Bruttoreaktionsgleichungen werden daher verwendet um die komplexen, in vielen Zwischenschritten ablaufenden chemischen Reaktionen vereinfacht darzustellen [13]. Als Beispiel für eine Bruttoreaktion ist die Verbrennung von Methan in Gleichung (2.10) angeführt, bei welcher die Zwischenprodukte wie CO oder Radikale nicht angegeben sind.



Wird nun ein System mit R chemischen Reaktionen betrachtet, so kann dieses allgemein in der folgenden Form angeschrieben werden:

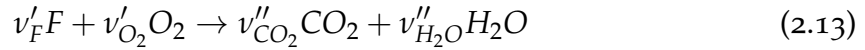
$$\sum_{k=1}^N v'_{kj} \mathcal{M}_k \rightleftharpoons \sum_{k=1}^N v''_{kj} \mathcal{M}_k \quad \text{mit} \quad j = 1 \dots R \quad (2.11)$$

Die molaren stöchiometrischen Koeffizienten der Produkte werden dabei mit v''_{kj} und jene der Edukte mit v'_{kj} bezeichnet. \mathcal{M}_k steht für das chemische Symbol einer Komponente. Aus den molaren stöchiometrischen Koeffizienten lässt sich der stöchiometrische Koeffizient ableiten, welcher angibt ob in einer Reaktion j eine Komponente k erzeugt oder verbraucht wird.

$$v_{kj} = v''_{kj} - v'_{kj} \quad (2.12)$$

Für eine vollständige Verbrennung eines Kohlenwasserstoffes zu CO_2 und H_2O kann die Reaktionsgleichung angeschrieben werden, wobei der Brennstoff mit F

bezeichnet wird:

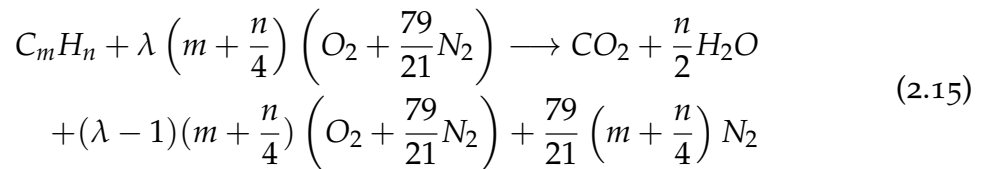


Luftbedarf und Abgaszusammensetzung

Beim Verbrennungsprozess handelt es sich um einen exothermen Vorgang bei dem ein Brennstoff mit Sauerstoff beziehungsweise "Luft" oxidiert wird. Eine wichtige Größe ist dabei das Luftverhältnis λ , welches das Verhältnis von tatsächlich vorhandener Luftmenge zur stöchiometrischen Luftmenge ausdrückt. [14]

$$\lambda = \frac{L}{L_{min}} \quad (2.14)$$

Läuft eine Verbrennung unter Luftmangel ($\lambda < 1$) ab, wird sie als fett bezeichnet, im Fall eines Luftüberschuss ($\lambda > 1$) als mager. Für die Umsetzung von Kohlenwasserstoffen $C_m H_n$ unter mageren Voraussetzungen kann die Bruttoreaktionsgleichung angeschrieben werden, wobei sich bei einer Methan Verbrennung die Faktoren $m = 1$ und $n = 4$ ergeben [14]:



Die molaren stöchiometrischen Koeffizienten sind dabei in Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ dargestellt und können aus der Gleichung (2.15) einfach abgelesen werden.

Adiabate Verbrennungstemperatur

Man unterscheidet bei einem Verbrennungsprozess zwischen Gleichraum- ($V = konst$) und der Gleichdruckverbrennung ($p = konst$). Im weiteren wird nur letztere betrachtet, da diese in der vorliegenden Aufgabenstellung ihre Anwendung findet. Die maximale Verbrennungstemperatur ergibt sich in jenem Fall, bei dem keine Wärmeabfuhr an die Umgebung stattfindet, also bei adiabater Betrachtung ($dQ = 0$). Es kann nun darauf geschlossen werden, dass die adiabate Flammentemperatur T_{ad} , die Temperatur der entstehenden Produkte ist unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten an die Umgebung. Stellt man für ein offenes stationäres System eine Leistungsbilanz auf, so ergibt sich:

$$(\dot{H}_2 - \dot{H}^0)_{Produkte} = - \Delta \dot{H}_r^0 - (\dot{H}_1 - \dot{H}^0)_{Edukte} \quad (2.16)$$

Dabei bezeichnet H^0 die Referenzenthalpie. Die Reaktionsenthalpie $\Delta \dot{H}_r^0$ wird mit dem molaren unteren Heizwert H_u und dem Molenstrom \dot{n}_B des Brennstoffes bestimmt [14].

$$\Delta \dot{H}_r^0 = -\dot{n}_B H_u \quad (2.17)$$

Die Enthalpie der Produkte ergibt sich dann aus der Zusammensetzung des Brennstoffes. Diese ist jedoch eine Funktion der Temperatur T_2 , für die im adiabaten Fall gilt: $T_2 = T_{ad}$. Die adiabate Flammentemperatur ist somit eine Funktion der Luftzahl λ sowie der Temperatur der Reaktanden T_1 [14].

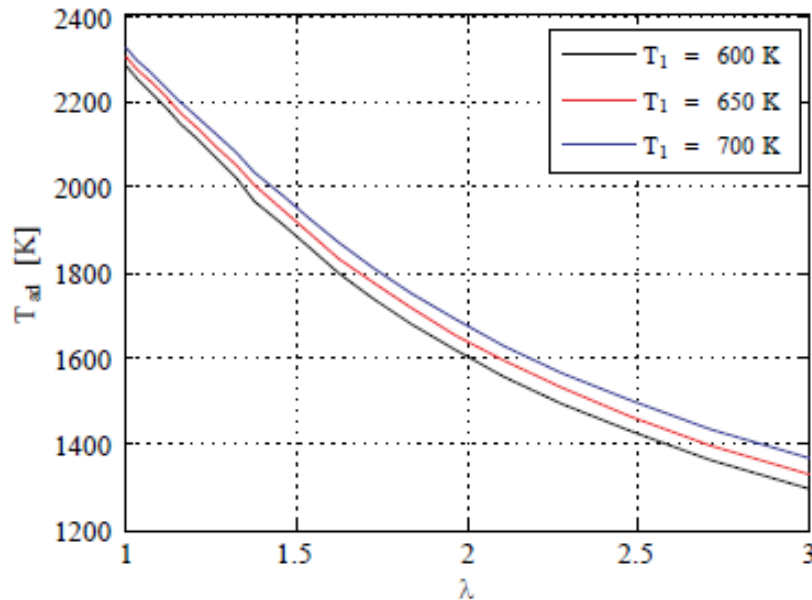


Abbildung 2.2: Abhängigkeit der adiabaten Verbrennungstemperatur vom Luftverhältnis [15]

2.1.2 Chemisches Gleichgewicht

Geht man vereinfachend davon aus, dass die Bruttoreaktionen vollständig ablaufen und alle Edukte zu Produkten reagieren, entspricht dies sehr gut einer vollständigen Verbrennung mit Luftüberschuss. Grundsätzlich kann aber jede chemische Reaktion in beide Richtungen ablaufen, wobei sich nach einer ausreichenden Zeit ein Gleichgewichtszustand einstellt. In diesem Zustand liegt dann ein Reaktionsgasgemisch vor, bei dem sich die chemische Zusammensetzung makroskopisch über der Zeit nicht mehr ändert. Im Gleichgewichtsfall liegen dann auch Zwischenprodukte der Verbrennung vor. Eine Berechnung dieses Falles ist unter der Bedingung, maximaler Entropie im System möglich. Dieses Kriterium kann umformuliert werden, sodass die freie Reaktionsenthalpie ein Minimum sein muss [13]:

$$dS = 0 \quad \rightarrow \quad \Delta_R G_m = 0 \quad (2.18)$$

Die Definition der freien Reaktionsenthalpie für ein System mit i Komponenten lautet somit:

$$\begin{aligned} \Delta_R G_m(T, p) &= \Delta_R G_m^0(T, p^0) + R_m T \sum_i v_{sti} \ln \left(\frac{p_i}{p^0} \right) \\ &= \Delta_R G_m^0(T, p^0) + R_m T \ln \prod_i \left(\frac{p_i}{p^0} \right)^{v_{sti}} \end{aligned} \quad (2.19)$$

Setzt man nun $\Delta_R G_m(T, p) = 0$, so kann umgeformt werden:

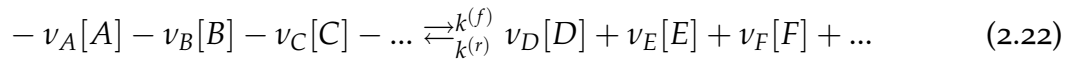
$$\frac{\Delta_R G_{mi}^0(T, p^0)}{R_m T} = \ln \prod_i \left(\frac{p_i}{p^0} \right)^{\nu_{sti}} = \ln K_p \quad (2.20)$$

Umgeformt auf die Gleichgewichtskonstante K_p ergibt sich:

$$K_p(T) = e^{\frac{\Delta_R G_{mi}^0(T, p^0)}{R_m T}} = \prod_{i=1}^k \left(\frac{p_i}{p^0} \right)^{\nu_{sti}} \quad (2.21)$$

2.1.3 Reaktionskinetik und Reaktionsmechanismen

In vielen Fällen wird die benötigte Zeit zur Erreichung des chemischen Gleichgewichtes unterschritten. Infolge dieses Umstandes kann der Reaktionsfortschritt nur durch Betrachtung der Reaktionskinetik erfolgen, wobei die Reaktionsgeschwindigkeiten der Einzelreaktionen berücksichtigt werden müssen. Für diese Betrachtung wird von einer allgemeinen Reaktion ausgegangen:



Dabei sind A, B, C, \dots die Edukte und D, E, F, \dots die Produkt der Reaktion. ν_i ist die jeweilige Konzentration des Stoffes. Ausgehend von den dazugehörigen Geschwindigkeitskoeffizienten $k(f)$ und $k(r)$ können die Konzentrationen der Komponenten nach einer gewissen Zeit berechnet werden.

Reaktionsgeschwindigkeit und Geschwindigkeitskoeffizient

Die Geschwindigkeit mit der ein Stoff einer chemischen Reaktion umgesetzt wird, also erzeugt oder verbraucht wird, heißt Reaktionsgeschwindigkeit r . Sie ist definiert als Umsatzrate eines Stoffes pro Volumen:

$$r = \frac{1}{\nu_j} \frac{1}{V} \frac{dn_j}{dt} \left[\frac{\text{kmol}}{\text{m}^3 \text{s}} \right] \quad (2.23)$$

Liegt der Sonderfall einer volumenerhaltenden Reaktion vor, so kann die Reaktionsgeschwindigkeit einer Spezies mit der Vereinfachung $n_j = V c_j$ umgestellt werden:

$$r_j = \frac{dc_j}{dt} \quad (2.24)$$

Für die Bestimmung der Reaktionsgeschwindigkeit in realen Systemen, muss aufgrund deren Komplexität ein empirischer Ansatz verwendet werden:

$$\frac{\partial c_i}{\partial t} = -k \prod c_i^{a_i} \quad (2.25)$$

Dabei wird die Geschwindigkeitskonstante k und der Exponent a_i verwendet. Für den Stoff A kann man die Reaktionsgeschwindigkeit in folgender Form angeben:

$$\frac{d[A]}{dt} = -k^{(f)}[A]^a[B]^b[C]^c \dots \quad (2.26)$$

Der Faktor $k^{(f)}$ wird als Geschwindigkeitskoeffizient bezeichnet und weist eine starke Temperaturabhängigkeit auf. Die Exponenten a, b, c, \dots entsprechen den Reaktionsordnungen. Beide Größen sind empirisch zu bestimmen. Sind gewisse Spezies in einem System im Überschuss vorhanden, kann mit der Annahme konstanter Konzentrationen der Geschwindigkeitskoeffizient zusammengefasst werden:

$$\frac{d[A]}{dt} = -k[A]^a \quad \text{mit} \quad k = k^{(f)}[B]^b[C]^c \quad (2.27)$$

Durch die Integration von Gleichung 2.27 kann der zeitliche Verlauf der Konzentration einer Spezies A bestimmt werden. Es ist natürlich auch möglich die Reaktionsgeschwindigkeit der Rückreaktion zu beschreiben:

$$\frac{d[A]}{dt} = -k^{(r)}[D]^d[E]^e[F]^f \dots \quad (2.28)$$

Im Fall eines chemischen Gleichgewichtes laufen Hin- (f) und Rückreaktion (r) gleich schnell ab. Durch Gleichsetzen und Umformen der Gleichungen (2.26) und (2.28) kann die Gleichgewichtskonstante der Reaktion dargestellt werden. Diese lässt sich aus den thermodynamischen Daten bestimmen.

$$\frac{d[A]}{dt} = -k^{(f)}[A]^a[B]^b[C]^c \dots + k^{(r)}[D]^d[E]^e[F]^f \dots = 0 \quad (2.29)$$

$$K_c = \frac{k^{(f)}}{k^{(r)}} = \frac{[D]^d[E]^e[F]^f \dots}{[A]^a[B]^b[C]^c \dots} = \exp(-\Delta_R F^0 / R_m T) \quad (2.30)$$

Temperaturabhängigkeit der Geschwindigkeitskoeffizienten

Der Geschwindigkeitskoeffizient weist eine starke nicht-lineare Abhängigkeit von Temperatur und Druck auf. Die erste Beschreibung dieses Zusammenhanges wurde von Arrhenius aufgestellt:

$$k = A \exp\left(-\frac{E'_a}{R_m T}\right) \quad (2.31)$$

In Gleichung (2.31) steht E'_a für die Aktivierungsenergie, die eine Energieschwelle darstellt, die zur Initiierung der Reaktion überwunden werden muss. Ihr maximaler Wert kann den Bildungsenergien entsprechen.

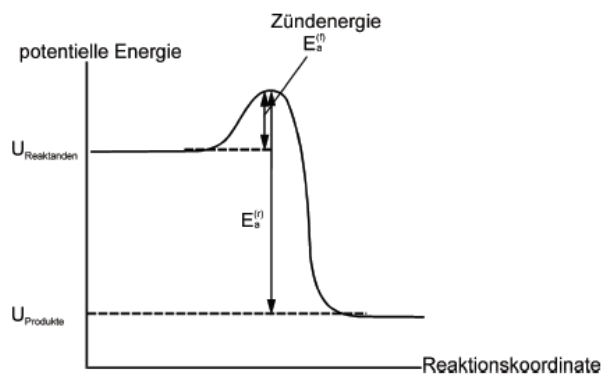
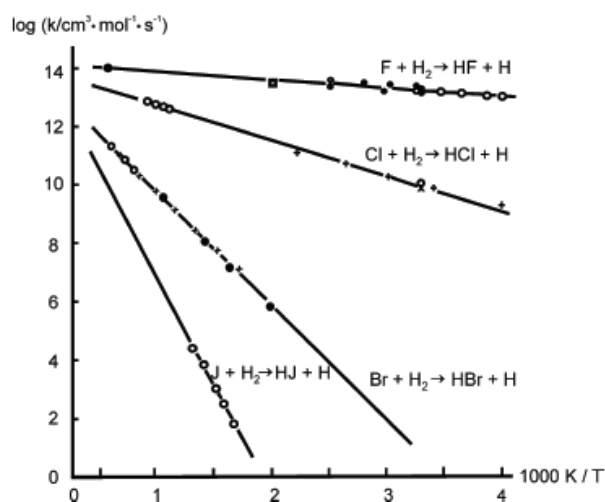


Abbildung 2.3: Energiediagramm einer chemischen Reaktion [9]

Durch genaue Messungen stellte sich heraus, dass der präexponentielle Faktor A eine leichte Temperaturabhängigkeit besitzt. Dieser Umstand kann durch eine Modifizierung der Arrheniusgleichung berücksichtigt werden:

$$k = A'T^b \exp\left(-\frac{E'_a}{R_m T}\right) \quad (2.32)$$

Abbildung 2.4: Temperaturabhängigkeit von k [9]

Reaktionsmechanismus

Reale Vorgänge setzen sich meist aus einer Folge vieler Elementarreaktionen zusammen, welche das beobachtete Verhalten einer Reaktion wiedergeben. Bei dieser Betrachtung treten zumeist sehr viele Zwischenprodukte auf, sodass sich mehrere tausend Gleichungen ergeben können. Eine Berechnung ist dann nur mehr numerisch möglich. Die Gesamtheit dieser Reaktionsgleichungen wird dann als Reaktionsmechanismus bezeichnet. Wie gut dieser die Realität wiedergibt kann nicht verifiziert werden. Um die Berechnung zu erleichtern können jedoch vereinfachende Annahmen getroffen werden, die im folgenden angegeben sind:

- **Quasistationarität**

Wird bei einer Zwei-Schritt Reaktionsfolge $S_1 \rightarrow S_2 \rightarrow S_3$ das Zwischenprodukt um einige Größenordnungen schneller verbraucht als gebildet, ergibt sich ein quasistationärer Zustand. Das allgemeine Differentialgleichungssystem lautet dafür:

$$\frac{d[S_1]}{d\tau} = -k_{S1}[S_1] \quad \frac{d[S_2]}{d\tau} = k_{S1}[S_1] - k_{S2}[S_2] \quad \frac{d[S_3]}{d\tau} = k_{S2}[S_2] \quad (2.33)$$

Mit der Annahme das die Konzentration von S_2 konstant bleibt, ergibt sich:

$$\frac{d[S_3]}{d\tau} = k_{S1}[S_1] = -\frac{d[S_1]}{d\tau} \quad \text{mit} \quad \frac{d[S_2]}{d\tau} = 0 \quad (2.34)$$

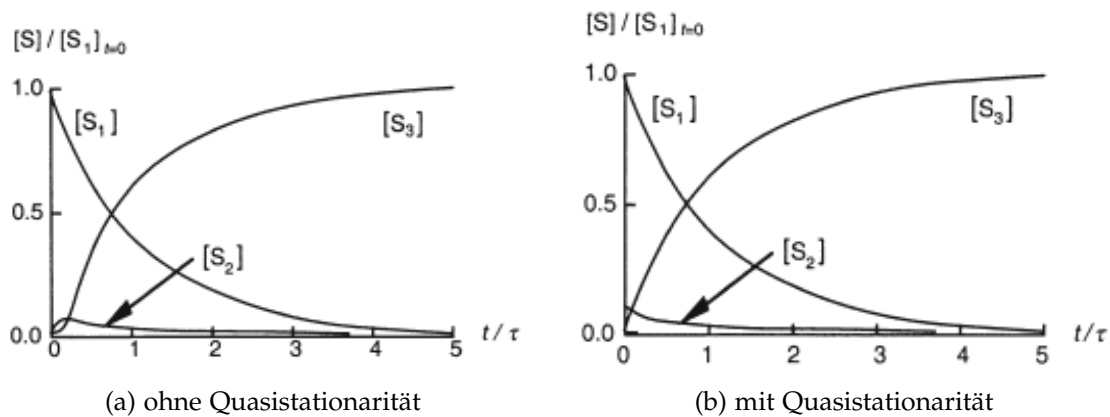


Abbildung 2.5: Quasistationarität [9]

- **Partielles Gleichgewicht**

Sind die Hin- und Rückreaktionsgeschwindigkeiten einer Teilreaktion sehr hoch, kann der Reaktionsmechanismus vereinfacht werden indem die Konzentrationen der betreffenden Reaktionspartner nach dem chemischen Gleichgewicht berechnet werden.

2.1.4 Nicht-vorgemischte Verbrennung

In dieser Arbeit wird ein Verbrennungssystem untersucht, welches zum Typ der nicht-vorgemischten Verbrennung gehört. Es wird daher etwas genauer auf diesen Typ eingegangen. Dabei werden Brennstoff sowie Oxidationsmittel gezielt zusammengebracht und durch Diffusion in der Reaktionszone (siehe Abb. 2.6b) vermischt. Gleichzeitig findet die Verbrennung statt, bei welcher der chemische Umsatz wesentlich von der Durchmischung abhängt. Die sich dabei ausbildende Reaktionszone zwischen unverbranntem Brennstoff und Luft einer Freistrahldiffusionsflamme ist in Abbildung 2.6 dargestellt.

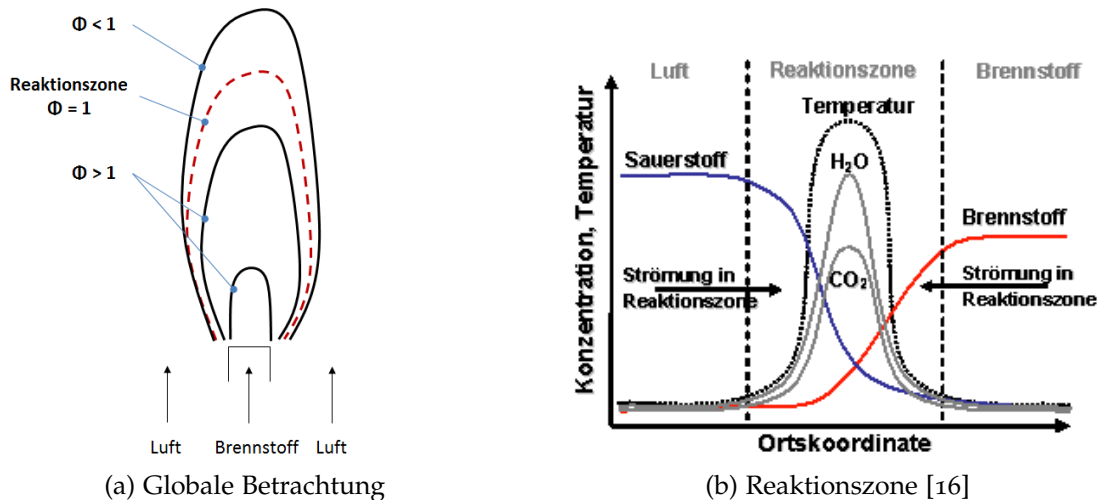


Abbildung 2.6: Nicht-vorgemischte Flamme

Mischungsbruch

Die einfachste Möglichkeit eine nicht-vorgemischte Flamme zu beschreiben ist mit der Verwendung des Mischungsbruches gegeben. Diese Methode wurde von Burke und Schumann mit den Annahmen einer Ein-Schritt-Reaktion, unendlich schneller Chemie und dem Wegfall einer Rückreaktion vorgeschlagen. Es ist damit der Vorteil gegeben, dass im Gegensatz zur Beschreibung der Reaktionszone mit dem Äquivalenzverhältnis, bei welcher der Wert in der Brennstoffzone unendlich annehmen kann, der Wertebereich von Null bis Eins ausreichend ist.

$$f = \frac{Z_i - Z_{i,ox}}{Z_{i,fuel} - Z_{i,ox}} = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{fuel} + \dot{m}_{ox}} \quad (2.35)$$

$$Z_i = \sum_{j=1}^S \mu_{i,j} Y_j \quad \text{mit} \quad Y_i = \frac{m_i}{\sum m_i} \quad i = 1, \dots, M \quad (2.36)$$

$Z_{i,ox}$ und $Z_{i,fuel}$ sind die Elementmassenbrüche in der Oxidator- und der Brennstoff-zuströmung. $\mu_{i,j}$ der Massenanteil eines Elementes i im Stoff k . S ist die Anzahl der Stoffe und M die Anzahl der Elemente. Die Definition des Mischungsbruch bietet den Vorteil, dass die Anzahl der Elemente vorgegeben ist und konstant bleibt, d.h. die Elementmassenbrüche werden weder durch konvektive, noch durch chemische Prozesse geändert. Mit der Annahme gleicher Diffusivität aller Komponenten ist die Gleichung des Mischungsbruchs für jedes Element gleich. Die Verbrennung ist somit zu einem Mischungsproblem vereinfacht und die Reaktionszone ist unendlich klein. Es ergibt sich dann ein linearer Zusammenhang zwischen Massenbrüchen und dem Mischungsbruch, welcher in Abbildung 2.7a dargestellt ist. Liegt jedoch endlich schnelle Chemie mit Zwischenprodukten und Gleichgewicht vor, wie in Abbildung 2.7b angeführt, verliert der lineare Zusammenhang seine Gültigkeit [8, 12].

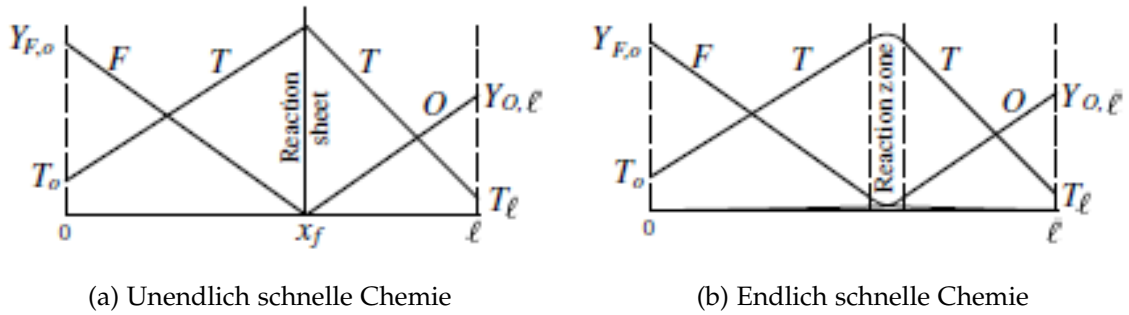


Abbildung 2.7: Temperatur und Konzentrationsprofile bei nicht-vorgemischter Verbrennung [17]

2.2 Grundlagen der Wärmestrahlung

Der Begriff Wärmestrahlung wird zur Beschreibung des Wärmetransports durch elektromagnetische Wellen verwendet. Die Besonderheit dieses Effekts besteht darin, dass die Wärmeübertragung an kein Medium gebunden ist und daher auch im Vakuum möglich ist. Hat ein Körper eine positive thermodynamische Temperatur, emittiert er Strahlung in einem Wellenlängenbereich von $0,4$ bis $10^2 \mu\text{m}$ an seine Umgebung. [11, 18]

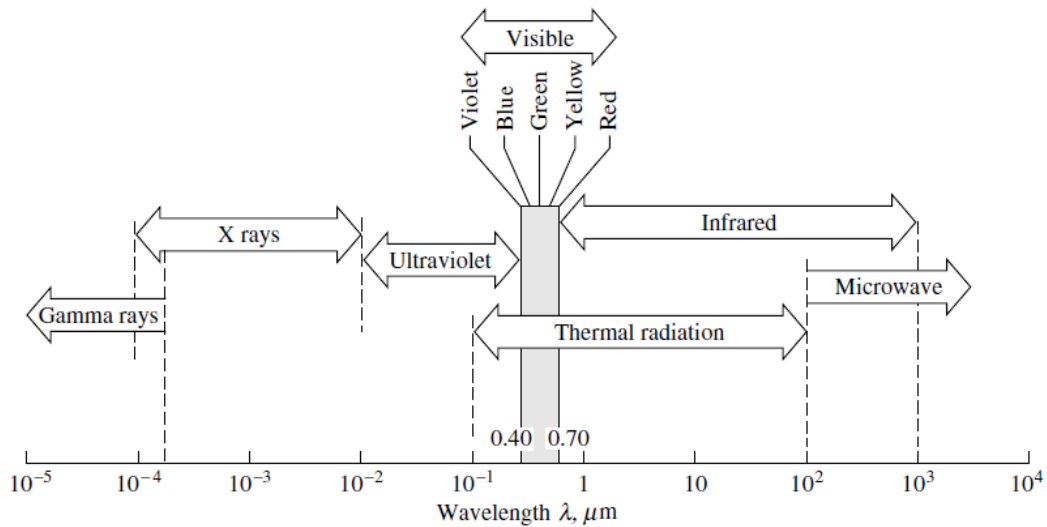


Abbildung 2.8: Spektrum der elektromagnetischen Wellen [18]

Trifft die Strahlung auf einen Körper, so werden bestimmte Teile absorbiert (α), reflektiert (ρ) und transmittiert (τ). Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 2.9 dargestellt. Die Größe der jeweiligen Anteile hängt stark von Material, Oberflächenbeschaffenheit und Temperatur ab.

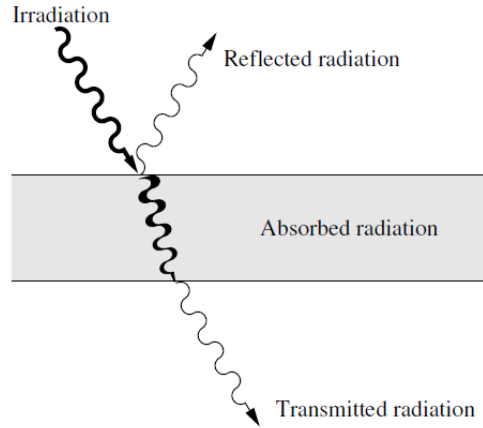


Abbildung 2.9: Absorption, Transmission und Reflexion von Strahlung [19]

Aus der Energieerhaltung gilt für diesen Zusammenhang:

$$\alpha + \rho + \tau = 1 \quad (2.37)$$

Im Unterschied zu allgemeinen Körpern, ist nur ein sogenannter schwarzer Körper in der Lage die maximale Strahlungsintensität, bei gleicher Temperatur, auszusenden. Die geringere Intensität realer Körper wird durch das Emissionsverhältnis ϵ beschrieben. Mit dem Plank'schen Strahlungsgesetz kann schließlich die Wärmestromdichte eines realen "grauen" Körpers bestimmt werden:

$$\dot{q} = \epsilon \sigma T^4 \quad (2.38)$$

2.2.1 Wärmeübertragung durch Gasstrahlung

Ähnlich wie ein Festkörper sind auch Gase, mit drei oder mehr Atomen, in der Lage Strahlung zu absorbieren und emittieren. Ein- und zweiatomige Gase sind für Wärmestrahlung durchlässig und werden auch als diatherm bezeichnet. Die Besonderheit der Gasstrahlung liegt in den engen Wellenlängenbereichen (Banden), in welchen Strahlung emittiert oder absorbiert wird. Der Wärmetransport zwischen einem Gas und einer Wand kann mit Gleichung (2.39) berechnet werden, wobei C_s die Strahlungskonstante eines schwarzen Körpers ist, α_{gW} ist das Absorptionsverhältnis des Gases bei Wandtemperatur und ϵ_g das Emissionsverhältnis des Gases.

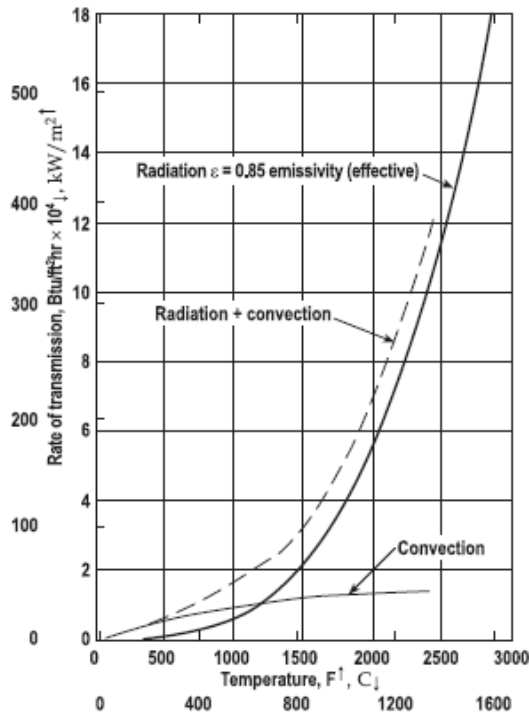
$$\dot{Q}_{gW} = \frac{\epsilon_w \sigma A}{1 - (1 - \epsilon_w)(1 - \alpha_{gW})} \left[\epsilon_g T_g^4 - \alpha_{gW} T_W^4 \right] \quad (2.39)$$

Wird die Wärmestrahlung in einer CFD Berechnung berücksichtigt, kann im Allgemeinen von einer stark erhöhten Rechenzeit ausgegangen werden. Es ist daher sehr empfehlenswert zu überprüfen, wie groß der Anteil des Strahlungswärmestroms am gesamten übertragenen Wärmestrom ist. Mit Hilfe der Boltzmann-Zahl kann

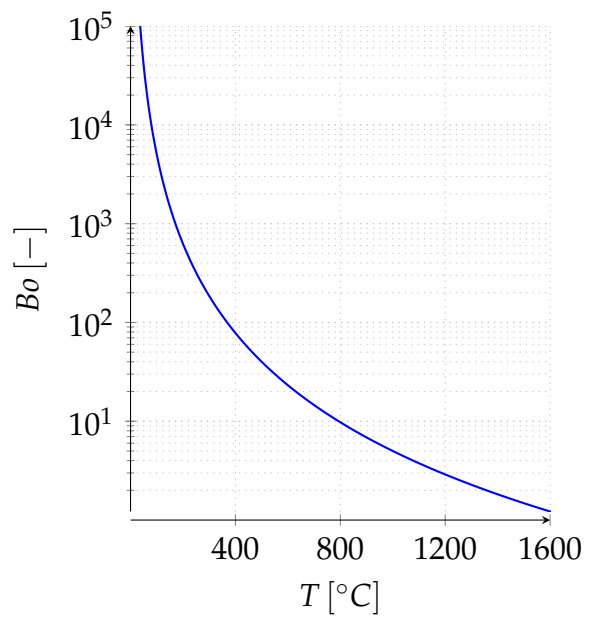
dafür eine sehr gute Abschätzung gemacht werden:

$$Bo = \frac{\rho c_p u}{\sigma T^3} \quad (2.40)$$

Diese beschreibt das Verhältnis des Wärmestroms in einem Industrieofen infolge Konvektion zu jenem Wärmestrom infolge Wärmestrahlung, welches in Abbildung 2.10a dargestellt ist. Für $Bo < 10$ sollte der Strahlungstransport berücksichtigt werden [18]. In Abbildung 2.10b ist ein typischer Verlauf der Boltzmann-Zahl über der Temperatur dargestellt.



(a) Einfluss der Mechanismen [19]



(b) Boltzmann Zahl

Abbildung 2.10: Wärmeübertragungsmechanismen in einem Industrieofen

3 Brandversuche und Prüföfen

In diesem Kapitel wird zuerst auf den Hintergrund und die Durchführung von Brandversuchen eingegangen. Im zweiten Teil erfolgt eine Beschreibung des Prüfofens, sowie des verwendeten Messaufbaus.

3.1 Feuerwiderstandsprüfungen

Die Grundlagen für Feuerwiderstandsprüfungen liefert das österreichische Normungsinstitut. Anzuwendende Normen sind jedoch sehr umfangreich, weshalb in diesem Abschnitt nur auf die wichtigsten Fakten eingegangen wird. Für detailliertere Informationen wird auf [4–7] verwiesen.

Das Ziel eines Brandversuches ist es, die Feuerwiderstandsdauer und somit das Verhalten eines Probekörpers bei definierter thermischer und mechanischer Beanspruchung zu beurteilen. Es kann damit auf den Widerstand eines Bauteils gegenüber hohen Temperaturen geschlossen werden. Liegen geforderte Kriterien wie Tragfähigkeit, Raumabschluss oder Wärmedurchgangskoeffizient vor, so können diese beurteilt werden.

Eine repräsentative Probe eines Bauteils wird einer festgelegten Brandbeanspruchung ausgesetzt und die Leistungsfähigkeit des Probekörpers wird anhand der in dieser Norm beschriebenen Kriterien überwacht. Die Feuerwiderstandsdauer des Probekörpers wird als die Zeit angegeben, innerhalb der das entsprechende Kriterium erfüllt wurde. Die auf diese Weise erzielten Zeiten sind ein Maß für die Brauchbarkeit der Konstruktion im Brandfall, sie haben jedoch keinen direkten Bezug zur Dauer eines natürlichen Brandes.

Bei der Durchführung von Prüfungen müssen die Festigkeit und der Feuchtegehalt des Probekörpers annähernd dem Zustand entsprechen, der bei deren üblicher Verwendung zu erwarten ist. Der Probekörper darf vorzugsweise erst dann geprüft werden, wenn er nach einer Lagerung in Umgebungsluft von 50% relativer Feuchte bei einer Temperatur von 23°C eine Gleichgewichtsfeuchte erreicht hat. Falls die Konditionierung des Probekörpers davon abweicht, muss dies im Prüfbericht eindeutig angegeben werden. Bauteile aus Beton oder Probekörper, die Betonteile enthalten, dürfen erst geprüft werden, nachdem sie für die Dauer von mindestens 3 Monaten konditioniert wurden. Bauteile aus Mauerwerk sind erst zu prüfen, nachdem sie für die Dauer von mindestens 28 Tagen konditioniert wurden. Bei großen Betonbauteilen, die große Mengen an Feuchte enthalten können, kann eine sehr lange Zeitdauer zum Austrocknen erforderlich sein. Derartige Probekörper dürfen geprüft werden, nachdem die relative Feuchte an relevanten Stellen des Probekörpers 75% erreicht hat. Wenn sich dieser Wert nicht innerhalb einer angemessenen Zeitdauer einstellt, kann die Prüfung unter Angabe des Feuchtegehalts

und Zeitpunkts erfolgen.

Grundsätzlich besteht auch die Möglichkeit dem Prüfkörper zusätzliche mechanische Belastungen auszusetzen.

3.1.1 Brandszenarien

Die Prüfung erfolgt nach vorgeschriebenen Aufheizkurven, welche die mittlere Ofentemperatur T in Grad Celsius über der Zeit t in Minuten angibt. Je nach Brandtyp, wird eine entsprechende genormte Kurve verwendet. Die grundlegende Form ist jene, bei der ein vollentwickelter Brand im Raum angenommen wird. Dieser Zusammenhang ist wie folgt festgelegt:

$$T = 345 \cdot \log_{10}(8t + 1) + 20 \quad (3.1)$$

Die Kurve, welche in Gleichung (3.1) definiert ist, wird als Einheits-Temperaturzeitkurve bezeichnet. Darüber hinaus gibt es noch weitere genormte Temperaturzeitkurven. Für Bauteile die in der petrochemischen oder Offshore-Ölindustrie Anwendung finden, ist bei der Feuerwiderstandsprüfung die Kohlenwasserstoffkurve (siehe Gl. (3.2)) zu verwenden, da bei Öllachbränden höhere Temperaturen vorliegen. [4]

$$T = 1080(1 - 0,325e^{-0,167t} - 0,675e^{-2,5t}) + 20 \quad (3.2)$$

In bestimmten Fällen kann die Bauteilbeanspruchung geringer sein als bei Bauteilen die vollständig in einem Brandabschnitt eingeschlossen sind. Typische Vertreter dieser Gruppe sind Gebäudeaußenwände die einem äußeren Brand oder Flammen, die aus den Fenstern schlagen ausgesetzt sind. Für diese Kategorie von Bränden ist wiederum eine eigene Temperaturzeitkurve definiert [4]:

$$T = 660(1 - 0,687e^{-0,32t} - 0,313e^{-3,8t}) + 20 \quad (3.3)$$

Produkte, deren Feuerwiderstand unter Verwendung der Einheitstemperaturkurve ermittelt wurde, können im Falle eines Schwellbrandes erheblich höher belastet werden als unter Normalbedingungen. Die Besonderheit liegt beim Schwellbrand darin, dass die betroffenen Bauteile selbst durch die Wärmeeinwirkung reagieren und damit die Temperaturbelastung erhöhen. Unter Normalbedingungen versteht man, dass das betroffene Bauteil nicht durch die Wärmeeinwirkung reagiert. Wegen dieses Umstandes ist eine eigene Schwellbrandkurve definiert [4]:

$$T = 154t^{0,25} + 20 \quad \text{mit} \quad 0 < t \leq 21 \quad (3.4)$$

und

$$T = 345 \log(8(t - 20) + 1) + 20 \quad \text{mit} \quad t > 21 \quad (3.5)$$

Um die beschriebenen Zusammenhänge zwischen Temperatur und Zeit besser zu veranschaulichen, sind die Verläufe in folgendem Diagramm dargestellt:

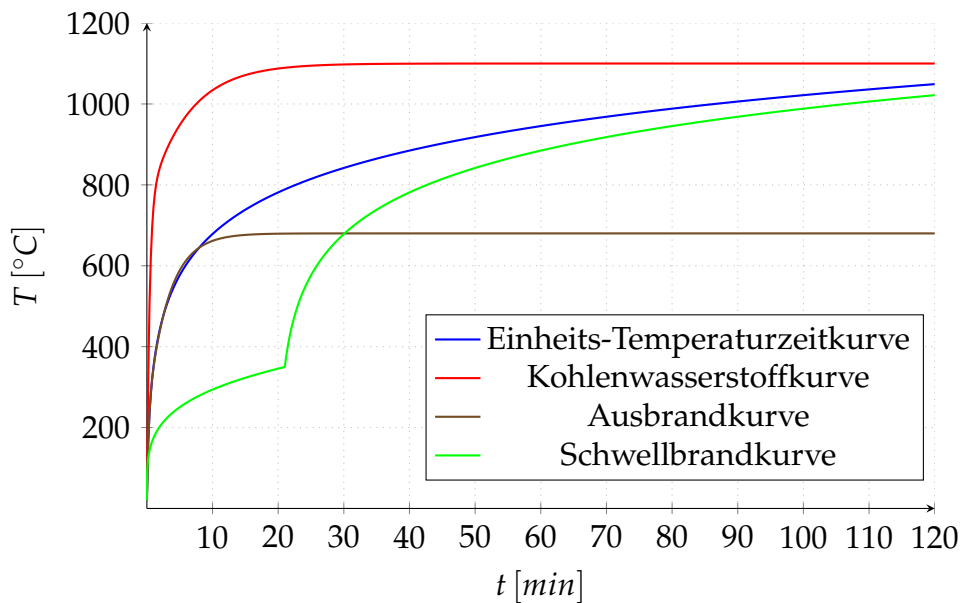


Abbildung 3.1: Temperaturzeitkurven für unterschiedliche Anwendungen

3.1.2 Gültigkeitsbereich

Um die Gültigkeit eines Versuchs zu gewährleisten, muss die Ofensteuerung dafür sorgen, dass die tatsächliche Temperaturzeitkurve mit der Einheits-Temperaturzeitkurve möglichst deckungsgleich ist. Um diesen Unterschied besser zu quantifizieren, ist die Grenzabweichung d_e definiert:

$$d_e = \frac{A - A_s}{A_s} 100 \quad (3.6)$$

Dabei ist A die Fläche unterhalb der tatsächlichen Ofen-Temperaturzeitkurve und A_s jene Fläche unter der Einheits-Temperaturzeitkurve. Es ist anzumerken, dass die Flächen durch Summierung der Teilflächen in Zeitabständen von nicht mehr als einer Minute und vom Zeitpunkt null ausgehend ermittelt werden dürfen. Die maximalen Werte der Grenzabweichung sind in der folgenden Tabelle angeführt:

Tabelle 3.1: Maximal zulässige Grenzabweichungen

Zeitbereich	zulässige Grenzabweichung
$5 < t \leq 10$	15%
$10 < t \leq 30$	15%
$t \geq 60$	2,5%

Bei der aufgezeichneten Temperatur handelt es sich um die mittlere Ofentemperatur, welche dem Mittelwert aller Thermoelemente entspricht. Sind zehn Minuten

nach Beginn des Versuchs vergangen, darf die aufgezeichnete Temperatur aller Thermoelemente nicht mehr als 100 K von der Einheits-Temperaturzeitkurve abweichen. Es ist ersichtlich, dass im Zeitintervall $t < 5$ Minuten keine Einschränkungen definiert sind, jedoch wird dem durchführenden Labor empfohlen die Einheits-Temperaturzeitkurve so gut als möglich einzuhalten.

