

**Gaswärme-Institut e.V. Essen**  
FuE. Feuerungstechnik



***„Entwicklung eines schadstoffemissionsarmen  
Brennerkonzeptes für Industriekesselfeuerungen“***

**Abschlussbericht über das Forschungsprojekt mit dem  
Aktenzeichen: 22749-24/0,  
gefördert von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt**

von

Dr.-Ing. habil. Ahmad Al-Halbouni; Dipl.-Ing. Hendrik Rahms M.Sc.;;  
Dr.-Ing. Anne Giese; Dipl.-Ing. Uwe Konold

Essen, März 2008

10/97		<b>Projektkennblatt</b>			
der		<b>Deutschen Bundesstiftung Umwelt</b>			
Az	<b>22749</b>	Referat	<b>24/0</b>	Fördersumme	<b>150.000 €</b>
<b>Antragstitel</b>		<b>Entwicklung eines emissionsarmen Gasbrenners für Industriekesself Feuerungen</b>			
<b>Stichworte</b>		Energie, Schadstoff			
Laufzeit		Projektbeginn		Projektende	
<b>30 Monate</b>		<b>17.06.2005</b>		<b>16.12.2007</b>	
Projektphase(n)					
Zwischenberichte					
<b>Bewilligungs-empfänger</b>		Gaswärme-Institut e.V.		Tel 0201/3618239	
		Hafenstr. 101		Fax 0201/3618238	
		45356 Essen		Projektleitung	
		Herr Dr. Al-Halbouni			
<b>Kooperationspartner</b>		Friedrich Ley GmbH Industriebrenner-Anlagen, Bochum CombuTec GmbH & Co Combustion Technologies, Schwelm D.M.2 Projekt GmbH, Essen Ness Wärmetechnik GmbH, Remshalde Max Weishaupt GmbH, Schwendi Walter Brinkmann GmbH, Werdohl			
<b>Zielsetzung und Anlass des Vorhabens</b>					
<p>Die gegenwärtig in Industriekesseln eingesetzten Feuerungssysteme weisen noch hohe Schadstoff-Emissionen und Verbrennungsinstabilitäten auf und besitzen geringe Brennstoffflexibilität und kleine Modulationsbereiche. Mit diesem Vorhaben soll deshalb ein Feuerungssystem entwickelt werden, mit dem sowohl hoch- als auch schwachkalorige Gase wirtschaftlich und umweltfreundlich verwertet werden können. Es wird angestrebt, die aktuellen NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionswerte der Industriekessel um 75 % auf ca. 10 ppm (bei 3 Vol.-% O<sub>2</sub> im Abgas) zu reduzieren. Mit diesen Werten werden sowohl die Grenzwerte der TA Luft von 2002, als auch die geltenden Grenzwerte des "Blauen Engels" deutlich unterschritten. Des Weiteren wird angestrebt, den thermischen Wirkungsgrad des Kessels durch die bessere Wärmeübertragung zu steigern und die Fertigungskosten durch einen einfachen und preiswerten Brennerbau zu verringern.</p>					
<b>Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden</b>					
<p>Durch aufeinander abgestimmte numerische Simulationen und experimentelle Untersuchungen soll das Feuerungskonzept der kontinuierlichen Luftstufung „COSTAIR“ für den Einsatz unter den Betriebsbedingungen der Industriekessel entwickelt und angepasst werden. Hierfür wird ein Versuchsstand am GWI gebaut, der einen Klein- bzw. Großraumkessel und einen Flammrohr-Rauchrohrkessel nachbildet. An diesem Versuchsstand sollen Experimente mit maximaler Brennerleistung von 200 kW<sub>th</sub> durchgeführt werden. Als Brennstoffe werden Erdgas und schwachkalorige Gase unterschiedlicher Zusammensetzungen zum Einsatz kommen. Zur praktischen Umsetzung der erzielten Ergebnisse sind experimentelle Untersuchungen und abschließende Tests an realen Industriekesseln beim Kooperationspartner Max Weishaupt GmbH geplant. Diese Untersuchungen werden für Voll- und Teillastbetrieb durchgeführt und sollen eine Brennerleistung bis 1,5 MW<sub>th</sub> umfassen.</p>					
Deutsche Bundesstiftung Umwelt • An der Bornau 2 • 49090 Osnabrück • Tel 0541/9633-0 • Fax 0541/9633-190 • <a href="http://www.dbu.de">http://www.dbu.de</a>					

Die Ergebnisse dienen der Festlegung der optimalen Konfiguration für ein marktfähiges Produkt. Die Arbeitsschritte werden in einem Zeitrahmen von 30 Monaten durchgeführt. Alle Aktivitäten und erreichten Forschungsergebnisse werden im Abschlußbericht dokumentiert. Um von vornherein ein hohes Maß an Marktnähe zu gewährleisten, ist die Einbindung von Partnern aus den Bereichen der Industriekessel, der Brennertechnologie und der Hochschulforschung in einem projektbegleitenden Beirat geplant.

### ***Ergebnisse und Diskussion***

Die im Projekt-Abschlussmeeting und in diesem Abschlussbericht vorgestellten Ergebnisse präsentieren die umfangreichen Arbeiten, die bei der Umsetzung eines neuen Brennerkonzeptes für ausgewählte Industrieanwendung (hier: Industriekesselanwendung) notwendig sind. Es konnte aufgezeigt werden, dass die erzielbaren Ergebnisse durch intensive Forschungsarbeit einen großen Schritt in die richtige Richtung gehen. Zugleich zeigte die vielschichtige Entwicklungsarbeit und die jeweils eingeschlagene Zielrichtung auf, welche Problematiken im Zusammenhang mit den Belangen der Industriebranche auftreten können. Bei zukünftigen Entwicklungsaktivitäten im Bereich der Industriekesselfeuerungen sollte daher bei der Schadstoffentstehung vorwiegend die Stickstoffoxidbildung betrachtet werden, da der Kohlenstoffmonoxidausstoß bei den heutzutage eingesetzten Feuerungen für Industriekessel keine Problematik mehr darstellt. Weiterhin sollte bei der Weiterentwicklung der Brennersysteme für jeweiligen Industrieinsatz eine Betrachtung der notwendigen bzw. vorhandenen Anlagenperipherie (wie beispielsweise die wirtschaftliche Gas- und Luftversorgung eines Brenners) mit einbezogen werden.

### ***Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation***

Die bereits getätigten Veröffentlichungen zum Forschungsvorhaben sind in Kapitel 5 aufgeführt. Weitere Veröffentlichungen in Form von Vorträgen und Abdrucken in Fachzeitschriften sind in der Zeit nach Projektabschluss weiterhin vorgesehen. Des Weiteren werden die Ergebnisse in Form des Abschlussberichts der Öffentlichkeit zur Verfügung gestellt. Dies wird durch den Downloadbereich bzw. durch eine dort angegebene Bezugsquelle im Internetauftritt des Gaswärme-Institutes e. V. Essen ermöglicht. Auf Anfrage ist eine digitale oder gedruckte Version des Abschlussberichtes kostenfrei zu beziehen. Ferner werden die durchgeführten Forschungsaktivitäten des Gaswärme-Institut in dem jährlich anzufertigendem Tätigkeitsbericht vorgestellt.

### ***Fazit***

Aus den erreichten Ergebnissen dieses Forschungsprojektes kann abgeleitet werden, dass für den Einsatz in Industriekesselfeuerungen, die Möglichkeit der positiven Emissionsbeeinflussung durch die Sekundärluftzumischung zum Brenngas bei zukünftigen Forschungsaktivitäten verstärkt untersucht werden sollte. Hierdurch kann der Schadstoffausstoß bei Neuentwicklungen gerade im Sektor der Schwach- und Biogasverbrennung effektiv gesenkt werden. Beachtet man, dass die thermische Verwertung von Biomasseprodukten (wie Biogase, Pyrolysegase u. ä.) zunehmend bedeutungsvoller wird, dann verdeutlicht sich die Notwendigkeit neuer flexibler Verrennungskonzepte für diese Brennstoffvielfalt. Eine direkte Fortführung des Projektes ist zu diesem Zeitpunkt nicht geplant. Hingegen ist die Einreichung eines EU-Antrags zur Steigerung der Energieeffizienz bei Industrieanwendungen durch den Zusammenschluss mehrerer Forschungsstellen beabsichtigt.

# Inhaltsverzeichnis

Projektkennblatt .....	I
Inhaltsverzeichnis .....	III
Abkürzungsverzeichnis .....	V
Formelzeichen .....	VII
Indizes .....	VIII
Abbildungsverzeichnis .....	IX
Tabellenverzeichnis .....	XII
<b>1. Einführung .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Zusammenfassung .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2 Ausgangssituation.....</b>	<b>2</b>
<b>1.3 Zielsetzung .....</b>	<b>11</b>
<b>1.4 Aufgabenstellung.....</b>	<b>11</b>
<b>2. Überblick zu den Untersuchungen .....</b>	<b>14</b>
<b>2.1 Experimentelle Untersuchungen .....</b>	<b>14</b>
<b>2.2 Grundlagen zur numerischen Simulation.....</b>	<b>17</b>
Turbulenzmodellierung .....	18
Wärmeübertragungsvorgänge .....	19
Verbrennungsmodellierung .....	20
<b>2.3 Messtechnik .....</b>	<b>22</b>
Temperaturerfassung .....	22
Volumenstromerfassung von Verbrennungsluft, Brenn- und Inertgas ....	23
Emissionsmessung .....	24
<b>3. Auswertung der Ergebnisse .....</b>	<b>28</b>
<b>3.1 Ergebnisse der Voruntersuchungen .....</b>	<b>28</b>
<b>3.2 Ergebnisse der Untersuchungen für 200 kW<sub>th</sub> .....</b>	<b>33</b>
<b>3.3 Ergebnisse der Untersuchungen für 1500 kW<sub>th</sub> .....</b>	<b>55</b>
<b>4. Fazit und Ausblick .....</b>	<b>67</b>
<b>5. Veröffentlichungen .....</b>	<b>68</b>
<b>6. Schutzrechte .....</b>	<b>69</b>

<b>7. Danksagung .....</b>	<b>69</b>
<b>8. Literaturverzeichnis.....</b>	<b>70</b>
<b>Anhang.....</b>	<b>75</b>

## Abkürzungsverzeichnis

Abb	Abbildung
AiF	Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen
BImSchG	Bundes Immissionsschutzgesetz
BImSchV	Bundes Immissionsschutzverordnung
CFD	computational fluid dynamics
CH <sub>4</sub>	Methan
CO	Kohlenstoffmonoxid (Kohlenmonoxid)
COSTAIR	continued staged air <small>with</small> internal recirculation
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid (Kohlendioxid)
DBU	Deutsche Bundesstiftung Umwelt
DIN	Deutsche Industrie Norm
EEG	Erneuerbare-Energien-Gesetz
GWI	Gaswärme-Institut e. V. Essen
IR	Infrarot
Kap	Kapitel
KMU	kleine und mittlere Unternehmen
KWK	Kraft Wärme Kopplung
If	luftfrei
NDIR	nichtdispersive Infrarotabsorption
NDUV	nichtdisp. Ultraviolet-Resonanzabsorption
Ni	Nickel
NiCrNi	Materialpaarung (Nickel-Chrom-Nickel)
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>x</sub>	Stickstoffoxide
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid

---

O <sub>2</sub>	Sauerstoff
ppm	parts per million
SKE	Steinkohleeinheiten
Tab	Tabelle
TA Luft	Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft
TE	Thermoelement
Ti	Titan
tr	trocken
UHC	unburned hydrocarbon (unverbrannte Kohlenwasserstoffe)
UV	Ultraviolet
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
Vol	Volumen
vpm	volumes per million

## Formelzeichen

$\lambda$	[-]	Luftverhältnis, Lambda
$\varepsilon$	[%]	Öffnungsverhältnis
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$p, P$	[mbar], [Pa]	Druck
$\vartheta, T$	[°C], [K]	Temperatur
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /h], [l/min]	Volumenstrom
$v$	[m <sup>3</sup> /kg], [m <sup>3</sup> /m <sup>3</sup> ]	spezifisches Volumen
$c$	[m/s]	Geschwindigkeit
$H_i$	[MJ/m <sup>3</sup> ], [kWh/m <sup>3</sup> ]	Heizwert (unterer Heizwert)
$n$	[mol], [kmol]	Stoffmenge
$c_m$	[g/m <sup>3</sup> ]	Massenkonzentration
$x$	[ppm]	Stoffmengenanteil
$r$	[vpm], [%]	Raumanteil
$V_{m,n}$	[m <sup>3</sup> <sub>n</sub> /kmol]	molares Normvolumen
$M$	[kg/kmol]	molare Masse
$\Sigma$	[-]	Summe
$\Delta$	[-]	Delta (Unterschied)
$\dot{m}$	[g/h]	Massenstrom
$m$	[kg], [t]	Masse
$A$	[mm <sup>2</sup> ], [m <sup>2</sup> ]	Fläche
$L, B$	[mm]	Länge bzw. Breite
$\varphi$	[%]	rel. Feuchte
$\varnothing$	[mm]	Durchmesser
$x, y, z$	[mm]	Räumliche Koordinaten

## Indizes

Abg	Abgas
B	Betriebszustand
BK	Brennkammer
BN	Belastung im Normzustand
E, 1, Ein	Einsatzstoffe, Eintritt
f	feucht
G, Gas	Brennstoff Erdgas H
ges	gesamt
i	innen, Zähler
L	Luft
LÖ	Löcher / Öffnung
M	Mantel
max	Maximum, maximal
min	Minimum, mindest
n, N	Normbedingungen
P, 2, Aus	Produkte, Austritt
Start	Startbedingung
tr	Trocken
th	thermisch
Umg	Umgebung
x, y	Laufindex der Kohlenwasserstoffe ( $C_xH_y$ )

# Abbildungsverzeichnis

<b>Abbildung 1:</b> außereurop. eingeführte Brennerkonzepte mit Luftstufung .....	5
<b>Abbildung 2:</b> Weltweite Deponiegaspotenziale .....	7
<b>Abbildung 3:</b> Schematische Darstellung und typisches Flammenbild .....	7
<b>Abbildung 4:</b> typisches Rezirkulationsgebiet / Vektordarstellung .....	8
<b>Abbildung 5:</b> NO-/CO-Emissionen des COSTAIR-Brenners bei 130kW .....	9
<b>Abbildung 6:</b> NO <sub>x</sub> -/CO-Emissionen des COSTAIR-Brenners bei 25kW .....	10
<b>Abbildung 7:</b> Geplante Brenner/Kessel-Konfiguration am GWI .....	12
<b>Abbildung 8:</b> Schemat. Darstellung des Versuchsaufbaus am GWI.....	15
<b>Abbildung 9:</b> Transp. Darstellung des COSTAIR-Brenners als Modell.....	16
<b>Abbildung 10:</b> 3D-Darstellung eines zylindrischen Luftverteilers.....	16
<b>Abbildung 11:</b> Programmstruktur von FLUENT .....	17
<b>Abbildung 12:</b> Schema der mathemat. Vorgehensweise in FLUENT .....	18
<b>Abbildung 13:</b> Darstellung eines Thermoelement-Messkreises.....	23
<b>Abbildung 14:</b> Darstellung eines Schwebekörperdurchflussmessers .....	24
<b>Abbildung 15:</b> Funktionsprinzip eines NDIR-Photometers .....	25
<b>Abbildung 16:</b> Aufbau eines NDUV- Photometers.....	26
<b>Abbildung 17:</b> Aufbau der Sensormesskammer des O <sub>2</sub> -Messgerätes .....	27
<b>Abbildung 18:</b> simulierter Luftverteiler an ungekühlter Brennkammer .....	28
<b>Abbildung 19:</b> Temperaturverteilung im Mittelschnitt.....	29
<b>Abbildung 20:</b> Kohlenmonoxidverteilung im Mittelschnitt .....	30
<b>Abbildung 21:</b> Fotoaufnahmen der untersuchten Luftverteiler.....	30
<b>Abbildung 22:</b> Versuchsaufbau der Voruntersuchungen am GWI.....	31
<b>Abbildung 23:</b> NO <sub>x</sub> - und CO-Verlauf bei 200 kW <sub>th</sub> Erdgasbetrieb .....	32
<b>Abbildung 24:</b> Druckverlauf bei 200 kW <sub>th</sub> Erdgasbetrieb .....	32
<b>Abbildung 25:</b> Darstellung des Versuchsaufbaus/Flammenbildes.....	34

<b>Abbildung 26:</b> Modell des 200 kW Prüfflammrohres .....	34
<b>Abbildung 27:</b> Auswertungsebene des 200 kW Prüfflammrohrs .....	35
<b>Abbildung 28:</b> Geschwindigkeitsvektoren in der Brennerebene .....	36
<b>Abbildung 29:</b> Temperaturverteilung in der Brennerebene.....	36
<b>Abbildung 30:</b> CO-Verteilung in der Brennerebene .....	37
<b>Abbildung 31:</b> Temperaturverteilung in der Brennerebene.....	38
<b>Abbildung 32:</b> CO-Verteilung in der Brennerebene .....	38
<b>Abbildung 33:</b> Kiemenluftverteiler.....	39
<b>Abbildung 34:</b> statische Druckverteilung im Luftverteiler .....	41
<b>Abbildung 35:</b> Temperaturverteilung im Mittelschnitt.....	42
<b>Abbildung 36:</b> CO-Verteilung im Mittelschnitt .....	43
<b>Abbildung 37:</b> NO-Verteilung im Mittelschnitt .....	44
<b>Abbildung 38:</b> a) axiale/ b) resultierende Geschwindigkeiten.....	45
<b>Abbildung 39:</b> CH <sub>4</sub> -Verteilung im Brennernahbereich bei Lambda 1,05.....	46
<b>Abbildung 40:</b> NO <sub>x</sub> - und CO-Verlauf, teil-vorgemischter Erdgasbetrieb.....	47
<b>Abbildung 41:</b> NO <sub>x</sub> -, CO- und Temperaturverlauf bei 200 kW <sub>th</sub> .....	48
<b>Abbildung 42:</b> NO <sub>x</sub> -, CO-, Druck- und Temperaturverlauf bei 200 kW <sub>th</sub> .....	48
<b>Abbildung 43:</b> NO <sub>x</sub> -/CO- u. Abgastemperaturverlauf, Erdgasbetrieb .....	49
<b>Abbildung 44:</b> Gas- und Luftdruckverlauf bei 200 kW <sub>th</sub> Erdgasbetrieb .....	50
<b>Abbildung 45:</b> NO <sub>x</sub> - und CO-Verläufe, Abgastemperaturen, Schwachgas..	50
<b>Abbildung 46:</b> NO <sub>x</sub> - und CO-Verläufe, Abgastemperaturen, Schwachgas..	51
<b>Abbildung 47:</b> Gas- und Luftdruckverlauf bei 200 kW <sub>th</sub> , Schwachgas .....	52
<b>Abbildung 48:</b> NO <sub>x</sub> - und CO-Verläufe, Abgastemperaturen, Schwachgas..	52
<b>Abbildung 49:</b> Darstellung des feuerungstech. Wirkungsgrades .....	53
<b>Abbildung 50:</b> Energieströme u. feuerungstechnischer Wirkungsgrad.....	54
<b>Abbildung 51:</b> Schematischer Versuchsaufbau des 800 kW <sub>th</sub> Tests .....	55

<b>Abbildung 52:</b> NO <sub>x</sub> - /CO- und Druckverlauf bei 800 kW <sub>th</sub> Erdgasbetrieb ....	56
<b>Abbildung 53:</b> Flammrohr und 1,5 MW-Kiemenluftverteiler .....	56
<b>Abbildung 54:</b> CO-Verteilung im Mittelschnitt .....	57
<b>Abbildung 55:</b> Temperaturverteilung im Mittelschnitt.....	58
<b>Abbildung 56:</b> NO-Verteilung im Mittelschnitt .....	58
<b>Abbildung 57:</b> Pfadlinien ausgehend vom Luftverteiler .....	59
<b>Abbildung 58:</b> resultierende Geschwindigkeit/Vektoren im Mittelschnitt.....	60
<b>Abbildung 59:</b> Fotos der Vorder- u. Rückansicht des 1,5 MW Brenners ....	60
<b>Abbildung 60:</b> Fotos des Versuchsaufbaus der 1,5 MW <sub>th</sub> -Variante .....	61
<b>Abbildung 61:</b> NO <sub>x</sub> - /CO-Verlauf und Abgastemperatur, Erdgasbetrieb.....	62
<b>Abbildung 62:</b> NO <sub>x</sub> - /CO-Verlauf und Abgastemperatur, Erdgasbetrieb.....	63
<b>Abbildung 63:</b> Fotos eines Flammenbildes (a) und des Brenners (b).....	63
<b>Abbildung 64:</b> Gegenüberstellung der Druckverläufe.....	64
<b>Abbildung 65:</b> NO <sub>x</sub> - /CO-Verlauf, Abgastemperatur, Schwachgasbetrieb...	65
<b>Abbildung 66:</b> NO <sub>x</sub> - /CO-Verlauf, Abgastemperatur, Schwachgasbetrieb...	65
<b>Abbildung 67:</b> NO <sub>x</sub> - /CO-Verlauf, Abgastemperatur, Schwachgasbetrieb...	66

## Tabellenverzeichnis

<b>Tabelle 1:</b> Auflistung der Messgrößen u. der verwendeten Messgeräte.....	22
<b>Tabelle 2:</b> Auswertung der numerischen Berechnungen .....	40
<b>Tabelle 3:</b> Aufteilung des Massenstroms auf die einzelnen Kiemenreihen...	40
<b>Tabelle 4:</b> Messergebnisse für den skalierten 800 kW <sub>th</sub> Brenner .....	55
<b>Tabelle 5:</b> Messdaten der Untersuchungen des 1,5 MW <sub>th</sub> Brenners .....	62

### Tabellen im Anhang

<b>Tabelle 1:</b> NO <sub>x</sub> - und CO-Emissionsvorgaben bei 3 Vol.-% O <sub>2</sub> im Abgas nach der 1.BImSchV gemäß §11a für Einzelfeuerungsanlagen. (* T für Kesselbetriebstemperatur und P für Sattedampfbetriebsüberdruck).....	76
<b>Tabelle 2:</b> Grenzwerte der NO <sub>x</sub> -und CO-Emission (Auszug TA Luft) nach [28, 31] (* T für Kesselbetriebstemperatur und P für Sattedampfbetriebsüberdruck).....	77

# 1. Einführung

## 1.1 Zusammenfassung

Das am Gaswärme-Institut e. V. Essen (GWI) durchgeführte DBU-Forschungsvorhaben (Az: 22749-24/0) „*Entwicklung eines schadstoffemissionsarmen Brennerkonzeptes für Industriekesselfeuerungen*“ (COSTAIR-Boiler) hatte zum Ziel, einen Brenner für den Einsatz in Industriekesselfeuerungen zu entwickeln, mit dem sowohl hoch- als auch schwachkalorige Gase wirtschaftlich und umweltfreundlich verwertet werden können. Des Weiteren sollte mit dieser Entwicklungsarbeit der thermische Wirkungsgrad beim Kesseleinsatz durch verbesserte Wärmeübertragung des Feuerungssystems gesteigert und die Fertigungskosten durch den einfachen und preiswerten Brennerbau verringert werden. Hierzu wurden am Gaswärme-Institut e. V. Essen intensive Untersuchungen für verschiedene Leistungen, Gasmische und Betriebsparametern durchgeführt. Die Forschungsaktivitäten in Bezug auf Brennerdimensionierung und Auswahl bzw. Formgebung der Bauteilvarianten wurden mit Hilfe der numerischen Simulation erfolgreich vorangetrieben und gestützt. Hierdurch konnte die zeit- und kostenaufwändige „trial & error“-Methode auf ein Minimum reduziert bzw. vollständig vermieden werden. Die Funktionstüchtigkeit der Brenner und die Bestätigung der Simulationsergebnisse wurden durch intensive experimentelle Untersuchungen verifiziert. Die erfolgreiche Skalierung vom „Basisbrenner“ (200 kW<sub>th</sub>) zum „Großbrenner“ (1500 kW<sub>th</sub>) wurde durch eine Zwischenskalierung sichergestellt und unterstützt. Die experimentellen Überprüfungen der entwickelten Brenner wurden in leistungsangepassten DIN-Prüfflammrohren mit Leistungen von 100 bis ca. 1000 kW<sub>th</sub> untersucht. Die erzielbaren Ergebnisse der Abgasanalyse (bei 3 % O<sub>2</sub>, tr.) am 200 kW<sub>th</sub> Prüfflammrohr offerierten NO<sub>x</sub> - und CO -Emissionen im einstelligen ppm-Bereich. Die getesteten Brenner arbeiteten sowohl im Voll- (soweit möglich) als auch im Teillastbereich problemlos über einem Luftzahlbereich von 1,05 bis 1,25 (bzw. 1.05 – 1,6\*). Ein pulsationsfreier und sicherer Betrieb bei der Verbrennung von Erdgas und Schwachgas konnte nachgewiesen werden. Für zukünftig geplante Forschungsaktivitäten wird vom Projektinitiator ein Verbrennungskonzept unter Berücksichtigung einer Teilvormischung (Sekundärluftzugabe zum Brenngas vor der Verbrennung) empfohlen, um weitere Schadstoffreduzierungen - insbesondere bei hohen Leistungen - zu realisieren.

Das durchgeführte Projekt wurde fachlich und organisatorisch bzw. auch finanziell mit eigenen Leistungen von den folgenden Firmen unterstützt.

- Friedrich Ley GmbH Industriebrenner-Anlagen, Bochum (KMU)
- Ness Wärmetechnik GmbH, Remshalde
- Max Weishaupt GmbH, Schwendi
- Walter Brinkmann GmbH, Werdohl
- D.M.2 Projekt GmbH, Essen

---

\* Der angepasste 200 kW<sub>th</sub> Brenner wurde bis zu einem Lambda von ca. 1,6 (teils auch bis 1,9) betrieben

## 1.2 Ausgangssituation

Gegenwärtig werden hohe ökonomische und ökologische Anforderungen an moderne Industriekessel gestellt. So sind neben dem hohen Wirkungsgrad insbesondere die Einhaltung strenger werdender Emissionsvorschriften, der sichere und schadstoffarme Teillastbetrieb, die Gewährleistung einer hohen Verfügbarkeit, die Eignung für schwachkalorige Brennstoffe und die Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) von besonderer Bedeutung. All diese Forderungen werden stark vom eingesetzten Feuerungssystem bestimmt, so dass die Entwicklung der Feuerungssysteme in den letzten Jahren in den Vordergrund des allgemeinen Interesses von Kesselherstellern und -betreibern rückte [1-8]. Trotz der guten Entwicklungstendenzen weisen die heutigen Feuerungssysteme für Industriekessel häufig noch folgende Nachteile auf:

- hohe Schadstoffemissionen und Verbrennungsinstabilitäten insbesondere im Teillastbetrieb,
- geringe Brennstoffflexibilität und kleine Modulationsbereiche,
- sehr aufwändige Gestaltung mit erheblichem Zeit-, Material- und Kostenaufwand.

Diese Ausgangssituation zeigt deutlich, dass eine erhebliche Umweltbelastung durch Emissionen der Abgase aus Industriekesseln ( $\text{NO}_x$ , CO,  $\text{CO}_2$  und UHC) als auch aus Emissionen der ungenutzten Schwachgase (insbesondere  $\text{CH}_4$ ) auftritt. Das heißt, es gibt einen großen Entwicklungsbedarf an Feuerungssystemen für Industriekessel, die es ermöglichen, die Schadstoffemissionen (insbesondere im Teillastbetrieb) drastisch zu reduzieren und verschiedene Brenngasqualitäten ökonomisch und ökologisch sinnvoll zu verwerten. Diese umweltrelevanten Aspekte sind das Hauptziel dieses Forschungsvorhabens und sollen mittels der Entwicklung eines schadstoffarmen und energieeffizienten Feuerungskonzeptes auf der Basis der kontinuierlichen Luftstufung erreicht werden. Das inzwischen unter dem Namen „COSTAIR“ bekannte neuartige Feuerungskonzept wurde im Rahmen einer von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt geförderten Forschungsarbeit eingeführt [9] und erscheint für die Realisierung der angestrebten Ziele viel versprechend. Es besitzt gegenüber den konventionellen Feuerungssystemen wesentliche energetische und umweltrelevante Vorteile [9-13, 16, 17], so zeigen bereits gewonnene Messergebnisse, dass die  $\text{NO}_x$ - und CO-Emissionswerte dieses Feuerungskonzeptes sowohl bei der Verbrennung von Erdgas als auch von Schwachgasen unterschiedlicher Zusammensetzungen unter 10 ppm (luftfrei und trocken) liegen, und dies über den für Kesselfeuerungen interessanten Luftzahlbereich von 1,1 bis 1,6. Diese Emissionswerte unterschreiten deutlich die unteren Grenzwerte der TA Luft 2002 (48 ppm für die  $\text{NO}_x$ - und 40 ppm für die CO-Emission bei 3 Vol.-%  $\text{O}_2$  im Abgas [28]) und sogar die empfohlenen Werte für die Vergabe des Umweltzeichens „Blauer Engel“ (35 ppm für die  $\text{NO}_x$ - und 48 ppm für die CO-Emission bei 3 Vol.-%  $\text{O}_2$  im Abgas).

Durch aufeinander abgestimmte numerische Simulationen und experimentelle Untersuchungen soll das COSTAIR-Brennerkonzept für den Einsatz unter den Betriebsbedingungen der Industriekessel entwickelt und angepasst werden.

Hierfür wird ein Versuchsstand am GWI gebaut, der einen Klein- bzw. Großraumkessel und einen Flammrohr-Rauchrohrkessel nachbildet. An diesem Versuchsstand sollen Experimente mit maximaler Brennerleistung von  $200 \text{ kW}_{\text{th}}$  durchgeführt werden. Als Brennstoffe werden Erdgas und schwachkalorige Gase unterschiedlicher Zusammensetzungen zum Einsatz kommen. Zur praktischen Umsetzung der erzielten Ergebnisse sind experimentelle Untersuchungen und abschließende Tests an realen Industriekesseln beim Kooperationspartner Max Weishaupt GmbH geplant. Diese Untersuchungen werden für Voll- und Teillastbetrieb durchgeführt und sollen eine Brennerleistung bis max.  $1,5 \text{ MW}_{\text{th}}$  umfassen. Die Ergebnisse dienen der Festlegung der optimalen Konfiguration für ein marktfähiges Produkt.

Um von vornherein ein hohes Maß an Marktnähe zu gewährleisten, ist die Einbindung von Partnern aus den Bereichen der Industriekessel (Jumag Dampferzeuger GmbH, Oschatz GmbH, Ness Wärmetechnik GmbH, Max Weishaupt GmbH), der Brennertechnologie (CombuTec GmbH, Saake GmbH, D.M.2 Projekt GmbH, Friedrich Ley GmbH, Viessmann Werke GmbH, Walter Brinkmann GmbH) und der Hochschul-Forschungseinrichtungen (Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg und Lehrstuhl für Energieanlagen und Energieprozesstechnik der Ruhr-Universität Bochum) in einem projektbegleitenden Beirat geplant.

Der Bezug der Industriekesselfeuerungen zur aktuellen Umweltproblematik kann insbesondere darin gesehen werden, dass die gegenwärtigen Feuerungssysteme

- noch hohe  $\text{NO}_x$ - und CO-Emissionen (vor allem im Teillastbetrieb) haben. Als Folge treten erhebliche Umweltbelastungen mit Gefahren für Mensch, Natur und Anlagen auf,
- unfähig sind, die ungenutzten schwachkalorigen Gase (wie sie als stark mit Luft kontaminierte Gruben- oder Deponiegase anfallen, oder aber Brenngase, die bei der Luftvergasung von Biomasse entstehen und andere Schwachgase aus Vergasungsprozessen), ökologisch und energetisch effektiv zu verwerten. Die schädigende Wirkung dieser Gase an Flora und Fauna bleibt somit erhalten.

Mit der Einführung des Feuerungssystems der kontinuierlichen Luftstufung für Industriekessel soll zur Lösung dieser Probleme beigetragen werden. Die an diesem Brennersystem gewonnenen Erfahrungen und Ergebnisse in [14, 15] belegen, dass seine  $\text{NO}_x$ - Emissionswerte unter  $10 \text{ ppm}$  bei fast CO-freiem Abgas liegen. Diese Werte unterschreiten deutlich die gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerte der TA Luft 2002 [28] sowie die empfohlenen Werte für die Vergabe des Umweltzeichens „Blauer Engel“. Des Weiteren haben die Ergebnisse nachgewiesen, dass mit diesem Brennersystem eine breite Palette an Schwachgasen unterschiedlicher Qualitäten und Zusammensetzungen stabil, schadstoffarm und nahezu pulsationsfrei verbrannt werden kann (s. dazu

Abbildung 6). Daraus ergeben sich folgende Potenziale des Vorhabens zur Umweltentlastung und zur Lösung der Umweltproblematik bei Industriekesseln:

- Signifikante Minimierung der Schadstoffemissionen ( $\text{NO}_x$ , CO,  $\text{CO}_2$  und UHC), insbesondere im Teillastbetrieb. Dadurch wird eine umweltschonende und gesundheitsfreundliche Kesselanlage zur Verfügung gestellt.
- Deutliche Verminderung des Gefährdungspotenzials von ungenutzten schwachkalorigen Gasen durch Befähigung des Feuerungssystems zur Verbrennung verschiedener Brennstoffqualitäten.
- Verringerung der Pulsation und des Lärmpegels der Verbrennung. Dadurch wird ein Schutz von Anlage und Mensch erreicht.

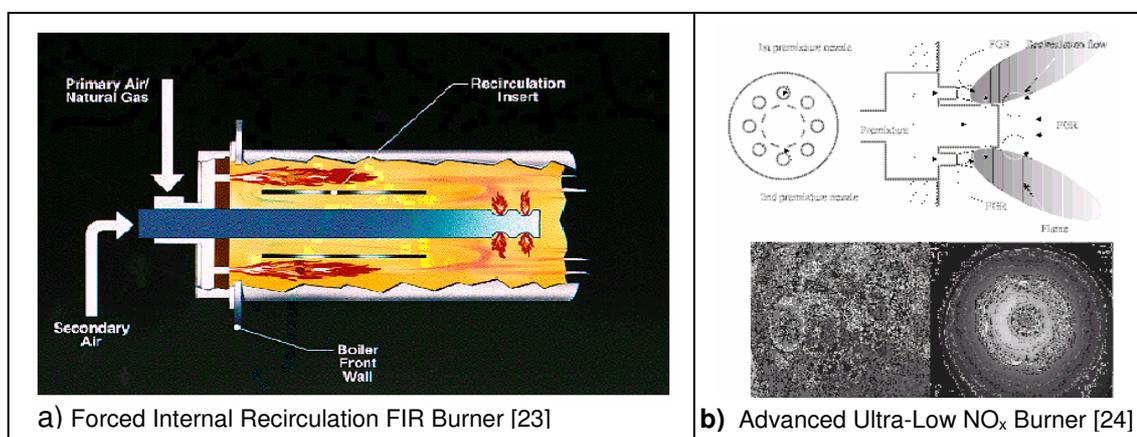
Der innovative Beitrag des angestrebten Projektes über den bekannten Stand der Technik hinaus wird darin gesehen, dass ein neuartiges Feuerungskonzept unter Industriekesselbedingungen untersucht und optimiert werden soll, wodurch insbesondere folgende ökonomische und ökologische Vorzüge erwartet werden:

- Erhöhung der Energieeinsparung durch Verbesserung des Wirkungsgrades der Kesselanlage infolge besserer Wärmeübertragung an das Wärmegut in kompakten Räumen.
- Erhöhung der Betriebssicherheit durch zuverlässigeren Brenner- und Kesselbetrieb (Vermeidung von akustischen Schwingungen und Flammenrückschlägen), so dass Ausfallzeiten verringert werden.
- Steigerung des ökonomischen Nutzens durch die Verbrennung von Gasen verschiedener Qualitäten mit ein und demselben Feuerungssystem über einen weiten Luftzahlbereich.
- Steigerung des ökologischen Schutzes durch drastische Unterdrückung der Schadstoffemissionen mittels dosierter, kontinuierlich gestufter Eingabe der Verbrennungsluft in das Innere der Flamme.

Da die Umweltrelevanz eines Feuerungssystems nicht allein im Fokus des Entwicklers liegt, leuchtet bei der Betrachtung der vielen deutschen bzw. europäischen Reglementierungen in Form von Verordnungen und Gesetzen ein. Die in Deutschland (unter A1 im Anhang genannten) einschlägig bekannten Vorschriften und Verordnungen (BImSchV, BImSchG, TA Luft) führten dazu, dass in den 90' er Jahren die Forderung nach einem Verbrennungsprozess, der gleichzeitig energiesparend und umweltfreundlich verläuft, in den Vordergrund des öffentlichen Interesses rückte und die gegenwärtige Energiepolitik bestimmt. Seither sind sowohl Wissenschaftler als auch Brenner- und Kesselhersteller sowie -betreiber bestrebt, durch gekoppelte konstruktive und betriebliche Maßnahmen am Feuerungssystem selbst und am Flammen- und Gaskörper im Brennraum die thermodynamischen und reaktionskinetischen Prozesse zu beherrschen, um eine aus ökonomischer und ökologischer Sicht optimale Energieerzeugungsanlage zu erhalten. Eine besondere Bedeutung kommt dabei der Emissionsreduzierung der bei allen Verbrennungsprozessen auftretenden Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ) zu.

Auf dem Gebiet der Industriekesselfeuerungen wurden vor allem konstruktive Maßnahmen am Feuerungssystem vorgenommen, um die Grenzwerte für die vorgeschriebenen  $\text{NO}_x$ - und CO-Emissionen einzuhalten. Dabei hat sich die Stufenverbrennung als besonders sinnvolle und effektive  $\text{NO}_x$ -Minderungsvariante bewährt. Feuerungssysteme mit Luft- und/oder Brennstoffstufung werden deshalb seit Jahrzehnten in Industriekesseln mit Erfolg eingesetzt, wie Impulsbrenner, Duoblock-Brenner und HIB-Brenner [19, 20, 21, 22 und 35]. Die Stufung geschieht durch den Einbau von Luft- und/oder Leitblechen in den Strömungsweg der Verbrennungsluft bzw. des Brennstoffes oder durch ein zentrales Luftrohr, über welches Sekundärluft in die Brennkammer gelangt und für eine langsame unterstöchiometrische Nachverbrennung an der Grenze zwischen Sekundärluft und Primärgemisch sorgt. Durch diese Stufung von Luft- und/oder Brennstoff werden die Temperaturspitzen abgebaut und niedrige  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen im Abgas erreicht. Die gegenwärtig eingesetzten Brenner in Kesselanlagen liefern  $\text{NO}_x$ -Emissionswerte unter 39 ppm und CO-Emissionen unter 40 ppm. Sie erfüllen somit die Vorgaben der 1. BImSchV bzw. der TA Luft 2002. An dieser Stelle soll jedoch erwähnt werden, dass diese Werte ausschließlich mit Erdgasbetrieb erreicht werden, schwachkalorige Gase können mit der heutigen Feuerungstechnik immer noch nicht ökonomisch und ökologisch sinnvoll verwertet werden.

Trotz der mit der Stufenverbrennung erreichten niedrigen Schadstoffemissionen und der guten Flammeneigenschaften wurden auf dem nationalen Markt bisher nur Feuerungssysteme eingesetzt, die maximal eine dreistufige Luftaufteilung aufweisen. Der Grund dafür lag hauptsächlich an der schwierigen konstruktiven Gestaltung und den damit verbundenen hohen Kosten. In den letzten zwei Jahren wurden jedoch neuere Erdgas-Brennersysteme mit mehreren Luftstufen in Kesselfeuerungen sowohl in den USA [23] als auch in Japan [24] eingeführt. Die veröffentlichten Ergebnisse des so genannten „*Forced Internal Recirculation Burners FIR*“ (s. Abb. 1 a) und des „*Advanced Ultra-Low  $\text{NO}_x$  Burners*“ (s. Abb. 1 b) belegen, dass diese Brenner stabil arbeiten und für Leistungen von 0,7 bis 17,6  $\text{MW}_{\text{th}}$  niedrige  $\text{NO}_x$ - und CO-Emissionswerte ( $\text{NO}_x < 30$  und  $\text{CO} < 50$  ppm, luftfrei und trocken) liefern. Beide Brennerkonzepte in Abbildung 1 basieren auf dem in Deutschland 1996 eingeführten Konzept der kontinuierlichen Luftstufung COSTAIR [9].

