

Schlussbericht

Entwicklung eines Mehrstoffbrenners für Heizöl-, Erdgas- und Schwachgasbetrieb (MSB)

gefördert aus Haushaltsmitteln des
Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi)
über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen
„Otto von Guericke“ e. V. (AiF), Förderkennzeichen: 16202 N

von

B. Eng. Steven MacLean
Dipl.-Ing. Eren Tali
Dr.-Ing. Anne Giese

Essen, im April 2012



Gas- und Wärme-Institut Essen e. V.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	17
1. Hintergrund und Stand der Forschung	18
1.1 Hintergrund	18
1.2 Stand der Forschung	20
2. Aufgabenstellung und Zielsetzung	23
2.1 Angestrebte Forschungsergebnisse	23
2.2 Innovativer Beitrag der angestrebten Forschungsergebnisse	23
2.3 Lösungsweg zur Erreichung des Forschungsziels	24
3. Numerische Simulationen	277
3.1 Allgemeines	277
3.1.1 Turbulenzmodellierung	28
3.1.2 Wärmeübertragungsvorgänge	299
3.1.3 Verbrennungsmodellierung	30
3.2 Numerische Simulation der verschiedenen Brenner	311
3.2.1 Geometrievarianten, Betriebsdaten, Randbedingungen und Variationen der kontinuierlichen Luftstufung	31
3.2.2 Simulationen des COSTAIR-Brenners mit einem ersten Brennkammerdesign	333
3.2.2.1 Ergebnisse für den COSTAIR-Brenner ohne Brennstoff- und Verbrennungs- luft-Teilung	34
3.2.2.2 Ergebnisse für den COSTAIR-Brenner mit weiterer Brennstoff- und Verbrennungsluftteilung	42
3.2. Ergebnisse für den Ring-Brenner mit einem ersten Brennkammerdesign	499
3.2.3 Ergebnisse für den COSTAIR-Brenner mit der realen Ofenraumgeometrie	622
3.2.4 Kegelbrennervariante mit realer Brennraumgeometrie	71
3.2.5 Simulation der Verbrennung von Schwachgas aus dem REW-Vergaser mit dem COSTAIR- und dem Kegel-Brenner	83
4. Experimentelle Arbeiten	876
4.1 Versuchsaufbau	87
4.2 Versuchsdurchführung	89
4.3 Vergleich der unterschiedlichen Brennstoffarten	89
4.4 Verwendete Messtechnik	91
4.5 MSB Brennervarianten	98
4.5.1 Mehrstoffbrenner Variante 1 basierend auf COSTAIR Technik	98
4.5.2 Mehrstoffbrenner Variante 2 Kegelbrenner	99
4.5.3 Versuchsaufbau A MSB COSTAIR Variante 1	100
4.5.4 Untersuchungen MSB COSTAIR-Variante 1	102

4.5.5	Gegenüberstellung der gemessenen Ergebnisse (MSB COSTAIR Variante 1)	116
4.5.6	Untersuchungen MSB Kegelvariante 2	120
4.5.7	Gegenüberstellung der gemessenen Ergebnisse (MSB Kegelbrenner Variante 2) .	131
4.6	Gegeüberstellung der numerischen und experimentellen Ergebnisse	133
5	Untersuchungen an einer Vergasungsanlage	136
5.1	Aufbau der Versuchsanlage	138
5.2	Untersuchte Biomasse	139
5.3	Untersuchte Luftverteiltervarianten	140
5.4	Ergebnisse der praktischen Untersuchungen mit realem Syngas	141
6.	Scale-Up des Mehrstoffbrenners	146
6.1	Ähnlichkeitsbetrachtung	146
6.1.1	Kennzahlen der Strömungsmechanik	146
6.1.2	Kennzahlen der Thermodynamik	147
6.1.3	Kennzahlen der Chemie	149
6.2	Grenzen der Ähnlichkeitsbetrachtung	150
6.3	Scale-Up Kriterien bei der Brennerentwicklung	150
6.4	Scale-up des MSB Brenners von 200 kW auf 1 MW	153
6.4.1	Scale-Up der Gasdüsen	153
6.5	Scale-up Luftverteiler	157
6.6	Numerische Überprüfung des hochskalierten MSB für 1 MW	162
7.	Demonstratortests bei 1 MW Brennerleistung	165
8.	Nutzen der Forschungsergebnisse	166
8.1	Wissenschaftlich-technischer Nutzen	167
8.2.	Wirtschaftlicher Nutzen für KMUs	167
9.	Plan zum Ergebnistransfer	169
10.	Ausblick	172
11.	Schutzrechte	173
12.	Danksagung	173
	Literatur	173

Abbildungsverzeichnis

Kapitel 1

Bild 1.1: Prognose Weltenergiebedarf und Biomassepotenzial [1]

Bild 1.2: Forced Internal Recirculation "FIR" Burner

Bild 1.3: Advanced Ultra-Low NO_x Burner

Kapitel 2

Bild 2.1: Verbrennungskonzeptes der kontinuierlichen Luftstufung

Bild 2.2: Alternativvariante mit kontinuierlicher Luftstufung

Kapitel 3

Bild 3.1: FLUENT Programmstruktur [40]

Bild 3.2: Vorgehensweise bei der mathematischen Modellierung mit FLUENT [20]

Bild 3.3: Luftverteiler

Bild 3.4: Luftbohrungen über Umfang und Länge des Luftverteilers

Bild 3.5: COSTAIR-Brenner mit Brennkammer

Bild 3.6: Resultierende Geschwindigkeiten [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Erdgas

Bild 3.7: Berechnetes Rezirkulationsgebiet [m/s] für den COSTAIR-Brenner bei der Verbrennung von Erdgas

Bild 3.8: Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Erdgas

Bild 3.9: CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Erdgas

Bild 3.10: Resultierende Geschwindigkeit [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Klärgas

Bild 3.11: Berechnetes Rezirkulationsgebiet [m/s] für den COSTAIR-Brenner bei der Verbrennung von Klärgas

Bild 3.12: Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Klärgas

Bild 3.13: CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Klärgas

Bild 3.14: Vergleich der resultierenden Geschwindigkeiten [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer

Bild 3.15: Vergleich des Rezirkulationsgebietes [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer

Bild 3.16: Vergleich der Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer

Bild 3.17: Vergleich der CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer

- Bild 3.18:** a) Darstellung des COSTAIR-Brenners mit der Luftteilung für die Verbrennung von Erdgas b) Darstellung des COSTAIR-Brenners mit Brennstoff- und Luftteilung für die Verbrennung der Schwachgase
- Bild 3.19:** Vergleich der resultierenden Geschwindigkeiten [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer
- Bild 3.20:** Vergleich des Rezirkulationsgebietes [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer
- Bild 3.21:** Vergleich der Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer
- Bild 3.22:** Vergleich der CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer
- Bild 3.23:** Darstellung des Öl- und Lufteintritts und der Öl-Tropfenflugbahnen
- Bild 3.24:** Resultierende Geschwindigkeit [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.25:** Berechnetes Rezirkulationsgebiet [m/s] bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.26:** Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.27:** CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.28:** Geometrie des Ring-Brenners mit Brennstoff- und Luftteilung für die Verbrennung des Schwach- und Erdgases
- Bild 3.29:** Brennstoff- und Luftteilung für die Verbrennung von Erdgas
- Bild 3.30:** Stromlinien des Brennstoffes und der Luft, die Farbskala definiert die Geschwindigkeit [m/s] bei der Verbrennung von Erdgas
- Bild 3.31:** Resultierende Geschwindigkeit [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Erdgas
- Bild 3.32:** Berechnetes Rezirkulationsgebiet [m/s] bei der Verbrennung von Erdgas
- Bild 3.33:** Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Erdgas
- Bild 3.34:** CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Erdgas
- Bild 3.35:** Brennstoff- und Luftaufteilung für die Verbrennung der Schwachgase
- Bild 3.36:** Resultierende Geschwindigkeit [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Klärgas
- Bild 3.37:** Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Klärgas
- Bild 3.38:** CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Klärgas
- Bild 3.39:** Vergleich der resultierenden Geschwindigkeiten [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer

- Bild 3.40:** Vergleich des Rezirkulationsgebiets [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer
- Bild 3.41:** Vergleich der Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer
- Bild 3.42:** Vergleich der CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer
- Bild 3.43:** Darstellung der angepassten Luftführung für die Ölverbrennung
- Bild 3.44:** (links) Darstellung der Öl-Tropfenflugbahnen und der Stromlinien von Luft, (rechts) die Farbskala definiert die Geschwindigkeit [m/s]
- Bild 3.45:** Resultierende Geschwindigkeit [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.46:** Berechnetes Rezirkulationsgebiet [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.47:** Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.48:** CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.49:** COSTAIR-Brenner und Brennerstein mit der Geometrie des Ofens
- Bild 3.50:** Gasdüsen und die Aufteilung der Verbrennungsluft
- Bild 3.51:** Vergleich der resultierenden Geschwindigkeiten [m/s] in der Mittelebene des Ofens
- Bild 3.52:** Vergleich des Rezirkulationsgebiets [m/s] in der Mittelebene des Ofens
- Bild 3.53:** Vergleich der Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene des Ofens
- Bild 3.54:** Vergleich der CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene des Ofens
- Bild 3.55:** Die Teilung der Verbrennungsluft, die Öleintritte und die Darstellung der Öl-Tropfenflugbahnen, die Farbskala definiert die Geschwindigkeit [m/s]
- Bild 3.56:** Resultierende Geschwindigkeit [m/s] in der Mittelebene der Öl-Düsen bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.57:** Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Öl-Düsen bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.58:** CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Öl-Düsen bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.59:** Berechnete Temperaturen, Druckverluste von Luft, NO_x-Werte bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.60:** Kegelbrenner mit der Geometrie des Ofens
- Bild 3.61:** Brenngasdüsen und die Teilung der Verbrennungsluft beim Kegel-Brenner
- Bild 3.62:** Vergleich der resultierenden Geschwindigkeiten [m/s] in der Mittelebene des Ofens
- Bild 3.63:** Vergleich des Rezirkulationsgebiets [m/s] in der Mittelebene des Ofens
- Bild 3.64:** Vergleich der Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene des Ofens
- Bild 3.65:** Vergleich der CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene des Ofens

- Bild 3.66:** Die Teilung der Verbrennungsluft, die Öleintritte und die Darstellung der Öl-Tropfenflugbahnen, die Farbskala definiert die Geschwindigkeit [m/s]
- Bild 3.67:** Resultierende Geschwindigkeit [m/s] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.68:** Berechnetes Rezirkulationsgebiet [m/s] in der Mittelebene des Ofens bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.69:** Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.70:** CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.71:** Berechnete Temperaturen, Druckverluste von Luft, NO_x-Werte bei der Verbrennung von Öl
- Bild 3.72:** Die Darstellung der Öl-Tropfenflugbahnen, die Farbskala definiert die Geschwindigkeit [m/s]
- Bild 3.73:** Resultierende Geschwindigkeit [m/s] in der Mittelebene des Ofens bei der Verbrennung von REW-Schwachgas
- Bild 3.74:** Berechnetes Rezirkulationsgebiet [m/s] in der Mittelebene des Ofens bei der Verbrennung von REW-Schwachgas
- Bild 3.75:** Temperaturverteilung [°C] in der Mittelebene des Ofens bei der Verbrennung von REW-Schwachgas
- Bild 3.76:** CO-Verteilung [ppm, tr.] in der Mittelebene des Ofens bei der Verbrennung von REW-Schwachgas

Kapitel 4

- Bild 4.1:** Schematische Darstellung der Versuchsanlage
- Bild 4.2:** Aufnahme des Prüfstands und Einrichtung der verwendeten Apparate
- Bild 4.3:** Ablauf der experimentellen Untersuchungen
- Bild 4.4:** Heizwertvergleich von Erdgas, Schwachgasen und Heizöl EL
- Bild 4.5:** Vergleich der Wobbe-Indices von Erdgas und Schwachgas
- Bild 4.6:** Schematische Darstellung eines Thermoelement-Messkreises
- Bild 4.7:** Schematische Darstellung der Volumenstromerfassung
- Bild 4.8:** Funktionsprinzip eines Schwebekörperdurchflussmessers
- Bild 4.9:** Funktionsprinzip eines NDIR-Photometers
- Bild 4.10:** Funktionsprinzip eines paramagnetischen Sauerstoffanalysators
- Bild 4.11:** Grafik von der Strahlungsintensität als Funktion der OH-Wellenlänge
- Bild 4.12:** Farbskala der OH-Aufnahme
- Bild 4.13:** Schematischer Aufbau UV-Kamera
- Bild 4.14:** Darstellung von Variante 1 des MSB basierend auf dem COSTAIR Prinzip (200 kW)

- Bild 4.15:** Darstellung von Variante 2 des MSB mit Kegelluftverteiler (200 kW)
- Bild 4.16:** Einbauposition des Mehrstoffbrenners Variante 1 ohne Flammrohr im GWI Versuchsofen
- Bild 4.17:** Verbrennung von Erdgas, Aufnahme (links) und Aufnahme der OH-Radikale mit Hilfe der UV-Flammvisualisierung (rechts)
- Bild 4.18:** Verbrennung von Heizöl, fotografische Aufnahme (links) und Aufnahme der OH-Radikale (rechts)
- Bild 4.19:** Einbauposition des Mehrstoffbrenners Variante 1 mit Flammrohr im GWI Versuchsofen
- Bild 4.20:** eingebaute MSB Variante 1 (links) Aufnahme des MSB bei der Verbrennung von Erdgas (rechts)
- Bild 4.21:** Verlauf der gemessenen NO_x-Emissionen, Abgastemperaturen und der adiabate Flammentemperatur von Erdgas
- Bild 4.22:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Erdgas mit dem MSB COSTAIR (Variante 1)
- Bild 4.23:** Verlauf der NO_x-Emissionen, Abgas- und adiabaten Flammentemperatur von Deponiegas
- Bild 4.24:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Deponiegas für $\lambda=1,2$
- Bild 4.25:** Verlauf der NO_x-Emissionen, Abgastemperatur und adiabate Flammentemperatur von Gase aus Biomasse
- Bild 4.26:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Gase aus vergaster Biomasse für $\lambda=1,2$
- Bild 4.27:** Verlauf der NO_x-Emissionen, Abgastemperatur und adiabate Flammentemperatur von Grubengas
- Bild 4.28:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Grubengas bei $\lambda=1,2$
- Bild 4.29:** Verlauf der NO_x-Emissionen, Abgastemperatur und adiabate Flammentemperatur von Holzgas
- Bild 4.30:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Holzgas
- Bild 4.31:** Verlauf der NO_x-Emissionen, Abgastemperatur und adiabate Flammentemperatur von REW-Gas
- Bild 4.32:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von REW Produktgas
- Bild 4.33:** Verlauf der NO_x-Emissionen und Abgastemperatur bei der Verbrennung von Heizöl
- Bild 4.34:** Vergleich der adiabaten Flammentemperaturen
- Bild 4.35:** Vergleich der Abgastemperaturen der untersuchten Brenngase MSB COSTAIR Variante
- Bild 4.36:** Vergleich der NO_x-Emissionen der untersuchten Brenngase MSB COSTAIR Variante
- Bild 4.37:** Versuchsaufbau für die MSB Kegelvariante 200 kW

- Bild 4.38:** eingebaute MSB Variante 2 (links) Aufnahme des MSB bei der Verbrennung von Erdgas (rechts)
- Bild 4.39:** Verlauf der gemessenen NO_x-Emissionen und Abgastemperaturen von Erdgas
- Bild 4.40:** a) OH-Aufnahme MSB Kegelvariante 2 bei der Verbrennung von Erdgas
b) Foto Kaltstart mit Erdgas
- Bild 4.41:** Verlauf der gemessenen NO_x-Emissionen und Abgastemperaturen von Deponiegas
- Bild 4.42:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Deponiegas
- Bild 4.44:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Grubengas
- Bild 4.43:** Verlauf der gemessenen NO_x-Emissionen und Abgastemperaturen von Grubengas
- Bild 4.44:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Grubengas
- Bild 4.45:** Verlauf der gemessenen NO_x-Emissionen und Abgastemperaturen von Klärgas
- Bild 4.45:** OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Klärgas
- Bild 4.46:** Verlauf der gemessenen NO_x-Emissionen und Abgastemperaturen von REW-Produktgas
- Bild 4.47:** Verlauf der gemessenen NO_x-Emissionen und Abgastemperaturen von REW-Produktgas
- Bild 4.48:** Verlauf der gemessenen NO_x-Emissionen und Abgastemperaturen von Heizöl
- Bild 4.49:** (links) OH-Aufnahme von Heizöl (rechts) und Foto einer Heizölflamme für Lambda 1,2
- Bild 4.50:** Vergleich der Abgastemperaturen von verschiedenen Brennstoffarten MSB Kegelbrenner Variante 2
- Bild 4.51:** Vergleich der NO_x-Emissionen von verschiedenen Brennstoffarten MSB Kegelbrenner Variante 2
- Bild 4.52:** Vergleich der simulierten und gemessenen NO_x-Werte von ausgewählten Brennstoffarten MSB COSTAIR Variante 1
- Bild 4.53:** Vergleich der simulierten und gemessenen Abgastemperaturen von ausgewählten Brennstoffarten MSB COSTAIR Variante 1
- Bild 4.55:** Vergleich der simulierten und gemessenen Abgastemperaturen von ausgewählten Brennstoffarten MSB Kegelbrenner Variante 2
- Bild 4.54:** Vergleich der simulierten und gemessenen NO_x-Werte von ausgewählten Brennstoffarten MSB Kegelbrenner Variante 2

Kapitel 5

- Bild 5.1:** Aufbau des COSTAIR-Brenners (a) und Aufbau der Brennkammer (b)
- Bild 5.2:** Aufbau der gesamten Versuchsanlage bei der Fa. REW Regenis
- Bild 5.3:** Aufbau des COSTAIR-Brenners mit Brennkammer
- Bild 5.4:** Untersuchte Biomassen

- Bild 5.5:** Verwendete Luftverteiltervarianten für die Verbrennung von Syngas
- Bild 5.6:** Vergleich der NO_x- und CO-Emissionen bei der Verbrennung von Syngas aus 50 Gew.-% HTK und 50 Gew.-% Holzspänen
- Bild 5.7:** Vergleich der NO_x- und CO-Emissionen bei der Verbrennung von Syngas aus Buchenholzspänen
- Bild 5.8:** Vergleich der untersuchten Produktgase am Gaserzeuger für Lambda 1,2

Kapitel 6

- Bild 6.1:** Frontansicht des Brennermunds vom MSB basierend auf COSTAIR Technik
- Bild 6.2:** Geschwindigkeitsdreieck
- Bild 6.3:** Geometrie des Luftverteilers
- Bild 6.4:** Aufnahme des untersuchten Luftverteilers
- Bild 6.5:** Mantelfläche des Luftverteilers
- Bild 6.6:** Simulierte Temperaturverteilung für 1MW Variante des MSB COSTAIR mit Erdgas
- Bild 6.7:** Temperaturverteilung für 1 MW Variante des MSB COSTAIR mit Gase aus Biomasse
- Bild 6.8:** Temperaturverteilung für 1 MW Variante des MSB COSTAIR mit REW-Produktgas

Tabellenverzeichnis

Kapitel 1

Tabelle 1.1: CO- und NO_x-Grenzwerte der TA-Luft

Kapitel 3

Tabelle 3.1: Zusammensetzungen, Heiz- und Brennwerte der untersuchten Gase

Tabelle 3.2: Betriebsdaten der untersuchten Gase

Tabelle 3.3: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x- Werte im Abgas

Tabelle 3.4: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x- Werte im Abgas

Tabelle 3.5: Randbedingungen für die Simulation der Verbrennung von Öl

Tabelle 3.6: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x-Werte im Abgas

Tabelle 3.7: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x-Werte im Abgas

Tabelle 3.8: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x-Werte im Abgas

Tabelle 3.9: Zusammensetzung, Heiz- und Brennwerte des untersuchten Gases

Tabelle 3.10: Betriebsdaten des untersuchten Gases

Tabelle 3.11: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x-Werte

Kapitel 4

Tabelle 4.1: Zusammensetzung der untersuchten Brenngasarten

Tabelle 4.2: Messdaten Erdgas MSB COSTAIR Variante 1

Tabelle 4.3: Messdaten Deponiegas MSB Variante 1

Tabelle 4.4: Messdaten Gase aus Biomasse MSB COSTAIR Variante 1

Tabelle 4.5: Messdaten Grubengas MSB COSTAIR Variante 1

Tabelle 4.6: Messdaten Holzgas MSB COSTAIR Variante 1

Tabelle 4.7: Messdaten REW-Gas MSB COSTAIR Variante 1

Tabelle 4.8: Messdaten Heizöl EL MSB COSTAIR Variante 1

Tabelle 4.9: Impulsströme der verwendeten Gase für Lambda 1

Tabelle 4.10: Messdaten Erdgas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Tabelle 4.11: Messdaten Deponiegas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Tabelle 4.12: Messdaten Grubengas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Tabelle 4.13: Messdaten Klärgas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Tabelle 4.14: Messdaten REW-Produktgas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Tabelle 4.15: Messdaten Heizöl EL MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Kapitel 5

Tabelle 5.1: Zusammensetzung der untersuchten Syngase

Kapitel 6

Tabelle 6.1: Geometrie Erdgasdüsen 200 kW

Tabelle 6.2: Gegenüberstellung der Erdgasdüsen für 200 kW und 1 MW

Tabelle 6.3: Gegenüberstellung der Schwachgasdüsen für 200 kW und 1 MW

Tabelle 6.4: Drallzahl für Erdgas

Tabelle 6.5: Bohrungen Luftverteiler 200 kW

Tabelle 6.6: Bohrungsflächen Luftverteiler 200 kW

Tabelle 6.7: Bohrungen Luftverteiler 1 MW

Tabelle 6.8: Bohrungsabstände LV für 200 kW und 1 MW

Tabelle 6.9: Randbedingungen für die numerischen Entwicklungsarbeiten

Nomenklatur

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	mm ²	Öffnungsfläche
D, d	mm	Durchmesser
E	cal/kmol	Aktivierungsenergie der Elementarreaktion
H _u	kWh/m _N ³	Heizwert
H _u	MJ/m _N ³	Heizwert
H _B	MJ/m _N ³	Brennwert
p	mbar	statischer Druck
T	°C, K	Temperatur
c	m/s	Geschwindigkeit
L	mm, m	Länge
a	m ² /s	Temperaturleitfähigkeit
c _p	kJ/kgK	spezifische Wärmekapazität
\dot{D}	(kg m ²)/s ²	Drehimpuls
g	m/s ²	Fallbeschleunigung
I	N	Impulsstrom
\dot{J}	(m kg)/s ²	Axialimpuls
M	g/mol	Molmasse
M	kg/kmol	Molmasse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{Q}	kW	Leistung
S	cm/s	Flammengeschwindigkeit
t	s	Zeit
V	m ³	Volumen
\dot{V}	m ³ /h	Volumenstrom
Ø	mm	Durchmesser
α	W/m ² K	Wärmeübergangskoeffizient
ε	%	Öffnungsverhältnis
η	kg/ms	dynamische Viskosität
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
ρ	kg/m ³	Dichte
ν	m ² /s	kinematische Viskosität
ω	%	Flächenverhältnis
x, y, z		Koordinaten
φ, ψ		Umrechnungsfaktoren
θ		Drallzahl

χ	-	Raumanteil
β	-	radialer Anstellwinkel
α	-	tangentialer Drallwinkel
ω	-	Anteil
λ	-	Luftzahl
Δ	-	Differenz

Kennzahlen

Ar	Archimedeszahl
Da	Damköhlerzahl
Eu	Eulerzahl
Fo	Fourierzahl
Fr	Froudezahl
Gr	Grashofzahl
Ka	Karlovitzzahl
Nu	Nusseltzahl
Pe	Pecletzahl
Pr	Prandtlzahl
Re	Reynoldszahl
Sr	Strouhalzahl

Indizes

f	feucht
max	Maximum
min	Minimum
Stöch	Stöchiometrisch
tat	tatsächlich
tr.	trocken
LV	Luftverteiler
KLV	Kegelluftverteiler
OLV	Optimierter Luftverteiler
HTK	Hühnertrockenkot

Spezies

CH ₄	Vol.-%	Methan
CO	Vol.-%	Kohlenmonoxid
CO ₂	Vol.-%	Kohlendioxid
H ₂ O	Vol.-%	Wasser

- 16 -

H ₂	Vol.-%	Wasserstoff
N ₂	Vol.-%	Stickstoff
NH ₃	Vol.-%	Ammoniak
HCN	ppm	Cyanwasserstoff
NO _x	ppm	Stickoxid
NO ₂	ppm	Stickstoffdioxid
SO ₂	ppm	Schwefeldioxid
OH	-	Hydroxyl-Radikal

Zusammenfassung

Das Ziel dieses Forschungsvorhabens ist die Entwicklung eines Mehrstoffbrenners (MSB) für Beheizungs- und Industrieanwendungen, der neben Erdgas und schwachkalorigen Gasen auch leichtes Heizöl effektiv, betriebssicher und schadstoffarm verbrennt. Als Funktionsprinzip für die Entwicklung der Mehrstoffbrennervarianten, dient das Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung. Dabei stehen die Beurteilung der unterschiedlichen Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich der CO- und NO_x-Emissionen sowie der Verbrennungsstabilität im Vordergrund der numerischen und experimentellen Untersuchungen.

Bei der numerischen Auslegung des Mehrstoffbrenners sind drei unterschiedliche Brennerdesigns für die Verbrennung von Erd-, Schwachgas und Heizöl berechnet worden. Des Weiteren konnte mit Hilfe von numerischen Simulationen eine Vielzahl von unterschiedlichen Betriebsparametern, Brenngaszusammensetzungen sowie Geometrievarianten bereits im Vorfeld der experimentellen Untersuchungen berechnet werden. Die vielversprechendsten Simulationsergebnisse wurden anschließend in der Konstruktions- und Versuchsphase für zwei Prototyp-Brennervarianten (MSB COSTAIR Variante 1 und MSB Kegelbrenner Variante 2) umgesetzt.

Beide Prototyp-Brennervarianten sind unter den gleichen Versuchsbedingungen auf ihre Schadstoffbildung und Flammenstabilität bei der Verbrennung von unterschiedlichen Brennstoffarten in einem Versuchsofen am GWI untersucht worden. Zusammenfassend zeigten die experimentellen Untersuchungen, dass niedrige NO_x-Emissionen bei der Verbrennung von verschiedenen Brennstoffarten mit beiden Brennervarianten erreicht werden können. Zudem wurde bei allen untersuchten Brennstoffarten kein CO im Abgas festgestellt. Zur Beurteilung der Flammenstabilität wurden OH-Aufnahmen der einzelnen Brennstoffe angefertigt.

Die praktischen Untersuchungen an einem Gaserzeuger sollen zeigen, dass die Verbrennung von realen biogenen Syngas mit einem Mehrstoffbrenner, der nach dem Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung arbeitet, technisch möglich ist. Aber die komplexe Brennstoffzusammensetzung und das Vorhandensein von brennstoffgebundenem Stickstoff im Syngas aus Biomasse verursachen bei der Verbrennung hohe NO_x-Emissionen.

Da es sich bei Verbrennungsprozessen um komplexe Vorgänge der Strömungsmechanik, der Thermodynamik und der Reaktionskinetik handelt, werden somit alle zugehörigen Kennzahlen beim Hochskalieren des Brenners von 200 kW auf 1 MW betrachtet.

Das Ziel des Forschungsvorhabens wurde erreicht.

1. Hintergrund und Stand der Forschung

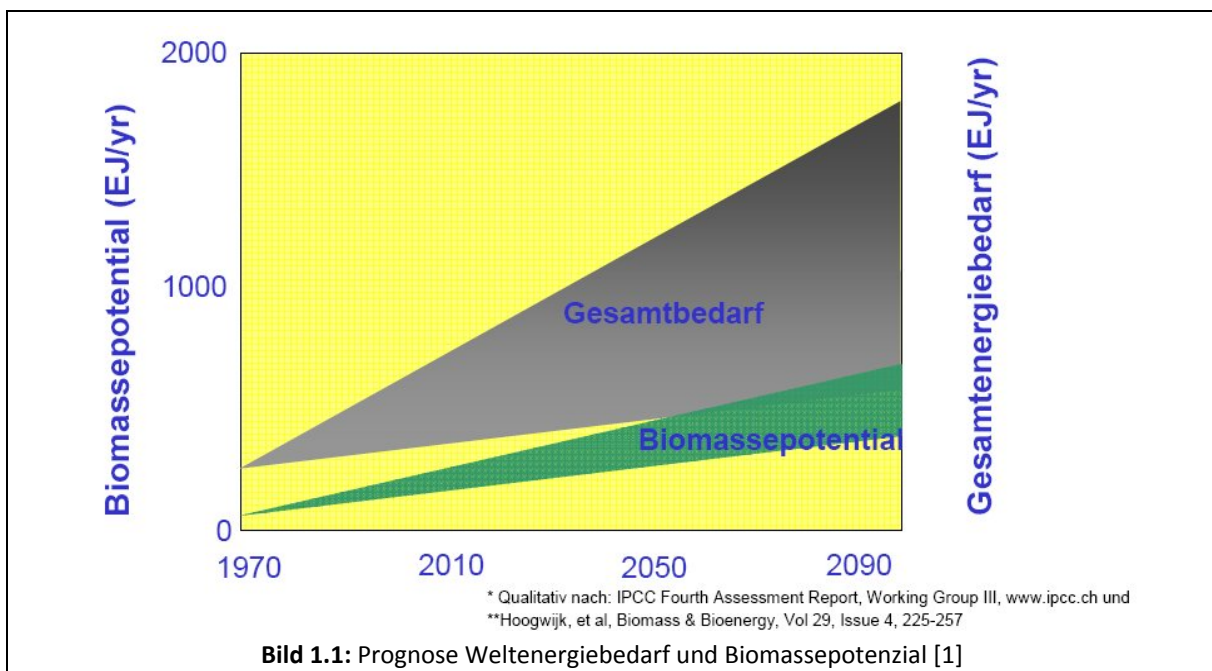
1.1 Hintergrund

Im Zuge liberalisierter Energiemärkte, der Ressourcenschonung und der verschärften Umweltpolitik rücken der effiziente Einsatz der Brennstoffe sowie die Suche nach alternativen Brennstoffen in den Vordergrund des Interesses der Industrie. Der derzeitige Stand der Feuerungstechnik bietet für die Verbrennung eines einzelnen Brennstoffes, sei es Kohle, Gas, Öl oder Abfallstoffe, gut aufeinander abgestimmte Brenner-/Brennraumkonfigurationen, die hinsichtlich Schadstoffemissionen, Wärmeübertragung und stabilem Flammenbetrieb zufriedenstellende Ergebnisse liefern. Wesentlich komplexer und schwieriger wird es, wenn mit einem Brenner verschiedene gasförmige, flüssige und feste Brennstoffe verfeuert werden sollen. Die Gründe für den Einsatz eines MSB liegen in den schwankenden Rohstoffpreisen, unterbrechbaren Lieferverträgen, der Nutzung von intern anfallenden produktionsbedingten Reststoffen u. ä. Die Einsatzgebiete solcher Brenner sind hauptsächlich Heizungs- und Industriekesselanlagen, Luftheritzer und Trocknungsanlagen, aber auch BHKWs, HKWs und verschiedene thermische Prozessanlagen. Der Leistungsbereich umfasst wenige kW bis hin zu mehreren MW.

An die MSB wird die Anforderung gestellt, die verschiedenen Brennstoffe unter Einhaltung der geltenden Emissionsgrenzwerte und einem stabilen Flammenbetrieb effizient zu verbrennen. Hierbei muss den unterschiedlichen Problemen der verschiedenen Brennstoffe Rechnung getragen werden, wie z. B. der Rußbildung bei der Ölverbrennung oder der Verbrennungsstabilität bei wechselnder Qualität und Menge gasförmiger Brennstoffe. Diese Probleme sind bis zum heutigen Zeitpunkt nicht zufriedenstellend gelöst.

Die Novellierung des Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG) im August 2004 verstärkte die Suche nach Technologien zur effizienten Nutzung und Verwertung von schwachkalorigen Gasen. Die Quellen dieser Gase sind vielfältig, so z. B. aus der Biomassevergasung (Gülle, organische Reststoffe, NawaRo), dem Abwasser (Klärgase), den Deponien und Kohlegruben (Deponie- und Grubengase) und den Industrieprozessen (Produktgase). Für die energetische Nutzung von schwachkalorigen Gasen mit einem Heizwert $> 3 \text{ kWh/m}_N^3$ gibt es schon vielfältige Anwendungen [29 - 36]. Diese Gase können ohne weitere Hilfsenergie verfeuert werden. Schwachkalorige Gase mit einem Heizwert $< 3 \text{ kWh/m}_N^3$ stellen eine Gruppe von Gasen dar, die meistens nur mit Hilfe eines Zusatzbrennstoffes umgesetzt werden können und deren Lagerung und Transport zu einer zentralen Verwertungsstelle unrentabel ist. Aufgrund des dezentralen Auftretens dieser Gase ist eine ebenfalls dezentrale Nutzung, z. B. in Heiz- und Industriekesseln, Mikrogasturbinen oder BHKWs zur Strom- und Wärmeversorgung vor Ort, sinnvoll. Als repräsentatives Beispiel sei hier die Mülldeponie Braunschweig genannt. Mit derenzeitigem Gasvolumenaufkommen von $320 \text{ m}^3/\text{h}$ mit einem CH_4 -Gehalt von 36 % können 3 Mikrogasturbinen mit 100 kW_{el} installiert werden (bei 30 % Wirkungsgrad und

einem Heizwert für CH_4 von $10,5 \text{ kWh/m}_N^3$). Das bedeutet, dass allein aus den Siedlungsabfalldeponien etwa 680 Mikrogasturbinen mit 100 kW elektrischer Leistung in Deutschland installiert werden könnten. Prognosen besagen für den Weltenergiebedarf einen steilen Anstieg in den kommenden Jahrzehnten voraus, wie Bild 1.1 veranschaulicht [1]. Ähnliches gilt aber auch für das Aufkommen der schwachkalorigen Gase aus den oben genannten Ressourcen. Somit stellen solche Gase eine beachtliche Energiequelle dar, die nicht unberücksichtigt bleiben darf.



Eine Abschätzung der Potenziale an Biomasse zur energetischen Nutzung ergibt in Deutschland ein jährliches Energiepotenzial von ca. 12 Mio. SKE bis 60 Mio. SKE, was ungefähr 2 % bis 15 % des Primärenergiebedarfs entspricht [3]. Auch andere Schwachgasquellen weisen ein hohes Gaspotenzial auf. Allein aufgrund der ab dem 01.06.2005 gültigen Änderungen in der „Technischen Anleitung Siedlungsabfall“ wurden ca. 70 % aller Deponien in Deutschland geschlossen, d. h., dass von den 375 bestehenden Anlagen in 2001 weitere 260 Deponien in die Nachsorgephase übergegangen sind. Daraus wird ersichtlich, dass der Anteil der Deponiegase mit geringerem CH_4 -Anteil ($< 30 \text{ Vol.-%}$) deutlich ansteigt. Es wird geschätzt, dass ca. 20 Jahre nach Ende der bisher üblichen Gasnutzung aus einer Deponie noch erhebliches Gaspotenzial vorhanden ist. Der Anteil Deutschlands am weltweiten Deponiegasaufkommen wird auf ca. 8 % geschätzt. Dies entspricht ca. 3,2 Mio. t/a Methan [2].

Ausgehend von den vorhergehenden Ausführungen wird die Entwicklung eines MSB, der neben den Brennstoffen Erdgas und leichtes Heizöl auch verschiedene schwachkalorige Gase stabil und schadstoffarm verfeuern kann, deutlich dazu beitragen, den Betrieb einer Industrieanlage flexibel und unabhängig zu gestalten. Hinzu kommt die effektive und sinnvolle Nutzung vorhandener Brennstoffe. Der Betreiber einer solchen Anlage wird somit in die Lage

versetzt, besser auf die Brennstoff-Marktpreise zu reagieren. Die Entwicklung eines MSB auf Basis der kontinuierlichen Luftstufung wird im Rahmen dieses Vorhabens angestrebt.

1.2 Stand der Forschung

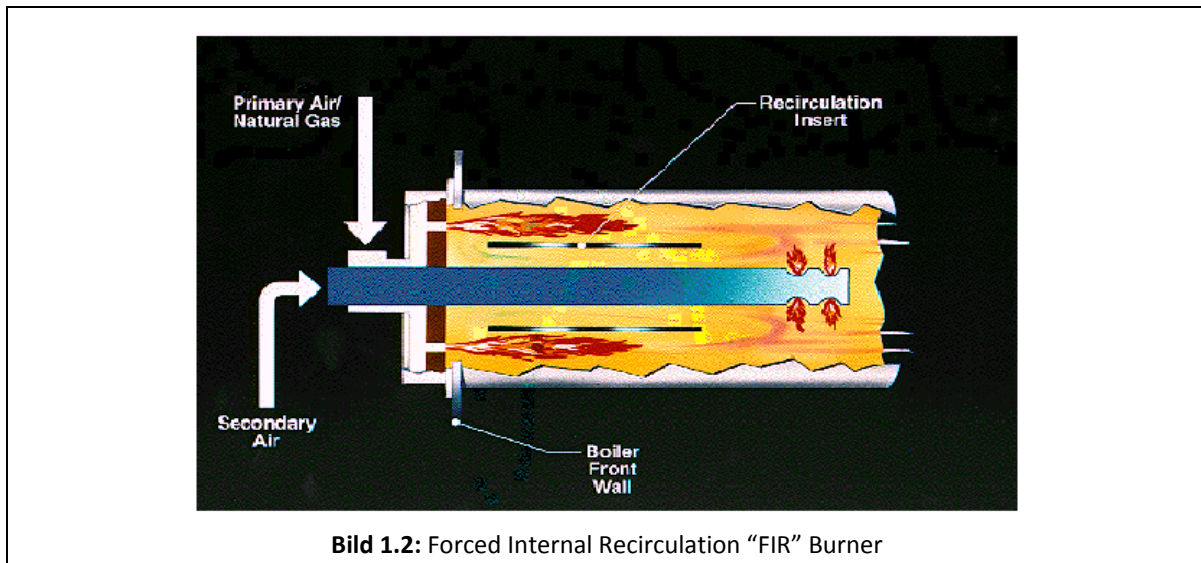
Die Entwicklung von Mehrstoffbrennern liegt nach wie vor im Fokus der Industrie, da einerseits die Emissionsgrenzwerte immer weiter verschärft werden und andererseits die Brennstoffkosten steigen und andere Energiequellen erschlossen werden (Biomasse-Vergasungsgas, Deponiegas, Prozessgas u. ä.). Die Grenzwerte für NO_x- und CO-Emissionen nach der TA Luft 2002 [4] sind für gasförmige und flüssige Brennstoffe für Anlagen zur Erzeugung von Strom, Dampf usw. bis 50 MW auszugsweise in der nachfolgenden Tabelle aufgeführt:

Tabelle 1.1: CO- und NO_x-Grenzwerte der TA-Luft

	Heizöl	Erdgas, sonstige Gase
NO _x [mg/m ³] bez. auf 3 % O ₂	180 - 250	100 - 150
CO [mg/m ³] bez. auf 3 % O ₂	80	50 - 80

Bei der Betrachtung der NO_x-Entstehungstheorien wird nach thermischen, prompten und Brennstoffstickstoff-Bildungsmechanismen unterschieden. Für die ausführliche Erläuterung der Entstehungspfade, Einflussgrößen und Reduzierungsmaßnahmen wird auf die entsprechende Literatur verwiesen [6 - 7].

Aufgrund der Forderung nach der Einhaltung der Emissionsgrenzwerte, einer guten Flammenstabilität für alle verwendeten Brennstoffe sowie der Verhinderung der Russbildung bei verschiedenen Qualitäten von Heizölen, ist die Konstruktion von MSB sehr komplex, aufwändig und kostenintensiv. Für die Flammenstabilisierung werden meistens Drallgeometrien [9 und 10] verwendet, und zur Reduzierung der NO_x-Emissionen wird mit Luftstufung [11 und 13] und /oder interner oder externer Rauchgasrezirkulation [14 bis 17] gearbeitet. Mit diesen Maßnahmen werden zwar die NO_x-Emissionsgrenzwerte eingehalten, jedoch treten z. B. bei Teillastbetrieb, beim Umschalten von Leicht- auf Schweröl oder beim Einsatz von schwachkalorigen Gasen Probleme auf, die durch spezielle Anpassungen vor Ort korrigiert werden müssen. Mehrere Forschungsarbeiten erwähnen das Prinzip der mehrstufigen Verbrennung, mit dem niedrige Schadstoffemissionen und gute Flammeneigenschaften bei der Verwertung schwachkaloriger Gase erreicht werden [37 bis 39]. Konkrete Anwendungen zeigt der Stand der Technik anhand von neueren Erdgas-Brennersystemen mit mehreren Luftstufen, die in den letzten fünf Jahren für Industriekesselfeuerungen in den USA [18] und in Japan [19] eingeführt wurden.



Die veröffentlichten Ergebnisse des so genannten „Forced Internal Recirculation Burners FIR“ (s. Bild 1.2) und des „Advanced Ultra-Low NO_x Burners“ (s. Bild 1.3) belegen, dass diese Brenner stabil arbeiten und für Leistungen von 0,7 bis 17,6 MW_{th} niedrige NO_x- und CO-Emissionswerte (NO_x < 30 und CO < 50 ppm, luftfrei und trocken) liefern. Trotzdem 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. 1996 wurde in Deutschland das vereinfachte Feuerungskonzept der kontinuierlichen Luftstufung [20] eingeführt, dessen Schema in Bild 4 (s. Kapitel 3.2) dargestellt ist. Dieses Konzept wurde für verschiedene Anwendungen bereits erfolgreich untersucht. Ergebnisse der Grundlagenforschung sind dazu in [20] und [21] enthalten. Im Rahmen eines europäischen und verschiedener nationaler Projekte [22 - 25], wurde der Einsatz der kontinuierlichen Luftstufung in Mikrogasturbinen für Erdgas und schwachkalorige Gase untersucht. Die Ergebnisse sind viel versprechend. So wurden NO_x- und CO-Emissionen unter 10 ppm bei 15 Vol.-% O₂ im Abgas für erd- und schwachkalorige Gase erreicht. Der Brennerbetrieb war stabil und nahezu pulsationsfrei über einen großen Luftzahlbereich (bis 3).

Aufgrund dieser guten Ergebnisse für den Gasbetrieb verspricht die Weiterentwicklung dieses Konzeptes als MSB (Gas- und Ölbetrieb) für den nationalen Markt zum Einsatz in Industrieanlagen wesentliche ökonomische und ökologische Vorteile gegenüber herkömmlichen Feuerungssystemen. Hierfür sind gute Voraussetzungen gegeben. Zum heutigen Stand der Technik zählt auch die Anwendung der numerischen Simulation zur Auslegung und Optimierung von Brennersystemen und Gesamtanlagen. Literaturquellen weisen zuverlässige Ergebnisse sowohl für die Gasverbrennung [21 – 25] als auch für die Ölverbrennung [7], [9], [25-26] nach. Für die Übertragung von Ergebnissen der Laboruntersuchungen auf industriellem Maßstab werden Scale-up Kriterien eingesetzt.

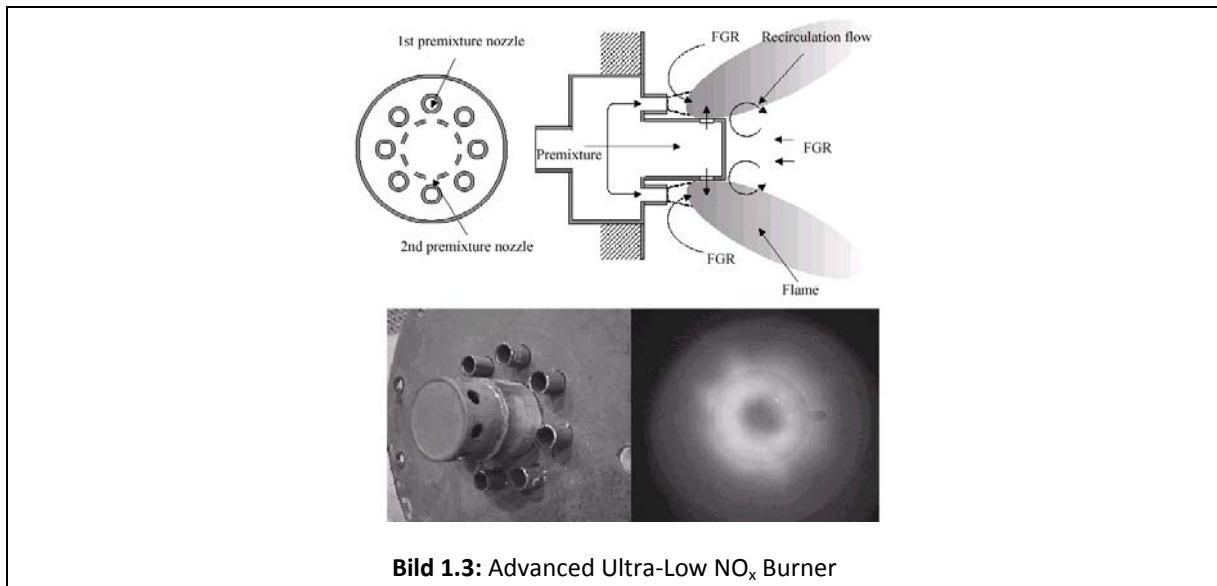


Bild 1.3: Advanced Ultra-Low NO_x Burner

Der erfolgreiche Einsatz für Gas- und Ölbrenner wird in [21], [23] und [28] dokumentiert. Der Einsatz der numerischen Simulation und der Scale-up Kriterien ist ein anerkanntes, dem Stand der Technik entsprechendes Werkzeug zur Auslegung und Untersuchung von technischen Anlagen.

2. Aufgabenstellung und Zielsetzung

Das Ziel dieses Forschungsvorhabens war die Entwicklung eines MSB für Beheizungs- und Industrieanwendungen, der neben Erdgas und schwachkalorigen Gasen auch leichtes Heizöl effektiv, betriebssicher und vor allem schadstoffarm verbrennt. Basis dieser Entwicklung ist das Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung.

2.1 Angestrebte Forschungsergebnisse

Mit dem verfolgten Forschungsziel wurden nachstehende Ergebnisse angestrebt:

- niedrige NO_x - und CO-Emissionswerte (kleiner 10 ppm für gasförmige Brennstoffe und kleiner 20 ppm für leichtes Heizöl bei 3 Vol.-% O_2 im trockenen Abgas),
- Gewährleistung eines stabilen Verbrennungsverhaltens bei schwankenden Gasqualitäten (mit einem Heizwert $< 3 \text{ kWh/m}_N^3$),
- Vermeidung der Russbildung bei der Ölverbrennung (Russzahl < 1),
- Optimierung des Druckverlustes über den Regelbereich. Angestrebt werden Luftdrücke $< 20 \text{ mbar}$ und Gasdrücke $< 40 \text{ mbar}$ über einen größeren Regelbereich.
- stabiler, pulsationsarmer und sicherer Betrieb des MSB,
- einfache Brennergeometrie und kostengünstiger Brenneraufbau. Dabei soll auf komplizierte Einbauten, z. B. Drallschaufeln, Leitbleche u. ä. zur Flammenstabilisierung und Schadstoffreduzierung verzichtet werden.

2.2 Innovativer Beitrag der angestrebten Forschungsergebnisse

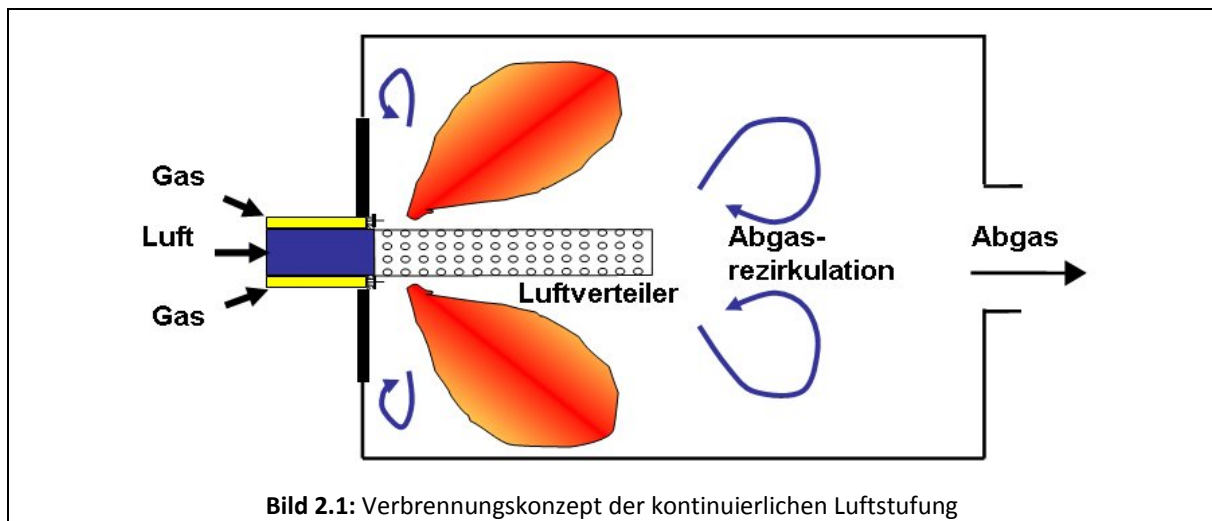
Der innovative Beitrag dieses Projektes über den bekannten Stand der Technik hinaus bestand vor allem darin, ein neues Brennersystem basierend auf dem Prinzip der kontinuierlich gestuften Luft für Verbrennung von diversen Brenngasen und Heizöl zu entwickeln und somit die thermische Verwertung dieser Brennstoffe für kleine und mittlere Unternehmen flexibel und kostengünstig zu gestalten. Die angestrebten Forschungsergebnisse liefern folgenden innovativen Beitrag:

- Aus ökonomischer Sicht wird ein flexibler und schadstoffarmer Einsatz verschiedener gasförmiger und flüssiger Brennstoffe in Industriekesseln ermöglicht. Des Weiteren können durch den einfachen Aufbau des angestrebten MSB die hohen Kosten für aufwändige Luftstufungs- und Flammenstabilisierungs-Vorrichtungen verringert werden. Auch die Brennstoffkosten können reduziert werden, da auf die jeweils kostengünstigsten Brennstoffe zurückgegriffen werden kann.
- Des Weiteren kann z. B. Biogas direkt, ohne die aufwändige Aufbereitung zu Bioerdgas verfeuert werden, was zusätzliche Anlagenkosten einspart.

- Aus energetischer Sicht sollen mit dem angestrebten Verbrennungskonzept dezentral anfallende Schwachgase mit einem niedrigen Heizwert energetisch sinnvoll verwertet werden. Damit erübrigt sich z. B. eine Abfackelung.
- Aus ökologischer Sicht werden durch die bewährte Methode der Luftstufung die NO_x - und CO-Schadstoffemissionen erheblich reduziert. In Verbindung mit der sinnvollen Nutzung vorhandener Schwachgaspotentiale werden dadurch sowohl die fossilen Energieressourcen als auch die Umwelt geschont.

2.3 Lösungsweg zur Erreichung des Forschungsziels

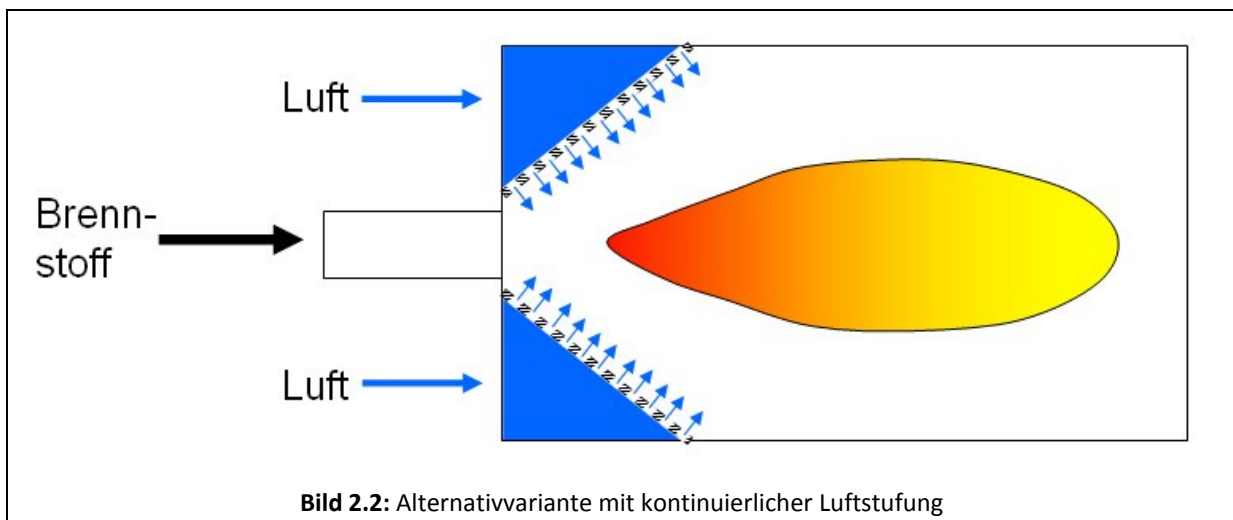
Der zu entwickelnde Mehrstoffbrenner basiert auf dem Verbrennungskonzept der kontinuierlichen Luftstufung, dessen Basisausführung in Bild 2.1 schematisch dargestellt ist.



Die Verbrennungsluft wird zentral durch den Luftverteiler in die Brennkammer geleitet und durch eine Vielzahl von Öffnungen auf dessen Umfang in den Brennraum kontinuierlich gestuft (und nicht wie herkömmlich zwei- oder dreistufig) verteilt. Der Brennstoff, bisher Gas, wird durch Bohrungen eingedüst, die um den Luftverteiler herum angeordnet sind. Dieses Verbrennungsprinzip vereint mehrere NO_x -Minderungsmaßnahmen in sich. Zum einen wird der Brennstoff durch die Luftstufung zunächst unterstöchiometrisch verbrannt, zum anderen wird durch den hohen Impuls der Gas- und Luftstrahlen Abgas in die Reaktionszone rezirkuliert. Damit werden der Sauerstoffpartialdruck und die Temperaturspitzen in der Reaktionszone abgesenkt, wodurch den NO_x -Bildungsmechanismen entgegen gewirkt wird. Der Ausbrand wird durch die weitere Zugabe der Luft (überstöchiometrische Verbrennung) gewährleistet und die Flammenstabilität mittels der großen Rückströmzonen im Brennrauminneren über dem Luftverteiler bzw. im unteren Brennraumbereich unterstützt (s. Schema in Bild 1.4). Durch die unterschiedliche Form des Luftverteilers (Zylinder, Kegel, Kegelstumpf,

...) und der Öffnungen (Löcher, Schlitze, Kiemen zur Luftverdrallung) kann die Flamme den jeweiligen Brennraumgeometrien und Wärmeübertragungsbedingungen angepasst werden. Eine Alternative der kontinuierlichen Luftstufung ist die in Bild 2.2 dargestellte Brennervariante. Hierbei wird der Brennstoff zentral eingegeben und die Luft außen herum durch eine Vielzahl von Öffnungen zugeführt. Durch ein Verdrallen der Luft und / oder des Brennstoffes kann eine stabile Verbrennung erreicht werden.

Die Erweiterung des Verbrennungskonzeptes der kontinuierlichen Luftstufung auf den Ölbetrieb soll sowohl an der Basis- als auch an der Alternativvariante untersucht werden. Bei der Basisvariante wird der Brennstoff Öl durch mehrere um den Luftverteiler herum angeordnete Düsen in den Brennraum eingebracht. Bei der Alternativvariante wird die Öldüse, wie herkömmlich üblich, zentral angeordnet.



Die Entwicklung des Konzeptes der kontinuierlichen Luftstufung für den Einsatz von Erdgas, schwachkalorigen Gasen und Heizöl soll durch die Kombination von numerischer Simulation und ausgewählten experimentellen Untersuchungen zeit- und kosteneffektiv durchgeführt werden. Zunächst wird der Brenner mittels experimentellen und numerischen Untersuchungen am Gas- und Wärme-Institut Essen e. V. (GWI) bei 200 kW optimiert. Vor der Erweiterung auf größere Leistungen wird der 200 kW-Brenner an der Vergasungsanlage der REW Regenerative Energie Wirtschaftssysteme GmbH getestet und eventuell modifiziert. Die Ergebnisse dieser Tests sollen dazu beitragen, einerseits die Einflüsse der im Schwachgas (Biomasse-Vergasungsgas) enthaltenen Verunreinigungen, wie Teer, HCN, Alkalien etc. auf die Materialbeständigkeit zu bestimmen und andererseits Aussagen über Lebensdauer der Anlagen und eventuell erforderliche Gasreinigung zu liefern.

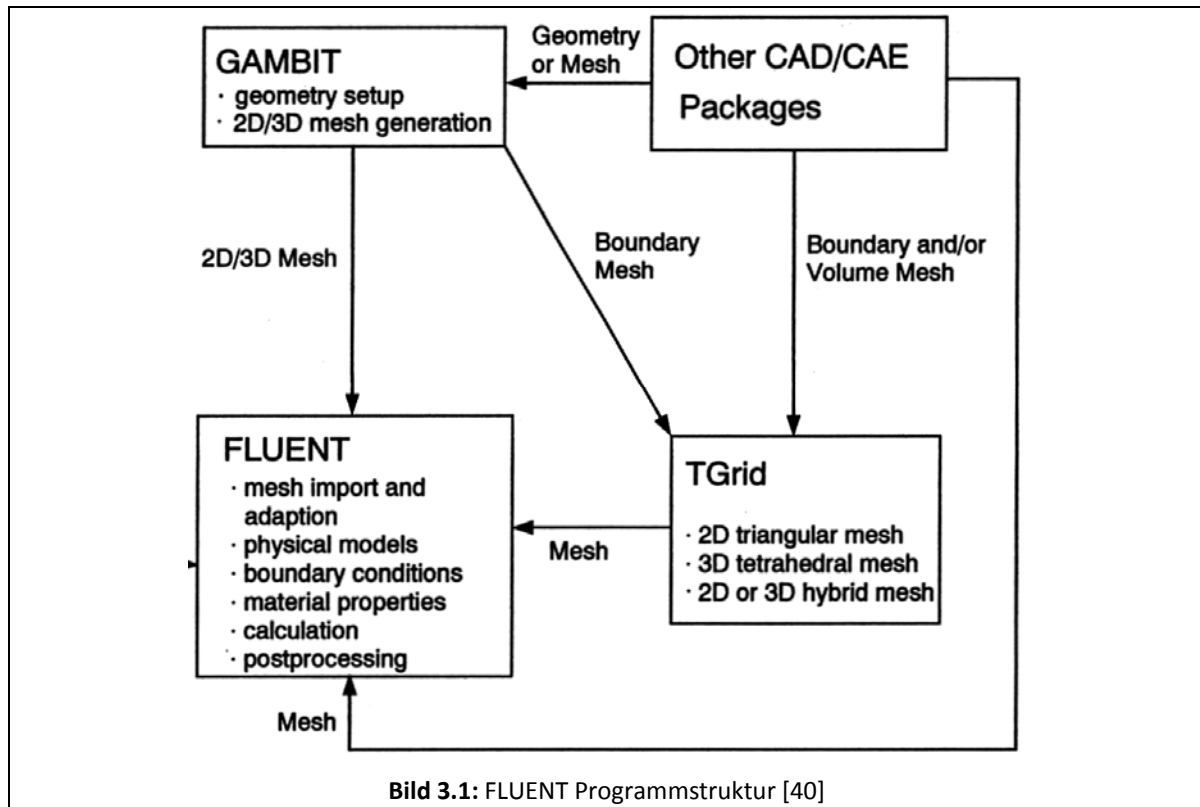
Der industrielle Maßstab des Brenners wird dann mittels Scale-up auf eine größere Leistung (1 MW) und numerischer Überprüfung aufgestellt. Für die Umsetzung und die Untersuchung des MSB bei 200 kW sowie der Ölzerstäubung mit Druckluft kann auf vorhandene Geräte und Anlagen am GWI zurückgegriffen werden, die im Rahmen früherer AiF-Projekte (Ölver-

sorgung 181 ZN, Gasmischanlage 13216 N und 13108 N) angeschafft wurden. Somit werden zusätzliche Kosten vermieden. Durch die enge Zusammenarbeit mit dem projektbegleitenden Ausschuss bezüglich der Auslegung und Optimierung, der Bereitstellung von Brennelementen, dem Bau, dem Test des MSB wird eine industriennahe Entwicklung und ein Einbringen von entsprechendem Know-how gewährleistet.

3. Numerische Simulationen

3.1 Allgemeines

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

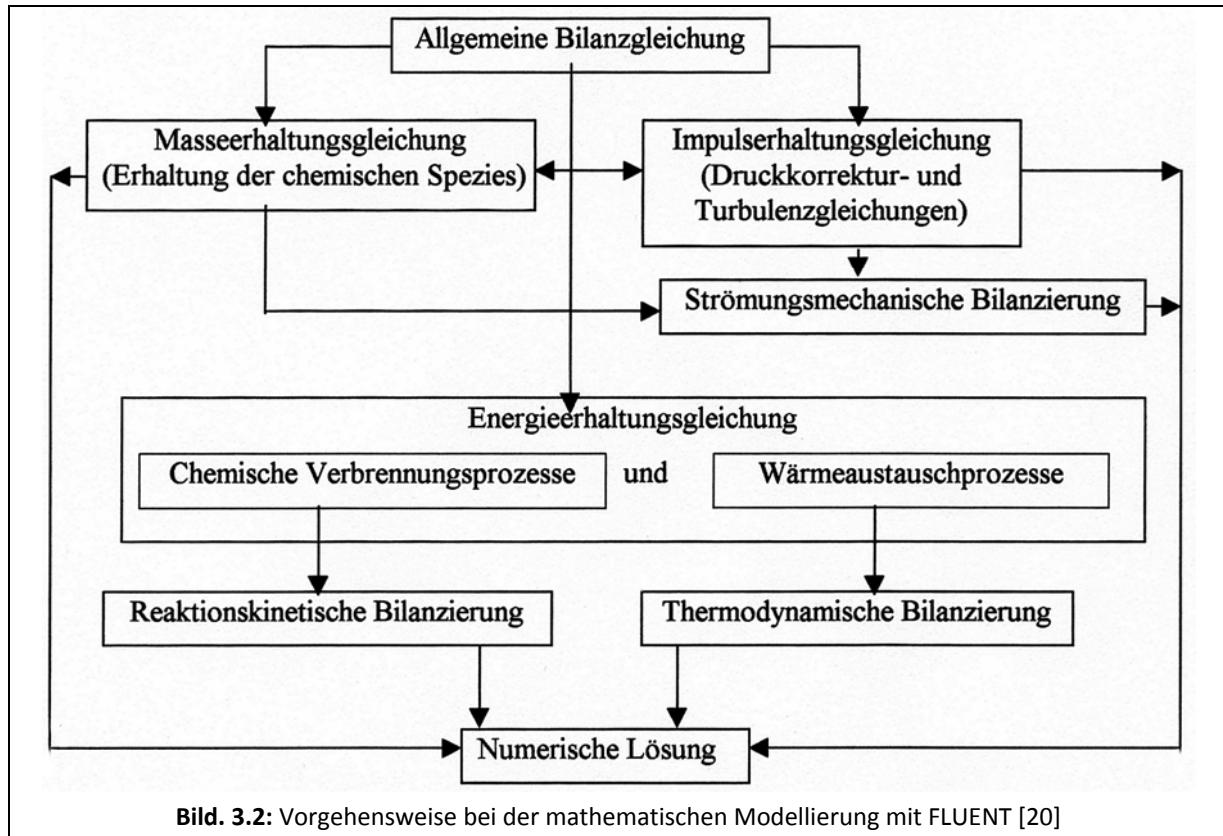


In Abbildung 3.1 ist die Programmstruktur von FLUENT dargestellt. Zur Lösung der Wärmeübertragungs- und Strömungsprobleme können strukturierte und unstrukturierte Gitter sowohl für den zwei- als auch für den dreidimensionalen Fall generiert werden.

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. Abbildung 3.2 stellt schematisch die Vorgehensweise bei der mathematischen Modellierung in FLUENT dar.

In den folgenden Kapiteln werden die in FLUENT zur Auswahl stehenden mathematischen Modelle näher erläutert, mit denen die drei Hauptvorgänge Strömung, Reaktion und Wär-

meübertragung beschrieben werden. Die mathematischen und numerischen Grundlagen sollen hier nicht besprochen werden, da sie in der Literatur eingehend beschrieben worden sind [41, 42, 43, 20, 44].



3.1.1 Turbulenzmodellierung

Durch die Zeitmittelung der Navier-Stokes-Gleichungen wird das Problem der Beschreibung einer turbulenten Strömung auf die Modellierung der sogenannten Reynoldsspannungen reduziert. Aufgabe von Turbulenzmodellen ist es nun, hierfür geeignete Ansätze zu liefern [45]. 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 Eingleichungsmodell, bei dem eine Transportgleichung für die turbulente Viskosität gelöst wird.

Mit dem Standard k - ϵ Modell [43], das zu den Zweigleichungsmodellen zählt, steht ein Turbulenzmodell zur Auswahl, das sich vielfach mit einer ausreichenden Genauigkeit bewährt hat. Neben dem Standard k - ϵ Modell stehen noch zwei weiterentwickelte Varianten zur Verfügung: das RNG k - ϵ Modell [46] und das realizable k - ϵ Modell [47]. Mit diesen beiden Modellen können auch Strömungsphänomene berechnet werden, für die das Standard k - ϵ Modell keine oder nur eingeschränkte Gültigkeit besitzt. Dabei handelt es sich zum Beispiel um

abgelöste oder stark verdrallte Strömungen. Abgesehen von den genannten Modellen können noch das $k-\omega$ Modell, das Reynolds-Spannungsmodell (RSM) [48-56] und die Large-Eddy-Simulation (LES) [49-62] zur Turbulenzmodellierung eingesetzt werden.