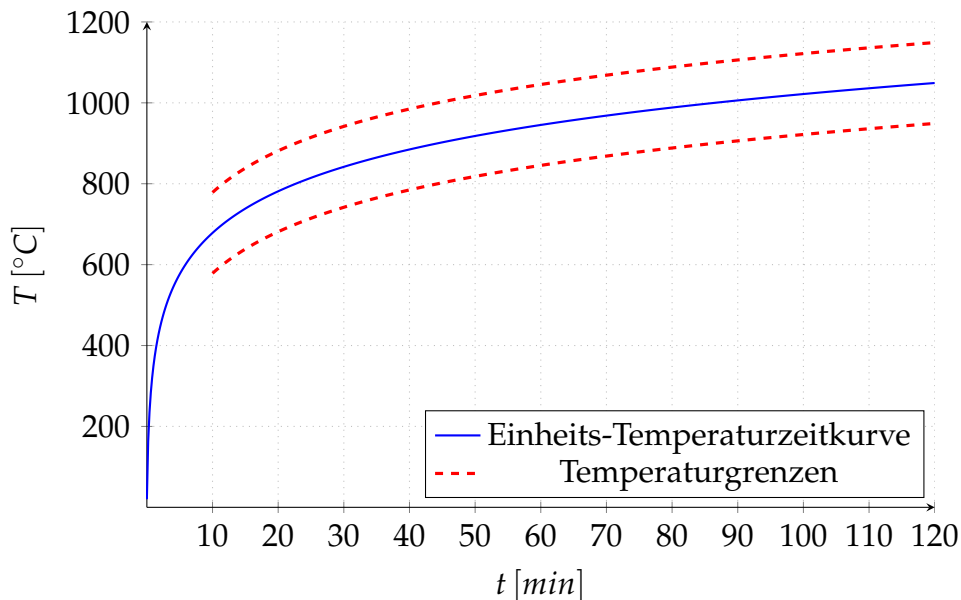


Abbildung 3.2: Grenzen der Einheits-Temperaturzeitkurven

Ein weiteres Kriterium für die Gültigkeit der Prüfung ist die Druckverteilung über der Höhe des Ofens, welche hauptsächlich von natürlichen Auftriebseffekten der Gase abhängt. Um den Druck zu überwachen kann angenommen werden, dass der Druckgradient ungefähr $8,5 Pa$ je Meter Prüföfenhöhe beträgt. Bei der Druckmessung muss beachtet werden, dass Druckschwankungen in Zyklen von einer Sekunde oder geringer (z. B. durch Turbulenzen hervorgerufen) vernachlässigt werden. Der Ofendruck muss bezogen auf den Druck außerhalb des Prüföfens in gleicher Höhe eingestellt, sowie eine Überwachung und Regelung vorgesehen sein. Es muss sichergestellt werden, dass 5 Minuten nach Beginn der Prüfung ein Ofendruck $\pm 5 Pa$ des Nenndrucks erreicht wird, welcher für das zu prüfende Bauteil festgelegt ist. Nach 10 Minuten muss der Ofendruck $\pm 3 Pa$ des Nenndrucks erreicht haben. Bei einem schnell brennenden Probekörper darf eine Abweichung von mehr als den angeführten zulässigen Abweichungen über den festgelegten Ofendruck hinaus, höchstens für die Dauer von 5 min vorliegen. Es ist dabei vorausgesetzt, dass eine derartige übermäßige Abweichung eindeutig auf die plötzliche Entzündung erheblicher Mengen brennbarer Stoffe zurückzuführen ist, wodurch der Druck im Prüföfen erhöht wird. [4]

3.1.3 Beurteilung des Bauteilverhaltens und Klassifizierung

Um das Bauteilverhalten beurteilen zu können, muss der Probekörper das zu untersuchende Klassifizierungskriterium für die Zeit der Einheits-Temperaturzeitkurve

zuzüglich 20 Minuten erfüllen. Ist die Dauer in der die Kriterien erfüllt werden, nicht übereinstimmend, so muss das Bauteil für eine kürzere Dauer klassifiziert werden. Folgende Eigenschaften können laut [7] klassifiziert werden:

- **R - Tragfähigkeit**

Die Tragfähigkeit R ist die Fähigkeit des Bauteils, unter festgelegten mechanischen Einwirkungen einer Brandbeanspruchung auf einer oder mehreren Seite(n) ohne Verlust der Standsicherheit für eine Dauer zu widerstehen.

- **E - Raumabschluss**

Der Raumabschluss E ist die Fähigkeit eines Bauteils mit raumtrennender Funktion, der Beanspruchung eines nur an einer Seite angreifenden Feuers so zu widerstehen, dass ein Feuerdurchtritt zur unbeflammten Seite als Ergebnis des Durchtritts von Flammen oder heißer Gase verhindert wird. Diese würden ansonsten die Entzündung der dem Feuer abgekehrten Oberfläche des Bauteils oder in der Nähe dieser Oberfläche befindlicher Materialien verursachen.

- **I - Wärmedämmung**

Die Wärmedämmung I ist die Fähigkeit eines Bauteils, einer einseitigen Brandbeanspruchung ohne die Übertragung von Feuer als Ergebnis einer signifikanten Übertragung von Wärme von der dem Feuer zugekehrten Seite zu der vom Feuer abgewandten Seite zu widerstehen. Die Übertragung muss so begrenzt sein, dass weder die vom Feuer abgewandte Oberfläche noch Materialien in der Nähe dieser Oberfläche entzündet werden. Das Bauteil muss außerdem ein so großes Hindernis für die Wärmeeinwirkung darstellen, dass in der Nähe befindliche Personen geschützt werden.

- **M - Widerstand gegen mechanische Beanspruchung**

Der Widerstand gegen mechanische Beanspruchung M ist die Fähigkeit eines Bauteils, einer Stoßbeanspruchung zu widerstehen, die den Fall repräsentiert, wenn ein Tragfähigkeitsverlust eines anderen Bauteils im Brandfall eine Stoßbeanspruchung auf das betroffene Bauteil verursacht.

- **C - Selbstschließende Eigenschaft**

Die selbstschließende Eigenschaft C ist die Fähigkeit einer geöffneten Feuerschutztür oder eines Fensters vollständig zu schließen. Dabei muss der Abschluss den Widerstand einer etwaigen Falle ohne zusätzliche manuelle Einwirkung entweder durch gespeicherte Energie oder durch elektrischen Strom, der im Falle eines Stromversagens durch gespeicherte Energie abgesichert wird, vollständig überwinden.

- **S - Rauchdichtheit**

Die Rauchdichte S ist die Fähigkeit eines Bauteils, den Durchtritt von Gas oder Rauch von einer Seite des Bauteils zur anderen zu verringern oder aus-

zuschließen.

- **G - Widerstandsfähigkeit gegen Rußbrand**

Die Klassifizierung der Widerstandsfähigkeit gegen Rußbrand für Abgasanlagen und Produkten von Abgasanlagen bezieht sich auf die Fähigkeit des Bauteils/der Bauteile, gegen Rußbrand widerstandsfähig zu sein. Dies schließt Aspekte der Rauchdichtheit und der Wärmedämmung ein.

- **K - Brandschutzfunktion**

Die Brandschutzfunktion K gibt die Fähigkeit einer Wand- oder Deckenbekleidung wieder, das dahinter liegende Material vor Entzündung, Verkohlung und anderen Schäden für eine festgelegte Zeit zu schützen. Brandschutzbekleidungen sind die äußeren Teile von Bauteilen wie Wände, Decken und Dächer.

Die Klassifizierung erfolgt dann durch die Angabe einer Klassifizierungszeit in Minuten für jedes der geprüften Merkmale. Es ist dabei zu beachten, dass nur folgende Zeitangaben verwendet werden dürfen: 10, 15, 20, 30, 45, 60, 90, 120, 180, 240 oder 360. Die Angabe der Klassifizierung muss dann wie folgt dargestellt werden:

R	E	I	W		t	t	—	M	S	C	IncSlow	sn	ef	r
---	---	---	---	--	---	---	---	---	---	---	---------	----	----	---

Abbildung 3.3: Klassifizierung Brandschutz

In den Feldern R,E und I wird das geprüfte Kriterium oder bestimmte Kombinationen aus den Kriterien angegeben. Das Zusatzfeld W wird angeführt wenn bei der Prüfung zusätzlich die Wärmestrahlung auf der unbeflammten Seite gemessen wird. Die ermittelte Klassifizierungszeit wird im Feld tt eingetragen. Bei den übrigen Feldern handelt es sich um Zusatzangaben. Mit dem Feld M wird angegeben, dass eine mechanische Stoßbelastung aufgebracht wird. Für Bauteile mit besonderer Begrenzung der Rauchdichte wird die Zusatzkennzeichnung S angegeben. Selbstschließende Feuerschutzabschlüsse werden mit C gekennzeichnet. Eine Auskunft über das verwendete Brandszenario wird durch die letzten vier Felder gegeben. Dabei steht *IncSlow* für die Schwellbrandkurve, *sn* für die Naturbrandkurve, *ef* für die Ausbrandkurve und *r* für eine konstante Brandbeanspruchung.

3.2 Prüföfen/betrachteter Brandversuch

Der Grundaufbau des Prüfofens besteht aus gemauerten und isolierten Wänden, mit einer unterschiedlichen Anzahl von Schichten. Die Bodenplatte ist aus 3 verschiedenen Lagen Ziegeln und einer Schicht Keramikfaser-Paneelen aufgebaut. Es ergibt sich dabei eine Gesamtdicke von 345 Millimeter. Die beiden Seitenwände und die Rückwand bestehen jeweils aus 2 Schichten Ziegeln verschiedenen Typs, sowie

3 Lagen Keramikfaser-Paneele und weisen eine Stärke von 358 Millimeter auf. Die Decke verfügt lediglich über nur eine Lage mit einer Dicke von 230 Millimeter. Zusätzlich ist diese verstellbar, um verschiedene Ofenhöhen zu realisieren. An der Vorderseite ist eine Aufmauerung angebracht, auf welcher der Probekörper mit seinem Befestigungsrahmen aufgesetzt wird. Sie besteht aus einer Lage Ziegeln sowie einer Schicht Paneelen und ist 300 Millimeter stark (siehe Abb. 3.4). Die Feuerung des Ofens erfolgt über 4 seitlich angebrachte Gasbrenner. Jeder einzelne von ihnen verfügt über eine maximale Leistung von 150 kW und kann über die Ofensteuerung individuell geregelt werden, wobei das Brennstoff-Luft-Verhältnis so eingestellt ist, dass sich ein Restsauerstoffgehalt von 8 vo. % im Abgas ergibt. Als Brenngas wird Erdgas verwendet. Um eine gleichmäßigere Temperaturverteilung im Ofen zu erhalten, sind die Brenner mit Ablenkmalechen versehen. Diese lenken die Flamme um einem Winkel von 45° um. Zur Veranschaulichung ist der Ofen in Abbildung 3.4 dargestellt. Dieser Aufbau repräsentiert den standardmäßig durchgeführten Versuch.

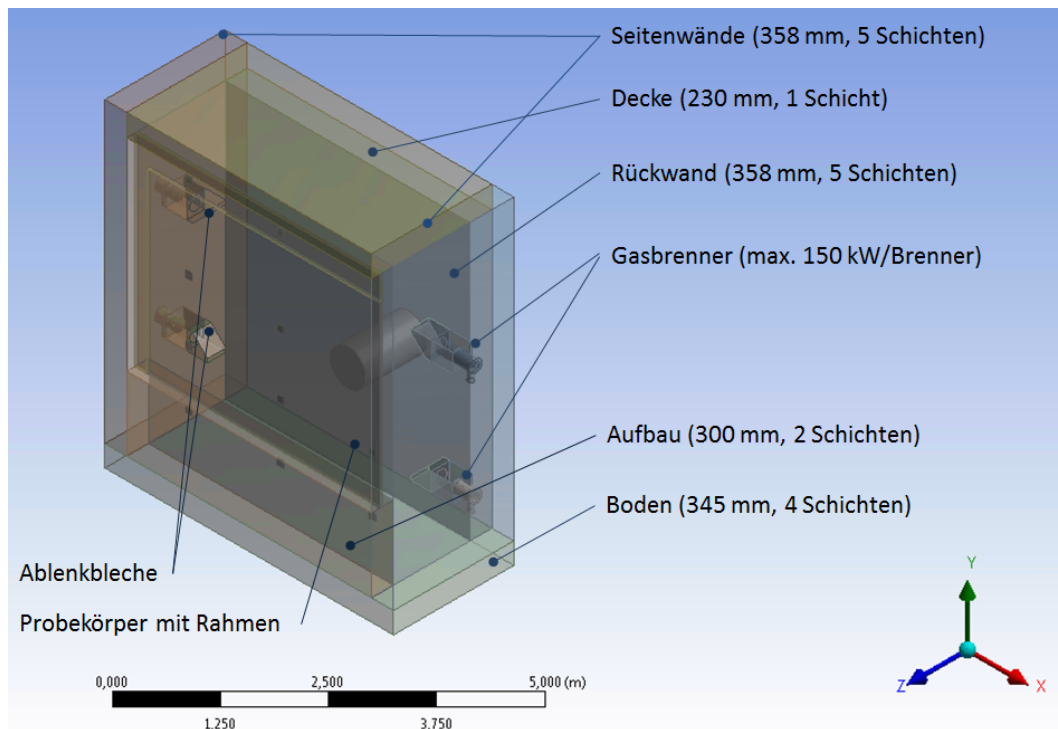


Abbildung 3.4: Aufbau des Prüföfen

3.2.1 Messeinrichtungen

Der Prüföfen ist mit einer großen Anzahl an Messgeräten bestückt um einerseits die zur Auswertung des Brandversuches notwendigen Daten aufzuzeichnen und andererseits die Regelung des Ofens zu ermöglichen. Zur Datenaufzeichnung für die Prüfkörpertemperatur stehen auf der beflamnten Seite zwölf Plattenthermoelemente zur Verfügung, deren genaue Position in Abbildung 3.5 dargestellt ist, wobei sämtliche Maße in Millimeter angegeben sind. Die Befestigung erfolgt über Ketten die an der Ofendecke angehängt sind. Der Abstand zum Brandschutzglas beträgt

dabei 150 Millimeter. Um den Wärmestrom durch den Prüfkörper zu bestimmen, wird an der Außenseite ebenfalls eine Temperaturmessung durchgeführt.

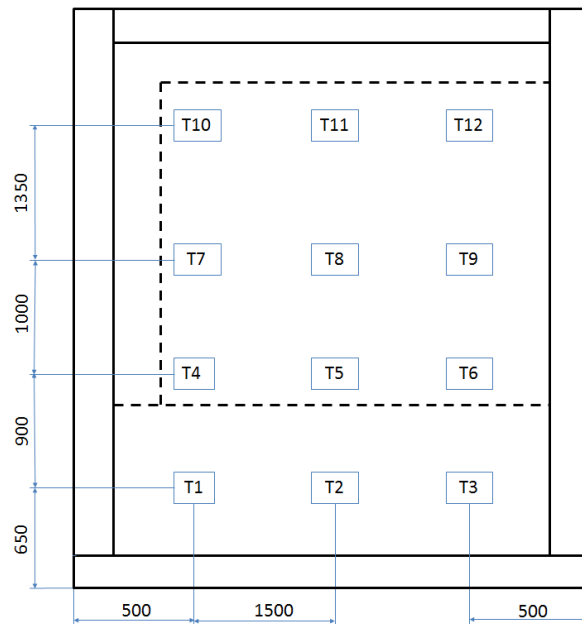


Abbildung 3.5: Position der Thermoelemente im Prüföfen

Die Ausführung des Plattenthermoelementes ist in der Norm [4] festgelegt und wird etwas genauer betrachtet. Dazu ist der Aufbau in Abbildung 3.6 dargestellt. Die Messung der Temperatur erfolgt an der Stelle (2) über ein ummanteltes Thermoelement (1). Zusätzlich ist dafür ein Metallstreifen (3) angebracht. In Richtung des Probekörpers ist ein Dämmstoff (4) angebracht, welcher durch Blechstreifen (5) am Thermometer befestigt ist. Die den heißen Gasen ausgesetzte Fläche ist mit (6) gekennzeichnet.

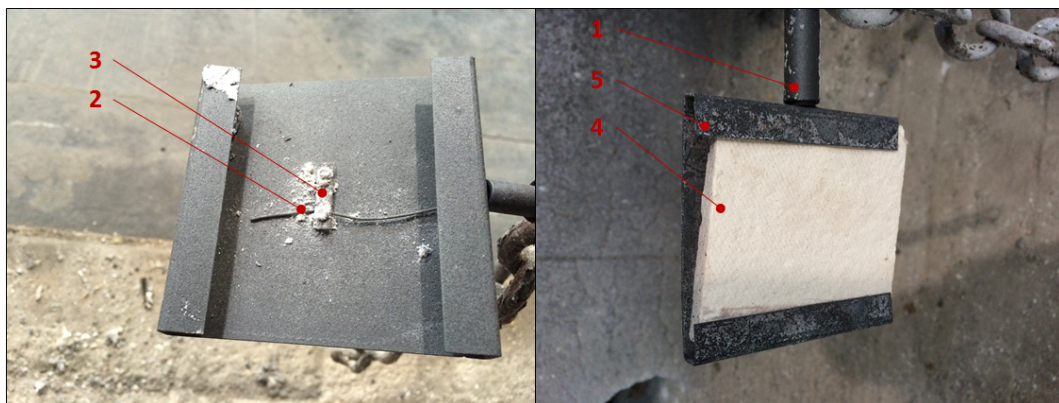


Abbildung 3.6: Aufbau der Plattenthermometer [4]

Zusätzlich zur Temperatur, wird auch die Verformung des Prüfkörpers und Rahmens während der Feuerwiderstandsprüfung gemessen. Dies erfolgt an der Außenseite durch fixe Messpunkte, deren Verschiebungen von einer Kamera aufgezeichnet werden. In Abbildung 3.7 sind die Positionen der Messstellen auf dem Versuchsaufbau eingezeichnet. Das Ergebnis dieser Messung dient später zur Validierung der FEM Berechnung.

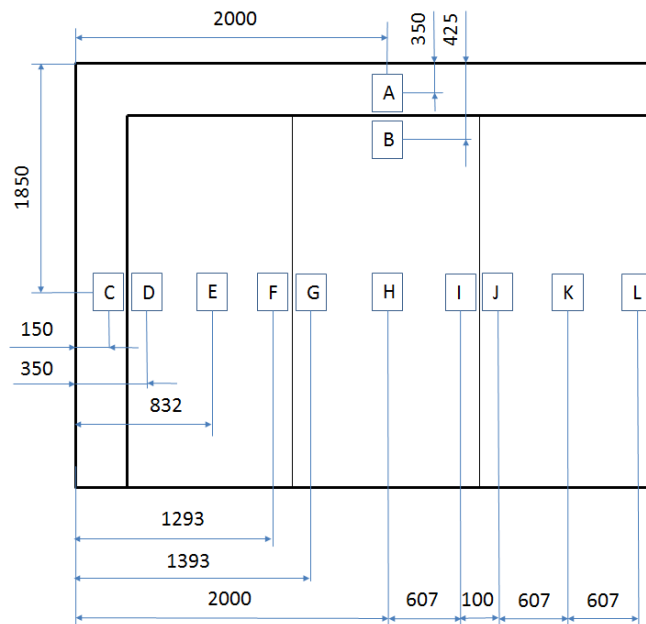


Abbildung 3.7: Position der Verformungsmessstellen

Zur besseren Veranschaulichung sind ein Teil der Temperatur- sowie Verformungsmessstellen an der betrachteten Feuerwiderstandsprüfung von Brandschutzglas, in Abbildung 3.8 dargestellt. Darüber hinaus wird auch der Druck im Ofen durch eine entsprechende Messeinrichtung überwacht. Die Regelung des Brennstoff-Luft-Verhältnisses, mit welchem die Brenner betrieben werden, erfolgt durch Messung des Sauerstoffgehaltes im Rauchgas. Die entsprechende Messstelle befindet sich am Ofenaustritt.

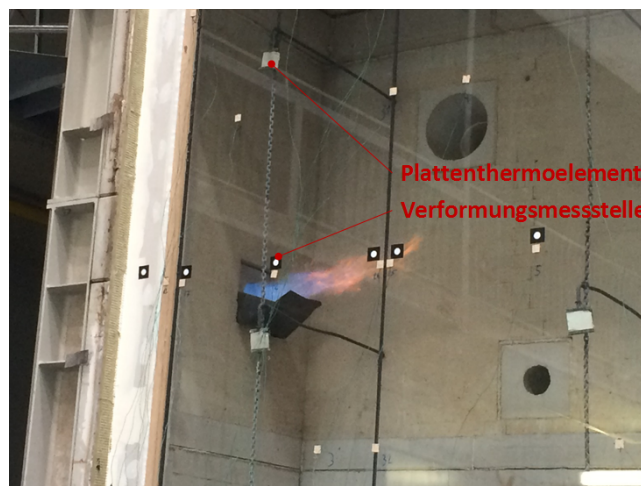


Abbildung 3.8: Übersicht über die verschiedenen Messstellen

4 Numerische Verfahren

Eine Berechnung der Vorgänge im Inneren des Prüfofens sowie deren Optimierung ist auf analytischem Weg nicht möglich. Es bedarf daher dem Einsatz von Numerischer Verfahren, auf welche in diesem Kapitel näher eingegangen wird. Es sind dies Methoden zur Berechnung von Strömungen und Verformungen von Festkörpern, sowie der Koppelung dieser beiden. Ein Abschnitt beschäftigt sich darüber hinaus mit Optimierungsalgorithmen.

4.1 Numerische Simulation chemisch reaktiver Strömungen mittels CFD

Grundsätzlich sind mehrere Verfahren zur numerischen Berechnung von Strömungen (CFD) verfügbar. Am weitesten verbreitet ist jedoch die Finite Volumen Methode (FVM), bei welcher der Strömungsraum in eine endliche Anzahl an Kontrollvolumen (KV) aufgeteilt wird und in deren Schwerpunkt sich ein Rechenpunkt befindet. In Abbildung 4.1 ist ein KV mit den dazugehörigen Flüssen über dessen Oberfläche, sowie instationäre Terme und Quellterme im Inneren dargestellt.

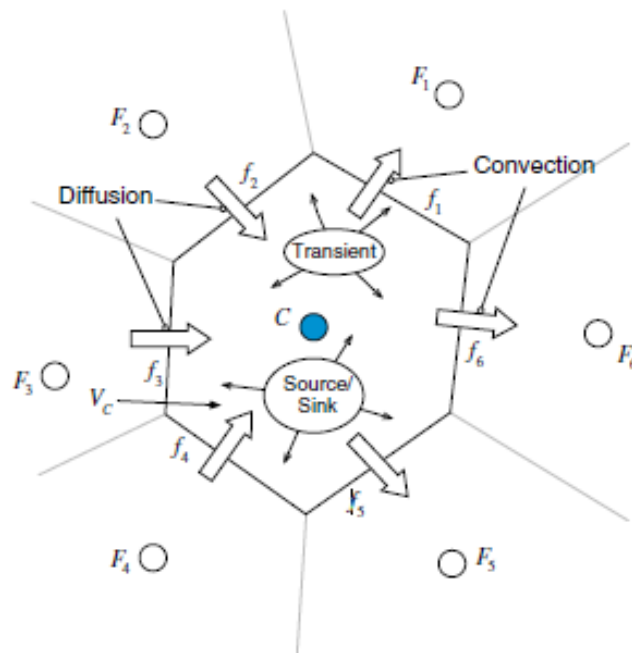


Abbildung 4.1: Erhaltung in einem Element [20]

Den Ausgangspunkt stellt die integrale Form der Erhaltungsgleichung für eine allgemeine skalare Variable Φ dar, welche für ein KV aufgestellt ist:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \Phi dV}_{\text{instationärer Term}} + \underbrace{\oint_A \rho \Phi V dA}_{\text{konvektiver Term}} = \underbrace{\oint_A \Gamma \nabla \Phi dA}_{\text{diffusiver Term}} + \underbrace{\int_V S_\Phi dV}_{\text{Quellterm}} \quad (4.1)$$

Es werden damit die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls, Energie und anderer Größen, für jedes Kontrollvolumen numerisch gelöst. Dafür muss Gleichung (4.1) zuerst in eine algebraische Gleichung übergeführt werden, was mittels Quadraturformeln erfolgt. Letztendlich ergibt sich ein numerischer Wert der im Rechenpunkt gespeichert ist und einem Mittelwert der entsprechenden Größe über das KV entspricht. Summiert man die Gleichungen für alle KV, erhält man die Erhaltungsgleichung für das ganze Rechengebiet, sodass sich die Oberflächenintegrale über die inneren Flächen aufheben. Dadurch ergibt sich eine globale physikalische Konservativität, was ein großer Vorteil der Finite Volumen Methode ist [21].

Durch Diskretisierung kann die Transportgleichung 4.1 in algebraischer Form angeschrieben werden:

$$\frac{(\rho \Phi_C)^{t+\Delta t} - (\rho \Phi_C)^t}{\Delta t} \Delta V + \sum_{\text{Flächen}} \rho_f \Phi_f V_f A_f = \sum_{\text{Flächen}} \Gamma_f (\nabla \Phi)_{\perp, f} A_f + S_\Phi \Delta V \quad (4.2)$$

Der Index f steht dabei für Größen an den Zellflächen und C für die Zellmitte. Die Skalare Φ_C können je nach Lösungsweg explizit oder implizit angegeben werden.

4.1.1 Grundgleichungen chemisch reaktiver Strömungen

Um ein chemisch reaktives Strömungsfeld zu beschreiben, müssen die Erhaltungsgleichungen der Strömungsmechanik für Masse und Impuls um eine Energiegleichung und die Bilanzgleichungen der chemischen Spezies ergänzt werden. Stellt man dieses System von gekoppelten, partiellen Differentialgleichungen für kartesische Koordinaten dar, so ergibt sich in Tensor-Schreibweise und in konservativer Formulierung [10]:

- **Massenerhaltung**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (4.3)$$

- **Komponentenmassenerhaltung**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho Y_\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i Y_\alpha) + \frac{\partial j_{\alpha i}}{\partial x_i} = S_\alpha \quad (4.4)$$

- **Impulserhaltung**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial x_i} = \rho f_i \quad (4.5)$$

• **Energieerhaltung**

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i E + u_i p) - \frac{\partial}{\partial x_i}(u_j \tau_{ji}) + \frac{\partial q_i}{\partial x_i} = \rho u_i f_i + S_r \quad (4.6)$$

Dabei sind $i, j = 1, 2, 3$. u_i steht für die Komponente des Geschwindigkeitsvektors $u = (u_1, u_2, u_3)^T$ in x_i Richtung, p für den Druck, Y_α für den Massenanteil der Komponente α am Masseanteilvektor $Y = (Y_1, Y_2, \dots, Y_{N_k})^T$, $E = e + u^2/2$ ist die spezifische Gesamtenergie und e die spezifische innere Energie. Es ist anzumerken, dass in e die Bildungsenthalpie der Gasbestandteile enthalten ist. Daher ist in Gleichung 4.6 kein Reaktionsquellterm angegeben. Bei S_r handelt es sich um den Strahlungsquellterm. Alle abhängigen Variablen sind Funktionen der Zeit t und des Raums $x = (x_1, x_2, x_3)^T$. Die Energieerhaltungsgleichung 4.6 kann auch mit der Gesamtenthalpie $H = h + u^2/2$ angeschrieben werden:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) - \frac{Dp}{Dt} - \tau_{ji} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial q_i}{\partial x_i} = \rho u_i f_i + S_r \quad (4.7)$$

Bildet man nun die Transportgleichung der Temperatur, so ergeben sich auch zwei Varianten, je nachdem ob die thermische Energie- oder Enthalpie verwendet wird. Im Folgenden ist die Enthalpieform angeführt:

• **Temperatur (aus Enthalpie)**

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho T) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) + \frac{1}{c_p} \left(p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial q_i}{\partial x_i} + \sum_{\alpha=1}^{N_k} h_\alpha \frac{\partial j_{\alpha i}}{\partial x_i} \right) = \\ - \frac{1}{c_v} \sum_{\alpha=1}^{N_k} S_\alpha h_{f\alpha} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Mittlung der Erhaltungsgleichungen

Da in den meisten technischen Anwendungen turbulente Flammen vorkommen, ist deren Beschreibung von großem Interesse. Führt man die Grundgleichungen der laminaren Strömung in den Fall der Turbulenz über, so ist das sich ergebende Gleichungssystem ungeschlossen und bedarf einer gesonderten Betrachtung. In erster Linie ist man dabei nicht an den fluktuierenden Anteilen interessiert, sondern viel mehr an den gemittelten Werten. Charakteristisch für die Aufstellung des gemittelten Gleichungssystems ist die Art der Mittlung:

- Reynolds-Mittlung
- Favre-Mittlung

Von diesen Eigenschaften hängt die Komplexität und der Gültigkeitsbereich der zu lösenden Gleichungen ab. Üblicherweise wird bei Verbrennungssimulationen für die Dichte und den Druck eine Reynolds Zerlegung (\bar{x}), für die restlichen Variablen eine Favre Mittlung (\tilde{x}) durchgeführt. Auf eine detaillierte Herleitung wird hier verzichtet. Es ergeben sich dann die Erhaltungsgleichungen für turbulente, chemisch reaktive Strömungen [10]:

- **Massenerhaltung**

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0 \quad (4.9)$$

- **Komponentenmassenerhaltung**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{Y}_\alpha) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{Y}_\alpha \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho u_i'' Y_\alpha''}) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\overline{\rho D_\alpha \frac{\partial Y_\alpha}{\partial x_i}} \right) = \overline{M_\alpha \dot{Y}_\alpha} \quad (4.10)$$

- **Impulserhaltung**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j + \overline{\rho u_i'' u_j''} + \bar{p} \delta_{ij} - \bar{\tau}_{ij}) = \bar{\rho} \tilde{g}_i \quad (4.11)$$

- **Energieerhaltung**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{e}) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{e} + \tilde{u}_j \bar{p} + \overline{u_j'' p} + \overline{\rho u_j'' e''} + \bar{q}_j - \overline{u_i \tau_{ij}}) = 0 \quad (4.12)$$

Zur allgemeinen Schließung des Gleichungssystems ist eine thermodynamische Zustandsgleichung notwendig. Es ist zu erkennen, dass sich jedoch noch zusätzliche ungeschlossene Terme in den so erhaltenen gefilterten/gemittelten Gleichungen befinden. Es sind dies die Ausdrücke $\overline{\rho u_j'' e''}$ und $\overline{u_j'' p}$ in der Energiegleichung sowie der gemischt Ausdruck $\overline{\rho u_i'' u_j''}$ in der Impulsgleichung. Auf die Modellierung dieser Terme wird nicht näher eingegangen, da dafür bereits umfangreiche Literatur existiert [10]. Besonderem Augenmerk wird jedoch der Spezieserhaltung gewidmet, mit den folgenden ungeschlossenen Termen:

- Die Molekulare Diffusion $\overline{M_\alpha \dot{Y}_\alpha}$
- Die gemischte Korrelation aus Geschwindigkeits- und Zusammensetzungsfuktuation $\overline{\rho u_i'' Y_\alpha''}$
- Der Diffusionsterm $\overline{\rho D_\alpha}$

Das Hauptproblem ist dabei die Mittelung des chemischen Quellterms, da dieser einen stark nichtlinearen Zusammenhang von Temperatur und Zusammensetzung hat. Drückt man diese Eigenschaft mathematisch aus, so ergibt sich:

$$\overline{M_\alpha \dot{Y}_\alpha} = \widetilde{S_\alpha(T, \Phi)} \neq S_\alpha(\tilde{T}, \tilde{\Phi}) \quad (4.13)$$

Auf die Modellierungsmethoden für dieses Problem wird nicht weiter eingegangen, da in dieser Arbeit ein Flamelet-Ansatz zum Einsatz kommt.

4.1.2 Verbrennungsmodelle - Turbulenz/Chemie-Interaktion

Aufgabe der Verbrennungsmodelle ist es, basierend auf einem Reaktionsmechanismus, Größen wie Temperatur, Spezieskonzentrationen oder die Dichte zu berechnen. Zur Ermittlung gibt es verschiedene Vorgehensweisen, auf denen die entsprechenden Modelle aufgebaut sind. Diese unterscheiden sich erheblich in Rechenzeitaufwand, Genauigkeit und Berücksichtigung von Effekten. Zu den etablierten Modellen für die Simulation von Verbrennungen gehören unter anderem:

- Eddy-Dissipation-Modell (EDM)
- Eddy-Dissipation-Concept-Modell (EDC)
- Steady Flamelet Modell (SFM)
- Flamelet Generated Manifold (FGM)

Beim EDM und EDC werden für jede Spezies, die im zugrunde liegenden Reaktionsmechanismus enthalten ist, die Transportgleichung 4.10 gelöst. Damit ergibt sich ein höherer Rechenzeitaufwand für umfangreichere Mechanismen. Einen anderen Ansatz verfolgt das SFM, bei welchem je eine Transportgleichung für zwei Hilfsgrößen gelöst wird. Dieser Umstand bewirkt eine deutlich kürzere Rechenzeit. Da in dieser Arbeit viele Simulationen durchzuführen sind, ist das SFM Modell eine gute Wahl, da es die geringste Rechenzeit hat, wie es Prieler et al. [22] gezeigt hat.

Steady Flamelet Modell

Beim Flamelet Modell wird die Berechnung der Reaktionskinetik vom turbulenten Strömungsfeld getrennt betrachtet. Diese Betrachtung erlaubt es die turbulente Flamme in eine große Anzahl laminarer Flamelets aufzuteilen und gesondert zu berechnen. Die laminaren Flammen können, sehr schnell, berechnet werden und dienen als Grundlage zur Erstellung der PDF's (Probability Density Function) mit Gleichung (4.19) [8]. Diese werden nur einmal vor der eigentlichen CFD-Simulation über die Wertebereiche von f und χ berechnet. Die laminaren Flamelets besitzen den Vorteil, dass ihre Eigenschaften nur vom Mischungsbruch f und von der skalaren Dissipationsgeschwindigkeit χ abhängen. Bei letzterer Größe handelt es sich um ein Maß, das die Abweichung vom chemischen Gleichgewicht beschreibt und zur Berechnung von Nichtgleichgewichtseffekten dient [8]:

$$\chi = 2D|\nabla f|^2 \quad (4.14)$$

Dabei ist D ein repräsentativer Diffusionskoeffizient. Die gesuchten Größen Massenbruch Y_i und Temperatur T , an jeder Position im Flamelet, sind durch die Berechnung laminarer Flammenfronten bereitgestellt und werden mit den folgenden Flamelet-Gleichungen (4.15) und (4.16) berechnet. Davor muss jedoch noch ein Reaktionsmechanismus vorgegeben werden.

$$\rho \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 Y_i}{\partial f^2} + S_i \quad (4.15)$$

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{2} \rho \chi \frac{\partial^2 T}{\partial f^2} - \frac{1}{c_p} \sum_i H_i S_i + \frac{1}{2c_p} \rho \chi \left[\frac{\partial c_p}{\partial f} + \sum_i c_{p,i} \frac{\partial Y_i}{\partial f} \right] \frac{\partial T}{\partial f} \quad (4.16)$$

Die Chemie der Flamme ist dadurch vorweg berechnet. Schließlich ist es noch notwendig die Turbulenz/Chemie-Interaktion (TCI) zu berücksichtigen. Verwendet man die in Abschnitt 4.1.1 erwähnten Erhaltungsgleichungen für die Simulation, so können nur die Mittelwerte der unbekanntenen Größen berechnet werden. Der Mittelwert, an einem Ort im Strömungsfeld, entspricht jedoch nur mit einer gewissen Wahrscheinlichkeit dem aktuellen Momentanwert. Zur Veranschaulichung ist die Fluktuation des Mischungsbruchs, in Abbildung 4.2, an einem beliebigen Ort dargestellt.