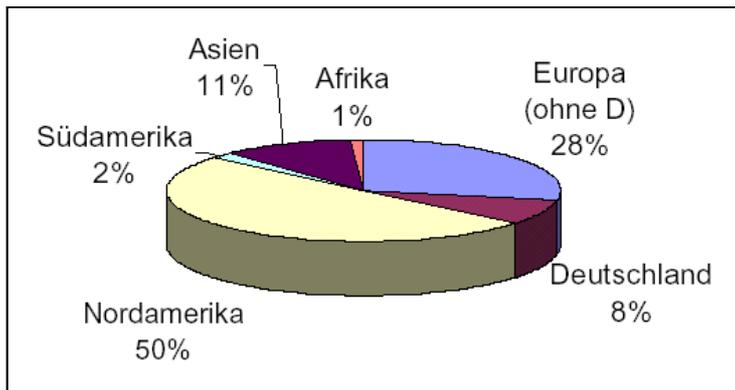


**Abbildung 1:** Außereuropäisch eingeführte Brennerkonzepte mit Luftstufung

Die Entwicklung dieses Konzeptes für den nationalen Markt zum Einsatz in Industriekesselfeuerungen verspricht wesentliche ökonomische und ökologische Vorteile gegenüber herkömmlichen Feuerungssystemen, wie anhand der Ausführungen am Ende dieses Unterkapitels (Punkt 1.2) gezeigt wird.

Die energetische Verwertung von Schwachgasen ist ein wichtiger Punkt bezüglich der Umweltrelevanz. Obwohl das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG, April 2000) in Deutschland für die Vergütung von eingespeistem Strom aus Biogas eine dynamische Entwicklung zur Nutzung von Schwachgasen in Gasmotoren und Kraft-Wärme/Kälte-Kopplungsprozessen auslöste, stieß die Nutzung von Schwachgasen mit niedrigem Kohlenwasserstoffgehalt ( $\text{CH}_4 < 30$  Vol.-%), hohem CO-Anteil (bis 30 Vol.-%) und großen Inertgasanteilen aus ökonomischen und ökologischen Gründen auf wenig Gegenliebe in der Energiewirtschaft. Diese schwachkalorigen Gase haben einen niedrigen Heizwert ( $H_i < 9 \text{ MJ/m}^3(\text{N})$ ) und sind mit der heutigen Brenner- und Brennkammertechnik kaum wirtschaftlich zu verbrennen. So sind neben den Zünd- und Stabilitätsschwierigkeiten insbesondere der niedrige feuerungstechnische Wirkungsgrad und die Umweltbelastung durch die hohen Schadstoffemissionen zu nennen. Von den genannten Brennstoffen stehen derzeit erhebliche Mengen in Deutschland und im osteuropäischen Ausland zur Verfügung und machen vor dem Hintergrund der liberalisierten Energiemärkte ein Umdenken hinsichtlich der Nutzung der enormen Vorkommen dieser Schwachgase erforderlich. Im Jahre 2000 gab es in ganz Deutschland 364 Hausmülldeponien, auf denen ca. 14,6 Mio. Tonnen Siedlungsabfälle abgelagert wurden [Umweltbundesamt, „Umweltdaten Deutschland Online 2003“]. Abbildung 2 verdeutlicht die Aufteilung des weltweiten Deponiegasaufkommens (ca. 40 Mio. t/a Methan) auf die einzelnen Regionen [39]. Darin ist der auf Deutschland entfallende Anteil von 8 % beachtlich. In Europa fallen ca. 36 % des weltweiten Deponiegasaufkommens an, die bei effizienter Verwertung nicht nur zu einem signifikanten Energiebeitrag, sondern auch zur maßgeblichen Umweltentlastung führen, denn Deponiegas wird weltweit und langfristig noch zu den Hauptquellen für das klimawirksame Methan zählen. Dabei verfügt Methan für einen kurzfristigen Zeithorizont von 20 Jahren über ein 56-fach höheres ‚Global Warming Potential‘ als die Referenzsubstanz Kohlenstoffdioxid.

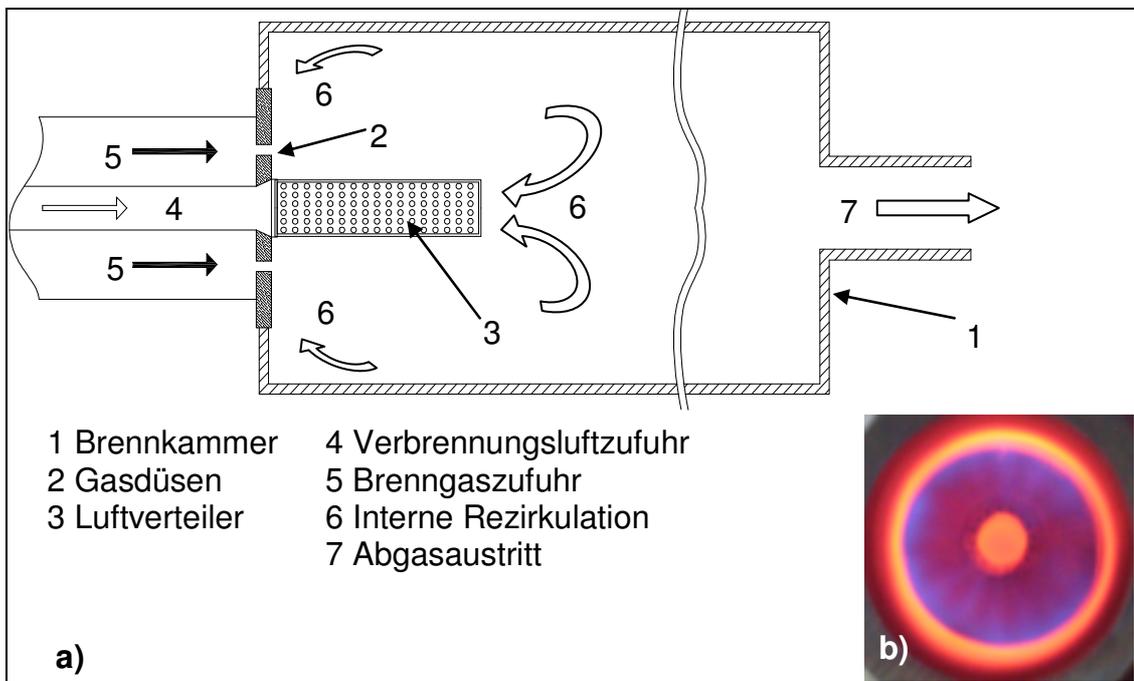
Die Palette der Schwachgase erstreckt sich aber auch auf  $\text{CH}_4$ -arme Brenngase wie Grubengas, Klärgas oder bei chemischen Prozessen anfallende Gase. Weitere große Vorkommen an  $\text{CH}_4$ -armen Schwachgasen entstehen in Deutschland u. a. bei der Vergasung von Biomasse. Eine Abschätzung der Potenziale an Biomasse zur energetischen Nutzung ergibt in Deutschland ein Energiepotenzial von ca. 12 Mio. SKE bis 60 Mio. SKE, was ungefähr 2 % bis 15 % des jährlichen Primärenergiebedarfs entspricht [40].



**Abbildung 2:** Weltweite Deponiegaspotenziale nach [39]

Die Nutzung von Schwachgasen mit sehr geringem Heizwert und  $\text{CH}_4$ -Gehalt ( $\text{CH}_4 < 30$  Vol.-%) in Industriekesseln ist doppelt sinnvoll. Zum einen kann die Energie genutzt werden und zum anderen entfallen technische Systeme zur Oxidation des Klimagases Methan. Da viele Inhaltsstoffe außer im Deponiegas auch in anderen Faulgasen, z. B. Klärgas, vorkommen, lohnt sich der Praxistest mit Deponiegas. Es kann davon ausgegangen werden, dass Systeme, die mit Deponiegas funktionieren auch mit anderen Faulgasen arbeiten. Die angestrebte Einführung des COSTAIR-Brenners für Industriekesselfeuerungen erscheint hierfür erfolgsversprechend, wie nachfolgend gezeigt wird.

Das Verbrennungskonzept der kontinuierlichen Luftstufung nutzt auf eine einfache Weise die Vorteile der Luftstufung zum Erreichen von extrem niedrigen  $\text{NO}_x$ -Emissionswerten. Wie Abbildung 3 a zeigt, tritt die Verbrennungsluft aus den Öffnungen eines Luftverteilers kontinuierlich gestuft in die Verbrennungszone ein; das Gas wird aus mehreren Düsen (2) um den Luftverteiler (3) herum in den Brennraum geführt. Luft und Brennstoff werden entweder komplett getrennt oder teilvorgemischt geführt.

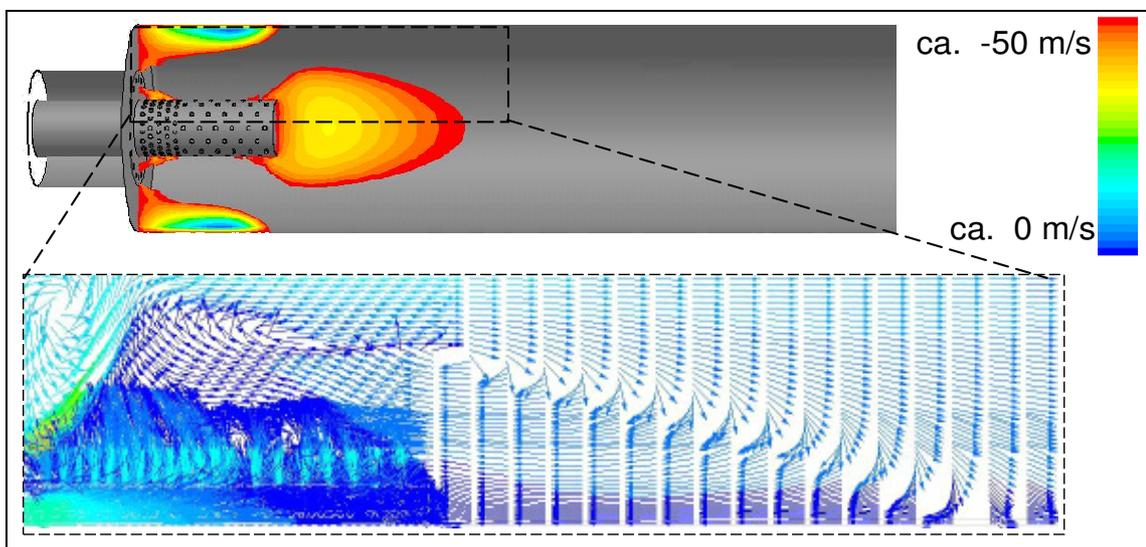


**Abbildung 3:** Schematische Darstellung (a) und typisches Flammenbild (b) des COSTAIR-Brenners

Die aufgrund der kontinuierlichen Luftstufung im Brennernahbereich verursachte unterstöchiometrisch verlaufende Verbrennung führt zu einer drastischen Verringerung der  $\text{NO}_x$ -Emission. Zugleich führt die Luftstufung durch den zentral in die Brennkammer (1) hineinragenden Luftverteiler zu einer gleichmäßigen Kühlung der Flamme. Dies führt zu einer geringen thermischen Belastung der Brennermaterialien und bringt somit eine kostengünstige Bauweise mit sich. Im Brennraumbereich über dem Luftverteiler kommt es infolge des herrschenden Unterdruckes zur Entstehung einer großen internen Rückstromzone, in der die Abgase rezirkulieren und zum vollständigen Ausbrand beitragen [25-27].

Aufgrund der Vielfalt der Luftverteilerformen kann der COSTAIR-Brenner verschiedenen Kesselraumgeometrien angepasst werden. Von ausschlaggebender Bedeutung für die zu erwartenden  $\text{NO}_x$ - und CO-Emissionen ist die Form und Größe des Luftverteilers. Die Parameter des Luftverteilers wie Abmessungen, Bauform, Luftöffnungsform und Öffnungsanzahl können nahezu beliebig variiert werden. Sie sollten jedoch auf die jeweilige Brennkammer und Feuerungsleistung unter Beobachtung der entstehenden Verbrennungsprodukte abgestimmt sein. Abbildung 3b zeigt beispielhaft die COSTAIR-Flamme eines zylinderförmigen Luftverteilers.

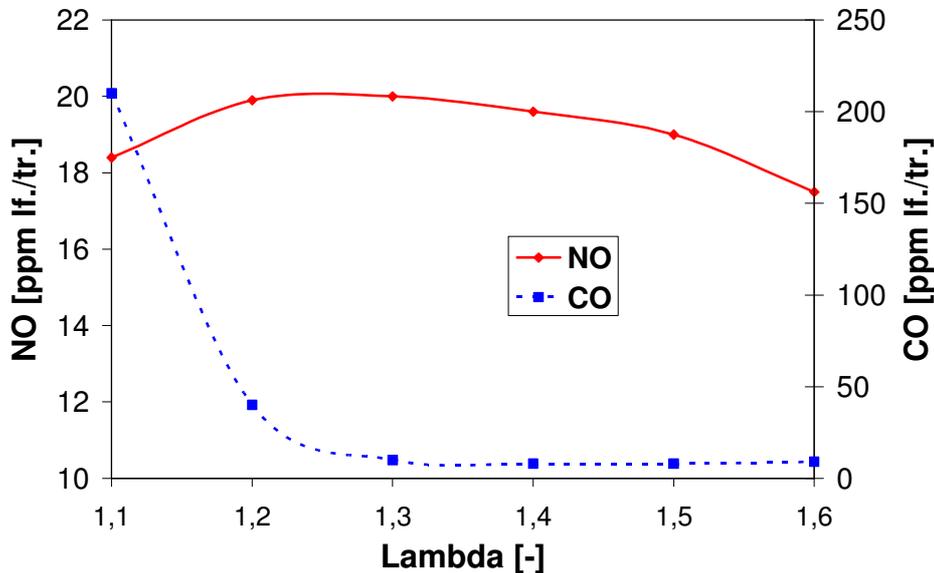
Das typische Rezirkulationsgebiet des COSTAIR-Brenners wird durch das folgende Beispiel (Abb.4) veranschaulicht. Die Farbskala am rechten Bildrand gibt eine Einsicht über die auftretenden Rückströmgeschwindigkeiten. Der zweite Bildteil demonstriert in Form eines Vektorbildes die Entfaltung des Rückström- bzw. Rezirkulationsgebietes.



**Abbildung 4:** Darstellung eines typischen Rezirkulationsgebietes / Ausschnitt Vektordarstellung der Brennkammerströmung

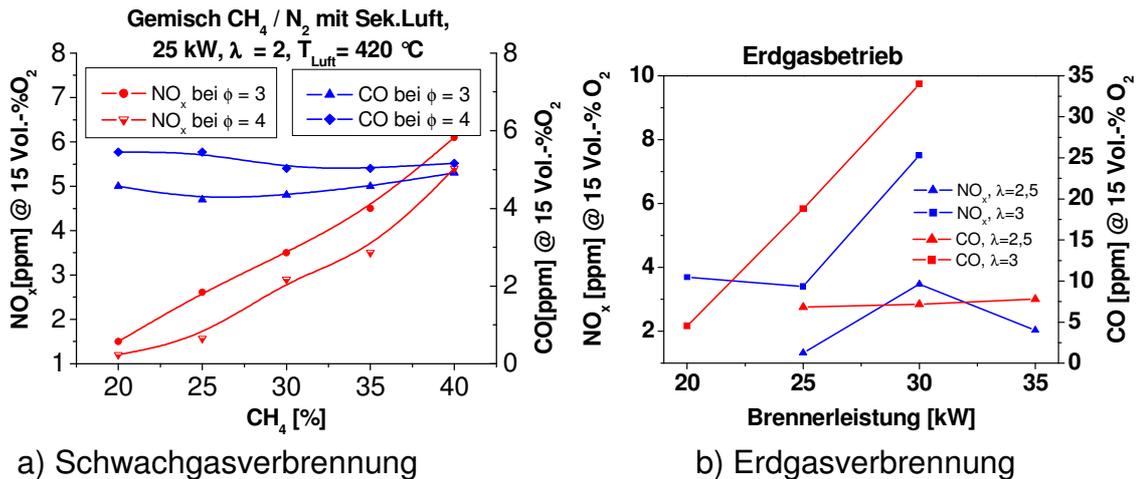
Die bereits gewonnenen Ergebnisse am COSTAIR-Brenner belegen, dass er (gerade auch unter ungünstigen Bedingungen) vielfach niedrigere Schadstoffemissionen als die gegenwärtigen Feuerungssysteme liefert, und dies über einen großen Luftzahlbereich. Abbildung 5 veranschaulicht dies anhand der an einem gekühlten Brennraum ( $\varnothing_{\text{BK}} = 430 \text{ mm}$ , Länge 700 mm) gemessenen  $\text{NO}$  und CO-Emissionsverläufe mit Erdgasbetrieb.

Aus diesen Verläufen geht hervor, dass NO-Emissionswerte über den für Industriekesselfeuerungen interessanten Luftzahlbereich von 1,1 bis 1,6 unter 20 ppm erreichbar sind (luftfrei und trocken). Die entsprechenden CO-Werte liegen ab  $\lambda = 1,2$  unter 10 ppm (luftfrei und trocken).



**Abbildung 5:** NO- und CO-Emissionswerte des COSTAIR-Brenners bei 130 kW<sub>th</sub> an einem gekühlten Brennraum ( $\varnothing_{BK} = 430$  mm, Länge 700 mm) nach [9]

Eine weitere Optimierung erfuhr der Brenner im Rahmen der Arbeiten in [10, 21 und 22]. An einem sehr kompakten und gekühlten Brennraum ( $\varnothing_{BK} = 100$  mm, Länge 300 mm) wurden NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionswerte mit Erdgasbetrieb unter 10 ppm bei  $\lambda = 1,1-1,6$  erreicht. Bei höheren Luftzahlen ( $\lambda = 2-3$ ) durchgeführte Untersuchungen zum Einsatz des Brenners für die Verbrennung von Schwach- bzw. Erdgas in Brennkammern von industriellen und Mikro-Gasturbinen belegten, dass noch ein erhebliches NO<sub>x</sub>- und CO- Reduktionspotenzial vorhanden ist. In Abbildung 6a und 6b sind typische Ergebnisse dargestellt. Daraus wird deutlich, dass auch bei den für Gasturbinen erforderlichen hohen Luftzahlen sehr niedrige NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionswerte erreicht werden (NO<sub>x</sub>-Emissionen von 1-2 ppm sind möglich).



**Abbildung 6:** NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionen des COSTAIR-Brenners bei 25 kW<sub>th</sub> an einem kompakten ungekühlten Brennraum (Ø<sub>BK</sub> = 100 mm, Länge 300 mm) für Schwachgas (Teil a, nach [14]) und für Erdgas (Teil b, nach [15])

Im Vergleich zum Stand der Technik weist das COSTAIR-Prinzip folgende Vorzüge auf:

- Höheres Reduzierungspotenzial der Schadstoffemissionen. Es werden NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionswerte unter 10 ppm bei 3 Vol.-% O<sub>2</sub> im Abgas erreicht. Verglichen mit den Werten aktueller Brenner in Industriekesseln (ca. 40 ppm für NO<sub>x</sub> und 40 ppm für CO) verspricht die angestrebte Entwicklung eine NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionsreduzierung von ca. 75 %.
- Größerer Regelbereich, da der Brenner (im Gegensatz zu anderen Systemen) über einen großen Luftzahlbereich einen stabilen und sicheren Betrieb aufweist (kein Rückschlagen bzw. Abheben der Flamme).
- Flexibler Einsatz für gasförmige Brennstoffe unterschiedlicher Qualitäten. Laut experimentellen Daten kann sowohl hochkaloriges Erd- als auch schwachkaloriges Gas mit niedrigem Heizwert (bis H<sub>i</sub> ca. 2 kWh/m<sup>3</sup>(N)) problemlos verwertet werden. Solche Systeme sind auf dem nationalen Markt noch nicht vorhanden.
- Niedriger Druckverlust und nahezu keine Verbrennungspulsation. Bei den Luftzahlen der Industriekessel ist Δp < 2% und bei hohen Luftzahlen der Gasturbinen < 5% des Kompressor drucks.
- Hohes Potenzial an Fertigungserleichterung und Kosteneinsparung infolge des einfachen Aufbaus des Brenners.

### 1.3 Zielsetzung

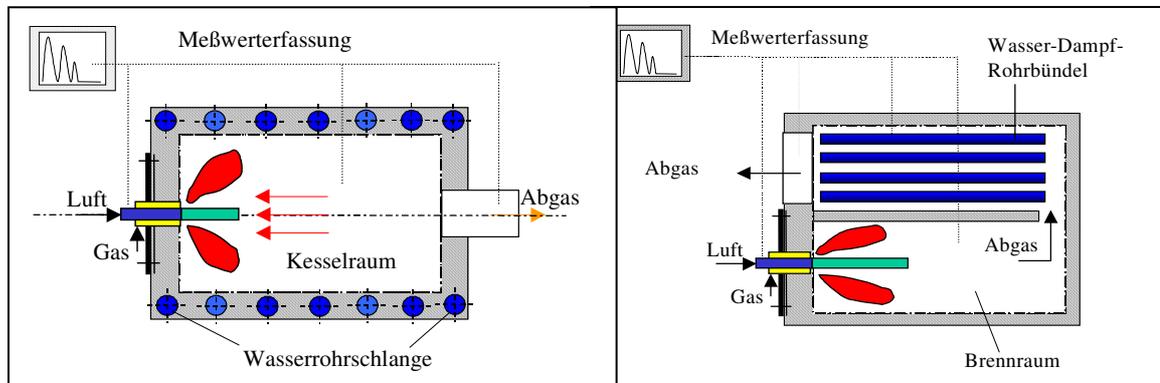
Das Hauptziel dieses Vorhaben ist es, einen nach dem Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung arbeitenden Brenner für den Einsatz in Industriekesselfeuerungen zu entwickeln, mit dem sowohl hoch- als auch schwachkalorige Gase wirtschaftlich und umweltfreundlich verwertet werden können. Es wird angestrebt, die  $\text{NO}_x$ - und CO-Emissionswerte der aktuellen Industriekesselfeuerungen um ca. 75 % zu reduzieren. D. h., es sollen  $\text{NO}_x$ - und CO-Emissionswerte jeweils bei ca. 10 ppm (bei 3 Vol.-%  $\text{O}_2$  im Abgas) erreicht werden. Mit diesen Werten werden sowohl die Grenzwerte der TA Luft von 2002 (s. Tab. 2 im Anhang A1) als auch die geltenden Grenzwerte des "Blauen Engels" (35 ppm für die  $\text{NO}_x$ - und 48 ppm für die CO-Emission) deutlich unterschritten. Des Weiteren soll mit diesem Projekt der thermische Wirkungsgrad des Kessels durch die bessere Wärmeübertragung des Feuerungssystems gesteigert und die Fertigungskosten durch den einfachen und preiswerten Brennerbau verringert werden.

### 1.4 Aufgabenstellung

Im ersten Entwicklungsschritt sollen am GWI numerische Voruntersuchungen mittels des CFD-Codes FLUENT an gewählten Brennervarianten mit zylindrischen bzw. kegelförmigen Luftverteiltern mit dem Ziel durchgeführt werden, Aussagen über das Strömungs- Reaktions- und Schadstoffverhalten (Rückströmzone, Lage und Größe der Reaktionszone,  $\text{NO}_x$ - und CO-Emissionstendenzen) zu gewinnen. Mit diesen Informationen können zunächst die Brennerkonfigurationen festgelegt werden, die für die Betriebsbedingungen eines Industriekessels geeignet sind. Die maximale Brennerleistung soll dabei 200  $\text{kW}_{\text{th}}$  betragen. Die Luftzahl wird von etwa 1,1 bis 1,6 variiert. Als Brennstoff sollen Erdgas und schwachkalorige Gase unterschiedlicher Zusammensetzungen Anwendung finden. Je nach Brennstoffzusammensetzung soll der Brenner im vollen Diffusionsbetrieb oder im teilvorgemischten Betrieb berechnet werden. Hierfür liegen am GWI entsprechende Erfahrungen vor. Die für die CFD-Berechnung erforderliche Geometrie des Kesselbrennraumes wird mit den Mitgliedern des projektbegleitenden Beirates festgelegt. Parallel zum ersten Arbeitsschritt wird eine Gasmischanlage mit ca. 200  $\text{kW}_{\text{th}}$  Gasleistung bereitgestellt. Eine derartige Gasmischanlage steht am GWI zur Verfügung. Diese Gaserzeugungsanlage wird dahingehend angepasst, dass sie aus technischen Reingasen ein synthetisches Schwachgas erzeugt, welches hinsichtlich der Makrokomponenten ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{N}_2$ ) die gleiche Zusammensetzung aufweist wie Deponiegas, Grubengas, Klärgas und Produktgas. Die Komponenten der einzelnen Gase werden aus Tanks und Flaschenbündeln zur Verfügung gestellt.

Basierend auf den Ergebnissen der numerischen Voruntersuchungen werden die optimalen Brennervarianten gebaut und intensiv am GWI-Versuchsstand untersucht. Dieser Versuchsstand wird mit den beteiligten Kooperationspartnern abgestimmt und soll ein Kleinraumkessel bzw. ein Flammrohr-Rauchrohrkessel darstellen (s. Abb. 7). Der Kesselversuchsstand wird am GWI gebaut, mit allen

erforderlichen Messstellen und -instrumenten, Flammenüberwachungssystemen und Sicherheitsventilen ausgestattet und für die Untersuchungen zur Verfügung gestellt.



a) Klein-/Großraumkessel

b) Flammrohr-Rauchrohrkessel

**Abbildung 7:** Geplante Brenner/Kessel-Konfiguration am GWI

Ziel der experimentellen Untersuchungen ist es, detaillierte Informationen über das  $\text{NO}_x$ - und  $\text{CO}$ -Emissionsniveau der einzelnen optimalen Brennervarianten zu gewinnen, dabei werden sowohl die Betriebsparameter (Luftzahl, Leistung) als auch die Gaszusammensetzung (Erdgas, Schwachgas) variiert, um den Flexibilitätsbereich des Brenners zu erfassen. Mittels Kameraaufnahmen soll die Lage und Größe der Flammenfront der einzelnen Varianten begutachtet werden. Daraus lassen sich Aussagen zur Anpassung des Brenners an der realen Kesselgeometrie gewinnen. Die Verbrennungsstabilität und Geräuschbildung werden im Laufe der Experimente aufgenommen und ausgewertet. Die Experimente werden von zusätzlichen CFD-Berechnungen begleitet, um an Ort und Stelle die erforderlichen konstruktiven Modifikationen vorzunehmen.

Die anschließende Brenneroptimierung wird in intensiver Zusammenarbeit mit den Kooperationspartnern festgelegt. Basis hierfür sind die Ergebnisse der experimentellen und numerischen Untersuchungen. Die optimalen Varianten des Brenners weisen folgende Merkmale auf:

- niedrigste  $\text{NO}_x$ - und  $\text{CO}$ -Emissionswerte,
- flexiblen Einsatz von hoch- und niederkalorigen Gasen und
- stabiler und pulsationsfreier Betrieb.

Aus diesen Varianten soll dann das Design für diejenige Brennervariante bestimmt werden, die alle optimalen Merkmale in sich vereint. Diese Variante wird gebaut und zur Validierung bei  $200 \text{ kW}_{\text{th}}$  berechnet und vermessen. Nach Validierung der Ergebnisse der optimalen Brennervariante werden die Brennerkonfigurationen für höhere Leistungen (bis  $1,5 \text{ MW}_{\text{th}}$ ) mittels scale-up-Kriterien abgeleitet. Diese Aktivitäten werden mit dem Kooperationspartnern Max Weishaupt GmbH, bei dem die Brenner tests an einem Industriekessel durchgeführt werden, abgestimmt. Die mit den scale-up-Kriterien berechneten Designwerte werden mit dem Kooperationspartner CombuTec GmbH, der die Konstruktionsskizzen erstellt, diskutiert und gegebenenfalls modifiziert. Numerische Simulationen werden das Scale-up unterstützen. Die Grundlagen und Vorgehensweise des Skalierungs- (scale-up) Verfahrens sind aus ein-

schlängiger Literatur bekannt und wurden weiterhin in den Arbeiten [10, 11, 16] ausführlich vorgestellt und behandelt.

Im Anschluss wird der für Leistungen bis 1500 kW<sub>th</sub> skalierte Brenner gebaut und mit den erforderlichen Sicherheitsarmaturen und Betriebsbauteilen ausgestattet. Dieser Brenner unterliegt anschließend ausführlichen Tests an einem Industriekessel (Prüfflammrohr) des Kooperationspartners Max Weishaupt GmbH. Die Leistung des Brenners soll bei diesen Tests von 500 bis auf 1500 kW<sub>th</sub> (Voll- und Teillastbetrieb) variieren. Diese Tests sollen insbesondere Aufschlüsse über die NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionswerte im Abgas geben, sowie Aussagen zur Verbrennungsstabilität und Pulsationsverhalten beim Einsatz verschiedener Gasqualitäten liefern. Die beteiligten Kooperationspartner werden diese Tests beratend begleiten. Im letzten Entwicklungsschritt wird eine Gesamtanalyse zum Betrieb der Kesselanlage mit Erd- und Schwachgas beim Einsatz des entwickelten Feuerungssystems aufgestellt und soll als Transferstudie dienen. In dieser Analyse werden die erreichten Ergebnisse aus einer feuerungstechnischen Sicht betrachtet und mit den Daten der gegenwärtigen Feuerungstechnologien in Industriekesseln verglichen. Dabei werden insbesondere die energetisch-ökonomischen Gesichtspunkte (Zuverlässigkeit des Brenners, Stabilitätsbereich, Wirkungsgrad und flexibler Einsatz unterschiedlicher Brennstoffzusammensetzung) sowie die ökologischen Merkmale (NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionsniveau) im Vordergrund der Bewertung stehen. Eine abschließende Bewertung zur Eignung des Brenners für Industriekessel und Thermalölerhitzer soll durch die Kooperationspartner Max Weishaupt GmbH und Ness Wärmetechnik GmbH vorgenommen werden.

## 2. Überblick zu den Untersuchungen

Neben den experimentellen Untersuchungen kam der numerischen Simulation in diesem Projekt eine wichtige Rolle zu, da dadurch experimentell aufwändige Untersuchungen der Verbrennungsvorgänge umgangen werden und stattdessen auf einfacher zeit- und Kosten sparender Art, Informationen und Erkenntnisse über Strömungs-, Mischungs- und Verbrennungsabläufe gewonnen werden. Darüber hinaus können Prognosen zum Schadstoffverhalten der Anlage vorhergesagt werden.

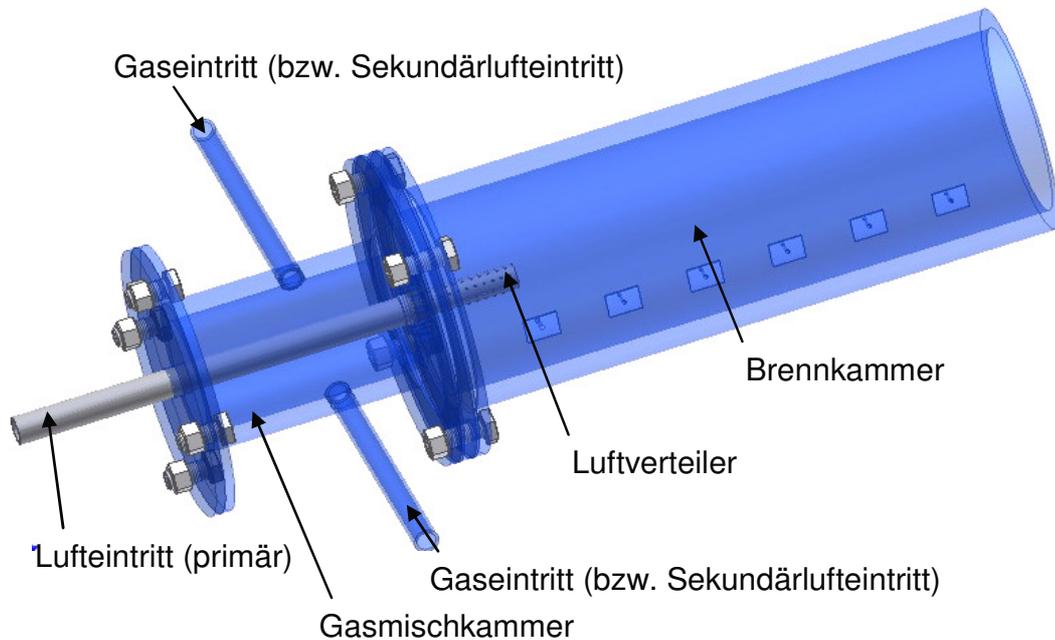
In diesen Rechnungen werden grundlegende Abmessungen und Geometrien unter Einsatz von festgelegten Projektdaten bestimmt. (Beispielsweise wurden umfangreiche Voruntersuchungen zur Ermittlung des am besten geeigneten Luftverteilers durchgeführt.) Die mittels der Numerik erlangten Parameter werden anknüpfend experimentell geprüft.

Im Rahmen des Projektes wurde für die numerischen Simulationen das Programmpaket FLUENT eingesetzt. Unter Kapitel 2.2 werden einige grundlegende Zusammenhänge der mathematischen Modellierung erläutert.

### 2.1 Experimentelle Untersuchungen

Die durch Voruntersuchungen ermittelte erste Brennervariante wurde am GWI gebaut und anhand experimenteller Untersuchungen an einer ungekühlten und einer wassergekühlten Brennkammer überprüft und modifiziert. Teilergebnisse dieser Tests werden in [Kap. 3.1] vorgestellt. Um die praktische Funktionsfähigkeit des Brenners unter Beweis zu stellen, wurde sein Betrieb unter realen Betriebsbedingungen eines Industriekessels überprüft und weitermodifiziert. Ebenso wie die numerischen Berechnungen wurden auch die Experimente für verschiedene thermische Leistungen durchgeführt. Es wurden verschiedene Variationen der Luftzahl und des Gasgemisches experimentell geprüft. Weiterhin wurden die Auswirkung einer Gas- bzw. Luftverdrallung sowie der Einfluss der Einmischung von Sekundärluft zum Brenngas untersucht. Aus diesem Grunde variierte der Versuchsaufbau im Laufe der experimentellen Untersuchungen. Abbildung 8 zeigt die schematische Darstellung der am GWI installierten Versuchsanlage.





**Abbildung 9:** Transparente Darstellung des COSTAIR-Brenners als Modell

Die im Zusammenhang mit dieser Arbeit verwendeten Luftverteiler weisen alle eine zylindrische Form gemäß dem Beispiel in Abbildung 10 auf. Die baulichen Unterschiede bestehen ausschließlich durch Baulänge, Zylinderdurchmesser, Anzahl, Form (Lochbohrungen oder Kiemenschlitze) und Anordnung der Luftöffnungen.



**Abbildung 10:** Dreidimensionale Darstellung eines zylindrischen Luftverteilers

Anhand von diversen Voruntersuchungen in ähnlichen Projekten und aktuellen Ergebnissen der numerischen Simulation haben sich die zylinderförmigen Luftverteiler aus verbrennungstechnischer Sicht, auch auf Grund der relativ einfachen Fertigung, als zweckmäßigste Bauform erwiesen. Die baulichen Festlegungen der Luftverteiler stammen aus Ergebnissen von diversen Luftverteiltervarianten, die mit Hilfe des CFD-Programms FLUENT numerisch simuliert wurden. Ein wichtiges Kriterium neben den geometrischen Abmessungen des Luftverteilers ist das Öffnungsverhältnis  $\varepsilon$ . Dies ist eine geometrische Größe, die sich aus dem Verhältnis der gesamten Öffnungsfläche der Luftbohrungen und der Mantelfläche des Luftverteilers nach folgender Gleichung ergibt.

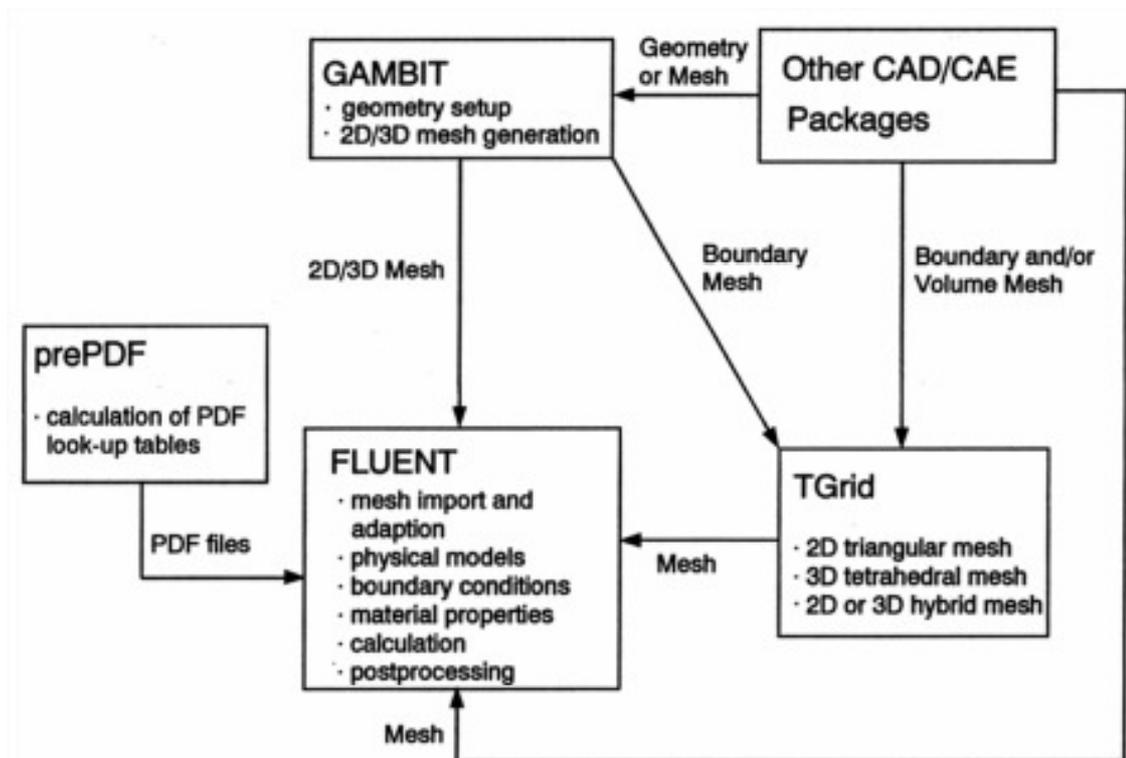
$$\varepsilon = \frac{\sum A_{LÖ}}{A_M} \cdot 100\%$$

Das Öffnungsverhältnis ist ein Indiz für die Größe des Impulses der austretenden Luft und des Luftmassenstroms. Die damit verbundene

Abhängigkeit der Luftstufung und demzufolge die anschließende Schadstoffbildung wird maßgebend durch dieses Verhältnis beeinflusst.

