



# **Numerische Berechnung eines Gichtgasbrenners**

von

Andreas Leiter

als Diplomarbeit der Kommission zur Abhaltung der dritten Diplomprüfung der  
Studienrichtung Maschinenbau an der Technischen Universität Graz  
über das Institut für Wärmetechnik vorgelegt.

Betreuer:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jürgen Karl

DI Lorenz Griendl

Graz, Jänner 2011

## Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 4. Jänner 2011

.....

Andreas Leiter

# Kurzfassung

Titel: Numerische Berechnung eines Gichtgasbrenners

Autor: Andreas Leiter

Schlagwörter: Gichtgasbrenner, Simulation, Verbrennung

Die Auslegung von Verbrennungssystemen oder die Optimierung bestehender Feuerungsanlagen zur Minimierung des Brennstoffverbrauchs und der Emissionen können neben experimentellen Methoden zusätzlich durch numerische Berechnungen der Strömungs- und Verbrennungsvorgänge erfolgen. In der vorliegenden Arbeit wird eine numerische Berechnung durchgeführt, um die Ursachen für die Verbrennungsinstabilitäten eines Gas-Öl Brenners zu untersuchen. Es werden dabei zwei Bauformen des Brenners betrachtet, wobei sich eine Bauform durch Staubleche und Drallgitter am Brenneraustritt von der anderen Brennerausführung unterscheidet. Die aufgetretenen Instabilitäten konnten vermieden werden, indem die Staubleche und Drallgitter vom Brenner entfernt wurden.

Der im Betrieb stehende Dampfkessel wird mit sechs Brennern befeuert, die auf drei Ebenen angeordnet sind. In jeder Ebene sind je ein Brenner mit Linksdrall und ein Brenner mit Rechtsdrall positioniert. Für den Vergleich der zwei Brennerbauformen (mit und ohne Staubleche und Drallgitter) werden Einzelbrennersimulationen mit einem vereinfachten Modell der Brennkammer durchgeführt. Als Brennstoff für diese Berechnung wird Gichtgas und Erdgas berücksichtigt. Für die Brennerkonfiguration ohne Staubleche und Drallgitter, die derzeit zur Befuerung des Kessels verwendet wird, wird auch eine Gesamtkesselsimulation durchgeführt, um den gegenseitigen Einfluss der Brenner und der tatsächlichen Brennkammerbauform berücksichtigen zu können. Die Massenströme, Temperaturen und Gichtgaszusammensetzungen unterscheiden sich im Vergleich zur Einzelbrennersimulation. Als Brennstoff wird bei dieser Berechnung nur Gichtgas berücksichtigt. Die Gesamtkesselberechnung wird neben einem Nicht-vormischenden Verbrennungsmodell auch mit dem Eddy Dissipation Concept Modell durchgeführt.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass die Strömung durch das Drallgitter und die Staubleche am Brenneraustritt abgelenkt werden, wodurch sich ein asymmetrisches Strömungsprofil ergibt. Die Flamme wird dadurch von der Brennerachse in Richtung Brennkammerwand verschoben, was ein Grund für die aufgetretenen Verbrennungsinstabilitäten sein kann. Bei der Brennerbauform ohne Drallgitter und Staubleche bildet sich hingegen ein symmetrisches Strömungsprofil aus und die Flamme ist auf der Brennerachse positioniert. Die Ergebnisse der Gesamtkesselsimulation lassen erkennen, dass Verbrennungsreaktionen erst außerhalb der Kernströmung bzw. mit zunehmendem Abstand von der Brennermündung stattfinden, wo Gichtgas und Luft ein zündfähiges Gemisch bilden.

Mit denselben Betriebsbedingungen der Gesamtkesselsimulation werden Messungen im realen Betrieb durchgeführt und mit den Simulationsergebnissen verglichen. Damit können Abweichungen zwischen den Messwerten und den Simulationswerten ermittelt werden und als Grundlage für weitere Untersuchungen genutzt werden.

# Abstract

Title: Numerical calculation of a blast furnace burner

Author: Andreas Leiter

Keywords: blast furnace gas burner, simulation, combustion

The design of combustion systems or the improvement of existing combustion plants to reduce fuel consumption and emissions can be done by experimental investigations as well as by additional numerical calculations of flow and combustion processes. In this work, a numerical calculation was performed in order to investigate the combustion instabilities of a combined gas-oil burner. Two different types of the burner were analyzed. One burner was built up with a swirler and baffles at the burner outlet, the other design does not have these parts. It was possible to avoid the combustion instabilities by removing the swirler and the baffles from the burner.

The combustion chamber is fired by six burners, which are located at three height levels of the combustion chamber. A left-handed-swirl burner and a right-handed-swirl burner is fixed on each level. To compare the flow and combustion processes of the two burner designs, simulations of the different single burners with a simplified model of the combustion chamber are performed. At this numerical calculation two types of fuel are considered: blast furnace gas and natural gas. The currently used burner, without baffles and swirler, is investigated by a simulation of the actual setting of the combustion chamber. Mass flows, temperatures and the composition of blast furnace gas are different compared to the calculation of the single burner and only blast furnace gas is used as fuel for the simulation. The numerical simulation is carried out with the "non-premixed combustion model" as well as with the "eddy dissipation concept model" and the results are compared.

The results of the simulations of the single burner show that the flow is deflected by the swirler and the baffles. Therefore, the flow profile is asymmetric with respect to the burner axes. Due to the behavior of the flow, the flame is shifted toward the walls of the combustion chamber. This can be seen as the reason for the combustion instabilities of this burner design. On the other hand, the burner design without the swirler and the baffles produces a symmetric flow profile, and the flame is located on the burner axes.

The numerical calculation of the currently used burner (without the swirler and the baffles) with the actual setting of the combustion chamber predict that combustion can only occur outside the main flow and with increasing distance to the burner outlet. This simulation was performed without natural gas, so combustion occurs in regions where blast furnace gas and air forms an ignitable mixture.

Measurements at the actual combustion chamber are performed and compared to the results of the numerical calculations. Technical expertise as a result of these measurements can be used for further investigations.

## Danksagung

An erster Stelle möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Lorenz Griendl bedanken, der sich als Betreuer meiner Diplomarbeit für Fragen und Anliegen stets Zeit genommen hat und mich durch sein Fachwissen bei der Umsetzung dieser Arbeit sehr unterstützt hat.

Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Jürgen Karl, Vorstand des Institutes für Wärmetechnik der TU Graz, danke ich, da er die Durchführung dieser Arbeit am Institut ermöglicht hat und mir die dafür notwendigen Mittel zur Verfügung gestellt wurden.

Weiters möchte ich Herrn Dipl.-Ing Dr. Ulrich Hohenwarter und Herrn Dipl.-Ing Paul Renetzeder der Firma Austrian Energy & Environment für die Überlassung des Themas und für die Bereitstellung der notwendigen Informationen sowie für die fachliche Hilfe und die guten Ratschläge für die Umsetzung der Arbeit danken.

Ein besonderer Dank gilt auch meinen Eltern, Geschwistern, Kollegen und Kolleginnen, die mich während dem Studium und bei der Durchführung dieser Arbeit unterstützt haben und denen ich auch außerhalb des Studiums eine schöne Zeit zu verdanken habe.

# Inhaltsverzeichnis

1. Grundlagen der Verbrennung .....	1
1.1. Brennstoffe.....	1
1.1.1. Gichtgas und Erdgas.....	1
1.2. Grundlegende Verbrennungsvorgänge.....	3
1.3. Flammenstabilisierung .....	4
1.3.1. Flammenstabilisierung ohne Drall .....	6
1.3.2. Flammenstabilisierung mit Drall .....	7
1.4. Laminare Flammen .....	8
1.4.1. Laminare vorgemischte Flammen .....	9
1.4.2. Laminare nicht-vorgemischte Flammen.....	10
1.5. Turbulente Flammen .....	12
1.5.1. Turbulente vorgemischte Flammen .....	13
1.5.2. Turbulente nicht-vorgemischte Flammen.....	15
1.6. Zündgrenzen und Zündtemperatur.....	16
1.7. Emissionen bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen .....	17
1.7.1. Kohlenmonoxid CO .....	17
1.7.2. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe.....	18
1.7.3. Ruß.....	18
1.7.4. NO Bildung.....	19
2. Gasbrenner .....	20
2.1. Konventionelle Brenner für Industriekessel .....	21
2.2. Brenner für niedrige Stickoxidemissionen.....	21
2.3. Flammlose Oxidation.....	24
2.4. Simulierter Gas-Ölbrenner.....	27
3. Netzgenerierung.....	32
3.1. Netzqualität .....	34
3.1.1. Aspect Ratio.....	34
3.1.2. EquiAngle Skew .....	35
4. Grundlagen zur Numerischen Berechnung.....	36
4.1. Strahlungsmodelle.....	36
4.1.1. Discrete Transfer Radiaton Model (DTRM) .....	37
4.1.2. P-1 Strahlungsmodell .....	37
4.1.3. Rosseland Strahlungsmodell.....	38
4.1.4. Discrete Ordinates Modell (DO Modell) .....	38

4.2.	Turbulenzmodelle.....	39
4.2.1.	Standard k- $\epsilon$ Modell.....	40
4.2.2.	RNG k- $\epsilon$ Modell.....	40
4.2.3.	Relizable k- $\epsilon$ Modell.....	41
4.2.4.	Reynolds Stress Modell (RSM).....	41
4.3.	Strömungen in der Nähe von Wänden.....	42
4.3.1.	Standard Wandfunktionen.....	43
4.3.2.	Abschätzung der Lage des ersten Knotenpunktes.....	43
4.4.	Reaktionsmodelle.....	44
4.4.1.	Eddy Dissipation Model (EDM).....	44
4.4.2.	Finite-Rate/Eddy Dissipation Model.....	45
4.4.3.	Eddy Dissipation Concept Model.....	45
4.4.4.	Nicht-vorgemischte Verbrennungsmodelle.....	46
4.5.	Chemische Modelle für die turbulente Verbrennung.....	47
4.5.1.	Globale Modelle.....	47
5.	Numerische Berechnung.....	49
5.1.	Vereinfachungen und Annahmen für die numerische Berechnung.....	49
5.2.	Einzelbrennersimulation.....	50
5.3.	Gesamtkesselsimulation.....	53
6.	Ergebnisse der numerischen Berechnung.....	55
6.1.	Ergebnisse der Einzelbrennersimulation.....	55
6.1.1.	Ergebnisse des Brenneintrittsbereichs.....	55
6.1.2.	Ergebnisse des Brenneraustrittsbereichs und der Brennkammer.....	60
6.2.	Ergebnisse der Gesamtkesselsimulation.....	65
7.	Zusammenfassung und Ausblick.....	72
8.	Literaturverzeichnis.....	75

## Abbildungsverzeichnis

Abb. 1-1: Wärme- und Stofftransport in nicht-vorgemischten Flammen (Lechner, Seume 2003).....	3
Abb. 1-2: Wärme und Stofftransport in vorgemischten Flammen (Lechner, Seume 2003).....	4
Abb. 1-3: Strömungsgeschwindigkeit und Flammengeschwindigkeit (Specht 2007).....	5
Abb. 1-4: Geschwindigkeitsgradient eines CH <sub>4</sub> /Luft-Gemisches (Specht 2007).....	6
Abb. 1-5: Flammenstabilisierung durch eine Stauscheibe (Joos 2006).....	7
Abb. 1-6: Drallbehaftete Strömungen bei verschiedenen Drallzahlen (Joos 2006).....	8
Abb. 1-7: Laminare Flamme eines Bunsenbrenners (Joos 2006).....	9
Abb. 1-8: Flammendicke einer vorgemischten laminaren Flamme (Poinsot, Veynant 2001).....	10
Abb. 1-9: Konzentrationsverlauf in einer nicht-vorgemischten laminaren Wasserstofflamme (Joos 2006).....	11
Abb. 1-10: Struktur einer Diffusionslamme (Poinsot, Veynant 2001).....	11
Abb. 1-11: Instationäre und stationäre Diffusionslamme (Poinsot, Veynant 2001).....	12
Abb. 1-12: Borghi Diagramm.....	14
Abb. 1-13: Laminar-Turbulenzumschlag einer nicht-vorgemischten Flamme (Joos 2006).....	16
Abb. 2-1: Brenner mit Luftstufung (Baukal 2004).....	22
Abb. 2-2: Low-NO <sub>x</sub> Brenner mit Luftstufung (Baukal 2004).....	23
Abb. 2-3: Drallgitter und Gaslanzen des LOW-NO <sub>x</sub> Brenners (Baukal 2004).....	23
Abb. 2-4: FLOX®-Brenner (G. Wüning, Milani 2007).....	25
Abb. 2-5: Eindüsen und Mehrdüsen FLOX® Brenner (G. Wüning, Milani 2007).....	26
Abb. 2-6: NO <sub>x</sub> Emissionen (G. Wüning, Milani 2007).....	26
Abb. 2-7: Brennkammer des simulierten Gas-Ölbrenners.....	27
Abb. 2-8: Brenneraufbau des simulierten Gas-Ölbrenners.....	28
Abb. 2-9: Brenneraustrittsbereich des simulierten Gas-Ölbrenners.....	29
Abb. 2-10: Gas-Ölbrenner: a) mit Drallgitter und Staubleche b) ohne Drallgitter und Staubleche.....	29
Abb. 2-11: Gas-Ölbrenner: Stufenluftrohre.....	30
Abb. 2-12: Gas-Ölbrenner: Erdgaslanzen.....	30
Abb. 2-13: Strömungsbereiche des simulierten Gas-Ölbrenners.....	31
Abb. 3-1: a) Strukturierte Hexaeder Elemente, b) Unstrukturierte Tetraeder Elemente.....	32
Abb. 3-2: Aspect Ratio eines viereckigen Elements (Fluent 2006).....	34
Abb. 4-1: Intensitätsänderung in einem Kontrollvolumen (Epple et al. 2009).....	37
Abb. 4-2: Unterteilung des wandnahen Bereichs (ANSYS 2009).....	43
Abb. 5-1: Bereiche für die numerische Berechnung.....	49
Abb. 5-2: Eintrittsbereich der Primärluft und Sekundärluft.....	50

Abb. 5-3: Brennkammer für die Einzelbrennersimulation .....	51
Abb. 5-4: Aufteilung von Primärluft und Sekundärluft .....	51
Abb. 5-5: Brennkammer für die Gesamtkesselsimulation .....	53
Abb. 6-1: Ergebnisse des Erdgasbereichs.....	55
Abb. 6-2: Ergebnisse des Erdgaseintrittsbereichs .....	56
Abb. 6-3: Primärlufteinlass: a) Geschwindigkeitsvektoren, b) Geschwindigkeitsprofil .....	57
Abb. 6-4: Ergebnisse des Luftbereichs .....	57
Abb. 6-5: Primärluftaustritt: a) Axiale Geschwindigkeit, b) Tangentiale Geschwindigkeit .....	58
Abb. 6-6: Geschwindigkeitsprofile des Gichtgasbereichs.....	59
Abb. 6-7: Strömung des Gichtgases um den Primärluftkanal.....	60
Abb. 6-8: Geschwindigkeitsprofil für den Brenner mit Drallgitter/Staubleche.....	61
Abb. 6-9: Geschwindigkeitsprofil für den Brenner ohne Drallgitter/Staubleche .....	61
Abb. 6-10: Strömung im Bereich der Drallgitter und Staubleche .....	62
Abb. 6-11: Flammenform des Brenners mit Drallgitter und Staubleche.....	63
Abb. 6-12: Flammenform des Brenners ohne Drallgitter und Staubleche.....	63
Abb. 6-13: Flammenposition: a) Brenner mit Drallgitter, b) Brenner ohne Drallgitter .....	64
Abb. 6-14: Geschwindigkeitsprofile: a) Nicht-vormischendes Modell, b) EDC Modell .....	66
Abb. 6-15: Geschwindigkeitsprofile in den drei Brennebenen.....	66
Abb. 6-16: Temperaturprofile: a) Nicht-vormischendes Modell, b) EDC Modell .....	67
Abb. 6-17: Temperaturprofile in den drei Brennebenen .....	68
Abb. 6-18: CO-Konzentrationen: a) Nicht-vormischendes Modell, b) EDC Modell .....	68
Abb. 6-19: Rezirkulationsgebiet: a) Gesamtkesselsimulation, b) Einzelbrennersimulation....	69
Abb. 6-20: Vergleich der Strömungsprofile .....	70
Abb. 6-21: Vergleich der Temperaturprofile .....	70

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Zusammensetzung und Eigenschaften von Gichtgas und Erdgas (G. Wüning, Milani 2007).....	2
Tabelle 1-2: Zündgrenzen verschiedener Brennstoffe (Joos 2006).....	17
Tabelle 2-1: Gas-Ölbrenner Betriebsdaten .....	31
Tabelle 3-1: Elementanzahl - Einzelbrenner .....	33
Tabelle 3-2: Elementanzahl - Gesamtkesselsimulation.....	33
Tabelle 3-3: Werte für den EquiAngle Skew $Q_{EAS}$ (Fluent 2006) .....	35
Tabelle 4-1: Reaktionsgeschwindigkeiten (Poinsot, Veynant 2001).....	48
Tabelle 5-1: Randbedingungen für die Einzelbrennersimulation .....	52
Tabelle 5-2: Zusammensetzung von Gichtgas, Erdgas und Luft für die Einzelbrennersimulation .....	52
Tabelle 5-3: Luftmassenströme und Gichtgasmassenströme der Gesamtkesselsimulation ..	54
Tabelle 5-4: Drücke und Temperaturen von Luft und Gichtgas am Brenneintritt.....	54
Tabelle 5-5: Zusammensetzung von Gichtgas und Luft für die Gesamtkesselsimulation .....	54
Tabelle 6-1: Aktivierungsenergien (Frassoldati et al. 2009) .....	65

## Formelverzeichnis

A	Frequenzfaktor	kmol/m <sup>3</sup> s
A	Gradient des Reaktionspfads	-
B	Konstante des Logarithmischen Wandgesetzes B = 0,5	-
c	Geschwindigkeit	m/s
c <sub>f</sub>	Oberflächenreibungskoeffizient	-
C <sub>o</sub>	Obere Zündgrenze	Vol %
c <sub>p</sub>	Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/kgK
C <sub>u</sub>	Untere Zündgrenze	Vol %
C <sub>μ</sub>	Turbulenzmodellkoeffizient	-
C <sub>T</sub>	Zeitmaßstabskonstante	-
d	Durchmesser	m
Da	Damköhlerzahl	-
E <sub>a</sub>	Aktivierungsenergie	J/kg
e <sub>i</sub>	Durchschnittliche Kantenlänge eines Elements	m
f	Skalierungsfaktor für den Aspect Ratio	-
G <sub>ax</sub>	Axialimpuls	kgm/s <sup>2</sup>
G <sub>φ</sub>	Umfangsimpuls	kgm <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
H <sub>o</sub>	Brennwert	J/kg
H <sub>u</sub>	Unterer Heizwert	J/kg
I	Strahlungsintensität	W/m <sup>2</sup>
k	Reaktionsgeschwindigkeitskonstante	kmol/m <sup>3</sup> s
k	Turbulente kinetische Energie	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
Ka	Karlovitzzahl	-
K <sub>v</sub>	Abgasrezirkulationsrate	-
l <sub>t</sub>	Turbulentes Längenmaß	m
m	Massenstrom	kg/s
q	Wärmestromdichte	W/m <sup>2</sup>
Q <sub>AR</sub>	Aspect Ratio	-
Q <sub>EAS</sub>	EquiAngle Skew	-
R	Allgemeine Gaskonstante	J/kgK
r	Radialkoordinate	m
R	Radius	m
R	Reaktionspfad	K, Vol%
Re	Reynoldszahl	-
S	Chemischer Quellterm	K/s, Vol%/s

$S_L$	Laminare Flammengeschwindigkeit	m/s
SN	Swirlnumber	-
T	Temperatur	K
T1	Umgebungstemperatur	K
T2	Adiabate Flammentemperatur	K
$t_t$	Turbulentes Zeitmaß	s
u	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
$U_t$	Turbulentes Geschwindigkeitsmaß	m/s
$u_\tau$	Schubspannungsgeschwindigkeit	m/s
$u^+$	Wandeinheit	-
$\bar{u}$	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit	m/s
$\overline{u'_i u'_j}$	Reynolds'scher Spannungstensor	$m^2/s^2$
$u'$	Turbulente Geschwindigkeitsfluktuationen	m/s
$u'_k$	Kolmogorov Geschwindigkeit	m/s
$Y_i$	Massenanteil des Elements i	-
$y^+$	Dimensionsloser Wandabstand	-
$Y_{i,F}$	Massenanteil des Elements i im Brennstoffstrom	-
$Y_{i,Ox}$	Massenanteil des Elements i im Oxidatorstrom	-

## Griechische Symbole

$\delta$	Flammendicke	m
$\delta_{ij}$	Kronecker-Symbol	-
$\varepsilon$	Dissipationsrate	$\text{m}^2/\text{s}^3$
$\eta_k$	Kolmogorov Längenmaß	m
$\theta$	Winkel zur Beschreibung des EquiAngle Skew	°
$\kappa$	Konstante des Logarithmischen Wandgesetzes $\kappa = 0,41$	-
$\lambda$	Luftzahl	$\text{kg}_L/\text{kg}_{\text{Lstöch}}$
$\mu$	Dynamische Viskosität	kg/ms
$\nu$	Kinematische Viskosität	$\text{m}^2/\text{s}$
$\nu_t$	Turbulente kinematische Viskosität	$\text{m}^2/\text{s}$
$\rho$	Dichte	$\text{kg}/\text{m}^3$
$\Phi=1/\lambda$	Äquivalenzverhältnis	$\text{kg}_{\text{Lstöch}}/\text{kg}_L$
$\Phi$	Thermochemische Zusammensetzung	K, Vol%
$\tau_c$	Zeitmaßstab der chemischen Reaktion	s
$\tau_f$	Zeitmaßstab der turbulenten Strömung	s
$\tau_k$	Kolmogorov Zeitmaß	s
$\tau_w$	Schubspannung	$\text{N}/\text{m}^2$
$\tau^*$	Zeitskala des EDC Modells	s

# 1. Grundlagen der Verbrennung

Viele industrielle Prozesse benötigen Wärmeenergie, die häufig über die Verbrennung von festen, flüssigen oder gasförmigen Brennstoffen bereitgestellt wird. Zur Erhöhung des Wirkungsgrads solcher Verbrennungsprozesse oder zur Verringerung der entstehenden Emissionen, werden oft durch Simulationen Verbesserungsmöglichkeiten untersucht. Um realistische Ergebnisse zu erhalten, müssen bei den Simulationsprogrammen geeignete Modelle gewählt werden. Für die richtige Auswahl und Anwendung der Modelle sind Kenntnisse über grundlegende Strömungs- und Verbrennungsvorgänge sehr wichtig. Darum werden in diesem Kapitel die grundlegenden Verbrennungsmechanismen erläutert. Außerdem wird auf die bei der numerischen Berechnung verwendeten Brennstoffe eingegangen, da Verbrennungsvorgänge je nach Brennstoffart und Brennstoffeigenschaften unterschiedlich ablaufen.

## 1.1. Brennstoffe

Nach der Herkunft können Brennstoffe in regenerative, fossile oder chemische Brennstoffe gegliedert werden. Derzeit werden vorwiegend fossile Brennstoffe in der Industrie oder im privaten Bereich verwendet. Zukünftig werden regenerative aber auch synthetisch hergestellte Brennstoffe bedeutsamer werden (Joos 2006).

Auf Grund der unterschiedlichen physikalischen und chemischen Eigenschaften der Brennstoffe müssen entsprechende Techniken angewendet werden, um eine hohe Verbrennungsstabilität und niedrige Emissionen zu erreichen. Heizwerte und Flammgeschwindigkeiten bestimmen dabei, ob vormischende oder nicht-vormischende Verbrennungsverfahren anzuwenden sind. Methan kann auf Grund des hohen Heizwerts  $H_u = 35,89 \text{ MJ/Nm}^3$  und der niedrigen laminaren Flammgeschwindigkeit von  $0,43 \text{ m/s}$  für vormischende Verfahren verwendet werden. Im Gegensatz zu Methan hat Gichtgas einen geringeren Heizwert. Auf Grund des hohen Stickstoffgehalts (56 Vol%) von Gichtgas werden nicht-vormischende Verbrennungstechniken angewendet (Lechner, Seume 2003).

### 1.1.1. Gichtgas und Erdgas

Bei der in dieser Arbeit durchgeführten numerischen Berechnung wurden als Brennstoff Gichtgas und Erdgas verwendet. Im Folgenden wird daher kurz auf die Eigenschaften dieser zwei Brennstoffe eingegangen.

Gichtgas wird am Schachtende des Hochofens entnommen und wird anschließend einer Gaswäsche unterzogen. Wie bereits zuvor erwähnt, ist der Stickstoffgehalt im Gichtgas sehr hoch, wodurch der Heizwert sehr gering ist. In Tabelle 1-1 sind die Zusammensetzung und

die Eigenschaften von Gichtgas dargestellt. Es handelt sich dabei um Mittelwerte, die je nach Hochofenprozess variieren (G. Wüning, Milani 2007).

Erdgas, das zum größten Teil aus Methan besteht, ist ein vielseitig genutzter Brennstoff für den privaten und industriellen Gebrauch. Im Vergleich zu anderen Kohlenwasserstoffen hat Methan ein niedriges Kohlenstoff zu Wasserstoff Verhältnis. Bei der Verbrennung entstehen daher geringere Mengen an Kohlendioxid, wodurch das Treibhauspotential gering ist. Je nach Herkunft des Erdgases (z.B. Nordsee, Russland) unterscheiden sich die Zusammensetzung sowie die physikalischen Eigenschaften. Tabelle 1-1 zeigt beispielsweise Werte von Erdgas aus Russland.

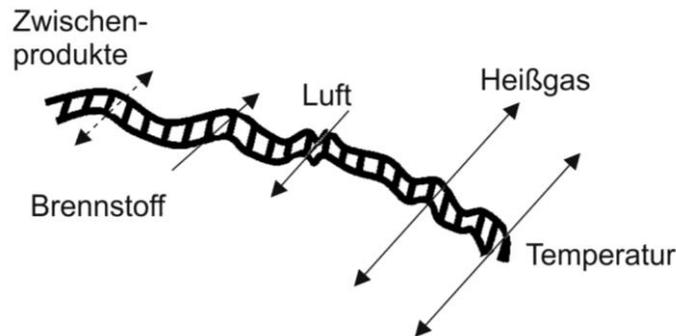
**Tabelle 1-1: Zusammensetzung und Eigenschaften von Gichtgas und Erdgas (G. Wüning, Milani 2007)**

Benennung		Gichtgas	Russland Erdgas
Kohlendioxid CO <sub>2</sub>	[Vol %]	22	0,08
Stickstoff N <sub>2</sub>	[Vol %]	52,5	0,86
Sauerstoff O <sub>2</sub>	[Vol %]	-	< 0,01
Wasserstoff H <sub>2</sub>	[Vol %]	4,1	-
Kohlenmonoxid CO	[Vol %]	21,4	-
Methan CH <sub>4</sub>	[Vol %]	-	97,65
Ethan C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	[Vol %]	-	0,97
Propan C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	[Vol %]	-	0,3
Butane C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	[Vol %]	-	0,11
Pentane C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	[Vol %]	-	0,02
Kennwerte			
Normdichte ρ	[kg/Nm <sup>3</sup> ]	1,361	0,7361
Brennwert H <sub>o</sub>	[kWh/Nm <sup>3</sup> ]	0,897	11,131
Heizwert H <sub>u</sub>	[kWh/Nm <sup>3</sup> ]	0,875	10,036
Zündtemperatur	[°C]	630	618
Zündgrenze C <sub>u</sub> - C <sub>o</sub>	[Vol %]	33,5 – 76,2	4,3 – 16,2
Flammgeschwindigkeit S <sub>L</sub>	[m/s]	0,14	0,43

Die in Tabelle 1-1 angegebenen Daten für Gichtgas und Erdgas sollen an dieser Stelle nur die Größenordnung der Werte wiedergeben. Für die Simulation wurden Werte verwendet, die über eine Gasanalyse während dem Betrieb bestimmt wurden und werden bei den Randbedingungen in Kapitel 5.2 und Kapitel 5.3 angeführt.

## 1.2. Grundlegende Verbrennungsvorgänge

Bei Verbrennungsvorgängen ist zwischen vorgemischter und nicht-vorgemischter Verbrennung zu unterscheiden. Bei der nicht-vorgemischten Verbrennung werden Brennstoff und Luft getrennt zugeführt. In Abb. 1-1 ist der Diffusionsprozess bei der nicht-vorgemischten Verbrennung dargestellt.

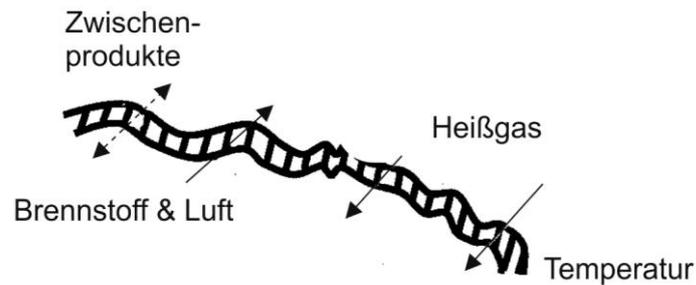


**Abb. 1-1: Wärme- und Stofftransport in nicht-vorgemischten Flammen (Lechner, Seume 2003)**

Wie in der Abbildung ersichtlich ist, finden die Verbrennungsreaktionen in der Grenzschicht zwischen Brennstoff und Luft statt. Luft und Brennstoff diffundieren gegengerichtet in die Reaktionsschicht, Heißgase diffundieren aus dem Reaktionsbereich. Der Brennstoff wird durch die entstehende Verbrennungswärme erhitzt, wodurch es zur Rußbildung kommt. Die Geschwindigkeit, mit der nicht-vorgemischte Verbrennungsvorgänge ablaufen, wird hauptsächlich durch die Geschwindigkeit der Diffusionsvorgänge bestimmt (Lechner, Seume 2003).

In Industrieöfen werden häufig nicht-vormischende Brenner verwendet. Flammen in Dieselmotoren oder die Kerzenflamme zählen auch zu den nicht-vormischenden Flammen (Diffusionsflammen).

Bei der vorgemischten Verbrennung werden Brenngas und Luft vor der Zündung miteinander gemischt. Abb. 1-2 zeigt den Wärme- und Stofftransport in einer vorgemischten Flamme.



**Abb. 1-2: Wärme und Stofftransport in vorgemischten Flammen (Lechner, Seume 2003)**

Durch die Diffusion von Heißgasen in das Brennstoff-Luftgemisch erhöht sich die Temperatur, bis die Zündtemperatur überschritten wird und die Verbrennungsreaktion stattfinden kann. Die Brenngeschwindigkeit ist abhängig von der volumetrischen Wärmefreisetzung in der Flammenfront, den Diffusionsvorgängen im mikroskopischen Bereich und der notwendigen Aktivierungsenergie der Reaktion. Mit zunehmender Temperatur steigt die Reaktionsgeschwindigkeit, sie sinkt aber mit zunehmendem Druck (höhere Dichte) und mit steigender Luftzahl  $\lambda$ . Vormischbrenner werden zum Beispiel als Deckenbrenner in Industrieöfen, in Haushaltsheizungen oder in Gasturbinen verwendet (Lechner, Seume 2003).

### 1.3. Flammenstabilisierung

Um eine chemische Reaktion aufrecht zu erhalten, müssen Wärmeenergie und Radikale dem unverbrannten Brennstoff-Luftgemisch zugeführt werden. Die Wärmezufuhr erfolgt über Wärmestrahlung, Wärmeleitung und Diffusion, die Radikalenzufuhr erfolgt ausschließlich durch Diffusion. Die Veränderung der Strömung, zum Beispiel durch den Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung, kann diese Mechanismen verstärken oder abschwächen.

Zur Stabilisierung der Flamme muss die Strömungsgeschwindigkeit im Bereich der Flammengeschwindigkeit liegen. Anhand von Abb. 1-3 kann die Stabilisierung der Flamme erklärt werden. Man kann erkennen, dass die Strömungsgeschwindigkeit von der Wand radial zur Mitte des Brenners hin ansteigt. Falls Wärme an der Brennermündung abgeführt wird, so sind die Flammengeschwindigkeiten in diesem Bereich auf Grund der geringeren Temperatur kleiner. In Position 2 halten sich Flammengeschwindigkeit und Strömungsgeschwindigkeit das Gleichgewicht, wodurch sich eine stabile Flamme ausbilden kann. Verschiebt sich die Flammenfront zum Abstand 3, so ist die Flammengeschwindigkeit größer als die Strömungsgeschwindigkeit, sodass die Flammenfront wieder zum Abstand 2 zurückkehrt. Im Abstand 1 ist die Flammengeschwindigkeit auf Grund der niedrigeren Temperatur geringer als die Strömungsgeschwindigkeit, wodurch die Flammenfront wieder an die Position 2 verschoben wird. Durch Steigerung der Leistung des Brenners wird sich die Flamme zur Position 3 verschieben, eine Verringerung der Leistung verschiebt die Flammenposition in

Richtung Brennermündung. Ist die Strömungsgeschwindigkeit größer als die maximale Flammengeschwindigkeit, so kommt es zum Erlöschen der Flamme (Specht 2007).