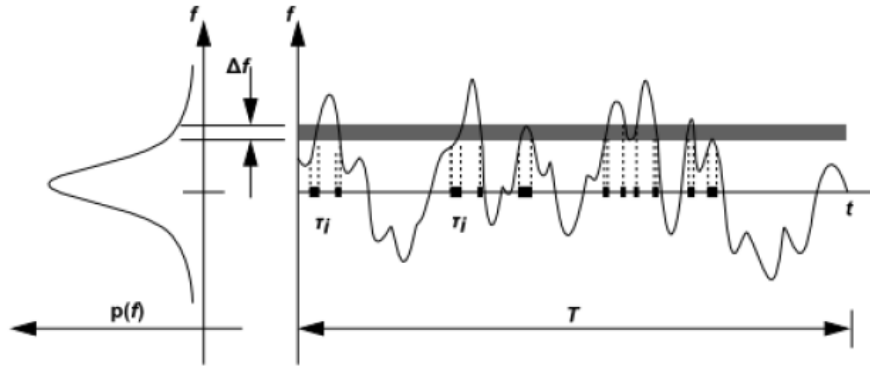


Abbildung 4.2: Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion [23]

τ_i entspricht einem Zeitanteil in dem f im Wertebereich von Δf liegt. Der betrachtete Zeitbereich wird mit T gekennzeichnet. In der Praxis ist $p(f)$ unbekannt und wird so modelliert, dass sie experimentell ermittelte PDFs möglichst gut annähert. $p(f)$ ist die sogenannte Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion oder auch als PDF bezeichnet. Man kann sich $p(f)$ als Zeitanteil vorstellen, in dem das Fluid im Bereich von f liegt [23]. Es muss dann folgender Zusammenhang gelten:

$$p(f) \cdot \Delta f = \lim \frac{1}{T} \sum_i \tau_i \quad (4.17)$$

Bei einer nicht-adiabaten Betrachtung hängt die PDF sowohl von f als auch von H ab. Diese Abhängigkeit von zwei Variablen führt zur Multidimensionalität und ist erheblich komplizierter als bei nur einer Variablen. Es wird daher angenommen, dass die Variablen statistisch unabhängig sind und somit kann die PDF wie in Gleichung (4.18) aufgeteilt werden. δ bezeichnet dabei die einfache Dirac Funktion. Eine beliebige Größe $\bar{\Phi}_i$ im Strömungsfeld, bei nicht-adiabater Betrachtung, kann dann nur durch f und \bar{H} berechnet werden. Liegt ein adiabater Fall vor, so ist p und Φ nur von f abhängig.

$$p(f, H) = p(f) \delta(H - \bar{H}) \quad (4.18)$$

$$\bar{\Phi}_i = \int_0^1 p(f) \Phi_i(f, \bar{H}) df \quad (4.19)$$

Es ist somit ersichtlich, dass für die Berechnung von chemisch reaktiven Strömungen mit Hilfe der PDF als TCI Modell nur der Mischungsbruch und die Mischungsbruchvarianz an jedem Ort im Strömungssystem bekannt sein müssen. Diese Aussage beinhaltet jedoch die Annahme, dass ein Reaktionsmechanismus für $\Phi_i(f, \bar{H})$ und $p(f)$ ist. Mit diesen Voraussetzungen müssen lediglich drei Transportgleichungen berechnet werden, um den chemischen Vorgang zu beschreiben, wenn zusätzlich angenommen wird, dass die Diffusivität jeder Spezies gleich ist. Diese Annahme bewirkt eine Gleichheit der Transportgleichung des Mischungsbruches für jede Spezies und somit muss nur eine Gleichung gelöst werden.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{f}) + \nabla (\rho v \bar{f}) = \nabla \left(\frac{\mu_l + \mu_t}{\sigma_l} \nabla \bar{f} \right) + S_m + S_{user} \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \overline{f'^2}) + \nabla (\rho v \overline{f'^2}) = \nabla \left(\frac{\mu_l + \mu_t}{\sigma_l} \nabla \overline{f'^2} \right) + C_g \mu_t (\nabla \overline{f'^2}) + C_d \rho \frac{\epsilon}{k} \overline{f'^2} + S_{user} \quad (4.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{H}) + \nabla (\rho v \bar{H}) = \nabla \left(\frac{k_t}{c_p} \nabla \bar{H} \right) + S_h \quad (4.22)$$

Dabei sind C_g und C_d Modellkonstanten und S_m , S_{user} , S_h Quellterme. Zur Bestimmung der bereits besprochenen PDF stehen nun mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Diese lassen sich grundsätzlich in zwei Gruppen einteilen [23]:

- **Angenommene PDF (presumed PDF)**

Hier wird die Gestalt der PDF auf Basis von verschiedenen Funktionen, vor der Rechnung, bestimmt. Es ist darauf zu achten, dass die Basisfunktion vom Verhalten von Φ abhängt. Im weiteren kann diese durch weitere Parameter beeinflusst werden. In ANSYS FLUENT stehen dem Benutzer zwei Funktionen zur Verfügung:

- Doppel- δ -Funktion
- β -Funktion

Diese Variante benötigt einen geringeren Rechenzeitbedarf, da die Größen vor der eigentlichen CFD Berechnung ermittelt werden und in Form einer Tabelle der eigentlichen Rechnung angefügt werden. In Abbildung 4.3b ist eine solche Tabelle für die Temperatur, bei verschiedenen Enthalpie-Ebenen, grafisch dargestellt. Es wurden dabei vom adiabaten Fall (Layer 31), bis hin zum maximalen Wärmeverlust infolge Wärmestrahlung (Layer 1) mehrere Ebenen abgebildet. Der wesentliche Nachteil ist jedoch, dass man sich bereits vorweg für eine Form entscheiden muss. [12, 23]

- **Transport PDF**

Im Gegensatz zur Annahme einer Form, besteht auch die Möglichkeit während der eigentlichen Rechnung ein eigenes Gleichungssystem für die PDF zu lösen. Diese Variante ist rechenzeitintensiver als eine angenommene Form der PDF. Auf eine Herleitung dieser Gleichung wird hier verzichtet und auf die Literatur verwiesen [8, 9, 23, 24].

Um einen besseren Überblick über den gesamten Berechnungsablauf des SFM zu bekommen, ist dieser in Abbildung 4.3a grafisch dargestellt.

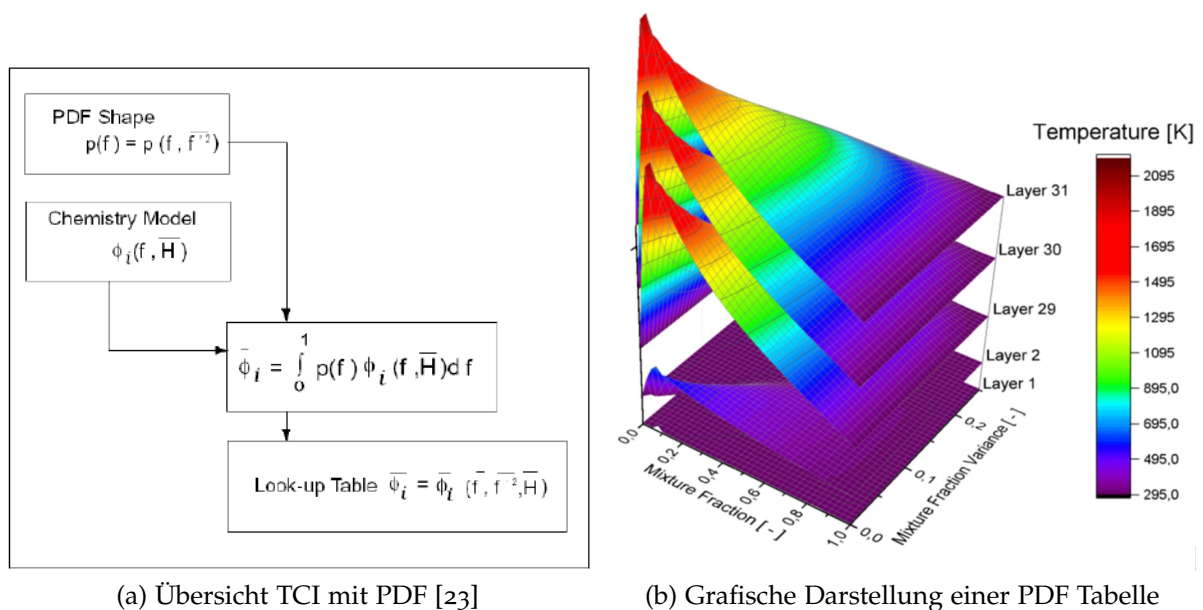


Abbildung 4.3: Angenommene PDF

Natürlich ist das Flamelet Modell auch auf einen bestimmten Anwendungsbereich beschränkt. Es erreicht seine Grenzen wenn die Flammenfront zu groß ist oder die Voraussetzungen für das eindimensionale Problem nicht mehr gegeben sind (Abgasrückströmung) [10]. Zusammengefasst besitzt das SFM Modell folgende Eigenschaften:

- Schnelle Chemie und turbulente Strömung ist entkoppelt
- Nichtgleichgewichtseffekte werden berücksichtigt
- Chemie-Turbulenz Interaktion wird durch angenommene PDF abgebildet
- Sehr robust und geringe Rechenzeit
- Bei endlicher Chemie kann Flammenerlöschung nicht simuliert werden
- Kein Zündverzug

Flamelet Generated Manifold

Sowie das Steady-Flamelet-Modell parametrisiert auch das FGM-Modell die Speziesmassenbrüche und die Temperatur mit den Variablen Mischungsbruch und skalare Dissipation. Im Unterschied zum SFM wird zusätzlich durch die Fortschrittsvariable c parametrisiert, für welche eine eigene Transportgleichung gelöst werden muss. Dies bietet den Vorteil Zündungen sowie Flammenerlöschungen berechnen zu können. Darüber hinaus ist es in der Lage nicht-Gleichgewichts Produkte wie CO oder OH vorherzusagen. Die Fortschrittsvariable ist dabei folgendermaßen definiert:

$$c = \frac{\sum_k a_k (Y_k - Y_k^u)}{\sum_k a_k Y_k^{eq}} = \frac{Y_c}{Y_c^{eq}} \quad (4.23)$$

Der Superskript u bezeichnet dabei die unverbrannten Spezies. eq beschreibt hingegen das chemisch Gleichgewicht. Y_c^{eq} ist eine Funktion des lokalen Mischungsbruches. Die Konstanten a_k sind für unverbrannte Reaktanden Null und besitzen für die restlichen Komponenten den gleichen Wert. Im Fall von $c = 0$ liegen nur Edukte vor, ist $c = 1$ so sind es nur Produkte. Für eine umfangreiche Beschreibung des FGM-Modells wird auf die Literatur [23] verwiesen.

4.1.3 Wärmestrahlungsmodelle

Bei der numerischen Simulation von Strahlungsproblemen ist zu beachten, dass der Informationstransport nicht wie bei Strömungsproblemen zu den benachbarten Zellen erfolgt, sondern immer gleichzeitig zu allen Zellen im Rechengebiet. In Abbildung 4.4 werden diese unterschiedlichen Eigenschaften gegenübergestellt.[18]

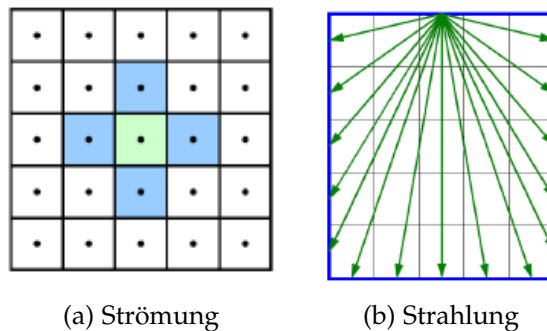


Abbildung 4.4: Informationstransport bei Strömung und Strahlung [18]

Zur Modellierung des Strahlungswärmetransportes stehen verschiedene Modelle zur Verfügung. Hinsichtlich Anwendungsgebiet und Rechenzeit unterscheiden sie sich erheblich. In Tabelle 4.1 sind die geeignetsten Modelle, für die Verbrennungssimulation, mit den empfohlenen optischen Dichten aufgelistet. Die optische Dichte ist wie folgt definiert:

$$\text{optische Dichte} = (\alpha + \sigma_s)L \quad (4.24)$$

Tabelle 4.1: Strahlungsmodelle eingeteilt nach der optischen Dichte [18]

Strahlungsmodell	optische Dichte ($\alpha \cdot L$)
Surface to Surface Modell (S2S)	0
P ₁	> 1
DTRM	alle
DO	alle

Die Definition der optischen Dichte in Gleichung (4.24) stellt eine allgemeine Form dar. In vielen Fällen kann jedoch die Streuung σ_s vernachlässigt werden. Die Erfahrung zeigt, dass sich bestimmte Modelle für gewisse Anwendungen besonders gut eignen. In Tabelle 4.2 sind die Strahlungsmodelle ihren typischen Anwendungen zugeordnet.

Tabelle 4.2: Strahlungsmodelle eingeteilt nach typischer Verwendung [18]

Anwendung	Strahlungsmodell
Motorraum	S ₂ S, DO
Scheinwerfer	DO
Verbrennung in großen Brennkammern	DO, P-1
Verbrennung	DO, DTRM

Aus den Tabellen 4.1 und 4.2 geht hervor, dass sich das DO Modell am besten für den betrachteten Prüfofen eignet, da dass P1 nur für höhere optische Dichten geeignet ist. Im folgenden Abschnitt wird daher kurz auf das verwendete DO-Strahlungsmodell eingegangen und dessen wichtigsten Eigenschaften beschrieben:

Discrete-Ordinate Modell (DOM)

Beim DO-Modell wird die Strahlungstransportgleichung in einen Satz von gekoppelten partiellen Differentialgleichungen transformiert. Es stellt dabei eine diskrete Repräsentation der Richtungsvariation der Strahlungsintensität dar. [23]

$$\nabla[I(r,s)s] + (a + \sigma_s)I(r,s) = a \frac{\sigma T^4}{\phi} + \frac{\sigma_s}{4\phi} \int_0^{4\phi} I(r,s)\Phi(ss')d\Omega' \quad (4.25)$$

Die Lösung des Strahlungstransportproblems wird durch Lösen der Gleichung (4.25) für eine diskrete Anzahl von Raumwinkeln ermittelt. Die Strahlungstransportgleichung basiert auf der Finiten Volumen Methode und ist daher beim DO-Modell numerisch ähnlich wie die Kontinuitäts-, Impuls- und Energiegleichung. Es ist anzumerken, dass für jede Einteilung eine Differentialgleichung gelöst werden muss. Das heißt im 2D Fall für jeden Quadranten und im 3D Fall für jeden Oktanten. Das DO-Modell eignet sich für alle optischen Dichten und auch zur Berechnung von Strahlung in semi-transparenten Medien. Die Finite Anzahl von Strahlungsrichtungen verursacht jedoch eine "numerische Verschmierung" und das Modell ist aufgrund der vielen zusätzlichen Transportgleichungen sehr rechenzeitintensiv. Bei der Verwendung dieses Modells in ANSYS FLUENT ist es notwendig, die Anzahl der Einteilungen von den Raumwinkeln Θ und Φ festzulegen. Deren Definition im kartesischen Koordinatensystem ist in Abbildung 4.5a dargestellt. Um eine bessere Vortstellung dieser Vorgehensweise zu bekommen, ist ein Beispiel für eine Diskretisierung der Raumrichtungen in Abbildung 4.5b abgebildet. [23]

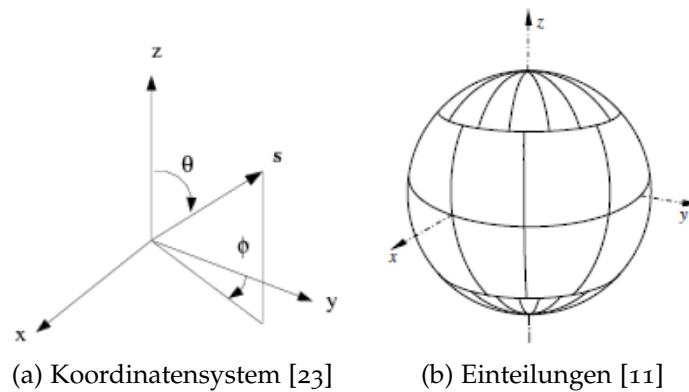


Abbildung 4.5: DO-Modell

4.1.4 Netzgittererstellung

Ausgehend von der modellierten Geometrie konnte mit der Erstellung des Rechennetzes begonnen werden. Da die Innenkontur der Brenner eine relativ komplizierte Form aufwies, wurde der Elementtyp als Tetraeder festgelegt. Diese Art eignet sich hervorragend zur Diskretisierung von komplizierten Geometrien, hat dafür aber schlechtere numerische Eigenschaften. In den Bereichen wo die Flammen der Brenner in den Brennraum eintreten, wurde das Netz lokal verfeinert. Ebenso wurde diese Prozedur bei den Thermoelementen durchgeführt um sicherzustellen, dass für die Temperaturen repräsentative Werte erhalten werden. In Abbildung 4.6 ist das anfängliche Tetraedernetz dargestellt, welches den Ausgangspunkt der Netzunabhängigkeitsstudie darstellt.

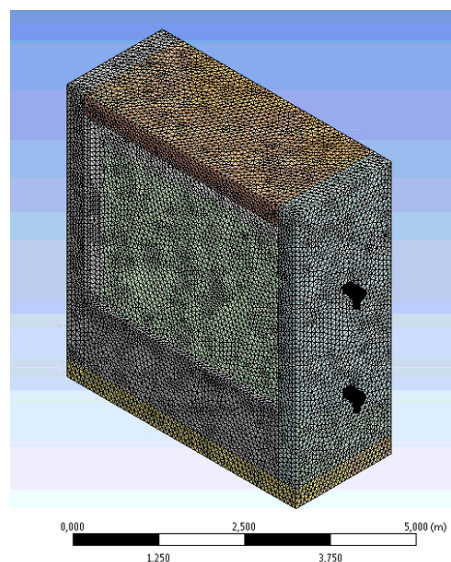


Abbildung 4.6: Tetraedernetz des Prüfofen

In den darauffolgenden Schritten wurde dieses Netz zuerst verfeinert und anschließend beide Varianten zu einem Polyedernetz umgewandelt. Diese Methode vereint mehrere Tetraederelemente zu einem Polyederelement, was zur Folge hat,

dass die Zellenzahl reduziert wird und die numerischen Eigenschaften annähernd gleich bleiben. Damit konnte eine Netzgitterstudie durchgeführt werden, um zu überprüfen ob die Netzfeinheit ausreichend war bzw. der Einfluss des Netztyps bewertet werden. Die beiden Typen sind in Abbildung 4.7 dargestellt, wobei es sich um einen Schnitt durch die Achse der Brenner handelt. In diesen Darstellungen sind die Außenwände des Ofens weggelassen. Deren wichtigsten Eigenschaften sind in Tabelle 4.3 aufgelistete.

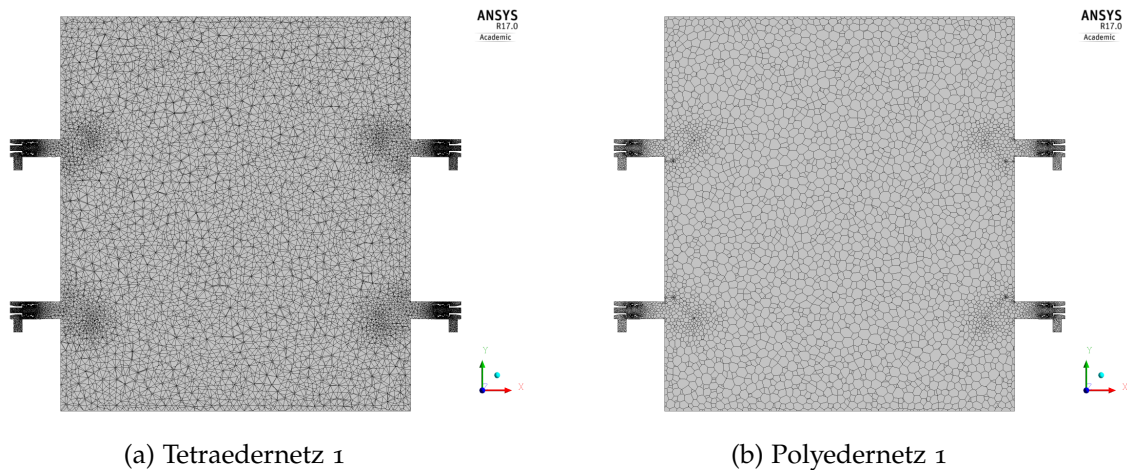


Abbildung 4.7: Erstellte Netztypen

Tabelle 4.3: Eigenschaften der Netze für die Netzstudie

Netz	Zellenanzahl	Max. Skewness	Max. Aspect Ratio
Tetraedernetz 1	3048258	0,765	19,27
Tetraedernetz 2	3919838	0,769	21,9
Polyedernetz 1	766570	0,783	13,9
Polyedernetz 2	1357881	0,799	18,75

4.1.5 Aufbau des Setups für stationäre Berechnungen

Zur Untersuchung und Auswahl von geeigneten Modellen für die Optimierung wurde zunächst ein stationäres Setup aufgebaut. Dies hat den Grund, dass die Rechenzeit im Gegensatz zu einem transienten Modell erheblich kürzer ist. Um zusätzliche Rechenzeit einzusparen wurden die Ofenwände entfernt und anstatt dieser eine konstante Wandtemperatur als Randbedingung festgelegt (siehe Abb. 4.8). Da es sich beim Prüfvorgang um einen instationären Prozess handelt, musste ein stationärer Punkt festgelegt werden, dessen Wandtemperatur dann für die Berechnung verwendet wurde. Die Auswahl viel dabei auf jenen Punkt am Ende des Versuchs, mit einer Wandtemperatur von 868°C. Im nächsten Schritt erfolgte die Auswahl von Modellen, Solvern und Diskretisierungsmethoden. Zur Berechnung

wurde ein druckbasierter Löser verwendet, da die Strömungsgeschwindigkeiten im Rechenggebiet keine allzu hohen Werte aufweisen. Für Strömungen mit einer Machzahl kleiner als 0,3 kann angenommen werden, dass diese inkompressibel sind.

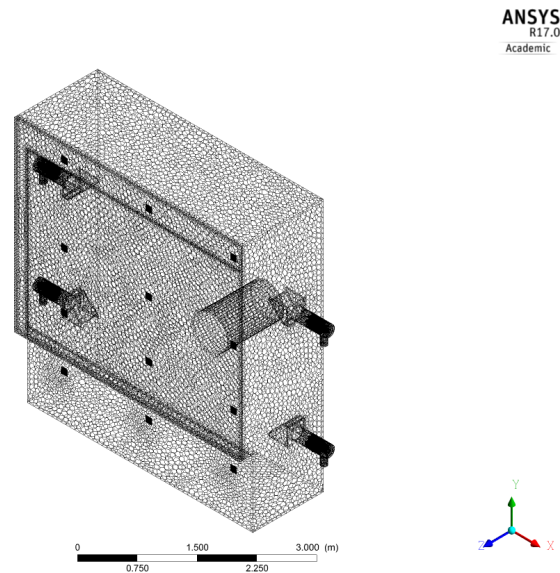


Abbildung 4.8: Vereinfachtes Netz für stationäre Simulationen (ohne Wände)

Für die Diskretisierung der Transportgleichungen wurde mit Ausnahme für die Strahlung das Second-Order-Upwind-Schema gewählt. Aufgrund des Informationstransportes bei Wärmestrahlung, wie in Abbildung 4.4b dargestellt, ist das First-Order-Upwind Schema ausreichend. Eine Ausnahme stellen optisch dicke Gase dar, bei denen es zu einer größeren Strahlablenkung kommt [18]. Zur Modellierung der Turbulenz im Ofen wurden mehrere Turbulenzmodelle verwendet um deren Ergebnisse mit den Messdaten zu vergleichen. Die Wahl viel dabei auf das realizable- $k-\epsilon$ -, das standard- $k-\epsilon$ - sowie das Reynolds-Stress-Modell (RSM). Die Berechnung der Wärmestrahlung erfolgte mit Hilfe des DO-Modells. Für den Raumwinkel Θ wurden dabei vier und für den Winkel Φ wurden drei Einteilungen gewählt. Für die Modellierung der Chemie wurde ein skeletal Mechanismus mit 25 Reaktionen und 17 Spezies ausgewählt, da dieser in Kombination mit dem SFM sehr gute Ergebnisse liefert [22]. Um eine besseren Übersicht zu bekommen, sind die verwendeten Modelle in Tabelle 4.4 aufgelistet.

Tabelle 4.4: Verwendete Modelle

Physikalische/Chemische Mechanismen	Verwendete Modelle
Turbulenz	realizable- $k-\epsilon$, standard- $k-\epsilon$, RSM
Strahlung	DO
Verbrennung	SFM

4.1.6 Aufbau des Setups für instationäre Berechnungen

Die Einstellungen für die instationäre Berechnung wurden fast gänzlich vom stationären Setup übernommen. Der einzige Unterschied war, dass der Solver auf transient eingestellt werden musste. Bei transienten Simulationen ist es zusätzlich notwendig einen Zeitschritt und dessen Anzahl, sowie die Iterationen pro Zeitschritt anzugeben. Dieser wurde am Anfang sehr klein, mit einer großen Anzahl an Iterationen gewählt. Im weiteren Verlauf wurde er jedoch vergrößert und die Iterationen verringert. Tabelle 4.5 gibt einen Überblick über den Verlauf der Berechnung.

Tabelle 4.5: Zeitschritte

Zeitschritt [s]	Iterationen [–]	Anzahl [–]	Gesamtzeit [s]
1	200	60	60
2	200	30	60
5	100	396	1980
Gesamtzeit			2100

Da der gesamte Prüfprozess einer vorgegebenen Temperatur-Zeitkurve folgen muss, ist es notwendig bestimmte Randbedingungen während des Vorgangs zu verändern. Es sind dies die Brennerleistungen, welche durch die Brennstoffmassenströme vorgegeben sind. Durch Messungen ist der Brennstoffvolumenstrom über der Zeit bekannt und ist in Abbildung 4.9 dargestellt. Daraus wurden transiente Randbedingungen abgeleitet um den Prüfvorgang möglichst realitätsgetreu abzubilden.

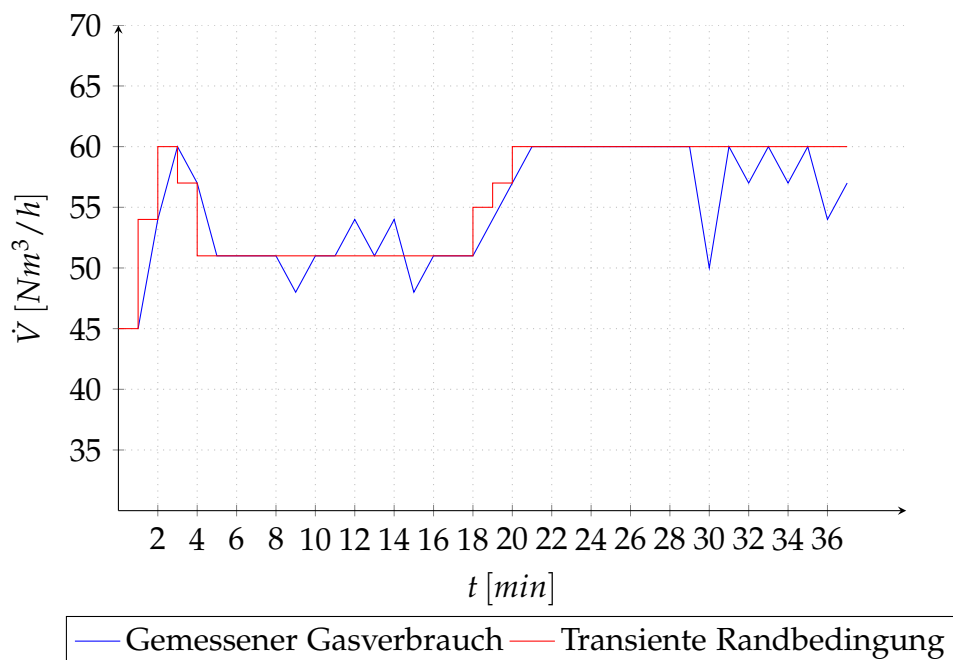


Abbildung 4.9: Brennstoffbedarf aller 4 Brenner während des Prüfvorganges

4.2 Antwortflächenbasierte Optimierung

Bei der antwortflächenbasierten Optimierung handelt es sich um eine Sammlung von mathematischen und statistischen Techniken zur Entwicklung eines empirischen Modells und anschließendem Auffinden eines Optimums. Dieser Ablauf kann in die Durchführung des Design of Experiments (DoE), der Entwicklung einer Antwortfläche (RS) und der Optimierung aufgeteilt werden. In der Literatur ist diese Methode bereits sehr umfangreich aufbereitet [25], daher wird in diesem Abschnitt nur auf die Grundlagen eingegangen.

4.2.1 Design of Experiments (DoE)

Der Sinn von DoE ist es, einen repräsentativen Datensatz zu ermitteln, aus welchem anschließend das Systemverhalten möglichst gut beschrieben werden kann. Dies wird durch die gezielte Festlegung sogenannter Design Points (DP) erreicht, die eine Kombination der zu variierenden Parameter innerhalb der Wertebereiche darstellen. Ein DP stellt somit eine mögliche Konfiguration eines Experimentes dar. Es liegt auf der Hand, dass die Systemeigenschaften mit einer möglichst geringen Anzahl von DP beschrieben werden soll. In der Fachliteratur sind dazu viele DoE Algorithmen und Methoden verfügbar, welche alle die gemeinsame Eigenschaft besitzen, DP so zu verteilen, dass der Designraum sehr effizient abgedeckt wird. Die Genauigkeit der Antwortfläche hängt zum größten Teil von Schema und Anzahl an DP ab. Es besteht jedoch auch die Möglichkeit, DP manuell festzulegen. Grundsätzlich gilt, dass die Anzahl der DP mit jener der Eingangsparameter zusammenhängt. Zu deren Erstellung sind in der ANSYS WORKBENCH mehrere Schemen verfügbar, welche an dieser Stelle kurz aufgezählt werden. Für eine genaue Beschreibung wird auf [26] verwiesen.

- Central Composite Design (CCD) (siehe Abb.4.10a)
- Optimal Space-Filling Design
- Box-Behnken Design (siehe Abb.4.10b)
- Sparse Grid Initialization
- Latin Hypercube Sampling Design

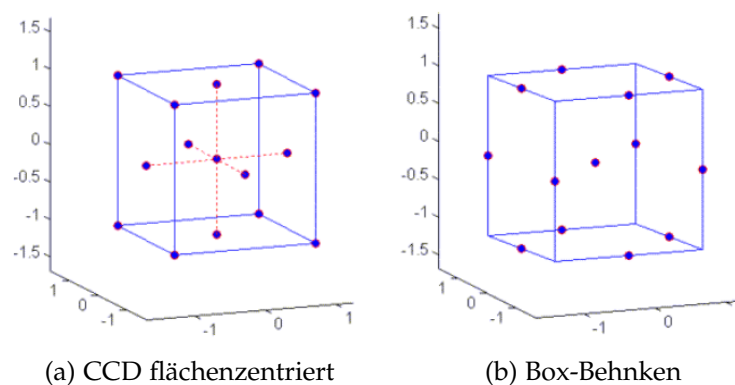


Abbildung 4.10: DoE Schemen [23]

4.2.2 Antwortflächen

Bei der Optimierung von komplexen Systemen spielen die zugrunde liegenden Systemgleichungen eine entscheidende Rolle. Um den Aufwand zu reduzieren können Approximationen durch Antwortflächen eingesetzt werden, anstatt der rechenzeitintensiven direkten Lösung der Systemantwort [27]. Bei einer Antwortfläche handelt es sich um ein mathematisches Meta-Modell eines betrachteten Systems, welches die gesuchten Ausgangsparameter als Antwort beliebiger Eingangsparameter wiedergibt. Für eine gesuchte Systemantwort y mit den Eingangsparametern x_i kann allgemein geschrieben werden:

$$y = y(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = y(x) \quad (4.26)$$

Die Annäherung der Systemantwort \hat{y} , durch eine Antwortfläche, an die tatsächliche Systemantwort y kann folgendermaßen formuliert werden:

$$y = \hat{y}(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) + \epsilon = \hat{y}(x) + \epsilon \quad (4.27)$$

ϵ entspricht dabei einem Korrekturglied, welches vorrangig den Fehler der Approximation ($y(x) - \hat{y}(x)$) kompensiert, aber auch Fehler die bei der experimentellen oder numerischen Ermittlung der Systemantworten entstehen. Damit der Gesamtfehler durch die Annäherung an das System einen möglichst geringen Wert erreicht, wird ein Datensatz benötigt der aus mehreren Stützpunkten besteht. Üblicherweise wird die Systemantwort mit einem Polynomansatz niedriger Ordnung ausreichen gut angenähert. In der Literatur werden oft lineare Modelle als Ansatzfunktionen verwendet:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_n x_n = \beta_0 + \sum_{i=1}^{nv} \beta_i x_i \quad (4.28)$$

Aber auch quadratische Modelle werden verwendet:

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \sum_{i=1}^{nv} \beta_i x_i + \sum_{i=1}^{nv} \sum_{j=1}^{nv} \beta_{ij} x_i x_j \quad (4.29)$$

Gleichung (4.28) identifiziert die Auswirkungen der Einzelnen Eingangsparameter. Um die gegenseitige Beeinflussung zweier Größen zu ermitteln muss jedoch der Term $\beta_{ij} x_i x_j$ hinzugefügt werden. Die Koeffizienten β können durch eine lineare Regression ermittelt werden [27]. Um die Antwortfläche eines Systems bestimmen zu können müssen Design Points des Systemverhaltens bekannt sein. Diese werden durch ein Experiment im klassischen Sinn oder durch numerische Simulation bestimmt. Grundsätzlich gilt, dass die Genauigkeit einer RS von der Stützpunkteanzahl, Variation der Lösungen und Erstellungsmethode abhängt [26]. Zusätzlich zu den DP gibt es noch weitere Punkte im Zusammenhang mit der RS:

- **Antwortpunkt (AP):** Ein Antwortpunkt ist definiert mit einer Momentaufnahme der Parameter während der direkten Berechnung aus der Antwortfläche. AP sind approximierte Parameter und sollten mit einer direkten Berechnung aus dem Initialsystem validiert werden.[26]

- **Designpunkt (DP):** Ein Designpoint ist definiert mit einer Momentaufnahme der Parameter während der direkten Berechnung bei einem Systemupdate. DP werden normal automatisch festgelegt, es können aber auch zusätzliche Punkte manuell definiert werden.[26]
- **Verifikations Punkt (VP):** Ein Verifikationspunkt ist definiert als reale Berechnung (wie ein Stützpunkt), und wird nicht zur Erzeugung der Antwortfläche benötigt. Jedoch dient er zur Bewertung der Qualität einer RS.[26]
- **Verfeinerungspunkt (RP):** Bei einem Verfeinerungspunkt handelt es sich auch um eine reale Berechnung, die zur Erzeugung der Antwortfläche benötigt wird. Insbesondere dient dieser zur Erhöhung der Qualität. Diese können automatisch oder manuell definiert werden.

Qualität einer Antwortfläche

Für die Ergebnisse einer Optimierung ist die Qualität einer Antwortfläche von großer Bedeutung. In dem vorhergehenden Abschnitt wurde bereits erwähnt wie die Genauigkeit, mit der eine RS ein System beschreibt, beeinflusst wird. Es ist aber auch von großer Bedeutung eine Aussage über die Genauigkeit, mit welcher eine Antwortfläche die bekannten DP approximiert, zu machen. Dafür stehen mehrere Qualitätskriterien in Form von Kennzahlen zur Verfügung [23]:

- **Coefficient of Determination (R^2)**
Ist ein Maß wie gut die Antwortfläche, Ausgangsparametervariationen repräsentiert. Der Wertebereich liegt zwischen 0 und 1 und sollte möglichst nahe bei 1 sein.
- **Adjusted Coefficient of Determination (Adjusted R^2)**
Diese Kennzahl ist verlässlicher als der Adjusted Coefficient of Determination, wenn eine geringe Anzahl an Samples verwendet wird (< 30). Dabei wird im Unterschied zu R^2 ein zusätzlicher Term, der die Anzahl der Samples berücksichtigt, hinzugefügt.
- **Maximum Relative Residual**
Maximaler Abstand aller erzeugten Punkte der RS zu den DP. Sollte im Idealfall 0% sein.
- **Root Mean Square Error**
Entspricht der Wurzel, des quadratischen Mittelwerts der Residuen, in den DP für das Regressionsmodell. Bester möglicher Wert ist 0.
- **Relative Root Mean Square Error**
Dabei handelt es sich um die Wurzel des gemittelten Quadrates der Residuen.

Idealerweise sollte dieser Wert 0% sein.

- **Relative Maximum Absolute Error**

Maximaler absoluter Fehler, relativ zur Standardabweichung der aktuellen Ausgangsgrößen. Dieser Wert sollte nahe 0% sein.

- **Relative Average Absolute Error**

Mittelwert des Fehlers, relativ zur Standardabweichung der aktuellen Ausgangsgrößen. Hilfreich wenn die Anzahl der Samples gering ist (< 30). Der ideale Wert ist 0%.

Für eine mathematische Beschreibung dieser einzelnen Größen wird auf [23] verwiesen. Darüber hinaus existiert noch eine weitere, sehr anschauliche Möglichkeit die Anpassungsgüte, einer Antwortfläche an ihre DP, darzustellen. Diese Variante wird in Kapitel 5 vorgestellt.

Am Beginn des Abschnitts 4.2.2 ist eine grundsätzliche Vorgehensweise zur Berechnung eines Systemverhaltens angeführt. Darüber hinaus sind etliche Algorithmen mit dem selben Ziel verfügbar. Auch die ANSYS WORKBENCH bietet dazu eine Auswahl an Möglichkeiten. Da eine genaue Beschreibung dieser Methoden den Umfang der Arbeit sprengen würde, sind in Tabelle 4.6 die verfügbaren Methoden mit deren wichtigsten Eigenschaften aufgelistet. Dabei sind die in dieser Arbeit verwendeten Antwortflächentypen hervorgehoben. Diese ausgewählten Varianten werden noch umfangreicher behandelt. Für eine genauere Beschreibung der übrigen Typen wird auf die Fachliteratur verwiesen [28, 29].

Tabelle 4.6: Verfügbare Antwortflächentypen in der ANSYS WORKBENCH [26]

Typ	Eigenschaften
Generische Aggregation	Die Antwortfläche wird stückweise durch Kombination unterschiedlicher Typen zusammengesetzt, Gute Qualität, Zeitintensiv
Standard 2.Ordnung polynomial	Gute Ergebnisse bei geringer Variation der Ausgangsparameter
Kirging	Besseres Ergebnis als Standard bei starker Nichtlinearität der Eingangsparameter
Non-parametric Regression	Sehr gut für nichtlineare Antworten; geeignet für rauschende Ergebnisse
Neurales Netzwerk	Erfolgreich bei stark nichtlinearen Antworten; Geeignet für "rauschende" Ergebnisse
Spare Grid	Gut geeignet für schnelle Lösungen mit Unstetigkeiten

Im Folgenden wird auf die genetische Aggregation näher eingegangen. Diese stellt eine Kombination der am besten geeigneten Antwortfläche dar. Der höhere Rechenzeitaufwand wird in dieser Arbeit dafür in Kauf genommen. Im Vergleich dazu erfolgt auch eine Berechnung der Systemantwort mit dem neuronalen Netz, um einen Vergleich zum Ergebnis der genetische Aggregation zu erhalten. Daher wird auch diese zweite Variante näher beschrieben.

Genetische Aggregation (GA)

Bei der genetischen Aggregation, wird iterativ nach dem optimalen Antwortflächentyp und dessen Einstellungen für jeden Ausgangsparameter gesucht. Es werden dabei mehrere RS Typen mit unterschiedlichen Konfigurationen erzeugt. Im Anschluss erfolgt eine Prüfung deren Qualität. Erreicht dabei ein Kandidat die geforderten Werte, wird diese Fläche verwendet und der Algorithmus abgebrochen. Trifft dieser Fall nicht zu werden die besten Antwortflächen und deren Einstellungen, mit einem genetischen Schema, solange kombiniert, bis die gewünschte Qualität erreicht ist. Um einen Überblick über die Funktion des Algorithmus zu bekommen, ist dieser in Abbildung 4.11 grafisch dargestellt.

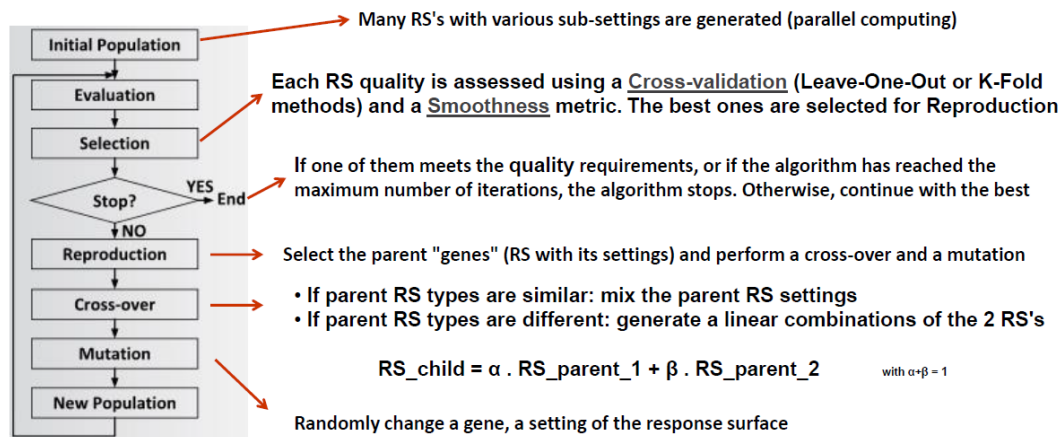


Abbildung 4.11: Schema der genetischen Aggregation [26]

Die Auswahl an Antwortflächentypen, die der Methode zu Grunde liegen, setzen sich zusammen aus:

- Full 2^{nd} order Polynomial
- Non-parametric Regression
- Kirging
- Moving Least Squares
- Linear Basis Functions

Jeder einzelne Typ besitzt wiederum mehrere Subvarianten, womit eine fast unendliche Anzahl an Kombinationen möglich ist. Bei der Auswahl werden die drei Kriterien Genauigkeit, Sicherheit und Feinheit vorgeschrieben, um die beste Antwortfläche zu erhalten. Ist die Anzahl der DP und/oder der Ausgangsparameter groß, kann diese Methode sehr zeitintensiv sein, was ihren wesentlichen Nachteil darstellt.