## 2.2 Grundlagen zur numerischen Simulation

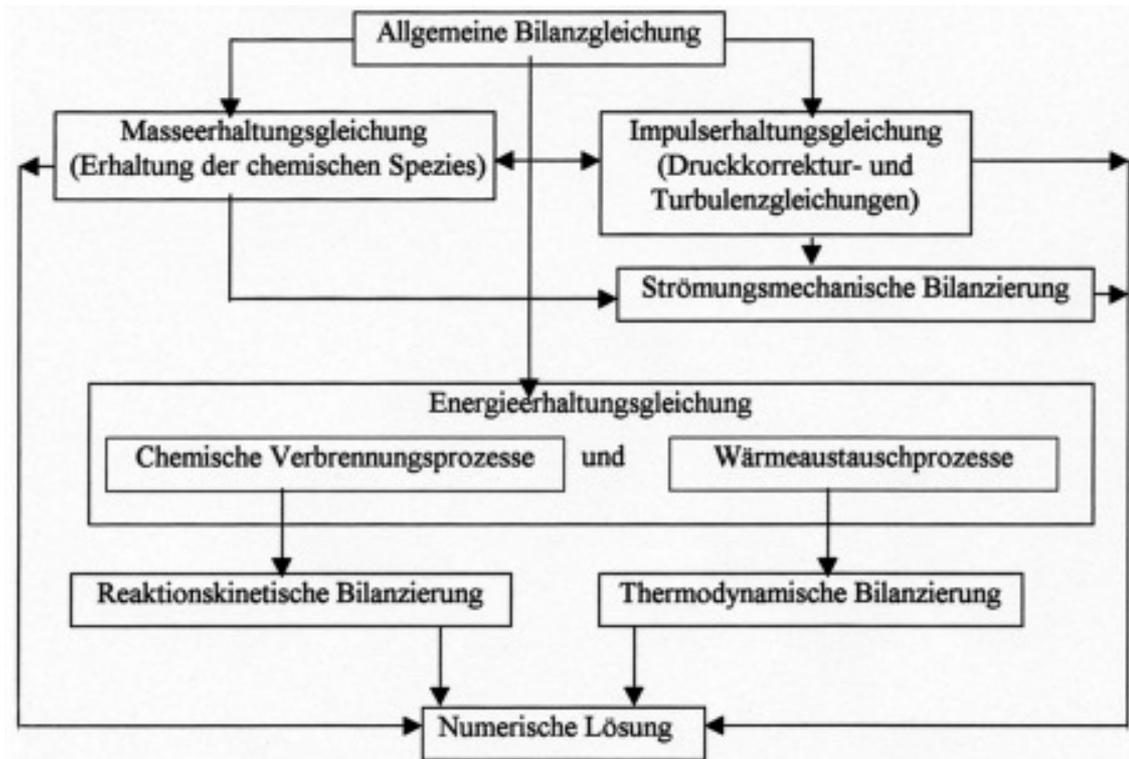
Das CFD (Computational Fluid Dynamics) Programmsystem FLUENT arbeitet auf der Grundlage der Finiten-Volumen-Methode. Es besteht aus mehreren Programmen, die unter anderem der Gittergenerierung dienen sowie als Datenbanken für Stoffwerte zur Bestimmung des Speziestransports mit und ohne Verbrennung.



**Abbildung 11:** Programmstruktur von FLUENT nach [41]

**Abbildung 11** zeigt die Programmstruktur von FLUENT. Zur Lösung der Wärmeübertragungs- und Strömungsprobleme werden strukturierte und unstrukturierte Gitter sowohl für den zwei- als auch für den dreidimensionalen Fall generiert.

Die Basis der mathematischen Modellierung der Wärme- und Strömungsverhältnisse in FLUENT sind die zeitabhängigen Differentialgleichungen für die Bilanzen der Massen-, Stoff-, Impuls- und Enthalpieströme. Dieses Gleichungssystem wird in den einzelnen Zellen des diskretisierten Berechnungsraumes iterativ mit Hilfe numerischer Methoden gelöst. In **Abbildung 12** ist die Vorgehensweise bei der mathematischen Modellierung in FLUENT schematisch dargestellt.



**Abbildung 12:** Schema der mathematischen Vorgehensweise in FLUENT nach [42]

In den folgenden Kapiteln werden die in FLUENT zur Auswahl stehenden mathematischen Modelle näher erläutert, mit denen die drei Hauptvorgänge Strömung, Reaktion und Wärmeübertragung beschrieben werden. Die mathematischen und numerischen Grundlagen sollen hier nicht besprochen werden, da sie an anderen Stellen bereits eingehend beschrieben worden sind [43 – 45].

### Turbulenzmodellierung

Laminare Strömungen sind theoretisch einfacher zu betrachten und zu verstehen als turbulente. Die Grundgleichungen sind vollständig bekannt, lassen sich oft geschlossen oder mit asymptotischen Methoden lösen. Bei der statistischen Beschreibung turbulenter Strömungen besteht das Schließungsproblem. Die Grundgleichungen enthalten unbekannte Terme, für die keine Gleichungen abgeleitet werden können, in denen keine neuen Unbekannten vorkommen. Ein geschlossenes Gleichungssystem ist somit nicht abzuleiten.

Alle bisher bekannten Methoden, das Gleichungssystem zu schließen, beruhen auf zum Teil starken Vereinfachungen und Hypothesen. Auf der untersten Stufe wird die Schließung des Gleichungssystems durch Beziehungen zwischen den scheinbaren Spannungen und dem mittleren Geschwindigkeitsfeld bewerkstelligt. Diese halbempirischen Beziehungen stellen Turbulenzmodelle dar, die die Form von algebraischen Beziehungen oder von Differentialgleichungen annehmen können, und die nach der Zahl der Differentialgleichungen eingeordnet werden.

Im Programmsystem FLUENT stehen verschiedene Turbulenzmodelle zur Verfügung, die nachfolgend kurz vorgestellt werden. Bei dem Spalart-Allmaras Modell handelt es sich um ein relativ einfaches 1-Gleichungsmodell, bei dem eine Transportgleichung für die turbulente Viskosität gelöst wird.

Mit dem Standard  $k$ - $\epsilon$ -Modell [45], das zu den 2-Gleichungsmodellen zählt, steht ein Turbulenzmodell zur Auswahl, das sich vielfach mit einer ausreichenden Genauigkeit bewährt hat. Neben dem Standard  $k$ - $\epsilon$ -Modell stehen noch zwei weiterentwickelte Varianten zur Verfügung: das RNG  $k$ - $\epsilon$ -Modell [46] und das realizable  $k$ - $\epsilon$ -Modell [47]. Mit diesen beiden Modellen können auch Strömungsphänomene berechnet werden, für die das Standard  $k$ - $\epsilon$ -Modell keine oder nur eingeschränkte Gültigkeit besitzt. Dabei handelt es sich zum Beispiel um abgelöste oder stark verdrallte Strömungen. Abgesehen von den 2-Gleichungsmodellen können noch das Reynolds-Spannungsmodell (RSM) [48-56] und die Large-Eddy-Simulation (LES) [57-60] zur Turbulenzmodellierung eingesetzt werden. Das Reynolds-Spannungsmodell ist genauer als die  $k$ - $\epsilon$ -Modell, da hier die Reynoldsspannungen über 6 Gleichungen direkt modelliert werden. Damit wird dem anisotropen Charakter der Turbulenz Rechnung getragen. Nachteil dieses Modells ist der erhöhte Rechenzeit- und Speicheraufwand sowie das schlechtere Konvergenzverhalten. Bei der Large-Eddy-Simulation werden große Wirbel direkt simuliert, während die kleinen bis zum Mikrolängenmaß mit Hilfe von Turbulenzmodellen beschrieben werden. Im Rahmen dieses Projektes wurden verschiedene Turbulenzmodelle hinsichtlich ihrer Anwendung auf die vorliegende Problematik getestet. Dabei hat sich die Anwendung des Standard  $k$ - $\epsilon$ -Modells als geeignet herausgestellt.

### **Wärmeübertragungsvorgänge**

Bei Verbrennungsprozessen wird lokal unterschiedlich viel thermische Energie freigesetzt. Infolgedessen treten unterschiedliche Temperaturen auf, wodurch ein Austausch von Wärme durch Leitung innerhalb der Gasphase erfolgt. Neben der Wärmeleitung findet ein konvektiver Transport der heißen Verbrennungsabgase durch den Ofenraum statt. Dabei findet eine Wärmeübertragung an das Wärmegut und die Ofenraumwände statt. Weiterhin steht in der Gasphase jedes Kontrollvolumen im Strahlungsaustausch mit allen übrigen Kontrollvolumina sowie den Ofenraumwänden. Für Gasfeuerungen sind dies die wesentlichen Wärmeübertragungsmechanismen [45-61]. Zur Berechnung der Wärmeübertragung wird in FLUENT eine Energiegleichung eingeführt, in der Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung berücksichtigt werden. Damit ist man in der Lage, Wärmeübertragungsprobleme sowohl in einem Fluid als auch in festen Strukturen zu modellieren.

Bei Gasfeuerungen ist die Energieübertragung zwischen der Flamme und den Ofenraumwänden durch den Wärmeaustausch mittels thermischer Strahlung dominant gegenüber dem durch Konvektion und Leitung. Zur Modellierung der Strahlung sind in FLUENT unterschiedliche Modelle vorhanden.

Mit dem P-1 Modell steht ein relativ einfaches Modell zur Auswahl, bei dem die Strahlungsflüsse in Koordinatenrichtung verfolgt werden [62-63]. Dieses Modell eignet sich für optisch dickere Medien, z. B. bei Berechnungen mit Partikeltransport. Wenn die optische Schichtdicke größer als drei ist, kann auch das Rossland Modell eingesetzt werden.

Bei dem Discrete-Transfer-Modell [64-65] handelt es sich um eine Modifikation des Monte-Carlo-Modells. Hierzu wird die emittierte Energie einer Zone nicht in sehr viele, zufällige Raumrichtungen emittiert, sondern in wenige, durch die Geometrie und Diskretisierung vorgegebene Richtungen. Anzahl und Wahl dieser diskreten Richtungen bestimmen wiederum die Genauigkeit des Verfahrens. Des Weiteren wird ein Strahl nicht bis zu seiner völligen Absorption verfolgt, sondern nur vom Emissionsort bis zu seinem Auftreffen auf eine feste Wand. Dieses Modell eignet sich besonders für komplizierte Berechnungsgeometrien und optisch dünne Medien. Streuungseffekte werden bei diesem Modell nicht berücksichtigt. Bei der Parallelisierung von großen Berechnungsgeometrien kann das Discrete-Transfer-Modell jedoch nicht angewendet werden.

Das Discrete-Ordinate-Modell [66-67] löst die Strahlungstransportgleichung für eine endliche Anzahl von diskreten festen Winkeln. Wahl und Anzahl der Strahlen erfolgen analog zum Discrete-Transfer-Modell. Im Gegensatz zum Discrete-Transfer-Modell führt das Discrete-Ordinate-Modell keine Strahlenverfolgung durch. Stattdessen transformiert das Discrete-Ordinate-Modell eine Transportgleichung für Strahlungsintensität in den räumlichen Koordinaten ( $x$ ,  $y$ ,  $z$ ). Das Discrete-Ordinate-Modell umspannt den ganzen Bereich von optischen Dicken und kann Probleme der Festkörper- aber auch der Gasstrahlung sowie die Strahlung durch semi-transparente Medien lösen.

## **Verbrennungsmodellierung**

Den Abbrand zu beschreiben, bedeutet für die wesentlichen, an der chemischen Umsetzung beteiligten Spezies, Konzentrationsverteilungen anzugeben. Um die Konzentrationsverteilung von Spezies zu berechnen, müssen Bilanzgleichungen für diese aufgestellt und gelöst werden, die alle physikalischen und chemischen Vorgänge beinhalten, die die Konzentrationen beeinflussen. Dies sind Konvektion, Diffusion und die chemische Reaktion selbst. Für einen schnellen und vollständigen chemischen Umsatz müssen die Reaktionspartner auf molekularer Ebene möglichst gut vermischt werden, da ein Molekül nur dann reagieren kann, wenn es mit seinem Reaktionspartner kollidiert. Ist die Mischungsbedingung erfüllt, dann läuft die Reaktion mit einer reaktionskinetisch bestimmten Geschwindigkeit ab. Der Abbrand des Brennstoffes kann nun durch die Mischung oder die eigentliche chemische Reaktion limitiert sein. Man spricht dann von mischungs- oder von kinetisch-kontrollierter Umsetzung. Zur Charakterisierung der vorliegenden Verhältnisse dient die Damköhlerzahl  $Da$ , die als Verhältnis zwischen einem turbulenten Zeitmaß, das eine entsprechende Mischzeit beschreibt, und einer charakteristischen Reaktionszeit definiert ist.

Diese Vorgehensweise zur Modellierung der Reaktion wird in FLUENT 'generalized finite rate formulation' genannt. Es werden Transportgleichungen für alle Spezies gelöst, die an der chemischen Umsetzung beteiligt sind. Die Bestimmung der Reaktionsraten kann über den Arrhenius-Ansatz oder mit dem Eddy Dissipation Konzept [68] geschehen, wobei der Arrhenius-Ansatz für eine kinetisch- und das Eddy Dissipation Konzept für eine Mischungskontrollierte Umsetzung steht. Bei diesem Verfahren müssen die Reaktionsgleichungen und Reaktionsparameter in FLUENT definiert werden. Durch diese komplexe Vorgehensweise können meist nur Ein- oder Zweischrittmechanismen von Einzelbrennstoffen, z. B. Methan anstelle von Erdgas, berücksichtigt werden.

Eine andere Möglichkeit, die Verbrennungsvorgänge in FLUENT zu modellieren, ist der 'mixture fraction / PDF' Ansatz. Die PDF-Methoden lassen sich aus einer fundamentalen mathematischen Betrachtung herleiten. Man geht davon aus, dass turbulente reaktive Strömungen stochastische Prozesse sind und die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion statistische Informationen mindestens einer stochastischen Größe an einem bestimmten Ort und zu einem bestimmten Zeitpunkt  $(x,t)$  liefert. In der mathematischen Beschreibung von Diffusionsflammen ist der Mischungsbruch die bestimmende Größe. Das PDF-Modell, **Probability Density Function** (Wahrscheinlichkeits-Dichte-Funktion), das speziell für Diffusionsflammen entwickelt wurde, basiert auf der Lösung der Transportgleichung für den Mischungsbruch bzw. -fraktion und geht davon aus, dass die chemische Umsetzung schnell genug ist, so dass sich ein chemisches Gleichgewicht einstellt.

Mit einem Pre-Prozessor werden in Abhängigkeit vom Mischungsbruch, von der Varianz und der Enthalpie die Konzentrationen der gewünschten Spezies, die Dichte und die Temperatur berechnet und in einer Datenbank abgelegt. Anschließend werden in FLUENT für jede Berechnungszelle die Gleichungen für den Mischungsbruch und die Varianz gelöst. Dabei werden die Schwankungsgrößen über die PDF berücksichtigt. Zur Bestimmung der Konzentrationen einzelner Spezies in jeder Zelle wird auf die erstellte Datenbank zugegriffen. Bei diesem Verfahren werden zur Beschreibung der Reaktion nur zwei Transportgleichungen benötigt, welche im Vergleich zu einem Mehrschrittmechanismus die Rechenzeit verringern. Im Gegensatz zu Finite-Rate-Modell muss der Nutzer des PDF-Modells nicht die einzelnen Reaktionsmechanismen definieren, sondern nur die Komponenten, die für die Reaktion benötigt werden und die dabei entstehen sowie die entsprechende Eintrittszusammensetzung.

## 2.3 Messtechnik

Die für die Auswertung der Messdaten und Beurteilung des Reaktions- und Schadstoffverhaltens der Versuche relevanten Kenngrößen wurden mit verschiedenen Messgeräten und Messmethoden ermittelt. Diese sind in Tabelle 1 aufgelistet und werden im nachfolgenden Abschnitt dargestellt und erläutert.

Die Messdatenerfassung erfolgte über das am GWI verwendete Programm Test Point, das die Ausgabe der Messwerte und die gleichzeitige Speicherung der Daten durchführt.

**Tabelle 1:** Auflistung der Messgrößen und der verwendeten Messgeräte

Gemessene Größe		Einheit	verwendetes Messgerät / -prinzip	Messbereich	Genauigkeit
Temperaturen	Gastemperaturen	°C	Ni-Cr / Ni Thermoelement, Typ K	0-1100	$\pm 0,0075 \cdot T$
	Lufttemperaturen				
	Abgastemperatur				
	Wassertemperaturen				
Emissionen	Kohlenstoffdioxid CO <sub>2</sub>	Vol. -%	BINOS 1001, NDIR- Verfahren	0-20	2%
	Kohlenstoffmonoxid CO	ppm		0-2500	
	Stickstoffmonoxid NO	ppm		0-1500	
	Stickstoffdioxid NO <sub>2</sub>	ppm	BINOS 1001, NDUV	0-500	1%
	Sauerstoff O <sub>2</sub>	Vol. -%	OXYNOS 100, Paramagnetismus	0-100	
Volumenströme	Brenngas (Erdgas H)	m <sup>3</sup> /h	Schwebekörper- durchflussmesser	0-35	Genauigkeits- klasse 1 nach VDI/VDE 3513, B12
	Stickstoff, Kohlenstoffdioxid	m <sup>3</sup> /h		0-100	
	Verbrennungsluft	m <sup>3</sup> /h		0-55	

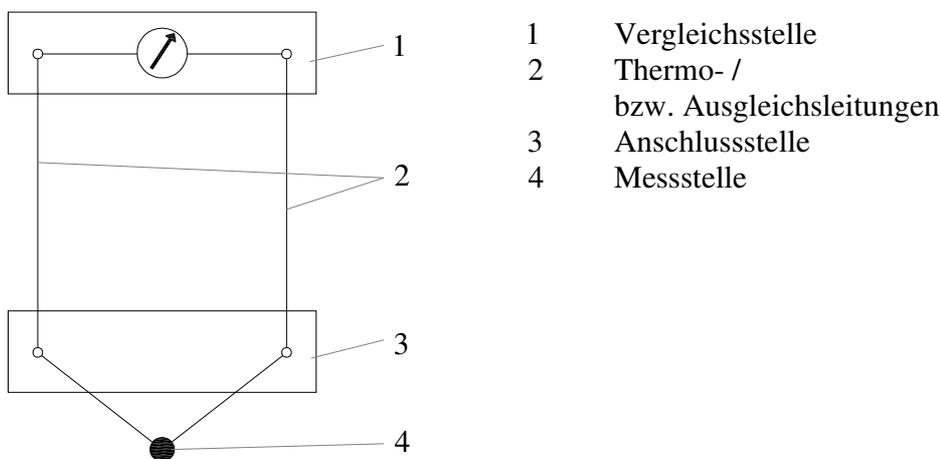
Die Genauigkeiten der Messgeräte beziehen sich auf den Messbereichsendwert.

### Temperaturerfassung

Die Temperaturmessung aller in Tabelle 1 aufgeführten Prozesstemperaturen erfolgt über NiCrNi Thermoelemente des Typs K. Das „K“ steht als internationaler Kennbuchstabe für die oben genannte Materialpaarung. Die verschiedenen Materialpaarungen werden nach ihrer Genauigkeit in drei Klassen der Grenzabweichung unterteilt, worauf hier jedoch nicht näher eingegangen werden soll.

Die Thermoelemente des Typs K werden in der industriellen Messtechnik noch immer am häufigsten angetroffen, denn sie zeichnen sich durch relativ geringe Kosten und einen weiten Anwendungsbereich aus. Der in der Praxis entscheidende Temperaturbereich des Thermoelements (Typ K) liegt zwischen 0 °C und 1100 °C. Ausnahmen sind nur im Kurzzeitbetrieb zulässig, da es sonst zu irreversiblen Veränderungen der thermoelektrischen Eigenschaften kommen kann und dies zu einer bleibenden Messwertabweichung führen würde.

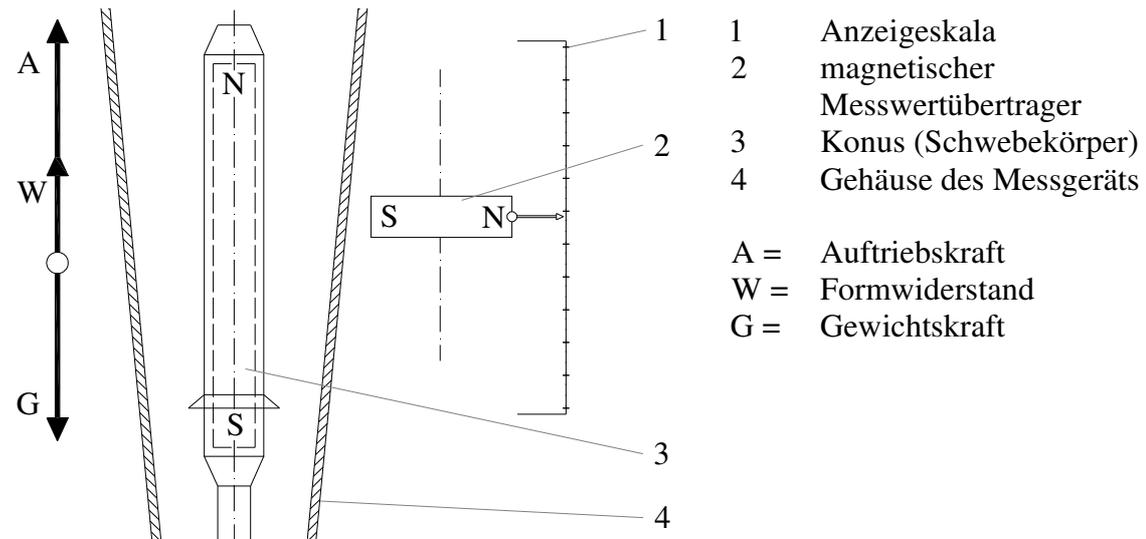
Prinzipiell besteht ein Thermoelement aus zwei (daher auch Thermopaar genannt) elektrisch leitenden Metallen mit möglichst unterschiedlichen thermoelektrischen Eigenschaften, die an einem Ende leitend verbunden werden. Wird nun das Thermoelement an der verbundenen Stelle, also der Messstelle, einer bestimmten Temperatur ausgesetzt, entsteht an den beiden offenen Enden, der so genannten Vergleichsstelle, eine Thermospannung. Diese Thermospannung hängt vom Werkstoff der Thermodrähte und von der Temperaturdifferenz zwischen Messstelle und Vergleichsstelle ab. Die Temperatur der Vergleichsstelle muss konstant gehalten werden oder sehr genau bekannt sein, um eine entsprechende Korrektur durchzuführen. Das Thermoelement kann mit Thermo- bzw. Ausgleichsleitungen verlängert werden, die direkt an das Messgerät angeschlossen werden (siehe Abbildung 13). Die Ausgleichsleitungen sind durch besondere Kennfarben gekennzeichnet, weil zu jedem Thermoelement jeweils nur die aus passendem Material bestehende Ausgleichsleitung verwendet werden darf [69, 70].



**Abbildung 13:** Schematische Darstellung eines Thermoelement-Messkreises

### Volumenstromerfassung von Verbrennungsluft, Brenn- und Inertgas

Die Volumenströme der oben angeführten Gase werden mit Schwebekörperdurchflussmessern der Firma KROHNE gemessen. Im Durchflussmessergehäuse ist ein Metallkonus eingebaut, in dem sich ein geeignet geformter Schwebekörper frei auf und ab bewegen kann. Die Höhenlage stellt sich so ein, dass seine Gewichtskraft ( $G$ ), der Formwiderstand ( $W$ ) und die an ihm angreifende Auftriebskraft ( $A$ ) im Gleichgewicht stehen. Die durchflussabhängige Höhenstellung des Schwebekörpers im Messkonus wird durch eine magnetische Messwertübertragung auf die Skala des Anzeigeteils übertragen.

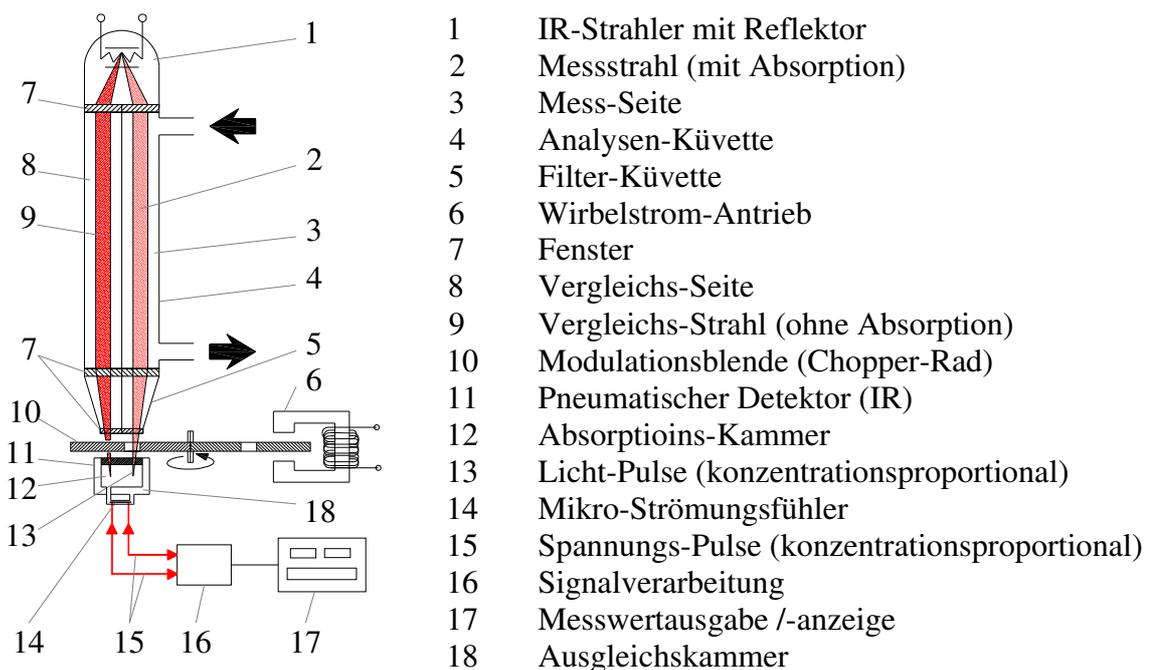


**Abbildung 14:** Schematische Darstellung eines Schwebekörperdurchflussmessers

### Emissionsmessung

Die Analyse der Abgaskonzentrationen beinhaltet die Messung der CO-, CO<sub>2</sub>-, NO-, NO<sub>2</sub>-, NO<sub>x</sub>-Konzentrationen mit zusätzlicher Aufnahme des O<sub>2</sub>-Gehaltes. Wobei die Untersuchungen sich vorwiegend auf die Entwicklung von Stickstoffoxiden (NO, NO<sub>2</sub>) und Kohlenstoffmonoxid (CO) konzentrierten. Die Absaugung des Abgases geschieht im Kernstrom des Abgasaustritts mit einer speziellen, wassergekühlten Abgassonde. Die Emissionsmessung erfolgt über die extraktive Methode, das bedeutet, dass das zu analysierende Gas durch einen beheizten PTFE-Schlauch über einen elektrischen Gaskühler mit vorgeschaltetem Gasfilter in die Analysestation gesaugt wird. Die Kühlung der Abgassonde verhindert die Zerstörung der dünnen und sehr empfindlichen Messspitze durch thermische Überbeanspruchung. Der nahezu gegen alle Chemikalien resistente und bis ca. 270 °C beständige PTFE-Absaugschlauch wird beheizt, um eine vorzeitige Kondensation zu vermeiden, weil diese erst nach der Partikel- und Derivatreinigung im Gaskühler stattfinden soll.

Die Bestimmung der Abgaskonzentrationen von CO, CO<sub>2</sub>, NO, und NO<sub>2</sub> findet mit Hilfe eines mikroprozessorgesteuerten Gasanalysators vom Typ BINOS 1001 statt, der ein NDIR- und ein NDUV-Photometer zur Konzentrationsbestimmung nutzt.

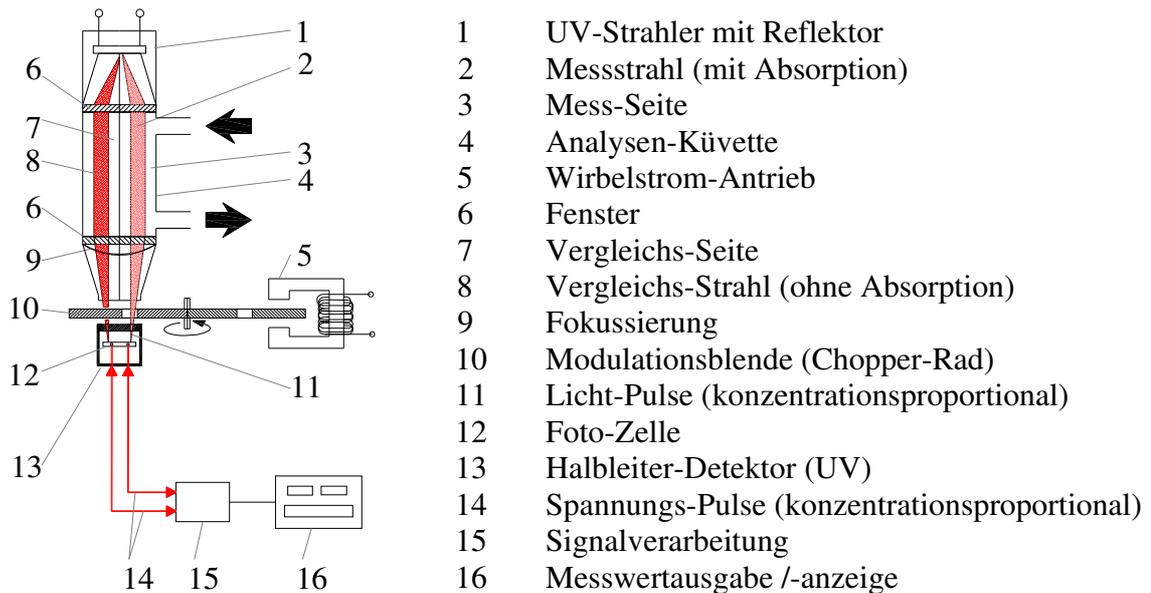


**Abbildung 15:** Funktionsprinzip eines NDIR-Photometers [71, 72]

Die nichtdispersive Infrarotabsorption (NDIR) ist ein bewährtes Verfahren zur Konzentrationsmessung von heteroatomigen Gasen. Damit sind Gase gemeint, die aus unterschiedlichen Atomen aufgebaut sind wie CO, CO<sub>2</sub> und NO. Das Messprinzip beruht auf der Absorption infraroter Strahlung durch die Verschiedenheit der gasspezifischen Wellenlängen. Der aus der Strahlungsabsorption abgeleitete Messeffekt ermöglicht die akkurate Bestimmung der Gaskonzentration. Die obige Abbildung 15 zeigt das schematische Funktionsprinzip eines NDIR-Photometers.

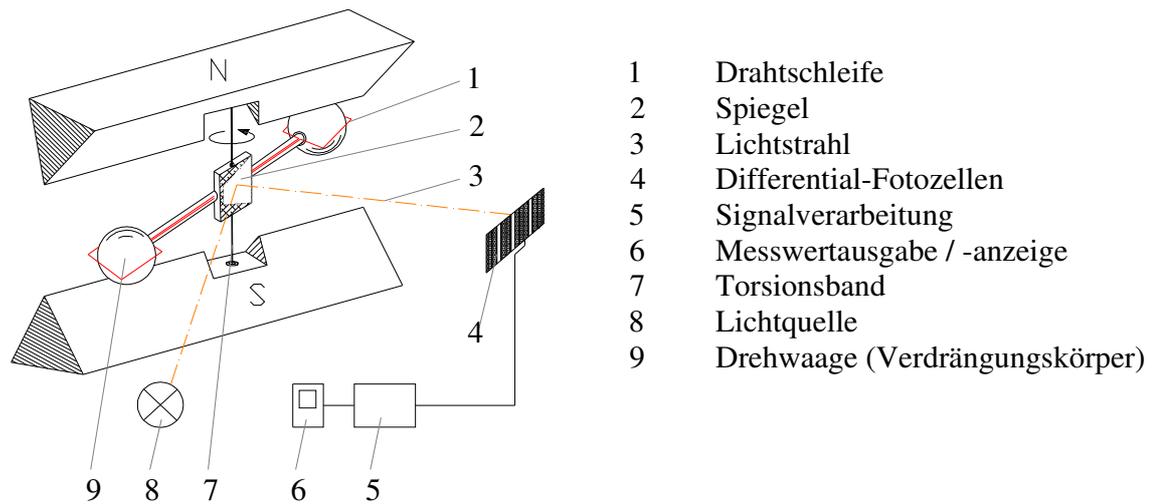
Die NO<sub>2</sub>-Konzentrationsmessung wird über die verwandte nichtdispersive Ultraviolett-Resonanzabsorption (NDUV) getätigt. In Abbildung 16 ist der Aufbau des NDUV-Messgerätes schematisch dargestellt. Ähnlich wie beim zuvor beschriebenen NDIR-Verfahren wird die Eigenschaft der Gasmoleküle ausgenutzt, elektromagnetische Strahlung bei typischen Wellenlängen zu absorbieren.

Der kennzeichnende Unterschied beider Verfahren ist die Strahlungsquelle. Während bei der NDIR-Methode die Strahlung mittels Infrarotstrahler erzeugt wird, wird beim NDUV-Verfahren die Strahlung des ultravioletten Wellenbereichs durch Molekülanregung mit einer Entladungslampe hervorgerufen [71, 72]. Die NO<sub>x</sub>-Konzentration wird geräteintern rechnerisch aus der Summe von NO und NO<sub>2</sub> ermittelt.



**Abbildung 16:** Aufbau eines NDUV- Photometers [72]

Das OXYNOS 100 (siehe Abb 17) ist ebenso wie das BINOS 1001 von der Firma Rosemount/ Emerson. Er analysiert die Sauerstoffkonzentration nach dem Prinzip des Paramagnetismus. Das bei Konzentrationsbestimmung häufig angewandte Absorptions-verfahren kann bei der Sauerstoffmessung nicht verwendet werden, da Sauerstoff keine Strahlung im spektralen Bereich absorbiert. Aus diesem Grund werden paramagnetische Messverfahren eingesetzt, die auf den magneto-dynamischen bzw. paramagnetischen Verhalten von Sauerstoff basieren. Das bedeutet, dass sehr paramagnetische Gase wie Sauerstoff zu dem Ort größter Feldstärke hingezogen werden. Strömt nun das zu analysierende Gas in die Messkammer erhöht sich der Sauerstoffpartialdruck durch Anwesenheit eines starken Magnetfeldes, dass von zwei Permanentmagneten erzeugt wird. Die vom Magnetfeld verdichteten Sauerstoffmoleküle in der Mitte des Sensors bewirken eine Positionsänderung des hantelförmigen Drehpendels. Durch die Verdrehung wird ein Lichtstrahl über ein Spiegelement in divergente Richtungspunkte reflektiert. Ein hochgenauer Fotozellendetektor überwacht kontinuierlich die Verdrehung des speziell konzipierten Körpers. Die Intensität dieser Verdrehung ist ein direktes Maß für die Sauerstoffkonzentration [73].



**Abbildung 17:** Aufbau der Sensormesskammer des O<sub>2</sub>-Messgerätes [73]

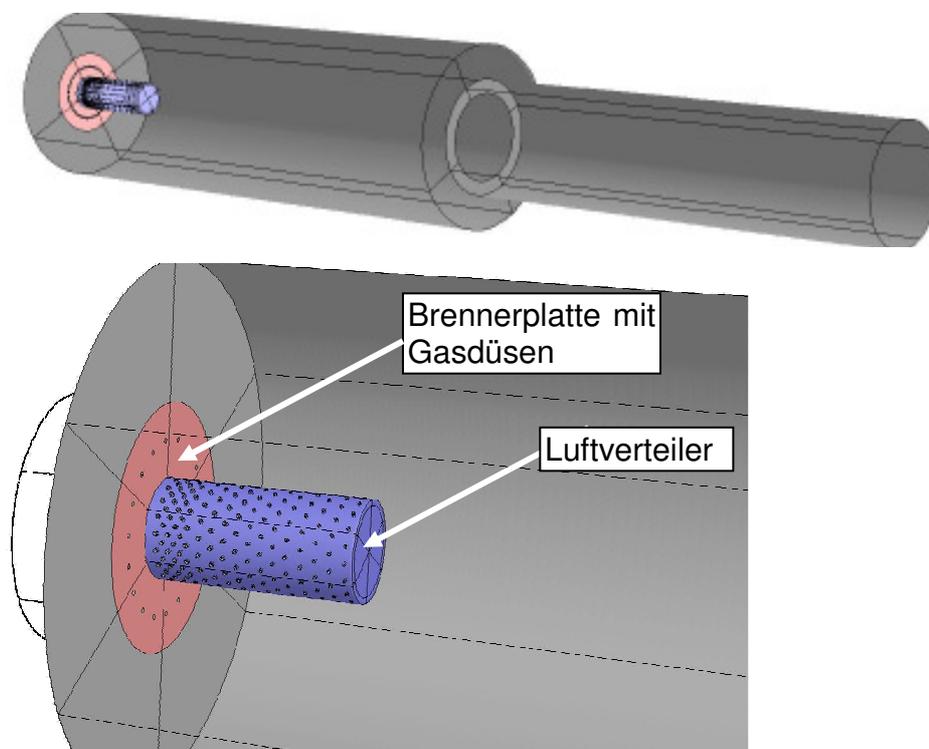
## 3. Auswertung der Ergebnisse

### 3.1 Ergebnisse der Voruntersuchungen

Das Brennerkonzept, das im Rahmen dieses Projektes für Industriekesselfeuerungen entwickelt und angepasst werden soll, ist unter anderen Bedingungen bereits erfolgreich zum Einsatz gekommen. Mit diesen Brennern lassen sich durch das Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung sehr geringe  $\text{NO}_x$ -Werte bei einem guten Ausbrandverhalten realisieren.

Der erste Schritt bestand in der Vorab-Auslegung des Brenners für eine Leistung von  $200 \text{ kW}_{\text{th}}$ . Ausgehend von dieser Basis-Variante sind dann umfangreiche numerische Simulationen durchgeführt worden. Diese hatten zum Ziel, aus einer großen Anzahl an möglichen geometrischen Varianten die Besten herauszufiltern. Dadurch wurde die sehr zeitaufwändige Fertigung der Luftverteiler und die Durchführung von Messungen stark eingeschränkt. Neben der eigentlichen Geometrie des Luftverteilers (Länge und Durchmesser sowie Anzahl, Anordnung und Durchmesser der Bohrungen) ist bei den Simulationen auch die Anordnung der Gasdüsen um den Luftverteiler herum variiert worden. Als Auswahlkriterien, ob ein Brenner weiter untersucht werden soll, wurden das Ausbrandverhalten sowie die  $\text{NO}_x$ -Emissionen herangezogen.

**Abbildung 18** zeigt die abgebildete Geometrie eines simulierten Luftverteilers. Zentral angeordnet ist der Luftverteiler mit den vielen Bohrungen. An der Stirnwand ist die Brennerplatte mit den Gasdüsen angeordnet.



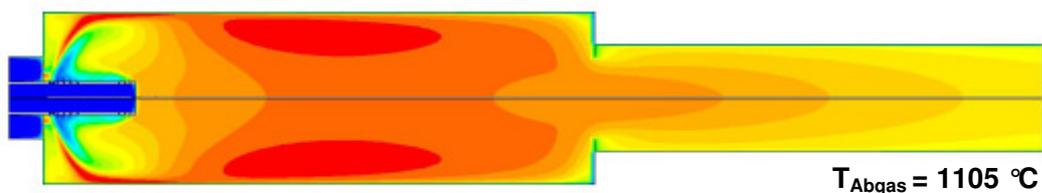
**Abbildung 18:** Simulierter Luftverteiler an einer ungekühlten Brennkammer

Nachfolgend sind die Randbedingungen der Berechnungen aufgeführt. Die Berechnungen wurden für eine Leistung von  $200 \text{ kW}_{\text{th}}$  an einer ungekühlten Brennkammer mit einer Wandtemperatur von  $800 \text{ °C}$  durchgeführt. Neben Erdgas wurde als Brenngas auch Schwachgas untersucht. Die Luftzahl variierte zwischen 1,05 und 1,6. Mit der Variation der Berechnungsparameter sollte sichergestellt werden, dass ein Luftverteiler nicht nur bei einer speziellen Einstellung gute Werte liefert, sondern für alle Parameter die Vorgaben einer schadstoffarmen Verbrennung erfüllt.

