

# **Numerische Simulation und messtechnische Evaluierung der Schadstoffemissionen aus Stückholzfeuerungen**

Von der Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik  
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines  
Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von  
David Schütz  
aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Baumbach  
Mitberichter: Prof. Dr. Andreas Kronenburg

Tag der mündlichen Prüfung: 10.01.2012

Institut für Feuerungs- und Kraftwerkstechnik  
der Universität Stuttgart  
2012



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der zentralen Forschung der Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen.

Ich bedanke mich herzlich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Günter Baumbach für die fachliche Unterstützung und Förderung der Arbeit sowie für die Übernahme des Gutachtens. Ebenso möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr. Andreas Kronenburg für die Übernahme des Mitberichts bedanken. Mein besonderer Dank gilt auch Herrn Prof. PD Dr.-Ing. Uwe Schnell für die zahlreichen Diskussionen und die fachliche Unterstützung auf dem Gebiet der numerischen Strömungs- und Verbrennungssimulation.

Weiterer Dank gilt auch Herrn Dr.-Ing. Struschka und Herrn Dipl.-Ing. Dominik Kurz für ihre Hilfe bei fachlichen Fragen.

Auf Seiten der Robert Bosch GmbH möchte ich mich vor allem bei Herrn Dr. Dipl.-Phys. Dietmar Steiner und Herrn Dr.-Ing. Pedro da Silva für die Initiierung der Arbeit, die Förderung und die Betreuung (Herr Dr. Steiner) und für die anvertrauten Freiheiten bedanken.

Weiterer Dank gilt den Mitarbeitern des Teams „Biomasse“; besonders möchte ich mich bei Frau Dr.-Ing. Tania Gonzalez-Baquet, Herrn Dr.-Ing. Datong Wu und Herrn Frederick Dech für die fachlichen Diskussionen und die Unterstützung bei den Arbeiten am Prüfstand bedanken.

Besonders möchte ich mich auch bei Herrn Dr.-Ing. Frank Rückert und Herrn Dr.-Ing. Frank Freikamp bedanken, die immer Zeit für meine Fragen hatten.

Einen weiteren Dank möchte ich den Herren Dr.-Ing. Rolf Reinelt und Dr.-Ing. Ulrich Schmidt von ANSYS FLUENT<sup>®</sup> aussprechen, die mir bei einigen Fragestellungen entscheidend weiterhelfen konnten.

Außerdem möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Volker Ebert, ehemals Universität Heidelberg, und seinen Mitarbeitern für die gute Zusammenarbeit bedanken.

Vielen Dank gilt auch meinen Diplomanden und allen Mitarbeitern meiner Abteilung.

Abschließend möchte ich mich besonders bei meiner Familie und meiner Frau für die Unterstützung und Rücksichtnahme während der schriftlichen Ausarbeitung und der Prüfungsvorbereitung bedanken.

„Mehr als die Vergangenheit interessiert mich die Zukunft,  
denn in ihr gedenke ich zu leben.“

Albert Einstein

## Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort .....</b>	<b>III</b>
<b>Nomenklatur .....</b>	<b>VII</b>
<b>Kurzfassung .....</b>	<b>XI</b>
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation.....	1
1.2 Aufgabenstellung .....	2
1.3 Aufbau und Vorgehensweise .....	3
<b>2 Stückholzverbrennung und Schadstoffentstehung .....</b>	<b>4</b>
2.1 Holz als Brennstoff .....	4
2.2 Schadstoffemissionen aus Stückholzfeuerungen .....	7
2.2.1 Produkte der unvollständigen Verbrennung.....	8
2.2.2 Brennstoffgebundene Schadstoffemissionen .....	12
<b>3 Numerische Strömungsmechanik und Holzverbrennung.....</b>	<b>14</b>
3.1 Literaturübersicht.....	15
3.2 Beschreibung turbulenter reaktiver Strömungen .....	17
3.2.1 Erhaltungsgleichungen .....	17
3.2.2 Turbulenzmodellierung .....	19
3.2.3 Verbrennungsmodellierung.....	24
3.2.4 Wärmetransport und Strahlung .....	29
3.3 Modellierung von Ruß und anorganischen Partikeln.....	30
3.3.1 Rußmodellierung.....	31
3.3.2 Konzept zur Modellierung anorganischen Feinstaubes .....	34
<b>4 Numerische Simulation einer Stückholzfeuerung.....</b>	<b>36</b>
4.1 Aufbau des CFD-Modells .....	37
4.1.1 Feuerraum und Diskretisierung.....	37
4.1.2 Brenngasfreisetzungsmode ll .....	39
4.1.3 Teilmodelle der CFD-Modellierung .....	41
4.2 Simulationsrechnungen.....	43
4.2.1 Strömungsfeld .....	43
4.2.2 Temperaturverteilung.....	45

4.2.3	Speziesverteilung .....	48
4.2.4	Einfluss des Rußes .....	50
<b>5</b>	<b>Messtechnische Untersuchung einer Stückholzfeuerung .....</b>	<b>55</b>
5.1	In situ-Messung der Gasphasenspezies und der Temperatur .....	55
5.1.1	Messungen am PCI .....	56
5.1.2	Temperaturverteilung .....	60
5.1.3	Speziesverteilung .....	62
5.2	Emissionsverhalten der Stückholzfeuerung .....	65
5.2.1	Versuchsaufbau, -planung und -durchführung .....	66
5.2.2	Reproduzierbarkeit .....	72
5.2.3	Variation des Zuluftmassenstroms .....	76
5.2.4	Variation des Primär- zu Sekundärluftverhältnisses .....	79
5.2.5	Position der Sekundärluftzuführung .....	82
5.2.6	Aufbereitung, Auswertung und Diskussion der Messergebnisse .....	85
<b>6</b>	<b>Evaluierung des CFD-Modells und Ausblick .....</b>	<b>92</b>
6.1	Evaluierung des CFD-Modells .....	92
6.1.1	Spezies- und Temperaturverteilung .....	92
6.1.2	Emissionsverhalten .....	97
6.1.3	Diskussion des Rußmodells .....	100
6.2	Zusammenfassung der Modellevaluierung .....	101
6.3	Anwendung und Ausblick .....	102
6.3.1	Optimale Einstellung der Stückholzfeuerung .....	102
6.3.2	Ausblick .....	104
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>106</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>109</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>124</b>
A1	Modellkonstanten .....	124
A2	Gitter Feuerraum, Spezies- und Temperaturverteilung .....	125
A3	Stückholzfeuerung .....	127
A4	Versuchsplan für die Emissionsmessungen .....	128
A5	Verbrennungsrechnung .....	129
A6	C- / O-Bilanzierung und Dichtigkeitsuntersuchungen .....	130

## Nomenklatur

### Formelzeichen lateinische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bedeutung
A	-	Konstante Magnussen-Modell
$[A_k]$	$\text{mol/m}^3$	molare Konzentration der Spezies k
a	1/m	Absorptionskoeffizient
$a_0$	Partikel/(kg s)	pre-exponentieller Faktor (Tesner-Magnussen Modell)
$b_1$	$\text{m}^2/\text{kg}$	Konstante
$b_T$	1/K	Konstante
$a_{\text{RuB}}$	1/m	Absorptionskoeffizient
$b_{\text{Nuk}}$	Partikel/kg	Größe in Transportgleichung für Nukleationskerne
$c_i$	$\text{kg/m}^3$	Massenkonzentration der Komponente i
$c_p$	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität bei konst. Druck
$C_\gamma$	-	Konstante des EDC-Modells
$C_\tau$	-	Konstante des EDC-Modells
$C_{1\varepsilon}$	-	RNG k- $\varepsilon$ Modellkonstante
$C_{2\varepsilon}$	-	RNG k- $\varepsilon$ Modellkonstante
$C_\mu$	-	RNG k- $\varepsilon$ Modellkonstante
D	m	Durchmesser
$D_k$	$\text{m}^2/\text{s}$	Diffusionskoeffizient
$E_a$	J/kg	Arrhenius-Parameter (Aktivierungsenergie)
f	1/s	empirische Konstante Tesner-Magnussen Modell
g	1/s	empirische Konstante Tesner-Magnussen Modell
$g_0$	$\text{m}^3/(\text{Partikel s})$	empirische Konstante Tesner-Magnussen Modell
g	$\text{m/s}^2$	Gravitationskraft
h	J/kg	Enthalpie
$\Delta h_f^0$	kJ/kg	Standardbildungsenthalpie
I	$\text{W}/(\text{m}^2 \text{ sr})$	Strahlungsintensität
k	$\text{m}^2/\text{s}^2$	kinetische Turbulenzenergie
$k_j$	var.	Geschwindigkeitskoeffizient der Reaktion j
m	kg	Masse
$m_p$	kg/Partikel	mittlere Masse eines Partikels
n	-	Brechungsindex
$N_{\text{RuB}}$	Partikel/ $\text{m}^3$	Rußpartikelkonzentration
p	$\text{N/m}^2$	Druck
$Pr_t$	-	turbulente Prandtl-Zahl

## VIII

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$r_j$	$\text{mol}/(\text{m}^3 \text{ s})$	Reaktionsrate der Reaktion j
$\vec{r}$	m	Ortsvektor
R	$\text{J}/(\text{mol K})$	Gaskonstante
$R^2_{\text{adj}}$	-	adjustiertes Bestimmtheitsmaß
$\dot{R}_i$	$\text{kg}/(\text{m}^3 \text{ s})$	Massentransferrate der Komponente i pro Volumeneinheit
s	m	Weglänge
$\vec{s}$	-	Ausbreitungsrichtung der Strahlung
$s_R$	-	Standardabweichung der Regression
$Sc_t$	-	turbulente Schmidt-Zahl
$S_r$	$\text{J}/(\text{m}^3 \text{ s})$	Strahlungsquellterm
t	s	Zeit
T	K	Temperatur
$u_{i,j}$	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
$x_{i,j}$	m	kartesische Koordinate
$Y_i$	$\text{kg}_i/\text{kg}_{\text{ges}}$	Massenanteil der Komponente i

### Formelzeichen griechische Buchstaben

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\alpha$	1/s	empirische Konstante Tesner-Magnussen Modell
$\beta$	$\text{m}^3/(\text{Partikel s})$	empirische Konstante Tesner-Magnussen Modell
$\dot{\gamma}$	1/s	Betrag des Schergeschwindigkeitstensors
$\gamma^*$	-	Volumenanteil der feinen Strukturen
$\delta_{ij}$	-	Kronecker Delta
$\varepsilon$	-	Emissionsgrad
$\varepsilon$	$\text{m}^2/\text{s}^3$	turbulente Dissipationsrate
$\eta_0$	$\text{Partikel}/(\text{m}^3 \text{ s})$	spontane Bildungsrate Nukleationskerne (Tesner-Magnussen Modell)
$\lambda$	-	Luftüberschusszahl
$\lambda$	$\text{W}/(\text{m K})$	Wärmeleitfähigkeit
$\rho$	$\text{kg}/\text{m}^3$	Dichte
$\rho_{\text{RuB}}$	$\text{kg}/\text{m}^3$	lokale Rußkonzentration

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\mu$	kg/(m s)	dynamische Viskosität
$\mu_t$	kg/(m s)	turbulente Wirbelviskosität
$\sigma$	W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )	Stefan-Boltzmann Konstante
$\sigma_S$	1/m	Streukoeffizient
$\sigma_{k,\varepsilon}$	-	Konstanten des Turbulenzmodells
$\nu_{kj}$	-	stöchiometrischer Koeffizient
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität
$\tau^*$	s	Verweilzeit des Fluids in den feinen Strukturen
$\tau_{ij}$	N/m <sup>2</sup>	viskoser Spannungstensor
$\phi$	var.	allgemeine spez. Bilanzgröße
$\Phi$	-	Phasenfunktion
$\dot{\omega}_k$	kg/(m <sup>3</sup> s)	Bildungsrate der Spezies k
$\dot{\omega}_T$	J/(m <sup>3</sup> s)	Wärmefreisetzung durch chem. Reaktion
$\Omega'$	sr	Raumwinkel

**Abkürzungen**

Zeichen	Bedeutung
bild	Bildung
BImSchV	Bundesimmissionsschutzverordnung
BMU	Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit
Br	Brennstoff
CFD	Computational Fluid Dynamics (numerische Strömungsmechanik)
DoE	Design of Experiments (statistische Versuchsplanung)
DOM	Discrete-Ordinates-Methode
EDM	Eddy-Dissipation-Modell
EDC	Eddy-Dissipation-Konzept
FVM	Finite-Volumen-Methode
ges	gesamt
KW	Kohlenwasserstoff
Massen-%	Massenprozent
MFC	Mass Flow Controller (Massendurchflussregler)
min	Minimum
Nuk	Nukleationskerne
Oxi	Oxidant
P	Partikel
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
pdf	probability-density-function (Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion)
RANS	Reynold Averaged Navier Stokes
PM <sub>10</sub>	Particulate Matter < 10 µm
RNG	renormalization group
RSM	Reynolds-stress Modell
STW	Standardabweichung
TEOM	tapered element oscillating microbalance
THC	Total Hydrocarbons
Tr	trockenes Holz
WG	Wassergehalt
WH	Wiederholung
WSGGM	weighted sum of gray gases Modell
TVOC	total volatile organic compounds
verb	verbrannt, verbraucht
vol%	Volumenprozent
ZP	Zentrumspunkt

## Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der numerischen Strömungssimulation (CFD) der Stückholzverbrennung in klassischen Kaminöfen im häuslichen Bereich (< 25 kW). Zur Evaluierung des Modells wurden umfangreiche Messungen innerhalb der Brennkammer und im Rauchgas einer Stückholzfeuerung durchgeführt. Das evaluierte Modell stellt eine wertvolle Unterstützung zur schnellen und wirtschaftlichen Entwicklung neuer, emissionsarmer Holzfeuerungen dar.

Charakteristisch für den Verbrennungsprozess in einem Kaminofen ist die von der turbulenten Strömung dominierte Vermischung zwischen den Entgasungsprodukten des Holzes und der Luft bei relativ tiefen Verbrennungstemperaturen. Zur Beschreibung der turbulenten, reaktiven Strömung in der Brennkammer wurde im Rahmen der CFD-Modellierung das RNG k- $\epsilon$  Turbulenzmodell verwendet, wodurch in Kopplung mit dem Eddy Dissipation Concept und einem globalen Reaktionsmechanismus die Verbrennung in der Gasphase abgebildet werden kann. Die Modellierung der Strahlung erfolgte über die Discrete-Ordinates-Methode; die Rußpartikel wurden über das Modell nach *Tesner* und *Magnussen* berücksichtigt. Durch die Implementierung der Materialdaten der Brennkammer konnten die Verluste über die Oberflächen berücksichtigt werden.

Mit Hilfe der Laserabsorptionsspektroskopie wurden die Konzentrationen der an der Verbrennung maßgeblich beteiligten Spezies lokal in der Flamme ermittelt. Dadurch konnte das verwendete Brenngasfreisetzungmodell, welches die Zusammensetzung der aus dem Holz unter Verbrennungsbedingungen entweichenden Gase beschreibt, validiert werden. Zusätzlich wurde der modellierte CO-Ausbrand innerhalb der Brennkammer anhand der Messergebnisse bestätigt. Ebenfalls stimmt die berechnete Temperaturverteilung in der Brennkammer mit den Messungen überein.

Durch Variation der Luftzahl, der Position der Sekundärluftzuführung und des Primär- zu Sekundärluftverhältnisses ließen sich in der verwendeten Stückholzfeuerung verschiedene Verbrennungszustände realisieren. Das Emissionsverhalten der Feuerung wurde mit den Modellberechnungen qualitativ verglichen. Es zeigte sich, dass die über das CFD-Modell berechneten Emissionen an CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> und CO gut mit den Messungen übereinstimmten. Die Modellierung der TVOC-Emissionen erfordert dagegen detailliertere Reaktionsmechanismen. Die Rußemissionen konnten nicht plausibel über das verwendete Modell beschrieben werden. Zwar konnte das Rußmodell so angepasst werden, dass es korrekte Ergebnisse für einen stationären Betriebszustand lieferte, eine zuverlässige Vorhersage der Emissionen für eine große Bandbreite an Verbrennungszuständen erfordert dagegen die Entwicklung von genaueren Rußmodellen speziell für Holzfeuerungen.

## Abstract

This thesis deals with CFD-simulation (Computational Fluid Dynamics) of wood combustion in conventional wood log stoves for domestic use ( $< 25$  kW). In order to evaluate the model, extensive measurements within the combustion chamber were carried out. Furthermore, the emission performance of the wood log stove was measured in detail. The evaluated model contributes important data to a fast and economical development of low-emission wood-log-fired stoves.

The typical characteristic of the combustion process in a wood log stove is the mixing of the devolatilization products of wood and air. This intermixture is mainly influenced by the turbulent fluid flow within the stove and takes place at relatively low combustion temperatures. In the CFD-model, the RNG  $k$ - $\epsilon$  turbulence-model was used in order to describe the turbulent fluid flow within the combustion chamber. In addition the Eddy Dissipation Concept and a global reaction-mechanism were used to describe the combustion process in the gas phase. The radiative heat transfer was modeled by the Discrete-Ordinates Method and soot was taken into account with the *Tesner* and *Magnussen* model. By taking material properties of the components used for the combustion chamber into account it was possible to calculate the heat-losses occurring all over the surface of the stove.

Inside the flame, laser absorption spectrometry was used to detect the concentration of CO and CH<sub>4</sub> locally, which are the two most important species of the combustion process. By using these results the combustion-gas-release-model could be validated, which describes the composition of the gas-mixture escaping the wood under combustion-conditions. Furthermore, the modeled CO burnout and the temperature distribution inside the combustion chamber could be verified by using the results of the measurements.

By modifying the air ratio, the inflow conditions for secondary air and the ratio of primary air to secondary air, several combustion-stages could be realized inside the used test-stand wood log stove. The emission performance of the stove was qualitatively compared with the calculations of the CFD-model. It turns out that the simulated emissions of CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> and CO match well with the measurement data. The modeling of the TVOC-emissions requires more detailed reaction mechanisms. There is no problem with adapting the soot-model of *Tesner* and *Magnussen* in a way that it delivers correct results for stationary operating conditions. However, in order to come up with a reliable prediction of the soot-emissions for a spectrum of different operating conditions, the development of more precise soot-models, which are especially designed for wood-combustion, will be required.

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Nach dem derzeitigen Stand des Wissens ist dem organischen Feinstaubanteil aus Holzfeuerungen eine vergleichbare gesundheitliche Relevanz beizumessen wie dem typischen städtischen Feinstaub, z.B. aus dem Verkehr [1]. Darüber hinaus können gasförmige Komponenten im Rauchgas, wie polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK), zu einer erheblichen Verschlechterung der Luftqualität im Umfeld der Feuerungseinrichtungen führen [2][3]. Derartige schädliche Emissionen werden vor allem durch Holzöfen mit einer unzureichend optimierten Feuerungstechnik und / oder bei unsachgemäßem Betrieb freigesetzt, was insbesondere auf handbeschickte Stückholzfeuerungen im häuslichen Bereich (< 25 kW) zutreffen kann. Daher verabschiedete der Gesetzgeber Anfang 2010 die Novelle der 1. BImSchV [4] mit dem Ziel, die menschliche Gesundheit durch Verminderung der Schadstoffemissionen aus kleinen Holzfeuerungen durch eine Verschärfung der Emissionsgrenzwerte zu schützen. Durch die Novellierung dieser aus dem Jahr 1988 stammenden Verordnung prognostiziert das Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) auf Basis der Entwicklung des Jahres 2008 bis zum Jahr 2025 eine Halbierung der Feinstaubemissionen aus Kleinfeuerungsanlagen von 30 kt/a auf 15 kt/a (derzeit 24 kt/a) in Deutschland [5][6].

Die wachsenden Anforderungen des Gesetzgebers an die Anlagentechnik erfordern eine Optimierung der Holzfeuerungen bzw. deren Weiterentwicklung. Dabei ist grundsätzlich die Emissionsminderung der Entstehung von Schadstoffen vorzuziehen. Über primäre Maßnahmen, welche sich im Wesentlichen durch die Optimierung der Vermischung der Gase auszeichnen, lässt sich die lokale Entstehung der Schadstoffe direkt in der Brennkammer minimieren, was Grundvoraussetzung für die Erfüllung der gesetzlichen Vorgaben ist. Wie derzeitige Entwicklungen und Forschungsaktivitäten zeigen, ist durch das Nachschalten eines elektrostatischen Abscheiders [7][8] und / oder eines Katalysators [9] im Rauchgas einer Holzfeuerung eine zusätzliche Minimierung der Schadstoffe möglich. Langzeiterfahrungen zu diesen sekundären Maßnahmen, wie z.B. bezüglich der Lebensdauer, der Verschmutzungsanfälligkeit und der Reinigung, liegen bisher aber nur in einem begrenzten Umfang vor. Dies macht die Fortsetzung der Forschungsaktivitäten auf diesem Gebiet notwendig.

Die wesentliche Ursache der Schadstoffbildung liegt, abgesehen von Faktoren, welche durch die Anlagentechnik der Holzfeuerungen nicht oder nur in einem begrenzten Umfang beeinflusst werden können (z.B. Holzqualität, Betreiberverhalten), in einer

unzureichenden Vermischung der brennbaren Bestandteile mit dem Luftsauerstoff bei ausreichend hohen Temperaturen. Die Abbildung dieses Prozesses ist aufgrund der während der Verbrennung ablaufenden Prozesse äußerst komplex.

Mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation (CFD, Computational Fluid Dynamics) können die Prozesse der Vermischung und der Verbrennung der aus dem Holz freigesetzten Gase räumlich in der Brennkammer abgebildet werden, womit sie ein effizientes Werkzeug darstellt, die Verbrennung in einer Holzfeuerung zu optimieren. Durch die Modellierung der Vorgänge (z.B. Wärmeleitung, Vermischung, Temperaturverteilung, ...) können Maßnahmen abgeleitet und vorab untersucht werden, wodurch eine schnelle und wirtschaftliche Entwicklung neuer, emissionsarmer Holzfeuerungen möglich ist.

## **1.2 Aufgabenstellung**

Zielsetzung dieser Arbeit ist die Bereitstellung eines CFD-Modells, welches die Verhältnisse in einer Stückholzfeuerung beschreiben kann. Dem Entwickler wird damit eine Entscheidungshilfe zur Auslegung von Feuerräumen an die Hand gegeben, wodurch primärseitige Maßnahmen zur Schadstoffverminderung untersucht werden können. Die Einsatzfähigkeit des CFD-Modells soll für typische Verbrennungsbedingungen in der Feuerung untersucht werden. Der Fokus liegt hierbei auf der Gasphasenverbrennung, da in diesem Bereich die Bildung und der Ausbrand der Schadstoffe maßgeblich beeinflusst werden kann.

Zur Abbildung der während der Verbrennung ablaufenden Prozesse müssen alle relevanten Effekte berücksichtigt werden. Diese sind: turbulente Strömung und Vermischung, Wärmeübertragung zwischen Rauchgas und Wänden, Zusammensetzung der flüchtigen Bestandteile des Holzes unter Verbrennungsbedingungen, Reaktionskinetik und Schadstoffbildung, Strahlung und die Bildung von Rußpartikeln. Die sich aus diesen Anforderungen ergebende Komplexität erfordert neben der für diese Simulationsaufgabe korrekten Wahl der Teilmodelle eine messtechnische Überprüfung der Ergebnisse der Modellierung, was ebenfalls Gegenstand dieser Arbeit ist. Dafür wird eine Stückholzfeuerung so modifiziert, dass verschiedene Verbrennungszustände dargestellt werden können. Dies ermöglicht eine umfassende Evaluierung des CFD-Modells.

### 1.3 Aufbau und Vorgehensweise

Im Folgenden wird ein Überblick über den Aufbau der Arbeit gegeben:

- Kapitel 1: Einleitung und Gliederung der vorliegenden Arbeit. Schematische Darstellung der Vorgehensweise bei deren Erstellung (vgl. Abbildung 1.1).
- Kapitel 2 und Kapitel 3: Beschreibung der Grundlagen der Holzverbrennung und der Schadstoffbildung in Stückholzfeuerungen sowie ein Überblick über die zur Erstellung des CFD-Modells gewählten Teilmodelle der numerischen Strömungsmechanik.
- Kapitel 4: Aufbau des CFD-Modells und Ergebnisse einiger Simulationsrechnungen.
- Kapitel 5: Beschreibung der messtechnischen Untersuchung einer Stückholzfeuerung und Darstellung der Messergebnisse.
- Kapitel 6: Evaluierung des CFD-Modells anhand der Messergebnisse.
- Kapitel 7: Zusammenfassung der Arbeit.

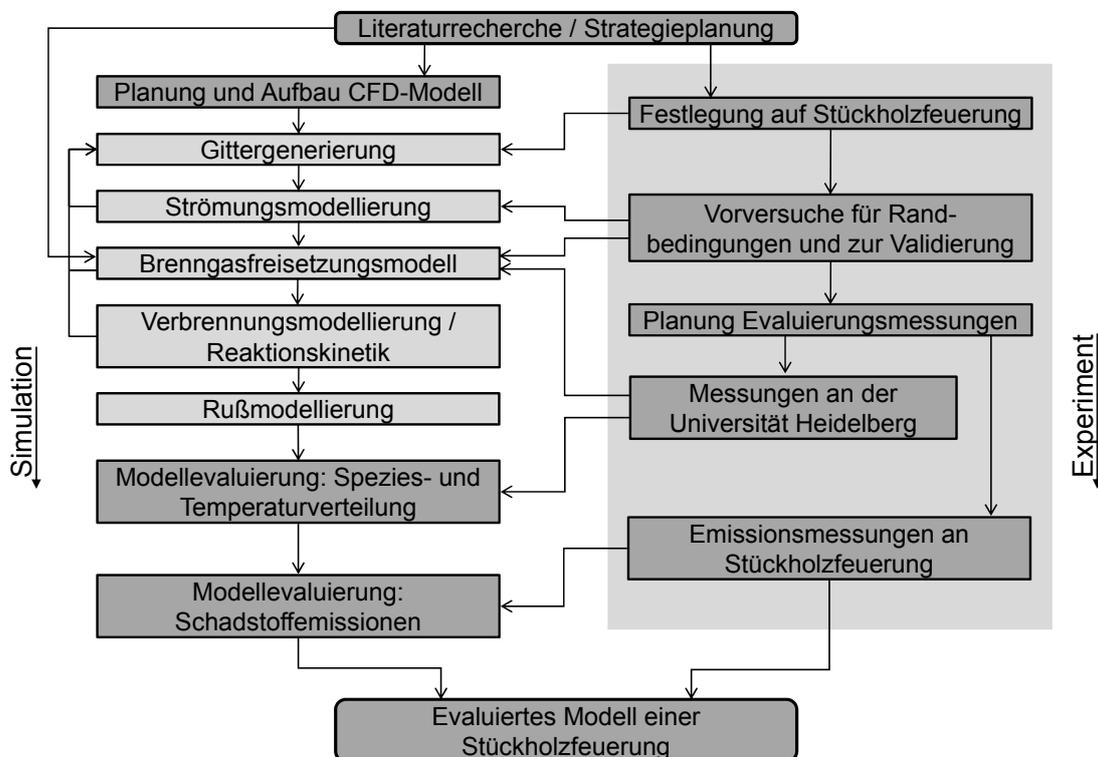


Abbildung 1.1: Vorgehensweise bei der Erstellung der Arbeit

## 2 Stückholzverbrennung und Schadstoffentstehung

Im Rahmen dieser Arbeit wird die Verbrennung von Stückholz in handbeschiekten Feuerungen für den häuslichen Bereich ( $< 25 \text{ kW}$ ) behandelt. In diesem Kapitel werden die Eigenschaften und das Verbrennungsverhalten dieses Brennstoffs beschrieben. Darüber hinaus wird im Hinblick auf die CFD-Modellentwicklung ein Überblick über die relevanten Schadstoffemissionen aus Stückholzfeuerungen gegeben und auf deren Bildungsmechanismen eingegangen.

### 2.1 Holz als Brennstoff

Entscheidend für den Heizwert des Holzes ist der Anteil der nicht brennbaren Bestandteile, Asche und Wasser. Frisch geschlagenes Holz kann Wasser bis zu einem Massenanteil von 50 % enthalten. Daher wird Holz in der Regel vor der thermischen Energienutzung getrocknet. Luftgetrocknetes Holz weist einen Wassergehalt von ca. 0,1 - 0,15  $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{Holz}}$  auf und hat einen Heizwert von ca. 4,3  $\text{kWh/kg}$  [10]. Da Holz ein Naturprodukt ist, unterliegt sein Aufbau und seine Zusammensetzung gewissen Schwankungen. In Tabelle 2.1 sind beispielhaft verschiedene Hölzer nach ihren Hauptbestandteilen und nach ihrer elementaren Zusammensetzung dargestellt.

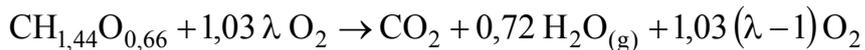
Tabelle 2.1: Zusammensetzung und Eigenschaften von Laub- und Nadelholz.  
(Bezug trockenes Holz) [11][12][13][14]

	Laubholz	Nadelholz		C	H	O	N	Asche
Zellulose $[\text{kg/kg}]^{\text{I}}$	0,4 - 0,5	0,4 - 0,45	Fichte <sup>I</sup>	50,7	5,4	43,5	0,1	0,3
Hemizellulose $[\text{kg/kg}]^{\text{I}}$	0,22 - 0,4	0,24 - 0,37	Buche <sup>I</sup>	49,7	5,3	44,3	0,2	0,5
Lignin $[\text{kg/kg}]^{\text{I}}$	0,3 - 0,35	0,26 - 0,38	Borke <sup>IV</sup>	50,5	5,3	40,7	0,2	3,3
Dichte $[\text{kg/m}^3]^{\text{II}}$	720	470						
Heizwert $[\text{kWh/kg}]^{\text{III}}$	5,0	5,2	(Massen-%)	<sup>I</sup> [11], <sup>II</sup> [12], <sup>III</sup> [13], <sup>IV</sup> [14]				

Etwa 83 Massen-% des Holzes verbrennen in der Gasphase, was es zu einem der gasreichsten Festbrennstoffe macht. Der hohe Anteil an flüchtigen Bestandteilen bedingt eine langflammige Verbrennung, wodurch das charakteristische Flammenbild entsteht.

Je nach der Zusammensetzung des Holzes unterscheiden sich die Hölzer in ihrem Verbrennungsverhalten. So verbrennen beispielsweise Hölzer mit einem höheren Hemizellulose- und Zelluloseanteil schneller. Die thermische Zersetzung von Lignin ist dagegen relativ langsam [10].

Eine ideale, vollständige Verbrennung von aschefreiem, trockenem Holz kann folgendermaßen beschrieben werden ( $-439 \text{ kJ/mol}$  für  $\lambda > 1$ ) [15]:



Die Luftüberschusszahl  $\lambda$  definiert das Verhältnis zwischen der innerhalb eines bestimmten Zeitraumes zugeführten Luftmenge zu der für die vollständige Oxidation stöchiometrischen notwendigen Luftmenge. In Stückholzfeuerungen erfolgt die Verbrennung bei Luftüberschuss (magere Verbrennung);  $\lambda$  liegt in der Regel zwischen 1,5 und 2,5. In diesem Bereich können in der Praxis die brennbaren Bestandteile weitgehend oxidiert werden [15].

Holz durchläuft während der Verbrennung verschiedene thermische Umsetzungsprozesse. Dabei handelt es sich um komplexe Vorgänge, bestehend aus Wärme- und Stofftransporten, chemischen Reaktionen, Phasenübergängen, Sorptions- und Desorptionsvorgängen [11][16]. Grob kann die Verbrennung des Holzes in vier Prozesse eingeteilt werden: die Trocknung, die pyrolytische Zersetzung, die heterogene Vergasung und die homogene Verbrennung. Alle Prozesse sind aufgrund der Größe des Brennstoffs räumlich und zeitlich kaum voneinander zu trennen und beeinflussen sich gegenseitig.

#### **Trocknung:**

Die Trocknung des Holzes spielt sich in einem Temperaturbereich von ca.  $100 - 150 \text{ °C}$  ab. Das in der porösen Struktur des Holzes gebundene Wasser verdampft und entweicht über die Kapillaren und durch Risse, welche sich durch Ausdehnungs- und Schrumpfungsprozesse neu bilden können. Die Aufheizung geschieht im Wesentlichen durch Strahlung (Rückstrahlung der Flammenfront), kann aber auch - abhängig von den Bedingungen im Feuerraum - über die Konvektion heißer Gase erfolgen [17]-[22].

#### **Pyrolyse:**

Unter Pyrolyse versteht man die thermische Zersetzung organischer Verbindungen in flüchtige Bestandteile, Teer und Koks unter Sauerstoffabschluss. Die detaillierten chemischen und physikalischen Prozesse der Pyrolyse sind nicht vollständig bekannt [23]. Die Pyrolyse setzt bei Holz bei Temperaturen um ca.  $180 \text{ °C}$  ein. Die langkettigen

Polymere im Holz werden an den schwächsten Brücken gecrackt. Diese Fragmente verbleiben zunächst im Holz, aus ihnen verdampfen weitere höhermolekulare Stoffe, welche durch Kapillaren und Risse zur heißen Randzone des Holzes wandern. Dabei können sie sich weiter aufspalten und es bilden sich niedermolekulare Spezies. Die Menge des bei der Pyrolyse gebildeten Teeres ist umso geringer, je länger der Weg der Crack-Produkte durch die heißen Zonen des Holzes ist, je größer also das Holzstück ist [24][25][26]. Dadurch erhöht sich die Zeit, in der sich die Crack-Produkte durch Weiterreaktionen mit dem umliegenden heißen Festbrennstoff zu niedermolekularen, leicht flüchtigen Spezies zersetzen und verbrennen können [16].

Die das Holz verlassenden Pyrolysegase bauen eine Konvektionsbewegung weg vom Holz auf. Dadurch gelangt nur wenig Sauerstoff an die Holzoberfläche. Im Inneren des Holzes kann von einer vollständigen Abwesenheit von Luftsauerstoff ausgegangen werden [16].

Am Ende der Pyrolyse bleibt der Koks (Holzkohle), bestehend aus Kohlenstoff und Asche, übrig. Zu diesem Zeitpunkt hat das Holz 83 % seiner Masse verloren, was ca. 70 % des Heizwertes entspricht. In der Regel geht aufgrund der Zersetzungsreaktionen und des Massenverlustes die ursprüngliche Form des Holzes verloren [10][19][27].

### **Heterogene Vergasung:**

Unter heterogener Vergasung versteht man die partielle Oxidation eines Feststoffes unter Zufuhr eines Vergasungsmittels [27]. So vergast beispielsweise der nach dem Pyrolyseprozess verbleibende Koks mit den Vergasungsmitteln über Oberflächenreaktionen bei Temperaturen um 600 °C hauptsächlich zu CO. An den Vergasungsreaktionen sind, je nach Verbrennungsbedingungen, die das Holz umgebenden Gase, wie z.B. Wasserdampf, Sauerstoff, Wasserstoff und Kohlenstoffdioxid, beteiligt [22].

### **Homogene Verbrennung:**

Bei der Verbrennung von Holz handelt es sich um eine nicht vorgemischte Verbrennung. Die bei den Pyrolyseprozessen und der heterogenen Vergasung des Kokses entstehenden brennbaren Gase vermischen sich nach dem Austritt aus der Holzoberfläche mit dem Luftsauerstoff und verbrennen dort bei Temperaturen zwischen 900 - 1300 °C [27].

Grundsätzlich kann ein Abbrand in einer handbeschiekten Feuerung mit Naturzug anhand des Emissionsverlaufs in drei Phasen eingeteilt werden. In Abbildung 2.1 sind die Konzentrationsverläufe für O<sub>2</sub> und CO eines typischen Abbrands in einer Stückholzfeuerung dargestellt.

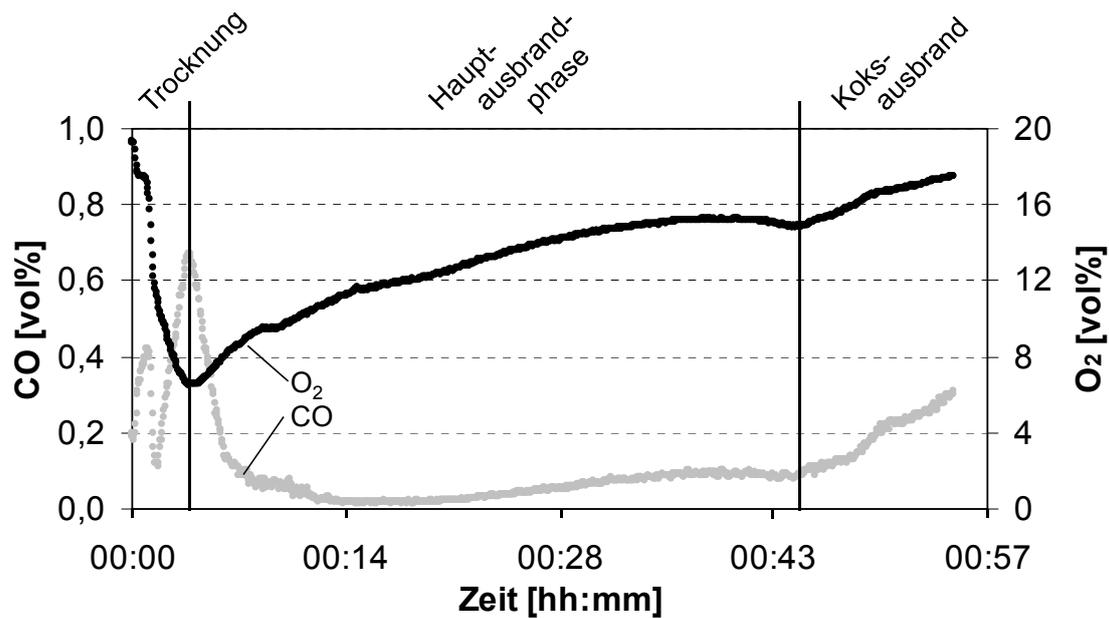


Abbildung 2.1: Verlauf der CO- und O<sub>2</sub>-Emissionen für einen Abbrand in einer Stückholzfeuerung

Zu Beginn des Abbrands reicht in der Trocknungsphase bei tiefen Temperaturen die Luftsauerstoffmenge nicht aus, um das CO und die Kohlenwasserstoffe vollständig zu oxidieren. In dieser Phase können hohe Schadstoffkonzentrationen auftreten. In der anschließenden Hauptausbrandphase setzt eine intensive Verbrennung bei hohen Temperaturen ein. CO und Kohlenwasserstoffe werden weitgehend umgesetzt. Mit einsetzendem Koksbrand sinkt aufgrund der langsameren Umsetzung des elementaren Kohlenstoffs über Oberflächenreaktionen die Temperatur. Das hat erhöhte CO-Emissionen zur Folge [28].

## 2.2 Schadstoffemissionen aus Stückholzfeuerungen

Bei der Verbrennung von Holz in Stückholzfeuerungen entstehen - auch bei korrekter Bedienung durch den Betreiber - eine Vielzahl an Schadstoffemissionen. Die Konzentrationen der emittierten Schadstoffe sind von der Art des Verbrennungsprozesses, der Brennstoffqualität und der Verbrennungsführung abhängig [28]. In Abbildung 2.2 wird ein Überblick über die Schadstoffemissionen aus Holzfeuerungen gegeben. Die Schadstoffemissionen können grob in Produkte der unvollständigen Verbrennung und brennstoffgebundene Produkte unterteilt werden.

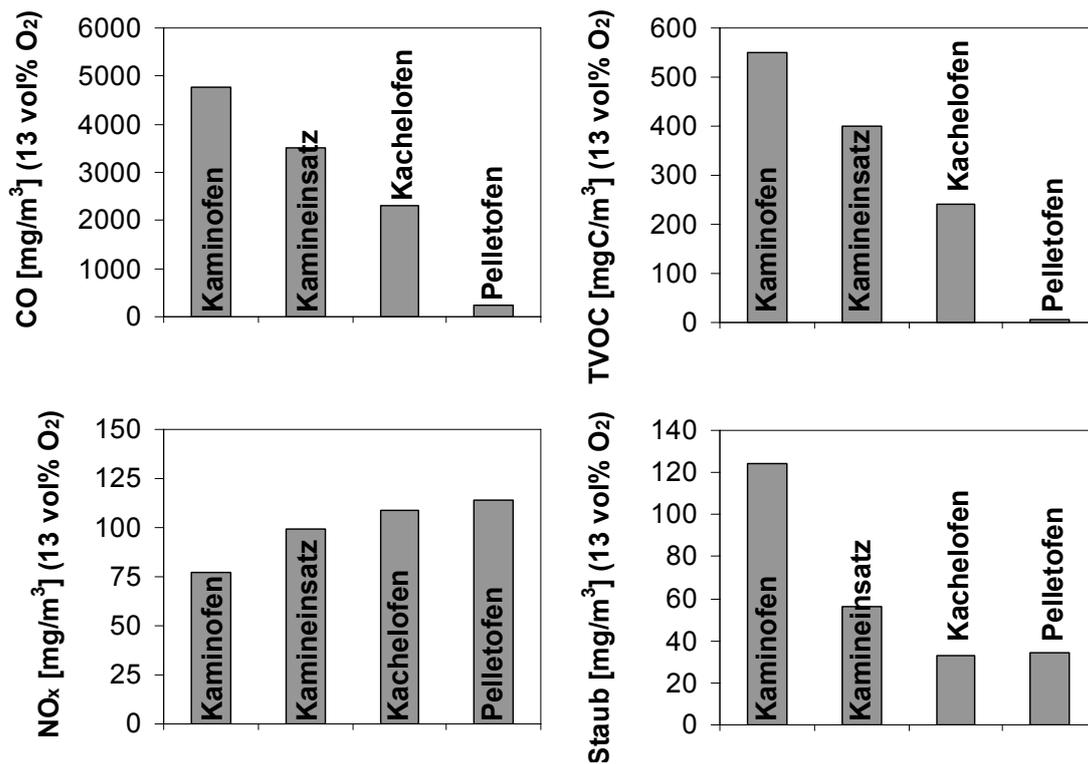


Abbildung 2.2: Mittlere Schadstoffemissionen von Einzelfeuerstätten für Stückholz und von Holzpellets. CO: Kohlenstoffmonoxid, TVOC: flüchtige organische Kohlenstoffverbindungen, Staubpartikel (organische und anorganische Partikel), NO<sub>x</sub> (angegeben als NO<sub>2</sub>) (nach [29][30])

In den folgenden beiden Unterkapiteln 2.2.1 und 2.2.2 wird im Hinblick auf die CFD-Modellierung ein Überblick über die relevanten Schadstoffemissionen aus Stückholzfeuerungen gegeben und ihre jeweiligen Bildungsursachen beschrieben.

### 2.2.1 Produkte der unvollständigen Verbrennung

Die Bildung der Produkte der unvollständigen Verbrennung ist auf Prozesse innerhalb der Gasphase zurückzuführen, welche den vollständigen Ausbrand der brennbaren Gase verhindern. Die nicht vollständig verbrannten Gase werden als Schadstoffe - teilweise nach weiterer Umwandlung - emittiert. Die Ursachen der unvollständigen Verbrennung der Gase sind hauptsächlich [15][28]:

1. Eine unzureichende Vermischung von Brennstoff bzw. der Zwischenprodukte und Luft.

2. Zu tiefe Flammentemperaturen aufgrund von Wärmeabstrahlung und zu hohem Luftüberschuss.
3. Flammenverlöschung an kalten Wänden oder durch Zumischung kalter Frischluft.
4. Eine zu kurze Verweilzeit in der heißen Zone.

Daher ergeben sich für Holzfeuerungen folgende Voraussetzungen für geringe Schadstoffemissionen („3-T-Regel“) [29]: Eine Verbrennungstemperatur (temperature) von mindestens 1100 K und ein ausreichend hoher Sauerstoffüberschuss ( $\lambda = 1,5 - 2,5$ ), so dass eine möglichst gute Vermischung (turbulence) des Luftsauerstoffs und der brennbaren Gase bei einer ausreichend hohen Reaktionszeit (time) erreicht wird.

Prinzipiell eignet sich die numerische Strömungsmechanik gut, die grundlegenden Gasphasenprozesse, welche zur Bildung der Produkte der unvollständigen Verbrennung führen, zu beschreiben. Zu den Produkten der unvollständigen Verbrennung zählen bei Stückholzfeuerungen im Wesentlichen CO, TVOC und Rußpartikel. Diese Schadstoffe sind aufgrund ihrer hohen Rauchgaskonzentrationen und ihrer gesundheitsgefährdenden Wirkung die bedeutendsten Schadstoffe aus Stückholzfeuerungen und werden deshalb im Rahmen der CFD-Modellierung berücksichtigt. Im Folgenden sind deren jeweilige Bildungswege beschrieben.

#### **2.2.1.1 Kohlenstoffmonoxid und Kohlenwasserstoffe**

Ist die Verbrennungstemperatur zu tief, die Verweilzeit zu gering oder zu wenig Luftsauerstoff vorhanden, so können das CO und die Kohlenwasserstoffe (KW) nicht vollständig umgesetzt werden. Für die Oxidation des CO durch den im Feuerraum vorhandenen Luftsauerstoff ist bei ausreichender Vermischung eine Mindesttemperatur von ca. 800 K erforderlich. Durch Zumischung kalter Frischluft oder durch kalte Oberflächen im Bereich der Reaktionszone kann die Oxidation des CO verlangsamt werden. Das kann dazu führen, dass die Aufenthaltszeit der Reaktanden in der Reaktionszone nicht mehr für eine vollständige Oxidation ausreicht [28][31].

Werden die Kohlenwasserstoffe bei der Verbrennung nicht vollständig oxidiert, so können eine Vielzahl von Spezies im Rauchgas auftreten. Neben den oben beschriebenen Ursachen für eine unvollständige Verbrennung kann es zusätzlich vorkommen, dass unter bestimmten Bedingungen die Flamme lokal erlischt. Entzünden sich die Gase nicht erneut, so verlassen sie unverbrannt die Reaktionszone.

Flammenlöschung kann u.a. durch eine zu große Streckung der Flamme (z.B. bei intensiver Turbulenz) auftreten. In Wandnähe findet die Flammenlöschung durch Wechselwirkungen der Flamme mit der Wand statt. Dabei kommt es zur Zerstörung reaktiver Zwischenprodukte durch Oberflächenreaktionen und zur Abkühlung durch Wärmeableitung an die Wände [28][31][32].

Die Kohlenwasserstoffemissionen aus Holzfeuerungen sind wegen ihrer Gesundheitsgefährdung und Geruchsbelästigung von Bedeutung. Sie setzen sich aus Zwischenprodukten des unvollständigen Oxidationsprozesses und aus neu gebildeten höheren Kohlenwasserstoffen zusammen. Darüber hinaus spielen einige ihrer Zwischenprodukte bei der Rußbildung eine große Rolle. Dazu gehören beispielsweise die polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffe (PAK's), welche sich durch die Zusammenlagerung kleiner Kohlenwasserstoff-Bausteine bilden. Das Acetylen ( $C_2H_2$ ) ist dabei die wichtigste Wachstumskomponente [31][32].

### 2.2.1.2 Ruß

In der Regel korrelieren bei Stückholzfeuerungen, je nach Qualität der Verbrennungsführung, die Kohlenwasserstoff- und CO-Emissionen mit den Rußemissionen. Ruß, ein weiteres Produkt der unvollständigen Verbrennung, ist ein Agglomerat aus elementarem Kohlenstoff und Kohlenwasserstoffen mit einem Durchmesser von 5 - 80 nm. Die Rußbildung obliegt einer sehr komplexen Kinetik, welche bisher noch nicht in allen Details verstanden ist. Die heute weitgehend akzeptierte Hypothese ist, dass Rußpartikel durch weiteres Wachstum der PAK's entstehen. Dabei koagulieren die Moleküle zu partikelähnlichen Strukturen. Durch Anlagerung von kleinen Kohlenwasserstoff-Bausteinen - hauptsächlich Acetylen - und durch Koagulation wachsen die Rußpartikel an. Abbildung 2.3 skizziert den Ablauf der Rußbildung für eine vorgemischte Flamme [32][33][34].

Prinzipiell findet die Bildung von Ruß in einem Temperaturbereich von 1000 - 2000 K statt und nimmt mit steigendem Druck und C/O-Verhältnis zu [32]. Neben den Verbrennungsbedingungen hat darüber hinaus die Art des Brennstoffs einen Einfluss - je größer das C/H-Verhältnis, desto mehr Ruß kann gebildet werden [28].

In vielen Verbrennungsanwendungen ist die lokale Bildung von Ruß in der Flamme erwünscht. Da Rußpartikel ein Strahlungsverhalten ähnlich eines schwarzen Körpers haben, kann der Wärmetransport aus der Flammenzone gezielt genutzt werden. So ist das typische dunkel- bis hellgelbe Flammenbild einer Stückholzfeuerung, welches von den in der Flamme entstehenden und verbrennenden Rußpartikeln herrührt, für die

meisten Betreiber aus optischen Gründen sowie aus Gründen der Behaglichkeit von großer Bedeutung [28].