Zur Vergleichsprüfung sind in diesem Algorithmus zwei Methoden integriert, welche die Qualitäten der Antwortflächen kontrollieren. Ersteres wird als Leave-One-Out bezeichnet und berechnet, wie der Name verrät, die Antwortfläche mit $N - 1$ DP. Der weggelassene Punkt wird anschließend zur Validierung verwendet. Dieser Vorgang wird schließlich für alle DP durchgeführt um die Stabilität und Zuverlässigkeit der Antwortfläche zu bewerten. In Abbildung 4.12 ist die Leave-One-Out Methode für 5 DP beispielhaft dargestellt. Es ist dabei gut zu erkennen, dass die gepunkteten Kurven jeweils einen DP auslassen. Das zweite Verfahren funktioniert ähnlich wie das Erste. Hierbei wird jedoch jeder zweite DP ausgelassen. Es wird ebenfalls für mehrere Punkte durchgeführt, wobei die maximale Anzahl der Validierungen mit zehn begrenzt ist (siehe Abb. 4.13).

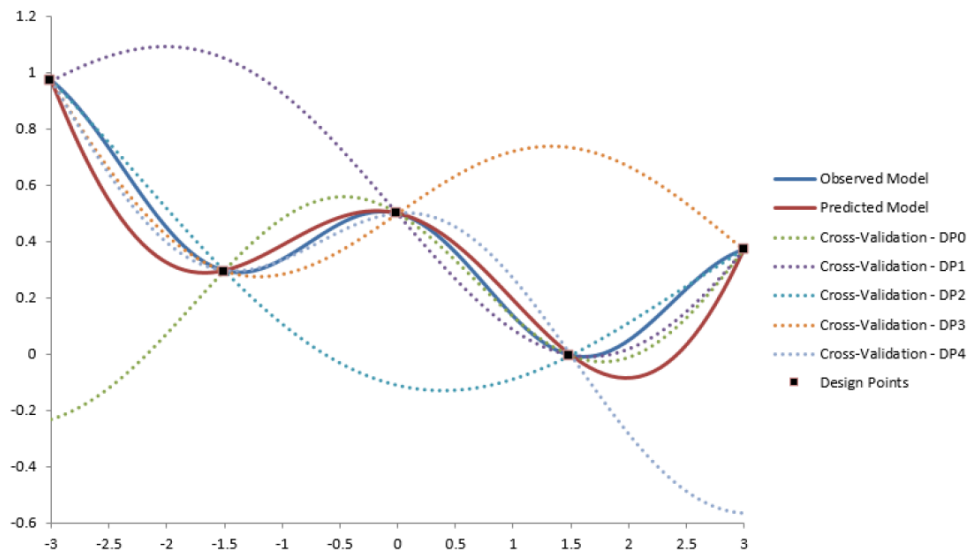


Abbildung 4.12: Kreuz Validierung [26]

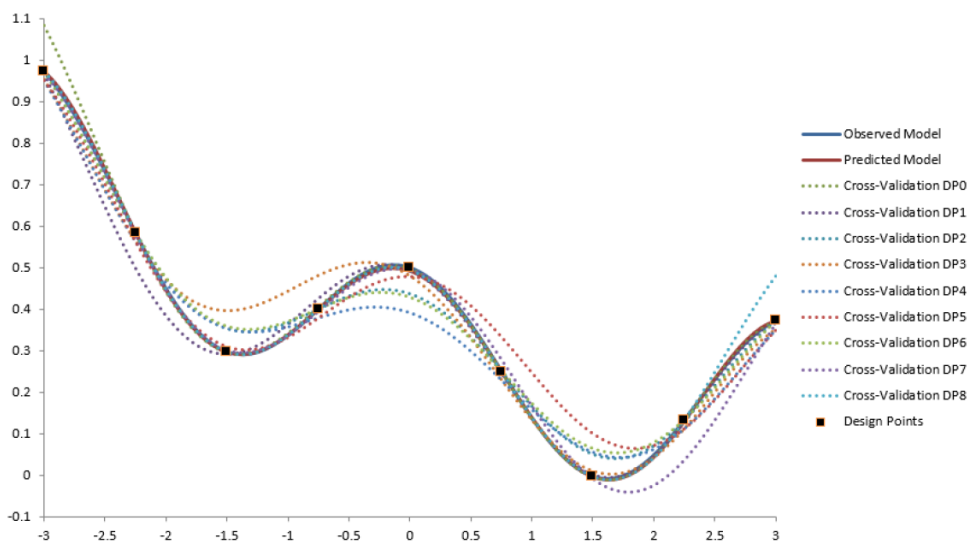


Abbildung 4.13: Kreuz Validierung [26]

Neuronale Netze (NN)

Hierbei handelt es sich um ein mathematisches Modell, das dem Nervensystem im menschlichen Gehirn nachempfunden ist [28]. Die Besonderheit liegt darin, dass diese Systeme in der Lage sind in einigen Fällen sehr komplizierte Probleme zu lösen. Der Aufbau besteht aus einfachen Recheneinheiten, den Neuronen, die durch gerichtete Verbindungen miteinander verbunden sind [30]. Vereinfacht ausgedrückt werden dabei eine beliebige Anzahl an Eingangsparametern durch die Eingabeneuronen (Eingabeschicht) aufgenommen und man erhält die dazugehörigen Ausgangsparameter von den Ausgabeneuronen (Ausgabeschicht). Die Neuronen dazwischen werden auch als versteckte Funktionen bezeichnet. Sie bilden die innere Struktur des Netzes. In Abbildung 4.14 ist der grundlegende Aufbau eines mehrstufigen, vorwärtsgerichteten Netzes dargestellt. Darüber hinaus gibt es eine große Anzahl anderer Netztopologien, welche in der Literatur [28, 29] beschrieben

werden.

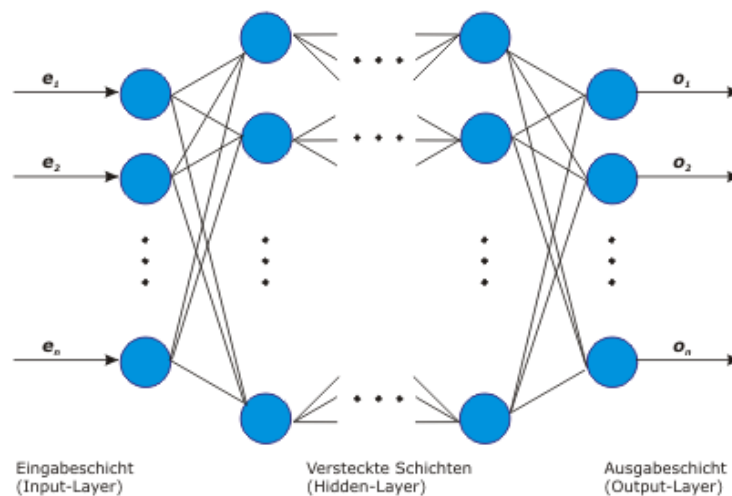


Abbildung 4.14: Typischer Aufbau eines neuronalen Netzes [30]

Die Eingangsparameter werden dabei zu mehreren versteckten Funktionen weitergeleitet. Die Verbindungen zwischen den Neuronen gewichten die jeweilige Eingangsgröße, was die Stärke der Verbindung charakterisiert. Grundsätzlich können diese vor-oder zurück laufen. Für die genauere Beschreibung eines Neurons ist dessen allgemeine Struktur in Abbildung 4.15 abgebildet.

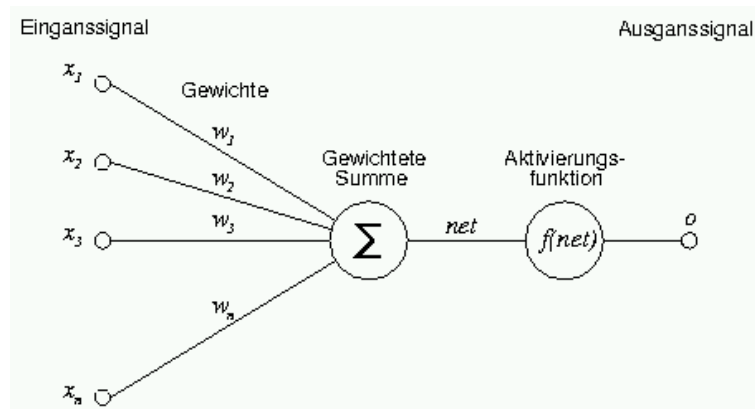


Abbildung 4.15: Struktur eines Neurons [29]

Die erste Einheit summiert die gewichteten Signale aus den vorhergehenden Elementen zur Summe net .

$$net = \sum_i w_i x_i \quad (4.30)$$

Die Ausgangsgröße wird schließlich durch die Aktivierungsfunktion in Abhängigkeit von der gewichteten Summe gebildet:

$$o = f(net) \quad (4.31)$$

Für $f(net)$ gibt es eine Reihe an Grundtypen, von welchen drei typische Vertreter in Abbildung 4.16 dargestellt sind.

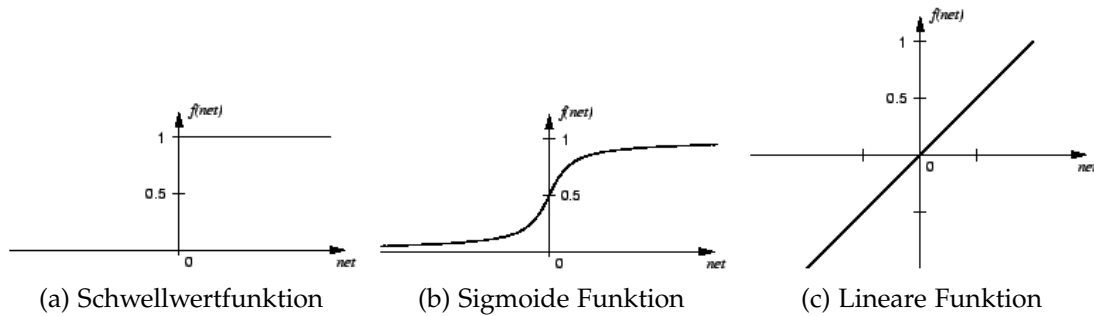


Abbildung 4.16: Typische Aktivierungsfunktionen [29]

Eine wesentlich Eigenschaft eines neuronalen Netzes ist dessen Lernfähigkeit. Mit einem eigenen Lernalgorithmus wird das Netz dabei für seine spätere Aufgabe trainiert. Bei der Anwendung des neuronalen Netzes in der ANSYS WORKBENCH werden siebzig Prozent der DP als "Lern-Punkte" verwendet, mit welchen das Netz trainiert wird. Die restlichen dreißig Prozent werden als Kontrollpunkte benutzt und dienen zur Überprüfung der erhaltenen Antwortfläche. Beim Lernprozess werden iterativ Gewichtungen in den Verbindungen modifiziert, damit der Fehler zwischen Antwortfläche und dem DP minimiert wird. Es kann somit darauf geschlossen werden, dass das Wissen eines Netzes in den Gewichten gespeichert ist [31]. In der folgenden Abbildung 4.17 ist der Lernprozess des neuronalen Netzes der ANSYS WORKBENCH dargestellt.

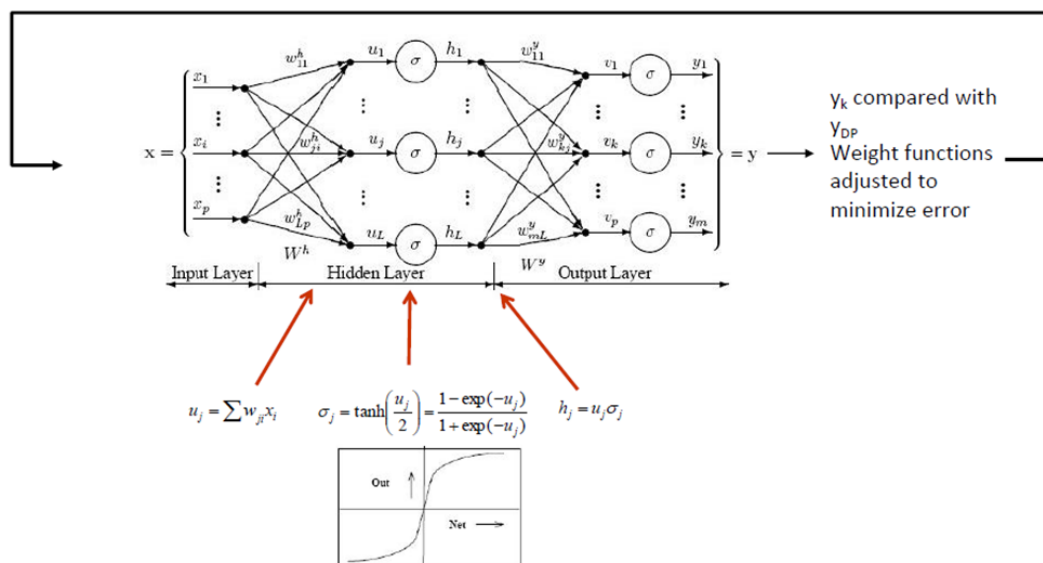


Abbildung 4.17: Lernvorgang des neuronalen Netzes [26]

In der praktischen Anwendung hat sich gezeigt, dass diese Methode sehr erfolgreich bei stark nicht-linearen Systemantworten funktioniert [26]. Häufig findet sie auch Anwendung, wenn eine große Anzahl an Eingangsparametern und DP vorliegt. Da die innere Struktur jedoch einer Black Box ähnelt, ist der genaue Ablauf nicht überwachbar. Dieser Umstand bringt eine nur geringe Steuerbarkeit des Algorithmus mit sich. Bei der Verwendung des, in der ANSYS WORKBENCH

implementierten neuronalen Netzes, kann der Anwender lediglich die Anzahl der versteckten Schichten einstellen. Der Bereich reicht dabei von eins bis zehn.

4.2.3 Optimierungsalgorithmen

Grundlage aller Optimierungen ist eine Zielvorgabe, inwiefern Systemparameter verändert werden sollten. Liegen mehrere Ziele vor, besteht die Möglichkeit diese nach ihrer Priorität zu gewichten. Zusätzlich muss auch der Wertebereich von Eingangsgrößen festgelegt werden in dem ein Optimum gesucht wird. Zur Umsetzung stehen in der ANSYS WORKBENCH mehrere Optimierungsalgorithmen zur Verfügung. Um einen Überblick über deren Einsatzbereich zu bekommen sind die einzelnen Methoden, mit den jeweiligen Eigenschaften, in Tabelle 4.7 aufgelistet. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass nur der gekennzeichnete MOGA Algorithmus in der vorliegenden Arbeit verwendet wurde, da dieser für die Optimierung mehrerer Ziele geeignet ist. Für eine umfangreichere Beschreibung der übrigen Methoden, wird auf die Literatur [26] verwiesen.

Tabelle 4.7: Optimierungsmethoden in der ANSYS WORKBENCH [26]

Typ	Eigenschaften
Screening	Ermittelt mehrere Lösungen; Für kontinuierliche und diskrete Parameter; Genauigkeit hängt von Samplepoints ab; Erlaubt globale Minima und Maxima;
MOGA (Multi-Objective Generic-Algorithm)	Ermittelt mehrere Lösungen; Genauere Lösung; Findet globale Minima und Maxima; Geeignet für mehrere Ziele;
NLPQL (Nonlinear Programming by Quadratic Lagrangian)	Genau; Schnell; Für lokales Optimum; Nur für kontinuierliche Parameter; Nicht geeignet für mehrere Ziele;
MISQP (Mixed-Integer Sequential Quadratic Programming)	Genau; Schnell; Berechnet nur eine Lösung; Für diskrete und kontinuierliche Parameter; Für lokales Optimum geeignet; Nicht geeignet für mehrere Ziele;

Bei Optimierungen mit mehreren Zielen ist es nicht mehr möglich eine Lösung zu berechnen. Es ist in diesem Fall nicht möglich eine Größe zu verbessern und dabei nicht eine andere zu verschlechtern. Das Ergebnis einer solchen Optimierung wird

auch als Pareto Optimum oder Pareto-Front bezeichnet und entspricht einer Menge an Punkten bei denen ein Optimum vorliegt.

MOGA

Bei dieser Methode handelt es sich um einen Multi-Objekt genetischen Algorithmus. Dieses Verfahren zeichnet sich besonders für die Berechnung von globalen Minima und Maxima aus. Für die Durchführung einer Optimierung mittels MOGA sind vorweg einige Einstellungen vorzunehmen. Zuerst muss dabei die initiale Anzahl an Samples festgelegt werden. Diese muss größer oder gleich der Anzahl an Eingangsparametern sein. Mit einer größeren Anzahl an Samples steigt die Chance, eine Eingangskonfiguration, welche die beste Lösung beinhaltet, zu finden. Eine weitere Einstellung ist die Anzahl der Samples pro Iteration. Damit wird dem Algorithmus vorgegeben wie viele Samples bei jeder Iteration iteriert und aktualisiert werden. Der eingegebene Wert muss immer größer oder gleich der Anzahl an Ein- und Ausgangsparametern sein. Die letzte notwendige Einstellung um die Optimierung zu starten ist die maximale Anzahl an Iterationen. Dies ist eine Einstellung für das Abbruchkriterium. Darüber hinaus sind noch weitere Möglichkeiten zur Steuerung des Algorithmus verfügbar. Auf diese wird aber nicht weiter eingegangen. Sind die Optimierungsziele (siehe Abschnitt 4.2.4) implementiert, werden beim Start der MOGA Methode die in Abbildung 4.18 dargestellten Schritte abgearbeitet. Auf diese wird im Folgenden kurz eingegangen. [26]

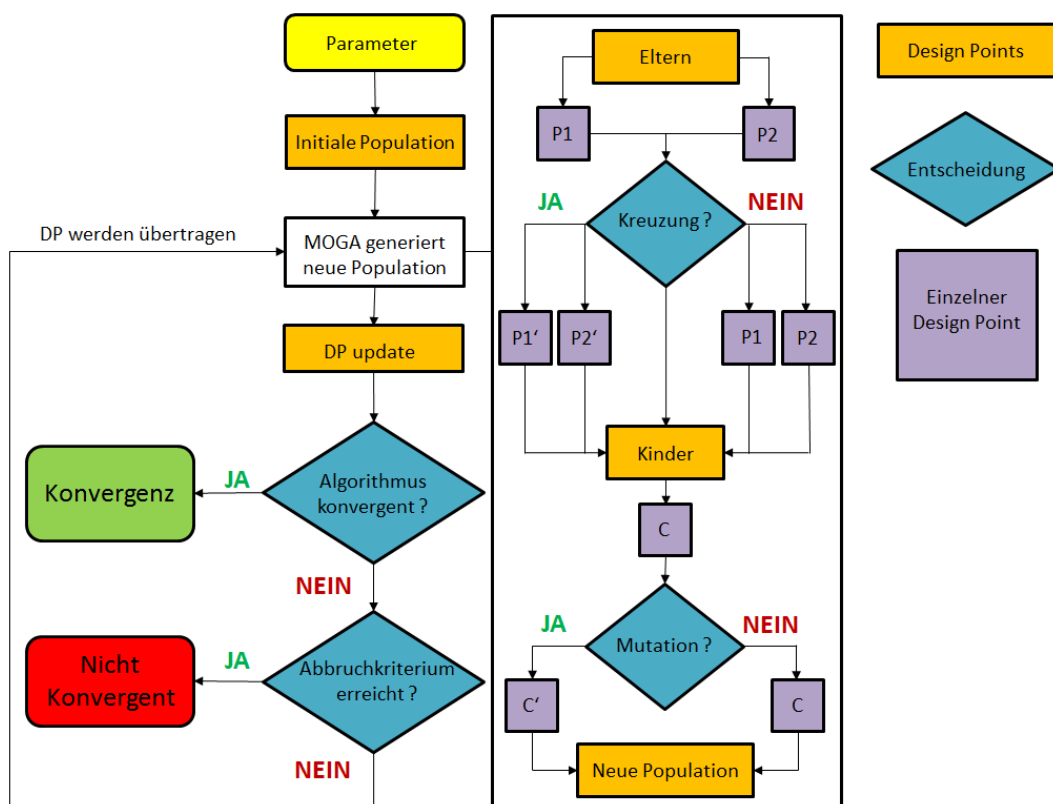


Abbildung 4.18: MOGA Algorithmus [26]

1. Erstellung der ersten Population

Beim Start des Algorithmus wird zur Initialisierung eine erste Population aus den Parametern erstellt. Deren Anzahl ist durch die Grundeinstellungen vorgegeben. [26]

2. Generierung einer neuen Population

Durch Kreuzung und Mutation erstellt der MOGA Algorithmus, ausgehend von der initialen Population, neue DP und verwendet diese für eine neue Population. Dieser Vorgang wird bei jeder Iteration wiederholt. [26]

- **Kreuzung**

Hierbei werden zwei DP kombiniert, um einen besseren Punkt, als jeweils beide Ausgangspunkte zu erhalten. Der verwendete Kreuzungsoperator erstellt immer aus zwei DP, zwei neue Punkte. Die Variable a kann bei den erweiterten Einstellungen festgelegt werden.

$$C1 = aP1 + (1 - a)P2 \quad (4.32)$$

$$C2 = (1 - a)P1 + aP2 \quad (4.33)$$

- **Mutation**

Bei dieser Methode wird ein oder mehrere Werte in der Ausgangspopulation verändert:

$$C = P + (\text{Obergrenze} - \text{Untergrenze})\delta \quad (4.34)$$

Dabei steht C für den neuen Wert und P entspricht dem Ausgangswert. Bei δ handelt es sich um eine kleine Variation. Die Mutation ist ein wichtiger Bestandteil des genetischen Algorithmus, da sie verhindert, dass die Population in einem lokalen Optimum stagniert.

3. DP update

Die DP in der neuen Population werden aktualisiert. [26]

4. Konvergenz Validierung

Bei Erfüllung dieser Bedingung wird der Optimierungsalgorithmus gestoppt und das Ergebnis ausgegeben, andernfalls erfolgt der nächste Schritt im Algorithmus. [26]

5. Abbruchkriterium

Liegt keine Konvergenz vor, so wird überprüft ob das Abbruchkriterium erfüllt ist. Im Fall eines erfüllten Kriteriums, wird der Algorithmus ohne ein Optimum abgebrochen. Andernfalls wird von MOGA wieder eine neue Population erstellt und der Prozess startet erneut. [26]

Um ein Konvergenzkriterium bei einer MOGA basierten Optimierung festzulegen gibt es zwei Möglichkeiten. Diese können zu Beginn der Optimierung festgelegt werden. Wird eine der beiden erreicht, ist die Optimierung konvergent. [26]

- **Maximal zulässiger Pareto-Prozentsatz**

Dabei wird ein Prozentsatz definiert, welcher das spezifische Verhältnis der Pareto Punkte per Sample über einer Iteration entspricht. Wird dieser erreicht

so ist die Optimierung konvergent.

- **Konvergenz Stabilitäts-Prozentsatz**

Bei diesem Kriterium wird auf den Stabilitätsprozentsatz einer Population S , basierend auf Mittelwert und Standardabweichung der Ausgangsparameter, geachtet. Ist eine Population stabil in Hinblick auf die vorherige, ist die Optimierung konvergent. In Abbildung 4.19 ist beispielhaft der Konvergenzverlauf über 11 Populationen dargestellt.

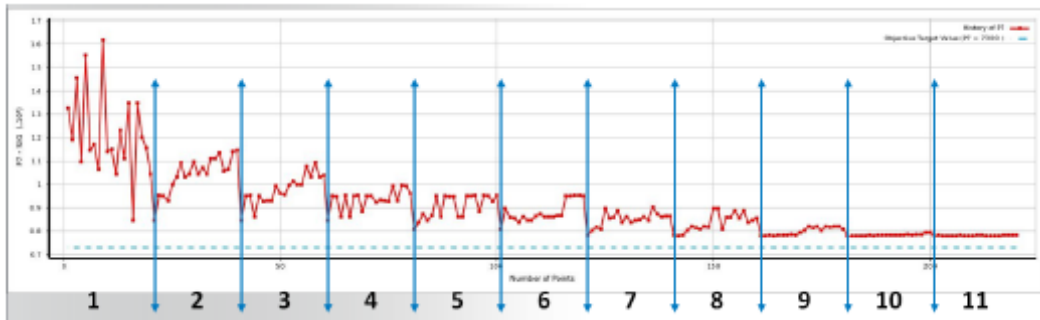


Abbildung 4.19: Konvergenz [26]

Konvergenz ist erreicht wenn für jeden Ausgangsparameter bei jeder Iteration die Kriterien 4.35 und 4.36 erfüllt sind.

$$\frac{\text{Mittelwert}_i - \text{Mittelwert}_{i-1}}{\text{Max} - \text{Min}} < \frac{S}{100} \quad (4.35)$$

$$\frac{\text{Standardabweichung}_i - \text{Standardabweichung}_{i-1}}{\text{Max} - \text{Min}} < \frac{S}{100} \quad (4.36)$$

4.2.4 Aufbau des Optimierungssetups

Die Durchführung der Optimierung erfolgte mit stationären Simulationen des Ofens, bei denen eine konstante Wandtemperatur vorgegeben wurde. Im Weiteren sollten drei getrennt betrachtete Optimierungen für Brennstoffmassenströme, Umlenkwinkel der Bleche am Brenner und Ofentiefe durchgeführt werden. Da es sich beim tatsächlichen Prüfvorgang um einen instationären Prozess handelt, entspricht die gewählte Wandtemperatur einem Punkt auf der Temperatur-Zeit-Kurve des Prüfvorganges. Es wurden bei dieser Vorgangsweise also immer das Optimum der Eingangsparameter für einen bestimmten Zeitpunkt ermittelt, bei dem genau die definierte Wandtemperatur vorliegt. Diese Information stammte aus einer vorangegangenen instationären Simulation des ursprünglichen Versuchs, die mit den Messdaten sehr gut übereinstimmte. Führt man dies für verschiedene Wandtemperaturen durch, so erhält man die optimierten transienten Randbedingungen für die Brennstoffmassenströme. Da die Geometrieingangsparameter während des Prüfvorganges nicht variierbar sind, müssen diese zuerst optimiert und festgelegt werden.

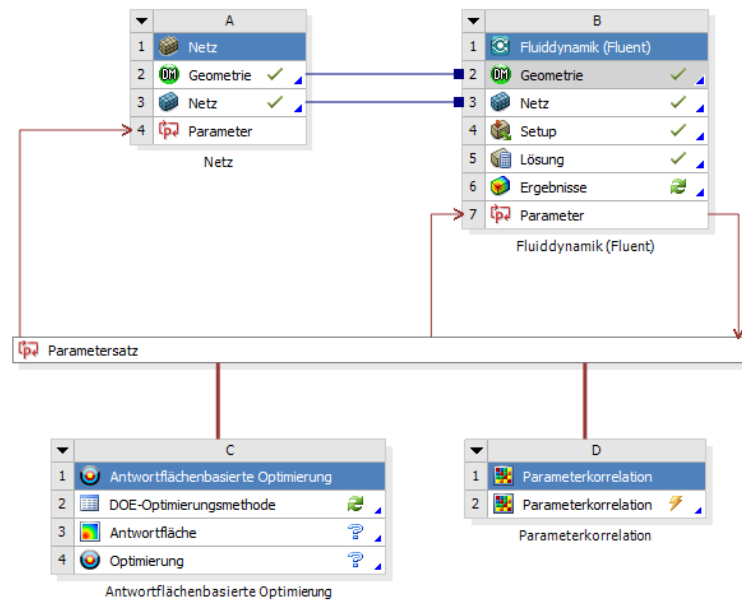


Abbildung 4.20: Projektschema für Optimierungen in der ANSYS WORKBENCH

In Abbildung 4.20 ist das in der ANSYS WORKBENCH aufgebaute Projektschema dargestellt. Das Modell teilt sich auf in die Blöcke Netz, Fluiddynamik, Antwortflächenbasierte Optimierung und Parameterkorrelation. Das Bindeglied dieser Teilsysteme bildet der Parametersatz. Der Block, Netz ist für die Geometrie- und Netzerstellung verantwortlich und übergibt diese Daten an den Fluiddynamik. Dieser führt sämtliche CFD-Simulationen des Verbrennungsvorgangs durch und transferiert die Ergebnisse in den Parametersatz beziehungsweise in den Optimierungsblock. Dabei wird auf die Modelle in Abschnitt 4.2.1, 4.2.2 und 4.2.3 zurückgegriffen. Die einzelnen Konfigurationen der Eingangsparameter wurden bereits vor der Berechnung im Parametersatz hinterlegt. Der Optimierer berechnet schließlich aus den so erhaltenen Daten ein Optimum. Eine Darstellung der Korrelationen zwischen den einzelnen Parametern wird durch den Block Parameterkorrelation erstellt.

Randbedingungen für die Optimierung

Da es sich beim Prüfofen um ein bestehendes System handelt, musste vorweg abgeklärt werden welche Veränderungen grundsätzliche für eine mögliche Optimierung zulässig sind. Diese Größen werden auch als Eingangsparameter bezeichnet. Von gleicher Relevanz waren auch jene Größen die gewünschte Werte, Minima oder Maxima erreichen sollten und als Ausgangsparameter bezeichnet werden. Die Parametersuche ergab dabei folgendes:

- **Eingangsparameter**

- Brennstoffmassenströme der unteren Brennerreihe (\dot{m}_1, \dot{m}_4)
- Brennstoffmassenströme der oberen Brennerreihe (\dot{m}_2, \dot{m}_3)
- Ofentiefe t
- Umlenkwinkel der unteren Ablenkbleche ϕ_{14}
- Umlenkwinkel der oberen Ablenkbleche ϕ_{23}

- **Ausgangsparameter**

- Temperaturen der Thermoelemente ($T_1 \dots T_{12}$)
- Wärmestromdichte auf den Prüfkörper (\dot{q})
- Abweichungen der Temperaturen vom Mittelwert, an den Thermoelementen ($s_1 \dots s_{12}$)
- Skewness des Netzes

- **Stationäre Betriebspunkte**

Die Optimierung des transienten Prüfvorganges erfolgte mit stationären Simulationen. Dabei wurden stationäre Betriebspunkte, die auf dem Temperatur-Zeit Verlauf liegen ausgewählt und unabhängig voneinander optimiert. Die einzelnen Ergebnisse wurden anschließend zu optimierten transienten Randbedingungen zusammengesetzt. Für die stationären Punkte wurden dabei folgende gemittelte Innenwandtemperaturen gewählt, die sich zu einer bestimmten Zeit einstellen:

- 100°C
- 300°C
- 500°C

- **Zielformulierung**

Aus der Aufgabenstellung konnten zwei konkrete Ziele für die Optimierung formuliert werden:

- Primäres Ziel der Optimierung war es die Temperaturen der einzelnen Thermoelemente so gut wie mögliche auf einen gleichen Wert zu bringen. Um diese Aufgabe besser zu formulieren, wurde die Abweichung der Temperatur vom Mittelwert eingeführt. Eine Minimierung dieser neu definierten Größe stellte dann die Umformulierung des primären Zieles dar.

$$s_i = |T_i - T_m| \quad \text{mit} \quad T_m = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^{12} T_i \quad (4.37)$$

- Zusätzlich sollte dabei der Wärmestrom auf den Prüfkörper maximiert werden, was der sekundären Zielformulierung entsprach.

Bei der Optimierung des Prüfofens wurden die DP manuell festgelegt, um auch eine manuelle Optimierung durchzuführen. Es ergaben sich dabei 9 DP für die Ofentiefe, welche in Tabelle 4.8 angegeben sind.

Tabelle 4.8: Manuell festgelegte DP für die Ofentiefe

DP	P_{14} [kW]	P_{23} [kW]	Φ_{14} [°]	Φ_{14} [°]	t [m]
1	250	250	45	45	−0,2
2	250	250	45	45	−0,1
3	250	250	45	45	0
4	250	250	45	45	0,1
5	250	250	45	45	0,2

Der Wertebereich für die Brennstoffmassenströme wurde in fünf Stufen aufgeteilt, wodurch sich 25 DP ergaben (5x5). Die einzelnen Kombinationen aus oberer und unterer Brennerreihe sind in Tabelle 4.9 eingetragen. Bei den Umlenklechen wurde lediglich drei Stufungen des Wertebereichs verwendet. Die damit erhaltenen 9 DP (3x3) sind in Tabelle 4.10 angeführt.

Tabelle 4.9: Manuell festgelegte DP für die Brennerleistungen

DP	P_{14} [kW]	P_{23} [kW]	Φ_{14} [°]	Φ_{14} [°]	t [m]
1	280	280	45	45	0
2	280	240	45	45	0
3	280	200	45	45	0
4	280	160	45	45	0
5	280	120	45	45	0
6	240	280	45	45	0
7	240	240	45	45	0
8	240	200	45	45	0
9	240	160	45	45	0
10	240	120	45	45	0
11	200	560	45	45	0
12	200	480	45	45	0
13	200	400	45	45	0
14	200	320	45	45	0
15	200	240	45	45	0
16	160	280	45	45	0
17	160	240	45	45	0
18	160	200	45	45	0
19	160	160	45	45	0
20	160	120	45	45	0
21	120	280	45	45	0
22	120	240	45	45	0
23	120	200	45	45	0
24	120	160	45	45	0
25	120	120	45	45	0

Tabelle 4.10: Manuell festgelegte DP für die Umlenkwinkel

DP	P_{14} [kW]	P_{23} [kW]	Φ_{14} [°]	Φ_{14} [°]	t [m]
1	250	250	45	45	0
2	250	250	45	30	0
3	250	250	45	15	0
4	250	250	30	45	0
5	250	250	30	30	0
6	250	250	30	15	0
7	250	250	15	45	0
8	250	250	15	30	0
9	250	250	15	15	0

Parameterisierung und Vereinfachung des 3D Modells

Um eine vollständig automatisierte Optimierung durchführen zu können, musste zunächst das erstellte 3D-Modell parametrisiert werden. Dabei war darauf zu achten, dass die gewählten Geometrieparameter in gegenseitige Abhängigkeit gebracht und sinnvolle Wertebereiche für diese definiert wurden, damit bei Variation der Geometrie keine Fehler entstehen. Im Anschluss wurde das modifizierte Modell sowie die automatisierte Netzerstellung auf Funktion überprüft.

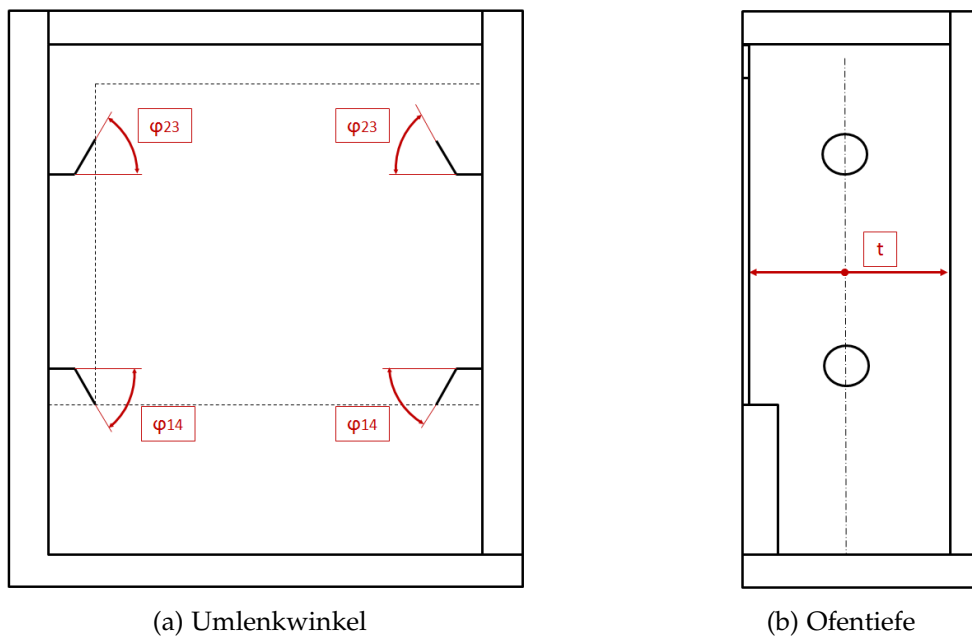


Abbildung 4.21: Geometrieparameter

Solver- und Optimierereinstellungen

Sämtliche Vereinfachungen und Randbedingungen die bereits für Netzstudie und Untersuchung der Turbulenzmodelle verwendet wurden, kamen auch bei der Optimierung zum Einsatz (4.1.5). Zur Erstellung der Antwortflächen wurden die Methoden genetische Aggregation und neuronales Netz gewählt, um zu untersuchen welcher Algorithmus das besser Resultat liefert. Als Optimierungsalgorithmus wurde die MOGA Methode verwendet, da diese die Eigenschaft besitzt, eine Optimierung mehrerer Ziele durchzuführen. Es bietet sich dabei dem Anwender die Möglichkeit, eine Gewichtung der einzelnen Ziele vorzunehmen. Die Minimierung der Abweichung erhielt dabei eine höhere Priorität als die Maximierung des Wärmestroms auf den Prüfkörper. Für die Anzahl der Samples pro Iteration wurde 3000 gewählt und die maximale Anzahl der Iterationen mit 2000 festgelegt.

4.3 Gekoppelte CFD/FEM Berechnungen

Im Brandfall sind Bauteile einem Temperaturfeld ausgesetzt, welches durch ein Strömungsfeld beeinflusst wird. In solchen Fällen ist es notwendig eine CFD Analyse mit einer FEM Analyse zu koppeln, um den Verzug und die Belastung des Bauteils zu bestimmen. Im folgenden Abschnitt wird auf diese Thematik näher eingegangen. Bei einer gekoppelten Analyse handelt es sich um eine Kombination aus unterschiedlichen Disziplinen, wobei jeder Bereich eigene Freiheitsgrade aufweist. Grundsätzlich kann man zwischen zwei Typen unterscheiden:

- **One-Way-Koppelung**

Das Temperaturfeld aus der CFD Analyse verursacht Thermospannungen in der FEM Berechnung und diese bewirken eine Verformung des Bauteils. Im Falle der losen Koppelung wird angenommen, dass die Geometrieänderung infolge der Verformung keinen Einfluss auf das Temperatur- und Strömungsfeld in der CFD Berechnung hat. Die Lösungen aus Strömungs- und Strukturproblem werden getrennt gelöst, wobei es möglich ist separate Modelle und Netze zu verwenden. Es wird auch häufig der Begriff einseitige Koppelung verwendet.

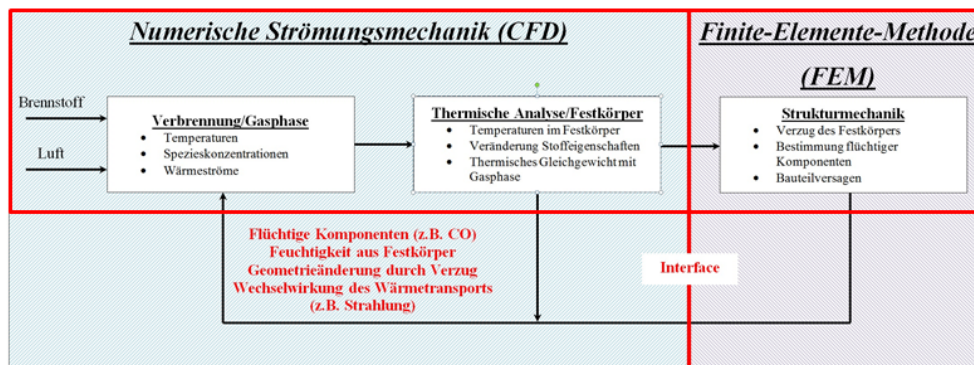


Abbildung 4.22: Prinzip der One-Way-Koppelung für Brandversuche

• Vollständige-Koppelung

Bei dieser Variante wird zusätzlich berücksichtigt, dass eine Geometrieänderung sowie das Lösen von flüchtigen Komponenten aus dem Probekörper (H_2O, CO, \dots), das Strömungs- und Temperaturfeld beeinflusst. In diesem Fall ist eine Neuberechnung notwendig. Die Lösungen aus Strömungs- und Strukturproblem werden simultan in einer Analyse gelöst, wobei ein und das selbe Modell sowie Netz verwendet wird. Für diese Anwendung sind eigene Elemente zu verwenden. Diese Variante wird auch als feste oder direkte Koppelung bezeichnet.