Das Standard $k-\omega$ Modell in FLUENT basiert auf dem Wilcox $k-\omega$ Modell [63], welches Änderungen für "Niedrig-Reynoldszahlen-Effekte" und Kompressibilität enthält. Dieses Modell ist gut für Strömungen im wandnahen Bereich und freie Scherströmungen anwendbar. Des Weiteren ist in FLUENT eine Variation des Standard $k-\omega$ Modells implementiert: das Shear-Stress Transport (SST) $k-\omega$ Modell. Das SST $k-\omega$ Modell wurde von Menter entwickelt, um die genaue Performanz des $k-\omega$ Modells in Wandnähe und die gute Abbildung der unabhängigen freien Strömung durch das $k-\epsilon$ Modell miteinander zu verknüpfen. Um dies zu erreichen, wird das $k-\epsilon$ Modell in eine $k-\omega$ Formulierung umgewandelt [64].

Das Reynolds-Spannungsmodell ist genauer als die $k-\epsilon$ und $k-\omega$ Modelle, da hier die Reynoldsspannungen über sechs Gleichungen direkt modelliert werden und damit der anisotrope Charakter der Turbulenz Berücksichtigung findet. 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 kleineren bis zum Mikrolängenmaß über Turbulenzmodelle beschrieben werden. Der Einsatz dieses Modells für Anlagen im industriellen Maßstab liegt jedoch noch in den Anfängen, da die heutigen Computer noch nicht über die nötigen Ressourcen verfügen.

Für die im Rahmen dieses Projektes durchgeführten Simulationen wurde das Standard $k-\epsilon$ Modell angewendet.

3.1.2 Wärmeübertragungsvorgänge

Bei einem Verbrennungsprozess wird im Verbrennungsraum lokal unterschiedlich viel thermische Energie freigesetzt. Dies führt zu Temperaturgradienten. Mit diesen Gradienten ist nach dem Fourier'schen Gesetz ein Wärmestrom verbunden. Parallel zu dieser Wärmeleitung in der Gasphase steht jedes Kontrollvolumen im Strahlungsaustausch mit allen übrigen Kontrollvolumina sowie den Brennkammerwänden. Bedingt durch die erzwungene Strömung vom Brenner zum Abgasrohr wird außerdem Energie durch Konvektion transportiert. Zur Berechnung der Wärmeübertragung wird in FLUENT eine Energiegleichung eingeführt, in der Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung berücksichtigt werden [22]. Damit können Wärmeübertragungsprobleme sowohl in einem Fluid als auch in Festkörpern abgebildet werden. Zur Modellierung der Strahlung sind in FLUENT unterschiedliche Modelle vorhanden [64].

Mit dem P-1 Modell steht ein relativ einfaches Modell zur Auswahl, bei dem die Strahlungsflüsse in Koordinatenrichtung verfolgt werden [67], [68]. Dieses Modell eignet sich für optisch dichtere 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 [69], [70] handelt es sich um eine Modifikation des klassischen 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.

Für die im Rahmen dieser Forschungsarbeit durchgeführten numerischen Simulationen wurde das Discrete-Ordinates-Modell verwendet [64, 65, 66]. Das Discrete-Ordinates-Modell löst die Strahlungstransportgleichung für eine endliche Anzahl von diskreten festen Winkeln. Anzahl und Wahl dieser diskreten festen Raumwinkel bestimmen die Genauigkeit des Verfahrens. Das Discrete-Ordinates-Modell führt keine Strahlenverfolgung durch. Stattdessen transformiert das Discrete-Ordinates-Modell eine Transportgleichung für Strahlungsintensität in den räumlichen Koordinaten (x, y, z) . Das Discrete-Ordinates-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.

3.1.3 Verbrennungsmodellierung

Unter Verbrennungsmodellierung versteht man die Berechnung der lokalen Wärmefreisetzung und Konzentrationsverteilungen chemischer Spezies aufgrund von Verbrennungsvorgängen. In der Simulation thermoprozesstechnischer Anlagen und Prozesse haben sich hier zwei unterschiedliche Vorgehensweisen etabliert.

Eine Möglichkeit ist, Bilanzgleichungen für die chemischen Spezies eines stark reduzierten Reaktionsmechanismus zu lösen. Diese Gleichungen, die mathematisch formal den RANS-Gleichungen entsprechen, beschreiben alle physikalischen und chemischen Vorgänge, die die Konzentrationen beeinflussen, also Konvektion, Diffusion und die chemische Reaktion selbst.

In FLUENT wird die oben beschriebene Vorgehensweise zur Modellierung der Reaktion als „generalized finite rate formulation“ bezeichnet. Es werden Transportgleichungen für alle Spezies gelöst, die an der chemischen Umsetzung beteiligt sind, welche anhand eines stark

reduzierten Reaktionsmechanismus abgebildet wird. Die Bestimmung der Reaktionsraten kann über den Arrhenius (finite rate)- oder mit dem Eddy Dissipation-Ansatz [71, 72, 43] geschehen, wobei der Arrhenius-Ansatz für eine kinetisch- und der Eddy Dissipation-Ansatz für eine Mischungskontrollierte Umsetzung steht. Bei diesem Verfahren müssen die Reaktionsgleichungen und Reaktionsparameter in FLUENT definiert werden. Aufgrund dieser komplexen Vorgehensweise können meist nur Ein-, Zwei- oder Vierschrittmechanismen von Modellbrennstoffen, z. B. Methan anstelle von Erdgas, berücksichtigt werden. Über Reaktionskonstanten für die Berechnung der Reaktionsraten kann die Flammenform angepasst werden. Durch eine Kopplung der beiden Ansätze wird jeweils der die Reaktion limitierende Ansatz zur Berechnung der Konzentrationsverläufe gewählt. Bezüglich der Anwendbarkeit ist die Verfügbarkeit geeigneter reduzierter Reaktionsmechanismen und damit die Anzahl der zu lösenden Transportgleichungen für chemische Spezies der entscheidende Faktor, weil diese sich unmittelbar auf die Rechenzeit auswirkt.

3.2 Numerische Simulation der verschiedenen Brenner

In diesem Arbeitsschritt wurden verschiedene Brenner bei der Verbrennung von Erdgas, verschiedener schwachkaloriger Gase sowie leichtem Heizöl numerisch untersucht, um im Vorfeld zwei geeignete Geometrievarianten für die anschließenden experimentellen Untersuchungen auszuwählen. Für die Simulationen wurde das CFD-Programm FLUENT verwendet.

3.2.1 Geometrievarianten, Betriebsdaten, Randbedingungen und Variationen der kontinuierlichen Luftstufung

Es wurden drei verschiedene Varianten der kontinuierlichen Luftstufung virtuell untersucht.

- a) Ein Konzept basierend auf dem COSTAIR-Verbrennungsprinzip [65]
- b) Ein Konzept der Luftstufung, das im Rahmen des Vorhabens als Ringbrenner bezeichnet wird.
- c) Ein Kegelbrenner, der auf dem Prinzip des COSTAIR-Verbrennungskonzepts aufbaut

Im Rahmen der Simulationen wurden zwei unterschiedliche Brennraumgeometrien betrachtet. Die erste Brennraumgeometrie wurde für die generelle Auslegung und Überprüfung der Luftstufung verwendet. Nach der ersten Auswahlrunde wurden die weiteren Simulationen mit der realen Brennraumgeometrie, wie sie in den experimentellen Untersuchungen eingesetzt wird, durchgeführt.

Betriebsdaten und Randbedingungen

Die eingestellten Parameter für die Simulationen sind:

- Thermische Leistung: 200 kW
- Luftzahl: 1,2
- Gastemperatur: 20 °C
- Lufttemperatur: 100 °C

In Tabelle 3.1 sind die Zusammensetzungen der untersuchten Gase mit Heiz- und Brennwerten aufgeführt. Als Erdgas wurde Russland H-Gas angenommen, das zu 98,4 % aus Methan besteht. Der H-Gasanteil aus Ethan ($C_2H_6 = 0,50$ Mol-%) und Propan ($C_3H_8 = 0,20$ Mol-%) wurde dem Methan zugerechnet.

Tabelle 3.1: Zusammensetzungen, Heiz- und Brennwerte der untersuchten Gase

Gasart	Zusammensetzung in Vol.-%					Heizwert $H_{I,n}$ in kWh/m _N ³	Brennwert $H_{S,n}$ in kWh/m _N ³
	CH ₄	CO	H ₂	CO ₂	N ₂		
Erdgas	99	-	-	0,20	0,80	9,871	10,953
Klärgas	35	0	0	55	10	3,496	3,879
Deponiegas	30	0	0	0	70	2,987	3,314
Grubengas	25	0	0	10	65	2,490	2,763
Gas aus Bio- masse	5	20	15	10	50	1,649	1,786
Holzgas	5	15	15	15	50	1,474	1,611

Die Betriebs- und Kennwerte der untersuchten Gase sind in der Tabelle 3.2 aufgelistet.

Tabelle 3.2: Betriebsdaten der untersuchten Gase

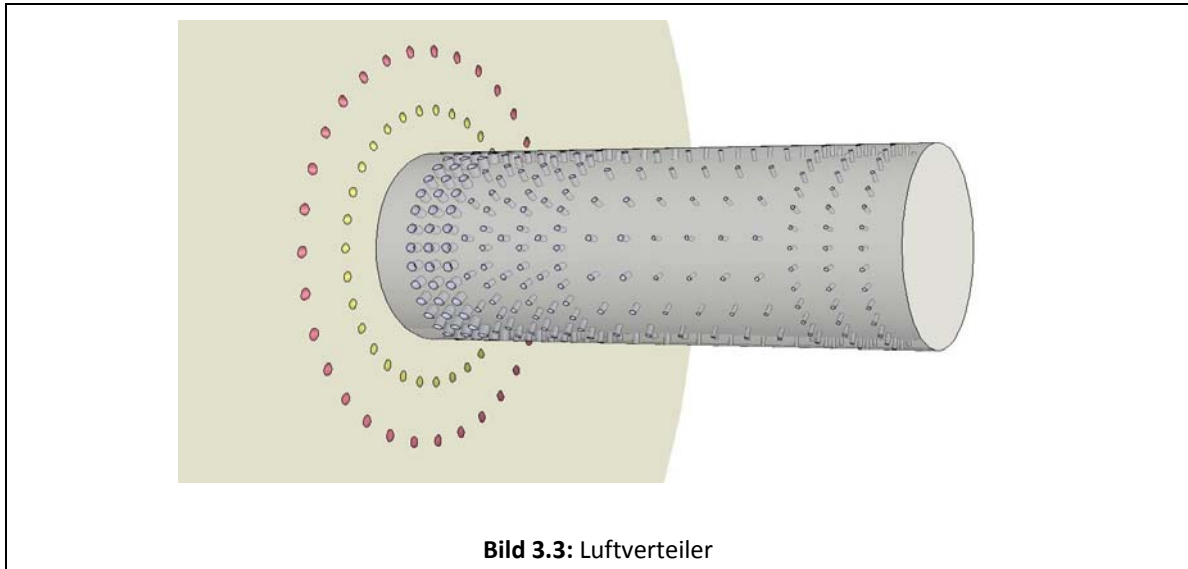
Gasart	Leistung in kW	$H_{i,n}$ in kWh/m _N ³	$\rho_{n, Gas}$ in kg/m _N ³	$V_{n, Gas}$ in m _N ³ /h	L_{min} in m ³ _{Luft} /m ³ _{Br.}	λ [-]	$V_{n, Luft}$ in m _N ³ /h
Erdgas	200	9,871	0,724	20,3	9,470	1,2	230,7
Klärgas	200	3,496	1,462	57,2	3,540	1,2	230,3
Deponiegas	200	2,980	1,091	67,0	2,865	1,2	230,2
Grubengas	200	2,490	1,189	80,3	2,389	1,2	230,3
Gas aus Biomasse	200	1,649	1,210	121,3	1,313	1,2	191,1
Holzgas	200	1,474	1,157	135,7	1,194	1,2	194,4

Da im Rahmen dieses Projektes Brenngase mit sehr unterschiedlichen Zusammensetzungen untersucht werden, bietet sich die Verwendung des PDF-Gleichgewichtsmodells an, da nur dieses die verschiedenen Brenngase in konsistenter Weise abbilden kann. Eine Beschreibung von schwachkalorigen Brenngasen mit Hilfe eines Wirbelzerfallsmodells und eines reduzierten 2- oder 4-Schrittmechanismus wäre zwar prinzipiell möglich, allerdings würden die genannten Mechanismen weit außerhalb ihrer Gültigkeitsgrenzen verwendet und sind für diese Bereiche damit nicht mehr validiert. Zu Vergleichszwecken wurde der Erdgasfall auch mit Hilfe eines 2-Schritt-Mechanismus gerechnet (als Brennstoff wurde hier reines Methan angenommen) und mit dem entsprechenden PDF-Gleichgewichtsfall verglichen. Dabei ergab sich eine weitgehende Übereinstimmung der Ergebnisse dieser beiden Modelle.

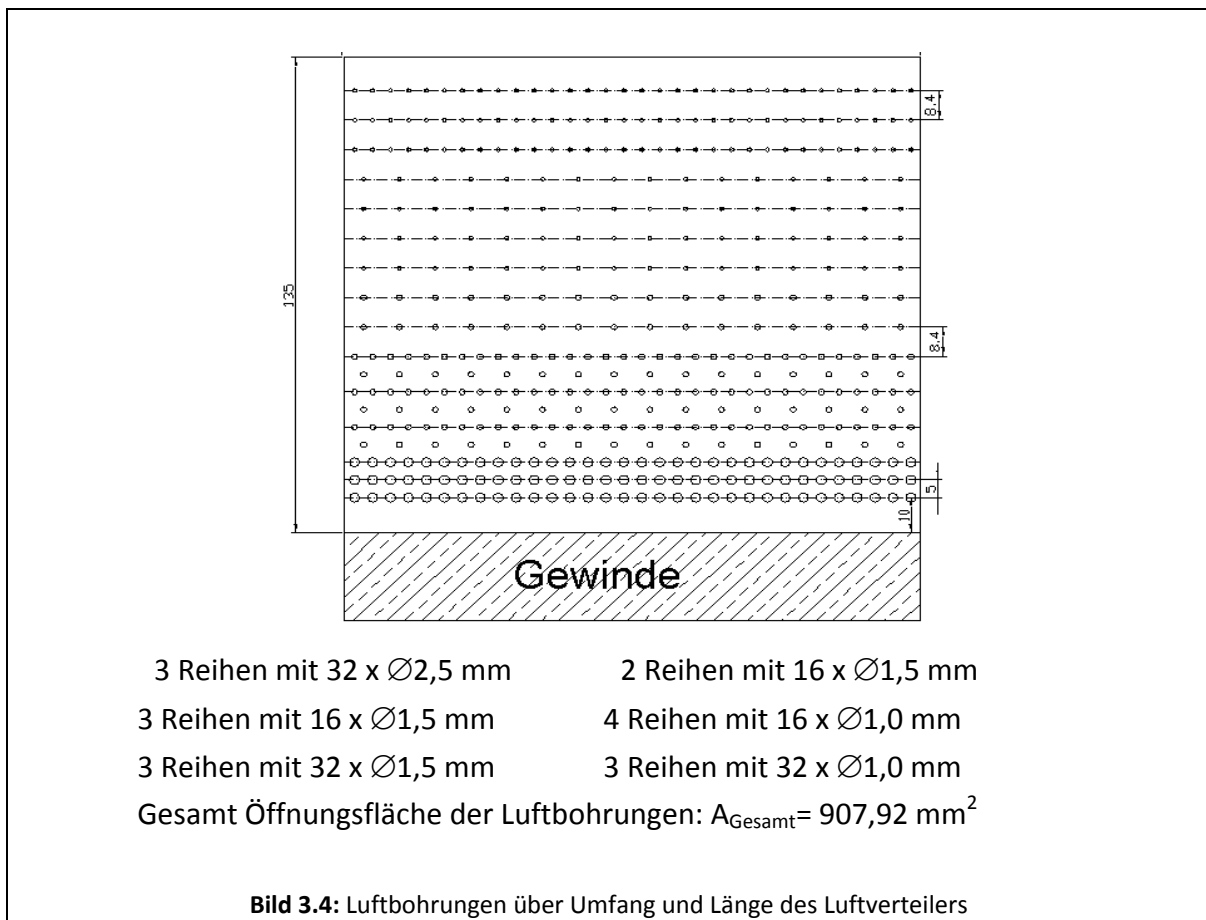
Bei der Simulation der Verbrennung von Heizöl wurde ein 2-Schritt-Mechanismus nach Westbrook und Dryer [78], jeweils in Kombination mit einem Wirbelzerfallsmodell, verwendet. Als Turbulenzmodell wurde das Standard-k- ϵ -Modell verwendet, als Strahlungsmodell kam das Discrete-Ordinates-Modell zum Einsatz. Die NO_x-Verteilungen wurden im Anschluss an die Simulationen in einem Post-Processing-Schritt bestimmt.

3.2.2 Simulationen des COSTAIR-Brenners mit einem ersten Brennkammerdesign

Das Hauptmerkmal des COSTAIR-Brenners ist der Luftverteiler, der in Bild 3.3 zu sehen ist. Durch diesen Luftverteiler wird die Luft durch eine Vielzahl von Öffnungen in die Reaktionszone eingedüst, so dass eine kontinuierliche Luftstufung vorliegt. Die Brenngasdüsen sind um den Luftverteiler herum auf zwei Kreisringen angeordnet. Die 32 Gasdüsen mit einem Durchmesser von 2,4 mm befinden sich auf einem ersten Kreisring. 32 Gasdüsen mit einem Durchmesser von 3,2 mm sind auf einem zweiten Kreisring zu finden. Alle Düsen sind mit einem tangentialen Drallwinkel von 45° um den Luftverteiler herum angeordnet.



Im Bild 3.4 ist die Anordnung der Luftbohrungen über Umfang und Länge des Luftverteilers dargestellt.

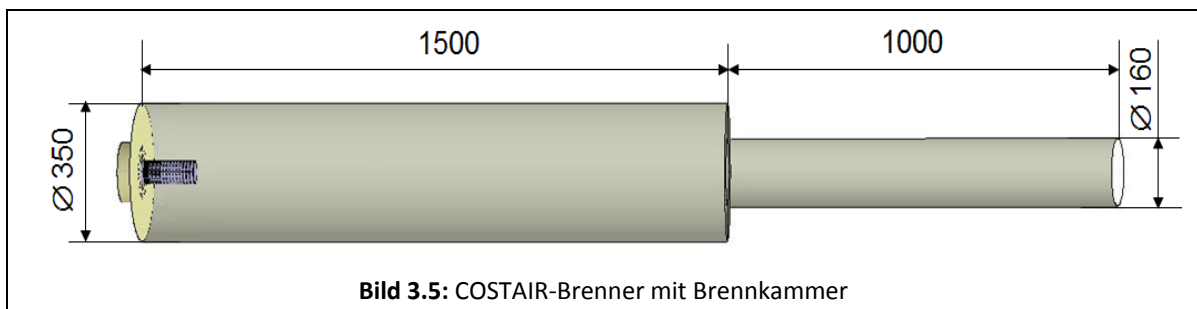


Für diese Geometrie wurden zwei Fälle mit unterschiedlichen Randbedingungen untersucht, ein Fall ohne weitere Brennstoff- bzw. Luftstufung, und ein Fall, bei dem sowohl der Brennstoff als auch der Oxidator in einer weiteren Stufe in den Brennraum eingebracht wurden.

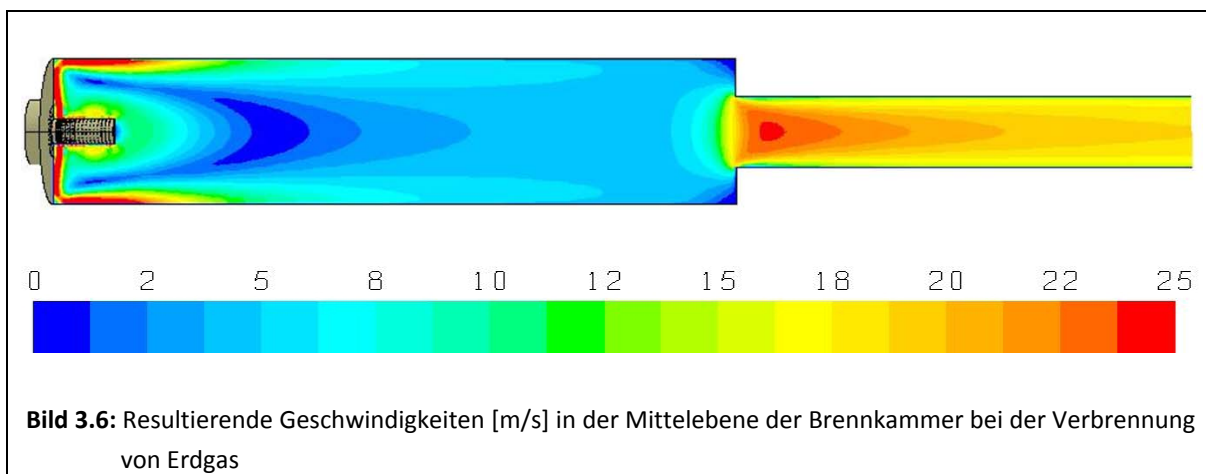
3.2.2.1 Ergebnisse für den COSTAIR-Brenner ohne Brennstoff- und Verbrennungsluft-Teilung

Erdgas-Verbrennung

Im Bild 3.5 ist der COSTAIR-Brenner mit der ersten verwendeten Brennkammer dargestellt. Bei der Erdgas-Verbrennung strömt Brennstoff durch die Gasdüsen des ersten Kreisrings in die Brennkammer. Die Gasdüsen auf dem zweiten Kreisring sind geschlossen.

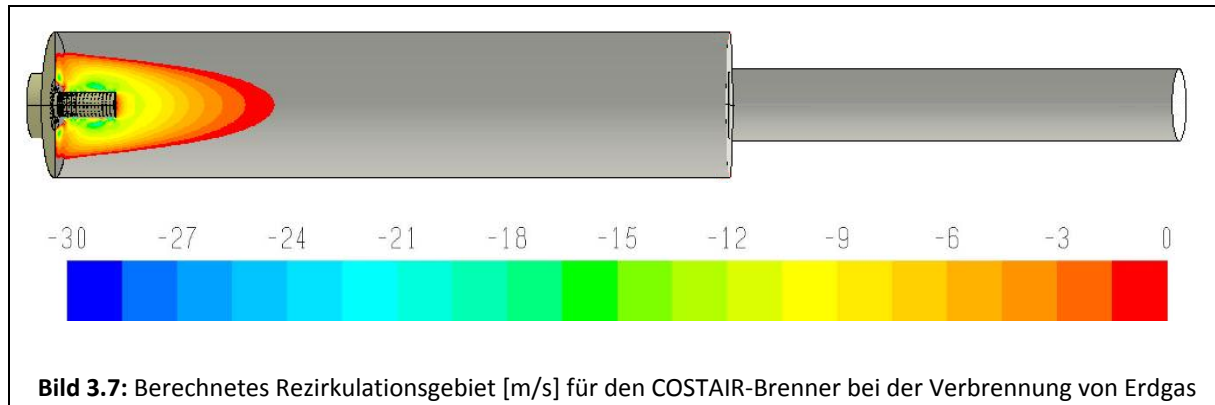


Im Bild 3.6 ist die berechnete Verteilung der resultierenden Geschwindigkeiten in der Mittelebene der Brennkammer zu sehen, wobei sich die resultierende Geschwindigkeit aus den einzelnen Geschwindigkeitskomponenten zusammensetzt.

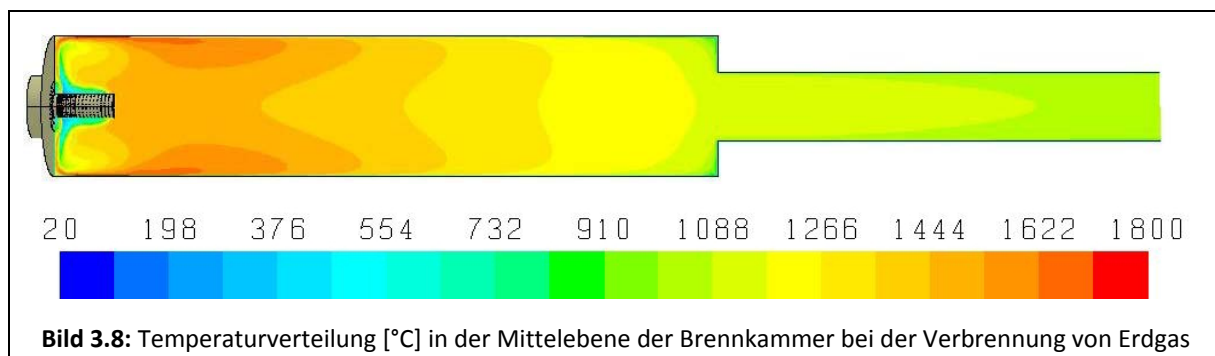


Durch den Strömungsimpuls und die damit verbundene Flammenführung kommt es um den Luftverteiler herum zur Ausbildung eines Rezirkulationsgebietes, wie im Bild 3.7 dargestellt

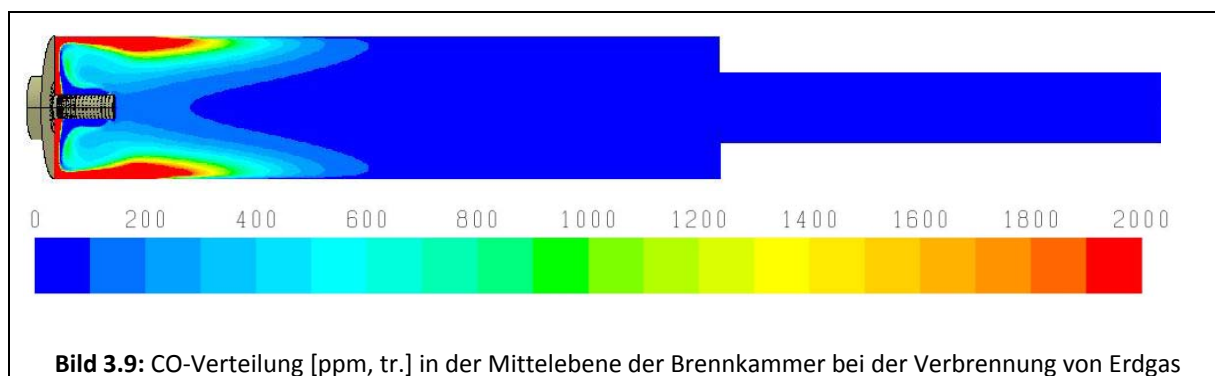
wird. Die Farbskala gibt Aufschluss über die auftretenden Rückströmgeschwindigkeiten. Die Rückströmung des Abgases in die Reaktionszone verdünnt das Brennstoff-Luft-Gemisch.



Die berechnete Temperaturverteilung für den COSTAIR-Brenner zeigt lokale Temperaturmaxima in der Reaktionszone an der Stirnseite der Brennkammer von bis zu 1808 °C und eine Temperatur am Austritt des Abgasrohres von 1030 °C, wie in Bild 3.8 erkennbar ist.



Aus der CO-Verteilung im Bild 3.9 ist ersichtlich, dass sich die Reaktionszone an der Stirnseite der Brennkammer und daran anschließend entlang der Brennkammerwand befindet. Am Austritt des Abgasrohres wurden keine CO-Emissionen festgestellt. Hingegen wurden dort NO_x-Emissionen von 36 ppm bezogen auf 3 Vol.-% O₂ im trockenen Abgas erreicht.

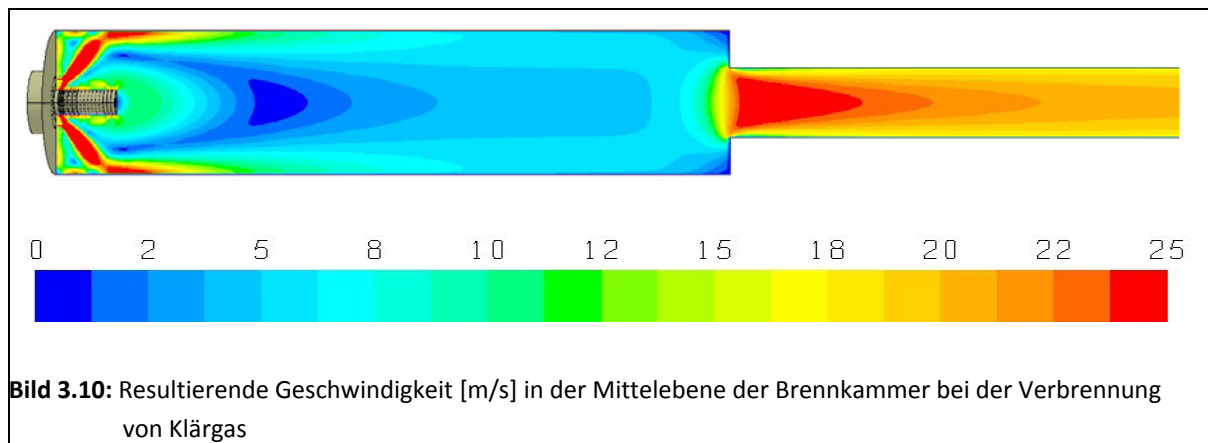


Schwachgas-Verbrennung

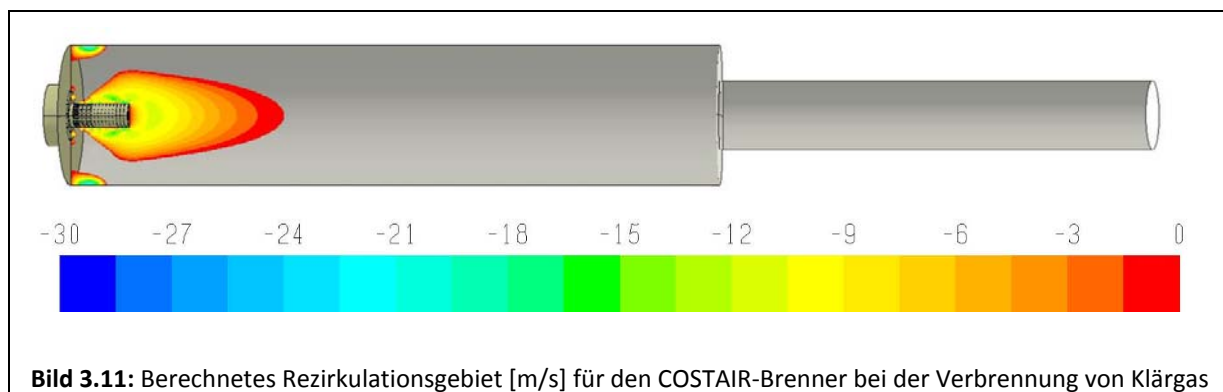
Nachfolgend sind die Ergebnisse der Simulation einer Schwachgas-Verbrennung, in diesem Fall Klärgas, mit dem COSTAIR-Brenner für eine Leistung von 200 kW ausführlich dargestellt. Die Ergebnisse der anderen untersuchten schwachkalorigen Brenngase werden im Anschluss aufgeführt.

Bei der Verbrennung von Schwachgasen wurde Brennstoff durch die Gasdüsen auf dem zweiten Kreisring in die Brennkammer geführt. Die Gasdüsen auf dem ersten Kreisring sind geschlossen. Die Betriebsparameter und die Eigenschaften des Schwachgases sind in der Tabelle 3.2 angegeben. Bei den Simulationen der Schwachgase bleiben die Betriebsbedingungen des Brenners unverändert.

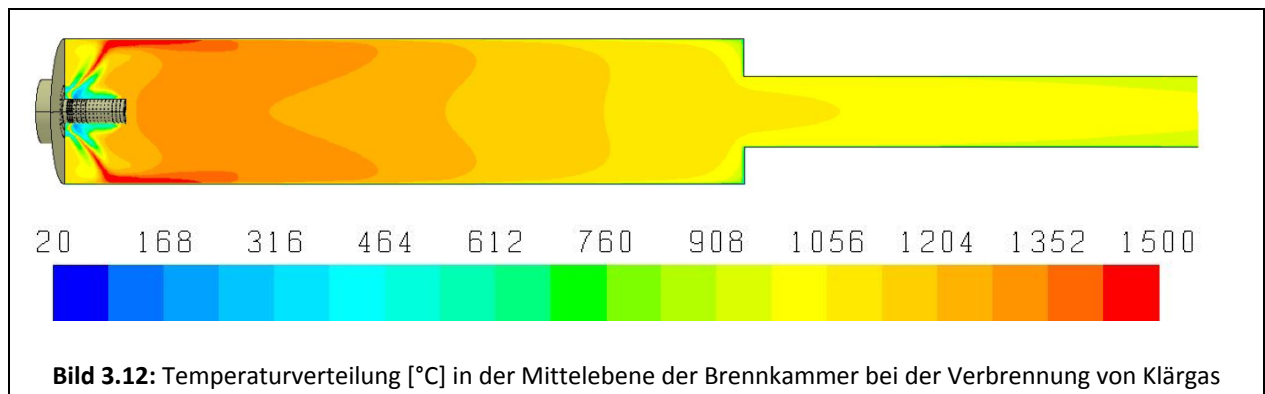
Bild 3.10 zeigt die berechnete Verteilung der resultierenden Geschwindigkeit in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung des Klärgases. Aufgrund des größeren Volumenstroms des Schwachgases ist der Impuls der Schwachgase viel höher als beim Erdgas und das Strömungsfeld löst sich von der Stirnwand ab.



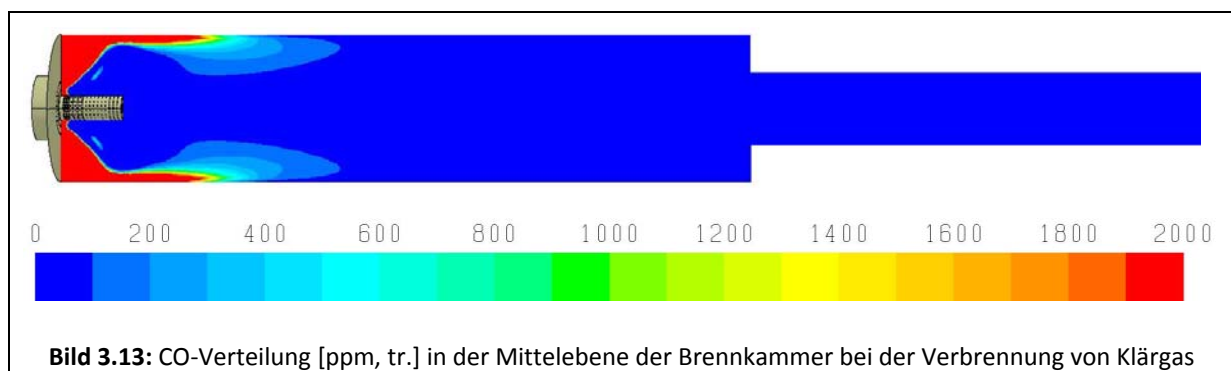
Im Bild 3.11 ist das durch den Strömungsimpuls entstandene Rezirkulationsgebiet hinter dem Luftverteiler und zwischen dem Luftverteiler und der Außenwand dargestellt. Durch den hohen Gasimpuls ergeben sich in den Ecken und an der Stirnwand der Brennkammer weitere Rezirkulationsgebiete im Unterschied zur Erdgasverbrennung.



Die Simulation der Verbrennung von Klärgas beim COSTAIR-Brenner zeigt lokale Temperaturmaxima in der Nähe der Brennkammerwand von bis zu 1556 °C und eine Temperatur am Austritt des Abgasrohres von ca. 960 °C, wie in Bild 3.12 zu sehen ist. Analog zur Geschwindigkeitsverteilung ändert sich auch die Temperaturverteilung in der Brennkammer bei der Verbrennung von Schwachgas. Die Temperaturen sind deutlich geringer als bei der Erdgasverbrennung aufgrund des erhöhten Anteils an inerten Komponenten im Brenngas und des daraus resultierenden geringen Heizwertes.



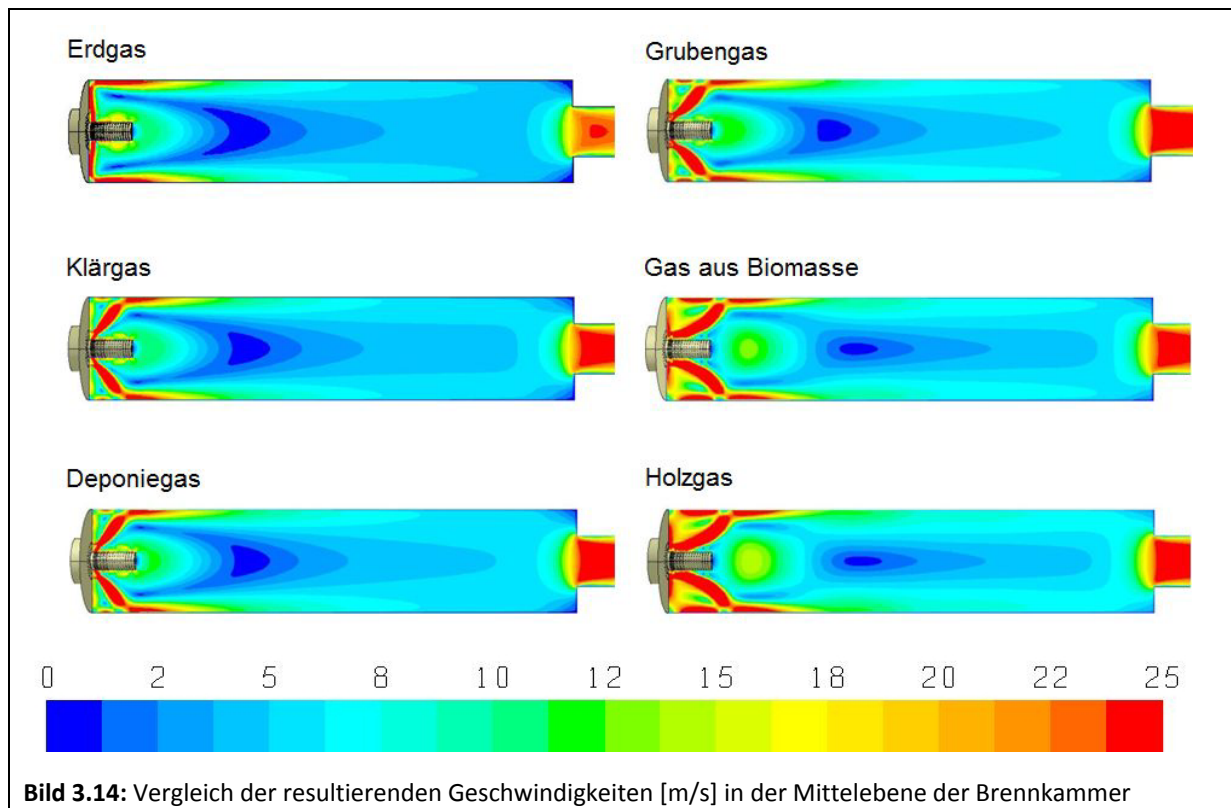
Die CO-Verteilung in Bild 3.13 zeigt, dass sich die Reaktionszone zwischen dem Luftverteiler und der Brennkammerwand befindet. Die Simulationsergebnisse ergaben keine CO-Emissionen am Austritt des Abgasrohres, die NO_x-Emissionen lagen bei 5 ppm bezogen auf 3 Vol.-% O₂ bei der Verbrennung von Klärgas.



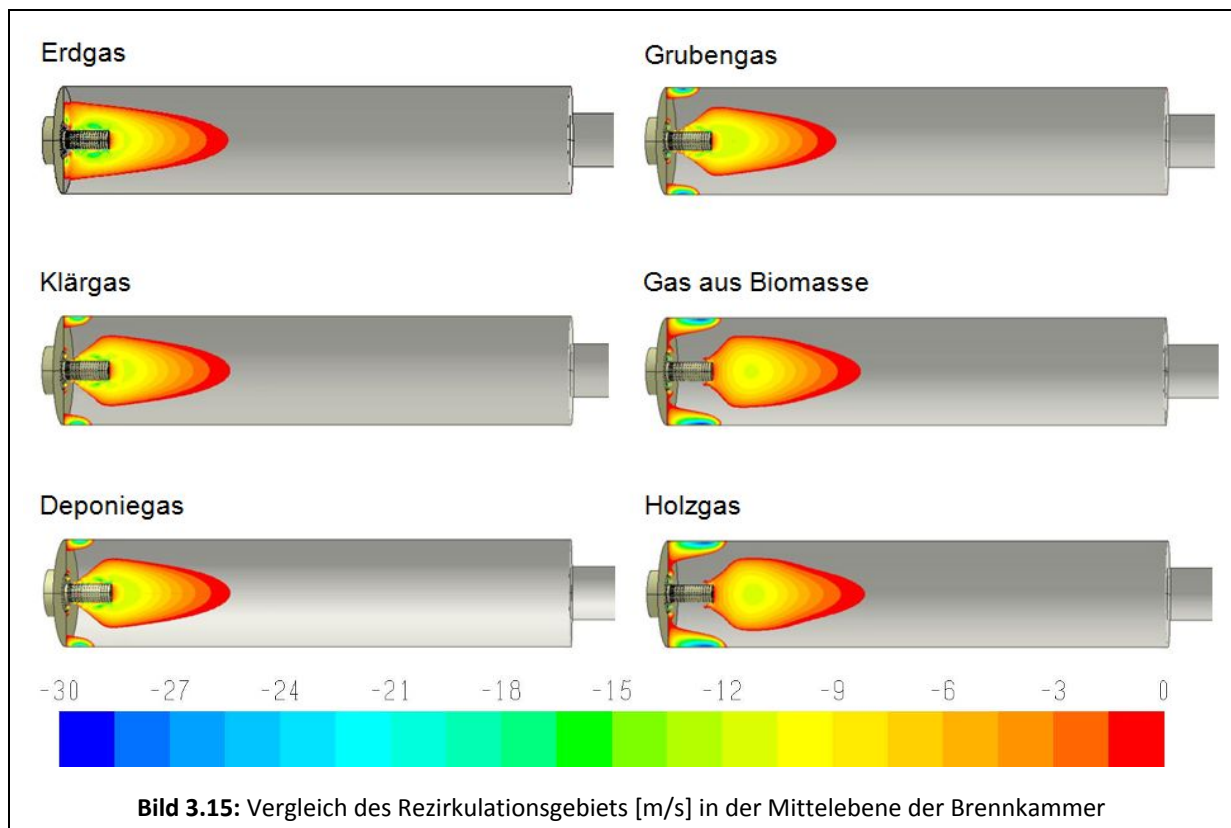
Nachfolgend sind die Ergebnisse der Simulationen aller in Tabelle 3.2 angegebenen Gase dargestellt. Bild 3.14 zeigt den Vergleich der resultierenden Geschwindigkeiten in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung der verschiedenen Gase. Aufgrund der höheren Volumenströme bei den Schwachgasen liegen die Geschwindigkeiten und die Strömungsimpulse viel höher als Erdgas, da die Heizwerte von Schwachgasen niedriger und somit größere Brennstoffmassenströme erforderlich sind. Diese Veränderungen im Brennstoffmassenstrom spiegeln sich auch in sehr unterschiedlichen Geschwindigkeitsverteilungen.

gen - verglichen mit dem Referenzbrenngas Erdgas - wider. Die Form der Reaktionszone verändert sich, was insbesondere anhand der CO-Verteilungen deutlich wird.

Einen weiteren, wichtigen Aspekt stellt der Anstieg des Druckverlustes bei den unterschiedlichen Gasen dar. Je niedriger der Heizwert des Brennstoffes bei den ersten vier Gasen (Methan, Klärgas, Deponiegas und Grubengas) ist, desto höher sind die vorliegenden Geschwindigkeiten in der Brennkammer und im Abgasrohr und somit die Druckverluste.



Die im Bild 3.15 dargestellten Rezirkulationsgebiete zeigen, dass die höheren Gasgeschwindigkeiten zum einen die Rezirkulationszone an das Ende des Luftverteilers verschieben und zum anderen die Rezirkulationszone an der Brennkammerwand vergrößern.



Im Bild 3.16 ist vergleichend die berechnete Temperaturverteilung mit der Austrittstemperatur des Abgases für die unterschiedlichen Brenngase und im Bild 3.19 die CO-Verteilung dargestellt. Im Allgemeinen nimmt die Temperatur in der Reaktionszone mit steigenden Heizwerten bzw. Brennwerten zu. Aufgrund des höheren CO₂-Anteils in der Klärgas-Zusammensetzung liegt die Temperatur in der Brennkammer und im Abgasrohr niedriger als bei der Verbrennung von Deponie- und Grubengas, obwohl der Heizwert des Klärgases höher ist. Der höhere CO₂-Anteil im Abgas wirkt sich in Form eines verstärkten Strahlungswärmetransports aus, außerdem kann CO₂ aufgrund seiner höheren spezifischen Wärmekapazität mehr thermische Energie binden als N₂.

Bei der Verbrennung des Gases aus Biomasse und des Holzgasen ist die Reaktionszone aufgrund des CO-Anteils in der Brenngaszusammensetzung größer als bei anderen Brenngasen ohne CO-Anteil, wie im Bild 3.17 zu sehen ist.

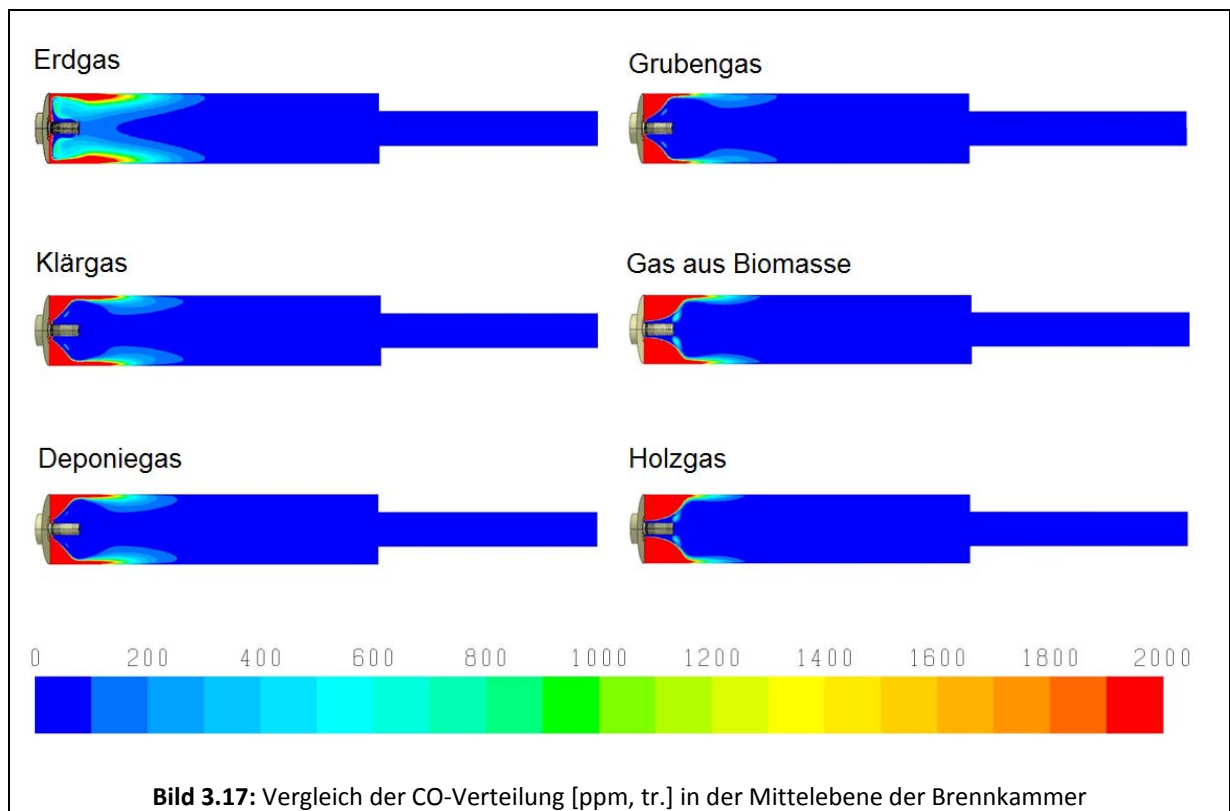
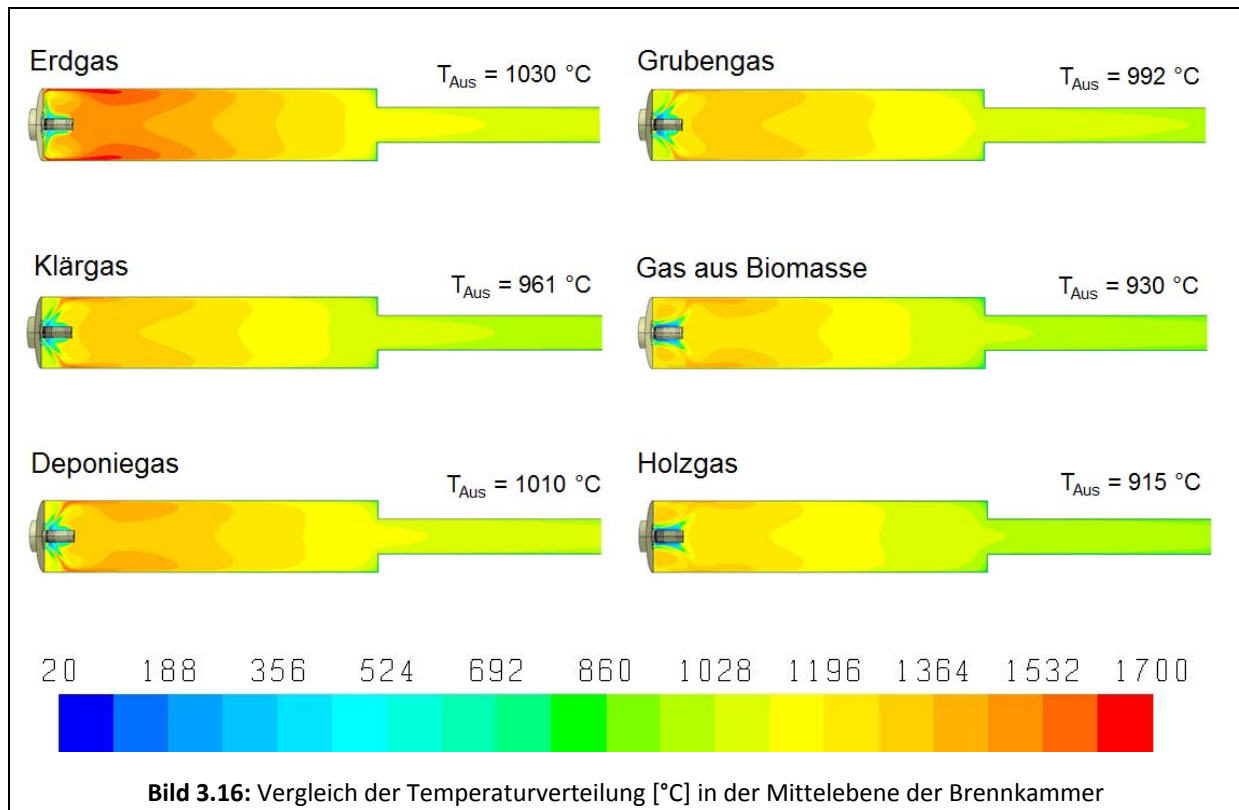


Tabelle 3.3 zeigt die berechneten Abgaswerte und die berechneten Druckverluste von Gas und Luft für die verschiedenen Brenngase. Mit den steigenden Volumenströmen des Brenngases erhöht sich der Druckverlust. Aufgrund des geringeren Luftbedarfs bei den Schwachgasen aus Biomasse und Holz ist der Druckverlust der Luft niedriger als bei den anderen Brenngasen. Die Abgas-NO_x-Werte am Austritt des Abgasrohres entsprechen den Temperaturverteilungen in der Brennkammer.

Tabelle 3.3: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x-Werte im Abgas

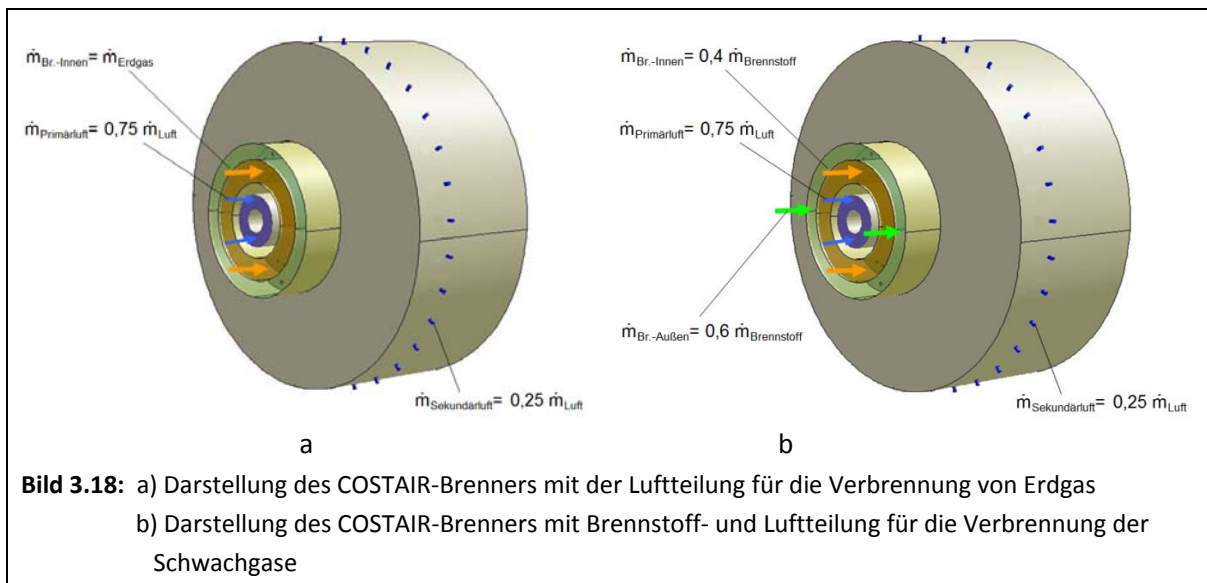
Gasart	Heizwert H _{I,n} in kWh/m ³	T _{Auslass} in °C	Δp _{Brennstoff} in mbar	Δp _{Luft} in mbar	NO _{x, Auslass} – Bezug auf 3 Vol.-% O ₂ in ppm
Erdgas	9,871	1030	18,0	112,7	36
Klärgas	3,496	961	85,6	112,1	4
Deponiegas	2,980	1010	88,1	112,3	4
Grubengas	2,490	992	148,0	111,9	2
Gas aus Biomasse	1,649	930	319,0	70,7	0
Holzgas	1,474	915	413,6	79,5	0

3.2.2.2 Ergebnisse für den COSTAIR-Brenner mit weiterer Brennstoff- und Verbrennungsluftteilung

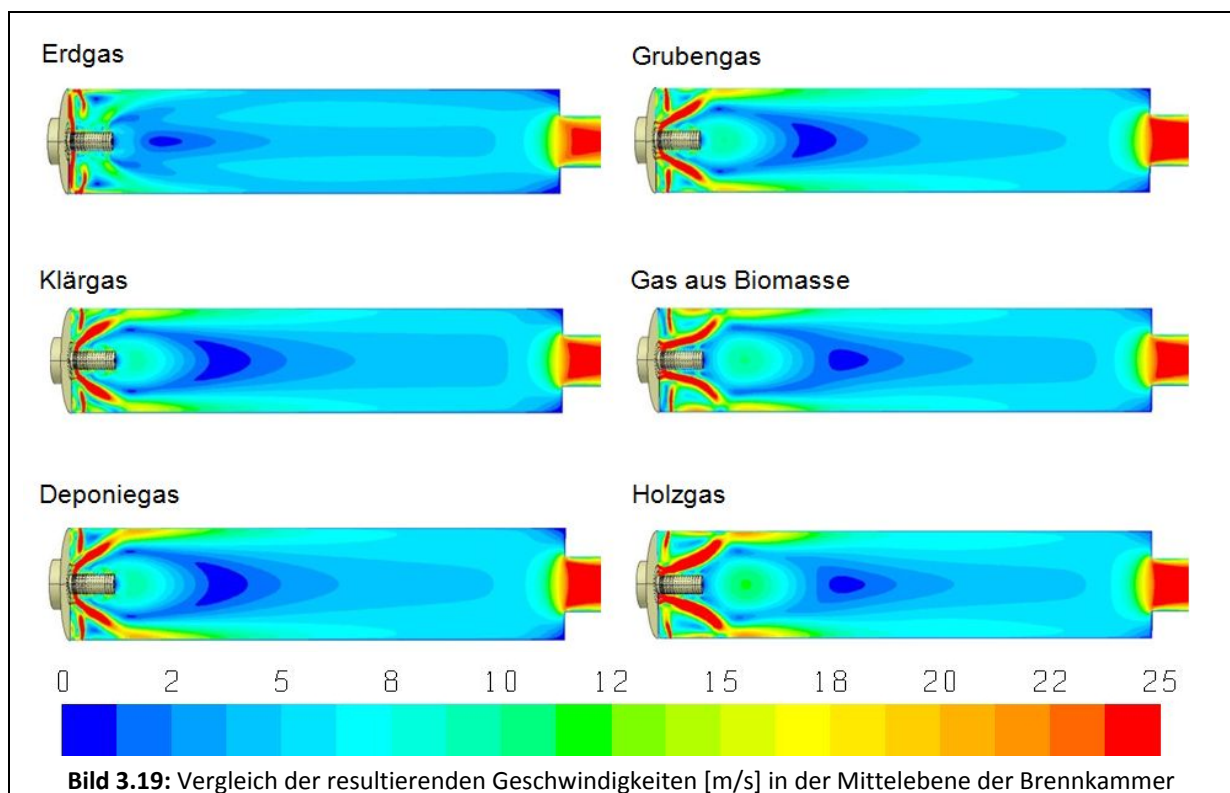
Um sowohl eine bessere Durchmischung von Schwachgas und Luft als auch eine Verringerung der Druckverluste bei diesen Brenngasen zu erreichen, wurde ein Viertel des Luftvolumenstroms durch Sekundärbohrungen an der Brennkammerwand in den Brennraum eingebracht, wie in Bild 3.20 dargestellt ist. Aus Gründen der Vergleichbarkeit wurde diese Konfiguration auch für das Erdgas simuliert.

Das Erdgas strömt durch die Gasdüsen des ersten Kreisrings in der Brennkammer. Bei der Simulation der Erdgas-Verbrennung sind die Gasdüsen auf dem zweiten Kreisring geschlossen (Bild 3.18 a).

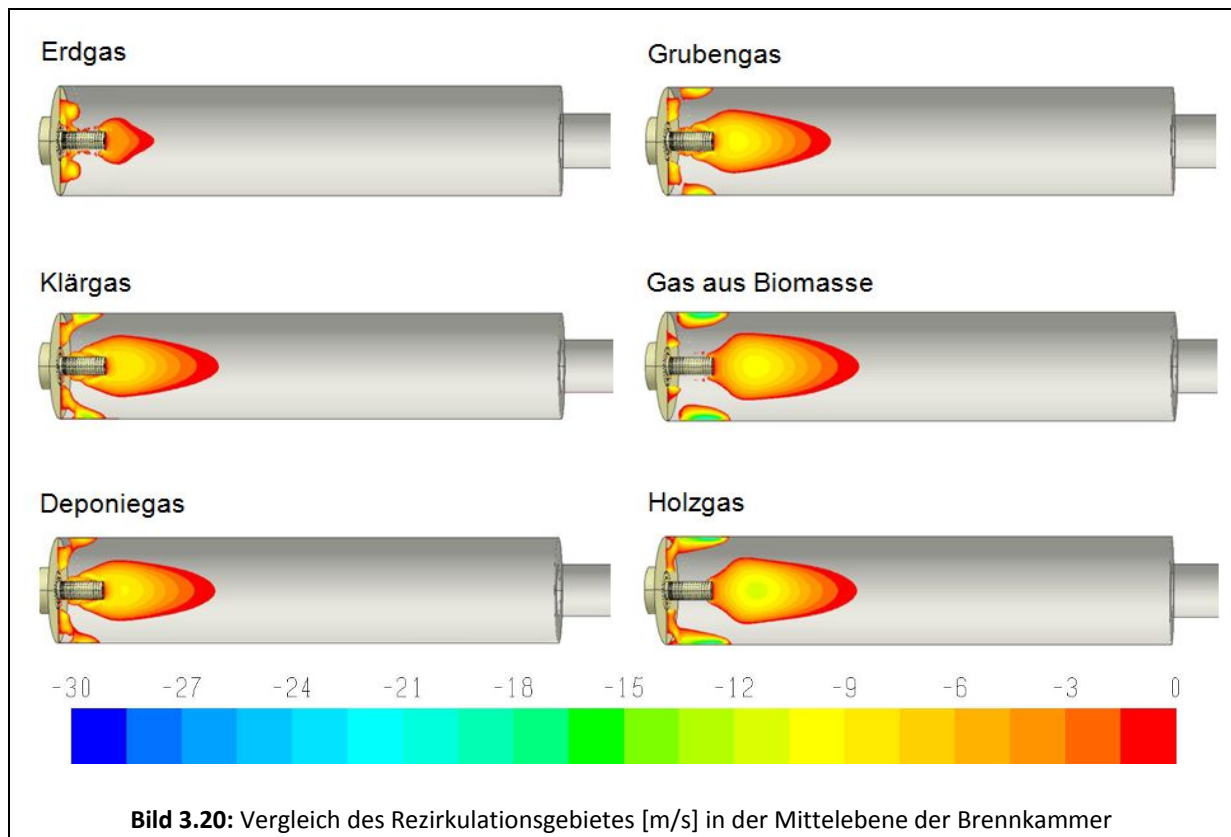
Zur Reduzierung des gaseitigen Druckverlusts bei den Schwachgasen wurde 40 Prozent des Brennstoffes durch die Gasdüsen auf dem ersten Kreisring, 60 Prozent durch die Gasdüsen auf dem zweiten Kreisring in die Brennkammer geführt (Bild 3.18 b). Die Betriebsparameter blieben unverändert.



Nachfolgend sind die Ergebnisse der Simulationen für die in Tabelle 3.2 angegebenen Gase mit Brenngas- und Luftaufteilung dargestellt. Bild 3.19 zeigt den Vergleich der resultierenden Geschwindigkeit in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung der verschiedenen Gase. Aufgrund des niedrigeren Volumenstroms beim Erdgas liegen die Geschwindigkeit und der Strömungsimpuls viel niedriger als bei Schwachgasen. Dadurch strömt die Gas-Luft-Mischung entlang der Stirnwand der Brennkammer. Wegen der Einströmung der Sekundärluft verlagert sich die Zone der Gas-Luft-Mischung bei den Schwachgasen in Richtung des Luftverteilers.



Nach der Aufteilung des Brennstoff- und des Luftstroms bei den Schwachgasen wurde keine weitere nennenswerte Ausbildung eines Rezirkulationsgebiets festgestellt, wie im Bild 3.20 erkennbar ist. Beim Erdgas hingegen ist die Rezirkulationszone viel kleiner als beim Erdgas ohne Luftteilung, da der Strömungsimpuls der Primärluft niedriger ist und die Eindüsung der Sekundärluft einen Widerstand in Richtung des Luftverteilers erzeugt.



Im Bild 3.21 ist vergleichend die berechnete Temperaturverteilung mit der Austrittstemperatur des Abgases für die unterschiedlichen Brenngase und im Bild 3.22 die CO-Verteilung dargestellt. Im Allgemeinen nimmt die Temperatur in der Reaktionszone mit den steigenden Heizwerten zu. Generell weisen die Fälle mit der zusätzlichen Luftstufung etwa 20 - 30 K höhere Abgastemperaturen auf als die Fälle ohne Luft- bzw. Brennstoffstufung, da die Rezirkulationszone durch die Aufteilung des Luftstroms weiter stromab in die Brennkammer verschoben wird.

Der Vergleich der CO-Verteilungen zeigt, dass die Ausbrandzone bei den Schwachgasen kleiner ist, was auf eine intensivere Brennstoff-Luft-Mischung in der Brennkammer aufgrund der Teilung des Brennstoffs und der Luft zurückzuführen ist (s. Bild 3.22). Bei der Verbrennung von Erdgas bildet sich eine zweite Reaktionszone nach dem Luftverteiler, da durch den niedrigen Strömungsimpuls eine schlechtere Brennstoff-Luft-Mischung erreicht wird.