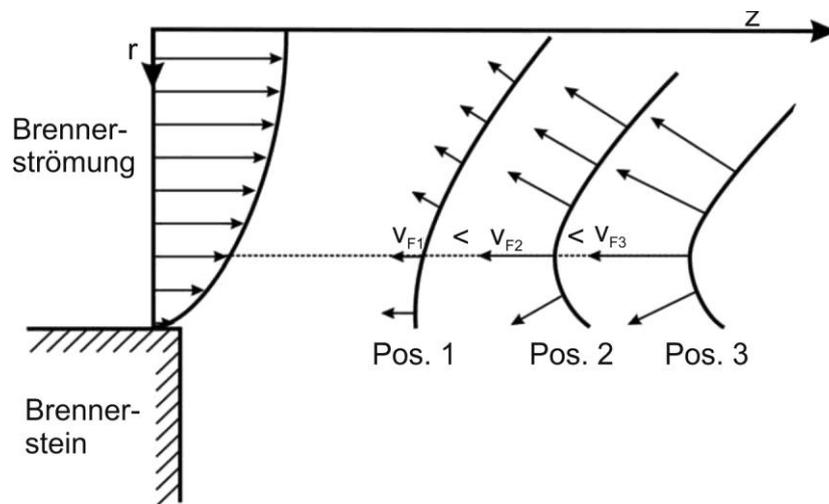


Abb. 1-3: Strömungsgeschwindigkeit und Flammengeschwindigkeit (Specht 2007)

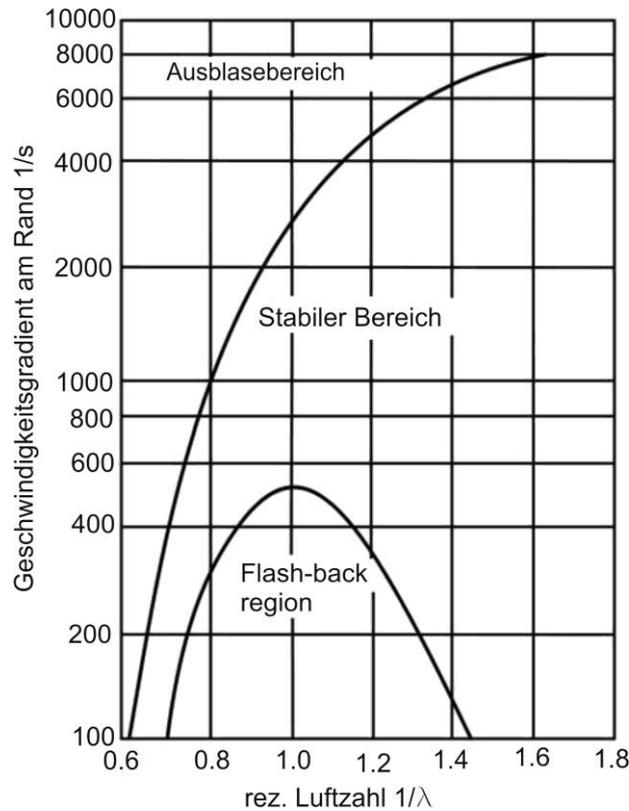
In Stabilitätsdiagrammen kann der Bereich der stabilen Verbrennung in Abhängigkeit der Luftzahl  $\lambda$  und des Geschwindigkeitsgradienten dargestellt werden. Abb. 1-4 zeigt als Beispiel ein Stabilitätsdiagramm eines CH<sub>4</sub>/Luft-Gemisches bei Raumtemperatur und unter atmosphärischen Bedingungen. Auf der x-Achse ist das Äquivalenzverhältnis  $\Phi$  bzw. der Kehrwert der Luftzahl  $\lambda$  aufgetragen. Auf der y-Achse kann der Geschwindigkeitsgradient abgelesen werden, der bei laminaren Rohrströmungen wie folgt definiert ist:

$$\frac{du}{dr} = 8 \frac{\bar{u}}{d} \quad [1/s] \quad (1-1)$$

Im turbulenten Fall ist der Geschwindigkeitsgradient

$$\frac{du}{dr} = 0.023 \frac{\bar{u}}{d} \text{Re}^{0.8} \quad [1/s] \quad (1-2)$$

Bei stöchiometrischer Zusammensetzung ist der maximale Geschwindigkeitsgradient zirka 2500 1/s. Bei einem Durchmesser von 100 mm und turbulenter Strömung erhält man damit beispielsweise eine maximale Austrittsgeschwindigkeit von nur 3,5 m/s. Im überstöchiometrischen Bereich können daher Vormischbrenner nur bei relativ kleinen Austrittsgeschwindigkeiten und im niedrigen Leistungsbereich betrieben werden. Im unterstöchiometrischen Bereich ist der Geschwindigkeitsgradient höher als bei stöchiometrischer Zusammensetzung. Daher sind in diesem Bereich höhere Austrittsgeschwindigkeiten möglich und die Gefahr des Flammenrückschlags ist geringer. Vormischbrenner werden daher oft im unterstöchiometrischen Bereich betrieben und zum vollständigen Ausbrand wird Sekundärluft hinzugefügt (Joos 2006, Specht 2007).



**Abb. 1-4: Geschwindigkeitsgradient eines CH<sub>4</sub>/Luft-Gemisches (Specht 2007)**

Für die Flammenstabilisierung von Vormischflammen gibt es verschiedene Maßnahmen. Eine Möglichkeit ist die Verwendung einer zusätzlichen Zündflamme, eine andere ist die Bildung von Rückströmzonen, wodurch höhere Brennstoffumsätze möglich sind. Durch die Rückführung von Heißgasen und Zwischenprodukten, wird das unverbrannte Gemisch am Brenneraustritt kontinuierlich gezündet. Die lokale Strömungsgeschwindigkeit des Gemisches kann dadurch höher sein als seine Brenngeschwindigkeit. Rezirkulationszonen können durch Flammenhalter oder mit Drallgittern erzeugt werden. Die Vermischung auf Grund von Turbulenz trägt zur Stabilisierung der Flamme bei, wobei jedoch zu hohe Turbulenz auch das Erlöschen der Flamme bewirken kann, wenn das ankommende Frischgas zu stark verdünnt wird (Lechner, Seume 2003, Specht 2007).

### 1.3.1. Flammenstabilisierung ohne Drall

Flammenhalter ohne Drall sind zum Beispiel Stumpfkörper in der Strömung. Solche Flammenhalter sind für die Stabilisierung von Brennstoffgemischen mit geringen Flammgeschwindigkeiten bei großen Leistungsdichten nur bedingt geeignet, weil der konvektive Transport in der Ablösezone nur gering ist (Lechner, Seume 2003). Eine derartige Flammenstabilisierung ist in Abb. 1-5 gezeigt.

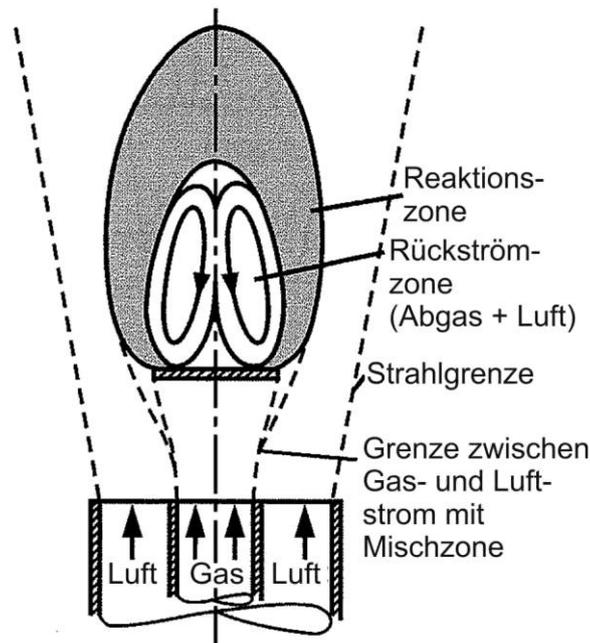


Abb. 1-5: Flammenstabilisierung durch eine Stauscheibe (Joos 2006)

Ein Nachteil dieser Art der Flammenstabilisierung ist, dass zusätzliche Strömungsverluste auftreten. Zum Einsatz kommt diese Form der Flammenstabilisierung hauptsächlich in Haushaltsbrennern, aber auch in Nachbrennern von Flugtriebwerken (Joos 2006).

### 1.3.2. Flammenstabilisierung mit Drall

Über geeignete aerodynamische Strömungsanpassungen können Rezirkulationsgebiete ohne die Verwendung von zusätzlichen Bauteilen in der Flamme erzeugt werden. Drallbehaftete Strömungen sind dafür gut geeignet, da das radiale Druckfeld im Brenneraustritt eine weit aufplatzende Strömung erzeugt und einen Rückstrom im Kernbereich der Brennkammer induziert.

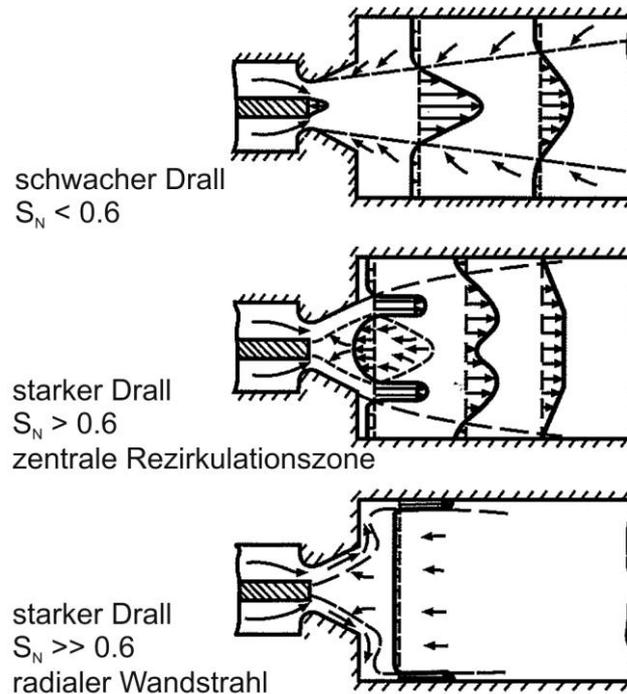
Die Drallstärke kann durch die sogenannte Swirlnumber  $SN$ , die sich aus dem Verhältnis des Umfangimpulses  $G_\varphi$  zum axialen Impuls  $G_{ax}$  zusammensetzt, definiert werden.

$$SN = \frac{G_\varphi}{G_{ax} \cdot R} \quad [-] \quad (1-3)$$

$$G_\varphi = \int_0^R (c_u \cdot r) \cdot \rho \cdot c_{ax} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad [\text{kgm}^2/\text{s}^2] \quad (1-4)$$

$$G_{ax} = \int_0^R c_{ax} \cdot \rho \cdot c_{ax} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr + \int_0^R p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad [\text{kgm}/\text{s}^2] \quad (1-5)$$

Die oben angegebenen Gleichungen gelten für die Ermittlung der Drallzahl in einem Kanal. Sollten mehrere Kanäle mit unterschiedlichen Drallstärken vorhanden sein, so ergibt sich die Gesamtdrallzahl als Verhältnis der Summe der Umfangsimpulse zur Summe der Axialimpulse. Als Referenzradius  $R$  in Gl. ( 1-3 ) wird der Außendurchmesser des äußersten Ringspalts verwendet. Strömungsfelder mit unterschiedlichen Drallzahlen sind in Abb. 1-6 dargestellt.



**Abb. 1-6: Drallbehaftete Strömungen bei verschiedenen Drallzahlen (Joos 2006)**

Die Wärmefreisetzung der Verbrennung erhöht den Axialimpuls, der Umfangsimpuls bleibt auf Grund der Drallerhaltung näherungsweise gleich groß (Joos 2006). Brennstoffe mit hohen Flammengeschwindigkeiten benötigen für deren Stabilisierung keinen großen Drall und sind wegen der Gefahr von Flammenrückschlag auch nicht erwünscht. Es werden daher drallarme oder drallfreie Strömungsfelder bevorzugt (Lechner, Seume 2003).

## 1.4. Laminare Flammen

Wie bereits erwähnt, kann zwischen vorgemischten und nicht-vorgemischten laminaren Flammen unterschieden werden. Bei laminarer Strömung laufen Mischungsvorgänge im Vergleich zu turbulenten Flammen langsamer ab. In technischen Anwendungen spielt die laminare Flammenform eine eher untergeordnete Rolle.

### 1.4.1. Laminare vorgemischte Flammen

Verbrennungsreaktionen und Flammenformen werden durch das vorliegende Strömungsprofil und den Mischungsvorgängen zwischen Brennstoff und Oxidator beeinflusst. Der einfachste Fall ist die vorgemischte Flamme bei laminarer Strömung, die daher zur Validierung von Reaktionsmechanismen verwendet wird. Die Berechnung turbulenter Verbrennungsprozesse basiert auch auf der Grundlage von laminaren vorgemischten Flammen (Joos 2006).

Abb. 1-7 zeigt eine laminare Vormischflamme. Ist die Ausströmgeschwindigkeit größer als die Flammengeschwindigkeit, so hebt die Flamme ab. Bei zu kleiner Ausströmgeschwindigkeit schlägt die Flamme zurück.

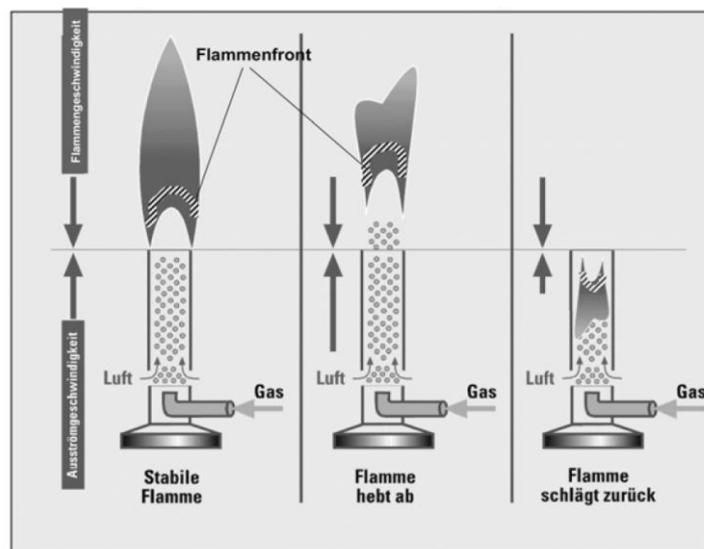
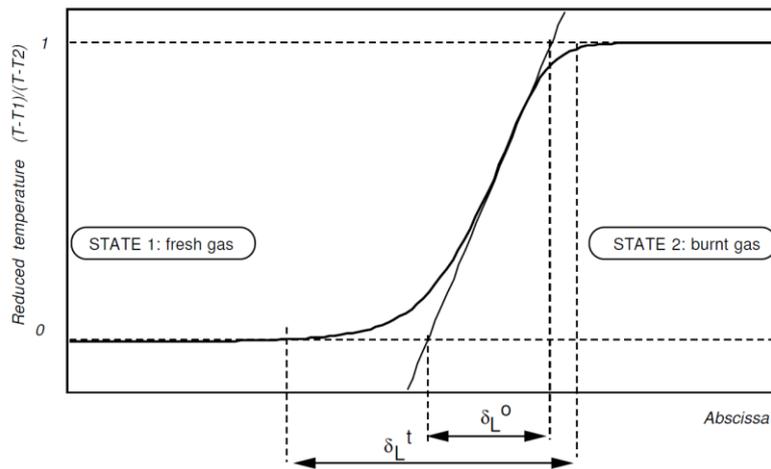


Abb. 1-7: Laminare Flamme eines Bunsenbrenners (Joos 2006)

Die laminare Flammendicke beschreibt die Größe der Zone, in der der Temperaturhub während der Reaktion stattfindet. Es gibt mehrere Arten wie die Flammendicke definiert werden kann. Eine gute Möglichkeit ist die Bestimmung der Dicke  $\delta_L^0$  über das Temperaturprofil.

$$\delta_L^0 = \frac{T_2 - T_1}{\max\left(\left|\frac{\partial T}{\partial x}\right|\right)} \quad [\text{m}] \quad (1-6)$$

Eine andere Definition ist die Totale Dicke  $\delta_L^t$ , welche den Abstand darstellt, innerhalb dem sich die reduzierte Temperatur von 0.01 auf 0.99 ändert. In Abb. 1-8 sind die zwei Definitionen der laminaren Flammendicke dargestellt.

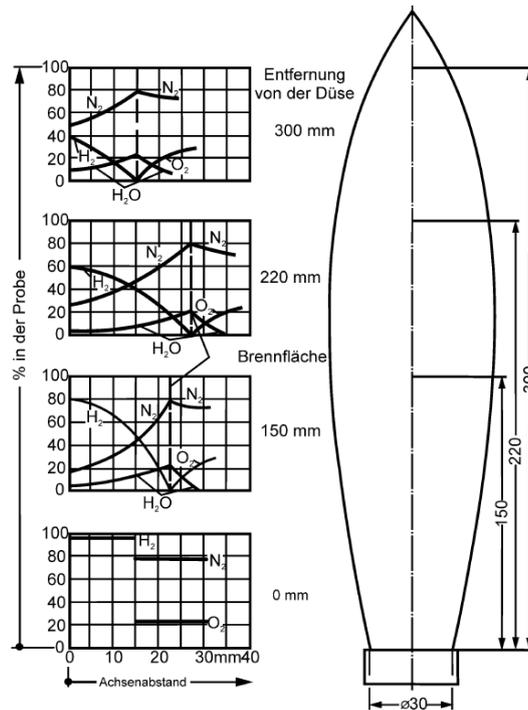


**Abb. 1-8: Flammendicke einer vorgemischten laminaren Flamme (Poinsot, Veynant 2001)**

Die Totale Dicke  $\delta_L^t$  ist dabei größer als die Dicke  $\delta_L^0$ . Bei numerischen Berechnungen sollte das Gitter innerhalb der Flammendicke ausreichend fein aufgelöst werden. Die laminare Flammendicke wird auch bei der Beschreibung von turbulenten Flammen verwendet (Poinsot, Veynant 2001).

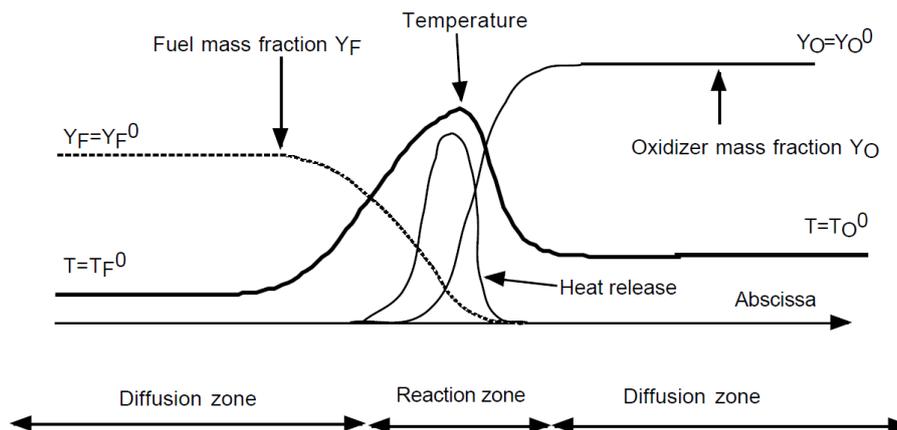
#### 1.4.2. Laminare nicht-vorgemischte Flammen

Laminare nicht-vorgemischten Flammen (Diffusionsflammen) entstehen, wenn Brennstoff z.B. aus einer Düse in ruhende Luft ausströmt und gezündet wird. Es entsteht dadurch eine lange Flamme. Methanflammen erscheinen dabei am Düsenaustritt wegen der vorhandenen Radikale blau. Mit zunehmendem Abstand von der Düse geht die Flammenfarbe auf Grund des Rußleuchtens in Gelb über. Wie bereits in Kapitel 1.2 erwähnt, diffundiert am Rand des laminaren Strahls Luft in den Brennstoffbereich und bildet dadurch ein reaktionsfähiges Gemisch. In Abb. 1-9 ist eine laminare nicht-vorgemischte Wasserstoffflamme dargestellt. Gezeigt sind auch die Konzentrationsverläufe in unterschiedlichen Entfernungen von der Düse. Es kann erkannt werden, dass vom Kern der Flamme  $H_2$  und von außen  $O_2$  zur Brennfläche diffundieren. Das Reaktionsprodukt diffundiert umgekehrt in den Strom bzw. in die Umgebung. Ebenso wie Sauerstoff diffundiert auch Stickstoff zur Brennfläche und weiter in den Brennstoffstrom (Joos 2006).



**Abb. 1-9: Konzentrationsverlauf in einer nicht-vorgemischten laminaren Wasserstoffflamme (Joos 2006)**

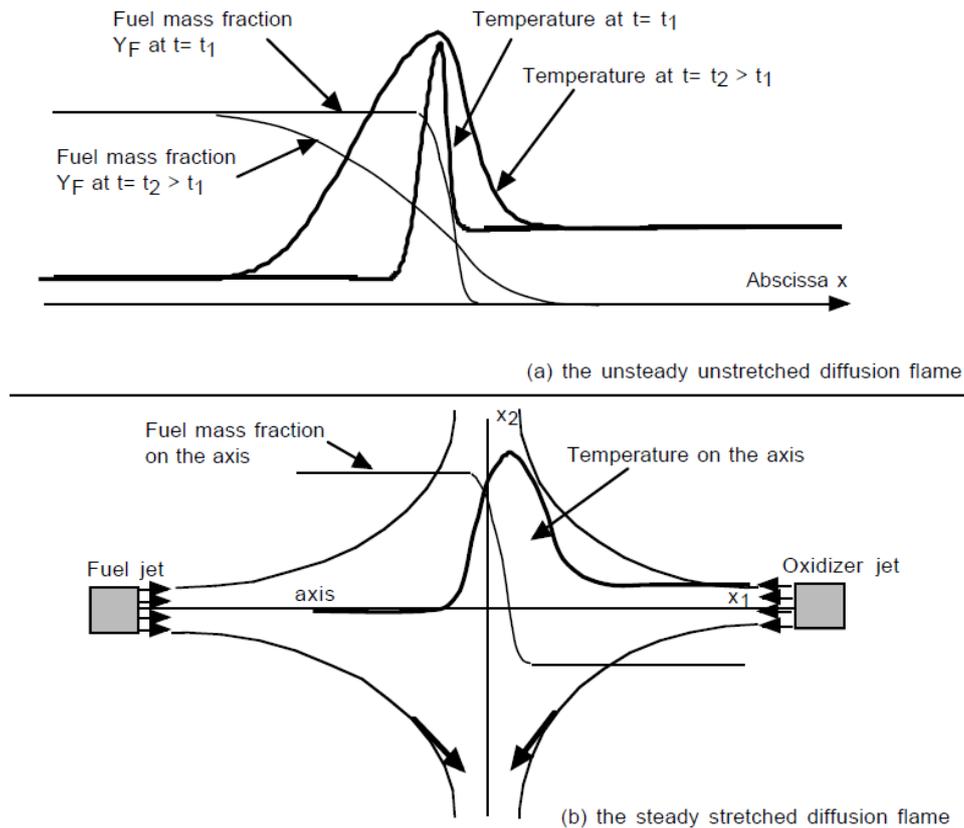
Abb. 1-10 zeigt die Struktur einer Diffusionsflamme. Im Gegensatz zur vorgemischten Flamme müssen hier zwei Randbereiche berücksichtigt werden, Brennstoff an der linken Seite und Oxidationsmittel an der rechten Seite. Brennstoff und Oxidationsmittel diffundieren zur Reaktionszone, wo die Verbrennung stattfindet. Die Temperatur ist an dieser Stelle am höchsten (Poinsot, Veynant 2001).



**Abb. 1-10: Struktur einer Diffusionsflamme (Poinsot, Veynant 2001)**

Abb. 1-10 zeigt, dass in weiterer Entfernung von der Flamme das Gemisch zu brennstoffarm oder zu luftarm ist, um brennen zu können. Für Verbrennungsprozesse liegt der geeignetste

Mischungsbereich in der Nähe der Stöchiometrie. Stationäre Flammen können sich nur ausbilden, wenn Luft und Brennstoff unter Druck stehen oder mit einer bestimmten Geschwindigkeit aufeinander treffen (siehe Abb. 1-11b). Ansonsten ist die Flammenfront instationär (Abb. 1-11a) und vergrößert sich mit der Zeit. Die Flammendicke bei der in Abb. 1-11a gezeigten Flamme wächst undefiniert mit der Zeit, während die Dicke der Flamme in Abb. 1-11b von Druck und Geschwindigkeit abhängen.



**Abb. 1-11: Instationäre und stationäre Diffusionsflamme (Poinsot, Veynant 2001)**

Diffusionsflammen zeigen keine Ausbreitungsgeschwindigkeiten wie etwa vorgemischte Flammen. Die Flamme kann sich nicht in Richtung Brennstoff oder in Richtung Oxidationsmittel ausbreiten, da sie entweder zu brennstoffreich oder zu brennstoffarm ist. Die Reaktionszone bewegt sich daher kaum in Relation zum Strömungsfeld. Diffusionsflammen sind sensibel gegenüber Geschwindigkeitsveränderungen, besonders aber gegenüber Turbulenz (Poinsot, Veynant 2001).

## 1.5. Turbulente Flammen

Die meisten technischen Verbrennungsprozesse, wie in Motoren, Feuerungsanlagen oder Gasturbinen, finden unter dem Einfluss von turbulenten Strömungen statt. Dabei sind Mischungsprozesse viel schneller und durch kontinuierliche Fluktuationen der Geschwindig-

keiten, Dichten, Temperaturen und der Konzentrationen gekennzeichnet. Der Konvektionsprozess senkrecht zur Hauptströmungsrichtung beschleunigt die Vermischung wesentlich. Die Fläche der Grenzschicht wird durch die ineinandergreifende Wirbelbildung stark vergrößert, wodurch sich die molekularen Mischungsprozesse verstärken. Der Umschlag zwischen laminarer und turbulenter Strömung kann durch die Reynoldszahl  $Re = ul/v$  angegeben werden (Joos 2006).

### 1.5.1. Turbulente vorgemischte Flammen

Turbulente vorgemischte Flammen entstehen, wenn Brennstoff und Oxidator vor der Zündung vermischt werden und die Strömungsgeschwindigkeit im turbulenten Bereich liegt. Die Verbrennung findet dabei nicht mehr lautlos, wie bei laminaren Flammen, sondern geräuschvoll statt. Die fluktuierende Flammenfront ist dabei gewinkelt und aufgerissen (Joos 2006).

Bei laminarer vorgemischter Verbrennung zum Beispiel bei Kohlenwasserstoff/Luft Flammen bei atmosphärischem Druck ist die Flammengeschwindigkeit  $s$  im Bereich zwischen 0,20 m/s und 1 m/s und die Flammendicke  $\delta_L$  beträgt etwa 0,1 mm. Bei turbulenten vorgemischten Flammen tritt die Flammenfront in Wechselwirkung mit turbulenten Wirbeln, die zehnfach höhere Geschwindigkeiten haben. Diese Beeinflussung bewirkt die Zunahme des Massenumsatzes und der Flammendicke (Poinsot, Veynant 2001).

Die Erscheinungsformen der turbulenten Flammen können durch das Verhältnis der turbulenten Zeitskala  $\tau_f$  und der chemischen Zeitskala  $\tau_c$  charakterisiert werden, mit denen turbulente und chemische Vorgänge stattfinden.

$$\tau_f = \frac{l_t}{u'} \quad [s] \quad (1-7)$$

$$\tau_c = \frac{\delta_l}{s_l} \quad [s] \quad (1-8)$$

$l_t$  ist das turbulente Längenmaß (Länge der turbulenten Wirbel) und  $u'$  beschreibt die turbulenten Geschwindigkeitsfluktuationen (Geschwindigkeiten der turbulenten Wirbel).  $\delta_l$  ist die laminare Flammendicke und  $s_l$  kennzeichnet die laminare Brenngeschwindigkeit und ist die Geschwindigkeit, mit der sich die Flammenfront in Richtung des Frischgases ausbreitet. Die laminare Flammendicke beschreibt die Größe der Zone, in der der Temperaturhub während der Reaktion stattfindet. Diese Größen sind stark von den Brennstoffen und Luftzahlen abhängig.

Die turbulente Damköhlerzahl ist das Verhältnis von turbulentem Zeitmaß zu chemischen Zeitmaß:

$$Da = \frac{\tau_f}{\tau_c} \quad [-] \quad (1-9)$$

Durch die turbulente Damköhlerzahl und die Reynoldszahl können unterschiedliche Flammentypen im Diagramm nach Borghi (Abb. 1-12) dargestellt werden. In Abb. 1-12 ist auch die Karlovitz Zahl  $Ka$  dargestellt, die den kleinsten Wirbeln (Kolmogorov) zugehörig ist und das Verhältnis von chemischem Zeitmaß zum Kolmogorov Zeitmaß  $\tau_k$  darstellt:

$$Ka = \frac{\tau_c}{\tau_k} \quad [-] \quad (1-10)$$

$$\tau_k = \frac{\eta_k}{u'_k} \quad [s] \quad (1-11)$$

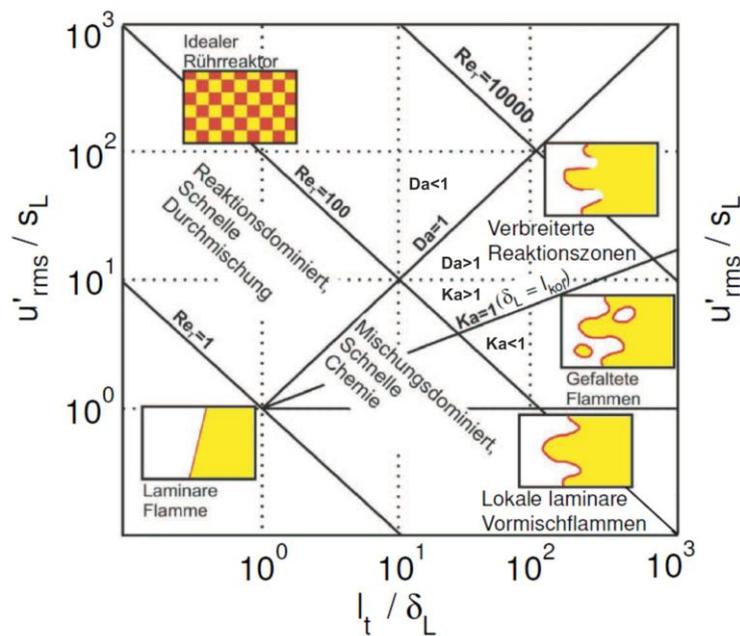


Abb. 1-12: Borghi Diagramm

Laminare Flammen sind in Abb. 1-12 im Bereich kleiner Reynoldszahlen  $Re_t < 1$  zu finden. Mit zunehmender Reynoldszahl kann zwischen turbulenz- und chemiedominierter Verbrennung unterschieden werden (Poinsot, Veynant 2001).

Für  $Da \gg 1$  ( $Ka < 1$ ) sind chemische Vorgänge im Verhältnis zu turbulenten Vorgängen unendlich schnell, chemische Zeitskalen sind viel schneller als turbulente Zeitskalen. Die Flammendicke ist kleiner als die kleinsten turbulenten Skalen (Kolmogorov Skalen). Die Turbulenz kann daher die innere Flammenstruktur nicht beeinflussen und es entstehen lokale laminare Vormischflammen. Die Flammenfront wird sehr dünn und sie wird durch turbulente Bewegungen gefaltet (Poinsot, Veynant 2001).

Für den Bereich  $Ka > 1$  und  $Da > 1$  ist das turbulente Zeitmaß größer als das chemische Zeitmaß. Kolmogorov Skalen sind kleiner als die Flammendicke und können daher die innere Flammenstruktur beeinflussen. Die Flamme kann nicht mehr als laminare Flammenfront

identifiziert werden, ist aber noch eine gefaltete Flamme. Dieser Bereich wird als verbreiterte Reaktionszone bezeichnet. Die Flammenstreckung durch die Kolmogorov Skalen kann zum Quenching der Flamme führen, wobei die Reaktionsrate stark herabgesetzt oder der Verbrennungsprozess unterdrückt wird (Poinsot, Veynant 2001).

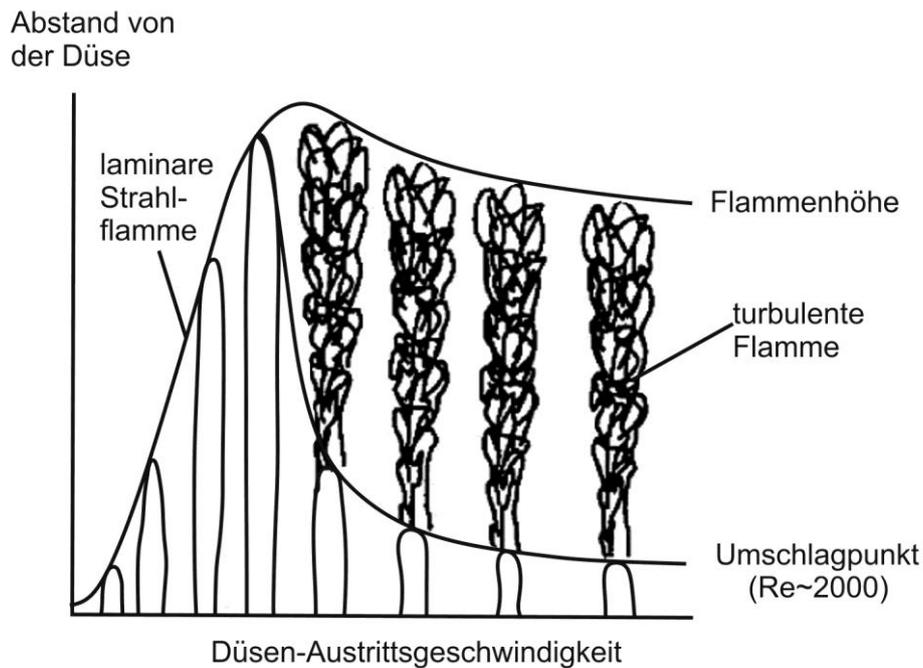
Bei kleinen Damköhlerzahlen  $Da \ll 1$  sind die chemischen Zeitskalen größer als die turbulenten Zeitskalen. Die Reaktionsgeschwindigkeit wird daher durch die chemischen Vorgänge bestimmt. Dieser Bereich wird als idealer Rührreaktor bezeichnet. Bei  $Da \rightarrow 0$  tritt keine Wärmefreisetzung mehr auf (Poinsot, Veynant 2001).