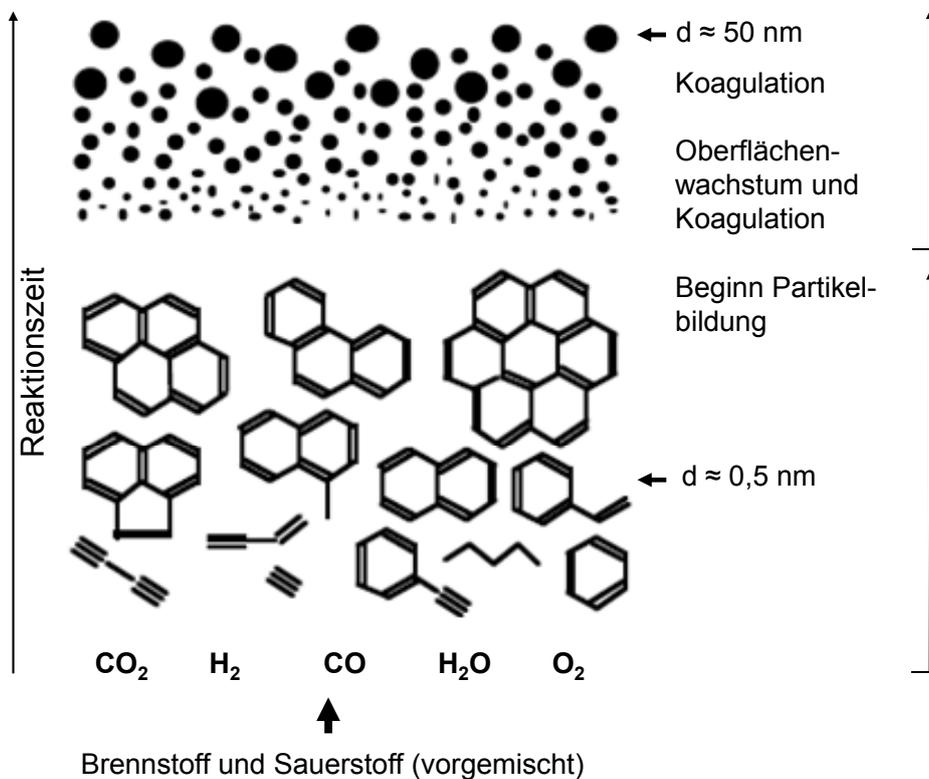


Abbildung 2.3: Schematischer Bildungsweg von Ruß für eine vorgemischte Flamme (≡ : Acetylenbindung) [33]

Verglichen mit anderen Brennstoffen, wie z.B. Diesel, Erdgas oder Kohle, ist die Bildung von Ruß aus Holzfeuerungen bisher noch wenig untersucht. Wie aktuelle Publikationen zeigen, ist davon auszugehen, dass sich die Rußpartikel aus Holzfeuerungen von Rußpartikeln aus anderen Verbrennungsprozessen teilweise unterscheiden können. Die Gründe dafür sind noch nicht ausreichend untersucht. Erschwerend kommt hinzu, dass aufgrund der Vielzahl an möglichen brennstoff- und verbrennungsbezogenen Parametern die Rußpartikel in ihrem Aufbau und ihrer Größe stark variieren können. Im Folgenden soll ein kurzer Überblick über die besonderen Eigenschaften des Holz-Rußes gegeben werden:

*Lee et al.* [35] sowie *Kozinski et al.* [36] stellen in ihren Arbeiten große Rußpartikel bei der Verbrennung von Eichen- bzw. Pinienholz fest. Der Ruß setzt sich überwiegend aus großen Clustern zusammen. Kleine, weniger verzweigte Rußpartikel treten in einem geringeren Umfang auf.

*Fitzpatrick et al.* [37] beschreiben in ihrer Arbeit zur Rußbildung bei der Verbrennung von Pinienholz neben der gängigen Hypothese des PAK-Wachstums einen weiteren ergänzenden Bildungsweg. Dieser läuft über Reaktions- und Transformationsprozesse von Pyrolysefragmenten des Lignins ab. Diese Pyrolysefragmente - hauptsächlich Eugenol ( $C_{10}H_{12}O_2$ ) - wirken sich auf das anfängliche Wachstum der PAK's aus.

*Bari et al.* [2][3] und *Schmidl et al.* [38] geben in ihren Veröffentlichungen einen guten Überblick über bisherige Arbeiten zur Zusammensetzung der Staubpartikelemissionen aus Biomasse- insbesondere Holzfeuerungen. Partikel aus Holzfeuerungen lassen sich anhand einiger Tracer-Verbindungen, wie z.B. durch die Anhydrozucker Levoglucosan und Mannosan, von Stäuben aus anderen Verbrennungsprozessen klar abgrenzen.

Diese bisher noch wenig untersuchten Sachverhalte wirken sich erschwerend auf die CFD-Modellierung des Rußes aus. Die sich daraus ergebenden Anforderungen an die Ruß-Modellierung und die letztendliche Umsetzung werden später, im Rahmen der Rußmodellierung (Kapitel 3.3.1), diskutiert.

## **2.2.2 Brennstoffgebundene Schadstoffemissionen**

Die brennstoffgebundenen Schadstoffemissionen sind auf Verunreinigungen und nicht brennbare Bestandteile im und am Holz, welche bei der Verbrennung unter bestimmten Bedingungen freigesetzt und emittiert werden, zurückzuführen. Bei diesen Schadstoffen handelt es sich im Wesentlichen um Schwefeloxide,  $NO_x$  und anorganischen Feinstaub.

Im Wesentlichen hängt die freigesetzte Menge von Schwefeloxid von dem im Brennstoff enthaltenen Schwefel ab. Naturbelassenes Stückholz enthält relativ wenig Schwefel (ca. 100 - 400 mg/kg S in trockenem Holz) im Vergleich z.B. zum Brennstoff Kohle ( $S > 1$  kg/kg). Ähnlich verhält es sich mit den  $NO_x$ -Emissionen, welche bei Holzfeuerungen dieser Art hauptsächlich auf das Brennstoff- $NO_x$  zurückzuführen sind [28][39]. Auch hier weist naturbelassenes Stückholz mit Werten von 1 - 5 mg/kg N (trockenes Holz) geringere Konzentrationen als Kohle auf ( $N > 10$  mg/kg). Aus diesem Grund sind die Emissionen an Schwefeloxid und  $NO_x$  aus Stückholzfeuerungen relativ gering [11][37][40].

Der anorganische Feinstaub stammt aus den anorganischen Bestandteilen des Holzes. Diese werden bei der thermo-chemischen Umwandlung des Holzes freigesetzt und entstehen bei sinkenden Temperaturen über Nukleation mit anschließender Koagulation

sowie durch direkte Kondensation. Bei der Verbrennung von naturbelassenem Stückholz bestehen die anorganischen Partikel hauptsächlich aus Salzen (z.B. CaO, SiO<sub>2</sub>, KO<sub>2</sub>, KCl, K<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>) mit einer Partikelgrößenverteilung zwischen 0,1 - 1 µm. Die Bildung der Partikel erfolgt über unterschiedliche Pfade, welche zurzeit noch nicht alle im Detail verstanden sind. In [41][42][43][44] sind die derzeitigen Erkenntnisse zu den Partikelbildungsmechanismen des anorganischen Feinstaubes detailliert beschrieben.

Da die anorganischen Feinstaub- sowie die Schwefeloxid- und NO<sub>x</sub>-Emissionen im Wesentlichen von der Zusammensetzung des Holzes abhängen, können diese bei Stückholzfeuerungen durch primäre Maßnahmen kaum reduziert werden. Die Optimierung einer Feuerung dieser Art mit Hilfe eines CFD-Modells ist daher für diese Schadstoffe nicht zielführend.

### 3 Numerische Strömungsmechanik und Holzverbrennung

Die mathematischen und physikalischen Grundlagen der numerischen Strömungsberechnung sind seit langem bekannt. So wurden die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls, die sogenannten Navier-Stokes-Gleichungen, bereits Mitte des 19. Jahrhunderts formuliert. Eine analytische Lösung ist aber aufgrund der Komplexität und Nichtlinearität der Differenzialgleichungen nur in wenigen Fällen möglich. Erst seit den letzten 20 bis 30 Jahren ist - mit zunehmender Leistungsfähigkeit der Computer - eine numerische Lösung der Gleichungen möglich. Dennoch stoßen auch heutige Computer bei aufwändigen Berechnungen, wie z.B. bei turbulenten dreidimensionalen Verbrennungsvorgängen in Feuerräumen, an ihre Grenzen. Daher richtet sich die Gestaltung der Modelle nicht zuletzt nach der Durchführbarkeit und dem für die numerische Berechnung notwendigen Zeitrahmen.

Heutzutage existieren kommerzielle Softwarepakete, mit welchen numerische Näherungslösungen für komplexe Vorgänge von Impuls-, Wärme- und Stoffübertragung mit einem vertretbaren Aufwand bestimmt werden können. Dieses Gebiet wird als numerische Strömungsmechanik (CFD - Computational Fluid Dynamics) bezeichnet und ist die Grundlage für das in dieser Arbeit erstellte Modell einer Stückholzfeuerung.

Um die Prozesse bei der Verbrennung von Biomasse besser verstehen zu können, kommt in letzter Zeit CFD immer stärker zum Einsatz. Aufgrund der Komplexität des Prozesses und der Vielzahl an Feuerungssystemen und Brennstoffarten ist das Gebiet der Biomasseverbrennungssimulation aber noch lange nicht umfassend untersucht [45][46]. Darüber hinaus sind vor allem Anlagen im Kraftwerksbereich Gegenstand der Untersuchungen, weshalb der Einsatz von CFD für Stückholzfeuerungen im kleinen Leistungsbereich ( $< 25$  kW) noch wenig in der Literatur beschrieben ist.

In diesem Kapitel wird daher ein Überblick über die bisherigen Arbeiten auf dem Gebiet der 3D-CFD-Simulation von Holzfeuerungen im kleinen Leistungsbereich gegeben und anschließend werden die numerischen Grundlagen zur Beschreibung der Verbrennungsvorgänge in einer Stückholzfeuerung in Bezug auf das in dieser Arbeit entwickelte Modell vorgestellt.

### 3.1 Literaturübersicht

Die in diesem Kapitel erstellte Übersicht gibt eine Zusammenfassung über die bisher in der Literatur beschriebenen CFD-Modellierungsansätze für Holzfeuerungen im kleinen Leistungsbereich. Dabei wird ein Überblick zu den jeweiligen Schwerpunkten der Arbeiten, zu den gewählten Modellierungsansätzen und zum Vorgehen bei der messtechnischen Modellevaluierung gegeben. Auf Basis dieser Arbeiten ist die Weiterentwicklung der Modellierungsstrategie und des Anwendungsspektrums im Rahmen der vorliegenden Arbeit möglich.

Die Arbeitsgruppe um *Bruch* und *Nussbaumer* [47][48] benutzt den kommerziellen CFD-Code TASCflow. Mit Hilfe einer idealisierten Brennkammer (1 MW) versuchen sie die Möglichkeiten und Grenzen der numerischen Strömungsmechanik zur Auslegung von Holzfeuerungen aufzuzeigen. Die Turbulenzmodellierung erfolgt über das  $k$ - $\epsilon$ -Modell, an welches über das Eddy-Dissipation-Modell (EDM) die Kopplung der Reaktionschemie in Form eines globalen Reaktionsmechanismus erfolgt. Vernachlässigt werden Strahlungs- und Partikeleffekte. Das stationäre Modell zeigt bei der Variation der Sekundärluft ein plausibles Verhalten für Strömung und Temperaturverteilung. Aufgrund von fehlenden experimentellen Daten wurde allerdings auf eine Evaluierung verzichtet.

*Griselin* [49][50] simuliert mit einem am Lund Institute of Technology (Schweden) entwickelten CFD-Code die Nachbrennkammer eines 15 kW Unterbrandkessels. In seiner Arbeit zeigt er den Einfluss einer in der Hauptströmungsrichtung positionierten Prallplatte auf den CO-Ausbrand für einen stationären Zustand. Dieser konnte durch das Erzeugen von Rezirkulationszonen verbessert werden. Der Modellierungsansatz für Turbulenz und Verbrennung ist vergleichbar mit dem von *Bruch* und *Nussbaumer* [47][48], die Gasphasenstrahlung wird über die Discrete Transfer Methode (DTM) berücksichtigt. Eine experimentelle Evaluierung des Modells wurde nicht durchgeführt.

Zur Modellierung der Verbrennung in der Nachbrennkammer eines 25 kW Kombikessels für Stückholz und Pellets benutzt *Musil* [51] einen pdf-Modellansatz (pdf - probability density function). Die Turbulenz wird über das  $k$ - $\epsilon$ -Modell beschrieben. Strahlungs- und Partikeleffekte werden vernachlässigt. Der verwendete CFD-Code ist ANSYS FLUENT<sup>®</sup>. Ziele der Arbeit sind die Optimierung der Einströmung der Entgasungsprodukte des Holzes in die Brennkammer über verschiedene Lochblechgeometrien und die Abbildung der Strömungs- und Temperaturprofile in der Brennkammer. Die Modellvariationen wurden durch Messungen im Rauchgas des Kessels qualitativ verglichen. Die Verhältnisse können durch das stationäre Modell gut wiedergegeben werden.

In den Arbeiten von *Unterberger* und *Knaus* [52][53] werden die Vermischungs- und Verbrennungsprozesse in der Nachbrennkammer eines 15 kW-Stückholzkessels untersucht. Zur Bestimmung der Rauchgasgeschwindigkeit wurden umfangreiche Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) Messungen durchgeführt. Des Weiteren wurden die Rauchgastemperatur und Rauchgaszusammensetzung ermittelt. Diese Messergebnisse werden mit einem stationären CFD-Modell der Nachbrennkammer des Kessels verglichen. Das Modell ist mit dem an der Universität Stuttgart entwickelten CFD-Code AIOLOS erstellt. Die Modellierung der Strömung erfolgt über das  $k$ - $\epsilon$ -Modell und das Reynolds-Stress-Modell (RSM), die Verbrennung über das Eddy-Dissipation-Concept (EDC) in Kopplung mit einem globalen Reaktionsmechanismus und die Gasstrahlung über die Discrete-Ordinates-Methode (DOM). Modellierung und Messungen zeigen eine gute Übereinstimmung.

Sicherlich sind die meisten Arbeiten im Bereich der CFD-Simulation von Biomasseverbrennungsanwendungen in der Arbeitsgruppe von *Scharler* und *Obernberger* [54][55][56] entstanden. Auf Basis ihrer Erfahrungen bei der Modellierung von Biomassefeuerungen im großen Leistungsbereich ( $> 1$  MW) präsentieren sie ein Modell für eine Stückholzfeuerung (8 kW) [57]. Damit wurde der Entwicklungsprozess eines Prototyps unterstützt. Die Modellierung (mit ANSYS FLUENT<sup>®</sup>) der Strömung erfolgt über das realizable  $k$ - $\epsilon$ -Modell, die Verbrennung über das Eddy-Dissipation-Modell (EDM) mit einem globalen Reaktionsmechanismus und die Gasstrahlung über die Discrete-Ordinates-Methode (DOM). In Kopplung mit einem Modell zur Beschreibung der Brenngasfreisetzung über den Abbrand ist eine instationäre Modellierung möglich. Die Evaluierung des CFD-Modells erfolgte im stationären Zustand anhand von Emissionsmessungen im Rauchgas und durch Temperaturmessungen.

*Huttunen et al.* [58] untersuchen in ihrer Arbeit mögliche Modellierungsansätze für die CFD-Simulation einer Stückholzfeuerung mit ANSYS FLUENT<sup>®</sup>. Dabei werden die, wie von den Autoren zuvor, beschriebenen Ansätze verfolgt. Es wird gezeigt, dass die Turbulenzmodelle, wie das  $k$ - $\epsilon$ -Modell und/oder das RNG  $k$ - $\epsilon$ -Modell (RNG - renormalization group), in Kombination mit dem EDC und globalen Mechanismen plausible Ergebnisse liefern. Darüber hinaus werden Ansätze zur Modellierung von Ruß und  $\text{NO}_x$  beschrieben. Validiert wurde das stationäre Modell über Emissionsmessungen im Rauchgas und Temperaturmessungen. *Huttunen et al.* weisen darauf hin, dass die experimentelle Evaluierung des Modells aufgrund der starken Fluktuationen in der Brennkammer der Stückholzfeuerung schwierig ist und einigen Einschränkungen unterliegt [58].

## 3.2 Beschreibung turbulenter reaktiver Strömungen

Die mathematische Beschreibung von Strömungs- und Verbrennungsvorgängen ist ein sehr umfangreiches Gebiet. Daher wird im folgenden Kapitel nur auf die für diese Arbeit relevanten Aspekte eingegangen. Für weiterführende Informationen wird auf die Literatur, z.B. [59], verwiesen.

### 3.2.1 Erhaltungsgleichungen

Die Basis der numerischen Strömungsmechanik stellen die Erhaltungsgleichungen für die Masse (Gleichung 3.1) und den Impuls (Gleichung 3.2) dar. Diese können im kartesischen Koordinatensystem in folgender Form dargestellt werden [59][60][61]:

**Massenerhaltung:**

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad 3.1$$

- $\rho$ : Dichte [kg/m<sup>3</sup>]
- $t$ : Zeit [s]
- $u_i$ : Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
- $x_i$ : kartesische Koordinate [m]

**Impulserhaltung (Richtung  $j = 1, 2, 3$ ):**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) + \frac{\partial p}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} \tau_{ij} + \rho g_j \quad 3.2$$

- $p$ : Druck [N/m<sup>2</sup>]
- $\tau_{ij}$ : viskoser Spannungstensor [N/m<sup>2</sup>]
- $g_j$ : Gravitationskraft [m/s<sup>2</sup>]

Die viskose Spannung  $\tau_{ij}$  berechnet sich aus den Geschwindigkeitsgradienten und der dynamischen Viskosität  $\mu$  (Gleichung 3.3):

$$\tau_{ij} = -\frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} + \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad 3.3$$

$\mu$ : dynamische Viskosität [kg/(m s)]

$\delta_{ij}$ : Kronecker Delta [-]

### Erhaltung der Speziesmasse:

Sind, wie bei Verbrennungsprozessen üblich, mehrere Stoffkomponenten beteiligt, so kann für jede Spezies  $k$  eine Erhaltungsgleichung formuliert werden (Gleichung 3.4):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i Y_k) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(V_{k,i} Y_k) + \dot{\omega}_k \quad 3.4$$

$Y_k$ : Massenanteil der Spezies  $k$  [-] ( $k = 1, \dots, N$ )

$V_{k,i} Y_k$ : Diffusionsstromdichte [kg/(m<sup>2</sup> s)]

$\dot{\omega}_k$ : chemische Bildungsrate der Spezies  $k$  [kg/(m<sup>3</sup> s)] (siehe Gleichung 3.26)

Die Diffusionsstromdichte (Gleichung 3.5) für eine Gasmischung kann folgendermaßen beschrieben werden. Hierbei sind die Thermodiffusion, der Dufour-Effekt und die Druckdiffusion vernachlässigt, da sie für die in dieser Arbeit untersuchten Prozesse eine untergeordnete Rolle spielen:

$$V_{k,i} Y_k = -\rho D_k \frac{\partial Y_k}{\partial x_i} \quad 3.5$$

$D_k$ : Diffusionskoeffizient [m<sup>2</sup>/s]

### Enthalpieerhaltung:

Die Gleichung für die Enthalpieerhaltung für Multikomponentengemische kann folgendermaßen beschrieben werden (Gleichung 3.6):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h_S) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h_S) = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \sum_{k=1}^N V_{k,i} Y_k h_{S,k} \right) + \dot{\omega}_T + S_r \quad 3.6$$

$\lambda$ : Wärmeleitfähigkeit [W/(m K)]

$h_S$ : Enthalpie [J/kg]

$T$ : Temperatur [K]

$S_r$ : Strahlungsquellterm [J/(m<sup>3</sup> s)]

$\dot{\omega}_T$ : Wärmefreisetzung durch chem. Reaktion [J/(m<sup>3</sup> s)] mit  $\dot{\omega}_T = - \sum_{k=1}^N \Delta h_{f,k}^0 \dot{\omega}_k$

$c_p$ : spezifische Wärmekapazität ( $p = \text{konstant}$ ) [J/(kg K)]

$\Delta h_f^0$ : Standardbildungsenthalpie [kJ/kg]

$$\text{mit } h_S = \int_{T_0}^T c_p dT$$

Dabei beschreiben die Terme auf der rechten Seite der Enthalpieerhaltungsgleichung (Gleichung 3.6) die Druckänderungsleistung, die Diffusion (Wärmeleistung), die viskose Dissipation und den Diffusionsfluß der Spezies.  $\dot{\omega}_T$  und  $S_r$  sind die Quellterme für die chemische Reaktion und die Strahlung. Für schwach kompressible Strömungen bzw. kleine Re-Zahlen, was in den in dieser Arbeit untersuchten Stückholzfeuerungen der Fall ist, können die Terme für die Druckänderungsleistung und die viskose Dissipation vernachlässigt werden.

### 3.2.2 Turbulenzmodellierung

Turbulente Strömungen sind durch kontinuierliche Fluktuationen der Geschwindigkeit charakterisiert. Diese Geschwindigkeitsfluktuationen werden durch Wirbel bedingt, die durch Scherkräfte in der Strömung entstehen. Dadurch können Erhaltungsgrößen fluktuieren. Die direkte Simulation der Turbulenz ist mit einem hohen Rechenaufwand verbunden und bei derzeitigen praktischen Simulationsanwendungen nicht praktikabel. Daher werden die Erhaltungsgleichungen vereinfacht. Das derzeit weit verbreitete Konzept zur numerischen Modellierung turbulenter Strömungen beruht auf der zeitlichen und dichtegewichteten Mittelung der Erhaltungsgleichungen. Dieses soll im

Folgenden kurz dargestellt werden. Eine detaillierte Beschreibung der Turbulenzmodellierung ist z.B. in [59][62] zu finden.

### 3.2.2.1 Zeit- und Favre-Mittelung

Der zeitliche Verlauf einer Größe in einem turbulenten, statistisch stationären Prozess unterliegt zeitlichen Fluktuationen; über einen langen Zeitraum gemittelt, bleibt dieser Verlauf aber konstant. Für die zeitliche Mittelung wird die Erhaltungsgröße  $\phi$  in ihren Mittelwert  $\bar{\phi}$  und ihre Fluktuation  $\phi'$  aufgespalten (Gleichung 3.7):

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad 3.7$$

Bei reagierenden Strömungen treten aufgrund der Wärmefreisetzung Fluktuationen der Dichte auf. Daher ist die dichtegewichtete Mittelung (Gleichung 3.9, Favre-Mittelung) als Erweiterung zu der zeitlichen Mittelung weit verbreitet. Analog zur zeitlichen Mittelung wird die Größe  $\phi$  in ihren dichtegewichteten Mittelwert  $\tilde{\phi}$  und ihre dichtegewichtete Fluktuation  $\phi''$  (Favre-Fluktuation) aufgespalten (Gleichung 3.8) [63][64]:

$$\phi = \tilde{\phi} + \phi'' \quad 3.8$$

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho \phi}}{\bar{\rho}} \quad 3.9$$

Durch Einsetzen von Gleichung 3.7 in Gleichung 3.9 ergibt sich folgende Korrelation zwischen zeitlicher Mittelung und Favre-Mittelung (Gleichung 3.10):

$$\tilde{\phi} = \bar{\phi} + \frac{\overline{\rho' \phi'}}{\bar{\rho}} \quad 3.10$$

Bei den meisten Anwendungen interessieren nicht lokale, zeitaufgelöste Strukturen, sondern globale Ereignisse, wie z.B. zeitlich gemittelte Temperaturen oder Konzentrationen. Dies lässt sich aus den in Kapitel 3.2.1 dargestellten Erhaltungsgleichungen herleiten, und es ergeben sich die Reynolds-gemittelten Navier Stokes Gleichungen (RANS, Reynold Averaged Navier Stokes) (Gleichungen 3.11, 3.12, 3.13 und 3.14) [65][66]. Unter Berücksichtigung der Favre-Mittelung (Gleichungen 3.8 und 3.9) lassen sich die gemittelten Erhaltungsgleichungen folgendermaßen beschreiben:

**Massenerhaltung:**

$$\frac{\partial}{\partial t} \bar{\rho} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0 \quad 3.11$$

**Impulserhaltung (j = 1, 2, 3):**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u_i'' u_j''}) + \overline{\rho g_j} \quad 3.12$$

**Erhaltung der Speziesmasse:**

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{Y}_k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{Y}_k) = - \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{V_{k,i} Y_k} + \overline{\rho u_i'' Y_k''}) + \bar{\dot{\omega}}_k \quad 3.13$$

**Enthalpieerhaltung:**

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{h}_S) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{h}_S) = & \quad 3.14 \\ + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \lambda \frac{\partial \Gamma}{\partial x_i} - \overline{\rho u_i'' h_S''} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \overline{\sum_{k=1}^N V_{k,i} Y_k h_{S,k}} \right) + \bar{\dot{\omega}}_T + \bar{S}_r \end{aligned}$$

Durch die Mittelung der Erhaltungsgleichungen entstehen die sogenannten Reynoldsspannungs-Terme. Dadurch existieren mehr Unbekannte als Gleichungen (Schließungsproblem). Um dieses Problem zu lösen, wird der Reynoldsspannungs-Term als turbulenter Transport interpretiert. Die Modellierung erfolgt über einen Gradientenansatz, nachdem der Term proportional zum Mittelwert der betrachteten Größe (z.B.  $\bar{Y}_k$ ,  $\bar{h}_{S,k}$ ,  $\bar{u}_j$ ) gesetzt wird. Hierbei werden die turbulenten Spannungen auf den Gradienten der Mittelwerte der jeweiligen Größe zurückgeführt, wobei der Proportionalitätsfaktor eine zu modellierende turbulente Scheinviskosität  $\mu_t$  (turbulente Wirbelviskosität) ist. Für die oben beschriebenen gemittelten Erhaltungsgleichungen können die Reynoldsspannungs-Terme folgende Form annehmen (Boussinesq-Ansatz) (Gleichung 3.15, 3.16 und 3.17) [67]:

**für die Impulserhaltungsgleichung:**

$$\overline{\rho u_i'' u_j''} = -\mu_t \left( \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right) + \frac{2}{3} \bar{\rho} \tilde{k} \quad 3.15$$

$\mu_t$ : turbulente Wirbelviskosität [kg/(m s)]

$k$ : turbulente kinetische Energie [m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>]

**für die Speziesmassenerhaltungsgleichung:**

$$\overline{\rho u_i'' Y_k''} = -\frac{\mu_t}{Sc_t} \frac{\partial \tilde{Y}_k}{\partial x_i} \quad 3.16$$

$Sc_t$ : turbulente Schmidt-Zahl [-]

**für die Enthalpieerhaltungsgleichung:**

$$\overline{\rho u_i'' h_S''} = -\frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial \tilde{h}_S}{\partial x_i} \quad 3.17$$

$Pr_t$ : turbulente Prandtl-Zahl [-]

Die einzige Unbekannte in den Gleichungssystemen 3.15, 3.16 und 3.17 ist die turbulente Wirbelviskosität  $\mu_t$ , für deren Berechnung zahlreiche Turbulenzmodelle existieren. Am verbreitetsten sind auf Grund ihrer numerischen Robustheit und des verhältnismäßig geringen Rechenaufwandes das k- $\epsilon$  Turbulenzmodell und seine Variationen [68]. Eine dieser Variationen - das RNG k- $\epsilon$  Turbulenzmodell - wird in dieser Arbeit zur Modellierung der turbulenten Strömung benutzt und ist daher im folgenden Abschnitt beschrieben.

### 3.2.2.2 RNG k- $\epsilon$ Turbulenzmodell

Für jede neue Simulationsaufgabe muss in Abhängigkeit von den gegebenen Rahmenbedingungen das geeignete Modell zur Strömungssimulation ausgewählt werden. Dabei spielen neben den zu beschreibenden physikalischen Prozessen die gewünschte Genauigkeit und der Rechenaufwand eine entscheidende Rolle.

Die k-ε Turbulenzmodelle stellen einen guten Kompromiss zwischen der in dieser Arbeit gewünschten Genauigkeit und dem erforderlichen Rechenaufwand dar. Das RNG k-ε Turbulenzmodell (RNG, renormalization group) ist eine Variante des Standard k-ε Turbulenzmodells [68][69] und ist für eine Vielzahl an Verbrennungsanwendungen validiert. Es liefert für den in dieser Arbeit untersuchten Fall, der sich durch eine niederturbulente Strömung (kleine Re-Zahlen) auszeichnet, plausible Resultate und wird daher im Folgenden dargestellt [70].

Zur Bestimmung der turbulenten Wirbelviskosität  $\mu_t$  werden beim k-ε Turbulenzmodell zwei weitere Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie k und die turbulente Dissipationsrate ε gelöst. Es gilt folgender Zusammenhang (Gleichung 3.18) für  $\mu_t$ :

$$\mu_t = \bar{\rho} C_\mu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}} \quad 3.18$$

k: turbulente kinetische Energie [ $\text{m}^2/\text{s}^2$ ]

ε: turbulente Dissipationsrate [ $\text{m}^2/\text{s}^3$ ]

Es existieren unterschiedliche Formen für die Transportgleichungen für k und ε. Werden der Einfluss hoher Mach-Zahlen und die Auftriebskraft nicht berücksichtigt, so lassen sich die Gleichungen (Gleichung 3.19 und 3.20) wie folgt darstellen:

für k:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{k}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{k} \tilde{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial \tilde{k}}{\partial x_i} \right) + \bar{\tau}_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \quad 3.19$$

für ε:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \tilde{\varepsilon}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{\varepsilon} \tilde{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \tilde{\varepsilon}}{\partial x_i} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}} \left( \bar{\tau}_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} \right) - C_{2\varepsilon}^* \bar{\rho} \frac{\tilde{\varepsilon}^2}{\tilde{k}} \quad 3.20$$

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ : Modellkonstanten [-] ( $\sigma_k = 1$  bzw.  $\sigma_\varepsilon = 1,3$ )

$C_{1\varepsilon}, C_\mu$ : Modellkonstanten [-] ( $C_{1\varepsilon} = 1,42$  und  $C_\mu = 0,0845$ )

Der größte Unterschied zwischen dem Standard k- $\epsilon$  Turbulenzmodell und dem RNG k- $\epsilon$  Turbulenzmodell ist der zusätzliche Faktor  $C_{2\epsilon}^*$  (Gleichung 3.21). Durch ihn erhöht sich die Sensibilität des RNG k- $\epsilon$  Turbulenzmodells bei starken Spannungsveränderungen des Fluids. Prinzipiell ist das Modell für niederturbulente Strömungen gut geeignet.

$$C_{2\epsilon}^* = C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad 3.21$$

$$\eta = \dot{\gamma} \frac{k}{\epsilon} \quad \text{mit} \quad \dot{\gamma} = \sqrt{2\dot{\gamma}_{ij}\dot{\gamma}_{ij}} \quad \text{und} \quad \dot{\gamma}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

$\eta_0, \beta$ : Konstanten [-] ( $\eta_0 = 4,38$  bzw.  $\beta = 0,012$ )

$C_{2\epsilon}$ : Modellkonstanten [-] ( $C_{2\epsilon} = 1,68$ )

$\dot{\gamma}$ : Betrag des Schergeschwindigkeitstensors [1/s]

### 3.2.3 Verbrennungsmodellierung

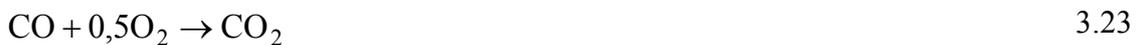
Die aus dem Brennstoff freigesetzten brennbaren Bestandteile werden in der Gasphase mit dem Luftsauerstoff unter Wärmefreisetzung umgesetzt. Dabei entstehen neue Spezies und Zwischenprodukte. Eine genaue Beschreibung dieser homogenen Gasphasenreaktionen kann über detaillierte Reaktionsmechanismen erfolgen. Diese bestehen selbst für einfache Kohlenwasserstoffe aus teilweise mehr als 100 Spezies und bis zu 1000 Elementarreaktionen. Aufgrund ihrer Größe führt ein Einsatz dieser detaillierten Reaktionsmechanismen in praktischen 3D-CFD-Simulationsanwendungen zu einem nicht zu bewältigenden Rechenaufwand [32]. Um das Problem der hohen Rechenzeiten zu lösen, werden die detaillierten Reaktionsmechanismen vereinfacht. Das ist möglich, da nur wenige Elementarreaktionen für die Betrachtung z.B. der Wärmefreisetzung und der Emissionsbildung geschwindigkeitsbestimmend sind. Diese vereinfachten Mechanismen sind für einen engen Zustandsbereich spezifisch, der von Temperatur und Gemischzusammensetzung abhängig ist. Daher existieren in der Literatur zahlreiche vereinfachte, globale Mechanismen, welche für verschiedene Verbrennungsanwendungen zum Einsatz kommen (z.B. [71][72][73][74][75]).

In diesem Kapitel wird der in dieser Arbeit verwendete globale Reaktionsmechanismus vorgestellt und auf die numerische Umsetzung der Reaktionschemie in einer turbulenten Strömung eingegangen. Für weiterführende Informationen bezüglich dieser Thematik wird auf die Literatur [31][32][59][76] verwiesen.

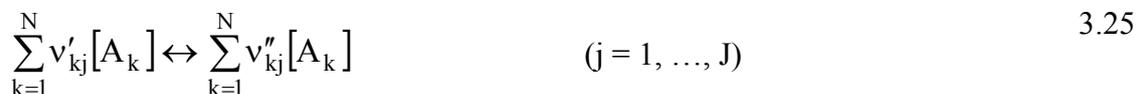
### 3.2.3.1 Globaler Reaktionsmechanismus

Der in der vorliegenden Arbeit verwendete globale Reaktionsmechanismus (Gleichungen 3.22 - 3.24) geht auf die Arbeit von *Dreyer* [72][75] zurück. Der Mechanismus berücksichtigt die wichtigsten Spezies ( $O_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ ,  $H_2$ ) der homogenen Gasphasenverbrennung von Holz.

Die Oxidation des Methans (Gleichung 3.22) läuft in einer Zweischnittreaktion über das Kohlenstoffmonoxid (Gleichung 3.23) ab, welches dann mit Sauerstoff zu Kohlenstoffdioxid reagiert. Die Oxidation des Kohlenstoffmonoxids ist geschwindigkeitsbestimmend, wodurch der CO-Ausbrand abgebildet werden kann. Der Wasserstoff reagiert direkt zu Wasser (Gleichung 3.24).



Chemische Reaktionen können in einer allgemeinen Form dargestellt werden (Gleichung 3.25). Für ein Reaktionssystem mit N Spezies und J Reaktionen gilt:



$v_{kj}$ : stöchiometrische Koeffizienten der Edukte ( ' ) und Produkte ( " ) der Spezies k in Reaktion j [-]

$[A_k]$ : molare Konzentration der Spezies k [ $mol/m^3$ ]

Die chemische Bildungsrate  $\dot{\omega}_k$  der Spezies k in Gleichung 3.4 wird durch Gleichung 3.26 beschrieben.

$$\dot{\omega}_k = \sum_{j=1}^J (v''_{kj} - v'_{kj}) \cdot r_j \quad \text{mit} \quad v_{kj} = v''_{kj} - v'_{kj} \quad 3.26$$

$r_j$ : Reaktionsrate der Reaktion j [ $kmol/(m^3 s)$ ]

Die Reaktionsrate  $r_j$  der jeweiligen Reaktion  $j$  in Gleichung 3.26 berechnet sich aus Gleichung 3.27. Dabei wird die Reaktionsgeschwindigkeitskonstante  $k_j$  über einen Arrheniusansatz ermittelt, welcher für den verwendeten globalen Mechanismus in Anhang A1 aufgeführt ist.

$$r_j = k_{f,j} \prod_{k=1}^N [A_k]^{v'_{kj}} - k_{b,j} \prod_{k=1}^N [A_k]^{v''_{kj}} \quad 3.27$$

$k_{f,b,j}$ : Geschwindigkeitskoeffizient der Reaktion  $j$  (f: Vorwärtsreaktion, b: Rückwärtsreaktion) (berechnet über Arrheniusansatz) [konsistente Einheit]

Die Evaluierung des oben eingeführten globalen Reaktionsmechanismus und seinen Variationen wurde durch zahlreiche Autoren für eine große Bandbreite an Verbrennungsanwendungen durchgeführt. Die Autoren *Scharler* [55], *Huttunen* [58] und *Griselin* [49][50] bestätigen die Gültigkeit des Mechanismus auch für Biomassefeuerungen, welche ähnlich zu der in dieser Arbeit untersuchten Stückholzfeuerung sind. Eine ausführliche Diskussion ist beispielsweise in der Arbeit von *Scharler* [55] beschrieben. Er bestätigt die Eigenschaft des Mechanismus, die CO-Oxidation und damit die zur Optimierung einer Stückholzfeuerung notwendigen CO-Emissionen hinreichend genau zu berechnen. Allerdings weist *Scharler* darauf hin, dass bestimmte Variationen des Mechanismus unter mageren Bedingungen und bei niedrigen Temperaturen versagen können. Daher wurde im Vorfeld der Modellerstellung der globale Mechanismus durch den detaillierten Mechanismus Gri-Mech 2.11 [77] evaluiert:

Der verwendete detaillierte Referenzmechanismus Gri-Mech 2.11 besteht aus 277 Elementarreaktionen zwischen 49 Spezies und ist für die Verbrennung von Methan und Erdgas optimiert. Die Evaluierungsrechnungen fanden, aufgrund der hohen Rechenzeit, in einem 2D-Modell statt, welches an die Geometrie des Feuerraums der Stückholzfeuerung angelehnt ist. Die Rechengometrie des 2D-CFD-Modells ist der mittige Schnitt durch den Feuerraum in der y-z-Ebene bei  $x = 180$  mm (vgl. Geometrie Anhang A2 und Abbildung 4.2). Für die Berechnungen wurden das RNG k- $\epsilon$  Turbulenzmodell und das EDC Verbrennungsmodell verwendet, Strahlungs- und Partikeleffekte wurden nicht berücksichtigt. Die Ergebnisse der Evaluierungsrechnung werden nachfolgend beschrieben (Abbildung 3.1).

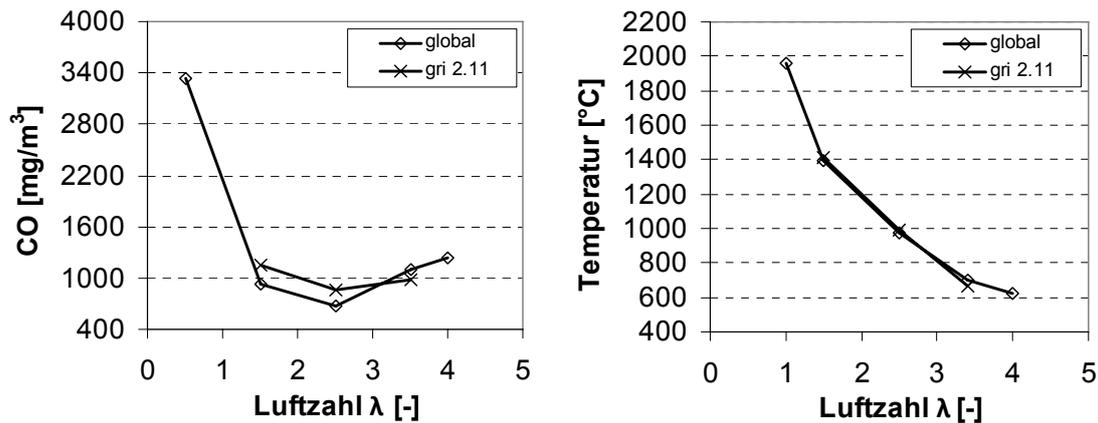


Abbildung 3.1: Vergleichende Darstellung zwischen dem eingesetzten globalen und dem detaillierten Reaktionsechanismus (Gri 2.11) im 2D-CFD-Modell für die berechneten CO-Emissionen (in  $\text{mg/m}^3$  bez. Auf  $0^{\circ}\text{C}$ , 1013 hPa) und Rauchgastemperaturen am Auslass des Modells über der Luftzahl

In Abbildung 3.1 sind die mit dem 2D-CFD-Modell berechneten CO-Emissionen und Rauchgastemperaturen für den detaillierten Reaktionsmechanismus Gri 2.11 und den in dieser Arbeit eingesetzten globalen Mechanismus dargestellt. Um das Verhalten der beiden Mechanismen aufzuzeigen, wurden Berechnungen mit unterschiedlichen Luftzahlen durchgeführt. Bei beiden Reaktionsmechanismen ergeben sich im Bereich zwischen einer Luftzahl von 2 und 2,5 die niedrigsten CO-Emissionen. Im Bereich großen Luftüberschusses ( $\lambda > 3$ ) stimmt der berechnete Wert von globalem und detailliertem Mechanismus nahezu überein. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass der globale Mechanismus qualitativ in der Lage ist, die Verbrennungszustände in einer Stückholzfeuerung zu beschreiben und im Bereich großen Luftüberschusses ein plausibles Verhalten aufweist.

### 3.2.3.2 Eddy Dissipation Concept Modell

Die Wechselwirkungen zwischen der turbulenten Strömung und den chemischen Reaktionen können in Abhängigkeit von der erforderlichen Genauigkeit über verschiedene Modellierungsmethoden beschrieben werden. Die genaueste Methode ist die direkte numerische Simulation (DNS), in Verbindung mit einem detaillierten Reaktionsmechanismus. Diese Vorgehensweise ist für die Modellierung von 3D-CFD Verbrennungsanwendungen mit der derzeitigen Rechenkapazität nicht zu bewältigen.

Daher existieren zahlreiche vereinfachte Modelle, die in Abhängigkeit von der jeweiligen Modellierungsaufgabe gute Resultate liefern. Eines dieser Modelle, das Eddy Dissipation Concept (EDC) Modell [78][79][80], kommt in der vorliegenden Arbeit zum Einsatz und wird im Folgenden vorgestellt.

Die Modellvorstellung ist, dass der Ablauf der homogenen Reaktionen in der Gasphase durch die Verweilzeit der Edukte in den Turbulenzwirbeln bestimmt wird. In den kleinsten Längenskalen, wo der Großteil der turbulenten kinetischen Energie dissipiert wird, sind die Reaktionspartner auf molekularer Ebene gemischt. Auf dieser Ebene laufen die chemischen Reaktionen ab.

Das Eddy Dissipation Concept (EDC) Modell ermöglicht die Integration globaler sowie detaillierter Mechanismen und ist daher geeignet, auch langsame Reaktionen in turbulenten Strömungen, wie z.B. den CO-Ausbrand, zu berechnen [81]. Das EDC Modell basiert auf der Annahme, dass ein Teil des Fluids in einer Zelle gut gemischt und hauptverantwortlich für die chemische Reaktion ist. Diese gut gemischten Anteile in einer Zelle, die sogenannten „feinen Strukturen“, werden im Modell als idealer Rührkesselreaktor behandelt.

Das Gleichungssystem zur Beschreibung der feinen Strukturen wird instationär über den ISAT Algorithmus (In-Situ-Adaptive-Tabulation [82]) gelöst. Der ISAT-Algorithmus wird zur Beschleunigung der Berechnung des dreidimensionalen reagierenden Strömungsfeldes verwendet. Dabei wird eine Referenztable parallel zur Strömungsberechnung sukzessive mit Reaktionsdaten gefüllt. Die Daten in der Tabelle werden in einem weiteren Iterationsschritt wieder abgerufen, wenn diese einem bereits berechneten Zustand ähneln. Dadurch werden nur Zustände neu berechnet, welche aus den vorherigen Iterationsschritten noch nicht bekannt sind.

Für die Bestimmung der Quellterme in den reynoldsgemittelten Spezieserhaltungsgleichungen werden aus den ermittelten Speziesfeldern die Lebensdauer  $\tau^*$  (Gleichung 3.28) und der Volumenanteil  $\gamma^*$  (Gleichung 3.29) der feinen Strukturen für das jeweilige Kontrollvolumen berechnet.

$$\tau^* = C_\tau \left( \frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \quad 3.28$$

$$\gamma^* = C_\gamma \left( \frac{\nu \cdot \varepsilon}{k^2} \right)^{1/4} \quad 3.29$$

\*: feine Strukturen

$\tau^*$ : mittlere Verweilzeit des Fluids in den feinen Strukturen [s]

- $\gamma^*$ : Volumenanteil der feinen Strukturen [-]  
 $\nu$ : kinematische Viskosität [m<sup>2</sup>/s]  
 $C_\gamma, C_\tau$ : Konstanten des EDC-Modells [-] ( $C_\gamma = 2,1377$  bzw.  $C_\tau = 0,4082$ )

Der gemittelte Quellterm der Spezieserhaltungsgleichung (Gleichung 3.13) für die Spezies  $k$  ergibt sich aus Gleichung 3.30, wobei  $Y_k^*$  den Massenanteil der Spezies  $k$  innerhalb der feinen Strukturen beschreibt:

$$\bar{\dot{\omega}}_k = \frac{\bar{\rho} (\gamma^*)^2}{\tau^* [1 - (\gamma^*)^3]} (Y_k^* - Y_k) \quad 3.30$$

### 3.2.4 Wärmetransport und Strahlung

Der Energietransport in Feuerräumen findet hauptsächlich über elektromagnetische Wellen statt. Im Gegensatz zur Konvektion und Wärmeleitung erfolgt der Energieaustausch durch Strahlung über alle Volumen- und Flächenelemente hinweg. Die Strahlung wird im Wesentlichen von den Brennkammerwänden und den sich in der Gasphase befindenden Partikeln (siehe Kapitel 3.3.1) und Gasen (v.a. das dreiatomige H<sub>2</sub>O und CO<sub>2</sub>) beeinflusst.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird zur Berechnung der Strahlungsvorgänge die Discrete-Ordinates-Methode (DOM) verwendet [83][84]. Sie hat sich bei der Simulation von Verbrennungsanwendungen bezüglich Genauigkeit und Rechenaufwand bewährt. Bei der DOM wird die Strahlungstransportgleichung (Gleichung 3.31, [85]) für eine diskrete Anzahl an Raumwinkeln gelöst. Der Quellterm der Energietransportgleichung (Gleichung 3.6)  $S_r$  ergibt sich durch das Aufsummieren der Intensitätsänderung in einem Kontrollvolumen für alle Raumrichtungen. Der Rechenaufwand steigt mit der Anzahl der betrachteten Richtungen. In dieser Arbeit wird eine S<sub>4</sub>-Approximation verwendet. Eine ausführliche Herleitung zur DOM ist in [86] enthalten.

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = a n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad 3.31$$

- $I$ : Strahlungsintensität [W/(m<sup>2</sup> sr)]  
 $s$ : Weglänge [m]  
 $\vec{r}$ : Ortsvektor [m]

- $\vec{s}$ ,  $\vec{s}'$ : Richtungsvektor der Strahlung bzw. Richtung der Streuung [-]  
 $a$ : Absorptionskoeffizient [1/m]  
 $n$ : Brechungsindex [-]  
 $T$ : Gastemperatur [K]  
 $\sigma_s$ : Streukoeffizient [1/m]  
 $\sigma$ : Stefan-Boltzmann Konstante ( $= 5,669 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$ )  
 $\Phi$ : Phasenfunktion [-] (Wahrscheinlichkeit der Strahlungseinstreuung aus  $s'$ )  
 $\Omega'$ : Raumwinkel der Strahlung [sr]

Die optischen Eigenschaften des Rauchgases, insbesondere der Absorptionskoeffizient  $a$ , werden über den gesamten Spektralbereich als konstant angenommen (grauer Strahler). Die Berechnung des mittleren Absorptionskoeffizienten des Rauchgases erfolgt über das Weighted-Sum-Of-Gray-Gases-Model (WSGGM, [87]), wodurch die wichtigsten gasförmigen Strahler ( $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}$ ) berücksichtigt werden.

### 3.3 Modellierung von Ruß und anorganischen Partikeln

In diesem Kapitel wird die Simulation der Feinstaubpartikel im Rahmen der CFD-Verbrennungssimulation beschrieben. Bei dieser Betrachtung wird hauptsächlich auf die Modellierung des Rußes eingegangen, da dieser bei Stückholzfeuerungen im häuslichen Bereich die größte Feinstaubmassenfraktion darstellt (bezogen auf die Gesamtmasse an Feinstaub in Abhängigkeit von der Verbrennungsführung und Feuerraumgestaltung) [11][41]. Desweiteren stellt Ruß aufgrund seiner toxischen Wirkung ein Risiko für die menschliche Gesundheit dar und kann durch primärseitige Maßnahmen reduziert werden.