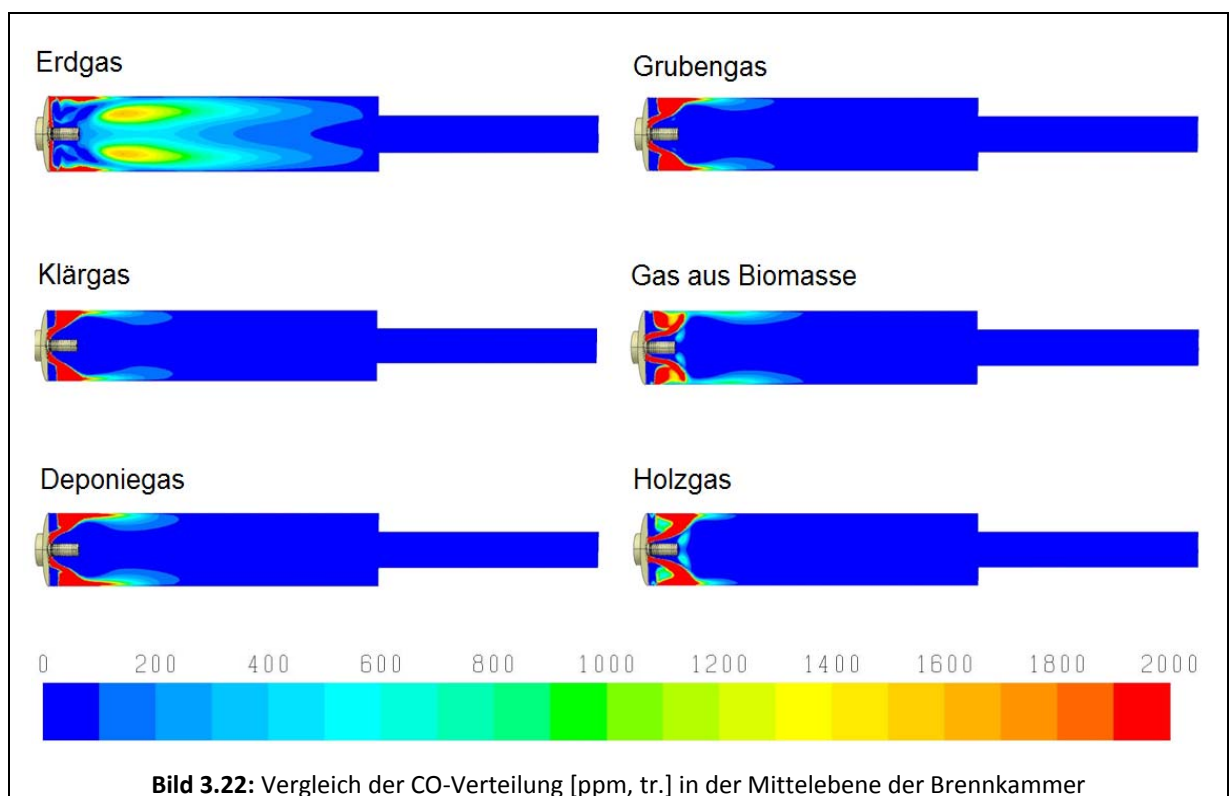
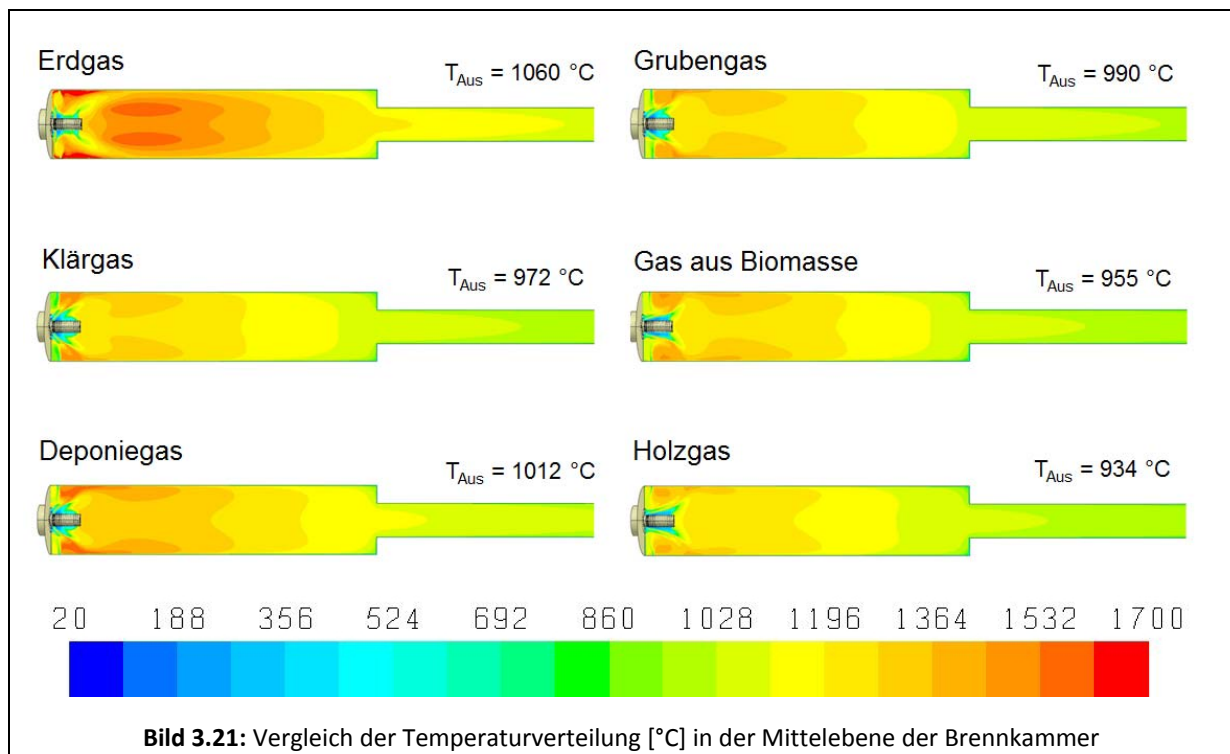


Tabelle 3.4 zeigt die berechneten Abgaswerte und Druckverluste von Gas und Luft für die verschiedenen Brenngase. Mit den steigenden Volumenströmen des Brenngases erhöht sich

auch hier der Druckverlust. Aufgrund der zusätzlichen Brennstoff- und Luftstufung sind die Druckverluste des Brennstoffs und der Luft jedoch niedriger als bei der Verbrennung der Gase ohne zusätzliche Aufteilung. Die Abgas-NO_x-Werte am Austritt des Abgasrohres spiegeln die Temperaturverteilung in der Brennkammer wieder. Die NO_x-Emissionen beim Erdgas nehmen mit der zusätzlichen Aufteilung der Luft zu, da eine zweite Reaktionszone sich nach dem Luftverteiler bildet und das lokale Temperaturmaximum in der Brennkammer dadurch um ca. 100 K höher liegt.

Anhand der Simulationen wurde festgestellt, dass die zusätzliche Aufteilung der Luft bei der Verbrennung von Erdgas eine Erhöhung der Temperatur, dadurch höhere NO_x-Emissionen in der Brennkammer verursacht. Bei den Schwachgasen hingegen ist kein nennenswerter Unterschied zwischen den Ergebnissen mit und ohne Teilung - außer der Verminderung des Druckverlustes - festzustellen.

Tabelle 3.4: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x-Werte im Abgas

Gasart	Heizwert H _{i,n} in kWh/m ³	T _{Auslass} in °C	Δp _{Br.-Innen} in mbar	Δp _{Br.-Außen} in mbar	Δp _{Pr.-Luft} in mbar	Δp _{Se.-Luft} in mbar	NO _{x, Auslass} -Bezug auf 3 Vol.-% O ₂ in ppm
Erdgas	9,871	1060	18,5	0,0	64,6	46,9	68
Klärgas	3,496	972	33,5	34,6	64,8	45,1	7
Deponiegas	2,980	1012	34,2	35,4	64,9	45,5	7
Grubengas	2,490	990	52,3	57,5	64,9	46,0	3
Gas aus Biomasse	1,649	955	106,8	119,6	41,4	24,1	0
Holzgas	1,474	934	138,6	158,8	46,6	32,8	0

Öl-Verbrennung

Nachfolgend werden die Simulationsergebnisse der Verbrennung von Heizöl EL mit einem Heizwert von ca. 9,94 kWh/l für eine Leistung von 200 kW, einer Luftzahl von 1,2 und eine Luftvorwärmtemperatur von 100 °C dargestellt. Die anderen Randbedingungen für die Simulation sind in der Tabelle 3.5 aufgelistet. Um die Rückströmung des heißen Abgases in die Brenngaskanäle zu verhindern, strömt Luft sowohl durch die Innen- und Außenringdüsen als auch durch den Luftverteiler in die Brennkammer. Die Öl-Düse wurde am Ende des Luftverteilers angebracht, und das Öl strömt durch die in der Mitte des Luftverteilers befindliche Injektordüse in die Brennkammer.

Tabelle 3.5: Randbedingungen für die Simulation der Verbrennung von Öl

Injektor-Durchmesser	0,7 mm
Öffnungswinkel des Sprays	60°
Leitungsdruck	9,0 bar
Zerstäuberstreuwinkel	6°
Öl-Dichte	840 kg/m ³
Öl-Viskosität (bei 20 °C)	0,0042 kg/m s

Bild 3.23 zeigt die Aufteilung der Luft, den Öl-Eintritt und die Ausbildung des Ölzerstäuberkegels.

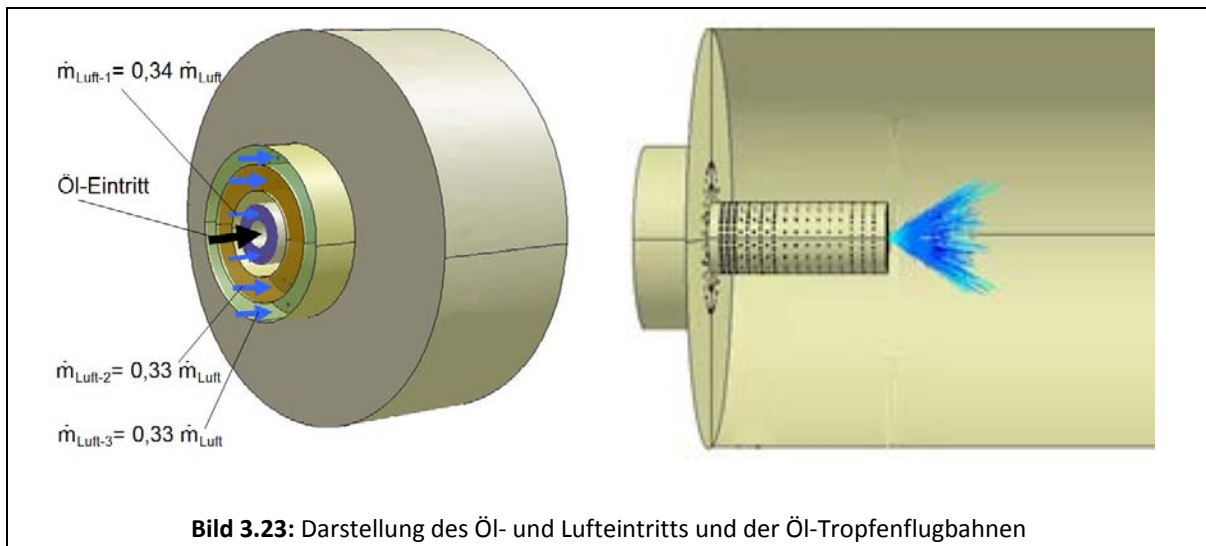
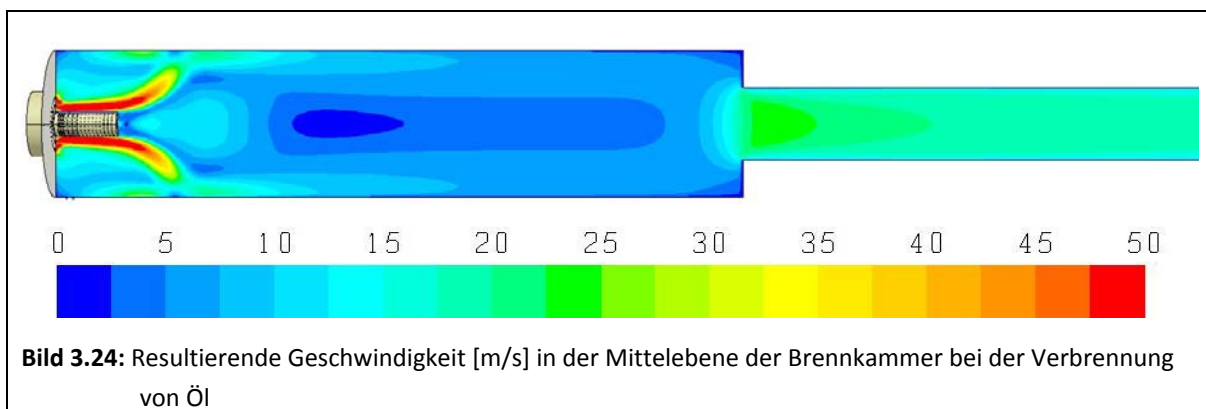
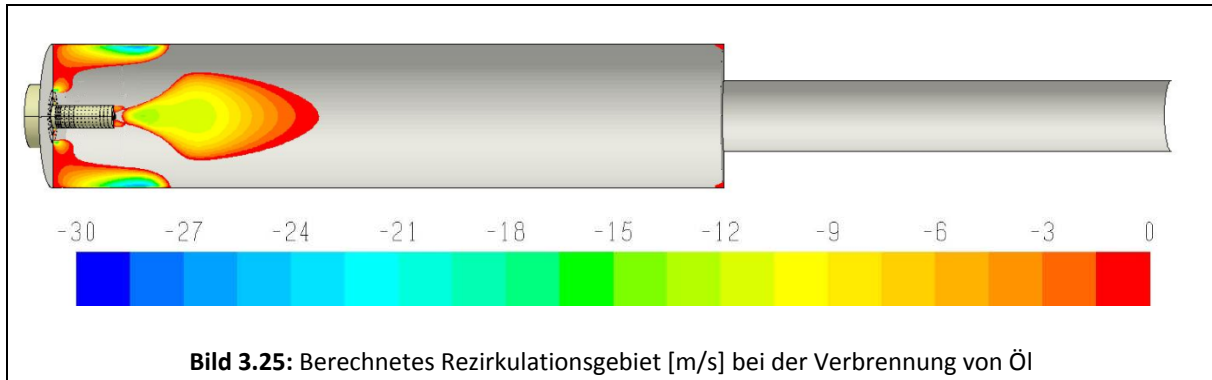


Bild 3.24 zeigt die berechnete Verteilung der resultierenden Geschwindigkeit in der Mittelebene der Brennkammer bei der Öl-Verbrennung.



Im Bild 3.25 ist das durch den Strömungsimpuls entstandene Rezirkulationsgebiet hinter dem Luftverteiler sowie zwischen dem Luftverteiler und der Außenwand dargestellt. Die Farbskala gibt Aufschluss über die auftretenden Rückströmgeschwindigkeiten.



Die Simulation der Öl-Verbrennung zeigt lokale Temperaturmaxima hinter dem Luftverteiler sowie in der Nähe der Außenwand der Brennkammer von bis zu 1865 °C und eine Temperatur am Austritt des Abgasrohres von 1012 °C, wie im Bild 3.26 zu sehen ist.

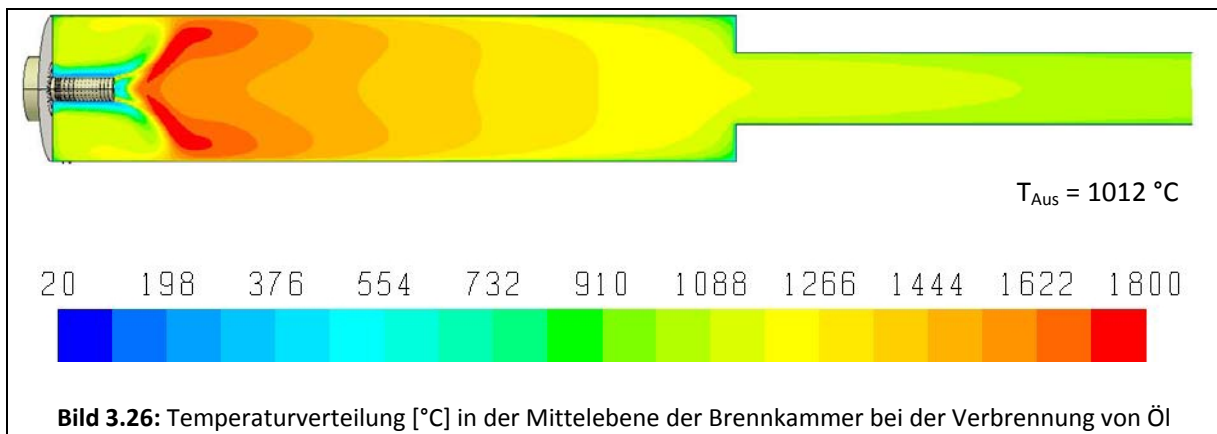
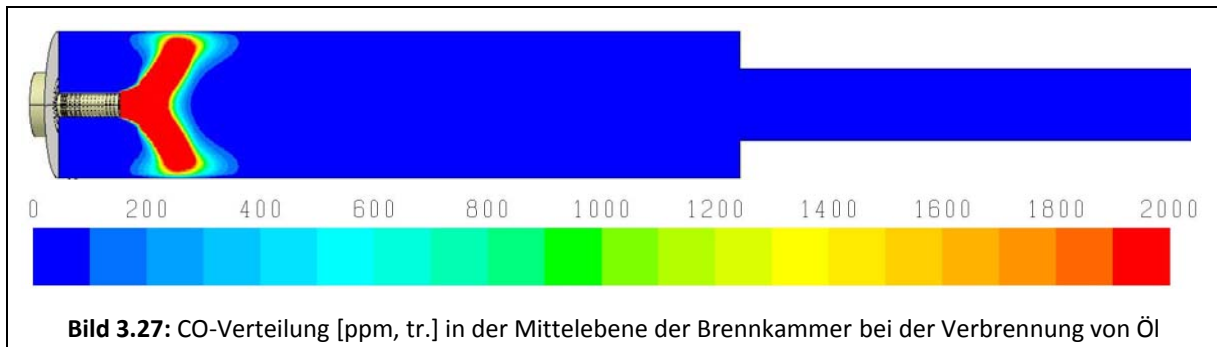
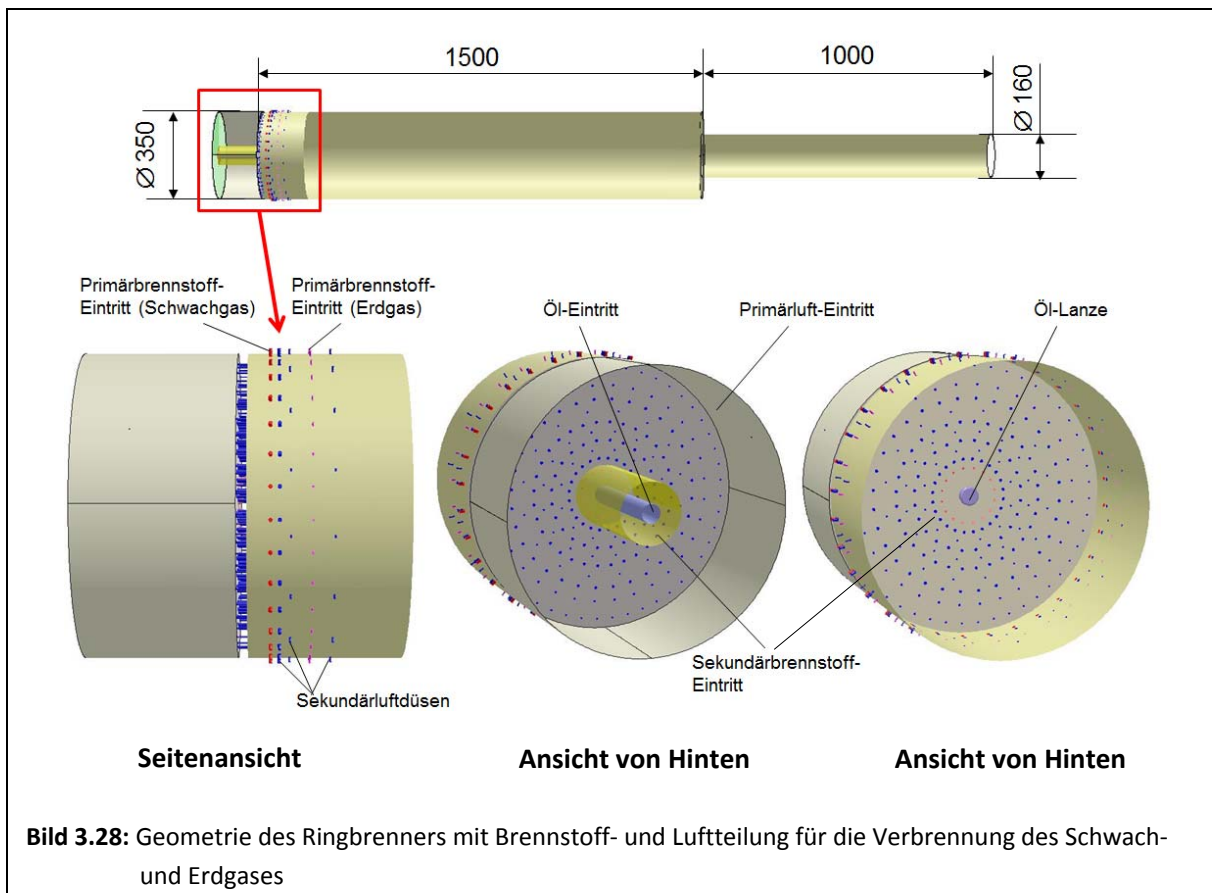


Bild 3.27 zeigt den CO-Verlauf in der Mittelebene der Brennkammer. Am Austritt des Abgasrohres wurden keine CO-Emissionen festgestellt, was einen vollständigen Ausbrand anzeigt. Hingegen wurden dort NO_x-Emissionen von 59 ppm, bezogen auf 3 Vol.-% O₂ im trockenen Abgas, bei der Verbrennung von Heizöl erreicht.



3.2.3 Ergebnisse für den Ringbrenner mit einem ersten Brennkammerdesign

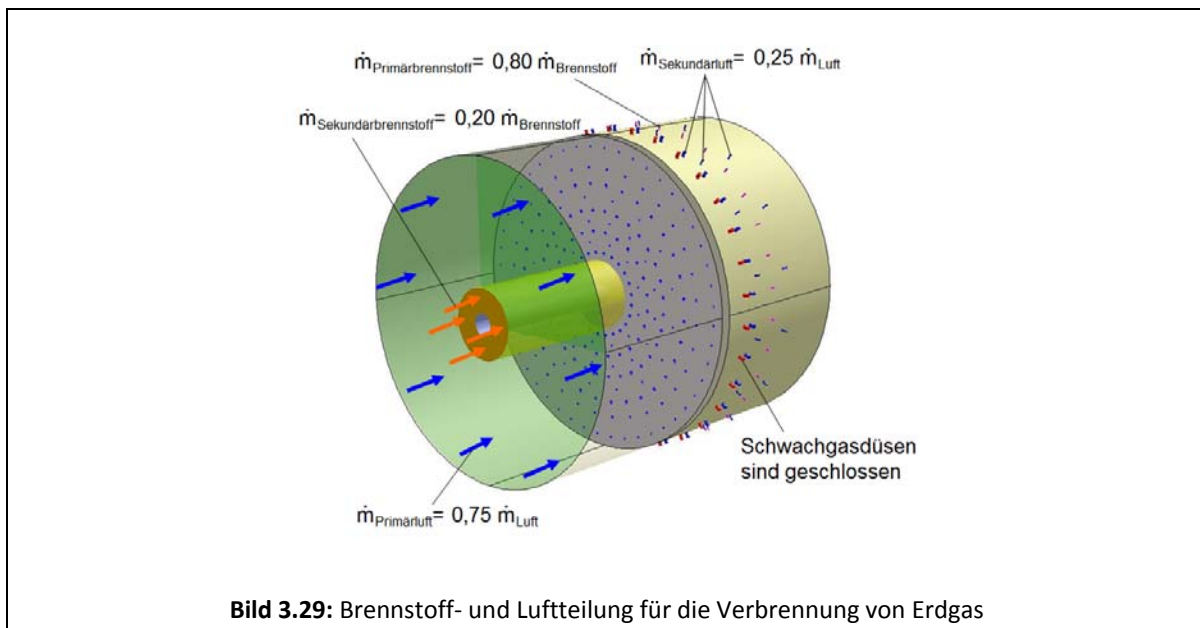
Beim Ringbrenner wird die Primärluft über eine Vielzahl von Öffnungen in der Stirnseite der Brennerplatte in den Brennraum eingedüst. Im Bild 3.28 wird die Geometrie des Ringbrenners mit den Brennstoff- und Luftbohrungen dargestellt. Im Detail sind dabei die unterschiedlichen Bohrungen für Verbrennungsluft, Erdgas und Schwachgas sowie die Öl-Lanze zu erkennen. Beim Ringbrenner werden sowohl der Brennstoff als auch die Verbrennungsluft in einen Primär- und einen Sekundärstrom aufgeteilt. Für die primäre Eindüsung des Brennstoffes Erdgas wurden 32 Bohrungen mit einem Durchmesser von 1,4 mm und für Schwachgas mit einem Durchmesser von 3,0 mm durch die Mantelfläche der Brennkammer gebohrt. Die 16 Bohrungen des Sekundärbrennstoffes mit einem Durchmesser von 2,0 mm und einem Anstellwinkel von 30° sind auf dem ersten Kreisring um die Öl-Düse herum angeordnet. Ohne die sekundäre Eindüsung des Brennstoffes liegt eine kalte Zone in der Mitte der Brennkammer nahe der Öl-Düse. Die Primärluft wird durch Bohrungen auf der Stirnwand in der Brennkammer eingeleitet. Um eine weitere Luftstufung zu erreichen, wird ein Teil der Verbrennungsluft durch Bohrungen in der Mantelfläche in die Brennkammer eingedüst. Diese Sekundärluft verhindert, dass die primäre Brennstoffeindüsung senkrecht zur Hauptachse des Brenners durch die Düsen in der Mantelfläche, durch die Hauptströmung sofort in Richtung der Brennkammerwand umgelenkt wird.



Erdgas-Verbrennung

Die Verbrennungssimulation für den Ringbrenner wurde zuerst mit Erdgas bei einer Leistung von 200 kW für eine Luftzahl von 1,2 durchgeführt. Die anderen Betriebsparameter bleiben unverändert zur COSTAIR-Brenner-Simulation.

75 % der Verbrennungsluft strömen durch die Bohrungen auf der Stirnwand als Primärluft, der Rest durch die Sekundärluftbohrungen in die Brennkammer. 20 % des Brennstoffes werden durch die Gasdüsen auf dem ersten Kreisring und 80 % durch die Erdgasdüsen auf der Mantelfläche in die Brennkammer geführt, wie Bild 3.29 zeigt. Bei der Simulation der Erdgas-Verbrennung sind die Düsen für das Schwachgas geschlossen.



Im Bild 3.30 sind die mit dem Parameter Geschwindigkeit eingefärbten Stromlinien der Brennstoff- und Luftströme bei der Erdgas-Verbrennung dargestellt. Die Verläufe der Stromlinien zeigen, dass es zu einer Rückströmung in Richtung der Brennkammerwand kommt.

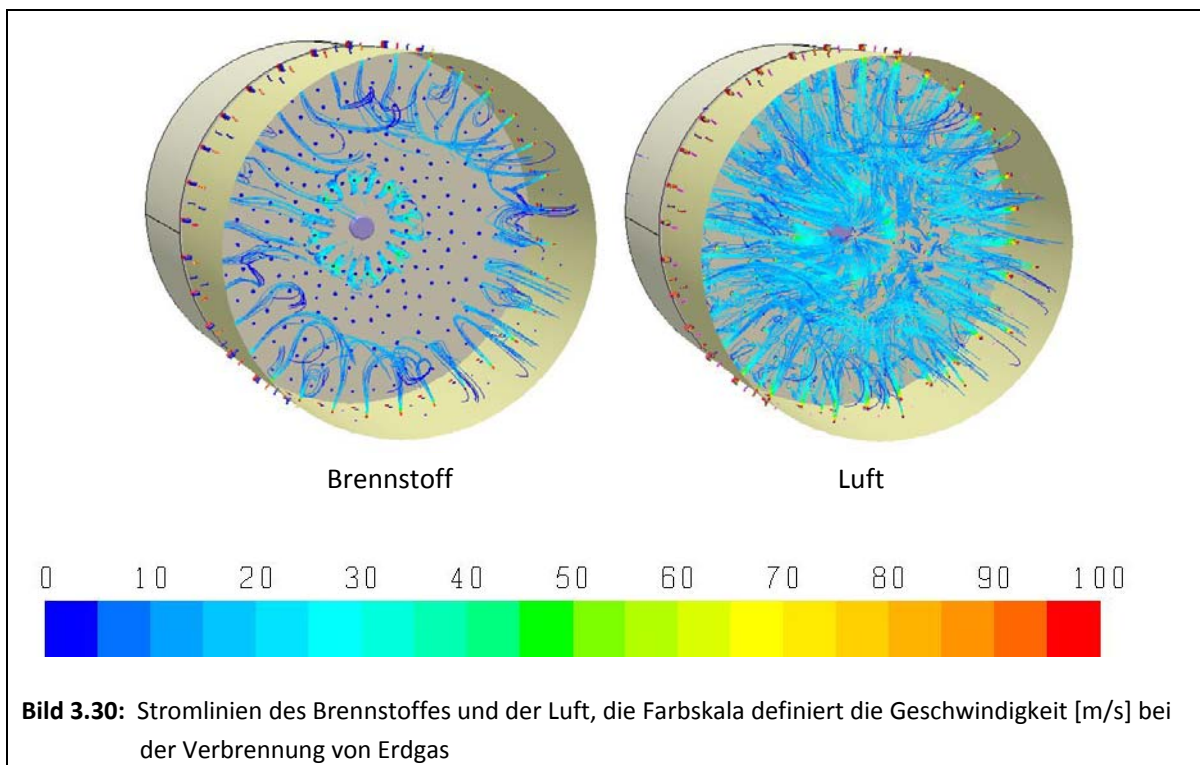
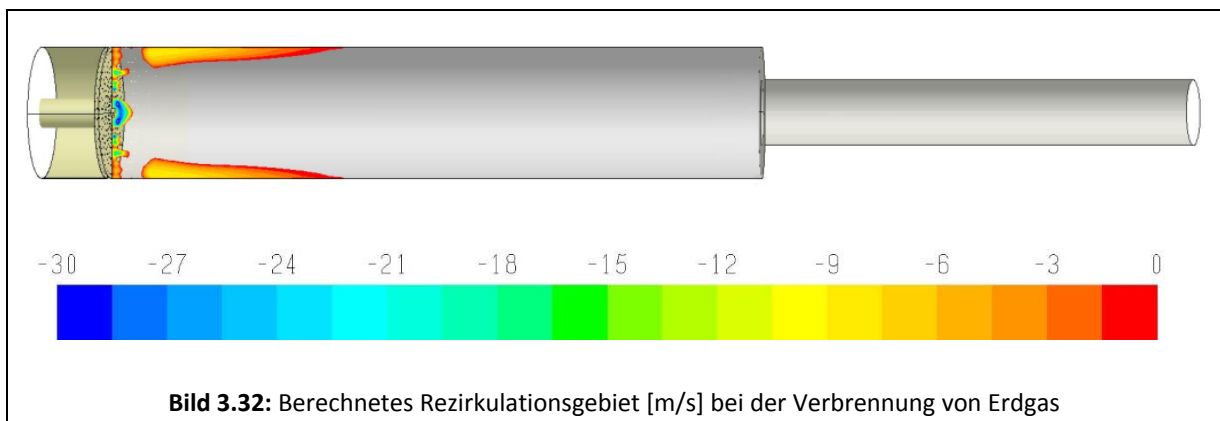
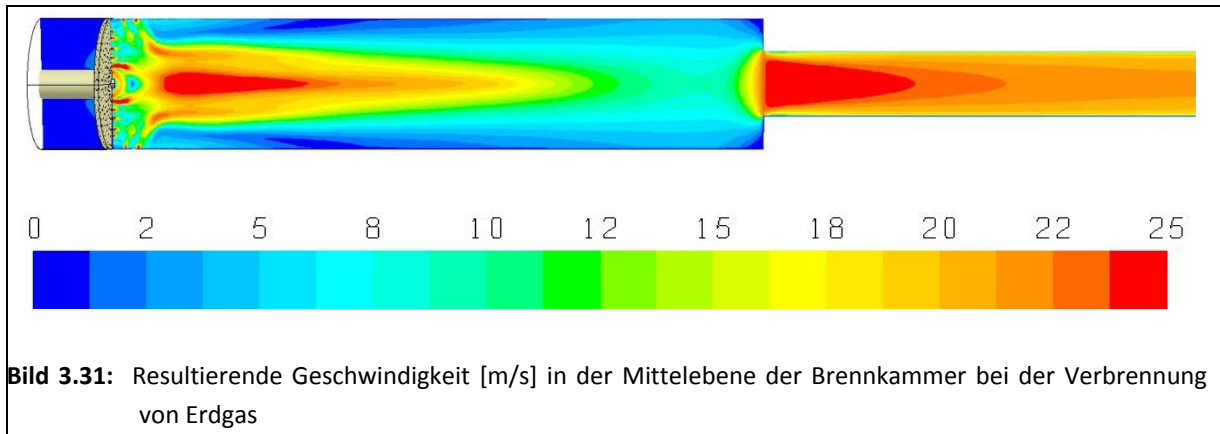
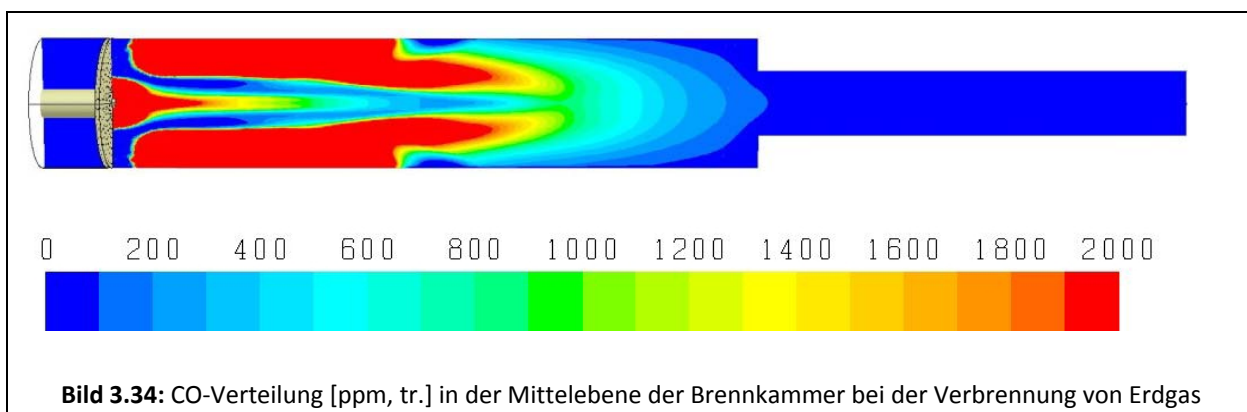
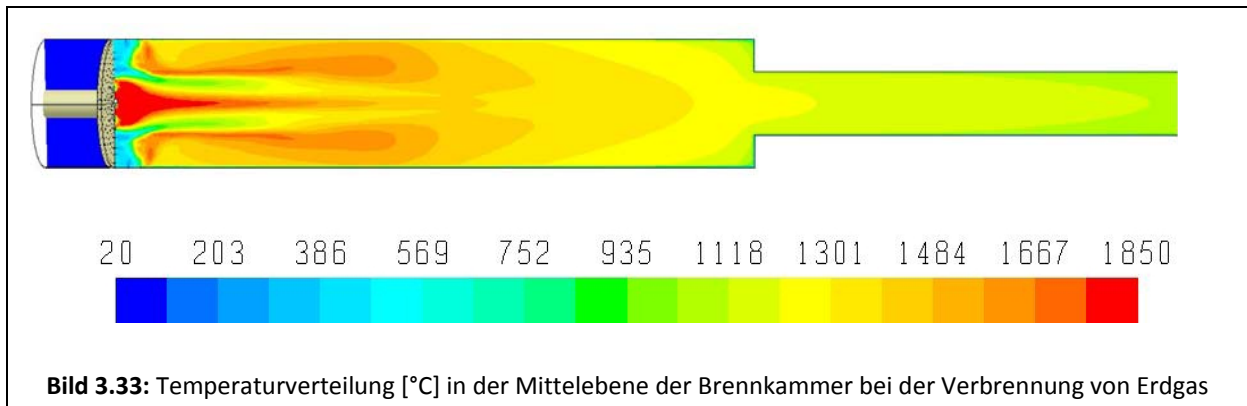


Bild 3.31 zeigt die berechnete Verteilung der resultierenden Geschwindigkeiten in der Mittelebene der Brennkammer. Aufgrund der Ausbildung des Rückströmgebietes nahe der Brennkammerwand (s. Bild 3.32) wird die Strömung in die Mitte der Brennkammer gedrückt.

Die Farbskala im Bild 3.32 gibt Aufschluss über die auftretenden Rückströmgeschwindigkeiten. Die Rückströmung des Abgases in die Reaktionszone hinein verdünnt das lokale Brennstoff-Luft-Gemisch.



Die Bilder 3.33 und 3.34 zeigen die Temperatur- und CO-Verteilungen in der Mittelebene der Brennkammer für den Ringbrenner bei der Erdgas-Verbrennung. Die Temperatur am Austritt des Abgasrohres beträgt ca. 1090 °C. Aus der CO-Verteilung ist erkennbar, dass sich zwei Reaktionszonen ausbilden, die erheblich länger als beim COSTAIR-Brenner sind. Eine Reaktionszone befindet sich unmittelbar mittig an der Brennerstirnwand. Die zweite Reaktionszone bildet sich entlang der Wände aus. Am Austritt des Abgasrohres wurden keine CO-Emissionen festgestellt. Hingegen wurden dort NO_x-Emissionen von 65 ppm, bezogen auf 3 Vol.-% O₂ im trockenen Abgas, berechnet.



Schwachgas-Verbrennung

Mit Hilfe von CFD-Simulationen wurde des Weiteren die Verbrennung der in der Tabelle 3.1 angegebenen Schwachgase im Ringbrenner untersucht. Im Bild 3.35 ist die Aufteilung der Brennstoff- und der Verbrennungsluftmassenströme bei der Verbrennung der Schwachgase dargestellt. Die Erdgasdüsen sind in diesem Fall geschlossen. Bei der Simulation der Schwachgase entsprechen die Randbedingungen und die Betriebsparameter denen der entsprechenden Simulationen des COSTAIR-Brenners.

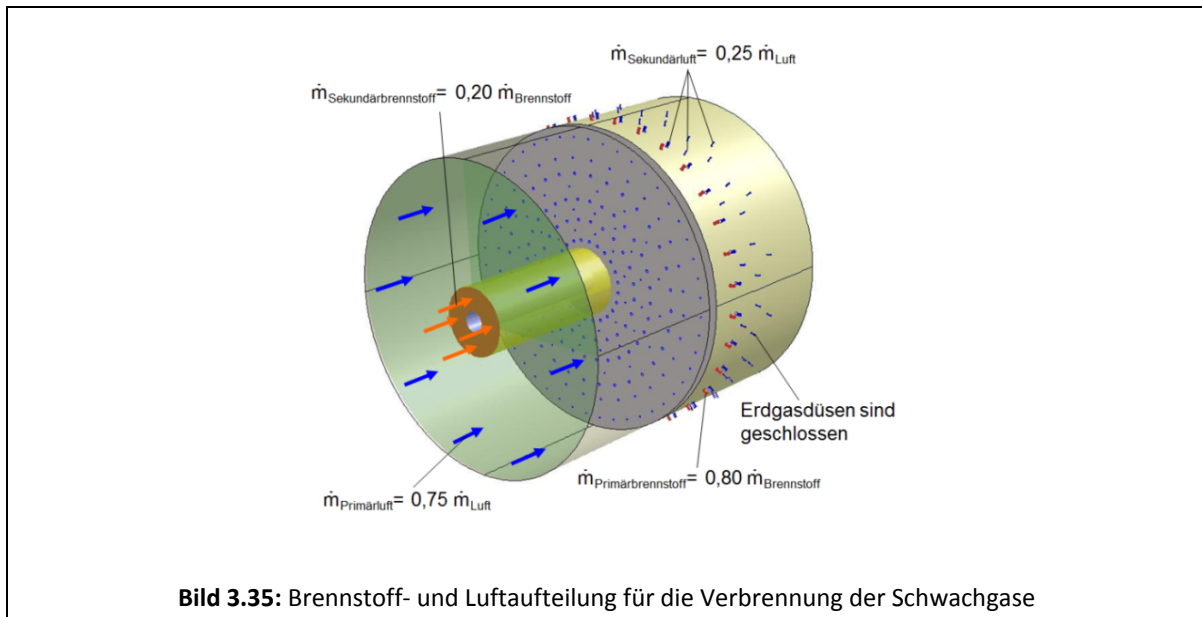
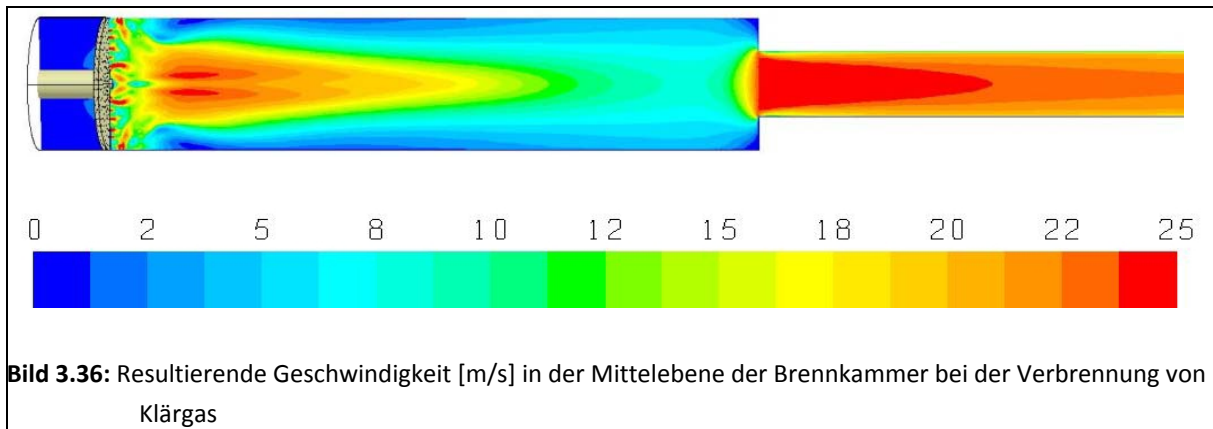
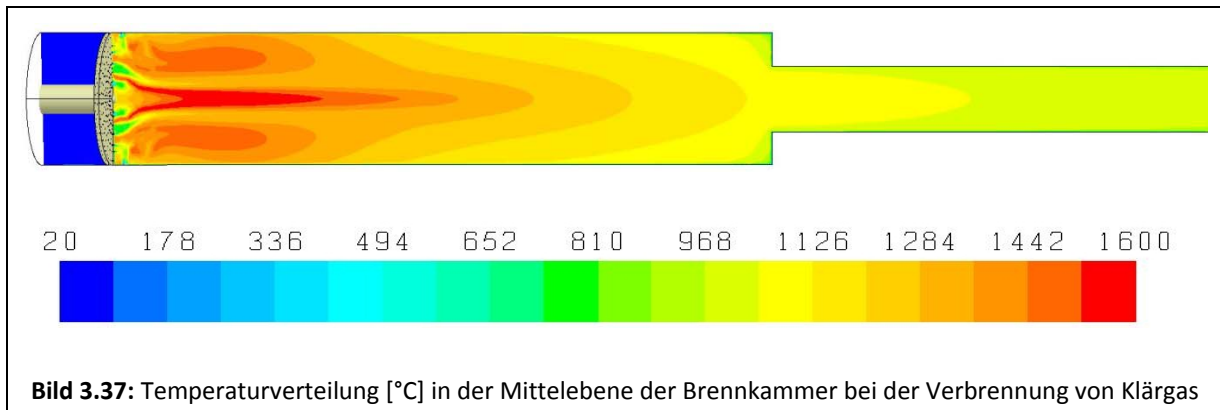


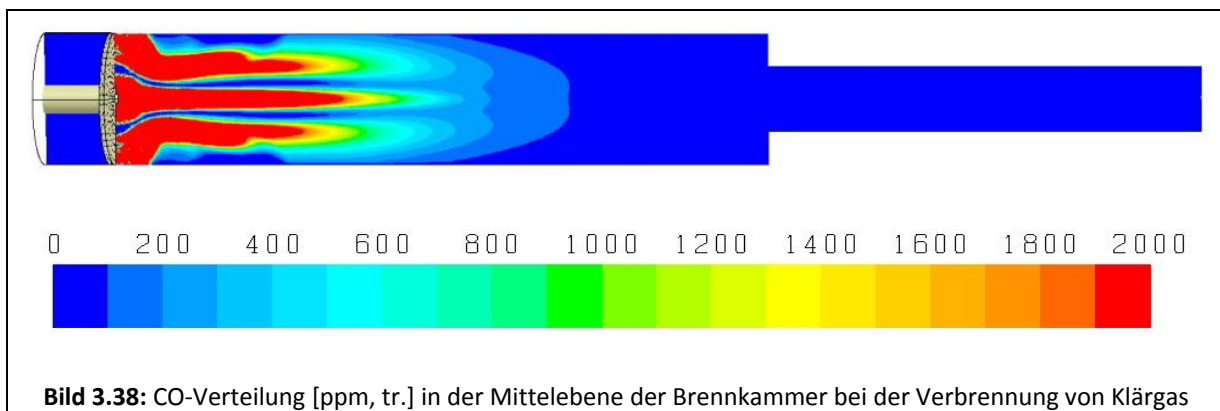
Bild 3.36 zeigt die berechnete Verteilung der resultierenden Geschwindigkeit in der Mittelebene der Brennkammer bei der Verbrennung des Klärgases.



Die Simulation der Verbrennung von Klärgas zeigt lokale Temperaturmaxima in der Mitte der Brennkammer von bis zu 1606 °C und eine Temperatur am Austritt des Abgasrohres von ca. 990 °C, wie im Bild 3.37 erkennbar ist.

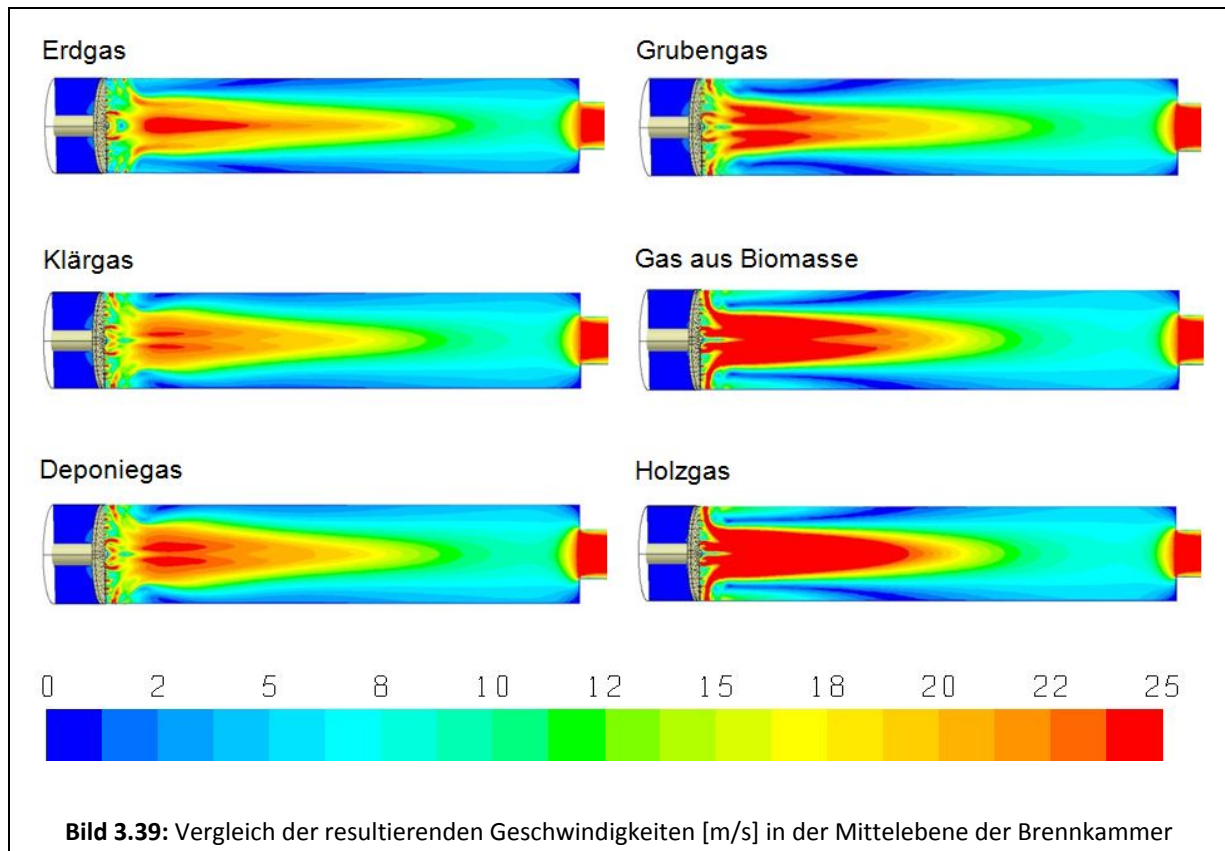


An der CO-Verteilung im Bild 3.38 ist erkennbar, dass sich die mittlere Reaktionszone in der Brennkammer verlängert und die Reaktionszonen an der Brennkammerwand verkürzen. Am Austritt des Abgasrohres wurden keine CO-Emissionen festgestellt. Hingegen wurden dort NO_x-Emissionen von 5 ppm, bezogen auf 3 Vol.-% O₂ im trockenen Abgas, festgestellt.

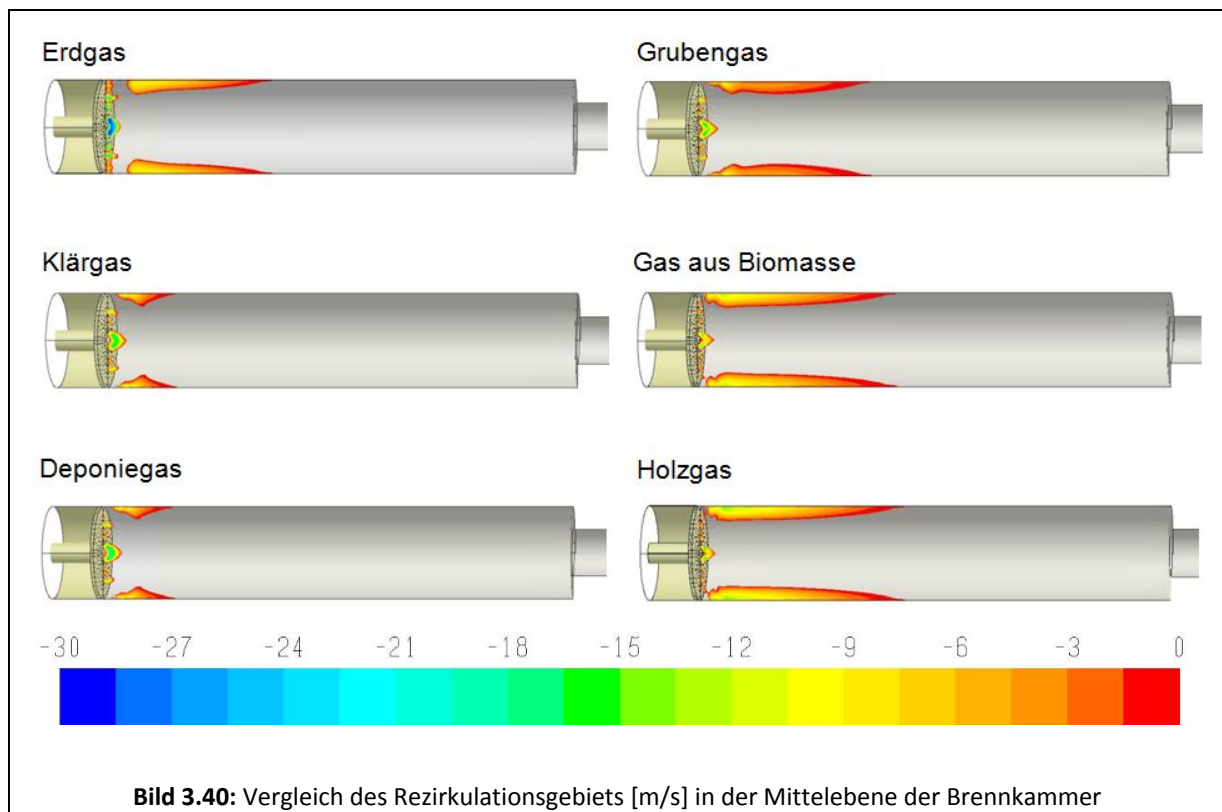


Nachfolgend sind die Ergebnisse der numerischen Berechnungen für die in Tabelle 3.1 angegebenen Gase beim Ringbrenner dargestellt. In Bild 3.39 sind die resultierenden Geschwindigkeiten als Vergleich in der Mittelebene der Brennkammer für verschiedene Gase dargestellt. Aufgrund der höheren Volumenströme beim Gas aus Biomasse und Holzgas liegen die Geschwindigkeiten und die Strömungsimpulse viel höher als bei den anderen Gasen. Dadurch findet eine intensivere Brennstoff-Luft-Mischung in der Brennkammer statt.

Mit steigenden Volumenströmen der schwachkalorigen Brenngase (Klärgas, Deponiegas und Grubengas) nimmt die Geschwindigkeit im Abgasrohr zu, wobei der Luftmassenstrom für diese vier Brenngase annähernd identisch ist. Aufgrund des niedrigeren spezifischen Luftbedarfs bei der Verbrennung von Gas aus Biomasse und Holzgas sind die Geschwindigkeiten niedriger als beim Grubengas, obwohl die Volumenströme der Brenngase viel höher sind.



Wegen der niedrigeren Gasgeschwindigkeiten beim Klär- und Deponiegas bildet sich eine kleine Rezirkulationszone in der Brennkammer, wie im Bild 3.40 zu sehen ist. Bei der Verbrennung der Gase aus Biomasse und Holz wurde ein größeres Rezirkulationsgebiet an der Brennkammerwand festgestellt. Ursache hierfür sind die höheren Eintrittsgeschwindigkeiten in die Brennkammer in beiden Fällen.

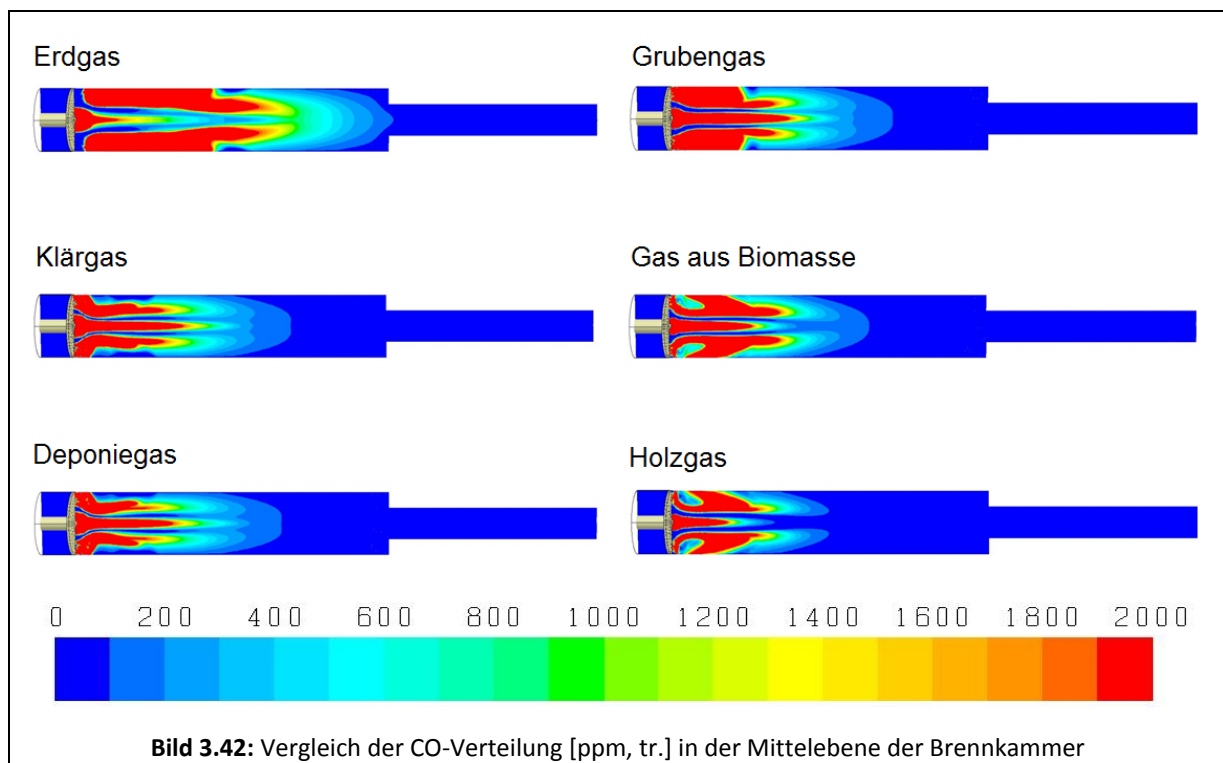
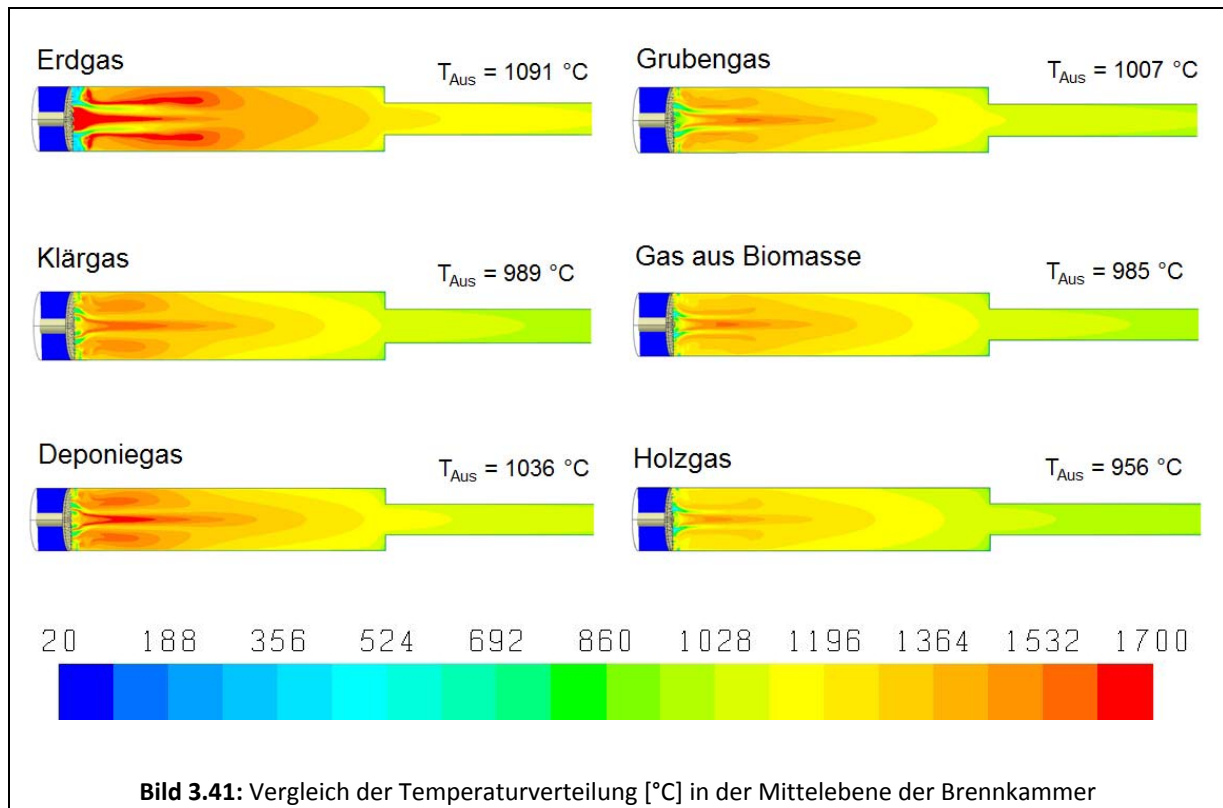


Die Bilder 3.41 und 3.42 zeigen die Temperatur- und CO-Verteilung in der Mittelebene der Brennkammer für die unterschiedlichen Schwachgase.

Die Absenkung der Temperatur in der Reaktionszone bei den Schwachgasen lässt sich durch den geringeren Heizwert des Gases und die höhere spezifische Wärmekapazität des CO₂ erklären.

Durch den höheren CO₂-Anteil in der Klärgas-Zusammensetzung ist die Temperatur in der Brennkammer und am Austritt des Abgasrohres niedriger als bei der Verbrennung von Deponie- und Grubengas, obwohl das Klärgas einen erheblich höheren Heizwert aufweist.

Die intensive Schwachgas-Luft-Durchmischung aufgrund der höheren Strahlimpulse führt bei den Schwachgasen zu kleineren Reaktionszonen als bei Erdgas, wie im Bild 3.42 zu sehen ist. Die Simulationsergebnisse ergaben keine CO-Emissionen am Austritt des Abgasrohres.



In Tabelle 3.6 sind die Abgastemperatur- und NO_x -Emissionswerte sowie die berechneten Druckverluste von Gas und Luft für die verschiedenen Gase aufgelistet. Mit steigenden Vo-

lumenströmen erhöht sich der Druckverlust beim Brenngas und der Verbrennungsluft. Der Vergleich der Fälle zeigt, dass, mit Ausnahme des Klärgases, in allen Fällen die Abgastemperatur am Auslass proportional zum Heizwert des Brenngases ist. Die Abweichung des Klärgases erklärt sich durch den hohen CO₂-Anteil im Brenngas, wodurch aufgrund der höheren isobaren Wärmekapazität mehr Wärme pro Masseneinheit gebunden wird als bei den anderen Gasen. Die Druckverluste für Gas und Luft sind etwas geringer als bei der COSTAIR-Variante. Die NO_x-Emissionen liegen auf einem ähnlichen Level und zeigen dieselben Tendenzen.

Tabelle 3.6: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x-Werte

Gasart	Heizwert H _{i,n} in kWh/m ³	T _{Auslass} in °C	Δp _{Pr.-Gas} in mbar	Δp _{Se.-Gas} in mbar	Δp _{Pr.-Luft} in mbar	Δp _{Se.-Luft} in mbar	NO _{x, Auslass} – Bezug auf 3 Vol.-% O ₂ in ppm
Erdgas	9,871	1091	21,0	4,7	56,2	24,0	74
Klärgas	3,496	989	24,3	27,8	57,3	25,5	9
Deponiegas	2,980	1036	24,4	28,3	57,4	25,6	9
Grubengas	2,490	1007	32,7	44,4	57,5	25,2	5
Gas aus Biomasse	1,649	975	58,6	96,5	39,8	19,4	0
Holzgas	1,474	956	72,2	124,8	41,2	19,3	0

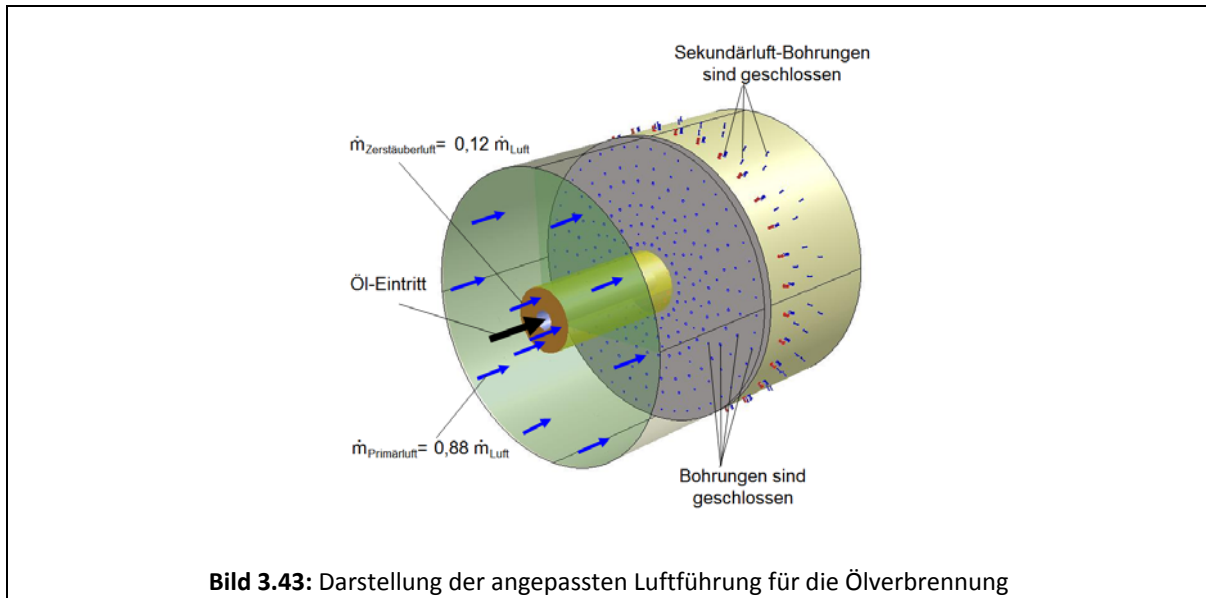
Öl-Verbrennung

Nachfolgend werden die Simulationsergebnisse der Verbrennung von Heizöl EL dargestellt. Die anderen Betriebsparameter und Randbedingungen bleiben unverändert, wie beim COSTAIR-Brenner.

Bei der Simulation der Heizölverbrennung im Ringbrenner sind die Bohrungen für die Sekundärluft geschlossen. Bei ersten Simulationen, bei denen alle Primärluftbohrungen geöffnet waren, wurde festgestellt, dass sich die Reaktionszone aufgrund des niedrigeren Strömungsimpulses der Verbrennungsluft in Richtung des Abgasrohres verschiebt. Dadurch wurden am Austritt des Abgasrohres höhere Abgastemperaturen und höhere NO_x-Emissionen berechnet.

Um eine intensivere Öl-Luft-Mischung zu erreichen, wurden daher die Luftbohrungen auf den äußeren vier Kreisringen geschlossen. 12 % der Verbrennungsluft strömt als Zerstäuber-

luft durch den inneren Kreisring, der Rest strömt durch die Primärluftbohrungen auf den ersten fünf Kreisringen in der Brennkammer, wie im Bild 3.43 dargestellt ist.



Im Bild 3.44 sind die mit dem Parameter Geschwindigkeit eingefärbten Öltröpfenflugbahnen und die Stromlinien der Luft bei der Öl-Verbrennung dargestellt.