### **1.5.2. Turbulente nicht-vorgemischte Flammen**

Turbulente nicht-vorgemischte Flammen werden in vielen industriellen Systemen verwendet, da die Brenner in ihrer Bauweise einfacher sind. Die richtige Mischung des Brennstoffs und des Oxidators muss dabei nicht durch den Brenner bereitgestellt werden. Nicht-vorgemischte Flammen sind sicherer in der Handhabung, da weder ein Flammenrückschlag noch eine Selbstzündung in unerwünschten Bereichen entstehen kann. Die Flamme ist dort positioniert, wo sich Brennstoff und Oxidator treffen. Nicht-vorgemischte Flammen sind empfindlicher gegenüber Turbulenz und Flammenstreckung als vorgemischte Flammen (Poinsot, Veynant 2001).

Bei nicht-vorgemischten Flammen gelangen die Reaktanden über molekulare Diffusionsvorgänge zur Flammenfront. Die Diffusionsgeschwindigkeiten werden dabei stark durch turbulente Bewegungen beeinflusst. Die Gesamtreaktionsgeschwindigkeit ist sehr oft durch den Diffusionsprozess vorgegeben, da chemische Reaktionen im Vergleich zu den Diffusionsprozessen sehr schnell ablaufen (Poinsot, Veynant 2001).

Turbulente nicht-vorgemischte Flammen entstehen zum Beispiel, wenn Brennstoff aus einem Rohr bei hoher Geschwindigkeit in die Umgebungsluft strömt und zur Reaktion gebracht wird. In Abb. 1-13 ist der Laminar-Turbulenzumschlag einer nicht-vorgemischten Flamme dargestellt.



**Abb. 1-13: Laminar-Turbulenzumschlag einer nicht-vorgemischten Flamme (Joos 2006)**

Die Strömung ist nach dem Austritt aus dem Rohr eine axialsymmetrische Scherströmung, wobei sich der Brennstoffstrahl mit zunehmendem Abstand vom Austritt mit Umgebungsluft verdünnt. Die Flammenhöhe nimmt solange zu, bis auf Grund der Turbulenz die Vermischung mit Luft genauso schnell wie die Brennstoffzufuhr verläuft. Im Gegensatz zur Flammenlänge unter laminaren Bedingungen haben noch größere Ausströmgeschwindigkeiten dann keinen Einfluss mehr auf die Flammenlänge (Joos 2006).

## 1.6. Zündgrenzen und Zündtemperatur

Um Brennstoff-Luftgemische entzünden zu können, muss die Zusammensetzung innerhalb der Zündgrenzen liegen. Es wird zwischen „unterer Zündgrenze“ im luftreichen Bereich (magere Zündgrenze) und „oberer Zündgrenze“ im brennstoffreichen Mischungsbereich (fette Zündgrenze) unterschieden.

Gemische, die außerhalb der Zündgrenzen liegen, können nur kurzzeitig in der Nähe der Zündstelle entzündet werden. Der Grund dafür ist, dass mit zunehmender Abweichung von der stöchiometrischen Zusammensetzung entweder zu viel Sauerstoff oder zu viel Brennstoff vorhanden ist, der einen Teil der Zündenergie aufnimmt, aber keine Reaktionswärme freigibt. Die Zündgrenzen sind abhängig von Brennstoff und Oxidationsmittel sowie von Druck und Temperatur. Tabelle 1-2 zeigt die Zündgrenzen verschiedener Gas-Luftgemische bei 20°C und dem Atmosphärendruck.

Tabelle 1-2: Zündgrenzen verschiedener Brennstoffe (Joos 2006)

Gasart	Untere Zündgrenze	Obere Zündgrenze
	[Vol %]	[Vol %]
H <sub>2</sub>	4,0	75
CO	12,5	74,2
CH <sub>4</sub>	5,0	15,0
Gichtgas	35,0	75,0

Unter der Zündtemperatur wird jene Temperatur verstanden, auf die das Brennstoff-Luftgemisch erwärmt werden muss, damit die Bedingungen für eine selbstablaufende Reaktion gegeben sind. Die Zündtemperatur hängt von der Gemischzusammensetzung ab, wobei der niedrigste Wert bei schwachem Luftmangel erreicht wird. Bei höheren Temperaturen kommt es zur Selbstzündung der Brennstoffe ohne äußere Energiezufuhr.

Die für die Zündung eines Gemisches notwendige Aktivierungsenergie  $E_a$  kann durch das Arrhenius Gesetz ermittelt werden. Nach Aufbringung der Aktivierungsenergie wird die Verbrennungsenergie in Form von Wärme freigegeben.

$$E_a = R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{k}{A}\right) \quad [\text{J/kg}] \quad (1-12)$$

Im turbulenten Fall liegt die Zündenergie höher, da wegen der Struktur turbulenter Flammen ein größeres Volumen auf Zündtemperatur gebracht werden muss als im laminaren Fall.

## 1.7. Emissionen bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen

Um die Umweltbelastung durch Emissionen aus Verbrennungsprozessen gering zu halten, sind die Einhaltung der Grenzwerte und die Reduktion der Schadstoffe sehr wichtig. Im Folgenden sind die am häufigsten auftretenden Schadstoffe sowie deren Entstehung beschrieben.

### 1.7.1. Kohlenmonoxid CO

Die Oxidationsreaktion von Kohlenmonoxid ist für eine vollständige Verbrennung geschwindigkeitsbestimmend, sodass die notwendige Aufenthaltszeit oft die Größe der Brennkammer bestimmt.

- Bei fetten Brennstoffgemischen ist die Dauer für den vollständigen CO-Ausbrand sehr groß. Die CO-Produktion tritt auf Grund des Sauerstoffmangels auf. Die CO-Oxidation läuft zugleich mit der Wasserstoff-Oxidation ab, wobei die Reaktionsgeschwindigkeit in Gleichung ( 1-13 ) deutlich höher ist, als die in Gleichung ( 1-14 ).





Die Zunahme der Temperatur und ein größeres Luftverhältnis bewirkt die Steigerung der Reaktionsgeschwindigkeit. Dadurch nimmt die CO-Konzentration ab.

- Im stöchiometrischen Bereich können die Reaktionen ( 1-13 ) und ( 1-14 ) zu einer Bruttoreaktion zusammengefasst werden. Die Konzentrationen von H und OH sind in etwa gleich, sodass sich ein Gleichgewicht einstellt.



- Unter mageren Bedingungen ist die Reaktion ( 1-16 ) nicht im Gleichgewicht. Daher ist mehr H und OH vorhanden, wodurch die CO Reaktion verlangsamt wird. Die Reaktion läuft dabei nicht mehr zugleich mit der H<sub>2</sub>-Oxidation ab.



Unter mageren Bedingungen  $\lambda > 1,25$  entsteht auf Grund der niedrigen Temperaturen und der langsamen Reaktionszeit vermehrt CO (Joos 2006).

### 1.7.2. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe entstehen durch die nicht vollständige Verbrennung der Brennstoffe auf Grund von lokaler Flammenlöschung. Es wird unterschieden zwischen

- Flammenlöschung durch Streckung
- Flammenlöschung an kalten Wänden
- Flammenlöschung durch Zumischen von Frischluft

Die Flammenlöschung durch Streckung tritt bei hoher Turbulenz auf. Falls sich der Brennstoff nicht wieder entzündet, entweicht der unverbrannte Brennstoff als Abgas. Die Streckung von Flammen muss bei fetten und mageren Gemischen, besonders aber bei turbulenten mageren Flammen berücksichtigt werden.

Die Flammenlöschung an kalten Wänden tritt durch die Abkühlung der Reaktionszone, auf Grund von Wärmeabfuhr an der Brennkammerwand, aber auch durch die Zerstörung reaktiver Zwischenprodukte in Wandnähe auf.

Bei der Kühlung der Brennkammer über Luftkühlfilme wird die Reaktionsgeschwindigkeit reduziert, dadurch können Zwischenprodukte nicht vollständig oxidiert werden (Joos 2006).

### 1.7.3. Ruß

Bei fetten Brennstoffgemischen in der Brennkammer entstehen aus kleineren Kohlenwasserstoffbausteinen (C1- und C2-Verbindungen) höhere Kohlenwasserstoffe. In unterstöchiometrischen Bereichen sind Zwischenprodukte wie z.B. Acetylen vorhanden, die durch die Reak-

tion mit CH oder CH<sub>2</sub> das Molekül C<sub>3</sub>H<sub>3</sub> bilden, woraus der erste Ring, zum Beispiel Benzen oder kleine polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe, gebildet wird. Durch weitere Anlagerung von C<sub>2</sub>H<sub>2</sub> entstehen vernetzte Ringe. Im Weiteren verbinden sich die Rußteilchen und bilden größere Rußpartikel. Rußteilchen haben im Mittel eine Größe von zirka 0.1 µm (Joos 2006).

Die Rußbildung wird durch hohe Drücke begünstigt. Besonders Bereiche mit Luftzahlen λ unter 0.5-0.6 und Temperaturen zwischen 1500 K und 1900 K tragen zur Rußbildung bei. Die Rußbildung benötigt Vorläufer wie C<sub>3</sub>H<sub>3</sub> und kann daher nicht bei niedrigen Temperaturen < 1000 K ablaufen. Bei hohen Temperaturen > 2000 K werden die Rußvorläufer pyrolysiert und oxidiert, sodass auch kein Ruß entstehen kann (Joos 2006).

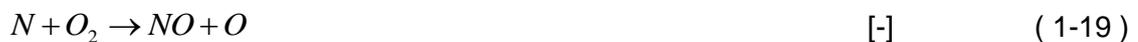
#### 1.7.4. NO Bildung

Für die Entstehung von Stickoxiden gibt es vier kinetische Mechanismen, wobei Brennstoff, Flammentyp, Druck und Temperatur einen wesentlichen Einfluss haben.

- Thermisches NO: Mit zunehmenden Temperaturen und unter mageren Bedingungen ( $1.11 \leq \lambda \leq 1.51$ ) kann Sauerstoff den molekularen Stickstoff der Luft spalten.



Das entstehende N-Radikal reagiert mit O<sub>2</sub> oder OH zu NO. Durch die Bildung eines weiteren O-Radikals entsteht eine Kettenreaktion.



- Promptes NO: Unter fetten Bedingungen ( $0.62 \leq \lambda \leq 1$ ) können Teile des Brennstoffs Stickstoff spalten. Bedeutend ist dabei die Reaktion von CH mit N<sub>2</sub> zu HCN und N mit nachfolgender Oxidation des Stickstoffs.



- NO aus Brennstoffstickstoff: Beim Zerfall von stickstoffhaltigen Brennstoffen wird die Bindung des Stickstoffs mit dem Kohlenwasserstoff aufgespalten. Bei der Bildung von NO spielt Cyanwasserstoff HCN wiederum eine wesentliche Rolle. HCN wird in sauerstoffreichen Gebieten zu NO oxidiert, in reduzierender Atmosphäre ist auch eine Reduktion des Brennstoffstickstoffs zu N<sub>2</sub> möglich.

Stickoxide können durch Luft oder Brennstoffstufung, Rauchgasrezirkulation oder Eindüsung von Wasser zur Temperaturminderung reduziert werden. Zur Minderung der Stickoxide im Abgas werden Gasverbrennungssysteme im Vormischmodus betrieben (Joos 2006).

## 2. Gasbrenner

In der Industrie wird eine Vielzahl von unterschiedlichen Brennern für verschiedene Aufgaben verwendet, wobei die Hauptanwendung die Wärmeerzeugung ist. Oft ist auch eine bestimmte Verbrennungsgaszusammensetzung Ziel einer Verbrennung. Anwendungsgebiete der Brenner (Eisenschaffende Industrie, Energiewirtschaft, Chemische Industrie etc.), Art der Prozesse (Trocknungsprozesse, Schmelzprozesse etc.) und Eigenschaften der Brennstoffe (gasförmig, flüssig, fest) sowie deren Heizwert bestimmen im Weiteren die Brennerbauart.

Ein wichtiges Kriterium für die Güte eines Brenners ist sein Regel- bzw. Leistungsbereich, in dem eine hohe Flammenstabilität gefordert ist. Flammengeschwindigkeit, Zündbereich und Zündtemperatur legen die Stabilität der Flamme fest. Die Güte der Verbrennung innerhalb des Leistungsbereichs darf sich nicht wesentlich ändern. Eine weitere Forderung an den Gasbrenner ist die Anpassungsfähigkeit bei einer Änderung der Gasbeschaffenheit. Der Brennerwerkstoff muss eine hohe Temperaturbeständigkeit aufweisen, um den hohen Verbrennungstemperaturen standhalten zu können (Rudolph 2000).

Häufig werden Brenner wie folgt klassifiziert:

- Art der Mischung von Brennstoff und Oxidator: Vormischbrenner (Strahlungsbrenner, Strahlplattenbrenner etc.), Diffusionsbrenner (Oxyfuel Brenner etc.) und Teil-Vormischende Brenner
- Brennstoffart: gasförmig, flüssig oder fest
- Art des Oxidators: Luft, Sauerstoff, Sauerstoffangereicherte Luft
- Zuführungsart der Luft: Forced-draft burners (unter Druck), Natural-draft burners (Natürlicher Zug mit Ansaugung durch den Brennstoffstrahl)
- Wärmeübertragung: Direkt (über Flamme), indirekt (z.B. Strahlungsbrenner) oder Wärmeübertragung durch erzwungene Konvektion (Hochgeschwindigkeitsbrenner)
- Brennergeometrie: Runde oder rechteckige Austrittsdüse

Die Aufgabe des Gasbrenners ist es, Brennstoff und Oxidator (meist Luft) zu vereinen, die Zündenergie bereitzustellen und den Verbrennungsprozess aufrecht zu erhalten. Die Hauptfunktion eines Brenners kann in drei Kategorien unterteilt werden:

- Brennstoff Injektion
- Luft Einbringung und
- Flammenstabilisierung.

Brenner werden oft auch durch die Menge an emittierten Stickoxiden ( $\text{NO}_x$ ) in folgende Klassen unterteilt (Baukal 2004):

- Konventionelle Brenner
- Low- $\text{NO}_x$  Brenner und
- Ultra Low  $\text{NO}_x$  Brenner.

Auf Grund der Vielzahl an verschiedenen Ausführungsformen wird nur auf das Grundprinzip des Brenners, der auch in dieser Arbeit untersucht worden ist, eingegangen.

## **2.1. Konventionelle Brenner für Industriekessel**

Bei konventionellen Brennern ist die kleine und leichte Bauweise und somit die Notwendigkeit von kurzen Flammen sehr wichtig. Außerdem muss eine hohe Verbrennungsstabilität gewährleistet werden. Dafür werden Brenner entwickelt, die Brennstoff und Luft so schnell wie möglich vermischen. Es werden dafür sogenannte Register verwendet, um die Verbrennungsluft mit einem Drall zu beaufschlagen. Am Brenneraustritt wird der Brennstoff so gleichmäßig wie möglich in die verdrallte Luft eingeblasen. Die Position der Registerschaukeln können verstellt werden, um den Drall entweder zu verstärken oder abzuschwächen und somit die Vermischung von Brennstoff und Luft zu beschleunigen oder zu verringern. Flüssige Brennstoffe werden im Zentrum des Brenners über einen „Gun-Style Atomizer“ zugeführt (Baukal 2004).

Das verdrallte Brennstoff-Luftgemisch kann am Brenneraustritt über einen feuerfesten konischen Kanal in die Brennkammer eintreten. Der Kanal stabilisiert die Zündung durch Bereitstellung einer heißen Fläche mit dem das Brennstoff-Luftgemisch in Berührung kommen kann.

Der Vorteil des Designs von konventionellen Brennern ist die hohe Stabilität der Verbrennung bei schnellen Veränderungen der Feuerungsraten. Weiters kann dieser Brenner mit großem Luftüberschuss betrieben werden. Auf Grund der kurzen und heißen Flammen entstehen aber extrem hohe thermische  $\text{NO}_x$  Emissionen. Die prompten  $\text{NO}_x$  Emissionen hingegen sind sehr gering (Baukal 2004).

## **2.2. Brenner für niedrige Stickoxidemissionen**

Um niedrige  $\text{NO}_x$  Emissionen zu erhalten, gibt es die Möglichkeiten der gestuften Verbrennung (Luftstufung, Brennstoffstufung), der Rauchgasrezirkulation, der Dampfeindüsung oder eine Kombination aus diesen Varianten.

Die erste Technik, die angewendet wurde, war das Konzept der Luftstufung. Dabei wird die Verbrennungsluft über zwei oder drei verschiedene Ströme an verschiedenen Stellen eingebracht.

Die Basis des Designs liegt in der Entwicklung einer geschichteten Flamme mit brennstoffreichen und brennstoffarmen Bereichen, wie in Abb. 2-1 dargestellt.

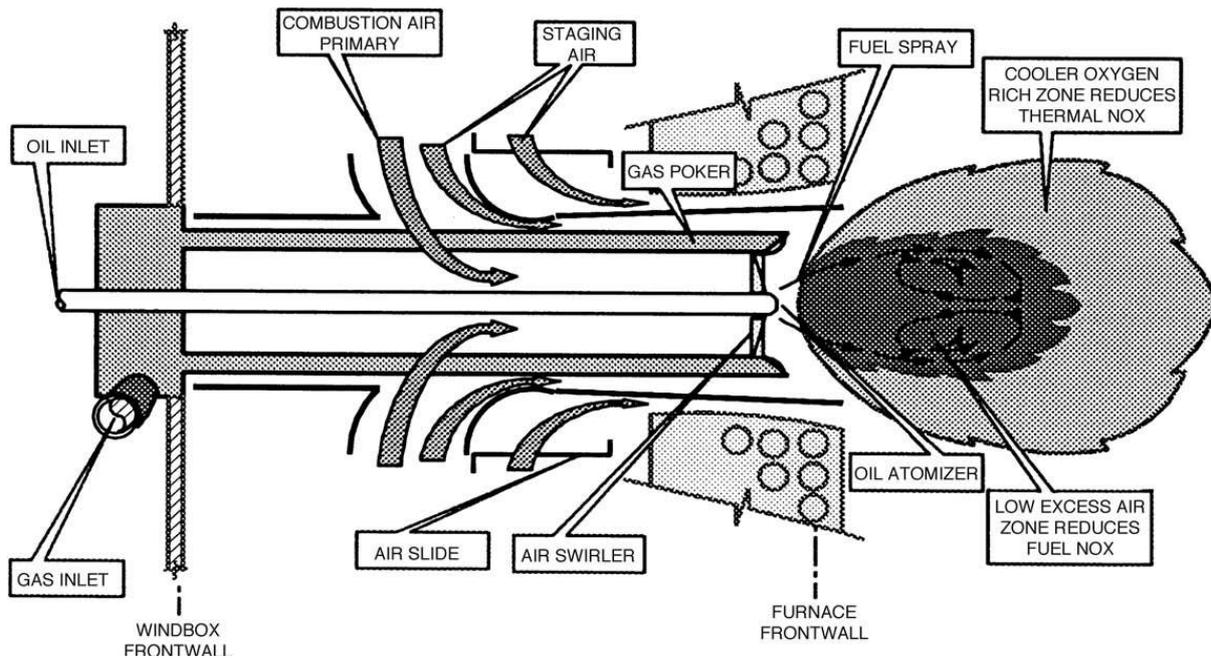
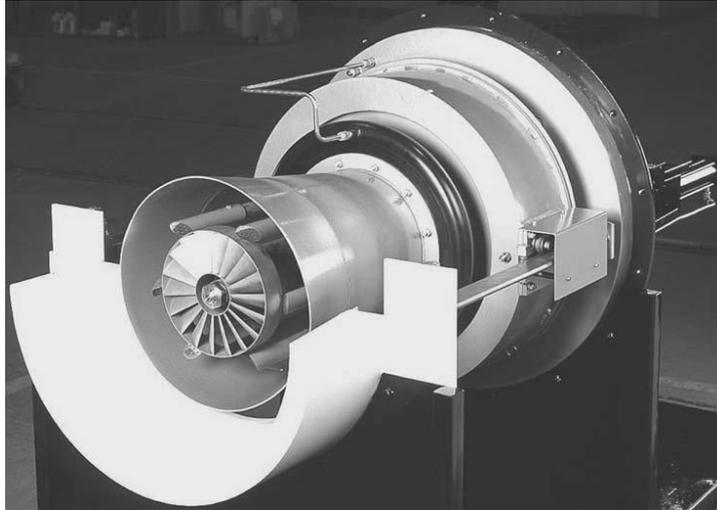


Abb. 2-1: Brenner mit Luftstufung (Baukal 2004)

Die Luftstufung bewirkt die Verringerung der Brenngeschwindigkeit und unterteilt die Flamme in brennstoffreiche und brennstoffarme Bereiche. In beiden Bereichen findet die Verbrennung bei niedrigeren Temperaturen statt, sodass die Bildung von thermischen  $\text{NO}_x$  und Stickoxidbildner (HCN) verringert wird. Das Brennstoff  $\text{NO}_x$  kann durch Bildung von brennstoffreichen Zonen ( $0,6 < \lambda < 0,8$ ) im vorderen Bereich der Flamme verringert werden. Durch die brennstoffreichen Zonen wird aber die Bildung von prompten  $\text{NO}_x$  gefördert, die allerdings durch die Minderung von thermischen  $\text{NO}_x$  und Brennstoff  $\text{NO}_x$  ausgeglichen werden, sodass in Summe die  $\text{NO}_x$  Produktion des Brenners geringer ist (Baukal 2004).

Bei dem luftgestuften Brenner, wie in Abb. 2-2 dargestellt, hat die Verbrennungsluft nur einen geringen Drall, um Brennstoff und Luft langsam zu vermischen. 10% bis 20% der gesamten Verbrennungsluft wird dabei durch die Mitte des Brenners geführt.



**Abb. 2-2: Low-NO<sub>x</sub> Brenner mit Luftstufung (Baukal 2004)**

In Abb. 2-3 ist das Drallgitter am Austritt der Primärluft mit außenliegenden Gaslanzen dargestellt.



**Abb. 2-3: Drallgitter und Gaslanzen des LOW-NO<sub>x</sub> Brenners (Baukal 2004)**

Die verdrallte Primärluft erzeugt rotatorische Wirbel vor dem Brenner. Die Strömung nimmt Teile des Brennstoffs mit und erzeugt brennstoffreiche Gebiete unmittelbar vor dem Brenner. Die Flammenfront ist eine brennstoffreiche vorgemischte Flamme, sodass die Flammengeschwindigkeit und die Stabilität ansteigen. Die Verdrallung der Primärluft erzeugt Rückströmzonen, dadurch werden heiße Verbrennungsgase rezirkuliert und zusätzliche Zündenergie für das Brennstoff-Luftgemisch bereitgestellt. Durch den höheren Massenstrom werden Peak Temperaturen vermieden (Baukal 2004).

Um einen vollen Ausbrand zu gewährleisten, werden durch Einblasen von Sekundärluft brennstoffarme Zonen gebildet. Mit der Sekundärluft werden 65 % bis 90 % der Verbrennungsluft eingebracht. Die Luft wird dabei hauptsächlich axial, mit geringem oder ohne Drall injiziert. Im Bereich der Sekundärluft sind meist auch mehrere Gasdüsen positioniert, wobei der Brennstoff meist unter hohem Druck eingedüst wird. Dabei wird ein großer Teil an Verbrennungsluft mitgenommen und in das Zentrum der Flamme gebracht. Die Sekundärzone umgibt die brennstoffreiche Primärzone, wodurch erreicht wird, dass die brennstoffreichen Zwischenprodukte aus der Zentralflamme in der Sekundärzone vollständig verbrannt werden. Das Brennerdesign erlaubt die Regelung der Stöchiometrie der sekundären Oxidationszone und somit der Regelung der NO<sub>x</sub> Bildung. Um die Flexibilität der gestuften Verbrennung weiter zu erhöhen, sind einige Low-NO<sub>x</sub> Brenner mit zusätzlichen Tertiärluftzonen ausgestattet (Baukal 2004).

Die Flammenlänge nimmt bei der gestuften Verbrennung auf Grund der verspäteten Vermischung von Brennstoff und Luft zu. Die Flammen sind 25 % bis 50 % länger als bei den zuvor beschriebenen konventionellen Industriekesselbrennern. Die Vergrößerung der Flamme trägt auch zur Reduktion der Flammentemperatur bei. Die notwendige Brennkammergröße erhöht sich, da sonst die Flamme an den Brennkammerwänden aufschlagen würde (Baukal 2004).

Die Bauart des in dieser Arbeit untersuchten Brenners ist ebenfalls ein Low NO<sub>x</sub> Design, wobei hier Luftstufung und Rauchgasrezirkulation als NO<sub>x</sub> Minderungsmaßnahmen verwendet werden.

### **2.3. Flammlose Oxidation**

Die flammlose Oxidation ist eine weitere Methode zur Minimierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Die Verbrennung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Flamme nicht sichtbar und geräuschlos ist. Die flammlose Oxidation kann als "*Stabile Verbrennung ohne Flamme mit definierter Rezirkulation von Verbrennungsprodukten*" (G. Wüning, Milani 2007) beschrieben werden und ist anwendbar für

- Gasförmige, flüssige und feste Brennstoffe,
- mit und ohne Vorwärmung der Luft oder des Brennstoffs,
- für magere bis fette Verbrennung im Bereich von  $0,3 < \lambda < 3$  und
- für diffusions-, teilvorgemischte und vorgemischte Verbrennungsprozesse.

Um geringe Stickoxidemissionen zu erhalten, wird das Abgas der Verbrennungsluft oder dem Brennstoff beigemischt. Es sinkt die adiabate Verbrennungstemperatur, da der Mas-

senstrom steigt. Es werden bis zu 30% an Abgas rezirkuliert. Höhere Rezirkulationsraten würden die Gefahr von instabilen Flammen und Flammabbriss mit sich bringen.

Die Abgasrezirkulationsrate ist folgendermaßen definiert:

$$K_v = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_{Br} + \dot{m}_L} \quad [-] \quad (2-1)$$

$m_A$  ist dabei der Massenstrom des rezirkulierenden Rauchgases,  $m_{Br}$  ist der Brennstoffmassenstrom und  $m_L$  kennzeichnet den Luftmassenstrom. Bei hohen Brennraumtemperaturen oberhalb der Selbstzündtemperatur und bei hoher Abgasrezirkulation wird ein Zustand stabiler Verbrennung erreicht, ohne sichtbare und hörbare Flamme. Abb. 2-4 zeigt ein mögliches Ausführungsbeispiel eines FLOX®-Brenners<sup>1</sup> (Flameless Oxidation-Brenner) (G. Wüning, Milani 2007).

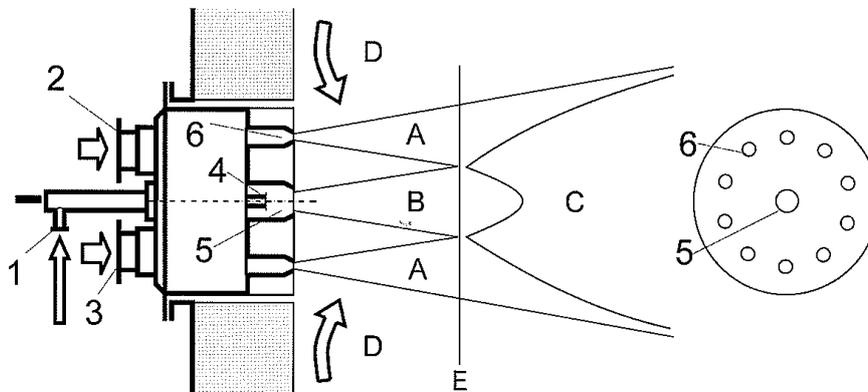


Abb. 2-4: FLOX®-Brenner (G. Wüning, Milani 2007)

Der Betrieb des Brenners kann im Flammbetrieb und bei flammloser Oxidation erfolgen. Der Brennstoff wird über die Position 1 zugeführt und gelangt über die Brennstoffdüse (Position 4) in die Brennkammer. Solange die Brennraumtemperatur unterhalb der für die flammlose Oxidation notwendigen Temperatur liegt, wird Luft über die Startluftzufuhr (Position 4) eingeblasen. Nach dem Aufheizvorgang wird die Verbrennungsluft über die Luftdüsen (Position 3) zugeführt, die am Umfang des Brenners angeordnet sind. Dabei wird Abgas aus dem Brennraum angesaugt. Die Verbrennungsreaktion findet im Bereich „C“ statt. Abb. 2-5 zeigt weitere Ausführungen von FLOX® Brennern (G. Wüning, Milani 2007).

<sup>1</sup> FLOX® - Warenzeichen der Fa. WS Wärmeprozessstechnik GmbH

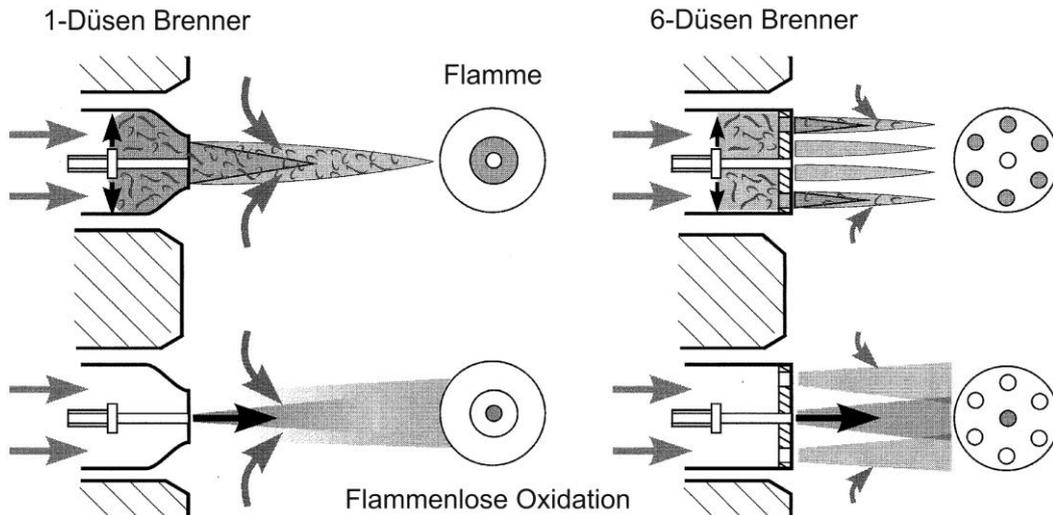


Abb. 2-5: Eindüsen und Mehrdüsen FLOX® Brenner (G. Wüning, Milani 2007)

Beim 6-Düsenbrenner sind für die Luftzufuhr sechs konzentrisch um den Brennstoffstrahl positionierte Luftdüsen vorhanden. Bei den gezeigten Brennern wird für den Flambetrieb die Gaszufuhr umgeschaltet. Mit diesen Brennern ist es möglich, weit understöchiometrisch und überstöchiometrisch zu verbrennen, ohne dass sich die Flammenstabilität verändert (G. Wüning, Milani 2007).

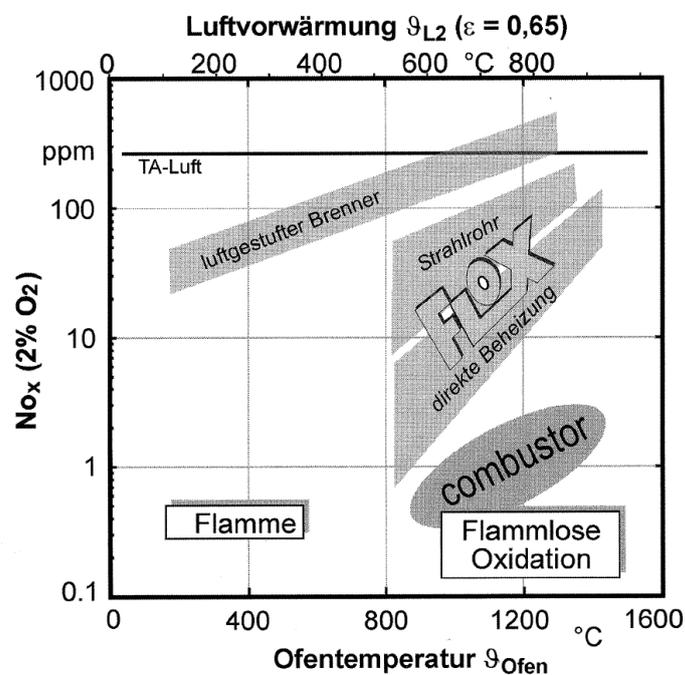


Abb. 2-6:  $NO_x$  Emissionen (G. Wüning, Milani 2007)

In Abb. 2-6 ist das  $\text{NO}_x$  Reduktionspotential im Vergleich zu einem luftgestuften Hochgeschwindigkeitsbrenner dargestellt. Die niedrigsten  $\text{NO}_x$  Werte  $< 1$  ppm wurden mit Brenner und Brennkammern erreicht, die beide für die flammlose Verbrennung optimiert wurden und sind als „Combustor“ im Diagramm gekennzeichnet. Für die direkte Beheizung sind  $\text{NO}_x$  Werte  $< 50$  ppm möglich und bei indirekt beheizten Strahlrohren werden 20-100 ppm erreicht (G. Wüning, Milani 2007).

Für die Anwendung der flammlosen Oxidation müssen geeignete Abgasrezirkulationsraten vorhanden sein und die Temperatur des rezirkulierenden Abgases muss ausreichend hoch sein. Die flammlose Oxidation ist auch für Niedertemperaturprozesse möglich, wobei die Anlagen oft kostenintensiv angepasst werden müssen (G. Wüning, Milani 2007).