Neben Ruß emittiert eine Stückholzfeuerung anorganische Partikel. Die freigesetzte Konzentration dieser Partikel im Rauchgas ist im Wesentlichen vom eingesetzten Brennstoff abhängig (vgl. Kapitel 2.2.2). Die anorganischen Feinstaubpartikel beeinflussen die Verbrennung in einem geringeren Umfang (z.B. Strahlungsverhalten) als Ruß und können in Feuerungen dieser Art durch primärseitige Maßnahmen, auch aus Gründen der Wirtschaftlichkeit, kaum reduziert werden. Dennoch wurde im Rahmen dieser Arbeit ein Konzept zur Modellierung der anorganischen Feinstaubpartikel entwickelt, welches in Kapitel 3.3.2 vorgestellt wird. Dieses Konzept wurde nicht in das CFD-Modell der Stückholzfeuerung implementiert, könnte aber nach weiteren Grundlagenexperimenten hinzugefügt werden [11][41].

### 3.3.1 Rußmodellierung

Die Berücksichtigung des Rußes bei der Verbrennungsmodellierung dient nicht nur der Vorhersage der Rußemissionen, sondern ist ein wichtiger Parameter zur korrekten Berechnung der Flammentemperatur. Durch Strahlung geben die sich in der Flamme befindenden Rußpartikel Energie an die Ofenwände ab, wodurch die lokale Flammentemperatur sinkt. Wird Ruß bei der Simulation von rußenden Flammen nicht berücksichtigt, so können sich zu hohe Temperaturen ergeben, was auf die Reaktionskinetik und die berechnete Speziesverteilung einen Einfluss hat.

Wie bereits in Kapitel 2.2.1.2 beschrieben, ist die Rußbildung derzeit noch nicht in allen Details verstanden. Deshalb existiert eine Vielzahl an empirischen, semi-empirischen und detaillierten Modellen, welche in Abhängigkeit von den jeweiligen Randbedingungen die Bildung des Rußes aus Vorläufern (Verbrennungszwischen- und Pyrolyseprodukte) beschreiben. *Kennedy* [88] und *Kim* [89] geben zu den derzeit aktuellen Modellen einen guten Überblick. Die jeweiligen Rußmodelle stellen unterschiedliche Anforderungen an die Modellierung der Reaktionskinetik in der Flamme und an das berechnete turbulente Strömungsfeld. Daher ist die Rußmodellierung im Rahmen einer CFD-Simulation auch immer ein Kompromiss zwischen der Genauigkeit der Teilmodelle - z.B. dem Modell für die Verbrennungsmodellierung - und dem für die Berechnung notwendigen Rechenzeitbedarf.

Aus Gründen des Rechenzeitbedarfs ist eine detaillierte Beschreibung der Verbrennung im Rahmen einer praktischen 3D-CFD-Verbrennungsmodellierung derzeit kaum möglich. Dieses Problem wird durch Vereinfachung der Teilmodelle - z.B. durch globale Reaktionsmechanismen - gelöst. Diese Vereinfachungen erfordern Rußmodelle, welche darauf aufbauend die Rußbildung simulieren können. So ist es beispielsweise bei der Verwendung eines globalen Reaktionsmechanismus nicht möglich, die Vorläuferspezies des Rußes, wie z.B.  $C_2H_2$  (Acetylen), zu berechnen. Daher wird in dieser Arbeit ein Rußmodell verwendet, welches unter den gegebenen Randbedingungen prinzipiell funktioniert und im Rahmen gewisser Grenzen eine Anpassung und damit eine Verallgemeinerung erlaubt. Das gilt insbesondere deswegen, da die CFD-Simulation einer rußenden Holzfeuerung bisher noch kaum untersucht wurde. In diesem Kapitel wird ein in heutigen CFD-Codes weit verbreitetes semi-empirisches Rußmodell beschrieben, welches die obigen Anforderungen erfüllt und daher in dieser Arbeit verwendet wurde.

Das semi-empirische Modell nach *Tesner et al.* [90] basiert auf der Annahme, dass die Bildung und das Wachstum der Rußpartikel über Nukleationskerne stattfindet. Das

Modell, welches ursprünglich für eine nicht vorgemischte Acetylen-Wasserstoffflamme aufgestellt wurde, wurde von zahlreichen Autoren für weitere Brennstoffe bzw. Einsatzgebiete erweitert und validiert [91][92][93][94][95][96].

Die Bildungsrate der Nukleationskerne  $\dot{R}_{\text{Nuk,bild}}$  wird über einen Kettenverzweigungsprozess beschrieben (Gleichung 3.32).

$$\dot{R}_{\text{Nuk,bild}} = \eta_0 + (f - g)c_{\text{Nuk}} - g_0c_{\text{Nuk}}N_{\text{Ruß}} \quad 3.32$$

$$\eta_0 = a_0c_{\text{Br}}e^{-E_a/RT} \quad 3.33$$

$\dot{R}_{\text{Nuk,bild}}$ :	Bildungsrate der Nukleationskerne [Partikel/(m <sup>3</sup> s)]
$\eta_0$ :	Rate der spontan gebildeten Nukleationskerne [Partikel/(m <sup>3</sup> s)]
$a_0$ :	Konstante = $2,32 \cdot 10^{32}$ [Partikel/(kg s)]
$c_{\text{Br}}$ :	Brennstoffkonzentration [kg/m <sup>3</sup> ]
$E_a$ :	Aktivierungsenergie ( $E = 748$ [kJ/mol])
$R$ :	Gaskonstante ( $R = 8,314472$ [J/(mol K)])
$f - g$ :	linearer Verzweigungs- und Auslöschungskoeffizient = $100$ [1/s]
$c_{\text{Nuk}}$ :	Konzentration der Nukleationskerne [Partikel/m <sup>3</sup> ] (= 0 bei Rechnungsbeginn)
$g_0$ :	linearer Auslöschungskoeffizient = $10^{-15}$ [m <sup>3</sup> /(Partikel s)]
$N_{\text{Ruß}}$ :	Anzahlkonzentration der Rußpartikel [Partikel/m <sup>3</sup> ] (= 0 bei Rechnungsbeginn)

$\eta_0$  ist die Rate der spontan gebildeten Nukleationskerne (Gleichung 3.33). Der Faktor  $c_{\text{Br}}$  wurde von *Magnussen et al.* [91] eingeführt, um die Bildung der Nukleationskerne stärker von der Konzentration des Brennstoffes (= kohlenstoffhaltige Spezies) abhängig zu machen. Die Konstanten  $f$  und  $g$  beschreiben das Wachstum und den Abbau der Nukleationskerne in Abhängigkeit von deren Konzentration  $c_{\text{Nuk}}$ . Über die Konstante  $g_0$  werden die durch die bereits vorhandene Rußmenge  $N_{\text{Ruß}}$  verbrauchten Nukleationskerne berücksichtigt.

Die Bildungsrate des Rußes  $\dot{R}_{\text{Ruß,bild}}$  wird durch Gleichung 3.34 beschrieben. Darin beschreibt  $m_p$  die Masse eines Rußpartikels, welche sich aus der Dichte ( $\rho = 2000$  kg/m<sup>3</sup>) und dem Durchmesser ( $D = 2,2 \cdot 10^{-8}$  m) des Partikels berechnet [87].  $\alpha$  und  $\beta$  sind Modellkonstanten, über die das Oberflächenwachstum der Partikel berücksichtigt wird [91]:

$$\dot{R}_{\text{Ru}\beta,\text{bild}} = m_p (\alpha - \beta N_{\text{Ru}\beta}) c_{\text{nuk}} \quad 3.34$$

$\dot{R}_{\text{Ru}\beta,\text{bild}}$ : Bildungsrate der Rußpartikel [kg/(m<sup>3</sup> s)]  
 $m_p$ : Rußpartikelmasse [kg/Partikel]  
 $\alpha, \beta$ : empirische Konstanten ( $\alpha = 10^5$  [1/s],  $\beta = 8 \cdot 10^{-14}$  [m<sup>3</sup>/(Partikel s)])

In der CFD-Berechnung findet der Transport des Rußes und der Nukleationskerne von Zelle zu Zelle als massenlose Größe in jeweils einer eigenen Transportgleichung statt. Die Behandlung des Rußes als massenlose Größe ist zulässig, da der Ruß aufgrund seiner geringen Masse kaum von der Gravitation beeinflusst wird. Vielmehr wird das Verhalten der einzelnen Partikel maßgeblich von der Strömungsrichtung des Gasgemisches beeinflusst.

Da Ruß und Nukleationskerne gleichzeitig zum Bildungsprozess in der Flamme wieder verbrennen können, wurde dieser Effekt von *Magnussen et al.* [91] als Erweiterung des Modells von *Tesner et al.* [90] berücksichtigt und mit dem Turbulenzmodell gekoppelt. Für die Verbrennung der Rußpartikel stellen *Magnussen et al.* folgende Gleichungen auf (Gleichungen 3.35 und 3.36):

$$\dot{R}_1 = A \rho Y_{\text{Ru}\beta} \frac{\varepsilon}{k} \quad 3.35$$

$$\dot{R}_2 = A \rho \left( \frac{Y_{\text{O}_2}}{\nu_{\text{Ru}\beta}} \right) \left( \frac{Y_{\text{Ru}\beta} \nu_{\text{Ru}\beta}}{Y_{\text{Ru}\beta} \nu_{\text{Ru}\beta} + Y_{\text{Br}} \nu_{\text{Br}}} \right) \left( \frac{\varepsilon}{k} \right) \quad 3.36$$

$A$ : Magnussenkonstante = 4 [-]  
 $Y_{\text{O}_2, \text{Ru}\beta}$ : Massenanteil von Sauerstoff bzw. Ruß [-]  
 $\nu_{\text{Ru}\beta, \text{Br}}$ : stöchiometrische Koeffizienten für Ruß und Brennstoff [-]

Beide Gleichungen werden für jeden Berechnungsschritt gelöst und über die Beziehung  $\dot{R}_{\text{Ru}\beta,\text{verb}} = \min[\dot{R}_1, \dot{R}_2]$  die verbrannte Rußmenge  $\dot{R}_{\text{Ru}\beta,\text{verb}}$  ermittelt. Gleichung 3.35 kommt in Bereichen, in denen die Rußkonzentration gegenüber dem Luftsauerstoff gering ist, zum Tragen. In Bereichen mit wenig Sauerstoff bzw. Brennstoffüberschuss limitiert der vorhandene Sauerstoff die Verbrennung des Rußes. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung 3.36 berücksichtigt.

Für die Verbrennung der Nukleationskerne  $\dot{R}_{\text{nuk,verb}}$  wird ein proportionaler Zusammenhang zum Verbrennungsprozess des Rußes angenommen (Gleichung 3.37).

$$\dot{R}_{\text{nuk,verb}} = \dot{R}_{\text{Ruß,verb}} \frac{b_{\text{Nuk}}}{Y_{\text{Ruß}}} \quad 3.37$$

$b_{\text{Nuk}}$ : Konzentration der Nukleationskerne [Partikel\* $10^{-15}$ /kg]

Die optischen Eigenschaften des Rußes werden über die empirische Beziehung in Gleichung 3.38 berechnet. Hierbei wird ein Absorptionskoeffizient für den Ruß  $a_{\text{Ruß}}$  ermittelt, welcher durch Addition mit dem Absorptionskoeffizienten (vgl. Gleichung 3.31) der strahlenden Gase verrechnet wird [97].

$$a_{\text{Ruß}} = b_1 \rho_{\text{Ruß}} [1 + b_T (T - 2000)] \quad 3.38$$

$a_{\text{Ruß}}$ : Absorptionskoeffizient [1/m]

$b_1, b_T$ : Konstanten ( $b_1 = 1232,4 \text{ m}^2/\text{kg}$  und  $b_T = 4,8 \cdot 10^{-4} \text{ 1/K}$ )

$\rho_{\text{Ruß}}$ : lokale Rußkonzentration [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

### 3.3.2 Konzept zur Modellierung anorganischen Feinstaubes

Die emittierte anorganische Feinstaubpartikelmenge aus Stückholzfeuerungen ist im Wesentlichen vom Ascheanteil - vor allem vom Anteil an Kalium und Calcium - im Holz abhängig. Gelangen diese Stoffe in die Gasphase, so reagieren sie dort weiter und verlassen die Feuerung als anorganische Feinstaubfraktion.

Zwar liefert die Literatur einige Ansätze zur Berechnung der anorganischen Partikel aus Biomassefeuerungen ([98][99][100][101][102]), doch existiert bisher kein allgemeingültiges Modell für den Brennstoff Holz, welches im Rahmen einer CFD-Simulation eingesetzt werden kann. Daher werden im Rahmen einer diese Arbeit begleitenden Masterarbeit [42] auf Basis einer Literaturstudie die Randbedingungen für die Freisetzung der anorganischen Bestandteile aus dem Holz ermittelt. Über ein 2D-CFD-Modell wurde die Bildung der emittierten Feinstaubverbindungen abgebildet. Der dem Modell zu Grunde liegende Modellierungsansatz wird nachstehend kurz beschrieben:

Unter Verbrennungsbedingungen werden bei naturbelassenem Holz vor allem Kalium und Schwefeldioxid in die Gasphase freigesetzt [103]. Diese reagieren dort u.a. zu

$K_2SO_4$ , KOH,  $K_2CO_3$  und KCl weiter [10]. Die freigesetzte Menge ist im Wesentlichen von der Temperatur des Holzes abhängig. Je tiefer die Temperatur im Glutbett ist, desto mehr Kalium und Schwefel verbleiben im Brennstoff und gelangen nicht in die Gasphase.

Der für die Modellierung gewählte Ansatz beruht auf der Implementierung der Reaktionsraten für die Gasphasenreaktionen der Salze in ein 2D-CFD-Modell. Die aus dem Holz freigesetzte Menge an Vorläufern wird aus der Literatur [103] entnommen. Deren Zusammensetzung und Konzentration ist von der Glutbetttemperatur und der Holzzusammensetzung abhängig. Über das EDC-Modell kann dann in Abhängigkeit von den turbulenten Vermischungsprozessen die Bildung der anorganischen Partikel beschrieben werden.

Mit diesem Modell ist es prinzipiell möglich, die Bildungswege der anorganischen Stoffe in der Gasphase darzustellen und eine Aussage über die emittierte Feinstaubmenge zu treffen. Die Berechnung der Strahlungseigenschaften des anorganischen Feinstaubes könnte ähnlich wie die Berechnung des Strahlungseinflusses des Rußes in Gleichung 3.38 erfolgen.

Problematisch bei dem vorgestellten Konzept hat sich der geringe Umfang an wissenschaftlichen Publikationen zur chemischen Reaktionskinetik der einzelnen am Bildungsprozess beteiligten Spezies erwiesen. Aus *Glarborg et al.* [104] lassen sich einige geschwindigkeitsbestimmende Reaktionsraten ermitteln, doch reichen die Angaben nicht aus, alle Reaktionen und Zwischenreaktionen abzubilden. Auf diesem Gebiet müssen weitere Forschungsarbeiten erfolgen.

## 4 Numerische Simulation einer Stückholzfeuerung

Aufbauend auf den im vorherigen Kapitel beschriebenen theoretischen Grundlagen der numerischen Strömungsmechanik und Verbrennungsmodellierung, wird in diesem Kapitel der Aufbau des zur Beschreibung der Stückholzfeuerung realisierten CFD-Modells vorgestellt. Dazu werden die getroffenen Annahmen und Randbedingungen sowie die gewählten Teilmodelle (vgl. Abbildung 4.1) beschrieben. Im zweiten Teil des Kapitels sind die Ergebnisse einiger exemplarischer Simulationsrechnungen dargestellt.



Abbildung 4.1: Übersicht über die CFD-Modellierung der Stückholzfeuerung

Die numerische Simulation der Verbrennungsvorgänge in der Brennkammer der Stückholzfeuerung sowie das Postprocessing erfolgt mit dem kommerziell erhältlichen CFD-Softwarepaket ANSYS® FLUENT® V6.3. Zur Vernetzung der Brennkammergeometrie wird der Preprocessor ANSYS® GAMBIT V2.3 verwendet [105]. Die CFD-Berechnung ist stationär und erfolgt im Bereich der Hauptausbrandphase der Stückholzfeuerung.

Der eingesetzte FLUENT®-Löser ist der pressure-based solver. Die Berechnung erfolgt

im double-precision Modus, da dieser im Vergleich zum single-precision Modus für die in dieser Arbeit beschriebene CFD-Modellierung exaktere Resultate liefert. Zur Diskretisierung der Transportgleichungen wird ein Upwind-Schema zweiter Ordnung angewandt. Die Kopplung von Druck und Geschwindigkeit erfolgt über den SIMPLE-Algorithmus [87].

## 4.1 Aufbau des CFD-Modells

### 4.1.1 Feuerraum und Diskretisierung

Der Feuerraum der in der vorliegenden Arbeit untersuchten Stückholzfeuerung hat die Abmessungen 300 x 360 x 240 (Höhe, Breite, Tiefe in mm) und ist in Abbildung 4.2 skizziert.

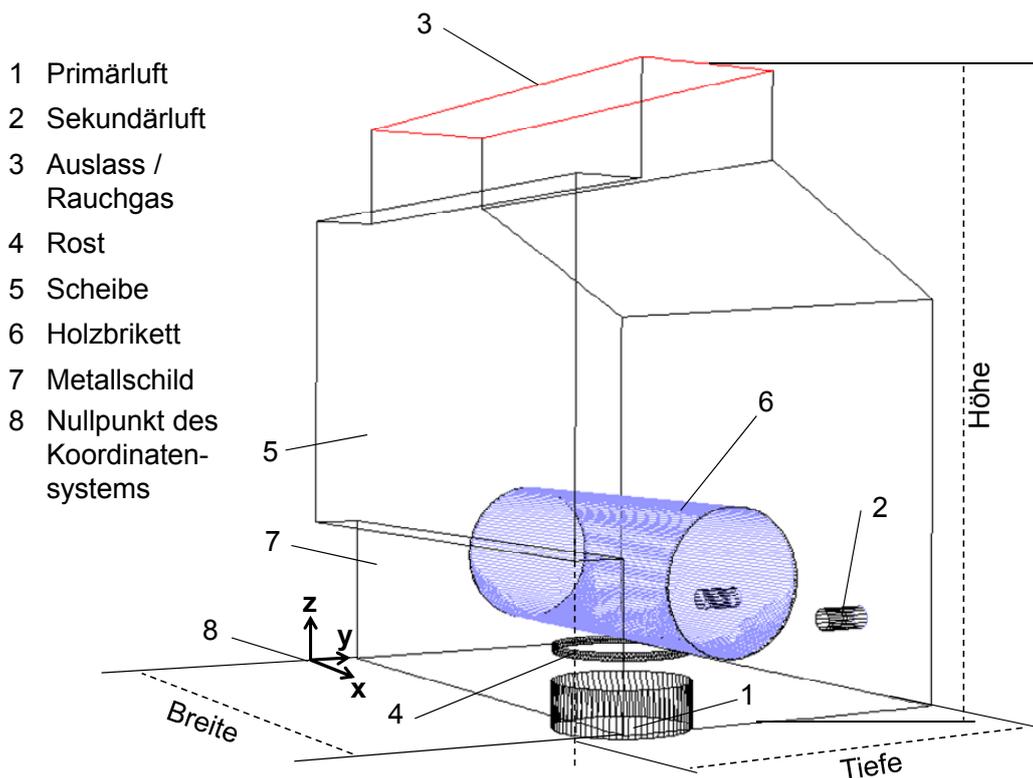


Abbildung 4.2: Skizze des Feuerraums der Stückholzfeuerung mit Holzbrikett

Die Stückholzfeuerung hat eine Nennwärmeleistung von ca. 8 kW und wird bei einer globalen Luftzahl von ca. 2 betrieben. Die Zuluft gelangt getrennt, in Form eines

Primärluftstromes und zweier Sekundärluftströme, in den Feuerraum. Die Primärluft strömt unterhalb des Rostes, die Sekundärluft über zwei sich in der rückseitigen Wand des Feuerraums befindende Düsen (Durchmesser 8 mm) in einer Höhe von 38 mm und in einem Abstand von 108 mm von den seitlichen Wänden ein. Die Rauchgase verlassen die Brennkammer durch einen oben angebrachten Auslass. Die Holzgeometrie (Zylinder) entspricht den bei der messtechnischen Evaluierung des Modells verwendeten zylinderförmigen Holzbriketts (Abmessungen von 260 x 90 - Länge, Durchmesser in mm). Der Rost, auf welchem das Holzbrikett platziert ist, ist ohne seine Stützen dargestellt. Da die Stützen die Strömung nur unwesentlich beeinflussen, ist diese Vereinfachung zulässig.

Die die Brennkammer begrenzenden Flächen bestehen aus einem an der Frontseite angebrachten Metallschild und einem Sichtfenster aus Feuerraumglas [106]. Die übrigen Wände sowie der Boden und der Deckel der Brennkammer aus dem Feuerraumisolationmaterial Vermiculit [107]. Die physikalischen Eigenschaften der Materialien (siehe Tabelle 4.1) werden im CFD-Modell hinterlegt. Über das *mixed*-Modell [87] werden die thermischen Verluste über die Brennkammeroberflächen an die Umgebung berechnet.

Tabelle 4.1: Stoffdaten der Brennkammermaterialien [106][107][108][109]

Größe / Zeichen	Einheit	Vermiculit	Glas	Metall
Dichte / $\rho$	kg/m <sup>3</sup>	800	2600	8030
Wärmekapazität / $c_p$	J/(kg K)	1150	800	502,5
Wärmeleitfähigkeit / $\lambda$	W/(m K)	0,21	1,6	16,27
Emissionsgrad / $\varepsilon$	-	0,65	0,8	0,5
Umgebungstemperatur / T	K	300	300	300
Wanddicke / d	mm	30	5	10

Die in Kapitel 3 aufgestellten Transportgleichungen müssen numerisch gelöst werden. Dies geschieht mit der Finiten Volumen Methode (FVM). Dafür wird der geometrische Raum in einzelne Kontrollvolumen (Zellen) diskretisiert [76][87]. Zur Diskretisierung der Brennkammer wird eine Kombination aus unterschiedlichen Teilnetzen verwendet. In der Nähe der Holzbrikettgeometrie und der Sekundärluftzuführungen werden unstrukturierte tetraedrische Gitter, in den übrigen Bereichen strukturierte hexaedrische Gitter erzeugt. Das unstrukturierte Gitter ermöglicht die Netzanpassung an die Rost- und Holzgeometrie. Die Zellgröße innerhalb der Brennkammer variiert. Ausgehend vom Bereich der Verbrennungszone werden die Zellen größer (vgl. Anhang A2 -

vernetzte Brennkammer). Zur Reduktion der Rechenzeit wird der Feuerraum in der Mitte, senkrecht zur x-Achse bei 180 mm, halbiert. Die dabei entstehenden Hälften sind symmetrisch, wodurch alle Prozesse innerhalb des Feuerraums vollständig beschrieben werden können. Insgesamt ist eine Hälfte des Feuerraums mit ca. 490.000 Zellen vernetzt. Das durchschnittliche Zellvolumen beträgt damit  $43 \text{ mm}^3$ , in der Nähe des Holzes  $6 \text{ mm}^3$ .

#### 4.1.2 Brenngasfreisetzungsmodell

Einer der für Verbrennungsmodellierungen wichtigsten Randbedingungen ist die Beschreibung der unter Verbrennungsbedingungen aus dem Brennstoff entweichenden Gaszusammensetzung und deren Temperatur. Die Zusammensetzung der freigesetzten Gase hängt hauptsächlich von der Temperatur und der Zusammensetzung der das Holz umgebenden Gase, der Zusammensetzung des Holzes und von internen Wärmeübertragungsprozessen bzw. des internen Temperaturgradienten ab.

Das während der Hauptausbrandphase (vgl. Abbildung 2.1) aus dem Holz entweichende Gasgemisch setzt sich im Wesentlichen aus  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$ , höheren KWs,  $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}_{(\text{g})}$  zusammen [16][110][111]. Für eine Beschreibung des Umsetzungsprozesses des Holzes unter Verbrennungsbedingungen muss neben der Dynamik des Prozesses die große Anzahl an Zwischen- und Endspezies, der Einfluss von Temperatur, umgebender Gaszusammensetzung, Oberflächen- zu Volumenverhältnis, Ausdehnungs- und Schrumpfungsverhalten, interne Transportprozesse und der Wassergehalt berücksichtigt werden. Vor allem bei großen Holzstücken, wie Stückholz, finden die Prozesse zeitlich versetzt in verschiedenen Bereichen statt, wodurch die Beschreibung des Prozesses sehr komplex wird [18][110][112].

Die Umsetzung von Holzbrennstoffen in flüssige und / oder gasförmige Produkte wird in zahlreichen Publikationen behandelt - z.B. [22][26][112][113][114]. Der Großteil dieser Arbeiten hat aber die Zielsetzung, nur den Pyrolyseprozess und damit die Entstehung von Pyrolyseprodukten zu beschreiben. Bei der Verbrennung von Stückholz dagegen beeinflusst die Anwesenheit des Luftsauerstoffs und die hohen Temperaturen die Freisetzungsprozesse aus dem Holz. Daher ist eine Übertragung der in diesen Arbeiten gewonnenen experimentellen Ergebnisse und erstellten Modelle auf die Bedingungen in einer Stückholzfeuerung nur eingeschränkt möglich.

Einen guten Überblick über bisherige Veröffentlichungen zur Beschreibung der Umsetzung größerer Holzstücke unter Verbrennungsbedingungen liefern *Thunman et al.* [110][115]. Basierend auf Messungen und Literaturdaten stellen *Thunman et al.* in

ihrer Arbeit ein semi-empirisches Modell auf. Das Modell ist für trockenes Laub- (Buche) und Nadelholz (Fichte) mit einer üblichen Zusammensetzung (vgl. Tabelle 2.1) validiert und gilt für die Hauptausbrandphase einer Stückholzfeuerung. Mittels Massen- und Enthalpiebilanzierung und der experimentell ermittelten CO/CO<sub>2</sub>- und THC/CO<sub>2</sub>-Verhältnisse wird die Zusammensetzung der freigesetzten Gase (CO, H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, C<sub>i</sub>H<sub>j</sub>, H<sub>2</sub> und C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>O<sub>k</sub>) in Abhängigkeit der das Holz umgebenden Temperatur und des Oberflächen- / Volumenverhältnisses des Holzes berechnet. Als Inputdaten dienen die thermochemischen Eigenschaften des Holzes (Elementaranalyse, Aschegehalt, Heizwert, usw.).

Für typisches Stückholz liefert das Modell plausible Ergebnisse (vgl. [51][110][116][117][118]). Da das Modell aber für einen engen Gültigkeitsbereich erstellt ist, ist eine Übertragung der Ergebnisse bei deutlich abweichenden Elementarzusammensetzungen (zu Tabelle 2.1) und variierenden C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>O<sub>k</sub>-Zusammensetzungen (C/O-Verhältnis) nur eingeschränkt möglich [110][116]. Aufgrund dieser Unsicherheit wird das Modell von *Thunman et al.* mit den in Kapitel 5.1.3 beschriebenen Messungen an der in dieser Arbeit untersuchten Stückholzfeuerung evaluiert.

In Tabelle 4.2 ist die über das Modell berechnete Brenngaszusammensetzung für Holz, welches in Dimension und Elementarzusammensetzung vergleichbar mit den in dieser Arbeit eingesetzten Holzbriketts ist, dargestellt (vgl. Tabelle 2.1). C<sub>1,16</sub>H<sub>4</sub> ist der Summenwert für Methan und Ethen (Massenverhältnis ca. 80:20) und in C<sub>6</sub>H<sub>6,2</sub>O<sub>0,2</sub> sind die höheren KWs zusammengefasst. Zur Implementierung der Modellergebnisse in das stationäre CFD-Modell wird über Energie- und Massenbilanz das C<sub>1,16</sub>H<sub>4</sub> zu CH<sub>4</sub> und die höheren KWs anteilig auf CH<sub>4</sub>, CO und H<sub>2</sub> übertragen. Der Wassergehalt (WG) des Holzes während der Hauptausbrandphase ist mit einem Massenanteil von 5 Massen-% berücksichtigt.

Im CFD-Modell werden die Entgasungsprodukte des Holzes (Tabelle 4.2 - rechte Spalte) gleich verteilt über die Oberfläche der Holzgeometrie freigesetzt (mass-flow-inlet) (vgl. Abbildung 4.2). Die Temperatur dieser Gasmischung wird auf 700 °C, auf Basis der in der Literatur [104][110][115] beschriebenen Messdaten, festgesetzt. Der Brenngasmassenstrom wird anhand von Voruntersuchungen (gravimetrisch ermittelter Brennstoffabbau) und über die Verbrennungsrechnung nach *Boie* (Anhang A5) ermittelt.

Tabelle 4.2: Die unter Verbrennungsbedingungen freigesetzte Gaszusammensetzung von Stückholz bei einer Umgebungstemperatur von 900 - 1000 K. Brenngaszusammensetzung nach [110] und angepasste Zusammensetzung für die CFD-Modellierung der Stückholzfeuerung.

Spezies	Gaszusammensetzung nach [110]: Holz trocken, Massenanteile [kg/kg]	angepasste Gaszusammensetzung: WG: 5 Massen-%, Massenanteile [kg/kg]
$C_{1,16}H_4$	0,2	0,19 (als $CH_4$ )
CO	0,40	0,40
$C_6H_{6,2}O_{0,2}$	0,03	-
$H_2$	0,01	0,02
$CO_2$	0,18	0,17
$H_2O$	0,18	0,22

### 4.1.3 Teilmodelle der CFD-Modellierung

Im Folgenden werden die im CFD-Modell zur Beschreibung der physikalischen Vorgänge in einer Stückholzfeuerung verwendeten Teilmodelle beschrieben.

Die Modellierung der *turbulenten Strömung* erfolgt über das zur Gruppe der Wirbelviskositätsmodelle gehörende RNG k- $\epsilon$  Turbulenzmodell. Dieses Modell ist für eine Vielzahl an Verbrennungsanwendungen validiert und hat sich für Fälle mit langsamen Strömungsgeschwindigkeiten bzw. niedrigen Reynoldszahlen bewährt (vgl. Kapitel 3.2.2.2 und [46][58][119][120]).

Die Modellierung der Strömung im wandnahen Bereich erfolgt mit der Enhanced Wall Treatment-Funktion in FLUENT<sup>®</sup>. Dieses Modell stellt eine Kombination aus einem Wandfunktionsmodell, welches die Strömung im wandnahen Bereich über ein logarithmisches Wandgesetz beschreibt, und einem Zweizonen-Modell, welches den wandnahen Bereich genauer in Abhängigkeit von der Viskosität beschreibt, dar [87].

Die Modellierung der thermischen *Strahlung* erfolgt über die Discrete-Ordinates-Methode (DOM). Die optischen Eigenschaften des Gasgemisches werden mittels des Weighted-Sum-of-Gray-Gases Modells (WSGGM) berücksichtigt (vgl. Kapitel 3.2.4). Die gewählte Vorgehensweise ist derzeit eine der gängigsten Methoden, mittels der die Strahlungseffekte in Feuerräumen innerhalb eines vertretbaren Aufwands an Rechenzeit

berücksichtigt werden können [121][122][123]. Darüber hinaus können mit diesem Modell Partikelstrahlungseffekte abgebildet werden (Gleichung 3.38).

Zur Modellierung der *Gasphasenverbrennung* und der Bildung gasförmiger Schadstoffe wird das Eddy Dissipation Concept (EDC) in Kombination mit dem in Kapitel 3.2.3 beschriebenen globalen Mechanismus eingesetzt. Berücksichtigt werden die Spezies CH<sub>4</sub>, CO, H<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, O<sub>2</sub> und N<sub>2</sub>. Die Gase werden als ideal und inkompressibel behandelt, deren Stoffdaten [87][109] (z.B. die temperaturabhängigen Wärmekapazitäten und die Viskosität) werden in das CFD-Modell implementiert.

Die relevanten gasförmigen Schadstoffemissionen aus Stückholzfeuerungen sind CO, TVOC (total volatile organic compounds) und in manchen Fällen auch NO<sub>x</sub>. Über das EDC-Modell ist die Berechnung der langsamen Reaktionen des CO-Ausbrands möglich. Damit kann die bedeutendste Schadstoffkomponente einer Holzfeuerung abgebildet und die Qualität der Verbrennung beurteilt werden [81].

Die Berechnung der TVOC-Emissionen ist in einer CFD-Modellierung nur über deutlich detailliertere Reaktionsmechanismen abzubilden als mit dem in dieser Arbeit verwendeten globalen Mechanismus [32][124]. Der Einsatz detaillierter Mechanismen ist - wie bereits in Kapitel 3.2.3 beschrieben - mit der derzeitigen Rechnerleistung im Rahmen einer 3D-Verbrennungssimulation kaum zu bewältigen. Daher wird von der Berechnung der TVOC-Emissionen abgesehen.

Wie in Kapitel 2 beschrieben, spielt die NO<sub>x</sub>-Bildung aufgrund der relativ tiefen Verbrennungstemperaturen und des niedrigen Stickstoffgehalts in naturbelassenem Feuerholz eine untergeordnete Rolle [11]. Daher wird im Rahmen dieser Arbeit auf die Berechnung des NO<sub>x</sub> verzichtet. Für andere Biomassen mit höheren Anteilen an Brennstoffstickstoff (z.B. Heu) kann über ergänzende globale Mechanismen (z.B. in [89] und [125]) die NO<sub>x</sub>-Bildungschemie in eine CFD-Simulation implementiert werden. Hierbei muss aber in Abhängigkeit von der Simulationsaufgabe geklärt werden, ob der NO<sub>x</sub>-Mechanismus auf die jeweiligen Bedingungen anwendbar ist oder einer Anpassung bedarf.

Die Modellierung der *Rußemissionen* erfolgt über das in Kapitel 3.3.1 beschriebene Modell nach *Tesner* und *Magnussen*. Das Modell stellt einen guten Kompromiss zwischen den durch die Modellierung der turbulenten Verbrennung gegebenen Randbedingungen und dem erforderlichen Rechenzeitbedarfs dar. Durch die Kopplung mit dem Turbulenzmodell berücksichtigt das Modell die Verbrennung des Rußes in der Flamme. Prinzipiell ist es damit möglich, die Rußpartikelmasse qualitativ abzuschätzen und die Strahlungseffekte des Rußes im Bereich der Verbrennungszone abzubilden.

Die Rechenzeit für eine vollständig konvergierte Berechnung des CFD-Stückholzfeuerungs-Modells, wie es in diesem Kapitel beschrieben ist, beträgt auf einer Workstation (Dual-Core @ 2,66 GHz) ca. 90 - 100 h. Die Rechnung wird parallelisiert, um beide Prozessoren nutzen zu können. Es werden ca. 700 MB Arbeitsspeicher benötigt. Die Konvergenzkriterien (Residuen unter  $10^{-3}$  für die Spezies, unter  $10^{-6}$  für Turbulenzmodell, Impuls- und Masseerhaltung und unter  $10^{-8}$  für Strahlung, Rußmodell und Energieerhaltung) werden nach 13.000 Iterationen erreicht. Durch die Bilanzierung der Atommassen wird zusätzlich die Konvergenz überprüft.

## 4.2 Simulationsrechnungen

Das vorherige Kapitel befasste sich mit den für das CFD-Stückholzfeuerungsmodell ausgewählten Teilmodellen und Randbedingungen. Auf deren Basis werden nachstehend die Ergebnisse verschiedener Simulationsrechnungen dargestellt, um die Funktionsweise des CFD-Modells zu verdeutlichen. Wenn nichts anderes erwähnt, gelten für die CFD-Berechnungen folgende Annahmen: eine Feuerungswärmeleistung von 10,9 kW (Laubholz, Entgasungsgeschwindigkeit: ca. 0,1 m/s), Luftzuführung über die Primärluft- und Sekundärluftöffnung in einem Verhältnis von 80/20 und eine globale Luftzahl von 2. Diese gewählten Randbedingungen beruhen auf Voruntersuchungen an der Stückholzfeuerungsphase und sind mit den zur Hauptausbrandphase herrschenden Bedingungen vergleichbar.

### 4.2.1 Strömungsfeld

Grundvoraussetzung zur Berechnung der Vorgänge innerhalb des Feuerraums der Stückholzfeuerungsphase ist die korrekte Modellierung des Strömungsfeldes unter Verbrennungsbedingungen. Prinzipiell sind die gängigen Strömungs- und Turbulenzmodelle für einen weiten Einsatzbereich validiert und liefern bei weniger komplexen geometrischen Strukturen und Strömungsverhältnissen plausible Ergebnisse. Im Folgenden wird die durch das CFD-Modell berechnete Geschwindigkeitsverteilung beschrieben und anhand von Beobachtungen und Erfahrungswerten diskutiert.

In Abbildung 4.3 ist das Geschwindigkeitsfeld für einen senkrechten Schnitt bei  $x = 180$  mm in der Mitte der Brennkammer dargestellt.

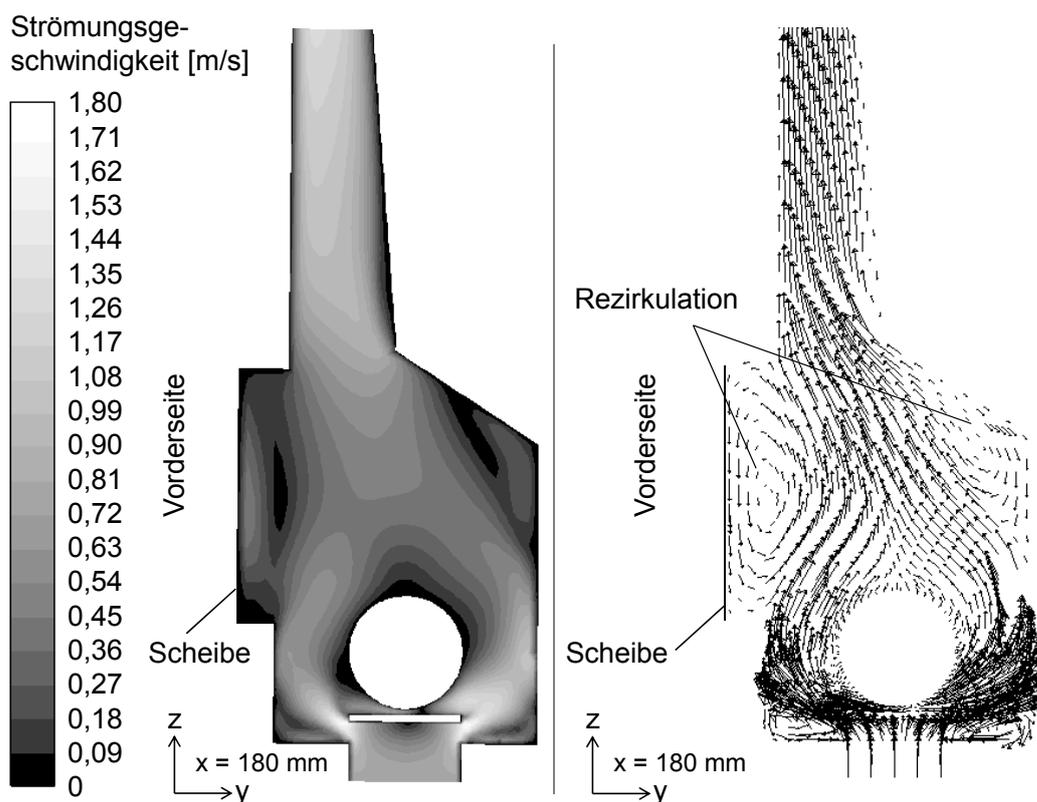


Abbildung 4.3: Verteilung der berechneten Gasgeschwindigkeit und Strömungsrichtung in der Brennkammer der Stückholzfeuerung

Die höchsten Geschwindigkeiten von ca. 1,8 m/s treten im Bereich des Rostes auf, da diese Stelle die engste Querschnittfläche für den Primärluftstrom darstellt. In der Brennkammer reagieren die brennbaren Gase und der Luftsauerstoff und setzen dabei Wärme frei, wodurch sich das Gasgemisch ausdehnt. Dieser Effekt ist durch die Geschwindigkeitszunahme von der Position des Holzes zum oberen Ende der Brennkammer hin zu erkennen. Im Auslasskanal wird das Rauchgas durch die aus modellierungstechnischen Gründen erzeugte Kanalverengung leicht beschleunigt. Dadurch wird gewährleistet, dass keine Rückströmungen über die Grenze des Modellierungsgebietes auftreten, was zu Ungenauigkeiten bei der Berechnung führen kann.

Die berechnete Hauptströmungsrichtung sowie die Rezirkulationszonen decken sich mit den Beobachtungen an der Stückholzfeuerung. Anhand der Flammenrichtung und der Flugrichtung der in der Flamme gebildeten Rußpartikel lässt sich die Strömung in der Brennkammer nachvollziehen. Deutlich zu erkennen sind die Rezirkulationsgebiete in der Nähe der Scheibe und im oberen, hinteren Teil der Brennkammer (Abbildung 4.3).

Im Rahmen dieser Arbeit wird aus Gründen der Schwierigkeit der Erzeugung belastbarer Ergebnisse keine messtechnische Evaluierung des berechneten Strömungsfelds durchgeführt, was im Folgenden kurz ausgeführt wird:

Die messtechnische Erfassung der Strömungsverhältnisse unter Verbrennungsbedingungen ohne Beeinflussung der lokalen Geschwindigkeitsfelder ist äußerst aufwändig. Die für diese komplexe Messaufgabe infrage kommenden optischen Messverfahren sind die Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) und die Particle Image Velocimetry (PIV) [126]. Bei beiden Messverfahren werden dem strömenden Gas Tracerpartikel (z.B. Magnesiumoxid, MgO) zugesetzt, deren Richtungsvektor lokal erfasst wird.

Aufgrund der für diese Messprinzipien notwendigen baulichen Veränderungen für die optischen Zugänge kann es in Anbetracht der geringen Feuerraumgröße zu Veränderungen des Verbrennungsverhaltens und damit der Strömungsbedingungen kommen. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, dass die dem Gas zugesetzten Tracerpartikel den Verbrennungsprozess beeinflussen und unter diesen Bedingungen weiter reagieren [32][52]. Eine weitere Schwierigkeit bereitet der zu messende Verbrennungsprozess selbst. Eine aussagekräftige, orts aufgelöste Messung innerhalb der für eine Stückholzfeuerung typischen inhomogenen und über den Verbrennungsfortschritt variierenden Flammenzone ist kaum möglich.

#### **4.2.2 Temperaturverteilung**

Die Verbrennungstemperatur spielt bei der Schadstoffbildung eine zentrale Rolle. Die Temperaturverteilung in der Brennkammer resultiert aus einer Vielzahl an physikalischen Prozessen, wie z.B. turbulente Strömung, chemische Reaktion, molekularer Transport (z.B. Diffusion, Wärmeleitung, Viskosität) und Strahlungseffekte. Für eine korrekte Beschreibung des Verbrennungsprozesses müssen alle diese Vorgänge berücksichtigt werden. Eine messtechnische Evaluierung dieser Vorgänge ist äußerst aufwändig und für einige Teilprozesse bisher nur sehr eingeschränkt möglich (z.B. Turbulenz). Die Temperatur dagegen kann mit einem verhältnismäßig geringen Aufwand über Thermoelemente gemessen werden und ist ein guter Indikator für die Bewertung der Zustände innerhalb der Brennkammer. Daher wird den Kapiteln 5 und 6 das Modell u.a. anhand von Temperaturmessungen evaluiert.

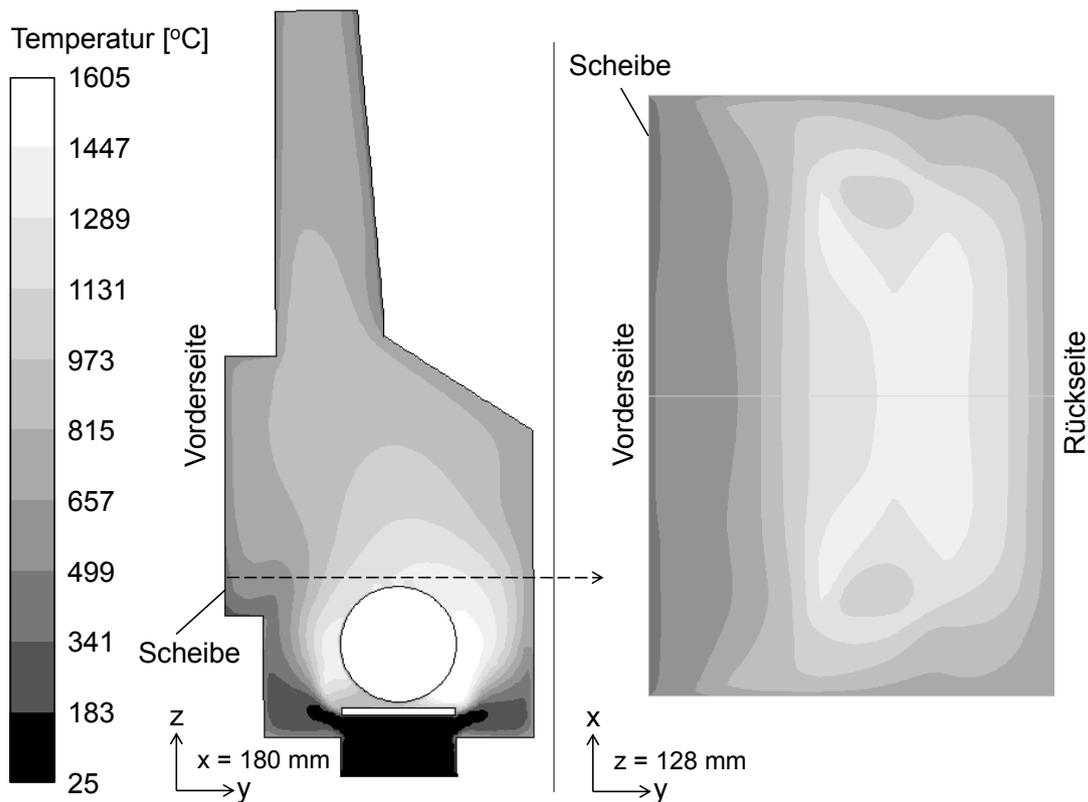


Abbildung 4.4: berechnete Temperaturverteilung in der Brennkammer der Stückholzfeuerung. Schnitte:  $x = 180 \text{ mm}$  und  $z = 128 \text{ mm}$

Um den Bereich der Verbrennungszone abzubilden, ist in Abbildung 4.4 die modellierte Temperaturverteilung für einen senkrechten Schnitt zur  $x$ -Achse durch die Mitte der Brennkammer und für einen Horizontalschnitt in der Höhe von 10 mm über dem Holz dargestellt.

Die höchsten Temperaturen des in Abbildung 4.4 dargestellten Temperaturfeldes befinden sich im Bereich um das Holzbrikett. Von der Holzgeometrie ausgehend, nimmt die Temperatur in Richtung des Auslasses und der Scheibe des Ofens ab. Die berechnete Verteilung deckt sich sehr gut mit den während der Abbrandversuche an der Stückholzfeuerung gemachten Beobachtungen des Flammenbildes. Dabei ist deutlich zu erkennen, wie die Flammen an der Oberfläche des Holzes zünden und fast bis zum Auslass der Brennkammer reichen (vgl. Anhang A3 - Abbildung A3.1 der Holzfeuerung).

Die realen Verbrennungstemperaturen vergleichbarer Biomassefeuerungen liegen zwischen 900 - 1300 °C [15]. Dies deckt sich gut mit den berechneten Temperaturen im rechten Graph (Abbildung 4.4). Die Temperaturen liegen hier zwischen 1100 und

1300 °C. Lokal ergeben sich als Ergebnis der CFD-Simulation aber auch lokale Temperaturspitzen von größer als 1600 °C. Diese Hochtemperaturbereiche sind relativ klein, so dass die Flammentemperatur im Mittel gut abgebildet werden kann (vgl. Modellevaluierung Kapitel 6).

Dennoch soll an dieser Stelle kurz beschrieben werden, weshalb derartige Temperaturspitzen bei CFD-Verbrennungssimulationen auftreten können: Bei der CFD-Verbrennungsmodellierung kann die Geschwindigkeit der Verbrennung tendenziell über der realen Verbrennung liegen. Instationäre Faktoren wie Strahlenbildung und örtliche Ungleichverteilungen von Brennstoff und Oxidationsmittel können nicht berücksichtigt werden, wodurch höhere Temperaturen berechnet werden können. Unter der Annahme, dass die chemischen Reaktionen viel schneller als das molekulare Mischen ablaufen, kann das Eddy Dissipation Modell die Produktbildung und damit die lokalen Temperaturen überschätzen [32]. So reagieren beispielsweise die Wasserstoffanteile der Holzgasungsprodukte deutlich schneller als die restlichen Komponenten. In Zonen großer Turbulenz und guter Vermischung kann dadurch lokal viel Wärme freigesetzt werden. Zusätzlich muss angemerkt werden, dass globale Reaktionsmechanismen in brennstoffreichen Zonen höhere Temperaturen vorhersagen können als detaillierte Mechanismen [58][89]. Ursache dafür sind die verschiedenen schnellen Reaktionsraten der Mechanismen und die Wechselwirkungen zwischen der durch das jeweilige Turbulenzmodell vorhergesagten turbulenten Strömung. Da in globalen Reaktionen viele Einzelreaktionen zusammengefasst sind, ist deren Genauigkeit eingeschränkt, was ein bekanntes Problem der Verbrennungssimulation ist [127]. Einige Autoren begegnen diesem Problem beispielsweise durch Anpassung empirischer Parameter, welche die Interaktion zwischen Turbulenz- und Verbrennungsmodell (Magnussenparameter A des Eddy Dissipation Modells, z.B. [128]) beschreiben. Dabei kann die Wirbelzerfallsrate reduziert werden, was lokal eine langsamere Umsetzung der brennbaren Spezies zur Folge und höhere Rauchgasemissionen an unverbrannten Spezies (z.B. CO) haben kann. Dieser Weg ist nur bei einer guten Kenntnis des real zu erwartenden Temperaturfelds sinnvoll, welches in der Praxis meistens nur für stationäre Verbrennungsprozesse unter Laborbedingungen vorliegt.