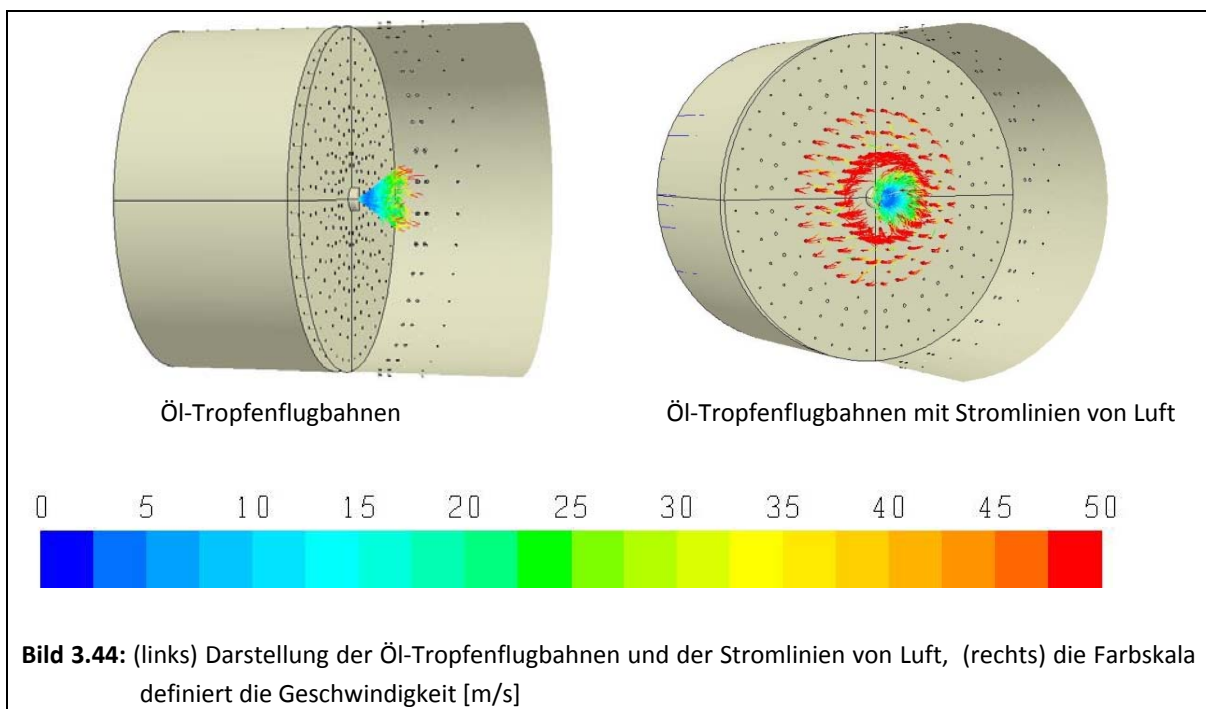
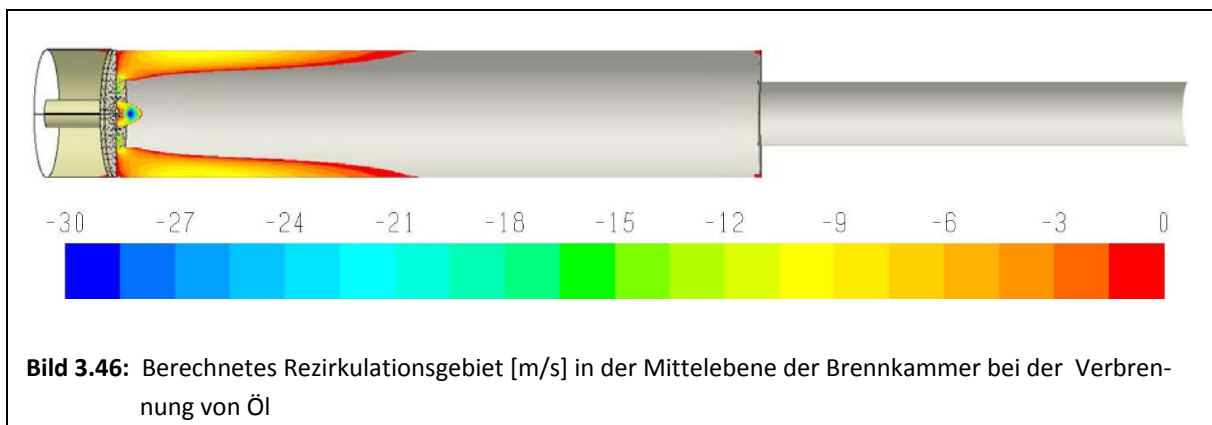
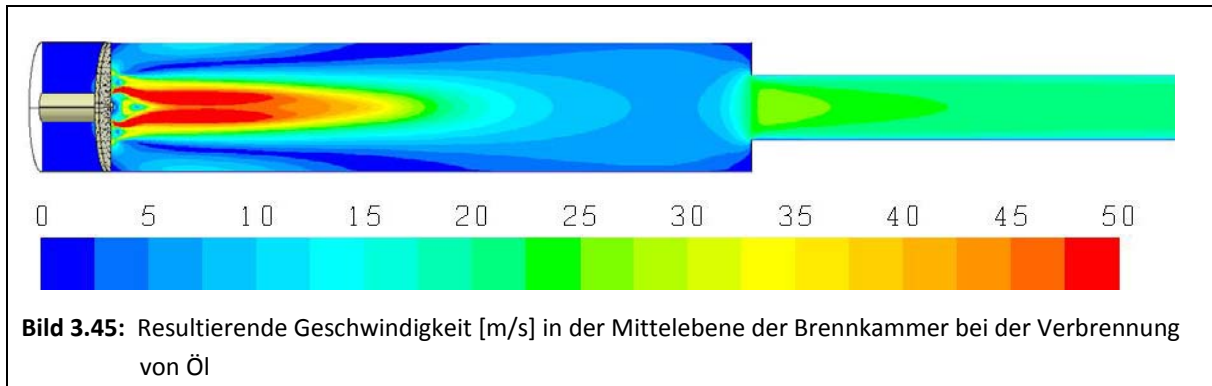


Bild 3.45 zeigt die berechnete Verteilung der resultierenden Geschwindigkeiten in der Mittelebene der Brennkammer bei der Öl-Verbrennung. Aufgrund der höheren Geschwindigkeit

der Zerstäuberluft und der geschlossenen Luftbohrungen an der Brennkammerwand bildet sich ein Rezirkulationsgebiet entlang der Brennkammerwand, wie im Bild 3.46 sichtbar.



Im Bild 3.47 ist die berechnete Temperaturverteilung in der Mittelebene der Brennkammer dargestellt. Die Hauptreaktionszone befindet sich in der Mitte der Brennkammer. Die Simulation der Verbrennung von Heizöl zeigt lokale Temperaturmaxima von bis zu 1980 °C und eine Temperatur am Austritt des Abgasrohres von 1095 °C. Die Reaktionszone wird weit in die Brennkammer hineinverschoben.

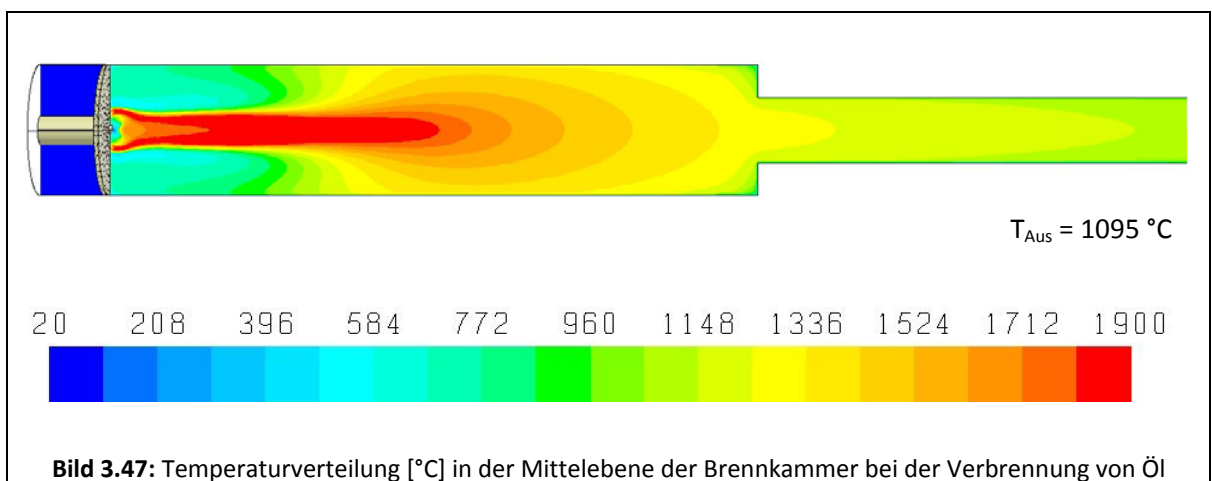
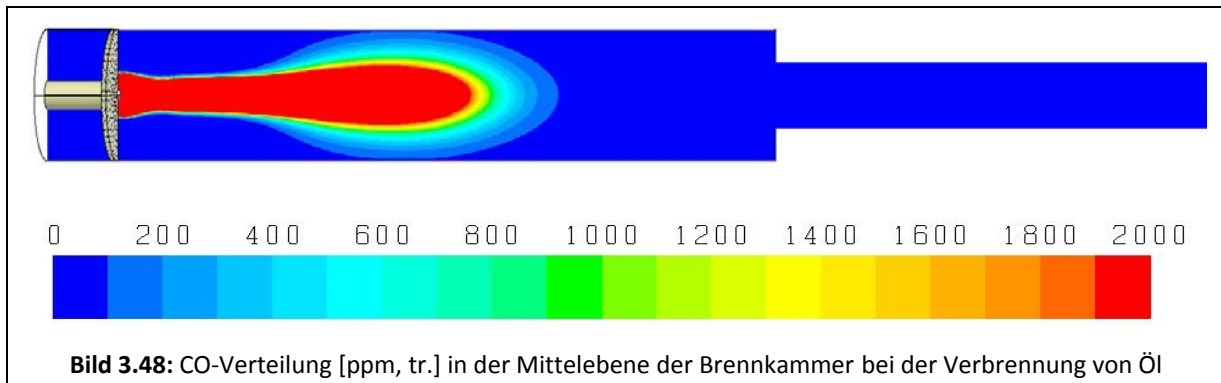


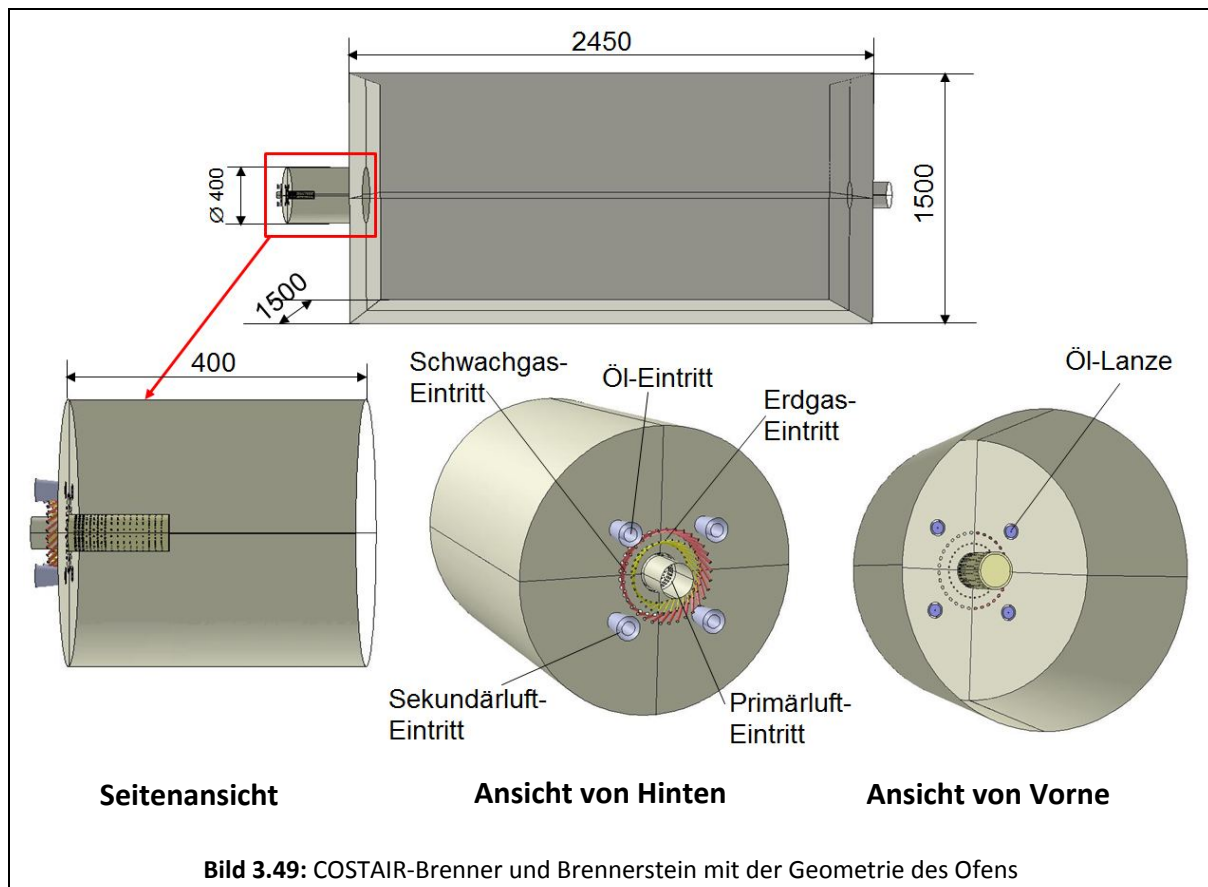
Bild 3.48 zeigt die CO-Verteilung in der Mittelebene der Brennkammer. Die Simulationsergebnisse ergaben keine CO-Emissionen am Austritt des Abgasrohres. Aufgrund der höheren Temperaturen in der Reaktionszone entstehen auch dort die höchsten NO_x -Werte. Am Austritt des Abgasrohres ergeben sich NO_x -Emissionen von 117 ppm, bezogen auf 3 Vol.-% O_2 im trockenen Abgas.



3.2.4 Ergebnisse für den COSTAIR-Brenner mit der realen Ofenraumgeometrie

Aufgrund der Ergebnisse der bereits vorgestellten numerischen Untersuchungen wurde entschieden, weitere Simulationen eines modifizierten COSTAIR-Brenners mit einem Brennerstein für den Brennerprüfstand des GWI durchzuführen. Im Bild 3.50 sind die Geometrien des Ofens und des Brennersteins mit montiertem COSTAIR-Brenner dargestellt. Um die benötigten Rechenzeiten für die Simulationen zu verkürzen, wurde die simulierte Geometrie unter Ausnutzung periodischer Randbedingungen auf ein Viertel der Anlage. Der Brennerstein hat eine Länge von 400 mm und einen Innendurchmesser von 400 mm bei einer Wanddicke von 80 mm. Um die Ölverbrennung zu verbessern, wurden statt einer Öldüse 4 Öldüsen um den Luftverteiler herum angebracht. Die 4 Öl-Düsen sind auf der Stirnwand des Brennersteins mit konischen Kanälen für die Zerstäuber-Luft angeordnet.

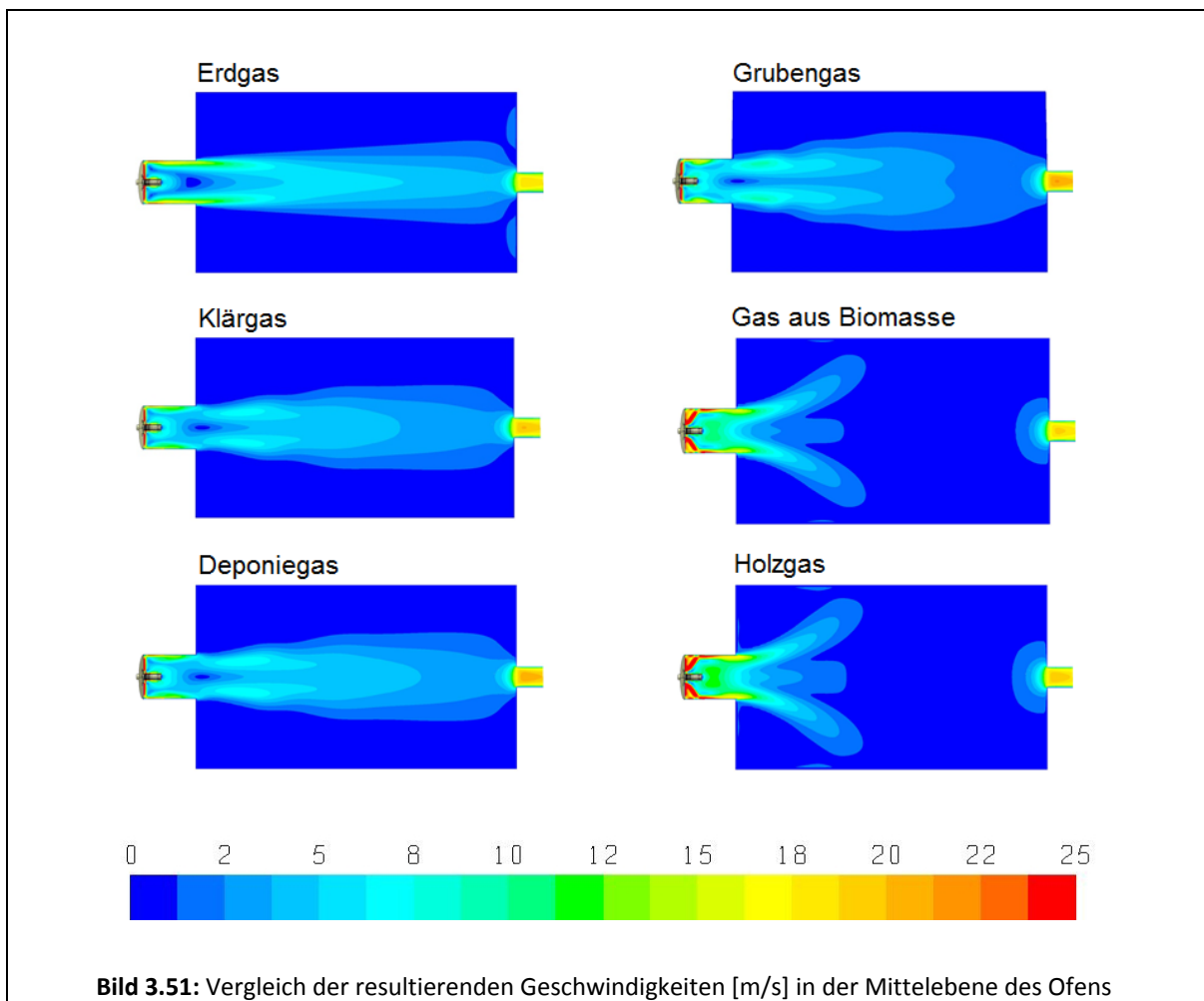
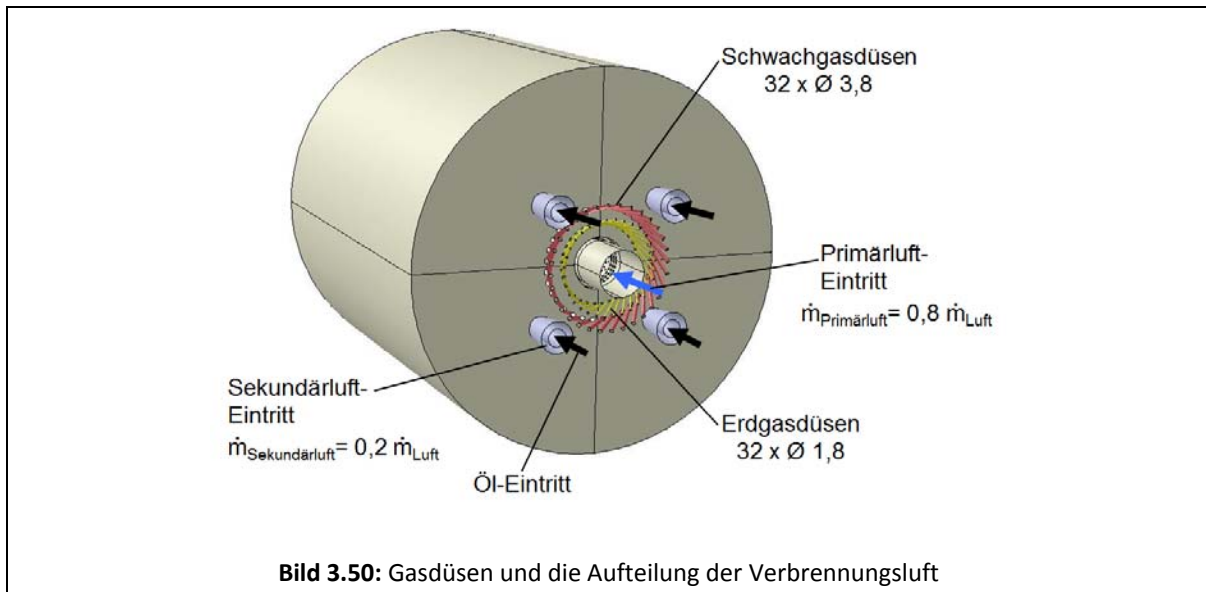
Um die Strömungsimpulse des Erdgases zu erhöhen, wurde der Durchmesser der Erdgasdüsen verkleinert, während der Durchmesser der Schwachgasdüsen hingegen vergrößert wurde, um die Druckverluste zu reduzieren. Die 32 Erdgasdüsen mit einem Durchmesser von 1,8 mm (vorher 2,4 mm) befinden sich auf dem ersten Kreisring. 32 Schwachgasdüsen mit einem Durchmesser von 3,8 mm (vorher 3,2 mm) sind auf dem zweiten Kreisring zu finden. Alle Gas-Düsen sind mit einem Anstellwinkel von 45° um den Luftverteiler herum angeordnet, wie im Bild 3.49 zu sehen ist.



Aus feuerungstechnischen Gründen wurde auf eine Aufteilung des Brennstoffes auf die zwei Kreisringe verzichtet. Das Erdgas wurde ausschließlich durch die Düsen des inneren Kreisrings, das Schwachgas nur durch die Düsen des äußeren Rings geleitet. Um die Öl-Düsen gegen lokale Temperaturspitzen bei der Gasverbrennung zu schützen, strömen 20 Prozent der Verbrennungsluft durch die Kanäle der Zerstäuber-Luft im Brennerstein als Sekundärluft, der Rest durch den Luftverteiler als Primärluft, wie im Bild 3.50 zu sehen ist.

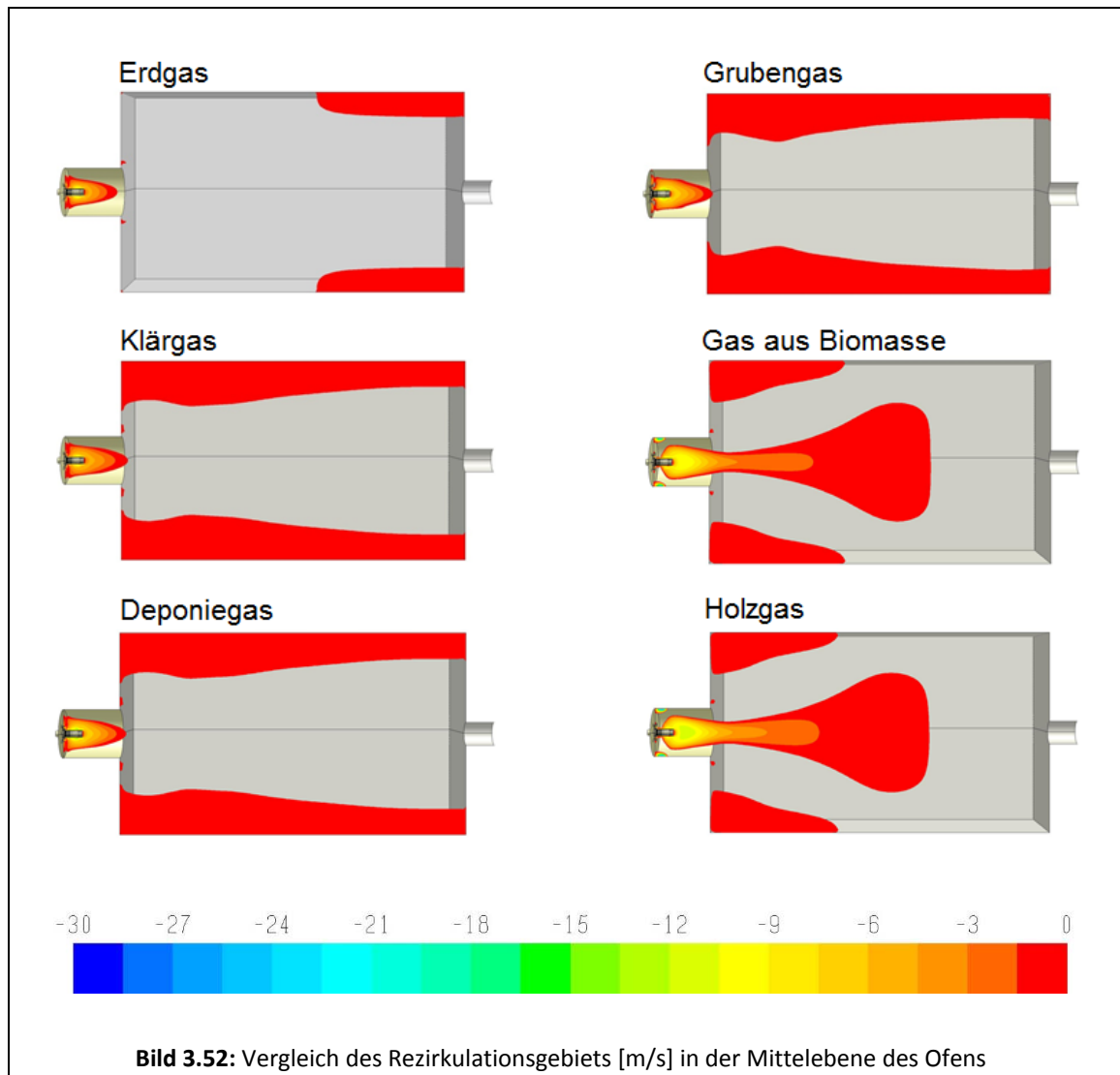
Die COSTAIR-Brenner-Brennerstein-Kombination mit dem GWI-Ofen wurde für eine Leistung von 200 kW, eine Luftzahl $\lambda=1,2$, eine Brennstofftemperatur von 20 °C und eine Lufttemperatur von 100 °C simuliert. Die Gaszusammensetzungen sind in Tabelle 3.1 angegeben. Die anderen Betriebsparameter und Randbedingungen bleiben unverändert.

Das Strömungsfeld und die Rückströmungsgebiete sind in den Bildern 3.51 und 3.52 dargestellt. Aufgrund der Vergrößerung des Durchmessers der Schwachgasdüsen nehmen die Geschwindigkeiten und die Strömungsimpulse bei den Schwachgasen ab. Dadurch strömt die Brenngas-Luft-Mischung beim Klär-, Deponie- und Grubengas entlang der Stirnwand des Brennersteins.



Wegen der höheren Volumenströme der Gase aus Biomasse und Holzgasen liegen die Geschwindigkeiten und die Strömungsimpulse auch höher, aufgrund dessen die Rezirkulations-

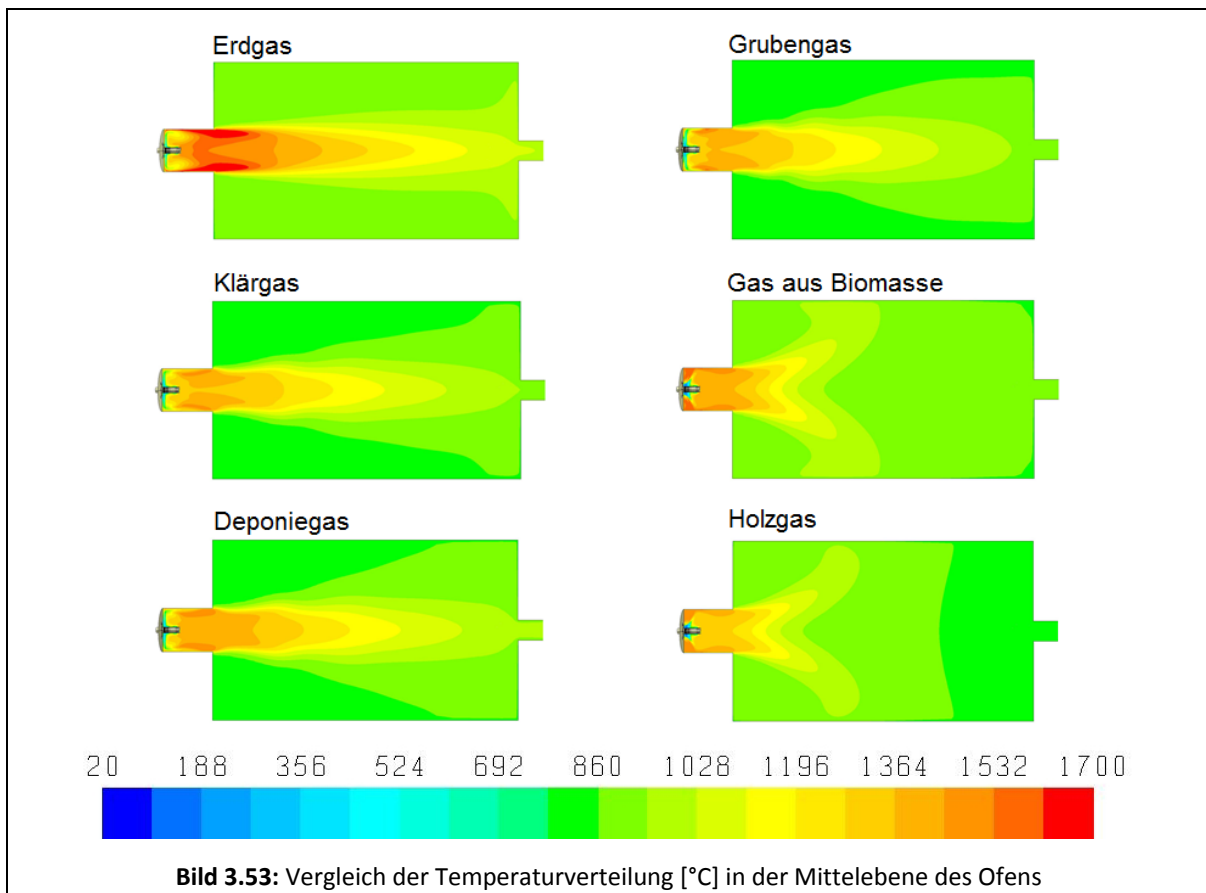
zonen in der Mitte des Ofens viel größer sind als bei den anderen untersuchten Gasen, wie im Bild 3.52 erkennbar ist.

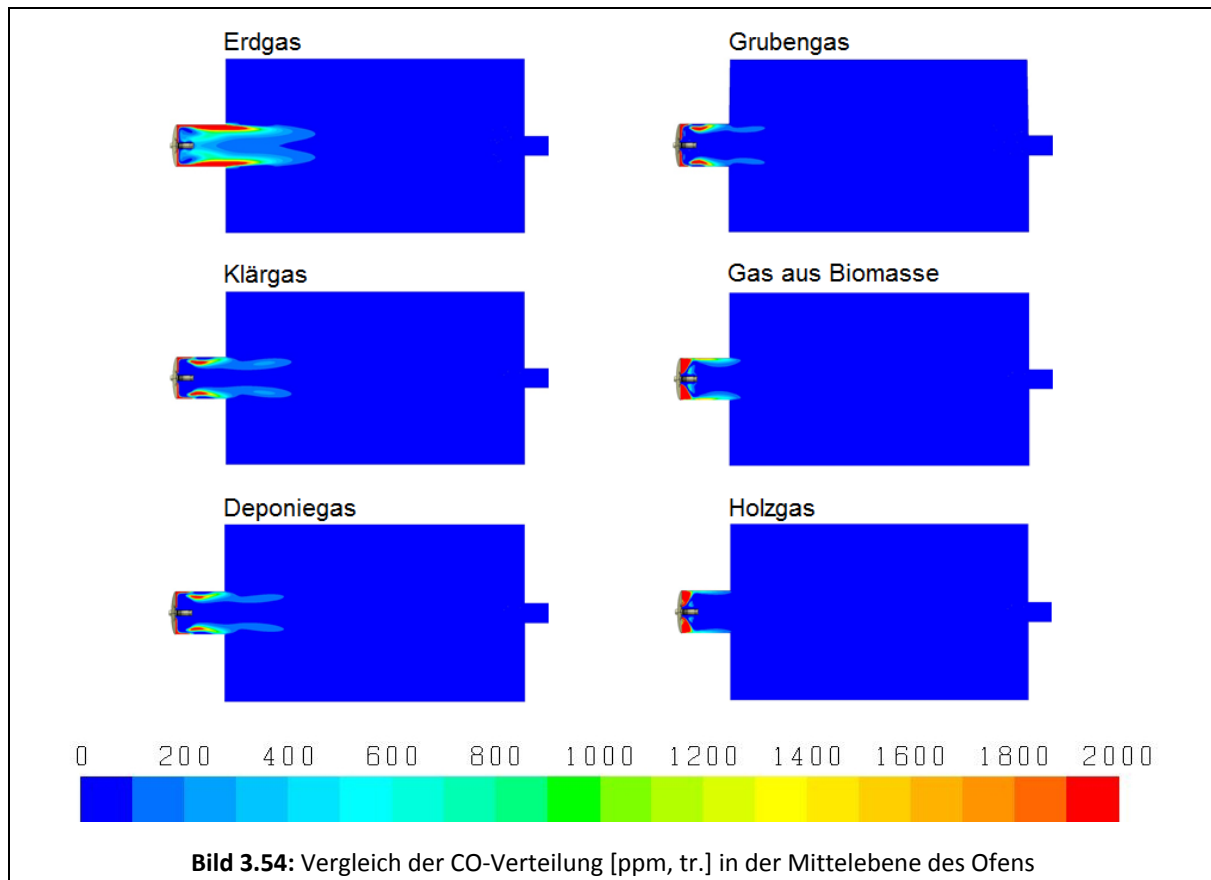


Die Bilder 3.53 und 3.54 demonstrieren vergleichend die Temperatur- und die CO-Verteilungen in der Mittelebene des Ofens bei den untersuchten Gasen. Erwartungsgemäß liegt die Temperatur des Erdgases in der Reaktionszone viel höher als bei den Schwachgasen. Die Absenkung der Temperaturen in der Reaktionszone bei den Schwachgasen lässt sich durch den geringeren Heizwert der Gase und die höhere spezifische Wärmekapazität des CO₂ erklären.

Es findet eine sehr intensive Brenngas-Luft-Mischung im Brennerstein und damit eine verkürzte Reaktionszone bei den Schwachgasen statt. Dies ist anhand der CO-Verteilung zu er-

kennen. Die Simulationsergebnisse ergaben keine CO-Emissionen am Austritt des Abgasrohrs.





In Tabelle 3.7 sind die Abgastemperatur- und NO_x -Emissionswerte am Austritt des Abgasrohres sowie die berechneten Druckverluste von Gas und Luft für die verschiedenen Gase aufgelistet. Die Temperaturen am Austritt des Abgasrohres sind, außer beim Klärgas, proportional zum Heizwert des Brenngases. Aufgrund des höheren CO_2 -Anteils im Abgas ist die Temperatur in der Reaktionszone und am Austritt des Abgasrohres bei der Klärgasverbrennung etwas niedriger als bei der Verbrennung des Deponie- und Grubengases, obwohl der Heizwert des Klärgases höher ist. Die Druckverluste bei dieser Variante des COSTAIR Brenners sind deutlich niedriger und entsprechen den Druckverlusten ähnlicher Brennerausführungen.

Tabelle 3.7: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x -Werte im Abgas

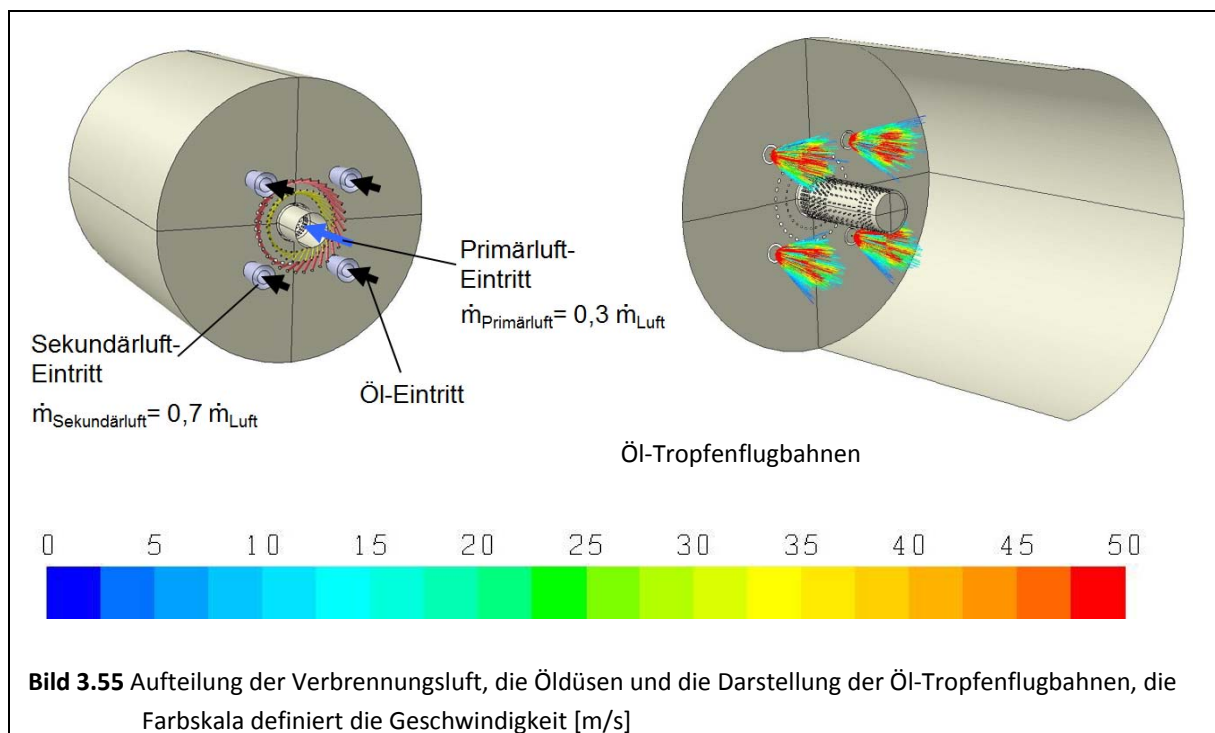
Gasart	Heizwert $H_{i,n}$ in kWh/m^3	T_{Auslass} in $^{\circ}\text{C}$	Δp_{Gas} in mbar	$\Delta p_{\text{Pr-Luft}}$ in mbar	$\Delta p_{\text{Se.-Luft}}$ in mbar	$\text{NO}_{x, \text{Auslass}}$ – Bezug auf 3 Vol.-% O_2 in ppm
Erdgas	9,871	1016	28,6	65,3	5,1	76
Klärgas	3,496	920	17,9	71,2	5,8	0
Deponiegas	2,980	946	18,5	71,3	5,8	0
Grubengas	2,490	932	28,1	71,4	5,6	0

Gas aus Biomasse	1,649	872	58,5	49,7	3,4	0
Holzgas	1,474	846	60,2	47,2	3,4	0

Öl-Verbrennung

Die Simulationsergebnisse der Verbrennung von Heizöl sind in den nachfolgenden Bildern und Tabelle aufgeführt. Bei der Simulation von Heizöl wurde 70 Prozent der Verbrennungsluft durch die vier Düsen der Zerstäuber-Luft im Brennerstein als Sekundärluft, der Rest durch den Luftverteiler als Primärluft geführt. Die vier Öl-Düsen wurden außerhalb der Gas-Düsen um den Luftverteiler herum angeordnet, wie im Bild 3.56 dargestellt ist.

Die mit dem Parameter Geschwindigkeit eingefärbten Öl-Tropfenflugbahnen sind im Bild 3.55 zu erkennen.



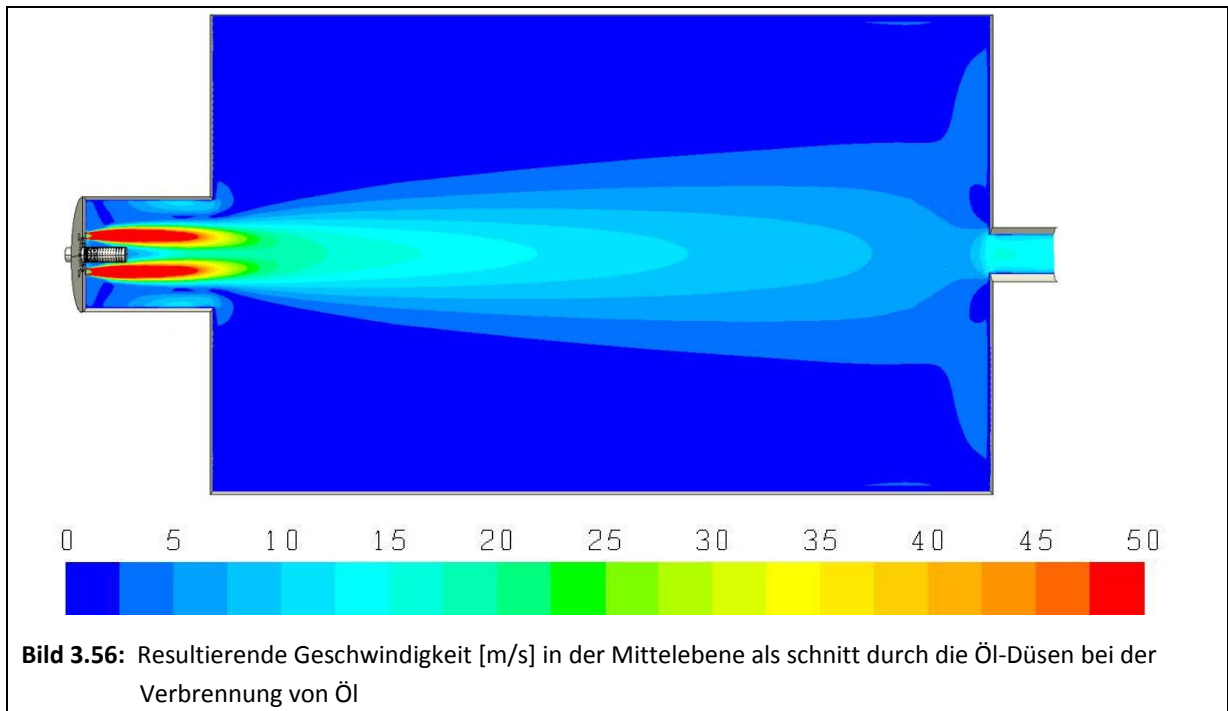
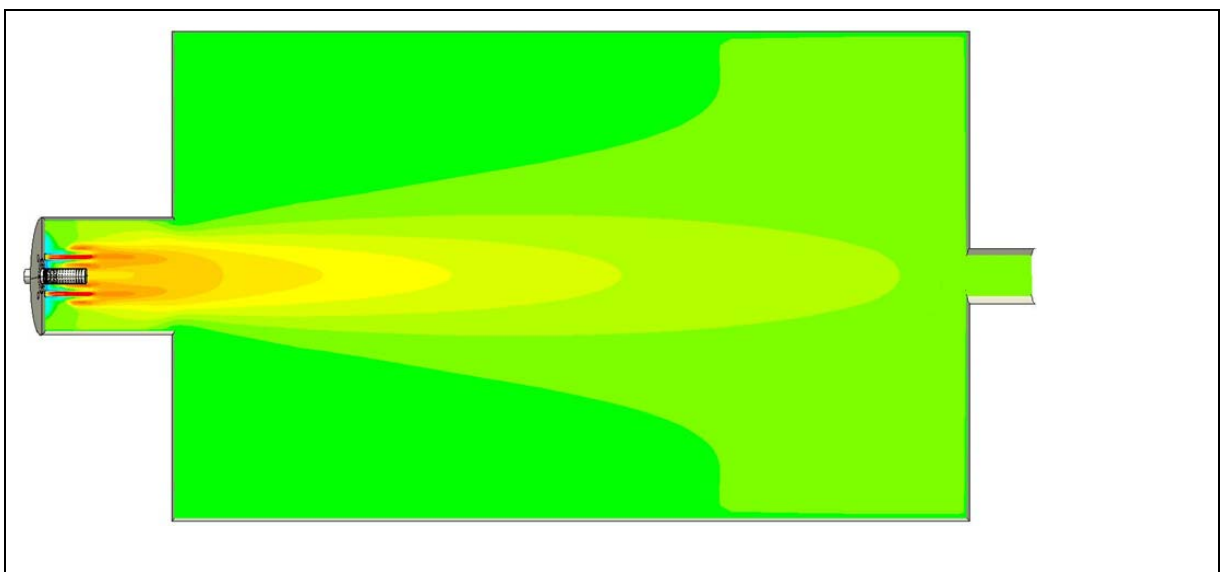


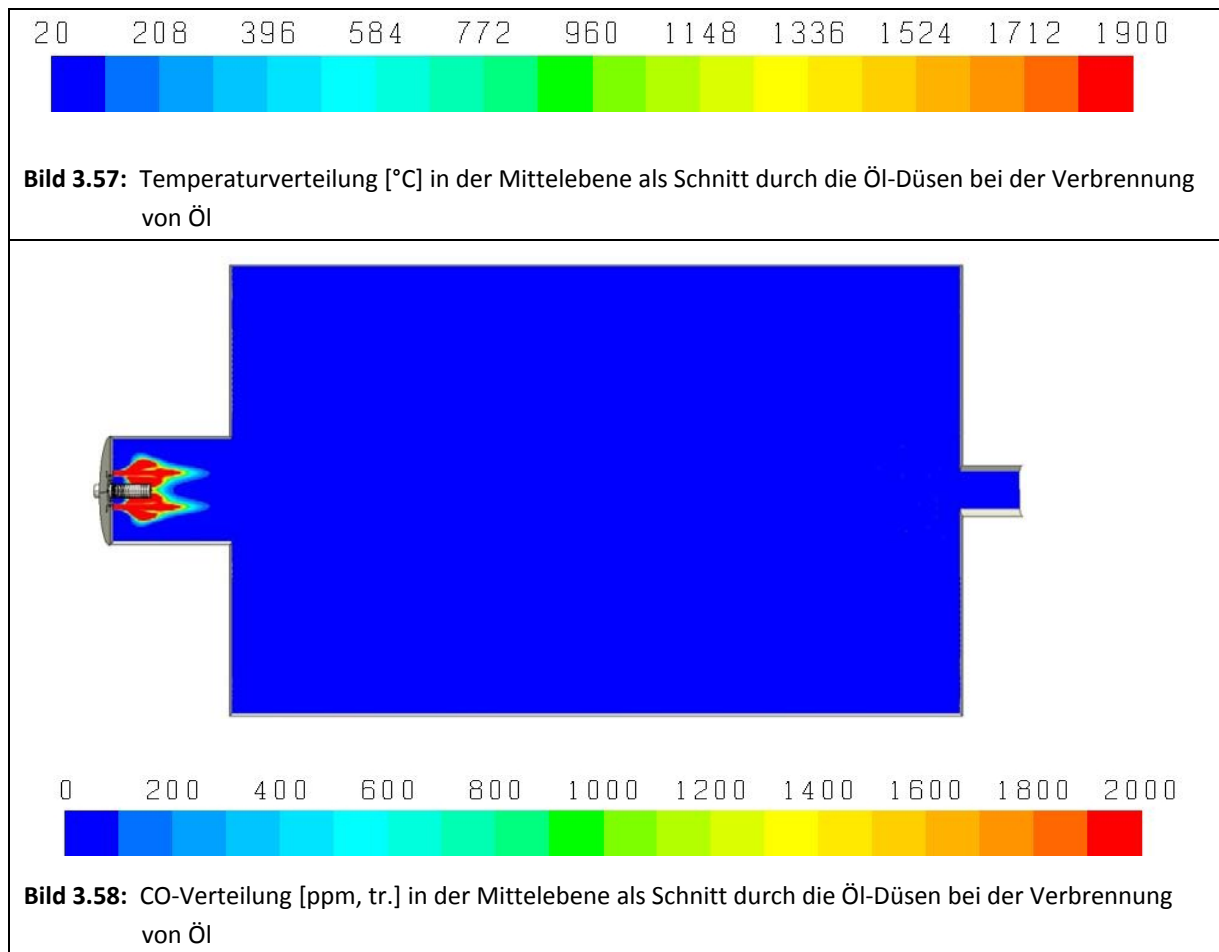
Bild 3.56 zeigt die berechnete Verteilung der resultierenden Geschwindigkeiten in der Mittelebene des Ofens als Schnitt durch die Öl-Düsen bei Verbrennung des Heizöls.

Im Bild 3.57 ist die Temperaturverteilung und im Bild 3.58 die CO-Konzentrationsverteilung in der Mittelebene dargestellt.

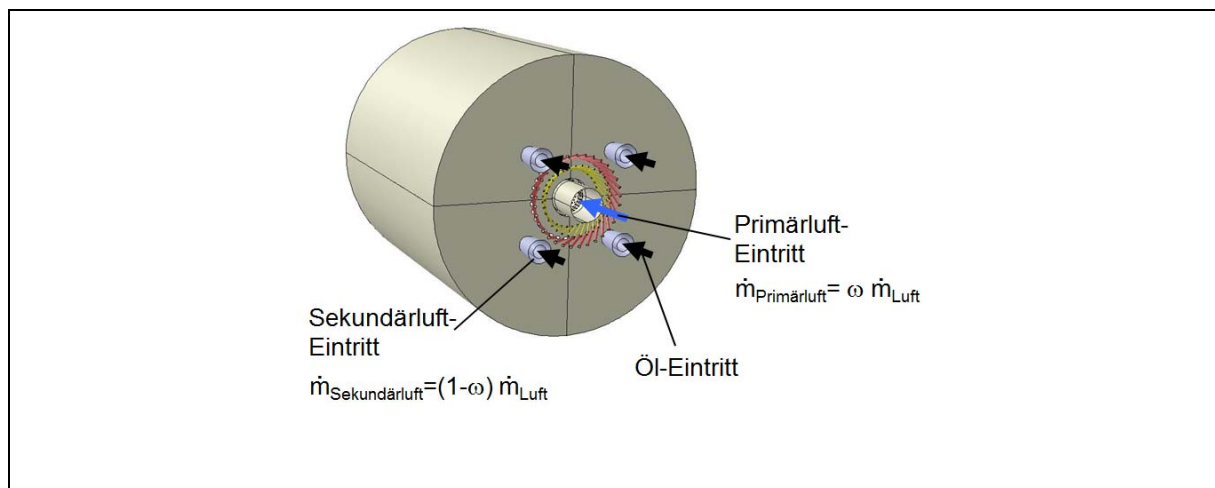
Die Simulation der Verbrennung von Heizöl weist lokale Temperaturmaxima in der Nähe der Öl-Düse von bis zu 1970 °C und eine Temperatur am Austritt des Abgasrohres von ca. 1035 °C auf.

Aufgrund des höheren Strömungsimpulses der Verbrennungsluft bildet sich eine kürzere Reaktionszone im Brennerstein aus, wie das Bild 3.58 zeigt.





Um die Verbrennung weiter zu untersuchen, wurde die Aufteilung der Sekundär- und Primärluft variiert. Im Bild 3.59 sind die Ergebnisse der Simulationen mit den verschiedenen Primär- und Sekundärluftzahlen für eine Brennerleistung von 200 kW aufgelistet. Aufgrund des niedrigeren Strömungsimpulses der Zerstäuber-Luft bei den höheren Primärluftzahlen verschiebt sich die Reaktionszone zur Ofenmitte hin. Bei der 40 - 60 %-Aufteilung der Verbrennungsluft verdoppeln, bei der 50 %-Aufteilung versiebenfachen sich die NO_x -Emissionen wegen der höheren Temperaturen in der Reaktionszone, im Vergleich zur 30 - 70 %-igen Luftaufteilung.



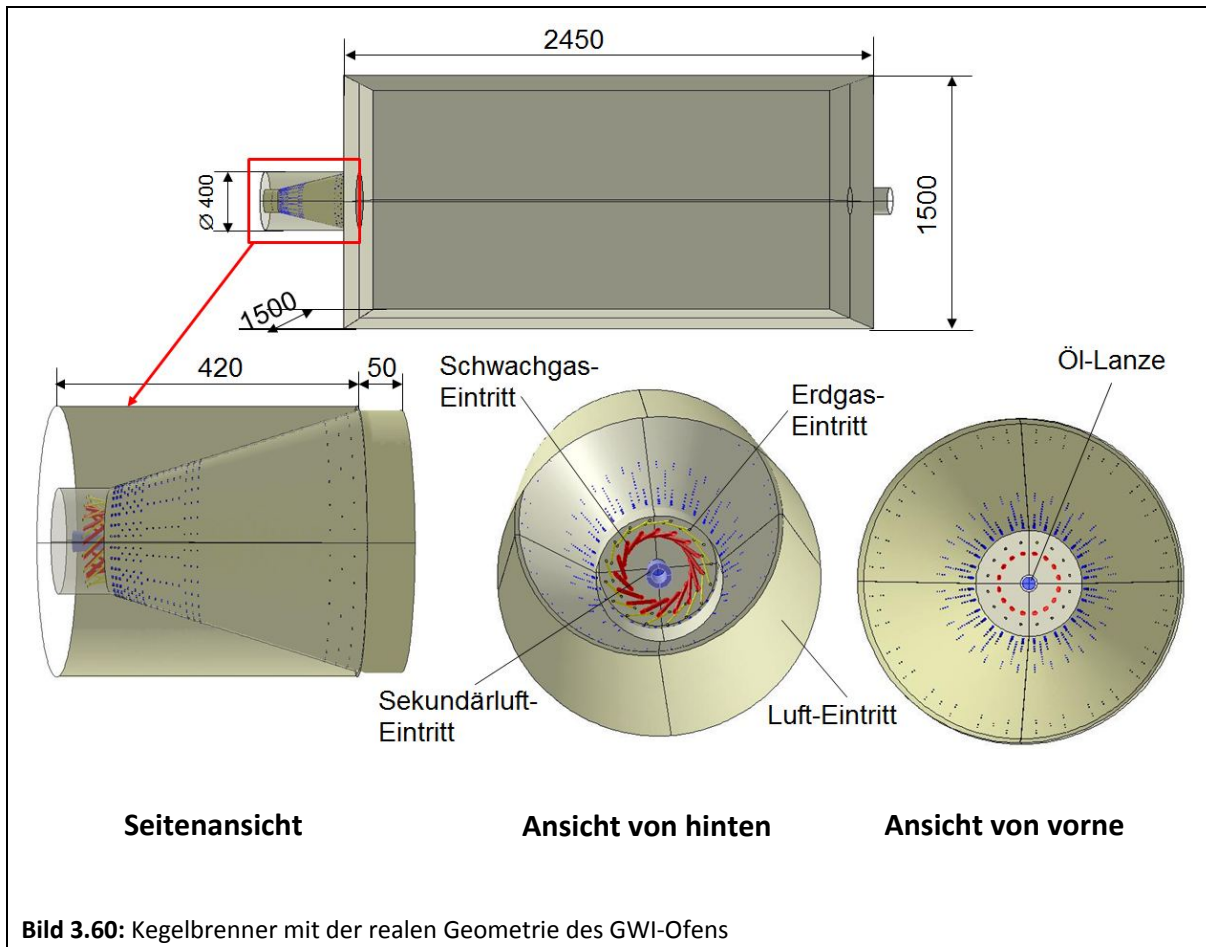
ω [-]	$T_{\text{Max.}}$ in °C	T_{Austritt} in °C	$\Delta p_{\text{Primärluft}}$ in mbar	$\Delta p_{\text{Sekundärluft}}$ in mbar	$\text{NO}_{\text{x, Auslass}}$ – Bezug auf 3 Vol.-% O_2 in ppm
0,3	1960	1030	9,4	56,5	26
0,4	1978	1037	16,2	41,5	65
0,5	2040	1045	25,1	29,0	182

Bild 3.59: Berechnete Temperaturen, Druckverluste von Luft, NO_x -Werte bei der Verbrennung von Öl

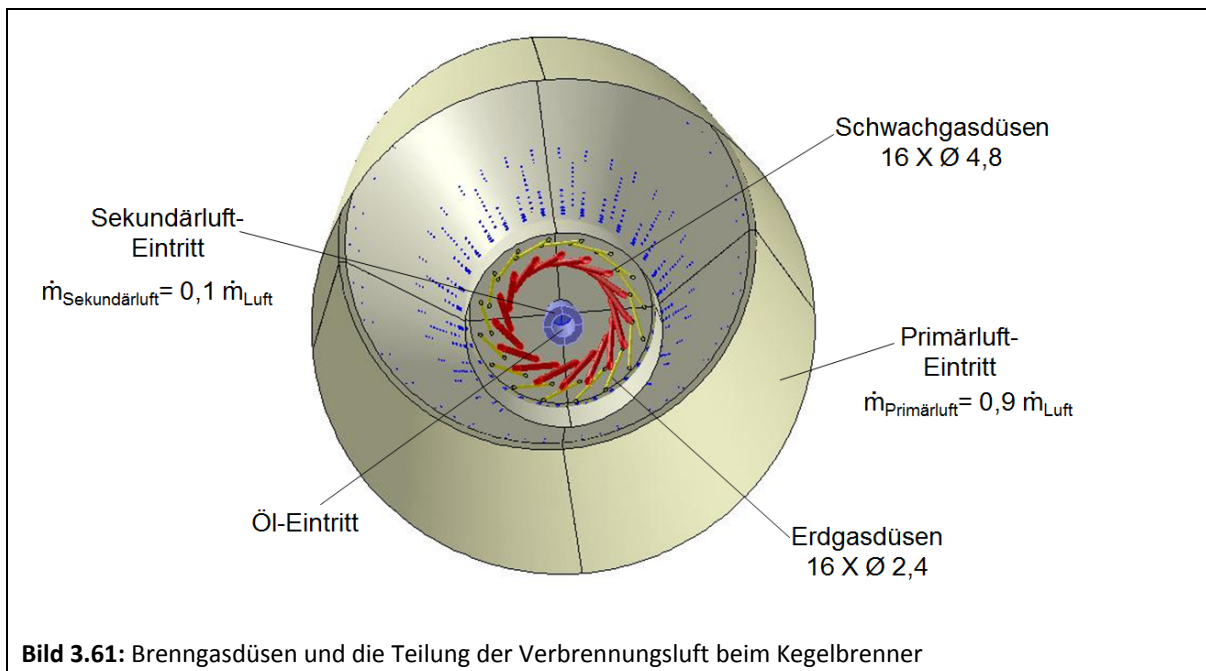
3.2.5 Kegelbrennervariante mit realer Brennraumgeometrie

Der im Bild 3.60 dargestellte Kegelbrenner ist eine alternative Konfiguration für die kontinuierliche Luftstufung. Hierbei wird der Brennstoff zentral eingegeben und die Luft außen herum durch eine Vielzahl von Öffnungen zugeführt. Um eine stabile Verbrennung des Brenngases zu erreichen, werden die gasförmigen Brennstoffe mit einer Verdrallung in die Brennraum eingedüst. Im gleichen Bild ist das auf der Mantelfläche des Kegels dargestellte Bohrungsmuster für die Eindüsung der Luft angebracht. 16 Schwachgasdüsen mit einem Durchmesser von 4,8 mm befinden sich auf dem ersten Kreisring. Die 16 Erdgasdüsen mit einem Durchmesser von 2,4 mm sind auf dem zweiten Kreisring zu finden. Alle Gasdüsen sind mit einem Anstellwinkel von 45° um die Öl-Lanze herum angeordnet. Die Öldüse ist zentral auf der Stirnwand des Kegelbrenners mit dem konischen Kanal für die Zerstäuberluft angeordnet.

Die Geometrie des Versuchsofens des GWI mit montiertem Kegelbrenner ist im Bild 3.60 zu sehen.



Im Bild 3.61 sind die Gasdüsen und die Teilung der Verbrennungsluft für die Gasverbrennung dargestellt. Um die Öl-Düse gegen lokale Temperaturspitzen bei der Gasverbrennung zu schützen, strömen 10 % der Verbrennungsluft durch die Öffnung der Zerstäuberluft im Ofen als Sekundärluft, die Primärluft durch die Bohrungen auf der Mantelfläche des Kegelbrenners.

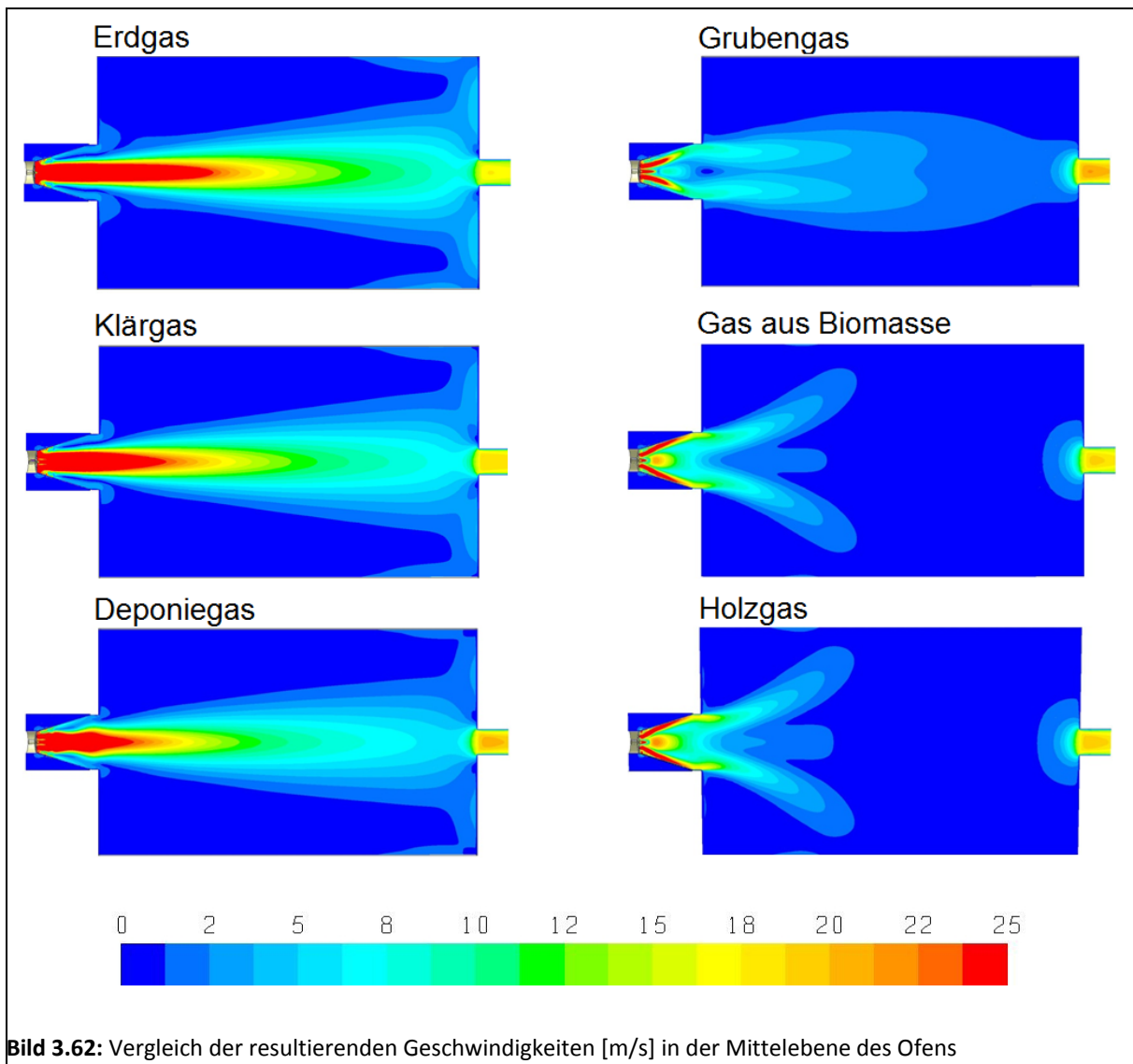


Erd- und Schwachgasverbrennung

Nachfolgend sind die Ergebnisse der numerischen Untersuchungen des oben dargestellten Kegelbrenners im Versuchsofen aufgeführt. Die Betriebsparameter und Randbedingungen bleiben unverändert, wie beim COSTAIR-Brenner.

Bild 3.62 zeigt vergleichend die berechnete Verteilung der resultierenden Geschwindigkeiten für verschiedene Brenngase in der Mittelebene des Versuchsofens. Aufgrund des höheren Volumenstromes der Gase aus Biomasse und Holz liegen die Impulse des Brennstoffmassenstroms bei diesen Fällen viel höher als bei den anderen Schwachgasen. Hierdurch und durch die Verdrängung der Brennstoffstrahlen bildet sich eine Strömung aus, die der Kontur des Kegels folgt. Bei diesen Fällen reicht der Impuls der Luft, die durch die Öffnungen in der Kegelmantelfläche in den Brennraum eingebracht wird nicht aus, um den Brennstoffstrom von der Mantelfläche des Kegels wegzudrücken. Bei den anderen Gasen, wo der Impuls der Luft im Vergleich zum Brennstoffimpuls wesentlich höher ist, bildet sich eine Strömung aus, die den Kegel entlang seiner Hauptachse verlässt.

Um die Strömungsimpulse und dadurch entstehende Rückströmungsbereiche im Brennraum zu verdeutlichen, sind im Bild 3.63 die Rezirkulationszonen für die untersuchten Gase dargestellt. Die niedrigen Strömungsimpulse beim Erd-, Klär- und Deponiegas erzeugen kleinere Rückströmungsgebiete am Mantel des Kegels, während sich die Rezirkulationszonen bei den anderen Gasen (Grubengas, Gas aus Biomasse und Holzgas) in der Mitte des Brennraums befinden. D. h., die Drallzahl ist so hoch, dass die Flamme am Kegel anliegt.