## 2.4. Simulierter Gas-Ölbrenner

Der für die numerische Berechnung verwendete Brenner ist ein kombinierter Gas-Ölbrenner und kann mit den Brennstoffen Gichtgas, Erdgas, Koksofengas und Heizöl EL betrieben werden. Anwendung findet der Brenner als Gichtgasbrenner zur Verbrennung der Abgase eines Hochofenprozess, um Dampf für ein Dampfkraftwerk zu erzeugen. In der Brennkammer (Abb. 2-7) werden auf drei Ebenen insgesamt sechs Brenner verwendet. In jeder Ebene sind je ein Brenner mit Rechtsdrall und ein Brenner mit Linksdrall positioniert.

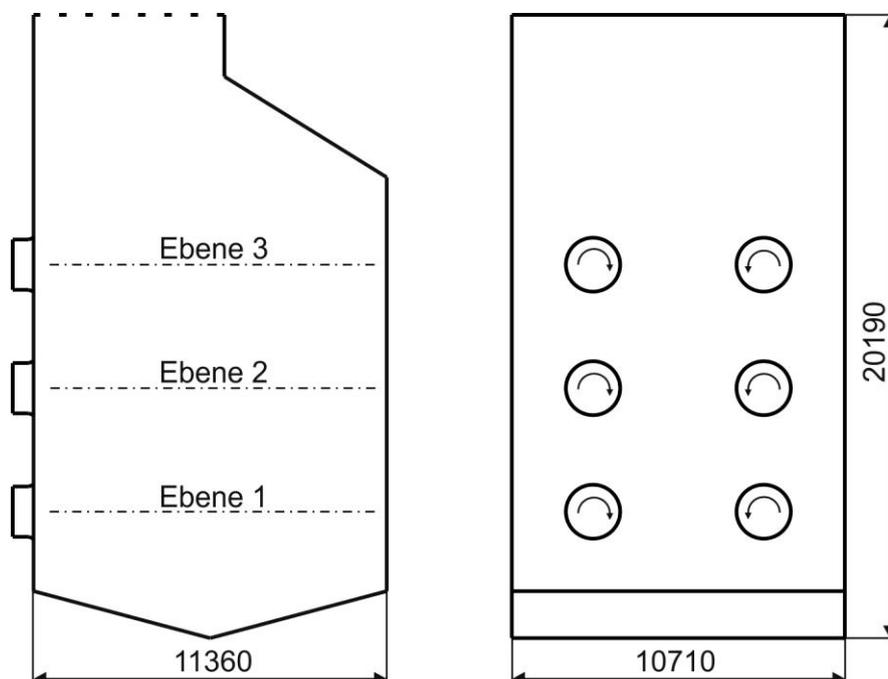
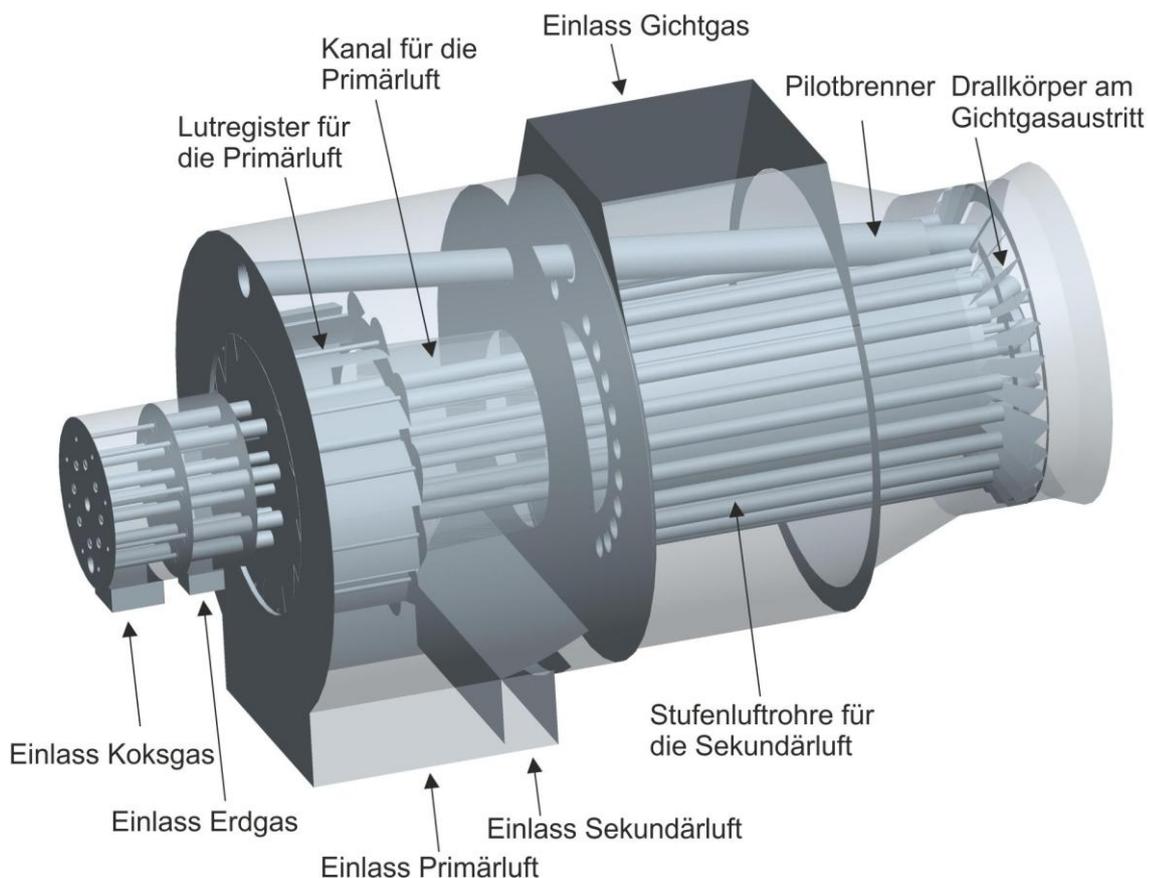


Abb. 2-7: Brennkammer des simulierten Gas-Ölbrenners

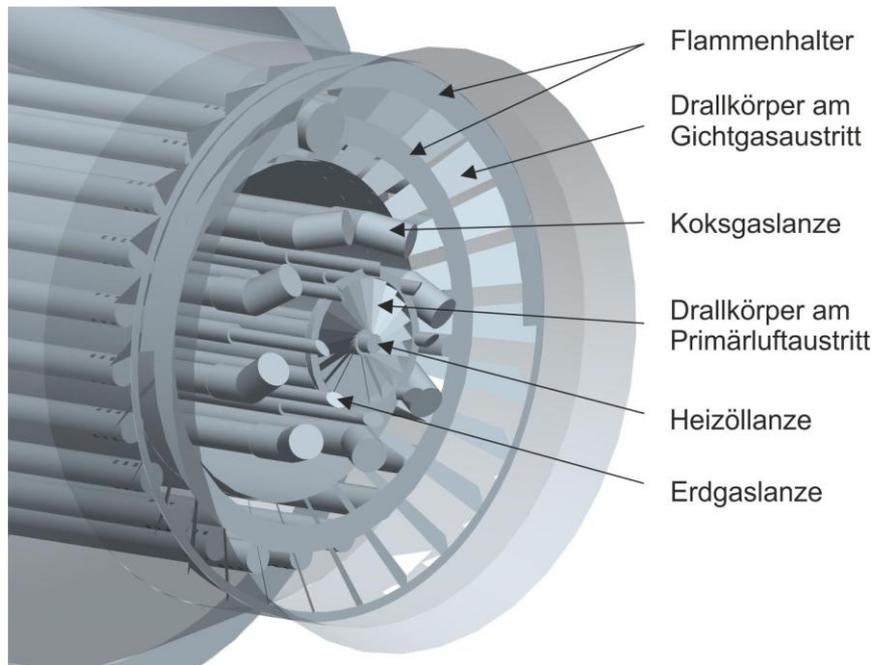
In Abb. 2-8 ist der Aufbau des Brenners dargestellt, wobei das gezeigte Modell dasselbe ist, das auch für die numerische Berechnung verwendet wurde. Der Brenner hat eine Länge von etwa 5300 mm und einen Durchmesser von 2700 mm im Bereich des Lufteinlasses. Das Gewicht beträgt zirka 5300 kg.

Das in Abb. 2-8 dargestellte Luftregister besteht aus verstellbaren Klappen zur Regelung des Massenstroms und des Dralls der Primärluft. Durch Verstellung der Klappen ändern sich der Massenstrom und somit auch die Intensität des Dralls. Die Position der Klappen wird so gewählt, dass in der Brennkammer eine möglichst optimale Flammenform entsteht. Die Klappen des Luftregisters wurden bei der Simulation mit einem Öffnungswinkel von  $30^\circ$  angenommen.



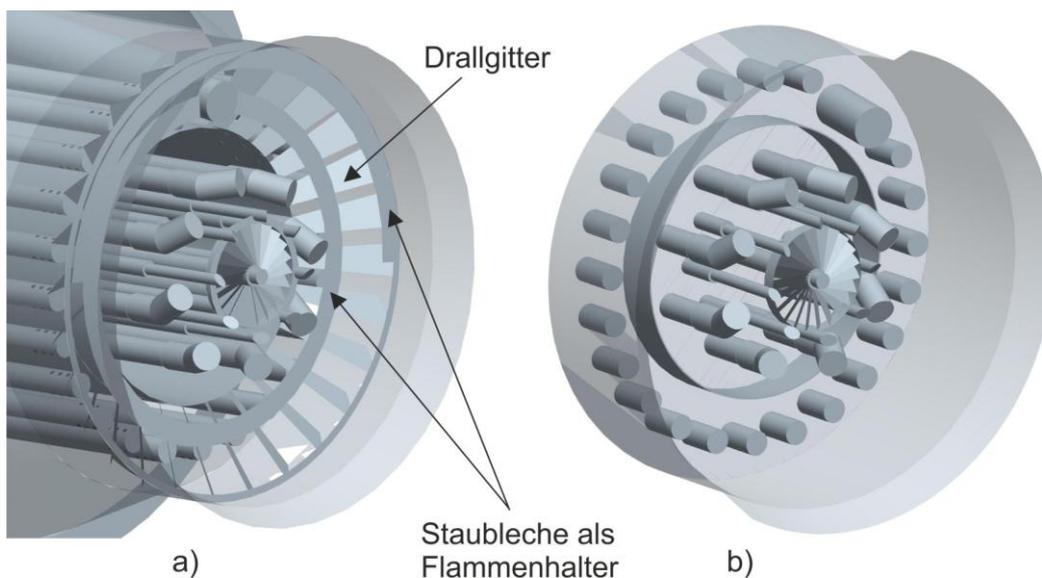
**Abb. 2-8: Brenneraufbau des simulierten Gas-Ölbrenners**

In Abb. 2-9 ist der Austrittsbereich des Brenners dargestellt. Für die Primärluft ist am Austritt ein weiterer Drallkörper vorhanden. Dargestellt sind auch die Koksgaslanzen sowie die Heizölanze und Staubleche, die als Flammenhalter dienen. Bei der durchgeführten numerischen Berechnung wurde jedoch nur Gichtgas und Erdgas als Brennstoff berücksichtigt.



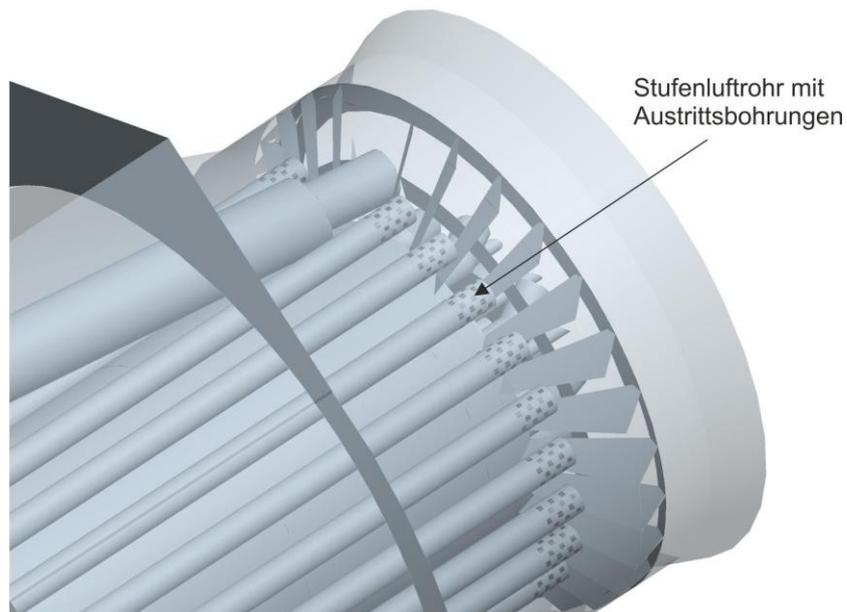
**Abb. 2-9: Brenneraustrittsbereich des simulierten Gas-Ölbrenners**

Beim Betrieb des Gasbrenners wurde festgestellt, dass die Stabilität der Verbrennung ohne die Drallgitter und Staubleche besser war, sodass diese vom Brenner entfernt wurden. Bei der in dieser Arbeit durchgeführten Simulation wird die Ausführung des Brenners mit Staubleche/Drallgitter mit der Brennerbauart ohne Staubleche/Drallgitter verglichen, um Ursachen für die Verbrennungsinstabilität zu finden und um die entstehenden Flammenformen zu bestimmen. In Abb. 2-10 ist der Austrittsbereich des Brenners mit den zwei unterschiedlichen Ausführungsformen dargestellt.



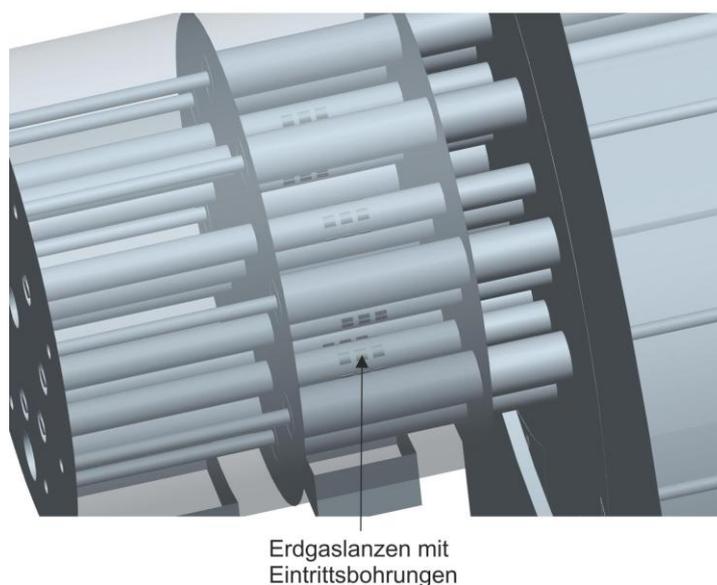
**Abb. 2-10: Gas-Ölbrenner: a) mit Drallgitter und Staubleche b) ohne Drallgitter und Staubleche**

In Abb. 2-11 sind die Stufenluftrohre für die Sekundärluft dargestellt. Die Sekundärluft strömt dabei aus Bohrungen, die am Umfang der Stufenluftrohre angeordnet sind. Die Bohrungen sind hier rechteckig dargestellt, tatsächlich sind die Bohrungen jedoch zylindrisch. Die Gittergenerierung dieses Bereichs für die numerische Berechnung war bei rechteckigen Bohrungen mit strukturiertem Netz möglich und somit konnte die Zellenanzahl wesentlich geringer gehalten werden als mit zylindrischen Bohrungen, bei denen ein unstrukturiertes Netz notwendig gewesen wäre.



**Abb. 2-11: Gas-Ölbrenner: Stufenluftrohre**

Abb. 2-12 zeigt die Erdgaslanzen im Eintrittsbereich. Aus demselben Grund wie bei den Stufenluftrohren sind die Bohrungen hier auch rechteckig dargestellt.



**Abb. 2-12: Gas-Ölbrenner: Erdgaslanzen**

Die verschiedenen Strömungsbereiche der Brenngase, der Primärluft und Sekundärluft und des Heizöls sind in Abb. 2-13 dargestellt. Am Brenneraustritt vermischen sich die einzelnen Komponenten und treten anschließend in die Brennkammer ein.

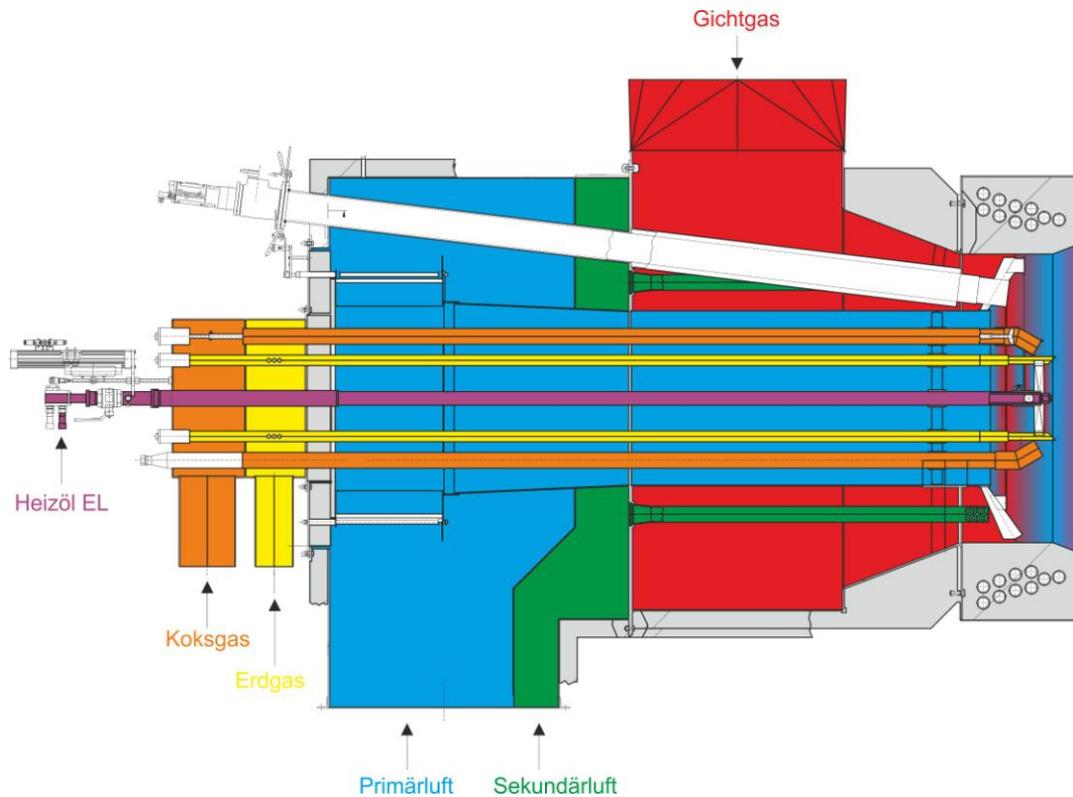


Abb. 2-13: Strömungsbereiche des simulierten Gas-Ölbrenners

Der Brenner ist für eine Maximalleistung von 64,2 MW ausgelegt. In Tabelle 2-1 sind die Betriebsdaten des Herstellers angegeben. Die in der Tabelle angegebenen Leistungen sind die maximalen Leistungen bei der maximalen Brennstoffmenge.

Tabelle 2-1: Gas-Ölbrenner Betriebsdaten

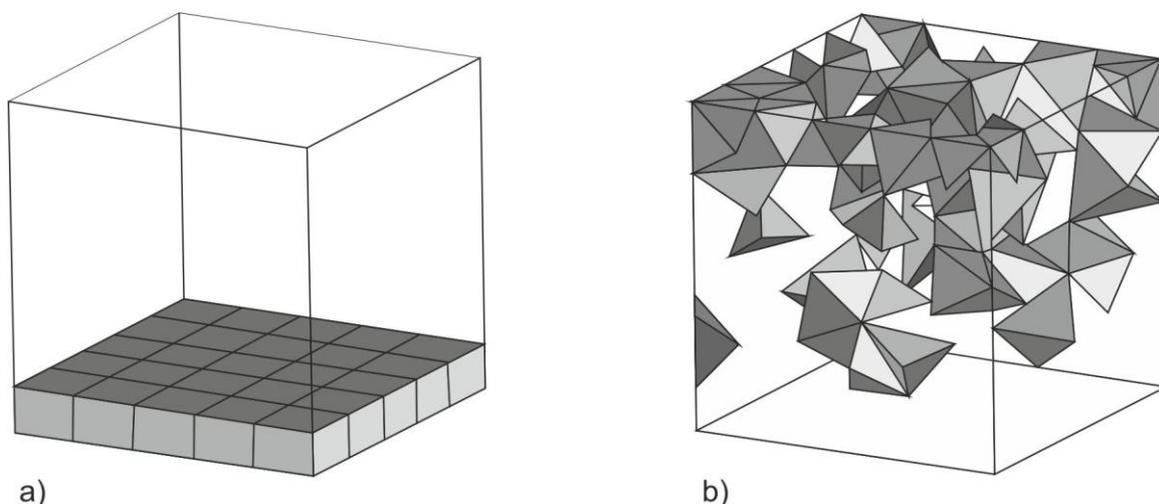
Brennstoff	Heizöl EL	Erdgas	Koksofengas	Gichtgas
Brennstoffmenge max.	5100 kg/h	5000 Nm <sup>3</sup> /h	5535 Nm <sup>3</sup> /h	53000 Nm <sup>3</sup> /h
Brennstoffmenge min.	510 kg/h	500 Nm <sup>3</sup> /h	1107 Nm <sup>3</sup> /h	10600 Nm <sup>3</sup> /h
Brennstoffdruck max.	10 bar	1,8 bar	20–30 mbar	20–30 mbar
Max. Leistung	58 MW	49,5 MW	26,9 MW	64,2 MW

Die maximale Leistung für den Gichtgasbetrieb entspricht auch der maximalen Leistung des Brenners, die somit bei Vollastbetrieb mit Gichtgas erreicht werden kann.

### 3. Netzgenerierung

Zur Durchführung von numerischen Berechnungen und zum Lösen der diskretisierten Erhaltungsgleichungen ist die Erstellung eines Rechengitters erforderlich. Dabei wird der zu berechnende Bauteil in viele endliche Elemente unterteilt. Für die Genauigkeit und den Rechenaufwand einer CFD Simulation ist die Ausführung des Rechengitters dabei entscheidend.

In dieser Arbeit wurde das Rechnetzz mittels ANSYS Gambit 2.4.6 erstellt. Für die nachfolgende Berechnung mit ANSYS Fluent 12.1.2 waren strukturierte und unstrukturierte Netze möglich. Der Unterschied zwischen strukturierten und unstrukturierten Netzen liegt in der Form der Elemente. Strukturierte Elemente sind Hexaeder oder Keilelemente (Wedges). Unstrukturierte Elemente haben einen höheren Speicherbedarf, da die Anzahl der Nachbar-elemente der Zellen variieren können und daher zusätzliche Informationen über Anzahl und Koordinaten der Knoten einer Zelle gespeichert werden müssen. Bei komplexen Geometrien ist die Verwendung von strukturierten Netzen aber nicht immer möglich. Daher müssen oft unstrukturierte Elemente, wie Tetraeder oder Prismen, verwendet werden (Fluent 2006).



**Abb. 3-1: a) Strukturierte Hexaeder Elemente, b) Unstrukturierte Tetraeder Elemente**

Das Rechnetzz des in dieser Arbeit untersuchten Brenners bestand aus Hexaedern, Tetraedern und Prismen. Auf Grund der komplexen Geometrie des Brenners war die Erzeugung des Netzes mit ausreichender Qualität nur bei sehr kleinen Elementen möglich. Das Berechnungsgitter des Brenners ist daher sehr fein aufgelöst und die Elementanzahlen sind daher sehr groß.

Die notwendige Netzfeinheit kann aus einer Gittereinflussstudie ermittelt werden. Dabei wird der Einfluss des Netzes auf das Ergebnis der Berechnung untersucht. Das Netz wird dabei

unter mehreren Schritten verfeinert, bis die Ergebnisse zwischen zwei Netzanpassungen keine oder nur geringe Unterschiede aufweisen. In dieser Arbeit wurde jedoch keine Gittereinflussstudie durchgeführt, da das Netz bereits sehr fein aufgelöst wurde und die Berechnung mit einem verfeinerten Gitter mit den zur Verfügung stehenden Rechnerkapazitäten nicht möglich gewesen wäre.

Die numerische Berechnung wurde im ersten Schritt nur für einen Brenner durchgeführt, es wurde daher nicht die gesamte Brennkammer mit sechs Brennern simuliert. Der Brenner mit Drallgitter und Stauscheiben am Brenneraustritt wurde dabei mit der Ausführung ohne Drallgitter und ohne Stauscheiben verglichen. Für diese Berechnung sind in Tabelle 3-1 die Anzahl und Art der Elemente aufgelistet.

**Tabelle 3-1: Elementanzahl - Einzelbrenner**

	<b>Brenner mit Drallgitter</b>	<b>Brenner ohne Drallgitter</b>
Hexaeder	8245348	5881451
Tetraeder	710208	562162
Prismen	78279	52181
Gesamt	9033835	6495794

Im nächsten Schritt wurde eine Simulation der gesamten Brennkammer durchgeführt. Dabei wurde die Symmetrie ausgenutzt, sodass nur drei Brenner und somit auch nur die halbe Brennkammer modelliert wurden. Bei dieser Gesamtsimulation wurde die Variante ohne Drallgitter und Stauscheiben am Brenneraustritt berechnet, da diese Ausführung der Bauart entspricht, die derzeit in Verwendung ist. In Tabelle 3-2 sind die Anzahl und Art der Elemente aufgelistet, aus denen das Gitter für die Gesamtkesselsimulation besteht.

**Tabelle 3-2: Elementanzahl - Gesamtkesselsimulation**

	<b>Elementanzahl</b>
Hexaeder	19375899
Tetraeder	1686486
Prismen	156543
Gesamt	21218928

Die Elementanzahl bei der Gesamtkesselsimulation ist bereits sehr hoch. Für die Gesamtkesselsimulation des Brenners mit Drallgitter und Staubleche wäre die Anzahl der Elemente noch größer.

### 3.1. Netzqualität

Zur Beurteilung der Netzqualität wurden folgende Parameter verwendet:

- Aspect Ratio
- EquiAngle Skew

#### 3.1.1. Aspect Ratio

Aspect Ratio  $Q_{AR}$  (Fluent 2006) ist ein Maß für die Streckung eines Elements. Für dreieckige Elemente und Tetraeder Elemente ist der Aspect Ratio  $Q_{AR}$  wie folgt definiert:

$$Q_{AR} = f \left( \frac{R}{r} \right) \quad [-] \quad (3-1)$$

Der Skalierungsfaktor  $f$  ist für dreieckige Elemente  $f=1/2$  und für Tetraeder Elemente  $f=1/3$ .  $R$  und  $r$  sind die Radien der Kreise bei dreieckigen Elementen und die Radien der Kugeln bei Tetraeder Elementen, die das Netzelement einschließen.

Für viereckige Elemente und Hexaederelemente lautet die Definition für den Aspect Ratio wie folgt:

$$Q_{AR} = \frac{\max[e_1, e_2, \dots, e_n]}{\min[e_1, e_2, \dots, e_n]} \quad [-] \quad (3-2)$$

$e_i$  ist dabei die mittlere Kantenlänge in der Koordinatenrichtung  $i$ ,  $n$  ist die gesamte Anzahl der Koordinatenrichtungen des Elements. Für quadratische Elemente ist daher  $n=2$  und für Hexaeder Elemente ist  $n=3$ .

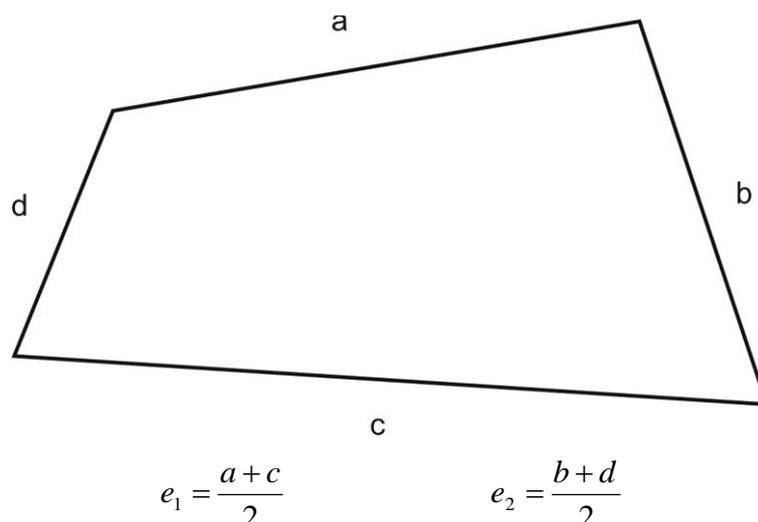


Abb. 3-2: Aspect Ratio eines viereckigen Elements (Fluent 2006)

Der Wert für den Aspect Ratio sollte den Wert 1:10 nicht unterschreiten und den Wert von 10:1 nicht überschreiten (Kistner 2000).

### 3.1.2. EquiAngle Skew

EquiAngle Skew  $Q_{EAS}$  (Fluent 2006) ist ein Maß für die Verzerrung eines Elements und ist wie folgt definiert:

$$Q_{EAS} = \max \left[ \frac{\Theta_{\max} - \Theta_e}{180 - \Theta_e}, \frac{\Theta_e - \Theta_{\min}}{\Theta_e} \right] \quad [-] \quad (3-3)$$

$\theta_{\max}$  und  $\theta_{\min}$  sind dabei der größte und der kleinste Öffnungswinkel einer Fläche oder Zelle.  $\Theta_e$  ist ein charakteristischer Winkel einer Zelle mit derselben Form und beträgt  $60^\circ$  für Dreiecke und  $90^\circ$  für Rechtecke.

- Für Hexaeder soll der Wert von 0,85 nicht überschritten werden.
- Für Tetraeder liegt der Grenzwert bei 0,9.
- Bei viereckigen Elementen und Dreiecken soll der Wert unterhalb 0,65 sein (Martens 2007).

**Tabelle 3-3: Werte für den EquiAngle Skew  $Q_{EAS}$  (Fluent 2006)**

$Q_{EAS}$	Qualität
$Q_{EAS} = 0$	Idealfall, Perfekt
$0 < Q_{EAS} \leq 0,25$	Sehr Gut
$0,25 < Q_{EAS} \leq 0,5$	Gut
$0,5 < Q_{EAS} \leq 0,75$	Ausreichend
$0,75 < Q_{EAS} \leq 0,9$	Schlecht
$0,9 < Q_{EAS} < 1$	Sehr schlecht
$Q_{EAS} = 1$	Unbrauchbar

Tabelle 3-3 zeigt für die Abschätzung der Qualität eines Gitters den dazugehörigen Wertebereich von  $Q_{EAS}$ .

## 4. Grundlagen zur Numerischen Berechnung

Für die Durchführung und die Genauigkeit von numerischen Berechnungen sind Kenntnisse über die in Simulationsprogrammen vorhandenen Berechnungsmodelle für Strömung, Strahlung und Verbrennung entscheidend. Turbulente oder drallbehaftete Strömungen erfordern andere Berechnungsmodelle als der einfachere Fall einer laminaren Strömung. Wie bereits erwähnt, kann zwischen Vormischflammen und Diffusionsflammen unterschieden werden. Je nach Flammenform muss daher ein geeignetes Reaktionsmodell verwendet werden.

Die numerische Berechnung wurde mit ANSYS Fluent 12.1.2 durchgeführt. Im folgenden Abschnitt werden einige Modelle erklärt, die für Simulationen mit ANSYS Fluent zur Auswahl stehen.

### 4.1. Strahlungsmodelle

Man unterscheidet zwei Arten der Strahlungsmodellbildung:

- die auf Strahlungsverfolgung (Ray Tracing) aufbauenden Modelle, wie z.B. das „Discrete Transfer Radiation Model“ und
- die auf Differenzenmethode basierenden Modelle, wie das Rosseland oder das P-1 Modell.

Die zwei Arten unterscheiden sich in der Lösung der Strahlungstransportgleichung (Radiative Transfer Equation). Die Strahlungstransfergleichung bestimmt die Intensitätsänderung entlang der Ausbreitungsrichtung des Strahls. Durch Absorption in einem Medium wird die Strahlungsenergie verringert, durch Emission wird die Strahlungsenergie erhöht.

Bei der Strahlungsverfolgung (Ray Tracing) werden an jeder strahlenden Fläche unter diskreten Winkeln Strahlen ausgesendet. Im Anschluss wird das eingenommene Kontrollvolumen sowie die Länge  $s_n$  der Strahlen im Kontrollvolumen bestimmt. Der Anstieg an thermischer Energie in einem Volumen des Fluides kann durch Summieren der absorbierten Strahlungsenergie  $\Delta I_n$  der Strahlen, die durch das Volumen verlaufen, berechnet werden (Chun 2007, Epple et al. 2009).

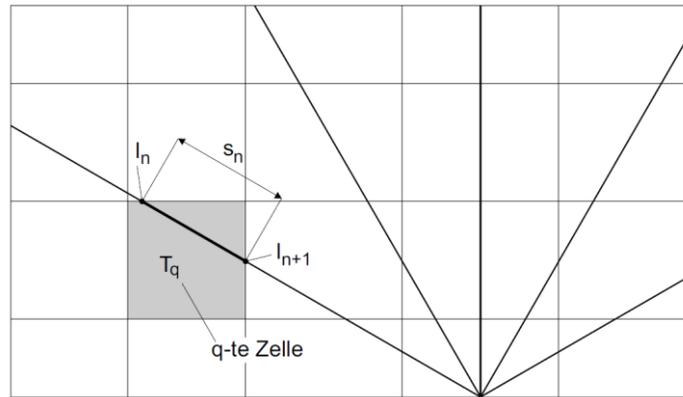


Abb. 4-1: Intensitätsänderung in einem Kontrollvolumen (Epple et al. 2009)

Bei der Differenzenmethode wird die Strahlungstransfergleichung in partielle Differentialgleichungen transformiert, die nach der Diskretisierung z.B. mit einer Finiten Volumen Methode gelöst werden können.