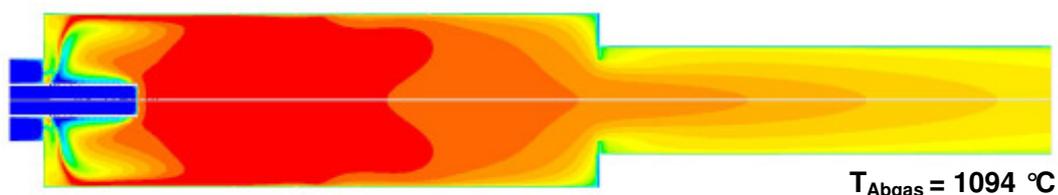
#### Randbedingungen und Berechnungsparameter:

Leistung:	$200 \text{ kW}_{\text{th}}$
Luftzahl:	1,05 – 1,6
Luft- und Gastemperatur:	$20 \text{ °C}$
Brennstoff:	Erdgas; Schwachgas (25 % $\text{CH}_4$ / 75 % $\text{N}_2$ )
Wandtemperaturen:	$800 \text{ °C}$ (ungekühlte Brennkammer)

In den folgenden beiden Abbildungen sind beispielhaft für zwei Luftverteiler die Temperatur- und die Kohlenmonoxidverteilung dargestellt. Der einzige Unterschied zwischen den beiden Luftverteilern ist, dass bei dem Luftverteiler LV-2b die Bohrungen auf dem Luftverteiler in einem  $45^\circ$ -Winkel ausgeführt worden sind. Dadurch wurde der Verbrennungsluft ein geringer Drall aufgeprägt. Die Mischung und Verbrennung erfolgt somit etwas schneller. Dies hat wiederum etwas höhere Maximal-Temperaturen in der Flamme und eine etwas kürzere Reaktionszone zur Folge. Die Länge der Reaktionszone lässt sich anhand der CO-Verteilung ableiten (s. **Abb. 20**). Deutlich ist die kürzere Reaktionszone des Luftverteilers mit Drall zu erkennen. Die niedrigen CO-Werte am Ofenaustritt lassen jedoch darauf schließen, dass bei beiden Brennern der Brennstoff komplett umgesetzt worden ist.

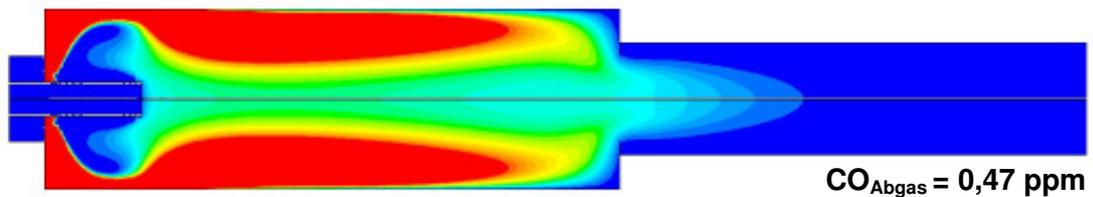


a) Luftverteiler 2 (LV-2a)

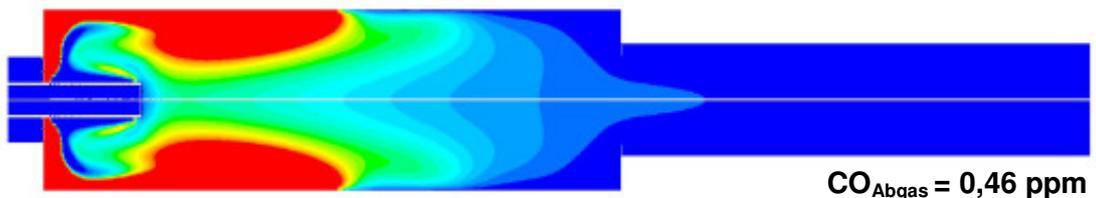


b) Luftverteiler 2 mit  $45^\circ$  angestellten Luftdüsen (LV-2b)

**Abbildung 19:** Temperaturverteilung im Mittelschnitt



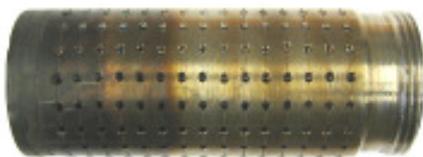
a) Luftverteiler 2 (LV-2a)



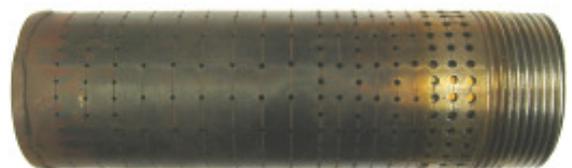
b) Luftverteiler 2 mit 45° angestellten Luftdüsen (LV-2b)

**Abbildung 20:** Kohlenmonoxidverteilung im Mittelschnitt

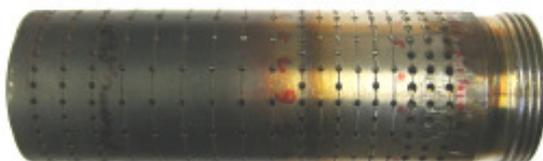
Als Ergebnis dieser numerischen Voruntersuchungen wurden vier Luftverteiler ausgewählt, die hinsichtlich des Ausbrandverhaltens, der Temperaturverteilung und der  $\text{NO}_x$ -Tendenzen im Abgas die besten Ergebnisse lieferten. Diese Luftverteiler wurden im Folgenden am GWI gefertigt und an der ungekühlten Versuchsbrennkammer messtechnisch untersucht. **Abbildung 21** zeigt die vier unterschiedlichen Varianten. Der erste Luftverteiler hat im Gegensatz zu anderen (Länge=135 mm) eine Länge von 100 mm. Die beiden Luftverteiler LV-2b und LV-2c bauen auf dem Luftverteiler LV-2a auf. Sie unterscheiden sich durch die Anordnung der Bohrungen (LV-2c) bzw. durch größere Bohrungen in dem Luftverteiler (LV-2c). Durch die größere Austrittsfläche der Luft sollte eine Verringerung des Druckverlustes erreicht werden.



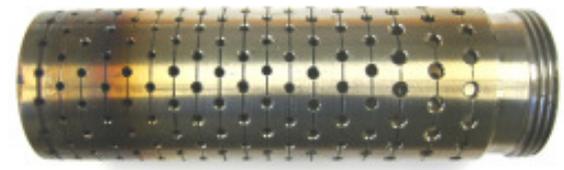
a) Luftverteiler 1 (LV-1)



b) Luftverteiler 2 (LV-2a)



c) Luftverteiler 2 mit 45° angestellten Luftdüsen (LV-2b)



d) Luftverteiler 2 mit größerem Öffnungsverhältnis (LV-2c)

**Abbildung 21:** Fotoaufnahmen der untersuchten Luftverteiler

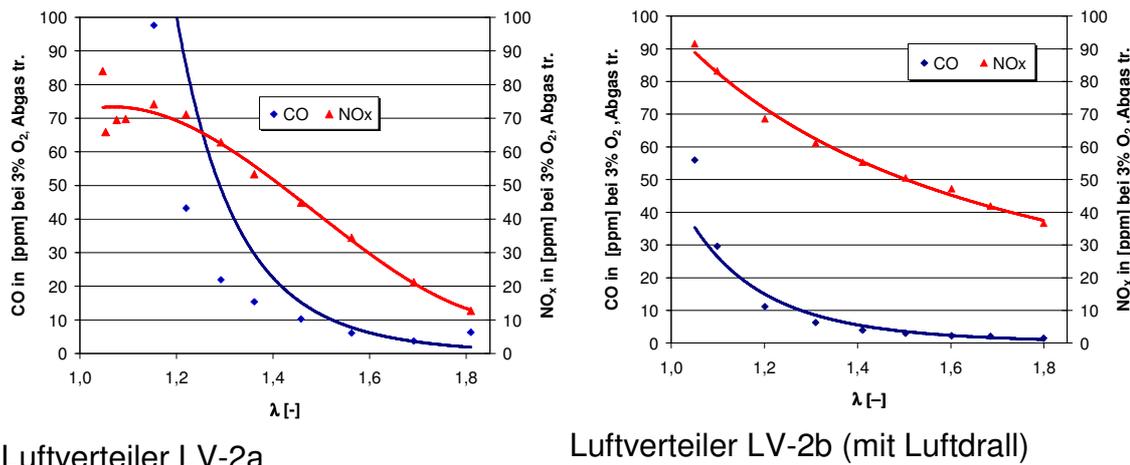
Die experimentellen Untersuchungen der verschiedenen Luftverteiler wurde an einer ungekühlten Brennkammer (siehe auch Anhang B.1) am GWI durchgeführt. **Abbildung 22** zeigt den Aufbau des Prüfstandes. Die Brennkammer ist an einen Versuchsofen angeflanscht, der bei den Messungen aber lediglich als Abgasführung diente. Bei den einzelnen Luftverteilern wurde das Zünd-, Überwachungs-, Flammen- und Emissionsverhalten des Brenners bei wechselnden Laststufen, unterschiedlichen Luftzahlen und bei verschiedenen Gasgemischen untersucht. Weiterhin wurde neben dem reinen Diffusionsbetrieb ein Teilvormischbetrieb durch Zumischung von Verbrennungsluft zum Brenngas realisiert, um den Minderungseffekt auf die  $\text{NO}_x$ -Bildung zu analysieren.



**Abbildung 22:** Darstellung des Versuchsaufbaus für die Voruntersuchungen an der ungekühlten Brennkammer des GWI

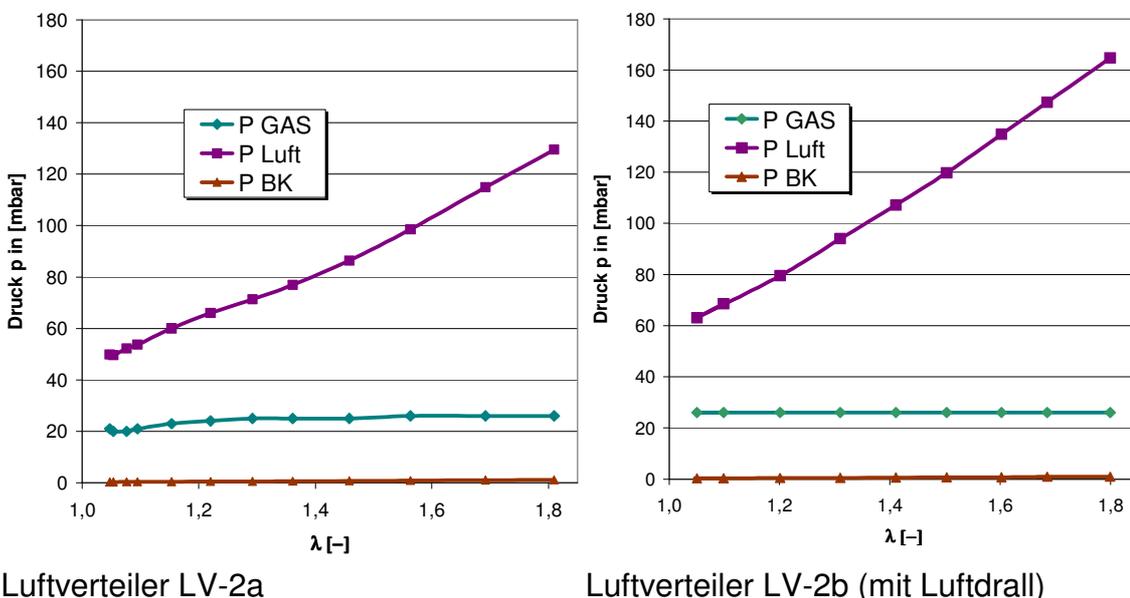
Die Ergebnisse der Untersuchungen mit ungekühlter Brennkammer lieferten aufgrund der hohen Temperaturen ein (erwartungsgemäß) hohes Emissionsniveau wie aus den folgenden Abbildungen hervorgeht. Bei diesen ersten Messungen lagen sowohl die  $\text{NO}_x$ - wie auch die CO-Emissionen im unteren Luftzahlbereich über den Grenzwerten der TA Luft.

Aus der umfangreichen Anzahl an Messungen, die im Rahmen dieser Voruntersuchungen durchgeführt wurden, sind im Folgenden beispielhaft die Ergebnisse für zwei unterschiedliche Luftverteiler dargestellt. Bei beiden Luftverteilern wurden bei gleichen Randbedingungen (Erdgasbetrieb,  $200 \text{ kW}_{\text{th}}$ ) für den Luftzahlbereich von 1,05 – 1,8 die CO- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen im Abgas gemessen. Die Ergebnisse dieser beiden Luftverteiler sind in Abbildung 23 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die CO-Werte für den Luftverteiler LV-2a speziell im unteren Luftzahlbereich deutlich zu hoch sind. Dafür sind die  $\text{NO}_x$ -Emissionen niedriger als bei dem vergleichbaren Luftverteiler mit dem  $45^\circ$  Luftdrall. Die Ergebnisse zeigen, dass nur eine sehr sorgfältige Auslegung des Luftverteilers zu den gewünschten niedrigen Emissionswerten führt.



**Abbildung 23:** NO<sub>x</sub>- und CO-Verlauf bei 200 kW<sub>th</sub> Erdgasbetrieb und ungekühlter Brennkammer.

Ein weiteres wichtiges Kriterium zur Beurteilung der Luftverteiler ist der Druckverlust. Dieser ist im Wesentlichen abhängig von der freien Fläche, die wiederum über die Anzahl und Größe der Bohrungen definiert ist. In **Abbildung 24** ist der Druckverlauf der beiden Luftverteiler über dem untersuchten Luftzahlbereich aufgetragen. Betrachtet man den Druckverlauf auf der Luftseite, dann zeigt sich, dass selbst bei der niedrigsten Luftzahl ( $\lambda=1,05$ ) der Druckverlust bereits über 40 mbar (Luftverteiler LV-2a) bzw. über 60 mbar (Luftverteiler LV-2b) liegt.



**Abbildung 24:** Druckverlauf bei 200 kW<sub>th</sub> Erdgasbetrieb und ungekühlter Brennkammer.

Die umfangreichen messtechnischen Untersuchungen an der ungekühlten Brennkammer zeigten, dass drei der vier Luftverteiler den Anforderungen nicht genügten. Diese wurden für die weiteren Untersuchungen nicht berücksichtigt.

Zum einen zeigte sich, dass die um  $45^\circ$  angestellten Bohrungen zwar zu einer Verringerung der CO-Werte bei geringen Luftzahlen führt, gleichzeitig aber höhere  $\text{NO}_x$ -Emissionen und einen größeren Druckverlust mit sich bringt. Zum anderen wurden die Luftverteiler LV-1 und LV-2c aufgrund ihrer schlechten Emissionswerte nicht weiter untersucht.

Die Vorversuche zeigten, dass eine stabile und pulsationsfreie Feuerung in weiten Luftzahlbereichen mit unterschiedlichen Gasgemischen problemlos realisiert werden kann. Dies gilt sowohl für den Diffusions- wie auch für den Vormischbetrieb. Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass durch die Möglichkeit der gezielten Brennermodifikation der Ausstoß an Emissionen verringert werden kann.

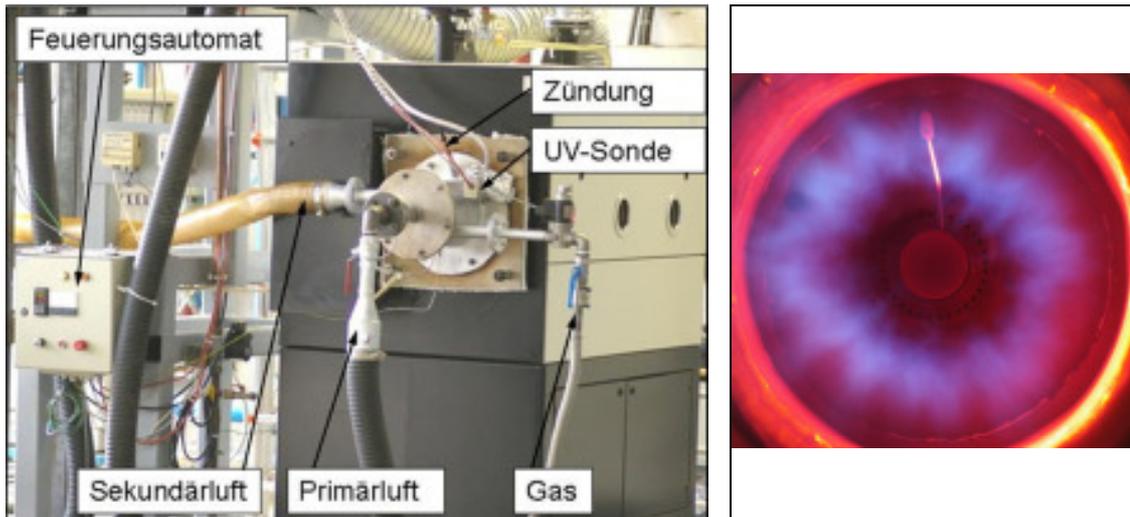
Weitere Ergebnisse der Voruntersuchungen werden hier aufgrund ihres Ausmaßes nicht dargestellt bzw. beschrieben. Die Messergebnisse dieser Voruntersuchungen werden jedoch berücksichtigt.

In dem anknüpfenden Untersuchungsschritt wurde ein wassergekühltes Prüfflammrohr für eine Leistung von  $200 \text{ kW}_{\text{th}}$  herangezogen, um die Tests unter realen Industriekesselbedingungen durchzuführen und den Brenner zu optimieren.

Für die im Folgenden beschriebenen Untersuchungen an dem wassergekühlten Prüfflammrohr wurde der Luftverteiler LV-2a eingesetzt. Dabei galt es, neben der Schadstoffminderung auch Wege zu finden, um bei weiterhin niedrigen Emissionswerten den Druckverlust auf der Luftseite zu verringern.

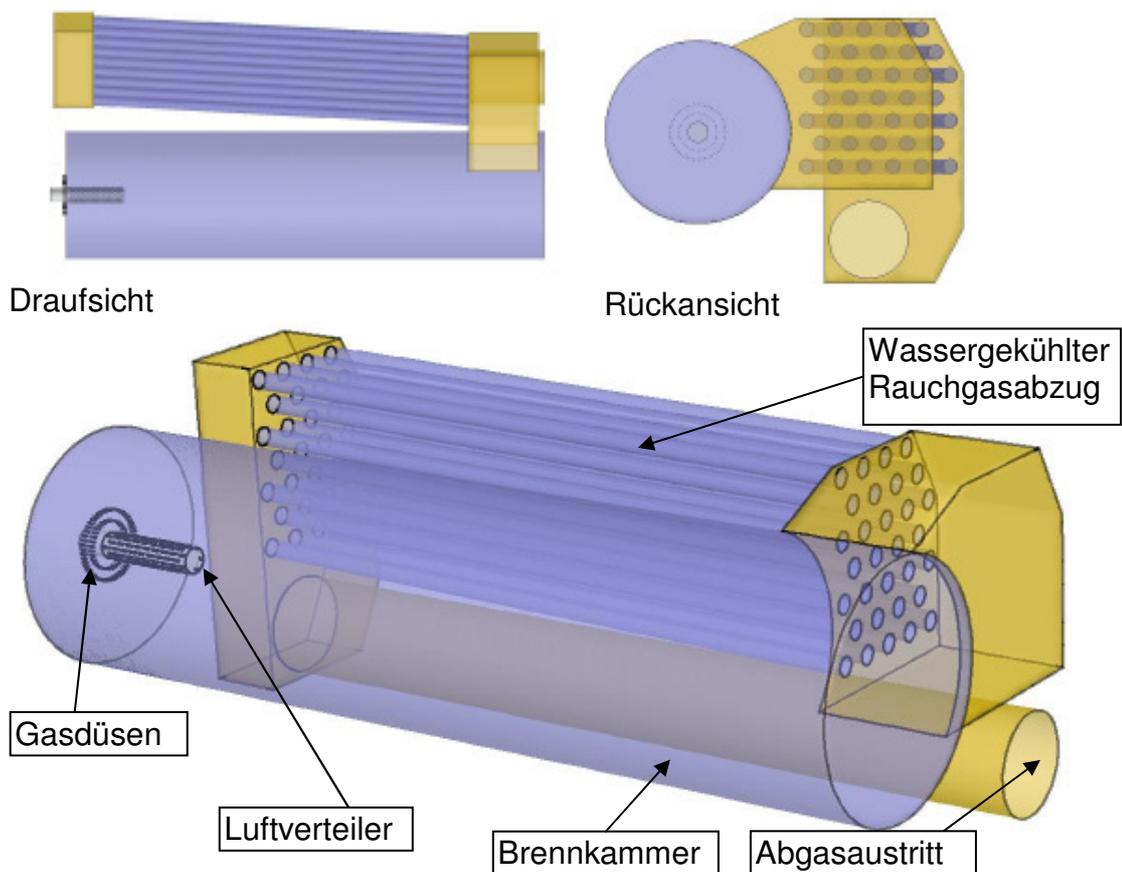
## 3.2 Ergebnisse der Untersuchungen für $200 \text{ kW}_{\text{th}}$

Nachfolgend werden die Ergebnisse der am Gaswärme-Institut e. V. Essen durchgeführten numerischen Simulationen und der experimentellen Untersuchungen an einem wassergekühlten Prüfflammrohr vorgestellt. Bei diesem Prüfflammrohr (siehe Anhang B.2) handelt es sich um eine nach Europäischer Norm (EN 676) gebaute Industriekesselbrennkammer (Boiler) für automatische Gasgebläsebrenner, die es im Vergleich zu „marktgerechten“ Industriekesseln zusätzlich erlaubt, die Verbrennung durch spezielle Schaugläser zu beobachten. Abbildung 25 zeigt den Versuchsstand mit dem adaptierten Brenner für eine Leistung von  $200 \text{ kW}_{\text{th}}$  an dem Prüfflammrohr, das dem GWI vom Kooperationspartner der Max Weishaupt GmbH zur Verfügung gestellt wurde. In dieser photographischen Darstellung (linke Bildhälfte) ist der Brenner für den Teilvormischbetrieb (Sekundärluft) aufgestellt. In der rechten Bildhälfte ist ein typisches Flammenbild beim Betrieb mit Sekundärluft-Teilvormischung zu sehen. Charakteristisch hierfür ist eine „dünne“ und überwiegend blaue Flammenfront. Ähnliche Flammenbilder sind bei der Verbrennung von Schwachgasen (mit hohem Inertgasanteil) zu beobachten.

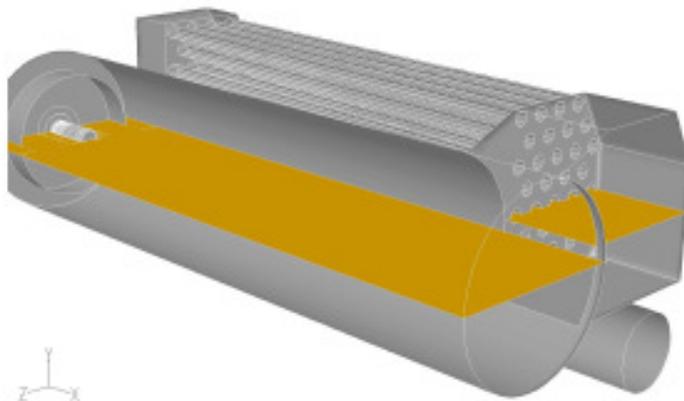


**Abbildung 25:** Darstellung des Versuchsaufbaus am Prüfflammrohr und eines Flammenbildes der 200 kW<sub>th</sub> Tests am GWI

Parallel zu den Messungen wurden am GWI numerischen Simulationen des wassergekühlten Prüfflammrohrs mit dem Programmcode FLUENT durchgeführt. Abbildung 26 zeigt das den Berechnungen zugrunde liegende Modell des Prüfflammrohrs mit der Brennkammer und den sich anschließenden wassergekühlten Abgaszügen. Die Darstellung der Berechnungsergebnisse erfolgt jeweils auf der Brennebene (s. Abb. 27).



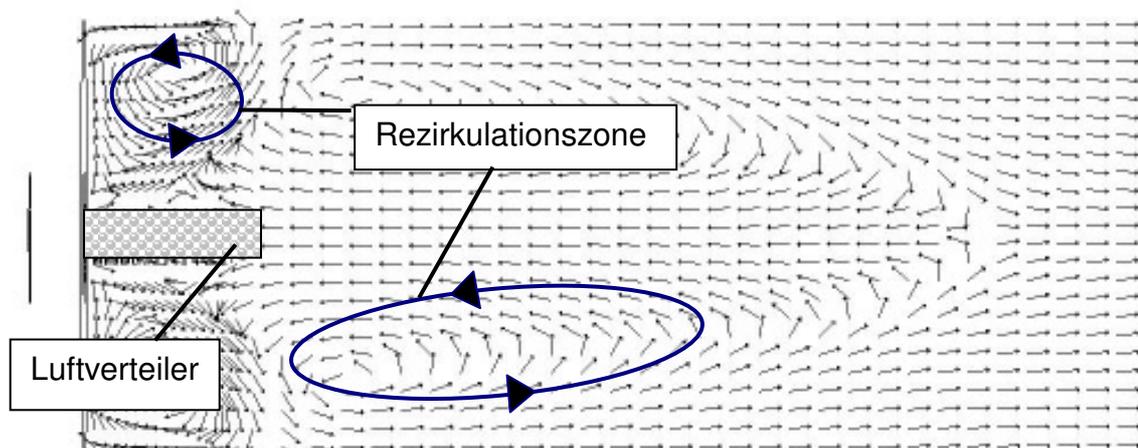
**Abbildung 26:** Modell des 200 kW Prüfflammrohres



**Abbildung 27:** Auswertungsebene des 200 kW Prüfflammrohrs

Der Luftverteiler (LV-2a), der in den Voruntersuchungen Erfolg versprechende Ergebnisse zeigte, wurde im Folgenden an dem wassergekühlten Prüfflammrohr untersucht. In einem ersten Schritt musste überprüft werden, ob dieser Brenner gleiche oder ähnliche Verbrennungseigenschaften aufweist wie an der ungekühlten Brennkammer, da durch die gekühlten Wände der Verbrennung völlig andere Randbedingungen zugrunde liegen.

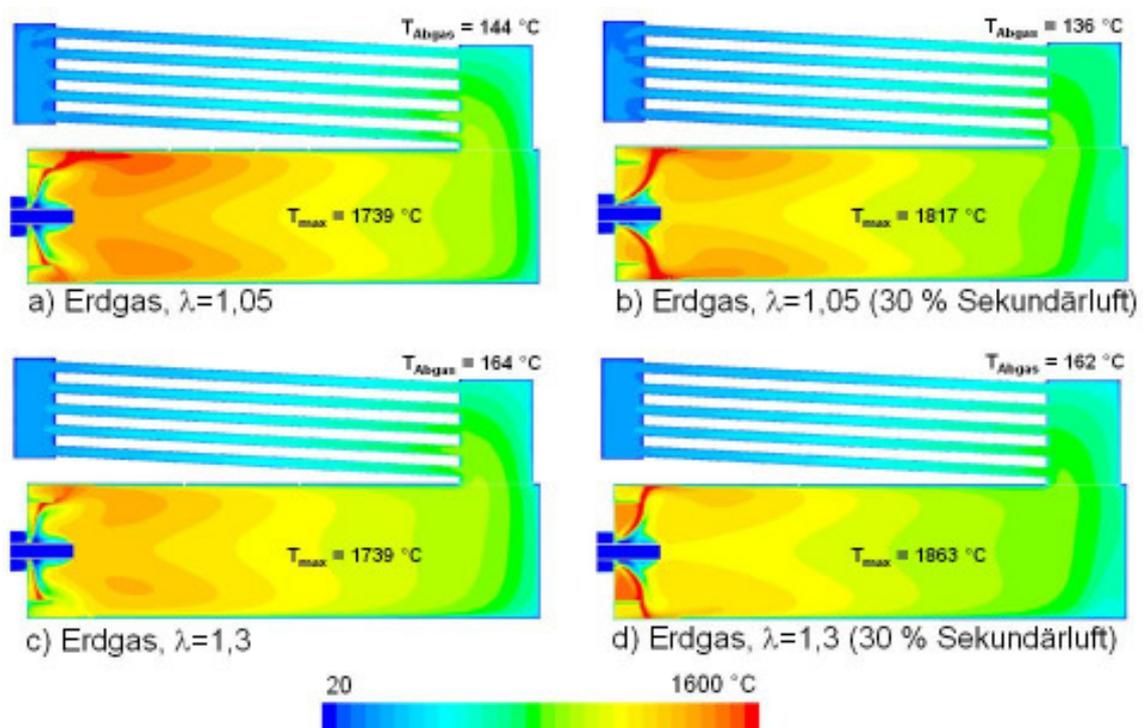
Betrachtet man zunächst die Strömung, dann sind zwei Rezirkulationszonen zu erkennen. Als Grund für die Bildung der Rückströmgebiete ist die quer zur Hauptströmungsrichtung eingedüste Verbrennungsluft zu sehen. Durch den hohen Impuls der Verbrennungsluft wird zum einen die Strömung und somit die Verbrennung an die Brennkammerwand gelenkt. Es entsteht das charakteristische trichterförmige Flammenbild. Dadurch entsteht in dem zentralen Bereich vor dem Luftverteiler ein Unterdruck, wodurch es zu der Ausbildung der zentralen Rezirkulationszone mit der Rückführung der heißen Abgase bis hin zum Luftverteiler führt. Neben dem zentralen Rückströmgebiet kommt es weiterhin zur Ausbildung einer weiteren Rezirkulationszone im Bereich des Brenners. Diese beiden Rückströmgebiete bilden sich bei allen Varianten mehr oder weniger ausgeprägt aus. In Abbildung 28 sind diese beispielhaft für die Variante Erdgas mit 30 % Sekundärluft bei  $\lambda=1,3$  dargestellt.



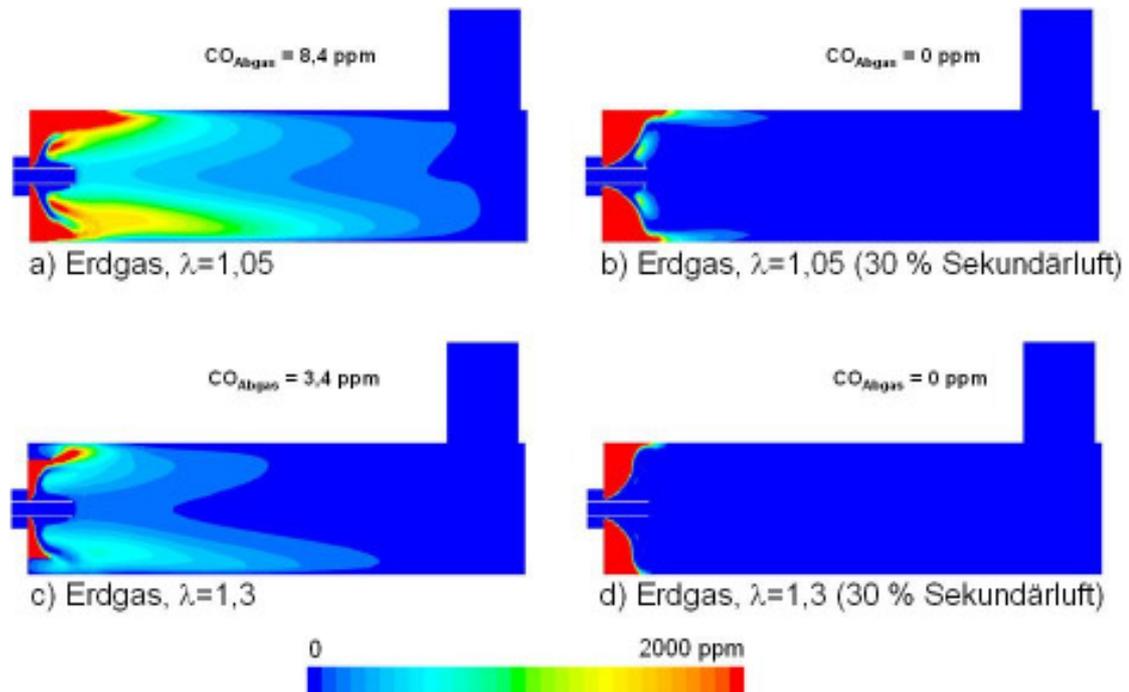
**Abbildung 28:** Geschwindigkeitsvektoren in der Brennebene

In Abbildung 29 sind Temperaturverteilungen für unterschiedliche Randbedingungen dargestellt. Neben dem Standardbetrieb wurde auch eine Variante mit einem Sekundärluftanteil von 30 % gerechnet. Der Sekundärluftanteil wird dem Erdgas vor der Eindüsung in den Brennraum zugemischt, so dass eine teilvorgemischte Verbrennung vorliegt. Diese beiden Varianten wurden für die Luftzahlen 1,05 bzw. 1,3 berechnet.

Die vier Temperaturverteilungen zeigen den Einfluss der unterschiedlichen Randbedingungen auf das Verbrennungsverhalten. Der 30-%ige Sekundärluftanteil führt zu einer Anhebung der maximalen Verbrennungstemperatur. Im Vergleich zur reinen Erdgasvariante steigt die Temperatur bei  $\lambda=1,05$  um ca. 80 K und bei  $\lambda=1,3$  um ca. 120 K an. Die höchsten Temperaturen finden sich bei allen Varianten in unmittelbarer Nähe des Luftverteilers. Die Temperaturspitzen werden durch die gekühlten Brennkammerwände mit zunehmender Entfernung vom Brenner jedoch wieder zügig abgebaut.

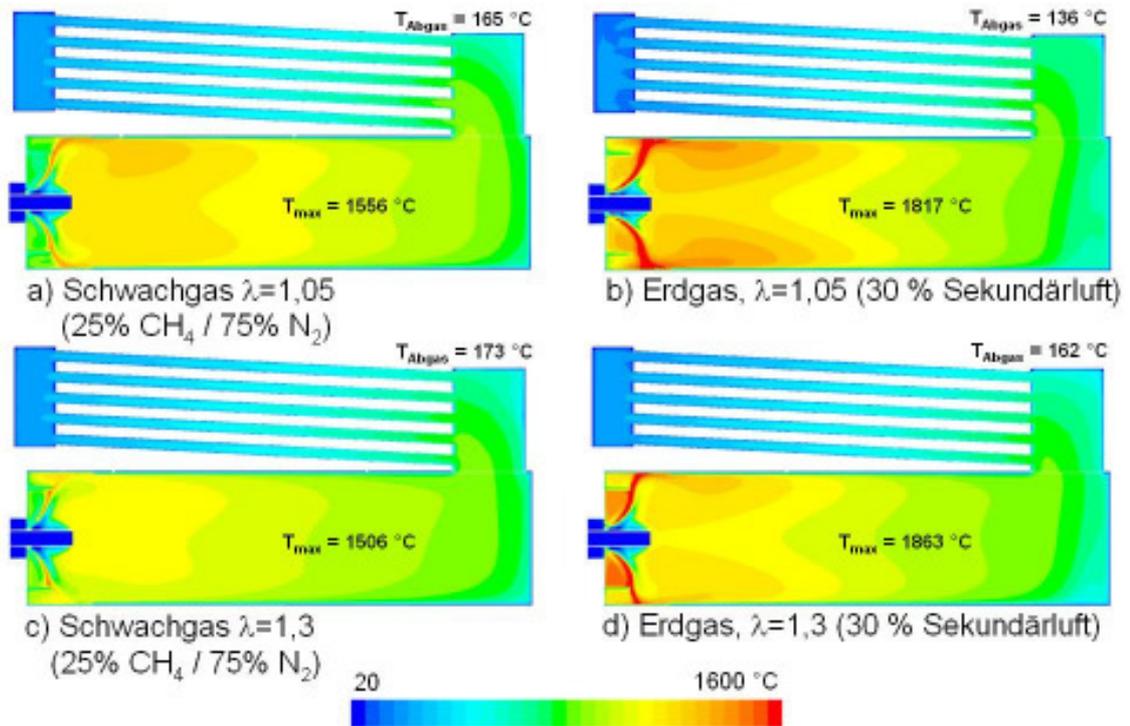
**Abbildung 29:** Temperaturverteilung in der Brennebene

Mit Hilfe der CO-Verteilung (s. Abbildung 30) kann die Lage und Ausdehnung der Reaktionszone deutlich gemacht werden. Der Einsatz der Sekundärluft führt zu einer schnelleren Umsetzung des Erdgases. Bei der reinen Erdgasvariante sind dagegen deutliche CO-Strahlen zu erkennen, die sich bei  $\lambda=1,05$  bis kurz vor den Eintritt in den ersten Abgaszug ziehen.

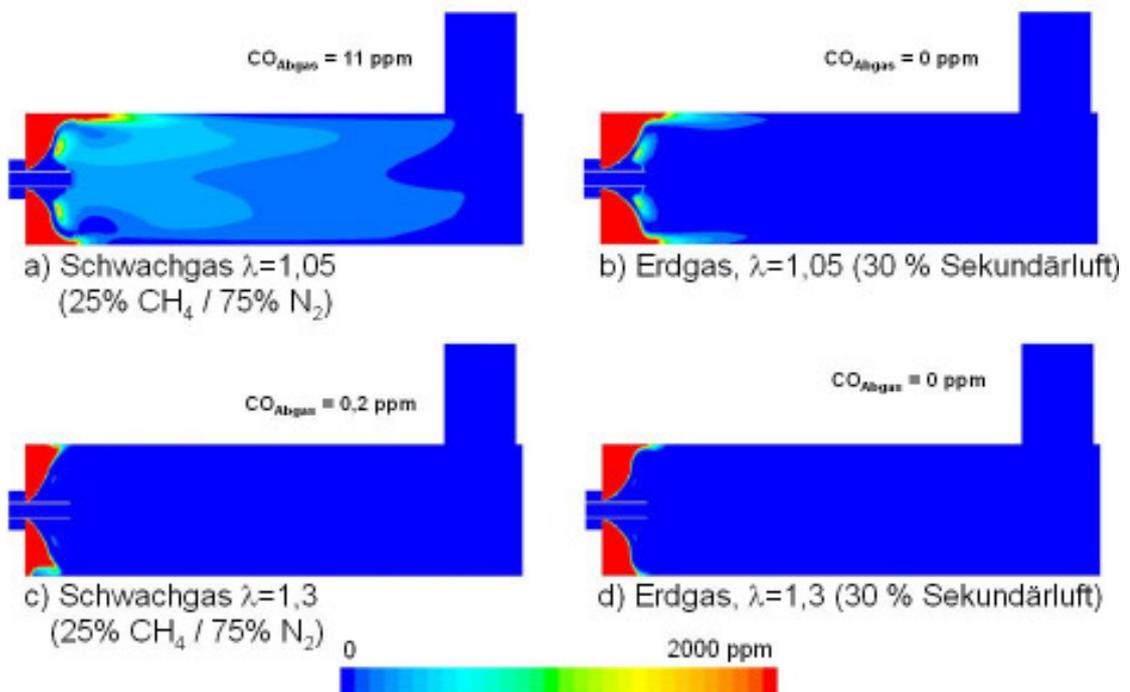


**Abbildung 30:** CO-Verteilung in der Brennebene

Dagegen zeigt die Temperaturverteilung des Schwachgasgemisches aus 25 Vol.-%  $CH_4$  und 75 Vol.-%  $N_2$  erwartungsgemäß ein ausgeglichenes Profil, das auf eine geringere thermische Belastung des Brennerbereichs hindeutet. Deshalb konzentrierten sich die weiteren Optimierungsarbeiten für den Erdgasbetrieb auf die Anpassung der Reaktionszone und Vergleichmäßigung der Temperaturspitzen, um dadurch einen besseren Ausbrand und geringere  $NO_x$ -Emissionen zu erreichen. Es wurden verschiedene Maßnahmen überprüft, wie z. B. Gas- und Luftdrall sowie die Veränderung der Zumischraten von Sekundärluft in den Gasstrom. Die Auswertung ergab, dass die Zumischung eines definierten Anteils der Verbrennungsluft in den Gasstrom positive Effekte sowohl auf die Flammgeometrie als auch auf die CO- und  $NO_x$ -Emissionen (niedrigerer Werte) hat. Dagegen stellte die Gasverdrallung bei reinem Erdgasbetrieb keine sinnvolle Option dar. Beim Schwachgasbetrieb zeigte die numerische Simulation, dass  $NO_x$ - und CO-Emissionswerte unter 10 ppm ohne Sekundärluftzumischung erreichbar sind.