Dadurch wird heißes Abgas aus dem Ofen in die Reaktionszone rezirkuliert. Aufgrund dessen wird die Reaktionszone verdünnt, die Temperaturspitzen in der Flamme abgebaut und die NO_x -Emissionen reduziert, siehe Tabelle 3.7.

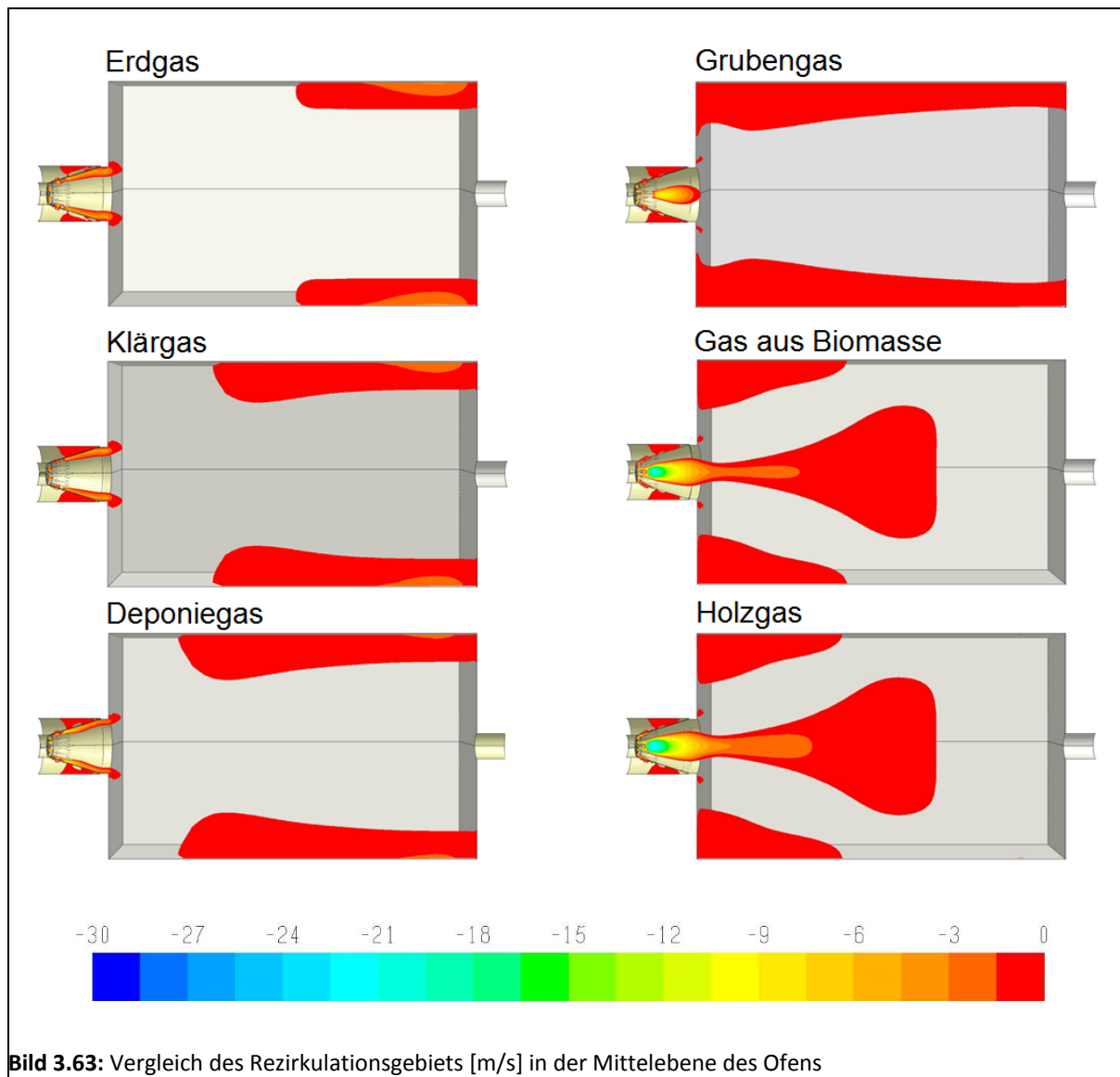
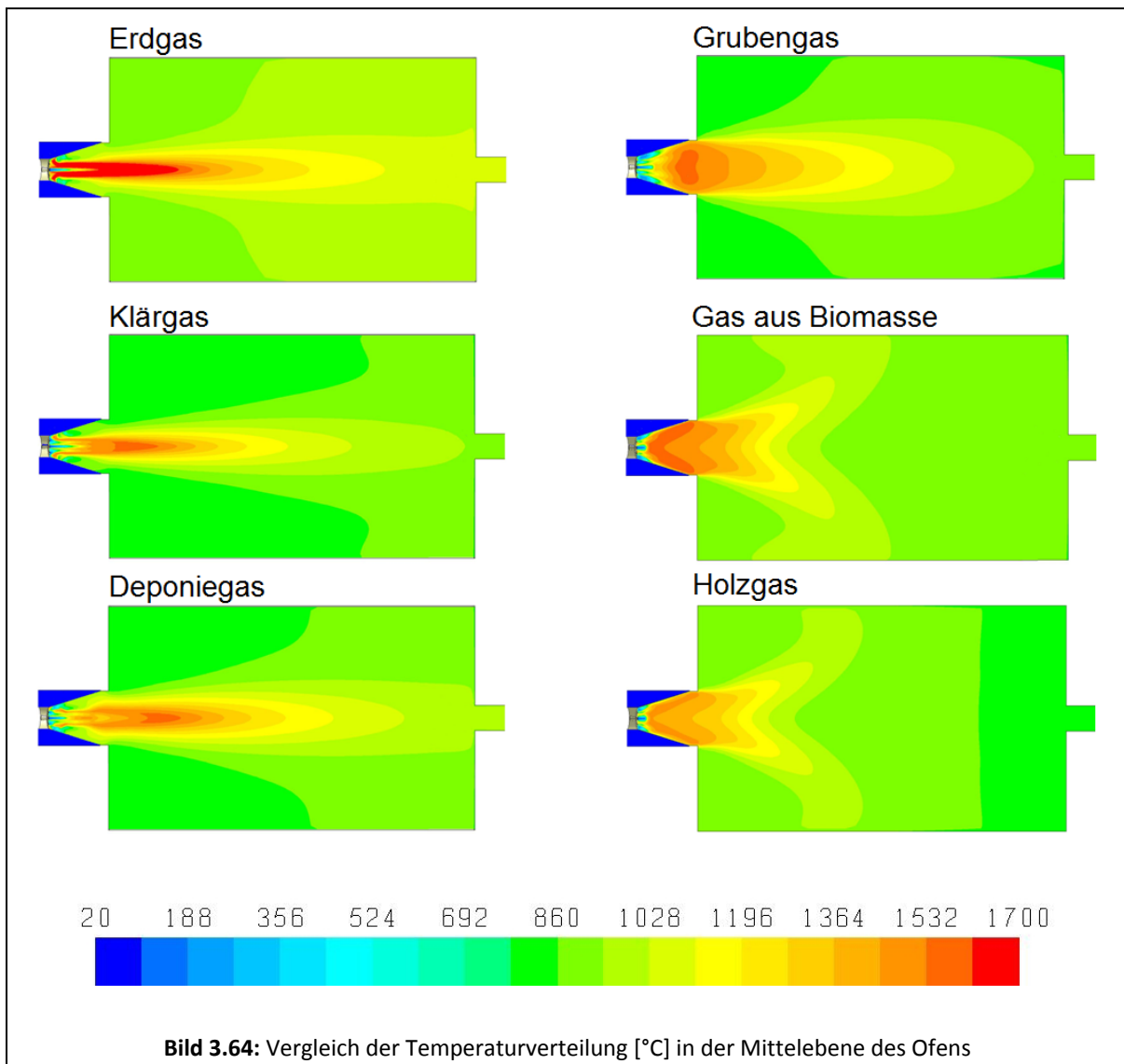
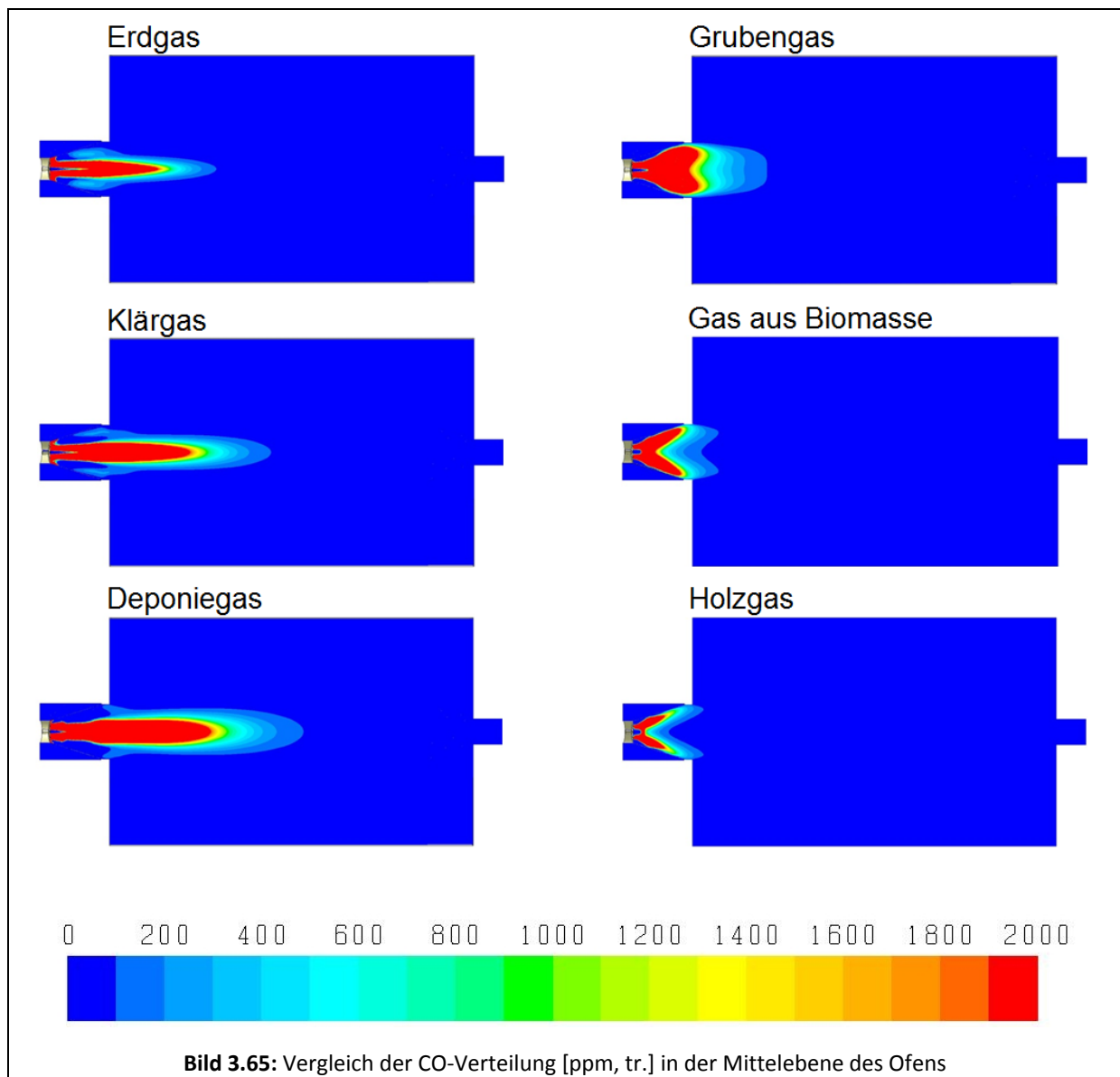


Bild 3.63: Vergleich des Rezirkulationsgebiets [m/s] in der Mittelebene des Ofens

In den Bildern 3.64 und 3.65 sind vergleichend die Temperatur- und die CO-Verteilungen in der Mittelebene des Ofens für die untersuchten Gase dargestellt. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass, mit Ausnahme des Klärgases, die Temperaturen in der Reaktionszone und am Austritt des Abgasrohres mit steigenden Heizwerten zunehmen. Die Abweichung beim Klärgas erklärt sich auch hier durch den hohen CO_2 -Anteil im Brenngas.

Anhand der CO-Verteilungen (s. Bild 3.65) wird der Effekt der intensiven Brenngas-Luft-Mischung auf die Reaktionszone deutlicher. Bei den Brenngasen mit höheren Strömungsimpulsen findet sich eine kürzere Reaktionszone. Die Simulationsergebnisse ergaben für alle simulierten Gase keine CO-Emissionen am Austritt des Abgasrohres.





In der Tabelle 3.8 sind die Abgastemperaturen und NO_x -Emissionswerte am Austritt des Abgasrohres sowie die berechneten Druckverluste von Gas und Luft für die verschiedenen Gase beim Kegelbrenner aufgelistet. Die Temperaturen am Austritt des Abgasrohres spiegeln, außer beim Klärgas, die Heizwerte des Brenngases wider.

Aufgrund des höheren Volumenstromes des Gases aus Biomasse und des Holzgases liegen die Druckverluste bei diesen Gasen höher als bei den anderen untersuchten Gasen.

Die bei der Verbrennung von Erdgas entstandenen hohen NO_x -Emissionen beruhen auf den höheren Temperaturen in der Reaktionszone. Am Austritt des Abgasrohres ergeben sich NO_x -Emissionen von 110 ppm, während bei den anderen Gasen kaum NO_x -Emissionen auftreten.

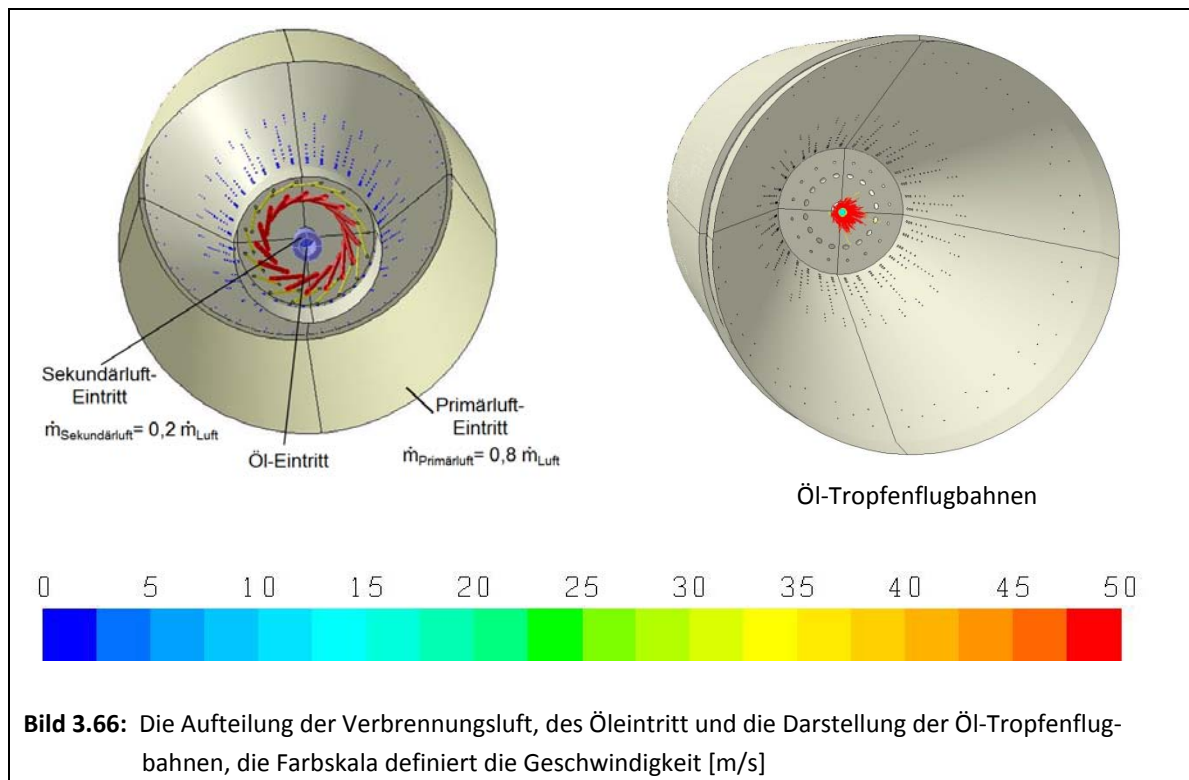
Tabelle 3.8: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x-Werte

Gasart	Heizwert H _{I,n} in kWh/m ³	T _{Auslass} in °C	Δp _{Gas} in mbar	Δp _{Pr-Luft} in mbar	Δp _{Se.-Luft} in mbar	NO _{x, Auslass} – Bezug auf 3 Vol.-% O ₂ in ppm
Erdgas	9,871	1047	48,0	92,1	13,4	110
Klärgas	3,496	910	38,7	87,5	15,3	2
Deponiegas	2,980	960	41,1	87,2	15,9	2
Grubengas	2,490	922	62,1	87,2	15,1	2
Gas aus Bi- omasse	1,649	878	131,8	60,0	10,5	0
Holzgas	1,474	851	169,8	59,8	10,2	0

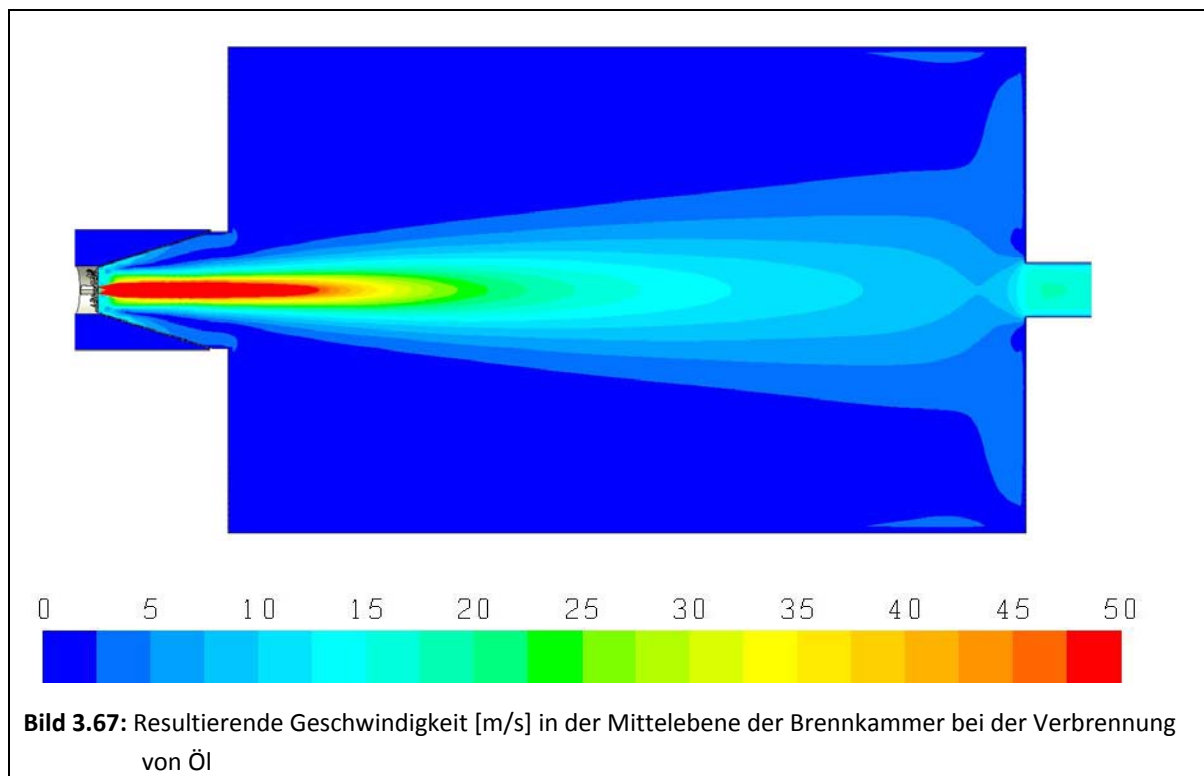
Öl-Verbrennung

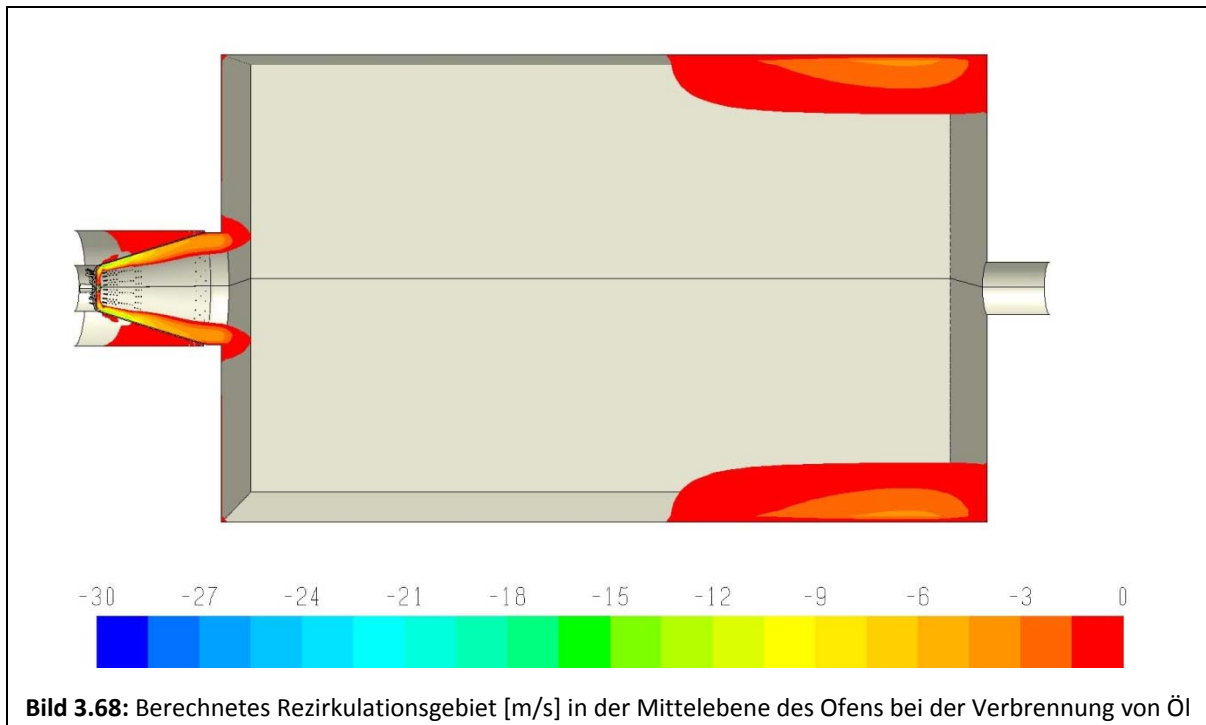
Nachfolgend werden die Simulationsergebnisse der Verbrennung von Heizöl aufgeführt. Die Betriebsparameter und Randbedingungen bleiben unverändert wie beim COSTAIR-Brenner. Für die Simulation von Heizöl wurden 20 Prozent der Verbrennungsluft durch die Düse der Zerstäuber-Luft als Sekundärluft, der Rest durch die Bohrungen auf dem Kegelmantel als Primärluft in den Brennraum geführt. Das Heizöl wird durch eine zentral angeordnete Öl-Düse in die Brennkammer eingedüst.

Bild 3.66 zeigt die Aufteilung der Verbrennungsluft sowie die mit dem Parameter Geschwindigkeit eingefärbten Öl-Tropfenflugbahnen.

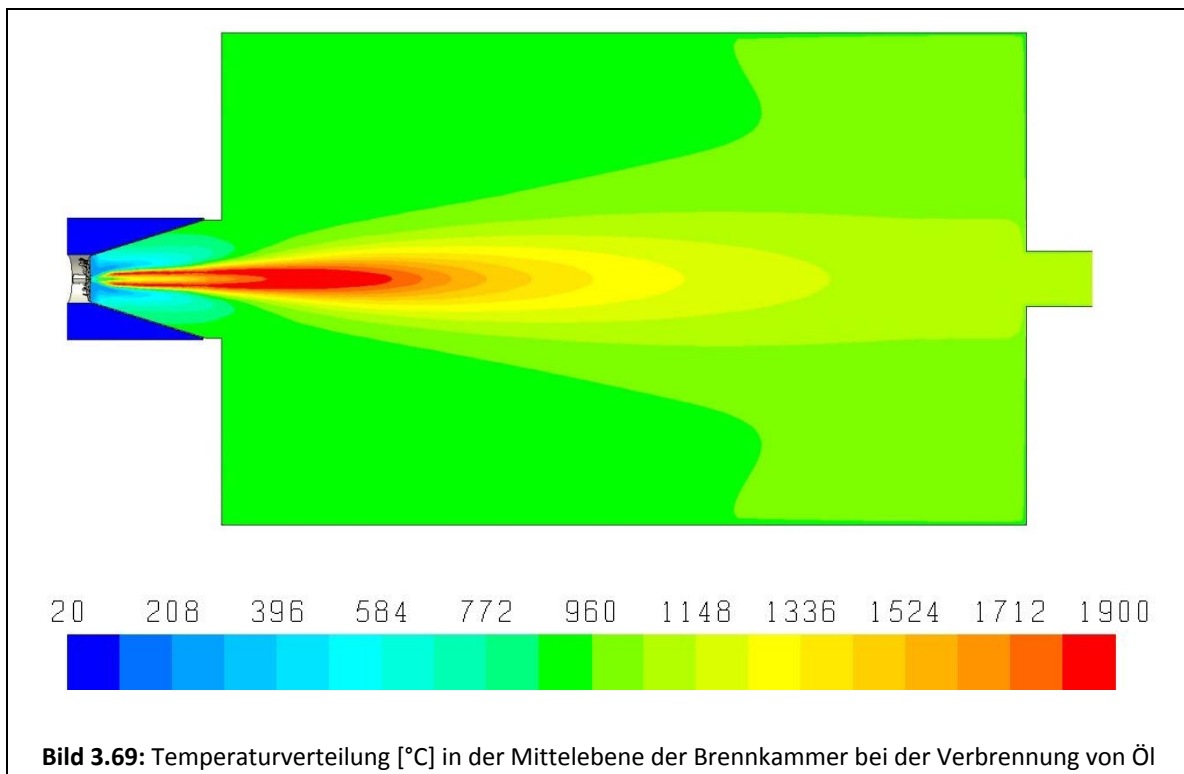


Wesentliche Ergebnisse der Strömung der Heizöl-Verbrennung sind im Bild 3.67 mit der Verteilung der resultierenden Geschwindigkeiten und im Bild 3.68 mit den berechneten Rezirkulationsgebieten in der Mittelebene des Ofens dargestellt. Man erkennt ein ähnliches Strömungsverhalten wie beim Erdgas.

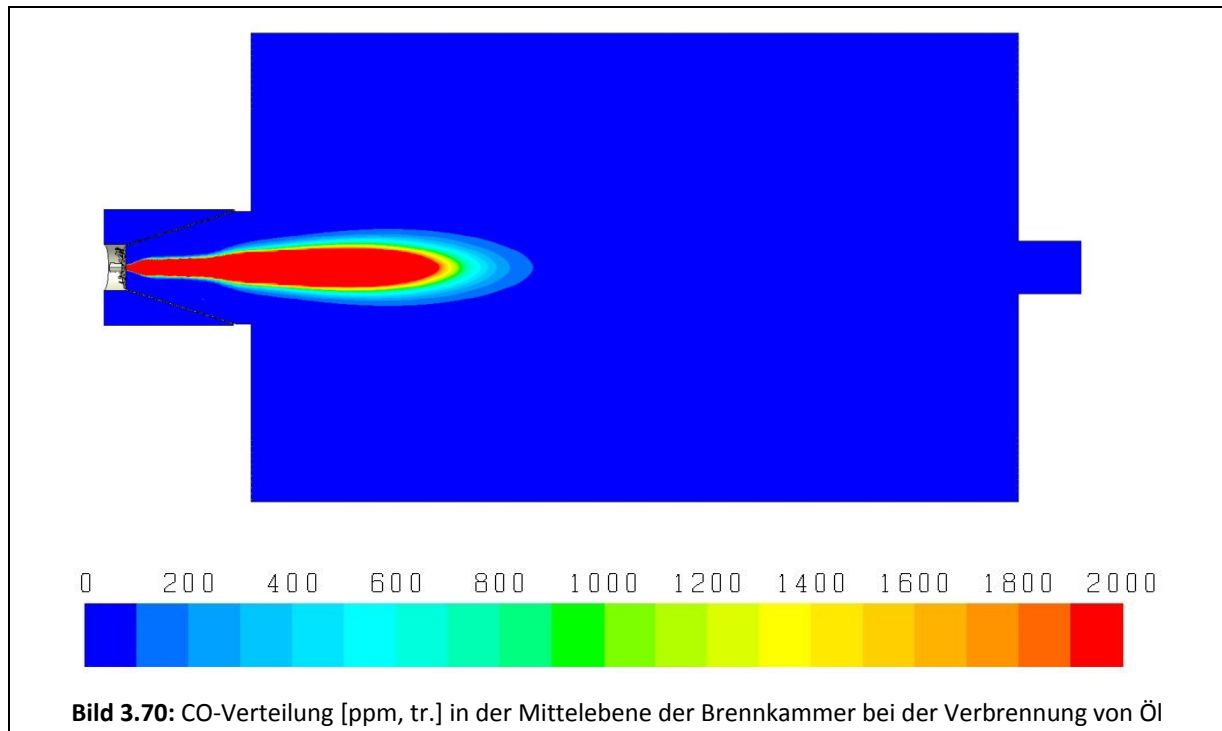




Die Verteilung der Temperatur und CO-Konzentration ist in den Bildern 3.69 und 3.70 zu sehen. Die Simulation zeigt lokale Temperaturmaxima von bis zu 1910 °C und eine Temperatur am Austritt des Abgasrohres von 1065 °C.

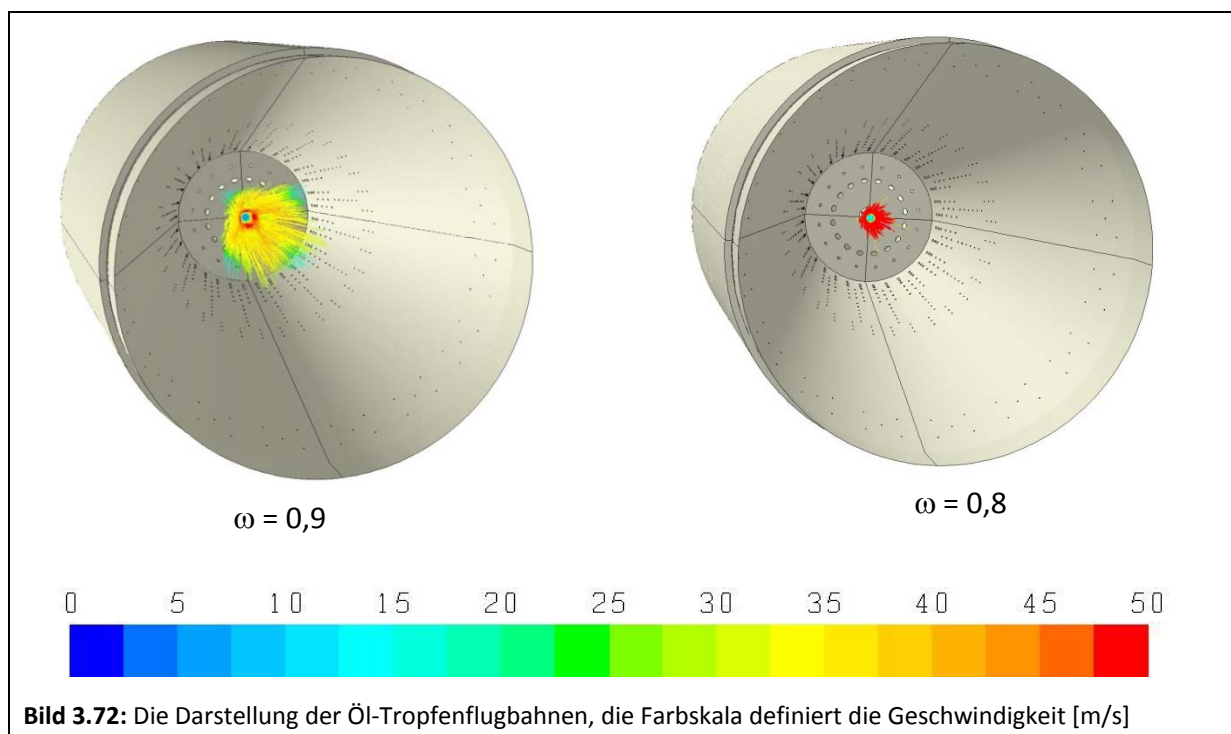
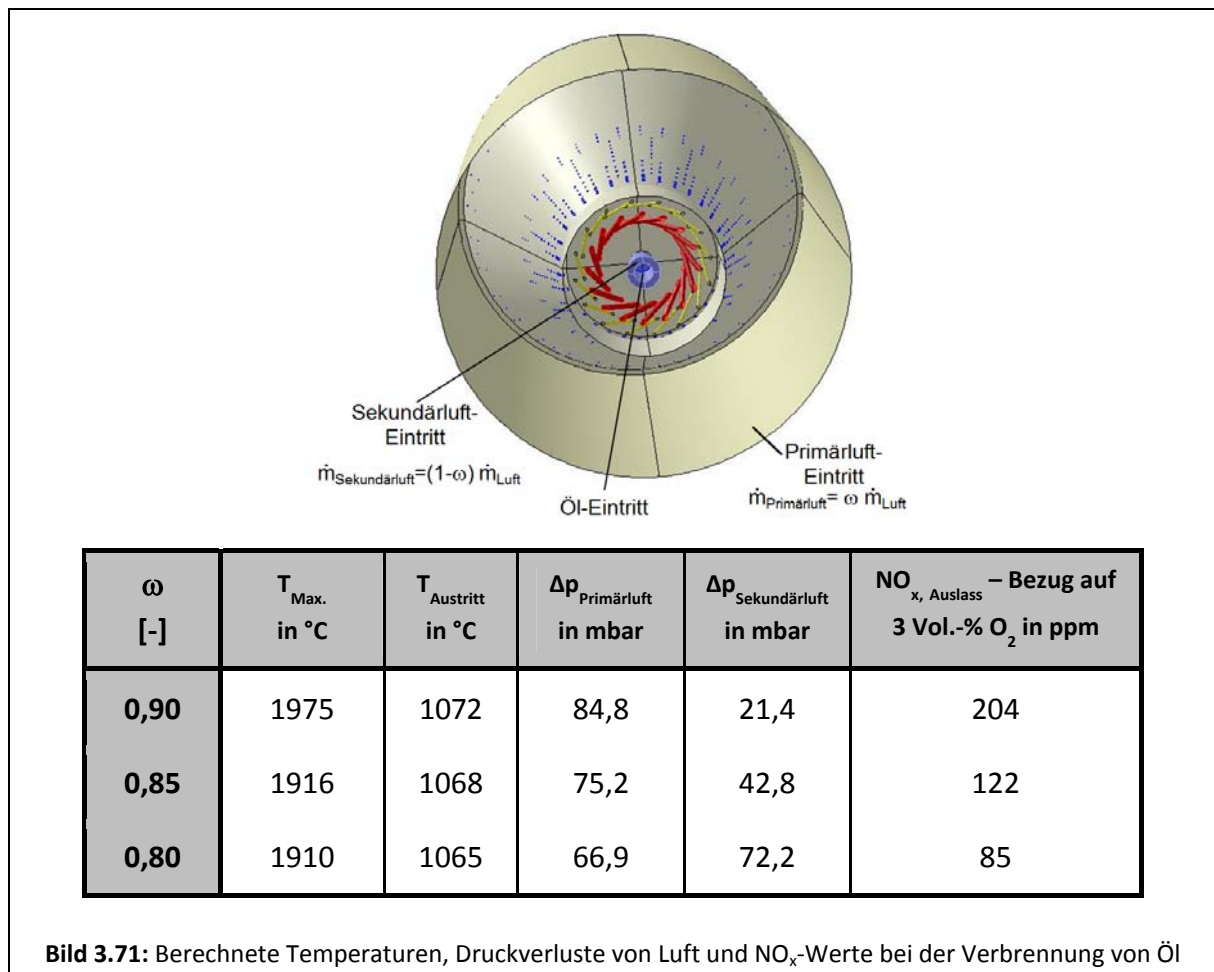


Der CO-Verlauf in der Mittelebene des Ofens im Bild 3.70 weist im Vergleich zum COSTAIR-Brenner eine Verlängerung der Reaktionszone bei der Verbrennung von Öl auf, da hier nur eine Öl-Düse eingesetzt wird. Am Austritt des Abgasrohres wurden jedoch keine CO-Emissionen festgestellt.



Im Folgenden wurde der Einfluss der unterschiedlichen Primär- und Sekundärluftzahlen auf die NO_x -Emissionen beim Kegelbrenner untersucht.

Im Bild 3.71 sind die Ergebnisse der Simulationen bei verschiedenen Primär- und Sekundärluftzahlen für eine Brennerleistung von 200 kW aufgelistet. Wenn der Koeffizient ω den Anteil der Primärluft am Gesamtluftmassenstrom darstellt, zeigt sich mit zunehmendem Sekundärluftmassenstrom, dass die Maximaltemperaturen in der Reaktionszone und somit auch die NO_x -Emissionen am Austritt abnehmen, da die Zerstäubung und die lokale Durchmischung von Brennstoff und Oxidator durch den zusätzlich zentral eingebrachten Impuls verbessert wird. Dies lässt sich durch einen Vergleich der Tropfenlebensdauern im Bild 3.72 belegen. Bei der 20- und 80%-Teilung der Verbrennungsluft wurde somit eine NO_x -Reduktion von ca. 58 % gegenüber der 10- und 90%-Luftteilung (von 204 auf 85 ppm) erreicht.



3.2.6 Simulation der Verbrennung von Schwachgas aus dem REW-Vergaser mit dem COSTAIR- und dem Kegelbrenner

In weiteren Simulationen werden die Verbrennung des im REW-Vergaser erzeugten Schwachgases im COSTAIR- und im Kegelbrenner für eine Leistung von 200 kW, eine Luftzahl von 1,2 und eine Luftvorwärmtemperatur von 100 °C untersucht. Die Zusammensetzung und die Betriebsdaten des untersuchten Gases für die Simulation sind in den Tabellen 3.9 und 3.10 aufgelistet.

Tabelle 3.9: Zusammensetzung, Heiz- und Brennwerte des untersuchten Gases

Gasart	Zusammensetzung in Vol.-%					Heizwert $H_{i,n}$ [kWh/m ³]	Brennwert $H_{s,n}$ [kWh/m ³]
	CH ₄	H ₂	CO	CO ₂	N ₂		
Schwachgas aus REW-Produktgas	12	35	25	25	3	3,122	3,445

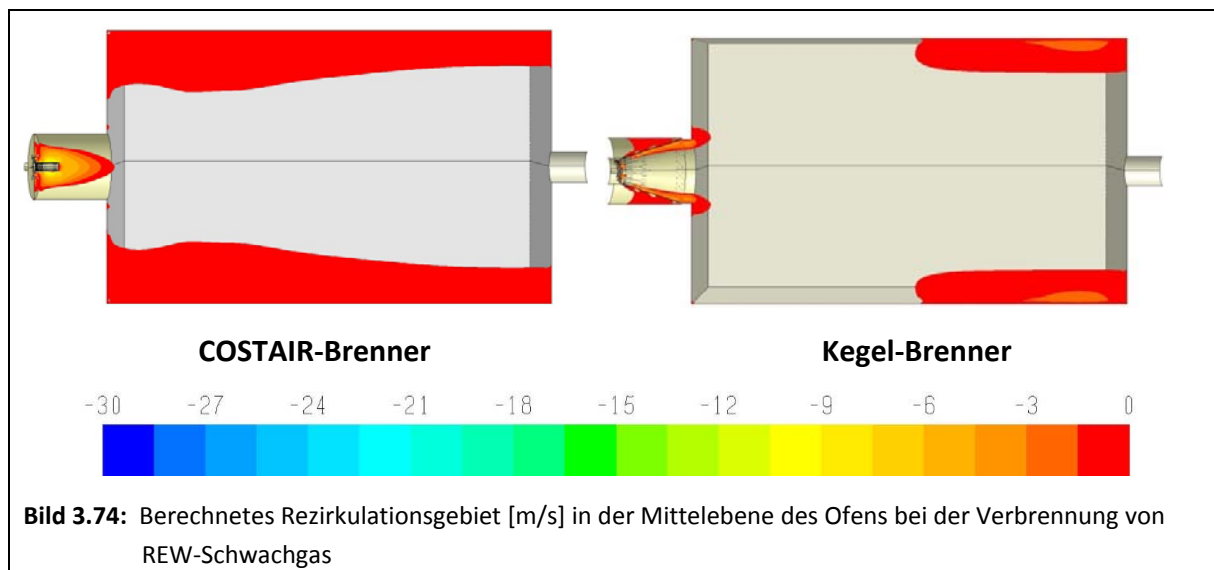
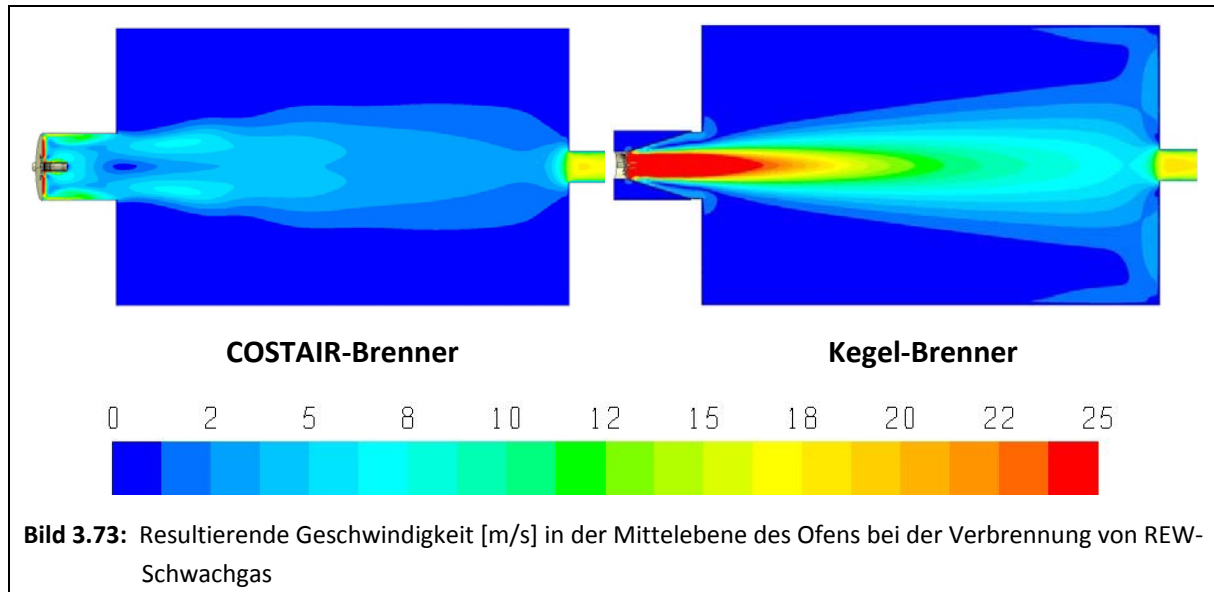
Tabelle 3.10: Betriebsdaten des untersuchten Gases

Gasart	Leistung in kW	$\rho_{n, Gas}$ [kg/m ³]	$V_{n, Gas}$ [m ³ /h]	L_{min} [m ³ _{Luft} /m ³ _{Br}]	λ [-]	$V_{n, Luft}$ [m ³ /h]
Schwachgas aus REW-Produktgas	200	0,959	64,1	2,580	1,2	198,5

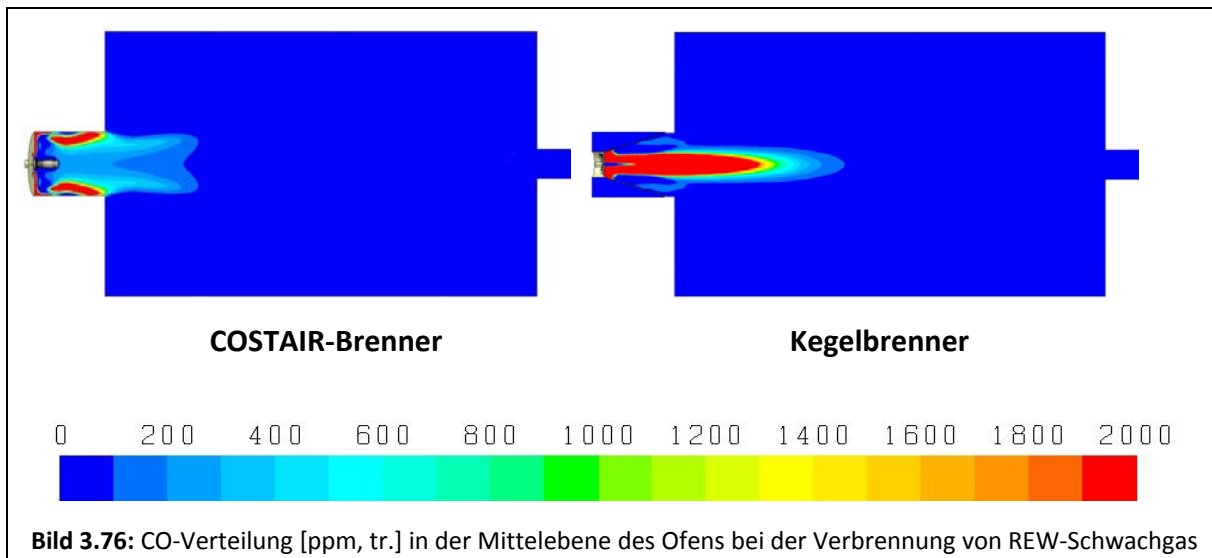
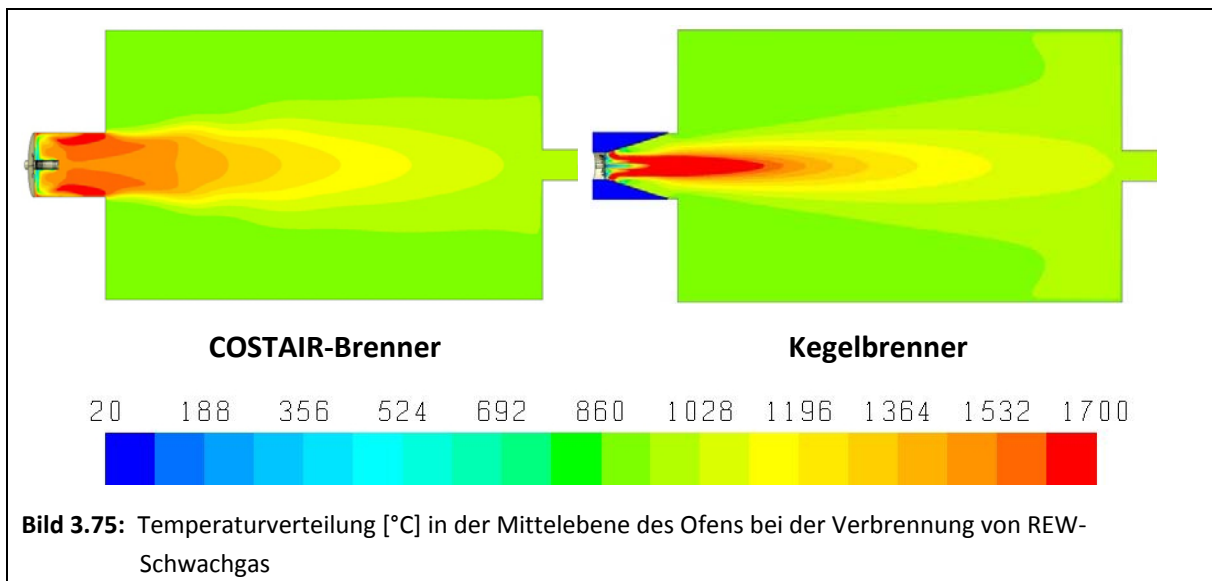
Im Bild 3.73 ist der Verlauf der resultierenden Geschwindigkeiten in der Mittelebene des Ofens sowohl für den COSTAIR- als auch für den Kegelbrenner dargestellt. Aufgrund des höheren Strömungsimpulses der Luft, die durch den Luftverteiler beim COSTAIR-Brenner in den Brennraum eingebracht wird, bildet sich eine Strömung entlang der Stirnseite des Brennersteins und anschließend entlang der Brennersteinwand beim COSTAIR-Brenner aus. Die Strömung beim Kegelbrenner bewegt sich im Wesentlichen entlang der Hauptachse des Kegels. Die Luftstrahlen aus den Bohrungen in der Mantelfläche des Kegels drücken die Strömung im Zentrum des Brennraums zusammen.

Aufgrund der unterschiedlichen Strömungsführungen bilden sich unterschiedliche Reaktionszonen beim COSTAIR- und beim Kegelbrenner aus, während die durch den Brennstoff und den Oxidator eingebrachte Energiemenge konstant bleibt. Die Reaktionszone des COSTAIR-Brenners nimmt dabei ein wesentlich größeres Volumen ein, während die vorhergesagten Temperaturen dort geringer sind als beim Kegelbrenner. Somit weist die Reaktionszone des COSTAIR-Brenners eine geringere Energiedichte auf.

Bild 3.74 zeigt die durch den Strömungsimpuls entstandenen Rezirkulationsgebiete um den Luftverteiler herum beim COSTAIR-Brenner und am Mantel des Kegels beim Kegel-Brenner.



In den Bildern 3.75 und 3.76 sind die Temperatur- und die CO-Verteilungen in der Mittelebene des Ofens für die beiden Brenner dargestellt. Durch die anders geartete Form der Rückströmzone und die damit verbundene Flammenführung, in Kombination mit der an sich geringeren Energiedichte aufgrund des größeren Reaktionszonenvolumen beim COSTAIR-Brenner, sind die Temperaturen in der Reaktionszone und am Austritt des Abgasrohres beim COSTAIR-Brenner niedriger als beim Kegelbrenner, da beim COSTAIR-Brenner verstärkt heißes, aber chemisch quasi inertes Abgas in die Reaktionszone getragen wird. Die ermittelten CO-Verteilungen (s. Bilder 3.76) bestätigen dies.



In Tabelle 3.11 sind die Abgastemperaturen und NO_x -Emissionswerte am Austritt des Abgasrohres sowie die berechneten Druckverluste von Gas und Luft für die beiden Brenner aufgelistet. Aufgrund der höheren Temperaturen in der Reaktionszone beim Kegelbrenner liegt die Temperatur und NO_x -Emission am Austritt des Abgasrohres höher als beim COSTAIR-Brenner. In der Einleitung zu diesem Kapitel wurde erwähnt, dass eine Vielzahl von Simulationsvarianten gerechnet wurde, um die Brennergeometrie und die Betriebsparameter zu optimieren.

Tabelle 3.11: Berechnete Abgastemperaturen, Druckverluste von Gas und Luft, NO_x-Werte

Brennerart	T _{Auslass} in °C	Δp _{Gas} in mbar	Δp _{Pr-Luft} in mbar	Δp _{Se.-Luft} in mbar	NO _{x, Auslass} – Bezug auf 3 Vol.-% O ₂ in ppm
COSTAIR-Brenner	982	12,7	49,2	4,1	48
Kegelbrenner	1015	33,5	68,4	12,2	62

4. Experimentelle Arbeiten

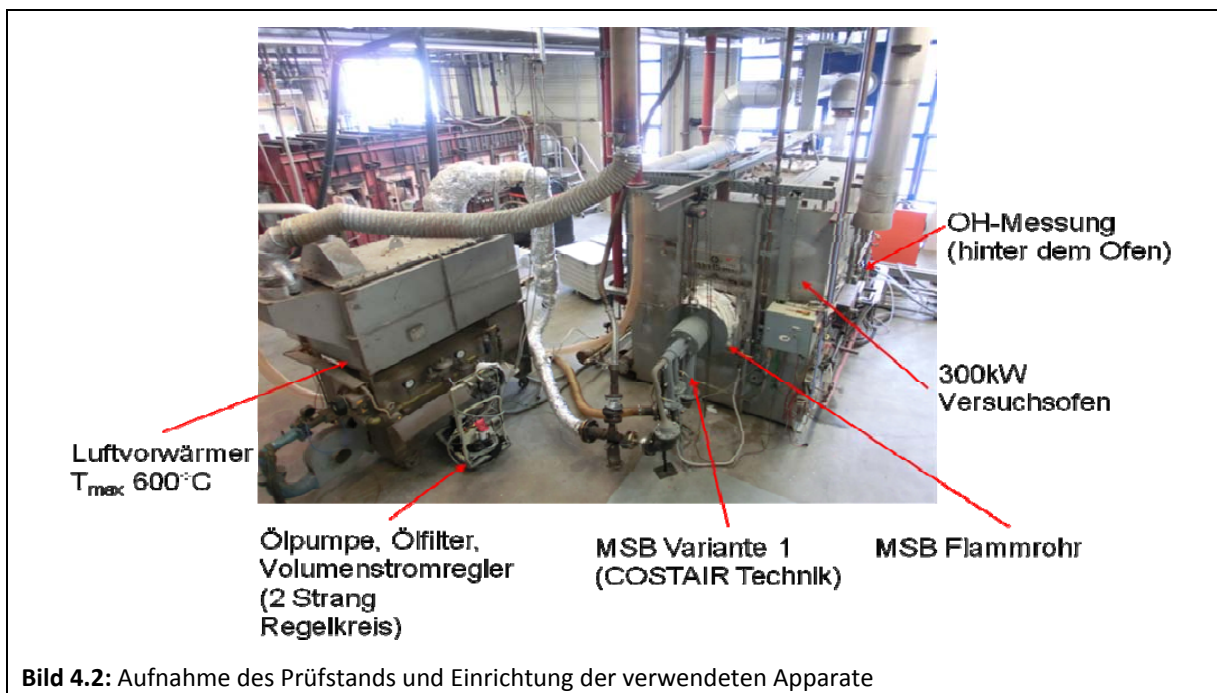
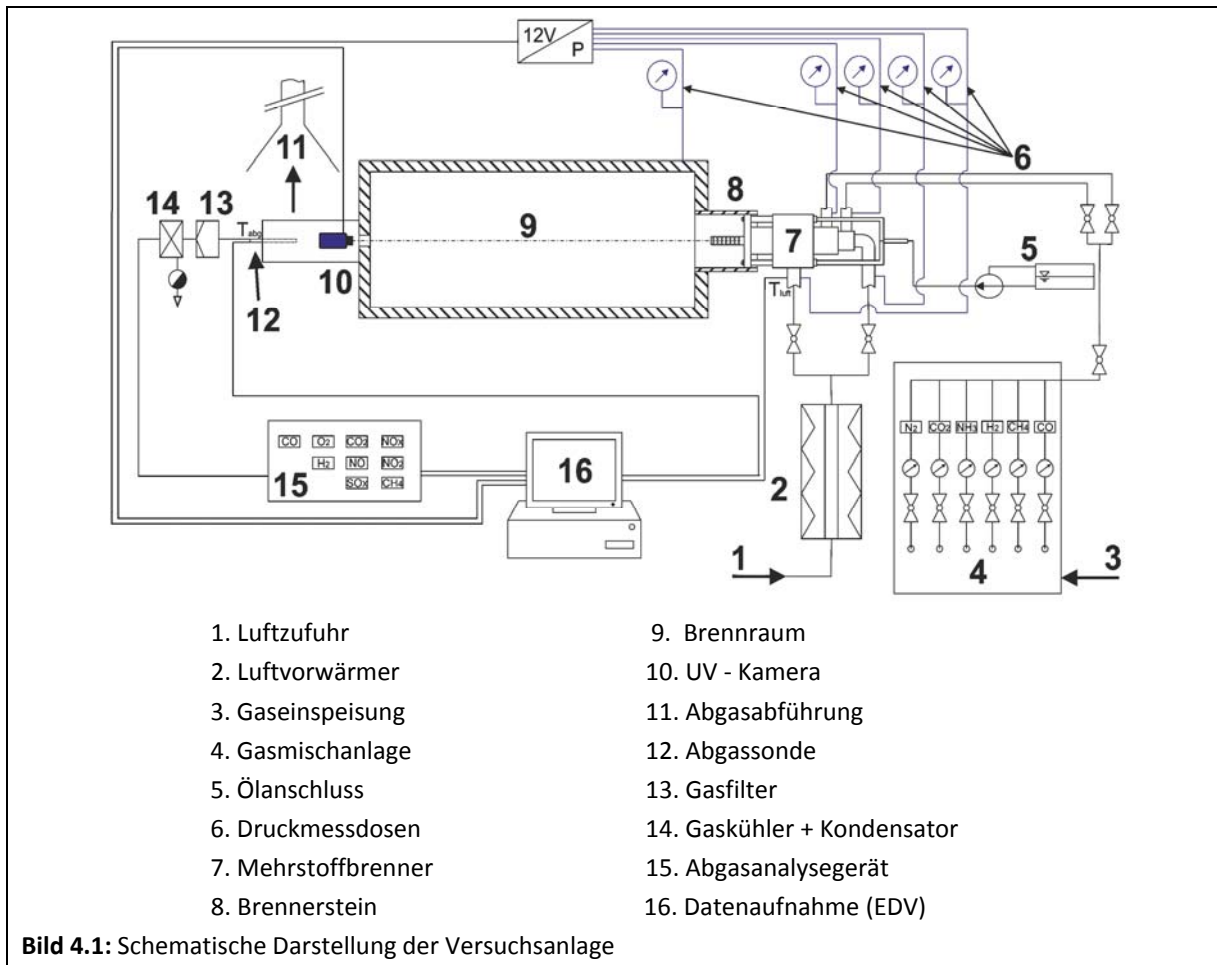
Ziel der experimentellen Untersuchungen war es, zwei Mehrstoffbrennerkonzepte, die auf dem Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung basieren, für die flexible Nutzung von diversen Schwachgasen, Erdgas sowie Heizöl EL zu untersuchen. Dabei standen das Emissions- und Betriebsverhalten der beiden Brennerkonzepte im Vordergrund der messtechnischen Untersuchungen. Als Brennstoff wurden mehrere Gasgemische entsprechend der Zusammensetzung von diversen Schwachgasen, Erdgas und Heizöl EL verwendet. Um möglichst gleiche Testbedingungen für beide Brenner herzustellen, wurden beide Verbrennungskonzepte an demselben Versuchsofen und unter gleichen Betriebsbedingungen untersucht.

4.1 Versuchsaufbau

Bei den experimentellen Untersuchungen der beiden Brennerkonzepte wurden die Abgaskonzentrationen, die Betriebsdrücke der Brenner, die Temperaturen, Volumenströme von Brennstoff und Oxidator erfasst. Weiterhin wurden die während der Verbrennung entstandenen OH-Radikale im Reaktionsbereich der Flamme mit Hilfe einer speziellen CCD-Kamera visualisiert. Der Aufbau der Versuchsanlage und die Einrichtung der Messgeräte für die durchgeführten Brenneruntersuchungen sind in der schematischen Darstellung im Bild 4.1 abgebildet.

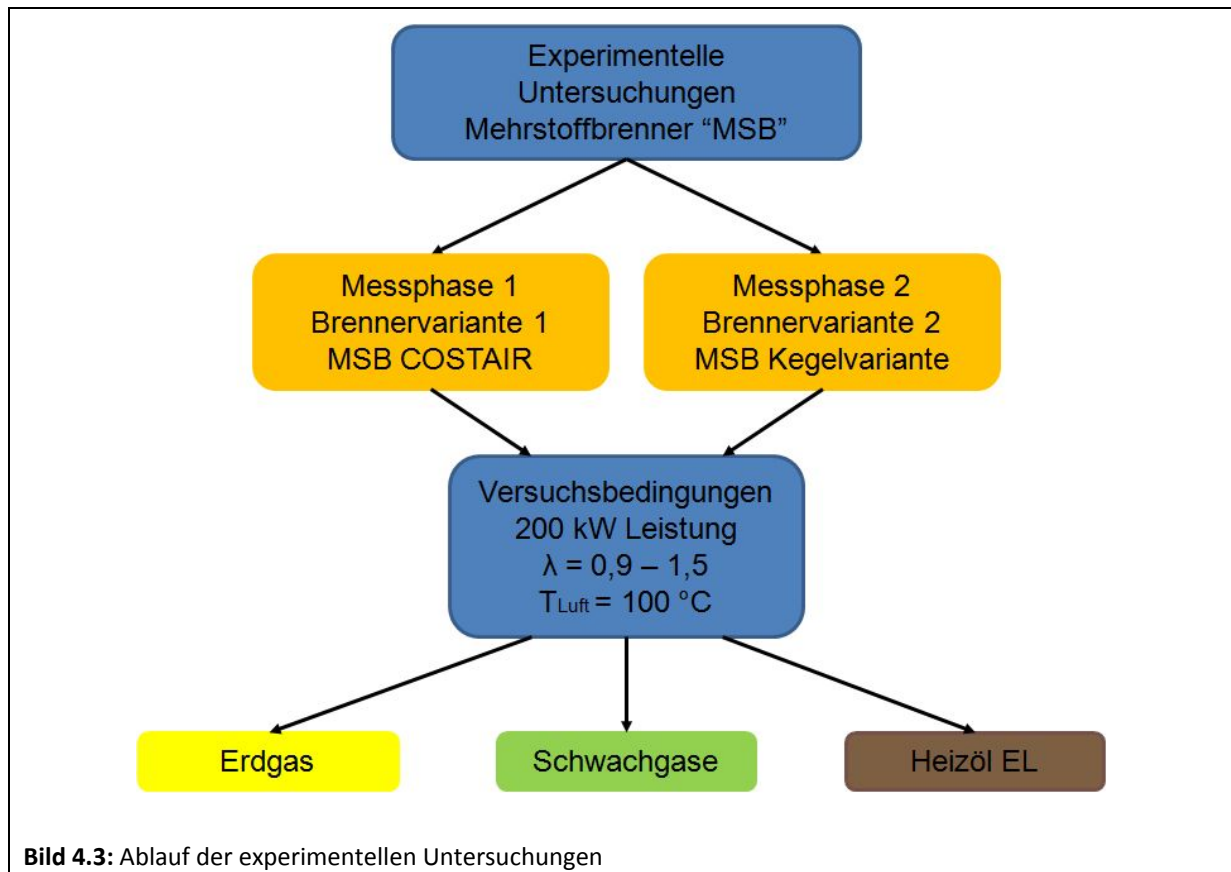
Die Zusammensetzungen der verwendeten Gasgemische wurden durch Bereitstellung der Einzelgase aus Bündeln und der Zusammenführung in der Gasmischanlage am GWI hergestellt. Die Randbedingungen für alle Versuche wurden bei den Messungen konstant gehalten, um die Feuerungsbedingungen in einem Industrieofen realitätsnah nachzubilden. Bei den Untersuchungen wurde der Brennerbetrieb für einen Luftzahlbereich von $\lambda = 0,9$ bis 1,5 variiert. Dennoch war das Hauptaugenmerk auf die Einwirkung der unterschiedlichen Optimierungsmaßnahmen auf die NO_x -Bildung bei der Verbrennung von diversen Schwachgasen und leichtem Heizöl gerichtet. Der Wechsel der Gasbeschaffenheit bzw. die verschiedenen Schwachgasgemische wurden aus den jeweiligen Gaskomponenten (CO ; CO_2 ; CH_4 , H_2 ; N_2) hergestellt.

Die Verbrennungsluftmenge wurde über die am GWI vorhandenen Schwebekörper-Durchflussmesser sowie über den Restsauerstoffgehalt im trockenen Abgas bestimmt. Somit konnte eine Einstellung der Luftzahlen variiert werden. Des Weiteren wurde eine Luftvorkämperungstemperatur von 100 °C gewählt, um eine praxisnahe Nutzung von Abfallwärme aus einem Industrieprozess zu nachzubilden. Eine Aufnahme des Prüfstands und die Einrichtung der verwendeten Apparate ist in Bild 4.2 gegeben.



4.2 Versuchsdurchführung

Die Vorgehensweise bei den experimentellen Untersuchungen des Mehrstoffbrenners stellt folgendes Fließbild dar.



Die experimentellen Untersuchungen gliederten sich in zwei Messphasen. In der ersten Phase der experimentellen Untersuchung des Mehrstoffbrenners wurde das Betriebsverhalten für die erste Variante des Mehrstoffbrenners bei der Verbrennung von unterschiedlichen Brennstoffen geprüft (siehe Bild. 4.3). In der zweiten Versuchsphase wurde - wie in der Grafik schematisch dargestellt - die MSB Kegelvariante untersucht.

4.3 Vergleich der unterschiedlichen Brennstoffarten

Die untersuchten Schwachgasgemische sollen Durchschnittswerte realitätsnaher Schwachgase wie Deponie-, Holz-, und Biogas darstellen. Naturgemäß unterliegen die realen Gaszusammensetzungen Schwankungen. Für die experimentellen Untersuchungen werden jedoch feste Gaszusammensetzungen vorgegeben. Eine Übersicht der untersuchten Brenngase ist in Tabelle 4.1 aufgeführt.

Tabelle 4.1: Zusammensetzung der untersuchten Gase

Gasart	Raumanteil [Vol.- %]					V_{Brstf} [m ³ /h]	W_u [MJ/m ³]	H_u [MJ/m ³]
	CH ₄	H ₂	CO	CO ₂	N ₂			
Deponiegas	30	-	-	-	70	66,9	11,7	10,7
Gase aus Biomasse	5	15	20	10	50	121,2	6,4	5,9
Grubengas	25	-	-	10	65	80,3	9,3	8,9
Klär gas	35	-	-	10	55	57,4	11,8	12,5
Holzgas	5	15	15	15	50	135,7	5,6	5,3
REW-Vergaser	12	35	25	25	3	64,1	6,4	11,2
Erdgas	99	-	-	0,20	0,80	19,1	47,8	37,8

Bild 4.4 zeigt einen Vergleich der Heizwerte von verschiedenen Brenngasen sowie Heizöl EL. Hierbei fällt auf, dass die Heizwerte der Schwachgase in einem engen Bereich nah beieinander liegen. Der Heizwert von Erdgas liegt hingegen weit oberhalb davon. Eine Austauschbarkeit von Gasen ist somit nur unter den schwachkalorischen Gasen möglich. Des Weiteren ist anzumerken, dass Produktgas aus einem Gaserzeuger der Fa. REW und Produktgas aus holzartiger Biomasse die gleichen Wobbe-Indices aufweisen, trotz der unterschiedlichen Gaszusammensetzung beider Schwachgase. Der Heizwert von Heizöl ist nach Umrechnung ähnlich wie bei Erdgas.