#### 4.1.1. Discrete Transfer Radiaton Model (DTRM)

Die Hauptannahme des DTRM Modells (Carvalho, Farias & Fontes 1991, Shah 1979) ist, dass ein Oberflächenelement Energie mit der Umgebung nur unter bestimmten Raumwinkeln austauscht. Daher kann der Energieaustausch durch einzelne Strahlen modelliert werden. Das Modell basiert auf der zuvor beschriebenen Ray Tracing Methode. Die Genauigkeit des Ergebnisses kann durch eine größere Anzahl der Strahlen (Richtungen) verbessert werden. Das DTRM Modell eignet sich besonders für optisch dünne Medien, wobei Streuungseffekte nicht berücksichtigt werden. Die Verwendung einer großen Anzahl von Strahlen bei der Berechnung ist sehr zeitaufwändig, da der Aufwand für die Strahlungsverfolgung (Ray Tracing) zunimmt (Epple et al. 2009, ANSYS 2009).

#### 4.1.2. P-1 Strahlungsmodell

Das P-1 Strahlungsmodell (Cheng 1964, Siegel, Howell 1992) stellt den einfachsten Fall des allgemeinen P-N Modells dar, bei der die Intensität in einer auf der Einheitskugel orthogonale Reihe entwickelt wird. Werden nur vier Terme der Reihe verwendet, so ergibt sich eine Differentialgleichung für den Strahlungsfluss. Diese Differentialgleichung kann in einen Term umgeformt werden, der dem Energietransport durch Strahlung entspricht und gemeinsam mit der Energiegleichung berechnet werden kann (Epple et al. 2009, ANSYS 2009).

Das P-1 Modell ist für Berechnungen mit optischen Schichtdicken  $> 1$  gut geeignet. Es berücksichtigt Streuungseffekte und kann für die Berechnung des Strahlungsaustauschs zwischen Gas und Partikel verwendet werden. Beim P-1 Modell werden alle Flächen als

diffuse Strahler angenommen. Es neigt zur Überschätzung der Wärmestrahlung von lokalen Wärmequellen oder Wärmesenken, wofür beispielsweise das DO Modell besser geeignet ist. Ein Vorteil des P1 Modells ist, dass die benötigte Rechnerleistung im Vergleich zu anderen Strahlungsmodellen, z.B. dem DO-Modell, geringer ist (ANSYS 2009). Das P-1 Modell wurde in dieser Arbeit für die Berechnung der Strahlung verwendet.

#### **4.1.3. Rosseland Strahlungsmodell**

Das Rosseland Strahlungsmodell (Siegel, Howell 1992) kann unter einigen Annahmen aus dem P-1 Modell hergeleitet werden. Der Unterschied zum P-1 Modell liegt darin, dass die Intensität beim Rosseland Modell als Intensität ausgehend von einem Schwarzen Körper bei der entsprechenden Gastemperatur angenommen wird. Jedes Volumenelement des strahlungsaktiven Mediums verhält sich daher wie ein schwarzer Strahler. Es resultiert eine Diffusionsgleichung für den Strahlungswärmestrom, die eine ähnliche Form wie die Fourier'sche Wärmeleitungsgleichung hat. Die Wärmestrahlung kann daher gemeinsam mit der Wärmeleitung berechnet werden.

Beim Rosseland Strahlungsmodell wird im Vergleich zum P-1 Modell für die eintreffende Strahlung keine zusätzliche Transportgleichung gelöst. Die Berechnung ist daher schneller und der benötigte Speicher ist geringer als beim P-1 Strahlungsmodell. Es kann aber nur bei optisch dicken Medien ( $>3$ ) angewendet werden (Epple et al. 2009, ANSYS 2009).

#### **4.1.4. Discrete Ordinates Modell (DO Modell)**

Wie beim DTRM Modell wird beim DO Modell (Chui, Raithby 1993, Raithby, Chui 1990) der Strahlungsraum in diskrete Raumrichtungen unterteilt. Im Gegensatz zum DTRM, wird beim DO Modell das Ray Tracing nicht angewendet. Stattdessen wird die Strahlungstransfergleichung in eine Transportgleichung für die Strahlungsintensität in Raumkoordinaten übergeführt. Für jede Raumrichtung wird durch ein finites Volumenverfahren eine Transportgleichung gelöst.

Mit dem DO Modell kann die Wellenlängenabhängigkeit der Strahlungsintensität berücksichtigt werden. Für die Berechnung wird das Wellenlängenspektrum in diskrete Banden unterteilt, in denen die Transportgleichungen für die Strahlungsenergien berechnet werden. In den einzelnen Banden kann graues Strahlungsverhalten angenommen werden.

Das DO Modell erweitert den gesamten Bereich der optischen Schichtdicke und ermöglicht die Berechnung von Gasstrahlung, Strahlung von semi-transparenten Medien und Strahlung bei Verbrennungsberechnungen (Epple et al. 2009, ANSYS 2009).

## 4.2. Turbulenzmodelle

Die meisten technisch relevanten Strömungen sind turbulent, wobei die Strömungsgrößen (Geschwindigkeiten, Drücke) fluktuierende Größen sind. Über die Navier-Stokes Gleichungen können diese Größen örtlich und zeitlich bestimmt werden. Diese Art der Berechnung wird als Direkte Numerische Simulation (DNS) bezeichnet, ist aber bei technisch relevanten Reynoldszahlen auf Grund der notwendigen Rechengittergröße meist nicht durchführbar. Turbulente Strömungen werden daher meist nur statistisch beschrieben, wobei Strömungsgrößen in Mittelwert und Schwankungsanteil aufgeteilt werden. Eine häufig verwendete Methode der Mittelung ist der Ensemble Mittelwert, wobei das Strömungsfeld n-fach realisiert wird. Dieser Mittelwert wird als Reynolds Mittelwert bezeichnet. Bei statistisch stationären Strömungen ist der zeitliche Mittelwert gleich dem Reynolds Mittelwert. Durch die Mittelung der Kontinuitätsgleichung und Impulsgleichungen erhält man die Reynolds Gleichungen. Dabei entsteht als neuer Term der Reynolds'sche Spannungstensor  $\overline{\rho u_i' u_j'}$ . Das Gleichungssystem ist auf Grund der zusätzlichen Terme nicht mehr geschlossen lösbar (Steiner 2009).

Turbulenzmodelle ermöglichen durch eine geeignete Approximation des Reynolds'schen Spannungstensors die Lösung des Gleichungssystems. Turbulenzmodelle können in algebraische Modelle und Differentielle Modelle unterteilt werden.

Bei algebraischen Turbulenzmodellen wird der Reynolds-Spannungstensor als Funktion des mittleren Geschwindigkeitsgradienten sowie eines charakteristischen turbulenten Längen- und Zeitmaßes modelliert.

$$\overline{u_i' u_j'} = F \left[ \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j}, l_t, t_t \right] \quad [\text{m}^2/\text{s}^2] \quad (4-1)$$

mit

$$t_t = \frac{k}{\varepsilon} \quad [\text{s}] \quad (4-2)$$

$$l_t = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad [\text{m}] \quad (4-3)$$

Das turbulente Zeitmaß  $t_t$  und das turbulente Längenmaß  $l_t$  werden dabei über die kinetische Energie  $k$  und die Dissipationsrate  $\varepsilon$  ausgedrückt. Falls nur die linearen Terme im Reynolds-Spannungstensor berücksichtigt werden, ergibt sich der häufig verwendete Wirbelviskositätsansatz von Boussinesq.

$$\overline{u_i' u_j'} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \nu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad [\text{m}^2/\text{s}^2] \quad (4-4)$$

Die neue unbekannte Größe in Gl. ( 4-4 ) ist die Wirbelviskosität  $\nu_t$ , die von einem turbulenten Geschwindigkeits- und Längenmaß abhängig ist:

$$\nu_t = U_t l_t \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad ( 4-5 )$$

Die auf der Boussinesq Näherung basierenden Turbulenzmodelle unterscheiden sich in den gewählten Parametern für die Bestimmung der turbulenten Skalen sowie in der Anzahl der zusätzlich gelösten Transportgleichungen zu deren Berechnung. Als Geschwindigkeitsmaß hat sich im Allgemeinen die turbulente kinetische Energie bewährt. Für die Bestimmung des turbulenten Längenmaßstabs gibt es unterschiedliche Ansätze (Haag 2003).

Bei differentiellen Turbulenzmodellen, wozu auch das RSM Modell gehört, werden zusätzliche Transportgleichungen für den Reynolds'schen Spannungstensor gelöst. Der Rechenaufwand ist daher größer als bei algebraischen Modellen (Haag 2003).

Bei der Turbulenzmodellierung in Anwesenheit von Drallströmungen sollte entweder das RNG (Renormalization Group) k- $\epsilon$  Modell, das Relizable k- $\epsilon$  Modell oder das Reynolds Stress Modell verwendet werden. Die entsprechende Wahl hängt von der Drallzahl (Swirlnumber) ab. Für Strömungen mit schwachem bis moderatem Drall ( $SN < 0,5$ ) zeigen das RNG k- $\epsilon$  Modell und das Relizable k- $\epsilon$  Modell Vorteile gegenüber dem Standard k- $\epsilon$  Modell. Für hohe Drallzahlen ( $SN > 0,5$ ) ist das Reynolds Stress Modell (RSM) geeignet (ANSYS 2009).

#### 4.2.1. Standard k- $\epsilon$ Modell

Das Standard k- $\epsilon$  Modell von Launder und Spalding (Launder, Spalding D. B. 1972) ist ein Zweigleichungsmodell, das mit zwei partiellen Differentialgleichungen die turbulente kinetische Energie k und die isentrope Dissipationsrate  $\epsilon$  beschreibt. Durch Einsetzen dieser Größen in Gl. ( 4-5 ) mit der Proportionalitätskonstanten  $C_\mu$  ergibt sich für die Wirbelviskosität

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad [\text{m}^2/\text{s}] \quad ( 4-6 )$$

Eine Erweiterung des Standard k- $\epsilon$  Modells ist das RNG k- $\epsilon$  Modell und das Relizable k- $\epsilon$  Modell (ANSYS 2009) (Haag 2003).

#### 4.2.2. RNG k- $\epsilon$ Modell

Das RNG (Renormalization Group) k- $\epsilon$  Modell (Yakhot, Orszag 1986) verwendet als statistische Technik die sogenannte „Renormalization Group Theory“. Ausgangspunkt für die Modellentwicklung sind nicht die Reynoldsgemittelten Navier-Stokes Gleichungen, sondern die Momentanwerte, womit über die RNG-Theorie die Gleichungen für das RNG k- $\epsilon$  Modell hergeleitet werden. Es wird dabei die Gleichförmigkeit der kleinen Skalen angenommen,

sodass ein Zeit- und Längenmaß ausreicht, um die kleinen Skalen im gesamten Strömungsfeld beschreiben zu können (Kistner 2000).

Das RNG k- $\epsilon$  Modell ist ähnlich dem Standard k- $\epsilon$  Modell, enthält aber folgende Verbesserungen:

- Das RNG Modell hat einen zusätzlichen Term in der Gleichung für die Dissipation  $\epsilon$ , der die Scherrate berücksichtigt. Daraus erfolgt eine höhere Empfindlichkeit auf Stromlinienkrümmungen. Die Effekte von Drallströmungen werden daher besser berücksichtigt.
- Im Gegensatz zum Standard k- $\epsilon$  Modell müssen die Modellkonstanten nicht experimentell bestimmt werden, sondern sind aus der RNG-Theorie ableitbar.

Diese Punkte machen das RNG Modell in Bezug auf drallbehaftete Strömungen zuverlässiger und genauer im Gegensatz zum Standard k- $\epsilon$  Modell (Kistner 2000, ANSYS 2009).

#### **4.2.3. Relizable k- $\epsilon$ Modell**

Das Relizable k- $\epsilon$  Modell (Shih et al. 1995) unterscheidet sich vom Standard k- $\epsilon$  Modell durch folgende Punkte:

- Die Wirbelviskosität wird mit  $C_\mu$  berechnet, wobei hier  $C_\mu$  eine Variable ist.
- Es wird eine neue Transportgleichung für die Dissipation  $\epsilon$  eingeführt.

Durch Einführung der Größe  $C_\mu$  als Variable wird sichergestellt, dass die turbulente Normalspannung nicht negativ werden kann. Dadurch erreicht man eine höhere Übereinstimmung der physikalischen Eigenschaften der Strömung mit dem Turbulenzmodell.

Anhand des Relizable k- $\epsilon$  Modells wird die Ausbreitung von ebenen und runden Strahlen besser berücksichtigt und es ist daher für die Berechnung von drallbehafteten Strömungen, Grenzschichten mit ungünstigen Druckgradienten und Rezirkulationsgebieten geeignet und wurde deshalb auch in dieser Arbeit verwendet (Kistner 2000, ANSYS 2009).

#### **4.2.4. Reynolds Stress Modell (RSM)**

Das RSM Modell (Gibson, Launder 2006, Launder 1989, Launder, Reece & Rodi 2006) baut nicht auf den Annahmen von Boussinesq auf. Aus den Navier Stokes Gleichungen wird eine Transportgleichung für den Reynolds Spannungstensor abgeleitet. Es treten neue unbekannte Terme für die Druck-Scher Korrelation, der Dissipation und des turbulenten Transportes auf, die modelliert werden müssen. Bei 2D-Problemen werden daher 5 zusätzliche Transportgleichungen und für 3D-Probleme werden 7 zusätzliche Gleichungen zur Lösung der Navier-Stokes Gleichungen benötigt (Kistner 2000, ANSYS 2009).

Reynolds Stress Modelle bilden die Physik besser ab als Zweigleichungsmodelle und es können anisotrope Turbulenzstrukturen erfasst werden. Anisotropie tritt bei Zyklonströmungen oder Drallströmungen mit großen Drallzahlen auf (Kistner 2000).

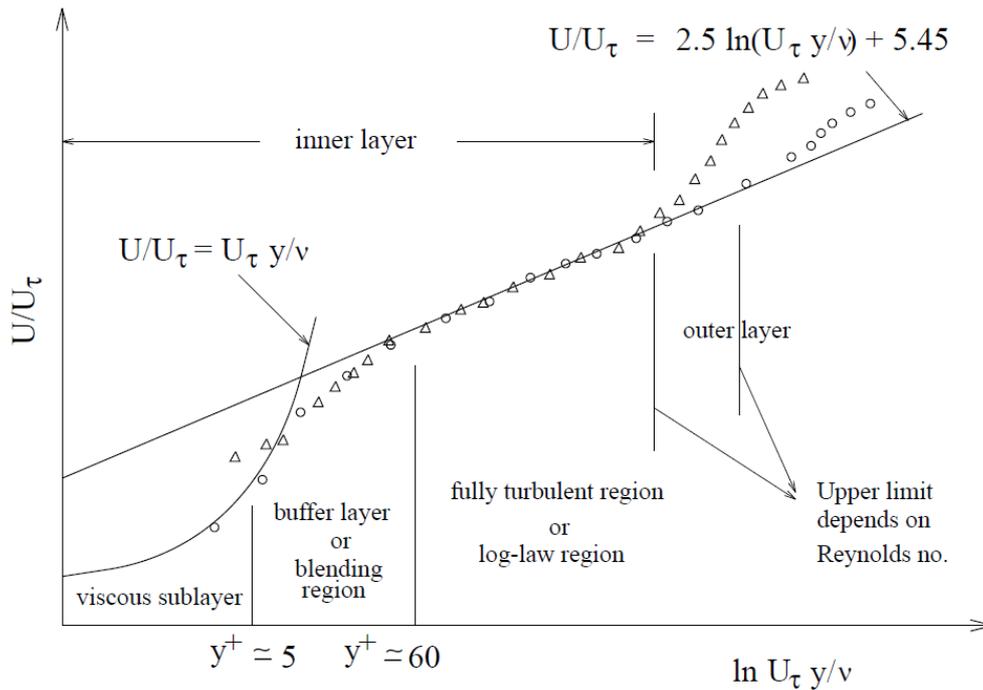
### 4.3. Strömungen in der Nähe von Wänden

Strömungen in der Nähe von Wänden werden auf Grund der Haftbedingung an der Wand signifikant beeinflusst. In Wandnähe treten große Geschwindigkeitsgradienten auf. Zähigkeitseffekte haben im Wandbereich großen Einfluss (kleine Reynoldszahlen), sodass durch viskose Dämpfung die Geschwindigkeitsfluktuationen gedämpft werden. Mit dem Übergang zur Kernströmung steigt die Reynoldszahl an, sodass die Reibung gegenüber der Turbulenz vernachlässigt werden kann. Der Übergang von der Wand zur Kernströmung wird als Grenzschicht bezeichnet und muss geeignet modelliert werden (Kistner 2000, ANSYS 2009).

Die wandnahe Region kann in drei Layer unterteilt werden. Der innere Layer wird als „Laminare Unterschicht“ bezeichnet. Die Strömung ist in diesem Bereich hauptsächlich laminar und die molekulare Zähigkeit des Mediums spielt eine entscheidende Rolle für den Wärme- und Massentransport. In der turbulenten Außenschicht spielt die Turbulenz eine wichtige Rolle. In der Schicht zwischen „Viskoser Unterschicht“ und „turbulenter Außenschicht“ befindet sich der „Buffer Layer“, in dem die Effekte der molekularen Zähigkeit sowie der Turbulenz gleich entscheidend sind. Abb. 4-2 zeigt die Unterteilung des wandnahen Bereichs.  $y^+$  ist der dimensionslose Wandabstand und  $u_\tau$  ist die Schubspannungsgeschwindigkeit, diese sind wie folgt definiert:

$$y^+ = \frac{\rho \cdot u_\tau \cdot y}{\mu} \quad [-] \quad (4-7)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad [\text{m/s}] \quad (4-8)$$



**Abb. 4-2: Unterteilung des wandnahen Bereichs (ANSYS 2009)**

Im Folgenden wird das in dieser Arbeit verwendete Modell zur Modellierung der Grenzschicht erklärt.

#### 4.3.1. Standard Wandfunktionen

Standard Wandfunktionen entstanden aus der Arbeit von Launder und Spalding (Launder, Spalding 1974). Wandfunktionen stellen die Verbindung zwischen Strömungsgeschwindigkeit und Wandschubspannung über das logarithmische Wandgesetz her.

$$\frac{u}{u_\tau} = \frac{1}{\chi} \ln(y^+) + B \quad [-] \quad (4-9)$$

Das rechenintensive Strömungsgebiet in Wandnähe wird umgangen. Das logarithmische Wandgesetz ist in einem Bereich von  $30 \leq y^+ \leq 300$  gültig. In ANSYS Fluent wird das logarithmische Wandgesetz ab  $y^+ > 11.2$  eingesetzt. Falls  $y^+ < 11.2$  ist, so wird die laminare Beziehung  $u^+ = y^+$  verwendet (Kistner 2000, ANSYS 2009). In dieser Arbeit wurden Standard Wandfunktionen verwendet, da die Netzauflösung dabei im wandnahen Bereich reduziert werden kann und trotzdem hinreichend genaue Ergebnisse erzielt werden können.

#### 4.3.2. Abschätzung der Lage des ersten Knotenpunktes

Wie bereits erwähnt, müssen bei der Anwendung der Turbulenzmodelle Grenzwerte für den dimensionslosen Wandabstand  $y^+$  eingehalten werden. Bei der Modellierung des Gitters

muss daher der  $y^+$  Wert vorerst abgeschätzt werden, um die Gültigkeit des Turbulenzmodells gewährleisten zu können.

Aus dem Oberflächenreibungskoeffizienten  $c_f$  kann die Wandschubspannungsgeschwindigkeit berechnet werden.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} = u \cdot \sqrt{\frac{c_f}{2}} \quad [\text{m/s}] \quad (4-10)$$

Für überströmte Platten gilt:

$$c_f / 2 \approx 0.0359 \text{Re}_L^{-0.2} \quad [-] \quad (4-11)$$

Für Rohrströmungen kann der Oberflächenreibungskoeffizient wie folgt berechnet werden:

$$c_f / 2 \approx 0.039 \text{Re}_D^{-0.2} \quad [-] \quad (4-12)$$

Durch Umformung von Gl. ( 4-7 ) und Einsetzen des gewünschten  $y^+$  Wertes kann der Wandabstand  $y_k$  des ersten Gitterpunkts bestimmt werden (Martens 2007).

$$y_k = \frac{y^+ \cdot \nu}{u_\tau} \quad [\text{m}] \quad (4-13)$$

## 4.4. Reaktionsmodelle

Im folgenden Kapitel wird ein kurzer Einblick in verschiedene Reaktionsmodelle gegeben. Die einzelnen Modelle unterliegen bestimmten Annahmen, um die komplexen Verbrennungsmechanismen modellieren zu können. So wird zum Beispiel beim Eddy Dissipation Model zur Vereinfachung angenommen, dass die Reaktionsgeschwindigkeiten durch Mischvorgänge zwischen Brennstoff und Oxidator limitiert werden. Beim Eddy Dissipation Concept Model hingegen werden detaillierte Reaktionsmechanismen benutzt, um auch unvollständig ablaufende Reaktionen, wie die CO-Produktion, abbilden zu können.

### 4.4.1. Eddy Dissipation Model (EDM)

Die meisten Brennstoffe verbrennen sehr schnell und die Reaktionsrate wird daher durch die turbulente Vermischung bestimmt. In nicht-vorgemischten Flammen findet der Mischvorgang zwischen Brennstoff und Luft langsam statt, worauf sie im Verbrennungsraum schnell verbrennen. Bei vorgemischten Flammen werden kalte Reaktanden und heiße Produktgase langsam vermischt. Anschließend findet die Reaktion auch sehr schnell statt (ANSYS 2009). Die Zeitskalen der chemischen Reaktion  $\tau_c$  sind daher kleiner als die Zeitskalen turbulenter Strömungen  $\tau_f$ . Die Damköhler Zahlen sind daher  $Da \gg 1$ .

Die Verbrennungsgeschwindigkeit wird in solchen Fällen durch den Mischvorgang limitiert und die komplexe und oft unbekanntere Reaktionskinetik kann dadurch vernachlässigt werden. In ANSYS Fluent ist das „Eddy-Dissipation Model“, aufbauend auf der Arbeit von Magnussen und Hjertager (Magnussen, Hjertager 1977), vorhanden. Das Eddy Dissipation Model kann auch mit endlichen Reaktionsraten (Finite Rate/Eddy Dissipation Model) genutzt werden (ANSYS 2009).

#### 4.4.2. Finite-Rate/Eddy Dissipation Model

Beim Finite-Rate/Eddy Dissipation Model wird die Arrhenius Gleichung und die Gleichungen für das Eddy Dissipation Model berechnet, es wird also das „Laminare Finite Rate Model“ und das Eddy Dissipation Model kombiniert. Die Nettoreaktionsgeschwindigkeit wird durch den kleineren Wert der Reaktionsgeschwindigkeiten der zwei Modelle vorgegeben. Die Arrheniusgeschwindigkeit verhindert das vorzeitige Einsetzen der Verbrennung. Nachdem die Verbrennung eingesetzt hat, ist die Reaktionsrate des Eddy Dissipation Modells im Allgemeinen kleiner, sodass die Verbrennungsgeschwindigkeit wieder durch den Mischvorgang limitiert wird (ANSYS 2009).

#### 4.4.3. Eddy Dissipation Concept Model

Das Eddy Dissipation Concept (EDC) Model ist gegenüber dem EDM um detaillierte Reaktionsmechanismen in turbulenten Strömungen erweitert (Magnussen 1981). Es wird im Modell angenommen, dass Reaktionen in den kleinen turbulenten Skalen stattfinden. Die feinen Skalen werden im Modell als idealer Rührkessel (siehe Kapitel 1.5.1) betrachtet, wodurch sich die Erhaltungsgleichungen vereinfachen. Es wird angenommen, dass die Reaktion von Spezies nach der Zeitskala

$$\tau^* = C_\tau \sqrt{\frac{\nu}{\varepsilon}} \quad [\text{s}] \quad (4-14)$$

stattfinden und Reaktionsraten durch die Arrheniusgeschwindigkeit vorgegeben werden.  $C_\tau$  ist in Gl. ( 4-14 ) eine Zeitmaßstabskonstante ( $C_\tau = 0,4082$ ). Das Gleichungssystem für den Reaktionsablauf wird instationär über den ISAT (In Situ Adaptive Tabulation) Algorithmus (Pope 1997) gelöst. Die Funktion des ISAT Algorithmus kann wie folgt erklärt werden:

Die thermochemische Zusammensetzung  $\Phi_i$  (Volumenanteile, Temperaturen, Enthalpie) verändern sich gemäß

$$\frac{d\phi}{dt} = S[\phi/t] \quad [\text{K/s, Vol\%/s}] \quad (4-15)$$

$S[\Phi(t)]$  ist dabei der chemische Quellterm. Ausgehend von einer Startzusammensetzung  $\Phi^0$  zum Zeitpunkt  $t_0$  wird die Zusammensetzung  $\Phi(t_0 + \Delta t) = R(\Phi^0)$  (Reaktionspfad) zum Zeitpunkt

$t_0 + \Delta t$  über Integration der Gleichung ( 4-15 ) bestimmt. Jeder Eintrag in der ISAT Tabelle enthält die thermochemische Zusammensetzung  $\Phi^0$ , den Reaktionspfad  $R(\Phi^0)$  und den Gradienten des Reaktionspfads,

$$A(\phi^0) = \frac{dR_i(\phi)}{d\phi_j} \quad [-] \quad (4-16)$$

der auch die Koeffizienten für die lineare Interpolation in der Tabelle bereitstellt. Außerdem ist eine Fehlertoleranz  $\epsilon_{tol}$  angegeben, innerhalb der eine lineare Interpolation stattfinden kann.

Für den nächsten Reaktionspfad  $R(\Phi^q)$  gibt es die Ausgangszusammensetzung  $\Phi^q$ . Die bestehende Tabelle, die zurzeit nur einen Eintrag hat, wird nun verwendet, um den neuen Reaktionspfad durch Interpolation zu bestimmen.

$$R(\phi^q) = R(\phi^0) + A(\phi^0)(\phi^q - \phi^0) \quad [K, Vol\%] \quad (4-17)$$

Falls  $\Phi^q$  innerhalb der angegebenen Genauigkeit  $\epsilon_{tol}$  des vorhandenen Tabelleneintrags  $\Phi^0$  liegt, so war die Interpolation ausreichend genau. Ist  $\Phi^q$  außerhalb der angegebenen Genauigkeit für  $\Phi^0$ , so wird  $R(\Phi^q)$  durch direkte Integration von Gl. ( 4-15 ) bestimmt und mit der linearen Interpolation von Gl. ( 4-17 ) verglichen. Der Vergleich liefert den Fehler  $\epsilon$ . Falls  $\epsilon < \epsilon_{tol}$ , so ist die ursprüngliche Interpolation  $R(\Phi^q)$  ausreichend genau und die Genauigkeit des Eintrags  $\Phi^0$  wird erhöht, sodass  $\Phi^q$  beinhaltet ist. Andernfalls ( $\epsilon > \epsilon_{tol}$ ) wird ein neuer Tabelleneintrag hinzugefügt.

Das EDC Modell soll dann verwendet werden, wenn die Annahme von schnellen chemischen Reaktionen nicht gültig ist. Dazu gehören langsame Reaktionen in turbulenten Strömungen, wie z.B. die Berechnung des CO-Ausbrands in „quenched flames“ (Poinsot, Veynant 2001, ANSYS 2009).

#### 4.4.4. Nicht-vorgemischte Verbrennungsmodelle

Bei der nicht-vorgemischten Verbrennung treten Brennstoff und Oxidator durch getrennte Ströme in die Reaktionszone ein. Unter Annahme gleicher molekularer Diffusion der beteiligten Spezies kann die Thermochemie auf einen Parameter, dem Mischungsbruch (Mixture Fraction) reduziert werden. Mit dem Mischungsbruch können die Eintrittskonzentrationen der einzelnen Volumenströme angegeben werden. Der Mischungsbruch bestimmt das lokale Brennstoff-Luft Verhältnis (ANSYS 2009).

$$f = \frac{Y_i - Y_{i,Ox}}{Y_{i,F} - Y_{i,Ox}} \quad [-] \quad (4-18)$$

$Y_i$  ist der Massenanteil des Elements  $i$ ,  $Y_{i,F}$ , und  $Y_{i,Ox}$  sind Massenanteile der Spezies  $i$  im Brennstoffstrom und im Oxidationsstrom. Für einen reinen Brennstoffmassenstrom ist  $f=1$

und für einen reinen Oxidatorstrom ist  $f=0$ . Durch die Annahme gleicher molekularer Diffusion ist der Mischungsbruch Gl. ( 4-18 ) identisch für alle Elemente. Aus dem Mischungsbruch können daher die einzelnen Speziesmassenanteile berechnet werden (ANSYS 2009).

$$Y_i = f(Y_{i,F} - Y_{i,Ox}) + Y_{i,Ox} \quad [-] \quad (4-19)$$

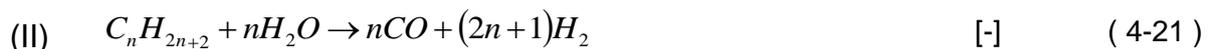
Im Weiteren kann eine sogenannte PDF (Probability Density Function) Tabelle berechnet werden, die Werte der Molbrüche der Spezies, der Dichten und der Temperaturen beinhaltet. Während der Berechnung wird auf die Tabelle zugegriffen und die notwendigen Werte werden abgefragt. Der Vorteil ist daher, dass Molbrüche, Dichten und Temperaturen nicht in jedem Rechenschritt neu berechnet werden müssen, sodass die Berechnung wesentlich schneller ist.

## 4.5. Chemische Modelle für die turbulente Verbrennung

Um Verbrennungsreaktionen vollständig beschreiben zu können, wären eine sehr große Anzahl von Spezies und Reaktionen notwendig. Für jede Spezies ist dabei eine zusätzliche Gleichgewichtsgleichung notwendig. Chemische Reaktionsraten hängen von Spezies Massenanteilen und Temperaturen ab, sodass bei einer großen Anzahl von Reaktionen die Berechnungszeit stark ansteigen würde. Um chemische Systeme zu reduzieren, werden daher die schnellsten chemischen Zeitskalen vernachlässigt (Poinsot, Veynant 2001).

### 4.5.1. Globale Modelle

Die Entwicklung von globalen Modellen für komplexe chemische Reaktionen unterliegt zwei wesentlichen Annahmen. Es wird angenommen, dass Zwischenprodukte einen Gleichgewichtszustand erreicht haben. Das bedeutet, dass ihre Massenanteile konstant und die Reaktionsraten vernachlässigbar sind. Des Weiteren wird vorausgesetzt, dass einige Elementarreaktionen von chemischen Systemen ihr Gleichgewicht erreicht haben. Ausgehend von detaillierten Reaktionsmechanismen, haben Jones und Lindstedt (Jones, Lindstedt 1988) ein vierstufiges globales chemisches Modell für Kohlenwasserstoffe bis Butan ( $n=4$ ) erstellt:



Die zugehörigen Reaktionsgeschwindigkeiten sind in Tabelle 4-1 angegeben. Der Wasserkonzentrationsexponent der dritten Reaktion hat einen negativen Wert, das bei numerischen Simulationen zu Schwierigkeiten führen kann. Eine alternative Formulierung, die in Tabelle 4-1 mit III\* gekennzeichnet ist, vermeidet diese Abhängigkeit, sie weist jedoch eine geringere Genauigkeit in brennstoffarmen Bereichen auf (Poinsot, Veynant 2001).

**Tabelle 4-1: Reaktionsgeschwindigkeiten (Poinsot, Veynant 2001)**

Reaktion	Reaktionsgeschwindigkeit	Reaktionsgeschwindigkeitskonstanten			
		n	A	b	E
		-	[kmol/m <sup>3</sup> s]	-	[cal/kmol]
I	$k_I(T)[C_nH_{2n+2}]^{1/2}[O_2]^{5/4}$	1	0,44x10 <sup>12</sup>	0	30000
		2	0,42x10 <sup>12</sup>	0	30000
		3	0,40x10 <sup>12</sup>	0	30000
		4	0,38x10 <sup>12</sup>	0	30000
II	$k_{II}(T)[C_nH_{2n+2}][H_2O]$	1 - 4	0,30x10 <sup>9</sup>	0	30000
III	$k_{III}(T)[H_2]^{1/2}[O_2]^{9/4}[H_2O]^{-1}$	1	0,25x10 <sup>17</sup>	-1	40000
		2	0,35x10 <sup>17</sup>	-1	40000
		3	0,30x10 <sup>17</sup>	-1	40000
		4	0,28x10 <sup>17</sup>	-1	40000
IV	$k_{IV}(T)[CO][H_2O]$	1 - 4	0,275x10 <sup>10</sup>	0	20000
III*	$k_{III}^*(T)[H_2]^{1/4}[O_2]^{3/2}$	1	0,68x10 <sup>16</sup>	-1	40000
		2	0,90x10 <sup>16</sup>	-1	40000
		3	0,85x10 <sup>16</sup>	-1	40000
		4	0,75x10 <sup>16</sup>	-1	40000

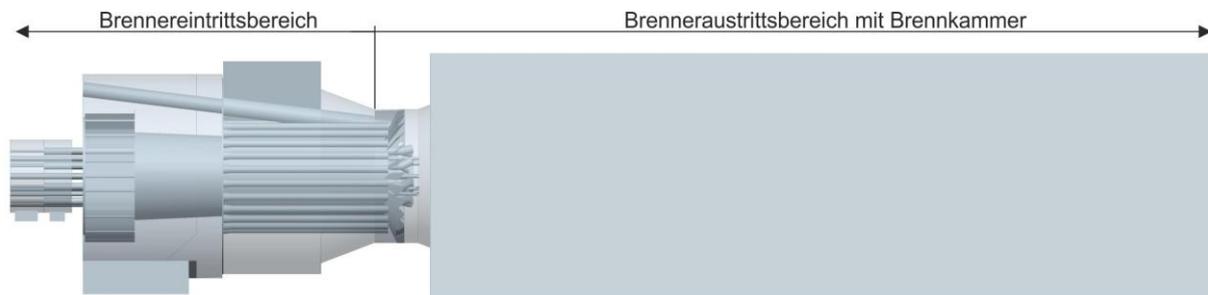
Die Reaktionsgeschwindigkeitsraten in Tabelle 4-1 sind in der Form  $k_i=AT^b\exp(-E_a/RT)$  dargestellt.