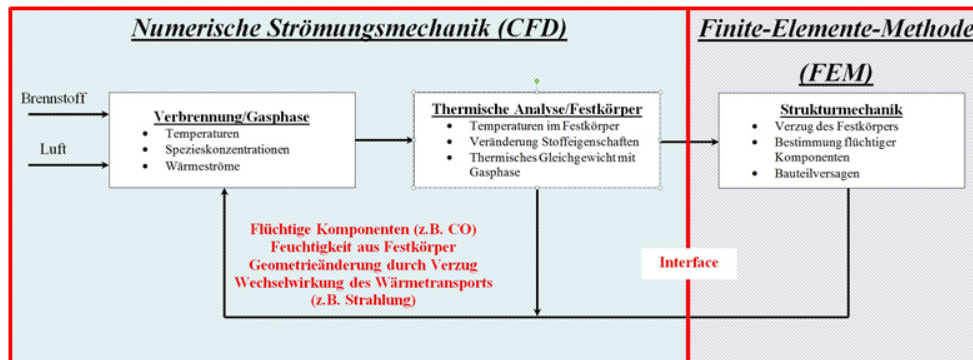


Abbildung 4.23: Prinzip der Vollständigen-Koppelung für Brandversuche

4.3.1 Grundlagen der Finite Elemente Methode (FEM)

Bei der FEM handelt es sich um eine weitverbreitete numerische Lösungsmethode. Ähnlich wie bei der FVM, wird auch hier das Lösungsgebiet in diskrete Volumen oder finite Elemente eingeteilt, deren physikalisches Verhalten mit Ansatzfunktionen gut berechnet werden kann. Diese beinhalten Parameter, welche eine physikalische Bedeutung besitzen (z.B.: Verschiebung eines Punktes). Die Ansatzfunktionen können schließlich in die zu lösende Differentialgleichung eingesetzt werden. Gemeinsam mit Anfangs-, Rand- und Übergangsbedingungen ergibt sich ein Gleichungssystem das numerisch gelöst werden kann. Der wesentliche Unterschied ist, dass die Gleichungen mit einer Gewichtungsfunktion multipliziert werden, bevor die Integration erfolgt. [18]

Bei der Methode der Finiten Elemente wird die Lösung in den Gitterpunkten durch eine Ansatzfunktion angenähert.

$$\Phi \cong \hat{\Phi} = \Psi + \sum_{m=1}^M a_m N_m \quad (4.38)$$

Die approximierte Lösung wird dabei mit \tilde{f} bezeichnet. Die Definition des Residuums R_Ω (Gl.4.39) stellt den Fehler der Näherung über dem Rechengebiet dar. Für die Bestimmung der Parameter a_m wird nun vorausgesetzt, dass der mittlere Fehler ($R_{\Omega\text{omega}}$) 0 sein soll.

$$R_\Omega(x) = \Phi - \hat{\Phi} \quad (4.39)$$

Mit dieser Voraussetzung ergibt sich jedoch nur eine Gleichung für m . Zur Lösung dieses Problems kommen Gewichtungsfunktionen W_l zum Einsatz:

$$\int_{\Omega} W_l R_{\Omega} d\Omega = \int_{\Omega} W_l (\Phi - \hat{\Phi}) d\Omega = 0 \quad \text{mit } l = 1, 2, \dots, M \quad (4.40)$$

Durch diese Methode kann nun ein System von linearen Gleichungen für die unbekannten Koeffizienten a_m aufgestellt und in Matrixform angeschrieben werden:

$$\bar{K}\bar{\Phi} = \bar{f} \quad (4.41)$$

Dabei wird \bar{K} als Koeffizientenmatrix, $\bar{\Phi}$ als Vektor der unbekannt Parameter und \bar{f} Lastvektor bezeichnet. Wird die Methode von Galerkin angewendet, so gilt für die Gewichtungsfunktion:

$$W_l = N_l \quad (4.42)$$

Für die Koeffizientenmatrix und den Lastvektor ergibt sich dabei eine einheitliche Form, was einen Vorteil dieser Vorgehensweise darstellt.

$$K_{lm} = \int_{\Omega} N_l N_m dx \quad \text{mit } 1 \leq l, m \leq M \quad (4.43)$$

$$f_l = \int_{\Omega} N_l (\Phi - \Psi) d\Omega \quad \text{mit } 1 \leq l \leq M \quad (4.44)$$

Mit diesen Berechnungsvorschriften ist es nun möglich das lineare Gleichungssystem aufzustellen und in Kombination mit den Randbedingungen die gesuchten Größen Φ zu bestimmen.

5 Ergebnisse

Nach den in Kapitel 4 präsentierten Methoden werden nun die Resultate der Netzstudie dargestellt und bewertet. Im Anschluss daran erfolgt eine Darstellung der Resultate des Optimierungsalgorithmus. Am Ende dieses Abschnittes wird schließlich das Ergebnis des optimierten Prozesses, der Ausgangskonfiguration gegenübergestellt. Schlussendlich ist ein Ausblick der gekoppelten CFD/FEM Berechnung dargestellt. Sämtliche dargestellte Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder in Kapitel 5 liegen in der Ebene, welche durch die Symmetrieachse der Brenner geht. Die Position dieser Ebene im Ofen ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

ANSYS
R17.0
Academic

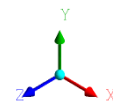
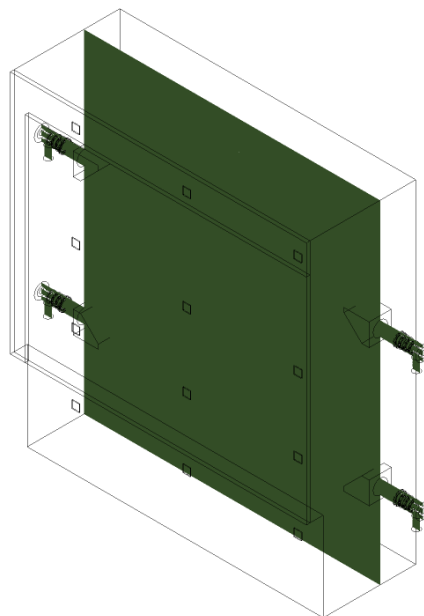


Abbildung 5.1: Ebene durch die Brennerachse

5.1 Grundlegende Untersuchungen

In diesem Abschnitt werden die Resultate der grundlegenden Untersuchungen, wie die Netzstudie und der Vergleich unterschiedlicher Turbulenzmodelle, präsentiert. Diese liefern eine Auskunft welches Simulationsmodell am besten für die Optimierung geeignet ist.

5.1.1 Netzgitterstudie

Zu Beginn einer CFD Untersuchung ist es vorteilhaft eine Netzgitterstudie durchzuführen um sicherzustellen, dass das verwendete Rechengitter eine ausreichende Feinheit besitzt. Ein gutes Netz sollte dabei nur so fein als notwendig sein, da jede weitere Verfeinerung die Rechenzeit erhöht und das Resultat nicht merkbar verbessert. Es wird dabei ein Ausgangsnetz erstellt und schrittweise verfeinert. Dabei wird mit jeder Konfiguration eine Rechnung durchgeführt und die gesuchten Größen aufgezeichnet. Findet keine merkliche Veränderung nach einem Verfeinerungsschritt statt, ist eine ausreichende Feinheit erreicht. Die relevante Größe bei dieser Untersuchung war die Temperaturen in den einzelnen Plattenthermoelementen, welche für die jeweiligen Netze in Abbildung 5.2 dargestellt sind.

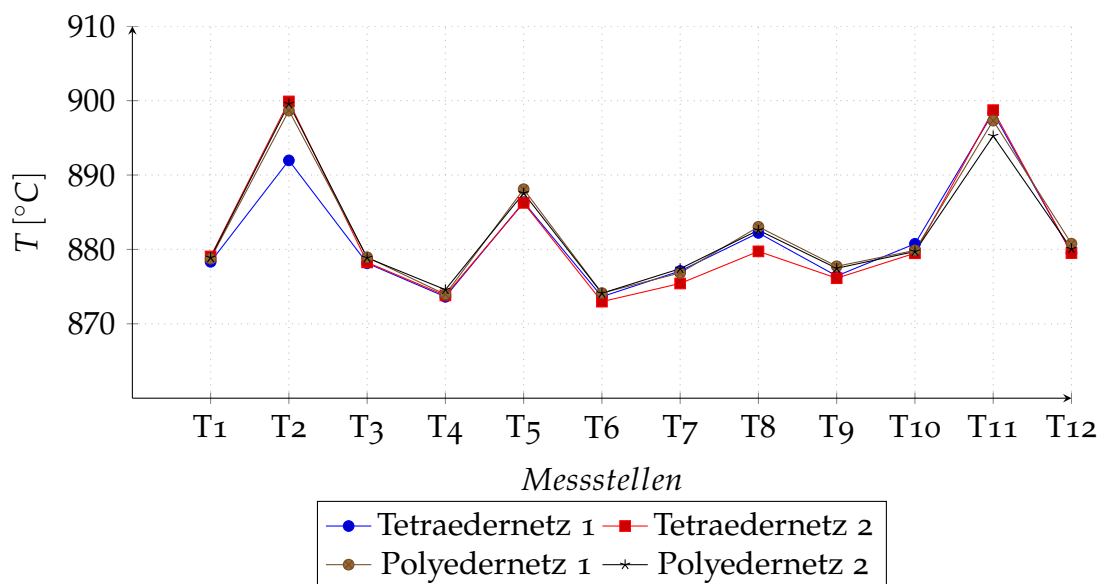


Abbildung 5.2: Temperatur in den Thermoelementen

Als Randbedingung für die Netzstudie wurde eine konstante Wandtemperatur von 868°C , welche am Ende des Prüfvorgangs vorherrscht, verwendet. Zur Modellierung der Wärmestrahlung wurde das DO-Modell eingesetzt. Für die CFD-Simulation des Verbrennungsvorgangs kam das Steady-Flamelet-Modell zum Einsatz. Die Turbulenz im Prüfofen wurde dabei mit dem realizable- $k-\epsilon$ -Modell beschrieben. Es ist daraus zu erkennen, dass das Polyedernetz 1 eine ausreichende Feinheit, mit der geringsten Zellenanzahl besitzt. Daher wurde es für die darauffolgenden Berechnungen verwendet. Für eine umfangreichere Darstellung der Unterschiede sind in Abbildung 5.3 die Temperaturfelder der einzelnen Netze dargestellt. Auch hier zeigt sich ein ähnliches Temperaturfeld bei allen vier Netzen, was die ausreichende Netzfeinheit zusätzlich bestätigt. Einziger daraus ersichtlicher Unterschied ist die höhere Flammentemperatur der Polyedernetze. Im Gegensatz dazu, liegt bei den Tetraedernetzen im Bereich der Umlenkleche eine kühlere Zone vor.

5 Ergebnisse

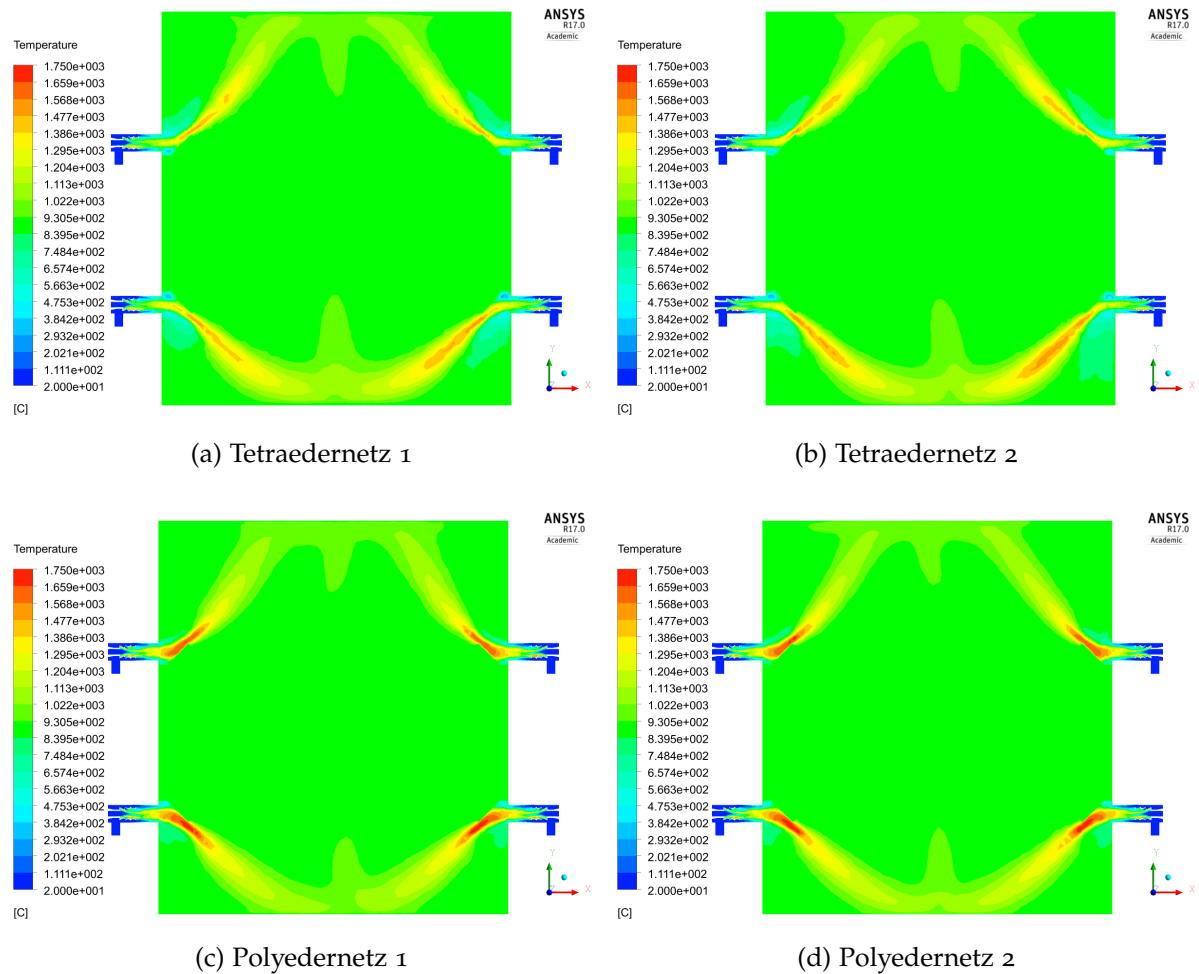


Abbildung 5.3: Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 868°C

Bei der Untersuchung des Strömungsfelds in Öfen ist unter anderem auch die Geschwindigkeitsverteilung der heißen Gase (siehe Abb. 5.4) von großem Interesse. Ähnlich wie bei den Temperaturfeldern ergibt sich auch hier bei den Tetraedernetzen eine geringere Geschwindigkeit als bei den Polyedernetzen. In diesem Fall aber nicht nur im Bereich der Brenner, sondern auch in größeren Bereichen des Strömungsfeldes.

Anhand des Vergleichs der Simulationsergebnisse sowie unter Berücksichtigung der benötigten Rechenzeit, wurde für die weiteren Untersuchungen und die Optimierung schlussendlich das Polyedernetz 1 gewählt.

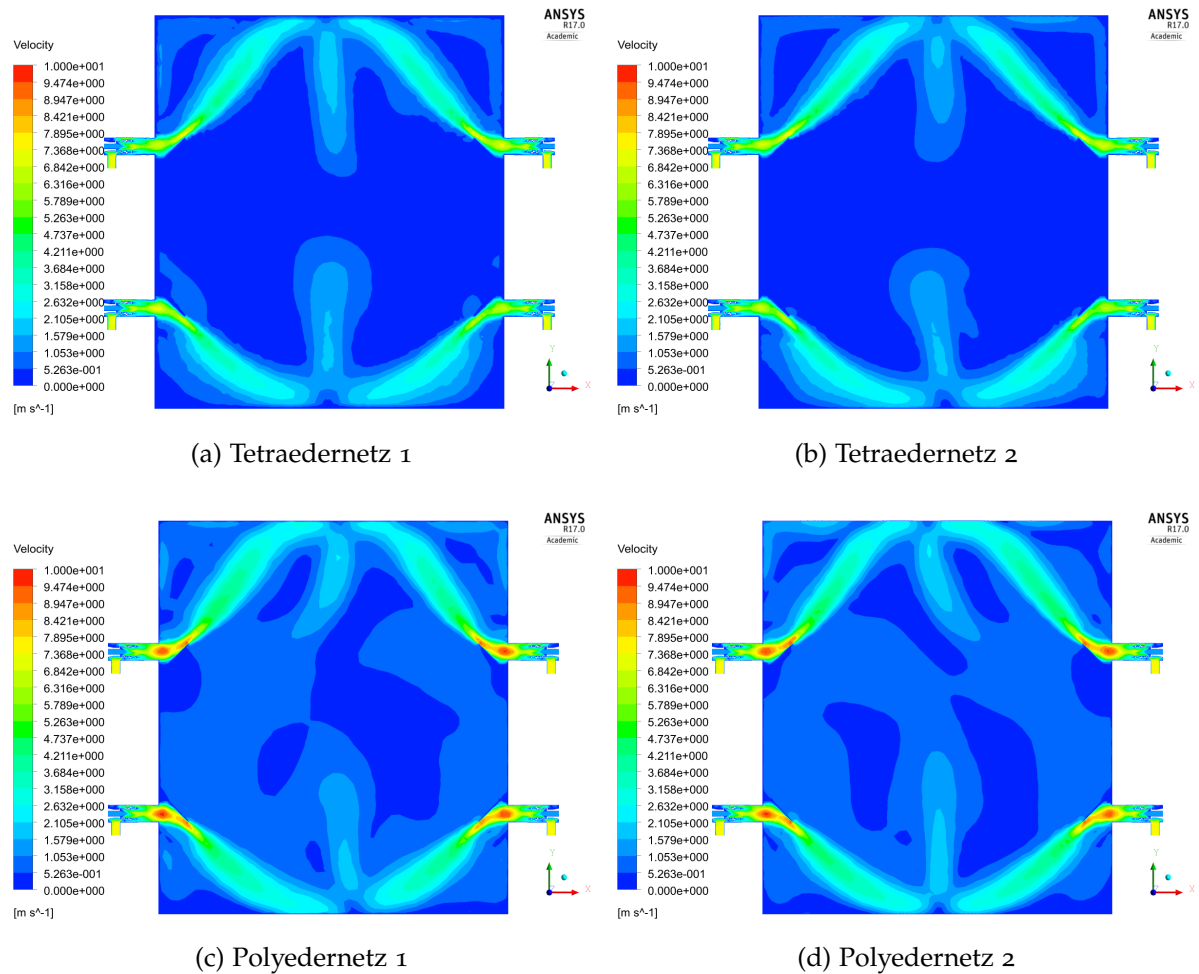


Abbildung 5.4: Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 868°C

5.1.2 Vergleich unterschiedlicher Turbulenzmodelle

Im Anschluss an die Netzstudie bestand das Interesse ein passendes Turbulenzmodell auszuwählen. Dazu wurden das standard- $k-\epsilon$ -, das realizable- $k-\epsilon$ - und das Reynolds-Stress-Modell (RSM) für die CFD-Simulation des Prüfofen angewandt und die Ergebnisse verglichen. Analog zur Netzstudie sind die jeweiligen Resultate für die Temperaturen, in den einzelnen Messstellen, in Abbildung 5.5 dargestellt. Betrachtet man die Temperaturverteilung in den Plattenthermoelementen, so ist ersichtlich, dass die beiden Varianten des $k-\epsilon$ -Modells relativ ähnliche Werte vorhersagen. Das Reynolds-Stress-Modell hingegen, berechnet eine homogenere Temperaturverteilung in den einzelnen Messstellen. Zusätzlich ergaben sich dabei auch niedrigere Temperaturspitzen in den Plattenthermoelementen T2 und T5. Beim Vergleich der Temperaturfelder bestätigt sich die Erkenntnis aus den Werten der Temperaturmessstellen. Die beiden Varianten des $k-\epsilon$ -Modells weisen eine sehr ähnliche Temperaturverteilung auf. Auch das Temperaturfeld des Reynolds-Stress-Modells weist großteils eine Ähnlichkeit mit den anderen Modellen auf. Es ist jedoch anzumerken, dass es eine viel größere Rechenzeit benötigt als die beiden anderen Modelle.

5 Ergebnisse

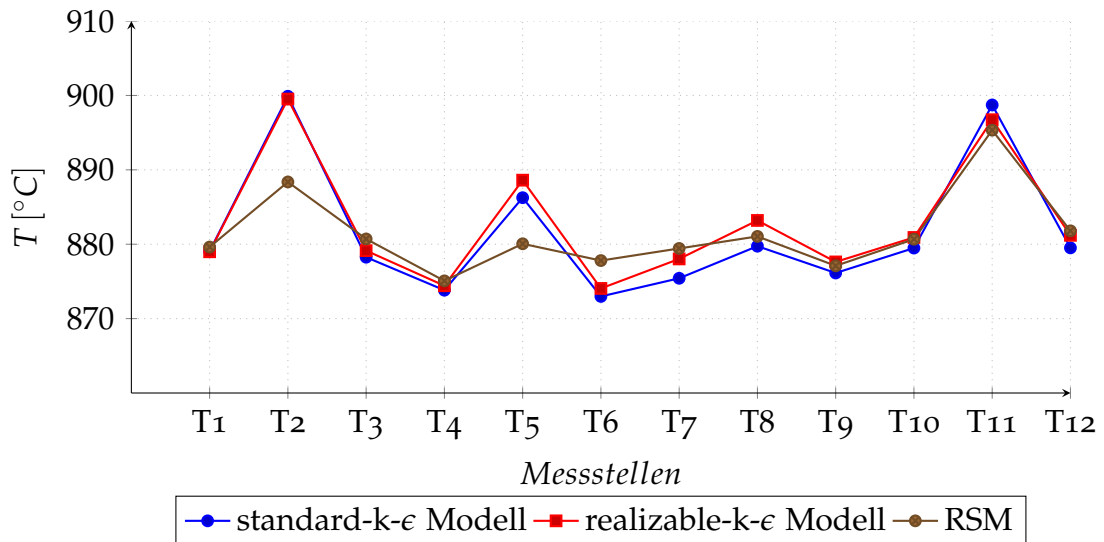


Abbildung 5.5: Temperatur in den Thermoelementen

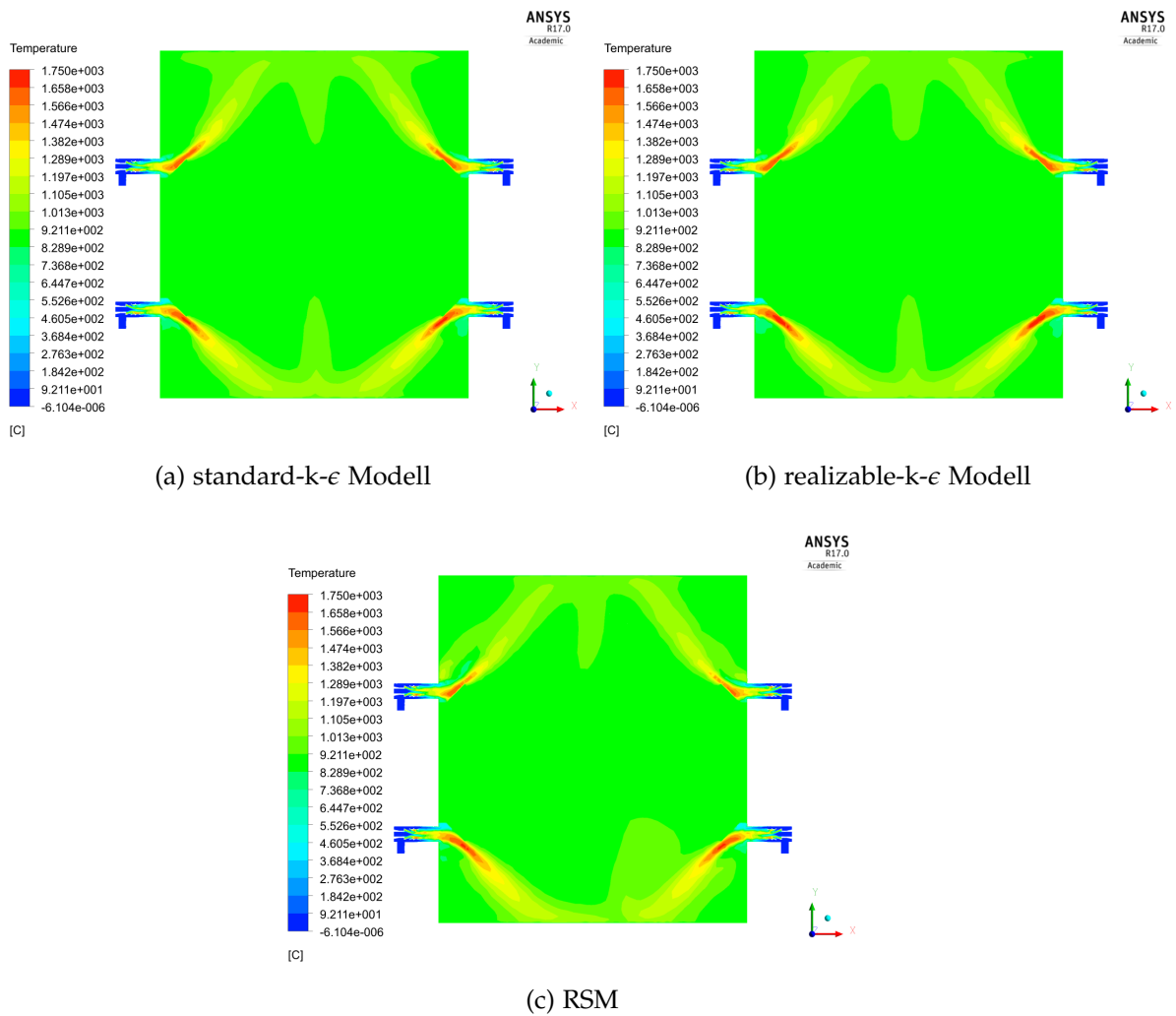


Abbildung 5.6: Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 868°C

Aus dem Vergleich der Geschwindigkeitsfelder zeigte sich, dass die beiden k-ε Mo-

dellvarianten ebenfalls eine große Ähnlichkeit besitzen. Aus dem Umstand, dass alle verwendeten Modelle ähnlich Resultate für die Temperatur- und Geschwindigkeitsfelder berechneten, wurde für die weiteren CFD-Simulationen das realizable- $k-\epsilon$ Modell verwendet. Dieses benötigte im Gegensatz zu den anderen die geringste Rechenzeit.

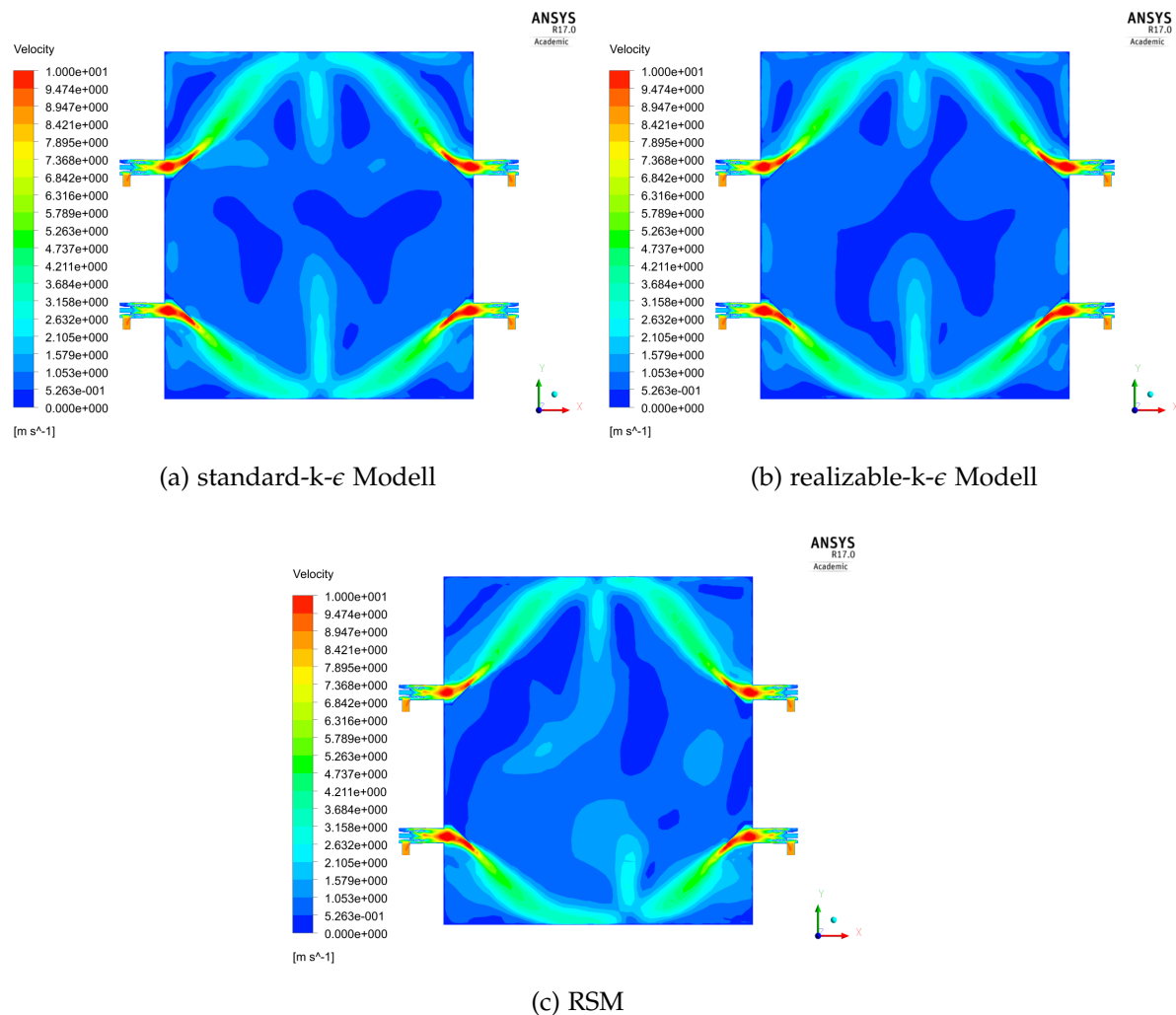


Abbildung 5.7: Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 868°C

5.1.3 Vergleich unterschiedlicher Zeitschrittweiten

Für die Durchführung der transienten Simulation des Prüfprozesses bestand das Interesse, inwiefern die Größe des gewählten Zeitschritts das Ergebnis beeinflusst. Für diese Untersuchung wurde die Ausgangskonfiguration des Prüfofens verwendet und der instationäre Prüfvorgang mit unterschiedlichen Zeitschritten simuliert. Die Temperaturdifferenzen in den Thermoelementen, welche sich aufgrund unterschiedlicher Zeitschrittweiten während des Prüfvorgangs ergaben, sind in Abbildung 5.8 dargestellt. Die abgebildeten Temperaturdifferenzen resultieren dabei aus den festgelegten Zeitschrittweiten von 2 und 5 Sekunden. Für den Vergleich wurden die

Messstellen T2, T5, T7 und T11 in der Mitte des Ofens verwendet. Es ist daraus zu erkennen, dass der Einfluss der Zeitschrittweite auf das Ergebnis gering ist.

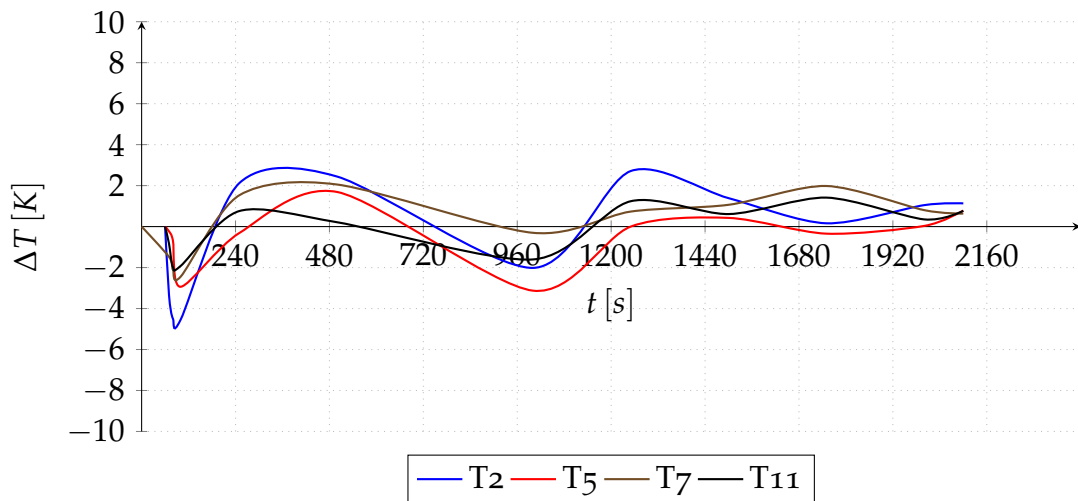


Abbildung 5.8: Einfluss der Zeitschrittweite

5.2 Optimierung durch stationäre Simulationen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der einzelnen Parameterstudien sowie deren Optimierungen präsentiert. Um die Lage des Optimums manuell zu bestimmen, wurden die festgelegten DP aus den Tabellen 4.8, 4.10 und 4.9 berechnet und verglichen. Die jeweils besten Parameterkombinationen stellten dann eine erste Optimierung dar. Anschließend wird die schrittweise Zusammenfügung der einzelnen Optima zu einer Gesamtoptimierung beschrieben. Am Ende dieses Abschnitts folgt eine Darstellung der gefundenen transienten Randbedingungen für die instationäre Berechnung.

5.2.1 Einfluss der Ofentiefe

Bei der Suche von möglichen Variationsparameter stellte sich die Frage, welchen Einfluss eine Änderung der Ofentiefe auf das System hat. Es kam dabei heraus, dass sich bei einer Vergrößerung dieses Parameters eine gleichmäßigere Temperaturverteilung ergibt. Zur Veranschaulichung dieses Umstandes, sind die Temperaturen der Messstellen in Abbildung 5.9 und deren Abweichung vom Mittelwert in Abbildung 5.10 dargestellt. Diese Effekte sind auf das vergrößerte Brennkammervolumen zurückzuführen, was eine längere Verweilzeit der heißen Gase im Ofen bewirkt. Jedoch wird durch diese Maßnahme auch der Wärmestrom auf den Probekörper reduziert.

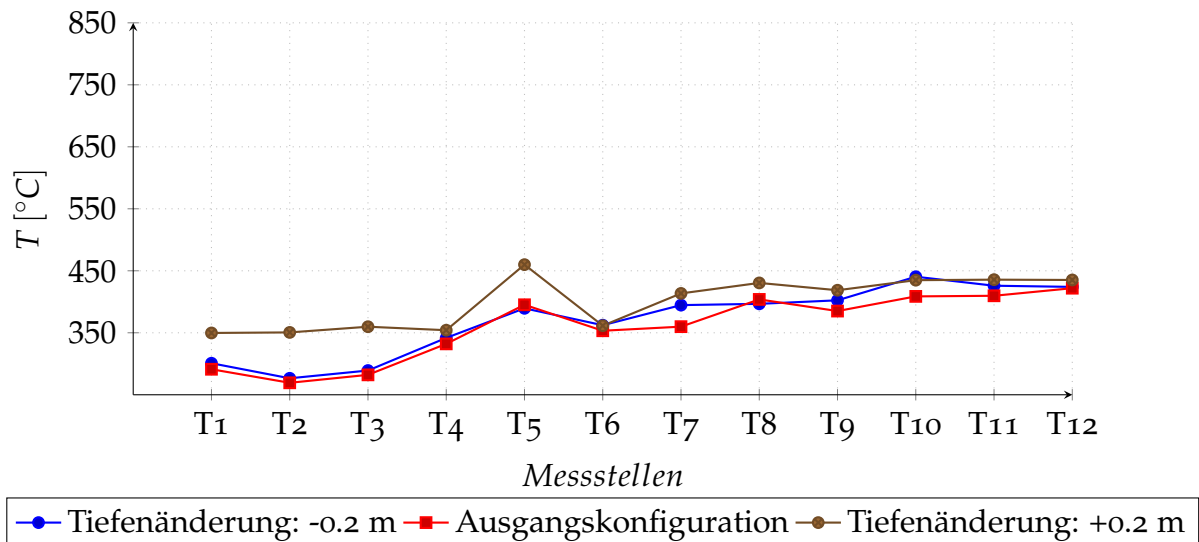


Abbildung 5.9: Temperaturverteilung bei 100°C Wandtemperatur

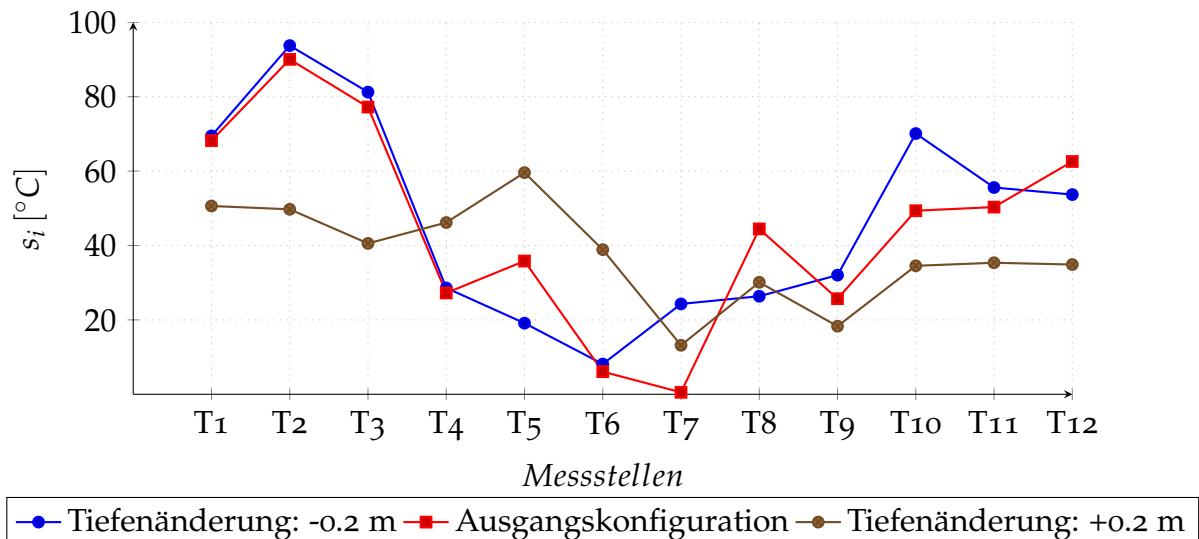


Abbildung 5.10: Temperaturabweichung vom Mittelwert bei 100°C Wandtemperatur

Mit steigender Wandtemperatur ist eine homogenere Temperaturverteilung (vgl. Abb. 5.9 und 5.11) zu erkennen. Die Ursache dafür liegt darin, dass die Wände des Prüfofens zu Beginn des Versuchs kalt waren und ein großer Temperaturgradient vorhanden war. Mit fortschreitender Versuchszeit wurde dieser immer kleiner. Damit verbunden ist ein Anstieg des Temperaturniveaus und eine Verringerung der Abweichung, welche in den Abbildungen 5.11 und 5.12 deutlich zu sehen ist. Sehr gut zu erkennen ist auch, dass zu Beginn die heißen Gase zur Decke des Ofens aufsteigen und sich am Boden ein viel kühleres Gasgemisch ansammelt. Dieser Zustand stellt sich aufgrund des Auftriebes ein und ist vor allem zu Beginn des Versuchs für die große Temperaturdifferenz am Prüfkörper und den Ofenwänden verantwortlich.