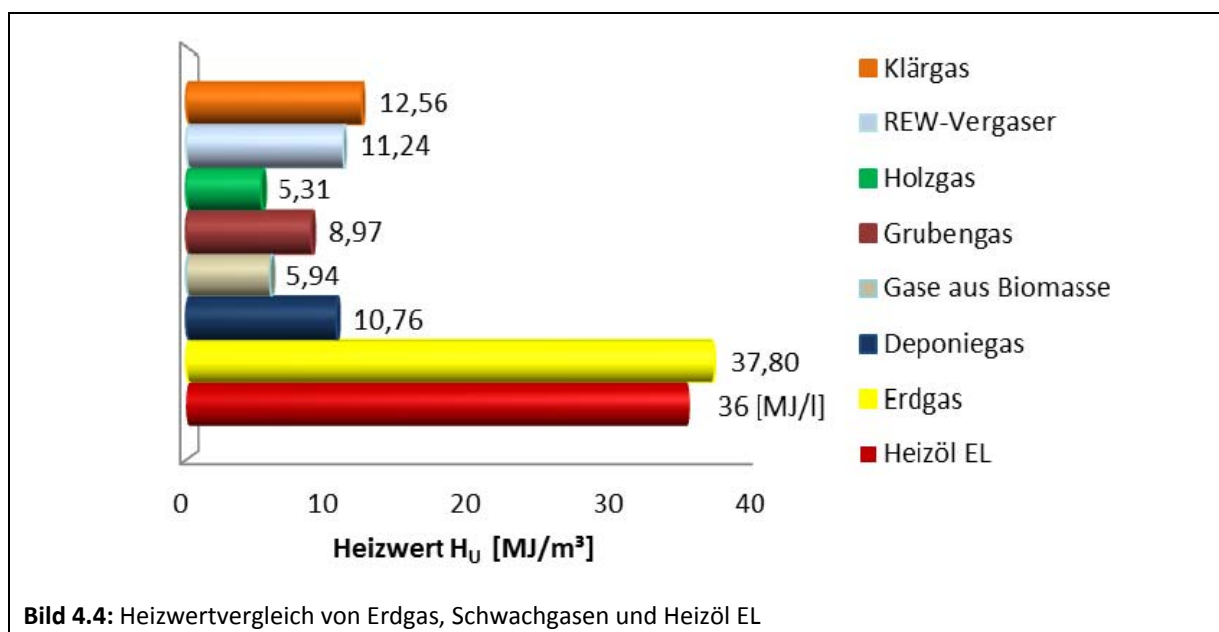
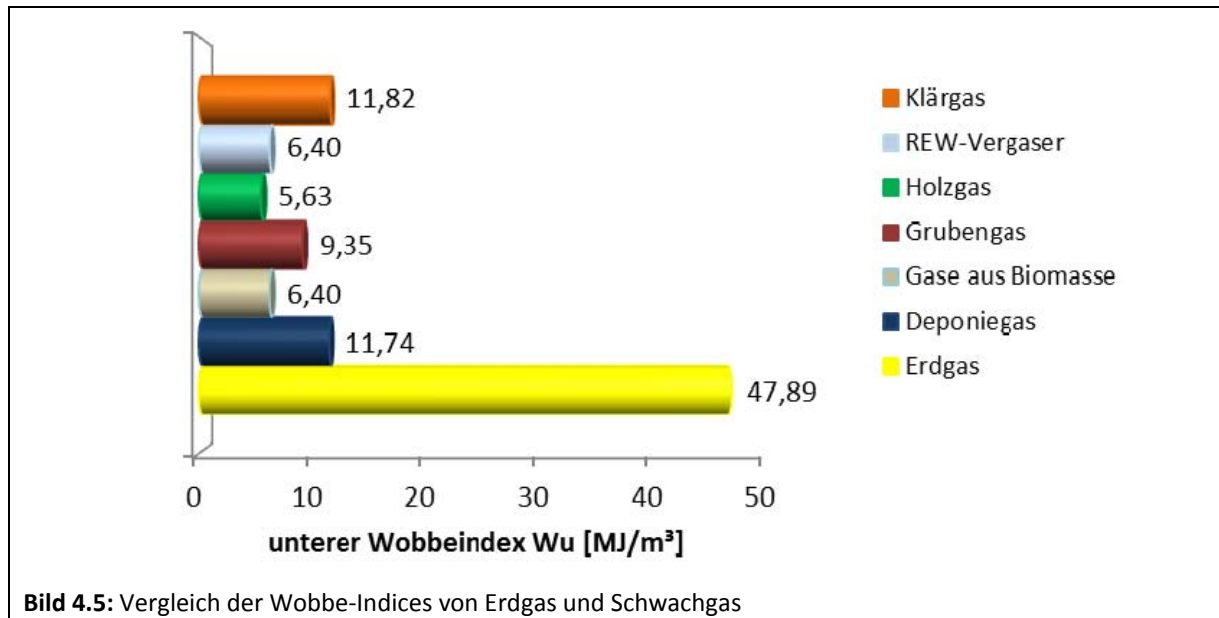


Bild 4.4: Heizwertvergleich von Erdgas, Schwachgasen und Heizöl EL

Der untere Wobbe-Index W_u ist ein Maß für die Energielieferung eines Brenngases. Er ist eine wesentliche Größe zur Beurteilung der Austauschbarkeit von Gasen [2]. Im Bild 4.5 ist ein Vergleich der Wobbe-Indices von unterschiedlichen Schwachgasen sowie von Erdgas dargestellt.



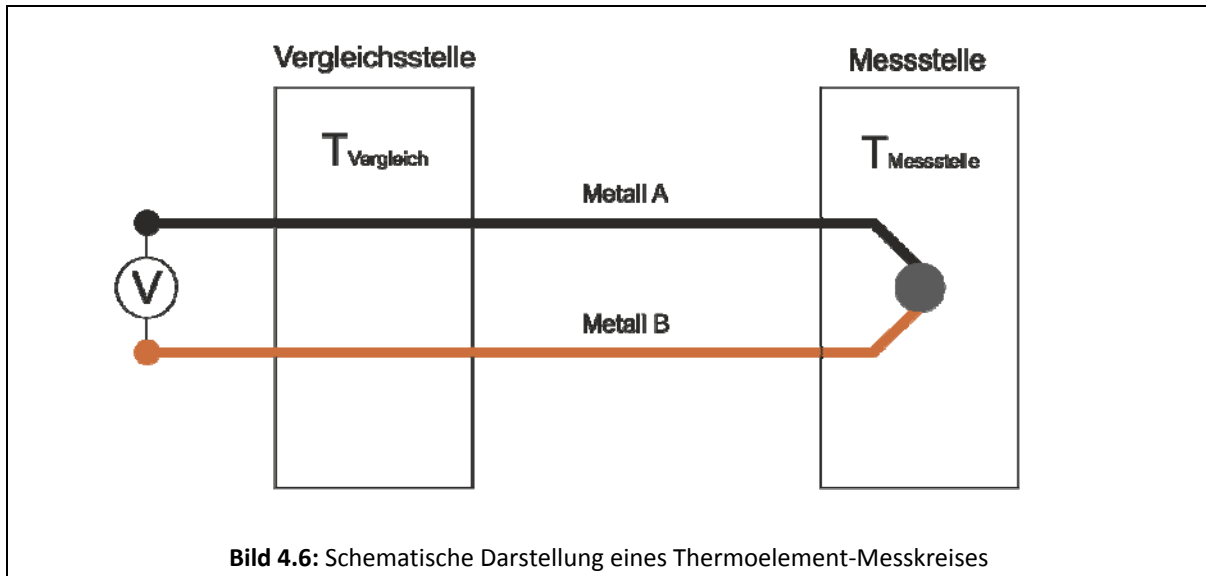
Bei Brenngasen mit gleichem Wobbe-Index wird auch bei unterschiedlicher Gaszusammensetzung vom Brenner die gleiche Energie geliefert. Beim Austausch von zwei unterschiedlichen Brenngasen wird üblicherweise eine Abweichung des Wobbe-Index von unter 5 % angestrebt, da sich sonst die Wärmebelastung des Brenners stark verändert.

4.4 Verwendete Messtechnik

Temperaturerfassung

Die Temperaturmessung der Gas- und Luftströme erfolgt über Ni-Cr/Ni Thermoelement (Typ K, Kennfarbe grün). Das Thermoelement basiert auf dem 1821 von Seebeck beschriebenen Effekt, dass ein geringer Strom fließt, wenn zwei metallische Leiter aus unterschiedlichem Werkstoff A und B in Verbindung stehen und entlang der beiden Leiter ein Temperaturunterschied vorliegt [67]. Die beiden miteinander verbundenen Leiter werden als Thermoelement bezeichnet. Die gemessene Spannung hängt sowohl von den beiden Materialien als auch vom Temperaturunterschied ab. Grundsätzlich besteht ein industrielles Thermoelement aus zwei elektrisch leitenden Metallen, die an der gewünschten Messstelle miteinander verbunden sind. Sobald sich die Temperatur an der Messstelle erhöht, bewegen sich die freien Elektronen des metallischen Leiters aufgrund der thermischen Energiezufuhr schneller zur Vergleichsstelle. Die Folge ist, dass sich an den beiden Enden der Leiter unterschiedliche Ladungsschwerpunkte ausbilden, die mit einem Spannungsmessgerät gemessen werden

(thermoelektrischer Effekt). Der schematische Aufbau eines Thermoelements ist in Bild 4.6 dargestellt:



Da die Messgeräteklemmen, mit denen die Thermoelemente befestigt werden, oft aus anderen Leitungsmaterialien bestehen, treten bei der Temperaturmessung zusätzliche Thermospannungen im Messkreis auf, die kompensiert werden müssen. Thermoelemente vom Typ K sind in der industriellen Messtechnik am häufigsten anzutreffen, denn sie zeichnen sich durch geringe Kosten und einen weiten Anwendungsbereich aus. Der gewöhnliche Temperaturmessbereich dieser Thermoelemente liegt zwischen 0 - 1250 °C.

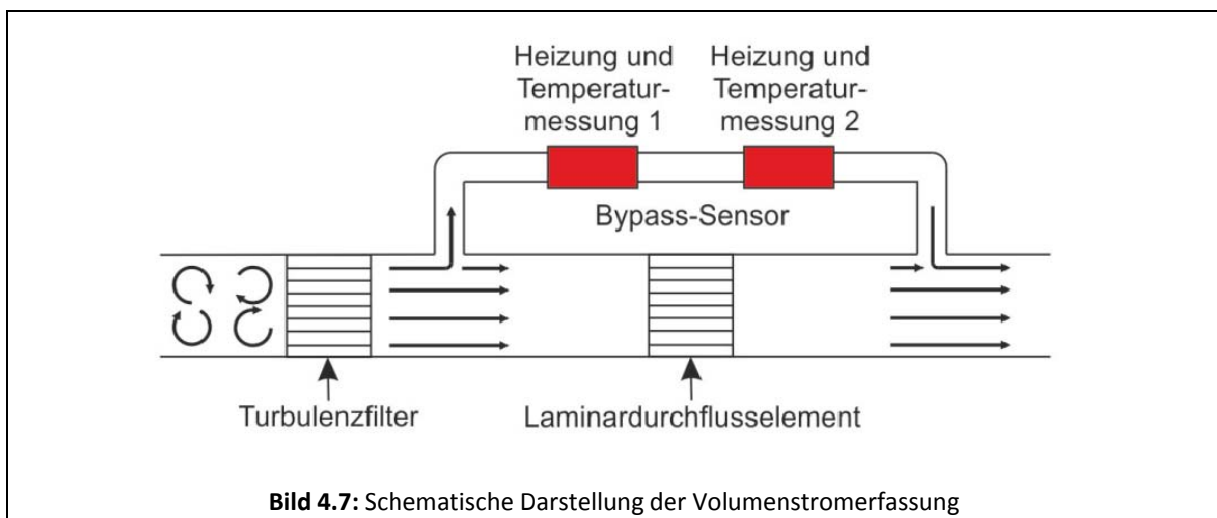
Druckerfassung

Die Druckmessung erfolgt mittels Druckmessdosen der Firma Halstrup. Im Prinzip messen Druckmessdosen eine Druckdifferenz entweder gegen Vakuum (absolut) oder gegen den Umgebungsdruck (relativ). In der Druckmessdose befindet sich eine Membran, welche sich je nach Krafteinwirkung verformt. Anhand der Verformung wird ein digitales Signal erzeugt, welches auf einer Anzeige leicht ablesbar ist.

Volumenstromerfassung der Brenngaskomponenten

Die einzelnen Gaskomponenten werden in einer Gasmischanlage der Firma Bronkhorst vermischt. Die Volumenströme der Gaskomponenten werden nach dem Prinzip der thermischen Massendurchflussmessung erfasst. Ein thermischer Massendurchflussmesser ist ein Messgerät zur Bestimmung des Massenstroms von Fluiden. Das Herz eines thermischen Massendurchflussmessers/-reglers ist ein Sensor, bestehend aus einem dünnen Edelstahlrohr mit thermischen Widerstandselementen [68]. Ein Teil des Gases fließt durch einen Bypass, welcher von einer Heizung erwärmt wird. Daraus ergibt sich mit steigendem Massen-

durchfluss eine steigende Temperaturdifferenz zwischen T_1 und T_2 . Die gemessene Temperaturdifferenz wird proportional mit dem Massendurchfluss durch einen Sensor elektronisch ermittelt. Schließlich erfolgt anhand der Wärmekapazität und des Konversionsfaktors die Bestimmung des Volumenstroms. Dies wird mit Hilfe von Gl.4.1, nach Ergänzung der gasspezifischen Daten (Dichte ρ , spezifischer Wärmekapazität c_p und Konversionsfaktor K), die Berechnung des Volumenstroms gezeigt. Im Bild 4.7 wird das Prinzip eines thermischen Massendurchflussmessers gezeigt.



$$V_G = \frac{T_2 - T_1}{K \cdot c_p \cdot \rho} \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (4.1)$$

Volumenstromerfassung der Verbrennungsluft

Ein Schwebekörper-Durchflussmesser ist ein Messgerät zur Bestimmung der Volumenströme von Fluiden. Ein Schwebekörper-Durchflussmesser besteht aus einem konischen Rohr, in dem das von unten nach oben strömende Fluid hindurch fließt. In diesem Konus befindet sich ein vertikal beweglicher Schwebekörper, der einen gewissen Strömungswiderstand im strömenden Fluid aufweist. Der Strömungswiderstand ist von der Strömungsgeschwindigkeit abhängig, die gleichzeitig eine Kraft in der Richtung der Strömung verursacht. Gleichzeitig wirkt die Auftriebskraft entgegen der Schwerkraft, wodurch der Schwebekörper im Messkonus zu schweben beginnt. Bei einem größeren Volumenstrom erhöht sich der Strömungswiderstand, wodurch der Schwebekörper nach oben steigt. Daraus kann man schließen, dass die Höhenstellung des Schwebekörpers vom Volumenstrom abhängig ist. Die Höheneinstellung als Maß des Volumenstroms ist an der eingezeichneten Messskala am Gerät leicht ablesbar. Es ergibt sich für einen konstanten Volumenstrom folgendes Kräfteverhältnis am Schwebekörper:

$$F_G = F_A + F_R [N] \quad (4.2)$$

Die Einstellung des erforderlichen Luftvolumenstroms erfolgt jedoch nicht allein über diese Messeinheit, sondern wird je nach gewünschter Luftzahl λ über den Restsauerstoffgehalt des Abgases bestimmt und an der Luftzufuhr nachgeregelt. Aufgrund der Länge der Rohrstrecke zwischen Brenner und Durchflussmesser kann es zu Druckverlusten und somit zu Abweichungen vom gemessenen zum am Brenner ankommenden Volumenstrom kommen. In Abbildung 4.8 ist das Funktionsprinzip eines Schwebekörper-Durchflussmessers gezeigt.

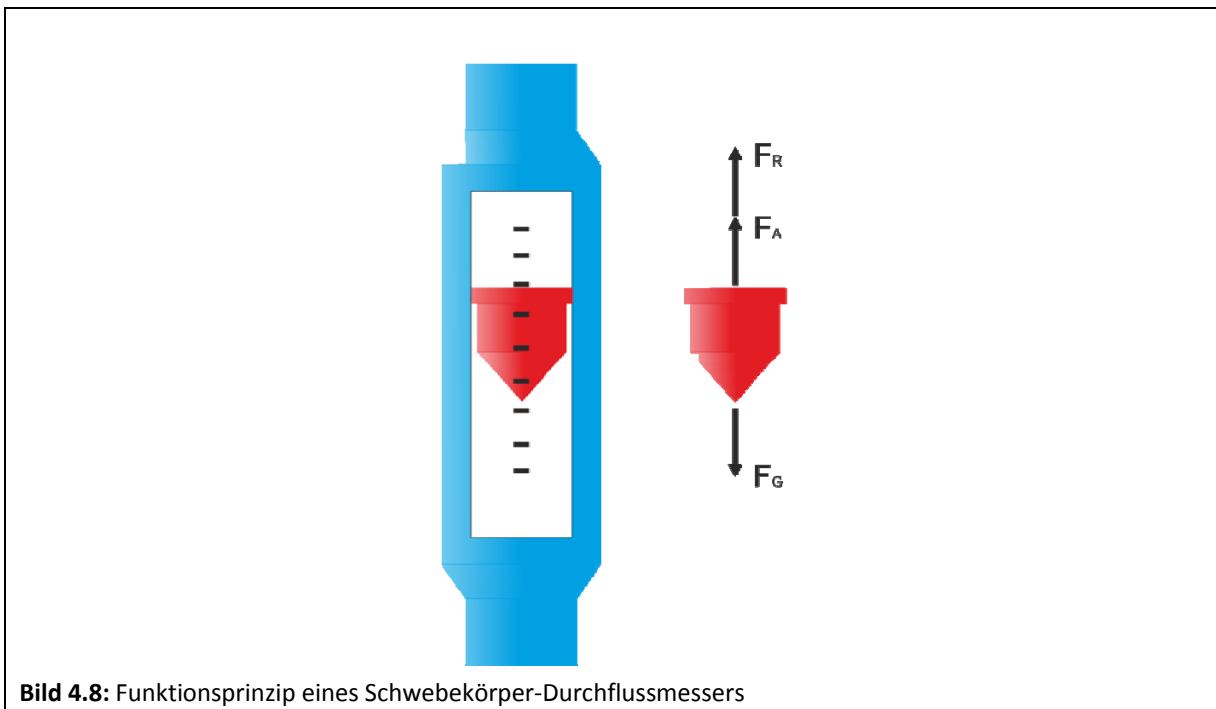
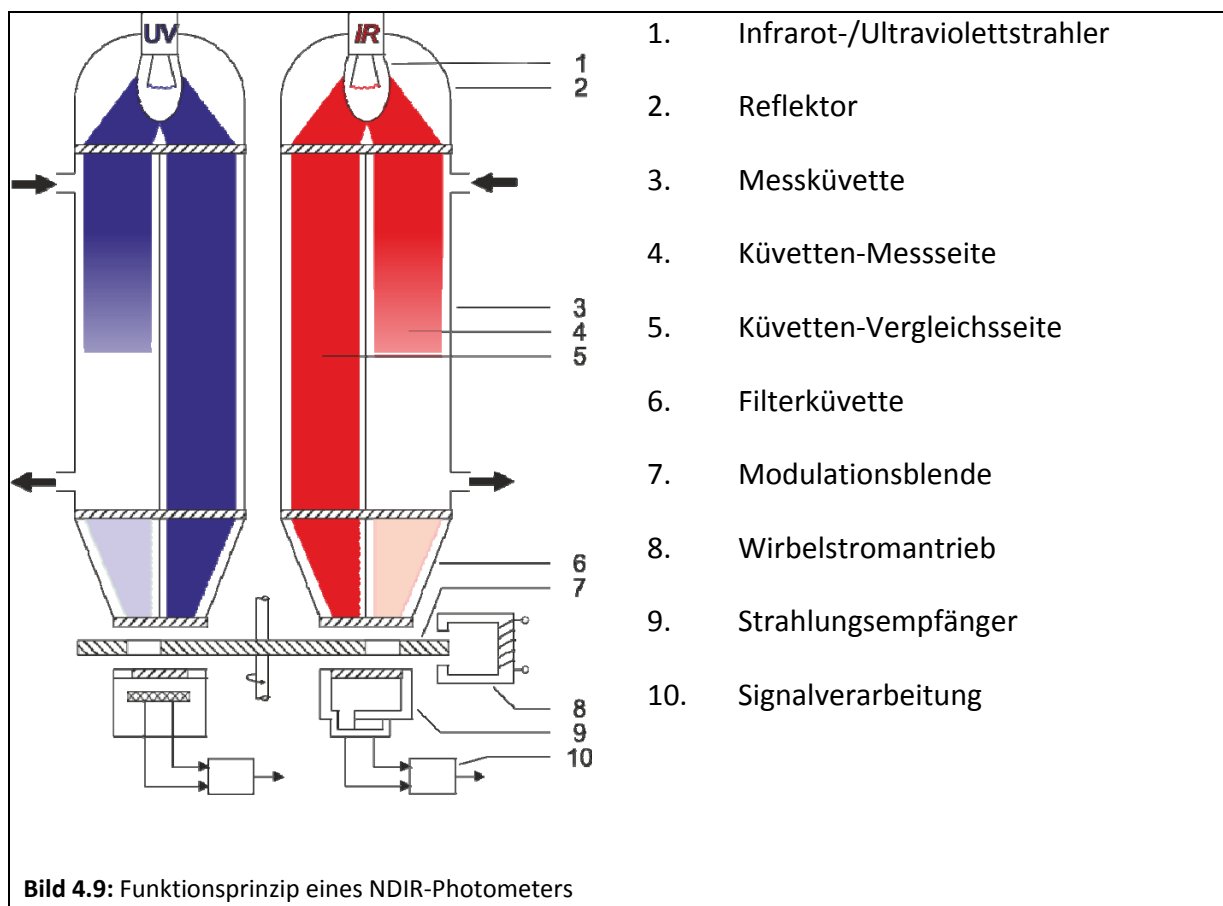


Bild 4.8: Funktionsprinzip eines Schwebekörper-Durchflussmessers

Emissionsmessung

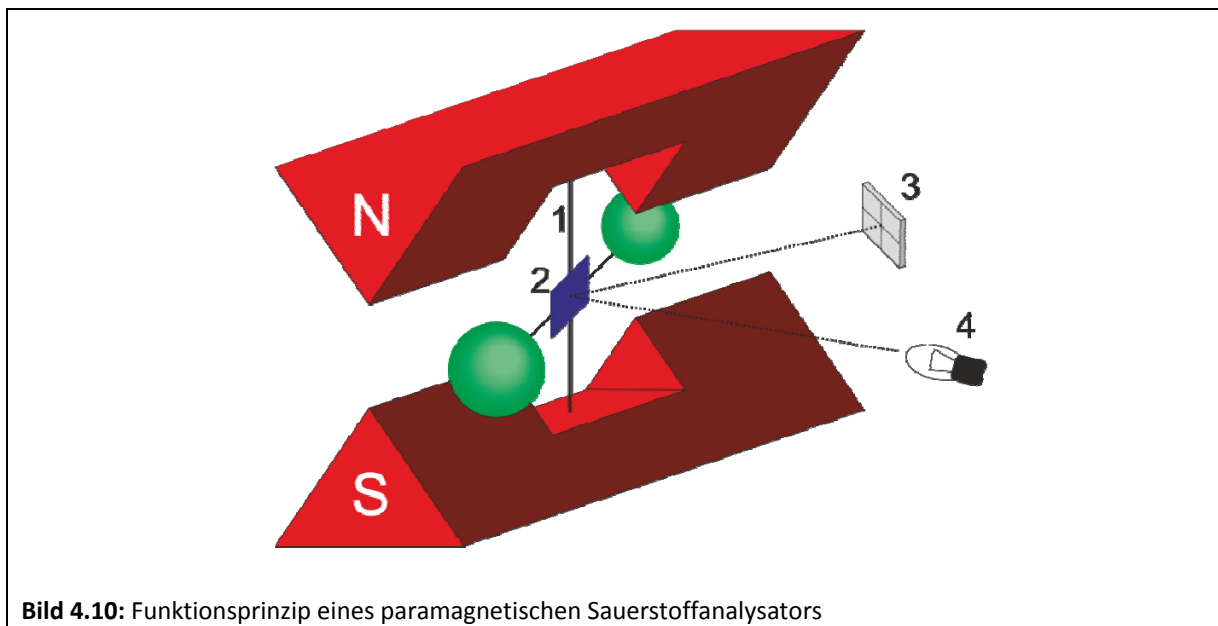
Die Photometrie ist eine bewährte Messmethode zur Bestimmung von gasförmigen Luftverunreinigungen in der Gas- und Prozessanalytik. Prinzipiell wird die Absorption infraroter (IR), sichtbarer (VIS) oder ultravioletter Strahlung (UV) durch Schadgase als Messeffekt ausgenutzt. Die Emissionsmessung erfolgte mit zwei unterschiedlichen Messgeräten der Firma Emerson-Rosemount. Die Schadstoffkonzentrationen im Abgas wurden mit dem Abgasanalysator, der nach dem Prinzip der nichtdispersiven Infrarotabsorption (NDIR) arbeitet, aufgenommen. Parallel dazu wurde der Sauerstoffgehalt im trockenen Abgas mit einem weiteren Abgasanalysator, der das paramagnetische Verhalten von Sauerstoff als Messeffekt ausnutzt, gemessen. NDIR- Analysatoren eignen sich hauptsächlich zur Bestimmung der Gase CO, CO₂, NO, NO₂, SO₂, CH₄, H₂O, C₂H₆ und vieler anderer Kohlenwasserstoffe. Für die CO- und CO₂-Messung ist die NDIR-Fotometrie das am meisten angewendete Messverfahren. Im Gegensatz zu den zweiatomigen Elementargasen mit symmetrischer Elektronenordnung

im Molekül weisen alle heteroatomigen Gase einen gewissen Dipolcharakter auf. Dieser Dipolcharakter führt dazu, dass das Molekül bei IR-Bestrahlung in Grundschiwingung gerät und dabei Strahlung absorbiert [69]. Heteroatomige Gase weisen je nach Molekülaufbau starke Absorptionsbänder auf, die relativ gut voneinander getrennt sind. Die gasspezifischen Wellenlängen der Absorption infraroter Strahlung sind charakteristisch für die jeweils gemessene Gaskomponente, wobei die Intensität der Absorption ein Maß der Konzentration des Gases ist. Die Strahlung, die durch ein rotierendes Blendenrad moduliert wird, durchläuft die Mess- und Vergleichsküvette und verursacht eine periodisch abwechselnde Signalveränderung im Detektor. Mit der Differenz der abwechselnden Signalamplituden wird die tatsächlich gemessene Abgaskonzentration des jeweiligen Gases im Abgasstrom berechnet und am Display abgelesen. Im Bild 4.9 ist das Funktionsprinzip eines NDIR-Photometers angegeben.



Das Messgerät ermöglicht die Sauerstoffmessung sowohl auf paramagnetischem als auf elektrochemischem Weg als ein- oder zweikanaliges Messgerät [70]. Die Bestimmung der Sauerstoffkonzentration im Abgas erfolgte bei diesen Untersuchungen mit einem Messgerät, das nach dem Prinzip der paramagnetischen Verhalten von Sauerstoff misst. Sauerstoff weist gegenüber allen anderen normalerweise auftretenden Gasen ein paramagnetisches Verhalten auf. Diese Eigenschaft wird in Messgeräten zur Bestimmung des Sauerstoffgehalts von

Abgasen als Messeffekt ausgenutzt, indem der Sauerstoff in ein Magnetfeld hineingezogen wird und damit Strömungen in den Messkammern entstehen, deren Größe elektrisch bestimmt wird [69]. In der Messzelle des Sauerstoffanalysators schweben zwei mit Stickstoff gefüllte Quartzkugeln gemeinsam an einem dünnen Platindraht zwischen einem permanenten Magnetfeld. Ein kleiner Spiegel, der mittig am Platindraht montiert ist, reflektiert einen Lichtstrahl weiter zu einem Photodetektor. Sobald die Sauerstoffmoleküle in die Zelle einströmen, werden sie aufgrund ihres Paramagnetismus zum stärksten Bereich des Magnetfelds hingezogen. Dabei setzt sich das Drehpendel mit beiden Quartzkugeln in Rotation und verursacht ein gewisses Drehmoment. Aufgrund dessen bewegt sich auch der Spiegel, wobei der Lichtstrahl mit einer veränderten Auslenkung auf einen hochgenauen Photodetektor strahlt und dadurch eine elektrische Spannung erzeugt. Anschließend bewirkt ein verstärktes elektrisches Signal, dass das Pendel mit beiden Quartzkugeln sich in die Ausgangsposition zurück bewegt [71]. Der dabei benötigte Strom wird als Maß der O_2 -Konzentration im Abgas ausgenutzt. Abbildung 4.10 zeigt das Funktionsprinzip eines paramagnetischen Sauerstoffanalysators.

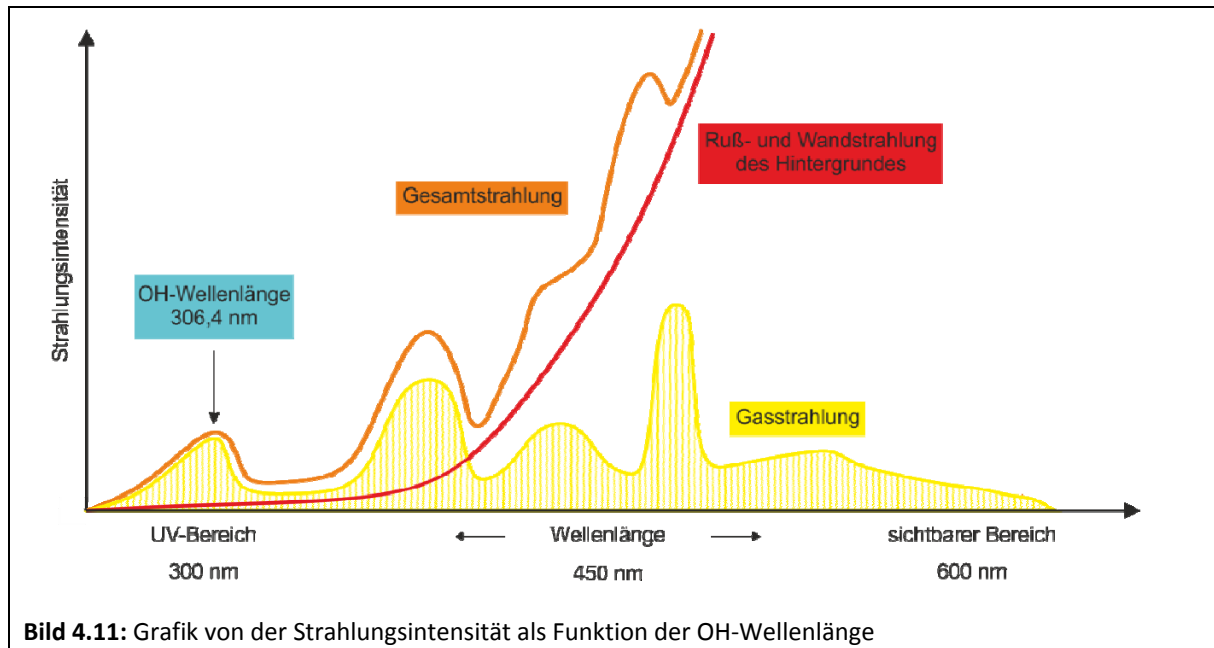


Abgasanalysegeräte sind empfindliche Messinstrumente, die nur in gewissen Arbeits- und Temperaturbereichen effektiv messen. Aufgrund dessen werden die Emissionsgase erst gekühlt und entfeuchtet, bevor sie dem Analysegerät zugeführt werden.

Visualisierung von OH-Radikalen

Die kurzlebigen OH-Radikale sind Verbrennungsprodukte, die vor allem bei hohen Temperaturen durch Dissoziation entstehen. Ein weiteres Beispiel für OH-Bildung stellt die Oxidation von Kohlenstoffmonoxid (CO) dar. Die Rekombinationsvorgänge von O- und H- Atomen

zeichnen sich durch eine emittierte Strahlung aus. Diese Strahlung liegt im ultravioletten Wellenlängenbereich bei 306,4 nm. Wie Diagramm 4.11 zeigt, findet bei der Wellenlänge von 306,4 nm keine Überlagerung von Strahlungsspektren der Wände und sonstiger Gas-komponenten statt.

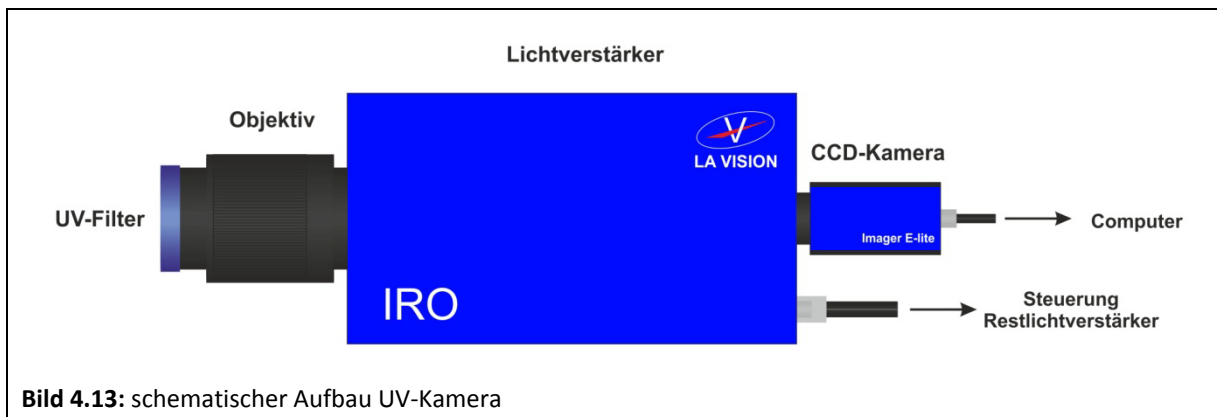


Zur visuellen Erfassung der OH-Radikale dient ein bildverstärktes UV-sensitives CCD-Kamerasystem. Das Kamerasystem besteht aus einer CCD-Kamera (charged-coupleddevice), einem Restlichtverstärker, der mittels Steuerungsgerät die eingehende Strahlung verstärken/reduzieren kann, einem Objektiv und einem UV-Filter, durch den nur ultraviolette Strahlung durchdringt. Die einzelnen Aufnahmen lassen sich über eine Software erfassen und zu einem Summenbild mitteln. Durch die Mittelung können auch oszillierende und turbulente Flammenformen visualisiert werden. Die im nachfolgenden Kapitel verwendeten OH-Aufnahmen sind Summenbilder, die aus 50 Einzelaufnahmen erstellt wurden. Die Färbung des Summenbildes lässt somit auf die Anzahl der gemessenen OH-Radikale schließen. Eine hohe Anzahl an OH-Radikalen wird rot und eine geringe Anzahl blau dargestellt. Die Färbung der Aufnahme kann zur Ermittlung von OH-Intensitäten in der Reaktionszone herangezogen werden. Die verwendete Farbskala zur Darstellung der OH-Intensitäten im Rahmen der experimentellen Untersuchungen ist beispielhaft im Bild 4.12 aufgezeigt.



Bild 4.12: Farbskala der OH-Aufnahme

Ein schematischer Aufbau der UV Kamera zur Visualisierung von OH-Radikalen ist im Bild 4.13.

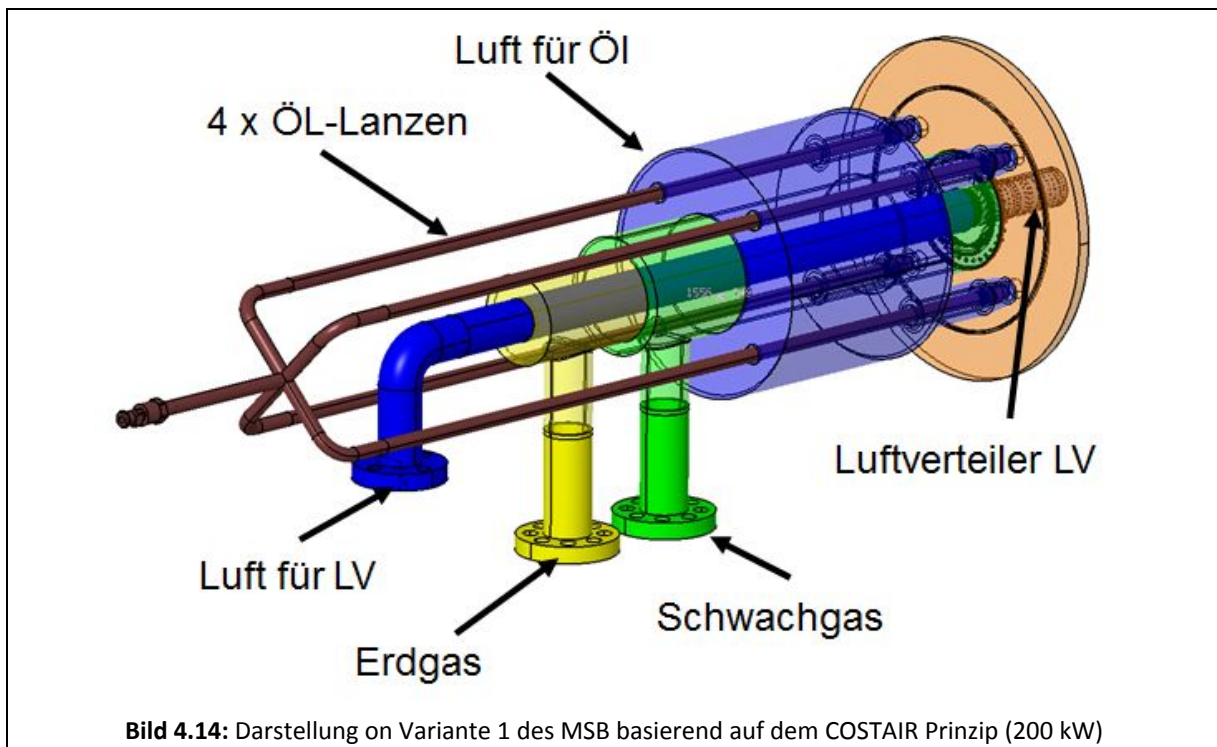


4.5 MSB Brennervarianten

Im Rahmen dieses Vorhabens wurden zwei unterschiedliche Mehrstoffbrenner-Varianten für die Verbrennung von diversen schwachkalorigen Gasen, Erdgas sowie Heizöl EI entwickelt, gebaut und anschließend vermessen. Bei den messtechnischen Untersuchungen wurde ein besonderer Schwerpunkt auf die Beurteilung der NO_x -Bildung und Flammenstabilität bei der Verbrennung von Heizöl mit einem Brennersystem gelegt, der nach dem Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung arbeitet. Im nachfolgenden Abschnitt werden die Messergebnisse bei der Varianten des MSB vorgestellt.

4.5.1 Mehrstoffbrenner Variante 1 basierend auf COSTAIR Technik

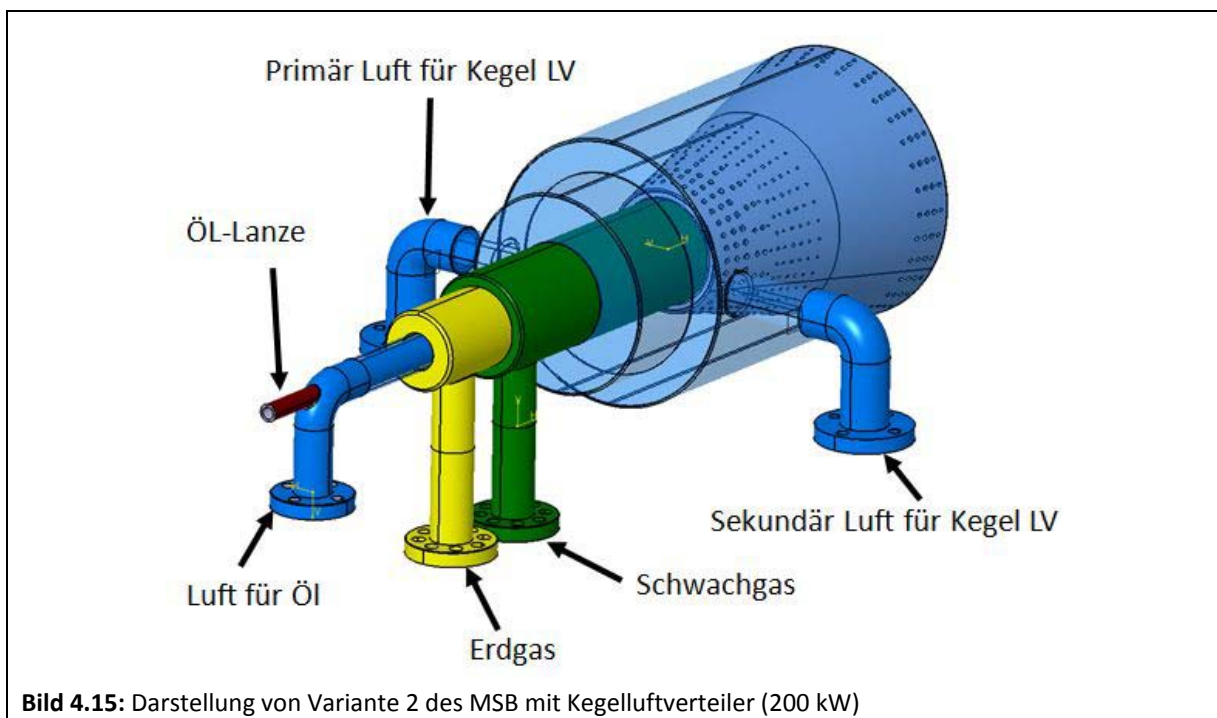
Bei der Entwicklung dieser Variante des MSB wurde besonders viel Wert auf die Zufuhr der Verbrennungsluft durch den zentralen Luftverteiler gelegt. Dabei stand die Integration und Anpassung des Prototypbrenners an die vorhandene Infrastruktur bzw. Ofenanlage im Vordergrund der Konstruktionsarbeiten. Hinzu kommt, dass ein passendes Konzept für die Eindüsung von Heizöl gefunden werden musste, um eine möglichst stabile Ölverbrennung zu realisieren. Da der Luftverteiler mittig auf der Brennerplatte positioniert ist, wurden die Öldüsen quadratisch um den Luftverteiler angeordnet. Die unterschiedlichen Brennstoffe werden durch getrennte Düsen in den Brennraum eingebracht, während die Verbrennungsluft durch den Luftverteiler schrittweise zugeführt wird. Bild 4.14 liefert eine Gesamtansicht des Mehrstoffbrenners basierend auf die COSTAIR Technik. Bis auf die Luftzufuhr des Plenums sind alle Gasleitungen, die Luftzufuhr des Luftvertailers und die Öllanzen dargestellt und farblich hervorgehoben.



4.5.2 Mehrstoffbrenner Variante 2 Kegeltbrenner

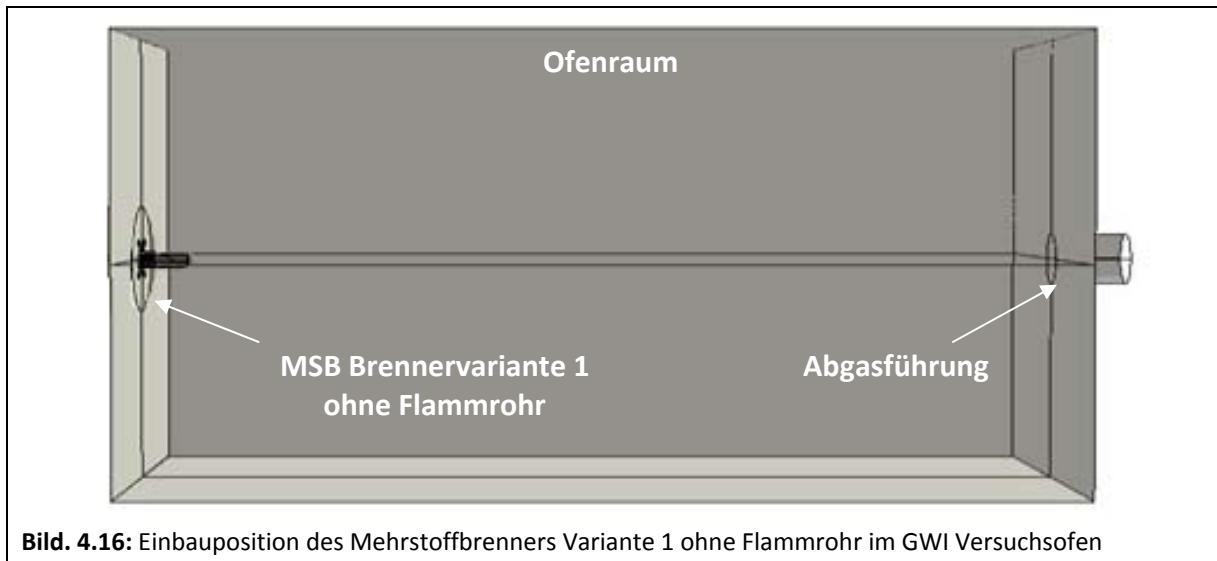
Bei der Entwicklung dieser Variante des Mehrstoffbrenners war das Ziel, eine alternative Brennerbauweise, um eine die Verbrennungsluft kontinuierlich in die Reaktionszone einzudüsen. Dabei war die Idee, die Verbrennungsluft durch einen kegelförmigen Luftverteiler (Primär Luft Kegel LV) in den Reaktionsbereich der Flamme einzudüsen anstatt, wie beim COSTAIR Brenner, die Verbrennungsluft durch einen mittig angeordneten Luftverteiler in dem Brennraum zu verteilen. Im Bild 4.15 ist eine schematische Darstellung des MSB mit Kegelluftverteiler abgebildet. Anhand der Darstellung fällt auf, dass die Anordnung der Düsen an der Oberfläche des Luftverteilers in einen primären und in einen sekundären Bereich (Sekundär Luft Kegel LV) aufgeteilt sind. Dadurch kann die Verbrennungsluft an zwei getrennten Stellen in das Reaktionsvolumen eingedüst werden, so dass die Verbrennung gestuft wird. Hinzu kommt, dass die Aufteilung der Verbrennungsluft bei diesen Untersuchungen eine Erprobung von verschiedenen Luftzahlparametern ermöglicht. Analog zum COSTAIR Brenner wurden auch bei dieser Variante die Gasdüsen verdrallt, um das Brenngas in ein rotierendes Strömungsfeld zu versetzen. Die Verdrallung des Brenngases führt dazu, dass der erhöhte Strömungsimpuls reduziert wird und sich die Verweilzeit der Brenngasmoleküle im Brennraum erhöht. Dadurch findet eine intensivere Mischung zwischen dem Brennstoff und Oxidator im Brennraum statt, was sich wiederum positiv auf die Flammenführung und Schadstoffbildung auswirkt. Bei der Verbrennung von Schwachgasen ist die Verdrallung des Brenngases eine hilfreiche Methode, um die Flamme zu stabilisieren. Im Gegensatz zur ersten Variante des MSB wird das Heizöl durch eine mittig angeordnete Öldüse in die Reaktionsfront verteilt. Die für die Verbrennung von Heizöl notwendige Verbren-

nungsluft wird mittig in den Brennraum eingedüst. Dabei umspült die Verbrennungsluft die Öllanze und sorgt gleichzeitig für eine Kühlung der Öldüse. Die Verbrennungsluft wird mit einer relativ hohen Strömungsgeschwindigkeit in den Brennraum eingedüst, um eine intensive Mischung zwischen dem flüssigen Brennstoff und Oxidator zu verursachen. Mit dieser Variante des MSB soll vor allem gezeigt werden, dass das Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung mit unterschiedlichen Brennstoffarten und für verschiedene Brennerbauweisen funktioniert. Alle Gas- und Luftzuleitungen sowie die Öl Lanze sind im nachfolgenden Bild 4.15 dargestellt und farblich gekennzeichnet.



4.5.3 Versuchsaufbau A MSB COSTAIR Variante 1

Zu Beginn der messtechnischen Untersuchungen wurde der Mehrstoffbrenner auf seine Funktion ohne den Einbau eines Flammrohrs untersucht. Es wurde im Rahmen dieser Untersuchungen festgelegt, ob der Einsatz eines Flammrohrs für eine stabile Flammenführung überhaupt erforderlich ist. Bild 4.1 zeigt schematisch die Einbauposition des Mehrstoffbrenners im GWI Versuchsofen sowie den Aufbau der Ofenanlage. Der Brennermund schließt bündig mit der Ofeninnenwand ab. Deutlich erkennbar im Bild ragt der Luftverteiler in den Versuchsofen herein. Die Abgasabführung erfolgt über den auf der rechten Seite im Bild dargestellten Abgaskanal. Der Versuchsofen kann mit vier Strahlheizrohren auf eine Temperatur von 1000 °C vorgeheizt werden, wodurch sich auch praxisnahe Prozessbedingungen nachbilden lassen. Die Untersuchungen des Brennerbetriebs wurden bei dieser Einbauposition auf die Verbrennung von Erdgas und Heizöl EL beschränkt.



Verbrennung von Erdgas

In den Abbildungen 4.17 und 4.18 sind die OH-Aufnahmen der beiden untersuchten Brennstoffe dargestellt. Die OH-Aufnahmen dienen somit zur Lokalisierung der Reaktionszone im Brennraum sowie zur Bestimmung der Flammenform und -länge.

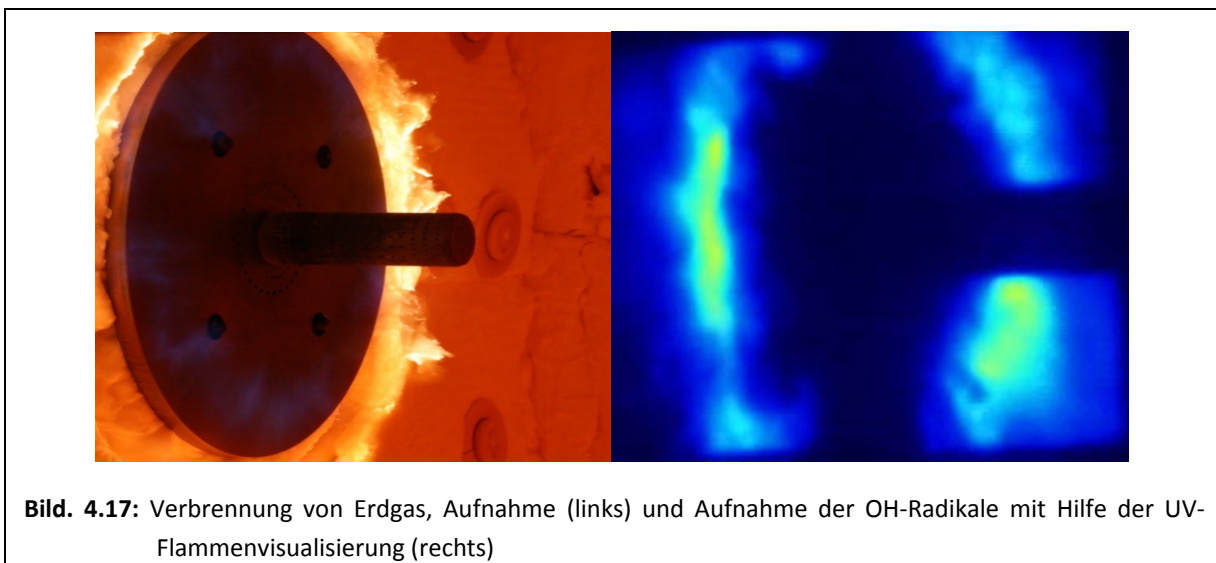


Bild 4.17 zeigt das Flammenbild einer Verbrennung von Erdgas ohne den Einsatz des Brennersteins. Die aus dem Luftverteiler austretende Luft verfügt aufgrund des relativ hohen Luftbedarfs der Verbrennung von Erdgas und der vorliegenden Geometrie über einen hohen Impulsstrom. Bedingt durch diesen hohen Impulsstrom der Luft bildet sich die Flamme nur flach und am äußeren Rand der Brennerplatte aus. Die Luftströmung lenkt die austretende Gasströmung in radialer Richtung um, so dass die Gasströmung in ihrem axialen Verlauf gehindert wird. Der Rand der Brennerplatte dient als Flammenhalter, an dem sich die Flamme stabilisiert (siehe links im Bild 4.17). Die Verbrennung von Erdgas nach dem COSTAIR-Prinzip

ist somit ohne Flammrohr nicht zielführend. Aufgrund dieser Erkenntnis wurde die Einbauposition des Brenners an die Versuchsanlage neu angepasst, um eine stabile Flammenführung zu erzielen. Die OH-Aufnahme in der rechten Hälfte des Bilds 4.17 verdeutlicht, dass die primäre Reaktionszone bzw. die Flamme sich am äußeren Rand der Gasdüsenplatte stabilisiert.

Verbrennung von Heizöl EL

Analog zu den Messungen mit Erdgas wurde in dieser Versuchsreihe ebenfalls überprüft, inwiefern sich diese Einbauposition des MSB auf die Verbrennung von Heizöl auswirkt. Die vier Öldüsen sind quadratisch um den Luftverteiler angeordnet und werden jeweils von Luft umspült. Die Zufuhr der Verbrennungsluft bei der Ölverbrennung erfolgt primär in axialer Richtung. Die Luftmenge, die zur Kühlung des Luftverteilers notwendig ist, bildet gleichzeitig eine radiale Luftströmung im Bereich um den Brennermund. Die entstehende Flamme wird durch die Radialströmung des Luftverteilers destabilisiert. Dadurch wird ein unstrukturiertes und schwankendes Flammenprofil im Brennraum erzeugt. Die Aufnahme und das OH-Bild (siehe Bild 4.18) bei der Verbrennung von Heizöl belegen, dass diese Einbauposition eine inhomogene Flammenführung mit sich bringt. Somit kann ein sicherer Betrieb des Mehrstoffbrenners nicht gewährleistet werden.

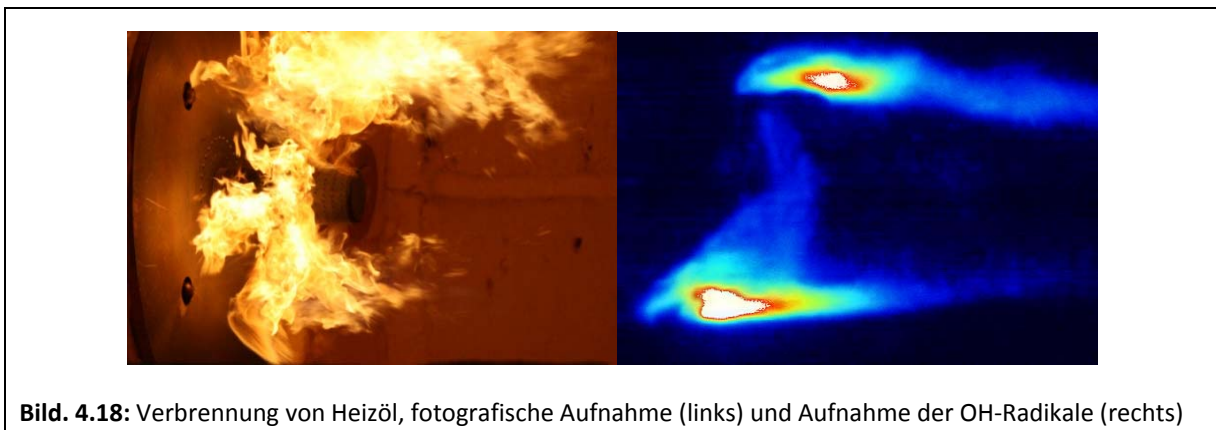


Bild. 4.18: Verbrennung von Heizöl, fotografische Aufnahme (links) und Aufnahme der OH-Radikale (rechts)

Zusammenfassend ist deutlich zu erkennen, dass diese Variante des Mehrstoffbrenners insbesondere im Erdgasbetrieb eine Brennermuffel benötigt, um ein stabiles und homogenes Flammenbild zu liefern. Im Heizölbetrieb konnte die stabile Flammenform einer Heizölverbrennung nicht erkannt werden.

4.5.4 Untersuchungen MSB COSTAIR-Variante 1

Bei diesen Untersuchungen wurde der Versuchsstand A mit einem Flammrohr aus feuerfestem Beton erweitert. Dabei wurde der Brennermund des MSB um 4000 mm von der Ofeninnenwand zurückgezogen und in das im Bild 4.19 gezeigte Flammrohr montiert. Im folgenden

Bild ist der gesamte Versuchsaufbau B für Untersuchungen am MSB mit eingebautem Flammrohr (im Bild links) abgebildet.

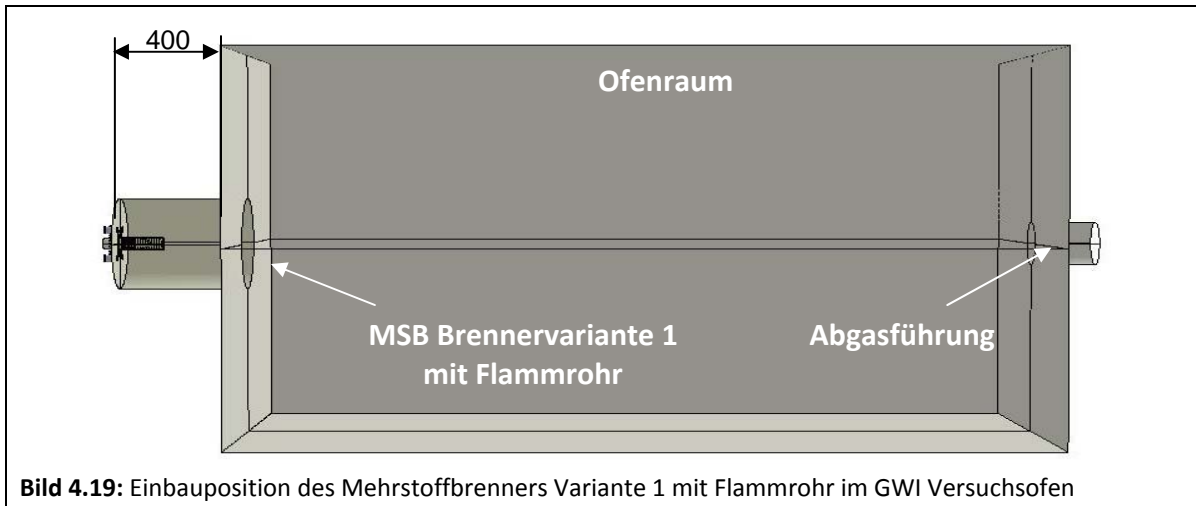


Bild 4.20 zeigt den eingebauten MSB im Versuchsofen am GWI und bei der Verbrennung von Erdgas.



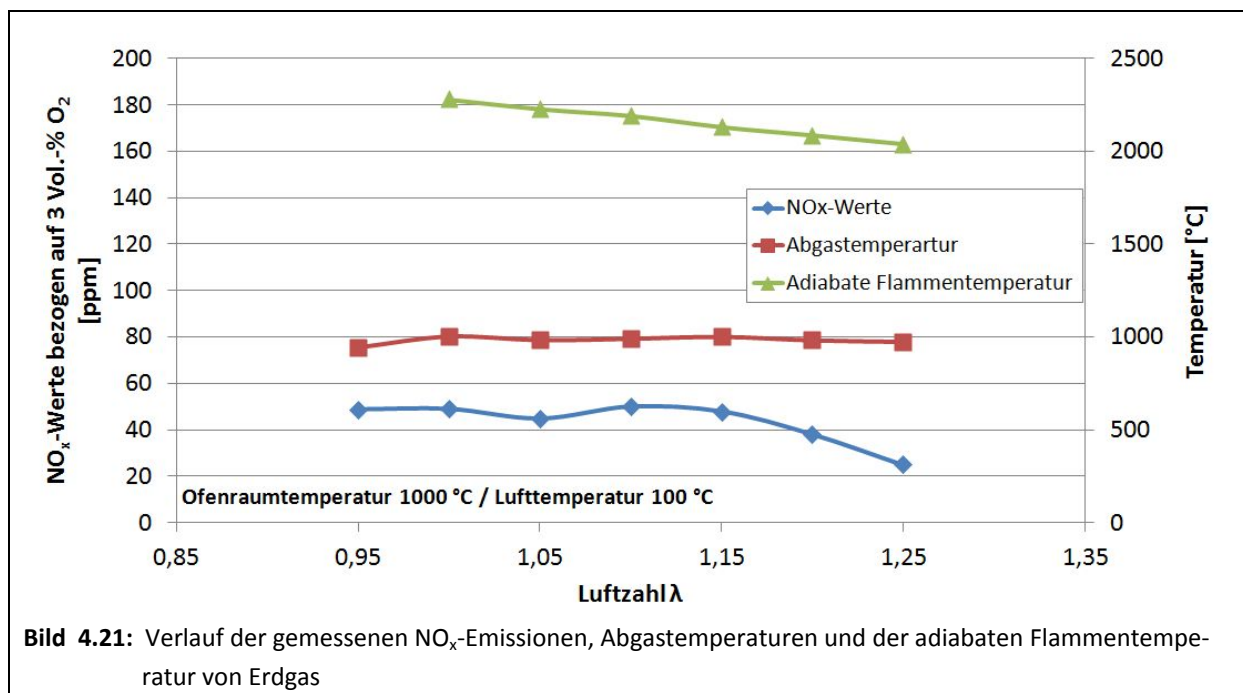
Die Aufnahme der OH-Verteilung in der Reaktionsfront mittels der OH-Kamera fand somit nicht mehr seitlich sondern von vorne statt. Die messtechnischen Untersuchungen wurden bei einer Ofenraumtemperatur von ca. 1000 °C durchgeführt, um möglichst realitätsnah die Ofenraumbedingungen in vielen Thermoprozessanlagen nachzubilden. Die Untersuchungen mit dieser Variante des MSB fanden ebenfalls bei einer Leistung von 200 kW statt. Weiterhin wurden im Rahmen dieser Untersuchungsreihen zusätzliche Versuche mit Erdgas im Teillastbereich des MSB durchgeführt.

Die Auswertung bei diesen Untersuchungen gliedert sich in drei Bereiche:

1. Übersicht der NO_x -Emissionen und Abgastemperaturen
2. Vergleich der OH-Aufnahmen der verwendeten Gase
3. Gesamtvergleich der unterschiedlichen Gase

Verbrennung von Erdgas

Die Untersuchungen mit Erdgas liefern die Werte der in Abbildung 4.21 dargestellten Abgastemperaturen und NO_x -Emissionen.

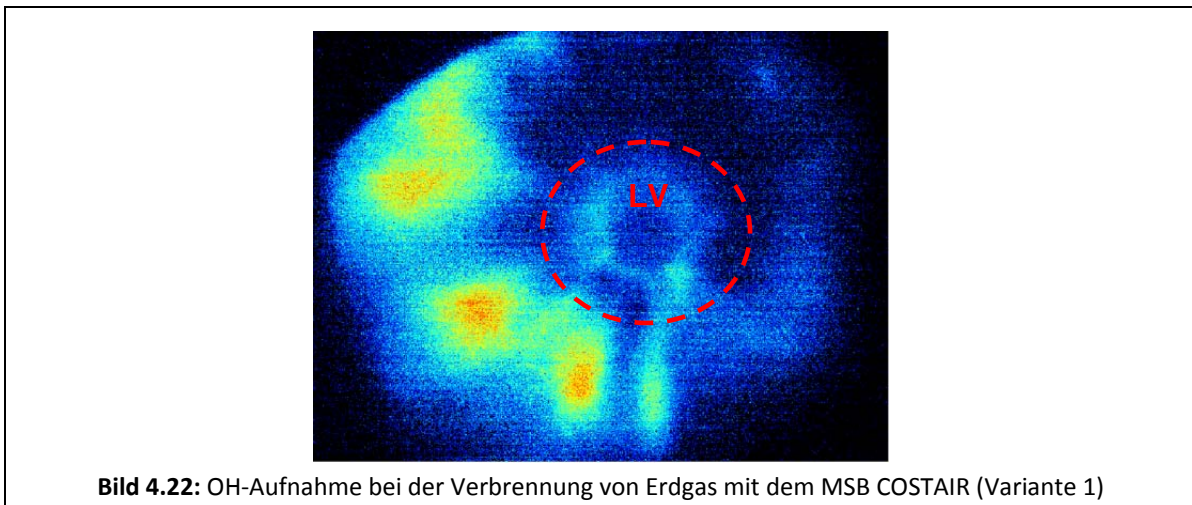


Der Verlauf der NO_x -Emissionen ist deutlich von der Luftzahl und somit von der eingestellten Luftmenge abhängig. Die niedrigste NO_x -Konzentration wurde bei einer Luftzahl von 1,25 gemessen und stieg mit kleiner werdendem λ weiter an. Eine entscheidende Rolle bei der Bildung von thermischem NO_x stellt die Flammentemperatur dar. Diese erreicht bei einer Luftzahl von circa eins den höchsten Wert. In diesem Lambdabereich werden üblicherweise die höchsten NO_x -Konzentrationen bei $\lambda=1,05 - 1,1$ erwartet. Dennoch liegen die gemessenen NO_x -Emissionen unterhalb der vorgeschriebenen Grenzwerte der TA-Luft. Eine Auflistung der gemessenen CO- und NO_x -Emissionen sowie die Abgastemperaturen sind in Tabelle 4.2 gegeben. Auf die Darstellung der CO Emissionen wurde bei der Auswertung verzichtet, da sich die Abgasspezies bei einer überstöchiometrischen Fahrweise nicht gemessen wurde. Ein unterstöchiometrischer Brennerbetrieb konnte realisiert werden, indem die Durchflussmenge der Verbrennungsluft reduziert wurde.