Ein Problem bei der Verwendung globaler Modelle ist die Bestimmung der limitierenden Schritte der oben beschriebenen Zwischenprodukte und der Gleichgewichtsreaktionen. Der Berechnungsaufwand wird durch die geringere Anzahl an Spezies und chemischen Reaktionen herabgesetzt, die Terme für die Ermittlung der Reaktionsgeschwindigkeiten haben aber meist komplizierte Ausdrücke (Poinsot, Veynant 2001).

## 5. Numerische Berechnung

Die numerische Berechnung wurde mit der Software ANSYS Fluent 12.1.2 durchgeführt. Zur Verringerung der notwendigen Rechenleistung und zur Minimierung des Speicherbedarfs wurde der Brenner in mehrere Bereiche unterteilt und die Simulation getrennt durchgeführt. So wurden der Eintrittsbereich und der Brenneraustritt mit Brennkammer getrennt berechnet. Die Ergebnisse der Strömungssimulation des Eintrittsbereichs wurden als Randbedingungen für die Berechnung des Brenneraustrittsbereichs verwendet. Der Eintrittsbereich konnte außerdem in drei weitere Bereiche unterteilt werden.

Die Strömungen von Erdgas, Luft und Gichtgas konnten getrennt berechnet werden, da die Vermischung der drei Gase erst im Austrittsbereich stattfindet. In Abb. 5-1 ist die Unterteilung des Brenneintrittsbereichs und des Brenneraustrittsbereichs mit Brennkammer gezeigt.

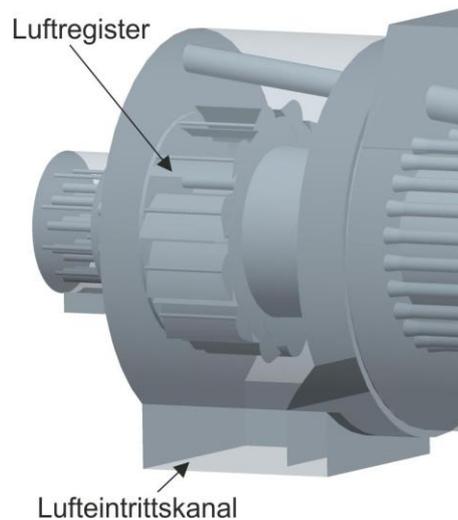


**Abb. 5-1: Bereiche für die numerische Berechnung**

Die beschriebene Unterteilung wurde auch für die Berechnung des Gesamtkessels herangezogen. Die dargestellte Brennkammer ist jene, die bei der Simulation des Einzelbrenners verwendet wurde.

### 5.1. Vereinfachungen und Annahmen für die numerische Berechnung

Bei der Beschreibung des simulierten Gas-Ölbrenners in Kapitel 2.4 wurde bereits erwähnt, dass die Bohrungen am Austritt der Stufenluftrohre (Abb. 2-11) und am Eintritt in die Erdgaslanzen (Abb. 2-12) als Vereinfachung für die Vernetzung rechteckig ausgeführt wurden. Des Weiteren wurde für die numerische Berechnung angenommen, dass die verstellbaren Klappen beim Luftregister (Abb. 5-2) des Primärlufteinlasses einen Öffnungswinkel von  $30^\circ$  haben.



**Abb. 5-2: Eintrittsbereich der Primärluft und Sekundärluft**

In Abb. 5-2 ist der Lufteintrittskanal dargestellt, der auf Grund der einfacheren Vernetzungsmöglichkeit als gerader Strömungskanal modelliert wurde. Tatsächlich würde sich der Strömungskanal tangential an die Brennerwand des Lufteintrittsbereichs anlegen.

Wie bereits zuvor erwähnt, wurde der Brenneintrittsbereich getrennt von dem Brenneraustrittsbereich und der Brennkammer berechnet. Die Strömungsprofile des Eintrittsbereichs wurden als Randbedingung dem Austrittsbereich übergeben. Bei den Einzelbrennersimulationen der zwei unterschiedlichen Varianten (mit und ohne Drallgitter am Brenneraustritt) wurden als weitere Vereinfachung dieselben Strömungsprofile verwendet.

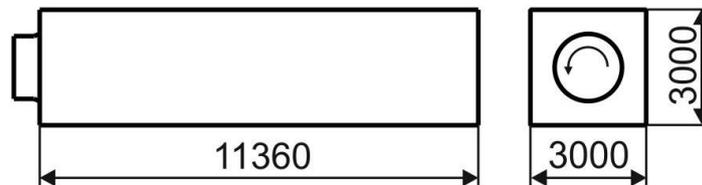
Das Konvergenzverhalten der numerischen Berechnung wurde durch die Analyse des Residuenverlaufs und der Dichteänderung am Brennkammeraustritt überprüft. Außerdem wurden zur Bestimmung der konvergierten Lösung eine Massenbilanzierung zwischen Brenneintritt und Brennkammeraustritt durchgeführt.

## 5.2. Einzelbrennersimulation

Wie bereits in Kapitel 2.4 erwähnt, wurde der Brenner vorerst mit Drallgitter und Staublechen am Brenneraustritt ausgeführt. Auf Grund von Verbrennungsinstabilitäten im Betrieb wurden das Drallgitter und die Staubleche entfernt. Die zwei Ausführungsformen mit und ohne Drallgitter und Stauscheiben am Brenneraustritt (Abb. 2-10) wurden durch eine numerische Berechnung untersucht. Das Ziel war die Bestimmung von Strömungsgeschwindigkeiten und Flammenformen und der Ursachen für die beschriebenen Verbrennungsinstabilitäten im Betrieb.

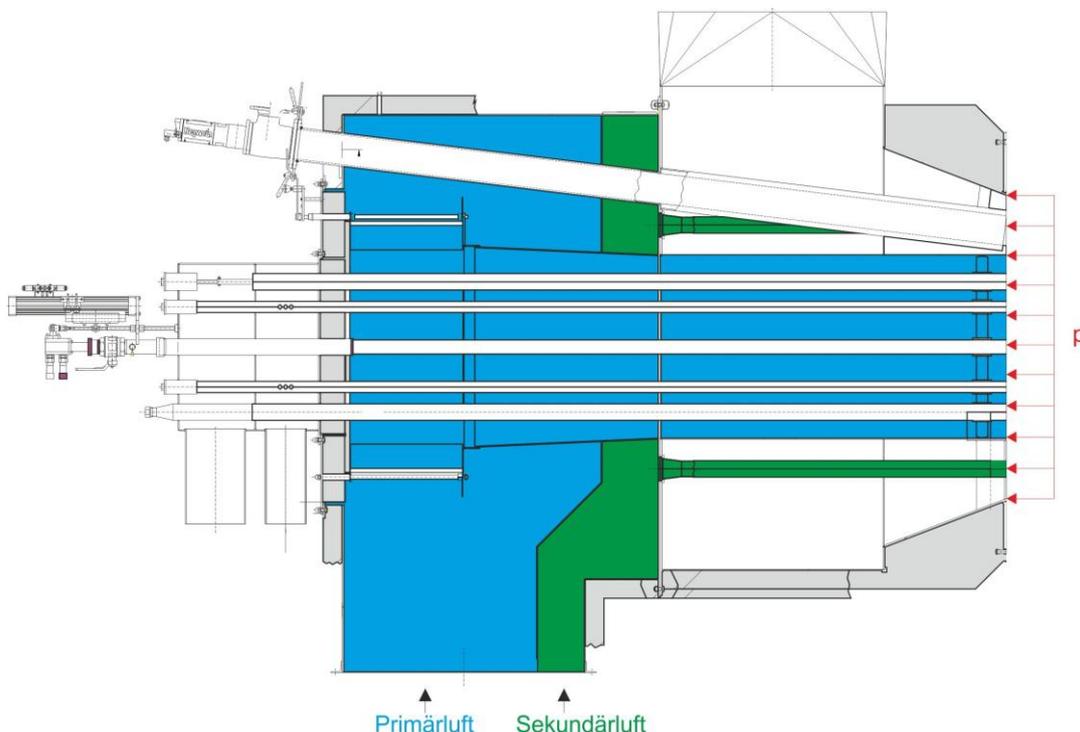
Aus Tabelle 3-1 und Tabelle 3-2 ist ersichtlich, dass die Anzahl der Elemente für das Berechnungsgitter sehr hoch waren. Im Fall der Brennerausführung mit Drallgitter und Staubleche am Brenneraustritt wäre eine Gesamtkesselsimulation mit den für diese Arbeit zur

Verfügung stehenden Rechnerkapazitäten nicht möglich gewesen. Die numerische Berechnung wurde daher an nur einem Brenner, also nicht an der gesamten Brennkammer mit 6 Brennern, durchgeführt. Für die Brennerausführung ohne Drallgitter und Staubleche war jedoch auf Grund der geringeren Elementanzahl des Netzes eine Gesamtkesselsimulation möglich. Die Brennkammer, die für die Einzelbrennersimulation modelliert wurde, ist in Abb. 5-3 dargestellt.



**Abb. 5-3: Brennkammer für die Einzelbrennersimulation**

Die Randbedingungen der Massenströme für die numerische Berechnung waren aus Messungen bekannt. Der Gesamtmassenstrom von Luft beträgt 19.87 kg/s. Die Werte für Primärluft und Sekundärluft wurden nicht gemessen, sondern über die Simulation bestimmt. Dabei wurde zuerst der Brenneraustrittsbereich mit Brennkammer berechnet (Abb. 5-1). Die Massenströme für Primärluft und Sekundärluft wurden dabei in erster Annäherung über das Flächenverhältnis der Strömungsquerschnitte ermittelt. Nach der Berechnung des Austrittsbereichs konnten für den Eintrittsbereich Gegendrücke  $p$  vorgegeben werden, wie in Abb. 5-4 dargestellt.



**Abb. 5-4: Aufteilung von Primärluft und Sekundärluft**

Durch Vorgabe des Gegendrucks stellten sich die entsprechenden Massenströme für Primärluft und Sekundärluft am Lufteintrittsbereich ein. Mit den neuen Werten für Primärluft und Sekundärluft konnte anschließend erneut der Brenneraustrittsbereich mit Brennkammer berechnet werden. Dieser Anpassungsprozess wurde dreimal durchgeführt. Der Primärluftmassenstrom änderte sich nach der ersten Anpassung um 15,8%, zwischen dem zweiten und dritten Anpassungsschritt betrug die Änderung des Primärluftmassenstroms nur noch 1,1%. Die sich nach der dritten Berechnung einstellenden Massenströme wurden daher für die weiteren Simulationen verwendet. In Tabelle 5-1 sind die Massenströme und Temperaturen der Verbrennungsluft und der Brennstoffe angegeben.

**Tabelle 5-1: Randbedingungen für die Einzelbrennersimulation**

	Primärluft	Sekundärluft	Gichtgas	Erdgas
Massenstrom in kg/s	17,05	2,82	12,710	0,385
Temperatur in K	463	463	463	303

Die Wände des Brenners wurden adiabat angenommen. Die Fläche der Brennkammerwand bei der Einzelbrennersimulation ist verhältnismäßig etwas größer als die Brennkammerfläche der tatsächlichen Brennkammer. Die Wärmestromdichte über die Brennkammerwand und die Brennkammerwandtemperatur wurden daher über die Energiebilanz der Brennkammer, mit Berücksichtigung der von der Brennkammerwand absorbierten Strahlungsenergie, berechnet. Diese Berechnung wurde mit der Software IPSEPro durchgeführt und es konnte eine Wandtemperatur von 700 K ermittelt werden. In Tabelle 5-2 sind die Zusammensetzungen der Brenngase und der Luft angegeben, die für die Simulation verwendet wurden.

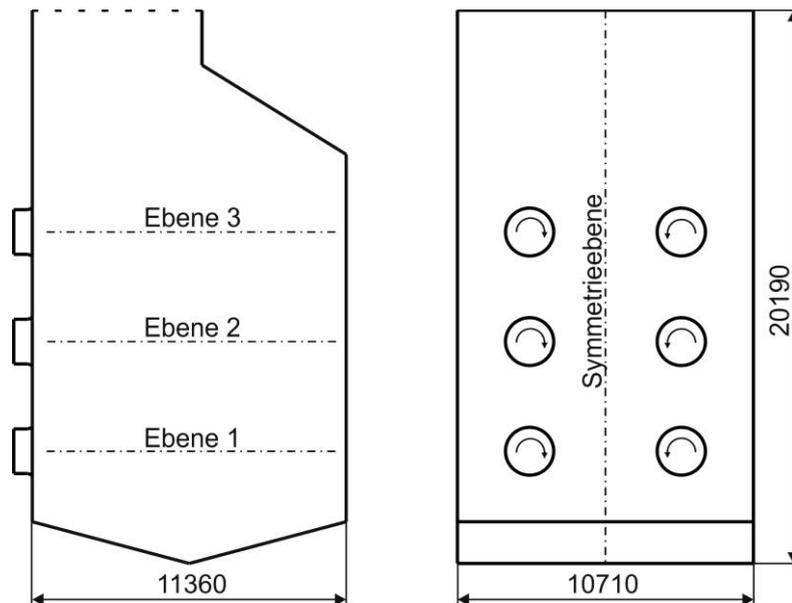
**Tabelle 5-2: Zusammensetzung von Gichtgas, Erdgas und Luft für die Einzelbrennersimulation**

Benennung	Gichtgas	Erdgas	Luft
	[Vol %]	[Vol %]	[Vol %]
Kohlendioxid CO <sub>2</sub>	20	0	0
Stickstoff N <sub>2</sub>	56	0	79
Sauerstoff O <sub>2</sub>	0	0	21
Wasserstoff H <sub>2</sub>	4	0	0
Kohlenmonoxid CO	20	0	0
Methan CH <sub>4</sub>	0	100	0

Für Erdgas wurde angenommen, dass es aus 100 % Methan besteht. Für Luft wurde zur Vereinfachung nur Stickstoff und Sauerstoff berücksichtigt.

### 5.3. Gesamtkesselsimulation

Für die Bauart des Brenners ohne Drallgitter und Staubleche am Brenneraustritt wurde eine Simulation der gesamten Brennkammer durchgeführt. Da die Brennkammer symmetrisch aufgebaut ist, wurden nur drei Brenner modelliert. Der Einfluss der anderen drei Brenner wird über die Symmetrieebene berücksichtigt und der Rechenaufwand konnte damit wesentlich reduziert werden. In Abb. 5-5 ist die Brennkammer mit den Positionen der Brenner gezeigt.



**Abb. 5-5: Brennkammer für die Gesamtkesselsimulation**

Die sechs Brenner sind auf drei Ebenen angeordnet, wobei in jeder Ebene ein Brenner mit Linksdrall und ein Brenner mit Rechtsdrall positioniert ist.

Für die Gesamtkesselsimulation wurden andere Randbedingungen verwendet als bei den zuvor beschriebenen Einzelbrennersimulationen. Dabei wurde als Brennstoff nur Gichtgas verwendet, die Zusammensetzung des Gichtgases war aus vergangenen Messungen bekannt. Mit den Werten, die als Randbedingungen verwendet wurden, werden weitere Messungen während dem Betrieb des Brenners durchgeführt und werden dann mit den Simulationsergebnissen verglichen.

Für die Brennebene 1 und Brennebene 2 sind die Massenströme für Luft und Gichtgas nahezu ident. Die Abweichung des Luftmassenstroms zwischen den zwei Ebenen ist  $15 \text{ Nm}^3/\text{h}$  und die des Gichtgases betrug  $3 \text{ Nm}^3/\text{h}$ . Für die numerische Berechnung wurden daher für die Ebene 2 die Werte der Ebene 1 verwendet. Die Werte für die Massenströme der Primär- und Sekundärluft wurden auf dieselbe Art bestimmt, wie es bei der Einzelbrennersimulation beschrieben wurde. In Tabelle 5-3 sind die Betriebsmassenströme von Luft und Gichtgas der drei Brennebenen angegeben.

**Tabelle 5-3: Luftmassenströme und Gichtgasmassenströme der Gesamtkesselsimulation**

	<b>Gesamtluft</b>	<b>Primärluft</b>	<b>Sekundärluft</b>	<b>Gichtgas</b>
	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]	[kg/s]
Brennerebene 1	21,45	17,99	3,46	19,71
Brennerebene 2	21,45	17,99	3,46	19,71
Brennerebene 3	16,19	13,59	2,60	14,39

Tabelle 5-4 zeigt die Absolutdrücke und die Temperaturen von Luft und Gichtgas am Brenneintritt. Die Temperaturen wurden als Randbedingung bei der Simulation vorgegeben. Die Drücke waren notwendig, um die oben angegebenen Betriebsmassenströme aus den Normvolumenströmen zu ermitteln.

**Tabelle 5-4: Drücke und Temperaturen von Luft und Gichtgas am Brenneintritt**

	<b>Druck</b>	<b>Temperatur</b>
	[Pa]	[K]
Luft	110225	452
Gichtgas	108065	493

Die Wandtemperatur der Brennkammer konnte aus dem Trommeldruck (158 bar) des Dampferzeugers ermittelt werden. Die Verdampfungstemperatur ist bei dem angegebenen Druck 620 K. Für den Wärmeübergang wurde eine Temperaturdifferenz von  $\Delta T = 50$  K angenommen, sodass eine Brennkammerwandtemperatur von 670 K für die Simulation verwendet wurde. Der Überdruck in der Brennkammer gegenüber atmosphärischen Bedingungen beträgt 5400 Pa.

**Tabelle 5-5: Zusammensetzung von Gichtgas und Luft für die Gesamtkesselsimulation**

<b>Benennung</b>	<b>Gichtgas</b>	<b>Luft</b>
	[Vol %]	[Vol %]
Kohlendioxid CO <sub>2</sub>	18,45	0
Stickstoff N <sub>2</sub>	49,025	79
Sauerstoff O <sub>2</sub>	0	21
Wasserstoff H <sub>2</sub>	8,85	0
Kohlenmonoxid CO	22,325	0
Methan CH <sub>4</sub>	1,35	0

Für die Zusammensetzung des Gichtgases und der Luft bei der Gesamtkesselsimulation wurden die in Tabelle 5-5 angegebenen Werte verwendet.

## 6. Ergebnisse der numerischen Berechnung

Für die durchgeführten numerischen Berechnungen werden in diesem Abschnitt die Ergebnisse aus den Simulationen mit ANSYS Fluent 12.1.2 gezeigt. Die Ergebnisse der Strömungsberechnungen und die Ergebnisse der entstehenden Flammenformen werden für die Einzelbrennersimulationen und die Gesamtkesselberechnung dargestellt.

### 6.1. Ergebnisse der Einzelbrennersimulation

Wie bereits angeführt, wurde bei den Einzelbrennersimulationen die Ausführung des Brenners mit Drallgitter und Staubleche mit dem Brenner ohne Drallgitter und Staubleche verglichen. Die Strömungsberechnung des Brennereintrittsbereichs (Abb. 5-1) wurde nur einmal durchgeführt, da sich die Strömungsprofile in diesem Bereich für die zwei Brennerbauformen kaum unterscheiden. Im Folgenden werden die Ergebnisse für den Brennereintrittsbereich dargestellt.

#### 6.1.1. Ergebnisse des Brennereintrittsbereichs

Abb. 6-1 zeigt das Geschwindigkeitsprofil des Erdgasbereichs am Brennereintritt. Die dargestellten Ebenen zeigen den Übergangsbereich vom Erdgaseinlasskanal zu den Erdgaslanzen. Es ist ersichtlich, dass die Geschwindigkeiten in den Erdgaslanzen auf Grund des kleineren Strömungsquerschnitts wesentlich höher sind als in den restlichen Bereichen.

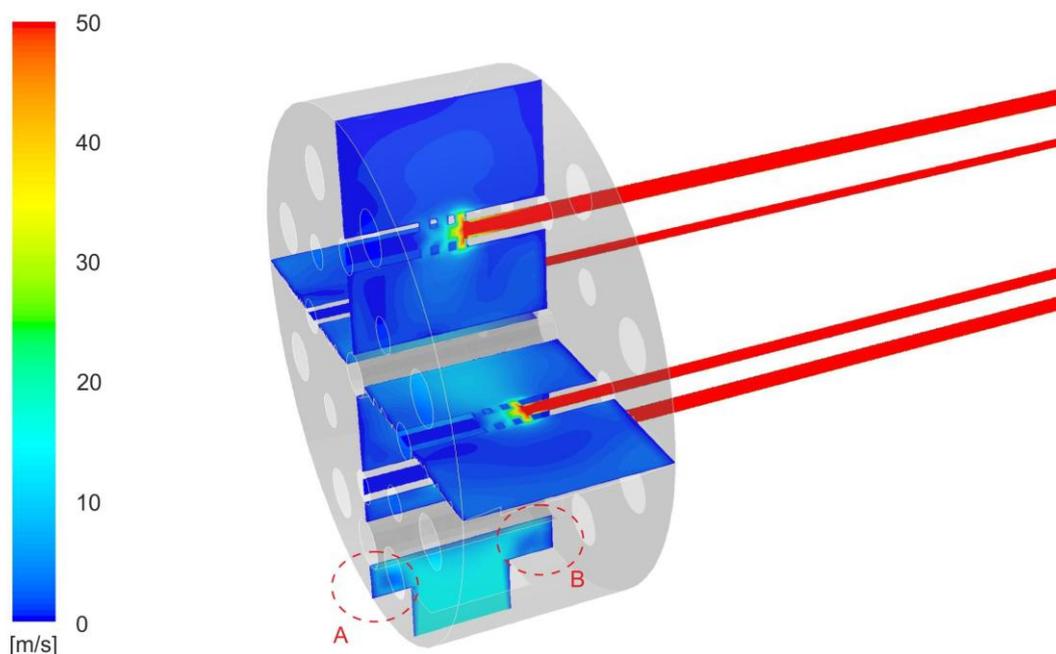
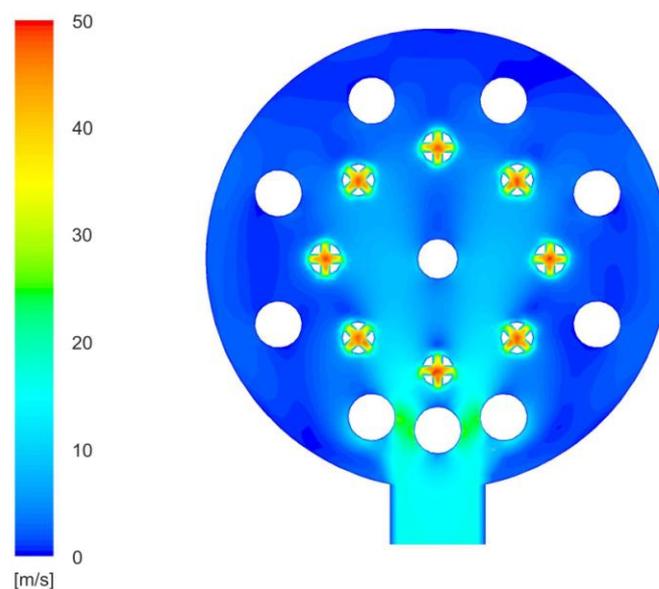


Abb. 6-1: Ergebnisse des Erdgasbereichs

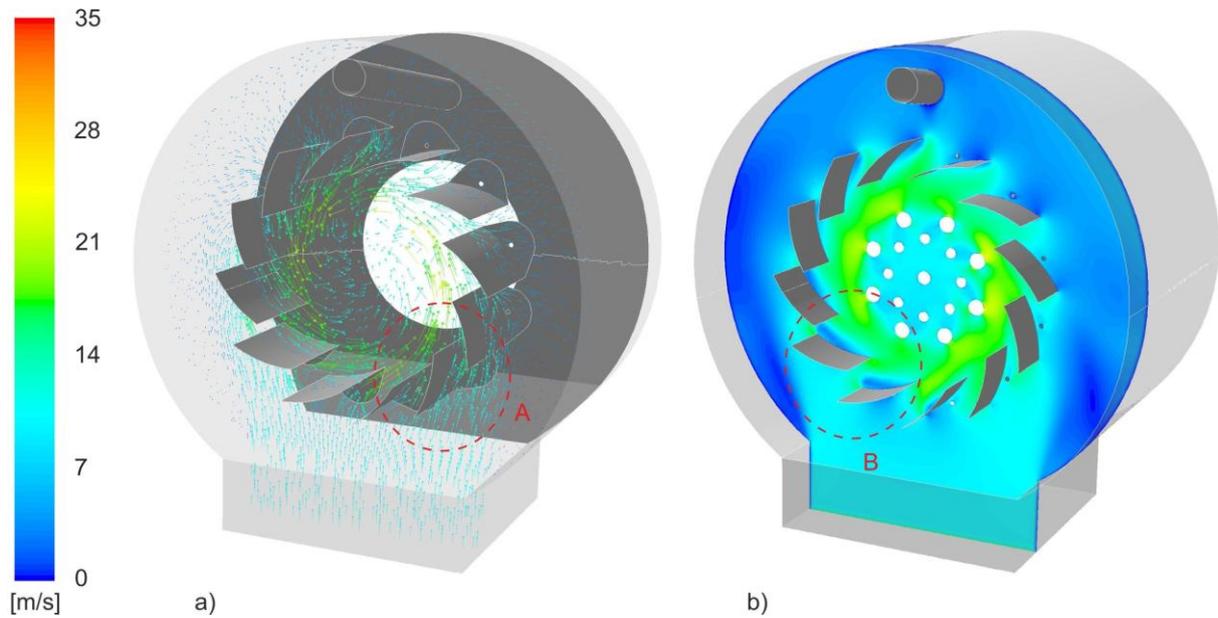
In dem in Abb. 6-1 gekennzeichneten Bereich „A“ und Bereich „B“ kommt es auf Grund der Erweiterung des Strömungskanals zu Strömungsablösungen mit der Ausbildung von Wirbeln.

In Abb. 6-2 ist ein Querschnitt am Erdgaseintritt dargestellt. Wie man erkennen kann, sind die Strömungsgeschwindigkeiten an den Übergängen zu den einzelnen Lanzen in etwa gleich groß, sodass auch der Massenstrom in den Erdgaslanzen in etwa die gleiche Größe hat. In den vom Eintritt weiter entfernten Erdgaslanzen ist eine ähnliche Geschwindigkeitsverteilung erkennbar, wie in den Erdgaslanzen, die nahe am Eintritt positioniert sind. Das Erdgas wird daher sehr gleichmäßig auf die einzelnen Erdgaslanzen verteilt.



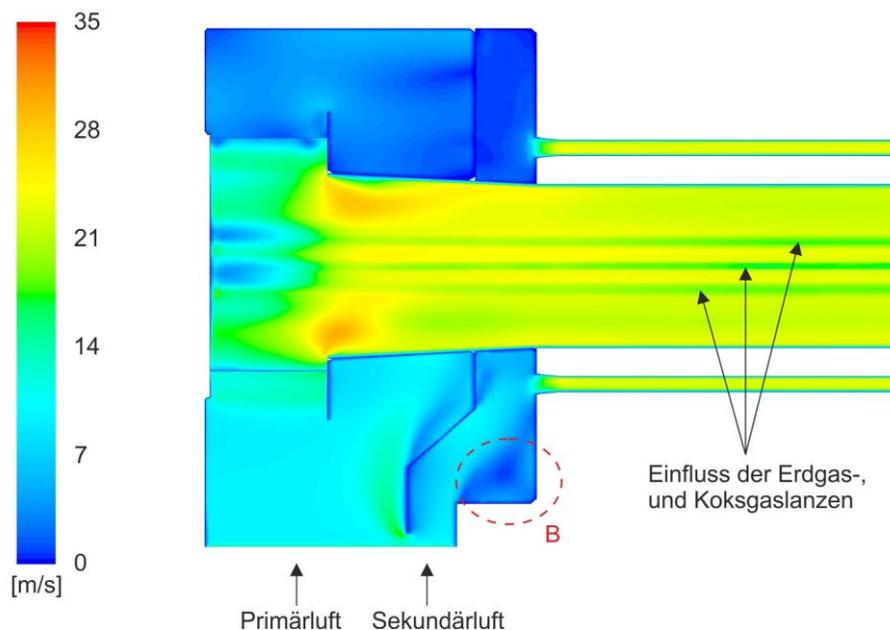
**Abb. 6-2: Ergebnisse des Erdgaseintrittsbereichs**

Die nächste Grafik (Abb. 6-3) zeigt den Eintrittsbereich der Primärluft mit den Klappen des Luftregisters, dessen Einfluss deutlich durch die Verdrallung der Primärluft erkennbar ist. Beim Durchströmen der Klappen wird die Strömung wegen des abnehmenden Strömungsquerschnitts beschleunigt. Die Geschwindigkeitsvektoren in Abb. 6-3 a) zeigen, dass die Strömung durch die Schaufeln in dem mit „A“ gekennzeichneten Bereich kaum umgelenkt wird, da die Strömungsrichtung und der Winkel der Schaufel nahezu gleich sind. Ausgehend von der Position „A“ nimmt über den Umfang die Umlenkung der Strömung durch die Klappen des Drallgitters zu. Im Bereich „B“ liegen die Klappen quer zur Hauptströmungsrichtung, dadurch bildet sich hinter den Schaufeln ein Totgebiet aus und der Massendurchsatz durch das Luftregister ist in diesem Bereich geringer.



**Abb. 6-3: Primärlufteinlass: a) Geschwindigkeitsvektoren, b) Geschwindigkeitsprofil**

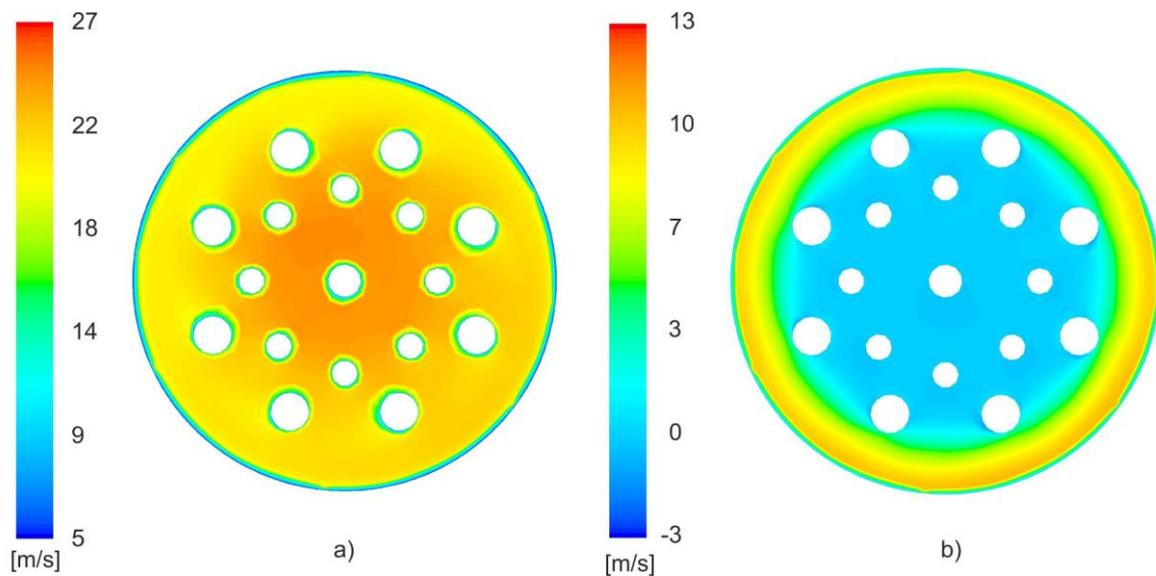
Abb. 6-4 zeigt das Geschwindigkeitsprofil in einem Längsschnitt des Luftbereichs. Wie bereits beschrieben, teilt sich der Gesamtluftmassenstrom am Eintritt entsprechend der unterschiedlichen Gegendrücke in einen Primär- und Sekundärluftmassenstrom auf. Die Primärluft strömt über das Luftregister in den Primärluftkanal, worauf sich das Strömungsprofil vergleichmäßigt. In der Nähe der im Primärluftkanal angeordneten Erdgas- und Koksgaslanzen sind die Geschwindigkeiten auf Grund der Haftbedingung der Strömung an den Lanzen geringer. Die Sekundärluft wird auf die einzelnen Stufenluftrohre aufgeteilt, wobei der Massenstrom in den einzelnen Stufenluftrohren in etwa gleich groß ist.



**Abb. 6-4: Ergebnisse des Luftbereichs**

Im Bereich „B“ der Abb. 6-4 kann die Strömung dem Geometrieverlauf nicht folgen, wodurch es in diesem Bereich zur Strömungsablösung und zur Bildung von Wirbeln kommt.