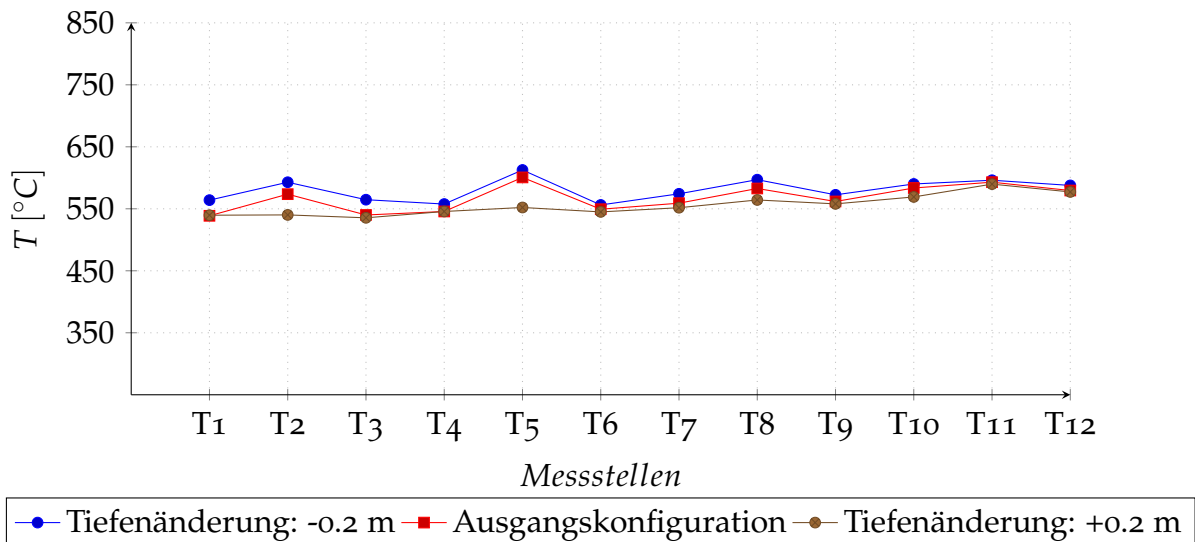


Abbildung 5.11: Temperaturverteilung bei 500°C Wandtemperatur

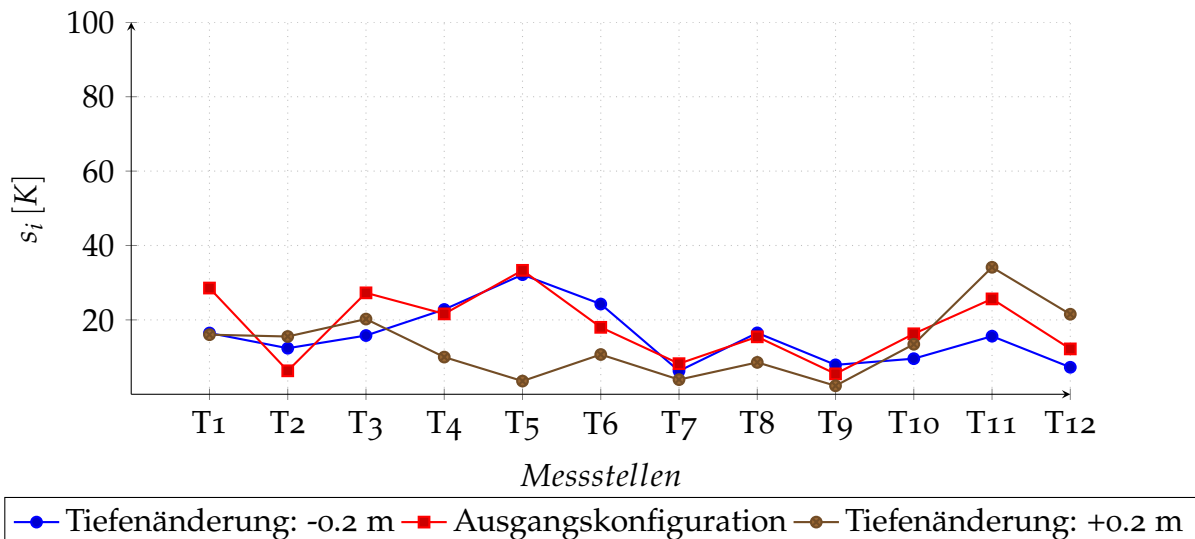
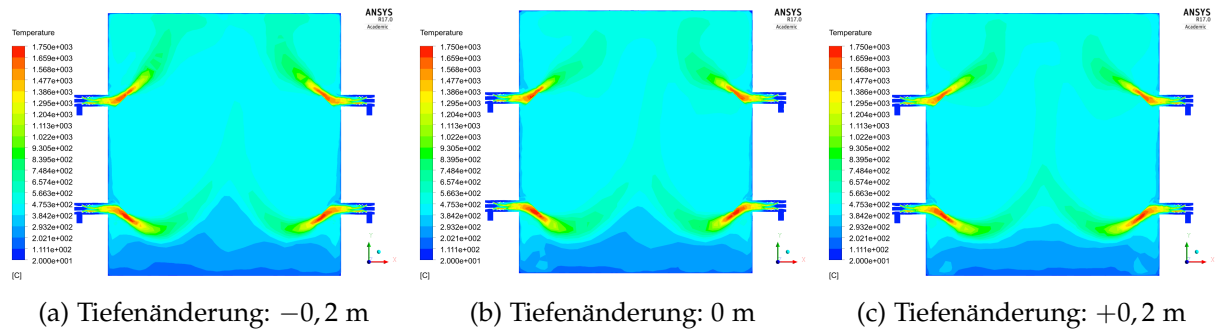
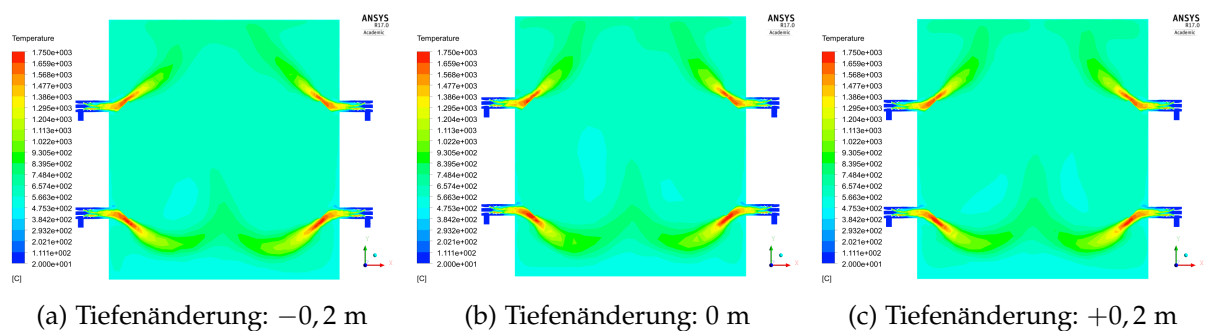


Abbildung 5.12: Temperaturabweichung vom Mittelwert bei 500°C Wandtemperatur

Zur besseren Veranschaulichung wurden die Temperaturfelder für unterschiedliche Ofentiefen, bei einer Wandtemperatur von 100°C, grafisch dargestellt (siehe Abb. 5.13 und 5.14). Im Fall einer Verringerung der Ofentiefe bildet sich mittig im unteren Ofenbereich eine Temperaturspitze aus. In der Ausgangskonfiguration ist auch bereits eine Spitze ersichtlich, jedoch nicht so ausgeprägt. Diese verursacht noch höhere Werte in den, in der Ofenmitte positionierten Plattenthermometern T2, T5 und T8. Betrachtet man hingegen jene Variante mit einer vergrößerten Tiefe ist sofort zu erkennen, dass im unteren Bereich eine gleichmäßigere Verteilung der Temperatur vorliegt. Zusätzlich ergibt sich dieser Effekt auch im oberen Bereich. Für eine Innenwandtemperatur von 500°C sind die Temperaturfelder in Abbildung 5.14 dargestellt.

Abbildung 5.13: Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 100°C Abbildung 5.14: Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 500°C

Beim Vergleich der Geschwindigkeitsfelder in der Mitte des Ofens (siehe Abb. 5.15 und 5.16) treten, im Gegensatz zu den Temperaturfeldern, keine markanten Unterschiede auf. Das liegt daran, dass die austretenden heißen Gase zunächst nicht durch Veränderung der Ofentiefe beeinflusst werden. Erst wenn sich diese normal zur dargestellten Ebene ausbreiten, erfolgt aufgrund des veränderten Ofenvolumens, eine Abweichung vom ursprünglichen Strömungsfeld. Im Fall einer größeren Ofentiefe benötigen die Rauchgase eine größere Zeit um den Ofen zu verlassen. Daraus kann geschlossen werden, dass ihnen mehr Zeit zur Verfügung steht ihre Wärme an den Brennraum abzugeben. Dieser Umstand ist schlussendlich für die gleichmäßigere Temperaturverteilung verantwortlich. Als Nachteil ergibt sich jedoch ein verringerter Wärmestrom auf den Probekörper. Wird die Ofentiefe hingegen verringert, werden diese Auswirkungen gegensätzlich tragend. Betrachtete man Abbildung 5.17 so erkennt man, dass die Aussage über den Wärmestrom jedoch nur für einen bereits erwärmten Ofen zutrifft. Im Fall des instationären Aufheizvorgangs kommt es vor allem am Beginn des Versuchs zu starken Abweichungen.

5 Ergebnisse

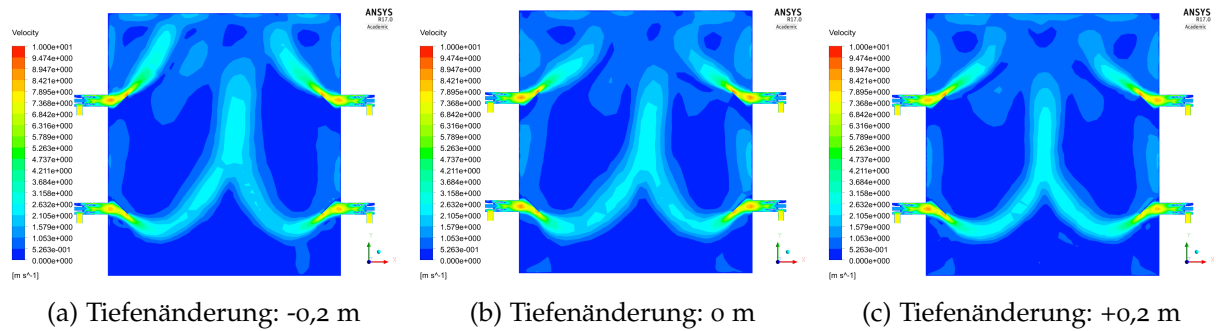


Abbildung 5.15: Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 100°C

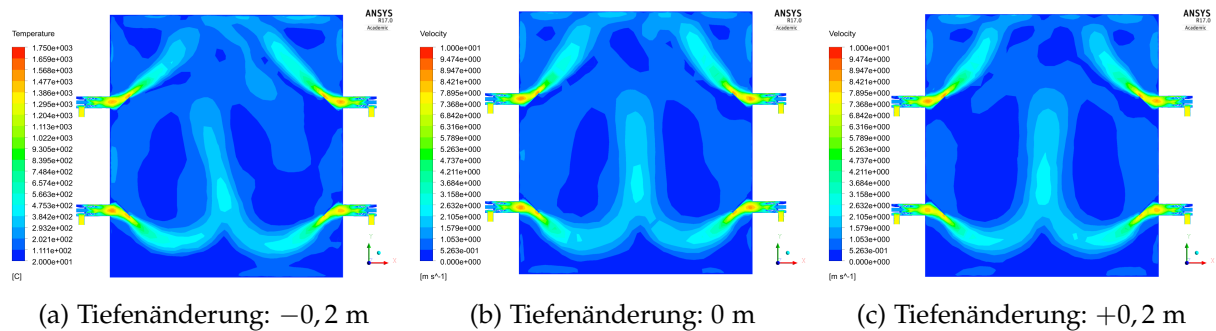


Abbildung 5.16: Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 500°C

Die Hauptaussage dieser Untersuchung ist somit, dass sich mit steigender Ofentiefe eine immer gleichmäßigere Temperaturverteilung bei sinkender thermischer Belastung des Probekörpers ergibt. Ein globales Optimum kann daher nicht bestimmt werden. Bei der Tiefe des Ofens handelt es sich somit um einen Parameter der aufgrund konstruktiver und wirtschaftlicher Randbedingungen festgelegt werden muss. Für die weiteren Untersuchungen wurde die bestehende Ofentiefe unverändert beibehalten.

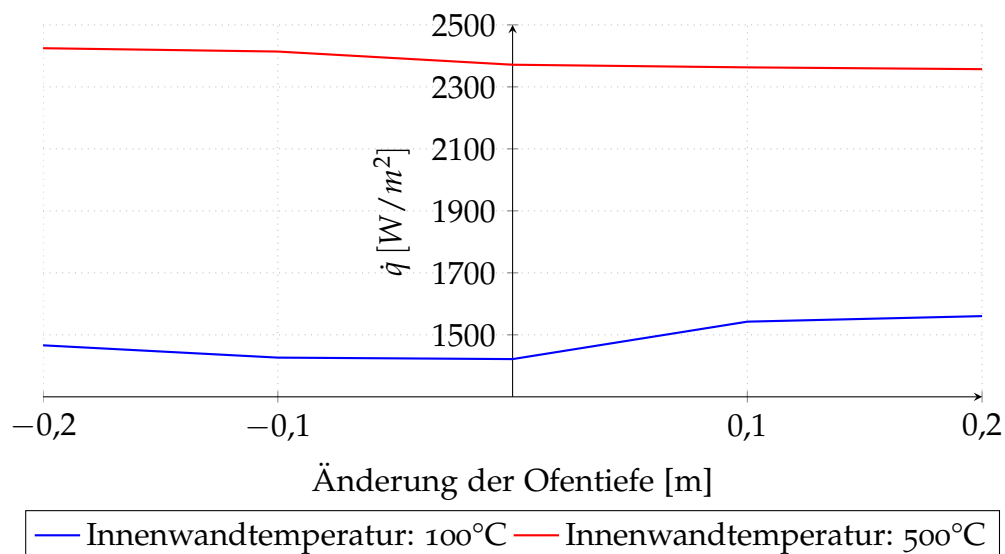


Abbildung 5.17: Spezifischer Wärmestrom bei einer Wandtemperatur von 100°C

5.2.2 Einfluss der Umlenkwinkel

Um den Einfluss der Ablenkbleche im Ofen zu beurteilen, wurden bei einer konstanten Gesamtleistung von 500 kW, die Winkel im zuvor festgelegten Bereich variiert (siehe Tab. 4.10). Die Aufteilung der Brennstoffmenge auf obere und untere Brennerreihe erfolgte dabei zu gleichen Teilen. In Abbildung 5.18 sind die Temperaturen in den Plattenthermomelementen der Ausgangskonfiguration im Vergleich zu zwei anderen Konfiguration dargestellt. Zusätzlich wurde auch die Abweichung vom Mittelwert angegeben (siehe Abb. 5.19). Es ist zu erkennen das die Umlenkwinkel nur eine geringe Auswirkung auf die Temperaturen in den Messstellen haben. Das Optimum unter den manuell festgelegten DP stellte dabei die Konfiguration mit einem Winkel von 45° in der unteren und 15° in der oberen Brennerreihe dar.

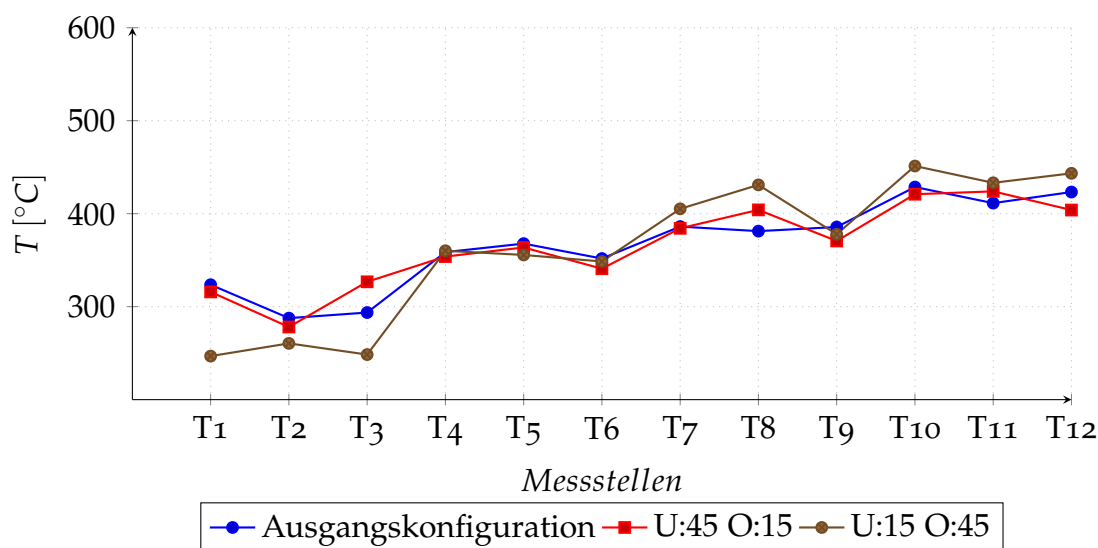


Abbildung 5.18: Temperaturverteilung bei einer Wandtemperatur von 100°C

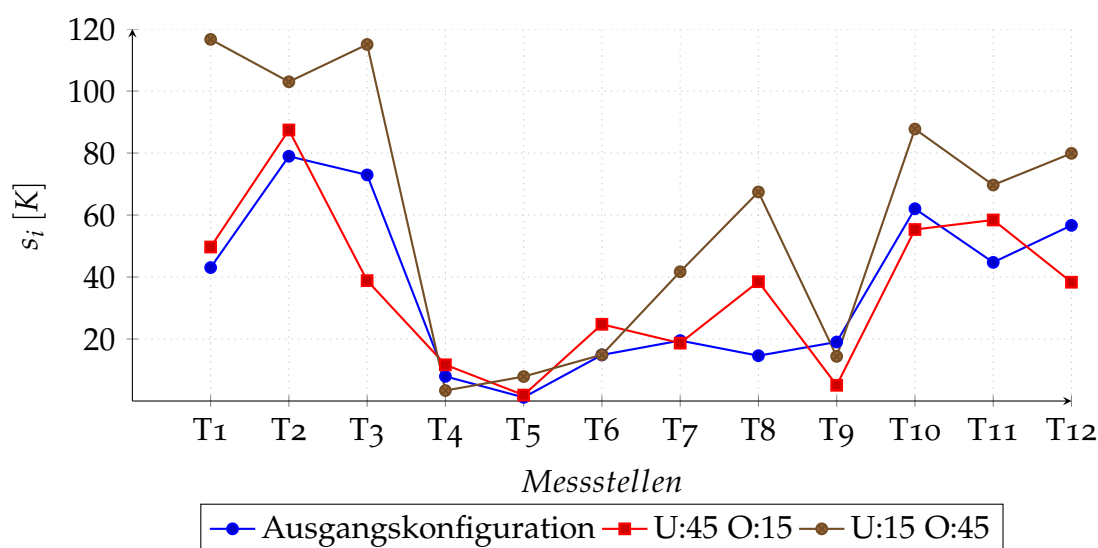


Abbildung 5.19: Temperaturabweichung vom Mittelwert bei einer Wandtemperatur von 100°C

Auch bei der Untersuchung der Umlenkwinkel wurde die Tendenz festgestellt, dass

sich mit steigender Wandtemperatur eine gleichmäßigere Temperaturverteilung in den Messstellen einstellte (siehe Abb. 5.20). Damit verbunden war auch eine homogener verteilte Abweichung der Temperatur von ihrem Mittelwert (siehe Abb. 5.21). Somit konnte jener Effekt, welcher zuvor bei der Untersuchung der Ofentiefe festgestellt wurde, bestätigt werden.

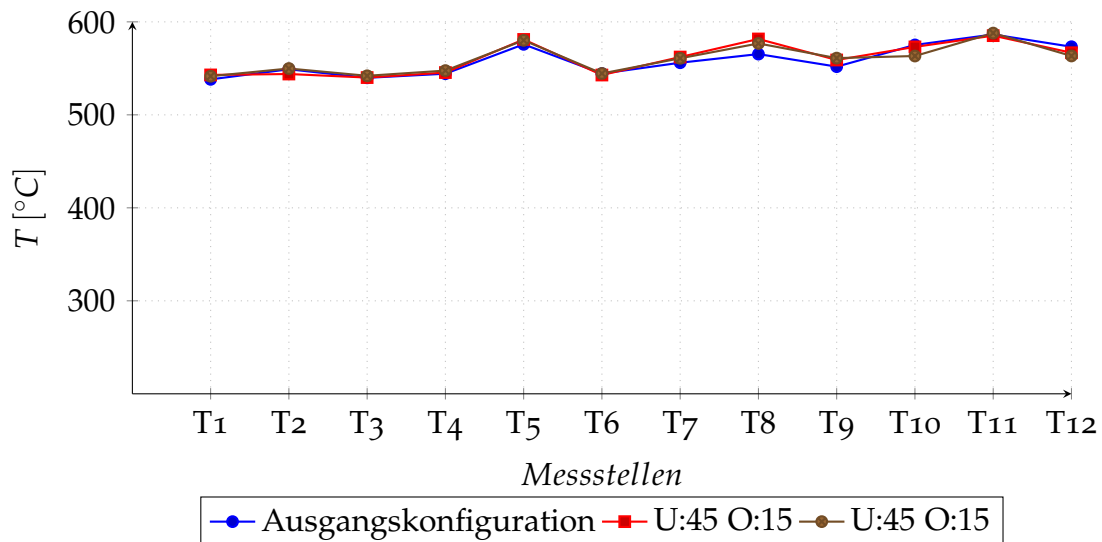


Abbildung 5.20: Temperaturverteilung bei einer Wandtemperatur von 500°C

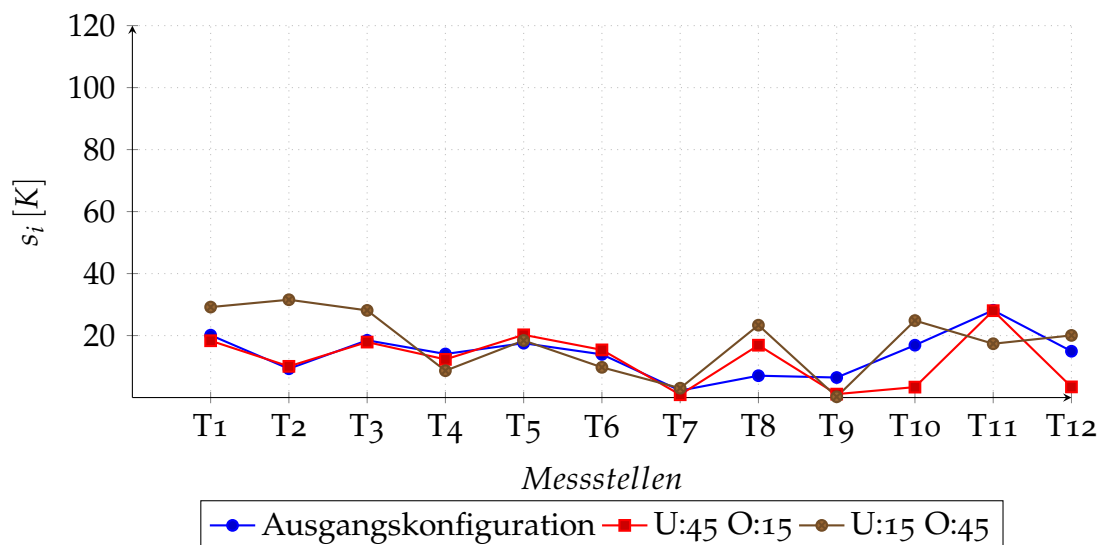


Abbildung 5.21: Temperaturabweichung vom Mittelwert bei einer Wandtemperatur von 500°C

Vergleicht man die Temperaturfelder von Ausgangskonfiguration und manueller Optimierung, so erscheinen diese auf den ersten Blick auch sehr ähnlich (siehe Abb. 5.22 und 5.23). Im unteren Bereich des Ofens ist aufgrund des unveränderten Winkels kaum eine Änderung zu erkennen. Im oberen Bereich ist durch die geringer Umlenkung aber eine leichte Veränderung zu sehen. Diese bewirkt eine etwas homogenere Verteilung der Temperatur. Die starke Temperaturschichtung der beiden Resultate in Abbildung 5.22 wird vor allem durch die niedrige Innenwandtemperatur von 100°C verursacht. Dieser Zustand liegt jedoch nur am Beginn des Versuchs

für eine relativ kurze Zeit vor. Erwärmt sich der Ofen, sodass die Innenwände eine Temperatur von 500°C erreichen (siehe Abb. 5.23), ist keine deutlich erkennbare Temperaturschichtung zu bemerken.

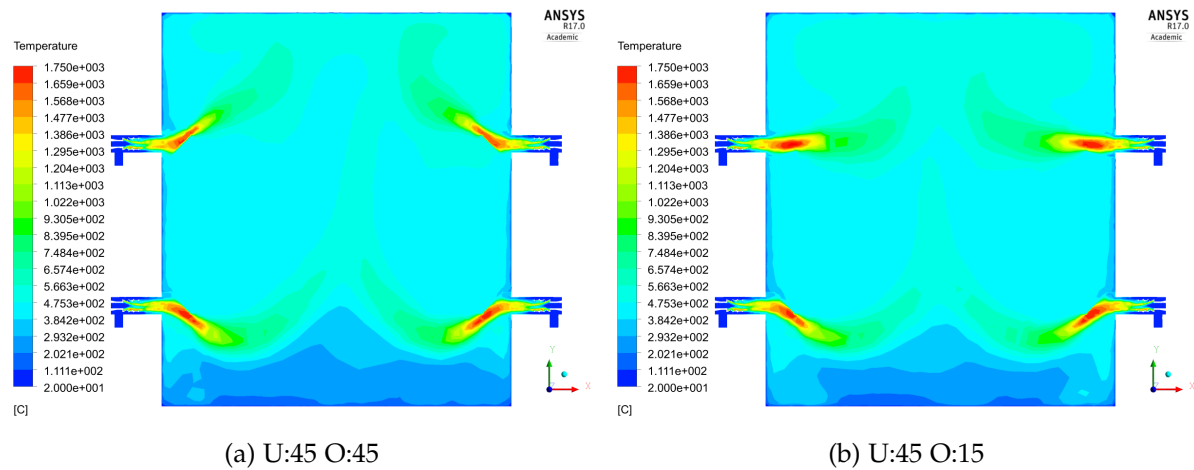


Abbildung 5.22: Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 100°C

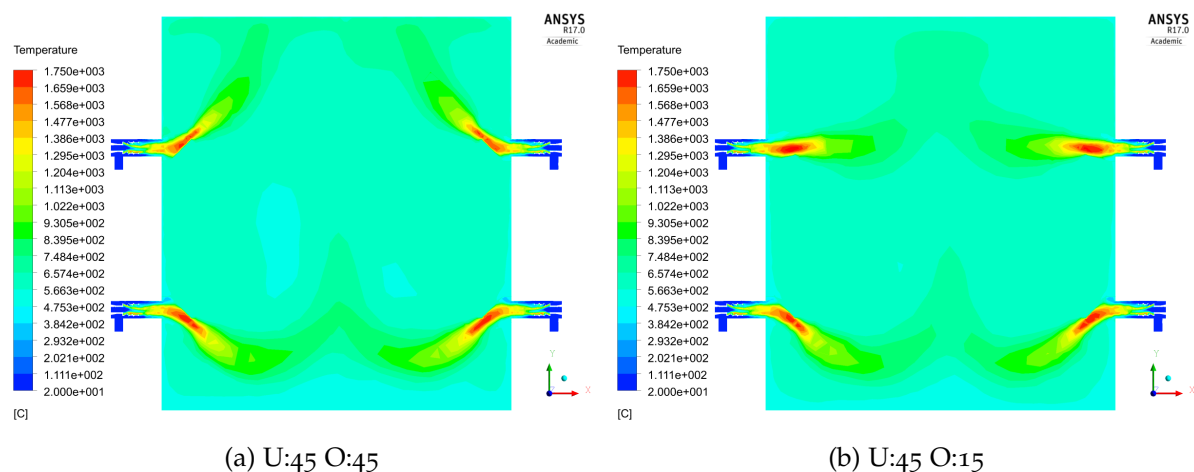


Abbildung 5.23: Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 500°C

Ein ähnliches Verhalten wiesen auch die Geschwindigkeitsfelder auf, bei welchen ebenfalls im oberen Teil ein Unterschied zwischen Ausgangskonfiguration und optimierter Version bemerkbar ist. Diese sind in Abbildungen 5.24 und 5.25 dargestellt. Es ist auch hier zu erkennen, dass sich für flachere Winkel der oberen Brennerreihe ein gleichmäßigeres Geschwindigkeitsfeld ergibt. Insbesondere in der Nähe des Ofenbodens ist bei der optimierten Variante eine höhere Geschwindigkeit zu erkennen. Dieser Umstand stellte sich sowohl bei einer Innenwandtemperatur von 100°C , als auch bei 500°C ein. Bei den Umlenk winkeln der unteren und oberen Brennerreihe handelte es sich um ein Parameterpaar, welches in einer bestimmten Konfiguration ein Optimum besitzen musste. Bei der bereits optimierten Version, welche in den Abbildungen 5.18 bis 5.25 dargestellt ist, handelt es sich um den manuell definierten DP mit den besten Resultaten. Das tatsächliche Optimum liegt

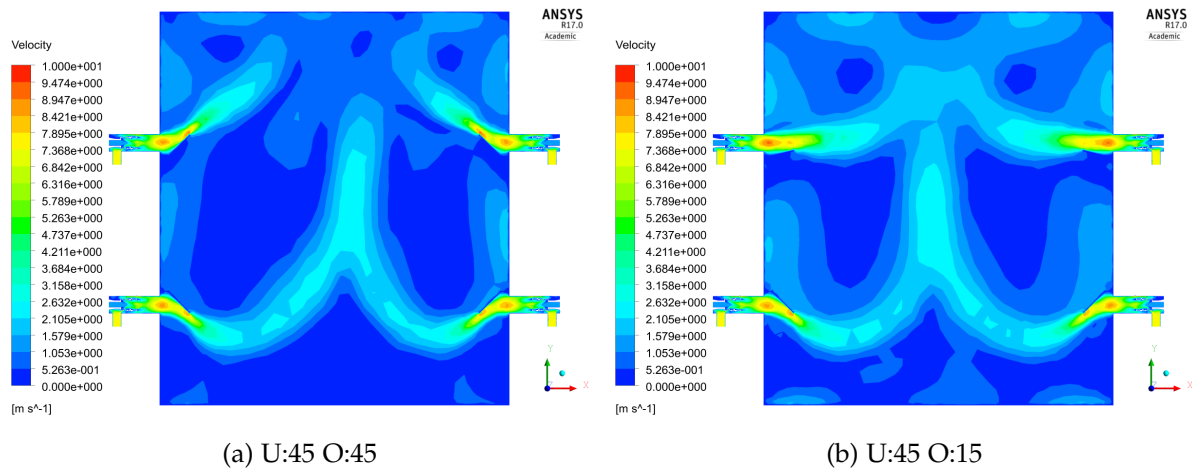


Abbildung 5.24: Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 100°C

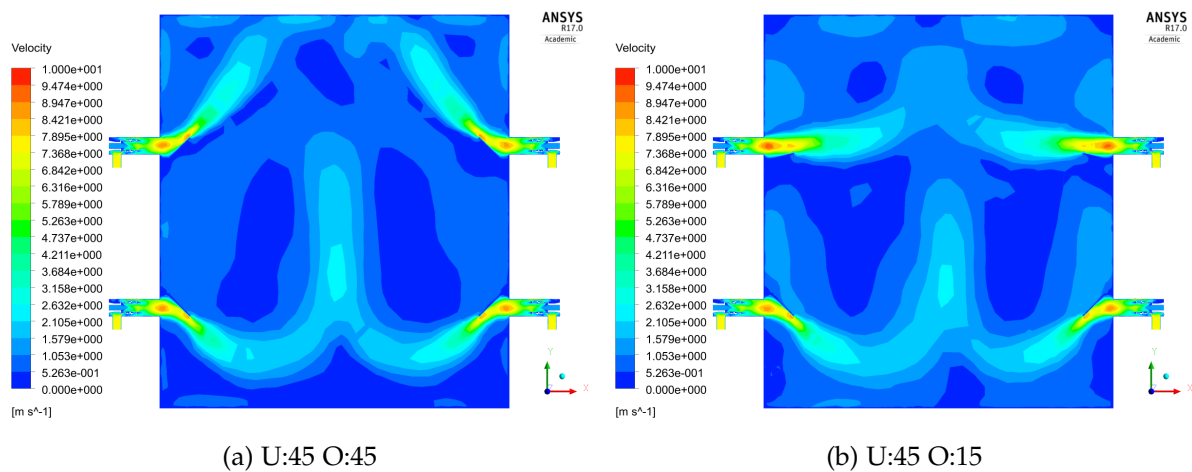


Abbildung 5.25: Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 500°C

aber mit großer Wahrscheinlichkeit zwischen, oder knapp neben den händisch festgelegten Punkten. Mit Hilfe der in Kapitel 4 beschriebenen Optimierungsalgorithmen konnte die optimale Kombination für die Umlenkwinkel berechnet werden. Die Ergebnisse der einzelnen Methoden sind in Tabelle 5.1 angeführt. Aus dem Vergleich der drei Ergebnisse erkennt man, dass alle Werte in einem engen Bereich liegen. Es ist auch ersichtlich, dass mit den manuell definierten DP das berechnete Optimum bereits gut getroffen wurde.

Tabelle 5.1: Ergebnisse der Optimierung der Umlenkwinkel

T_{Wand} [°C]	$\phi_{manuell}$ [°]	ϕ_{NN} [°]	ϕ_{GA} [°]
100°C	U:45 / O:15	U:49,8 / O:13,4	U:49,9 / O:12,2
300°C	U:45 / O:15	U:49,5 / O:44,6	U:49,4 / O:10,3
500°C	U:45 / O:15	U:49,8 / O:13,4	U:49,9 / O:12,2

5.2.3 Einfluss der Brennstoffmassenströme

Die Grundidee bei der Veränderung der Brennstoffmassenströmen war es die Leistungen der unteren und oberen Brennerreihen zu variieren, um die Temperaturverteilung wesentlich zu beeinflussen. Mit den 25 definierten DP (siehe Tabelle 4.9) war bereits eine gute Ausgangsbasis für eine qualitativ hochwertige Antwortfläche geschaffen. Wie bei den vorherigen Parameterstudien erfolgte eine Berechnung für jeden DP bei den drei festgelegten Wandtemperaturen. Die Umlenkwinkel der Ausgangskonfiguration blieben bei dieser Untersuchung unverändert. Aus den Resultaten der Parameterstudie bei einer Ofenwandtemperatur von 100°C (siehe Abb. 5.26) kann darauf geschlossen werden, dass dieses Parameterpaar den größten Einfluss auf das Temperaturfeld besitzt. Vor allem im oberen Bereich des Ofens stellt sich bei der manuell optimierten Variante eine viel gleichmäßigere Verteilung ein.

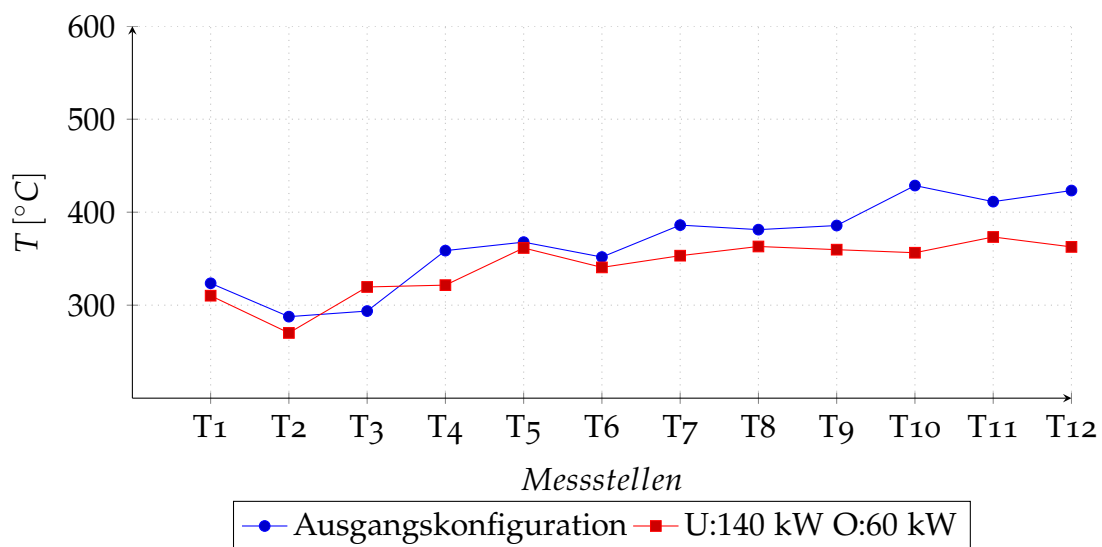


Abbildung 5.26: Temperaturverteilung bei 100°C Wandtemperatur

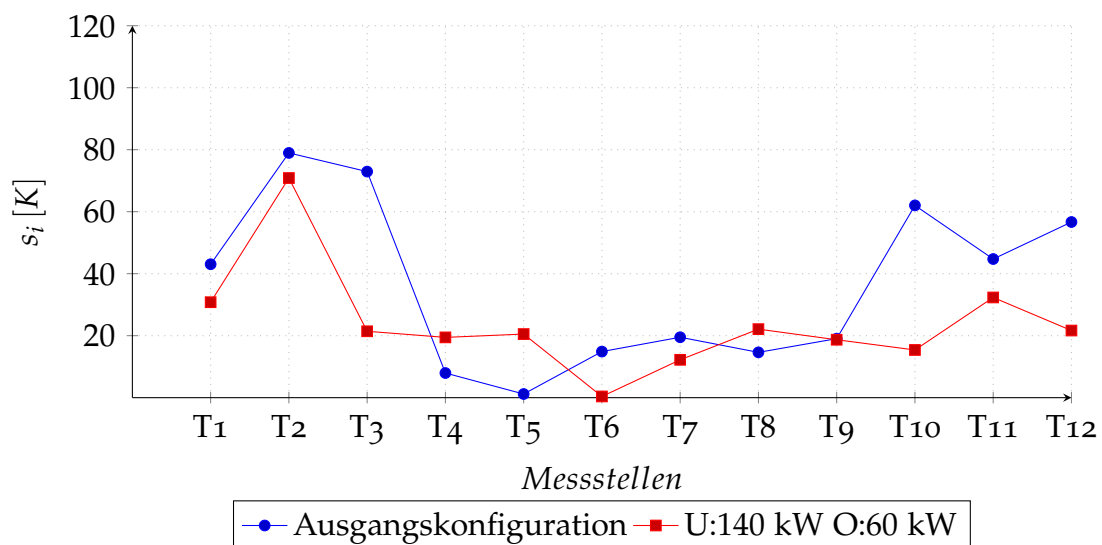


Abbildung 5.27: Temperaturabweichung vom Mittelwert bei 100°C Wandtemperatur

Bei einer Innenwandtemperatur von 500°C war es durch die Optimierung möglich die Temperaturspitzen in den Plattenthermoelementen T5 und T11 deutlich zu glätten (siehe Abb. 5.28). Diese deutlich homogenere Temperaturverteilung, im Vergleich zur ursprünglichen Leistungsverteilung im Ofen, spiegelt sich auch in Abbildung 5.29 wieder. Die Abweichungen der Temperatur von ihrem Mittelwert konnten durch die Verbesserung erheblich reduziert werden.