Tabelle 4.2: Messdaten Erdgas MSB COSTAIR Variante 1

Luftzahl λ	NO _x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	NO _x [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	O ₂ [Vol.-%]	T _{Abgas} [° C]
1,25	24,8	50,8	0	0	4,2	972
1,20	37,9	77,7	0	0	3,8	980
1,15	47,7	98,0	0	0	3,0	998
1,10	49,8	102,2	0	0	2,1	988
1,05	44,7	91,8	0	0	1,2	981
1,00	48,8	100,1	0	0	0	1000
0,95	48,6	99,8	1242,9	517,6	0	943

Die OH-Aufnahmen zeigen, dass bei der Verbrennung von Erdgas ein unstrukturiertes OH-Bild entsteht. Eine Aufnahme der Verteilung der OH-Radikale für die Verbrennung von Erdgas mit dem MSB COSTAIR ist im Bild 4.22 gegeben.



Der hohe Impuls der radial gestuften Verbrennungsluft lenkt das aus der Gasdüse strömende Erdgas soweit um, dass sich die Flamme erst am Rand der Gasdüsenplatte festhalten kann. Die gelb und rot markierten Farbbereiche im Bild repräsentieren die intensiveren Stellen der OH-Bildung. Durch den hohen Strömungsimpuls der radial gestuften Verbrennungsluft wird im Bild deutlich gemacht, dass sie auch in dieser Einbauposition die Flamme vom Luftverteiler weggedrückt wird. Die Flamme stabilisiert erst am Rand des Brennermunds und in den Ecken des Brennersteins anstatt unmittelbar im Bereich um den Luftverteiler.

Deponiegas

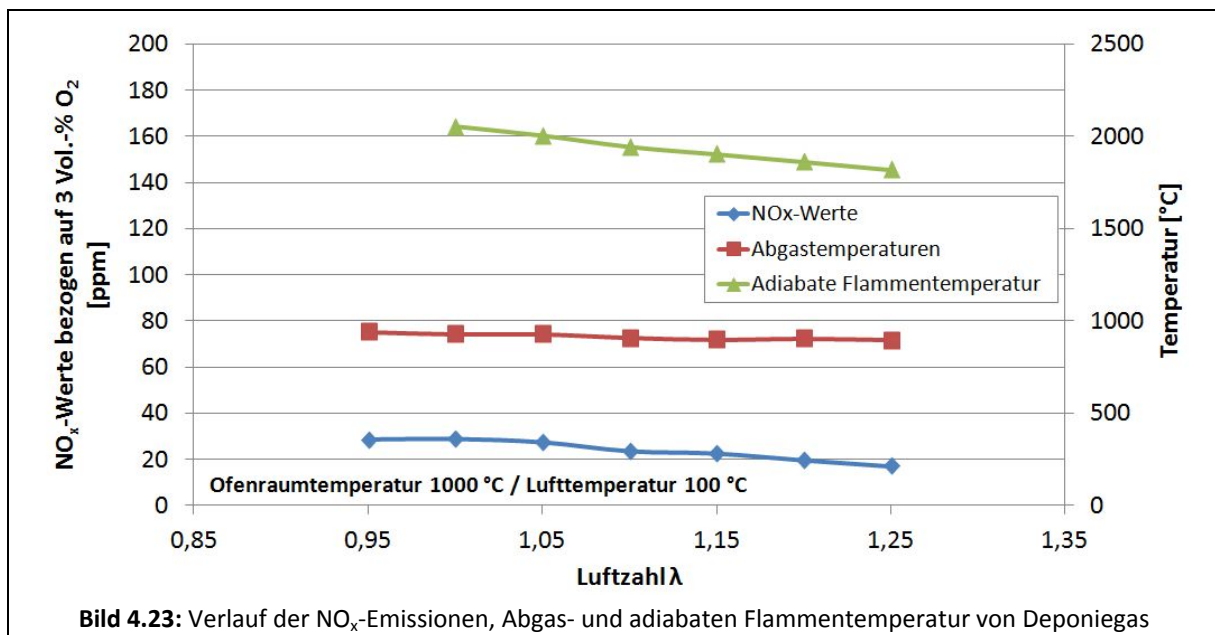
Die adiabate Flammentemperatur der Deponiegasverbrennung ist aufgrund des hohen Inertgasanteils (70 % Stickstoff) deutlich geringer als bei Erdgas. Der inerte Gasanteil kühlt

die Flamme und senkt damit die adiabate Flammentemperatur des CH_4 -Anteils im Gasgemisch. Die hohen Anteile an Stickstoff im Brenngas tragen dazu bei, dass der Brennstoffmassenstrom deutlich ansteigt. Aufgrund dieser Tatsache entstehen innerhalb des Flammrohrs und am Brennermund turbulente Strömungsbedingungen, die für die Mischungsbedingungen zwischen Brennstoff und Oxidator vorteilhaft sein können. Eine Darstellung der CO-Emissionen ist nicht möglich, da sich diese Abgasspezies kaum erfassen ließen. Niedrige CO-Emissionen im Abgas sind ein Indiz dafür, dass ein vollständiger Ausbrand des Brennstoffs erreicht wurde. Daraus lässt sich wiederum schließen, dass ein guter Mischvorgang zwischen dem Brennstoff und Oxidator sowie ein vollständiger Ausbrand erreicht wurde. Die Messdaten der Untersuchungen mit Deponiegas sind in Tabelle 4.3 aufgeführt.

Tabelle 4.3: Messdaten Deponiegas MSB Variante 1

Luftzahl λ	NO_x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	NO_x [mg/m^3] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [mg/m^3] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	O_2 [Vol.-%]	T_{Abgas} [°C]
1,25	17	34,9	0	0	3,8	897
1,20	19,6	40,3	0	0	3,1	904
1,15	22,5	46,1	0	0	2,4	898
1,10	23,5	48,2	0	0	1,7	909
1,05	27,3	56	0	0	0,8	929
1,00	28,7	58,9	0	0	0	929
0,95	28,5	58,6	925,7	385,5	0	941

Bild 4.23 zeigt einen deutlichen Trend des NO_x -Verlaufes.



Wie bei der Erdgasverbrennung, nimmt die NO_x -Bildung mit steigender Luftzahl ab. Dies lässt sich auf den zusätzlichen Luftüberschuss zurückführen. Mit steigender Luftmenge wird die Bildung von NO_x im Abgas vermindert, da die Flamme durch die überschüssige Luftmenge gekühlt wird. Der Verlauf der adiabaten Flammentemperatur spiegelt sich in der Abgastemperatur wider. Ein Anstieg der Temperatur mit kleiner werdender Luftzahl lässt sich der Tabelle 4.3 entnehmen. So besitzen beide Temperaturen die gleiche Tendenz. Im Bild 4.24 sind die OH-Radikale bei der Verbrennung von Deponiegas für λ 1,2 abgebildet.

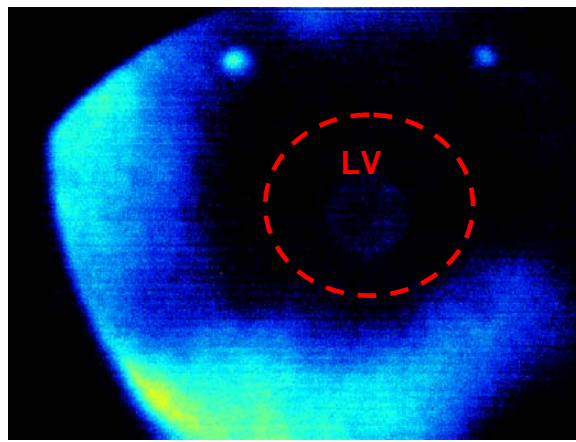


Bild 4.24: OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Deponiegas für $\lambda=1,2$

Anhand des OH-Bildes ist zu erkennen, dass wie bei der Verbrennung von Erdgas die Flamme nicht in der Nähe des Luftverteilers anliegt, sondern sich an der Innenseite des Brennersteins stabilisiert. Der hohe Impulsstrom der Verbrennungsluft bewirkt, dass sich die Flamme bzw. Reaktionszone an der Innenwand des Rohrs festhält. Weiterhin fällt auf, dass die Intensität der detektierten OH-Radikale nicht stark ausgeprägt ist wie bei der Verbrennung von Erdgas. Dies liegt vermutlich daran, dass der hohe Anteil an inerten Komponenten eine Verdünnung des Reaktionsbereichs bewirkt. Somit fällt die Bildung von OH-Radikalen wesentlich geringer aus als bei der Verbrennung von Erdgas. Da die Flammentemperatur niedriger ist als bei Erdgas, ist auch die Tendenz zur NO_x -Bildung deutlich geringer als bei Deponiegas. Die Messdaten belegen, dass sich bei der Verbrennung von Deponiegas nur geringe Mengen an NO_x im Abgas erfassen ließen. Dies wurde bereits im Vorfeld der experimentellen Untersuchungen anhand der Simulationsergebnisse des MSB in Kapitel 3 bestätigt. Eine Einhaltung der vorgegebenen Grenzwerte der TA-Luft bei der Verbrennung von Deponiegas ist somit gegeben.

Gase aus Biomasse

Die gleichen Aussagen lassen sich auch für die Verbrennung von Gasen aus Biomasse treffen. Wie der Tabelle 4.4 zu entnehmen ist, steigt die Abgastemperatur mit kleiner werdender Luftzahl an. Deutlich zu sehen ist hierbei, dass die Temperatur im unterstöchiometrischen

Bereich wieder abnimmt. Dieses Phänomen lässt sich anhand der unvollständigen Umsetzung des Brennstoffes erklären. Unter einer Luftzahl von eins war, wie bei allen anderen untersuchten Gasen, Kohlenmonoxid im Abgas vorhanden. Das Kohlenmonoxid wird nicht in Wärmeenergie umgewandelt und senkt somit die Flammentemperatur. Da der Verbrennung im unterstöchiometrischen Bereich nicht ausreichend Sauerstoff zur Verfügung steht ergibt sich, wie in Abbildung 4.25 erkennbar eine Senkung der NO_x -Konzentration. Anhand des Verlaufs der NO_x -Emissionen wird auch hier deutlich, dass bei der Verbrennung von unbelasteten biogenen Schwachgasen NO_x sich kaum erfassen ließ.

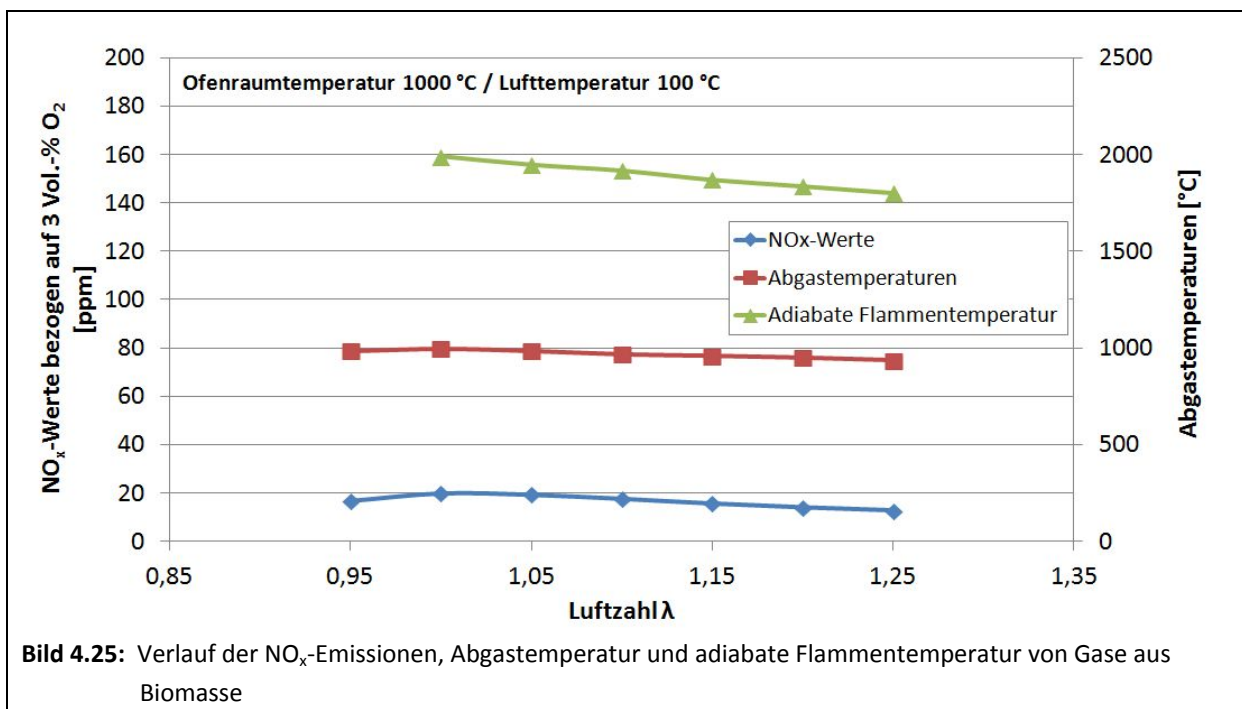
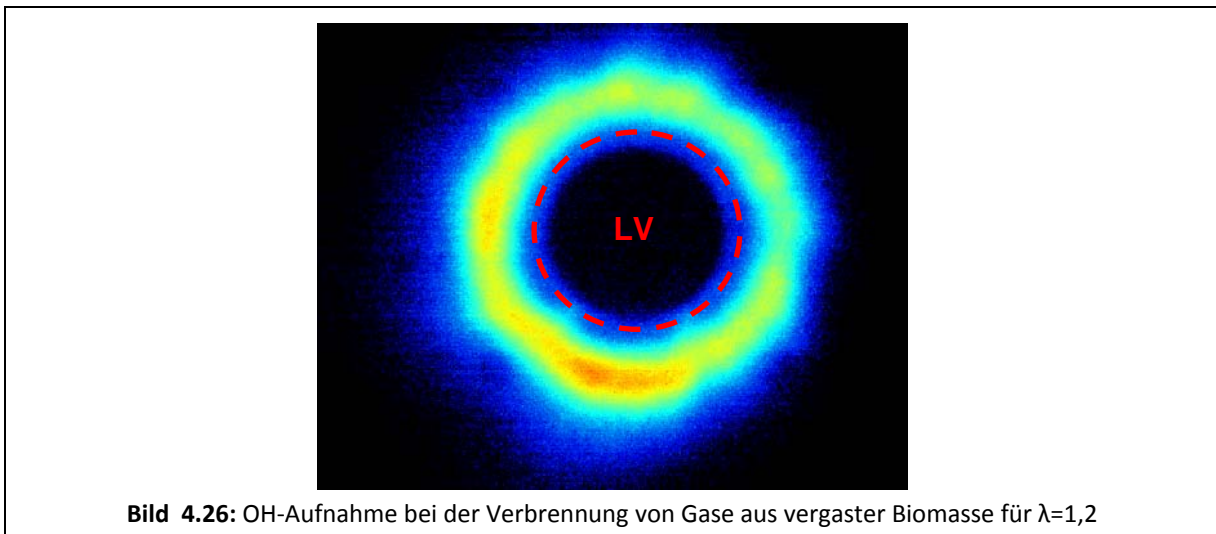


Tabelle 4.4: Messdaten Gase aus Biomasse MSB COSTAIR Variante 1

Luftzahl λ	NO_x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	NO_x [mg/m^3] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [mg/m^3] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	O_2 [Vol.-%]	T_{Abgas} [° C]
1,25	12,7	26	0	0	2,8	935
1,20	14	28,7	0	0	2,3	949
1,15	15,6	32	0	0	1,8	959
1,10	17,6	36,1	0	0	1,2	967
1,05	19,3	39,5	0	0	0,6	985
1,00	19,9	40,9	0	0	0	996
0,95	16,7	34,2	2943,4	1225,9	0	984

Eine Aufnahme der OH-Radikale (siehe Bild 4.26) bei der Verbrennung dieses Schwachgases zeigt, dass sich um den Luftverteiler eine kreisförmige Reaktionszone bildet. Die gleichmäßi-

ge Verteilung der OH-Radikale weist auf einen stabilen und homogenen Flammenbereich hin. Durch den hohen Impulsstrom des Brenngases wird eine stabile Flammenfront um den Luftverteiler gebildet. D. h., dass im Gegensatz zu Erd- und Deponiegas der Impulsstrom dieses Brenngases ausreicht, um ein stabiles Reaktionsgebiet direkt um den Luftverteiler zu erzeugen. Ein Vergleich der Volumenströme (siehe Tabelle 4.1) zeigt, dass die Massendurchflüsse bzw. Volumenströme der biogenen Schwachgase deutlich höher liegen als bei den restlichen Schwachgasen, wie z. B. von Deponie- oder Grubengas.



Grubengas

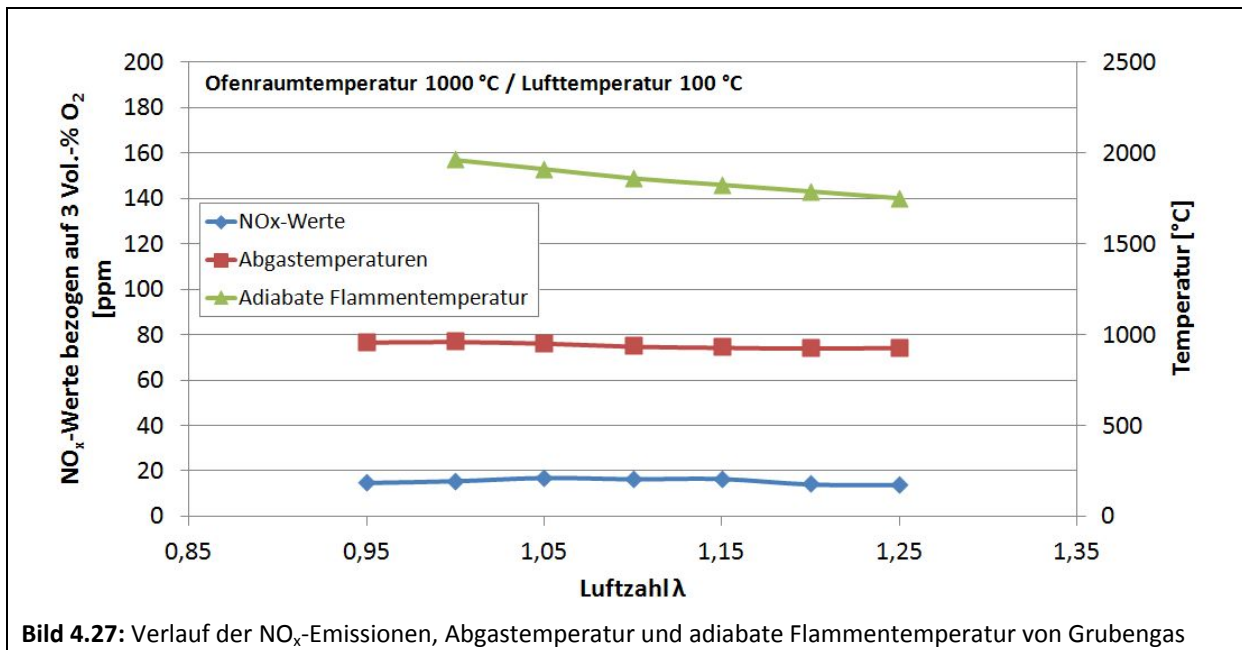
Die Verbrennung von Grubengas liefern die in Tabelle 4.5 aufgeführten Werte.

Tabelle 4.5: Messdaten Grubengas MSB COSTAIR Variante 1

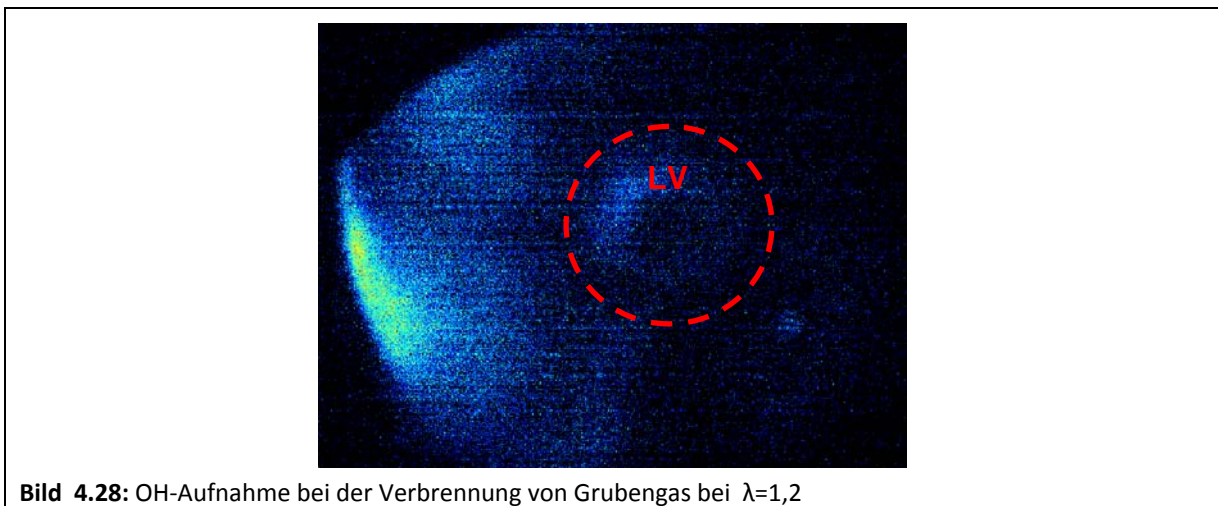
Luftzahl λ	NO _x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	NO _x [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	O ₂ [Vol.-%]	T _{Abgas} [° C]
1,25	13,8	28,4	0	0	3,6	929
1,20	14,1	29	0	0	3	926
1,15	16,3	31,4	0	0	2,3	930
1,10	16,2	33,2	0	0	1,6	936
1,05	16,7	34,2	0	0	0,6	953
1,00	15,4	31,5	0	0	0	962
0,95	14,7	30,2	2994,9	1247,3	0	959

Bis auf kleinere Abweichungen folgen die Verläufe der adiabaten Flammentemperatur und der Abgastemperatur auch bei der Verbrennung von Grubengas einem ähnlichen Trend. Der Verlauf der NO_x-Konzentration steigt bis zu einer Luftzahl von 1,05 an und ergibt ab einer

Luftzahl von 1,0 geringere Emissionswerte. Außer bei einer unterstöchiometrischen Brennerfahrweise wurden keine CO-Emissionen im Abgasstrom erfasst. Der Verlauf der gemessenen NO_x-Konzentration gibt das nachfolgende Diagramm im Bild 4.27 wieder.



Eine OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Grubengas ergibt, dass die Flamme sich einen ähnlichen Trend wie bei der Verbrennung Deponiegas fügt. Ein Vergleich der Brennstoffzusammensetzung von Deponie und Grubengas ergibt, dass beide Gase die gleichen Gaskomponenten und ähnliche Brennstoffeigenschaften aufweisen. Anhand der oben gezeigten Aufnahme wird ersichtlich, dass sich die Flamme am Flammrohr bzw. Brennerstein festhält. Ein strukturiertes Flammenbild konnte wie bei der Verbrennung von Holzgas oder Gas aus Biomasse nicht festgestellt werden. Dennoch wird anhand der Abgasemissionen gezeigt, dass ein vollständiger und schadstoffarmer Ausbrand des Brennstoffs erreicht wurde. Das OH-Bild für die Verbrennung von Grubengas ist im nachfolgenden Bild 4.28 gezeigt.



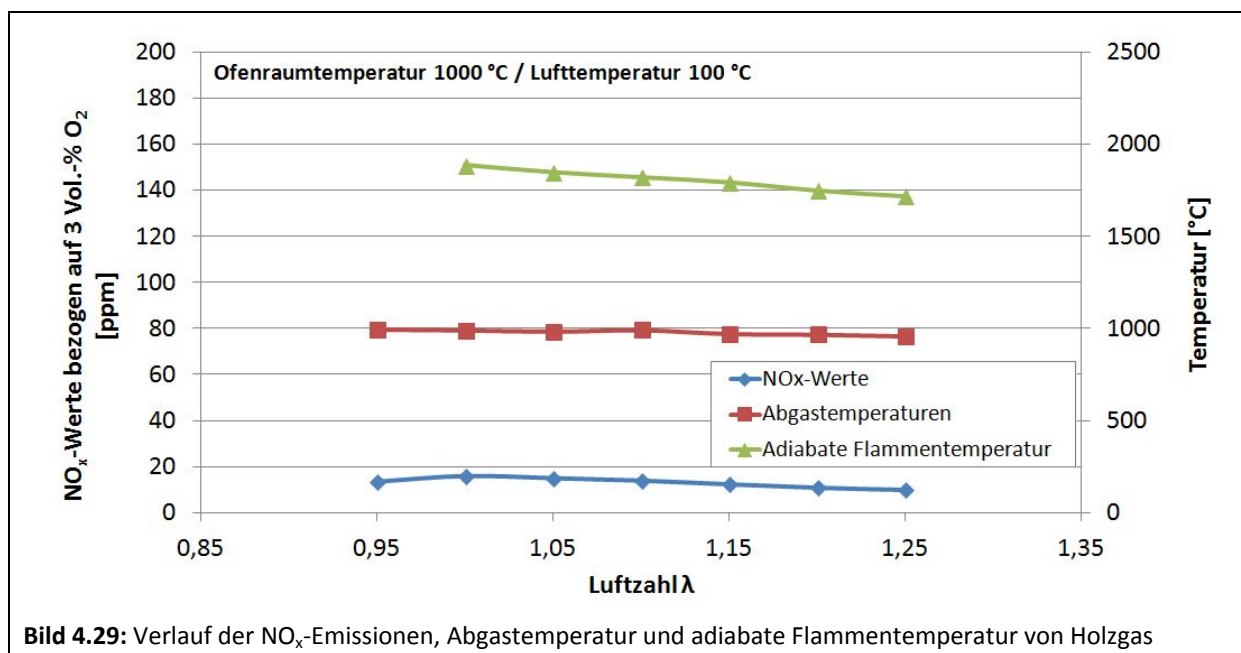
Holzgas

Die niedrigsten adiabaten Flammentemperaturen entstehen bei der Verbrennung von Holzgas. Deutlich gering sind hierbei auch die NO_x -Konzentrationen. Die NO_x -Konzentration nimmt mit größerer Luftmenge ab und sinkt zudem im unterstöchiometrischen Bereich. Die Abgastemperatur folgt trendmäßig dem Verlauf der adiabaten Flammentemperatur. Dennoch verläuft die Verbrennung dieser Gasart relativ schadstoffarm. Die aufgelisteten NO_x - und CO-Emissionen in Tabelle 4.6 belegen, dass die Verbrennung dieses Brenngases relativ schadstoffarm erfolgt.

Tabelle 4.6: Messdaten Holzgas MSB COSTAIR Variante 1

Luftzahl λ	NO_x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	NO_x [mg/m^3] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [mg/m^3] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	O_2 [Vol.-%]	T_{Abgas} [°C]
1,25	10,1	10,1	0	0	3	958
1,20	11	10,7	0	0	2,5	967
1,15	12,4	11,7	0	0	1,9	971
1,10	13,9	12,7	0	0	1,3	992
1,05	14,9	13,2	0	0	0,7	984
1,00	15,8	13,5	0	0	0	991
0,95	13,5	11,5	2080,1	866,3	0	995

Bild 4.29 stellt die gemessenen Werte in einem gemeinsamen Diagramm dar.



Eine Visualisierung der OH-Radikale in Bild 4.30 ergab, dass sich die Verbrennung von Holzgas ähnlich wie von Gasen aus Biomasse verhält. Mit Hilfe der UV-Flammvisualisierung ist die Sichtbarmachung der freigesetzten OH-Radikale möglich. Damit kann genau bestimmt werden, wo sich das Reaktionsgebiet im Brennraum befindet. In der linken Hälfte des Bildes ist erkennbar, dass die Verteilung der OH-Radikale durch eine ungünstige Anströmung der Verbrennungsluft aus dem Luftverteiler leicht gestört wird. Dennoch wurde eine stabile homogenen Flammenführung bei der Verbrennung von Holzgas beobachtet.

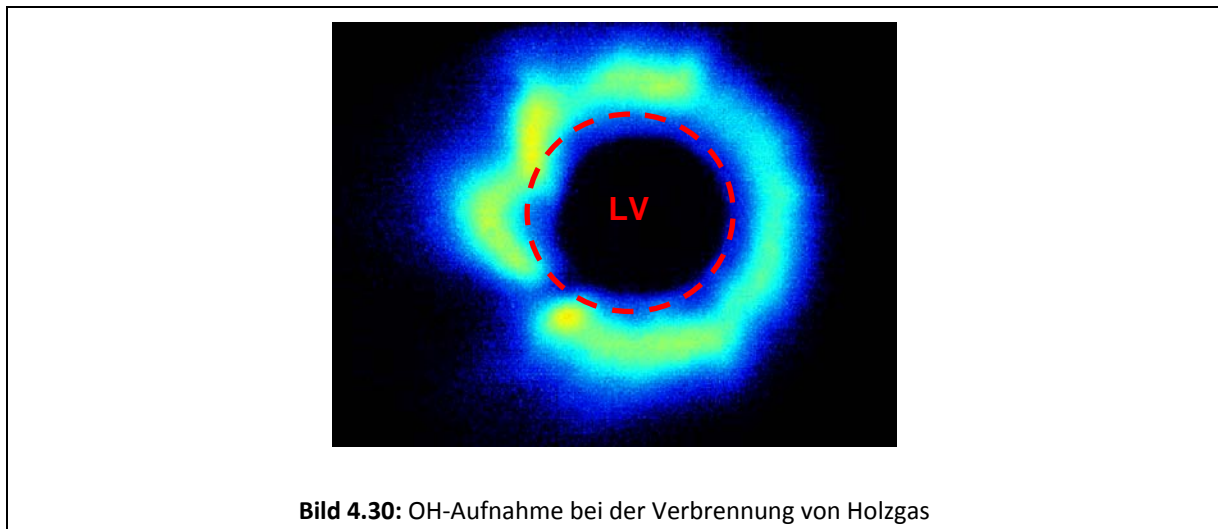
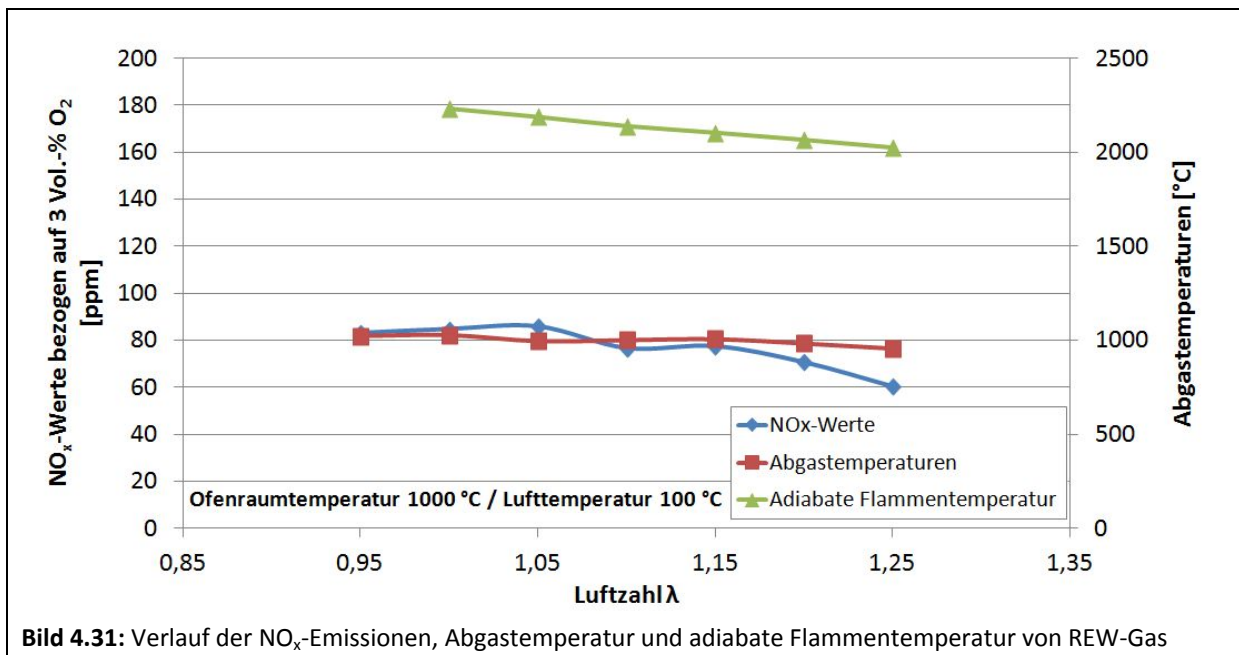


Bild 4.30: OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Holzgas

REW-Produktgas

REW Produktgas besteht überwiegend aus mehreren brennbaren Komponenten (Methan, Kohlenmonoxid und Wasserstoff). Die gasspezifischen Eigenschaften dieser einzelnen Gaskomponenten bewirken, dass sich auch die Reaktions-, Strömungs- und Strahlungsbedingungen im Brennraum völlig anders als bei der Verbrennung von Erdgas verhalten. Im Bild 4.31 sind die gemessenen NO_x -Konzentrationen sowie die dazugehörigen Abgastemperaturen abgebildet.

Bei der Verbrennung von REW-Produktgas entstehen im Vergleich zu den anderen Schwachgasen verhältnismäßig hohe NO_x -Konzentrationen, die vermutlich durch das Vorhandensein von größeren Mengen an Wasserstoff im Brenngas resultieren. Auch der hohe Anteil von Kohlenmonoxid im Gas hat einen großen Einfluss auf die Schadstoffbildung und Verbrennungseigenschaften dieses Brenngases. Der Verlauf der NO_x -Emissionen zeigt, dass trotz des geringen Heizwertes von REW-Produktgas bis zu 86 ppm an NO_x bei Lambda 1,05 im Abgas erfasst wurden.



Ebenfalls erkennbar in der Grafik fügt sich die Abgastemperatur dem Trend der adiabaten Flammentemperatur und steigt im nahstöchiometrischen Bereich auf ein Maximum an. Gleiches gilt für den Verlauf der NO_x-Konzentration. Insbesondere das Vorhandensein von Wasserstoff in Brenngasen stellt eine Herausforderung für die Einhaltung der gesetzlich vorgegebenen NO_x-Grenzwerte dar. Bei der Verbrennung von wasserstoffhaltigen Brenngasen bilden sich - verglichen mit konventionellen Kohlenwasserstoffen - kein CO₂ im Abgas. Dennoch können sich aufgrund der lokalen Temperaturspitzen in der Flamme sowie bei der Anwesenheit von Sauerstoff und Stickstoff im Reaktionsbereich der Flamme größere Konzentrationen an NO_x-Emissionen im Abgas bilden. Dies liegt daran, dass während der Verbrennung von Wasserstoff örtlich in der Flammenfront extrem hohe Flammentemperaturen zustande kommen, die beim Vorhandensein von Stickstoff und Sauerstoff aus der Luft im Reaktionsbereich eine unerschöpfliche NO_x-Quelle anbieten. Bereits in mehreren Forschungsarbeiten wurde gezeigt, dass die Verbrennung von wasserstoffreichen Brenngasen in den kommenden Jahren für die Nutzung von erneuerbaren Energien zunehmend an Bedeutung gewinnen wird. In Tabelle 4.7 sind zur Übersicht, die Messwerte bei der Verbrennung von REW-Produktgas im Einzelnen aufgelistet.

Tabelle 4.7: Messdaten REW-Gas MSB COSTAIR Variante 1

Luftzahl λ	NO _x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	NO _x [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	O ₂ [Vol.-%]	T _{Abgas} [° C]
1,25	60,2	123,5	0	0	3,8	957
1,20	70,5	144,7	0	0	3,1	983
1,15	77,3	158,7	0	0	2,4	1005
1,10	76,5	157	0	0	1,7	1000
1,05	85,7	175,9	0	0	0,8	995
1,00	84,6	173,7	0	0	0	1026
0,95	82,9	170,1	2942,6	1225,5	0	1022

Eine Aufnahme der OH-Radikale zeigt, dass sich die Flammenführung bei diesem Gas sehr ähnlich wie Gase aus Biomasse oder Holzgas verhält. Anhand der Aufnahme im Bild 4.32 ist klar zu erkennen, dass sich die kreisförmige Flamme bzw. primäre Reaktionszone unmittelbar im Bereich um den Luftverteiler stabilisiert. Bei dieser Aufnahme fällt vor allem auf, dass sich zwei kreisförmige Reaktionsbereiche um den Luftverteiler bilden. Anhand der Aufnahme ist zu erkennen, dass die Intensität der OH-Radikale bei der Verbrennung von diesem Gas geringer ausfällt als bei der Verbrennung von z. B. Gas aus Biomasse oder Holzgas. Vermutlich liegt dies am erhöhten Anteil von Wasserstoff im Brenngas.

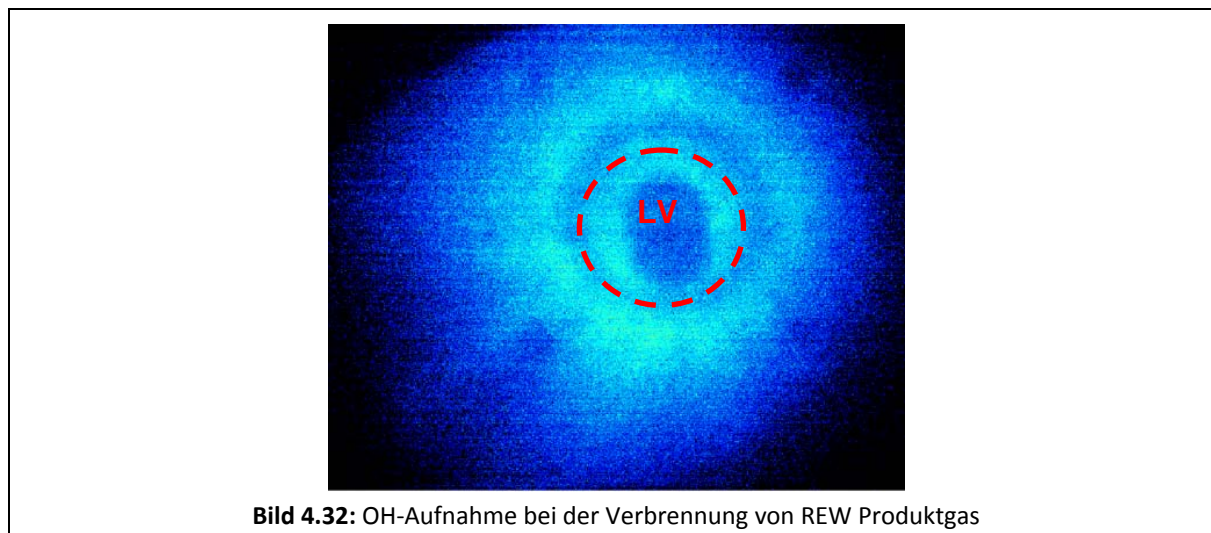


Bild 4.32: OH-Aufnahme bei der Verbrennung von REW Produktgas

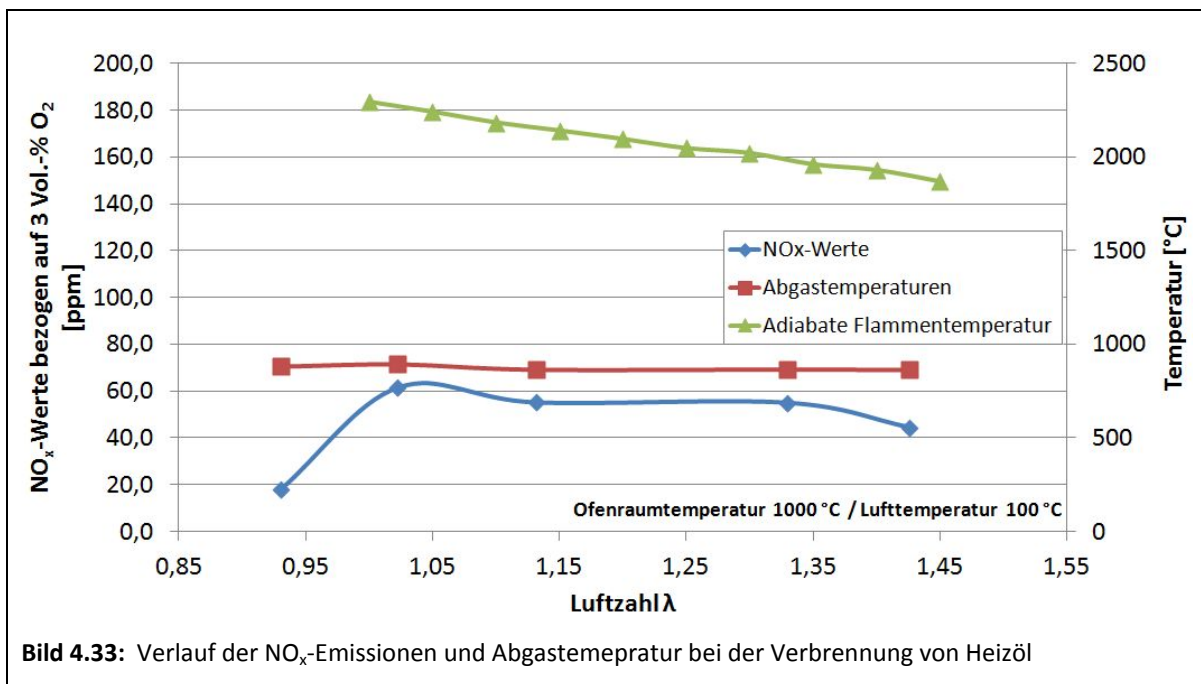
Verbrennung von Heizöl

Bei der Verbrennung vom Heizöl wurde analog zu den Messungen mit den gasförmigen Brennstoffen besonders auf die Bildung von NO_x im Abgas geachtet. Im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen mit Heizöl El wurde darauf Wert gelegt, dass die Vorgaben für flüssigen Brennstoff nach DIN 51603 eingehalten werden. Bei der Verbrennung von Heizölen

nach DIN 51603 darf der gesamte Staubgehalt bzw. die Rußzahl den Wert 1 im Abgas nicht überschreiten. Es muss bei der Verbrennung auch dafür gesorgt werden, dass sich keine Ölderivate im Abgas befinden.

Bei Anlagen zur Erzeugung von Strom, Dampf, Warmwasser, Prozesswärme oder erhitztem Abgas in Feuerungsanlagen durch den Einsatz von Heizölen beziehen sich die Emissionswerte auf einen Volumengehalt an Sauerstoff im Abgas von 3 von Hundert [4].

Im Bild 4.33 ist der Verlauf der NO_x -Emissionen bei der Verbrennung von Heizöl dargestellt. Die Messdaten ergeben, dass mit steigendem Lambda die NO_x -Konzentrationen im Abgas nur geringfügig absinken. Für die Untersuchungen mit Heizöl musste die Leistung von 200 kW auf 150 kW reduziert werden, um die thermische Belastung des Luftverteilers zu reduzieren.



Eine Beurteilung der Flammenstabilität bei der Verbrennung von Heizöl ergibt, dass die Flammenführung im Brennraum durch die radial gestufte Luft aus dem Luftverteiler stark beeinträchtigt wird. Eine Abschaltung der Luftzufuhr durch den Luftverteiler war technisch nicht realisierbar, da dieses Bauteil sonst in der Flammenfront verglüht wäre. Anhand der Abgastemperatur ist zu erkennen, dass eine Erhöhung der Luftzufuhr nur einen geringen Kühleffekt auf den Reaktionsraum bewirkt. Aus den Messdaten lässt sich schließen, dass zwar eine vollständige Verbrennung von Heizöl möglich ist, aber aufgrund der instabilen Flammenführung kein strukturiertes Flammenbild entsteht. Dennoch liegen die gemessenen NO_x -Emissionen unterhalb der gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerte der TA-Luft. Trotz der instabilen Flammenführung konnte ein vollständiger Ausbrand des Heizöls erreicht wer-

den. Eine Zusammenfassung der Messwerte für die Verbrennung von Heizöl mit dem MSB COSTAIR Variante 1 ist in Tabelle 4.8 enthalten.

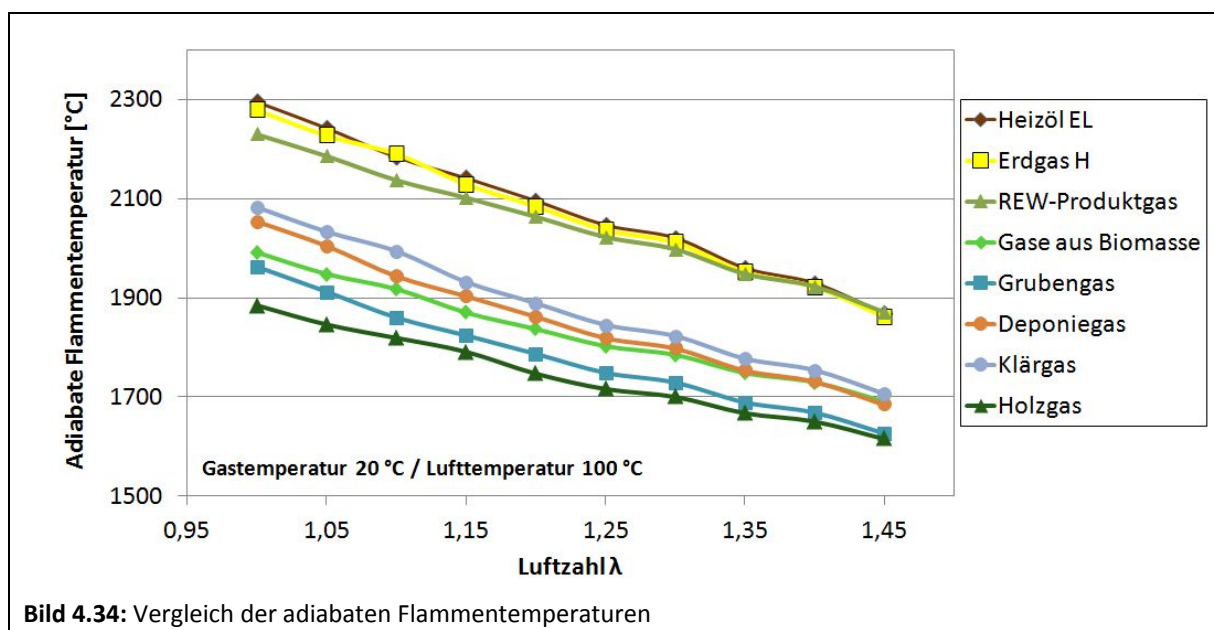
Tabelle 4.8: Messdaten Heizöl EL MSB COSTAIR Variante 1

Luftzahl λ	NO _x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	NO _x [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	O ₂ [Vol.-%]	T _{Abgas} [° C]
0,95	17,7	36,4	2856	3568,4	0	881
1,00	61,6	126,3	6,1	7,7	0,5	893
1,10	55,1	113,1	2	2,4	2,6	864
1,30	55,0	112,8	2,3	2,9	5,5	865
1,45	44,5	91,3	2,5	3,1	6,6	863

Aufgrund der unstrukturierten Flammenführung, konnten keine zielführenden OH-Aufnahmen von der Verbrennung von Heizöl für diese MSB-Variante aufgenommen werden.

4.5.5 Gegenüberstellung der gemessenen Ergebnisse (MSB COSTAIR Variante 1)

Bild 4.34 stellt den Vergleich der adiabaten Flammentemperaturen der untersuchten Brennstoffe dar. Hierbei ist anzumerken, dass sich die adiabaten Flammentemperaturen auf eine Luftvorwärmtemperatur von 100 °C und eine Gastemperatur von 20 °C beziehen.



Wichtige Einflussfaktoren auf die realen Flammentemperaturen sind zum einen die adiabate Flammentemperatur der brennbaren Komponenten und zum anderen die Menge an inerten Gaskomponenten, die die Flamme zusätzlich kühlen sowie die vorhandene Wärmabgabe an

ein Wärmegut. Aufgrund der hohen Heizwerte von Erdgas und Heizöl werden bei der Verbrennung die heißesten adiabaten Flammentemperaturen erreicht. Die Gase Deponiegas, Gas aus Biomasse, Grubengas und Holzgas bestehen hingegen aus mehr als 60 Vol.-% inerter Komponenten, die dazu beitragen, dass niedrigere Flammentemperaturen entstehen. Das REW-Produktgas bildet eine ähnlich hohe adiabate Flammentemperatur wie Erdgas aus. Dies liegt einerseits an erhöhten Wasserstoff- und Kohlenmonoxidanteilen von bis zu 35 Vol.-% im Brenngas und andererseits am vergleichsweise geringeren Inertgasanteil (28 Vol.-%). Die Verbrennung von reinem Wasserstoff mit Luft (20 °C) ergibt bei einer Luftzahl von eins eine adiabate Flammentemperatur von ca. 2100 °C. Zum Vergleich: die Verbrennung von reinem Methan weist eine theoretische Flammentemperatur von 1970 °C auf.

Ein Vergleich der gemessenen Abgastemperaturen der untersuchten Brennstoffe wird im Bild 4.35 dargestellt. Die Abgastemperaturen von Deponiegas, Grubengas, Holzgas und Gas aus Biomasse weisen eine ähnliche Tendenz auf, was darauf zurückzuführen ist, dass diese Brenngase vergleichbare Heizwerte haben. Die Abgastemperaturen von Heizöl, Erd- und REW-Produktgas liegen deutlich höher als die übrigen Schwachgase. Bei Zwei-Komponenten-Gasgemischen, die einen hohen Anteil an inerten Gaskomponenten haben, wie z. B. Deponie- und Grubengas, wurden die geringsten Abgastemperaturen erfasst. Dies ist wiederum darauf zurückzuführen, dass neben dem Stickstoff aus der Verbrennungsluft auch das Vorhandensein von weiterem Stickstoff oder Kohlendioxid im Brenngas einen zusätzlichen Kühleffekt auf die Flamme ausüben. Aufgrund der höheren spezifischen Wärmekapazität des Kohlendioxids trägt CO₂ noch mehr zur Flammenkühlung bei als Stickstoff. Es wurde bei allen Brennstoffarten beobachtet, dass mit steigender Luftzahl sowohl die Abgastemperatur als auch die NO_x-Emissionen sinken. Der Verlauf der Abgastemperatur von Heizöl liegt deutlich niedriger als erwartet. Die niedrigen Abgastemperaturen bei der Ölverbrennung sind darauf zurückzuführen, dass die Leistung der Öllanzen reduziert werden musste.

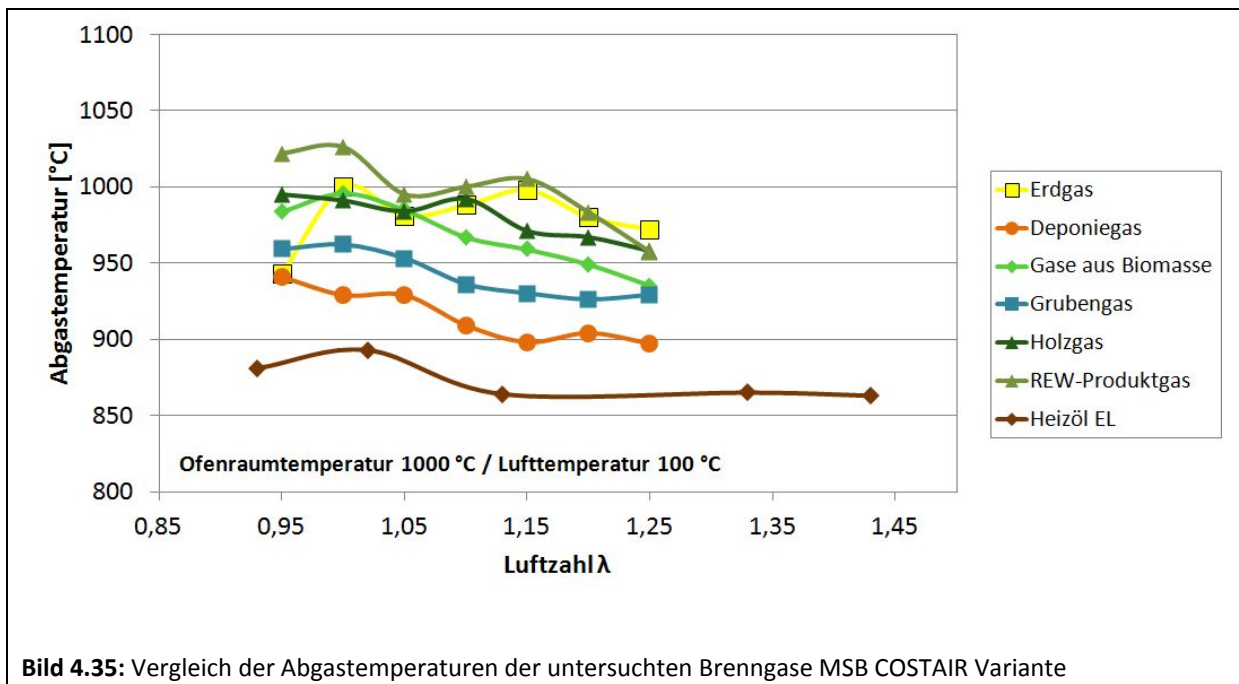
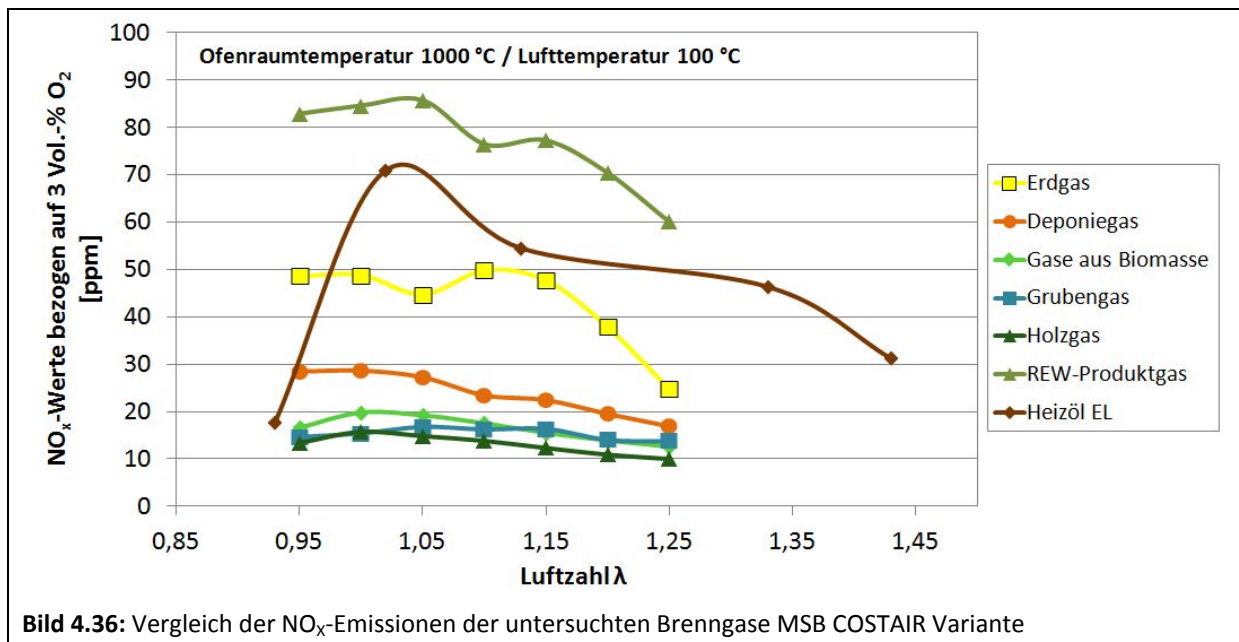


Bild 4.35: Vergleich der Abgastemperaturen der untersuchten Brenngase MSB COSTAIR Variante

Bei genauerer Betrachtung der NO_x -Konzentrationen von Erdgas und REW-Produktgas im Bild 4.36 fällt auf, dass das REW-Produktgas auch höhere NO_x -Emissionen bildet als Erdgas. Aufgrund der höheren adiabaten Flammentemperatur des Erdgases sollten die NO_x -Emissionen bei der Erdgasverbrennung höhere Werte annehmen als die des REW-Produktgases. Vermutlich entstehen die höheren NO_x -Konzentrationen aufgrund des größeren Volumenanteils von H_2 und CO im Brenngas. Im Einzelnen verhalten sich diese brennbaren Komponenten bezüglich ihrer verbrennungstechnischen Eigenschaften völlig anders als bei herkömmlichem Erdgas bzw. CH_4 . Da die Gasbeschaffenheit der untersuchten Schwachgase keinen homogenen Gasgemischen entsprechen, laufen die einzelnen Reaktionsschritte der unterschiedlichen Gaskomponenten bei der Verbrennung parallel ab. Aufgrund dieser Tatsache ist es unklar, auf welche Art und Weise das NO_x bei der Verbrennung von komplexen Gaszusammensetzungen mit hohen H_2 -Anteilen gebildet wird. Gespräche mit Vertretern des PbA ergaben, dass dieses Phänomen in der Praxis bekannt ist und dort ebenfalls auftritt. Die relativ geringen NO_x -Emissionen der vier untersuchten Schwachgase (Deponiegas, Grubengas, Holzgas und Gas aus Biomasse) lassen sich direkt auf die adiabate Flammentemperatur ableiten. Die adiabaten Flammentemperaturen dieser Gase erreichen, wie im Bild 4.34 dargestellt, teilweise Werte unter 1900 °C . Alle vier Gase enthalten einen hohen Inertgasanteil, welcher den Heizwert der brennbaren Komponenten hinsichtlich des gesamten Gasgemisches mindert.



Die OH-Aufnahmen der untersuchten Brennstoffe zeigten, dass die Gasbeschaffenheit und damit der Strömungsimpuls einen starken Einfluss auf die OH-Verteilung und somit auf die Flammenform haben. Bei der Verbrennung von biogenen Schwachgasen (Gase aus Biomasse, Holzgas und REW-Produktgas) bildet sich eine kreisförmige Reaktionszone unmittelbar um den Luftverteiler. Bei der Verbrennung von Deponie- und Grubengas wurde eine verdünnte Reaktionsfront visualisiert. Bei Brenngasen, die einen hohen Heizwert aufweisen, wie z. B. bei Erdgas, entstehen deutlich geringere Strömungsimpuls als bei den schwachkalorigen Brenngasen. Deshalb stabilisiert sich die Flamme- bzw. der Reaktionsbereich erst an der Innenseite des Brennersteins bzw. am Rand der Brennerstauplatte.

Für die Verbrennung von Heizöl konnte kein stabiles Flammenprofil anhand der OH-Aufnahmen erkannt werden. Die unterschiedliche Verteilung der OH-Radikale und somit der Flammenform lässt sich über die Impulsstromverhältnisse erklären. Die Verbrennung von Erdgas findet mit einem Impulsstromverhältnis von 2,93 statt (siehe Tabelle 4.3). Dieses relativ große Verhältnis ergibt sich durch einen geringen Gasimpulsstrom im Verhältnis zur Luft. Der hohe Luftimpulsstrom bewirkt eine Verdrängung der Reaktionszone an das Flammrohr. Eine Senkung der Luftzahl hat eine Reduzierung der Verdrängung und somit eine Verlagerung der Reaktionszone zum Luftverteiler zur Folge. Die Verbrennung von Gasen aus Biomasse verfügt hingegen aufgrund des geringen Heizwertes (5,94 MJ/m³) über einen großen Brennstoffmassenstrom und somit über ein niedriges Impulsstromverhältnis von 0,02. Durch den großen Gasimpulsstrom bildet sich eine ringförmige und homogene Reaktionszone um den Luftverteiler aus. Des Weiteren liefert Tabelle 4.9 eine Übersicht der einzelnen Impulsströme der Gas- und Luftzufuhr sowie das Impulsstromverhältnis für die untersuchten Gasarten.

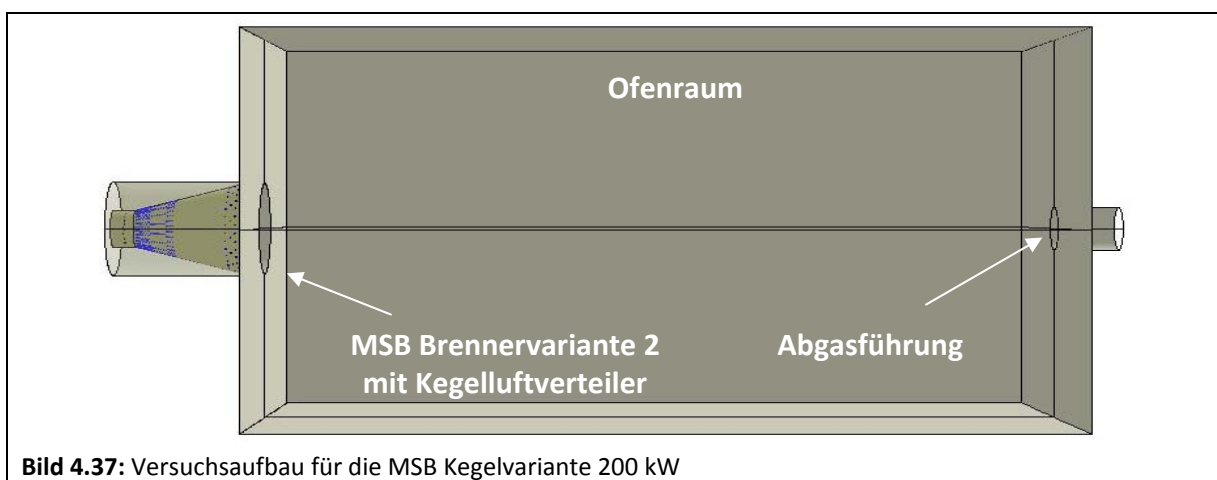
Tabelle 4.9: Impulsströme der verwendeten Gase für Lambda 1

Gasart	I_{Gas} [kg m/ s ²]	I_{Luft} [kg m/ s ²]	$I_{\text{Luft}}/I_{\text{Gas}}$
Deponiegas	1,160	0,084	0,07
Gase aus Biomasse	3,91	0,058	0,02
Grubengas	1,82	0,084	0,05
Holzgas	5,01	0,060	0,01
REW-Vergaser	0,934	0,063	0,07
Erdgas	0,285	0,083	2,93

Die Reaktionszone verändert sich mit sinkender Luftzahl kaum. Gleiches gilt für die Flammenform der Holzgasverbrennung, deren Impulsstromverhältnis von 0,01 den kleinsten Wert annimmt. Durch den, im Vergleich zum erhöhten Gasimpulsstrom des Gases aus Biomasse wird zudem die Verdrallung der Flamme sichtbar. Dies ist an den in Uhrzeigerrichtung entstehenden Flammenspitzen zu erkennen. Das Impulsstromverhältnis der REW-Gasverbrennung ist mit einem Wert von 0,07 deutlich größer, bildet jedoch bei einer Luftzahl von 1,2 auch eine ringförmige Reaktionszone um den Luftverteiler aus. Die Besonderheit hierbei stellt eine zweite ringförmige Reaktionszone dar. Diese liegt deutlich näher am Luftverteiler. Aufgrund der Perspektive lässt sich nur mutmaßen, welche Reaktionszone an welchem Teil des Luftverteilers entsteht.

4.5.6 Untersuchungen MSB Kegelvariante 2

Analog zu den Messungen mit dem MSB COSTAIR fanden an derselben Versuchsanlage auch die Untersuchungen mit dem MSB Kegelbrenner statt. Das nachfolgende Bild 4.37 zeigt schematisch den Aufbau des Versuchstands mit dem MSB Kegelbrenner.


Bild 4.37: Versuchsaufbau für die MSB Kegelvariante 200 kW

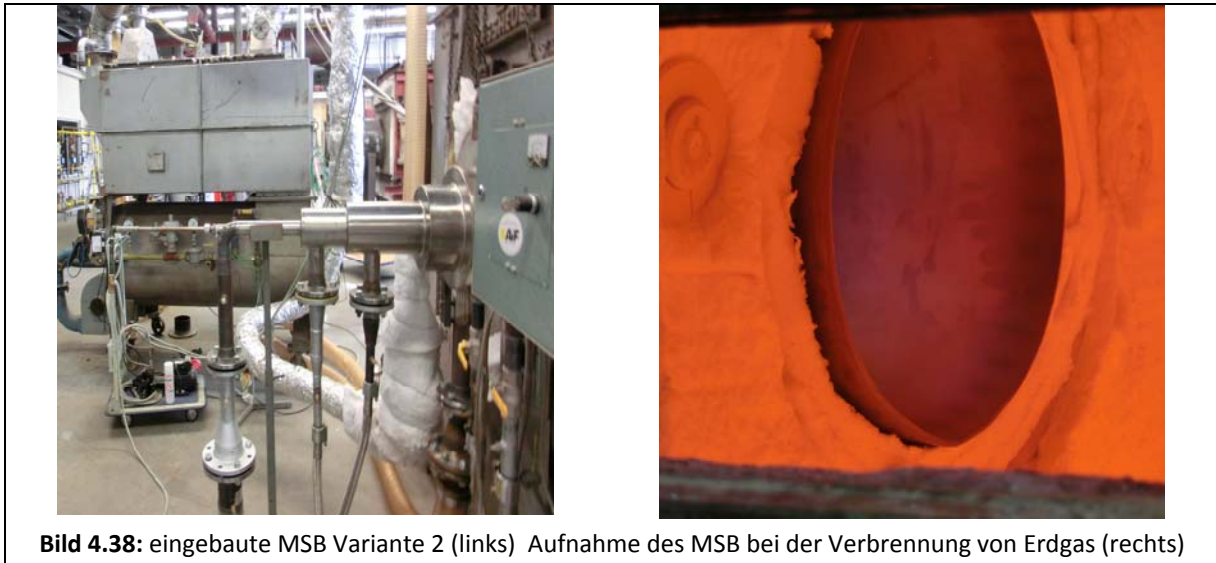


Bild 4.38: eingebaute MSB Variante 2 (links) Aufnahme des MSB bei der Verbrennung von Erdgas (rechts)

Ziel hierbei war es, eine optimale Verbrennung des Heizöls auf Basis der kontinuierlichen Luftstufung zu realisieren. Mit Hilfe eines kegelförmigen Luftverteilers kann das Heizöl mittig eingedüst werden und ist - wie bei herkömmlichen Ölbrennern - von Luft umgeben. Die optimale Verbrennung von Erd- und Schwachgas war der zweite Untersuchungsschwerpunkt. Es soll anhand dieser Versuche demonstriert werden, dass die kontinuierliche Luftstufung eine besonders effektive Maßnahme zur Minderung von NO_x ist und durch andere Geometrie als dem COSTAIR-Brenner realisiert werden kann. Bild 4.38 zeigt den MSB Kegelluftverteiler eingebaut im Versuchsofen am GWI.