Darüber hinaus hat die Vorhersage der in der Flamme gebildeten Partikelkonzentrationen und deren Strahlungseinfluss eine signifikante Auswirkung auf die Flammentemperatur. Durch die Abstrahlung der Partikel sinken die lokalen Temperaturen. Der Einfluss der Partikelmodellierung wird in Kapitel 4.2.4 diskutiert.

### 4.2.3 Speziesverteilung

Abbildung 4.5 zeigt die mit dem 3D-CFD-Modell berechneten Speziesverteilungen für CO und O<sub>2</sub> innerhalb der Brennkammer. Abgebildet sind ein mittlerer Schnitt bei  $y = 180$  mm und ein Schnitt in der x-y-Ebene bei  $z = 38$  mm auf der Höhe der Sekundärluftzuführungen. Aus darstellungstechnischen Gründen (großer Gradient in der Nähe des Holzes) ist die Skalierung der CO-Graphen auf 2,9 vol% beschränkt.

Die höchsten CO-Konzentrationen befinden sich im Bereich des Holzes, über dessen Oberfläche die Holzentgasungsprodukte freigesetzt werden. Die Vermischung der Holzentgasungsprodukte mit der zugeführten Verbrennungsluft findet in der Gasphase um das Holz statt, wobei die brennbaren Gase durch den Luftsauerstoff hauptsächlich zu CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O umgesetzt werden. Der Umsetzungsvorgang ist durch die Abnahme der CO- und O<sub>2</sub>-Konzentrationen im Bereich um das Holz zu erkennen. Die hier nicht dargestellten CO<sub>2</sub>- und H<sub>2</sub>O-Verteilungen korrespondieren mit deren Verteilungen - in diesen Bereichen ist eine Zunahme von CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O zu erkennen.

In den Bereichen, in denen das das Holz umströmende Fluid direkt auf das Holz trifft (z.B. im Bereich der Sekundärluftdüsen oder in den Randbereichen des Rostes), ist der Gradient der Konzentration einzelner Gase groß. Sauerstoff gelangt fast direkt an das Holz (vgl. Abbildung 4.5), da die Entgasungsgeschwindigkeit der das Holz verlassenden Gase mit ca. 0,1 m/s um mehr als eine Größenordnung kleiner ist als die umgebende Gasströmungsgeschwindigkeit. Dieser Sachverhalt deckt sich mit den Beobachtungen an der Stückholzfeuerung. In diesen Bereichen ist die Verbrennung weniger intensiv bzw. die Flamme leicht von der Holzbrikettoberfläche abgehoben.

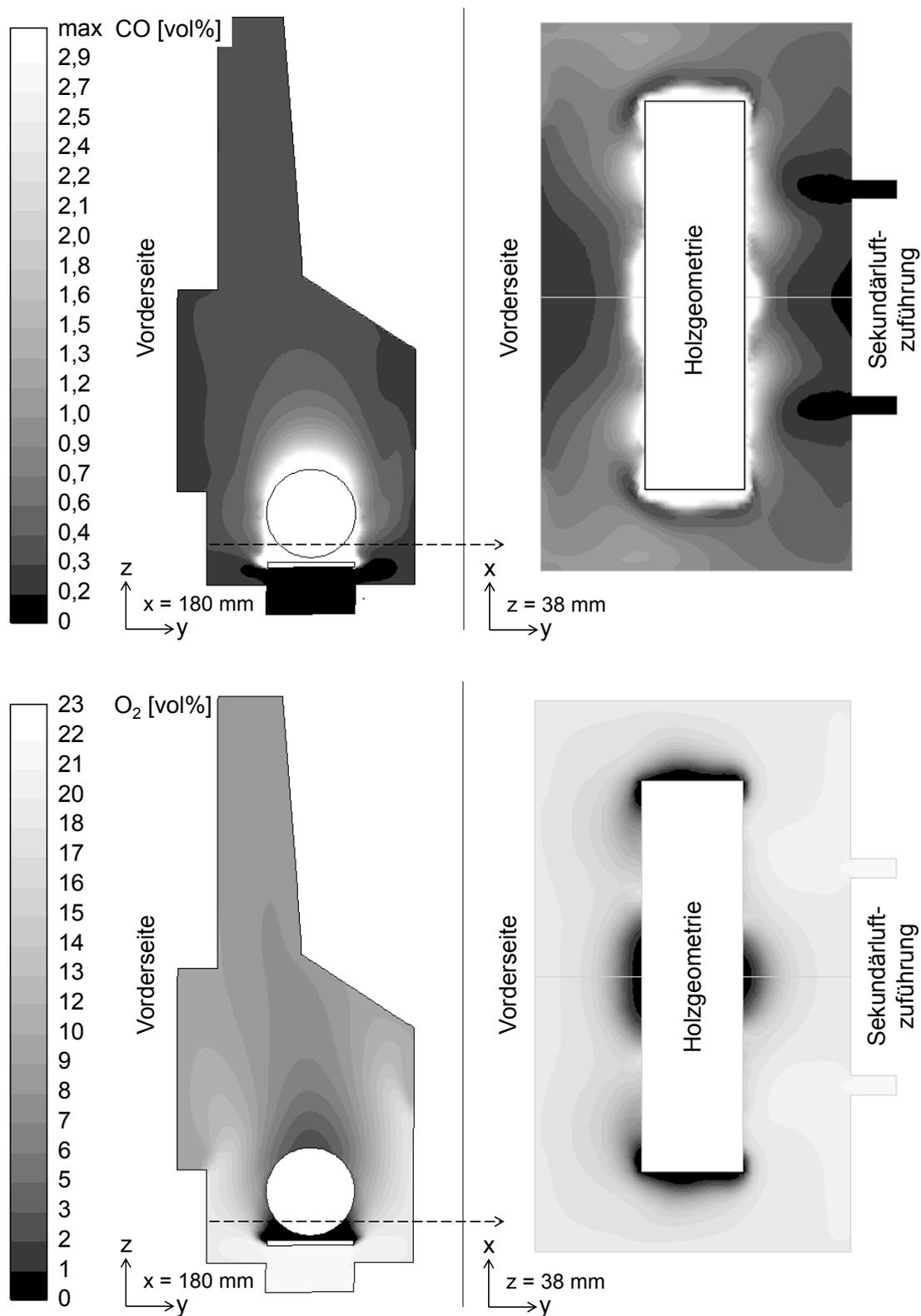


Abbildung 4.5: Verteilung der Spezies CO und O<sub>2</sub> in der Brennkammer der Stückholzfeuerung. Schnitte:  $x = 180 \text{ mm}$ ,  $z = 38 \text{ mm}$

#### 4.2.4 Einfluss des Rußes

Ruß hat einen bedeutenden Anteil an der Flammenstrahlung. So beschreiben beispielsweise *Spiess et al.* [129] in ihren Versuchen mit einer teilweise vorgemischten Erdgasflamme in brennstoffreichen Flammzonen einen Strahlungsanteil des Rußes von über 30 % an der Gesamtstrahlung. Eine Nicht-Berücksichtigung des Rußes bei turbulenten, nicht vorgemischten Flammen kann eine Überschätzung der Flammentemperatur von  $> 100$  K ausmachen [130][131]. Da Ruß in Stückholzfeuerungen in der Verbrennungszone vorliegt und einen bedeutenden Anteil an den partikelförmigen Emissionen stellt, muss dessen Einfluss bei der Modellierung berücksichtigt werden.

In Abbildung 4.6 ist die modellierte Rußverteilung für einen senkrechten Schnitt zur x-Achse durch die Mitte der Brennkammer und einem Schnitt in einer Höhe von 10 mm über dem Holz dargestellt. Aus darstellungstechnischen Gründen (großer Gradient) ist die Skalierung des linken Graphen auf  $0,45 \text{ g/m}^3$  beschränkt. Der maximale Wert liegt lokal bei  $5,6 \text{ g/m}^3$ .

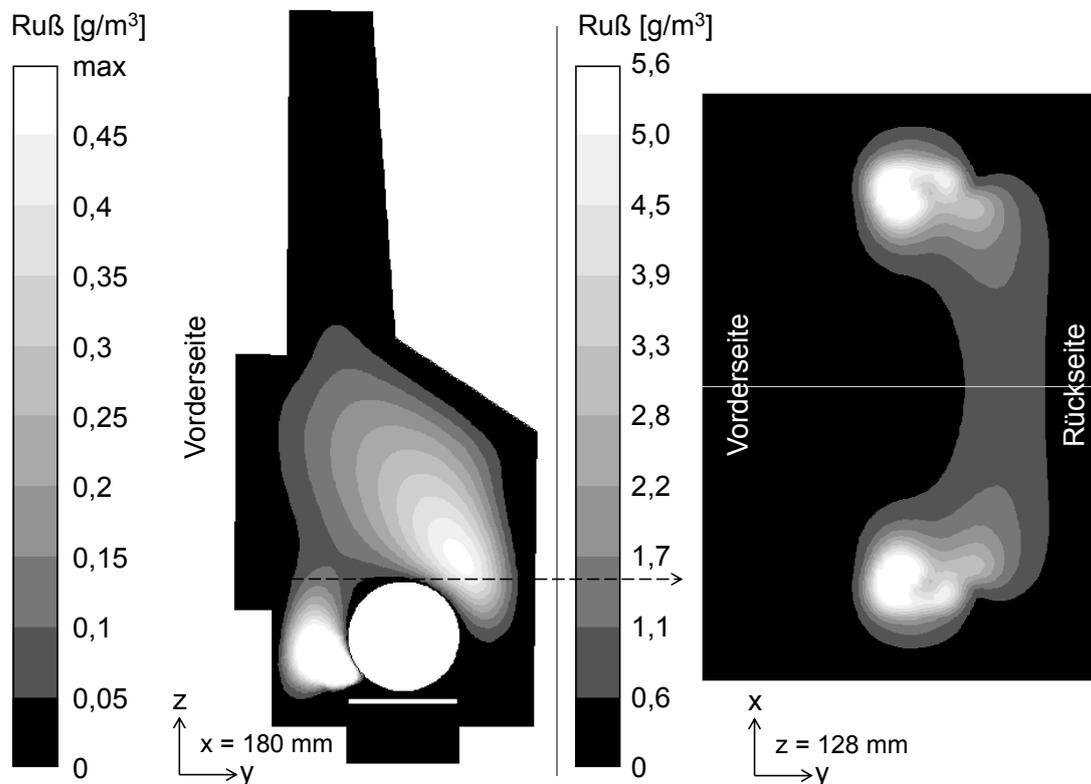


Abbildung 4.6: Rußverteilung in der Brennkammer der Stückholzfeuerung.

Schnitte:  $x = 180 \text{ mm}$ ,  $z = 128 \text{ mm}$

Wie in Abbildung 4.6 zu sehen ist, ergeben sich die höchsten Rußkonzentrationen im vorderen Bereich des Holzes und in der Flammenzone über dem Holz (linker Graph). Zusätzlich bilden sich im Bereich über dem Holzzylinder, oberhalb der Kanten des Holzes (Anfang und Ende des Briketts), lokal hohe Rußkonzentrationen. In diesen Bereichen herrscht bei hohen Temperaturen ein Überschuss der brennbaren Gase ( $\text{CH}_4$  und  $\text{CO}$ ), wodurch sich Ruß bilden kann. In Anhang A2 ist der Zusammenhang zwischen Brennstoffangebot, Temperaturverteilung und Rußbildung dargestellt.

Die berechnete Rußverteilung ist plausibel und stimmt mit den während den Versuchen gesammelten visuellen Beobachtungen überein. Über das Flammenleuchten und deutlich sichtbare Rußstrahlen im Bereich der Kanten des Holzbriketts kann die intensive Rußbildung in diesen Gebieten bestätigt werden.

Eine messtechnische Evaluierung der berechneten Rußverteilung ist aufgrund der instationären Bedingungen und der lokalen Fluktuationen in einer Stückholzfeuerung sehr aufwändig. Darüber hinaus müssen die Bildung und der Abbrand des Rußes simultan an verschiedenen Messpunkten innerhalb der Brennkammer erfasst werden. Dies führt zu einem kaum zu bewältigenden messtechnischen Aufwand.

Daher beschränken sich bisherige Untersuchungen auf vereinfachte Feuerungen unter Laborbedingungen: *Lee et al.* [35] messen im brennstoffreichen Teil der Flamme einer Labor-Holzfeuerung maximale Rußkonzentrationen von bis zu  $1,3 \text{ g/m}^3$ , was gut mit den über das CFD-Modell berechneten Rußkonzentrationen übereinstimmt. Im mageren Bereich der Flamme messen *Lee et al.* und *Bankston et al.* [132] um ca. zwei Größenordnungen niedrigere Rußkonzentrationen ( $0,01 - 0,07 \text{ g/m}^3$ ), was sich ebenfalls gut mit den Modellvorhersagen deckt. Sehr gut deckt sich der berechnete Höchstwert von  $5,6 \text{ g/m}^3$  auch mit dem von *Huttunen* [58] publizierten Wert von  $5 \text{ g/m}^3$  in einer vergleichbaren Stückholzfeuerung.

Auf Grundlage dieser Erkenntnisse kann davon ausgegangen werden, dass die berechneten Konzentrationswerte für Ruß in der für eine Stückholzfeuerung charakteristischen Größenordnung liegen.

Um den Einfluss der Rußmodellierung auf die Flammenstrahlung und die Temperaturverteilung in der Brennkammer zu charakterisieren, wurden Vergleichsrechnungen mit und ohne Berücksichtigung des Rußes durchgeführt. In Abbildung 4.7 sind die entsprechenden Strahlungsverhältnisse in der simulierten Stückholzfeuerung dargestellt. In der linken Darstellung ist Ruß berücksichtigt, in der rechten nicht.

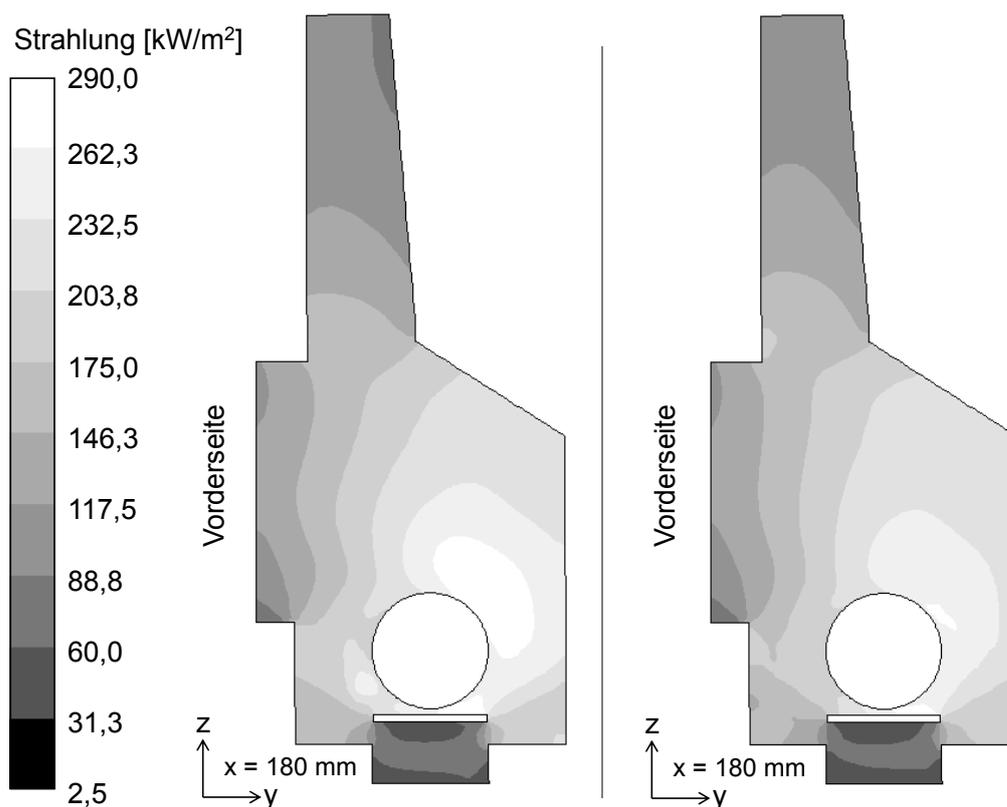


Abbildung 4.7: Gesamtstrahlung in der Brennkammer der Stückholzfeuerung mit (links) und ohne (rechts) Berücksichtigung des Rußes.  
Schnitt:  $x = 180 \text{ mm}$

Wie in Abbildung 4.7 zu erkennen ist, hat die Berücksichtigung des Rußes einen Einfluss auf das Strahlungsverhalten in der Flammenzone. Wird der Ruß bei der Berechnung berücksichtigt, strahlt die Flamme im Bereich der Flammenzone stärker (linker Graph). Wird hingegen der Ruß nicht mitmodelliert, beruhen die Strahlungseffekte allein auf der Gasstrahlung (rechter Graph).

In Abbildung 4.8 ist die Auswirkung der Rußmodellierung auf die Temperaturverteilung aufgezeigt. Dargestellt ist das Temperaturprofil für eine Berechnung mit (links) und ohne Ruß (rechts).

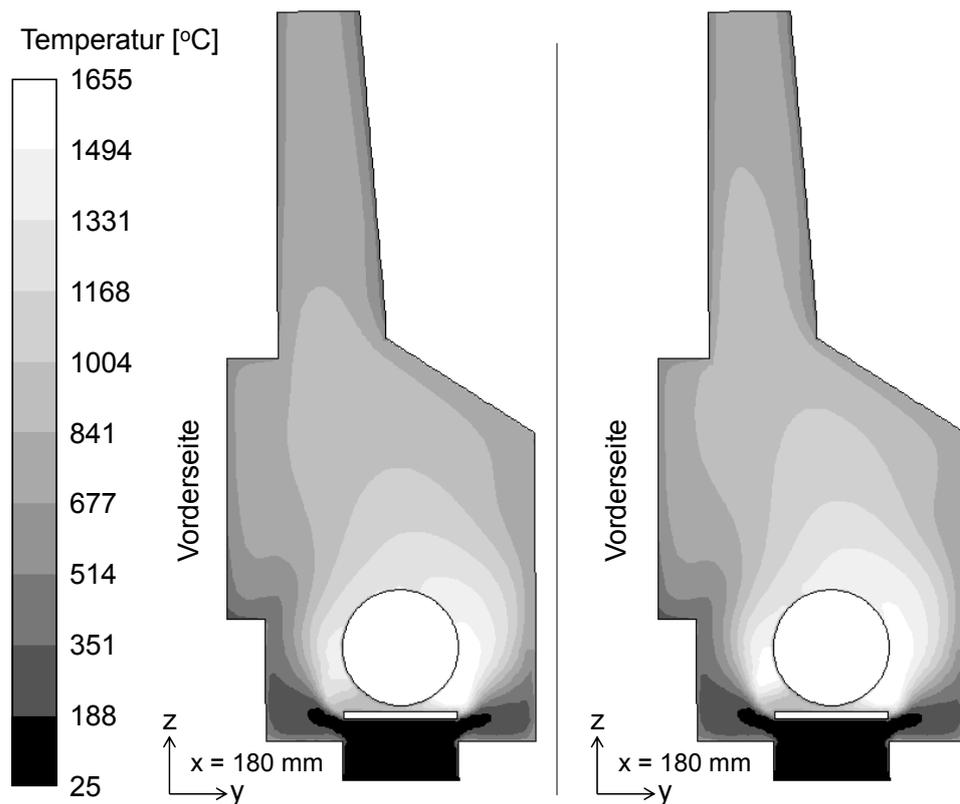


Abbildung 4.8: Temperaturverteilung in der Brennkammer der Stückholzfeuerung mit (links) und ohne (rechts) Berücksichtigung des Rußes.  
Schnitt:  $x = 180 \text{ mm}$

Der in Abbildung 4.8 dargestellte Einfluss der Rußmodellierung auf die Temperaturverteilung innerhalb der Brennkammer ist plausibel. In der Nähe des Holzes ist die berechnete Flammentemperatur bei einer nicht berücksichtigten Rußberechnung höher (rechter Graph). Deutlich wird dieser Zusammenhang in den Bereichen mit der höchsten Rußkonzentration, links unterhalb und rechts oberhalb des Holzes (vgl. Abbildung 4.6). Die Temperaturen sind in der mit dem Rußmodell durchgeführten Berechnung signifikant geringer.

Um den Effekt der Rußmodellierung zu quantifizieren, ist in Abbildung 4.9 deren Einfluss auf die Flammenstrahlung und die Temperatur dargestellt. Dazu wird entlang der Hauptströmungsrichtung für drei verschiedene Höhen ein mittlerer Wert parallel zur  $x$ -Achse ermittelt. Die untere Position befindet sich bei  $z = 128 \text{ mm}$  und  $y = 105 \text{ mm}$  mittig, 10 mm über dem Holzbrikett. Entlang der Strömungsrichtung sind in Richtung des Auslasses eine mittlere bei  $z = 213 \text{ mm}$  und  $y = 75 \text{ mm}$  und eine obere Position bei  $z = 288 \text{ mm}$  und  $y = 50 \text{ mm}$  dargestellt.

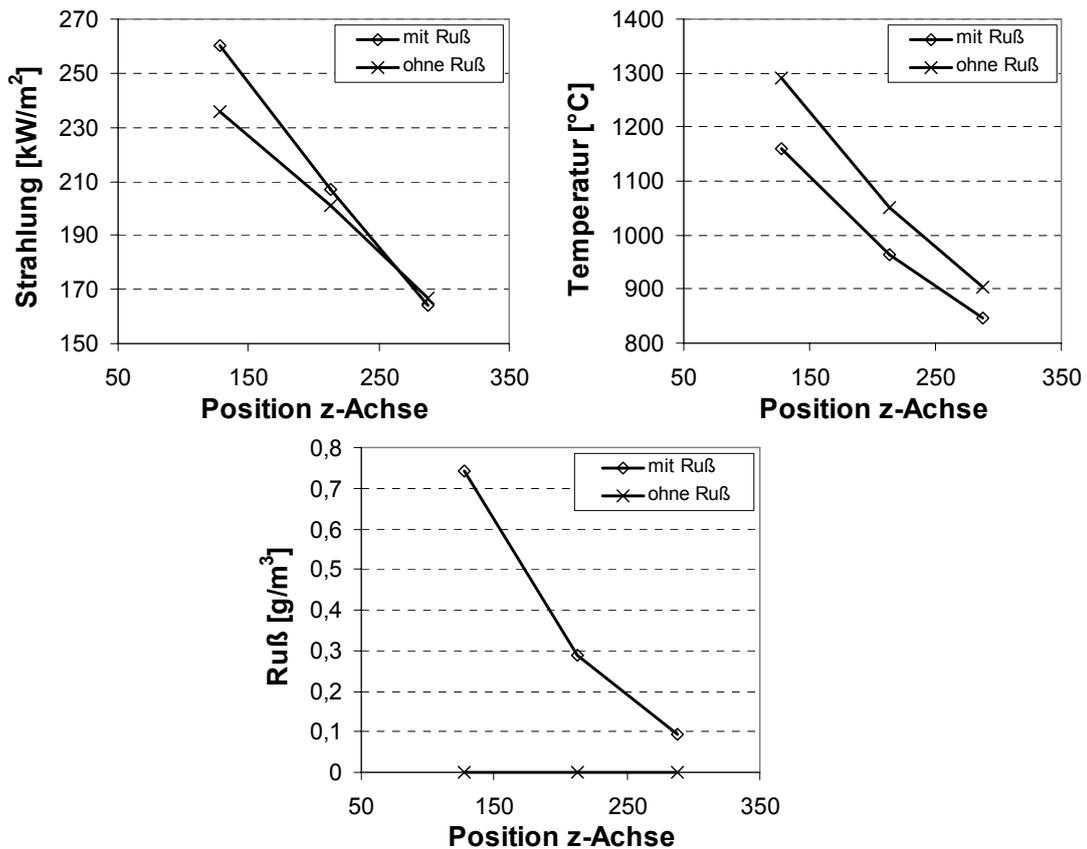


Abbildung 4.9: Simulierte Gesamtstrahlung, Temperatur und Rußkonzentration mit und ohne Berücksichtigung des Rußmodells. Für verschiedene Höhenpositionen in Richtung der Strömungsrichtung. Werte als Mittelwerte zur x-Achse

Dicht über dem Holz, im Bereich hoher Temperatur und bei Brennstoffüberschuss, bildet sich viel Ruß ( $0,74 \text{ g/m}^3$ ), welcher mit zunehmendem Verbrennungsfortschritt bzw. zunehmender Höhe größtenteils wieder verbrennt. Die Flammenstrahlung erreicht in den Zonen hoher Rußkonzentration einen Wert von  $267 \text{ kW/m}^2$ , wohingegen bei einer Nicht-Berücksichtigung des Rußes ein niedrigerer Strahlungswert von  $234 \text{ kW/m}^2$  erreicht wird. Mit zunehmender Höhe (z-Achse) ergibt sich für die Berechnung ohne Ruß eine ebenso starke Flammenstrahlung wie für die Berechnung mit Ruß. Ursache dafür ist die in der Höhe abnehmende Rußkonzentration und damit der reduzierte Strahlungseinfluss des Rußes.

Beim Vergleich der Flammentemperaturen der Rechnungen mit bzw. ohne Ruß ist der Einfluss des Rußes ebenfalls ersichtlich. In der Zone hoher Rußkonzentration liegt die Flammentemperatur der mit dem Rußmodell durchgeführten Rechnung bis zu  $140 \text{ °C}$  niedriger als ohne Ruß.

## 5 Messtechnische Untersuchung einer Stückholzfeuerung

Die messtechnischen Untersuchungen der Stückholzfeuerung wurde im Hinblick auf den gewählten Modellierungsansatz so abgestimmt, dass eine Vergleichbarkeit der Rechenergebnissen mit den Messdaten möglich ist. Hierfür wurden die Evaluierungsmessungen in zwei Messblöcke unterteilt: Der erste Block besteht aus in situ-Messungen innerhalb der Stückholzfeuerung, der zweite Block aus der Untersuchung des Emissionsverhaltens für unterschiedliche Betriebsweisen der Feuerung.

In Kapitel 5.1 werden die in der Flammenzone durchgeführten Temperaturmessungen und die laserabsorptionsspektroskopischen Konzentrationsmessungen der Spezies beschrieben (Messblock 1). Anschließend wird in Kapitel 5.2 das Emissionsverhalten der Stückholzfeuerung für unterschiedliche Luftpfeinstäubungsbedingungen untersucht (Messblock 2). Die Daten des zweiten Messblocks werden mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung ausgewertet. Die Ergebnisse beider Messblöcke werden für die in Kapitel 6 durchgeführten Evaluierung der CFD-Modellrechnungen verwendet.

### 5.1 In situ-Messung der Gasphasenspezies und der Temperatur

Wie in Kapitel 4.1.2 ausgeführt, stellt die über das Brenngasfreisetzungmodell berechnete Zusammensetzung der unter Verbrennungsbedingungen entweichenden Holzgasungsprodukte eine wichtige Randbedingung für die CFD-Berechnung dar. Da die Umsetzung von Stückholz derzeit nicht über ein allgemeingültiges physikalisches Modell zweifelsfrei beschrieben werden kann, wird die Gültigkeit des verwendeten Modells von *Thunman et al.* (Kapitel 4.1.2) an der in dieser Arbeit verwendeten Stückholzfeuerung messtechnisch untersucht. Darüber hinaus werden die Spezieskonzentrationen und die Temperaturen in der Flammenzone der Stückholzfeuerung bestimmt. Dadurch können die Vorhersagen des CFD-Modells überprüft werden (Kapitel 6).

Die Erfassung der Spezieszusammensetzung in der Flammenzone der Stückholzfeuerung ist sehr aufwändig und stellt hohe Anforderungen an die Messtechnik. Diese sind im Wesentlichen:

- Eine hohe zeitliche Auflösung.

- Erfassung des Konzentrationsbereiches über mehrere Größenordnungen hinweg.
- Ein räumlich auflösendes, nicht-invasives Messprinzip, um den Verbrennungsprozess nicht zu beeinflussen.

Als Nachweisverfahren für die Gaszusammensetzung kommt die diodenlasergestützte Absorptionsspektroskopie zum Einsatz. Dieses Verfahren erfüllt alle Anforderungen an die Messtechnik und konnte im Vergleich zu anderen optischen Methoden trotz der hohen Rußkonzentrationen in der Flamme der Stückholzfeuerung erfolgreich für die Spezies CO und CH<sub>4</sub> eingesetzt werden [133][134]. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird nicht näher auf das Messprinzip der diodenlasergestützten Absorptionsspektroskopie eingegangen und auf die Literatur [135] bis [144] verwiesen.

Zur Evaluierung der durch das Modell vorhergesagten Temperaturverteilung wurden Temperaturmessungen im Feuerraum durchgeführt. Dazu wurden Thermoelemente in die Stückholzfeuerung eingebracht.

Die Messungen wurden in Kooperation mit der Universität Heidelberg am Physikalisch-Chemischen Institut (PCI) durchgeführt.

### **5.1.1 Messungen am PCI**

Die Vorgehensweise bei den Messungen und deren Ergebnisse sind im Folgenden beschrieben.

#### **5.1.1.1 Versuchsaufbau am PCI**

Der Prüfstand für die Messung der Spezieszusammensetzung und der Temperaturverteilung in der Stückholzfeuerung bestand aus folgenden Komponenten (Abbildung 5.1):

1. Aus einer mit optischen Zugängen versehenen Stückholzfeuerung.
2. Dem Abgassystem mit Zugbegrenzer für einen geregelten Abgasunterdruck von 12 Pa.
3. Einem Rauchgasanalysegerät für O<sub>2</sub>, CO, CO<sub>2</sub> mit Rauchgastemperaturerfassung.
4. Dem Diodenlaser und den Fotodioden.
5. Den Thermoelementen zur Erfassung der Gastemperatur in der Brennkammer.

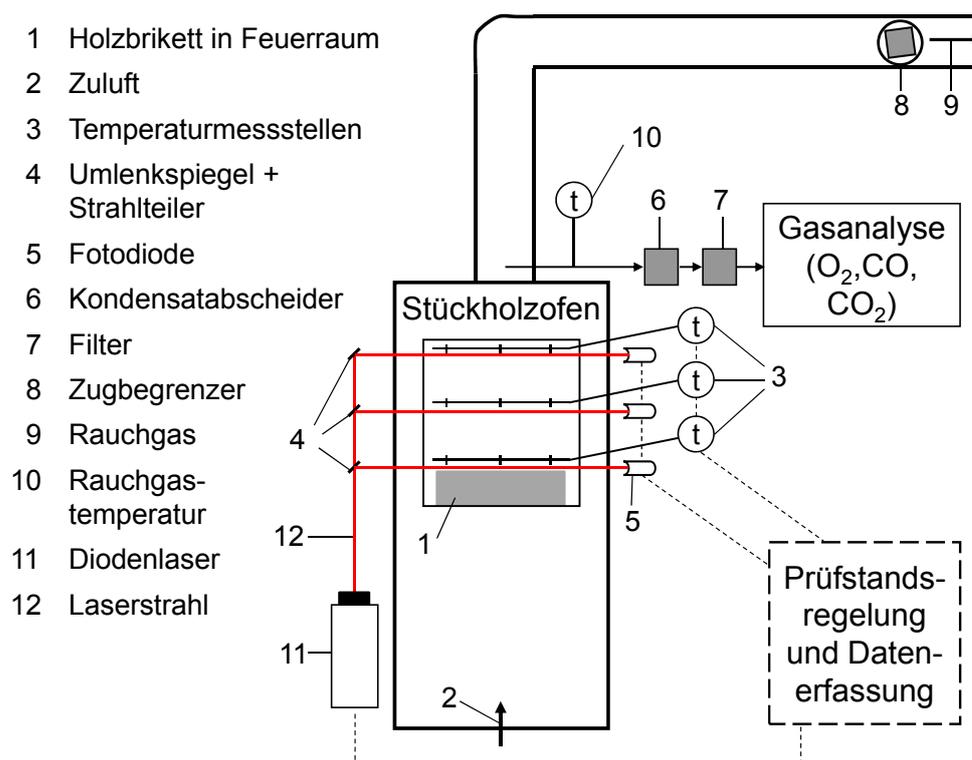


Abbildung 5.1: Prinzipieller Aufbau des Prüfstands für die Messungen an der Universität Heidelberg (frontale Ansicht)

Die verwendete Messtechnik ist in Tabelle 5.1 aufgeführt. Neben den in situ-Messungen der Spezies und der Temperatur wurden im Rauchgas die Abgastemperatur und die CO-, CO<sub>2</sub>- und O<sub>2</sub>-Konzentrationen bestimmt. Alle Messgrößen wurden kontinuierlich erfasst.

Tabelle 5.1: Messtechnik an der Universität Heidelberg (Messblock 1)

Hersteller, Messgerätetyp	Messbereich
CO-Laser: DFB-Laser, Nanoplus	$\lambda = 2313 \text{ nm}$ , Nachweisgrenze: 16 - 183 ppm * m
CH <sub>4</sub> -Laser: NEL - NLK1U5E1AA	$\lambda = 1652,77 \text{ nm}$ , Nachweisgrenze: 13 - 220 ppm * m
Abgasmesskoffer, rbr Messtechnik GmbH, ecom J2KN	O <sub>2</sub> : 0 - 21 vol% CO: 0 - 3000 ppm und 3000 - 63000 ppm CO <sub>2</sub> : berechnet Temperatur: 0 - 500 °C (NiCr/Ni)

Die untersuchte Stückholzfeuerung war ein Standard-Kaminofen mit Naturzug (vgl. Anhang A3). Der Ofen hat die Abmessungen von 1210 x 470 x 400 (Höhe, Breite, Tiefe in mm), eine Nennwärmeleistung von 8 kW und wiegt ca. 160 kg. Die Brennkammer hat die Abmessungen 300 x 360 x 240 (Höhe, Breite, Tiefe in mm). Der Aufbau der Brennkammer ist mit der Modellgeometrie identisch (vgl. Skizze in Abbildung 4.2).

Die Konzentrationsbestimmung der Spezies in der Stückholzfeuerung mittels Laserabsorptionsspektroskopie erfordert eine direkte Durchstrahlung der Brennkammer. Hierfür wurden optische Zugänge zur Brennkammer gelegt. Die Zugangsstutzen, welche in die Brennkammerwände integriert wurden, sind mit IR-transmittierenden Saphirfenstern versehen. Die Fenster wurden mit vorgewärmtem Stickstoff kontinuierlich gespült, wodurch eine Beeinträchtigung des Laserstrahls durch Rußanlagerung auf der Scheibe verhindert wurde.

#### **5.1.1.2 Versuchsplanung der Messungen am PCI**

Zum Abgleich der Ergebnisse aus dem durch *Thunman et al.* (Kapitel 4.1.2) entwickelten Brenngasfreisetzungmodell werden die Konzentrationen der aus dem Holz unter Verbrennungsbedingungen entweichenden Spezies CO und CH<sub>4</sub> in der in dieser Arbeit untersuchten Stückholzfeuerung bestimmt. Diese beiden Gase stellen in der Hauptausbrandphase einer Stückholzfeuerung den größten Anteil (> 90 %) der aus dem Holz freigesetzten brennbaren Gase dar [16] (vgl. Tabelle 4.2). Zu deren messtechnischen Erfassung wurde ein Laserstrahl mittig entlang der x-Achse in einem Abstand von 10 mm über dem Holz platziert. Dieser Abstand zum Holz stellt sicher, dass der Laserstrahl nicht durch das sich bei seiner thermischen Umsetzung ausdehnende Holzbrikett unterbrochen wird. Des Weiteren wurden zwei weitere Messachsen in einer mittigen und einer oberen Position in der Brennkammer realisiert. Dadurch war es möglich, simultan die CO-Konzentration in der Flammenzone bzw. in der Hauptströmungsrichtung zu messen. In Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2 sind die Messachsen der Laserstrahlen schematisch dargestellt.

Die Temperaturmessung erfolgte punktuell über jeweils drei entlang einer jeden Lasermessachse angebrachte Thermoelemente (in x-Richtung, senkrecht zur Zeichenebene von Abbildung 5.2, vgl. auch Abbildung 5.1). Damit die Thermoelemente nicht in die Messachse des Lasers gelangen, wurden diese in einem Abstand von 10 mm über dem jeweiligen Laserstrahl positioniert.

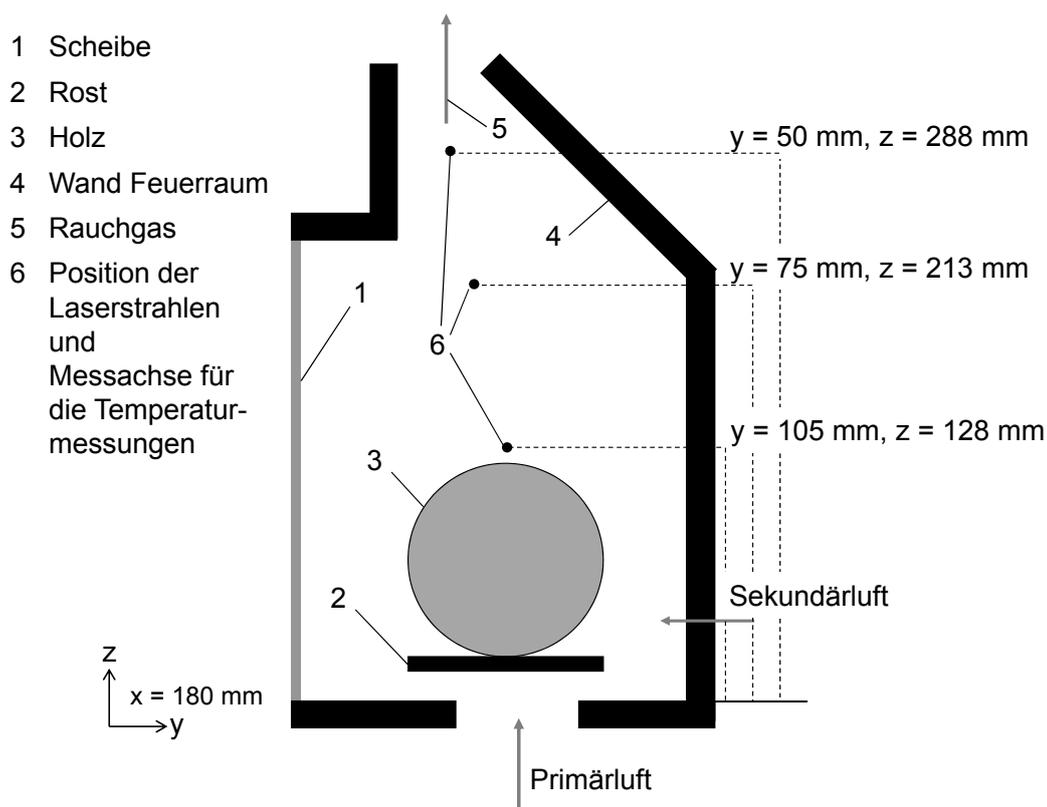


Abbildung 5.2: Position der Laserstrahlen in der Brennkammer der Stückholzfeuerung

Aus Gründen des Aufwands und der Kosten war die Anzahl der durchgeführten Messungen begrenzt. Insgesamt wurden fünf Versuche zur simultanen Bestimmung der CO-Konzentrationen in den beschriebenen Höhen und zwei Versuche zur Konzentrationserfassung des Methans über dem Holzbrikett durchgeführt.

### 5.1.1.3 Versuchsdurchführung der Messungen am PCI

Die Stückholzfeuerung mit Naturzug wurde nach Herstellervorgaben betrieben. Die Befuerung des Ofens erfolgte mit zylinderförmigen Holzbriketts aus gepresstem Laubholz (Abbildung 5.3). Jedes Holzbrikett wog ca. 2,15 kg und hatte die Abmessungen von 260 x 90 (Länge, Durchmesser in mm). Die Briketts hatten ein geringes gleichmäßiges Ausdehnungsverhalten während des Abbrandes - in der Länge ca. 60 mm und radial ca. 5 mm. Dadurch war sichergestellt, dass sich das Holz nicht in die Lasermessachse hinein ausdehnt. Für alle in der vorliegenden Arbeit beschriebenen Versuche wurden die Holzbriketts derselben Charge verwendet.

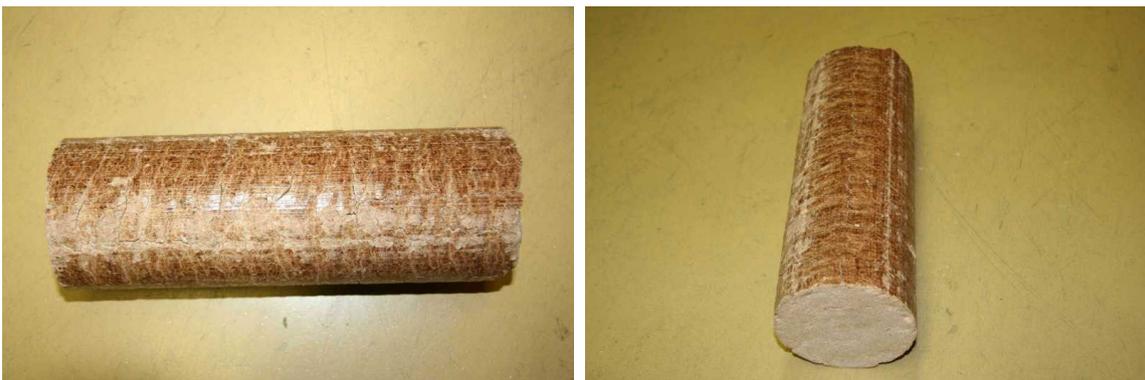


Abbildung 5.3: verwendete Holzbriketts

Vor dem Beginn der Messungen wurde der Ofen mit ca. 2 kg Holz angeheizt. War das Holz weitgehend abgebrannt, wurde die Glut gleichmäßig verteilt. Erreichte die Sauerstoffkonzentration im Rauchgas einen Wert von 17,5 vol%, wurde durch Nachlegen eines neuen Holzbriketts der Versuch gestartet. Das Holz wurde in mittlerer Position, parallel zur Rückwand des Feuerraums, auf dem Rost platziert. Dadurch stimmte seine Lage in der Stückholzfeuerung mit der Position der Holzgeometrie im CFD-Modell überein (vgl. Abbildung 4.2). Das jeweilige Versuchsende wurde bei einer Sauerstoffkonzentration von 17 vol% (ca. 4 vol% CO<sub>2</sub>) im Rauchgas festgesetzt.

### 5.1.2 Temperaturverteilung

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der in situ-Messungen der Temperatur beschrieben. Die Signale der entlang eines jeden Laserstrahls platzierten Thermoelemente werden für jede Messachse gemittelt. In Abbildung 5.4 sind die Temperaturverläufe an den unterschiedlichen Messachsen für einen Abbrand dargestellt. Die Temperaturmessungen wurden mit einer vom PCI mitentwickelten Software strahlungskorrigiert [133][134].

Wie in Abbildung 5.4 zu erkennen ist, sind die Temperaturen knapp über dem Holz (untere Messachse) mit ca. 1000 °C höher als in der Mitte (mittlere Messachse) und am Auslass (obere Messachse) der Brennkammer (ca. 900 °C bzw. 850 °C). Im Bereich zwischen Minute 30 bis 35 steigen die an der mittleren und oberen Messachse gemessenen Temperaturen an. Gleiches geschieht an der unteren Messachse zwischen Minute 40 und 50, während an der mittleren und unteren Messachse die Temperaturen bereits wieder abnehmen. Dieses Verhalten ist auf das inhomogene Abbrandverhalten

des Holzes zurückzuführen, wodurch die Position der Flamme variieren und diese die Thermoelemente unterschiedlich intensiv treffen kann.

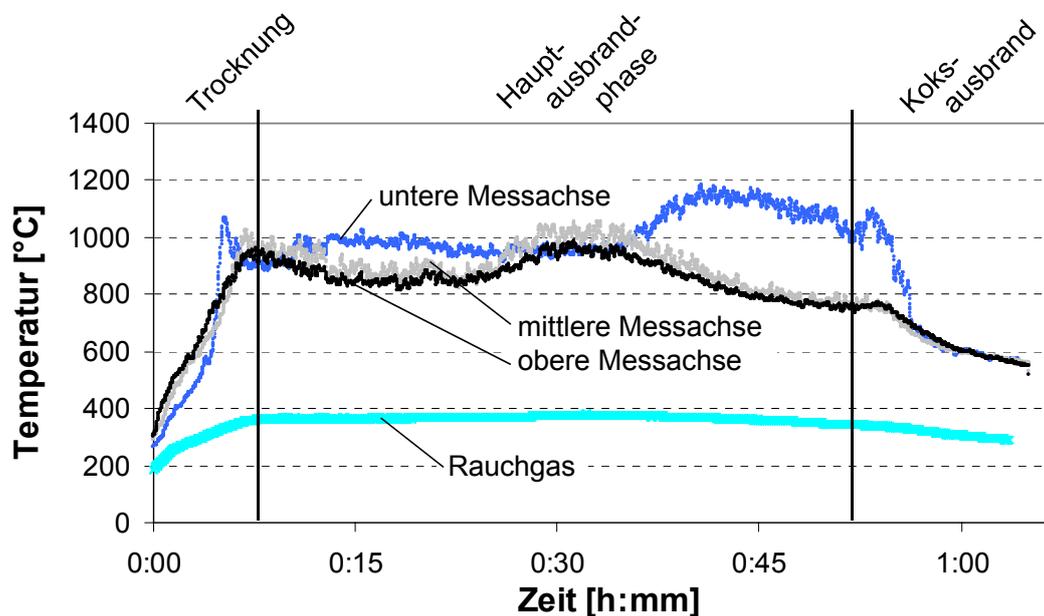


Abbildung 5.4: Temperaturverläufe für die untere, mittlere und obere Messachse sowie der Rauchgastemperatur für einen Abbrand in der Stückholzfeuerung

In Tabelle 5.2 sind die über die Hauptausbrandphase der Stückholzfeuerung gemittelten Temperaturen für die drei verschiedenen Messachsen sowie die Rauchgastemperatur dargestellt.

Tabelle 5.2: mittlere Temperaturen und Standardabweichungen (STW) entlang der Messachsen sowie die Rauchgastemperaturen für die Hauptausbrandphase der einzelnen Abbrände in der Stückholzfeuerung

Messung / Messachse	unten	Mitte	oben	Rauchgas
Abbrand 1 Temp. [°C]	1011	898	861	373
Abbrand 2 Temp. [°C]	991	937	956	382
Abbrand 3 Temp. [°C]	1003	833	909	375
Abbrand 4 Temp. [°C]	1015	998	972	368
Abbrand 5 Temp. [°C]	1037	844	937	374
mittlere Temp. [°C]	1011	902	927	374
STW [°C]	17	68	44	5
STW [%] (Bezug Mittelwert)	1,7	7,6	4,7	1,3

Aus Tabelle 5.2 ist zu entnehmen, dass die mittlere Temperatur in der Nähe der Holzoberfläche bei 1011 °C liegt. In Richtung des Auslasses der Brennkammer nehmen die Temperaturen um ca. 100 °C ab, was das in Abbildung 5.4 dargestellte Verhalten widerspiegelt. Auffällig ist, dass die mittlere Temperatur der oberen Messachse mit einem Wert von 927 °C über dem Wert der mittleren Messachse mit 902 °C liegt. Darüber hinaus ist die Streuung der Einzelwerte um den Mittelwert mit einer Standardabweichung von 7,6 % an der mittleren Messachse am größten. Eine mögliche Ursache der in diesem Bereich auftretenden Fluktuationen innerhalb der Flamme könnte die Sekundärluftzumischung sein. Dies hat zur Folge, dass aufgrund der Instationarität der Verbrennung die Messachse nicht zu jedem Zeitpunkt mittig in der Kernströmung und in Bereichen mit großen örtlichen Ungleichverteilungen von Brennstoff und Oxidationsmittel (Strahlen) liegt. Diese Effekte haben an den beiden anderen Messachsen einen geringeren Einfluss. Im Falle der unteren Messachse ist aufgrund des hohen Brennstoffüberschusses die Verbrennung weniger intensiv und gleichmäßiger; im Falle der oberen Messachse ist die Verbrennung nahezu abgeschlossen.

### 5.1.3 Speziesverteilung

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der mit Hilfe der diodenlasergestützten Absorptionsspektroskopie durchgeführten in situ-Messungen der Spezies CO und CH<sub>4</sub> beschrieben. Die Lasermessung liefert einen absoluten Konzentrationswert in vol%, integral entlang der optischen Achse des Laserstrahls. Die Messunsicherheit beträgt ca. 2 % [133][134].