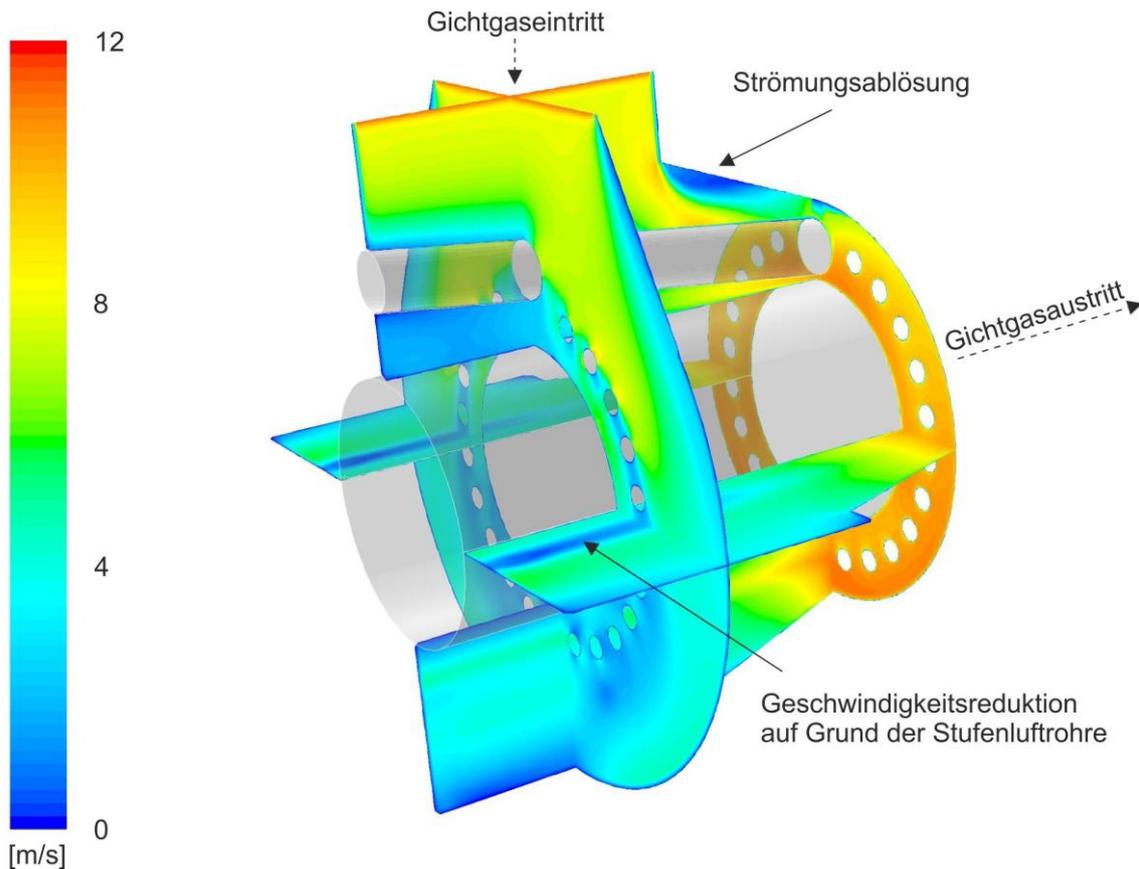
In Abb. 6-5 a) ist das axiale Geschwindigkeitsprofil am Austritt des Primärluftbereichs dargestellt. Die axialen Geschwindigkeiten nehmen mit ansteigendem radialem Abstand ab und sind auch in der Nähe der Erdgas- und Koksgaslanzen geringer. Die tangentialen Geschwindigkeiten in Abb. 6-5 b) haben in den äußeren radialen Bereichen die größten Werte. In diesem Bereich sind keine Gaslanzen vorhanden, die störend auf die Tangentialströmung einwirken.



**Abb. 6-5: Primärluftaustritt: a) Axiale Geschwindigkeit, b) Tangentiale Geschwindigkeit**

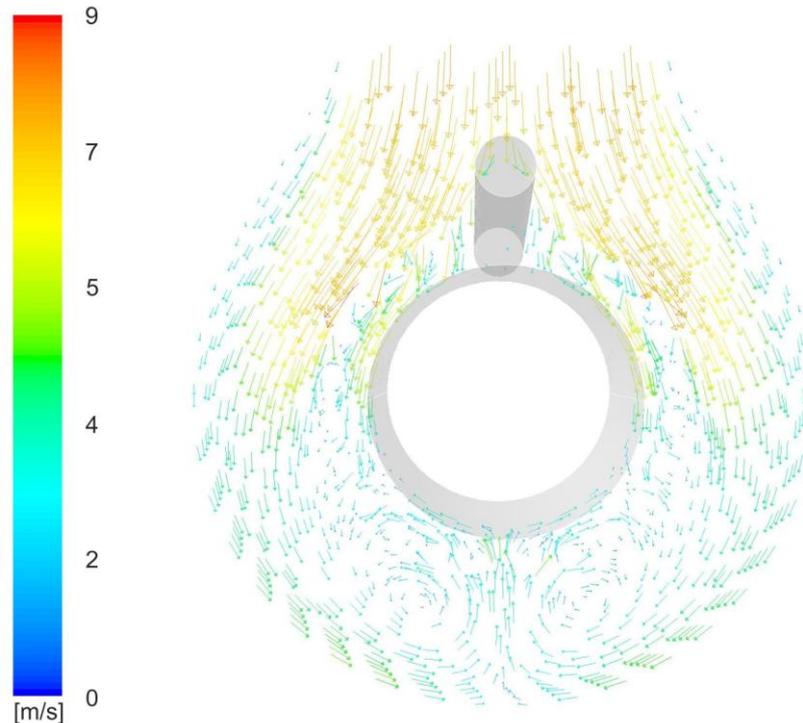
Am Geschwindigkeitsmaßstab des tangentialen Strömungsprofils in Abb. 6-5 b) ist ersichtlich, dass auch negative Strömungsgeschwindigkeiten auftreten. Die Richtungsumkehrung der tangentialen Geschwindigkeiten tritt aber nur in einigen lokalen Bereichen an den Gaslanzen auf.

Die Ergebnisse der Strömungsberechnung des Gichtgasbereichs zeigt Abb. 6-6. Im gekennzeichneten Gebiet, in der Nähe des Gichtgaseintritts, kommt es zu Strömungsablösungen und der Bildung von Rückströmzonen. Im Gichtgasbereich liegen die Stufenluftrohre, in deren Nähe die Geschwindigkeiten auf Grund der Haftbedingungen an den Rohren geringer sind. Am Eintrittsbereich ist die Strömungsgeschwindigkeit des Gichtgases etwas höher, sie verringert sich aber mit Erweiterung des Strömungskanals (Vergrößerung des Strömungsquerschnitts).



**Abb. 6-6: Geschwindigkeitsprofile des Gichtgasbereichs**

Das Gichtgas tritt in den Brenner ein und umströmt den Primärluftkanal. Auf der gegenüberliegenden Seite des Primärluftkanals treffen die zwei Strömungsbereiche wieder aufeinander, sodass ein Staupunkt entsteht und sich Wirbel ausbilden, wie in Abb. 6-7 ersichtlich ist.



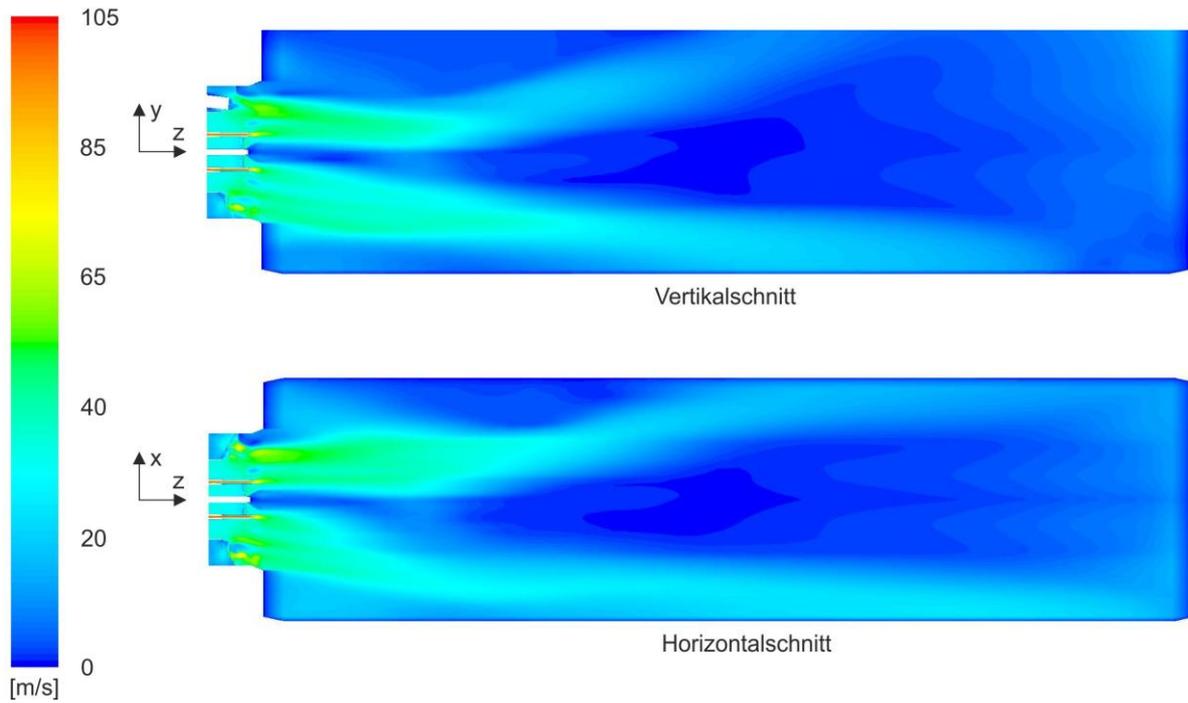
**Abb. 6-7: Strömung des Gichtgases um den Primärluftkanal**

Da Gichtgas auf die gegenüberliegende Seite des Eintritts strömt, ist auch im Austrittsbereich das Geschwindigkeitsprofil nicht exakt gleichmäßig. Der Strömungsverlauf wird auch durch den Pilotbrenner und die Stufenluftrohre beeinflusst.

### 6.1.2. Ergebnisse des Brenneraustrittsbereichs und der Brennkammer

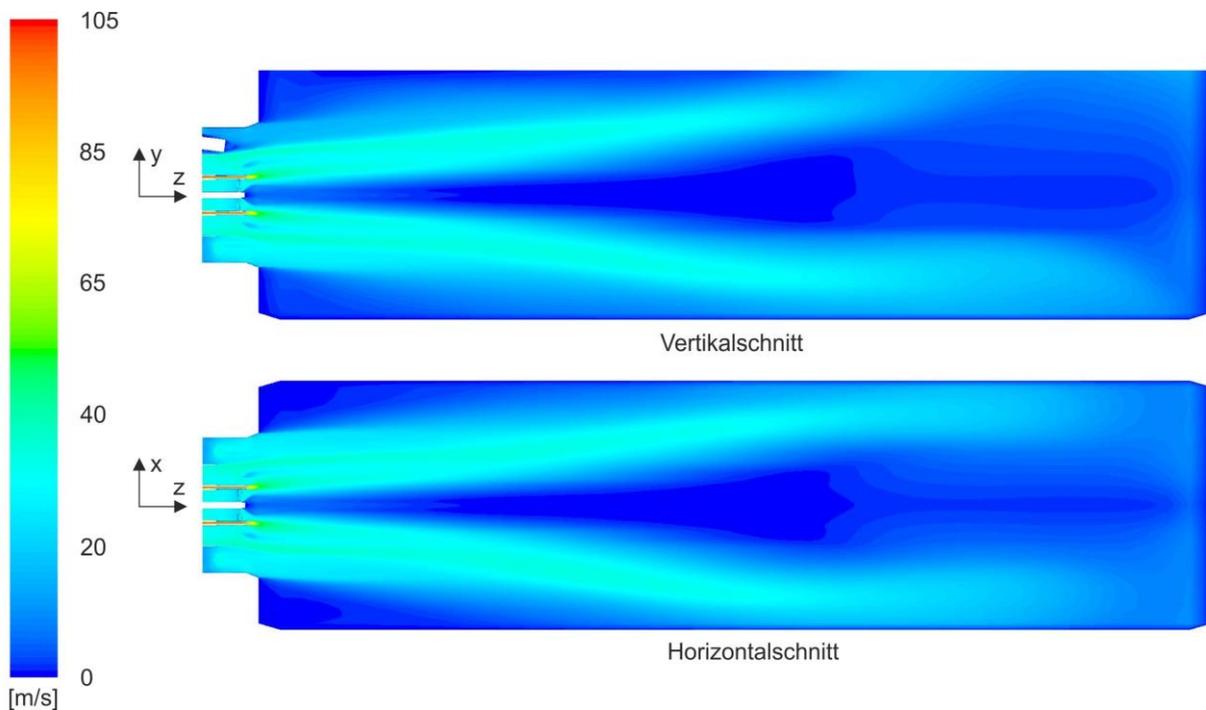
Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse des Brenneraustrittsbereichs mit der Brennkammer gezeigt. Die Strömungs- und Temperaturprofile der Ausführung des Brenners mit Drallgitter und Staubleche werden mit den Ergebnissen des Brenners ohne Drallgitter und Staubleche verglichen.

Wie bereits erwähnt, ist es bei der Ausführung mit Drallgitter und Staubleche während des Betriebes zu Verbrennungsinstabilitäten gekommen, worauf die Drallgitter und Staubleche am Brenneraustritt entfernt wurden. Abb. 6-8 zeigt das Geschwindigkeitsprofil am Brenneraustritt und in der Brennkammer. Wie im Vertikalschnitt erkennbar ist, wird die Strömung in Richtung der negativen y-Achse abgedrängt. Der Horizontalschnitt zeigt einen Strömungsverlauf in Richtung der negativen x-Achse. Im Vergleich zum Strömungsprofil des Brenners ohne Drallgitter/Staubleche (siehe Abb. 6-9) kann ein um die Brennerachse nahezu symmetrisches Strömungsprofil erkannt werden.



**Abb. 6-8: Geschwindigkeitsprofil für den Brenner mit Drallgitter/Staubleche**

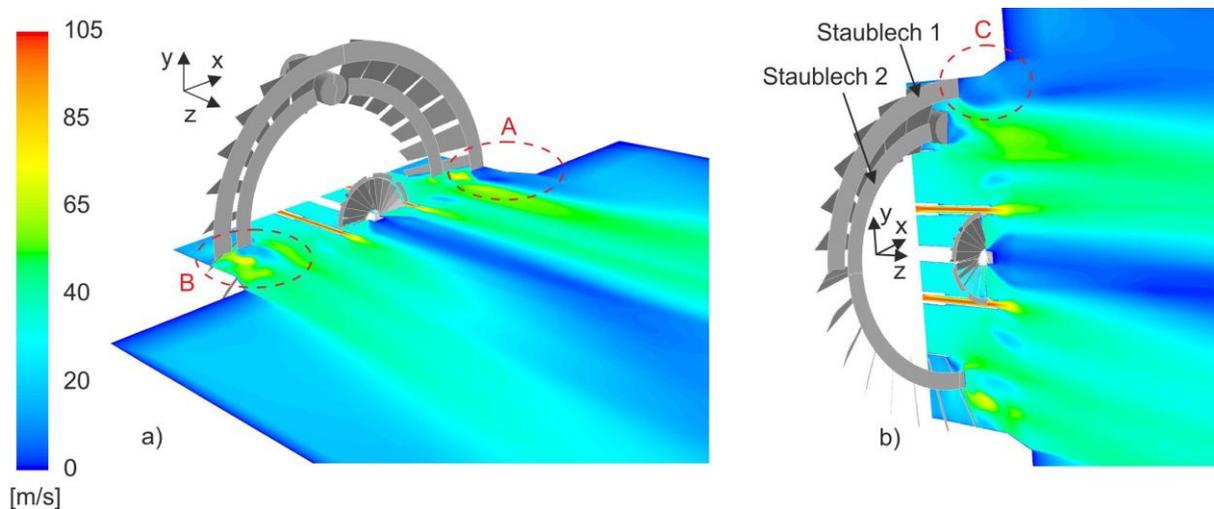
Um die Ursachen für die Verschiebung der Strömung zu bestimmen, wurde der Bereich der Drallgitter und Staubleche näher betrachtet (siehe Abb. 6-10).



**Abb. 6-9: Geschwindigkeitsprofil für den Brenner ohne Drallgitter/Staubleche**

Abb. 6-10 zeigt das Geschwindigkeitsprofil im Bereich der Drallgitter und Staubleche am Brenneraustritt. Die Strömung wird durch die Staubleche deutlich abgedrängt, was z.B. in Abb. 6-10 a) in dem mit „A“ gekennzeichneten Bereich ersichtlich ist. Die Beeinflussung der Strömung durch das Staublech ist auf Grund der unterschiedlichen Strömungsrichtungen, die durch das Drallgitter vorgegeben werden, über den Umfang nicht gleichmäßig. Die Asymmetrie des Strömungsprofils ist auch aus dem Vergleich zwischen dem Bereich „A“ und dem Bereich „B“ in Abb. 6-10 a) erkennbar.

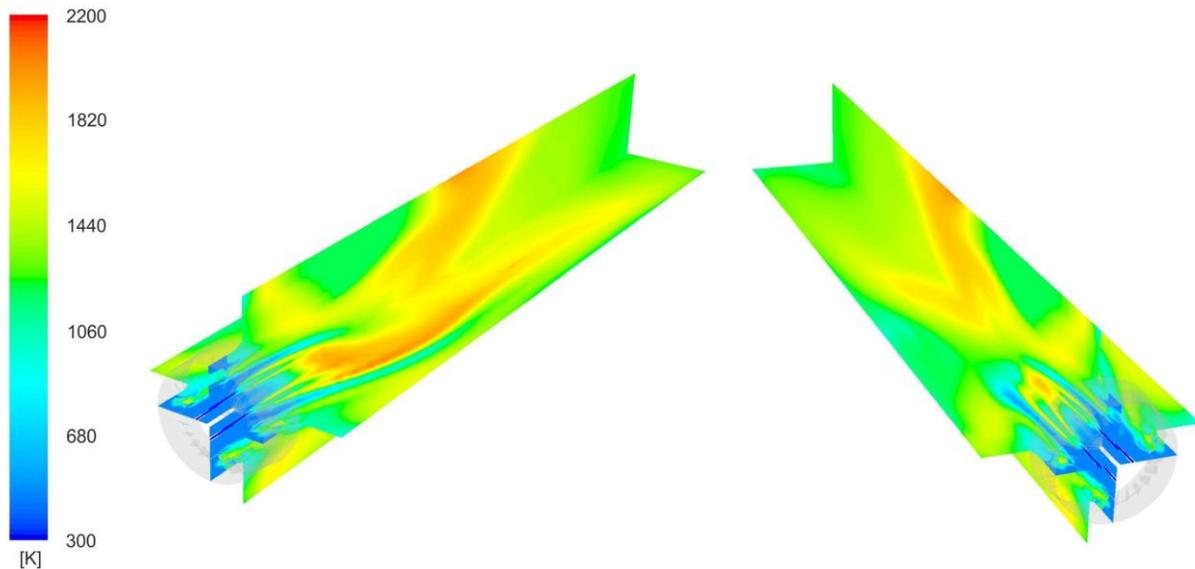
Das Staublech 1 in Abb. 6-10 b) ist im Gegensatz zum Staublech 2 nicht um den gesamten Umfang angeordnet, sondern bildet nur einen Halbkreis, was ein weiterer Grund für das asymmetrische Strömungsprofil ist. Im Bereich „C“ ist noch einmal dargestellt, wie das einströmende Gichtgas/Luftgemisch das Staublech umströmen muss und dabei in die negative y-Richtung abgedrängt wird.



**Abb. 6-10: Strömung im Bereich der Drallgitter und Staubleche**

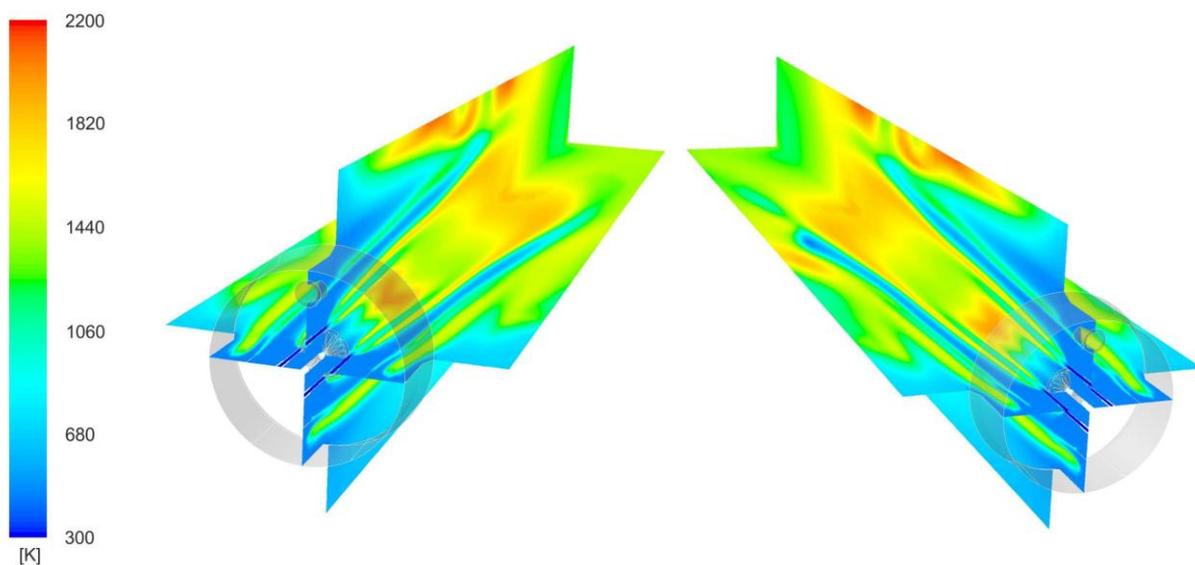
Weiters ist aus Abb. 6-10 erkennbar, dass durch das im Zentrum angeordnete Drallgitter die Strömungsgeschwindigkeit reduziert wird und dadurch Rezirkulationszonen im Kernbereich gebildet werden.

Die Beeinträchtigung der Strömung durch das Drallgitter und die Staubleche wirkt sich auch auf die entstehende Flammenform aus. Das Ergebnis der numerischen Berechnung für den Brenner mit Drallgitter und Staubleche am Brenneraustritt ist in Abb. 6-11 gezeigt. Wie man sieht, liegt die Flammenposition dabei außerhalb der Brennerachse. Abb. 6-12 zeigt dazu als Vergleich die Flammenform für den Brenner ohne Drallgitter und Staubleche, wobei eine symmetrische Flammenform erkennbar ist. Ohne Drallgitter sind die axialen Geschwindigkeiten in der Brennkammer größer, sodass auch die Flamme etwas länger ist.



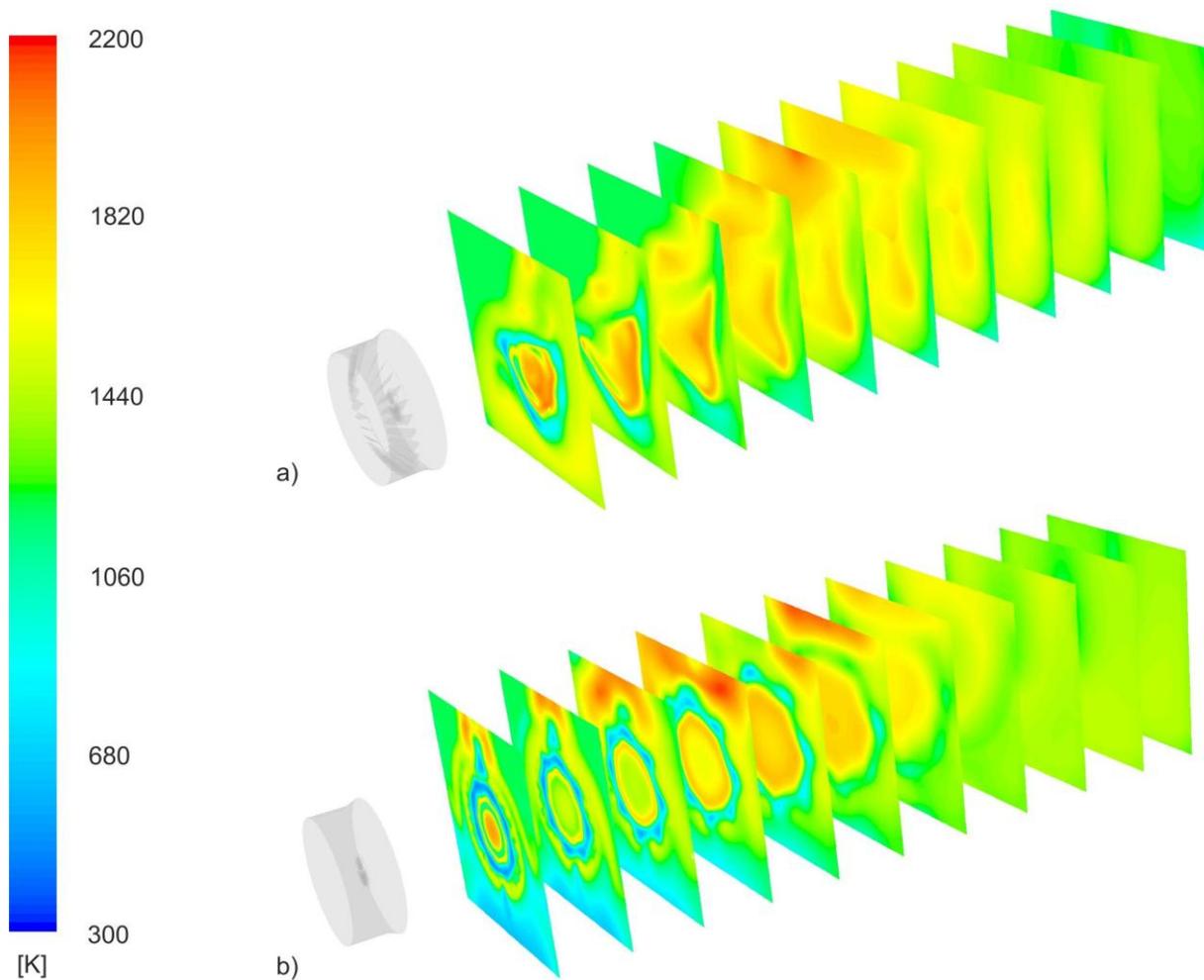
**Abb. 6-11: Flammenform des Brenners mit Drallgitter und Staubleche**

In der Vertikalebene der Abb. 6-12 sind im oberen Bereich, am Brennkammeraustritt, weitere Heißgasbereiche zu erkennen. Als Randbedingung für den Brennkammeraustritt wurde für das in die Brennkammer rückströmende Gemisch als vereinfachende Annahme eine Mixture Fraction von  $f=0$  angegeben. Das bedeutet, dass rückströmende Gase die Zusammensetzung von Luft haben würden. Durch diese Annahme entstehen zündfähige Gemische, wodurch die Heißgasbereiche erklärt werden können. Tatsächlich werden jedoch Rauchgase in die Brennkammer rückströmen, wodurch kein zündfähiges Gemisch entstehen wird und die Heißgasbereiche nicht auftreten werden.



**Abb. 6-12: Flammenform des Brenners ohne Drallgitter und Staubleche**

Abb. 6-13 zeigt das Temperaturprofil in mehrere Schnittebenen durch die Brennkammer für die zwei unterschiedlichen Ausführungsformen des Brenners.



**Abb. 6-13: Flammenposition: a) Brenner mit Drallgitter, b) Brenner ohne Drallgitter**

Die Verschiebung der Flamme aus der Mittelebene der Brennkammer kann ein Grund für die aufgetretenen Verbrennungsinstabilitäten sein. Wenn die Flamme auf der Brennkammerwand aufschlägt, kann es wie in Kapitel 1.7.2 beschrieben zur Flammenlöschung kommen. Es entstehen dadurch erhöht CO-Emissionen und Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen.

## 6.2. Ergebnisse der Gesamtkesselsimulation

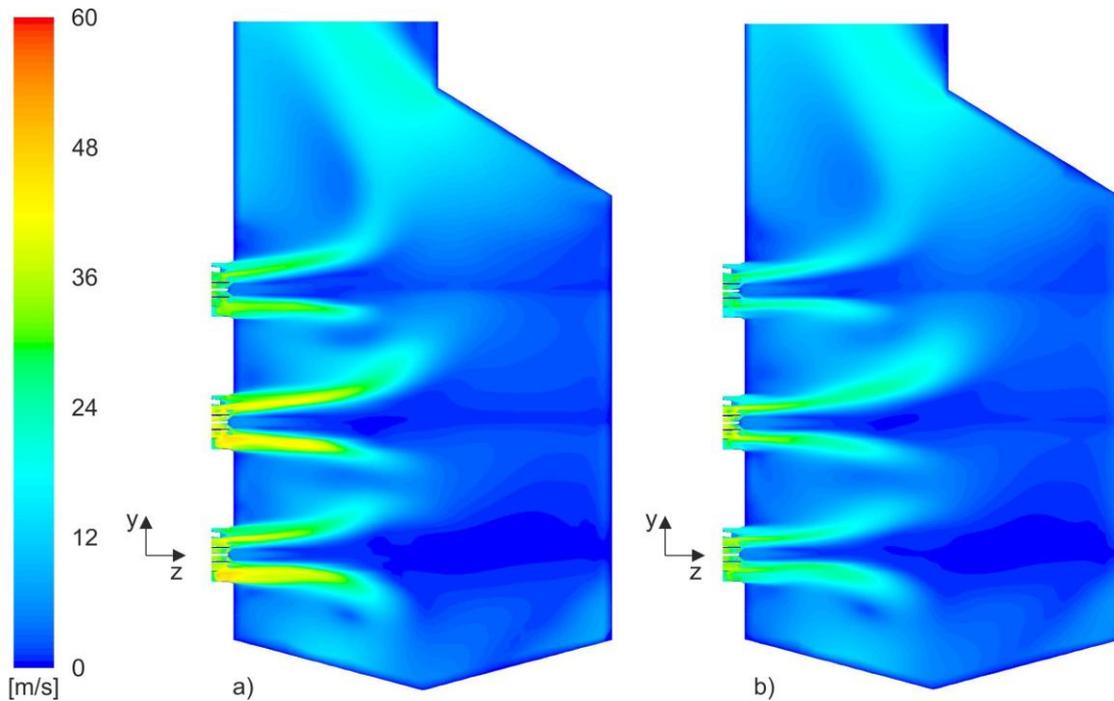
Für den im Betrieb stehenden Brenner ohne Drallgitter und Staubleche am Austritt wurde die Simulation für die tatsächliche Brennkammer, unter Ausnützung der Symmetrie, durchgeführt. Es werden nun die Ergebnisse der Berechnung mit dem nicht-vormischenden Verbrennungsmodell und dem Eddy Dissipation Concept Modell gezeigt und gegenübergestellt, um die Unterschiede in den Ergebnissen der zwei Modelle aufzuzeigen.

Auf das Eddy Dissipation Concept Modell wurde in Kapitel 4.4.3 näher eingegangen. Es ist im Vergleich zum nicht-vormischenden Verbrennungsmodell für die Bestimmung der CO-Konzentrationen besser geeignet. Als Reaktionsmechanismus wurde der 4-Schritt Mechanismus nach Jones und Lindstedt verwendet, der in Kapitel 4.5.1 beschrieben wurde. Für die Aktivierungsenergien werden in der Literatur verschiedene Werte angegeben, wobei die Einheiten entweder in cal/mol (Andersen et al. 2009, Frassoldati et al. 2009) oder in cal/kmol (Poinsot, Veynant 2001) angegeben sind. Dadurch sind die Werte der Aktivierungsenergien in der Literatur um die Größenordnung  $10^3$  unterschiedlich. In dieser Arbeit wurde die Berechnung des EDC Modells mit den Aktivierungsenergien aus (Frassoldati et al. 2009) durchgeführt, diese sind für die Reaktionsgleichungen ( 4-20 ) bis ( 4-23 ) in Tabelle 6-1 angegeben.

**Tabelle 6-1: Aktivierungsenergien (Frassoldati et al. 2009)**

Gleichung	Reaktion	Aktivierungsenergien
		[cal/mol]
Gl. ( 4-20 )	I	30000
Gl. ( 4-21 )	II	30000
Gl. ( 4-22 )	III	40000
Gl. ( 4-23 )	IV	20000
Gl. ( 4-22 )	III*	40000

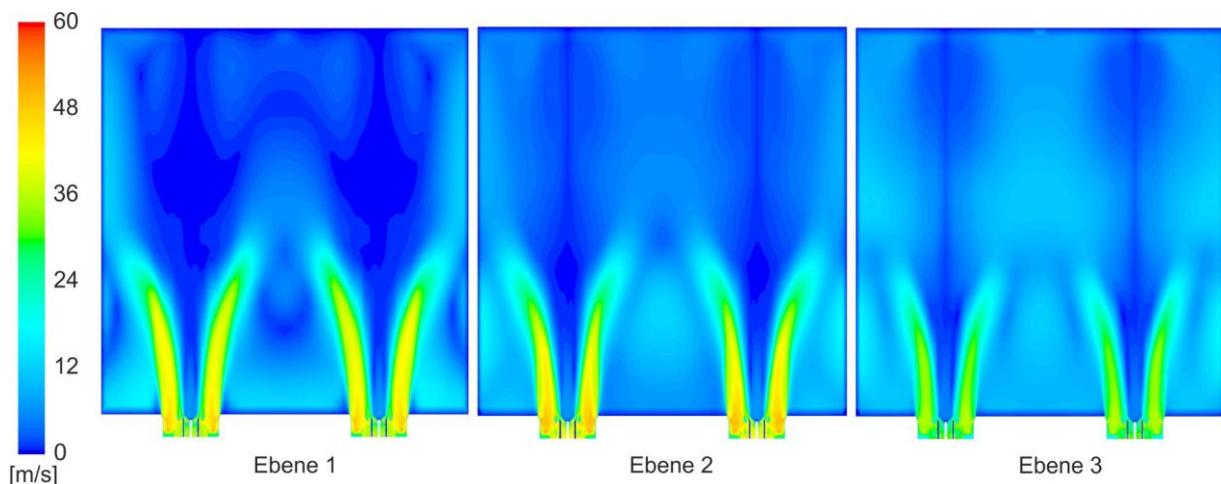
Abb. 6-14 zeigt den Vergleich der Geschwindigkeitsprofile in einem Vertikalschnitt durch die Brennkammer. Im Gegensatz zur Einzelbrennersimulation beeinflussen sich die Strömungen der einzelnen Brenner hier gegenseitig, sodass die Strömungsprofile in der Brennebene 1 und der Brennebene 2 unterschiedlich sind, obwohl die gleichen Randbedingungen verwendet wurden. Beim Brenner der Ebene 3 wurden geringere Massenströme für Gichtgas und Luft verwendet, was im Vergleich zum Brenner 1 und Brenner 2 auch in den geringeren Strömungsgeschwindigkeiten erkennbar ist. Aus dem Vergleich der Berechnung des nicht-vormischenden Verbrennungsmodells und dem EDC Modell ist erkennbar, dass die Strömungsprofile sehr ähnlich sind. Die Geschwindigkeiten im Bereich des Brenneraustritts sind bei der Berechnung mit dem EDC Modell aber etwas geringer.