**Abbildung 31:** Temperaturverteilung in der Brennebene



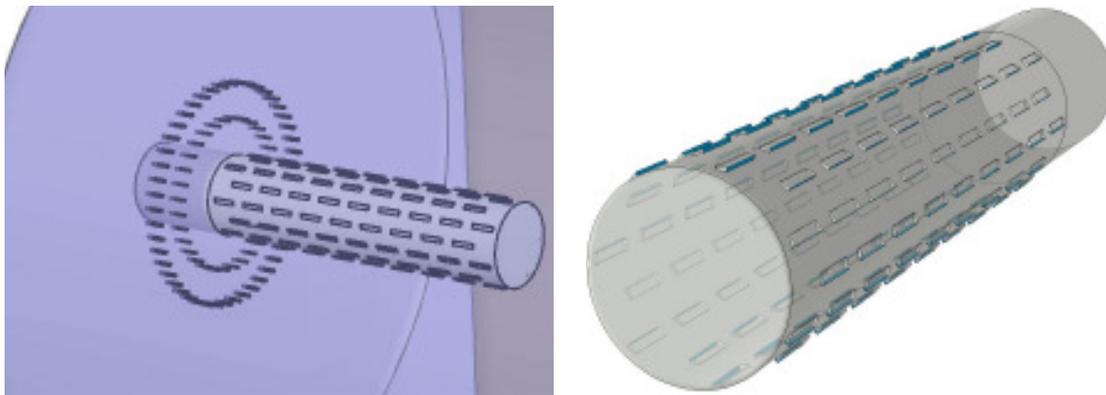
**Abbildung 32:** CO-Verteilung in der Brennebene

Sowohl die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen als auch der numerischen Simulationen zeigten für den untersuchten Luftverteiler LV-2a viel

versprechende Ergebnisse. Bei der gesamt Beurteilung des Luftverteilers wirkt sich hingegen der hohe Druckverlust nachteilig aus, da wirtschaftliche Aspekte bei der Skalierung des Brenners auf eine höhere Leistung mitbetrachtet werden müssen. Aus diesem Grund wurde ein weiterer Luftverteiler in die Untersuchungen mit einbezogen. Dieser Luftverteiler wird aufgrund der Form der Luftaustritte im Folgenden Kiemen-Luftverteiler genannt. Durch die größere Luftaustrittsfläche und somit dem größeren Öffnungsverhältnisses des Kiemen-Luftverteilers nimmt der Druckverlust entsprechend ab. Des Weiteren führen die Kiemenöffnungen zu einer starken Verdrallung der Luft.

Der ausgewählte Kiemen-Luftverteiler wurde im Anschluss an der Weishaupt Brennkammer für drei verschiedene Luftzahlen ( $\lambda = 1,05, 1,2$  und  $1,5$ ) numerisch untersucht, um vorab eine Einschätzung des Betriebsverhaltens einschätzen zu können. Die zugeführte Leistung des Brenners betrug hierbei  $200 \text{ kW}_{\text{th}}$ .

Die Rechenergebnisse zeigen, dass auch bei diesem Luftverteiler ein Ausbrand bei den untersuchten Luftzahlen vorliegt. Das bedeutet, dass die chemische Umsetzung mit Eintritt der Abgase in die Kühlrohre abgeschlossen ist. Die Abgasaustrittstemperaturen steigen für höhere Luftzahlen von  $173 \text{ °C}$  bei  $\lambda=1,05$  auf  $192 \text{ °C}$  bei  $\lambda=1,5$  an. Dieses Verhalten konnte ebenfalls bei den experimentellen Untersuchungen beobachtet werden. Der Druckverlust beträgt bei der nahstöchiometrischen Berechnung ( $\lambda=1,05$ ) ca.  $17 \text{ mbar}$  und steigt auf etwa das Doppelte bei  $\lambda=1,5$  an.



**Abbildung 33:** Kiemenluftverteiler

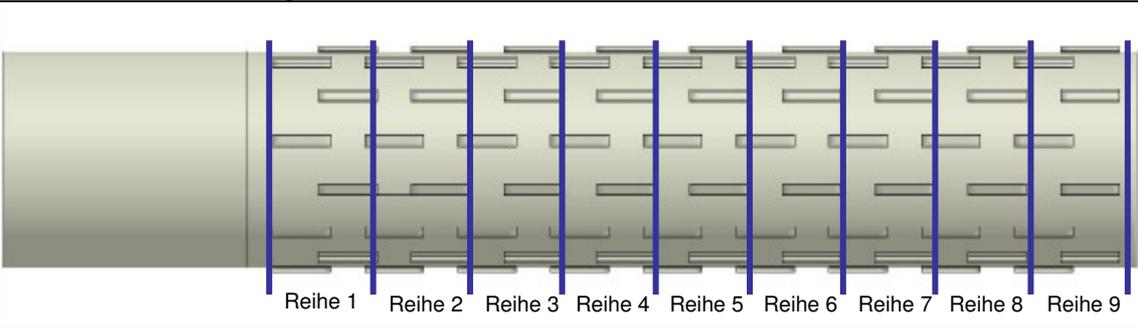
Betrachtet man die Energiebilanz des Kessels, dann ist zu erkennen, dass die thermisch in den Kessel eingebrachte Wärme zu rund  $60 \%$  von den wassergekühlten Wänden der Brennkammer und zu rund weitere  $25 \%$  in den Kühlrohren aufgenommen wird. Die Aufteilung der übertragenen Wärme in Konvektion und Strahlung zeigt weiterhin, dass der konvektive Anteil mit ca.  $50 \%$  relativ hoch ist. Bei einer Luftzahl von  $\lambda=1,5$  liegt der konvektive Anteil sogar leicht über dem Strahlungswärmeanteil. Dies ist in Zusammenhang mit dem höheren Luftvolumenstrom und damit einhergehend auch höheren Strömungs-

geschwindigkeiten zu sehen. Weiterhin begünstigt die intensivere Strömung im Brennkammerwandbereich die Wärmeübertragung an das Heizmedium.

**Tabelle 2:** Auswertung der numerischen Berechnungen

		$\lambda = 1,05$	$\lambda = 1,2$	$\lambda = 1,5$
<b>Abgaszusammensetzung am Austritt (trocken)</b>				
Kohlenmonoxid – CO	[ppm]	0	0	0
Sauerstoff - O <sub>2</sub>	[Vol.-%]	1,3	3,6	6,8
Stickoxid – NO	[ppm]	2,6	2,3	1,4
<b>Abgastemperatur</b>	<b>[°C]</b>	<b>173</b>	<b>181</b>	<b>192</b>
maximale Gastemperatur	[°C]	1763	1757	1765
Druckverlust Gas (statisch)	[mbar]	5	5,4	5,9
Druckverlust Luft (statisch)	[mbar]	16,6	21,5	33,3
<b>Wärmebilanz (aller Bauteile wassergekühlt)</b>				
Leistung Brenner	[kW]	200	200	200
Flammrohr	[kW]	-126,4	-122,9	-116,8
<b>Strahlung / Konvektion</b>		-69,6 -56,8	-61,6 -61,4	-49,2 -67,6
1. Sammler vor Eintritt Kühlrohre	[kW]	-9,0	-9,1	-9,0
<b>Strahlung / Konvektion</b>		-4,6 -4,4	-4,3 -4,8	-3,7 -5,3
Kühlrohre	[kW]	-43,8	-47,7	-53,9
<b>Strahlung / Konvektion</b>		-2,1 -41,7	-2 -45	-1,9 -52
2. Sammler nach Austritt Kühlrohre	[kW]	-1,9	-2,2	-2,6
<b>Strahlung / Konvektion</b>		-0,2 -1,7	-0,3 -1,8	-0,3 -2,3
Abgasrohr	[kW]	-2,7	-3,1	-3,8
<b>Strahlung / Konvektion</b>		-0,3 -2,4	-0,4 -2,7	-0,4 -3,4
Abgasaustritt	[kW]	-12,9	-15,3	-20,1
Fehler	[kW]	3,3	-0,3	-6,2

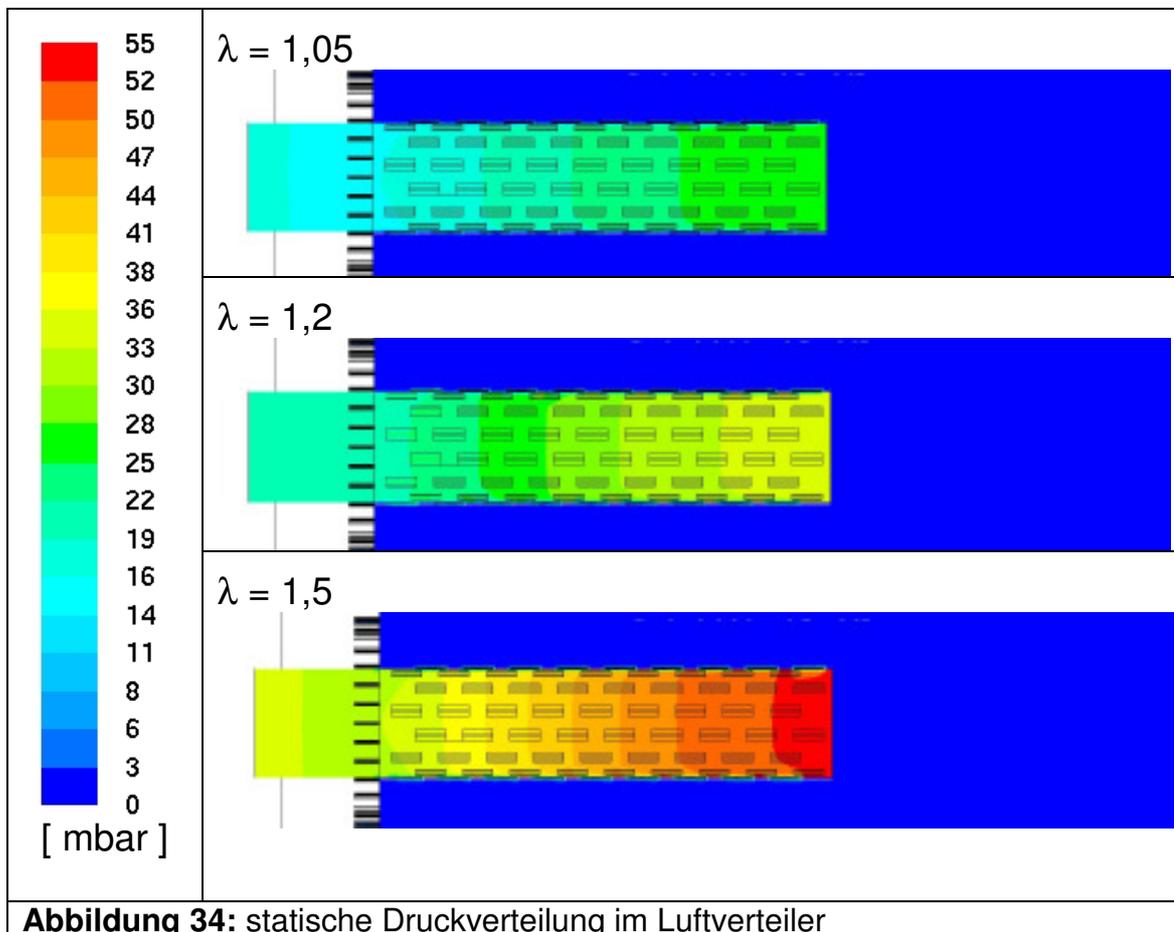
**Tabelle 3:** Aufteilung des Massenstroms auf die einzelnen Kiemenreihen



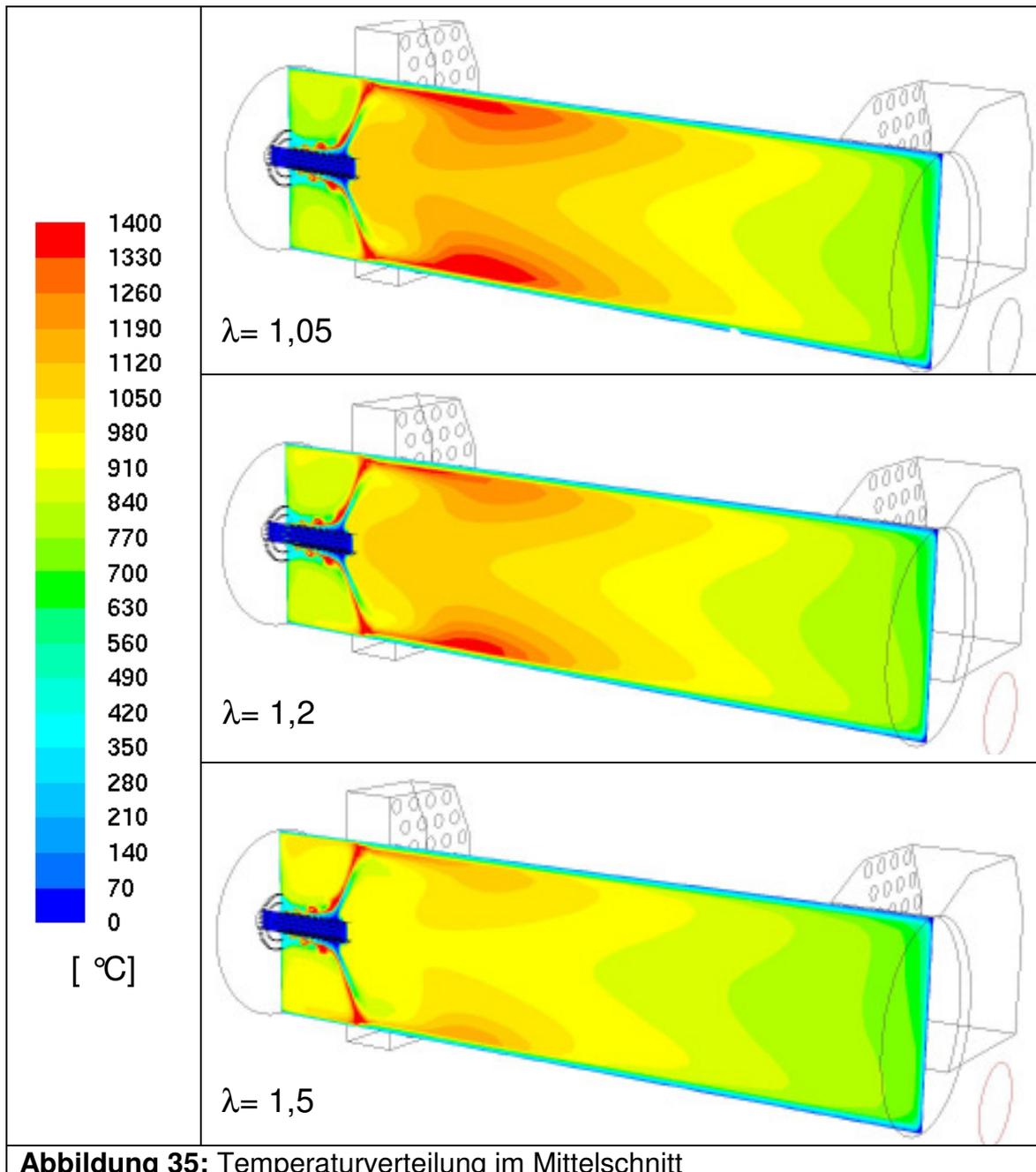
Reihe:	r1	r2	r3	r4	r5	r6	r7	r8	r9
$\lambda = 1,05$ [%]	9	9	10	11	11	12	13	13	12
$\lambda = 1,2$ [%]	9	9	10	11	11	12	13	13	12
$\lambda = 1,5$ [%]	9	9	10	11	11	12	13	13	12

In Tabelle 3 sind die berechneten Massenströme (prozentual vom Gesamtmassenstrom) der einzelnen Luftverteilerreihen aufgeführt. Hier zeigt sich, unabhängig von der eingestellten Luftzahl, dass im hinteren Bereich des

Luftverteilers deutlich mehr Luft ausströmt, als in den vorderen Reihen. Dies steht in Zusammenhang mit der statischen Druckverteilung innerhalb des Luftverteilers (s. Abb. 34). Der maximale statische Druck liegt im hinteren Bereich des Druckverteilers an. Die prozentualen Luft-Zustufungsraten in den einzelnen Öffnungsreihen sind für unterschiedliche Luftzahlen identisch.

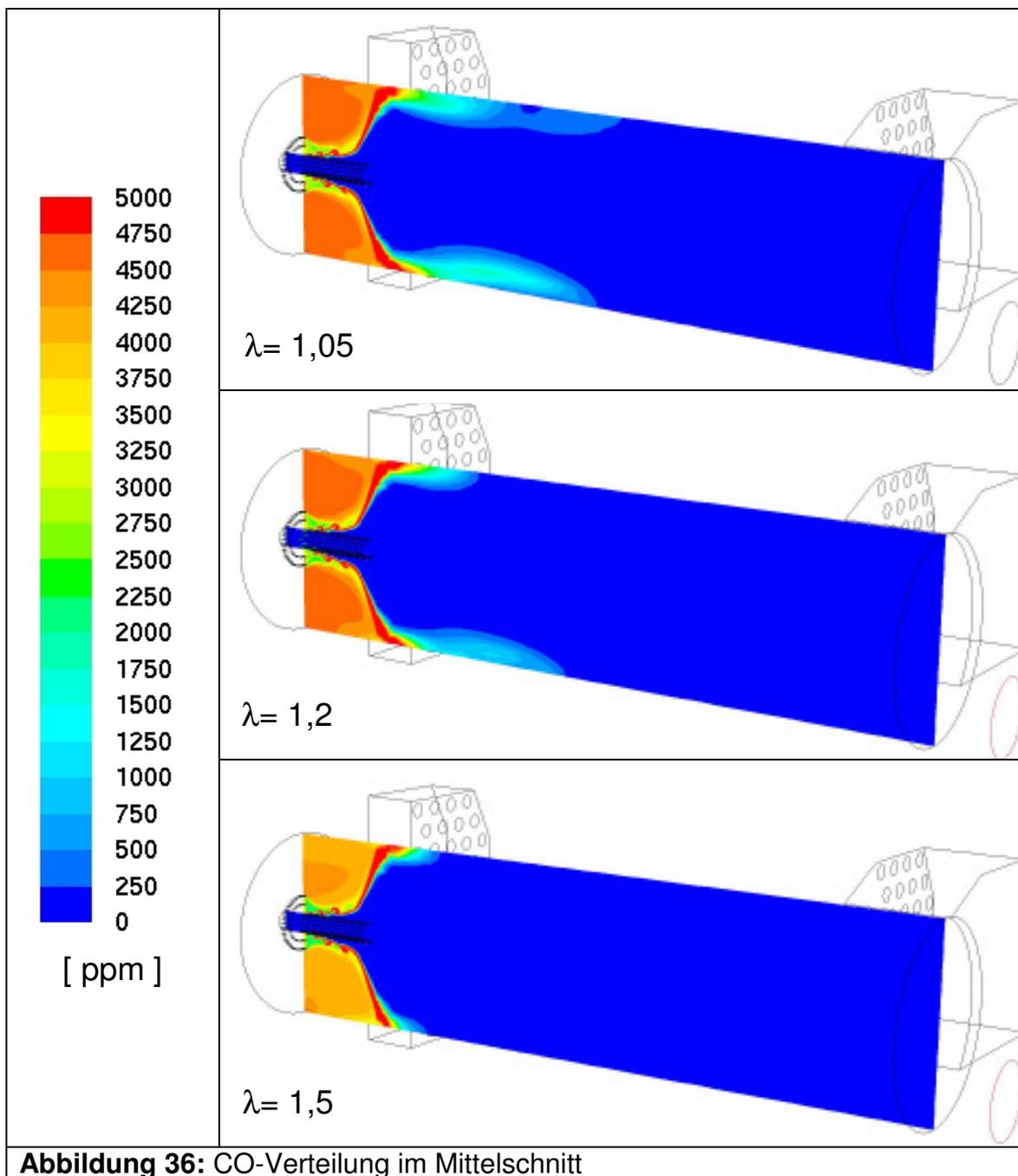


Aus der obigen Abbildung geht hervor, dass der statische Druck vor dem Luftverteiler bei einem Lambda von 1,05 etwa 16 mbar und bei einem Lambda von 1,5 etwa 33 mbar beträgt. Beim Vergleich der numerisch ermittelten Luftdrücke mit den Luftdrücken der experimentellen Untersuchungen erkennt man, dass dort ebenfalls eine Verdoppelung der statischen Drücke bei einer Luftzahlvariation von 1,05 auf 1,05 auftritt. Allerdings liegt das Niveau der Drücke bei den hier abgebildeten Bildausschnitt der numerischen Simulation höher als bei den „real“ gemessenen statischen Drücken. Dies lässt sich durch den Abstand des Drucknippels vom Luftverteiler erklären, da dieser etwa 300 mm vom Luftverteiler entfernt liegt. Aus diesem Grunde ist der an dieser Messposition ermittelte Druck niedriger als unmittelbar in Luftverteiler Nähe.



In Abbildung 35 sind die Temperaturverteilungen im Mittelschnitt der Brennkammer für unterschiedliche Luftzahlen dargestellt. Es wird deutlich, dass die Temperatur im Brennernahbereich durch die Flammengeometrie und durch Rückströmungen des Abgases gering gehalten werden kann. Somit kann eine thermische Überbeanspruchung der Brennerbauteile (Luftverteiler, Gasdüsenplatte) ausgeschlossen werden. Darüber hinaus wird deutlich, dass die Verbrennung (hohe Temperaturen) im Bereich der Brennkammerwand stattfindet und einerseits für einen besseren Wärmeeintrag ans Heizmedium steht, andererseits darauf hindeutet, dass hier auf die Materialbeanspruchung der Brennkammerwand geachtet werden sollte. Die nachfolgenden Simulationsergebnisse der CO-Verteilungen in Abbildung 36 offenbaren für alle untersuchten Luftzahlen einen vollständigen Ausbrand.

Dieser wird bereits vor Eintritt der Abgaszüge erreicht. Die Variation der Luftzahl beeinflusst das CO-Verhalten nicht nennenswert.



Die nachfolgend in Abbildung 37 dargestellten NO-Verteilungen zeigen eine tendenzielle Abhängigkeit bei der Senkung der NO-Emissionen in Bezug auf eine Luftzahlvariation. Somit folgt die Umsetzung zu NO dem Verlauf der Temperaturverteilungen. Dies konnte durch die experimentellen Untersuchungen nachgewiesen werden. Ebenso wie bei den CO-Verteilungen ist die NO-Bildung am Ende der Brennkammer abgeschlossen. Somit ist eine Änderung der Emissionswerte im Bereich der Abgaszüge nicht gegeben.

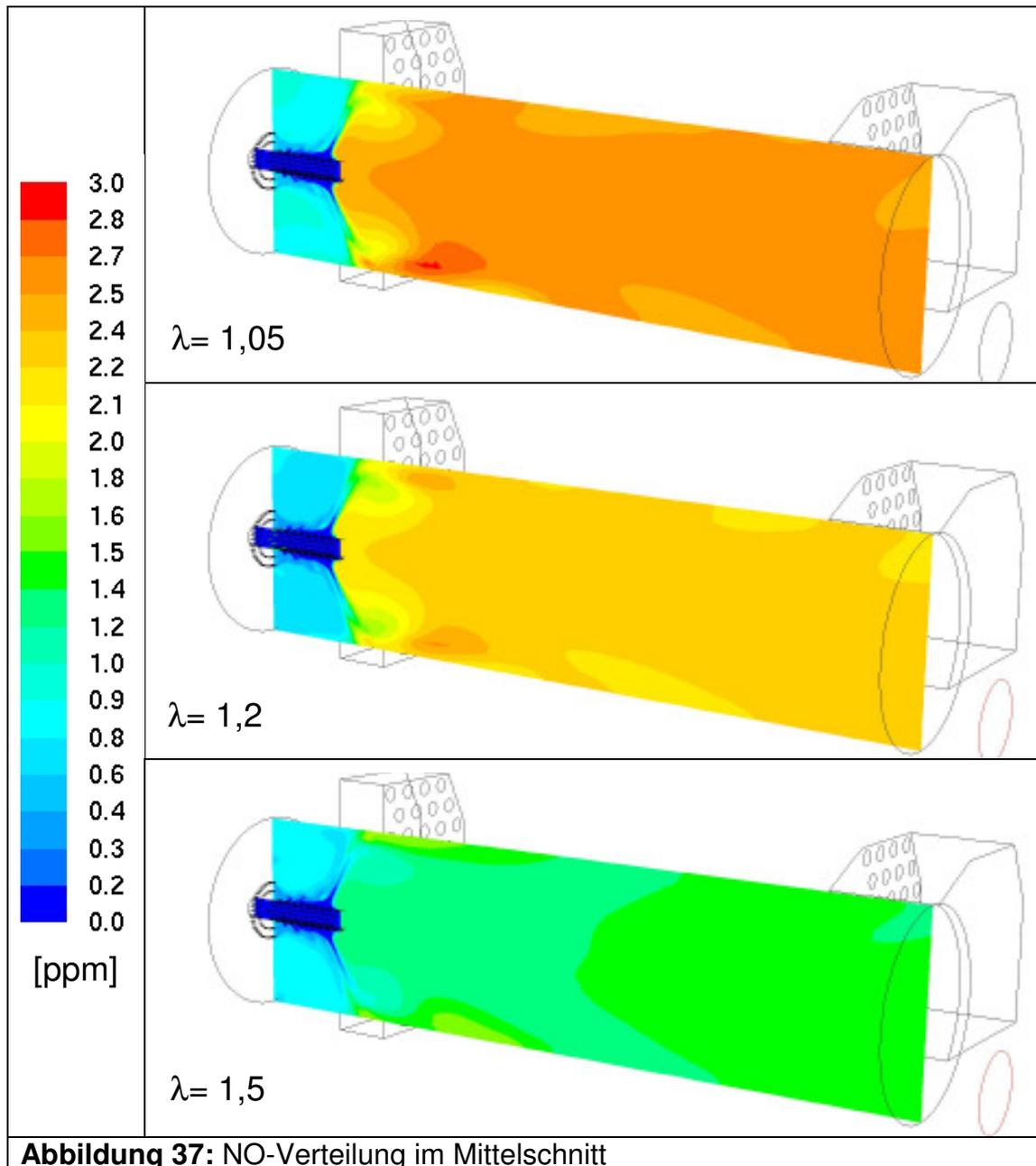
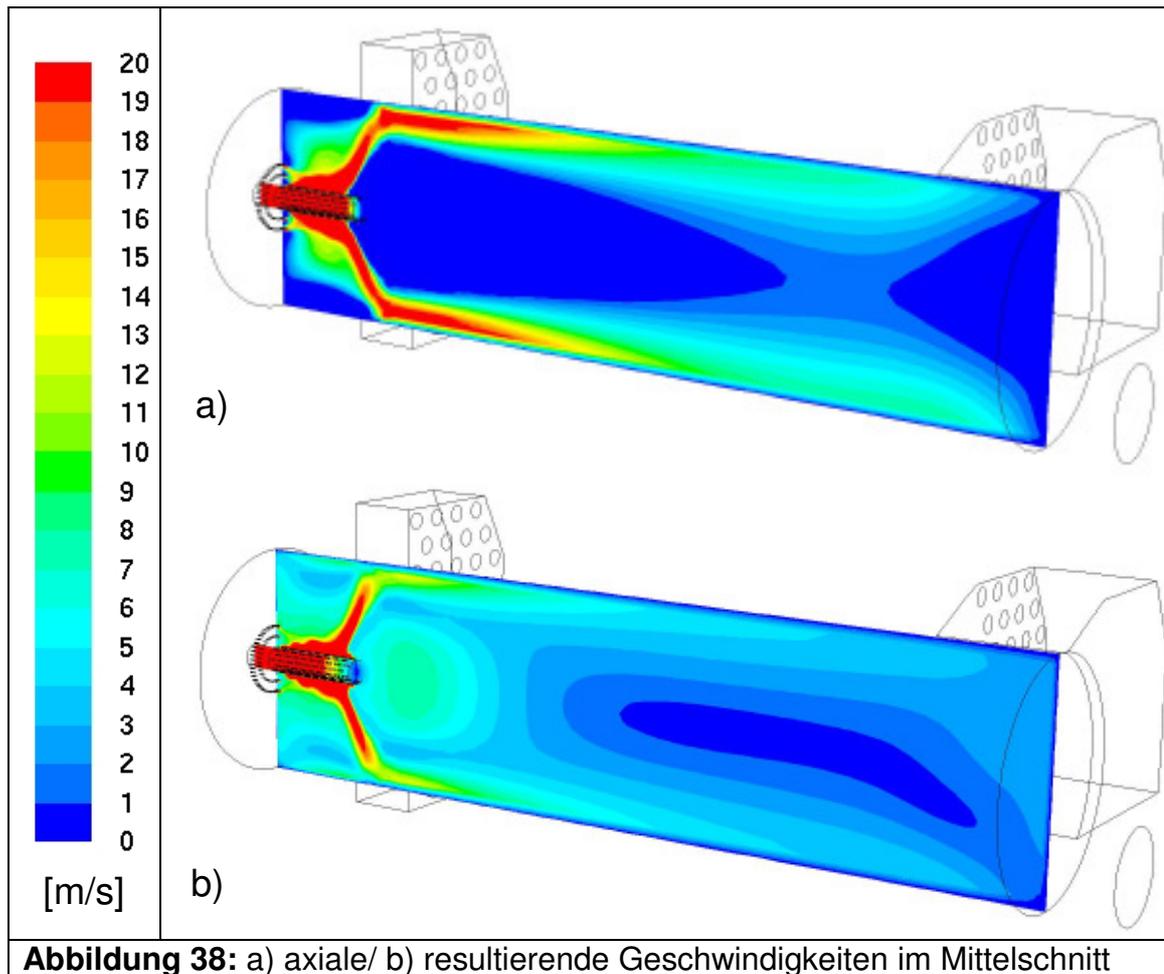
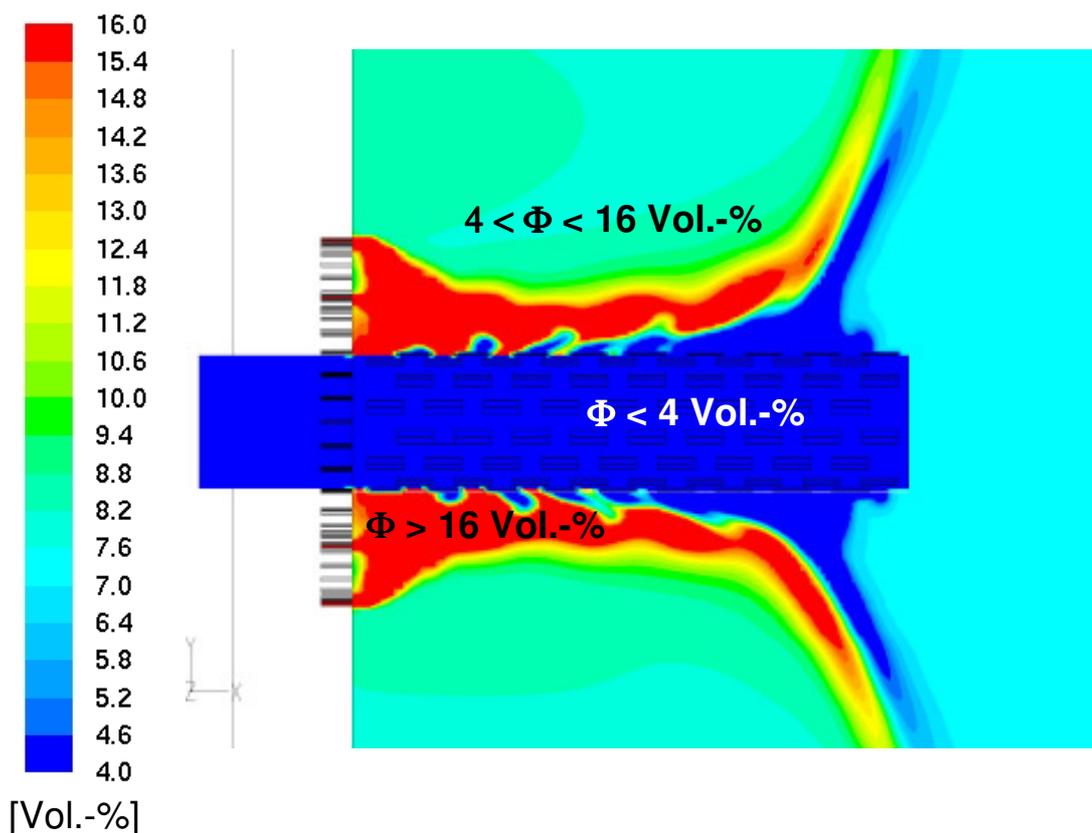


Abbildung 38 zeigt die im Mittelschnitt der Brennkammer auftretenden Geschwindigkeiten. In der oberen Bildhälfte (Abb. a) ist die Geschwindigkeit in axialer Richtung dargestellt. Der „dunkelblaue“ Farbbereich in der oberen Bildhälfte repräsentiert die Geschwindigkeiten, die unter Null (bzw. bei exakt Null) m/s liegen. Infolgedessen werden durch diese Weise der Darstellung die Rückströmzonen (Rezirkulationszonen mit negativen Geschwindigkeiten) qualitativ sichtbar gemacht. Die Abbildung 38.b zeigt die resultierenden Geschwindigkeiten (x-,y- und z-Richtung) im Mittelschnitt. Beide Darstellungen (a,b) lassen erkennen, wie die Strömungsimpulse die Flammgeometrie und Position bestimmen.



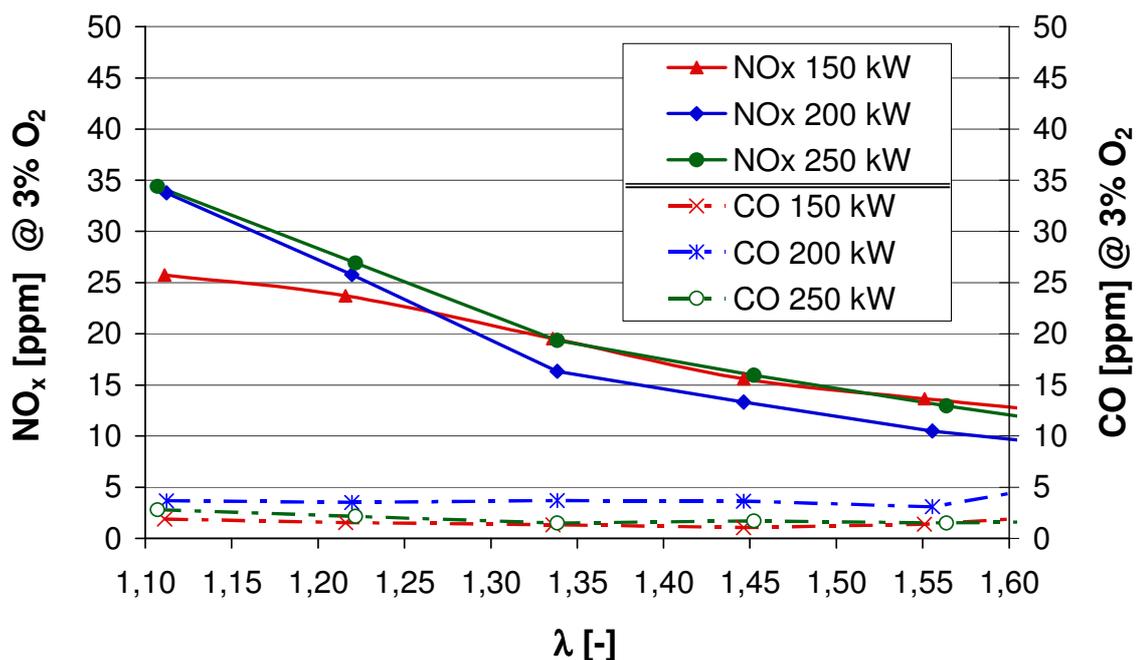
Zur Ermittlung des Zündbereiches innerhalb der Brennkammer wurde vor Beginn der Konstruktions- und Messaktivitäten eine isotherme Berechnung durchgeführt. Hierdurch konnte im Vorfeld der Bereich ermittelt werden, in dem der Zündvorgang (Position der Zündelektroden) am besten gestartet werden kann. Im rot eingefärbten Bereich in Abbildung 39 ist die  $\text{CH}_4$ -Konzentration größer als 16 Vol.-% und im blau eingefärbten unter 4 Vol.-%. In diesen Bereichen ist eine Zündung nicht möglich. Alle anderen Farbbereiche stellen somit von der Mischungsseite aus gesehen ein zündfähiges Gemisch dar.



**Abbildung 39:** CH<sub>4</sub>-Verteilung im Brennernahbereich bei Lambda 1,05

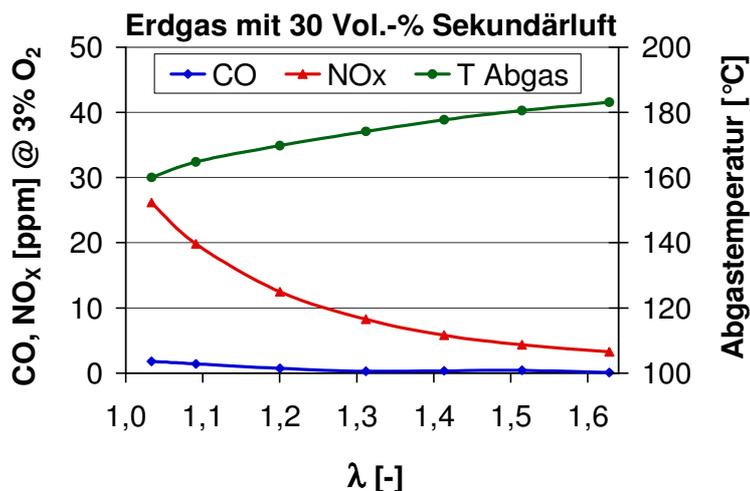
Auf den nächsten Seiten werden die experimentellen Ergebnisse der Versuche im Leistungsbereich um 200 kW gegenübergestellt und beschrieben. Die zu Beginn dieses Abschnittes dargestellten Ergebnisse sind ausgewählte Auswertungen der Untersuchungen mit Sekundärluftbeimischung zum Erdgas (sog. Teilvormischbetrieb). In der weiteren Projektbearbeitung wurde die Optimierung für den reinen Erdgasbetrieb (Diffusionsbetrieb) vorgenommen. Diese Ergebnisse sind beifolgend aufgeführt und erläutert (Bei allen Untersuchungen mit Erdgas wurde ausschließlich Erdgas-H eingesetzt). Abschließend sind die experimentellen Untersuchungen des Schwachgasbetriebes aufgeführt. Die inerten Anteile zur synthetischen Erzeugung des Schwachgases waren Kohlenstoffdioxid (CO<sub>2</sub>) und Stickstoff (N<sub>2</sub>) in unterschiedlichen Mengen. Die hier graphisch dargestellten Emissionswerte der Messungen sind, wie auch in den übrigen experimentellen Untersuchungen auf einen Restsauerstoffgehalt von 3 Vol.-% im trockenen Abgas bezogen.

Das nachfolgende Diagramm (Abb. 40) zeigt den NO<sub>x</sub>- und CO Verlauf der Untersuchungen im teilvorgemischten (ca. 35 % Sekundärluft) Erdgasbetrieb bei einer Leistung von 150, 200 und 250 kW<sub>th</sub>. Es wird deutlich, dass die Emissionen an CO und NO<sub>x</sub> durch eine Laständerung (Teillast-Verhalten) im gesamten Luftzahlbereich kaum beeinflusst werden.