In Abbildung 5.5 sind die Ergebnisse der simultanen CO-Konzentrationsmessungen für einen Abbrand dargestellt: Direkt über dem Holz werden zu Beginn des Abbrands (Minute 5) an der unteren Lasermessachse hohe CO-Konzentrationen von bis zu 4,5 vol% ermittelt. Diese fallen bis zum Ende des Abbrands auf einen Wert von ca. 1 vol% ab. Im Bereich dicht über dem Holz herrscht starker Brennstoffüberschuss, da die Zeit zur Vermischung und zur Reaktion von Luftsauerstoff und Holzgasungsprodukten aufgrund des geringen Abstands zum Holz nicht ausreicht. Die an der mittleren und oberen Messachse ermittelten CO-Konzentrationen liegen um ein bis zwei Größenordnungen niedriger als die CO-Konzentrationen an der unteren Messachse. Der CO-Ausbrand ist deutlich weiter fortgeschritten. Auffällig ist, dass die an der mittleren Messachse erfassten CO-Konzentrationen im Vergleich zu den an der oberen Messachse gemessenen Werten über den Abbrand hinweg stärker streuen. Dies kann, wie in Kapitel 5.1.2 ausgeführt, auf Fluktuationen in der Flamme zurückgeführt werden.

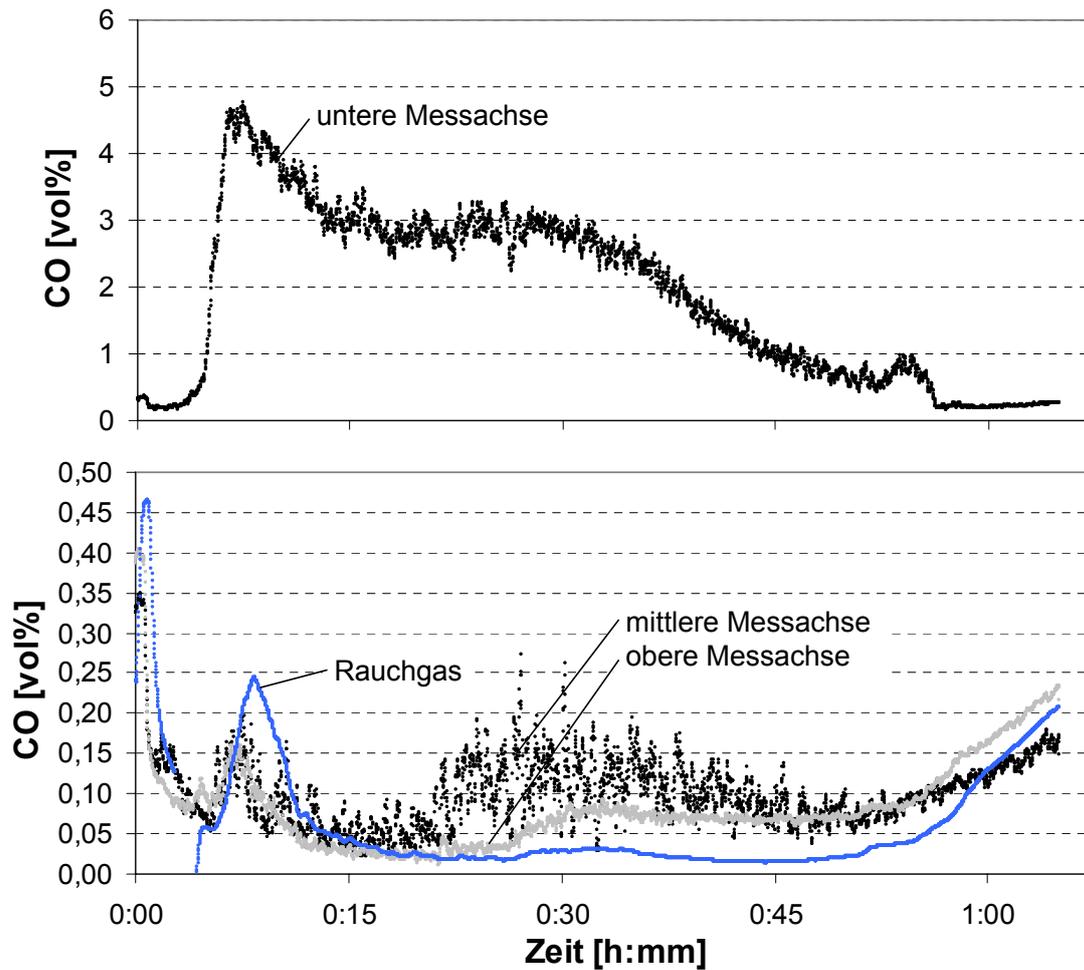


Abbildung 5.5: Verläufe der CO-Konzentrationen für die untere, mittlere und obere Messachse und im Rauchgas für einen Abbrand in der Stückholzfeuerung

Die über das extraktiv arbeitende Abgasanalysegerät ermittelte CO-Konzentration im Rauchgas stimmt qualitativ sehr gut mit den Verläufen der Lasermessungen überein. Ein quantitativer Vergleich der Messergebnisse ist aufgrund der unterschiedlichen Aussagekraft und Genauigkeit der Daten nur eingeschränkt möglich. Während die Werte bei den Lasermessungen integral entlang der Achse erfasst werden, handelt es sich bei der extraktiven Rauchgasmessung um eine Punktmessung in der Kernströmung des Abgasrohrs. Darüber hinaus wird das Rauchgas zur Analyse aufbereitet (Trocknung), wohingegen die Lasermessung einen absoluten Wert im feuchten Gas liefert.

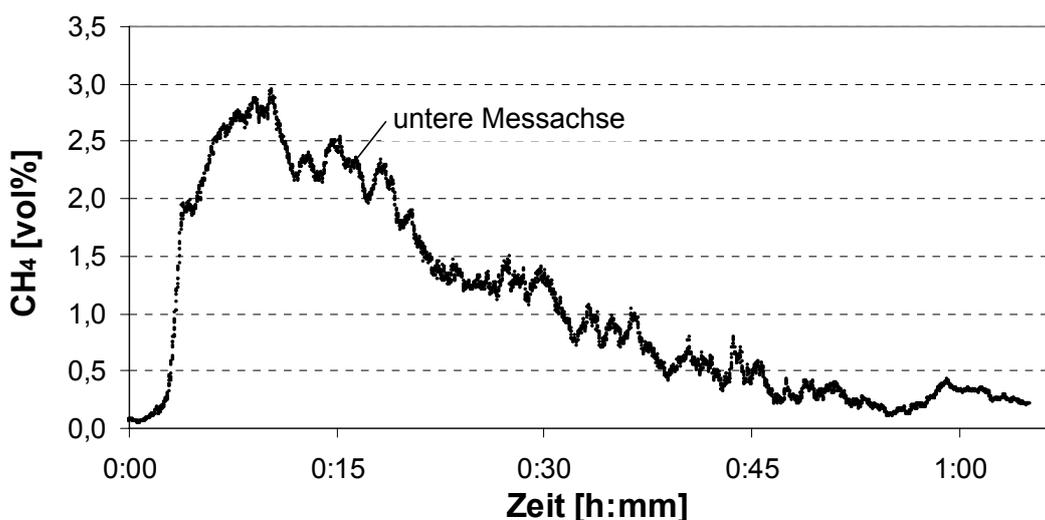


Abbildung 5.6.: Verlauf der CH<sub>4</sub>-Konzentrationen für die untere Messachse über einen Abbrand in der Stückholzfeuerung

In Abbildung 5.6 ist der Verlauf der CH<sub>4</sub>-Konzentration für die Messung an der unteren Messachse dicht über dem Holz dargestellt. Vergleichbar zu dem Verlauf der CO-Konzentrationen in derselben Position, ergeben sich zu Beginn des Abbrands hohe CH<sub>4</sub>-Konzentrationen von bis zu 3 vol%. Die CH<sub>4</sub>-Konzentration fällt dann bis zum Ende des Abbrands auf einen Wert von ca. 0,25 vol%.

Tabelle 5.3.: Mittlere CO-Konzentrationen und Standardabweichungen (STW) sowie die CH<sub>4</sub>-Konzentration entlang der Messachsen für die Hauptausbrandphase der einzelnen Abbrände innerhalb der Stückholzfeuerung

Messung / Messachse	unten	Mitte	oben	Rauchgas
Abbrand 1 CO [vol%]	2,311	0,090	0,056	0,023
Abbrand 2 CO [vol%]	4,145	0,063	0,067	0,021
Abbrand 3 CO [vol%]	2,940	0,071	0,149	0,057
Abbrand 4 CO [vol%]	3,870	0,103	0,082	0,037
Abbrand 5 CO [vol%]	2,946	0,068	0,122	0,143
Mittelwert CO [vol%]	3,242	0,079	0,095	0,056
STW <sub>CO</sub> [vol%]	0,751	0,017	0,039	0,088
STW <sub>CO</sub> [%] (Bezug Mittelwert)	23,1	21,4	41,1	89,8
Abbrand 6 CH <sub>4</sub> [vol%]	1,545			

Tabelle 5.3 zeigt die über die Hauptausbrandphase der Stückholzfeuerung gemittelten CO-Konzentrationen für die drei Messachsen sowie die CH<sub>4</sub>-Konzentration an der unteren Messachse. Zusätzlich sind die CO-Konzentrationen im Rauchgas angegeben.

Der Mittelwert der CO-Konzentration an der unteren Messachse über dem Holz beträgt ca. 3,2 vol%. Die CO-Konzentration liegt an der mittleren Messachse mit einem Wert von 0,079 vol% und an der oberen Messachse mit einem Wert von 0,095 vol% um zwei Größenordnungen niedriger. Tendenziell werden leicht höhere CO-Konzentrationen an der oberen Position gemessen. Dies ist auf die inhomogene Verbrennung und die Fluktuationen in der Flamme zurückzuführen (Standardabweichung  $STW_{CO}$  bei ca. 0,088 vol%).

Für CH<sub>4</sub> ergibt sich für die Hauptausbrandphase eine mittlere Konzentration von ca. 1,6 vol% über dem Holz.

## 5.2 Emissionsverhalten der Stückholzfeuerung

Wie in Kapitel 2 ausgeführt, haben hohe Schadstoffemissionen aus Stückholzfeuerungen bei ausreichend hohen Temperaturen ihre wesentliche Ursache in einer unzureichenden Vermischung des Luftsauerstoffs mit den brennbaren Gasen. Um diesen Effekt zu untersuchen, wird in diesem zweiten Block der messtechnischen Untersuchung der Stückholzfeuerung der Verbrennungsprozess durch Variation der Zuluftströme (Menge, Verhältnis, Position) beeinflusst und die jeweiligen emissionsseitigen Auswirkungen erfasst. Die so durchgeführten Beeinflussungen des Verbrennungsprozesses in der Stückholzfeuerung werden mit den CFD-Modellberechnungen verglichen (Kapitel 6), um dessen Verhalten für unterschiedliche Betriebszustände zu bewerten. Die dafür notwendigen Versuche und deren Ergebnisse sind in diesem Kapitel beschrieben. Dazu wird zu Beginn des Kapitels die Vorgehensweise bei den Messungen dargelegt (Kapitel 5.2.1), anschließend werden die Ergebnisse dargestellt (Kapitel 5.2.2 bis 5.2.5) und in Kapitel 5.2.6 wird die Auswertung und Aufarbeitung der Messungen im Hinblick auf die Evaluierung des CFD-Modells erläutert.

Die Stückholzfeuerung ist baugleich zu dem in Kapitel 5.1 beschriebenen Ofen. Dieser wurde für die Evaluierungsversuche so modifiziert, dass dieselben Randbedingungen wie für das CFD-Modell gelten. Dafür wurde die im Originalzustand vorgesehene Scheibenspülung deaktiviert. Weitere Modifikationen waren: die Abdichtung der Brennkammer, der Umbau der Luftzuführung für die Zuluftversorgung über Massendurchflussregler (MFC) und die Entkopplung des Stückholzofens vom

Abgassystem zur gravimetrischen Erfassung des Brennstoffverbrauchs (Bild der Stückholzfeuerung: Anhang A3). Die Sekundärluft gelangt herstellerseitig in einer Höhe von 38 mm über der Bodenplatte rückseitig in die Brennkammer. Die rückseitige Platte lässt sich entnehmen und die Höhe der Sekundärluftzuführung über für die Versuche angepasste Vermiculitplatten variieren.

### **5.2.1 Versuchsaufbau, -planung und -durchführung**

Die Messungen wurden am Forschungsstandort Schwieberdingen der Robert Bosch GmbH durchgeführt. Die Vorgehensweise wird im Folgenden beschrieben.

#### **5.2.1.1 Versuchsaufbau**

Der Prüfstand für die emissionsseitigen Evaluierungsversuche bestand aus folgenden Komponenten (vgl. Abbildung 5.7):

1. Einer für die Versuche modifizierten Stückholzfeuerung.
2. Dem von der Stückholzfeuerung entkoppelten Abgassystem mit Zugbegrenzer für einen geregelten Abgasunterdruck von 12 Pa.
3. Der Zuluftversorgung, bestehend aus Massendurchflussreglern (MFC) für Primär- und Sekundärluft.
4. Einer Waage zur Erfassung des Brennstoffverbrauchs.
5. Der Gas- und Staubanalyse.
6. Einem Thermoelement zur Erfassung der Rauchgastemperatur.

Die verwendete Messtechnik und die Prüfgaskonzentrationen sind in Tabelle 5.4 aufgeführt. Es wurden andere Messgeräte als bei den Messungen am PCI (erster Messblock) verwendet. Alle Messgrößen wurden kontinuierlich erfasst.

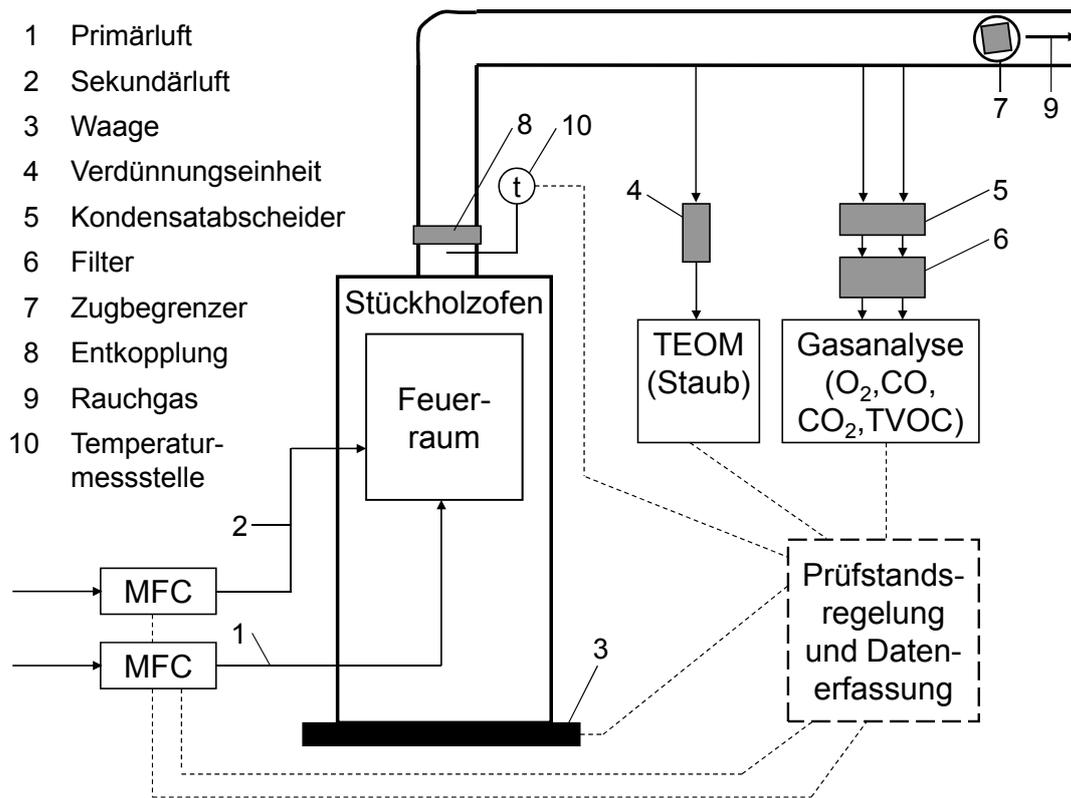


Abbildung 5.7: Prinzipieller Aufbau des Prüfstandes (frontale Ansicht)

Da das Staub- und Gasanalyse-System während der Messungen zeitweise sehr hohen Emissionskonzentrationen (Staub, CO, Wasser) ausgesetzt wurde, wurden zu dessen Schutz folgende Vorkehrungen getroffen: Für die Staubmessung mit dem TEOM (tapered element oscillating microbalance) [145][146] wurde das Rauchgas durch zwei in Reihe geschaltete Dekati-Verdüner um den Faktor 100 verdünnt. Die Rauchgaskomponenten O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO und TVOC (total volatile organic compounds) gelangten vor Eintritt in die Analysegeräte über beheizte Schläuche in eine Kondensatfalle und in eine Filtereinheit. Dabei wurde in Kauf genommen, dass in der Kondensatfalle höhere Kohlenwasserstoffe abgeschieden werden, was die TVOC-Messungen beeinflussen kann. Für die Evaluierung des CFD-Modells ist dieser Einfluss nicht relevant, was im Folgenden erläutert wird:

- Im CFD-Modell sind keine höheren Kohlenwasserstoffe berücksichtigt. Das Methan wird als Leitkomponente für die Kohlenwasserstoffe herangezogen. Methan kondensiert ab 111 K, ist nicht wasserlöslich und wird daher nicht in der Kondensatfalle abgeschieden.

- Der Anteil der leicht flüchtigen Komponenten an den Holzvergasungsprodukten überwiegt den Anteil der schwerflüchtigen Komponenten deutlich (vgl. Tabelle 4.2). Die leicht flüchtigen Kohlenwasserstoffe werden weniger stark in der Kondensatfalle abgeschieden (niedrige Siedetemperatur, geringe Wasserlöslichkeit). Der qualitative Verlauf der TVOC kann somit abgebildet werden.
- Zur Evaluierung des CFD-Modells wird das qualitative Emissionsverhalten bezüglich der Einflussfaktoren untersucht. Dieses ist mit dem beschriebenen System darzustellen, was durch Vorversuche bestätigt wurde.

Tabelle 5.4: Messtechnik (Messblock 2)

Messgröße (Messprinzip) Hersteller, Messgerätetyp	Messbereich	Prüfgaskonzentration**	Einheit
CO <sub>2</sub> (NDIR) Siemens, Ultramat 22P	0 - 20 vol%	9,9 vol% CO <sub>2</sub> in N <sub>2</sub>	vol%
CO (NDIR) Siemens, Ultramat 5E-2R	0 - 1000 ppm v/v 0 - 20 vol%	500 ppm v/v CO in N <sub>2</sub> 0,245 vol% CO in N <sub>2</sub>	ppm vol%
O <sub>2</sub> (Paramagnetismus) Siemens, Oxymat 5E	0 - 21 vol%	Luft (20,95 vol% O <sub>2</sub> )	vol%
TVOC (Flammenionisation)* Rosemount, Thermo FID ES	0 - 100000 mgC/m <sup>3</sup>	3300 ppm v/v C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> in N <sub>2</sub>	mgC/ m <sup>3</sup>
Staub PM <sub>10</sub> (TEOM) MLU, TEOM 1400a	5 µg/m <sup>3</sup> - ~ 5 g/m <sup>3</sup>	-	mg/m <sup>3</sup>
Gewicht (Kapazität) Mettler Toledo, IND 690	0 - 300 kg	Toleranz: 100 g	kg
Temperatur (Thermoelekt.) Thermocoax, Typ K	0 - 1000 °C	-	°C
Massendurchfluss (thermisch) Bronkhorst, El-Flow Series	0 - 36 m <sup>3</sup> /h	-	l/h
Verdünnung (Venturi) Dekati L7	Betriebsbed. 2 bar, 200 °C	-	-

\* Vor der Messung mit dem FID wird das Rauchgas durch den Kondensatabscheider, daraufhin durch einen Feinfilter geschickt (Diskussion der Vorgehensweise siehe oben). Gemessen wird die Summe der flüchtigen organischen Verbindungen (TVOC) im trockenen Rauchgas; es wird die Kohlenstoffmasse angegeben.

\*\* Überprüfung der Nullpunkte der Gasanalytoren mit Stickstoff 5.0.

### 5.2.1.2 Versuchsplanung

Das Ziel der in diesem Kapitel beschriebenen Versuche ist der Vergleich unterschiedlicher Betriebsweisen der Feuerung mit dem durch das CFD-Modell vorhergesagten Verhalten. Dadurch kann prinzipiell bewertet werden, inwieweit das stationäre CFD-Modell unterschiedliche Einstellungen der Stückholzfeuerungen abbilden kann.

Für die dafür notwendigen Versuche wurden Parameter ausgewählt, welche die in der Gasphase ablaufenden Verbrennungsprozesse prinzipiell beeinflussen und mit dem CFD-Modell untersucht werden können. Folgende Einflussfaktoren und Variationsstufen wurden ausgesucht, um die Betriebsweise der Stückholzfeuerungen zu variieren:

1. Die zugeführte Gesamtluftmenge ( $L_{ges}$ ):  
Ausgehend von der üblichen Einstellung einer Stückholzfeuerungen dieser Art bei ca.  $\lambda = 2$ , wurden über die MFCs Verbrennungszustände mit wenig Gesamtluft bei  $\lambda = 1,2$ , mit mittlerer Gesamtluft bei  $\lambda = 1,9$  und mit viel Gesamtluft bei  $\lambda = 2,6$  realisiert. Über Vorversuche wurde der jeweilige Brennstoffverbrauch für diese Zustände bestimmt, darüber dann die zugeführte Gesamtluftmenge berechnet. Für  $\lambda = 1,2$  ergibt sich bei einem Brennstoffabbau von  $0,56 \text{ g/s}$  ( $9,3 \text{ kW}$ ) eine Gesamtluftmenge von  $11 \text{ m}^3/\text{h}$ , für  $\lambda = 1,9$  bei  $0,61 \text{ g/s}$  ( $10,1 \text{ kW}$ ) eine Gesamtluftmenge von  $19 \text{ m}^3/\text{h}$  und für  $\lambda = 2,6$  bei  $0,65 \text{ g/s}$  ( $10,8 \text{ kW}$ ) eine Gesamtluftmenge von  $27 \text{ m}^3/\text{h}$ .
2. Das Verhältnis von Primär- zu Sekundärluft (P/S):  
Auf der Basis der Vermessung der Stückholzfeuerungen im kalten Zustand und von Erfahrungswerten wird von einem Primär- zu Sekundärluftverhältnis von 80/20 für den untersuchten Ofen ausgegangen. Ausgehend von diesem Punkt wurde über die MFCs zum einen das Verhältnis P/S 60/40 eingestellt - Betriebszustände mit einem deutlich größeren Sekundärluftanteil sind bei Öfen dieser Art nicht realistisch. Zum anderen wurde mit P/S 100/0 das Verhalten der Stückholzfeuerungen ohne Sekundärluft betrachtet.
3. Höhe der Sekundärluftzuführung:  
In der Originalausführung befinden sich die Öffnungen für die Sekundärluft in einer Höhe von 38 mm über der Bodenplatte. Um den Einfluss einer gestuften Luftzuführung zu untersuchen, wurden die Öffnungen über die Höhe der rückseitigen Vermiculitplatte variiert. Es ergab sich eine mittige Position bei 115 mm und eine obere Position bei 192 mm über der Bodenplatte (Abbildung 5.8).

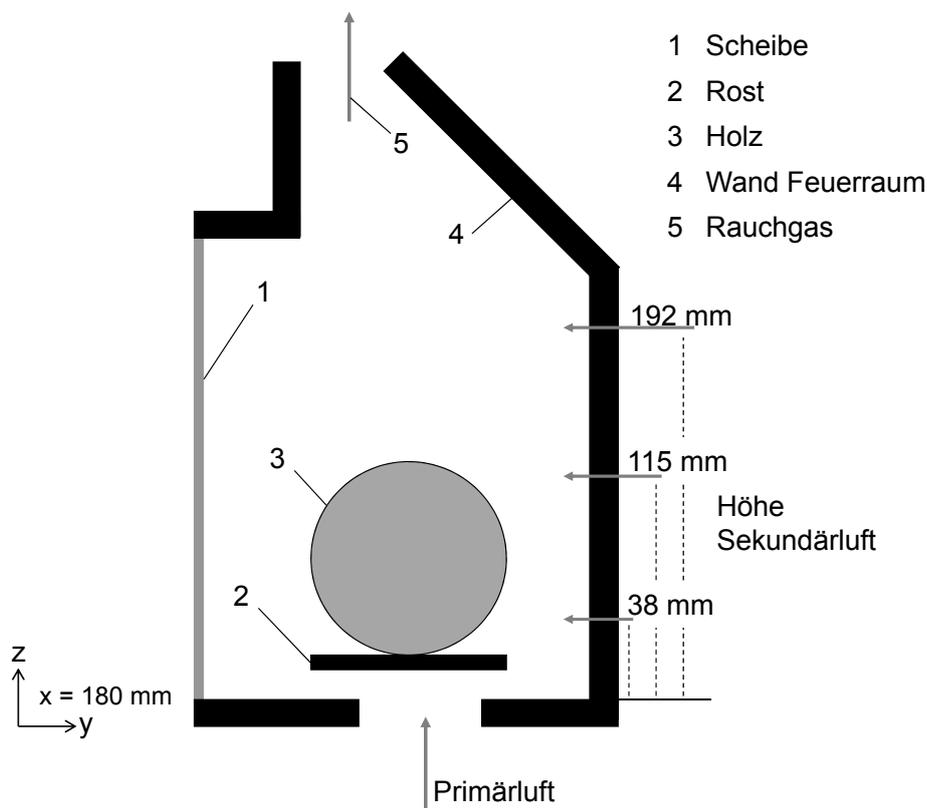


Abbildung 5.8: Position der Sekundärluftzuführungen in der Brennkammer der Stückholzfeuerung

Die für den Versuch festgelegten Einflussfaktoren ( $L_{ges}$ , P/S und Höhe der Sekundärluftzuführung) blieben über die gesamte Dauer des jeweiligen Versuches konstant.

Um das Verhalten der Stückholzfeuerung für die gewählten Einflussfaktoren erfassen zu können (Kapitel 6), wurden folgende Messgrößen aufgenommen: die Rauchgaskonzentrationen von  $CO_2$ ,  $O_2$ ,  $CO$ , TVOC und Staub ( $PM_{10}$ ), die Rauchgastemperatur und der Brennstoffverbrauch der Stückholzfeuerung. Die jeweilige Messgröße wurde über die Hauptausbrandphase gemittelt, so dass die Messdaten mit dem stationären CFD-Modell verglichen werden können.

In Anbetracht des Umfangs an Messungen und der Menge an Messdaten erfolgte die Planung und Auswertung der Versuche mit Cornerstone™, ein Softwarepaket für statistische Versuchsplanung (= Design of Experiments, DoE) [147]. Durch die statistische Versuchsplanung [148][149] ist es möglich, mit einem Minimum an Versuchen (Einzelexperimenten) die Wirkzusammenhänge zwischen den Einflussfaktoren und den Zielgrößen zu ermitteln. Die Auswertung, welche in Kapitel 5.2.6 erläutert wird, erfolgte mittels einer Regressionsanalyse für die jeweilige

Hauptausbrandphase des untersuchten Betriebspunktes.

Folgende Vorgehensweise bei der Versuchsplanung wurde gewählt: Pro Einflussfaktor existieren drei Variationsstufen, wodurch quadratische Effekte erfasst werden können. Der in dieser Arbeit gewählte Versuchsplan sieht 20 Einzelexperimente vor und setzt sich aus zwei Teilen zusammen. Im ersten Teil wurden die zugeführte Gesamtluftmenge und das Primär- zu Sekundärluftverhältnis variiert, die Höhe der Sekundärluftzuführung blieb bei 38 mm unverändert. Der Versuchsplan ist für diesen Teil vollfaktoriell und hat einen Zentrumspunkt ZP1 ( $L_{\text{ges}}$ : 19 m<sup>3</sup>/h, P/S: 80/20 %). Durch die mehrfache Realisierung des Zentrumspunktes (8 Wiederholungen) kann die Versuchsstreuung bestimmt und mögliche Veränderungen des Systems über die Messkampagne erkannt werden. Der zweite Teil des Versuchsplanes umfasst die Variation aller drei Einflussfaktoren. Unter Berücksichtigung der bereits durchgeführten Versuche des ersten Teils wurde ein D-optimaler Versuchsplan erstellt; dieser wurde durch weitere, zusätzliche Messungen ergänzt. Ein D-optimaler Versuchsplan hat das Ziel, das Volumen des gemeinsamen Vertrauensbereiches für die Regressionskoeffizienten zu minimieren. Der vollständige Versuchsplan ist in Anhang A4 abgebildet. Alle Versuche innerhalb der beiden Teile des Versuchsplans wurden zufallsverteilt, wodurch eine Verfälschung der Versuchsergebnisse durch einen eventuell vorhandenen Trend oder andere systematische Unterschiede vermieden wird.

### **5.2.1.3 Versuchsdurchführung**

Es galten dieselben Versuchsbedingungen wie für die in situ-Messungen der Gasspezies (vgl. Kapitel 5.1). Für die Versuche wurden Holzbriketts derselben Charge verwendet. Die über die MFCs zugeführte Luftmenge wurde nach Beendigung des vorherigen Versuchs vor dem Beginn des anschließenden Versuchs neu eingestellt und während des jeweiligen Versuchs konstant gehalten. Beim Erreichen einer Sauerstoffkonzentration von 17,5 vol% im Rauchgas wurde durch Nachlegen eines weiteren Holzbriketts der Versuch gestartet. Die sich daraus ergebende Versuchsdauer betrug in Abhängigkeit der Versuchsbedingungen zwischen 1 und 1 ½ Stunden pro Versuch.

## 5.2.2 Reproduzierbarkeit

Im Allgemeinen streuen trotz aller Sorgfalt bei der Versuchsdurchführung die Versuchsergebnisse aufgrund zufälliger Einflüsse. So beeinflusst beispielsweise bei der in dieser Arbeit untersuchten Stückholzfeuerung das Ausdehnungsverhalten des Holzes den Verbrennungsprozess. Durch Rissbildung und Brechen kann sich die Holzoberfläche vergrößern und variiert damit zwischen den einzelnen Versuchen.

Zur Bestimmung der Versuchsstreuung sieht daher der DoE-Versuchsplan Wiederholungsmessungen im Zentrumspunkt ZP1 (siehe auch Kapitel 5.2.1.2) vor. Als Zentrumspunkt ZP1 wurde die herstellerseitige Konfiguration des Ofens, welche über Vorversuche ermittelt wurde, verwendet. Für die Gesamtluftmenge ( $L_{ges}$ ) ergibt sich  $19 \text{ m}^3/\text{h}$ , für das Primärluft- zu Sekundärluftverhältnis ein Verhältnis von 80 % zu 20 % (P/S: 80/20) und für die Sekundärluftzuführung eine Höhe von 38 mm über der Bodenplatte. Abbildung 5.9 bis Abbildung 5.10 zeigen das Emissionsverhalten der Stückholzfeuerung für vier repräsentative Wiederholungsmessungen.

Die in Abbildung 5.9 dargestellten Emissionsverläufe sind charakteristisch für eine handbeschickte Stückholzfeuerung (vgl. Kapitel 2). In den ersten 5 - 10 Minuten des Abbrandes (Anbrandphase) entstehen bei tiefen Sauerstoffwerten von 6 - 8 vol% die höchsten Emissionen an CO und TVOC (Abbildung 5.9 b und c). Die CO-Emissionen können in der Spitze einen Anteil von über 1 vol% ausmachen, die TVOC überschreiten  $3000 \text{ mgC}/\text{m}^3$ . In der auf die Anbrandphase folgenden Hauptausbrandphase (Minute 5 - 40) fallen die CO-Emissionen unter 500 ppm und die TVOC unter  $50 \text{ mgC}/\text{m}^3$ . Ab Minute 40 - 50 steigen mit beginnender Koksbrandphase die CO- und TVOC-Emissionen wieder an. Beim Erlöschen der Flamme in Minute 50 - 55 steigen die CO-Emissionen und die TVOC-Emissionen an. In dieser Phase findet die Umsetzung der noch übrigen Holzkohle statt. Das dabei emittierte CO wird aufgrund der insgesamt tieferen Temperaturen und einer zu geringen Verweilzeit in der heißen Zone nicht mehr vollständig umgesetzt.

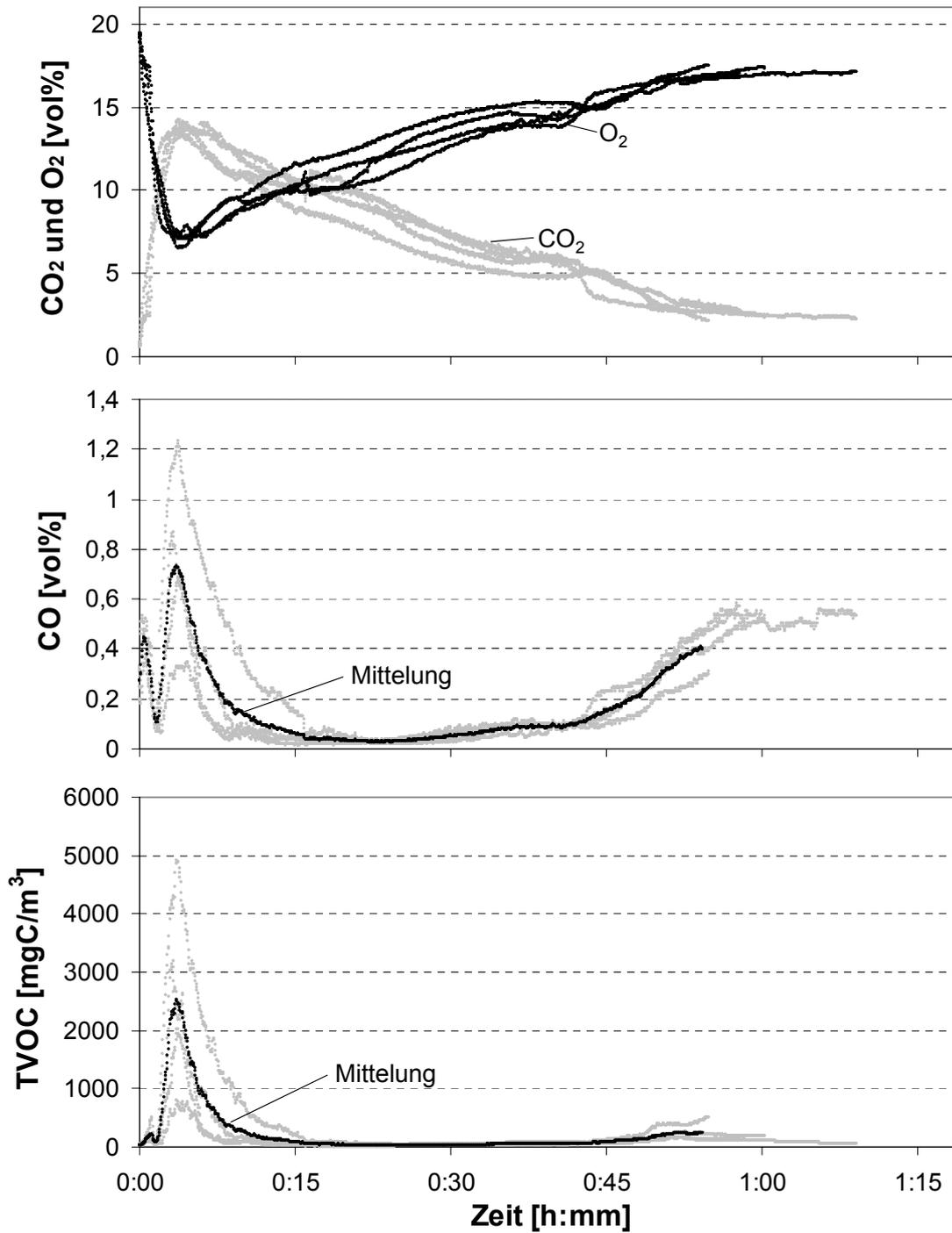


Abbildung 5.9 a, b, c: Rauchgaskonzentrationen von CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CO und TVOC der Stückholzfeuerung für vier Wiederholungsversuche (Versuche 5e - 5i) bei L<sub>ges</sub>: 19 m<sup>3</sup>/h, P/S: 80/20 und Höhe 38 mm.  
Schwarze Kurve: Mittlung der Versuche

In Abbildung 5.10 ist der Verlauf der Staubpartikelemissionen ( $PM_{10}$ ) über die Versuchszeit dargestellt.

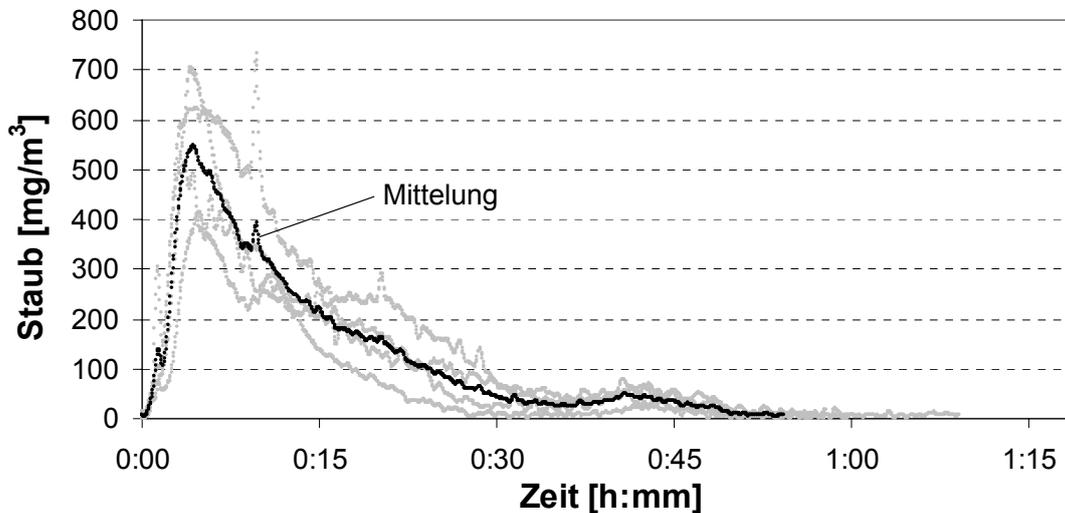


Abbildung 5.10: Staubpartikelemissionen der Stückholzfeuerung für vier Wiederholungsversuche (Versuche 5e - 5i) bei  $L_{ges}$ :  $19 \text{ m}^3/\text{h}$ , P/S: 80/20 und Höhe 38 mm. Schwarze Kurve: Mittelung der Versuche

Auch die partikelförmigen Emissionen erreichen, wie die CO und TVOC-Emissionswerte, in der Anbrandphase (bis Minute 5) einen maximalen Wert von bis zu  $700 \text{ mg}/\text{m}^3$  (Abbildung 5.10). Anschließend fällt mit beginnender Hauptausbrandphase die emittierte Staubpartikelmenge kontinuierlich ab. Erst am Ende dieser Phase wird bei Minute 30 - 40 ein minimaler Wert von ca.  $50 \text{ mg}/\text{m}^3$  erreicht. Mit beginnender Koksausbrandphase steigen die Staubpartikelemissionen leicht an (um Minute 40) und fallen beim Erlöschen der Flamme auf ein Minimum.

Die in Abbildung 5.9 bis Abbildung 5.10 dargestellten Emissionsverläufe der Wiederholungsmessungen zeigen für die Hauptausbrandphase eine gute qualitative Reproduzierbarkeit. Quantitativ ergeben sich zwischen den einzelnen Messungen aber Abweichungen. Vor allem während der Anbrandphase streuen die CO, TVOC und Staubpartikelemissionen stark.

Für die in Kapitel 6 beschriebene Evaluierung des stationären CFD-Modells sind die Messergebnisse als Mittelwert über den Zeitraum der Hauptausbrandphase von Bedeutung. Für die Wiederholungsmessungen sind diese in Tabelle 5.5 dargestellt. Der Brennstoffverbrauch (Abbildung 5.11) beträgt für die Wiederholungsmessungen im Mittel  $0,63 \text{ g}/\text{s}$  und streut mit  $0,03 \text{ g}/\text{s}$ . Daraus ergibt sich eine berechnete

Feuerungswärmeleistung von 10,5 kW. Die mittlere Rauchgastemperatur, sowie die mittleren O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> und CO-Konzentration streuen ebenfalls in einem für eine Feuerung dieser Art typischen Rahmen. Die Streuung der TVOC und Staubpartikelemissionen beträgt 43 mgC/m<sup>3</sup> bzw. 41 mg/m<sup>3</sup>.

Tabelle 5.5: Mittelwerte und Standardabweichungen (Emissionswerte, Brennstoffverbrauch, Rauchgastemperatur) der Hauptausbrandphase für alle Wiederholungsversuche (Versuche 5a - 5i) im Zentrumspunkt ZP1

	Einheiten	Mittelwert	STW	STW in % (Bezug Mittelwert)
Brennstoffverbrauch	[g/s]	0,63	0,03	4,7
Rauchgastemperatur	[°C]	431	23	5,3
O <sub>2</sub>	[vol%]	12,5	0,79	6,3
CO <sub>2</sub>	[vol%]	7,3	0,78	10,7
CO	[vol%]	0,082	0,021	25,6
TVOC	[mgC/m <sup>3</sup> ]	101	43	42,6
Staubpartikel	[mg/m <sup>3</sup> ]	128	41	32,0

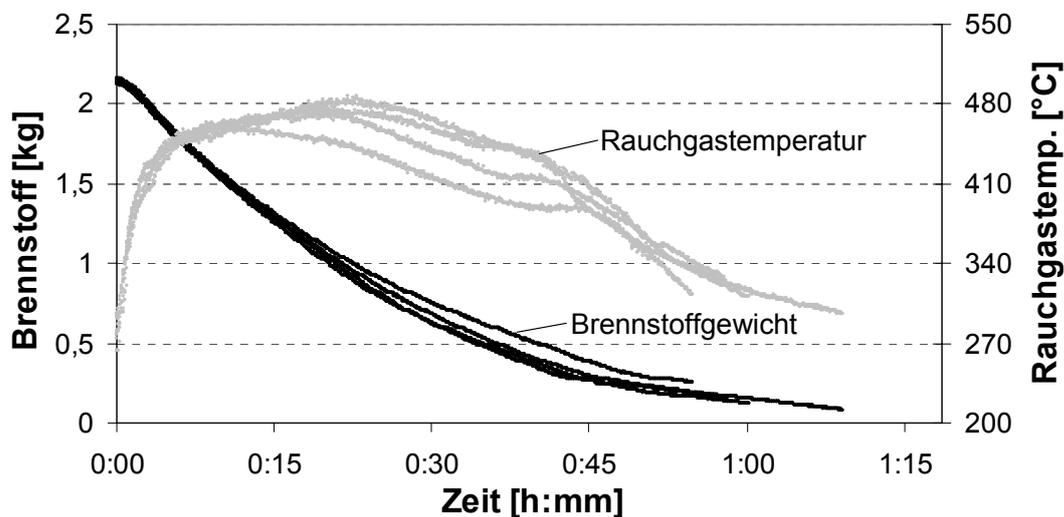


Abbildung 5.11: Gewichtsabnahmen des Brennstoffs und Rauchgastemperaturen für vier Wiederholungsversuche (Versuche 5e - 5i) in der Stückholzfeuerung bei L<sub>ges</sub>: 19 m<sup>3</sup>/h, P/S: 80/20 und Höhe 38 mm

### 5.2.3 Variation des Zuluftmassenstroms

Die der Stückholzfeuerung zugeführte Luftmenge beeinflusst deren Emissionsverhalten maßgeblich. Während bei zu kleinen Zuluftmengen zu wenig Sauerstoff für die vollständige Umsetzung des Brennstoffs zur Verfügung steht, kühlt bei zu viel Luft der Verbrennungsprozess so weit ab bzw. wird die Verweilzeit in der heißen Zone soweit verkürzt, dass die Schadstoffe nicht vollständig abgebaut werden können.

In Abbildung 5.12 sind die Emissionsverläufe von  $O_2$ , CO und TVOC für drei Abbrandversuche bei der Zuluftmengenvariation von 11, 19 und 27  $m^3/h$  dargestellt. Das Primärluft- zu Sekundärluftverhältnis beträgt 80 % zu 20 % (P/S: 80/20) und die Höhe der Sekundärluftzuführung befindet sich bei 38 mm.

Aus dem in Abbildung 5.12 dargestellten  $O_2$ -Konzentrationsverlauf der Stückholzfeuerung ist ersichtlich, dass bei abnehmender Zuluftmenge der  $O_2$ -Anteil im Rauchgas deutlich abnimmt. In den ersten 5 - 10 Minuten werden die niedrigsten  $O_2$ -Werte erreicht, danach steigt der Wert wieder an. Dieser Zusammenhang gilt vor allem für die Versuche mit  $L_{ges}$  von 19 und 27  $m^3/h$ . Bei dem Versuch mit  $L_{ges}$  von 11  $m^3/h$  bleibt der  $O_2$ -Wert zwischen Minute 8 - 35 deutlich länger auf einem tiefen Niveau von ca. 8 vol%. Hier wird ein Zustand erreicht, bei dem der Stückholzfeuerung zur vollständigen Umsetzung des Brennstoffs nicht genügend Luft zur Verfügung steht. Dieser Sachverhalt wird beim Vergleich der in Abbildung 5.12 b und c dargestellten Emissionsverläufe für CO und TVOC bestätigt. Zwischen Minute 8 - 35 ergeben sich bei  $L_{ges}$  von 11  $m^3/h$  hohe Emissionswerte - für CO zwischen 0,5 und 0,9 vol% und für TVOC zwischen 2000 und 5000  $mgC/m^3$ . Bei den Versuchen mit  $L_{ges}$  von 19 und 27  $m^3/h$  bekommt der Verbrennungsprozess in der Hauptausbrandphase für einen guten Ausbrand ausreichend Luft.