**Abb. 6-14: Geschwindigkeitsprofile: a) Nicht-vormischendes Modell, b) EDC Modell**

Die Geschwindigkeiten im Kernbereich der Strömung der einzelnen Brenner sind auf Grund des im Primärluftbereich angeordneten Drallgitters kleiner. Es werden Rezirkulationszonen gebildet, wodurch die Strömungsgeschwindigkeiten sinken. Wie später noch gezeigt wird, kann die Ausbildung von Rezirkulationszonen zur Stabilisierung der Flamme hier nicht genutzt werden, da bei den gegebenen Bedingungen keine Heißgase rückgeführt werden.

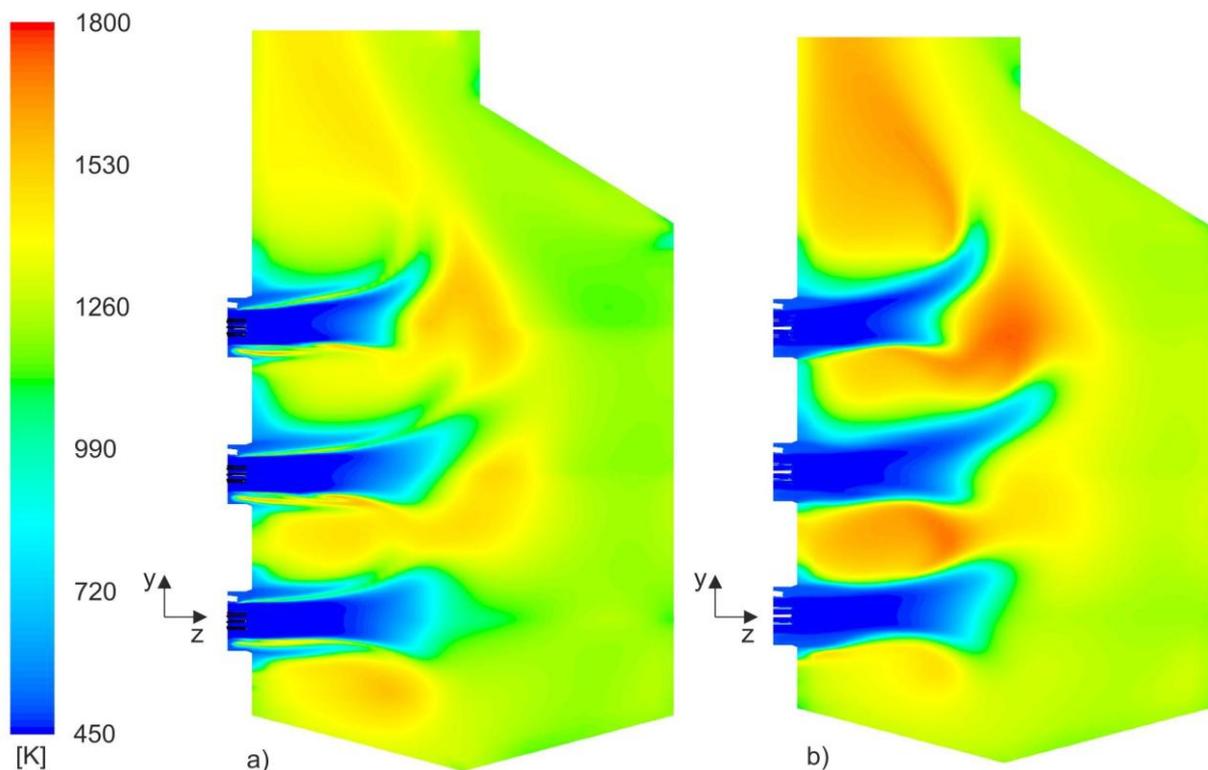
Abb. 6-15 stellt die Geschwindigkeitsprofile in den drei Brennebenen aus der Berechnung mit dem nicht-vormischenden Verbrennungsmodell dar. Die jeweils rechts in den Ebenen dargestellten Brenner wurden modelliert, der Einfluss des linken Brenners wurde durch Vorgabe der Symmetrie als Randbedingung bei der Simulation berücksichtigt.



**Abb. 6-15: Geschwindigkeitsprofile in den drei Brennebenen**

Aus Abb. 6-15 ist ersichtlich, dass die Geschwindigkeiten in der Brennkammer von der Ebene 1 hin zur Ebene 3 ansteigen. Der Grund dafür ist, dass der Massenstrom in der Brennkammer, der durch die Brenner eingebracht wird, über die Brennkammerhöhe ansteigt. Da der Brennkammerquerschnitt zwischen der Ebene 1 und der Ebene 3 konstant ist, nimmt auch die Strömungsgeschwindigkeit zu.

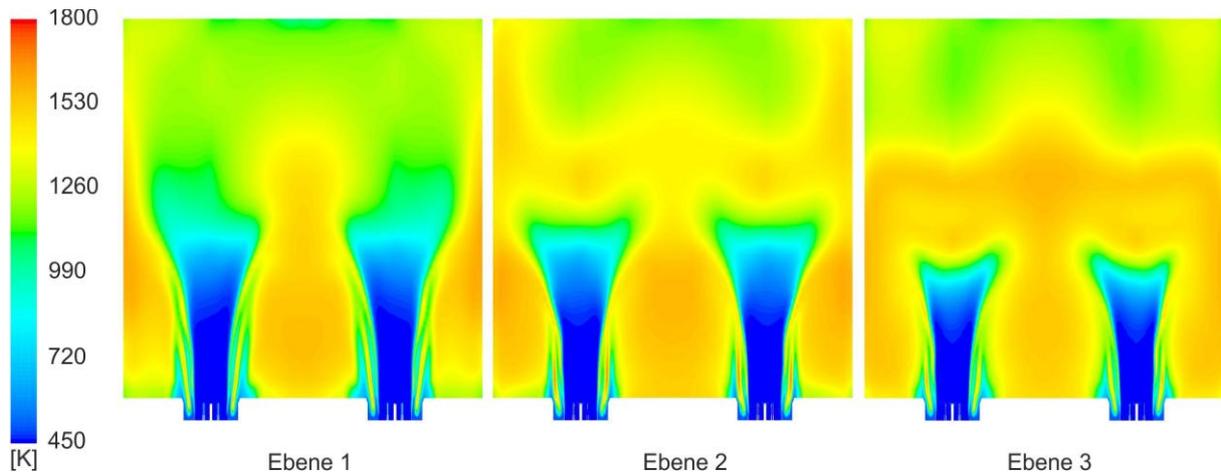
Das Temperaturprofil in der Brennkammer ist in Abb. 6-16 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Reaktion außerhalb der Kernströmung stattfindet bzw. erst mit großem Abstand von der Brennermündung. In der Kernströmung, im Bereich der Primärluft, sind die Temperaturen geringer als die für die Zündung von Gichtgas notwendige Temperatur von etwa 900 K. Bei der Gesamtkesselsimulation wurde kein Erdgas berücksichtigt, sodass im Kernbereich kein zündfähiges Gemisch entstehen und auch keine Verbrennungsreaktion stattfinden kann. Erst im Bereich, wo Gichtgas und Luft ein zündfähiges Gemisch bilden, kann eine Reaktion stattfinden, wie z.B. im Bereich der Heißgasstrahlen am Brenneraustritt. Werden die Ergebnisse des nicht-vormischenden Verbrennungsmodells und des EDC Modells verglichen, so kann erkannt werden, dass bei der Berechnung mit dem EDC Modell die Temperaturen in Bereichen zwischen den Brennern, aber auch am Brenneraustritt höher sind.



**Abb. 6-16: Temperaturprofile: a) Nicht-vormischendes Modell, b) EDC Modell**

Abb. 6-17 zeigt die Ergebnisse der Temperaturverteilung in den drei Brennebenen, berechnet mit dem nicht-vormischenden Verbrennungsmodell. Auch hier ist ersichtlich, dass die Verbrennungsreaktionen außerhalb der Kernströmung und in den Bereichen zwischen

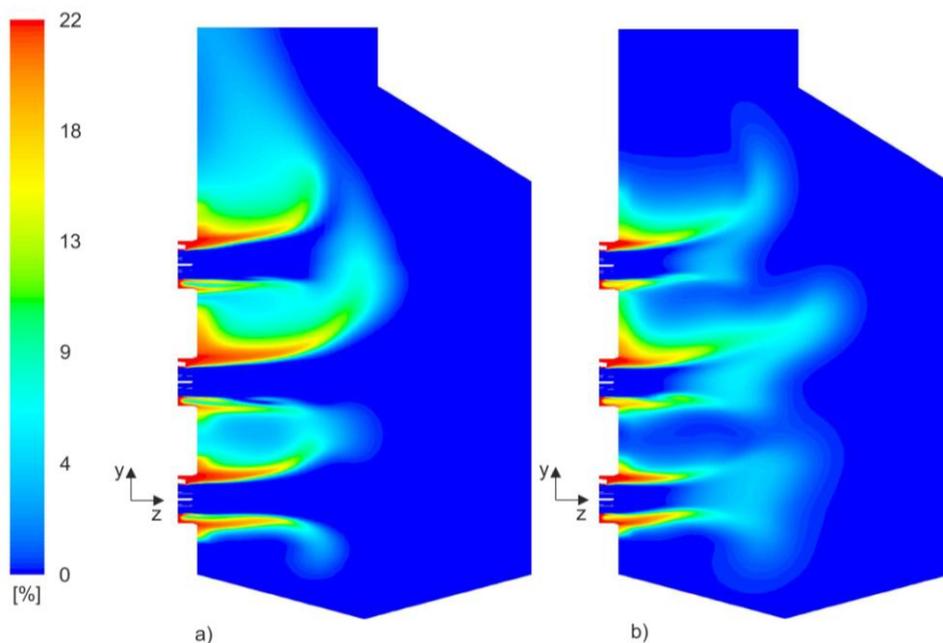
den Brennern stattfinden. Am Brenneraustritt sind Heißgasstrahlen erkennbar, die sich im Bereich eines zündfähigen Gichtgas-Luftgemisches ausbilden.



**Abb. 6-17: Temperaturprofile in den drei Brennebenen**

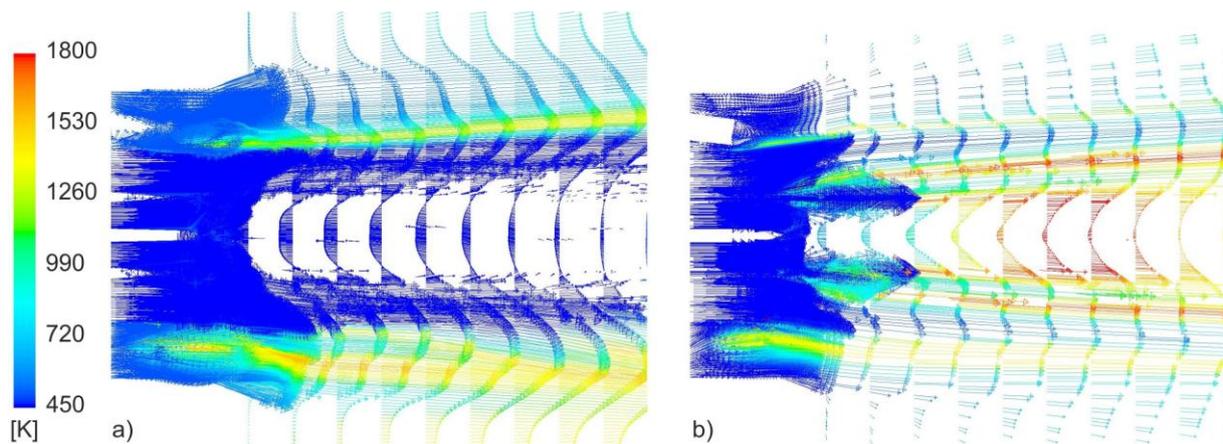
Abb. 6-17 zeigt, dass sich der Heißgasbereich in der Brennkammer hin zur Ebene 3 auf Grund des Wärmeeintrags der Brenner der Ebene 1 und der Ebene 2 vergrößert.

Abb. 6-18 zeigt den Vergleich der CO-Konzentrationen der Berechnungen mit dem nicht-vormischenden Verbrennungsmodell und dem Eddy Dissipation Concept Modell. Die CO-Konzentrationen sind bei der Berechnung mit dem EDC Modell geringer als bei der Berechnung mit dem nicht-vormischenden Verbrennungsmodell, wie zum Beispiel im Bereich des Brennkammeraustritts erkennbar ist. Die Temperaturen sind beim EDC Modell etwas höher (siehe Abb. 6-16), wodurch erklärt werden kann, dass der CO-Abbrand schneller ablaufen kann und somit die CO-Konzentrationen geringer sind.



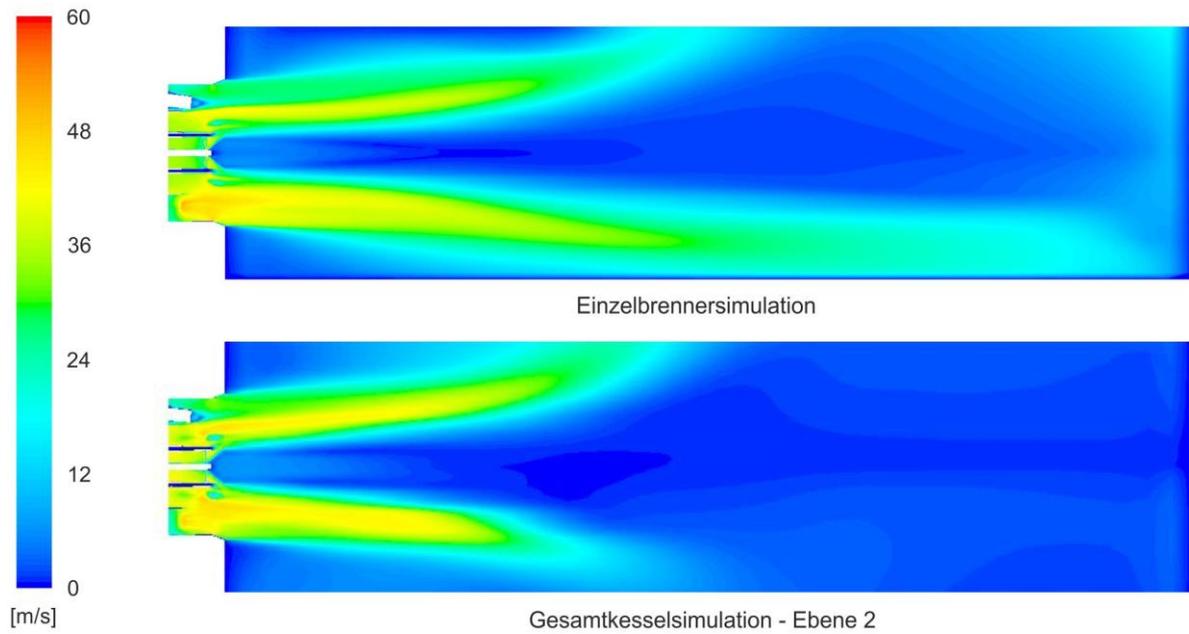
**Abb. 6-18: CO-Konzentrationen: a) Nicht-vormischendes Modell, b) EDC Modell**

Im Bereich des Primärluftaustritts ist ein Drallgitter positioniert, um Rückströmzonen zu bilden, Heißgase rückzuführen und damit die Stabilität der Verbrennung zu erhöhen. Mit den Randbedingungen der Gesamtkesselsimulation, ohne Erdgas, finden im Kernbereich keine Reaktionen statt, sodass es auch zu keiner Rückführung von Heißgasen kommt, wie es in Abb. 6-19 a) ersichtlich ist. Im Vergleich dazu ist in Abb. 6-19 b) das Rezirkulationsgebiet der Einzelbrennersimulation bei Verwendung von Erdgas dargestellt. Wie erkennbar ist, findet die Reaktion auch im Kernbereich der Strömung statt und Heißgase werden somit rückgeführt.



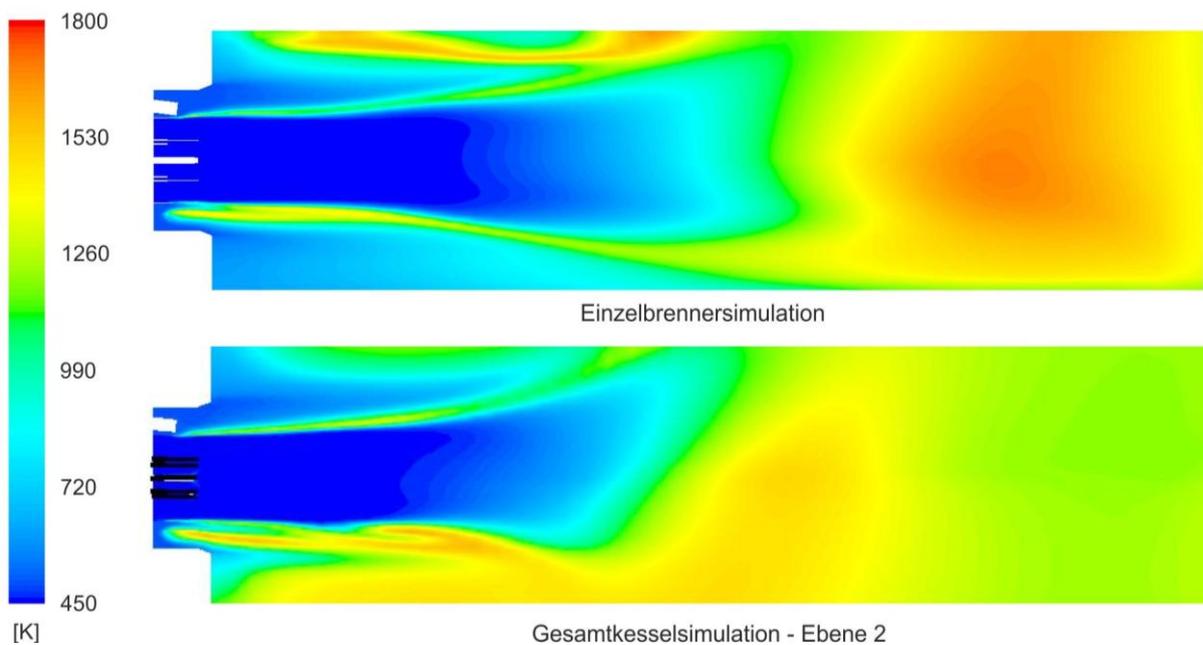
**Abb. 6-19: Rezirkulationsgebiet: a) Gesamtkesselsimulation, b) Einzelbrennersimulation**

Die Randbedingungen der Gesamtkesselsimulation wurden verwendet, um eine weitere Einzelbrennersimulation durchzuführen. Die Ergebnisse dieser Einzelbrennersimulation werden nun mit den Ergebnissen der Ebene 2 der Gesamtkesselsimulation verglichen. Abb. 6-20 zeigt als Vergleich die Strömungsprofile, die sehr ähnlich sind. Besonders in der Nähe des Brenners ist eine hohe Übereinstimmung der Strömungsgeschwindigkeiten erkennbar. Mit zunehmendem Abstand von der Brennermündung wird der Unterschied zwischen den Strömungsprofilen aber etwas größer. Ein Grund dafür ist, dass der Massenstrom, der über die Brenner der Ebene 1 eingebracht wird, erst an der Ebene 2 vorbeiströmen muss, um aus der Brennkammer austreten zu können.



**Abb. 6-20: Vergleich der Strömungsprofile**

Abb. 6-21 zeigt die Temperaturprofile der Einzelbrennersimulation und in der Ebene 2 der Gesamtkesselsimulation. Im Temperaturprofil der Gesamtkesselsimulation ist die Beeinflussung durch die anderen Brenner im Mittelbereich der Brennkammer, durch den abgeschrägten Verlauf des Temperaturprofils erkennbar. Das Temperaturprofil in Brennernähe ist aber sehr ähnlich, wie aus dem Vergleich der sich ausbildenden Heißgasstrahlen erkennbar ist.



**Abb. 6-21: Vergleich der Temperaturprofile**

Auf Grund des angestellten Vergleichs zwischen Einzelbrennersimulation und der Gesamtkesselsimulation kann davon ausgegangen werden, dass die Einzelbrennersimulation mit der kleinen Brennkammer zur Beurteilung der Strömungsprofile und Flammenformen in Brennernähe geeignet ist. Für die Simulation des Brenners mit Drallgitter und Staublechen (Kapitel 6.1.2), die auch mit dem kleineren Modell der Brennkammer durchgeführt wurde, kann somit angenommen werden, dass die Ergebnisse in Brennernähe ausreichend genau sind, um Aussagen über Strömungsprofile und Flammenformen treffen zu können.

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde eine numerische Berechnung durchgeführt, um einen Gas-Öl Brenner in Hinblick auf Strömungsprofile und Flammenformen zu untersuchen. Es wurde dabei ein Vergleich zwischen zwei Bauformen des Brenners angestellt. Die zwei Brenner unterscheiden sich in der Ausführung des Brenneraustrittsbereichs, wobei eine Ausführung Drallgitter und Staubleche besitzt und die andere Brennerbauform ohne Drallgitter und Staubleche ausgeführt ist. Bei der Ausführung des Brenners mit Drallgitter und Staublechen kam es im Betrieb zu Verbrennungsinstabilitäten, sodass Drallgitter und Staubleche entfernt wurden.

Am Beginn der Arbeit stand eine Literaturstudie über grundlegende Verbrennungsvorgänge, wobei auf die unterschiedlichen Flammenformen (laminare und turbulente Flammen, vorgemischte und Diffusionsflammen) eingegangen wurde. Im Weiteren wurden Möglichkeiten für die Stabilisierung von Flammen aufgezeigt und es wurden Ursachen und Reaktionsmechanismen für die Entstehung von Emissionen bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen erarbeitet. Die Ergebnisse dieser Literaturstudie sind in Kapitel 1 dargestellt. Im Weiteren wurde eine Literaturstudie über die in ANSYS Fluent hinterlegten Turbulenz-, Strahlungs- und Verbrennungsmodelle durchgeführt. Die Erkenntnisse aus dieser Recherche sind in Abschnitt 4 beschrieben.

Die Bauart des simulierten Brenners wurde im Abschnitt 2 dieser Arbeit mit Brennerbauarten aus der Literatur verglichen. Die Brennerbauart entspricht einer LOW-NO<sub>x</sub> Bauform, wobei die niedrigen NO<sub>x</sub>-Emissionen durch Reduktion der Temperaturen mittels gestufter Verbrennung erreicht werden. Im Speziellen wird zur Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen bei der vorliegenden Brennerbauform eine Luftstufung durch Einblasen von Sekundärluft angewendet.

Die Modellierung und Vernetzung der Brennergeometrie für die numerische Berechnung wurde mit ANSYS Gambit 2.4.6 durchgeführt. Bei der Netzerstellung wurde darauf geachtet, dass der Anteil an strukturierten Elementen möglichst groß war. Auf Grund der komplexen Geometrie des Brenners musste in einigen Bereichen das Rechengitter durch unstrukturierte Elemente erstellt werden. Die Qualität des Berechnungsgitters wurde in ANSYS Gambit mittels Aspect Ratio und EquiAngle Skew überprüft. Um die Einhaltung der Grenzwerte für die geforderte Qualität zu gewährleisten, musste die Brennergeometrie teilweise sehr fein vernetzt werden.

Die numerische Berechnung wurde mit ANSYS Fluent 12.1.2 ausgeführt. Es wurde die Brennerbauart mit Drallgitter und Staubleche mit dem Brenner ohne Drallgitter und Staubleche durch eine Einzelbrennersimulation verglichen. Der Berechnungsbereich wurde zur Minimierung der notwendigen Rechnerkapazitäten und des Arbeitsspeichers in einen Brenneintrittsbereich und einen Brenneraustrittsbereich mit Brennkammer unterteilt. Der Bren-

neintrittsbereich konnte zusätzlich in einen Luftbereich, Erdgasbereich und Gichtgasbereich gegliedert werden. Für den Brenneintrittsbereich wurden Strömungssimulationen durchgeführt, deren Ergebnisse als Randbedingung dem Brenneraustrittsbereich übergeben wurden. Bei der Simulation des Brenneraustrittsbereichs und der Brennkammer wurden zusätzlich die Energiegleichung, die Strahlungsgleichung und die Verbrennungsreaktionen berechnet, sodass die Flammenformen für die zwei untersuchten Brennerbauformen ermittelt werden konnten. Für die im Betrieb stehende Brennerbauform (ohne Drallgitter und Staubleche) wurde eine Gesamtkesselsimulation unter Ausnutzung der Symmetrie der Brennkammer durchgeführt. Dabei wurden als Reaktionsmodelle ein nicht-vormischendes Verbrennungsmodell und das Eddy Dissipation Concept Modell verwendet.

Die Ergebnisse aus den Einzelbrennersimulationen zeigen, dass bei der Ausführung des Brenners mit Drallgitter und Staublechen am Brenneraustritt die Strömung abgedrängt wird. Die Beeinflussung der Strömung durch die Staubleche ist aber über den Umfang nicht gleichmäßig. Der Grund dafür ist, dass die Strömungsrichtungen vor den Staublechen wegen des Drallgitters unterschiedlich sind. Außerdem ist ein Staublech nicht über den gesamten Umfang angeordnet, sondern nur über einen Winkel von  $180^\circ$ . Aus diesen Gründen ergibt sich bei dieser Brennerbauform ein asymmetrisches Strömungsprofil. Die Flamme wird dadurch von der Brennerachse in Richtung der Brennkammerwand verschoben. Schlägt die Flamme dabei auf der Brennkammerwand auf, kann es zur Flammenlöschung kommen, wodurch unverbrannte Kohlenwasserstoffe entstehen und erhöhte CO-Emissionen auftreten können. Die Abweichung der Flammenposition von der Brennerachse kann somit der Grund für die aufgetretenen Verbrennungsinstabilitäten sein. Im Vergleich dazu zeigt die Brennerbauform ohne Drallgitter und Staubleche ein symmetrisches Strömungsprofil und die Flamme ist auf der Brennerachse positioniert.

Die Ergebnisse der Gesamtkesselsimulation zeigen im Vergleich zur Einzelbrennersimulation, dass keine Verbrennungsreaktionen im Kernbereich der Strömung auftreten können, da im Kernbereich kein Erdgas eingebracht wird. Die Verbrennung tritt erst außerhalb der Kernströmung und mit größeren Abständen von der Brennermündung auf, wo Gichtgas und Luft ein zündfähiges Gemisch bilden. Die Strömungsprofile und Temperaturprofile sind bei den durchgeführten Berechnungen mit dem nicht-vormischenden Verbrennungsmodell und dem Eddy Dissipation Concept Modell sehr ähnlich. Das EDC Modell zeigt in einigen Bereichen etwas geringere Strömungsgeschwindigkeiten, die Temperaturen sind im Vergleich zum nicht-vormischenden Modell an einigen Stellen etwas höher. Aus dem Vergleich der CO-Konzentrationen der zwei Modelle ist ersichtlich, dass mit dem EDC Modell geringere Konzentrationen errechnet werden und am Austritt der Brennkammer keine CO-Emissionen vorhanden sind.

Für weiterführende Arbeiten wäre eine numerische Gesamtkesselberechnung des Brenners mit Drallgitter und Staublechen am Brenneraustritt interessant, um den gegenseitigen Einfluss der Brenner berücksichtigen zu können und somit auch genauere Aussagen über die Strömungsprofile und die Flammenformen treffen zu können. Für die Berechnung mit dem Eddy Dissipation Concept Modell wären zusätzliche Betrachtungen über den Jones & Lindstedt Reaktionsmechanismus besonders in Bezug auf die in der Literatur unterschiedlichen Angaben über die Aktivierungsenergien aufschlussreich. Für weitere Berechnungen wären auch andere Reaktionsmechanismen für das EDC Modell möglich, wie z.B. der Dreischritt Mechanismus von „Westbrook and Dryer“, der in (Andersen et al. 2009) beschrieben ist.

Mit denselben Betriebsbedingungen die für die Gesamtkesselsimulation verwendet wurden, werden Messungen im Betrieb des Brenners durchgeführt. Mit diesen Messungen ist ein Vergleich zwischen den Ergebnissen aus der Simulation und den tatsächlich auftretenden Werten für Strömungsgeschwindigkeiten, Temperaturen und Molanteile der beteiligten Spezies möglich.

## 8. Literaturverzeichnis

- Andersen, J., Rasmussen, C.L., Giselsson, T. & Glarborg, P. 2009, "Global Combustion Mechanisms for Use in CFD Modeling under Oxy-Fuel Conditions", *Energy & Fuels*, vol. 23, no. 3, pp. 1379-1389.
- ANSYS, I. 2009, *ANSYS FLUENT Documentation*.
- Baukal, C.E. 2004, *Industrial burners handbook*, CRC Press LLC.
- Carvalho, M.d.G., Farias, T. & Fontes, P. 1991, "Predicting radiative heat transfer in absorbing, emitting, and scattering media using the discrete transfer method", *28th National Heat Transfer Conference, July 28, 1991 - July 31* Publ by ASME, Minneapolis, MN, USA, pp. 17.
- Cheng, P. 1964, "Two-Dimensional Radiating Gas Flow by a Moment Method", vol. 2, no. 9, pp. 1662-1664.
- Chui, E.H. & Raithby, G.D. 1993, "Computation of radiant heat transfer on a nonorthogonal mesh using the finite-volume method", *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, vol. 23, no. 3, pp. 269-288.
- Chun, H. 2007, *Experimentelle Untersuchungen und CFD-Simulationen von DTBP-Poolfeuern*, BAM.
- Epple, B., Leithner, R., Linzer, W. & Walter, H. 2009, *Simulation von Kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen*, Springer Verlag/Wien.
- Fluent, I. 2006, *Gambit 2.3 User's Guide*.
- Frassoldati, A., Cuoci, A., Faravelli, T., Ranzi, E., Candusso, C. & Tolazzi, D. 2009, "Simplified kinetic schemes for oxy-fuel combustion".
- G. Wüning, J. & Milani, A. (eds) 2007, *Handbuch der Brenntechnik für Industrieöfen*, Vulkan Verlag.
- Gibson, M.M. & Launder, B.E. 2006, "Ground effects on pressure fluctuations in the atmospheric boundary layer", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 86, no. 03, pp. 491-511.
- Haag, O. 2003, *Studie zur Anwendung von Turbulenzmodellen in Gasturbinenbrennkammern*, Technische Universität Darmstadt.
- Jones, W.P. & Lindstedt, R.P. 1988, "Global reaction schemes for hydrocarbon combustion", *Combustion and Flame*, vol. 73, no. 3, pp. 233-249.
- Joos, F. (ed) 2006, *Technische Verbrennung*, Springer Verlag.
- Kistner, B. 2000, *Modellierung und numerische Simulation der Nachlaufstruktur von Turbomaschinen am Beispiel einer Axialturbinenstufe*, Technische Universität Darmstadt.
- Launder, B.E. & Spalding D. B. 1972, *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*, Academic Press.

- Launder, B.E. 1989, "Second-moment closure: present... and future?", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol. 10, no. 4, pp. 282-300.
- Launder, B.E., Reece, G.J. & Rodi, W. 2006, "Progress in the development of a Reynolds-stress turbulence closure", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 68, no. 03, pp. 537-566.
- Launder, B.E. & Spalding, D.B. 1974, "The numerical computation of turbulent flows", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, vol. 3, no. 2, pp. 269-289.
- Lechner, C. & Seume, J. (eds) 2003, *Stationäre Gasturbinen*, Springer Verlag Berlin Heidelberg New York.
- Magnussen, B.F. 1981, "On the structure of turbulence and a generalized eddy dissipation concept for chemical reaction in turbulent flow".
- Magnussen, B.F. & Hjertager, B.H. 1977, "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion", *Symposium (International) on Combustion*, vol. 16, no. 1, pp. 719-729.
- Martens, S. 2007, *Strömungsmechanik und Stoffaustausch*, Institut für Thermische Verfahrenstechnik und Umwelttechnik, Technische Universität Graz.
- Poinsot, T. & Veynant, D. 2001, *Theoretical and Numerical Combustion*, 1st edn, R.T. Edwards, Inc.
- Pope, S.B. 1997, "Computationally efficient implementation of combustion chemistry using in situ adaptive tabulation", *Combustion Theory and Modelling*, vol. 1, no. 1, pp. 41-63.
- Raithby, G.D. & Chui, E.H. 1990, "Finite-volume method for predicting a radiant heat transfer in enclosures with participating media", *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, no. 2, pp. 415-423.
- Rudolph, K.H. 2000, "Gasbrenner für Industriefeuerungen - Teil 1", *Gaswärme International*, , no. 12, pp. 617-623.
- Shah, N.G. 1979, *A New Method of Computation of Radiant Heat Transfer in Combustion Chambers*, Imperial College of Science and Technology.
- Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z. & Zhu, J. 1995, "A new k-epsilon eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows", *Computers & Fluids*, vol. 24, no. 3, pp. 227-238.
- Siegel, R. & Howell, J.R. 1992, "Thermal radiation heat transfer", *NASA STI/Recon Technical Report A*, vol. 93.
- Specht, E. 2007, *Verbrennungstechnik*, Otto von Guericke Universität Magdeburg, Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik.
- Steiner, H. 2009, *Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung*, Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, Technische Universität Graz.
- Yakhot, V. & Orszag, S.A. 1986, "Renormalization group analysis of turbulence. I. Basic theory", *Journal of Scientific Computing*, vol. 1, no. 1, pp. 3-51.