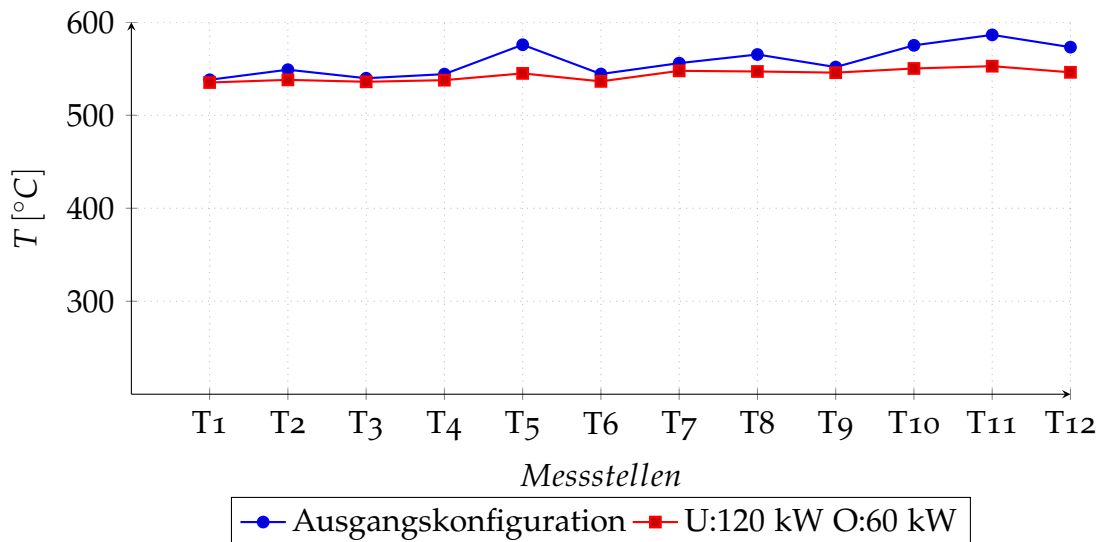


Abbildung 5.28: Temperaturverteilung bei 500°C Wandtemperatur

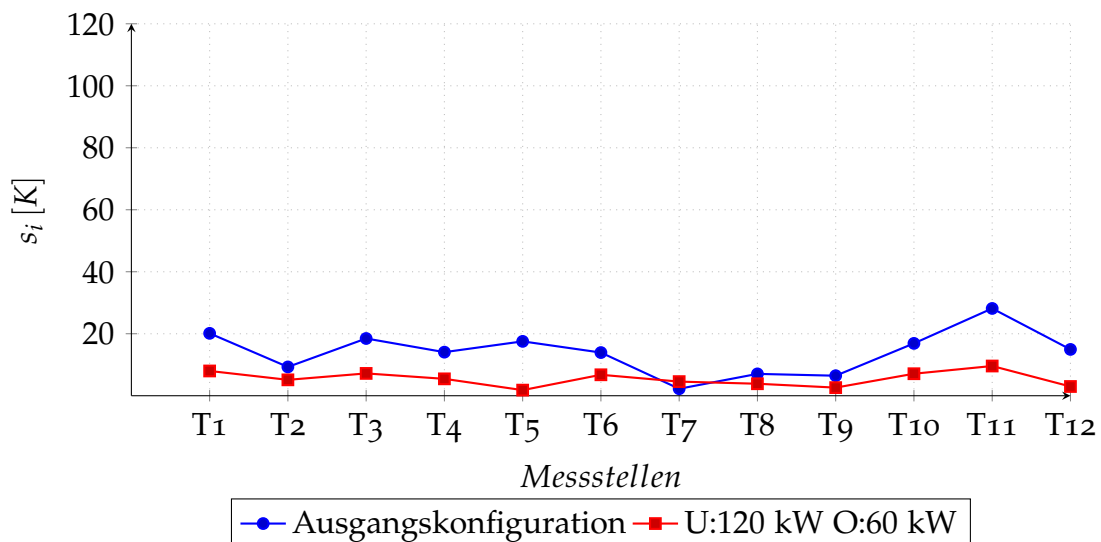


Abbildung 5.29: Temperaturabweichung vom Mittelwert bei 500°C Wandtemperatur

Beim Vergleich der Temperaturfelder fiel sofort auf, dass es durch die geringeren Brennerleistungen in der oberen Reihe zu einer homogenen Temperaturverteilung kam (siehe Abb. 5.30). Ein weiterer Unterschied zwischen Ausgangskonfiguration und Optimierung besteht darin, dass im oberen Bereich des Ofens ein niedrigeres Temperaturniveau vorliegt. Dadurch ergibt sich eine Verringerung der maximalen Temperaturdifferenz. Dieser Umstand resultiert unter anderem daraus, dass die

markanten heißen Bereiche der oberen Brenner verkleinert wurden. Die untere Zone des Ofens wird hingegen, aufgrund der größeren Leistung, etwas schneller erwärmt. Dieser Effekt ist durch die verkleinerte kühlere Temperaturschicht im unteren Ofenbereich zu erkennen. Aus diesen Umständen kann auf eine gleichmäßigere thermische Belastung des Probekörpers geschlossen werden. In Abbildung 5.31 sind die Temperaturfelder bei einer Innenwandtemperatur von 500°C dargestellt. Zu diesem Zeitpunkt sind nur mehr geringe Unterschiede, vor allem im mittleren Bereich des Ofens zu bemerken. Der manuell festgelegte DP mit den besten Ergebnissen verfügt über eine reduzierte Brennerleistung in der unteren Reihe. Dies hat eine vergrößerte kühlere Temperaturzone als die Ausgangskonfiguration am Boden des Ofens zur Folge.

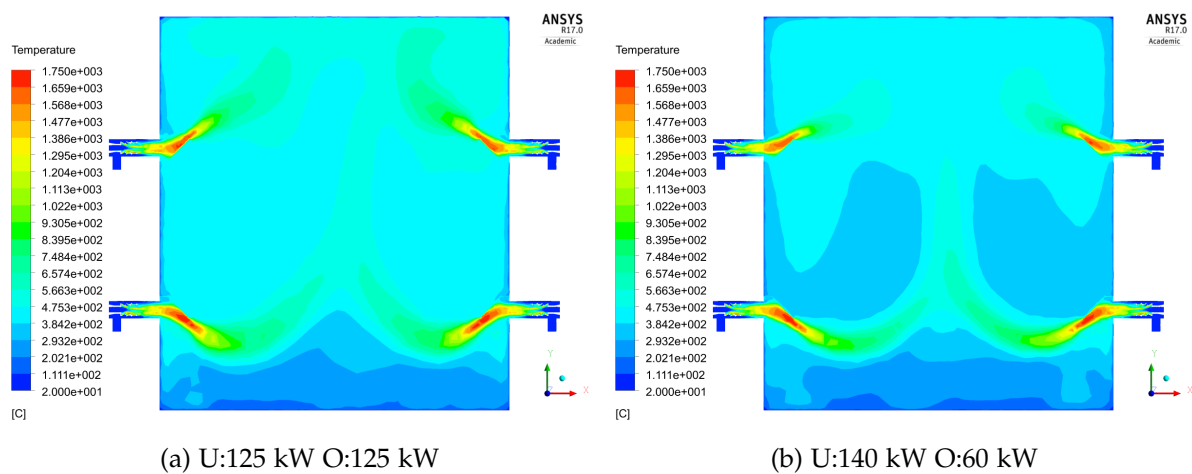


Abbildung 5.30: Temperaturfelder bei 100°C Wandtemperatur

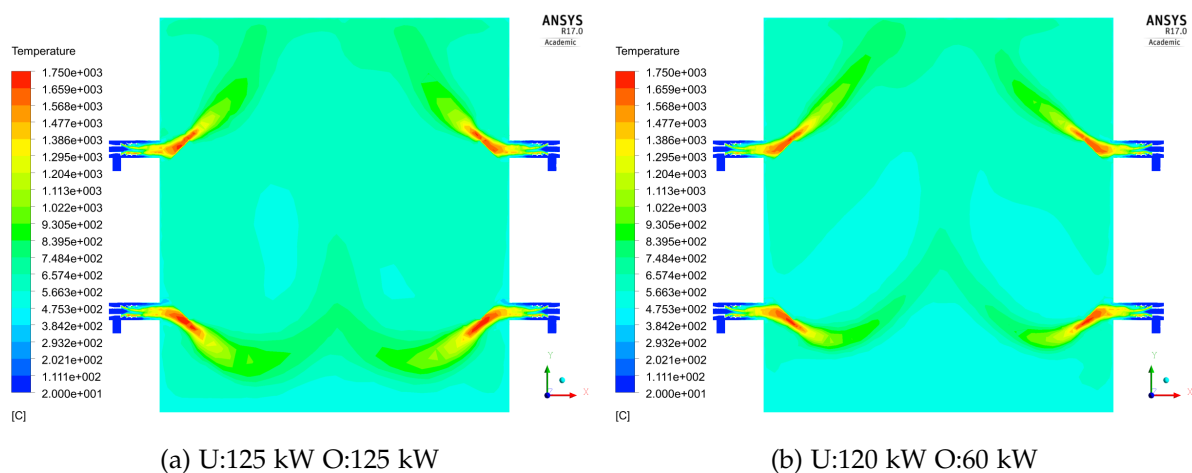


Abbildung 5.31: Temperaturfelder bei 500°C Wandtemperatur

Aus den reduzierten Massenströmen der oberen Brennerreihen resultiert eine geringere Austrittsgeschwindigkeit. Die dafür erhaltenen höheren Geschwindigkeiten der unteren Brennerströmungen führen zu einer besseren Durchmischung der heißen Abgase. Das Rauchgas aus dem unteren Teil des Ofens wird durch dieses Modifizierung fast bis zur Decke des Ofens transportiert und hat dadurch eine längere

Verweilzeit im Ofen.

Bei den Brennstoffmassenströmen der unteren und oberen Brennerreihen handelte es sich ebenfalls um ein Parameterpaar bei welchem ein Optimum existieren musste. Zur Detektion der optimalen Konfiguration wurden die Antwortflächen der Ausgangsparameter mit Hilfe der genetischen Aggregation und des neuronalen Netzes aus Kapitel 4 erstellt. Die Ergebnisse der darauffolgenden Optimierung, mit Hilfe der MOGA Methode, sind in Tabelle 5.2 angeführt.

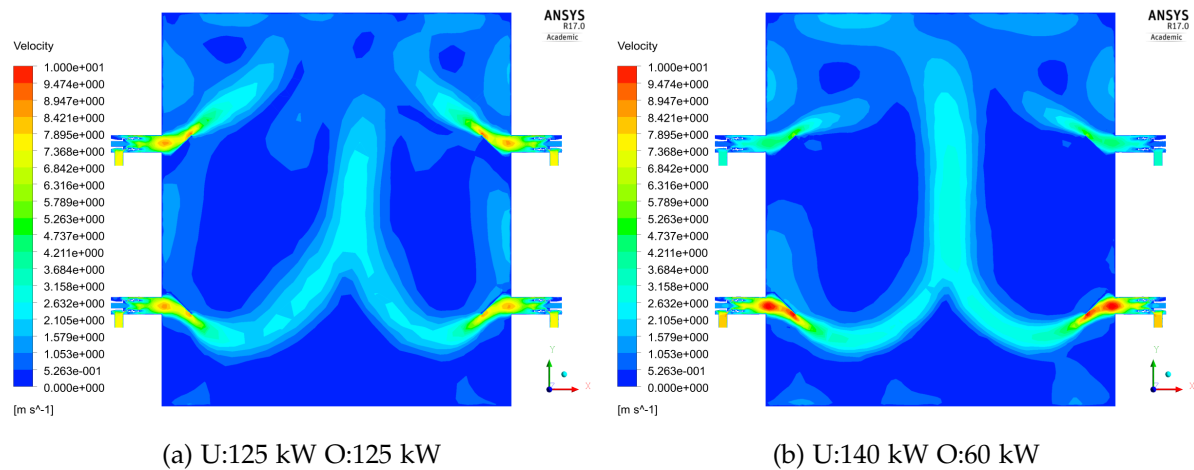


Abbildung 5.32: Geschwindigkeitsfelder bei 100°C Wandtemperatur

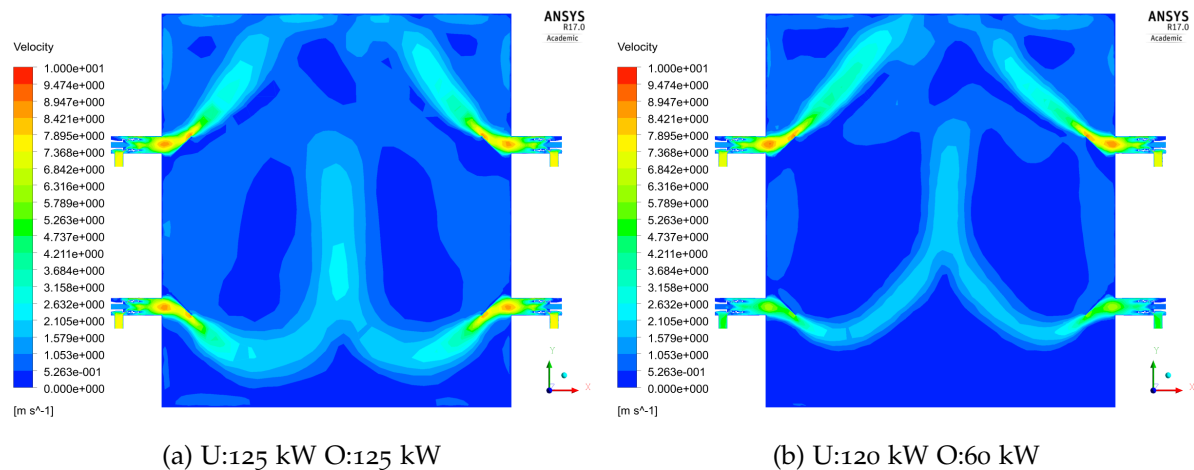


Abbildung 5.33: Geschwindigkeitsfelder bei 500°C Wandtemperatur

Tabelle 5.2: Ergebnisse der Optimierung der Brennstoffmassenströme

T_{Wand} [°C]	$P_{manuell}$ [kW]	P_{NN} [kW]	P_{GA} [kW]
100°C	U:280 / O:120	U:248 / O:120	U:294 / O:120
300°C	U:120 / O:120	U:121 / O:126	U:120 / O:120
500°C	U:240 / O:120	U:264 / O:122	U:248 / O:120

5.2.4 Ergebnisse der Parameterstudie und Optimierung

Um eine gesamtheitliche Systemoptimierung zu erreichen, war es notwendig die Optima der einzelnen Parameterstudien zu kombinieren, um ein globales Optimum zu erhalten. In einem ersten Schritt wurden dazu jeweils die Eingangsparameter der besten, manuell festgelegten DP miteinander kombiniert und berechnet. Zusätzlich erfolgte eine Berechnung mit den Parameterpaaren aus den Optimierungen mittels generischer Aggregation und des neuronalen Netzes. In einem weiteren Schritt wurden schließlich Parameterpaare aus unterschiedlichen Optimierungsmethoden miteinander kombiniert. Die Temperaturverteilung, sowie deren Abweichung vom Mittelwert ist für die jeweiligen Varianten, bei einer Wandtemperatur von 100°C , in den Abbildung 5.34 und 5.35 dargestellt.

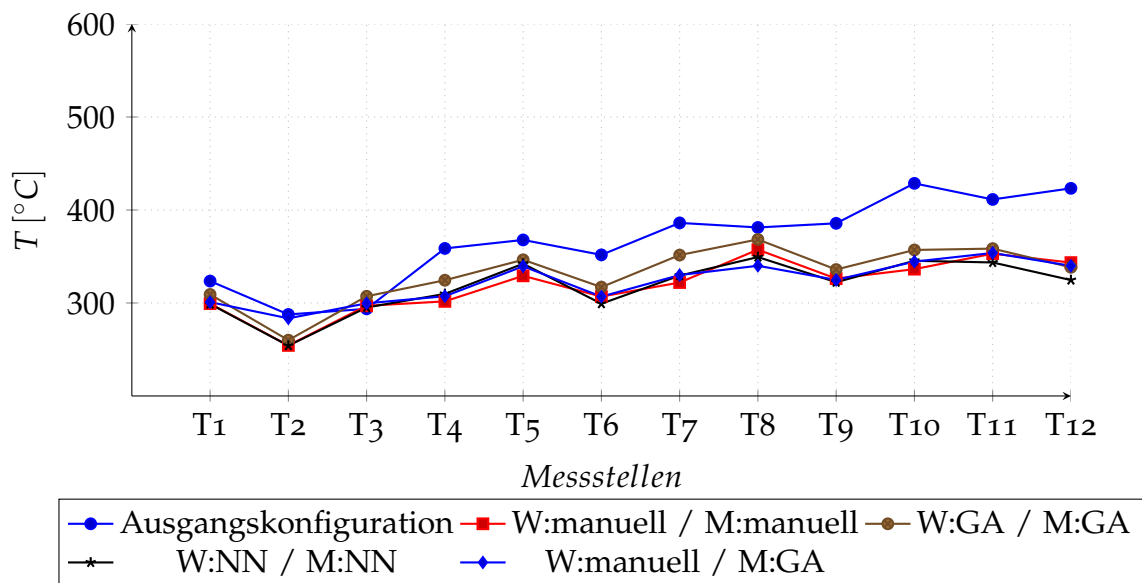


Abbildung 5.34: Temperaturverteilung bei einer Wandtemperatur von 100°C

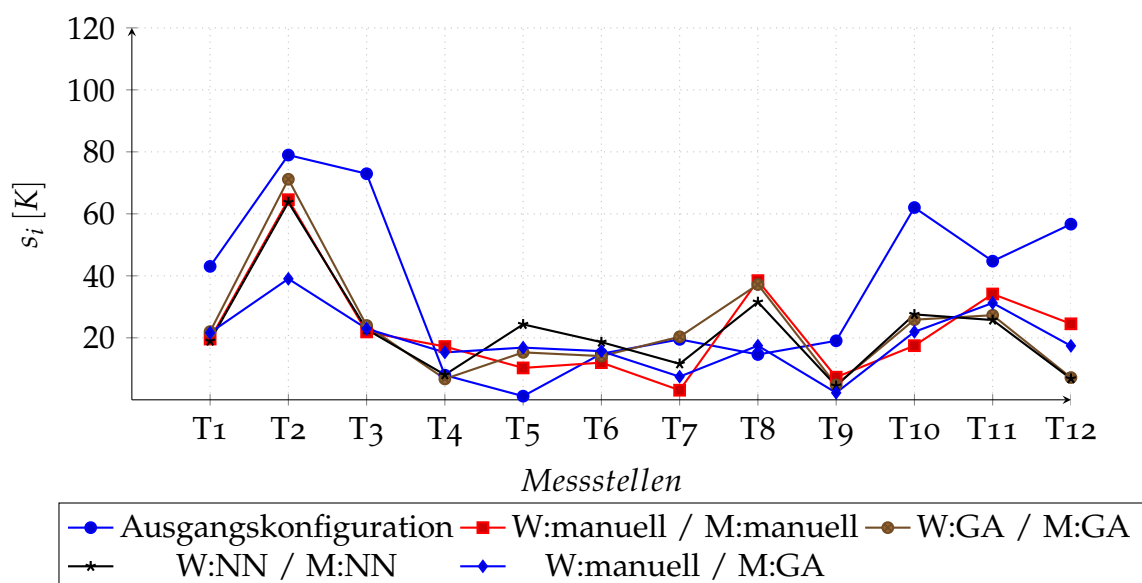


Abbildung 5.35: Temperaturabweichung vom Mittelwert bei einer Wandtemperatur von 100°C

Es stellte sich dabei heraus, dass die manuell gefundene Winkelkonfiguration in Kombination mit den Brennerleistungen aus der genetischen Aggregation die beste Variante für eine Innenwandtemperatur von 100°C ergab.

Für den stationären Betriebspunkt bei 500°C sind die entsprechenden Resultate für die Temperaturverteilung und deren Abweichung vom Mittelwert in den Abbildungen 5.36 und 5.37 dargestellt. Es ist daraus zu erkennen, dass durch die Optimierung der Eingangsparameter, bei fortschreitender Erwärmung des Ofens, nur mehr ein geringes Verbesserungspotential besteht. Lediglich die Temperaturspitze an der Decke des Ofens kann durch diese Maßnahmen etwas reduziert werden.

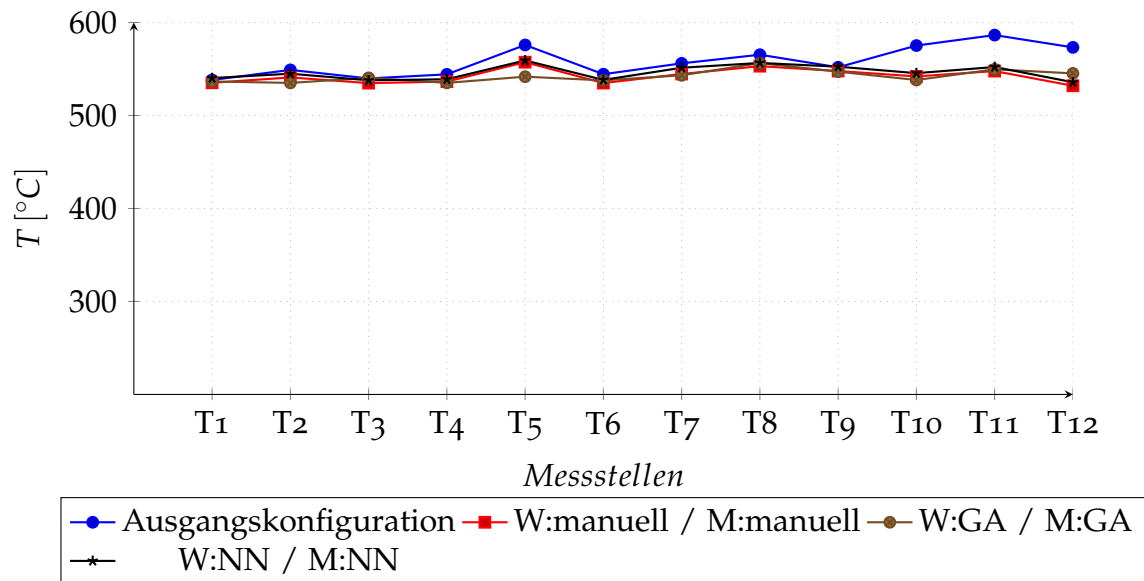


Abbildung 5.36: Temperaturverteilung bei einer Wandtemperatur von 500°C

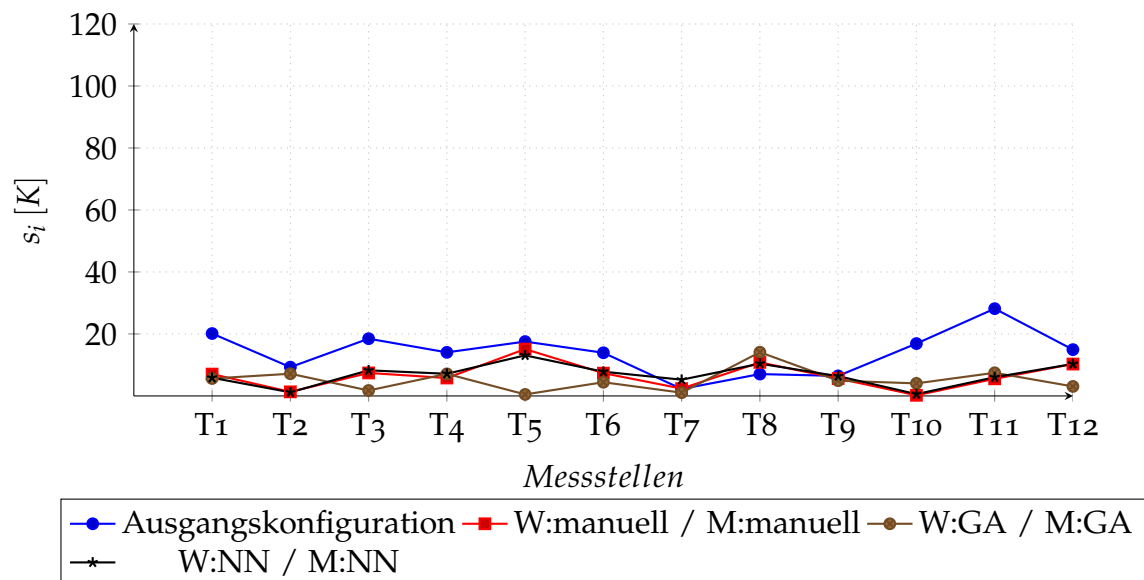
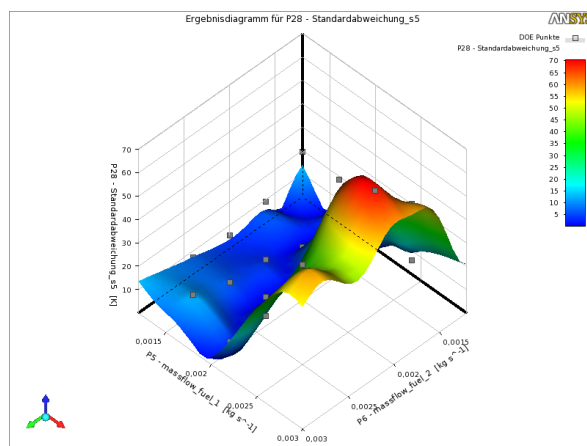
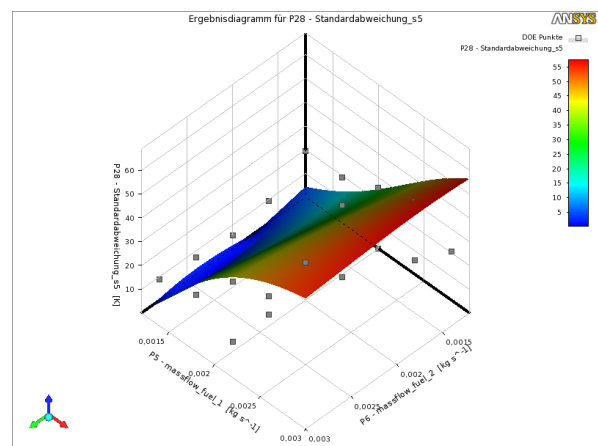
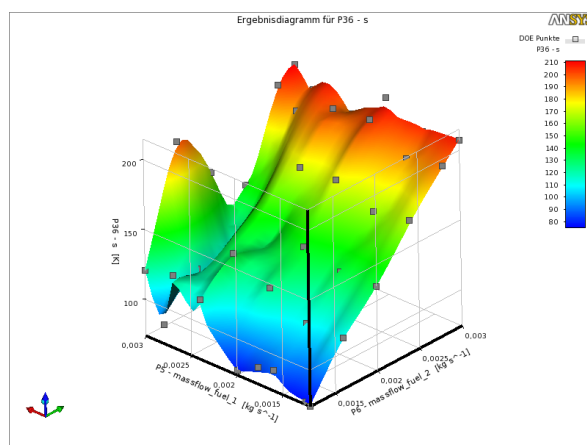
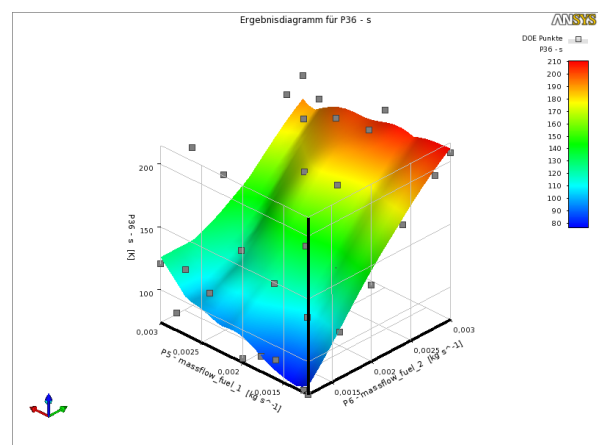


Abbildung 5.37: Temperaturabweichung vom Mittelwert bei einer Wandtemperatur von 500°C

Um die optimalen Parameter für den stationären Betriebspunkt mit einer Wandtemperatur von 300°C zu erhalten, wurde diese Vorgehensweise analog angewandt. Es

stellte sich dabei heraus, dass die Kombination der Umlenkwinkel von 45° an der unteren und 15° an der oberen Brennerreihe für alle gewählten Betriebspunkte eine Verbesserung darstellte. Diese Paarung wurde daher für die optimierte Ofenkonfiguration ausgewählt. Für eine anschaulichere Darstellung des Optimierungsprozess, wurden die Antwortflächen der summierten Temperaturabweichungen vom Mittelwert der beiden verwendeten Methoden genauer betrachtet. Dazu wurden diese für die Innenwandtemperaturen von 100°C und 500°C in den Abbildungen 5.38 und 5.39 dargestellt. Bereits auf den ersten Blick waren hier deutliche Unterschiede zu bemerken. Die Methode der genetischen Aggregation konnte dabei die DP viel genauer approximieren als das neuronale Netz.

(a) Antwortfläche von $\sum_i s_i$ mit GA(b) Antwortfläche von $\sum_i s_i$ mit NNAbbildung 5.38: Vergleich der Antwortflächen bei einer Wandtemperatur von 100°C (a) Antwortfläche von $\sum_i s_i$ mit GA(b) Antwortfläche von $\sum_i s_i$ mit NNAbbildung 5.39: Vergleich der Antwortflächen bei einer Wandtemperatur von 500°C

Mit Hilfe des Anpassungsgüte-Diagramms kann diese Eigenschaft sehr gut grafisch dargestellt werden (siehe Abb. 5.40 und 5.41). Dabei werden die normalisierten Ausgangsparameter jedes DP mit den jeweiligen Werten, die von den Antwortflächen für die gleichen Eingangsparameter ausgegeben werden, verglichen. Je genauer

die Werte der Ausgangsparameter von Berechnung und Antwortfläche beieinander liegen, desto näher liegt der entsprechende Punkt im Diagramm an der Linie. Beim Vergleich der Anpassungsgüte wurden die markanten, optischen Differenzen erneut bestätigt.

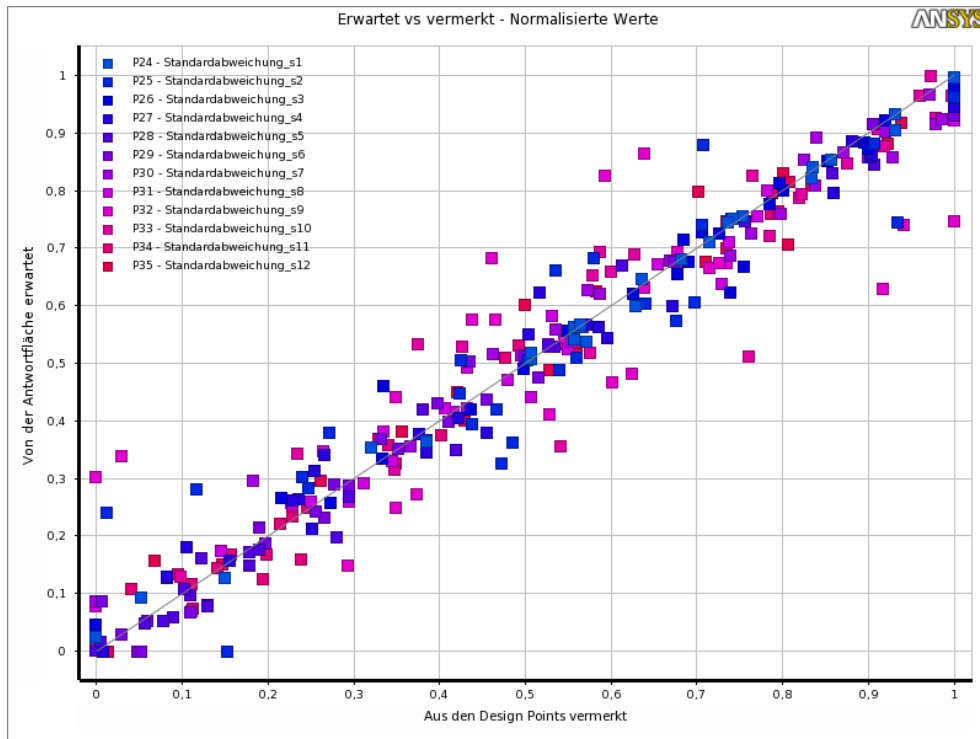


Abbildung 5.40: Anpassungsgüte mit GA bei einer Wandtemperatur von 100°C

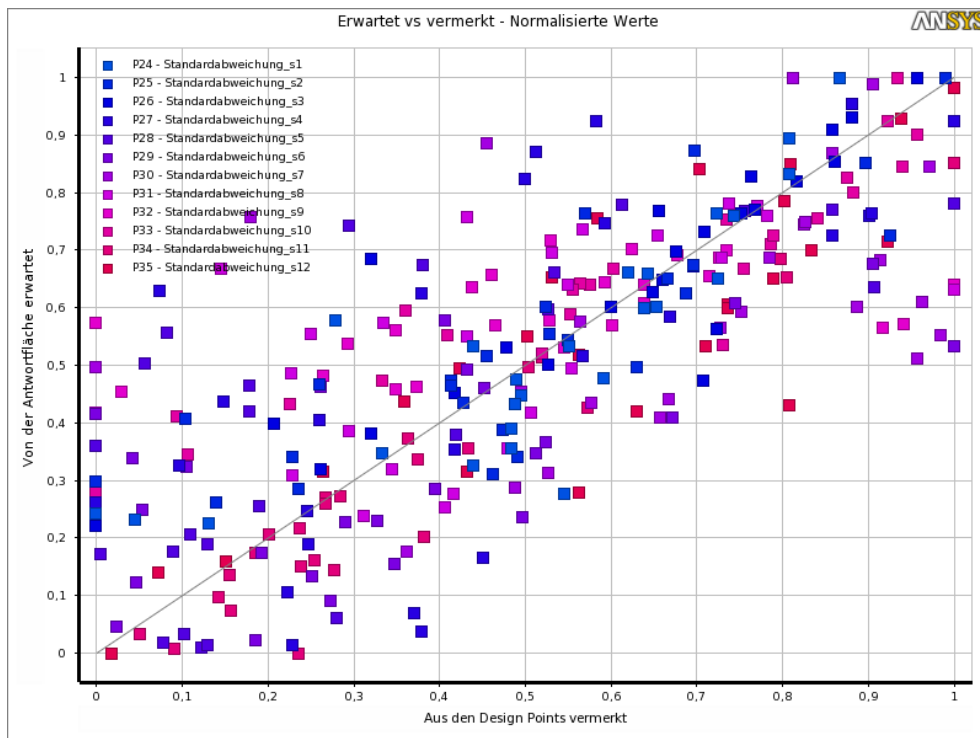


Abbildung 5.41: Anpassungsgüte mit NN bei einer Wandtemperatur von 100°C

Aus der Optimierung der Brennstoffmassenströme war ersichtlich, dass nicht jeder verbesserte Betriebspunkt über eine identische Gesamtleistung verfügte wie dessen äquivalenter Punkt im Ausgangszustand. Meistens war die Leistung der optimierten Version deutlich niedriger. Es bestand daher die Gefahr, dass die Temperatur-Zeit Kurve unterhalb der zulässigen Grenze liegen würde. Um sicherzustellen, dass der optimierte Prüfprozess die Vorgaben der Norm erfüllt, wurden die prozentualen Anteile der unteren und oberen Brennerleistung von deren Gesamtleistung, aus dem gemessenen Erdgasverbrauch während des Versuchs, berechnet. Damit konnte der gesamte, aufgezeichnete Brenngasvolumenstrom aus der Messung entsprechend auf untere und obere Brennerreihe aufgeteilt werden. Eine Zusammenfassung der optimierten Parameter für die jeweilige stationäre Wandtemperatur ist in Abbildung 5.3 aufgelistet. Diese stellten den Ausgangspunkt zur Erstellung des Setups für die Simulation des instationären Prozesses dar. Wobei die Umlenkwinkel des neuen Modells direkt realisiert werden konnten. Hingegen die Brennstoffmassenströme für die transienten Randbedingungen noch zu ermitteln waren.

Tabelle 5.3: Ergebnisse der Optimierung

T_{Wand} [°C]	ϕ [°]	Aufteilung der Gesamtleistung [%]
100°C	U:45 / O:15	U:71 / O:29
300°C	U:45 / O:15	U:67 / O:33
500°C	U:45 / O:15	U:50 / O:50

Zunächst mussten jene Zeitpunkte bestimmt werden, bei denen die entsprechenden mittleren Wandtemperaturen vorlagen. Da diese Temperaturmessung nicht durchgeführt wurde, musste der zeitliche Verlauf dieser Temperatur mittels transienter CFD Simulation der bestehenden Konfiguration bestimmt werden (siehe Abb. 5.42). Da es sich bei den optimierten Werten um repräsentative Größen eines Bereichs handelte, mussten die Bereichsgrenzen ermittelt werden. Der Übergang zwischen den Bereichen von 100°C und 300°C wurde bei 200°C festgelegt und stellte sich nach 18 Sekunden ein. Analog dazu wurde die zweite Bereichsgrenze bei einer mittleren Wandtemperatur von 400°C, nach 60 Sekunden ermittelt.

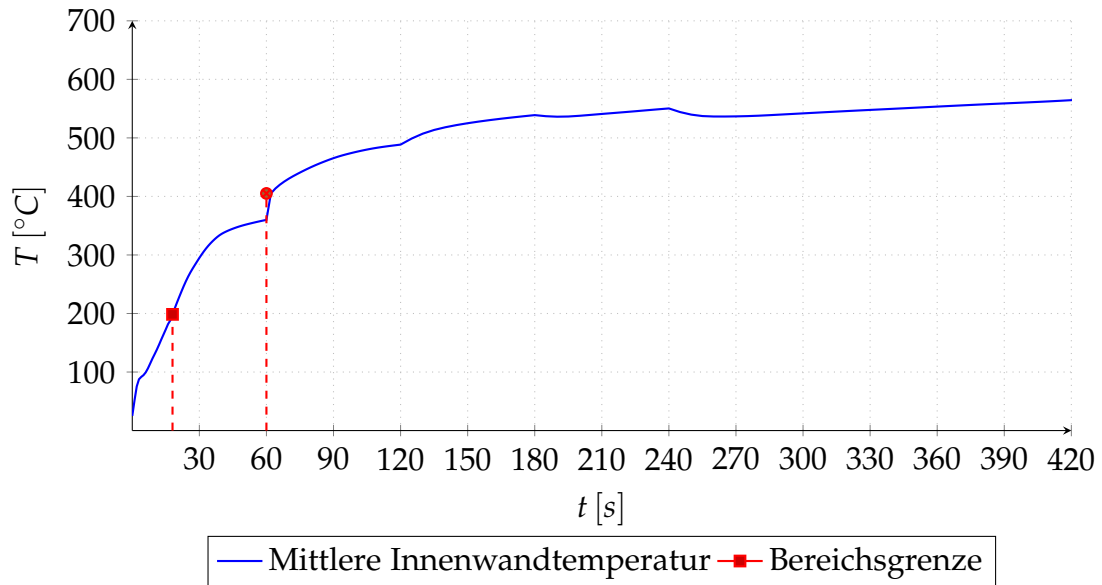


Abbildung 5.42: Zeitlicher Verlauf der mittleren Wandtemperatur

Durch Überlagerung der gemessenen Brennstoffmenge und den Ergebnissen der stationären Optimierungen, konnten die Werte der neuen Eingangsgrößen formuliert werden. Durch den Einbau der jeweiligen Zeitpunkte in denen eine Änderung der Brennstoffmassenströme erfolgte, waren die Randbedingungen vollständig definiert (siehe Abb. 5.43). Diese wurden in der anschließenden transienten Simulation eingebaut um den Prüfprozess zu verbessern.

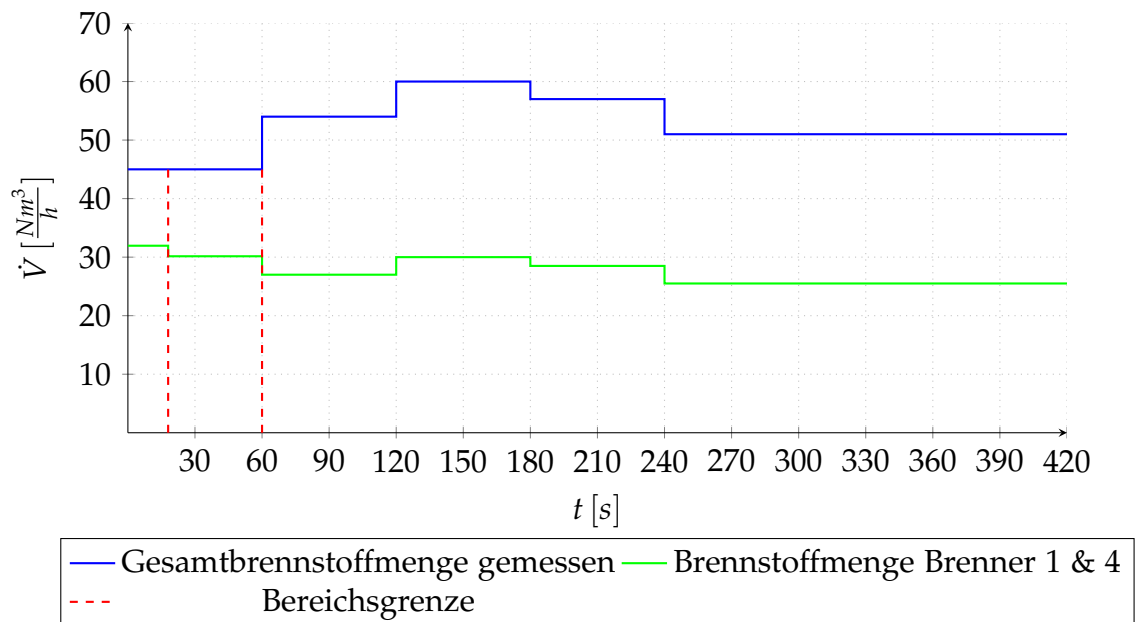


Abbildung 5.43: Transiente Randbedingungen

5.3 Transiente Simulation

Um herauszufinden, ob die stationären Optimierungen zu einer Verbesserung des Prüfvorgangs führten, war es notwendig diesen zu simulieren und zu bewerten. Zum Vergleich wurde eine transiente Simulation der Ausgangskonfiguration, welche mit Messdaten validiert wurde, herangezogen. Mit den Ergebnissen der Optimierung wurde nun eine erneute Simulation durchgeführt, um eine tatsächliche Verbesserung zu bestätigen. Um zuerst einen Überblick über den Aufwärmvorgang zu bekommen, sind einige repräsentative Zeitschritte des optimierten Prozesses in Abbildung 5.44 dargestellt.