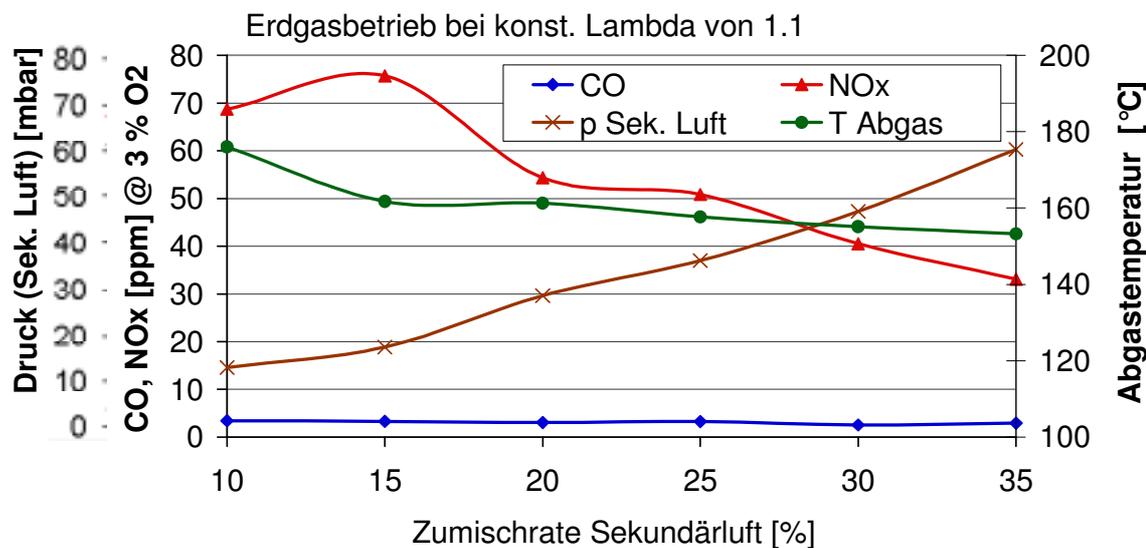
**Abbildung 40:** NO<sub>x</sub>- und CO-Verlauf bei verschiedenen Leistungen, teilvorgemischter Erdgasbetrieb

In der anschließenden Abbildung 41 sind die NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionen sowie die Abgastemperatur für den 200 kW-Lastfall beim Erdgasbetrieb mit 30 % Sekundärluft über der Luftzahl aufgetragen. Es wird ersichtlich, dass das Emissionspotenzial an Kohlenstoffmonoxid im gesamten Luftzahlbereich völlig unproblematisch ist, da diese Werte durchgehend im unteren einstelligen Bereich liegen. Dieses Emissionsniveau konnte bei sämtlichen Untersuchungen festgestellt werden. Anders hingegen die NO<sub>x</sub>-Emissionen, die im bedeutungsvollen Luftzahlbereich von 1,05 bis 1,25 noch über 10 ppm liegen. Die im Diagramm (Abb. 41) dargestellte Abgastemperatur zeigt einen Anstieg der Temperatur bei steigendem Lambda. Dieses Verhalten kann bei Kesselfeuerungen häufig beobachtet werden. Die Ursache des Anstiegs ist eine Verschiebung des Temperaturniveaus im wassergekühlten Kesselkörpers. Diese Verschiebung wird durch eine Änderung des Strömungsprofils im Brennkammerinnenraum und somit der Änderung der Flammenfrontposition hervorgerufen. Dieses Verhalten hat logischerweise eine Verschlechterung des Wirkungsgrads zur Folge, da ungenutzte thermische Energie mit dem Abgas abgeführt wird. Daher begründen sich, die bei Kesselfeuerungen angestrebten niedrigen Luftzahlen von Lambda 1,05 bis 1,2.



**Abbildung 41:** NO<sub>x</sub>-, CO- und Temperaturverlauf bei 200 kW<sub>th</sub> bei Erdgasbetrieb mit 30 % Sekundärluftbeimischung

Abbildung 42 liefert die Ergebnisse der Untersuchungen bezüglich des quantitativen Sekundärlufteinflusses. Die auf der Abszisse (X-Achse) aufgetragene Zumischrate an Sekundärluft gibt den prozentualen Anteil der gesamten Luftmenge an, der bei einer Verbrennung mit einem konstanten Lambda von 1,1 eingestellt wurde. In diesen Versuchen wurde analysiert, inwiefern sich die Zumischung von Luft zum Brenngas positiv auf die sich bildenden Emissionen auswirkt und wie hoch gegebenenfalls die optimale Zumischmenge sein sollte.

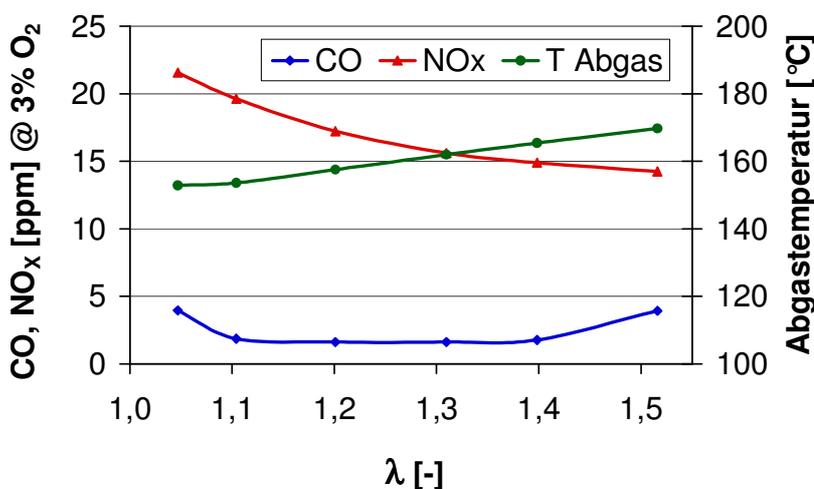


**Abbildung 42:** NO<sub>x</sub>-, CO-, Druck- und Temperaturverlauf bei 200 kW<sub>th</sub> mit unterschiedlichen Sekundärluftbeimischraten

Die zu Beginn dieses Abschnitts dargestellten Abbildungen zeigen, dass die Sekundärluftbeimischung beim Betrieb mit hochkalorigen Brenngasen (hier: Erdgas-H) eine effektive Minderungsmethode der Stickstoffoxide darstellt. Deutlich wird der direkte Einfluss der Sekundärluftmenge auf die NO<sub>x</sub>-Bildung aus der Darstellung in Abbildung 42. Diese zeigt, dass durch Erhöhung des Sekundärluftanteils von 10 auf 35 Prozent eine Senkung der NO<sub>x</sub>-Werte ca. 45 % erreicht wurde.

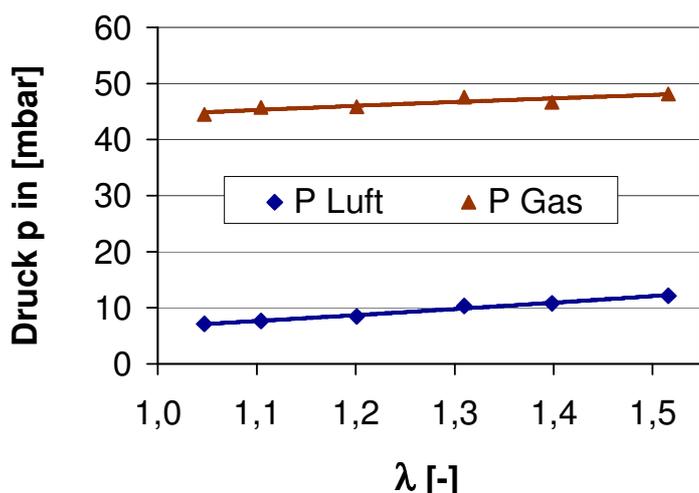
Allerdings wurde diese Variante der Schadstoffminderung aufgrund der zu Anfang bereits erwähnten Sicherheitsbedenken einzelner Projektpartner nicht weiter verfolgt. Ein weiteres „kritisches Kriterium“, ist der hohe Druckbedarf, der bei der Sekundärluftzugabe zum Brenngas erforderlich ist. Denn neben den Emissionen spielt der aufzubringende Druck für die Sekundärluft eine große Rolle, da dieser in der Praxis ein wichtiges Wirtschaftlichkeitskriterium darstellt. In Abbildung 42 ist daher zusätzlich der Sekundärluftdruck aufgeführt. Hierdurch wird deutlich, dass ab einer Zumischrate von etwa 20 % Sekundärluft ein Druck von über 30 mbar erreicht, und somit in einen für Industriekessel inakzeptablen Bereich vordringt. Aus diesem Grunde zielte der Fokus auf eine Optimierung des reinen Erdgasbetriebes ab (Diffusionsbetrieb). Hierzu wurde der Luftverteiler bezüglich des Druckes und der Emissionen optimiert. Die hierdurch erreichten Ergebnisse werden anknüpfend gezeigt und beschrieben.

Die im nachfolgenden Diagramm (Abb. 43) dargestellten  $\text{NO}_x$ -Werte für den reinen Erdgasbetrieb liegen im relevanten Luftzahlbereich der Industriekessel-feuerungen von 1,05 bis 1,20 etwa bei den Werten des teilvorgemischten Erdgasbetriebes (siehe Abb. 41). Des Weiteren verlaufen die  $\text{NO}_x$ -Emissionen über dem gesamten Luftzahlbereich konstanter bzw. beharrlicher im Vergleich zum Teilvormisch- bzw. Sekundärluftbetrieb.



**Abbildung 43:**  $\text{NO}_x$ -/CO- u. Abgastemperaturverlauf bei 200 kW<sub>th</sub> Erdgasbetrieb mit optimiertem Luftverteiler (Kiemenluftverteiler)

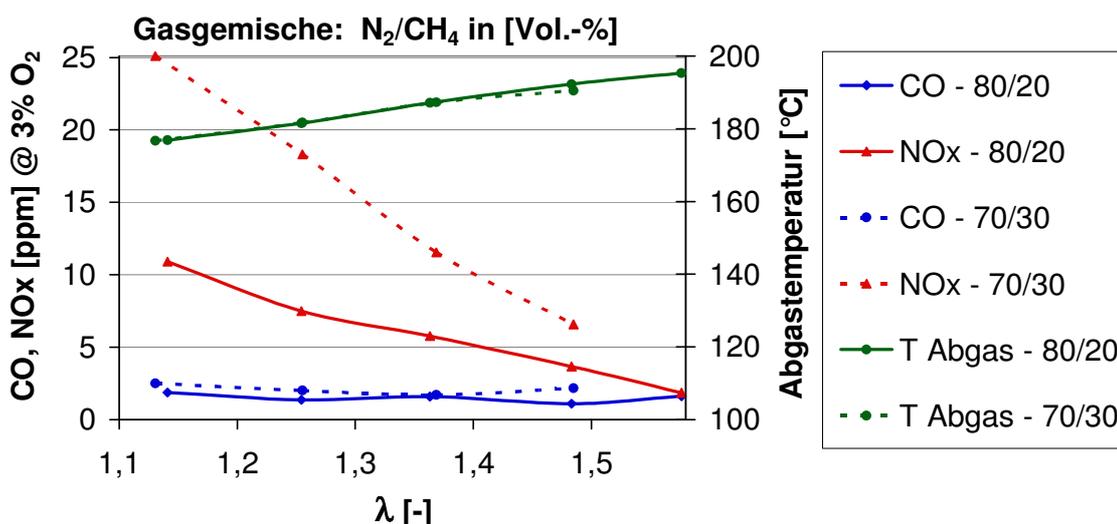
Die Emissionen an Kohlenstoffmonoxid können in beiden Fällen problemlos unter 5 ppm gehalten werden. Dieser Erfolg konnte maßgeblich durch die Anpassung und Optimierung des Luftvertellers erreicht werden. Hierzu wurde das Konzept des bisherigen Luftvertellers dahingehend optimiert, dass das Öffnungsverhältnis im massiven Maße geändert wurde. Die zuvor verwendeten lochförmigen Öffnungen auf dem Umfang des Luftvertellers wurden durch kiemenförmige ersetzt. Durch die Vergrößerung des Öffnungsverhältnisses reduziert sich zwangsläufig der Eintrittsimpuls der Verbrennungsluft, der für die  $\text{NO}_x$ -Minderung bei diesem Brennerkonzept von essentieller Bedeutung ist. Demgemäß wurde bei dem neu entwickelten Luftverteiler die intensive Vermischung von Brenngas und Verbrennungsluft durch die verdrallt eingeführte Luft realisiert, um den  $\text{NO}_x$ -Minderungseffekt in gleicher Qualität zu erreichen (s. Abb. 41, Abb. 43). Die gleichzeitig beabsichtigte Senkung des Luftdruckes wird in der folgenden Abbildung nachgewiesen.



**Abbildung 44:** Gas- und Luftdruckverlauf bei 200 kW<sub>th</sub> Erdgasbetrieb mit optimiertem Luftverteiler

Der Luftdruck vor dem Luftverteiler wurde über dem gesamten Luftzahlbereich auf unter 15 mbar gesenkt. Im Vergleich zu den Untersuchungen (siehe z.B. Ergebnisse der Voruntersuchungen) mit den ersten Luftverteilervarianten konnte der Luftdruck über dem gesamten Luftzahlbereich ausgeprägt reduziert werden.

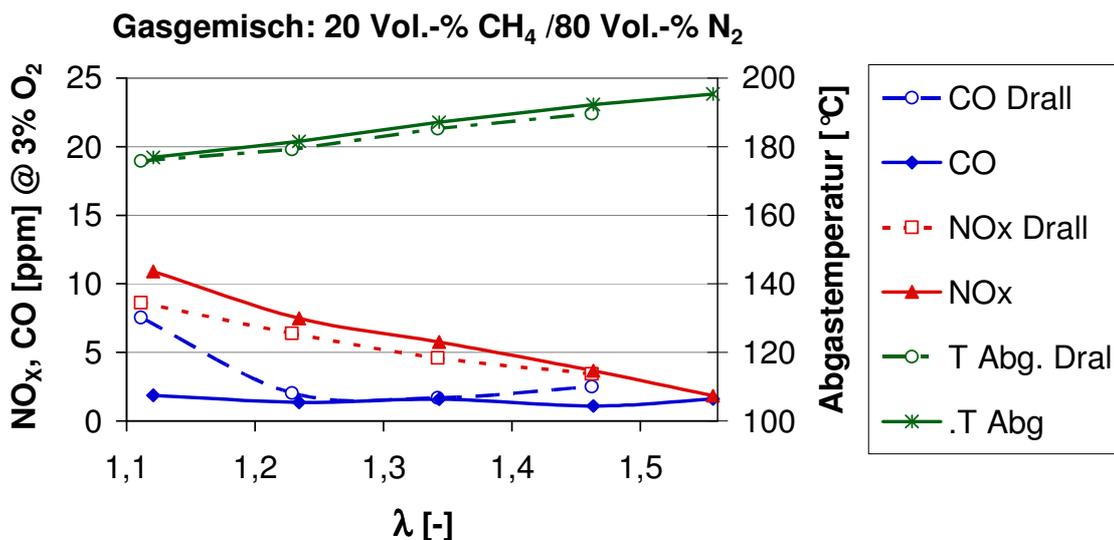
Neben Erdgas und teilvorgemischten Erdgas kamen unterschiedliche Schwachgasmischungen bei 200 kW<sub>th</sub> zum Einsatz. Hierzu wurde, wie bereits zu Beginn dieses Abschnitts erwähnt, ein aus Einzelkomponenten zusammen gemischtes Brenngas erzeugt. Die Testergebnisse dieser Versuchsreihen bestätigten, dass die Verbrennung hierbei bis zu einem Heizwert von ca. 2 kWh/Nm<sup>3</sup> stabil bleibt und die NO<sub>x</sub>-Emissionswerte für den Schwachgasbetrieb über einen weiten Luftzahlbereich unter 10 ppm liegen, wie aus Abbildung 45 für das Gemisch CH<sub>4</sub>/N<sub>2</sub> = 20/80 [Vol.-%] hervorgeht.



**Abbildung 45:** NO<sub>x</sub>- und CO-Verläufe und Abgastemperaturen bei 200 kW<sub>th</sub> Schwachgasbetrieb

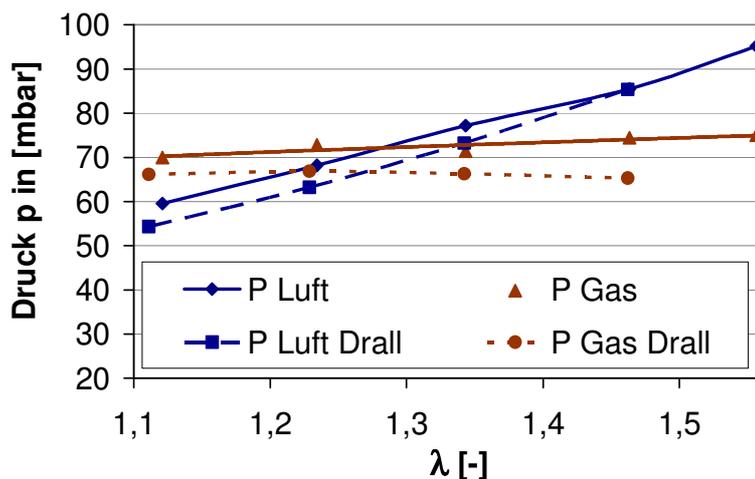
Das zweite in der obigen Abbildung enthaltene Gasgemisch – bzw. deren Messergebnisse – ist ein Schwachgas mit einem Mischungsverhältnis von

$\text{CH}_4/\text{N}_2 = 30/70$  [Vol.-%]. Hierbei ergab sich ein höheres Emissionsniveau an Stickstoffoxiden. Die Gegenüberstellung der beiden unterschiedlichen Gemische in einem Diagramm veranschaulicht, das mit ansteigendem Inertgasanteil bei gleich bleibender Leistung eine erhebliche  $\text{NO}_x$ -Senkung zu erreichen ist. Diese Emissionsreduzierung wird maßgeblich durch den erhöhten Impuls des Brenngaseintritts bewirkt. Die Emissionen an Kohlenstoffmonoxid lagen für beide Gemische im gesamten Luftzahlbereich unter 5 ppm. Das Niveau der CO Emissionen unterscheidet sich beim reinen Erdgasbetrieb nicht nennenswert vom dem des Sekundärluft- und Schwachgasbetriebes.



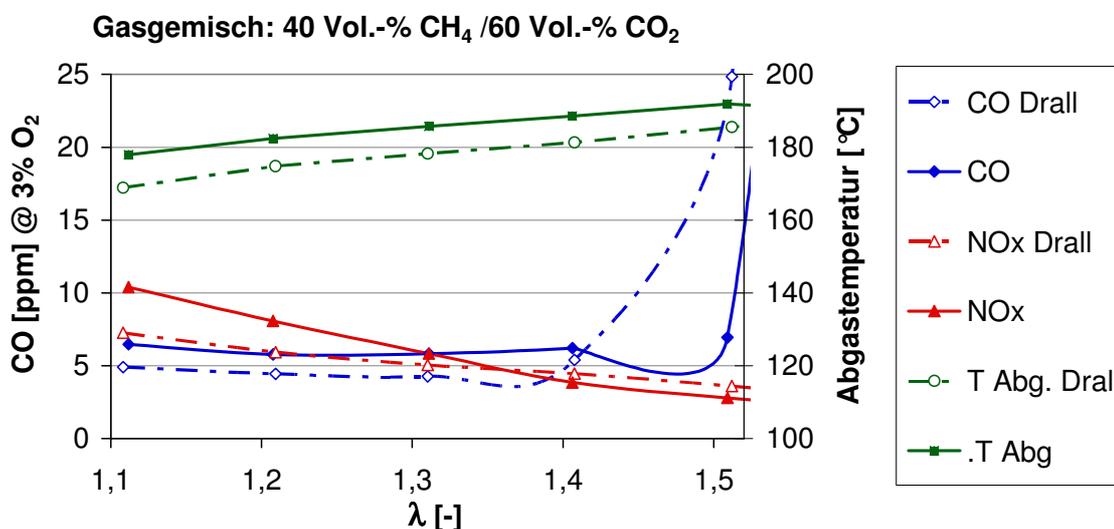
**Abbildung 46:**  $\text{NO}_x$ - und CO-Verläufe und Abgastemperaturen bei 200 kW<sub>th</sub> Schwachgasbetrieb mit und ohne Gasdrall

Zusätzlich zu den Untersuchungen mit Luftdrall wurde bei den Schwachgasversuchen der Einfluss des Gasdralls experimentell analysiert. Diese Möglichkeit der Verbrennungsoptimierung ist vorwiegend bei der Verbrennung von Schwachgasen geeignet, da der Brenngasvolumenstrom bei gleicher Leistung erheblich größer als bei einer reinen Erdgasverbrennung ist. Aus diesem Grunde herrscht ein intensiverer Impuls des Brenngases und infolgedessen eine verbesserte Mischung von Brenngas und Verbrennungsluft. Die obige Abbildung 46 zeigt die Messergebnisse der CO-/ $\text{NO}_x$ -Werte, sowie die Abgastemperaturen für das Gasgemisch mit 80 Vol.-% Stickstoffanteil beim Betrieb mit und ohne Gasdrall. In Abbildung 47 sind die Gas- und Luftdrücke dieser Messung graphisch dargestellt. Daraus geht hervor, dass durch die Realisierung eines Gasdralls die Gas- und Luftdrücke eine geringfügige Senkung erfahren. Die geänderte Strömungsrichtung des Gases und das sich hierdurch ändernde Rezirkulationsgebiet im Brennernahbereich wirken sich sowohl im Luft-, als auch im Gasdruck positiv aus.



**Abbildung 47:** Gas- und Luftdruckverlauf bei 200 kW<sub>th</sub> Schwachgasbetrieb mit und ohne Gasdrall

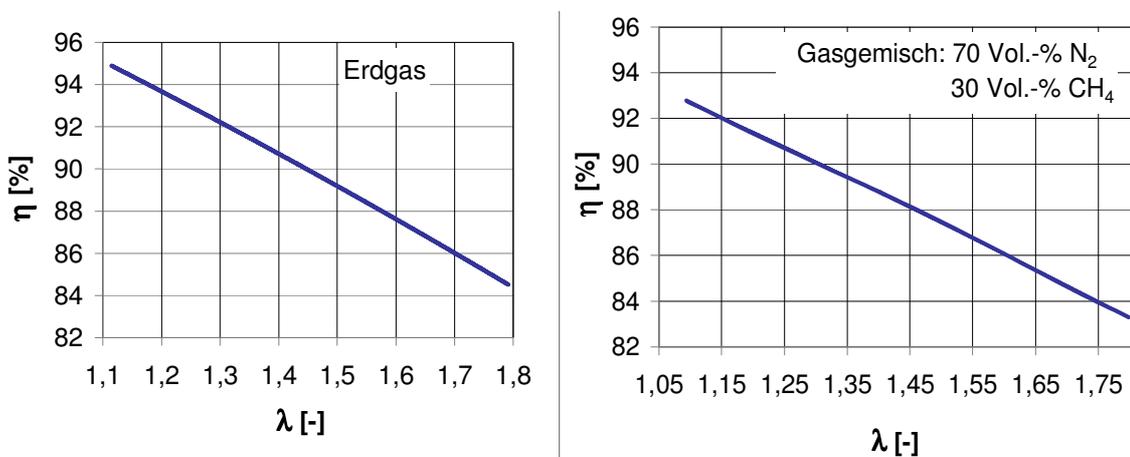
In Abbildung 48 sind weitere Ergebnisse der Schwachgasuntersuchungen dargestellt. Das eingesetzte Schwachgas setzte sich aus CH<sub>4</sub> und CO<sub>2</sub> im Verhältnis 40/60 (in Vol.-%) zusammen. Aufgrund der stärkeren Löschwirkung des Kohlenstoffdioxids (im Vergleich zu Stickstoff), kann bei diesen Schwachgasgemischen der Inertgasanteil nicht im gleichen Umfang erhöht werden wie bei der Stickstoffzumischung. Die mit diesem Schwachgasgemisch erreichten Emissionen liegen im relevanten Luftzahlbereich von 1,05 bis 1,25 durchgängig bei bzw. unter 10 ppm. Der Effekt der Gasverdrallung erreichte hierbei ebenfalls eine geringe Senkung der CO- und NO<sub>x</sub>-Emissionen im Luftzahlbereich von 1,05 bis 1,25.



**Abbildung 48:** NO<sub>x</sub>- und CO-Verläufe und Abgastemperaturen bei 200 kW<sub>th</sub> Schwachgasbetrieb mit und ohne Gasdrall

Beim Vergleich der Abgastemperaturen in den Abbildungen aus diesem Kapitel zeigt sich, dass diese beim Schwachgas- und Teilvormischbetrieb höher sind als beim „reinen“ Erdgasbetrieb. Grund hierfür ist eine Verschiebung des Temperaturprofils im Kesselkörper, der durch die unterschiedlichen Impulse hervorgerufen wird.

Allerdings spricht die niedrigere Abgastemperatur für einen höheren feuerungstechnischen Wirkungsgrad infolge der besseren Wärmeübertragung an das Kühlmedium. Des Weiteren zeigen die in den Diagrammen dargestellten Abgastemperaturen keinen bedeutenden Unterschied beim Betrieb mit oder ohne Gasverdrallung. Dementsprechend wird durch die Gasverdrallung neben der Emissionssenkung keine Verbesserung des Wirkungsgrades verursacht. Die Betrachtung der feuerungstechnischen Wirkungsgrade der unterschiedlichen Betriebsweisen unterscheidet sich ohnehin nur geringfügig, da dieser in erster Linie von der Abgastemperatur, der Luftzahl und der vollständigen Aufoxidierung abhängt. Stellvertretend für die durchgeführten Messungen werden nachfolgend je ein „charakteristisches“ Wirkungsgrad-Diagramm für Erdgas und Schwachgas dargestellt.

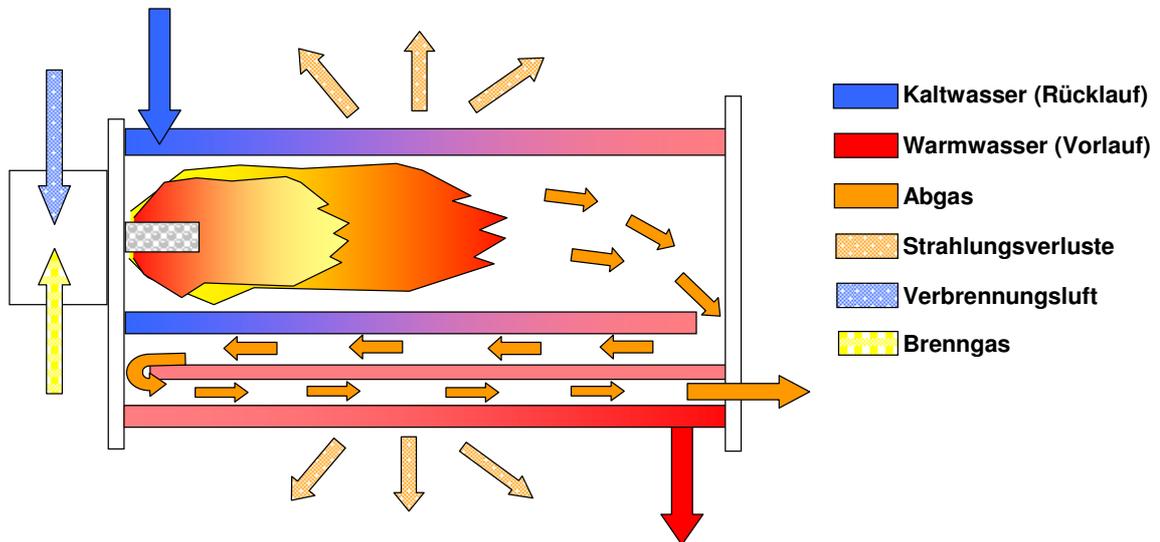


**Abbildung 49:** Darstellung des feuerungstech. Wirkungsgrades über Lambda

Die beiden Diagramme in Abbildung 49 stellen den Verlauf des feuerungstechnischen Wirkungsgrades über der Luftzahl Lambda dar. Das linke Diagramm repräsentiert den Erdgasbetrieb, das rechte Diagramm ist für ein Schwachgasgemisch mit einem Stickstoffanteil von 70 Vol.-% und einem Methananteil von 30 Vol.-%. Es wird deutlich, dass der feuerungstechnische Wirkungsgrad bei Erdgas gerade im unteren Luftzahlbereich ca. 2 % höher liegt, als beim Schwachgas. Das lässt sich durch den zuvor beschriebenen höheren Abgastemperaturen bei der Schwachgasverbrennung erklären, da diese für einen hohen Abgasverlust verantwortlich sind.

Für die weitere Bilanzierung bzw. Visualisierung der Effektivität wurde ein Berechnungsblatt (siehe Abdruck in Abb. 50) in MS-Excel erstellt, das den Kessel und dessen „Prozessströme“ in schematischer Darstellung abbildet. Dieses Berechnungs-„tool“ wurde begleitend zu den Versuchen eingesetzt, um einen Überblick über den Prozess zu erhalten. Hierdurch konnten die direkte Ermittlung der Wärmeabgabe an das Heizwasser (Kühlmedium) und der Wärmeverlust, der durch das Abgas abgeführt wird bestimmt werden. Dies geschieht über hinterlegte Berechnungsschritte, die nach Eingabe der Prozessgrößen bzw. -Parameter die Berechnungsergebnisse aufzeigten.

Die Energieströme des Abgases und des Heizwassers werden über die jeweiligen Stoffdaten errechnet. Die Enthalpie des Brenngases und die der Verbrennungsluft wurden aufgrund der geringen Einsatztemperaturen (Umgebungstemperatur) vernachlässigt, da hierbei eine überschlägige Ermittlung ausreicht. Bei dem hier abgebildeten Berechnungsfall ergibt sich ein feuerungstechnischer Wirkungsgrad von 93 %.



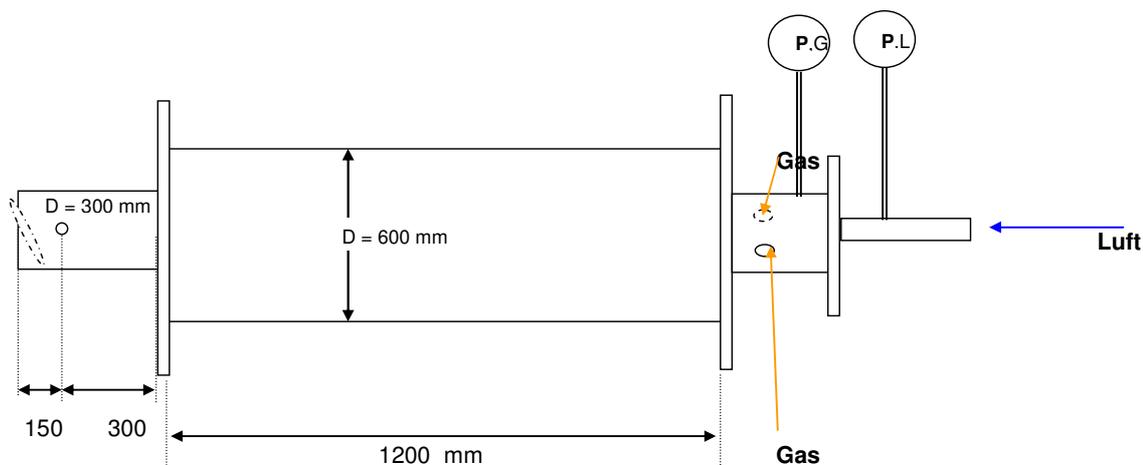
**Makrobuttons zur STOFFDATENBERECHNUNG:**

$\dot{Q}_{Abg.} = 14,9 \text{ kW}$	Stoffdatenberechnung Brenngas
$\dot{Q}_W = 163,1 \text{ kW}$	Stoffdatenberechnung Heizwasser
$H_{i,n} = 10,64 \text{ kWh/m}^3$	Stoffdatenberechnung Abgas
$\dot{Q}_B = 200 \text{ kW}$	
$\dot{V}_W = 2,15 \text{ m}^3/\text{h}$	$\vartheta_{Luft} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
$\vartheta_{Abg.} = 158 \text{ }^\circ\text{C}$	$\vartheta_{Gas} = 15 \text{ }^\circ\text{C}$
$\vartheta_{W,E} = 16 \text{ }^\circ\text{C}$	
$\vartheta_{W,A} = 82 \text{ }^\circ\text{C}$	
$\lambda = 1,15 \text{ -}$	
$v_{min,f.} = 11,2 \text{ m}^3_{Abg.,f}/\text{m}^3_B$	$D_{Rohr} = 22,0 \text{ mm}$
$v_f = 12,8 \text{ m}^3_{Abg.,f}/\text{m}^3_B$	$A_{Rohr} = 3,801E-04 \text{ m}^2$
$v_{tr.} = 10,7 \text{ m}^3_{Abg.,f}/\text{m}^3_B$	$v = 1,6 \text{ m/s}$
$\vartheta_{m \cdot W} = 49 \text{ }^\circ\text{C}$	
$c_{p,W} = 4,187 \text{ KJ}/(\text{kg K})$	
$\rho_{,W} = 988,4 \text{ kg/m}^3$	
$\dot{m}_{,W} = 0,590 \text{ kg/s}$	
$\dot{V}_{Abg.,f.} = 240,2 \text{ m}^3_{Abg.,f}/\text{m}^3_{Br}$	
$c_{p,Abg.} = 1,413 \text{ KJ}/(\text{m}^3 \text{ K})$	
$\eta_i = 93 \text{ }%$	
$\dot{V}_B = 18,8 \text{ m}^3/\text{h}$	

**Abbildung 50:** Schematische Darstellung der Energieströme und Bestimmung des feuerungstechnischen Wirkungsgrades eines Heizwasserkessels (Boilers)

### 3.3 Ergebnisse der Untersuchungen für 1500 kW<sub>th</sub>

Die im ersten Kapitel bereits erwähnte Skalierung des Brenners von 200 kW<sub>th</sub> auf 1500 kW<sub>th</sub> wurde durch eine Zwischenskalierung auf 800 kW<sub>th</sub> überprüft und sichergestellt. Nach den erfolgreichen Tests der 200 kW<sub>th</sub> Variante wurde die hoch-skalierte 800 kW<sub>th</sub> Variante gebaut und am Gaswärme-Institut (GWI) in einer ungekühlten Brennkammer auf Zünd-, Flammenüberwachungs- und allgemeines Verbrennungsverhalten bis zu einer Leistung von 1200 kW<sub>th</sub> im Diffusionsbetrieb getestet (s. Abb. 51 und Tab. 4). Die folgende Abbildung lässt erkennen, dass die verwendete Brennkammer einen lichten Querschnitt von 600 mm besitzt und somit dem Prüfflammrohrdurchmesser eines 1,25-1,5 MW<sub>th</sub> Kessels gerecht wird.

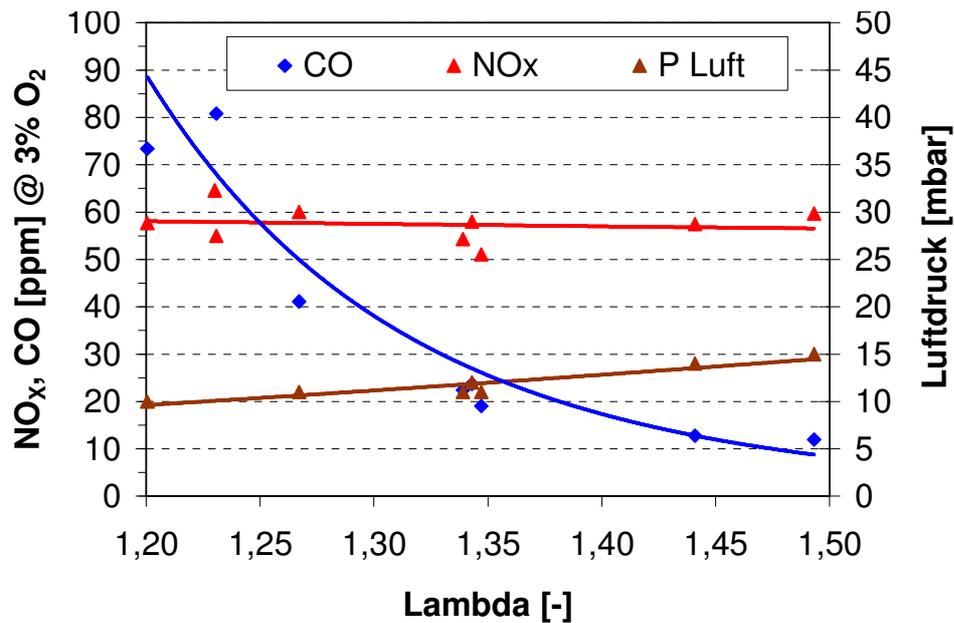


**Abbildung 51:** Schematischer Versuchsaufbau des 800 kW<sub>th</sub> Tests am GWI

Im Vergleich zum verwendeten Prüfflammrohr bei den Untersuchungen mit 1,5 MW<sub>th</sub> bleibt zu beachten, dass die ungekühlte und zugleich geringe Länge der Brennkammer, sowie die fehlende Rauch- bzw. Abgaszüge sich negativ auf die Emissionen an CO und NO<sub>x</sub> sowie auf die Abgastemperatur auswirken. Aus diesem Grunde sind die gemessenen Emissionen in Tabelle 4 nicht repräsentativ für die Tests bei 1,5 MW<sub>th</sub> im gekühlten Prüfflammrohr.

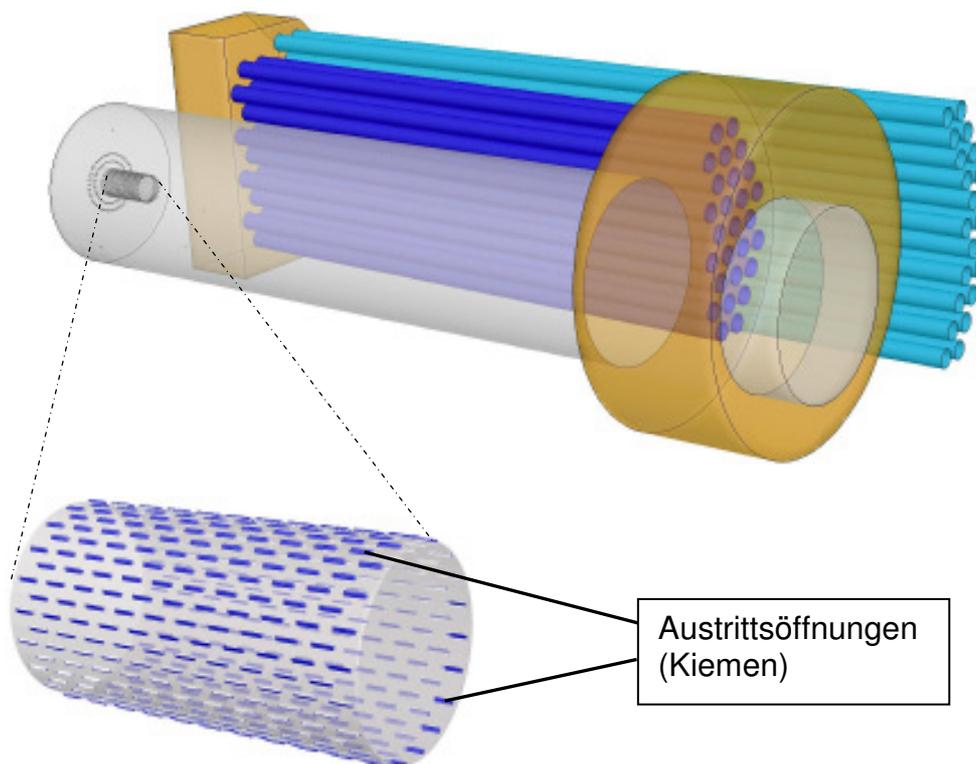
**Tabelle 4:** Messergebnisse für den „zwischen-skalierten“ 800 kW<sub>th</sub> Brenner

O <sub>2</sub>	λ	CO @ 3% O <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	NO <sub>2</sub>	NO	NO <sub>x</sub> @ 3% O <sub>2</sub>	P Gas	P Luft	Q̇ <sub>B</sub>
[%]	[-]	[ppm]	[%]	[ppm]	[ppm]	[ppm]	[mbar]	[mbar]	[kW]
5,75	1,34	22,43	8,38	3,0	43,0	54,30	10	11	800
5,85	1,35	19,01	8,36	3,0	40,0	51,09	11	11	800
6,91	1,44	12,78	7,72	3,0	42,0	57,49	13	14	800
7,44	1,49	11,95	7,43	3,0	42,0	59,73	14	15	800
5,80	1,34	23,68	8,40	4,0	45,0	58,03	13	12	800
3,83	1,20	73,38	9,57	5,0	50,0	57,66	11	10	800
4,81	1,27	41,14	8,98	5,0	49,0	60,04	11	11	800
4,29	1,23	80,79	9,31	5,0	46,0	54,94	17	16	1000
4,28	1,23	120,57	9,30	6,0	54,0	64,59	23	22	1200
4,50	1,25		-	-	-		-	-	1250



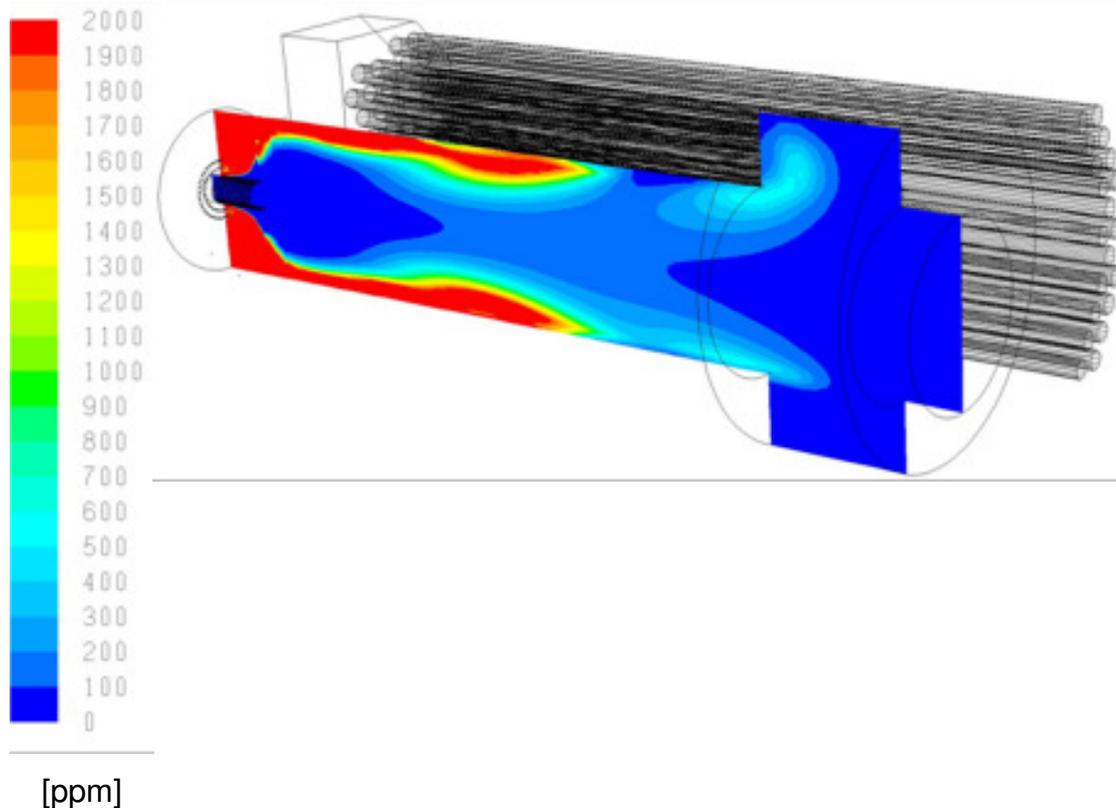
**Abbildung 52:** NO<sub>x</sub>- /CO- und Druckverlauf bei 800 kW<sub>th</sub> Erdgasbetrieb

Nach erfolgter Durchführung der Messungen und Berechnungen für die 200 kW<sub>th</sub> Variante an einem Prüfflammrohr stand die Skalierung auf eine Leistung von 1,5 MW<sub>th</sub> an. Hierzu wurden die ermittelten Daten der Brennerskalierung und -auslegung mittels der numerischen Simulation gründlich untersucht. Die folgende Abb. 53 zeigt das in FLUENT abgebildete Flammrohr (entsprechend dem für die geplanten Messungen zur Verfügung gestelltem Prüfflammrohr der Max Weis-haupt GmbH) für 1,5 MW<sub>th</sub>, sowie die skalierte Version des Kiemenluftverteilers.