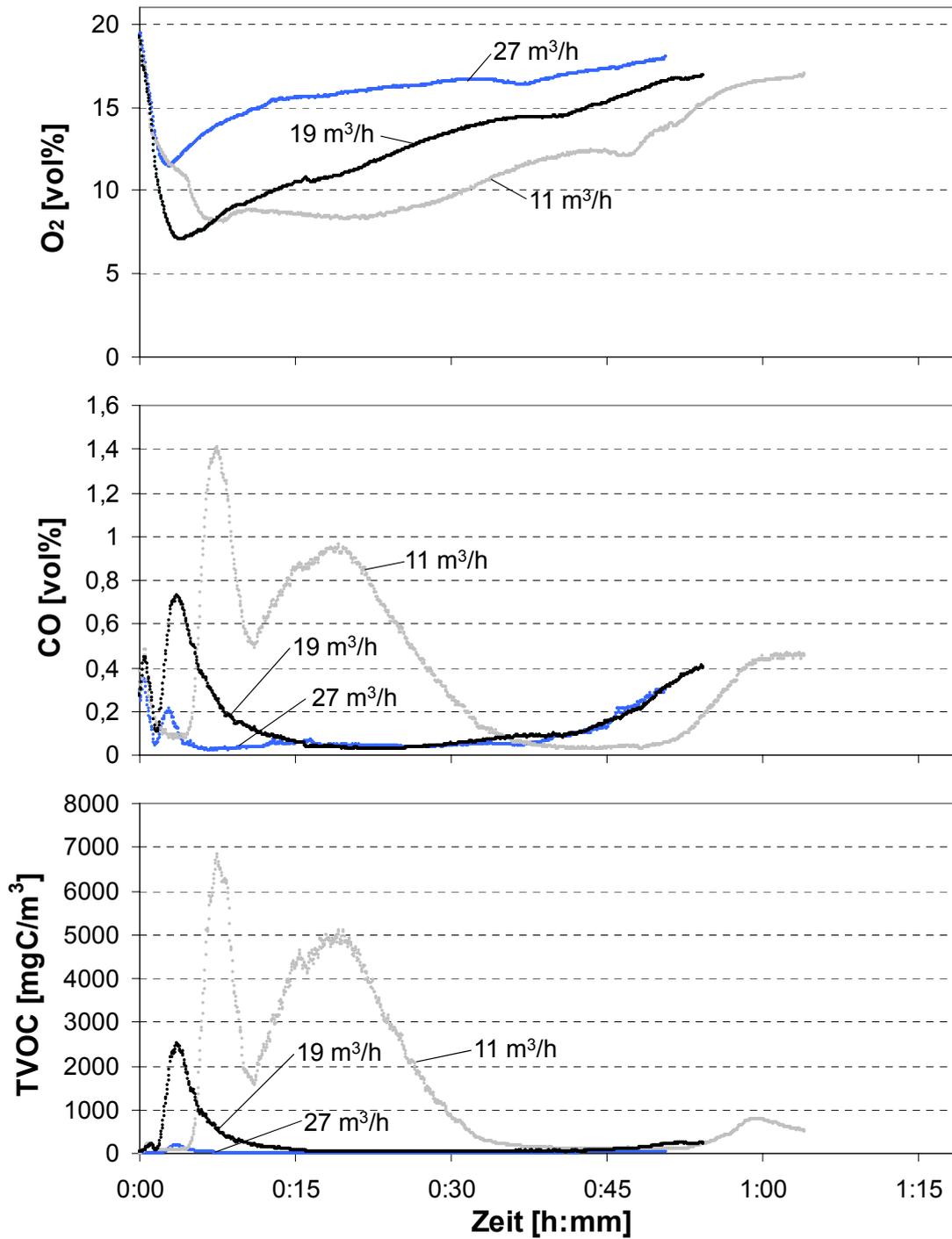


Abbildung 5.12 a, b, c: Rauchgaskonzentrationen O<sub>2</sub>, CO und TVOC der Stückholzfeuerung für die Gesamtluftmengen L<sub>ges</sub>: 11 m<sup>3</sup>/h, 19 m<sup>3</sup>/h (Mittelung) und 27 m<sup>3</sup>/h bei P/S: 80/20 und Höhe 38 mm

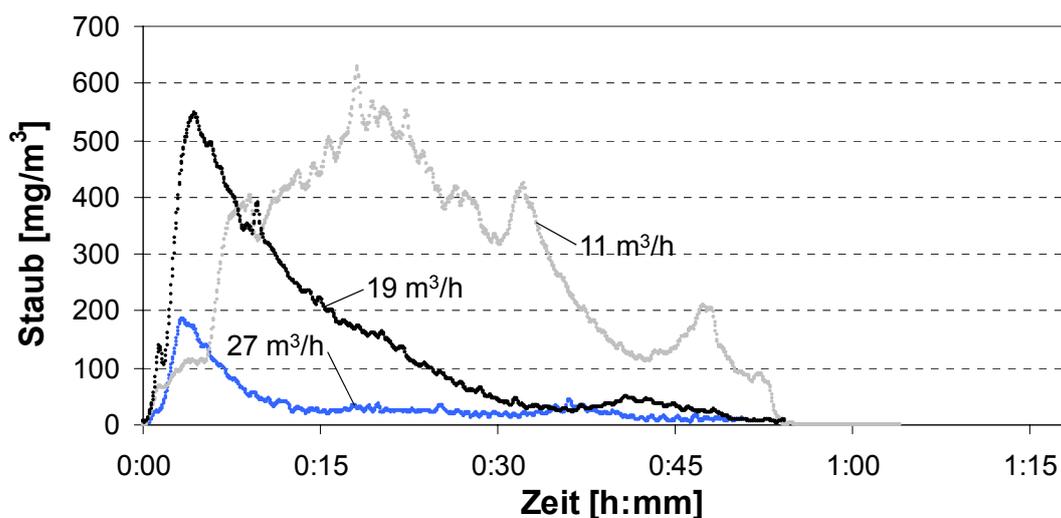


Abbildung 5.13: Staubpartikelemissionen ( $PM_{10}$ ) der Stückholzfeuerung für die Gesamtluftmengen  $L_{ges}$ :  $11 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $19 \text{ m}^3/\text{h}$  (Mittelung) und  $27 \text{ m}^3/\text{h}$  bei P/S: 80/20 und Höhe 38 mm

In Abbildung 5.13 sind die emittierten Staubpartikelkonzentration ( $PM_{10}$ ) in Abhängigkeit von  $L_{ges}$ :  $11 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $19 \text{ m}^3/\text{h}$  und  $27 \text{ m}^3/\text{h}$  dargestellt. Auch hier ergeben sich aufgrund des Luftmangels die höchsten Emissionen bei  $L_{ges}$  von  $11 \text{ m}^3/\text{h}$ . Beim Versuch mit  $L_{ges}$   $27 \text{ m}^3/\text{h}$  sind die Staubpartikelemissionen - verglichen mit den Messungen bei  $L_{ges}$   $19 \text{ m}^3/\text{h}$  - deutlich geringer.

Aus Tabelle 5.6 sind der gemittelte Brennstoffverbrauch, die gemittelte Rauchgastemperatur und die Rauchgaskonzentrationen bei  $L_{ges}$  für  $11 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $19 \text{ m}^3/\text{h}$  und  $27 \text{ m}^3/\text{h}$  zu entnehmen. Daraus geht ergänzend zu den zuvor beschriebenen Sachverhalten hervor, dass der Brennstoffverbrauch bei zunehmender Luftmenge  $L_{ges}$  ansteigt. Da der Brennstoff nicht vollständig umgesetzt wird, liegt die Rauchgastemperatur, verglichen mit den anderen beiden Versuchen, bei  $L_{ges}$ :  $11 \text{ m}^3/\text{h}$  mit  $390 \text{ }^\circ\text{C}$  tiefer.

Tabelle 5.6: Mittelwerte (Emissionswerte, Brennstoffverbrauch, Rauchgastemperatur) der Hauptausbrandphase für verschiedene  $L_{ges}$  bei P/S 80/20 und Höhe 38 mm

$L_{ges}$ [m <sup>3</sup> /h]	11	19	27
Versuch	8	5	2
Brennstoffverbrauch [g/s]	0,56	0,63	0,73
Rauchgastemperatur [°C]	390	433	445
O <sub>2</sub> [vol%]	10,2	12,5	15,5
CO <sub>2</sub> [vol%]	9,7	7,8	4,8
CO [vol%]	0,393	0,084	0,047
TVOC [mgC/m <sup>3</sup> ]	1312	102	19
Staubpartikel [mg/m <sup>3</sup> ]	323	127	41

#### 5.2.4 Variation des Primär- zu Sekundärluftverhältnisses

Das Verhältnis von Primär- zu Sekundärluft kann bei Stückholzfeuerungen einen Einfluss auf die Schadstoffbildung während des Verbrennungsprozesses haben. Ist beispielsweise der Sekundärluftanteil zu klein, können aufgrund eines zu geringen O<sub>2</sub>-Anteils in der Verbrennungszone die Schadstoffe nicht vollständig oxidiert werden. Ein zu großer Sekundärluftanteil kann dagegen die Temperatur in der Verbrennungszone so weit absenken, dass sich die zur vollständigen Oxidation der Schadstoffe notwendige Reaktionszeit zu stark verlängert.

In Abbildung 5.14 sind die Konzentrationsverläufe im Rauchgas (O<sub>2</sub>, CO und TVOC) für die Primär- zu Sekundärluftvariationen von 60/40, 80/20 und 100/0 dargestellt. Bei den Kurven mit P/S von 80/20 handelt es sich um den Mittelwert der Wiederholungsmessungen (vgl. Kapitel 5.2.2).

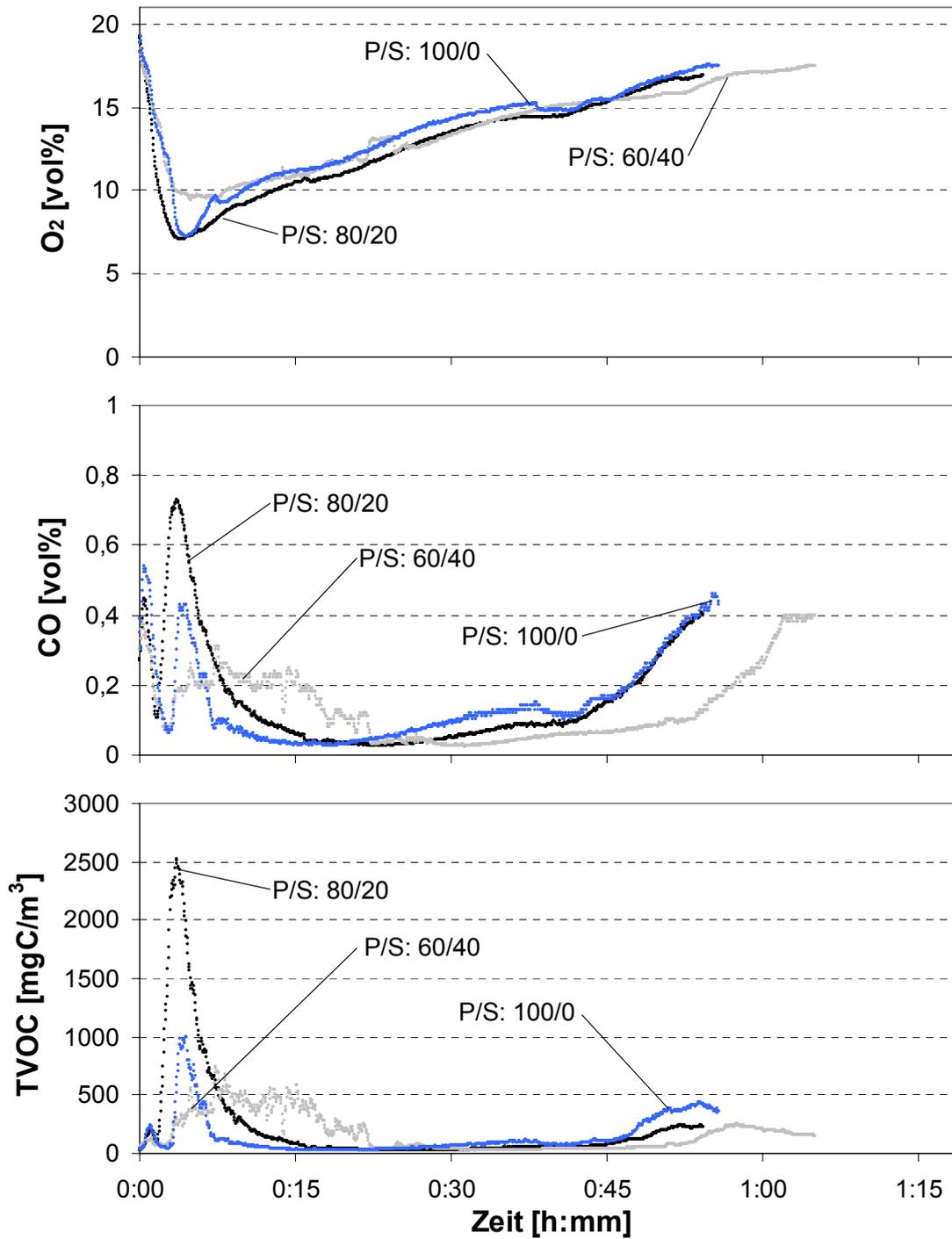


Abbildung 5.14 a, b, c: Rauchgaskonzentrationen O<sub>2</sub>, CO und TVOC der Stückholzfeuerung für die Gesamtluftmenge L<sub>ges</sub> 19 m<sup>3</sup>/h, die Primär-/Sekundärluftverhältnisse P/S 60/40, P/S 80/20 (Mittelung) und P/S 100/0 und Höhe 38 mm

Wie in Kapitel 5.2.2 beschrieben, streuen die Emissionsverläufe bei gleicher Einstellung der Feuerung innerhalb einer bestimmten Bandbreite. Unter Berücksichtigung der jeweiligen Streuung ist kein eindeutiger Einfluss der Variation des Primär- zu Sekundärluftverhältnisses bei diesen Messungen zu erkennen. Nur bei den Verläufen der CO-Emissionen in der Hauptausbrandphase (Abbildung 5.14 b), zwischen Minute 5 - 40, lässt sich ein unterschiedliches Verhalten erkennen. Während diese bei einem P/S von 100/0 ab Minute 15 mit 0,05 vol% verhältnismäßig tief sind, fallen die Werte bei der Messung mit P/S von 60/40 erst ab Minute 30 auf dieses Niveau. Dagegen verbleibt der CO-Verlauf der Versuche bei P/S 100/0 nur relativ kurz auf diesem tiefen Niveau (ca. Minute 10 - 25) und steigt nach ca. 25 Minuten wieder an. Dies kann auf die verhältnismäßig große Menge an Primärluft zurückgeführt werden, wodurch das Glutbett relativ zu den Messungen mit 60/40 stärker auskühlt. Dadurch kann mehr unverbranntes CO ausgetragen werden.

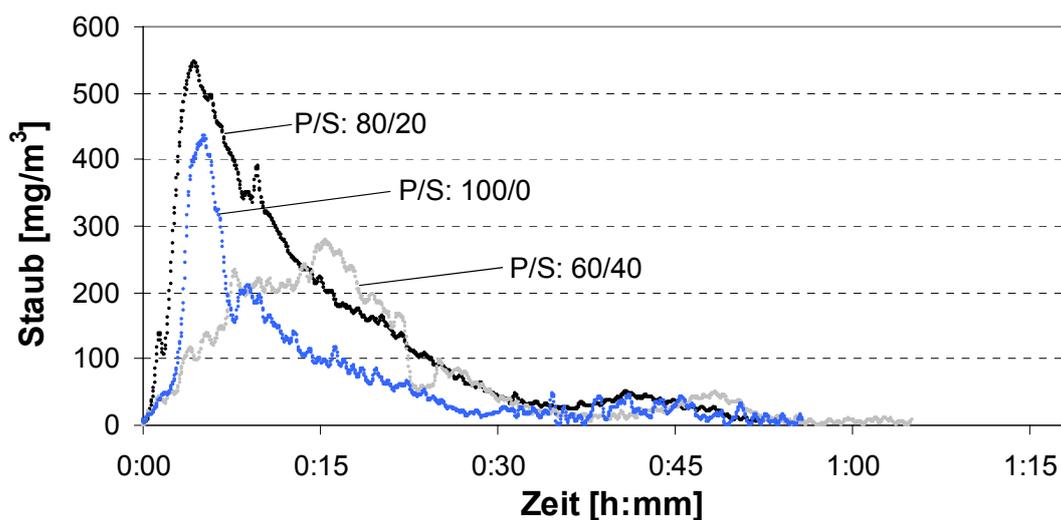


Abbildung 5.15: Staubpartikelemissionen ( $PM_{10}$ ) der Stückholzfeuerungen für die Gesamtluftmenge  $L_{ges}$   $19 \text{ m}^3/\text{h}$ , die Primär-/ Sekundärluftverhältnisse P/S 60/40, P/S 80/20 (Mittelung) und P/S 100/0 und Höhe 38 mm

Aus den in Abbildung 5.15 dargestellten Staubpartikelemissionen ist ebenfalls kein eindeutiger Zusammenhang bezüglich der Variation des Primär- zu Sekundärluftverhältnisses zu erkennen. Tendenziell liegen die in Abbildung 5.15 aufgeführten Staubpartikelemissionen im Bereich der Hauptausbrandphase bei einem P/S von 100/0 tiefer.

Auch aus Tabelle 5.7 ist kein eindeutiger Einfluss des Primär- zu Sekundärluftverhältnisses zu entnehmen. Der Brennstoffverbrauch streut in der Hauptausbrandphase zwischen 0,56 g/s und 0,64 g/s, die Rauchgastemperatur um ca. 20 °C.

Tabelle 5.7: Mittelwerte (Emissionswerte, Brennstoffverbrauch, Rauchgastemperatur) der Hauptausbrandphase für verschiedene P/S bei  $L_{ges}$  19 m<sup>3</sup>/h und Höhe 38 mm

P/S [-]	60/40	80/20	100/0
Versuch	6	5	4
Brennstoffverbrauch [g/s]	0,56	0,63	0,64
Rauchgastemperatur [°C]	408	433	416
O <sub>2</sub> [vol%]	13,3	12,5	12,8
CO <sub>2</sub> [vol%]	6,6	7,8	7,6
CO [vol%]	0,094	0,084	0,095
TVOC [mgC/m <sup>3</sup> ]	148	102	90
Staubpartikel [mg/m <sup>3</sup> ]	92	127	79

### 5.2.5 Position der Sekundärluftzuführung

Durch die Variation der Sekundärluftzuführung in der Höhe wird die Verbrennungszone an unterschiedlichen Stellen mit Luftsauerstoff versorgt. In der ursprünglichen Ausführung des Herstellers befindet sich die Sekundärluftzuführung 38 mm über der Bodenplatte des Feuerraums und befindet sich damit dicht über dem Glutbett. Die mittlere Position der Sekundärluftzuführung befindet sich in einer Höhe von 115 mm und trifft die Verbrennungszone in unterer bis mittlerer Position. Bei der Höhe von 192 mm wird die Verbrennungszone im oberen Abschnitt getroffen (vgl. Abbildung 5.8).

In Abbildung 5.16 sind die Messergebnisse für die Variation der Sekundärluftzuführungen in der Höhe bei 38, 115 und 192 mm dargestellt. Die zugeführte Gesamtluftmenge beträgt 19 m<sup>3</sup>/h und das Primär- zu Sekundärluftverhältnis 80/20.

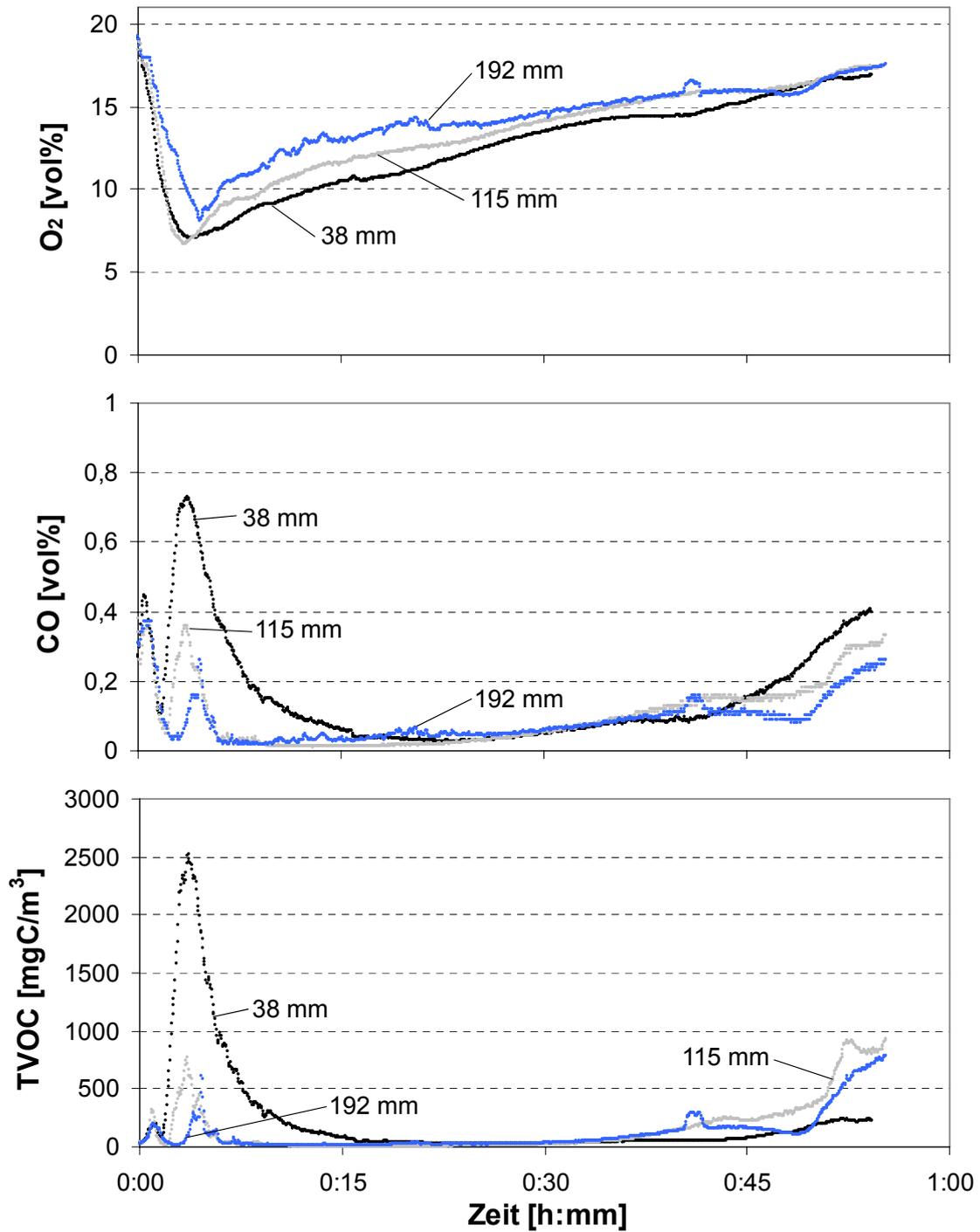


Abbildung 5.16 a, b, c: Rauchgaskonzentrationen O<sub>2</sub>, CO und TVOC der Stückholzfeuerung für die Gesamtluftmenge  $L_{ges}$  19 m<sup>3</sup>/h, bei P/S 80/20 und den Höhen der Sekundärluftzuführungen bei 38 mm (Mittelung), 115 mm und 192 mm

Die in Abbildung 5.16 dargestellten Konzentrationsverläufe im Abgas zeigen zu Beginn der Hauptausbrandphase um Minute 5 für die Positionen 115 mm und 192 mm deutlich niedrigere maximale Konzentrationen CO und TVOC-Emissionen (ca. 0,2 vol% CO bzw. 500 mgC/m<sup>3</sup> TVOC) als die Versuche bei Position 38 mm (ca. 0,7 vol% CO bzw. 2500 mgC/m<sup>3</sup> TVOC). Nach ca. 10 Minuten fallen bei den Versuchen der Positionen 115 mm und 192 mm die CO-Emissionen unter 500 ppm und die TVOC unter 50 mgC/m<sup>3</sup>. Dieses Niveau wird bei den Messungen mit Höhe 38 mm erst nach ca. 18 Minuten erreicht.

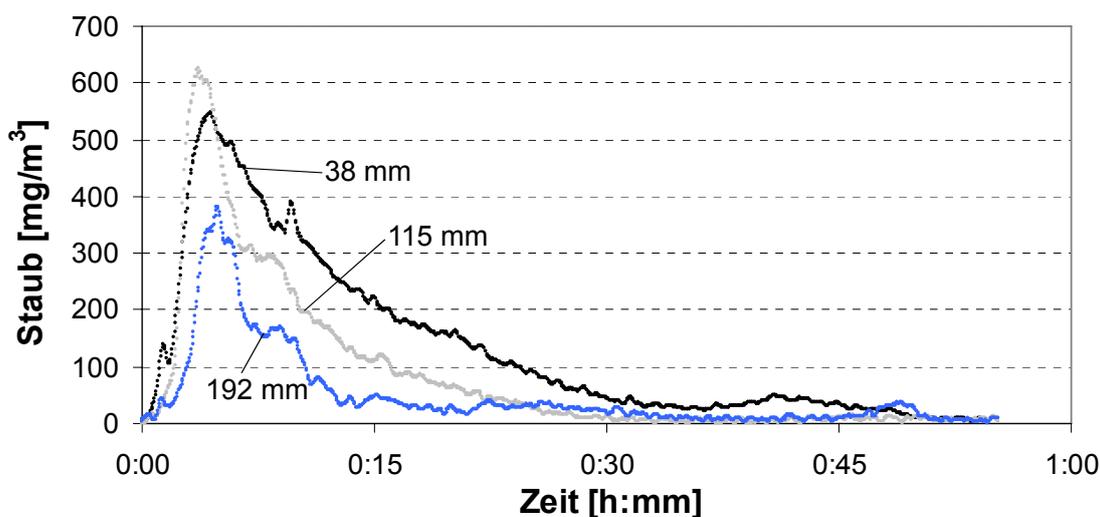


Abbildung 5.17: Staubpartikelemissionen (PM<sub>10</sub>) der Stückholzfeuerung für die Gesamtluftmenge L<sub>ges</sub> 19 m<sup>3</sup>/h, bei P/S 80/20 und den Höhen der Sekundärluftzuführungen bei 38 (Mittelung), 115 und 192 mm

Auch die Messungen der Staubpartikelemissionen (Abbildung 5.17) zeigen im Durchschnitt die höchsten Emissionen für die Position bei 38 mm.

Aus den in Abbildung 5.16 aufgeführten Messwerten ist der Einfluss der Höhenvariation der Sekundärluft zu erkennen. Findet die Sekundärluftzuführung in unterer Position bei 38 mm statt, so entstehen in der Hauptausbrandphase höhere Emissionen an CO, TVOC und Staubpartikel als bei den Zuführungen in einer Höhe von 115 mm und 192 mm. Ein Grund dafür kann die geringe Höhe der Sekundärluftdüsen von 38 mm über dem Glutbett sein. Dadurch tritt der Einfluss der Luftstufung in einem geringeren Maße in Erscheinung als bei den Positionen weiter oben.

Ein weiterer Grund für die höheren Emissionen bei Position 38 mm ist aus den in Tabelle 5.8 aufgeführten Brennstoffverbrauchs- und Rauchgastemperaturwerten für die

Versuche zu entnehmen. Der Brennstoffverbrauch liegt in der Hauptausbrandphase für die Messungen bei Position 38 mm mit 0,63 g/s tendenziell höher. Für eine größere Feuerungswärmeleistung bei 38 mm spricht ebenfalls die höhere Rauchgastemperatur mit 433 °C und die tieferen O<sub>2</sub>-Werte (vgl. Abbildung 5.16 a). Da die zugeführte Gesamtluftmenge bei allen Versuchen mit L<sub>ges</sub> 19 m<sup>3</sup>/h konstant gehalten wird, resultiert der höhere Brennstoffverbrauch bei Position 38 mm aus dem größeren Lufteintrag im Bereich des Glutbettes. Dieser Einfluss ist bei den Positionen weiter oben weniger stark ausgeprägt. Daher steht dem Verbrennungsprozess bei Position 38 mm relativ zu den beiden anderen Versuchen weniger Luftsauerstoff zur Verfügung und es ergeben sich höhere Emissionswerte.

Tabelle 5.8: Mittelwerte (Emissionswerte, Brennstoffverbrauch, Rauchgastemperatur) der Hauptausbrandphase für verschiedene Positionen der Sekundärluftzuführung bei L<sub>ges</sub> 19 m<sup>3</sup>/h und P/S 80/20

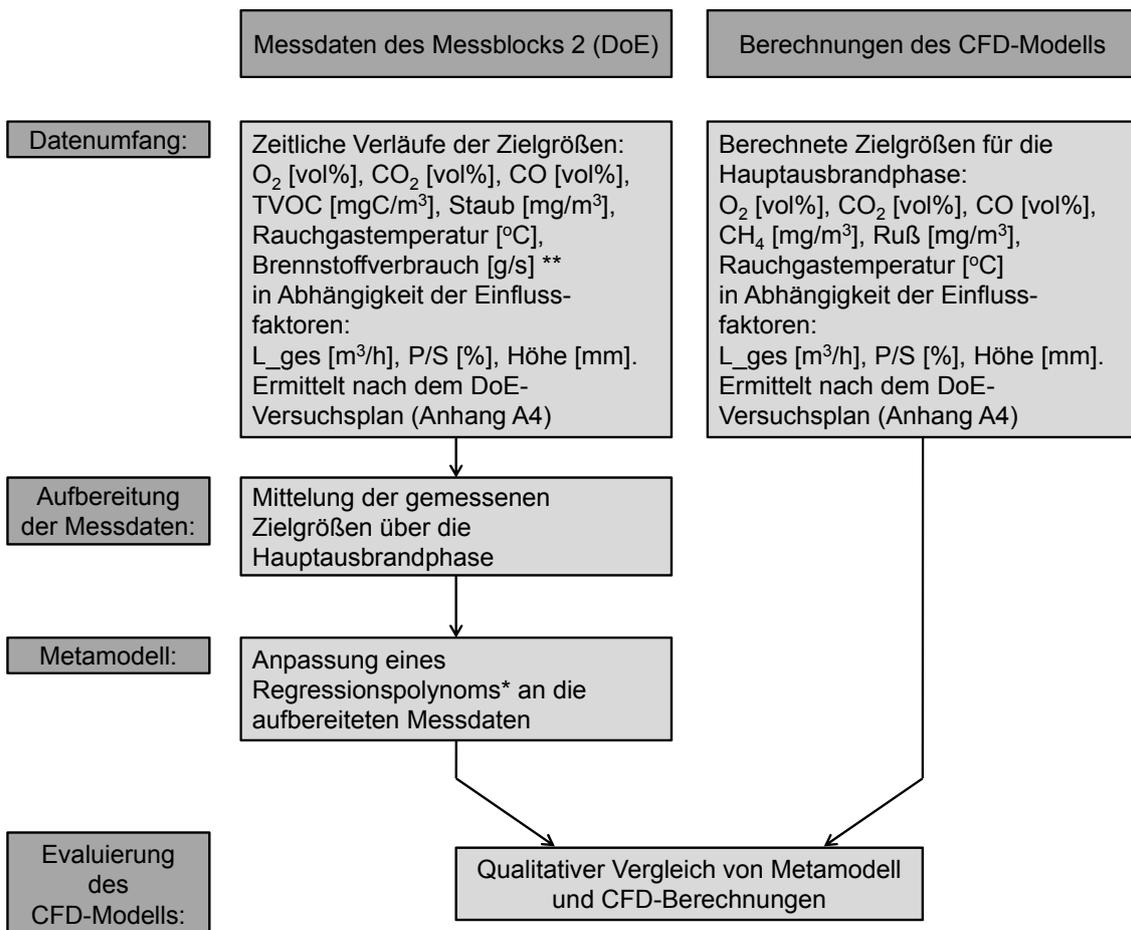
Höhe [mm]	38	115	192
Versuch	5	10	16
Brennstoffverbrauch [g/s]	0,63	0,57	0,57
Rauchgastemperatur [°C]	433	411	407
O <sub>2</sub> [vol%]	12,5	13,3	14,0
CO <sub>2</sub> [vol%]	7,8	7,2	6,5
CO [vol%]	0,084	0,076	0,065
TVOC [mgC/m <sup>3</sup> ]	102	96	67
Staubpartikel [mg/m <sup>3</sup> ]	127	86	48

### 5.2.6 Aufbereitung, Auswertung und Diskussion der Messergebnisse

In diesem Kapitel wird beschrieben, wie die Messergebnisse des Messblocks 2 (Kapitel 5.2) so aufbereitet werden, dass eine Evaluierung des CFD-Modells (Kapitel 6) möglich ist. Anschließend werden die erhaltenen Erkenntnisse aus den Messungen im Hinblick auf die Modellevaluierung diskutiert.

Um die über das CFD-Modell vorhergesagten Ergebnisse anhand der Messdaten evaluieren zu können, müssen die Messdaten so aufbereitet werden, dass diese mit dem CFD-Modelloutput verglichen werden können. Die komplette Vorgehensweise der Datenaufbereitung zur Modellevaluierung ist in Abbildung 5.18 dargestellt. Folgende Sachverhalte müssen vor der Evaluierung berücksichtigt werden:

1. Das in dieser Arbeit erstellte stationäre CFD-Modell beschreibt den in der Stückholzfeuerung ablaufenden Verbrennungsprozess für die Hauptausbrandphase. Die Messdaten liegen in Form von zeitlichen Verläufen über einen jeweiligen Abbrand vor. Um die Messdaten mit den Modellberechnungen vergleichen zu können, wurden daher die zeitlichen Verläufe der Messgrößen über die Dauer der Hauptausbrandphase gemittelt. Die Hauptausbrandphase wird in dieser Arbeit als der Zeitraum definiert, welcher sich zwischen dem minimalen Sauerstoffwert zu Beginn eines Abbrandes und dem Anstieg der CO-Emissionen am Ende des Abbrandes erstreckt (vgl. Abbildung 2.1). Innerhalb dieses Zeitraums ist der Verbrennungsprozess in der Regel relativ stabil.
2. Der in dieser Arbeit verwendete DoE-Versuchsplan (Anhang 4) ermöglicht prinzipiell alle Zusammenhänge zwischen den gewählten Einflussfaktoren und den gewählten Zielgrößen zu erkennen und mit Hilfe der Statistik zu bewerten. Um diese Zusammenhänge unter Berücksichtigung der Streuung der Einzelwerte innerhalb des gesamten Versuchsraumes darstellen zu können, wird daher ein Approximationsmodell (im Folgenden als Metamodell bezeichnet) aus den aufbereiteten Ergebnissen (Mittelwerte über die Hauptausbrandphase) erzeugt. Bei dem Metamodell handelt es sich um ein multiples Regressionsmodell (vgl. Abbildung 5.18). Es berücksichtigt lineare, quadratische und auf Wechselwirkungen beruhende Effekte. Die Anpassung des Metamodells erfolgte durch die Methode der kleinsten Quadrate (least squares method, LSM). Nicht signifikante Terme innerhalb des Regressionsmodells wurden entfernt. Die Güte der Anpassung wurde über das adjustierte Bestimmtheitsmaß  $R^2_{\text{adj}}$  und die Standardabweichung der Regression  $s_R$  (root mean square, RMS) bestimmt [148][149].  
Aus dieser Vorgehensweise resultiert ein Metamodell für die Messdaten, welches alle signifikanten Effekte berücksichtigt und einen Vergleich zwischen den Messungen und den CFD-Berechnungen ermöglicht.
3. Auf Basis dieser Vorgehensweise kann in Kapitel 6 eine qualitative Evaluierung des CFD-Modells erfolgen. Ein quantitativer Vergleich bzw. ein direkter Vergleich der einzelnen Messungen mit den Rechenergebnissen des CFD-Modells ist kaum möglich. Dies liegt im Wesentlichen an den bei einer CFD-Modellierung dieser Art gegebenen Einschränkungen und den notwendigen Vereinfachungen sowie an der für eine Feuerung dieser Art typischen Streuung der Messergebnisse.



\*  $y_i = b_0 + b_1 x_{i1} + b_2 x_{i1}^2 + b_3 x_{i2} + b_4 x_{i2}^2 + \dots + b_k x_{i1} x_{i2} + \dots$   
mit y: Zielgröße, x: Einflussfaktor, b<sub>n</sub>: Koeffizienten

\*\* der aus dem Metamodell der Messungen ermittelte Brennstoffverbrauch dient als  
Inputgröße für das CFD-Modell

Abbildung 5.18: Vorgehen bei der Aufbereitung der Messdaten und bei der Evaluierung  
des CFD-Modells

Abbildung 5.19 zeigt die Ergebnisse des Metamodells der nach dem DoE-Versuchsplan  
durchgeführten Versuche für die Hauptausbrandphase. Dargestellt sind die Verläufe der  
Zielgrößen über den Einflussfaktoren, ausgehend vom Zentrumspunkt ZP1 (L\_ges:  
19 m<sup>3</sup>/h, P/S: 80/20, Höhe: 38 mm). Jeder Einzelgraph beinhaltet den jeweils  
prognostizierten Verlauf der Zielgröße (mittlere Kurve) und das dazu gehörende 95 %-  
Konfidenzintervall (obere und untere Kurve).

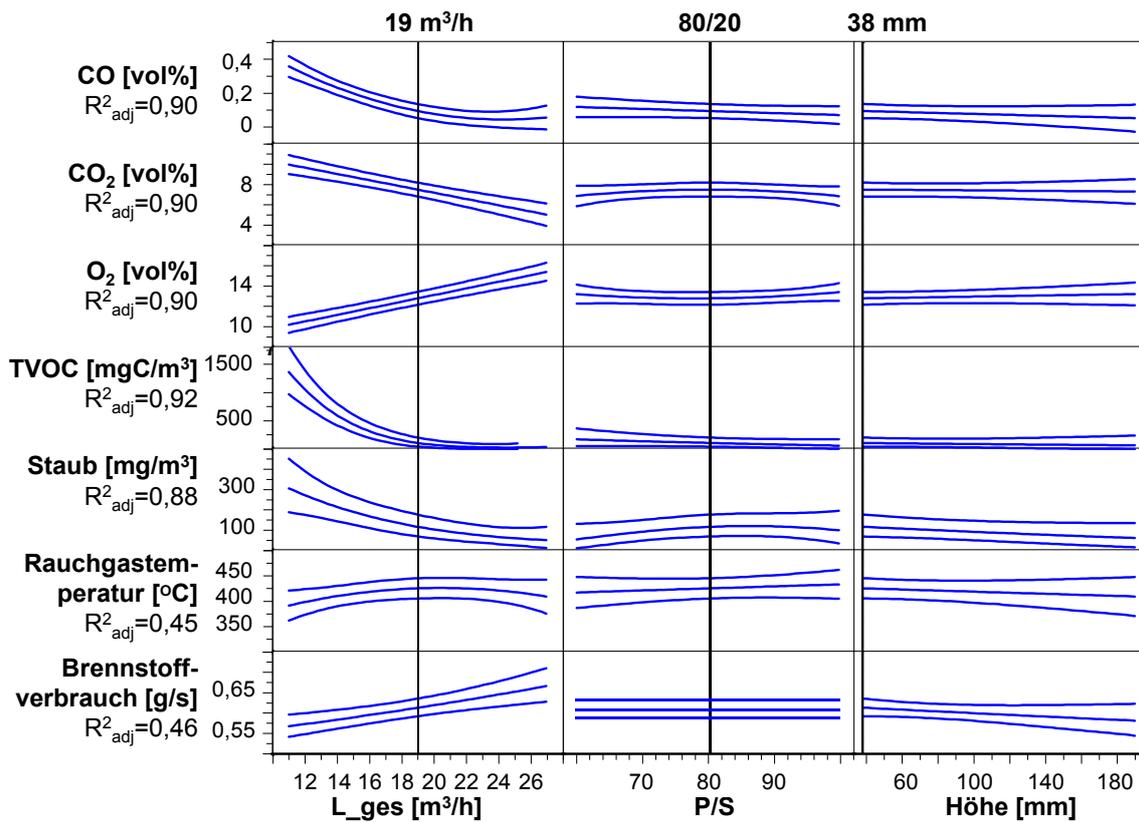


Abbildung 5.19: Metamodell für die Ergebnisse der DoE-Messungen ausgehend vom Zentrumspunkt ZP1 bei  $L_{ges}$ : 19 m<sup>3</sup>/h, P/S: 80/20, Höhe: 38 mm (dargestellt als senkrechte dünne Linie). Zusammenhänge zwischen den Einflussfaktoren  $L_{ges}$ , P/S und Höhe und den Zielgrößen Temperatur, Brennstoffverbrauch, TVOC, CO, O<sub>2</sub>, Staubpartikel und CO<sub>2</sub> (mittlere Kurve) für die Hauptausbrandphase. Angabe des 95 %-Konfidenzintervalls (beide äußere Kurven)

In Abbildung 5.19 sind die Zusammenhänge zwischen den Einflussfaktoren  $L_{ges}$ , P/S und Höhe und den Zielgrößen Temperatur, Brennstoffverbrauch, TVOC, CO, O<sub>2</sub>, Staubpartikel und CO<sub>2</sub> dargestellt. Das Metamodell der Messungen beschreibt den kompletten Versuchsraum. In Abbildung 5.19 ist der Ausschnitt für den Bereich um den Zentrumspunkt ZP1 (senkrechte Linien) angegeben.

Die aus den in Kapitel 5.2.3 bis Kapitel 5.2.5 auf der Diskussion von Einzelmessungen gewonnenen Erkenntnisse werden durch das Metamodell bestätigt und sind im Folgenden zusammengefasst:

- Einfluss der Gesamtluft ( $L_{ges}$ ): Wie erwartet, hat die dem System zugeführte Gesamtluftmenge einen starken Einfluss auf das Emissionsverhalten der Stückholzfeuerung. Der Anteil an Staubpartikel, CO und TVOC im Rauchgas wird mit zunehmender Gesamtluftmenge geringer, der Brennstoffverbrauch steigt an. Diese Ergebnisse sind auf Grundlage der theoretischen Vorbetrachtungen plausibel (vgl. Kapitel 2). Die über das Metamodell ermittelte Rauchgastemperatur erreicht bei  $20 \text{ m}^3/\text{h}$  ein Maximum, CO bei  $24 \text{ m}^3/\text{h}$  ein Minimum.
- Der Einfluss des Primär- zu Sekundärluftverhältnisses (P/S) ist deutlich geringer. Das Metamodell zeigt beispielsweise, dass bei dieser Stückholzfeuerung im Zentrumspunkt ZP1 keine Wechselwirkung zwischen Brennstoffverbrauch und dem P/S existiert. Es gilt der konstante Wert von  $0,61 \text{ g/s}$ . Die Rauchgastemperatur steigt dagegen bei zunehmenden P/S an, die CO-Werte fallen. Ein großer Primärluftanteil wirkt sich bei dieser Feuerung CO-minimierend aus.
- Mit zunehmender Höhe der Sekundärluftzuführung wird weniger Brennstoff umgesetzt. Wie bereits in Kapitel 5.2.5 diskutiert, hat dies zu Folge, dass weniger CO und Staubpartikel emittiert werden und die Rauchgastemperatur fällt. Ob der Effekt der Luftstufung ebenfalls Ursache für die fallenden CO-Emissionen ist, kann nicht eindeutig geklärt werden.

Das adjustierte Bestimmtheitsmaß ( $R^2_{adj}$ ) beträgt für die Emissionswerte zwischen 0,88 und 0,92. Unter Berücksichtigung der Streuung der Messdaten ist die Anpassung des Metamodells damit sehr gut. Die Rauchgastemperatur und der Brennstoffverbrauch nehmen Werte von 0,45 bzw. 0,46 an. Für diese beiden Zielgrößen ist keine bessere Anpassung möglich (vgl. Abbildung 5.20).

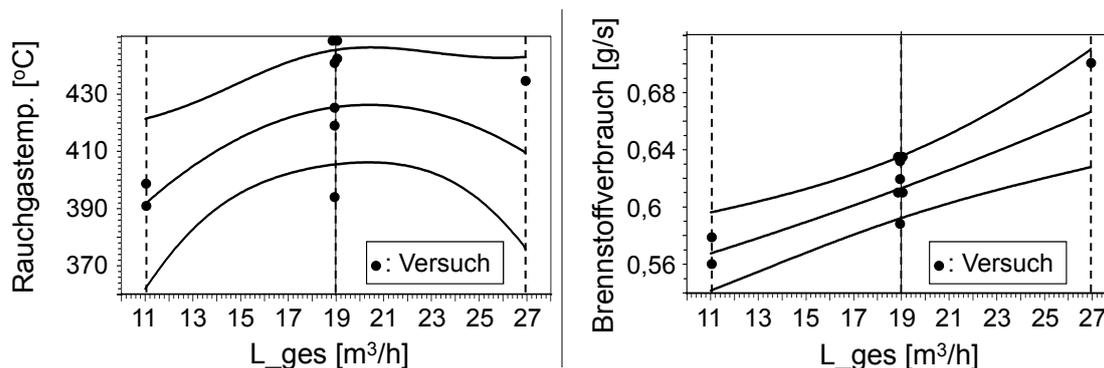


Abbildung 5.20: Streuung der Einzelversuche (schwarze Punkte, als Mittelwert über die Hauptausbrandphase) für die Rauchgastemperatur und den Brennstoffverbrauch im Vergleich mit dem Metamodell der Messungen (mittlere Kurve) im Zentrumspunkt ZP1 für P/S: 80/20 und Höhe: 38 mm. Angabe des 95 %-Konfidenzintervalls (äußere Kurven)

Ursache für die Streuung der Rauchgastemperaturen und damit die ungenaue Anpassung des Metamodells kann die Wärmekapazität des Ofens sein, wodurch der Ofen gegenüber den unterschiedlichen Versuchsbedingungen träge reagiert. Prinzipiell zeigt das Metamodell für die Rauchgastemperatur aber plausible Ergebnisse.

Auch sind die Verläufe für den Brennstoffverbrauch plausibel. Die Streuung der Messungen der Gewichtsabnahme kann auf folgenden Sachverhalt zurückgeführt werden: Es muss berücksichtigt werden, dass zur Festlegung des Zeitraums für die Hauptausbrandphase Emissionsverläufe herangezogen werden. Das bedeutet, dass der Zeitraum selbst bei gleichen Ausgangsbedingungen variieren kann. So variiert beispielsweise die Dauer der Hauptausbrandphase für die Versuche im Zentrumspunkt ZP1 um 5 Minuten (Abbildung 5.12). Dies wirkt sich auf den daraus berechneten Brennstoffverbrauch aus. Für den nach den Emissionsdaten bestimmten Brennstoffabbau ergibt sich eine Streuung von 0,07 g/s (Tabelle 5.5). Wird ein konstanter Zeitraum gewählt, beispielsweise zwischen Minute 15 und 30, so streuen die Ergebnisse für den Brennstoffverbrauch für die Versuche im Zentrumspunkt ZP1 um 0,05 g/s weniger. Dennoch ist die Wahl der nach Emissionsdaten definierten Hauptausbrandphase sinnvoller, was im Folgenden dargelegt wird:

Die Hauptausbrandphase ist in Abhängigkeit der gewählten Randbedingungen für jeden Versuch unterschiedlich lang. So sind die Versuche mit  $L_{ges}$  27 m<sup>3</sup>/h um ca. 8 Minuten kürzer als die Versuche mit  $L_{ges}$  11 m<sup>3</sup>/h (vgl. Abbildung 5.12 a und b). Wird nach einem konstanten Zeitraum ausgewertet, so werden unterschiedliche Abschnitte innerhalb der Hauptausbrandphase miteinander verglichen und die jeweilige

Hauptausbrandphase nicht vollständig erfasst.

Darüber hinaus bietet die hier gewählte Vorgehensweise, bei der sich das Auswertebereich über einem minimalen O<sub>2</sub>-Wert zu Beginn und der starken Änderung der CO-Konzentration am Ende der Hauptausbrandphase definiert, die Möglichkeit, verschiedene Betriebszustände vergleichbar zu machen. Bei einer Auswertung nach festen CO<sub>2</sub>-Werten zu Beginn und am Ende der Hauptausbrandphase könnten die Grenzen für unterschiedliche Betriebszustände nicht allgemeingültig definiert werden. Würde beispielsweise ein Wert von 5 vol% CO<sub>2</sub> im Rauchgas als Ende der Hauptausbrandphase definiert, so könnten damit nur die Abbrände mit L<sub>ges</sub> 19 m<sup>3</sup>/h verglichen werden. Bei den Versuchen mit L<sub>ges</sub> 11 m<sup>3</sup>/h dagegen läge man bei diesem Wert bereits deutlich in der Koksbrandphase mit hohen CO-Emissionen (vgl. Abbildung 5.12 b).

Auffällig bei der Auswertung der O<sub>2</sub>-Rauchgasmessungen sind die verhältnismäßig hohen O<sub>2</sub>-Konzentrationen bei geringen Zuluftströmen. Diese liegen bei L<sub>ges</sub> 11 m<sup>3</sup>/h bei ca. 10 vol%. Nach der idealisierten Verbrennungsrechnung von *Boie* (Anhang A5) ergeben sich für diesen Zustand (Brennstoffverbrauch 0,56 g/s und  $\lambda = 1,2$ ) 3,5 vol% O<sub>2</sub> im Rauchgas (trocken). Da diese Verbrennungsrechnung einen vollständigen Umsatz des Brennstoffs beschreibt, liegen die realen O<sub>2</sub>-Konzentrationen höher. Dennoch zeigt dieser Vergleich, dass der gemessene Wert wahrscheinlich zu hoch ist. Ursache dafür sind mit großer Wahrscheinlichkeit Undichtigkeiten am Stückholzofen:

In der Praxis stellt ein undichter Stückholzofen kein Problem dar, da durch den Schornsteinzug ein Unterdruck in der Brennkammer herrscht und die Rauchgase so nicht in den Wohnraum gelangen können. Für die Evaluierung des CFD-Modells dagegen ist Falschluf unerwünscht, da die Menge an zugeführter Luft genau definiert sein muss. Im Vorfeld der Messkampagne wurden daher umfangreiche Dichtigkeitsuntersuchungen (siehe dazu Anhang A6) durchgeführt und die Leckagen abgedichtet. Zur abschließenden Bewertung der Systemdichtheit wurden für die Versuchseinstellung L<sub>ges</sub>: 19 m<sup>3</sup>/h, P/S: 80/20 und Höhe: 38 mm eine Kohlenstoff- und eine Sauerstoffbilanz durchgeführt und die Emissionsfaktoren für die Stückholzfeuerung berechnet (vgl. Anhang A6). Die Kohlenstoffbilanz ergibt eine Abweichung von 14,9 % zwischen der durch den Brennstoff zugeführten Kohlenstoffmasse und der im Rauchgas bestimmten Kohlenstoffmasse. Die Sauerstoffbilanz ergibt eine Abweichung von 11 % (ca. 2 m<sup>3</sup>/h). Daher kann davon ausgegangen werden, dass das System bei dieser Einstellung im Hinblick auf die qualitative Evaluierung des CFD-Modells ausreichend dicht ist.

## **6 Evaluierung des CFD-Modells und Ausblick**

In Kapitel 6.1 wird das zur Beschreibung einer Stückholzfeuerung erstellte CFD-Modell (Kapitel 4) anhand der in Kapitel 5 aufgeführten Messergebnisse evaluiert. Anschließend werden in Kapitel 6.2 die Ergebnisse zusammengefasst und in Kapitel 6.3 ein Ausblick hinsichtlich einer möglichen Anwendbarkeit des CFD-Modells bei der Entwicklung von Feuerräumen gegeben.

### **6.1 Evaluierung des CFD-Modells**

Die Evaluierung erfolgt des CFD-Modells anhand der Spezies- und Temperaturverteilung (Kapitel 6.1.1) und für das Emissionsverhalten der Stückholzfeuerung (Kapitel 6.1.2). Im darauf folgenden Kapitel 6.1.3 wird das verwendete Rußmodell gesondert diskutiert.