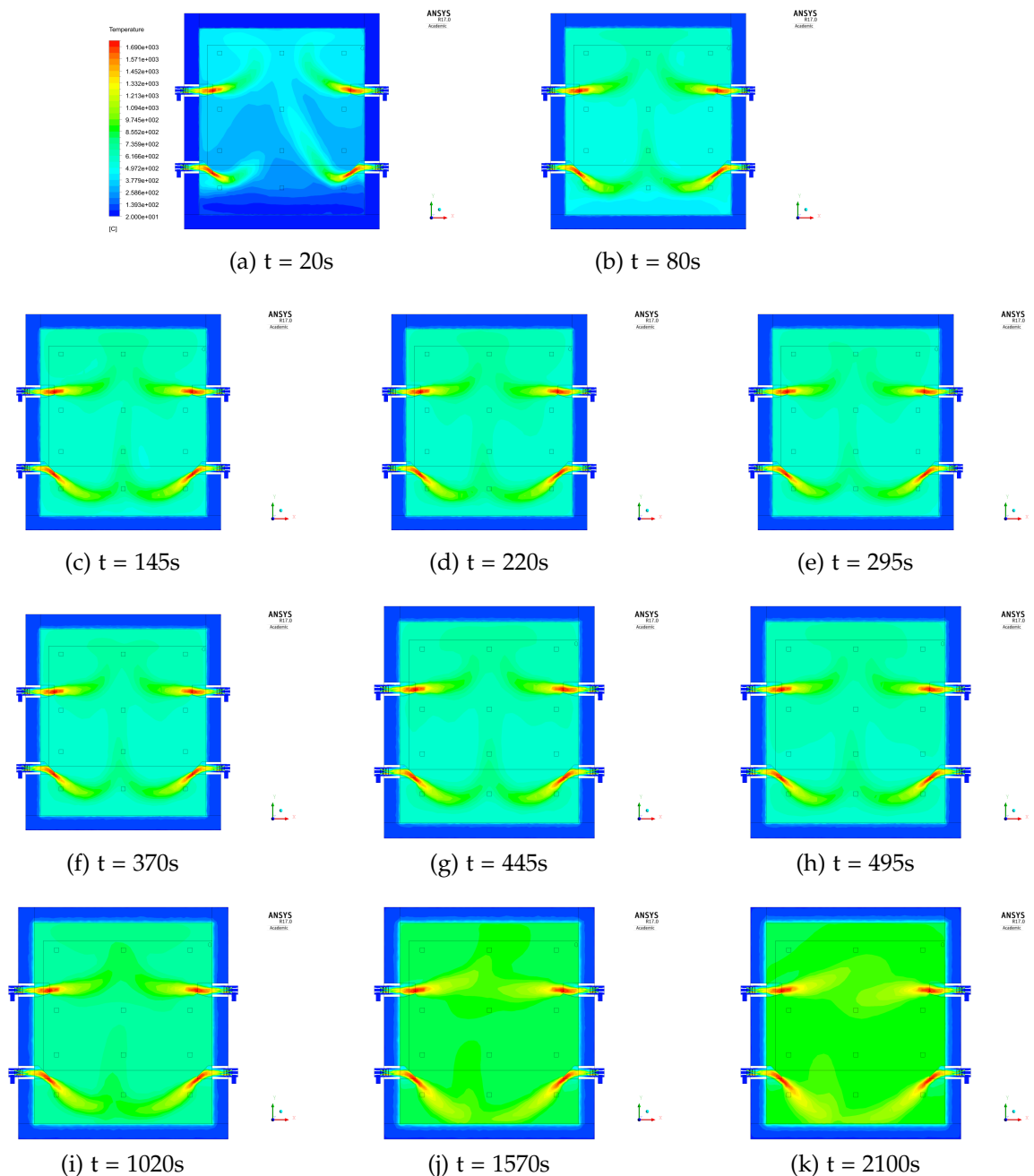


Abbildung 5.44: Transienter Aufwärmvorgang des optimierten Prüfofens

5.3.1 Vergleich des bestehenden Ofens mit der Optimierung

Mit den optimierten, transienten Randbedingungen aus den stationären Optimierungen konnte die Simulation des instationären Prüfprozesses gestartet werden. In einem ersten Schritt wurde überprüft, ob der optimierte Prüfvorgang eine Gültigkeit nach der Norm aufweist. Dazu wurden die Temperaturzeitkurven der simulierten Ausgangskonfiguration, sowie der optimierten Version mit den zulässigen Grenzen in Abbildung 5.45 dargestellt. Es hat sich dabei gezeigt, dass sowohl die Simulation des Ausgangszustandes als auch die optimierte Variante zulässig sind. Diese Gültigkeit war die Voraussetzung um eine genaue Bewertung des optimierten Prüfvorgangs durchzuführen. Zusätzlich wurde auch die gemessene Kurve aus dem Versuch abgebildet. Da die mittlere Temperatur der Plattenthermoelement aber über einen großen Zeitbereich sehr gut mit jener aus dem Versuch übereinstimmt, ist die Simulation durchaus repräsentativ.

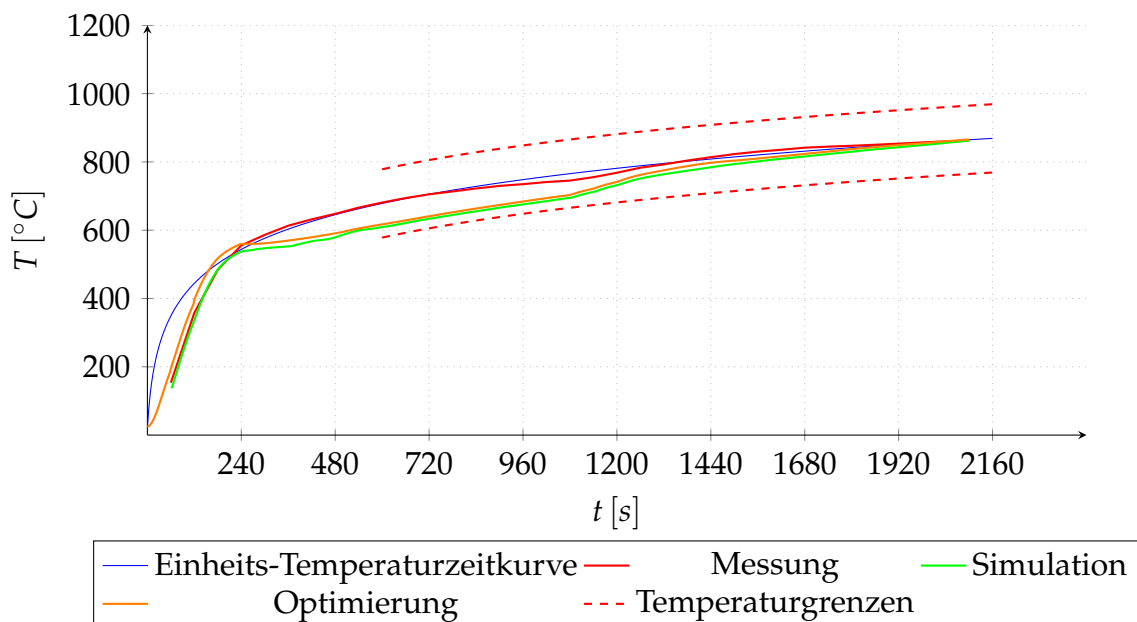


Abbildung 5.45: Überprüfung der Gültigkeit

Betrachtet man die summierte Temperaturabweichung $\sum_i s_i$ (siehe Abb. 5.46) so ist ersichtlich, dass die Simulation der bestehenden Ofenkonfiguration im Vergleich zur Messung große Abweichungen zu Beginn der Prüfung aufweist. Im übrigen Zeitbereich stimmten jedoch Messung und Simulation gut überein. Beim Vergleich zwischen Simulation und optimierter Variante fiel eine deutliche geringere Temperaturabweichung zu Beginn des Versuchs auf. Dies war ein Anzeichen für eine gleichmäßigere Temperaturverteilung. Es konnte im Weiteren darauf geschlossen werden, dass bei einer Realisierung der verbesserten Ofenkonfiguration, sich auch die daraus resultierende gemessene Kurve verbessern würde. Eine Ursache für die große Abweichung zu Beginn der Prüfung ist auf die nicht exakt bekannten Stoffeigenschaften des Probekörpers zurückzuführen. Bei diesem handelt es sich um Brandschutzglas, welches mehrschichtig aufgebaut ist und daher kompliziertere thermische Eigenschaften aufweist. Eine zusätzliche Erschwernis bei der Beurteilung dieses Probekörpers bestand darin, dass im Inneren chemische Reaktionen während

der Prüfung abließen (siehe Abb. 5.51a). Bei der Berechnung wurden die einzelnen Schichten jedoch als homogener Körper mit gemittelten, abgeschätzten Stoffwerten modelliert.

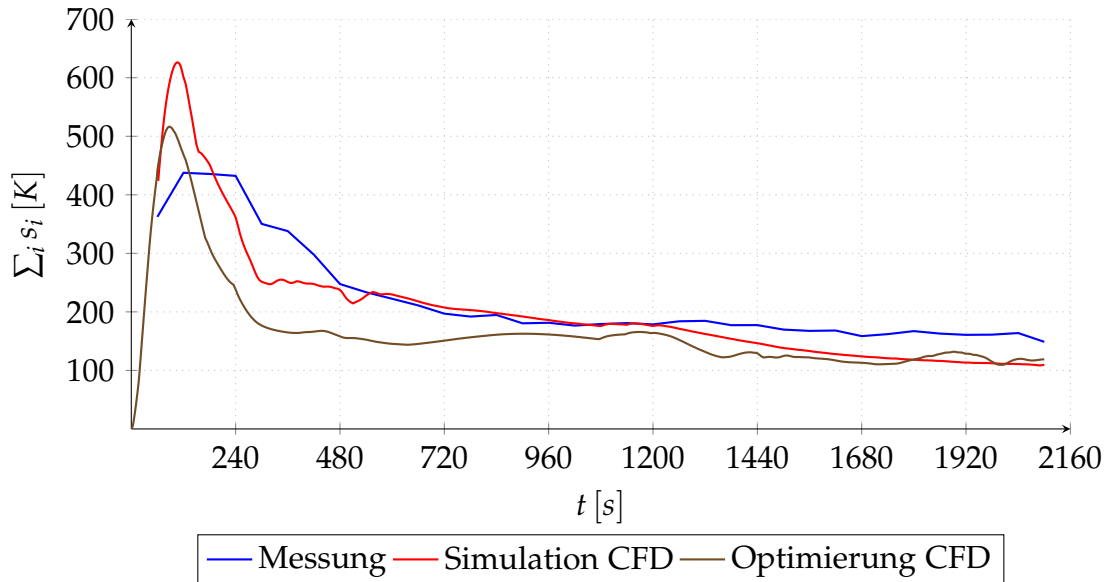


Abbildung 5.46: Standardabweichung

Ein ähnliches Bild bot auch die Darstellung der maximalen Temperaturdifferenz, zwischen den einzelnen Messstellen (siehe Abb. 5.47) während des Prüfvorgangs. Die Auswirkung der Optimierung ist dabei gut zu erkennen, da ΔT während des gesamten Prozesses reduziert werden konnte. Gerade zu Beginn der Feuerwiderstandsprüfung wurde eine erhebliche Verbesserung im Vergleich zur Simulation des Ausgangszustandes erreicht.

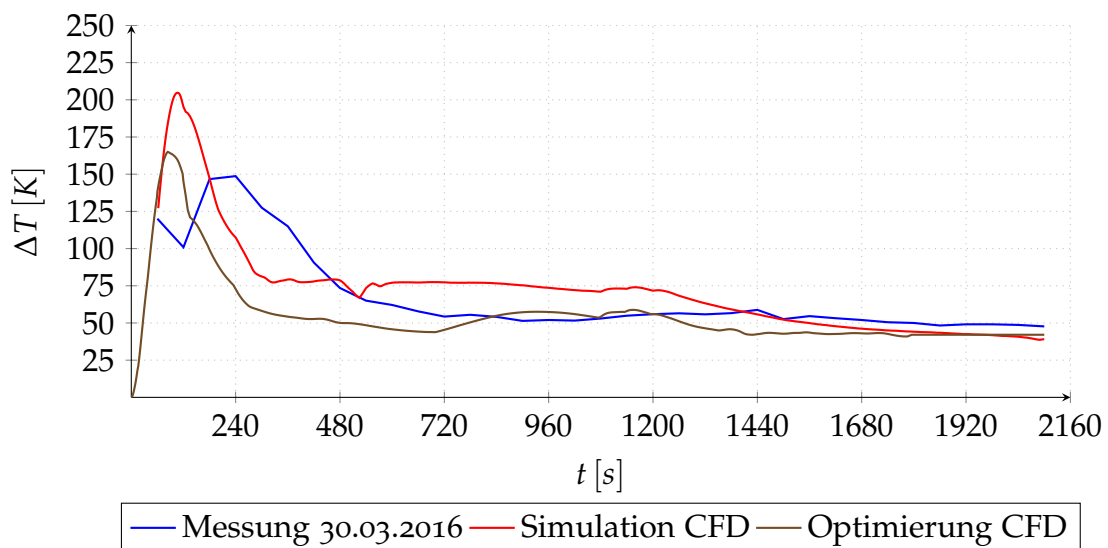


Abbildung 5.47: Temperaturdifferenz

5.4 Ausblick gekoppelte CFD/FEM Berechnung

Als Ausblick für weitere Untersuchungen wurde zum Abschluss dieser Arbeit versucht, die instationäre Verformungen des Probekörpers zu berechnen. Diese Berechnung wurde aber mit unzähligen Vereinfachungen durchgeführt und sei hier nur beispielhaft angeführt.

5.4.1 Aufbau und Ergebnisse einer One-Way-Koppelung

Im Fall dieser Arbeit wird der Prüfkörper durch eine instationäre Temperaturbelastung beansprucht. Um die Verformungen und Spannungen zu berechnen muss zunächst das transiente Temperaturfeld, welches auf das Bauteil einwirkt, mit einer CFD Berechnung ermittelt werden. Dieses kann dann in Form eines externen Datensatzes in die ANSYS WORKBENCH importiert werden. Für die eigentliche Berechnung wurde das Modul "Transiente Strukturmechanik" verwendet. Der Aufbau diese Setups ist in Abbildung 5.48 dargestellt.

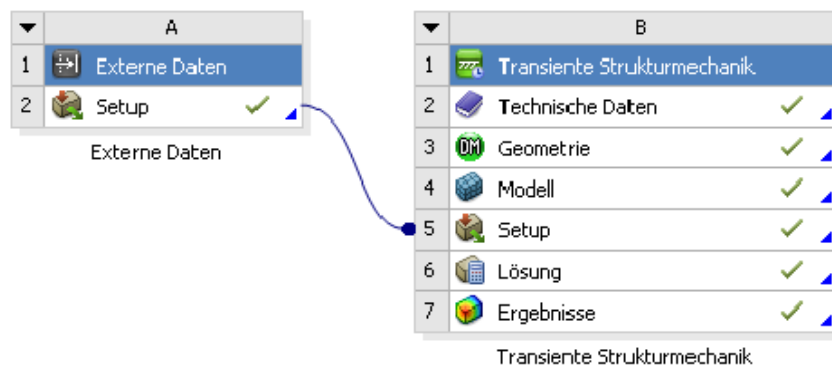


Abbildung 5.48: Projektschema in der ANSYS WORKBENCH

Für die Berechnung der Verformung wurde das bereits verwendete 3D Modell modifiziert. Dabei wurden sämtliche Geometrien bis auf den Prüfkörper weggelassen. Da nur eine einseitige Koppelung verwendet wurde, konnte ein neues Netz erstellt werden. Als Randbedingung für die FEM Simulation wurde der Körper an drei Seitenflächen fest eingespannt, was einer realen Situation im Rahmen entspricht. Aus den Ergebnissen der transienten Simulation des Prüfvorganges war es möglich, das instationäre Temperaturfeld, welches den Probekörper belastet, zu berechnen. Beim Prinzip der One-Way-Koppelung von CFD und FEM Simulationen konnte dieses sehr leicht in die Finite Elemente Berechnung eingebunden werden. In Abbildung 5.49 sind Messergebnisse der Verformungsmessung den Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Auf den ersten Blick war zu erkennen, dass eine grundsätzliche Tendenz der Verformung gut wiedergegeben wurde. Trotz der vielen Vereinfachungen ist das Ergebnis sehr zufriedenstellend.

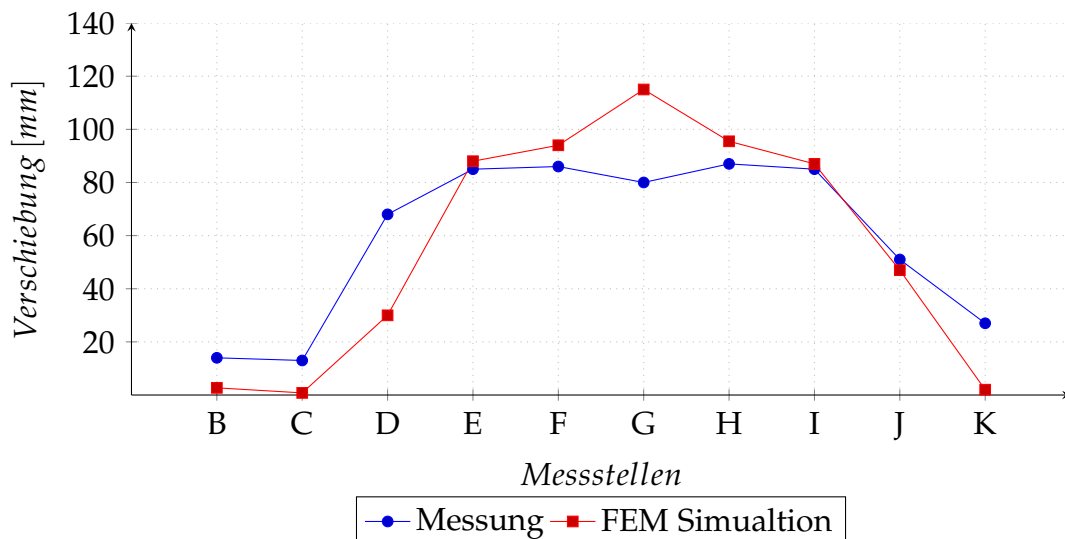


Abbildung 5.49: Verformung des Probekörpers am Ende des Versuchs

Die Abweichungen der Simulation beruhen zum einen auf der Modellierung des Probekörpers, da dieser als homogener, isotroper Körper ausgeführt wurde. In der Realität handelt es sich aber um einen mehrschichtigen Bauteil, bei welchem mit stark temperaturabhängigen und anisotropen Materialeigenschaften zu rechnen ist. Da diese Berechnung aber nicht primäres Ziel dieser Arbeit war, erfolgte keine genauere Modellbildung. Zum Anderen ist der Probekörper, zur Vereinfachung aus seiner ursprünglichen Umgebung frei geschnitten worden und an den Kontaktflächen mit dem Rahmen wurde eine feste Einspannung gewählt. Die Messung zeigte aber, dass dieser Rahmen ebenfalls eine Verformung erfährt (siehe Stellen B,C) und somit eine weitere Ungenauigkeit entstand. Betrachtet man die Verformungen am Rand, so wird der Modellierungsfehler, welcher durch die feste Einspannung gemacht wurde, ersichtlich. Diese Annahme bewirkte eine deutlich geringer Verformung des Randbereichs. In Abbildung 5.50a ist die gesamte Verformung des Probekörpers dargestellt. In Abbildung 5.50b ist vollständigshalber die Verteilung der Spannungen am Probekörper dargestellt.

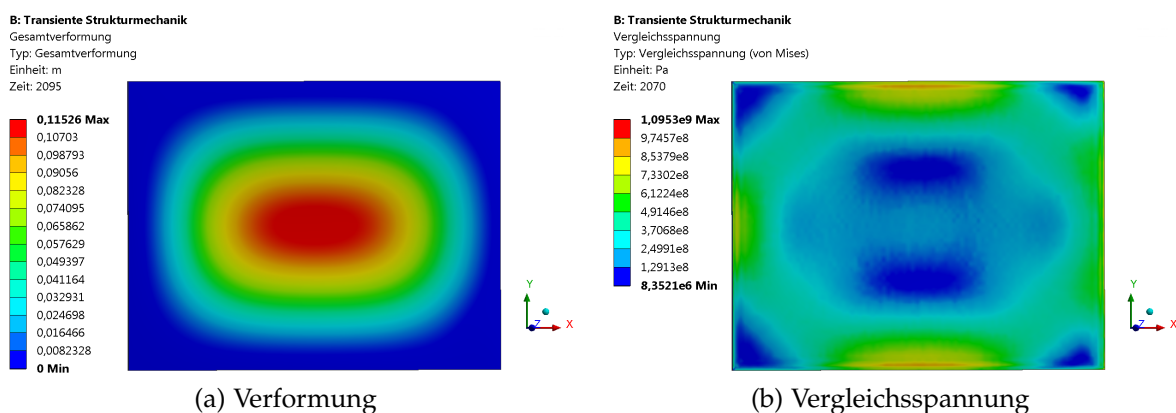


Abbildung 5.50: Vergleich der Antwortflächen bei einer Wandtemperatur von 100°C

Abschließend wurde der reale Probekörper dem simulierten Bauteil gegenüber-

gestellt (siehe Abb. 5.51). Die Verformungen in der Simulation wurden dafür mit einem größeren Maßstab dargestellt. Es ist dabei zu erkennen, dass die Verformung in Richtung des Prüfofens stattgefunden hat. Dieser Umstand wurde durch die Simulation gut wiedergegeben. Es ist auch ersichtlich, dass in den Schichten zwischen dem Glas, eine Reaktion infolge der thermischen Belastung stattgefunden hat. In der Simulation wurde für diesen ersten Versuch einer gekoppelten Berechnung ein elastisches Materialverhalten angenommen. Bei der genaueren Betrachtung von Abbildung 5.51a kam jedoch der Verdacht auf, dass es sich um ein elastisch-plastisches Verhalten handeln könnte. Um dieses komplexe vorherrschende Systemverhalten mit numerischen Berechnungen wiederzugeben, sind umfangreichere Untersuchungen notwendig. Auf ein genaueres Vorgehen wird in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen und sei an dieser Stelle in Ausblick gestellt.

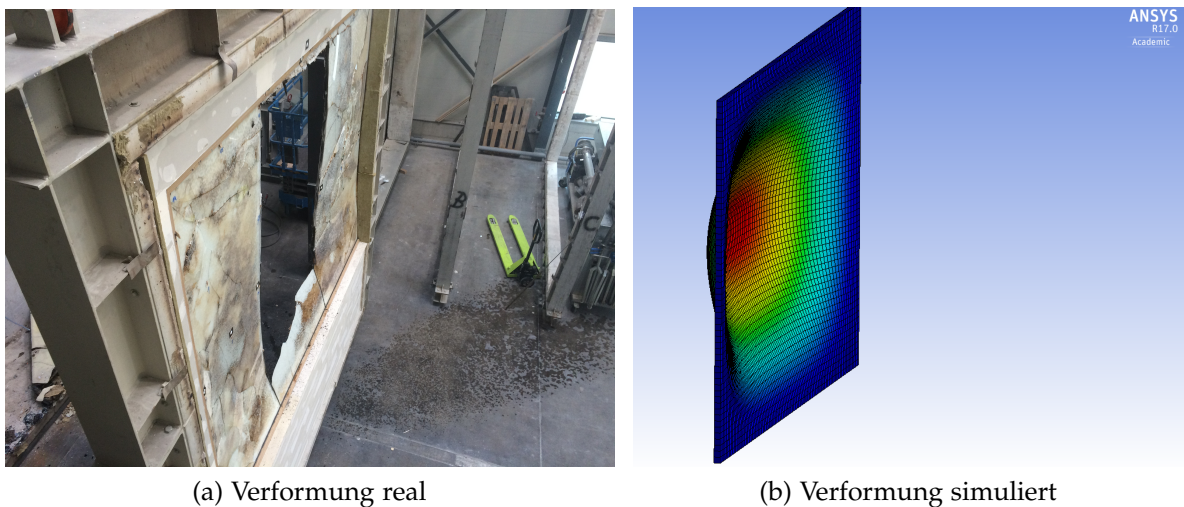


Abbildung 5.51: Vergleich von Realität und Simulation

Zur Berechnung der Vergleichsspannungen wurde die Hypothese nach von Mises verwendet. Diese setzt jedoch duktilen Bauteilverhalten voraus, was bei Glas nicht der Fall ist. Aus diesem Umstand ergibt sich ein Fehler bei der Spannungsberechnung. Eine weitere Vereinfachung wurde getroffen, indem dem der E-Modul als konstant angenommen wurde. Um genauere Ergebnisse zu erhalten, muss dieser jedoch mit einer zusätzlichen Temperaturabhängigkeit modifiziert werden.

6 Zusammenfassung, Diskussion und Ausblick

Im letzten Kapitel dieser Arbeit erfolgt eine kurze Zusammenfassung der durchgeführten Optimierung. Insbesondere wird auf die Problematik und eventuelles Verbesserungspotenzial der verwendeten Methoden hingewiesen. Abschließend wird ein Ausblick, wie zukünftige wärmetechnische Optimierung durchgeführt werden könnten, gegeben.

6.1 Zusammenfassung und Diskussion

In dieser Arbeit erfolgte die Untersuchung und Optimierung eines Prüfofen für Feuerwiderstandsprüfungen anhand eines ausgewählten Versuchsaufbaus. Es handelte sich dabei um die Prüfung von Brandschutzglas, welche bereits messtechnisch aufgezeichnet wurde. Ziel war es, eine gleichmäßigere Temperaturverteilung auf dem Probekörper zu erhalten. Vor Beginn der Modellerstellung wurden Parameter festgelegt, die am bestehenden Ofen, ohne großen wirtschaftlichem Aufwand veränderbar waren. Die Auswahl fiel dabei auf die Brennstoffmassenströme, Umlenkwinkel und Ofentiefe. Die Herausforderung des Optimierungsproblems bestand darin, dass es sich bei Brandversuchen um instationäre Prozesse handelt. Um diesen Prüfvorgang zu optimieren, wurden stationäre Betriebspunkte, bei unterschiedlichen Innenwandtemperaturen ausgewählt und für diese jeweils eine Optimierung durchgeführt. Im nächsten Schritt wurde für jede Temperatur eine Optimierung der zuvor definierten Parameter durchgeführt. Es kam dabei die Methode der antwortflächenbasierten Optimierung zum Einsatz. Da bei diesem Verfahren mehrere Subvarianten verfügbar sind, wurden zwei, dieser dem Einsatzbereich entsprechenden Submodelle verwendet und deren Ergebnisse verglichen. Es waren dies die genetische Aggregation und das künstliche neuronale Netz. Die jeweils besten Teilergebnisse konnten in einem weiteren Schritt zusammengeführt werden, um daraus transiente Randbedingungen und Geometrien abzuleiten. Damit war es möglich die verbesserte Variante zu simulieren. Beim Vergleich von Ausgangskonfiguration und optimierter Version zeigte sich eine deutliche Verbesserung. Vor allem konnten die großen Temperaturdifferenzen zu Beginn des Versuchs deutlich reduziert werden. Dieses Resultat hat gezeigt, dass die stationäre Optimierung des Prüfofens gut funktioniert hat. Ein Ausblick für weitere Berechnungen, die durch eine Koppelung von CFD und FEM möglich sind wurde bereits in Abschnitt 5.4 stark vereinfacht gezeigt. Auf eine genauere Untersuchung dieses Vorgehens wurde in dieser Arbeit verzichtet, da dies nicht zur Aufgabenstellungen gehörte.

6.2 Ausblick

Es hat sich im Rahmen dieser Masterarbeit herausgestellt, dass die Genauigkeit der antwortflächenbasierten Optimierung stark von der Anzahl und Lage der DP abhängt. Würde man für jeden Temperaturbereich eine größere Anzahl vorsehen, könnte das Ergebnis noch weiter verbessert werden. Eine weitere Möglichkeit, zur Optimierung von instationären Prozessen, bestünde durch eine feinere Einteilung und somit größeren Anzahl an Temperaturbereichen. Diese beiden Optimierungspotentiale besitzen jedoch den großen Nachteil, dass mit ihnen eine viel größere Rechenzeit in Verbindung steht. Ein gewisse Ungenauigkeit bei der Bearbeitung dieser Masterarbeit war auch durch das Programmpaket ANSYS WORKBENCH gegeben, da bei den Optimierungsalgorithmen eine geringe Anzahl an Einstellmöglichkeiten gegeben war. Insbesondere beim künstlichen neuronalen Netz wären die inneren Funktionen sowie dessen Aufbau von Interesse. Alternativ bietet sich für zukünftige Optimierungen die Möglichkeit, sämtliche DP mit ANSYS zu berechnen und deren Daten in ein externes Softwarepaket (z.B.: MATLAB) zu exportieren. Je nach Programmpaket könnten dann Algorithmen mit einer besseren Transparenz hinsichtlich internem Aufbau, sowie umfangreichere Einstellmöglichkeiten verwendet werden. Ein weiterer Vorteil dieser Variante wäre durch die verbesserte Parallelisierbarkeit gegeben, indem die DP auf mehreren Computern berechnet werden könnten und später in der externen Software zusammengefügt würden.

Die Koppelung von CFD und FEM zeigte bereits für einen ersten Versuch gute Ergebnisse für die Verformungen des Probekörpers. Berücksichtigt man den Umstand, dass keine detaillierten Stoffdaten für Brandschutzglas vorhanden waren, ist das Ergebnis für eine erste Untersuchung sehr zufriedenstellend. Um in diesem Bereich die Genauigkeit weiter zu steigern, wäre es in erster Linie notwendig genaue Materialeigenschaften für die Berechnung zu verwenden. Bei der Erstellung des Rechnetzes für die FEM Berechnung wurde der Probekörper als homogener Körper modelliert. In der Realität handelt es sich jedoch um einen mehrschichtigen Bauteil, der aus unterschiedlichen Materialien mit stark voneinander abweichenden Stoffeigenschaften besteht.

Abbildungsverzeichnis

1.1	Großer Brand von London (1666) [1]	1
1.2	Typische Brandschutzprodukte	2
1.3	Feuerwiderstandsprüfung von Brandschutzglas	3
2.1	Flammentypen [9]	5
2.2	Abhängigkeit der adiabaten Verbrennungstemperatur vom Luftverhältnis [15]	10
2.3	Energiediagramm einer chemischen Reaktion [9]	13
2.4	Temperaturabhängigkeit von k [9]	13
2.5	Quasistationarität [9]	14
2.6	Nicht-vorgemischte Flamme	15
2.7	Temperatur und Konzentrationsprofile bei nicht-vorgemischter Verbrennung [17]	16
2.8	Spektrum der elektromagnetischen Wellen [18]	16
2.9	Absorption, Transmission und Reflexion von Strahlung [19]	17
2.10	Wärmeübertragungsmechanismen in einem Industrieofen	18
3.1	Temperaturzeitkurven für unterschiedliche Anwendungen	21
3.2	Grenzen der Einheits-Temperaturzeitkurven	22
3.3	Klassifizierung Brandschutz	24
3.4	Aufbau des Prüfofen	25
3.5	Position der Thermoelemente im Prüfofen	26
3.6	Aufbau der Plattenthermometer [4]	26
3.7	Position der Verformungsmessstellen	27
3.8	Übersicht über die verschiedenen Messstellen	27
4.1	Erhaltung in einem Element [20]	28
4.2	Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion [23]	33
4.3	Angenommene PDF	35
4.4	Informationstransport bei Strömung und Strahlung [18]	36
4.5	DO-Modell	38
4.6	Tetraedernetz des Prüfofen	38
4.7	Erstellte Netztypen	39
4.8	Vereinfachtes Netz für stationäre Simulationen (ohne Wände)	40
4.9	Brennstoffbedarf aller 4 Brenner während des Prüfvorganges	41
4.10	DoE Schemen [23]	42
4.11	Schema der genetischen Aggregation [26]	47
4.12	Kreuz Validierung [26]	48
4.13	Kreuz Validierung [26]	48
4.14	Typischer Aufbau eines neuronalen Netzes [30]	49
4.15	Struktur eines Neurons [29]	49

4.16	Typische Aktivierungsfunktionen [29]	50
4.17	Lernvorgang des neuronalen Netzes [26]	50
4.18	MOGA Algorithmus [26]	52
4.19	Konvergenz [26]	54
4.20	Projektschema für Optimierungen in der ANSYS WORKBENCH . .	55
4.21	Geometrieparameter	58
4.22	Prinzip der One-Way-Koppelung für Brandversuche	59
4.23	Prinzip der Vollständigen-Koppelung für Brandversuche	60
5.1	Ebene durch die Brennerachse	62
5.2	Temperatur in den Thermoelementen	63
5.3	Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 868°C	64
5.4	Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 868°C	65
5.5	Temperatur in den Thermoelementen	66
5.6	Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 868°C	66
5.7	Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 868°C	67
5.8	Einfluss der Zeitschrittweite	68
5.9	Temperaturverteilung bei 100°C Wandtemperatur	69
5.10	Temperaturabweichung vom Mittelwert bei 100°C Wandtemperatur	69
5.11	Temperaturverteilung bei 500°C Wandtemperatur	70
5.12	Temperaturabweichung vom Mittelwert bei 500°C Wandtemperatur	70
5.13	Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 100°C	71
5.14	Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 500°C	71
5.15	Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 100°C	72
5.16	Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 500°C	72
5.17	Spezifischer Wärmestrom bei einer Wandtemperatur von 100°C . . .	72
5.18	Temperaturverteilung bei einer Wandtemperatur von 100°C	73
5.19	Temperaturabweichung vom Mittelwert bei einer Wandtemperatur von 100°C	73
5.20	Temperaturverteilung bei einer Wandtemperatur von 500°C	74
5.21	Temperaturabweichung vom Mittelwert bei einer Wandtemperatur von 500°C	74
5.22	Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 100°C	75
5.23	Temperaturfelder bei einer Wandtemperatur von 500°C	75
5.24	Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 100°C	76
5.25	Geschwindigkeitsfelder bei einer Wandtemperatur von 500°C	76
5.26	Temperaturverteilung bei 100°C Wandtemperatur	77
5.27	Temperaturabweichung vom Mittelwert bei 100°C Wandtemperatur	77
5.28	Temperaturverteilung bei 500°C Wandtemperatur	78
5.29	Temperaturabweichung vom Mittelwert bei 500°C Wandtemperatur	78
5.30	Temperaturfelder bei 100°C Wandtemperatur	79
5.31	Temperaturfelder bei 500°C Wandtemperatur	79
5.32	Geschwindigkeitsfeld bei 100°C Wandtemperatur	80
5.33	Geschwindigkeitsfelder bei 500°C Wandtemperatur	80
5.34	Temperaturverteilung bei einer Wandtemperatur von 100°C	81
5.35	Temperaturabweichung vom Mittelwert bei einer Wandtemperatur von 100°C	81
5.36	Temperaturverteilung bei einer Wandtemperatur von 500°C	82

5.37	Temperaturabweichung vom Mittelwert bei einer Wandtemperatur von 500°C	82
5.38	Vergleich der Antwortflächen bei einer Wandtemperatur von 100°C	83
5.39	Vergleich der Antwortflächen bei einer Wandtemperatur von 500°C	83
5.40	Anpassungsgüte mit GA bei einer Wandtemperatur von 100°C . . .	84
5.41	Anpassungsgüte mit NN bei einer Wandtemperatur von 100°C . . .	84
5.42	Zeitlicher Verlauf der mittleren Wandtemperatur	86
5.43	Transiente Randbedingungen	86
5.44	Transienter Aufwärmvorgang des optimierten Prüfofen	87
5.45	Überprüfung der Gültigkeit	88
5.46	Standardabweichung	89
5.47	Temperaturdifferenz	89
5.48	Projektschema in der ANSYS WORKBENCH	90
5.49	Verformung des Probekörpers am Ende des Versuchs	91
5.50	Vergleich der Antwortflächen bei einer Wandtemperatur von 100°C	91
5.51	Vergleich von Realität und Simulation	92

Tabellenverzeichnis

3.1	Maximal zulässige Grenzabweichungen	21
4.1	Strahlungsmodelle eingeteilt nach der optischen Dichte [18]	36
4.2	Strahlungsmodelle eingeteilt nach typischer Verwendung [18]	37
4.3	Eigenschaften der Netze für die Netzstudie	39
4.4	Verwendete Modelle	40
4.5	Zeitschritte	41
4.6	Verfügbare Antwortflächentypen in der ANSYS WORKBENCH [26]	46
4.7	Optimierungsmethoden in der ANSYS WORKBENCH [26]	51
4.8	Manuell festgelegte DP für die Ofentiefe	56
4.9	Manuell festgelegte DP für die Brennerleistungen	57
4.10	Manuell festgelegte DP für die Umlenkwinkel	58
5.1	Ergebnisse der Optimierung der Umlenkwinkel	76
5.2	Ergebnisse der Optimierung der Brennstoffmassenströme	80
5.3	Ergebnisse der Optimierung	85

Literatur

- [1] Unbekannter Künstler. *Großer Brand von London*. In: *Wikipedia*.
- [2] Fenster Keller. *Brandschutztor*. URL: http://www.fensterkeller.ch/de/produkte/brandschutz_fenster/ (besucht am 01.04.2017).
- [3] Köhnlein-Türen. *Brandschutzfenster*. URL: <http://www.koehnlein-tueren.de/448.0.html> (besucht am 01.04.2017).
- [4] Österreichisches Normungsinstitut. *ÖNORM EN 1363 - 1*. Österreichisches Normungsinstitut, 2012.
- [5] Österreichisches Normungsinstitut. *ÖNORM EN 1363 - 2*. Österreichisches Normungsinstitut, 2000.
- [6] Österreichisches Normungsinstitut. *ÖNORM EN 1634 - 1*. Österreichisches Normungsinstitut, 2009.
- [7] Österreichisches Normungsinstitut. *ÖNORM EN 13501 - 2*. Österreichisches Normungsinstitut, 2010.
- [8] Franz Joos. *Technische Verbrennung*. Springer-Verlag Berlin-Heidelberg, 2006.
- [9] Jürgen Warnatz, Ulrich Maas und Robert W. Dibble. *Verbrennung*. Springer-Verlag Berlin-Heidelberg, 2001.
- [10] Peter Gerlinger. *Numerische Verbrennungssimulation*. Springer-Verlag Berlin-Heidelberg, 2005.
- [11] Michael F. Modest. *Radiative Heat Transfer*. Third edition. Elsevier, 2013.
- [12] Olliver Borm. *Verbrennung in Gasturbinen - Vorlesungsskriptum*. 2014.
- [13] Manfred Klell. *Höhere Thermodynamik - Vorlesungsskriptum*. 2015.
- [14] Hans Dieter Baehr und Stephan Kabelac. *Thermodynamik - Grundlagen und technische Anwendungen*. 15. Aufl. Springer Vieweg, 2012.
- [15] Stefan Kammerstätter. »Verbrennungsablauf und Schadstoffbildung in Erdgas-Großmotoren mit Vorkammerzündung«. Diss. Technische Universität München, 2012.
- [16] Institut für Technische Thermodynamik - Karlsruher Institut für Technologie. *Reaktionszone bei nicht-vorgemischter Verbrennung*. URL: <http://www.itt.kit.edu/320.php> (besucht am 23.01.2017).
- [17] Chung K. Law. *Combustion Physics*. 1. Aufl. Cambridge University Press, 2006.
- [18] Christoph Hochenauer. *Numerische Verfahren in der Energietechnik - Vorlesungsskriptum*. 2015.
- [19] Wilibald Trinks. *Industrial Furnances*. John Wiley & Sons, Inc., 2004.

- [20] F. Moukalled, L. Mangani und M. Darwish. *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics*. Springer Cham Heidelberg New York Dordrecht London, 2016.
- [21] Joel H. Ferziger und Milovan Peric. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer-Verlag Berlin-Heidelberg, 2008.
- [22] Rene Prieler et al. »Numerical investigation of the steady flamelet approach under different combustion environments«. In:
- [23] ANSYS Inc. *ANSYS FLUENT Theory Guide 15.0*. 2013.
- [24] Norbert Peters. *Turbulent Combustion*. Cambridge University Press, 2000.
- [25] George E. Box. *Statistics for Experimenters*. John Wiley & Sons, Inc., 2005.
- [26] ANSYS Inc. *ANSYS Design Exploration Users Guid v15*. 2013.
- [27] Reiner Gleichmar. »Approximationen und paralleles Rechnen bei der multidisziplinären Strukturoptimierung«. Diss. Technische Universität München, 2004.
- [28] Christian Borgelt et al. *Neuro-Fuzzy-Systeme*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2003.
- [29] Andreas Scherer. *Neuronale Netze - Grundlagen und Anwendungen*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig/Wiesbaden, 1997.
- [30] Torsten Wondrak und Ronny Multrus. *KMouseGesture - Dokumentation*.
- [31] Gerald Reif. *Moderne Methoden der Wissensverarbeitung - Diplomarbeit*. 2000.