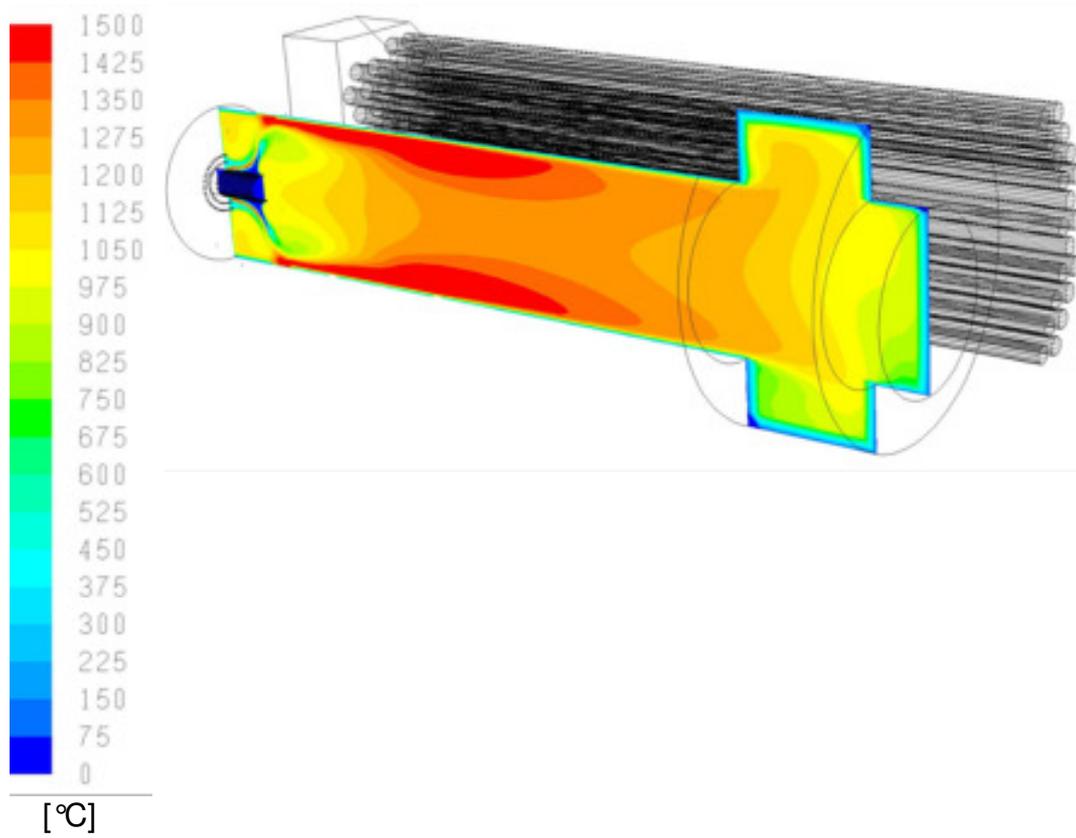
**Abbildung 53:** Prüfflammrohr für 1,5MW und der skalierte Kiemenluftverteiler

Die numerischen Berechnungen wurden für den Auslegungspunkt von 1,5 MW<sub>th</sub> und einer Luftzahl von 1,05 durchgeführt. In den Abbildungen auf den folgenden Seiten sind die CO-, Temperatur-, NO- und die Geschwindigkeitsverteilung dargestellt. (s. **Abb. 54 – 58**)

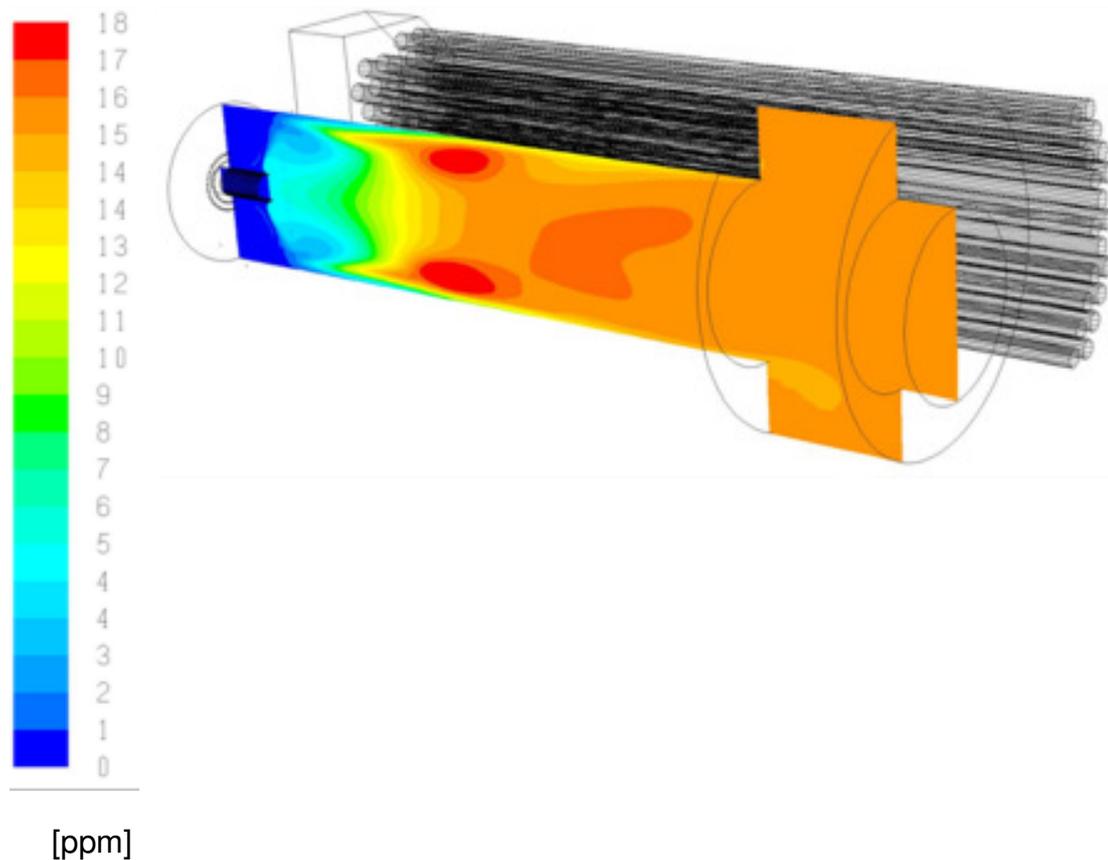


**Abbildung 54:** CO-Verteilung im Mittelschnitt

Die Berechnungen ergaben, dass CO-Strahlen bis kurz vor die Umlenkung in den ersten Abgaszug vorliegen. Im Gegensatz zur 200 kW<sub>th</sub> Variante findet die Verbrennung nicht ausschließlich im Brennernahbereich statt, sondern dehnt sich entlang der Brennkammerwand bis über ca. zwei Drittel der Brennkammer aus. Der Bereich in dem die chemische Umsetzung stattfindet ist in Abbildung 54 durch das rote Gebiet gekennzeichnet. In diesem Gebiet finden sich auch die höchsten Verbrennungstemperaturen wieder, die maximalen Temperaturen in Nähe der Brennkammerwand betragen etwa 1500 °C, wie aus der dargestellten Temperaturverteilung (s. Abb. 55) hervorgeht. Die Abgastemperatur am Austritt des letzten Zuges beträgt 182 °C. Die numerischen Berechnungen bestätigten einen vollen Ausbrand (CO~0). Der NO-Wert am Austritt betrug 16 ppm bei einem Restsauerstoffgehalt von 0,8 Vol.-% wie Abbildung 56 zeigt.

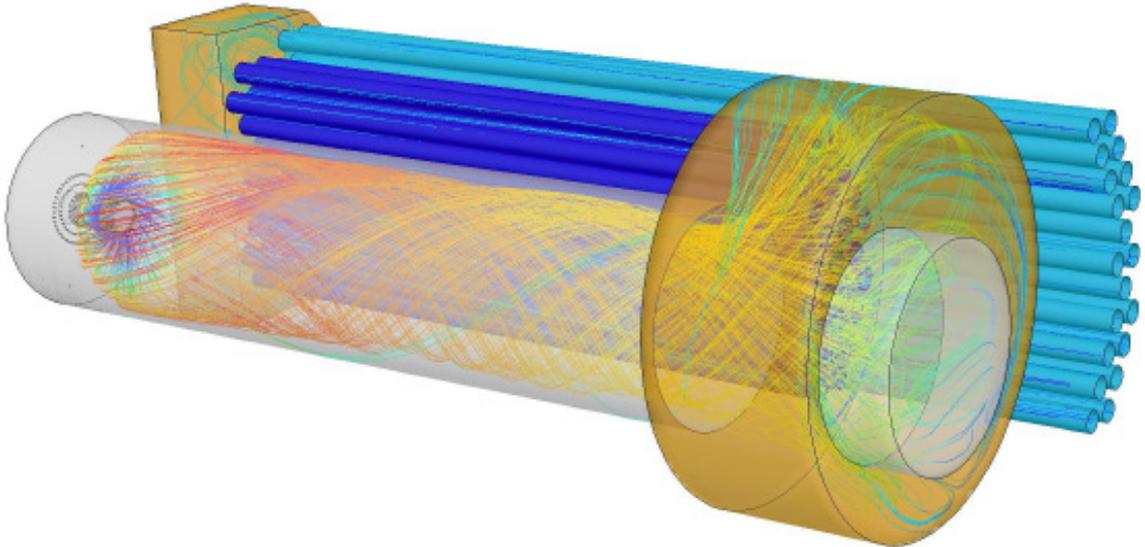


**Abbildung 55:** Temperaturverteilung im Mittelschnitt



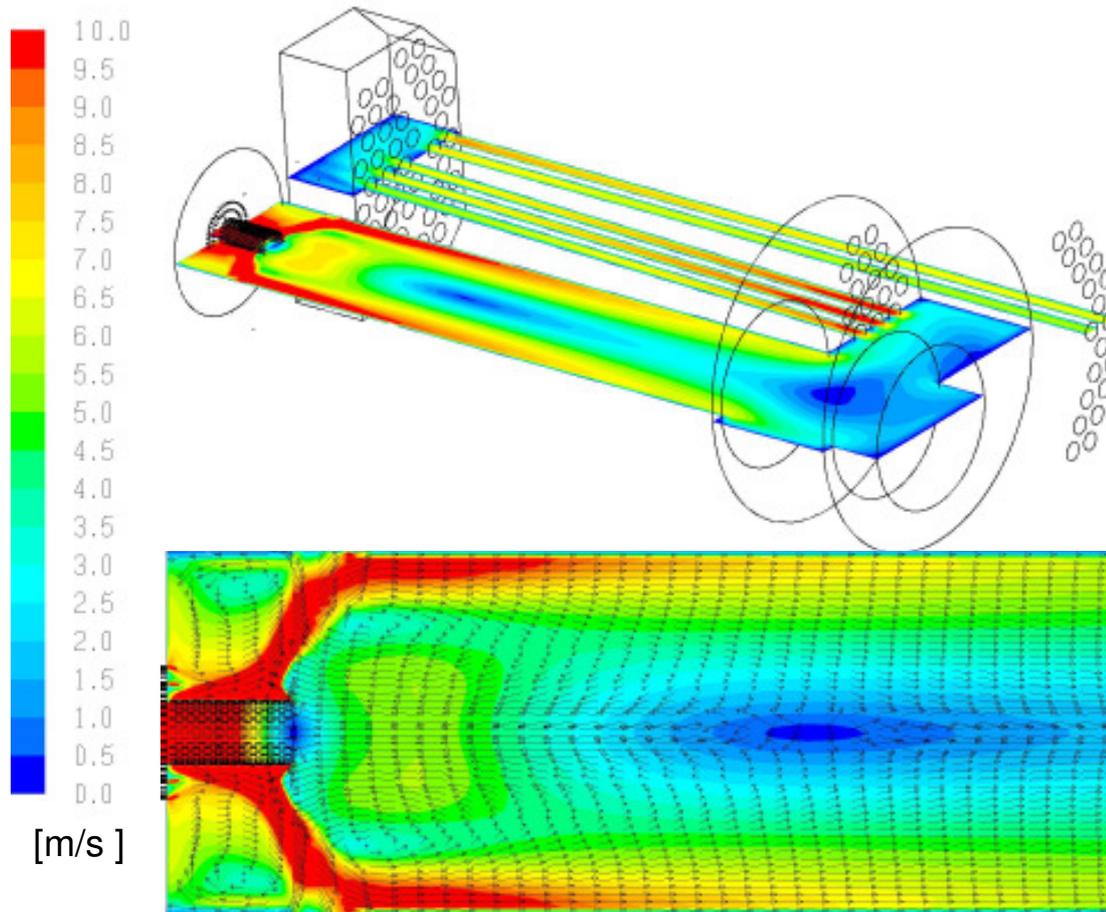
**Abbildung 56:** NO-Verteilung im Mittelschnitt

In Abbildung 57 sind die Pfadlinien, ausgehend vom Luftverteiler dargestellt. Es ist gut zu erkennen, wie durch die Kiemenöffnungen am Luftverteiler der Verbrennungsluft ein Drall aufgeprägt wird. Dadurch tendiert die gesamte Strömung und somit auch die Verbrennung in Richtung der Brennkammerwand.



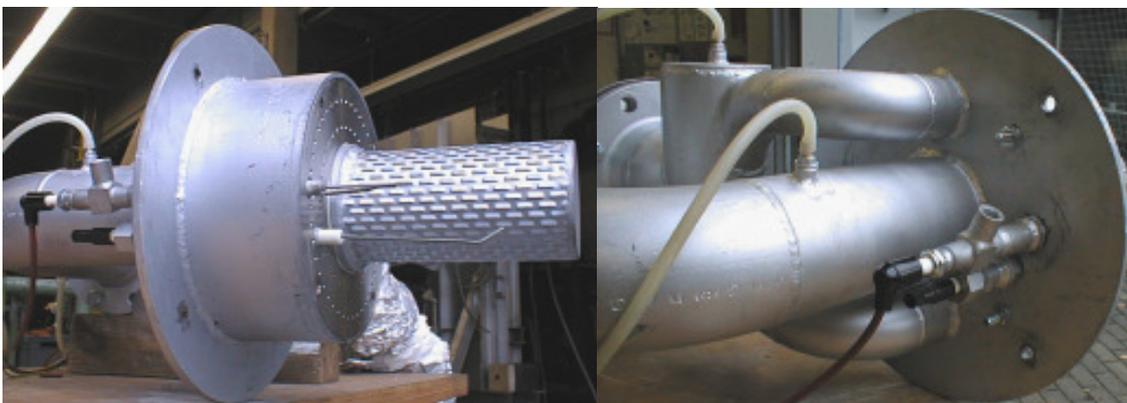
**Abbildung 57:** Pfadlinien ausgehend vom Luftverteiler

Entsprechend bildet sich auch hier ein Unterdruck im zentralen Brennkammerbereich und somit eine Rückströmzone aus. Dieser Effekt wird durch den Drall noch verstärkt (s. Abb. 58). Ebenfalls bildet sich die Rezirkulationszone im Bereich der Stirnwand der Brennkammer aus. In diesen Gebieten werden Abgase mit teils unverbrannten Komponenten angesaugt und der Verbrennung teils rückgeführt.



**Abbildung 58:** resultierende Geschwindigkeit und Vektoren im Mittelschnitt

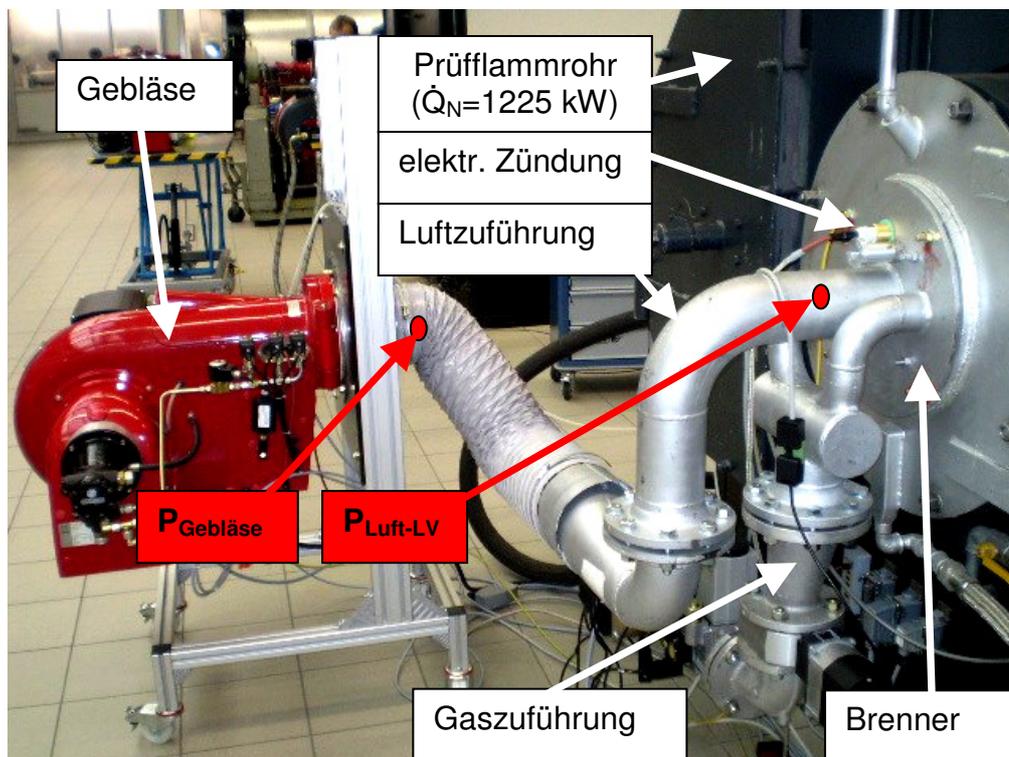
Nach der numerischen Simulation der hochgeskalten  $1500 \text{ kW}_{\text{th}}$ -Variante und den zweckdienlichen Voruntersuchungen des „zwischen-skalierten“ Brenners wurde der Brenner für die Leistung von  $1500 \text{ kW}_{\text{th}}$  durch den Kooperationspartner Walter Brinkmann GmbH gebaut. Der gefertigte Brenner (siehe Abb. 59 und B.3 im Anhang) wurde am GWI Freibranduntersuchungen unterzogen, um einen sicheren Betrieb und dessen Funktion (Zünd-, Überwachungs-, und Teillastverhalten) nachweisen zu können.



**Abbildung 59:** Fotos der Vorder- und Rückansicht des 1,5 MW Brenners

Die Untersuchungen am 1500 kW<sub>th</sub> Prüfflammrohr wurden im Anschluss beim Kooperationspartner Max Weishaupt GmbH in Schwendi durchgeführt. Abbildung 60 zeigt den Versuchsaufbau und dessen Aufbau.

Bei der Durchführung der Tests, stellte sich heraus, dass der vom Gebläse (s. Abb. 60, rotes Bauteil in der linken Bildhälfte) gelieferte Druck der Verbrennungsluft infolge der Zuführungsbauteile vor dem Brenneintritt erheblich gesenkt wurde. Experimentelle Untersuchungen bei 1500 kW<sub>th</sub> konnten daher nicht im geplanten Umfang durchgeführt werden. Beim Erdgasbetrieb konnte demzufolge bis zu einer Leistung von etwa 850 kW<sub>th</sub> und über einem Luftzahlbereich von 1,05 bis 1,20 gefahren. Der Schwachgasbetrieb bei gleichem Luftzahlbereich lediglich bis zu einer Leistung von etwa 700 kW<sub>th</sub>.



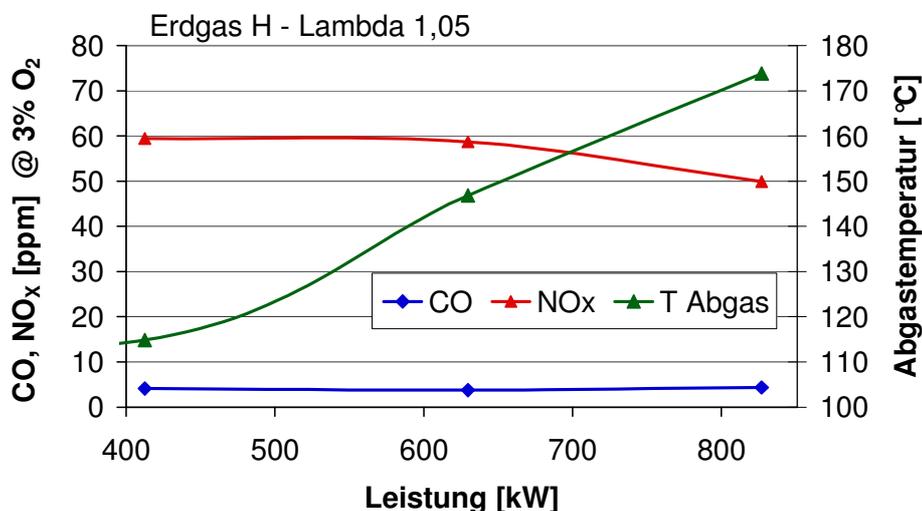
**Abbildung 60:** Fotoabbildung des Versuchsaufbaus der 1,5 MW<sub>th</sub>-Variante

Die im Vergleich zur ausgelegten Leistung unter gegebenen Kesselbedingungen mögliche Last lieferte erwartungsgemäß recht hohe Emissionswerte, die keine vollständige Beurteilung des hoch-skalierten Brennersystems zulassen. Die ausgewerteten Messdaten einer Erdgas-Testreihe sind in der nachfolgenden Tabelle 5 zusammengefasst. Die Messdatentabelle enthält vier verschiedene Leistungen bei jeweils vier unterschiedlichen Luftzahlen. Die Emissionswerte in der Tabelle sowie in allen folgenden Emissionsdiagrammen sind auf 3 Vol.-% O<sub>2</sub> bei trockenem Abgasvolumen bezogen. Der in der Tabelle aufgeführte Druck „P<sub>Gebläse</sub>“ wurde direkt am Austritt des Verbrennungsluftgebläses gemessen. Der ebenfalls aufgeführte Druck „P<sub>Luft-LV</sub>“ wurde kurz vor dem Brenner bzw. vor dem Luftverteiler gemessen (siehe hierzu rote Markierpunkte und Bezeichnungen in der obigen Abbildung und Abb. 63 b).

**Tabelle 5:** Messdaten der Untersuchungen des 1,5 MW<sub>th</sub> Brenners mit Erdgas

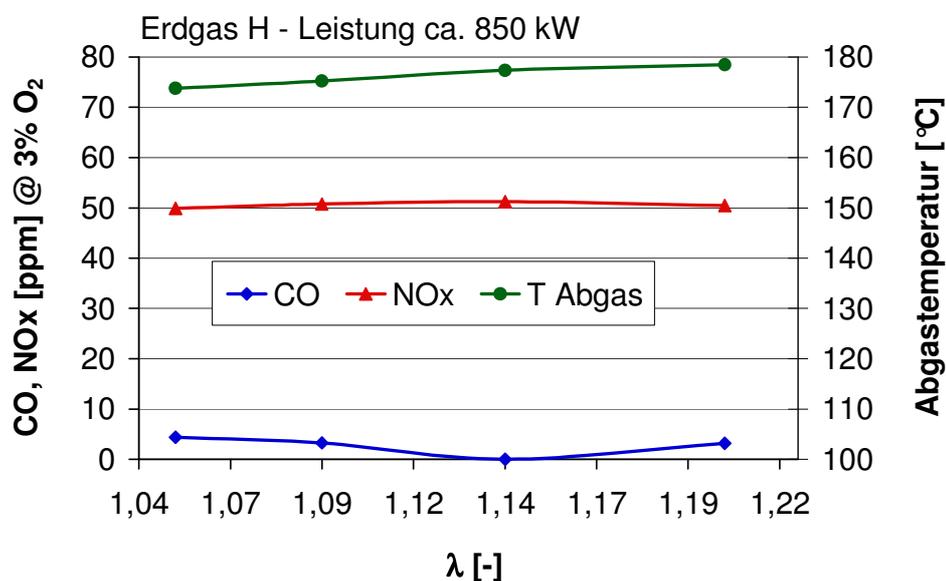
$\dot{Q}_B$	$\lambda$	O <sub>2</sub> tr	CO <sub>2</sub>	CO calc.	NO <sub>x</sub> calc.	T <sub>Abgas</sub>	T <sub>Luft</sub> *	T <sub>Gas</sub>	P <sub>GAS</sub>	P <sub>Gebläse</sub>	P <sub>Luft-LV</sub>	$\vartheta_{Ein}$	$\vartheta_{Aus}$
kW	-	%	%	ppm	ppm	°C	°C	°C	mbar	mbar	mbar	°C	°C
829	1,20	4,0	9,6	3	50	178	21	20	53,7	21,8	7,3	60	70
828	1,14	3,1	10,1	0	51	177	21	21	53,8	20,1	7,7	57	67
827	1,09	2,0	10,6	3	51	175	21	21	53,8	18,2	7,5	57	67
827	1,05	1,2	11,1	4	50	174	22	21	53,7	16,9	7,2	57	67
631	1,20	4,0	9,6	3	54	154	22	21	54,6	12,7	4,3	57	65
629	1,15	3,1	10,0	2	56	151	22	21	54,5	11,7	4,3	57	65
630	1,10	2,2	10,5	4	58	149	22	21	54,5	10,4	4,0	57	65
630	1,05	1,3	11,1	4	59	147	22	21	54,4	9,7	4,0	57	65
413	1,20	4,0	9,6	2	62	120	22	21	55,1	5,2	2,1	57	63
413	1,14	3,1	10,1	3	61	117	23	21	55,1	4,6	1,3	57	62
412	1,10	2,2	10,5	3	61	115	23	21	55,1	4,3	1,5	57	62
413	1,06	1,3	10,9	4	59	113	23	21	55,1	4,2	1,5	57	62

In Abbildung 61 sind die NO<sub>x</sub>- und CO-Werte bzw. die Abgastemperatur für den Erdgasbetrieb über der Leistung dargestellt. Die Luftzahl wurde hierbei konstant auf 1,05 gehalten. Im Teillastbereich erreichen die NO<sub>x</sub>-Werte bis zu 60 ppm. Dagegen ist zu erkennen, dass mit ansteigender Leistung die NO<sub>x</sub>-Emissionen abfallen. Dies zeigt dass die NO<sub>x</sub>-Emissionen gesenkt werden, je näher man sich dem Auslegungspunkt (Volllastpunkt) des Brenners (1500 kW<sub>th</sub>) nähert. Der Verlauf der CO-Emissionen wird von der Leistung kaum beeinflusst und liegt über dem gesamten Bereich, der untersucht wurde, unter 10 ppm. Das Maximum der Abgastemperatur liegt unter 180°C und somit in dem Bereich, indem auch die Abgastemperatur des 200 kW<sub>th</sub> „Basis-Brenners“ liegt. Folglich bewegt sich der feuerungstechnische Wirkungsgrad des 1,5 MW<sub>th</sub> Brenners auf etwa demselben Niveau wie bei der 200 kW<sub>th</sub>-Variante.

**Abbildung 61:** NO<sub>x</sub>- /CO-Verlauf und Abgastemperatur bei Erdgasbetrieb

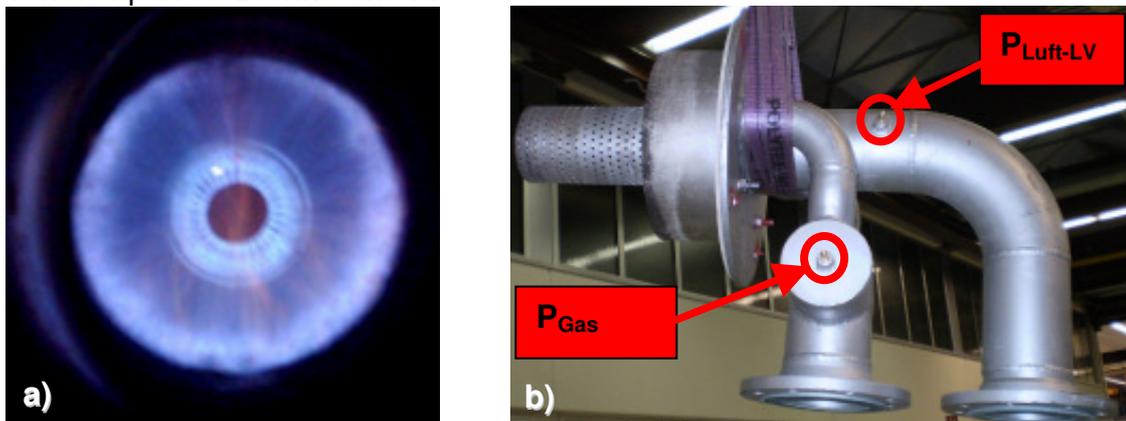
In Abbildung 62 sind die Emissionen und die Abgastemperatur für die (bei diesen Untersuchungen) maximal mögliche Leistung über der Luftzahl dargestellt. Die Emissionen an  $\text{NO}_x$  und CO verlaufen über dem gesamten Luftzahlbereich nahezu konstant. Während kaum CO-Emissionen entstehen, liegen die  $\text{NO}_x$ -Werte durchweg auf einem Niveau von 50 ppm und somit an der Grenze der TA Luft 2002.

Im Vergleich zu den Messungen am 200  $\text{kW}_{\text{th}}$  Prüfflammrohr wird deutlich, dass die hierbei gemessene Abgastemperatur sich im angegebenen Luftzahlbereich nicht nennenswert verändert, was auf eine gleich bleibende Wärmeabgabe an das Kesselwasser hindeutet. Eine Verschiebung des Temperaturprofils im Kessel liegt somit nicht vor.



**Abbildung 62:**  $\text{NO}_x$ - /CO-Verlauf und Abgastemperatur bei Erdgasbetrieb

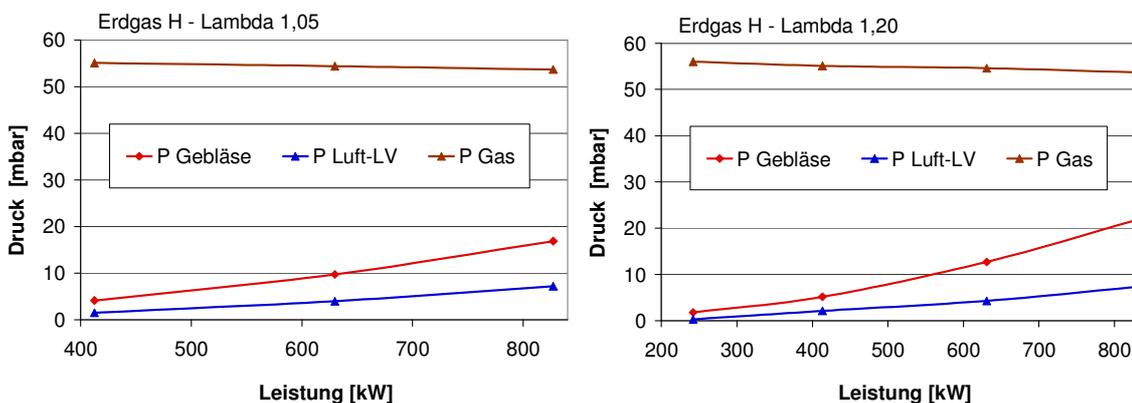
Abbildung 63 zeigt das Flammenbild beim Erdgasbetrieb des in der rechten Bildhälfte dargestellten 1,5  $\text{MW}_{\text{th}}$ -Brenners. Hierbei ist die „dünne“ blaue Flamme der luftgestuften Verbrennung zu erkennen. Weiterhin erkennt man, dass das Bauteil des Luftverteilers durch die kontinuierliche Luftströmung ausreichende Kühlung erhält. Die kurze Flammenfront bzw. Reaktionszone begünstigt den Bau von kompakten Brennräumen.



**Abbildung 63:** Fotoaufnahmen eines Flammenbildes (a) und des Brenners (b)

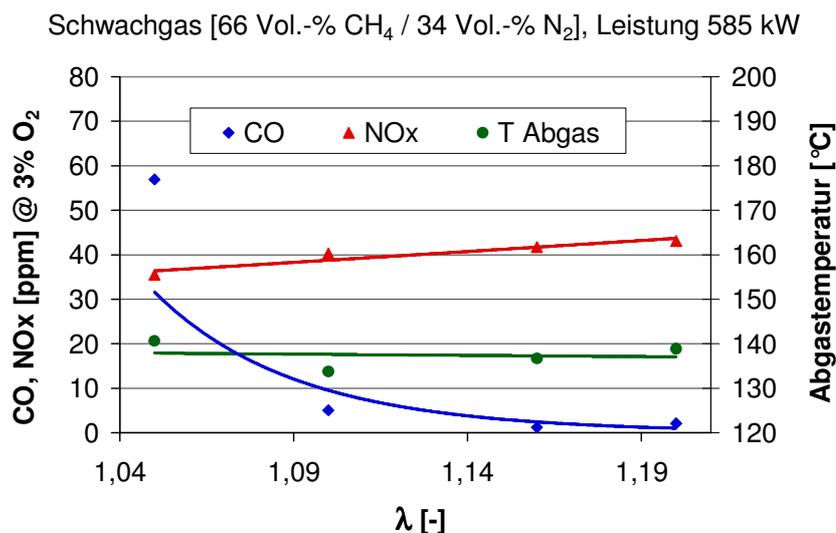
Nachfolgend sind in der Abbildung 64 die Druckverläufe des Erdgasbetriebs für unterschiedliche Luftzahlen dargestellt. Hierbei wurde der Druckverlauf bei der untersten Luftzahl (1,05) und die – hier: Aufgrund des Druckdefizits – maximal möglichen Luftzahl (1,20) über der Brennerleistung aufgetragen. Betrachtet man die Gasdrücke ( $p_{\text{Gas}}$ ) der beiden Diagramme, dann wird deutlich, dass diese auf demselben Niveau liegen.

Diese Tatsache ist vielfach ein Indiz für einen pulsationsfreien Betrieb, da sich potenzielle Pulsationen ebenso auf den Verlauf des Gasdruckes, wie auf den Verlauf des Luftdruckes auswirken würden. Der Verlauf des Gebläsedruckes (roten Kurven) liegt bei höheren Leistungen teils weit über dem Luftdruck direkt vor dem Luftverteiler bzw. am Brenner. Dies hängt mit dem Strömungsweg der Luftstrecke zusammen, da dort durch diverse strömungstechnisch ungünstige Bauteile Druckverluste entstehen. Im Vergleich zu den zu Beginn dargestellten Ergebnissen der Voruntersuchungen (Kap. 3.1) wurden die Druckverluste auf der Luftseite auf ein akzeptables Niveau gesenkt. Auch das Niveau des Gasdruckes würde im Industrieinsatz keinerlei Probleme bereiten.



**Abbildung 64:** Gegenüberstellung der Druckverläufe bei ungleichem Lambda

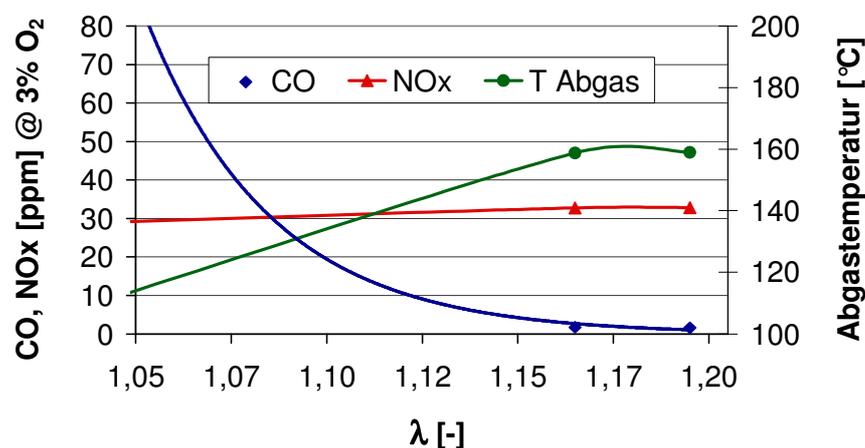
Zusätzlich zu den Untersuchungen mit Erdgas-H als Brenngas, wurden Schwachgase verschiedener Zusammensetzungen untersucht (Hierfür wurde ein Lochluftverteiler eingesetzt). Die Mischungskomponenten waren hierbei Erdgas und Stickstoff. Es wurden drei Mischungsverhältnisse punktuell untersucht. Die erste Einstellung wurde mit etwa 2/3 Erdgas und 1/3 Stickstoff vorgenommen und vermessen. Die hierbei erreichbare Leistung betrug knapp  $600 \text{ kW}_{\text{th}}$  über einem Luftzahlbereich von 1,05 bis 1,22. Die bei dieser Versuchsreihe gewonnenen Ergebnisse an  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$  und Abgastemperatur sind in Abbildung 65 dargestellt.



**Abbildung 65:** NO<sub>x</sub>- /CO-Verlauf und Abgastemperatur, Schwachgasbetrieb

Die NO<sub>x</sub>-Emissionen der genannten Schwachgaszusammensetzung (66 Vol.-% CH<sub>4</sub> / 34 Vol.-% N<sub>2</sub>) bewegen sich im Vergleich zu der Messreihe mit 100 % Erdgas bei gleicher Leistung auf einem um etwa 5-10 ppm niedrigerem Niveau. Die Abgastemperaturen liegen geringfügig unter den Temperaturen der Erdgasverbrennung. Im nächsten Schritt wurde der Anteil an Stickstoff und Erdgas-H zu je 50 % eingestellt. Dies wirkte sich in der Stickoxidminderung im Niveau bereits um ca. 5 ppm aus. Die Emissionen an CO zeigen, dass der nah-stöchiometrische Bereich unter Lambda 1,05 direkt eine hohe Bildungsrate an Kohlenstoffmonoxid hervorruft (siehe Abb. 66).