#### **6.1.1 Spezies- und Temperaturverteilung**

In diesem Kapitel werden die über das CFD-Modell berechneten Temperaturen und Verteilungen der Spezies CO und CH<sub>4</sub> mit den Messergebnissen in der Stückholzfeuerung verglichen.

Die Messergebnisse der in Kapitel 5.1 beschriebenen in situ-Messungen (Messblock 1) liegen für drei verschiedene Höhen innerhalb der Brennkammer in zeitlich gemittelter Form für die Hauptausbrandphase als Mittelwert entlang der jeweiligen Messachsen vor. Die Messpositionen sind in Abbildung 5.2 dargestellt. Abbildung 6.1 zeigt die in das CFD-Modell übertragenen Positionen der Messachsen für die Höhenschnitte bei  $z = 128, 213$  und  $288$  mm. Die Berechnung wurde für einen mit den zu den Messungen vergleichbaren Betriebspunkt der Stückholzfeuerung mit einer Feuerungswärmeleistung von 10,9 kW, einer Luftzuführung über die Primärluft- und Sekundärluftöffnung in einem Verhältnis von 80/20 und einer globalen Luftzahl von 2 durchgeführt.

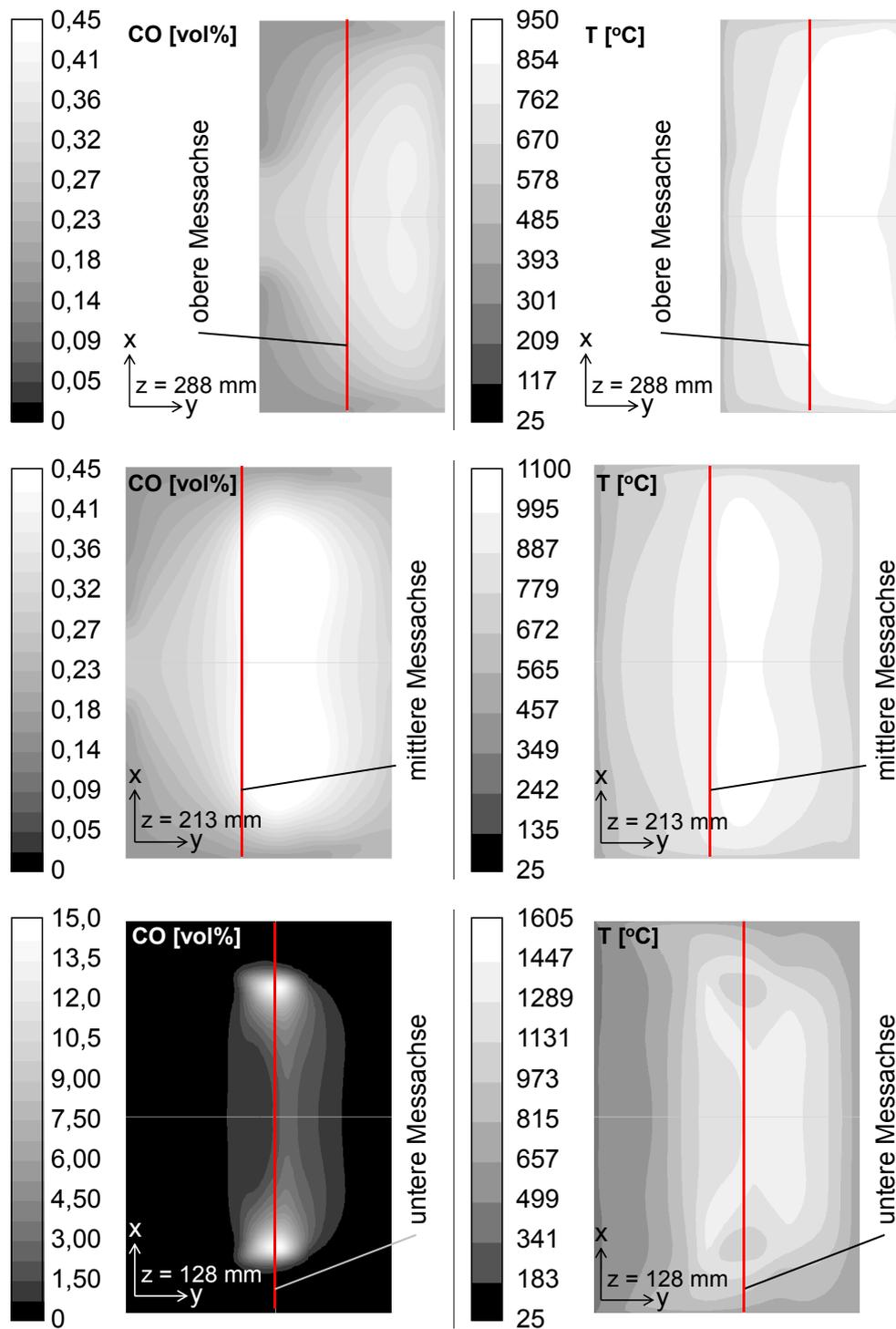


Abbildung 6.1: Berechnete horizontale Verteilungen von CO und Temperatur im Bereich der Messachsen der in situ-Messungen (senkrechte Linien, unten:  $y = 105$ ,  $z = 128$  mm, Mitte:  $y = 75$ ,  $z = 213$  mm, oben:  $y = 50$ ,  $z = 288$  mm)

### 6.1.1.1 Temperaturverteilung

Die berechneten und gemessenen Temperaturen (vgl. Tabelle 5.2) innerhalb der Brennkammer der Stückholzfeuerung sind in Abbildung 6.2 dargestellt.

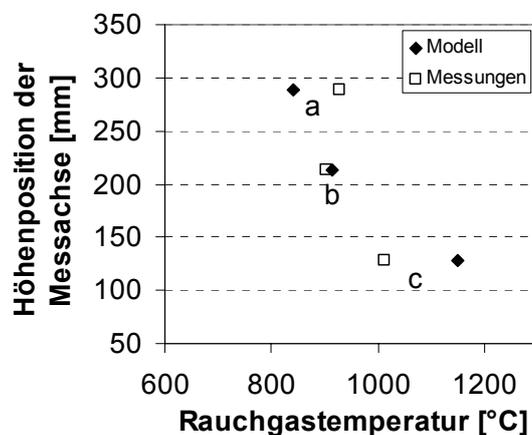


Abbildung 6.2: Berechnete und gemessene Temperaturen (strahlungskorrigiert) an den Messachsen (a: oben ( $y = 50$ ,  $z = 288$  mm), b: Mitte ( $y = 75$ ,  $z = 213$  mm), c: unten ( $y = 105$ ,  $z = 128$  mm)) in der Brennkammer der Stückholzfeuerung (als Mittelwerte über die jeweilige Messachse in x-Richtung)

Wie in Abbildung 6.2 dargestellt ist, stimmen die gemessenen Temperaturen tendenziell gut mit den berechneten Temperaturen überein. Das Modell zeigt eine ca.  $150\text{ °C}$  höhere Temperatur direkt über dem Holz (untere Messachse), als es die Messungen ergeben. Eine mögliche Ursache ist, dass - bedingt durch die hoch reaktive Atmosphäre und die hohen Temperaturen - in diesem Bereich die Thermoelementmessungen eine gewisse Ungenauigkeit aufweisen. Darüber hinaus können im CFD-Modell aufgrund der Modellvereinfachungen instationäre Faktoren, wie Strahlenbildung und örtliche Ungleichverteilungen von Brennstoff und Oxidationsmittel, nicht berücksichtigt werden. Daher kann es je nach Position des Thermoelements zu einer Abweichung zwischen Messung und Berechnung kommen. Eine ähnliche Ursache kann für die Abweichung von ca.  $100\text{ °C}$  zwischen den Messungen und der Berechnung an der oberen Messachse gelten. Zusätzlich könnte es sein, dass diese Messposition nicht vollständig innerhalb der Kernströmung lag (vgl. Abbildung 6.1).

Ergänzend zu den Temperaturmessungen innerhalb der Brennkammer wurden im Rahmen des Messblocks 2 (Kapitel 5.2) Messungen an deren inneren Oberflächen durchgeführt. In Tabelle 6.1 sind die gemessenen und die berechneten Temperaturen im

Rauchgas am Auslass der Brennkammer, an der Brennkammerwand und der Ofenscheibe aufgeführt. Die Messungen erfolgten mit Thermoelementen (Typ K, siehe Tabelle 5.4, nicht strahlungskorrigiert), welche folgendermaßen positioniert waren (Koordinaten vgl. Abbildung 4.2):

- Scheibe: mittige Position, innerhalb und außerhalb auf der Ofenscheibe. Position: Breite  $x = 180$  mm, Tiefe  $y = 0$  mm, Höhe  $z = 200$  mm.
- Rauchgastemperatur: mittige Position in der Kernströmung am Auslass der Brennkammer. Position: Breite  $x = 180$  mm, Tiefe  $y = 50$  mm, Höhe  $z = 300$  mm.
- Wandtemperatur: mittige Position auf der hinteren Schamottplatte der Brennkammer. Position: Breite  $x = 180$  mm, Tiefe  $y = 240$  mm, Höhe  $z = 120$  mm.

Bei Hochtemperaturmessungen mit Thermoelementen müssen Einschränkungen bei der Messgenauigkeit gemacht werden. Tendenziell kann der Messwert unterschätzt werden, da durch Strahlung und Konvektion Kühlungseffekte auftreten können. Da während der Hauptausbrandphase die Temperaturen in Abhängigkeit der Verbrennungsintensität und des Verbrennungsfortschritts schwanken, ist die Bandbreite des Messsignals innerhalb der Hauptausbrandphase angegeben (Tabelle 6.1).

Tabelle 6.1: Gemessene (nicht strahlungskorrigiert) und modellierte Temperaturen an den inneren Oberflächen Brennkammer der Stückholzfeuerung

Messposition	Temperatur Messung [°C]	Temperatur CFD-Modell [°C]
Scheibe (außen)	340 - 380	-
Scheibe (innen)	360 - 430	532
Rauchgas	700 - 900	811
Wand (hinten)	450 - 600	618

Tendenziell liegen die berechneten Temperaturen über den gemessenen. Die Ursache kann in den bereits erwähnten Strahlungsverlusten der Thermoelemente bei hohen Temperaturen liegen. Die simulierte Scheibentemperatur von 532 °C liegt ca. 100 °C über dem gemessenen Wert von 430 °C, aber im Bereich typischer Temperaturen in Feuerräumen [52][106]. Die berechnete Wandtemperatur sowie die Rauchgastemperatur von ca. 600 °C bzw. ca. 800 °C stimmen mit den Messungen überein und decken sich

mit den in der Literatur beschriebenen Werten einer Stückholzfeuerung [52].

### 6.1.1.2 Speziesverteilung

In Abbildung 6.3 sind die berechneten und gemessenen Konzentrationen für CO an den Messachsen dargestellt. Zusätzlich ist die über dem Holz gemessene CH<sub>4</sub>-Konzentration angegeben (vgl. Tabelle 5.3).

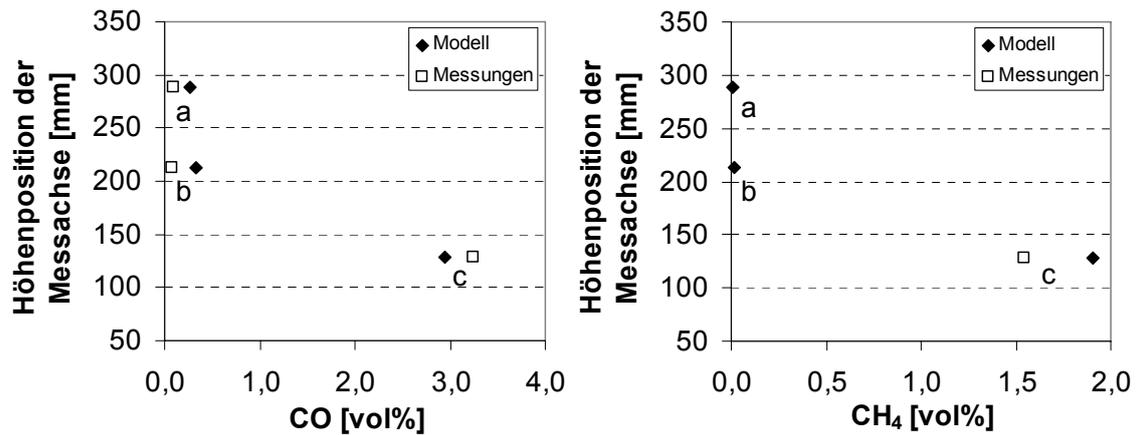


Abbildung 6.3: Berechnete und gemessene CO-Konzentrationen an den Messachsen (a: oben ( $y = 50$ ,  $z = 288$  mm), b: Mitte ( $y = 75$ ,  $z = 213$  mm), c: unten ( $y = 105$ ,  $z = 128$  mm)) in der Brennkammer der Stückholzfeuerung (als Mittelwerte über die jeweilige Messachse in x-Richtung). CH<sub>4</sub>-Konzentration direkt über dem Holz (unten)

Die in Abbildung 6.3 dargestellten Konzentrationen an CO und CH<sub>4</sub> dienen neben der Evaluierung des CFD-Modells auch der Evaluierung des in Kapitel 4.1.2 beschriebenen Brenngasfreisetzungmodells. Die dazu an der unteren Messachse ( $z = 128$  mm) bestimmten Konzentrationen von CO und CH<sub>4</sub> decken sich gut mit den berechneten Werten. Tendenziell liegt in diesem Bereich die über das Modell vorhergesagte CH<sub>4</sub>-Konzentration höher. Die mögliche Ursache dafür ist, dass im Gegensatz zu einer realen Stückholzverbrennung im CFD-Modell die Verbrennung ausschließlich über die Gase H<sub>2</sub>, CO und CH<sub>4</sub> beschrieben wird (vgl. Kapitel 4.1.2). In CH<sub>4</sub> wurden mittels einer Energiebilanz die zusätzlich zu H<sub>2</sub>, CO und CH<sub>4</sub> bei einer realen Holzverbrennung freigesetzten brennbaren Gase zusammengefasst, so dass die CH<sub>4</sub>-Konzentration tendenziell etwas über dem realen Wert der Spezies liegen kann.

Über die in den verschiedenen Höhen (für  $z = 128$ ,  $213$  und  $288$  mm) durchgeführten Messungen ist die Umsetzung des CO in der Brennkammer entlang der

Hauptströmungsrichtung zu erkennen. Die Messungen sowie die Berechnungen stimmen gut miteinander überein und ergeben, dass bereits in der mittigen Position ( $z = 213$  mm) der CO-Ausbrand nahezu abgeschlossen ist. Zwischen der mittigen und oberen Position (bei  $z = 213$  und  $288$  mm) verändert sich die CO-Konzentration nur noch geringfügig.

### **6.1.2 Emissionsverhalten**

In diesem Kapitel werden die Vorhersagen des CFD-Modells anhand des in Kapitel 5.2 messtechnisch untersuchten Emissionsverhaltens der Stückholzfeuerung evaluiert. Dazu werden die CFD-Modell-Ergebnisse mit den Ergebnissen des aus den Messungen entwickelten Metamodells (Vorgehensweise: vgl. Kapitel 5.2.6) qualitativ verglichen. Die Vergleichsgrößen sind die über die Hauptausbrandphase gemittelten Rauchgas-Konzentrationen von CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, TVOC und Staub sowie die Rauchgastemperatur und die über das CFD-Modell berechneten Rauchgas-Konzentrationen von CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, CH<sub>4</sub> und Ruß sowie die Rauchgastemperatur. Die Auswertung des CFD-Modells erfolgt durch eine Mittelung der jeweiligen Größen in der Schnittebene bei  $z = 430$  mm (vgl. Abbildung 4.2). Als Grundlage für die CFD-Berechnungen dienten die im Versuchsplan für die Messungen (Anhang A4) aufgeführten Parametereinstellungen (L<sub>ges</sub>, P/S, Höhe). Dadurch war es möglich, mit einem Minimum an Rechnungen die Zusammenhänge innerhalb des gesamten Versuchsraumes darzustellen. Der aus dem Metamodell ermittelte Brennstoffverbrauch diente als Eingangsparameter für die Modellierung.

In Abbildung 6.4 sind die Korrelationen zwischen den Messungen und den Ergebnissen der CFD-Berechnungen innerhalb des Versuchsraumes dargestellt.

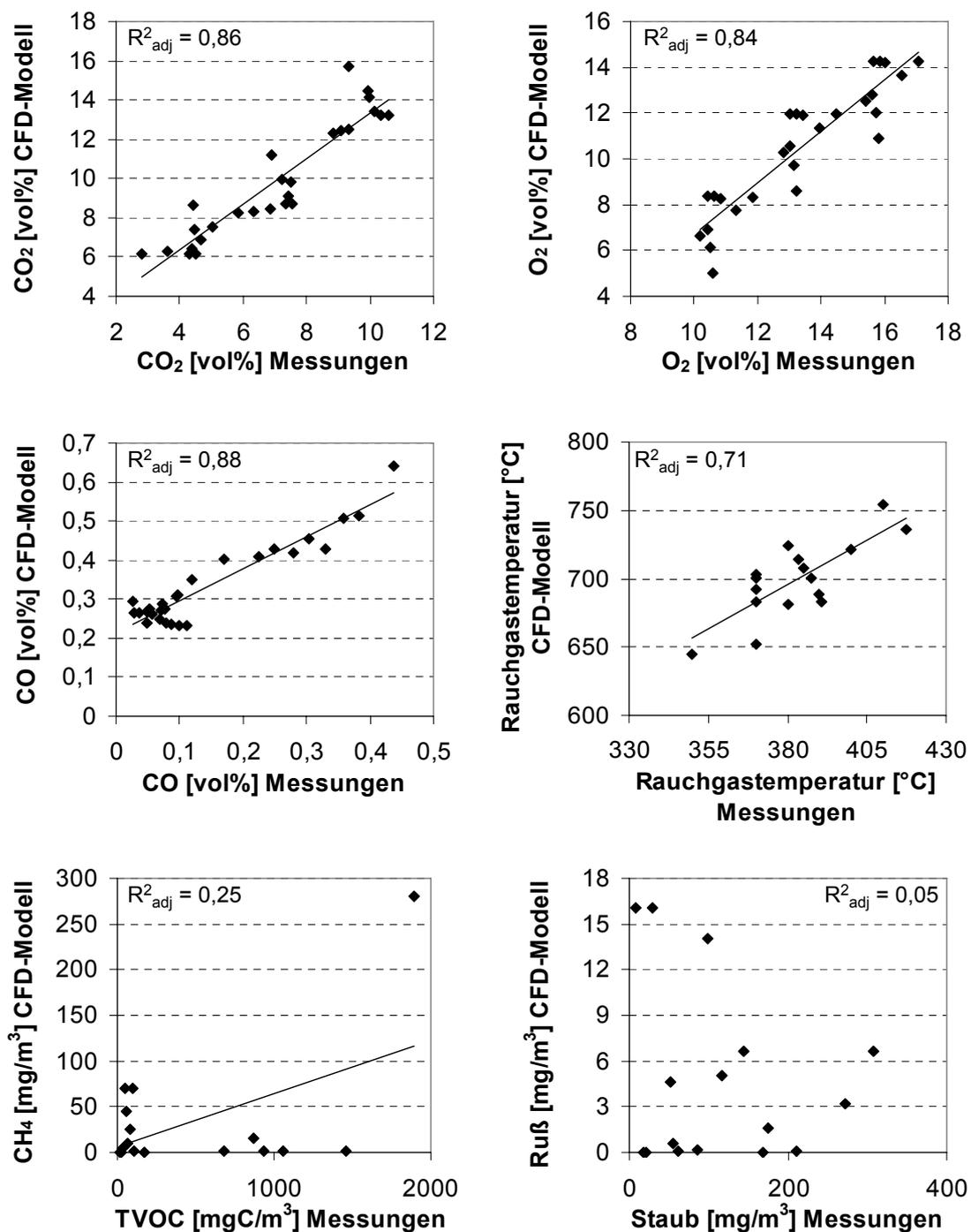


Abbildung 6.4: Korrelationen zwischen gemessenen und berechneten Konzentrationen im Rauchgas (Bezug: trocken) sowie zwischen den gemessenen und berechneten Rauchgastemperaturen innerhalb des Versuchsraumes

Die in Abbildung 6.4 dargestellten Korrelationen zwischen gemessenen und berechneten CO-, CO<sub>2</sub>- und O<sub>2</sub>-Konzentrationen im Rauchgas zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und CFD-Modellierung. Das angepasste Bestimmtheitsmaß  $R^2_{\text{adj}}$  liegt für CO<sub>2</sub> bei 0,86, für O<sub>2</sub> bei 0,84 und für CO bei 0,88. Auch die gemessenen und berechneten Rauchgastemperaturen korrelieren miteinander ( $R^2_{\text{adj}} = 0,71$ ). Die etwas schlechtere Korrelation der Rauchgastemperaturen ist auf die Probleme bei den Messungen zurückzuführen. Wahrscheinlich beeinflusste die Wärmekapazität des Stückholzofens den jeweiligen Folgeversuch (vgl. Diskussion Kapitel 5.2.6). Grund für die quantitativ deutlich höheren Rauchgastemperaturen bei der CFD-Berechnung ist, dass die Auswerteebene des Modells nicht mit der Position der Temperaturmessung übereinstimmt. Aus baulichen Gründen war es nicht möglich, die Rauchgastemperatur am Auslass der Brennkammer der Stückholzfeuerung zu messen. Wie aber bereits im vorherigen Kapitel 6.1.1 gezeigt, stimmt die modellierte Temperatur in der Nähe des Auslasses gut mit den Messungen überein (Tabelle 6.1).

Die TVOC-Emissionen können dagegen nicht über das im verwendeten globalen Reaktionsmechanismus enthaltene Methan abgebildet werden ( $R^2_{\text{adj}} = 0,25$ ). Da die Reaktion von CH<sub>4</sub> und O<sub>2</sub> im Vergleich zur CO-Oxidation sehr schnell abläuft, wird das CH<sub>4</sub> fast vollständig aufgebraucht [49] (vgl. Kapitel 4.1.3). Simulationsrechnungen mit dem CFD-Modell zeigten, dass erst bei starkem Sauerstoffmangel (Luftzahl um 1) die CH<sub>4</sub>-Emissionen ansteigen. Für eine Berechnung der gasförmigen organischen Komponenten im Rauchgas sind daher detaillierte Reaktionsmechanismen erforderlich, da diese neben Methan auch höhere Kohlenwasserstoffe berücksichtigen können. Mit solchen Mechanismen wäre es auch möglich, die TVOC-Emissionen bei einer kleinen Luftzahl dazustellen, da bei solchen Verbrennungsbedingungen die hohen TVOC-Emissionen auf eine Vielzahl an höheren Kohlenwasserstoffen zurückzuführen ist [16]. Derzeit ist aber ein Einsatz detaillierter Reaktionsmechanismen mit der gegenwärtigen Rechenleistung kaum zu bewältigen. Darüber hinaus müsste zuerst ein detaillierter Mechanismus für Holzfeuerungen dieser Art entwickelt werden.

Die berechneten Rußemissionen sind nicht plausibel. Zwar besteht der aus der Stückholzfeuerung emittierte Staub nicht ausschließlich aus Ruß, doch stellt bei Feuerungen dieser Art der Ruß den größten Anteil an der emittierten Partikelmasse dar [11][41]. Auf Basis der Messungen und der Theorie muss bei geringen Zuluftmengen die Rußkonzentration ansteigen. Bei Vorversuchen mit dem verwendeten Rußmodell und am Prüfstand wurde unter fetten Bedingungen (Luftzahl um 1, ca.  $L_{\text{ges}} = 8,5 \text{ m}^3/\text{h}$ ) eine Zunahme der Rußkonzentration festgestellt. Dennoch zeigt sich auf Basis der hier dargestellten Ergebnisse, dass das verwendete Rußmodell innerhalb des untersuchten Parameterraums nicht sensitiv genug ist, die Zusammenhänge zu

beschreiben. Im folgenden Kapitel 6.1.3 wird daher das Verhalten des Rußmodells näher diskutiert und auf eine mögliche Anpassung des Modells eingegangen.

### 6.1.3 Diskussion des Rußmodells

Wie im vorherigen Kapitel 6.1.2 dargestellt, kann das verwendete Rußmodell von *Tesner* und *Magnussen* (vgl. Kapitel 3.3.1) im Rahmen des in dieser Arbeit gewählten CFD-Modellierungsansatzes nicht die Zusammenhänge in der untersuchten Stückholzfeuerung abbilden. Vor allem im Bereich kleiner Luftzahlen stimmen die Ergebnisse weder quantitativ noch qualitativ mit den Messungen überein. Prinzipiell kann die ungenaue Modellierung der Rußemissionen folgende Ursachen haben:

- Die in das Rußmodell eingehenden Größen (z.B. Temperatur, lokale Brennstoffkonzentration,  $k$ ,  $\varepsilon$ , ...) werden aufgrund diverser Modellannahmen und -einschränkungen (z.B. Turbulenzmodell, globaler Reaktionsmechanismus, Brenngasfreisetzungmodell, ...) mit zu großen lokalen Abweichungen von den tatsächlichen Werten vorhergesagt.
- Typische Vorläuferspezies der Holzrußbildung (hauptsächlich aromatische Kohlenwasserstoffe aus der Pyrolyse des Lignins) werden im Rußmodell von *Tesner* und *Magnussen* nicht abgebildet, sind aber für die Rußbildung von entscheidender Bedeutung.
- Das Modell trifft die Verhältnisse in einer Holzfeuerung nicht (z.B. Unterschätzung der Bildungsrate von Ruß und Nukleationskernen, Überschätzung der Verbrennungsgeschwindigkeit des Rußes, ...).

Das Rußmodell berechnet die Bildung des Rußes über teilweise experimentell ermittelte Konstanten. Über diese Konstanten ist prinzipiell eine Anpassung des Rußmodells auf die Bedingungen in einer Holzfeuerung möglich. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Simulationsrechnungen zeigten aber, dass die Variation einzelner Konstanten (z.B. der Aktivierungsenergie  $E$  - vgl. Gleichung 3.33) zu unplausiblen Ergebnissen führen kann. Durch eine entsprechende Modifikation der *Magnussen*-konstante  $A$ , welche die Interaktion zwischen turbulenter Strömung und Verbrennung beschreibt, konnte die berechnete Rußkonzentration im Rauchgas auf einen stationären, messtechnisch untersuchten Zustand angepasst werden. In seiner derzeitigen Form ist das Rußmodell aber nicht sensitiv genug, alle Zustände in der Stückholzfeuerung in hinreichender Genauigkeit vorherzusagen.

Eine physikalisch korrekte Modifikation der Konstanten kann nur über Grundlagenexperimente zur Rußbildung in Holzfeuerungen unter Laborbedingungen an einem Versuchsreaktor geschehen. Anhand einer Stückholzfeuerung ist die Modellanpassung nicht möglich, da hier nicht die dafür notwendigen kontrollierten Bedingungen erzeugt werden können. Darüber hinaus erfordert eine detaillierte, messtechnisch gestützte Rußmodellentwicklung und -evaluierung einen immensen zeitlichen und finanziellen Aufwand, da zuerst die Rußbildung in Feuerungen dieser Art verstanden werden muss und daraufhin die ermittelten Zusammenhänge im Rahmen einer numerischen Simulation umgesetzt werden müssen.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass das Rußmodell von *Tesner* und *Magnussen* nur bei einer gezielten Weiterentwicklung für CFD-Simulationen, wie sie in dieser Arbeit beschrieben sind, verwendet werden kann. Sinnvoller ist die Entwicklung eines neuen auf Feuerungen dieser Art zugeschnittenen Rußmodells, welches im Rahmen einer 3D-Verbrennungssimulation mit einem praktikablen Rechenaufwand eingesetzt werden kann. Grundlage für ein solches Modell ist ein besseres Verständnis der Zusammensetzung der Brenngase, vor allem im Hinblick auf die Rußvorläufer.

## 6.2 Zusammenfassung der Modellevaluierung

Im vorherigen Kapitel 6.1 wurde das in dieser Arbeit erstellte CFD-Modell evaluiert. Die Evaluierung erfolgte anhand von Messungen innerhalb der Brennkammer (in situ) und Messungen im Rauchgas (Kapitel 5) für verschiedene Feuerungszustände. Planung und Auswertung der Messungen wurden auf dieses Vorhaben ausgelegt (z.B. auf Umfang und Aufwand). Dadurch ist diese Vorgehensweise auch auf vergleichbare Untersuchungen übertragbar.

Als Ergebnis der CFD-Modell-Evaluierung können folgende Punkte festgehalten werden:

- Das modifizierte Brenngasfreisetzungmodell liefert qualitativ sowie quantitativ gute Resultate für die aus dem Holz freigesetzten Spezies CO und CH<sub>4</sub>.
- Die Flammentemperaturen sowie die Oberflächentemperaturen können gut abgebildet werden.
- Der modellierte CO-Ausbrand zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem messtechnisch ermittelten CO-Ausbrand.
- Emissionsseitig kann das CFD-Modell das Verhalten der messtechnisch untersuchten Stückholzfeuerung für die Gase CO, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> und für die

Rauchgastemperatur abbilden.

- Die TVOC-Emissionen können mit dem eingesetzten globalen Reaktionsmechanismus nicht vorhergesagt werden.
- Das verwendete Rußmodell liefert für den in dieser Arbeit verwendeten Modellierungsansatz keine plausiblen Resultate. Es empfiehlt sich die Entwicklung eines auf Feuerungen dieser Art ausgelegten Rußmodells.

### **6.3 Anwendung und Ausblick**

Im folgenden Kapitel wird ein Beispiel für eine mögliche Optimierung einer Stückholzfeuerung mit Hilfe des in dieser Arbeit erstellten CFD-Modells gegeben. Anschließend werden auf Basis der in dieser Arbeit erhaltenen Erkenntnisse aus der Modellentwicklung und -evaluierung Weiterentwicklungsmöglichkeiten für das CFD-Modell aufgeführt.

#### **6.3.1 Optimale Einstellung der Stückholzfeuerung**

Mit dem evaluierten CFD-Modell ist es möglich, die optimale Einstellung für die untersuchte Stückholzfeuerung zu ermitteln. Daraus kann ein Vorschlag hinsichtlich einer Optimierung des Systems abgeleitet werden.

Dazu wurde, wie im Rahmen der Messwertauswertung des Messblocks 2 geschehen, nach demselben Verfahren ein Metamodell für die Ergebnisse des CFD-Modells erstellt (vgl. Kapitel 5.2.6). Das Metamodell ist ebenfalls ein Regressionspolynom und beschreibt den jeweiligen Einfluss der Einflussfaktoren ( $L_{ges}$ , P/S und Höhe) auf die Zielgrößen (CO-, CO<sub>2</sub>- und O<sub>2</sub>-Konzentrationen im Rauchgas sowie die Rauchgastemperatur) innerhalb des Versuchsraumes.

Mit dem Ziel, bei einem hohen feuerungstechnischen Wirkungsgrad möglichst wenig Schadstoffe zu emittieren, wird in dem erstellten Metamodell des CFD-Modells die Einstellung mit den tiefsten CO-Emissionen und den höchsten Rauchgastemperaturen ermittelt. Diese ist in Abbildung 6.5 dargestellt.

Um die so berechnete optimale Einstellung der Stückholzfeuerung bewerten zu können, werden dieser die für die Messungen nach gleichen Kriterien ermittelte optimale Einstellung gegenüber gestellt (Abbildung 6.5). Da die CFD-Berechnungen nach dem gleichen Versuchsplan wie für die Messungen erfolgten, können beide Metamodelle (CFD-Modell und Messungen) qualitativ verglichen werden.

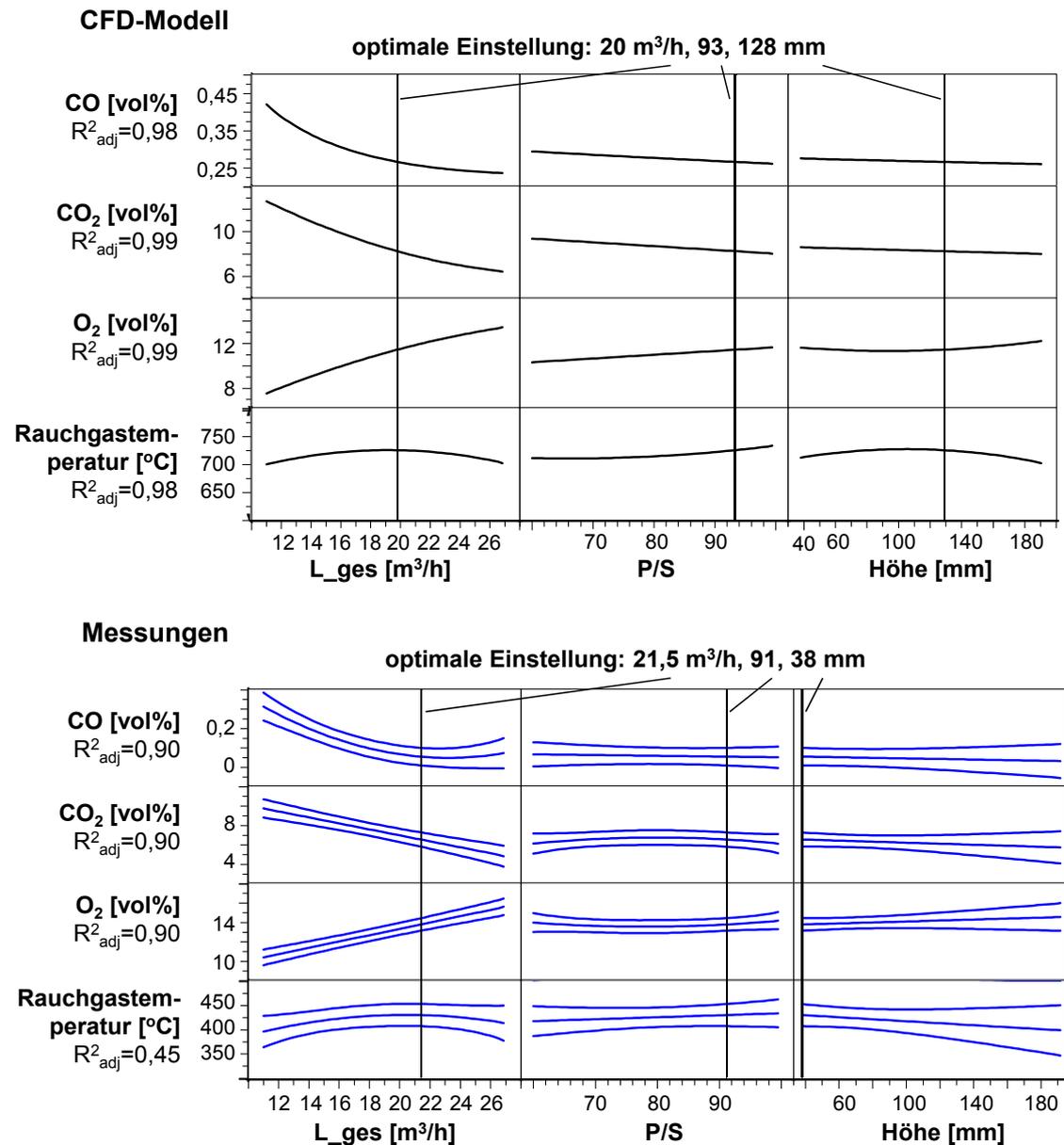


Abbildung 6.5: Die auf Basis der CFD-Berechnungen und auf Basis der Messungen (Messblock 2) ermittelte optimale Einstellung (senkrechte Linien) der Stückholzfeuerung für die Hauptausbrandphase

Die über das CFD-Modell berechnete optimale Einstellung liegt bei einer Gesamtluftmenge  $L_{ges}$  von 20 m<sup>3</sup>/h ( $\lambda = 2,1$ ), bei einem Primär- zu Sekundärluftverhältnis P/S von 93/7 und bei einer Höhe der Sekundärluftzuführung von 128 mm. Für diese Einstellung ergibt sich eine CO-Konzentration von 0,27 vol% im Rauchgas und eine Rauchgastemperatur von 730 °C. Die über die Messungen ermittelte optimale Einstellung liegt bei  $L_{ges} = 21,5$  m<sup>3</sup>/h ( $\lambda = 2,2$ ), bei P/S = 91/9 und bei einer

Höhe von 38 mm. Die CO-Konzentration im Rauchgas beträgt 0,05 vol%, die Rauchgastemperatur 430 °C. Diese beiden ermittelten optimalen Einstellungen stimmen für die Gesamtluftmenge  $L_{ges}$  und das Primär- zu Sekundärluftverhältnis P/S gut überein. Dadurch wird gezeigt, dass eine Optimierung der Stückholzfeuerung, z.B. durch entsprechende Anpassung der Zuluftöffnungen, mit Hilfe des CFD-Modells möglich ist.

Bei der berechneten Höhe der Sekundärluftzuführung ergibt sich eine Abweichung von 90 mm zu der messtechnisch ermittelten Höhe. Die CFD-Berechnung schlägt vor, die Sekundärluft über der messtechnisch ermittelten Position zuzuführen. Dieses Ergebnis ist plausibel, da die berechnete Position auf der Höhe der Flamme liegt und die Sekundärluft hier direkt zugemischt wird. Die messtechnisch ermittelte Position liegt dagegen auf der Höhe der unteren Kante des Holzbriketts und damit nicht direkt im Bereich der Flamme. Eine mögliche Ursache für die Abweichung kann in der bereits diskutierten Streuung der Messergebnisse liegen, wodurch der relativ schwache Effekt der Höhenvariation von stärkeren Effekten überlagert werden kann. Durch das Einführen einer weiteren Zwischenhöhe im Versuchsplan könnte durch weitere Messungen dieser Effekt näher untersucht werden.

### 6.3.2 Ausblick

Die Optimierung bzw. die Neuentwicklung von Stückholzfeuerungen mittels CFD-Simulation bleibt ein Prozess, der eine begleitende messtechnische Untersuchung nicht komplett ersetzen aber minimieren kann. Im Hinblick auf eine weitgehend experimentunabhängige Ofenentwicklung und eine quantitative Vorhersage der Emissionen kann das in dieser Arbeit erstellte CFD-Modell in einigen Punkten erweitert werden.

Die große Herausforderung bei der CFD-Simulation von Stückholzfeuerungen ist, die typischen Bedingungen in einer Holzfeuerung abzubilden, wie z.B. den Vermischungsprozess zwischen den Entgasungsprodukten des Holzes und der Luft in Abhängigkeit von den mageren Verbrennungsbedingungen bei tiefen Temperaturen und langsamen Strömungsgeschwindigkeiten.

Entscheidend ist hierbei die Wahl des Reaktionsmechanismus zur Beschreibung der chemischen Abläufe in der Flamme. Derzeit eingesetzte globale Mechanismen sind in der Lage, die bedeutendsten Spezies zu berücksichtigen; zur Berechnung der Schadstoffemissionen aber, wie z.B. TVOC oder  $NO_x$ , sind detailliertere Reaktionsmechanismen erforderlich. Da bisher keine detaillierten Mechanismen zur Beschreibung der Bedingungen in einer Stückholzfeuerung existieren, müssen diese in

Grundlagenuntersuchungen gezielt entwickelt werden. So ist bei deren Entwicklung beispielsweise der für einen bei feuchten Brennstoffen wie Holz hohe Wasseranteil in der Flammenzone zu berücksichtigen. Darüber hinaus kann durch eine detailliertere Darstellung der Zwischenprodukte sowie die Berücksichtigung von höheren Kohlenwasserstoffen ein genaueres Rußmodell implementiert werden.

Die Rußmodellierung für Stückholzfeuerungen sollte durch neue - auf den jeweiligen Brennstoff zugeschnittene - Modelle geschehen. Grundlage dafür ist das bessere Verständnis der Rußentstehung bei der Holzverbrennung im Allgemeinen. Die anorganischen Feinstaubpartikel könnten über das in dieser Arbeit beschriebene Konzept berücksichtigt werden. Hierfür sind aber noch weitere Grundlagenuntersuchungen zu der Reaktionskinetik von anorganischen Verbindungen in Holzfeuerungsanlagen erforderlich.

Stehen detailliertere Reaktionsmechanismen zur Beschreibung der Verbrennung zur Verfügung, ist eine Verfeinerung der Modelle zur Beschreibung der thermischen Umsetzung des Holzes und der Gasfreisetzung notwendig. Denkbar ist die Berücksichtigung höherer Kohlenwasserstoffe und Rußvorläufer.

Des Weiteren könnte bei ausreichend hoher Rechnerkapazität durch eine zeitlich abhängige Betrachtung der Abbrand in seinen verschiedenen Phasen berechnet werden. Dies erfordert eine genaue Kenntnis der zu jedem Zeitpunkt aus dem Holz entweichenden Gaszusammensetzung und -temperatur. Da das Mischungsverhalten der Gase in der Brennkammer im Wesentlichen von den Strömungsverhältnissen abhängt, könnte durch die Erweiterung des Modells um die Beschreibung des Schrumpfungs- und Zerfallsverhaltens des Holzes während des Abbrands der Einfluss des Glutbetts untersucht werden.

## 7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird ein Modell zur Beschreibung der Verbrennung und der Emissionen in Stückholzfeuerungen vorgestellt. Grundlage des Modells ist die numerische Strömungsmechanik (CFD), als Lösungsverfahren kommt die Finite-Volumen-Methode (FVM) zum Einsatz. Neben der turbulenten Strömung werden über Teilmodelle die chemische Umsetzung des Brennstoffs und die Schadstoffbildung sowie Wärmeübertragungs- und Strahlungseffekte beschrieben. Damit ermöglicht die numerische Strömungssimulation, die komplexen, während der Verbrennung ablaufenden Prozesse räumlich abzubilden und ist damit ein effizientes Werkzeug, bestehende und zukünftige Feuerungsanlagen über eine Anpassung der Prozessparameter und Betriebsbedingungen zu optimieren.

Wegen ihres stetig wachsenden Marktanteils und der neuen, schärferen Emissionsgesetzgebung (1. BImSchV [4]) ist eine Optimierung der bestehenden Stückholzfeuerungen bzw. deren Weiterentwicklung erforderlich. Hierbei wird - aufgrund der immer größer werdenden Rechenleistung und der Weiterentwicklung der Modelle - die numerische Strömungssimulation eine wichtige Rolle spielen. Derzeit ist die CFD-Modellierung von Biomasse-Verbrennungsanlagen im kleinen Leistungsbereich ( $< 25$  kW) aber noch wenig untersucht. Daher existieren nur wenige Erfahrungswerte bezüglich der für eine hinreichend genaue Beschreibung der Zustände in einer Stückholzfeuerung erforderlichen Teilmodelle. Neben diesem Umstand verlangen die zeitlich und räumlich stark miteinander gekoppelten Prozesse, welche bei der Verbrennung von Stückholz in der Brennkammer eines Ofens stattfinden, eine große Modellierungstiefe. Bisherige Arbeiten auf diesem Gebiet beschränken sich auf ein enges Untersuchungsgebiet und eine genaue Abbildung eines vermessenen Zustands und/oder vernachlässigen Teilprozesse, wie z.B. die Strahlungs- und Partikeleffekte. Daher wird in dieser Arbeit unter Berücksichtigung der relevanten Teilprozesse ein Weg zur numerischen Beschreibung einer Stückholzfeuerung aufgezeigt. Das daraus abgeleitete CFD-Modell wird für den typischen Einsatzbereich einer Holzfeuerung, insbesondere im Hinblick auf die Vorhersage der Emissionen, evaluiert.

Die Optimierung des Vermischungsprozesses zwischen brennbaren Gasen und Luftsauerstoff ist einer der wichtigsten Parameter, um die Schadstoffemissionen aus Stückholzfeuerungen zu reduzieren. Diese Vermischungsprozesse werden mit dem in dieser Arbeit entwickelten stationären Modell beschrieben, in dem der Abbrand in der Hauptausbrandphase der Verbrennung abgebildet wird.

Das Modell wurde mit dem kommerziellen Strömungscode ANSYS FLUENT<sup>®</sup> erstellt. Die Modellierung der turbulenten Strömung erfolgt über das RNG  $k-\varepsilon$  Turbulenzmodell, die Kopplung zwischen Verbrennungschemie und Turbulenzmodell über das Eddy Dissipation Concept (EDC). Zur Beschreibung der chemischen Reaktionen in der Gasphase wird ein globaler Mechanismus eingesetzt, dessen Verhalten gut mit einem detaillierten Mechanismus übereinstimmt. Die Strahlung wird über die Discrete-Ordinates-Methode (DOM) berücksichtigt und der Ruß über das Modell nach *Tesner* und *Magnussen*. Dadurch lässt sich der Einfluss des Rußes auf die Strahlungsberechnung und damit auf die Temperaturverteilung im Ofen beschreiben. Durch die Berücksichtigung der Stoffdaten der für die Brennkammer verwendeten Materialien lassen sich die Verluste über die Oberflächen berechnen. Das so erstellte Modell ist in der Lage, die Prozesse in der Brennkammer innerhalb einer akzeptablen Rechenzeit plausibel abzubilden.

Die Evaluierung des Modells erfolgte über laserabsorptionsspektroskopische Messungen in der Brennkammer und anhand von Emissionsmessungen im Rauchgas. Für die Emissionsmessungen wurde die Stückholzfeuerung so modifiziert, dass sich verschiedene Verbrennungszustände und Strömungsbedingungen im Feuerraum realisieren ließen. Hierbei kam aufgrund der großen Anzahl an Einzelversuchen die statistische Versuchsplanung zum Einsatz. Das so ermittelte Emissionsverhalten der Stückholzfeuerung wurde mit dem in dieser Arbeit erstellten CFD-Modell verglichen.

Die Messungen der Temperatur und der Spezies im Feuerraum zeigen eine gute qualitative und quantitative Übereinstimmung mit den durch das Modell vorhergesagten Werten. Darüber hinaus kann das Brenngasfreisetzungsmodell, welches die Entgasungsprodukte aus dem Holz während der Verbrennung beschreibt, evaluiert werden. Die über das Modell berechneten Verläufe der gasförmigen Emissionen CO, CO<sub>2</sub> sowie die O<sub>2</sub>-Konzentrationen im Rauchgas bei verschiedenen Betriebszuständen zeigen eine gute qualitative Übereinstimmung. Mit dem so erstellten Modell lässt sich eine optimale Einstellung für die untersuchte Stückholzfeuerung ableiten, woraus sich ergibt, dass die Sekundärluftzuführung, ausgehend von der herstellerseitigen Konfiguration der Brennkammer, in einem größeren Abstand über dem Glutbett erfolgen sollte.

Das über das Modell berechnete Rußemissionsverhalten weicht dagegen von den Messungen ab. Aufgrund der Vereinfachungen und Annahmen hinsichtlich Modellparametern und Randbedingungen ist das Rußmodell nicht geeignet, die Rußemissionen in einer Stückholzfeuerung verlässlich vorherzusagen zu können.

Dennoch kann zusammenfassend festgehalten werden, dass das in dieser Arbeit entwickelte Modell geeignet ist, die Prozesse in der Brennkammer der

Stückholzfeuerung hinreichend genau abzubilden. Mit dieser Modellierungsstrategie ist es möglich, die in Feuerungen dieser Art ablaufenden Prozesse besser zu verstehen und daraus Optimierungsmaßnahmen abzuleiten. Einflüsse, wie die Art und Weise der Luftzuführung sowie die Geometrie und die Materialien der Brennkammer (Isolation, Sichtfenster) können untersucht werden. Damit stellt die CFD-Modellierung bei der Entwicklung und Optimierung von Stückholzfeuerungen eine wertvolle Unterstützung dar.

## Literaturverzeichnis

- [1] KLIPPEL, N.; NUSSBAUMER, T.: *Wirkung von Verbrennungspartikeln - Vergleich der Gesundheitsrelevanz von Holzfeuerungen und Dieselmotoren*. In: Nussbaumer, T. (Hrsg.): *Feinstaubminderung und Stromerzeugung im Rahmen der zukünftigen Energieversorgung*. 9. Holzenergie-Symposium, Zürich 2006. S. 21-40. ISBN 3-908705-14-2
- [2] BARI, A.; BAUMBACH, G.; KUCH, B.; SCHEFFKNECHT, G.: *Particle-phase concentrations of polycyclic aromatic hydrocarbons in ambient air of rural residential areas in southern Germany*. *Air Quality, Atmosphere & Health* (2010), Nr. 3, S. 103-116.
- [3] BARI, A.; BAUMBACH, G.; KUCH, B.; SCHEFFKNECHT, G.: *Wood smoke as a source of particle-phase organic compounds in residential areas*. *Atmospheric Environment* (2009), Nr. 43, S. 4722-4732.
- [4] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT (BMU): *Verordnung über kleine und mittlere Feuerungsanlagen (1. BImSchV)*. Bonn: Bundesanzeiger Verlag 2010, Bundesgesetzblatt Teil 1, Nr. 4, S. 38-56.
- [5] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT (BMU): *Hintergrundinformationen zur Novelle der 1. BImSchV*. URL: <http://www.bmu.de/luftreinhaltung/doc/44091.php>. Abrufdatum: 06/2010.
- [6] TRUKENMÜLLER, A.: *Die Bedeutung der Emissionen von Feststofffeuerungen für die Luftreinhaltung in Wohngebieten*. 21. ALS-Kolloquium: *Immissionen in Deutschland - Aktuelle Messungen, Analysen, Modellierungen*. Stuttgart 2008. S. 69-74.
- [7] GAEGAUF, C.; SCHMID, M.; JENNI, A.: *Wirksamkeit neuer Abscheidetechniken in Holzfeuerungsabgasen bezüglich Feinpartikeln - Praxiserhebung zur Wirkung von Sekundärmaßnahmen auf die Staubemissionen von Holzfeuerungen unter spezieller Berücksichtigung des Feinpartikelaustrittes*. Bern: Bundesamt für Energie Bundesamt für Umwelt, Wald und Landschaft (Schweiz) 2003.

- [8] FREY, R.: *Grundlagen und Techniken zur Feinstaubabscheidung und Einfluss von Partikeleigenschaften und Betriebsart*. In: Nussbaumer, T. (Hrsg.): *Feinstaubminderung und Stromerzeugung im Rahmen der zukünftigen Energieversorgung*. 9. Holzenergie-Symposium, Zürich 2006. S. 49-62. ISBN 3-908705-14-2
- [9] BUTSCHBACH, P.; KOHLER, H.; POTRECK, A.: *Minderung der Schadgasemissionen von Stückholz-Feuerungsanlagen: Fortschritte durch Abgas-Sensorik und katalytische Nachverbrennung*. 6. Holzfeuerungskolloquium, Stuttgart 2007, Nr. 52, S. 63.
- [10] EBERT, H.: *Heizen mit Holz. In allen Ofenarten*. 5. Aufl. Staufen bei Freiburg: Ökobuch Verlag 1997. ISBN 3-922964-44-3
- [11] LASSELSBERGER, L.: *Kleinfeuerungen für Holz. Verbrennungstechnik / Stand der Technik / Regelwerke / Entwicklung*. Wieselburg: Bundesanstalt für Landtechnik (BLT) 2000.
- [12] EILERS, T.: *Holzartenlexikon*. URL: [http://www.holz.de/holzartenlexikon/de\\_grafik.cfm](http://www.holz.de/holzartenlexikon/de_grafik.cfm). Abrufdatum: 01/2009.
- [13] WIKIPEDIA.ORG: *Brennholz*. URL: <http://de.wikipedia.org/wiki/Brennholz>. Abrufdatum: 12/2008.
- [14] OBERNBERGER, I.; THEK, G.: *Physical characterisation and chemical composition of densified biomass fuels with regard to their combustion behaviour*. Biomass & Bioenergy (2004), Nr. 27, S. 115-122.
- [15] NUSSBAUMER, T.: *Energie aus Biomasse. Vorlesungsskript*. 2. Aufl. Luzern: Hochschule Luzern - Technik & Architektur 2008. ISBN 3-908705-17-7
- [16] KLINGEL, T.: *Detaillierte experimentelle Untersuchung der Schadstoffbildung bei der Holzverbrennung*. Dissertation. Göttingen: Cuvillier Verlag 2007. ISBN 978-3-86727-672-6
- [17] DIETL, C.: *Numerische und experimentelle Untersuchungen zum Trocknungsverhalten kapillarporöser, hygroskopischer Stoffe*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 3 Nr. 393. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995. ISBN 3-18-339303-4

- [18] RUMMER, B.: *Modellierung des Trocknungs-, Pyrolyse- und Vergasungsprozesses großer Brennstoffpartikel*. Dissertation. TU Graz: Fakultät für Maschinenbau 1998.
- [19] MARUTZKY, R.; SEEGER, K.: *Energie aus Holz und anderer Biomasse. Grundlagen, Technik, Entsorgung, Recht*. 1. Aufl. Leinfelden-Echterdingen: DRW-Verlag Weinbrenner GmbH & Co 1999. ISBN 3-87181-347-8
- [20] PETEK, J.: *Experimentelle Untersuchung der Pyrolyse in inerter und reaktiver Atmosphäre unter den Bedingungen der Wurfbeschickung*. Dissertation. TU Graz: Fakultät für Maschinenbau 1998.
- [21] ROTH, H.: *Trocknungsprozesse*. Dissertation. 1. Aufl. Berlin: Akademie-Verlag 1989. ISBN 3-05-500496-5
- [22] WOLFINGER, M.G.: *Modellierung der thermischen Umsetzung nichtisothermer Holzpartikel in inerter und reaktiver Atmosphäre*. Dissertation. TU Graz: Fakultät für Maschinenbau 2001.
- [23] VAN KREVELEN, D.W.: *Coal. Typology - Chemistry - Physics - Constitution*. 2. Aufl. Amsterdam [u.a.]: Elsevier Publishing Company 1961.
- [24] SIMMONS, G.M.; LEE, W.H.: *Kinetics of gas formation from cellulose and wood pyrolysis*. In: Overend, R.P.; Milne, T.A.; Mudge, L. (Hrsg.): *fundamentals of thermochemical biomass conversion*. London: Elsevier Applied Science Publishers 1985.
- [25] PISKORZ, J.; RADLEIN, D.; SCOTT, D.S.; CZERNIK, S.: *Liquid products from the fast pyrolysis of wood and cellulose*. In: Bidgewater, A. (Hrsg.): *Research in thermochemical biomass conversion*. New York: Applied Science Publishers 1988, S. 557-571.
- [26] ANTAL, M.: *A review of the Vapor Phase Pyrolysis of Biomass Derived Volatile Matter*. In: Overend, R.P.; Milne, T.A.; Mudge, L. (Hrsg.): *fundamentals of thermochemical biomass conversion*. London: Elsevier Applied Science Publishers 1985, S. 511-537.
- [27] ELTROP, L.: *Grundlagen erneuerbarer Energien II Biomasse. Vorlesungsskript*. Stuttgart: Institut für Energiewirtschaft und rationelle Energieanwendung - IER, Universität Stuttgart 2007.

- [28] BAUMBACH, G.: *Luftreinhaltung. Entstehung, Ausbreitung und Wirkung von Luftverunreinigungen - Meßtechnik, Emissionsminderung und Vorschriften*. 3. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer-Verlag 1994. ISBN 3-540-56823-9
- [29] HARTMANN, H.; THUNEKE, K.; HÖLDRICH, A.; ROSSMANN, P.: *Handbuch Bioenergie-Kleinanlagen*. 1. Aufl. Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V. Bentwisch: tangram documents, 2003. ISBN 3-00-011041-0
- [30] LAUNHARDT, T.; HURM, R.; PONTIUS, P.; STREHLER, A.; MEIERING, A.: *Prüfung des Emissionsverhaltens von Feuerungsanlagen für feste Brennstoffe*. Bayerisches Staatsministerium für Landesentwicklung und Umweltfragen. München: Eigenverlag 1994.
- [31] JOOS, F.: *Technische Verbrennung: Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. 1. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer 2006. ISBN 3-540-34333-4
- [32] WARNATZ, J.; MAAS, U.; DIBBLE, R. W.: *Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. 4. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer 2006. ISBN 3-540-25992-9
- [33] BOCKHORN, H.: *Soot Formation in Combustion: Mechanisms and Models*. Berlin [u.a.]: Springer 1994. ISBN 3-540-58398-X
- [34] CHOI, M.Y.; MULHOLLAND, G.W.; HAMINS, A.; KASHIWAGI, T.: *Comparisons of the Soot Volume Fraction Using Gravimetric and Light Extinction Techniques*. Combustion and Flame (1995), Nr. 102, S. 161-169.
- [35] LEE, C.K.; SINGER, J.M.; CASHDOLLAR, K.L.: *Smoke Characteristics of Tunnel Wood Fires*. Fire and Materials (1978), Vol. 2, Nr. 3.
- [36] KOZINSKI, J.A.; SAADE, R.: *Effects of biomass burning on the formation of soot particles and heavy hydrocarbons - An experimental study*. Fuel (1998), Nr. 77(4), S. 225-237.
- [37] FITZPATRICK, E.M.; JONES, J.M.; POURKASHANIAN, M.; ROSS, A. B.; WILLIAMS, A.; BARTLE, K.D.: *Mechanistic Aspects of Soot Formation from the Combustion of Pine Wood*. Energy & Fuels (2008), Nr. 22, S. 3771-3778.

- [38] SCHMIDL, C.; MARR, I.L.; CASEIRO, A.; KOTAINOVA, P.; BERNER, A.; BAUER, H.; KASPER-GIEBL, A.; PUXBAUM, H.: *Chemical characterisation of fine particle emissions from wood stove combustion of common woods growing in mid-European Alpine regions*. Atmospheric Environment (2008), Nr. 42, S. 126-141.
- [39] NUSSBAUMER, T.: *Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction*. Energy & Fuels (2003), Nr. 17, S. 1510-1521.
- [40] NUSSBAUMER, T.: *Holzenergie - Teil 1: Grundlagen der Holzverbrennung*. In: Schweizer Baudokumentation. Blauen: Eigenverlag 2000.
- [41] OSER, M.; NUSSBAUMER, T.; MÜLLER, P.; MOHR, M.; FIGI, R.: *Grundlagen der Aerosolbildung in Holzfeuerungen. Beeinflussung der Partikelemissionen durch Primärmaßnahmen und Konzept für eine partikelarme automatische Holzfeuerung*. Bern: Bundesamt für Energie 2003. ISBN 3-908705-02-9
- [42] GEHRIG, M.: *Modellierung der Entstehung des anorganischen Feinstaubanteils aus Biomassefeuerungen*. Masterarbeit. Schwieberdingen: Robert Bosch GmbH 2009.
- [43] WIINIKKA, H.: *High temperature aerosol formation and emission Minimisation during combustion of wood pellets*. Dissertation. University of Luleå: Division of Energy Engineering 2005.
- [44] KALTSCHMITT, M.; HARTMANN, H.; HOFBAUER, H. (HRSG.): *Energie aus Biomasse - Grundlagen, Techniken und Verfahren*. 2. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer-Verlag 2009. ISBN 978-3-540-85094-6
- [45] VAN LOO, S.; KOPPEJAN, J.: *The Handbook of Biomass Combustion & Co-firing*. London: Earthsan 2008. ISBN 978-1-84407-249-1
- [46] WANG, Y.; LIFENG, Y.: *CFD Studies on Biomass Thermochemical Conversion*. International Journal of Molecular Sciences (2008), Nr. 9, S. 1108-1130.
- [47] BRUCH, C.; NUSSBAUMER, T.: *CFD Modeling of Wood Furnaces*. In: 10th European Conference and Technology: *Exhibition Biomass for Energy and Industry*. Würzburg 1998, S. 1366-1369.

- [48] BRUCH, C.; NUSSBAUMER, T.: *Verbrennungsmodellierung mit CFD zur optimierten Gestaltung von Holzfeuerungen*. Heizung Klima (1999), Nr. 4, S. 54-55.
- [49] GRISELIN, N.; BAI, X.S.: *Analysis of Biomass Combustion in Small Scale Furnaces*. 6th (international) conference on technologies and combustion for a clean environment, Porto, 2001, S. 1311-1317.
- [50] GRISELIN, N.: *CFD Simulation of Gas and Particle Combustion in Biomass Furnaces*. Dissertation. Lund University: Department of Heat and Power Engineering 2000.
- [51] MUSIL, B.: *Simulation eines Pellet-Scheitholz-Kombikessels und Vergleich mit experimentellen Ergebnissen*. Diplomarbeit. TU Wien: Fakultät für Maschinenbau 2003.
- [52] UNTERBERGER, S.: *In-Furnace Measurements and Mathematical Modelling Studies for the Optimisation of Small-Scale Wood Combustion Systems*. Dissertation. Aachen: Shaker Verlag 2005. ISBN 3-8322-4517-0
- [53] KNAUS, H.; RICHTER, S.; UNTERBERGER, S.; SCHNELL, U.; MAIER, H.; HEIN, K.R.G.: *On the Application of Different Turbulence Models for the Computation of Fluid Flow and Combustion Processes in Small Scale Wood Heaters*. Experimental Thermal Fluid Science (2000), Nr. 21, S. 99-108.
- [54] SCHARLER, R.; OBERNBERGER, I.; WEISSINGER, A.; SCHMIDT, W.: *CFD-gestützte Entwicklung von Biomassefeuerungen im kleinen Leistungsbereich*. BWK (2005), Band 57, Nr. 7/8, S. 55-58.
- [55] SCHARLER, R.: *Entwicklung und Optimierung von Biomasse-Rostfeuerungen durch CFD-Analyse*. Dissertation. TU Graz: Fakultät für Maschinenbau 2001.
- [56] OBERNBERGER, I.; WIDMANN, E.; SCHARLER, R.: *Abbrand- und NO<sub>x</sub>-Simulation für Biomassefeuerungen*. Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie (2003), Nr. 31.
- [57] SCHARLER, R.; BENESCH, C.; NEUDECK, A.; OBERNBERGER, I.: *CFD based design and optimisation of wood log fired stoves*. In: 17th European Biomass Conference and Exhibition: *From Research to Industry and Markets*. Hamburg 2009.

- [58] HUTTUNEN, M.; SAASTAMOINEN, J.; KILPINEN, P.; KJALDMAN, L.; ORAVAINEN, H.; BOSTRÖM, S.: *Emission formation during wood log combustion in fireplaces - part I and II*. Inderscience Publishers: Process in computational fluid dynamics (2006), Nr. 6/4-5, S. 200-216.
- [59] POINSOT, T.; VEYNANTE, D.: *Theoretical and numerical Combustion*. 2. Aufl. Philadelphia: R. T. Edwards, Inc. 2005. ISBN 1-930217-10-2
- [60] HIRSCHFELDER, J.O.; CURTISS, C.F.: *Theory of propagation of flames. Part 1: General equations*. In: 3th Symp. Comb, Flame and Explosion Phenomena, Williams and Wilkins, Baltimore 1949.
- [61] BIRD, R.B.; STEWART, W.E.; LIGHTFOOT, E.N.: *Transport phenomena*. J. Wiley & Sons, New York 1960.
- [62] WILCOX, D.: *Turbulence Modeling for CFD*. 3. Aufl. La Canada, Kalifornien: DCW Industries 2006. ISBN 978-1928729082
- [63] FAVRE, A.: *Statistical equations of turbulent gases*. In: Problems of hydrodynamics and continuum mechanics. SIAM. Philadelphia 1969, S. 231-266.
- [64] KUO, K.K.: *Principles of Combustion*. New York: John Wiley 1986.
- [65] LIBBY, P.A.; WILLIAMS F.A.: *Fundamental aspects of turbulent reacting flows*. In: Libby, P.A.; Williams F.A.: *Turbulent reacting flows*. New York: Springer 1980.
- [66] LIBBY, P.A.; WILLIAMS F.A.: *Turbulent reacting flows*. New York: Academic Press 1994.
- [67] HINZE, J.O.: *Turbulence*. New York: McGraw-Hill 1975.
- [68] LAUNDER, B.E.; SPALDING, D.B.: *Lectures in Mathematical models of turbulence*. London: Academic Press 1972.
- [69] YAKHOT, V., ORSZAG, S.A., THANGAM, S., GATSKI, T.B., SPEZIALE, C.G.: *Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique*. Physics of Fluids (1992), Band 4, Nr. 7, S. 1510-1520.
- [70] CHOUDHURY, D.: *Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling*. Technical Memorandum TM-107, Fluent Inc. 1993.

- [71] JONES, W.P.; LINDSTEDT, R.P.: *Global Reaction Schemes for Hydrocarbon Combustion*. Combustion and Flame (1988), Nr. 73, S. 233-249.
- [72] WESTBROOK, C.K.; DRYER, F.L.: *Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames*. Combustion Science and Technology (1981), Nr. 27, S. 31-43.
- [73] HOWARD, J.B.; WILLIAMS, G.C.; FINE, D.H.: *Kinetics of Carbon Monoxide Oxidation in Postflame Gases*. Proc. Combust. Inst. (1972), Nr. 14, S. 975-986.
- [74] HAUTMAN, D.J.; DREYER, F.L.; SCHUG, K.P.; GLASSMAN, I.: *A multiple-step overall kinetic mechanism for the oxidation of Hydrocarbons*. Combustion Science technology (1981), Nr. 25, S. 219-235.
- [75] DRYER, F.L.; GLASSMAN, I.: *High-temperature oxidation of CO and CH<sub>4</sub>*. In: 14. Symp. (int.) on Combustion. Pennsylvania, 1972, Nr. 10, S. 987-1003.
- [76] GERLINGER, P.: *Numerische Verbrennungssimulation - Effiziente numerische Simulation turbulenter Verbrennung*. Berlin [u.a.]: Springer Verlag 2005. ISBN 978-3-540-23337-4
- [77] BOWMAN, C.T.; HANSON, R.K.; DAVIDSON, D.F.; GARDINER, W.C.; LISSIANSKI, V., SMITH, G.P.; GOLDEN, D.M.; FRENKLACH, M.; GOLDENBERG, M.: [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/). Abrufdatum: 03/2008.
- [78] MAGNUSSEN, B.F.: *On the structure of turbulence and a generalized eddy dissipation concept for chemical reaction in turbulent flow*. In: 19. American institute of aeronautics and astronautics aerospace science meeting. St. Louis, 1981.
- [79] MAGNUSSEN, B.F.: *Modeling of NO<sub>x</sub> and soot formation by the Eddy Dissipation Concept*. In: Int. Flame Research Foundation, 1st topic Oriented Technical Meeting. Amsterdam, 1989.
- [80] ERTESVAG, I.S.; MAGNUSSEN, B.F.: *The Eddy Dissipation Turbulence Energy Cascade Model*. Combustion Science and Technology (2000), Nr. 159, S. 213-235.

- [81] SCHMIDT, U.; CREMER, I.; SCHROTH, G.: *Neue Trends in der Verbrennungssimulation*. Darmstadt: Ansys Fluent. URL: [http://www.fluent.com/worldwide/germany/support/paper\\_final.pdf](http://www.fluent.com/worldwide/germany/support/paper_final.pdf). Abrufdatum: 07/2008.
- [82] POPE, S. B.: *Computationally efficient implementation of combustion chemistry using in-situ adaptive tabulation*. Combustion Theory and Modeling (1997), Nr. 1, S. 41-63.
- [83] CHUI, E. H.; RAITHBY, G. D.: *Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method*. Numerical Heat Transfer Part B (1993), Nr. 23, S. 269-288.
- [84] RAITHBY, G. D.; CHUI, E. H.: *A Finite-Volume Method for Predicting a Radiant Heat Transfer in Enclosures with Participating Media*. Journal Heat Transfer (1990), Nr. 112, S. 415-423.
- [85] GÖRNER, K.: *Technische Verbrennungssysteme, Grundlagen, Modellbildung, Simulation*. Berlin [u.a.]: Springer Verlag 1991. ISBN 3-540-53947-6
- [86] STRÖHLE, J.: *Spectral Modelling of Radiative Heat Transfer in Industrial Furnaces*. Dissertation. Universität Stuttgart: Fakultät Energie- Verfahrens- und Biotechnik 2004. Shaker Verlag, ISBN 3-8322-2492-0.
- [87] ANSYS FLUENT: *User's and Theory Guide. Ansys Fluent 12.0*: ANSYS. Inc. 2009.
- [88] KENNEDY, I. M.: *Models of Soot Formation and Oxidation*. Progress in Energy and Combustion Science (1997), Nr. 23, S. 95-132.
- [89] KIM, J.P.: *Numerical Modeling of MILD Combustion*. Dissertation. Universität Stuttgart: Fakultät Energie- Verfahrens- und Biotechnik 2008.
- [90] TESNER, P.A.; SNEGIRIOVA, T.D.; KNORRE, V.G.: *Kinetics of Dispersed Carbon Formation*. Combustion and Flame (1971), Nr. 17, S. 253-260.
- [91] MAGNUSSEN, B.F.; HJERTAGER, B.H.: *On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion*. In: 16th Symp. (International) on Combustion. Pittsburgh 1976, S. 719-729.

- [92] AHMAD, T.; PLEE, S.L.; MYERS, J.P.: *Computation of Nitric Oxide and Soot Emissions From Turbulent Diffusion Flames*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power (1985), Nr. 107, S. 48-53.
- [93] GORDIETS, B.F.; SHELEPIN, L.A.; SHMOTKIN, S.: *Analytical Model of Soot Formation Kinetics*. Combustion, explosion and shock waves (1982), Nr. 18, S. 189-194.
- [94] KYRIAKIDES, S.C.; DENT, J.C.; MEHTA, P.S.: *Phenomenological Diesel Combustion Model Including Smoke and NO Emission*. SAE Technical Paper Series (1986), Nr. 860330.
- [95] MAGNUSSEN, B.F.; HJERTAGER, B.H.; OLSEN, J.G.; BHADURI, D.: *Effects of turbulent structure and local concentration on soot Formation and Combustion in C<sub>2</sub>H<sub>2</sub> Diffusion Flames*. In: 17th Symp. (International) on Combustion, Pittsburgh 1979.
- [96] GLASSMAN, I.; YACCARINO, P.: *The temperature effect in sooting diffusion flames*. In: 18th Symp. (International) on Combustion, Pittsburgh, 1981, S. 1175-1183.
- [97] SAZHIN, S.S.: *An Approximation for the Absorption Coefficient of Soot in a Radiating Gas*. Manuscript, Fluent Europe, Ltd., 1994.
- [98] BRUNNER, T.; JÖLLER, M.; OBERNBERGER, I.: *Aerosol formation in fixed-bed biomass furnaces - results from measurements and modelling*. In: Proc. Of the Internat. Conf. Science in Thermal and Chemical Biomass Conversion, Victoria (Canada) 2004.
- [99] JÖLLER M.; BRUNNER, T.; OBERNBERGER, I.: *Modeling of aerosol formation during biomass combustion for various furnace and boiler types*. Fuel Processing Technology (2007), Nr. 88, S. 1136-1147.
- [100] JOKINIEMI, J.K.; LIND, T.; HOKKINEN, J.; KURKELA, J.; KAUPPINEN, E.I.: *Modelling and experimental results on aerosol formation, deposition and emissions in fluidised bed combustion of biomass*. In: Nussbaumer, T. (Hrsg.): *Aerosols from biomass combustion*, 2001, S. 31-39. ISBN 3-908705-00-2
- [101] SCHARLER R.; HOFMEISTER, G; BRAUN, M; KLEDITZSCH, S.; OBERNBERGER, I.: *Depositionsmodellierung in Biomasse-befeuerten Kesseln mittels CFD*. In: VDI-Berichte 1888. Düsseldorf: VDI-Verlag 2005, S. 493-503.

- [102] WEI, X.; SCHNELL, U.; HEIN, K.R.: *Behaviour of gaseous chlorine and alkali metals during biomass thermal utilisation*. Fuel (2004), Nr. 84, S. 841-848.
- [103] LITH VAN, S.; JENSEN, P. A.; FRANDSEN, F. J.; GLARBORG, P.: *Release of inorganic Elements during wood combustion*. Div. Fuel Chem. (2004), Nr. 49(1), S. 87-88.
- [104] GLARBORG, P.; MARSHALL, P.: *Mechanism and modeling of the formation of gaseous alkali sulfates*. Combustion and Flame (2005), Nr. 141, S. 22-39.
- [105] ANSYS.COM: *Fluent*<sup>®</sup>. URL: <http://www.ansys.com/products/fluid-dynamics/fluent/>. Abrufdatum: 04/2010.
- [106] SCHOTT AG: *ROBAX*<sup>®</sup>. URL: <http://www.schott.com/hometech/german/products/robax/index.html>. Abrufdatum: 03/2008.
- [107] TECHNO-PHYSIK ENGINEERING GMBH: *Vermiculit Dämmstoffe, Vermiculit SF*. URL: <http://www.techno-physik.com/de/waermetechnik/anwendungsgebiete/vermiculit.html>. Abrufdatum: 02/2008.
- [108] KUCHLING, H.: *Taschenbuch der Physik*. 17. Aufl. München: Hanser Verlag 2001. ISBN: 3-446-21760-6
- [109] VDI GESELLSCHAFT: *VDI-Wärmeatlas*. 10. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag 2006. ISBN 978-3-540-25504-8
- [110] THUNMAN, H.; NIKLASSON, F.; JOHNSON, F.; BO, L.: *Composition of Volatile Gases and Thermochemical Properties of Wood for Modeling of Fixed or Fluidized Beds*. Energy & Fuels (2001), Nr. 15, S. 1488-1497.
- [111] BOROSON M.L., HOWARD J.B., LONGWELL J.: *Product yields and kinetics from the vapour phase cracking of wood Pyrolysis Tars*. AIChE Journal (1989), Nr. 35/1, S. 120-128. ISSN 00011541
- [112] PRAKASH, N.; KARUNANITHI, T.: *Advances in Modeling and Simulation of Biomass Pyrolysis*. Asian Journal of Scientific Research (2009), Nr. 2, S. 1-27. ISSN 1992-1454
- [113] DI BLASI, C.: *Pyrolytic Behavior and Products of Some Wood Varieties*. Combustion and Flame (2001), Nr. 124, S. 165-177.

- [114] GRØNLI, M.G.: *A Theoretical and Experimental Study of the Thermal Degradation of Biomass*. Dissertation. Norwegian University of Science and technology Trondheim: Faculty of Mechanical Engineering 1996. ISBN 82-471-009-6
- [115] RICHARD, N., THUNMAN, H.: *General equations for Biomass Properties*. Gothenburg: Chalmers University of Technology 2002.
- [116] SHARMA, A.K.; RAVI, M.R., KOHLI S.: *Modelling Product Composition in Slow Pyrolysis of Wood*. SESI Journal (2006), Nr. 16(1), S. 1-11.
- [117] RAGLAND, K.W.; AERTS D.J.: *Properties of Wood for Combustion Analysis*. Bioresource Technology (1991), Nr. 37, S. 161-168.
- [118] BOWERSOX, T.W.; BLANKENHORN, P.R.; MURPHEY, W.K.: *Heat of combustion, ash content nutrient content and chemical content of Populus hybrids*. Wood Science (1979), Nr. 11, 257-262.
- [119] CFD-ONLINE.COM: *RNG k-epsilon model*. [http://www.cfd-online.com/Wiki/RNG\\_k-epsilon\\_model](http://www.cfd-online.com/Wiki/RNG_k-epsilon_model). Abrufdatum: 04/2008.
- [120] FAN, J.; SUN, P.; ZHA, X.; CEN, K.: *Modeling of Combustion Process in 600 MW Utility Boiler Using Comprehensive Models and Its Experimental Validation*. Energy & Fuels (1999), Nr. 13(5), S. 1051-1057.
- [121] KNAUS, H.; SCHNEIDER, R.; HAN, X., STRÖHLE, J.; SCHNELL, U.; HEIN, K.R.G.: *Comparison of different radiative heat transfer models and their application in coal-fired utility boiler simulations*. In: 4th internat. Conference on technologies and combustion for clean environment, Lisbon (Portugal), 1997.
- [122] SCHNEIDER, R.: *Beitrag zur numerischen Berechnung dreidimensional reagierender Strömungen in industriellen Brennkammern*. Fortschr.-Ber. VDI-Reihe 6 Nr. 385. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998. ISBN 3-18-338506-6
- [123] MARTENS, S.: *FLUENT-Simulation eines Gasturbinenbrenners bei Drücken von 4 bis 14 bar - Validierung verschiedener Strahlungsmodelle anhand von Messwerten*. VDI Bericht Nr. 1492, VDI Flammentag, Dresden, 1999.
- [124] MOLLENHAUER, K.; TSCHÖKE, H.: *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer 2007. ISBN 978-3-540-72164-2

- [125] BROUWER, J.; HEAP, M.P.; PERSHING, D.W.; SMITH P.J.: *A Model for prediction of selective non-catalytic reduction of nitrogen oxides by ammonia, urea and cyanuric acid with mixing limitations in the presence of CO*. In: 26th Symp. (International) on Combustion, Naples, 1996.
- [126] NUSSBAUMER, T.; BAILLIFARD M.A.: *Strömungstechnische Optimierung von Feuerräumen*. HK-Gebäudetechnik (2009), Nr. 2/09.
- [127] FÖRTSCH, D.: *A Kinetic Model of Pulverised Coal Combustion for Computational Fluid Dynamics*. Dissertation. Universität Stuttgart: Fakultät Energie- Verfahrens- und Biotechnik 2003.
- [128] SCHARLER, R.; FLECKL, T.; OBERNBERGER, I.: *Modifikation des Magnussen-Parameters des Eddy Dissipation Models für Biomasse-Rostfeuerungen mittels Heißgas-in-situ Absorptionsspektroskopie*. In: 20. Deutscher Flammentag, Essen 2001. VDI Nr. 1629, S. 509 - 514. ISBN 3-18-091629-X
- [129] SPIESS, B.; GASS, J.; MARTENS, S.; SCHULZ, R.: *Flammenstrahlung in Gasturbinen-Brennkammern*. GWA (1997), Nr. 77/1, S. 34-41.
- [130] BRESSLOFF, N.W.; MOSS, J.B.; RUBINI, P.A.: *CFD prediction of coupled radiation heat transfer and soot production in turbulent flames*. In: 26th Symp. (International) on Combustion, Naples, 1996.
- [131] MENGÜC, M.P.; VISKANTA, R.: *A sensitivity analysis for radiative heat transfer in a pulverized coal-fired furnace*. Combustion science technology (1987), Nr. 51. S. 51-74.
- [132] BANKSTON, C.P.; POWELL, E.A.; CASSANOVA, R.A.; ZINN, B.T.: *Detailed Measurements on the Physical Characteristics of Smoke Particulates Generated by Flaming Materials*. Journal of Fire & Flammability (1977), Nr. 8, S. 395-411.
- [133] GISI, M.; ORTWEIN, P.; WAGNER, S.; EBERT, V.: *Laserspektroskopischer In situ Gasnachweis in einem Scheitholzofen der Bosch GmbH*. Interner Abschlussbericht. Universität Heidelberg: Physikalisch Chemisches Institut (PCI), 2009.
- [134] ORTWEIN, P.: *In situ Laserspektroskopie für Vergasungs- und Verbrennungsprozesse: Direkte Bestimmung absoluter Gaskonzentrationen und neuer Spektralparameter*. Dissertation. Universität Heidelberg: Naturwissenschaftlich-Mathematischen Gesamtfakultät 2011.

- [135] EBERT, V.; FERNHOLZ, T.; GIESEMANN, C.; PITZ, H.; TEICHERT, H.: *Diode-laser based in-situ detection of multiple gas species in a power plant*. Technisches Messen (2001), Nr. 68/9, S. 406-414.
- [136] EBERT, V.; FERNHOLZ, T.; VOGEL, P.: *Sensitive extractive detection of oxygen and methane with near infrared diode lasers*. Technisches Messen (2001), Nr. 68/10, S. 439-447.
- [137] GURLIT, W.; ZIMMERMANN, R.; GIESEMANN, C.; FERNHOLZ, T.; EBERT, V.; WOLFRUM, J.; PLATT, U.; BURROWS, J.P.: *Lightweight diode laser spectrometer CHILD (Compact High-altitude In-Situ Laser Diode) for balloon borne measurements of water vapor and methane*. Applied Optics (2005), Nr. 44/1, S. 91-102.
- [138] PITZ, H.; FERNHOLZ, T.; GIESEMANN, C.; EBERT, V.: *In-situ CH<sub>4</sub> detection with diode lasers for monitoring ignition processes in gas power plants*. In: 19. Deutscher Flammentag: Verbrennung und Feuerungen. VDI-Berichte 1492. Düsseldorf: VDI-Verlag 1999, S. 441-447.
- [139] PITZ, H.; FERNHOLZ, T.; GIESEMANN, C.; EBERT, V.: *Simultaneous in-situ detection of CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>O, and temperature with NIR diode lasers for monitoring ignition processes in gas power plants*. In: Optische Analysetechnik in Industrie und Umwelt - Heute und Morgen. VDI-Berichte 1551. Düsseldorf: VDI-Verlag 2000, S. 61-65.
- [140] SCHAEFER, S.; MASHNI, M.; SNEIDER, J.; MIKLOS, A.; HESS, P.; PITZ, H.; PLEBAN, K.U.; EBERT, V.: *Sensitive detection of methane with a 1.65  $\mu\text{m}$  diode laser by photoacoustic and absorption spectroscopy*. Applied Physics B: Lasers and Optics B (1998), Nr. 66/4, S. 511-516.
- [141] EBERT, V.; FITZER, J.; GERSTENBERG, I.; PLEBAN, K.U.; PITZ, H.; WOLFRUM, J.; JOCHEM, M.; MARTIN, J.: *Simultaneous Laser-based In-Situ-Detection of Oxygen and Water in a Waste Incinerator for Active Combustion Control Purposes*. Proc. Comb. Inst. (1998), Nr. 27, S. 1301-1308.
- [142] EBERT, V.; FERNHOLZ, T.; GIESEMANN, C.; PITZ, H.; TEICHERT, H.; WOLFRUM, J.; JARITZ, H.: *Simultaneous Diode-Laser-Based In-situ-Detection of Multiple Species and Temperature in a Gas-fired Power-Plant*. Proc. Comb. Inst. (2000), Nr. 28, S. 423-430.

- [143] EBERT, V.; TEICHERT, H.; STRAUCH, P.; KOLB, T.; SEIFERT, H.; WOLFRUM, J.: *High Sensitivity In-Situ CO-Detection in a 3 MWth Rotary Kiln for Special Waste Incineration Using New 2.3  $\mu\text{m}$  Distributed Feedback Diode Lasers*. Proc. Comb. Inst. (2005), Nr. 30, S. 1611-1618.
- [144] AWTRY, A.R.; FISHER, B.T.; MOFFATT, R.A.; EBERT, V.; FLEMING, J.W.: *Simultaneous Diode Laser Based In Situ Quantification of Oxygen, Carbon Monoxide, Water Vapor, and Liquid Water in a Dense Water Mist Environment*. Proc. Comb. Inst. (2006), Nr. 31, S. 799-806. ISBN 978-3-540-25141-5
- [145] BURTSCHER, H.: *Literature Study on Tailpipe Particulate Emission Measurement for Diesel Engines*. Windisch: Fachhochschule Aargau, 2001.
- [146] HINDS, W.C.: *Aerosol Technology - Properties, Behavior and Measurement of Airborne Particles*. 2. Aufl. New York [u.a.]: John Wiley & Sons, Inc., 1999.
- [147] VERSUCHSPLANUNG.DE: *Cornerstone<sup>TM</sup>*. URL: <http://www.versuchsplanung.de/index.html>. Abrufdatum: 04/2010.
- [148] KLEPPMANN, W.: *Taschenbuch Versuchsplanung. Produkte und Prozesse optimieren*. 3. Aufl. München: Hanser Verlag 2003. ISBN 3-446-22319-3
- [149] WEMBER, T.: *Technische Statistik und statistische Versuchsplanung*. Version 8.5. Olfen: Eigenverlag 2009.
- [150] NETZ, H.: *Verbrennung und Gask Gewinnung bei Festbrennstoffen*. München: Technischer Verlag Resch 1982.
- [151] HARTMANN, H.; BOHM, T.; MAIER, L.: *Naturbelassene biogene Festbrennstoffe - Umweltrelevante Eigenschaften und Einflussmöglichkeiten*. München: Bayerisches Staatsministerium für Landesentwicklung und Umweltfragen (Hrsg.) 2000, Nr. 154.

## Anhang

### A1 Modellkonstanten

Modellkonstanten des globalen Reaktionsmechanismus nach [72].

$$-\left(\frac{d[\text{CH}_4]}{dt}\right) = 5,012 \cdot 10^{11} \cdot e^{\left(\frac{-2 \cdot 10^8}{RT}\right)} \cdot [\text{CH}_4]^{0,7} [\text{O}_2]^{0,8} \quad \text{A1.1}$$

[kmol/(m<sup>3</sup> s)]

$$-\left(\frac{d[\text{CO}]}{dt}\right) = 2,239 \cdot 10^{12} \cdot e^{\left(\frac{-1,7 \cdot 10^8}{RT}\right)} \cdot [\text{CO}] [\text{O}_2]^{0,25} [\text{H}_2\text{O}]^{0,5} \quad \text{A1.2}$$

[kmol/(m<sup>3</sup> s)]

$$-\left(\frac{d[\text{H}_2]}{dt}\right) = 9,87 \cdot 10^8 \cdot e^{\left(\frac{-3,1 \cdot 10^7}{RT}\right)} \cdot [\text{H}_2] [\text{O}_2] \quad \text{A1.3}$$

[kmol/(m<sup>3</sup> s)]

## A2 Gitter Feuerraum, Spezies- und Temperaturverteilung

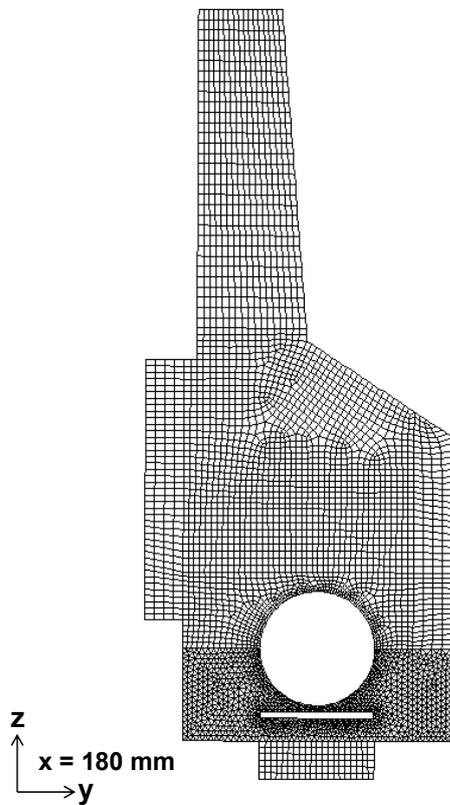


Abbildung A2.1: Gitter der Brennkammer

Das Gitter des 3D-CFD-Modells besteht im unteren Bereich der Holzgeometrie aus unstrukturierten tetraedrischen Gitterzellen, der restliche Bereich ist mit strukturierten hexaedrischen Gitterzellen vernetzt.

In der Geometrie des 2D-CFD-Modells bleibt der Rost unberücksichtigt. Das Netz setzt sich vollständig aus strukturierten hexaedrischen Gitterzellen zusammen.

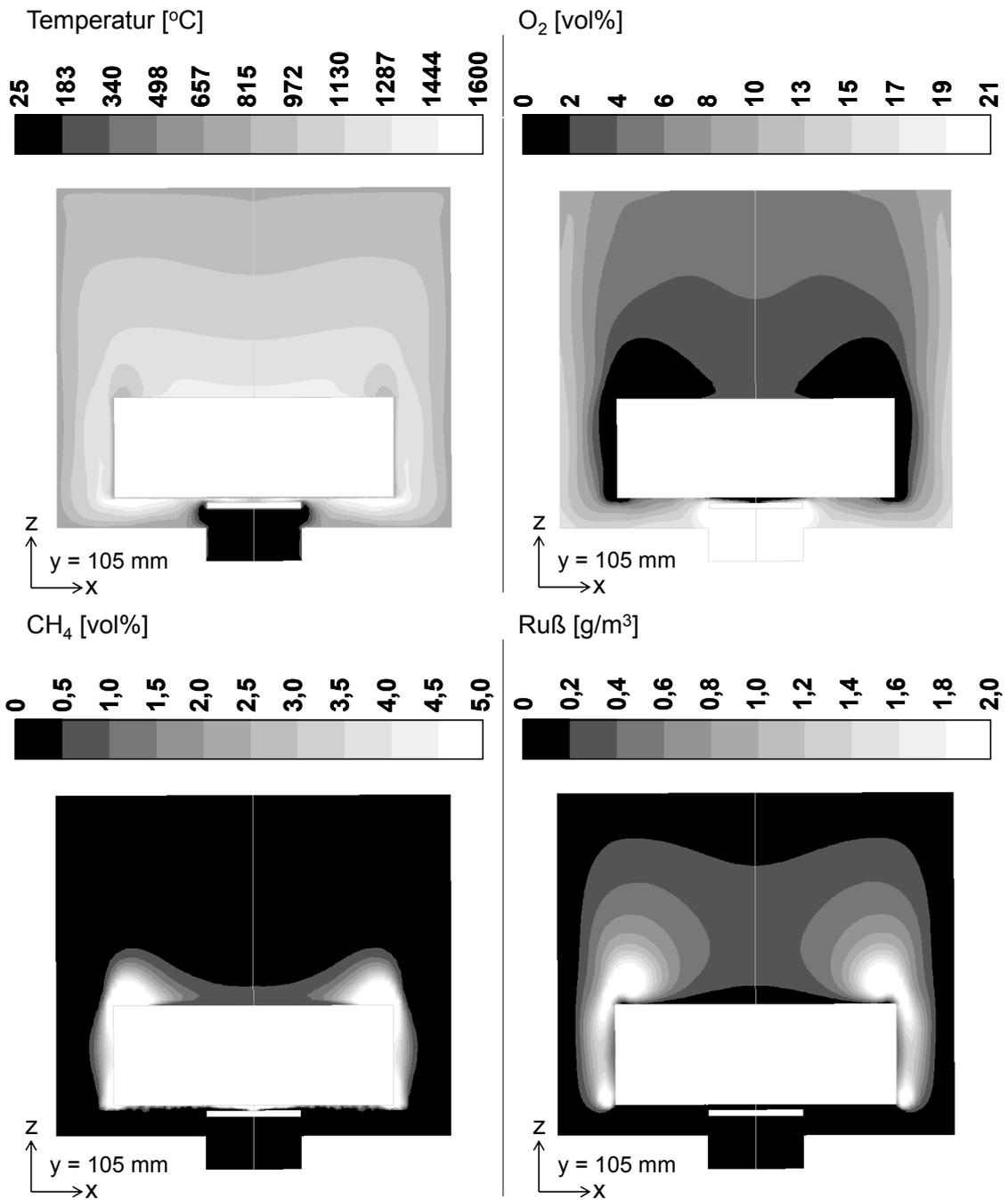


Abbildung A2.2: Zusammenhang zwischen Brennstoffangebot, Temperaturverteilung und Rußbildung in der Stückholzfeuerung. Schnittebene bei  $y = 105$  mm (mittig entlang der Höhenachse des Holzbriketts)

### A3 Stückholzfeuerung

Abbildung A3.1 zeigt die für die Versuche modifizierte Stückholzfeuerung.



Abbildung A3.1:  
Stückholzfeuerung

## A4 Versuchsplan für die Emissionsmessungen

Tabelle A4.1: zweiteiliger Versuchsplan für die Messungen der Rauchgasemissionen aus der modifizierten Stückholzfeuerung.

Teil 1: vollfaktoriell mit Zentrumspunkt ZP1 bzw. Wiederholungsversuchen, Teil 2: D-optimal mit Ergänzungsversuchen

Einstellung	Gesamtluft	Primär- / Sekundärluftverhältnis	Höhe
<b>Teil 1</b>			
1	27	100/0	38
2	27	80/20	38
3	27	60/40	38
4	19	100/0	38
5 (ZP1, 8 WH)	19	80/20	38
6	19	60/40	38
7	11	100/0	38
8	11	80/20	38
9	11	60/40	38
<b>Teil 2</b>			
10 (ZP2)	19	80/20	115
11	27	60/40	115
12	11	80/20	115
13	19	100/0	115
14	11	60/40	115
15	27	100/0	115
16	19	80/20	192
17	11	100/0	192
18	27	60/40	192
19	11	80/20	192
20	27	70/30	192

ZP: Zentrumspunkt, WH: Wiederholung (Versuche 5a - 5i)

## A5 Verbrennungsrechnung

Formeln für Verbrennungsrechnung nach *Boie* [150][151]:

$H_{u(wf)} = 34,8 C + 93,8 H + 10,46 S + 6,28 N - 10,8 O$	MJ/kg	A4.1
$V_{lmin} = 8,93 C + 26,6 H - 3,35 O$	m <sup>3</sup> /kg	A4.2
$V_{N_2} = 7,06 C + 21,4 H - 2,65 O + 0,8 N + 0,791(\lambda - 1)V_{lmin}$	m <sup>3</sup> /kg	A4.3
$V_{CO_2} = 1,867 C$	m <sup>3</sup> /kg	A4.4
$V_{H_2O} = 11,11 H + 1,2 W$	m <sup>3</sup> /kg	A4.5
$V_{O_2} = 0,209(\lambda - 1)V_{lmin}$	m <sup>3</sup> /kg	A4.6
$V_{Abgas,f} = V_{O_2} + V_{N_2} + V_{CO_2} + V_{H_2O}$	m <sup>3</sup> /kg	A4.7
$O_2 = \frac{V_{O_2} \cdot 100}{V_{Abgas,f}}$	vol%	A4.8

C, H, S, N, O: Elementargehalte des Holzes in % der Trockenmasse.

$V_{lmin}$ : Mindestluftmenge bezogen auf den Brennstoff

$V_{Abgas,f}$ : feuchte Abgasmenge bezogen auf den Brennstoff

## A6 C- / O-Bilanzierung und Dichtigkeitsuntersuchungen

### Kohlenstoff und Sauerstoffbilanz:

$$\dot{m}_{i,in} = \dot{m}_{i,Abgas}$$

$$\dot{m}_{i,in} = \dot{m}_{i,Holz} + \dot{m}_{i,Zuluft}$$

$$\dot{m}_{i,Abgas} = \dot{m}_{i,CO_2} + \dot{m}_{i,CO} + \dot{m}_{i,O_2} + \dot{m}_{i,H_2O}$$

$$1 - \dot{m}_{C,in} / \dot{m}_{C,Abgas} = -15,0\%$$

$$1 - \dot{m}_{O,in} / \dot{m}_{O,Abgas} = 11\%$$

i	C [g/s]	O [g/s]
$\dot{m}_{i,Holz}$	0,322	0,290
$\dot{m}_{i,Zuluft}$	0	2,763
$\dot{m}_{i,CO_2}$	0,351	1,873
$\dot{m}_{i,CO}$	0,019	0,051
$\dot{m}_{i,O_2}$	0	1,084
$\dot{m}_{i,H_2O}$	0	0,421

Der Rechnung liegen folgende Messungen und Annahmen zu Grunde:

- Rauchgastemperatur: 280 °C (gemessen, Mittelung über Durchmesser Abgasrohr)
- Rauchgasvolumenstrom: 20,25 Nm<sup>3</sup>/h (Strömungsgeschwindigkeit mit Flügelradanemometer gemessen, Mittelung über Durchmesser Abgasrohr)
- Brennstoffverbrauch 0,7 g/s (gemessen, Waage)
- Holz mit 0,47 kg/kg C, 0,41 kg/kg O und WG 0,1 kg/kg (Annahmen)
- verbleibender Kohlenstoff im Glutbett: 0,02 kg/kg (Annahme, Bezug gesamter Kohlenstoff).

Aus dieser Berechnung lassen sich die Emissionsfaktoren für die Stückholzfeuerung bestimmen. Diese sind:  $E_{FCO_2} = 3475,8 \text{ mg/gC}$  und  $E_{FCO} = 121,4 \text{ mg/gC}$ . Bezogen auf die umgesetzte Holzmenge ergeben sich Emissionen von 1120 mgCO<sub>2</sub>/s und 39,2 mgCO/s.

Am Ofen liegt ein konstanter Unterdruck von 12 Pa an. Daher haben eventuelle Undichtigkeiten bei abnehmender Zuluftversorgung einen stärkeren Einfluss als bei größeren Zuluftströmen. Bedingt durch die bei weniger Zuluft ( $L_{ges} = 11 \text{ m}^3/\text{h}$ ) verlangsamte Rauchgasgeschwindigkeit im Abgasrohr gerät der eingesetzte Flügelradanemometer an seine untere Messgrenze von 0,4 m/s. Daher kann der für die

Bilanzierung erforderliche Rauchgasvolumenstrom nicht ermittelt werden und die Aufstellung einer C- und O-Bilanz ist bei einer geringen Gesamtluftmenge nicht möglich.

**Vorgehen Dichtigkeitsuntersuchung:**

1. Visuelle Begutachtung von Brennkammer, Nachbrennkammer und Zuluftführung.
2. Leckagetest: Anlegen Unterdruck an Ofen (12 Pa). Visuelle Kontrolle der möglichen Leckagestellen mit Hilfe von Strömungsprüfröhrchen der Firma Dräger.
3. Ersticken des Feuers: Flamme erlischt, wenn Zuluftversorgung unterbrochen wird.
4. Rauchgasmessungen: Vergleich vor und nach Ofenabdichtungsmaßnahmen
5. C- und O-Bilanzierung

Zur Messung der Rauchgasgeschwindigkeit wird ein Flügelradanemometer der Firma Höntzsch (Typ: FA, Messbereich 0,4 - 20 m/s bei -40 - 400 °C, Messprinzip: induktive Drehzahlerfassung) eingesetzt.

## Lebenslauf

### Persönliches:

Name: David Schütz  
Geburtstag: 18.01.1981  
Geburtsort: Stuttgart

### Schulausbildung:

1992 - 2001 Albert-Schweitzer-Gymnasium, Leonberg  
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

### Studium:

2001 - 2007 Universität Stuttgart  
Studium der Umweltschutztechnik  
Abschluss: Diplom-Ingenieur

### Berufstätigkeit:

05/2007 - 07/2010 Robert Bosch GmbH, Schwieberdingen  
seit 09/2010 TWT GmbH, Neuhausen a.d.F.