Schwachgas [50 Vol.-% CH<sub>4</sub> / 50 Vol.-% N<sub>2</sub>], Leistung 580 kW



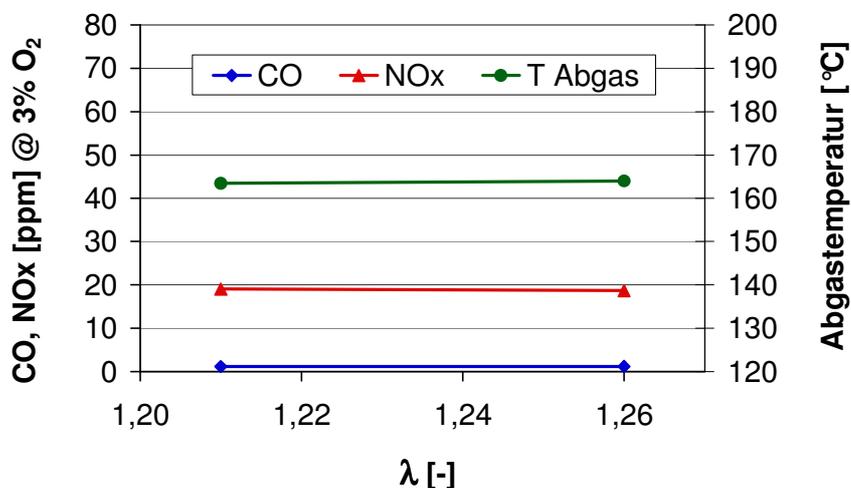
**Abbildung 66:** NO<sub>x</sub>- /CO-Verlauf und Abgastemperatur, Schwachgasbetrieb

Des Weiteren lässt sich beobachten, dass die Abgastemperatur eine erhebliche Senkung im Bereich der hohen CO-Bildung erfährt. Dies ist die logische Folgerung einer mangelhaften Mischung und somit einer unvollständigen Verbrennung.

Die weitere Zumischung von Stickstoff zum Erdgas (30 Vol.-% CH<sub>4</sub> / 70 Vol.-% N<sub>2</sub>) und somit ein weiteres „downgrading“ des Brenngases bzw. des Heizwertes verstärkt infolge des intensiveren Impulses des Gasgemisches die Emissionsenkung effektiv. Hierbei sind NO<sub>x</sub>-Werte von unter 20 ppm erreichbar. Die

Emissionen an CO liegen sogar unter 5 ppm über den gemessenen Luftzahlbereich, wie Abbildung 67 bestätigt.

Schwachgas [30 Vol.-% CH<sub>4</sub> / 70 Vol.-% N<sub>2</sub>], Leistung 580 kW



**Abbildung 67:** NO<sub>x</sub>- /CO-Verlauf und Abgastemperatur bei Schwachgasbetrieb

Die Tendenz der Schwachgasergebnisse deutet auf zwei wichtige Merkmale hin. Zum einen ist der COSTAIR-Brenner besonders gut für niederkalorige Gasgemische (CH<sub>4</sub> < 30 Vol.-%, bzw. Hi < 3 kWh/m<sup>3</sup>) geeignet. Zum anderen bekräftigt der hohe Impuls des großen Schwachgasstromes die wichtige Rolle der Luftzumischung zum Brenngas bei Gasen mit einem Heizwert > 3 kWh/m<sup>3</sup>, insbesondere für den Erdgasbetrieb.

## 4. Fazit und Ausblick

Aus den durchgeführten Untersuchungen kann generell resümiert werden, dass eine messbare Senkung der Schadstoffemissionen auf mehreren Wegen möglich ist. Die anfänglichen fokussierten experimentellen Untersuchungen mit einer Sekundärluftzumischung zum Brenngas bei 200 kW<sub>th</sub> zeigten eine viel versprechende Alternative zum vollen Diffusionsbetrieb. Hierdurch sind NO<sub>x</sub>-Emissionen unter 5 ppm möglich. Die Emissionen des Kohlenstoffmonoxids lagen über den gesamten Luftzahlbereich (hier 1,05 bis 1,65) durchgängig unter 5 ppm. Durch vereinzelte Einwände und Anregungen (z.B. sicherheitstechnische Bedenken) der Mitglieder des projektbegleitenden Ausschusses und durch das beteiligte Engagement der Industriepartner wurde diese Möglichkeit für höhere Leistungen nicht weiter verfolgt. Hierfür sind grundlegende Untersuchungen erforderlich.

Die Ergebnisse der entwickelten Diffusionsbrenner zeigten bei der 200 kW<sub>th</sub> Variante ein Emissionsniveau der NO<sub>x</sub>-Werte von etwa 15-20 ppm und CO-Werte unter 5 ppm (bei 3 Vol.-% O<sub>2</sub>, tr.) über den Luftzahlbereich von 1,05 bis 1,55 bei reinem Erdgasbetrieb. Die Ergebnisse bei den Messungen im Schwachgasbetrieb lieferten NO<sub>x</sub>-Emissionswerte unter 10 ppm innerhalb des Luftzahlbereiches von 1,05 bis etwa 1,55. Die CO-Werte lagen überwiegend um bzw. unter 5 ppm. Die unterschiedlichen Untersuchungen haben gezeigt, dass sich die NO<sub>x</sub>- und CO- Emissionen im Schwachgasbetrieb durch Verdrallung des Brenngases effektiv senken lassen.

Die beim Kooperationspartner Max Weishaupt GmbH untersuchte 1,5 MW<sub>th</sub> Brennervariante konnte aufgrund mangelnden Gebläsedrucks nicht im vollen Umfang getestet werden. Die Feuerung mit Erdgas konnte bis zu einer Leistung von ca. 850 kW<sub>th</sub> über einem Luftzahlbereich von 1,05 bis 1,20 durchgeführt werden. Der Schwachgasbetrieb bei gleichem Luftzahlbereich lediglich bis zu einer Leistung von etwa 700 kW<sub>th</sub>. Die niedrigsten Emissionswerte lagen bei ca. 50 ppm für NO<sub>x</sub> und unter 5 ppm für CO beim Erdgasbetrieb. Die beim Schwachgaseinsatz erreichbaren NO<sub>x</sub>-Emissionen lagen unter 20 ppm. Die CO-Emissionen unter 5 ppm. Diese geringen Emissionen konnten bei einem Inertgasanteil im Schwachgas von 70 Vol.-% erreicht werden. Allerdings liegen die bei diesen Leistungen erreichten Emissionswerte teilweise über den erwarteten bzw. angestrebten Werten. Aufgrund mangelnder Druckverfügbarkeit konnte kein vollständig ausgeprägter Minderungseffekt erzielt werden. Aus diesem Grunde sollten zukünftige Validierungstests an einer angepassten Anlagenkonfiguration durchgeführt werden.

Für den Einsatz in Industriekesselfeuerungen wird explizit empfohlen, die Möglichkeit der positiven Emissionsbeeinflussung durch die Sekundärluftzumischung zum Brenngas bei zukünftigen Forschungsaktivitäten verstärkt zu untersuchen, um den Schadstoffausstoß bei Neuentwicklungen gerade im Sektor der Schwach- und Biogasverbrennung effektiv zu senken. Beachtet man, dass die thermische Verwertung von Biomasseprodukten (wie Biogase, Pyrolysegase u. ä.) zunehmend bedeutungsvoller wird, dann verdeutlicht sich

die Notwendigkeit neuer flexibler Verrennungskonzepte für diese Brennstoffvielfalt.

Eine direkte Fortführung des Projektes ist zu diesem Zeitpunkt nicht beabsichtigt. Hingegen ist die Einreichung eines EU-Antrages im Bereich der Industriefeuerungen geplant.

Abschließend soll an dieser Stelle ausdrücklich darauf hingewiesen werden, dass die Beantwortungen seitens des Antragstellers, auf die vor Projektbeginn eingegangenen gutachterlichen Stellungnahmen durch die erreichten Ergebnisse während des Projektes bekräftigt werden konnten. Somit wurden die in den unabhängigen Gutachten angefügten Problematiken und Kontroversen (z.B. hohe thermische Belastungen der Brennerbauteile, Rezirkulations- und Ausbrandproblematik, Wärmeübergang durch erhöhte Konvektion) im Rahmen der Projektarbeit widerlegt.

## 5. Veröffentlichungen

Nachstehend sind bereits getätigte Veröffentlichungen zum Forschungsvorhaben aufgelistet.

Gaswärme International: Gaswärme-Institut e. V. Essen: Tätigkeitsbericht 2007, Vulkan Verlag, Heft 57; Nr.:1/2008.

8<sup>th</sup> European Conference on Industrial Furnaces and Boilers (INFUB), Vilamoura, Portugal, 25-28 March 2008

Gaswärme International: Entwicklung eines schadstoffemissionsarmen Brennerkonzepts für Industriekesselfeuerungen, Gaswärme International (56), Vulkan Verlag, Heft Nr.: 6/2007

2<sup>nd</sup> BOKU Waste Conference: Development of progressive Combustion Systems for Low Calorific Landfill Gas, April 16<sup>th</sup> -19<sup>th</sup>, 2007, Vienna, Austria. ISBN: 978-3-7089-0060-5, P. 165-174.

23. Deutscher Flammentag: Entwicklung eines schadstoff-emissionsarmen Brennersystems für Industrieranwendungen, VDI Berichte 1988, S. 227-532, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2007

Es sind weitere Veröffentlichungen in Form von Vorträgen und Abdrucken in Fachzeitschriften geplant.

## **6. Schutzrechte**

Im Rahmen dieses Vorhabens wurden weder Schutzrechte erworben, noch ist eine Anmeldung beabsichtigt.

## **7. Danksagung**

Die Projektbearbeiter bedanken sich an dieser Stelle recht herzlich bei den Kooperationspartnern, die im Rahmen des projektbegleitenden Ausschusses an diesem Projekt in Form von Anregungen, Informationen und Eigenleistungen mitgewirkt haben. Des Weiteren möchten die Autoren ihren Dank der Deutschen Bundesstiftung Umwelt (DBU) für die finanzielle Förderung dieses Projektes aussprechen.

## 8. Literaturverzeichnis

- [1] **C. B. Brönneke, U. Wiedmann und G. Wulf:** NO<sub>x</sub>-arme Feuerungssysteme für Kesselanlagen. Gaswärme International (48), Heft 6, 1999, S. 362-364.
- [2] **N. N.:** Effektive Brennerkonzeption minimiert die Emissionen. Low-NO(x)-Feuerung für Deutschlands größten Flammrohrkessel. Energie Spektrum, Band 16 Heft 5, 2001, S. 22-23.
- [3] **W. Tornier:** Industriekessel von 1 bis 30 t/h Dampfleistung. Die Industriefeuerung, Heft 58, 1993, S. 64-74.
- [4] **G. Höfeld:** Brennwertnutzung, Industriekessel. Gaswärme International (46) Heft 4/5, 1997, S. 261-266.
- [5] **M. L. German, V. A. Borodulja, E. F. Nogotov:** Wärmetechnische Berechnung des Feuerraumes eines Flammrohrkessels mit umsteuerbarer Feuerung, Inzenerno-Fiziceskij Zhurnal, Band 73 (2000) Heft 6, S. 1191-1201.
- [6] **H. Effenberger:** Schadstoffarme Industriefeuerungen. Gaswärme International (45), Heft 4/5, 1996, S. 222-229.
- [7] **W. Parlaska:** Neuzeitliche Gestaltungskriterien und Betriebserfahrungen von Großwasserraumkesseln. VGB-Kraftwerkstechnik, Band 75 (1995) Heft 4, S. 386-390.
- [8] **V. Ganapathy:** Effective use of heat-recovery steam generators. Chemical Engineering, New York, Band 100 (1993) Heft 1, S. 102-106.
- [9] **A. Al-Halbouni:** Entwicklung NO<sub>x</sub>-emissionsminimierter Heizkesselfeuerungen. Habilitation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Shaker Verlag 2001.
- [10] **R. Giese:** Weiterentwicklung und scale-up eines luftgestuften Gasbrenners. Diss., Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Der Andere Verlag 2003.
- [11] **A. Al-Halbouni, R. Giese:** Anwendung von scale-up-Kriterien auf einen luftgestuften Gasbrenner – numerische und experimentelle Ergebnisse. Gaswärme International (53), Heft 3, 2004, (S. 144-148).
- [12] **M. Flamme, M. Brune, U. Konold, A. Al-Halbouni, A. Scherello:** Optimization of the energy of industrial furnaces (ETA). Proceedings of Clean Air VI Oporto, Juli/2001.
- [13] **A. Al-Halbouni, A. Scherello, M. Brune, R. Giese, F. Burmeister:** Integration eines Flamelet-Modells in einen CFD-Code zur Berechnung des NO<sub>x</sub> Reduktionspotentials durch Reburning. Gaswärme International (51), Heft 6/7, 2002, S. 288-291.
- [14] **AiF-Forschungsvorhaben MGT (AiF-Nr.: 13216N):** Neu**e** Brennersysteme zur dezentralen Nutzung von schwachkalorigen Gasen in Mikro-Gasturbinen (MGT). Projekt abgeschlossen am 31.08.2004.
- [15] **EU-Forschungsprojekt NGT (Contract N°: ENK5-CT-2001-00564):** New Combustion Systems for Gas Turbines. Projekt abgeschlossen am 30.11.2004.

- [16] **A. Al-Halbouni, A. Giese:** Einsatz von scale-up-Kriterien und numerischer Simulation zur Aufstellung von Brennersystemen für schwachkalorige Gase. *Gaswärme International* (52), Heft 6, 2003, S. 376-380.
- [17] **A. Al-Halbouni, M. Flamme, A. Giese, V. Scherer, B. Michalski, J.G. Wüning:** New Burner Systems with High Fuel Flexibility for Gas Turbines. Second International Conference on Industrial Gas Turbine Technologies. 29/30 April 2004, Bled, Slovenia, [www.came.gt.com](http://www.came.gt.com).
- [18] **EU-Forschungsprojekt Bio-Pro (Contract no: SES6-CT-2003-502812):** New Burner Technology for Low Grade **Bio**fuels to Supply Clean Energy for **Pro**cesses in Biorefineries. Projekt in Bearbeitung seit dem 01.12.03.
- [19] **S. Feldpausch-Jägers, G. Schmitz:** Reduzierung der Stickoxide bei Gasgeräten mit atmosphärischen Brennern durch Sekundärluftstufung. *Gaswärme International* (39), Heft 6, 1990.
- [20] **W. Peters, S. Feldpausch-Jägers, R. Rawe:** Einfluss der Sekundärluftstufung auf die NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionen von Gas-Raumheizern. *gwf Gas-Erdgas* 133, (1992) Nr. 4.
- [21] **D. Altemark, D. Weise:** Vollkeramische Hochtemperatur-Impulsbrenner für direkte und indirekte Beheizung. VDI Berichte Nr. 1090, S. 505-512, Düsseldorf 1993.
- [22] **L. Novikov, A. A. Falin, D. Altemark:** Niedrige Schadstoffemission bei verbesserter Wärmeübertragung durch Impulsbrenner mit Stufenverbrennung. „If-Die Industriefeuerung“ 49 (1989).
- [23] **J. Rabovitser, H. Abassi, D. Cygan, R. Knight, S. Nester, D. Cron, T. Giaier, R. Gemmer, I. Chan, N. Wellhausen and H. Mak:** Forced Internal Recirculation Burners in Commercial Operation. Proceedings of the International Gas Research Conference “IGRC”, 5.-8. November 2001, Amsterdam, Netherlands.
- [24] **S. Nagayama, S. Shizukuishi:** Advanced Ultra-Low NO<sub>x</sub> Burners for Boilers Proceedings of the International Gas Research Conference “IGRC”, 5.-8. November 2001, Amsterdam, Netherlands.
- [25] **A. Al-Halbouni:** Kontinuierliche Luftstufung: Ein neuer Weg zur Beherrschung des Verbrennungs- und Schadstoffverhaltens von Gasflammen. *Gaswärme International* (49) Heft 4/5, 2000, S. 207-212.
- [26] **A. Al-Halbouni, R. Giese, R. Sontag and P. Käferstein:** The COSTAIR gas burner: extremely low NO<sub>x</sub> and CO emission. Proceedings of "The Joint British-French Flame Days", 10/1998, Guernsey, Channel Islands.
- [27] **R. Giese, A. Al-Halbouni, R. Sontag, P. Käferstein:** The Influence of Air and Fuel Impulses on the Emission Behaviour of the COSTAIR Gas Burner. Proceedings of the 5<sup>th</sup> European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, 11-14 April 2000, Espinho-Porto – Portugal.
- [28] **TA-Luft 2002**, Internetfassung des BMU, <http://www.bmu.de/files/taluft.pdf>.

- [29] **D. Renner:** Ein Beitrag zum Scale-up kohlenstaubgefeuerter Stufenmischbrenner. Fortschritt-Berichte Nr. 302, Reihe 6, Energietechnik, VDI Verlag Düsseldorf 1998.
- [30] **F. Kleine Jäger:** Untersuchungen zum Scale-up eines Luftgestuften Brenners. Fortschritt-Berichte Nr. 424, Reihe 6, Energietechnik, VDI Verlag Düsseldorf 1998.
- [31] **BImSchG:** BundesImmissionsSchutzGesetz, 1-27. BImSchV, TA Luft, TA Lärm, 3. Auflage 1997.
- [32] **Lange, M.:** Neue Vorschriften und Maßnahmen zur Luftreinhaltung, Energieeinsparung und Reststoffverwertung bei Industriefeuerung. Gaswärme International 41 (1992), Heft 10, S. 403-410.
- [33] <http://www.saacke.de/framebr.html>
- [34] **Richtlinie 96/61/EC** des Rates vom 24. September 1996 über die integrierte Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung (IVU). ABI. EC Nr. L 257 vom 10. Okt. 1996, S. 26.
- [35] **Richtlinie 97/11/EG** des Rates vom 03. März 1997 zur Änderung der Richtlinie 85/337/EWG über die Umweltverträglichkeitsprüfung bei bestimmten öffentlichen und privaten Projekten (UVP) ABI. EG Nr. L 73 vom 14. März 1997, S. 5.
- [36] Gesetz zur Umsetzung der UVP-Änderungsrichtlinie, der IVU-Richtlinie und weiterer EG-Richtlinien zum Umweltschutz vom 27. Juli 2001. Bundesgesetzblatt, Teil 1, Nr. 40, S. 1950 ff.
- [37] **Engelhard, G.:** Umweltschutz bei Feuerungsanlagen. Fachbericht, Loos International  
<http://www.loos.de/loos/asp/Main.asp?nLanguageId=49&nPageId=110>.
- [38] **Umweltzeichen:** RAL Deutsches Institut für Gütesicherung und Kennzeichnung e.V. Ausgabe April 1997.
- [39] **S. Waerdt:** Deponiegasnutzung in KWK-Anlagen (2004).  
[http://www.pro-2.de/pro2/de/Download/Deutsch/Konferenz\\_Berlin.PDF](http://www.pro-2.de/pro2/de/Download/Deutsch/Konferenz_Berlin.PDF).
- [40] **A. Kicherer:** Biomasseverbrennung in Staubfeuerungen - Technische Möglichkeiten und Schadstoffemissionen. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 6, Energietechnik, 344, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995.
- [41] **Rodi, W.:** The Prediction of Free Turbulence Boundary Layers by Use of a Two-Equation Model of Turbulence; Ph.D. Thesis, University of London, 1972.
- [42] **Moin, P.; Kim, J.:** Numerical Investigation of Turbulent Channel Flow; J. Fluid Mech., 118, 1982, pp 341-377.
- [43] **Patankar, S.V.:** Numerical Heat Transfer and Fluid Flow; Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1980.
- [44] **Noll, B.:** Numerische Strömungsmechanik, Grundlagen; Springer- Verlag Berlin Heidelberg, 1993.
- [45] **Lauder, B.E.; Spalding, D.B.:** The Numerical Computation of Turbulent Flows; Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, pp. 269-289.
- [46] **Yakhot, V.; Orszag, S.A.:** Renormalization Group Analysis of Turbulence: 1. Basic Theory; Journal of Scientific Computing, 1, 1986, pp 1-51.

- [47] **Skh, T.H. et al.:** A New k-e Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation; Computer Fluids, 24, 1995, pp 227-238.
- [48] **Gibson, H.M.; Launder, B.E.:** Ground Effects on Pressure Fluctuations in the Atmospheric Boundary Layer; J. Fluid Mech., 86, 1978, p 491.
- [49] **Naot, D.; Shavit, A.; Wolfshtein, M.:** Numerical Calculation of Reynolds Stresses in a Square Duct with Secondary Flow; Wärme- und Stoffübertragung, 7, 1974, S.151-161.
- [50] **Gibson, M.M.; Rodi, W.:** A Reynolds-Stress Closure Model of Turbulence Applied to the Calculation of a Highly Curved Mixing Layer; J. Fluid Mech., 103, 1981, pp 161-182.
- [51] **Launder, B.E.; Reece, G.J.; Rodi, W.:** progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure; J. Fluid Mech., 68, 1974, pp 537-566.
- [52] **Donaldson, C.; Varma, A.K.:** Remarks on the Construction of a Second-Order Closure Description of Turbulent Reacting Flows; Comb. Sci. Tech., 13, 1976, pp 55-78.
- [53] **Daly, B.J.; Harlow, F.H.:** Transport Equation of Turbulence; Physics of Fluids, 13, 1970, pp 2634-2649.
- [54] **Janika, J.:** Reynolds Stress Model of Turbulence and its Application to Thin Shear Flows; J. Fluid Mech., 52, 1972, pp 609-638.
- [55] **Rodi, W.:** The Prediction of Free Turbulence Boundary Layers by Use of a Two-Equation Model of Turbulence; Ph.D. Thesis, University of London, 1972.
- [56] **Moin, P.; Kim, J.:** Numerical Investigation of Turbulent Channel Flow; J. Fluid Mech., 118, 1982, pp 341-377.
- [57] **Acton, E.:** The Modelling of Large Eddies in a Two-Dimensional Shear Layer; J. Fluid Mech., 76, 1976, Part 3, pp 561-592.
- [58] **Antonopoulos-Domis, M.:** Large-Eddy Simulation of a Passive Scalar in Isotropic Turbulence; J. Fluid Mech., 104, 1981, pp 55-79.
- [59] **Leslie, D.C.; Quarini, G.L.:** The Application of Turbulence Theory to the Formulation of Subgrid Modelling Procedures; J. Fluid Mech., 91, 1979, Part 1, pp 65-91.
- [60] **Voke, P.R.; Collins, M.W.:** Large-Eddy Simulations of Turbulent Flow in Plain and Distorted Channels; HTFS Harwell Research Symp., Univ. of Warwick, U.K., 1984.
- [61] **Görner, K.:** Technische Verbrennungssysteme; Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1991.
- [62] **Cheng, P.:** Two-Dimensional Radiating Gas Flow by a Moment Method; AIAA Journal, 2 1964, pp 1662-1664.
- [63] **Siegel, R.; Howell, J.R.:** Thermal Radiation Heat Transfer; Hemisphere Publishing Corporation, Washington D.C., 1992.
- [64] **Shah, N.G.:** A New Method of Computation of Radiant Heat Transfer in Combustion Chambers; PhD thesis, Imperial College of Science and Technology, London, England, 1979.

- [65] **Carvalho, M.G.; Farias, T.; Fontes, P.:** Predicting Radiative Heat Transfer in Absorbing, Emitting and Scattering Media Using the Discrete Transfer Method; Fundamentals of Radiation Heat Transfer, Volume 160, ASME HTD, 1991, pp 17-26.
- [66] **E. H. Chui and G. D. Raithby.:** Computation of Radiant Heat Transfer on a Non-Orthogonal Mesh Using the Finite-Volume Method. *Numerical Heat Transfer, Part B*, 23:269-288, 1993.
- [67] **G. D. Raithby and E. H. Chui.:** A Finite-Volume Method for Predicting a Radiant Heat Transfer in Enclosures with Participating Media. *J. Heat Transfer*, 112:415-423, 1990.
- [68] **Magnussen, B. F.; Hertzjager, B.H.:** On Mathematical Models of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion; In 16<sup>th</sup> Symp. on Combustion. The Combustion Institute, 1976.
- [69] **Rosemount Temperature GmbH:** Montage- und Einbauhinweise für Widerstandsthermometer und Thermoelemente, 00809-0305-2654, Rev. AA, September 2001, Downloadbroschüre unter: [www.fisher-rosemount.de](http://www.fisher-rosemount.de).
- [70] **TC Meß- und Regelungstechnik:** Handbuch zur Temperaturmessung mit Thermoelemente und Widerstandsthermometer, Kundenhandbuch im Eigenverlag, Mönchengladbach 2000.
- [71] **Lützke, K.; Burk, H. D.:** Mess- und Überwachungstechnik bei der Emissions-minderung von Stickstoffoxiden, Automatisierte Messsysteme; BWK (1988) Ausgabe März 1988, Springer VDI Verlag.
- [72] **Leybold-Herhaeus GmbH:** BINOS Gas-Analysatoren; Ausgabe 43-000.1 5.6.82 BNS; E4 BINOS-Prinzip.
- [73] **Pfeifer, T.; Profos, P.:** Handbuch der industriellen Messtechnik; 5. Auflage, Oldenbourg Verlag München Wien 1992.

## Anhang

### A.1: Allgemeiner Überblick zur gesetzlichen Emissionsreglementierung

Um die im Bericht genannte Reduzierung der CO- und NO<sub>x</sub>-Immission konsequent voranzutreiben, wurden auf nationaler Ebene verschiedene Gesetze, Verordnungen und Richtlinien herausgegeben. Mit dem sog. „Artikelgesetz“ des Bundes vom 27.07.2001 wurden die europäischen Richtlinien:

- IVU-Richtlinie 96/61/EG (Integrierte Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung) vom 24.09.1996, und
- UVP-Änderungsrichtlinie 97/11/EG vom 03.03.1997 (Umweltverträglichkeitsprüfung bei bestimmten öffentlichen und privaten Projekten)

in deutsches Recht umgesetzt. Dadurch wurden einige Paragraphen des Bundes-Immissionsschutzgesetzes (BImSchG) und der 1., 4. und 9. Bundes-Immissionsschutzverordnung geändert und das Gesetz zur Umweltverträglichkeitsprüfung (UVPG) angepasst [34, 35 und 36]. Hierdurch hat sich eine größere Änderung der immissionsrechtlichen Vorgaben und des deutschen Anlagenzulassungsrechtes ergeben. Die wichtigsten Verordnungen des Bundes für Feuerungsanlagen sind nach [31]:

- 1.BImSchV: für NO<sub>x</sub>- und CO-Grenzwerte von kleinen und mittleren Feuerungsanlagen
- 3. BImSchV: für den Schwefelgehalt von leichtem Heizöl u. Dieseldieselkraftstoff
- 4. BImSchV: für NO<sub>x</sub>- und CO-Grenzwerte genehmigungsbedürftiger Anlagen
- 9. BImSchV: für die Grundsätze des Genehmigungsverfahrens
- 13. BImSchV: für NO<sub>x</sub>- und CO-Grenzwerte von Großfeuerungsanlagen

Für die in diesem Projekt angestrebte Entwicklung eines emissionsarmen Feuerungssystems für Industriekesselanlagen sind insbesondere die 1., 4. und 13. BImSchV von Bedeutung.

#### a) 1. BImSchV:

In der 1. BImSchV von 1997 werden die Grenzwerte für die NO<sub>x</sub>-Emission und Abgasverluste für kleine und mittlere genehmigungsfreie Feuerungsanlagen vorgeschrieben. Die Leistungsgrenze dieser Anlagen wurde mit dem oben erwähnten „Artikelgesetz“ von 10 auf 20 MW angehoben [34]. Die NO<sub>x</sub>-Emissionsgrenzwerte sind dabei in Abhängigkeit der Kesselbetriebstemperaturen gestaffelt. Tabelle 1 zeigt sie für Einzelfeuerungsleistungen zwischen 10 und 20 MW für flüssige und gasförmige Brennstoffe [37].

Für Beheizungsanlagen mit Nennwärmeleistungen bis 120 kW gelten seit dem 1. Januar 1998 die NO<sub>x</sub>-Grenzwerte 39 ppm für Gas- und 59 ppm für Ölfuerung bei 3 Vol.-% O<sub>2</sub> im trockenen Abgas. Die Grenzwerte für die Abgasverluste sind ≤ 11% für die Nennwärmeleistung 4-25 kW, ≤ 10% für die Nennwärmeleistung 25-50 kW und ≤ 9% für die Nennwärmeleistung > 50 kW. Ähnliche NO<sub>x</sub>-Emissionsgrenzwerte werden zur Vergabe des deutschen Umweltzeichens "Blauer Engel" in [38] angegeben.

Brennstoff		Heizöl EL, Pflanzenöl, Pflanzenmethylester	Erdgas, Flüssiggas	Wasser- stoffgas
Einzelfeuierungsleistung		≥ 10 < 20 MW		
CO		64 ppm		
NO <sub>x</sub>	T [°C]	P [bar]		
	< 110	0,5	87,8 ppm	48,8 ppm)
	≥ 110 ≤ 210	≥ 0,5 ≤ 18	97,6 ppm	53,7 ppm
> 210	> 18	122 ppm	73,2 ppm	97,6 ppm

**Tabelle 1:** NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionsvorgaben bei 3 Vol.-% O<sub>2</sub> im Abgas nach der 1.BImSchV gemäß §11a für Einzelfeuierungsanlagen. (\* T für Kesselbetriebstemperatur und P für Sattedampfbetriebsüberdruck)

#### b) 4. BimSchV

Dieser Verordnung werden Anlagen mit einer Gesamtwärmeleistung  $20 \leq \dot{Q} < 100$  MW bei Gas- und  $20 \leq \dot{Q} < 50$  MW bei Öl- bzw. Kombifuerungen zugeordnet. Für die NO<sub>x</sub>- und CO-Emissionsgrenzwerte sind die Angaben der TA Luft in Tabelle 2 bindend.

TA Luft Nr.	Anlagenart	Grenzwerte [ppm]		Bezugs-O <sub>2</sub> [Vol.-%]
		NO <sub>x</sub>	CO	
TA Luft 1986	3.3.1.2.2 Feuerungsanlagen für den Einsatz von Heizölen mit $20 \leq \dot{Q} < 50$ MW	122-220	136	3
	3.3.1.2.3 Feuerungsanlagen für gasförmige Brennstoffe (außer Prozessgase) mit $20 \leq \dot{Q} < 100$ MW	97,6	80	3
TA Luft 2002	5.4.1.2.3 Feuerungsanlagen zur Erzeugung von Strom, Dampf, Prozesswärme oder erhitztem Abgas durch den Einsatz von gasförmigen Brennstoffen mit $\dot{Q} < 50$ MW	Für Erdgas gilt: 48,8: T*=110°C, P*=0,5 bar 53,7: T=110 bis 210 °C P=0,5 bis 18 bar 73,2: T > 210°C P >18 bar Für sonstige Gase gilt der Grenzwert 97,6	40 für Erdgas & 64 für sonstige Gase	3

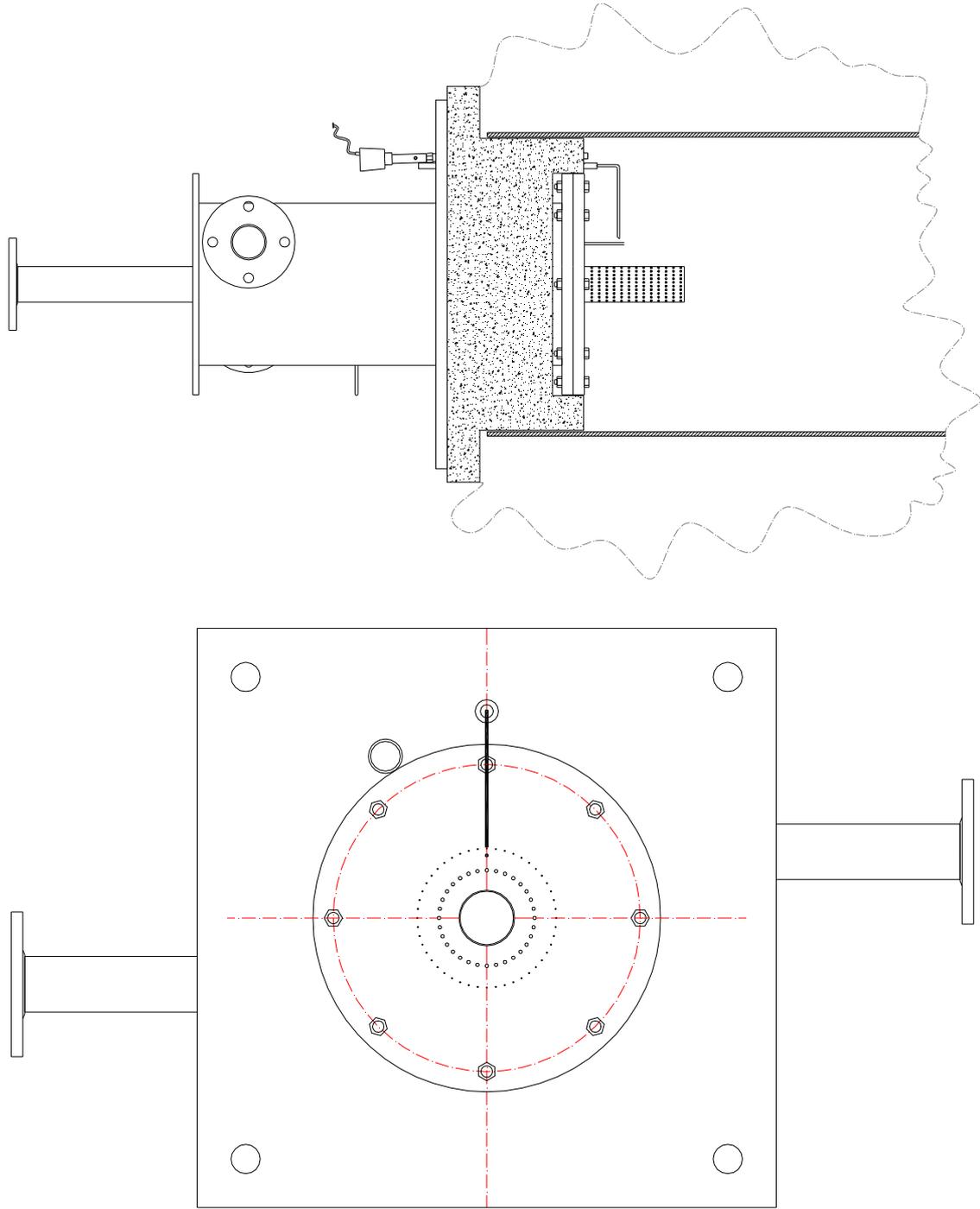
**Tabelle 2:** Grenzwerte der NO<sub>x</sub>-und CO-Emission (Auszug aus der TA Luft) nach [28, 31] (\* T für Kesselbetriebstemperatur und P für Sattedampfbetriebsüberdruck)

Bei der Neufassung der TA Luft wurden die emissionsbegrenzenden Anforderungen an genehmigungsbedürftige Anlagen erheblich verschärft und den heute geltenden Normen angepasst, wie aus Tabelle 2 für Gasfeuerungen mit einer Gesamtwärmeleistung < 50 MW hervorgeht. Die Feuerungswärmeleistung ist jedoch nicht das einzige Kriterium für das Einordnen der Kesselanlage. Falls eine Feuerung aufgrund ihrer Leistung der 1. BImSchV unterliegt, jedoch gleichzeitig Bestandteil einer genehmigungsbedürftigen Anlage ist, so muss diese Feuerung die Anforderung der TA-Luft erfüllen.

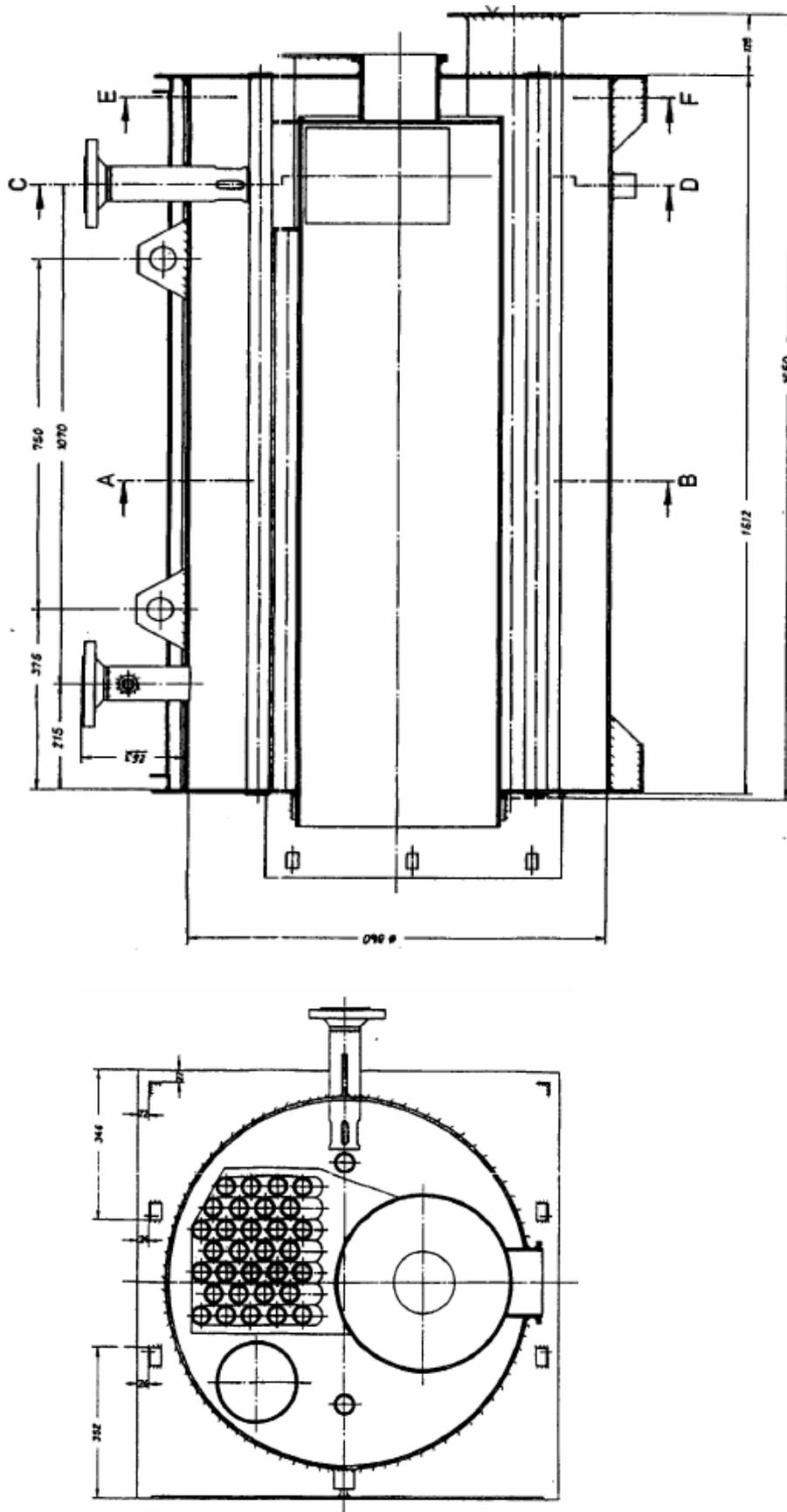
### c) 13. BImSchV

Anlagen mit einer Gesamtwärmeleistung > 50 MW bei Öl- und > 100 MW bei Gasfeuerungen werden der 13. BImSchV zugeschrieben. Nach Beschluss des LAI (Länderausschuss für Immissionsschutz) von Mai 1991 werden NO<sub>x</sub>-Emissionsgrenzwerte von 244 ppm bei Neuanlagen der Prozessfeuerungen empfohlen. Dieser Wert wird in der 13. BImSchV von 1993 für Großfeuerungsanlagen weiter verschärft und auf 170,7 ppm bei Gasfeuerungen begrenzt [32].

**B.1: Brenner bzw. Brenneraufbau der experimentellen Voruntersuchungen**



B.2: Skizzen mit Seitenansicht und Schnitt des 200 kW Prüfflammrohrs



B.3: Zeichnungsentwurf (Schnitt/ Rückansicht) des 1500 kW<sub>th</sub>-Brenners