Verbrennung von Erdgas

Im Bild 4.39 sind die gemessenen NO_x -Emissionen bezogen auf 3 Vol.-% O_2 im trockenen Abgas für die Verbrennung von Erdgas aufgeführt.

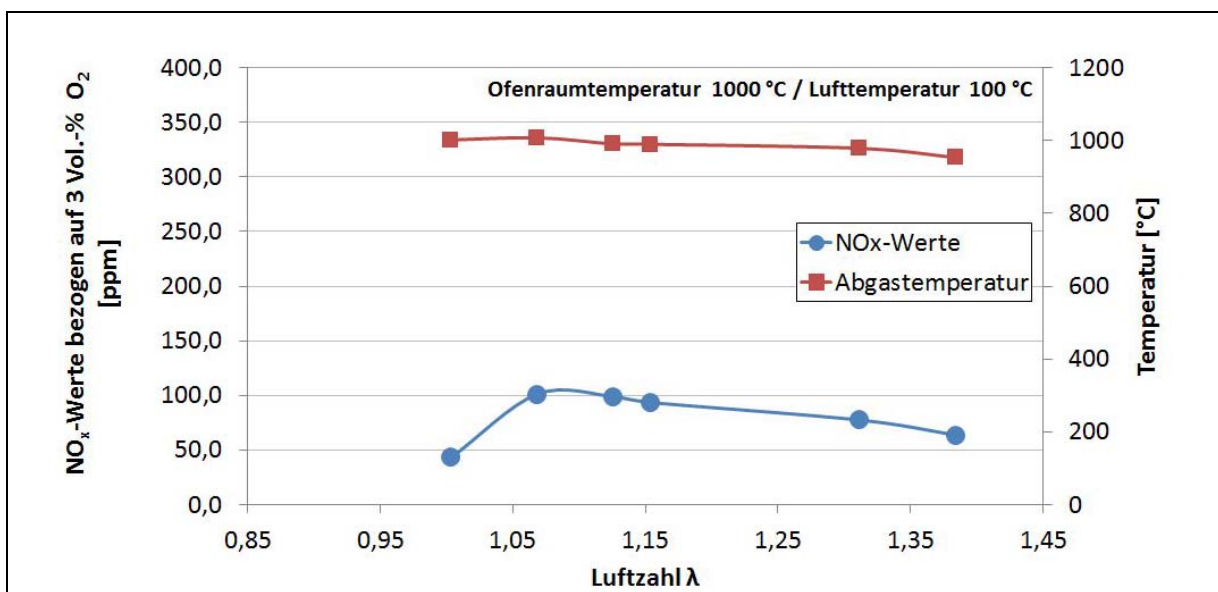


Bild 4.39: Verlauf der gemessenen NO_x-Emissionen und Abgastemperaturen von Erdgas

Der Verlauf der NO_x-Emissionen zeigt, dass die niedrigsten NO_x-Emissionen im nahstöchiometrischen Bereich der Verbrennung bei Lambda 1,003 entstehen. Ein ähnlicher Verlauf wurde mit dem MSB COSTAR Variante 1 beobachtet. Auf den Verlauf der adiabaten Flammentemperaturen für die unterschiedlichen Brenngase wurde im Weiteren verzichtet, da sie bereits bei der Auswertung der ersten Variante des MSB mehrfach gezeigt wurden. Bei der Verbrennung der untersuchten Brenngase wurden kaum Konzentrationen an CO im Abgas erfasst. In Tabelle 4.10 sind die gemessenen und umgerechneten Emissionswerte für die Verbrennung von Erdgas aufgelistet.

Tabelle 4.10: Messdaten Erdgas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

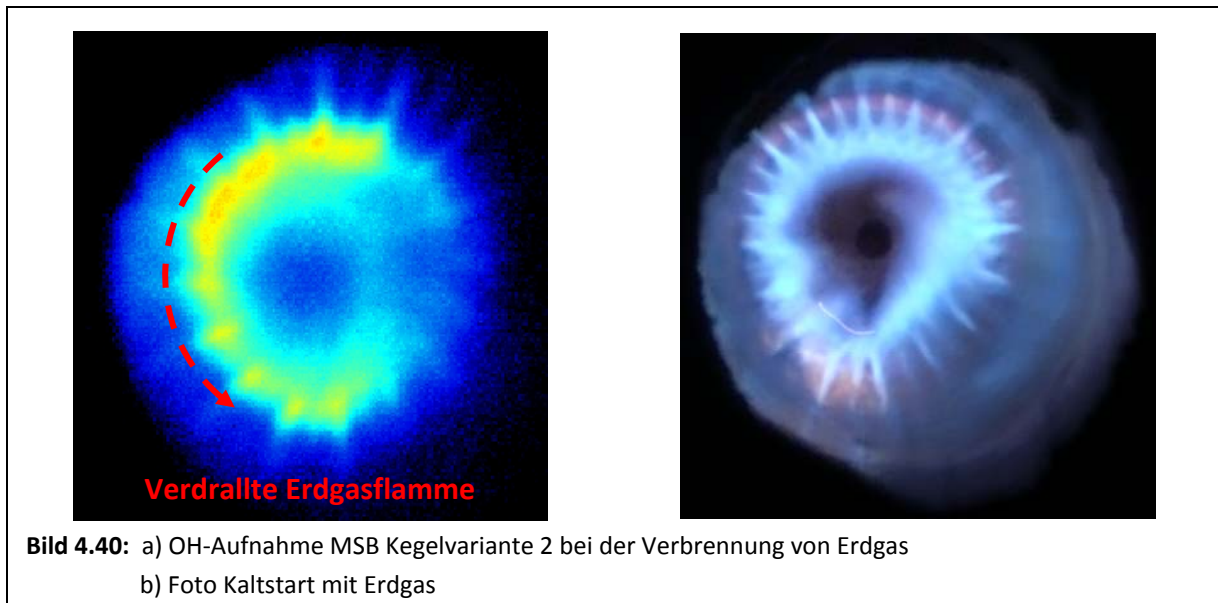
Luftzahl λ	NO _x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	NO _x [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	O ₂ [Vol.-%]	T _{Abgas} [° C]
1,38	63,8	131,0	3,6	4,4	6,33	954
1,31	77,5	159,1	3,8	4,8	5,44	979
1,15	93,5	192,0	2,7	3,4	3,1	990
1,13	98,9	203,0	2,9	3,7	2,6	991
1,07	101,3	207,9	2,9	3,6	1,5	1008
1,003	43,0	88,3	5227,9	6532,0	0,08	1002

Die tatsächlich gemessenen NO_x-Werte für höheren Lambdazahlen fallen deutlich geringer aus, als die theoretisch berechneten von 3 Vol.-% O₂ im Abgas. Nach den Vorgaben der TA-Luft müssen die gemessenen Emissionswerte für die Verbrennung von gasförmigen Brennstoffen in industriellen Feuerungsstätten auf ein Restsauerstoffgehalt von 3 Vol.-% im trockenen Abgas bezogen werden. Dadurch werden Emissionswerte für Brennerbetriebspunkte unterhalb eines Sauerstoffgehalts von 3 Vol.-% rechnerisch begünstigt; im Gegensatz dazu steigen bei Betriebspunkten über 3 Vol.-% die umgerechneten Emissionswerte stark an.

Die OH-Verteilung bei der Verbrennung von Erdgas für Lambda 1,2 ist im Bild 4.40 gegeben. Die Verdrallung von Erdgas hat einen großen Einfluss auf das Flammenprofil und somit auch auf die Flammenstabilität. Anhand der gelb schattierten Farbflächen im Bild 4.40 wird verdeutlicht, dass sich die Flamme durch die Verdrallung des Erdgases auf einer spiralförmigen Strömungsbahn im Kegelluftverteiler fortbewegt. Beim Betrieb mit Erdgas konnte eine stabile Flammenführung beobachtet werden.

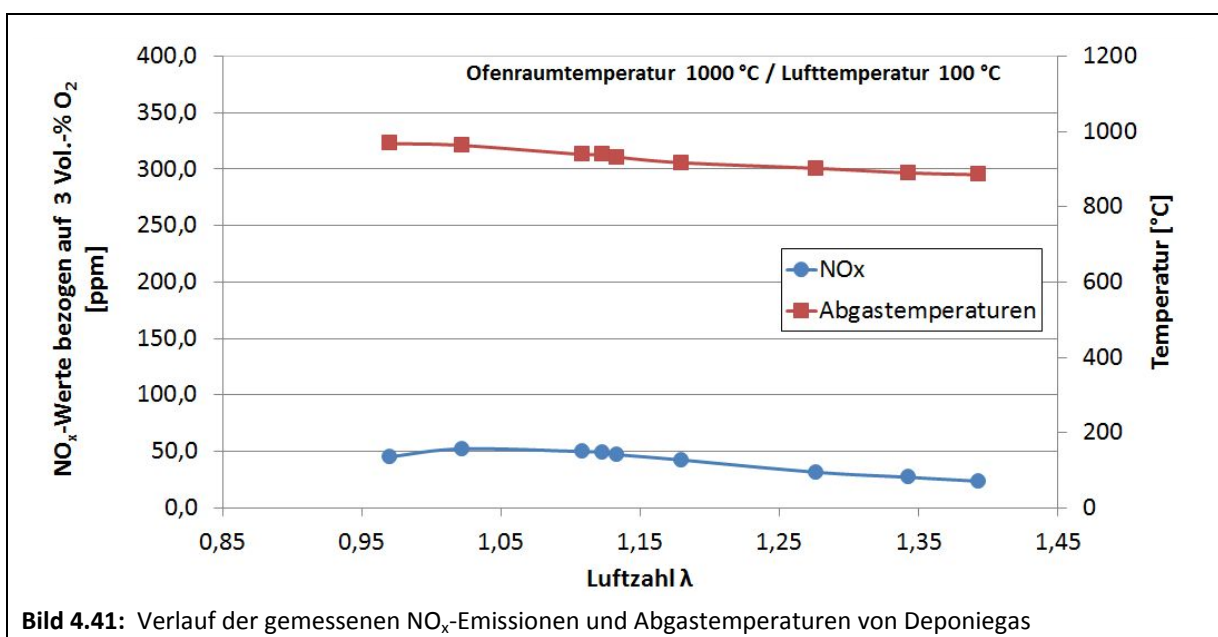
Der primäre Anteil der Verbrennungsluft strömt durch eine Vielzahl von kleinen Bohrungen auf der Oberfläche des Kegelluftverteilers in den Brennraum hinein. Dadurch bilden sich kleine Flammenspitzen am Rand der kreisförmigen Hauptreaktionszone, wie in der Mitte von Bild 4.40 a) zu sehen ist. In Bild b) ist zum Vergleich ein Foto beim Kaltstart mit Erdgas darge-

stellt. Eine ähnliche Flammenform wie im OH-Bild wird hier bestätigt. Bei den Aufnahmen der OH-Intensitäten für unterschiedliche Brennstoffarten blieben die Kameraeinstellungen sowie Darstellung der Farbskalen unverändert, um die OH-Aufnahmen miteinander vergleichen zu können.



Verbrennung von Deponiegas

Bei den Untersuchungen mit Deponiegas wurde ein Gasmisch aus 30 Vol.-% CH_4 und 70 Vol.-% N_2 verwendet. In Bild 4.41 sind die gemessenen NO_x -Emissionswert für die Verbrennung von Deponiegas gezeigt.

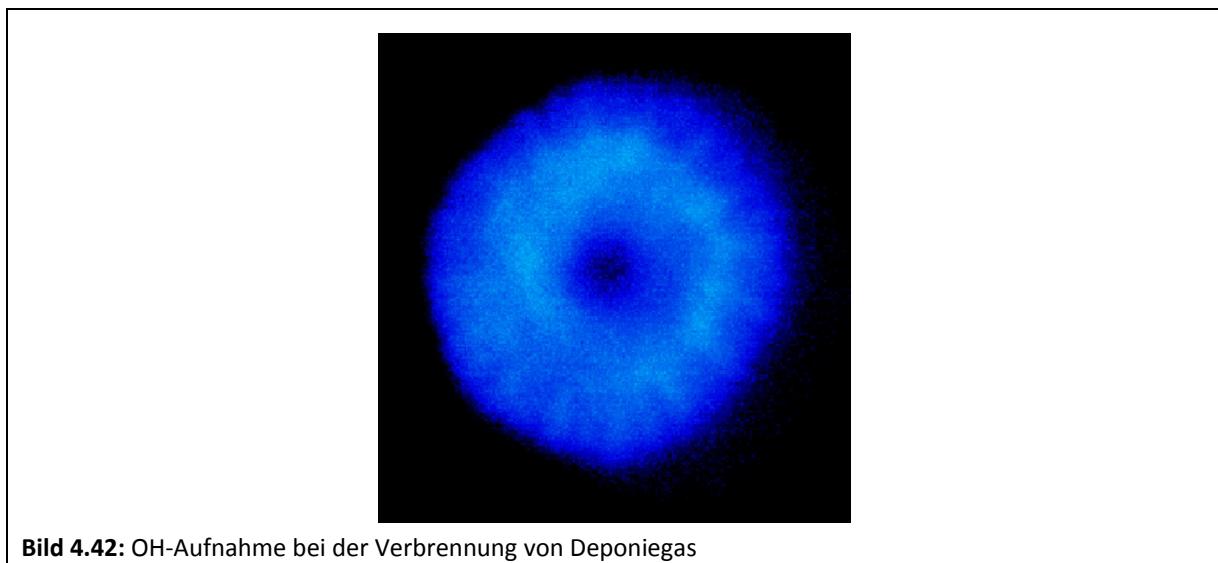


Erwartungsgemäß sinken die NO_x -Emissionen durch eine Erhöhung der Luftzufuhr. Durch die Verdünnung des Brenngases mit Stickstoff entsteht im Vergleich zu reinem Methan oder Erdgas eine deutlich geringere Flammentemperatur. Aufgrund dieser Tatsache wird die NO_x -Bildung stark gehemmt. Eine Übersicht der Messwerte für die Untersuchungen mit Deponiegas zeigt Tabelle 4.11.

Tabelle 4.11: Messdaten Deponiegas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Luftzahl λ	NO_x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	NO_x [mg/m^3] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [mg/m^3] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	O_2 [Vol.-%]	T_{Abgas} [° C]
0,97	45,3	93,1	1695,4	2118,3	0	968
1,02	52,4	107,6	3,1	3,9	0,4	963
1,11	49,9	102,5	1,9	2,3	1,82	939
1,12	49,4	101,3	2,6	3,2	2,04	939
1,13	47,3	97,1	1,6	2,0	2,2	932
1,18	42,5	87,2	1,9	2,4	2,86	917
1,28	31,6	64,9	1,4	1,7	4,1	902
1,34	27,2	55,8	1,8	2,2	4,85	890
1,39	23,7	48,7	1,5	1,9	5,38	885

Eine Aufnahme der OH-Radikale bei der Verbrennung von Deponiegas für λ 1,2 wird im Bild 4.42 gezeigt.

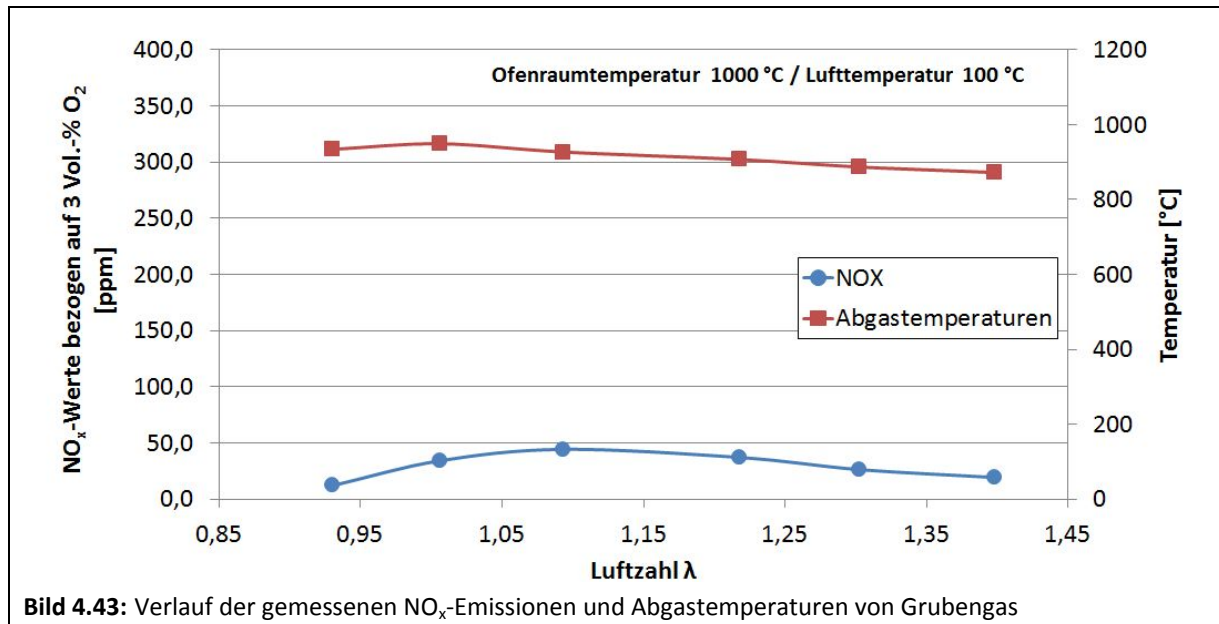


Wegen des Vorhandenseins größerer Mengen an Stickstoff im Brenngas findet eine Verdünnung der Reaktionszone statt. Dies ist anhand der Intensität der OH-Verteilung im Reaktions-

raum bei der Verbrennung von Deponiegas deutlich zu erkennen. Des Weiteren trägt die Verdrängung des Schwachgases zur Stabilisierung der Flamme bei.

Verbrennung von Grubengas

Der Verlauf der gemessenen NO_x -Emissionen und Abgastemperaturen für Grubengas ist im Bild 4.43 dargestellt.



Grubengas beinhaltet größere Mengen an CO_2 anstatt wie Deponiegas aus N_2 . Ein ähnliches NO_x -Niveau wie bei der Verbrennung von Deponiegas ist im Diagramm für Grubengas zu erkennen. Ein Vergleich des Emissionsverhaltens mit Deponiegas ergibt, dass bei der Verbrennung von Grubengas die NO_x -Bildung etwas geringer ausfällt. Das Vorhandensein von CO_2 im Brenngas trägt noch mehr zur Flammenkühlung bei als N_2 , da die Wärmekapazität von CO_2 höher liegt. Eine Übersicht der aufgenommenen Messwerte für Grubengas liefert Tabelle 4.12.

Tabelle 4.12: Messdaten Grubengas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Luftzahl λ	NO_x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	NO_x [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	O_2 [Vol.-%]	T_{Abgas} [° C]
0,93	12,1	24,8	18000,0	22490,0	0	934
1,01	34,2	70,2	818,2	1022,3	0,1	949
1,09	44,4	91,1	2,7	3,3	1,5	927
1,22	37,2	76,4	2,4	3,0	3,2	907
1,30	26,4	54,1	2,5	3,1	4,2	887

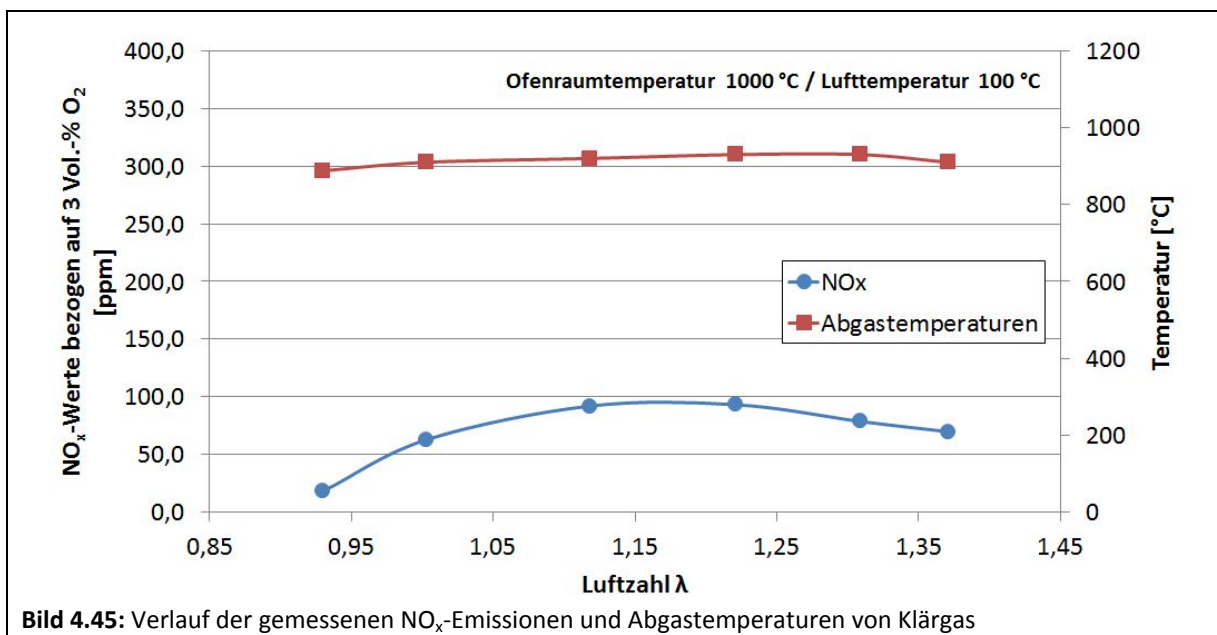
1,40	19,4	39,8	2,4	3,0	5,2	872
------	------	------	-----	-----	-----	-----

Die Aufnahme der OH-Verteilung im Bild 4.44 zeigt, dass bei Grubengas ein ähnliches Flammenverhalten wie bei der Verbrennung von Deponiegas beobachtet wurde.



Verbrennung von Klärgas

Im nachfolgenden Bild 4.45 ist der Verlauf der NO_x -Emissionen und Abgastemperaturen für die Verbrennung von Klärgas dargestellt.



Bei Lambda 1,15 erreichen die NO_x -Emissionen ihr Maximum. Der Verlauf der Abgastemperatur spiegelt diese Tendenz wieder. Eine Erhöhung der Luftzufuhr führt zu einer geringeren

Bildung an NO_x . Die niedrigen NO_x -Emissionen bei Lambda 0,95 sind darauf zurückzuführen, dass kein vollständiger Ausbrand für diesen Betriebspunkt erreicht wurde. Ein Überblick der gemessenen Schadstoffemissionen für die Verbrennung von Klärgas ist in Tabelle 4.13 aufgelistet. Die NO_x -Emissionen für die Verbrennung von Klärgas mit der MSB Kegelluftverteiler-Variante liegen unterhalb der Grenzwerte der TA-Luft.

Tabelle 4.13: Messdaten Klärgas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Luftzahl λ	NO_x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	NO_x [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	CO [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O_2	O_2 [Vol.-%]	T_{Abgas} [° C]
0,93	18,0	37,0	23332	29152	0	888
1,00	62,7	128,7	1583	1978	0,05	910
1,12	92,0	188,9	2,8	3,4	2,05	945
1,22	93,2	191,3	3,0	3,7	3,54	933
1,31	78,7	161,5	2,2	2,7	4,64	921
1,37	69,7	143,1	2,5	3,2	5,33	907

Eine OH-Aufnahme für die Verbrennung von Klärgas für λ 1,2 ist in Bild 4.45 abgebildet. Ähnlich wie bei der Verbrennung der anderen Brenngase bildet sich aufgrund der verdrehten Gasdüsen ein rotierendes Flammenprofil im Kegelluftverteiler aus. Klärgas enthält verglichen mit Deponie- oder Grubengas einen geringeren Anteil an inerten Komponenten. Das Vorhandensein von 35 Vol.-% CH_4 im Brenngas lässt sich aufgrund der erhöhten OH-Intensität im oben gezeigten Bild gut erkennen.

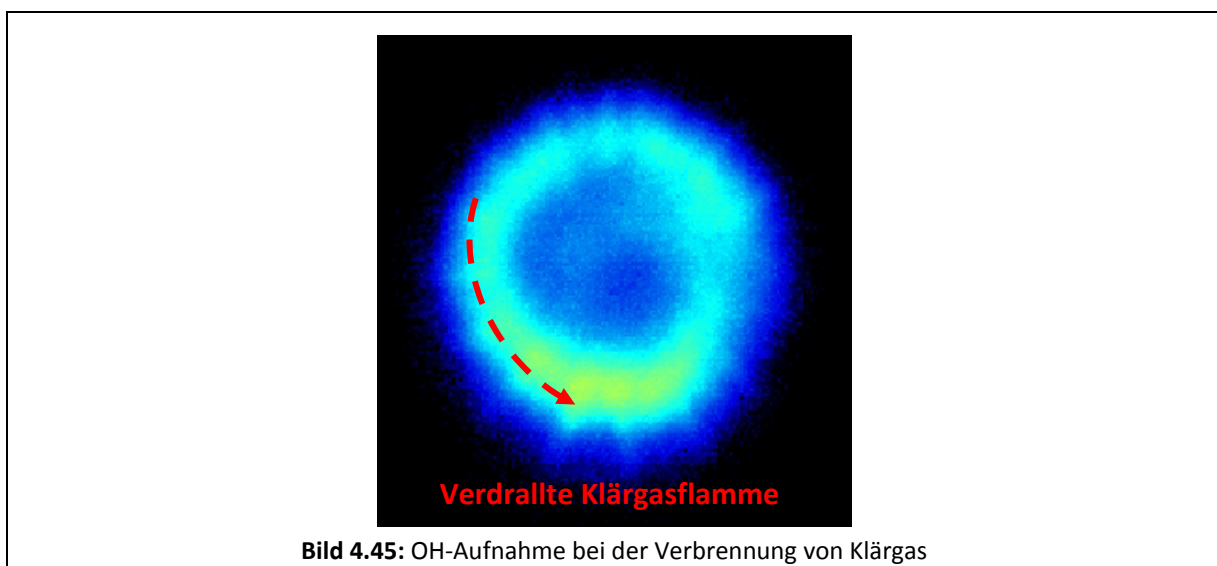
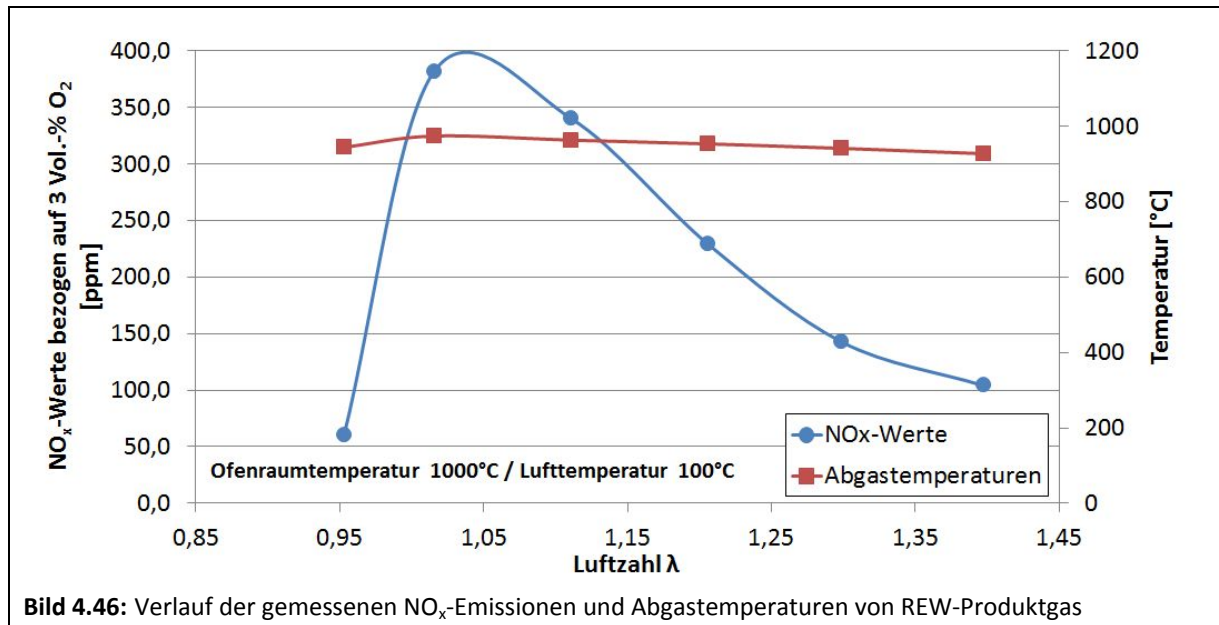


Bild 4.45: OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Klärgas

Verbrennung von REW-Produktgas

Der Verlauf der NO_x-Emissionen für REW-Produktgas ist in Bild 4.46 gegeben.



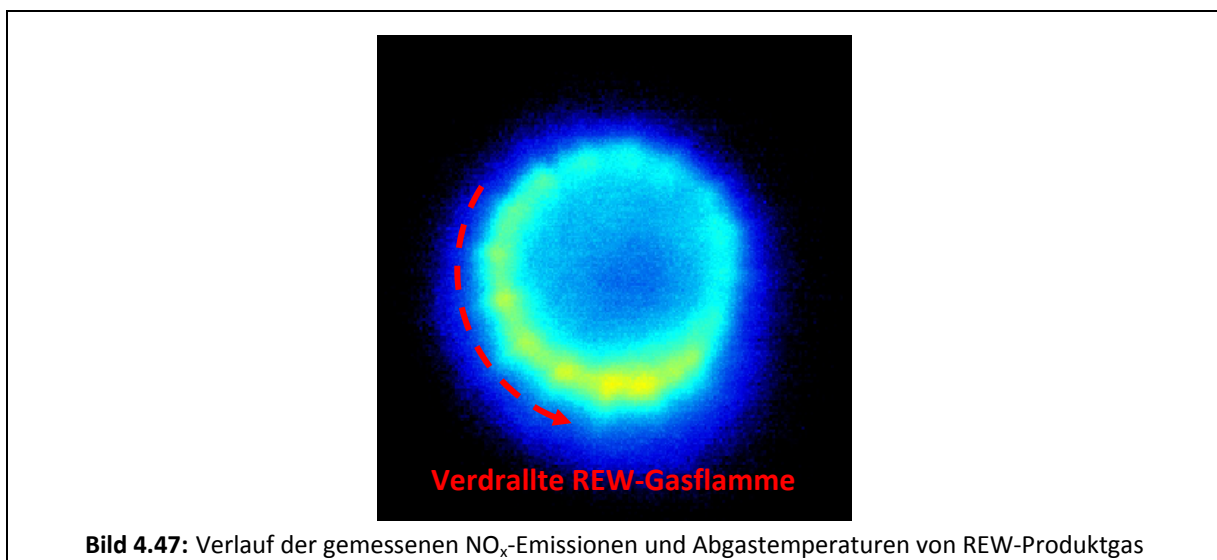
Die Verbrennung von REW-Produktgas weist im Vergleich zu den anderen untersuchten Brenngasen ein untypisches NO_x-Bildungsverhalten auf. Bei Lambda 1 erreichen die NO_x-Konzentrationen im Abgas einen maximalen Wert von knapp 382 ppm. Schon bei den Untersuchungen mit dem MSB COSTAIR wurde festgestellt, dass bei der Verbrennung von REW-Produktgas größere Mengen an NO_x entstehen. Die NO_x-Emissionen für die MSB Kegelvariante liegen jedoch höher als bei der MSB COSTAIR-Variante.

Das Vorhandensein von Wasserstoff und Kohlenmonoxid im Brenngas führt bei der Oxidation vermutlich zu örtlichen „Hot Spots“ in der Reaktionsebene. Bei Anwesenheit von genügend Sauerstoff sind die idealen Bedingungen für die Bildung von Stickoxiden gegeben. Mit steigender Luftzufuhr sinken die NO_x-Emissionen schrittweise. Dennoch ist eine Einhaltung der vorgegebenen Grenzwerte der TA-Luft für Stickoxide nur bei Lambda 1,4 und höher bedingt möglich. Herkömmliche, Erdgas-betriebene Brennersysteme werden bei Luftzahlen zwischen 1,05 und 1,15 betrieben, da höhere Luftzahlen auf Kosten des feuerungstechnischen Wirkungsgrads und somit auf die Betriebswirtschaftlichkeit einer Anlage gehen. Für alle bisher untersuchten Gase liegen die NO_x-Emissionen unterhalb der TA-Luft-Grenzwerte. Demnach müssen für wasserstoffreiche Gase weitere Untersuchungen und Anpassungen der Brennergeometrie vorgenommen werden. Eine Auflistung der Messwerte für REW-Produktgas ist in Tabelle 4.14 gegeben.

Tabelle 4.14: Messdaten REW-Produktgas MSB Kegelluftverteiler Variante 2

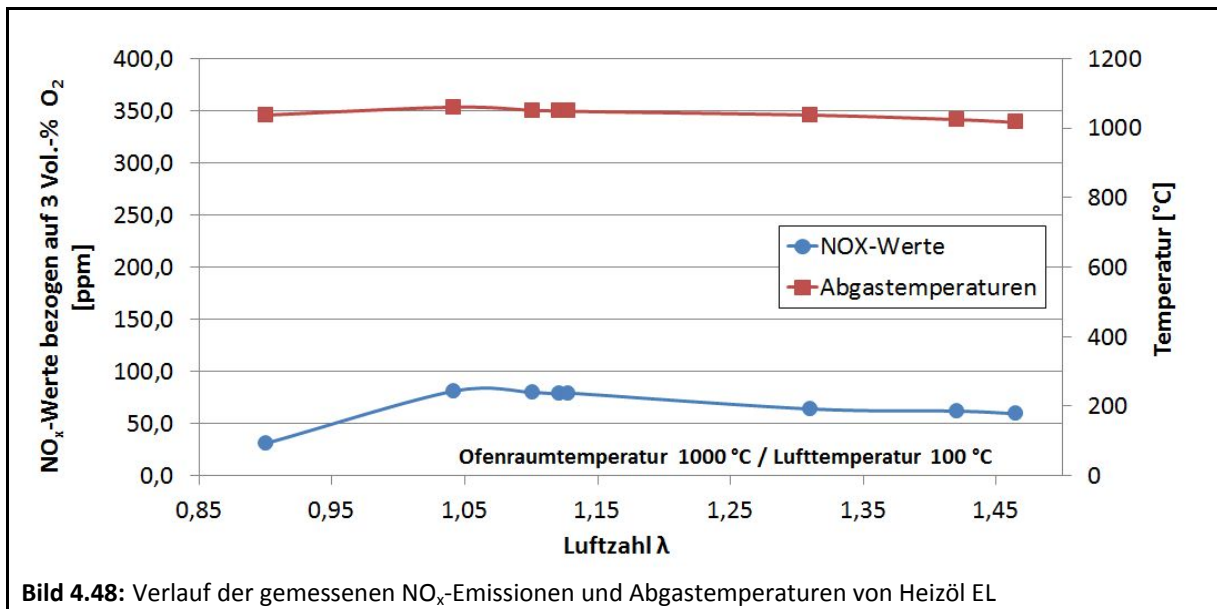
Luftzahl λ	NO _x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	NO _x [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	O ₂ [Vol.-%]	T _{Abgas} [° C]
0,95	60,0	123,1	21648,1	27048,1	0	923
1,02	382,0	784,1	3,7	4,6	0,44	955
1,11	264,6	543,2	3,3	4,1	2,77	973
1,21	205,5	421,8	2,9	3,6	4,62	966
1,30	142,6	292,6	3,1	3,9	6,1	951
1,40	104,0	213,5	3,0	3,8	7,4	937

Eine Aufnahme der OH-Radikale bei der Verbrennung von REW-Produktgas für λ 1,2 wird im Bild 4.47 gezeigt. Auch hier ist zu erkennen, dass durch die Verdrallung des Brenngases ein rotierendes Flammenprofil im Kegelluftverteiler erzeugt wird. Ähnlich wie bei der Verbrennung von Erdgas und Klärgas entstehen an der Innenseite des Kegelluftverteilers intensivere Bereiche der OH-Bildung (gelb gefärbte Farbbereiche). Obwohl der Heizwert von Erdgas dreimal höher liegt als der von Schwachgas, entstehen annähernd gleiche Flammenprofile. Dies liegt daran, dass der Strömungsimpuls von REW-Produkt und Erdgas sich ähnelt.



Verbrennung von Heizöl EL

Der Verlauf der NO_x-Emissionen für die Verbrennung von Heizöl mit dem MSB Kegelluftverteiler ist im Bild 4.48 gegeben.



Das NO_x-Niveau bei der Verbrennung von Heizöl EL zeigt einen ähnlichen Verlauf wie bei Erdgas. Durch die zunehmende Luftzufuhr sinken die Flammentemperaturen und somit das Potenzial zur NO_x-Bildung ab. Bei diesen Untersuchungen konnte eindeutig festgestellt werden, dass anhand der mittig angeordneten Öllanze bzw. Öldüse die Flammenstabilität deutlich stabiler ist als mit Variante 1 des MSB. Bei den Untersuchungen ist dies am Verlauf der NO_x-Emissionen für die Verbrennung von Heizöl zu erkennen. Es wurde im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen mit Heizöl auch der Einfluss der kontinuierlichen Luftstufung auf die Schadstoffbildung untersucht.

Tabelle 4.15: Messdaten Heizöl EL MSB Kegelluftverteiler Variante 2

Luftzahl λ	NO _x [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	NO _x [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [ppm] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	CO [mg/m ³] bezogen auf 3 Vol.-% O ₂	O ₂ [Vol.-%]	T _{Abgas} [° C]
0,90	30,9	63,3	8571,4	10709,5	0	1037
1,04	81,1	166,5	4,9	6,2	0,9	1060
1,10	79,8	163,8	3,4	4,3	2,05	1051
1,12	78,5	161,1	3,4	4,2	2,42	1049
1,13	79,3	162,7	3,9	4,9	2,54	1048
1,31	64,0	131,4	3,3	4,1	5,25	1037
1,42	61,9	127,0	3,2	4,0	6,54	1024

1,47	59,5	122,2	3,0	3,7	7	1016
------	------	-------	-----	-----	---	------

Die Aufteilung der Luftzufuhr erlaubt, dass die Verbrennungsluft durch drei verschiedene Bereiche am Kegelluftverteiler in die Reaktionszone zugeführt werden kann (siehe Bild 4.15). Somit konnte auch die Schadstoffbildung bei unterschiedlichen Luftverhältnissen geprüft werden. Im Gegensatz zu Variante 1 des MSB wurde mit dem MSB Kegelbrenner eine weit-aus stabilere und schadstoffärmere Verbrennung erzeugt. Eine Übersicht der Messdaten liefert Tabelle 4.15 - die Verbrennung von Heizöl.

Eine Aufnahme der OH-Radikale bei der Verbrennung von Heizöl für λ 1,2 wird im Bild 4.49 gezeigt.

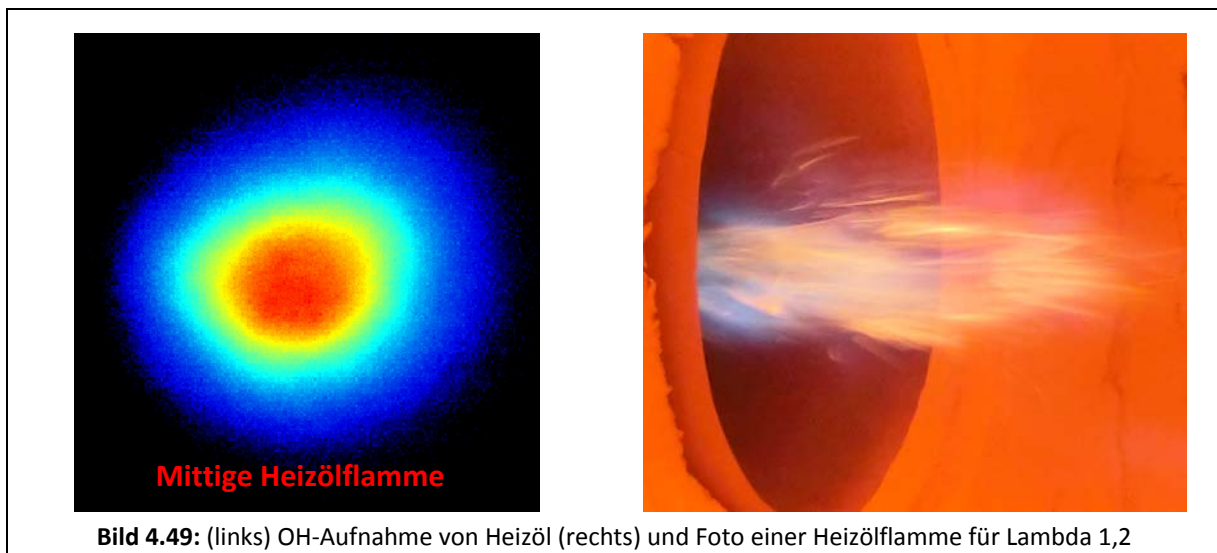


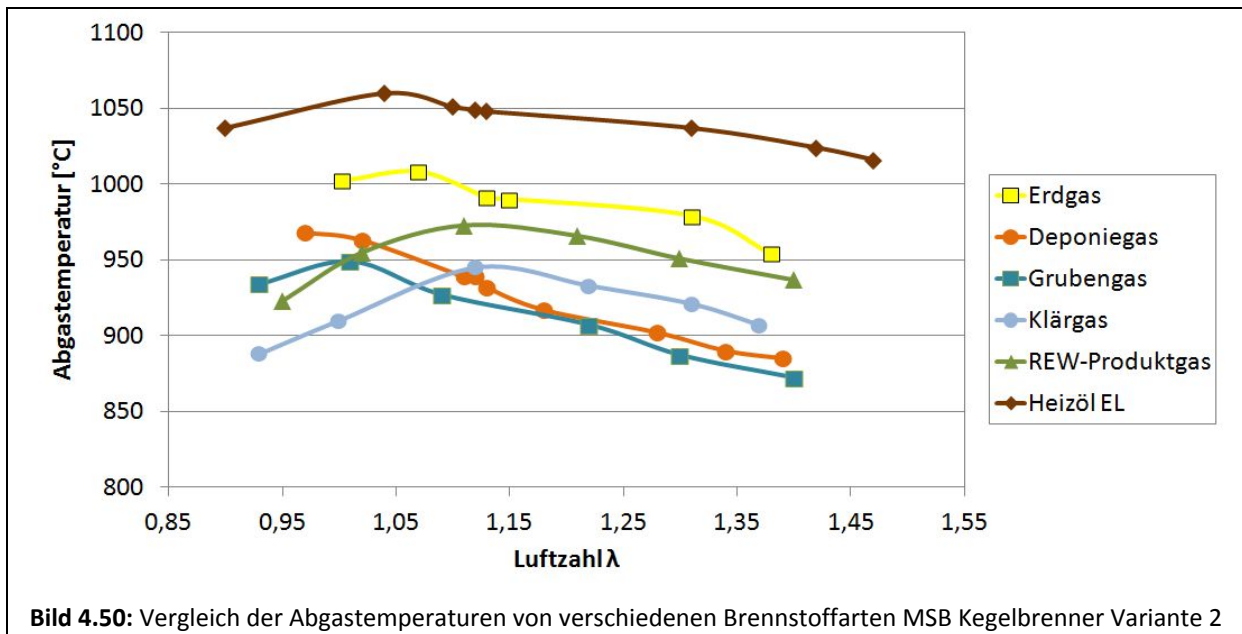
Bild 4.49: (links) OH-Aufnahme von Heizöl (rechts) und Foto einer Heizölflamme für λ 1,2

Anhand der OH-Aufnahme und dem Foto wird ersichtlich, dass die Flammenführung homogen und stabil erfolgt. Die Intensität der OH-Radikale weist auf eine gleichmäßige Verteilung innerhalb der kreisförmigen Reaktionsfront hin. Die farbliche Aufteilung der OH-Radikale im linken Bild zeigt vor allem, dass der heißeste Bereich in der Mitte der Reaktionsfront liegt. Da der primäre Anteil der Verbrennungsluft parallel zum Öl eingedüst wird, bildet sich somit eine schlanke und kompakte Flammenform aus, wie im rechten Bild zu sehen ist.

4.5.7 Gegenüberstellung der gemessenen Ergebnisse (MSB Kegelbrenner Variante 2)

Die einzelnen Verläufe der adiabaten Flammentemperatur für die untersuchten Brennstoffe wurde bereits im Bild 4.34 gezeigt. Der Gesamtvergleich der Abgastemperaturen für die untersuchten Brennstoffe wird im Bild 4.50 dargestellt. Die Abgastemperaturen von Deponiegas, Grubengas und Klärgas haben einen ähnlichen Verlauf. Dies liegt daran, dass diese Brenngase vergleichbar niedrige Heizwerte aufweisen. Bei Gaszusammensetzungen, die überwiegend aus inerten Gaskomponenten bestehen, wie z. B. Deponie- und Grubengas, wurden die geringsten Abgastemperaturen erfasst. Die Abgastemperatur von Erdgas liegt ca.

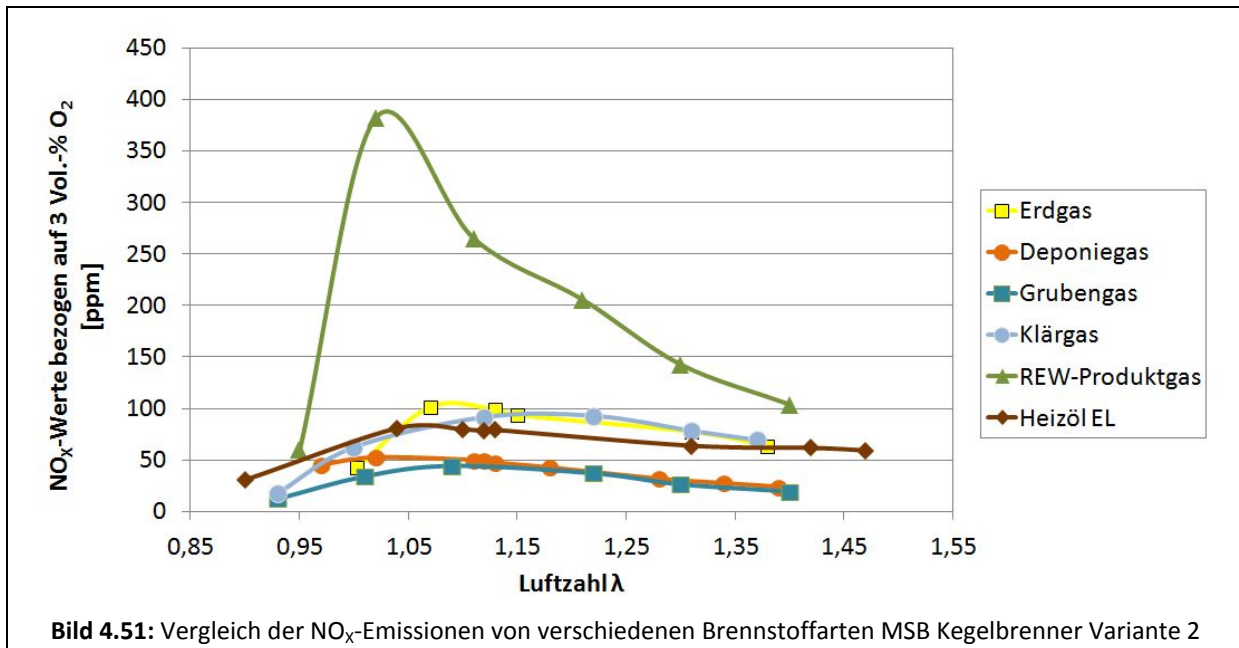
50 °C höher als die von REW-Produktgas. Tendenziell wurde für alle Brennstoffarten gezeigt, dass eine Zunahme der Luftzufuhr ein Absinken der Abgastemperatur bewirkt. Die heißesten Abgastemperaturen wurden bei der Verbrennung von Heizöl gemessen.



Ein Vergleich der NO_x -Emissionen im Bild 4.51 ergibt, dass alle untersuchten Brennstoffe mit Ausnahme von REW-Produktgas ein ähnliches NO_x -Niveau aufweisen. Besonders auffällig sind die hohen NO_x -Emissionen von REW-Produktgas im nahstöchiometrischen Bereich bei $\lambda = 1,0$. Durch das Vorhandensein von 35 Vol.-% H_2 und knapp 30 Vol.-% CO im Brenngas treten bei der Verbrennung vermutlich Temperaturspitzen im Flammenbereich auf, die bei Anwesenheit von genügendem Sauerstoff und Stickstoff die NO_x -Bildung begünstigen. Trotz der geringeren Flammen- und Abgastemperaturen von REW-Produktgas entstehen bei der Verbrennung von REW-Produktgas deutlich mehr Stickoxide als bisher angenommen.

Ein ähnlicher Trend wurde bereits bei den Untersuchungen mit der COSTAIR-Variante des MSB bemerkt. Allerdings wurden mit Variante 1 des MSB geringere Konzentrationen an NO_x -Emissionen im Abgas erfasst.

Die geringen NO_x -Emissionen der Schwachgase (Deponiegas, Grubengas) lassen sich aufgrund der niedrigen Flammentemperaturen erklären. Die Verläufe der Abgastemperaturen spiegeln diese Tendenz wider. Da beide Gasarten hohe Inertgasanteile und verhältnismäßig wenig CH_4 enthalten, findet während der Verbrennung eine Verdünnung der Flammenfront statt. Durch das Vorhandensein von zusätzlichem CO_2 im Grubengas wird die Flamme noch mehr gekühlt als bei Deponiegas. Ein Vergleich der NO_x -Emissionen des MSB COSTAIR weist ein ähnliches Abgas- und NO_x -Verhalten auf.



Bei den Untersuchungen mit Erdgas wurde bei Lambda 1,07 ein maximaler NO_x-Wert von 107 ppm gemessen. Mit Ausnahme von REW-Produktgas stellt diese Menge den Höchstwert für die gemessenen NO_x-Emissionen im Abgas dar. Die Ergebnisse der Heizöluntersuchungen belegen, dass die Verbrennung äußerst stabil und schadstoffarm erfolgt. Das NO_x-Niveau für Heizöl befindet sich unterhalb dessen von Erdgas. Im Gegensatz zu den Untersuchungen mit der MSB COSTAIR-Variante wurde ein typischer Verlauf der NO_x-Emissionen bei steigendem Lambda dokumentiert. Vor allem dadurch, dass bei dieser Variante das Heizöl mittig in den Brennraum eingedüst wird, entstehen günstigere Strömungsbedingungen sowohl für eine homogene Mischung zwischen dem Brennstoff und Oxidator als auch für eine straffe und kompakte Flammenführung.

Im Rahmen dieser Messreihe konnten die Untersuchungen mit Gasen aus Biomasse und Holzgas nicht realisiert werden, da Kohlenmonoxid zu dem Zeitpunkt der Messungen von keinem Gaslieferanten bereitgestellt werden konnte.

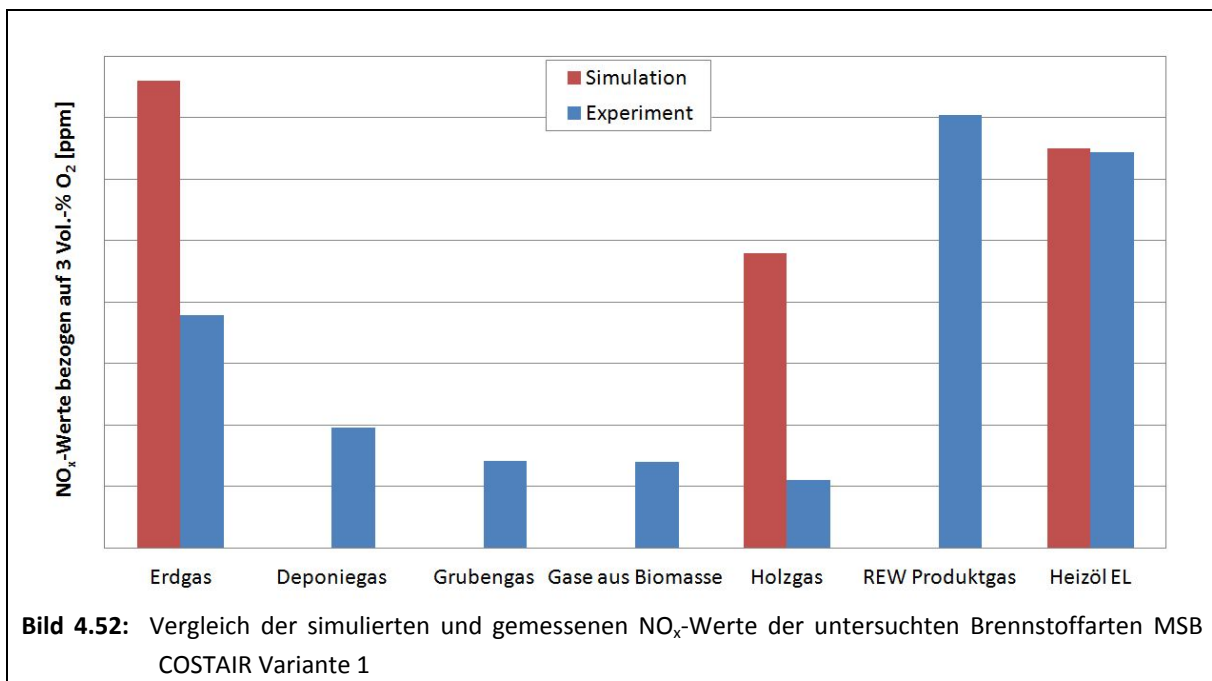
4.6 Gegenüberstellung der numerischen und experimentellen Ergebnisse

Die Anwendung von CFD-Simulationen bei der Entwicklung von neuen Brennerkonzepten ist ein bereits bekanntes und etabliertes Verfahren. Wie in Kapitel 3 dargestellt, spielten in diesem Forschungsvorhaben CFD-Simulationen eine bedeutende Rolle bei der Auslegung und Optimierung von drei Brennerkonzepten für die Verbrennung von Erdgas, diversen

Schwachgasen und Heizöl EL. Eine Vielzahl von numerischen Simulationen wurde durchgeführt, um eine optimale Brennergeometrie und niedrige Schadstoffkonzentrationen zu erzielen. Um die Plausibilität der numerischen Simulationen zu prüfen, werden die Berechnungsergebnisse mit den experimentellen Ergebnissen verglichen. Die Randbedingungen und Betriebsdaten wurden beim Vergleich der Ergebnisse konstant gehalten.

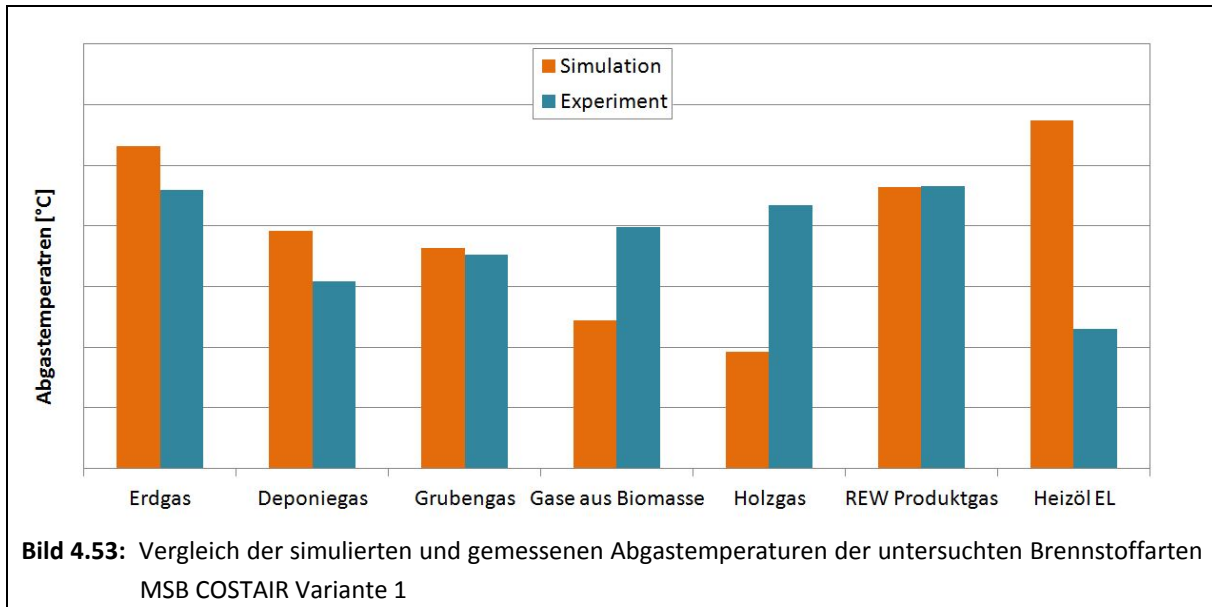
Betriebsdaten und Randbedingungen für Simulation und Messung

- Thermische Leistung: 200 kW
- Luftzahl: 1,2
- Gastemperatur: 20 °C
- Lufttemperatur: 100 °C



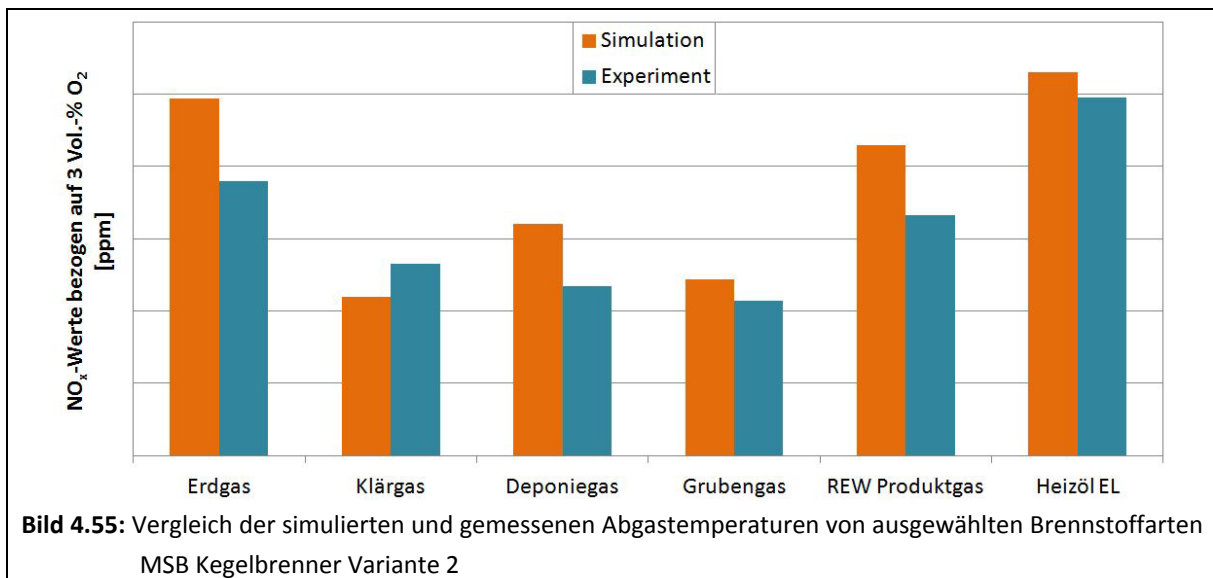
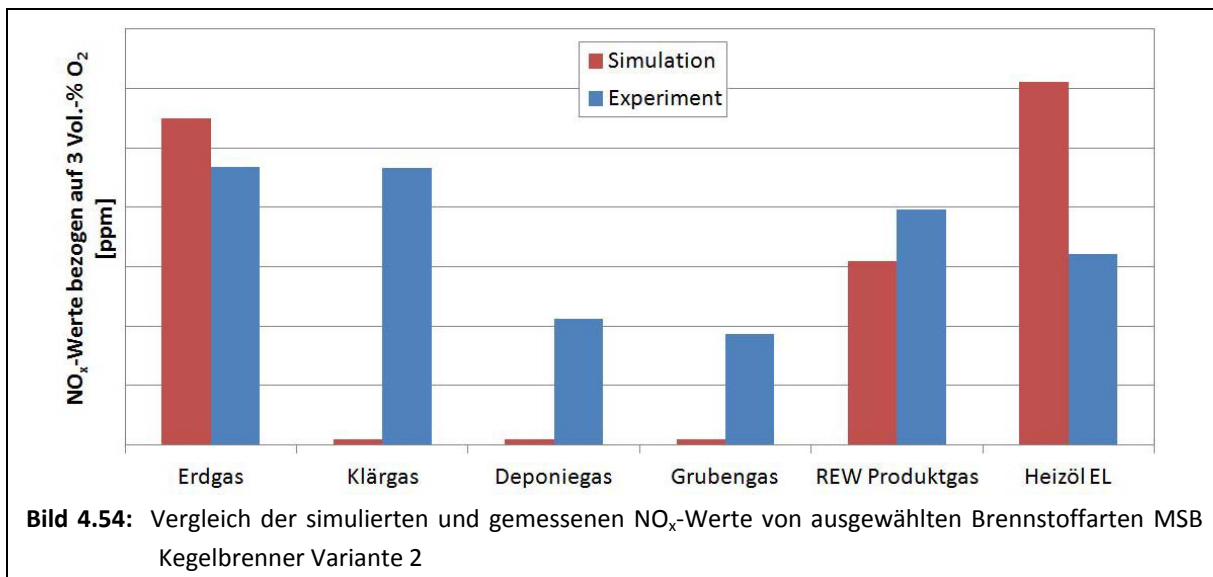
Im Bild 4.52 ist zu erkennen, dass die CFD-Simulationen zwar nicht die gemessenen NO_x-Emissionen für die gasförmigen Brennstoffe vorhersagen, aber dafür eine Tendenz angeben. Im Fall des MSB COSTAIR-Brenners wird gezeigt, dass die CFD-Ergebnisse für Erdgas, Heizöl und Holzgas sich wenig von den gemessenen Ergebnissen unterscheiden. Insbesondere bei Heizöl ist kaum eine Abweichung zwischen den Simulations- und Messdaten zu erkennen. Bei den Schwachgasen wie Deponiegas, Grubengas, Gase aus Biomasse und REW-Produktgas hingegen weichen die simulierten und gemessenen NO_x-Werte ziemlich stark voneinander ab. Anhand der Bilder 4.52 und 4.53 wird deutlich, dass die weiteren Aussagen der Simulationen ähnliche Tendenzen für die untersuchten Brennerkonzepte wie die experimentellen Ergebnisse wiedergeben. Damit wird gezeigt, dass die numerische Simulation ein zuverlässi-

ges Mittel zur Durchführung kostengünstiger und zeiteffektiver Entwicklungsarbeiten darstellt.



Beim Vergleich der Abgastemperaturen im Bild 4.53 ist zu erkennen, dass die berechneten und simulierten Abgastemperaturen für fast alle Brennstoffarten miteinander übereinstimmen. Bei Gasen aus Biomasse und Holzgas sind größere Abweichungen der Ergebnisse zu erkennen. Bei der Verbrennung von Heizöl hingegen weichen die gemessenen und berechneten Abgastemperaturen stärker voneinander ab. Dies liegt daran, dass die Leistung der Öllanze bei den experimentellen Untersuchungen reduziert wurde, um zu verhindern, dass der Luftverteiler in der Flammenfront verglüht.

In den Bildern 4.54 und 4.55 sind Vergleiche der berechneten und gemessenen Ergebnisse für den MSB Kegelbrenner dargestellt. Wie bei der COSTAIR-Variante des MSB sind auch hier ähnliche Tendenzen beim Vergleich der Simulations- und Messergebnisse erkennbar. Die NO_x -Emissionen bei der Verbrennung von Erdgas und REW-Produktgas stimmen sowohl für die berechneten als auch gemessenen Ergebnissen überein. Bei Heizöl und Deponiegas hingegen ist eine größere Abweichung zwischen den Simulations- und Messdaten zu erkennen. Bei der Simulation hat das Vorhandensein von großen Mengen inerter Komponenten im Brenngas, wie bei Deponie- und Grubengas, offensichtlich einen Einfluss auf die NO_x -Bildung bei der Verbrennung dieser Gase. Ähnliche Tendenzen sind bereits bei den Untersuchungen mit Variante 1 des MSB gezeigt worden. Die Bestimmung der NO_x -Bildung anhand von numerischen Berechnungen ist schwierig, da viele Faktoren und Einflussgrößen bei der NO_x -Bildung in den verwendeten Rechenmodellen nur bedingt berücksichtigt werden können.



Der Vergleich der berechneten und gemessenen Abgastemperaturen zeigt eine geringe Abweichung der Ergebnisse für alle untersuchten Brennstoffarten.

5. Untersuchungen an einer Vergasungsanlage

Neben den numerischen Simulationen verschiedener Brennerdesigns und Geometrievarianten und der Durchführung von experimentellen Untersuchungen am GWI, wurden auch mehrere Brennerversuche an einem Gaserzeuger der Fa. Regenis REW durchgeführt. Dabei sollte gezeigt werden, dass ein Brenner, der nach dem Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung arbeitet, unter realen Einsatzbedingungen stabil und schadstoffarm reale biogene Brenngase verbrennen kann. Im Bild 5.1 sind der Aufbau und die Anbindung des COSTAIR-Brenners in einer Nachbrennkammer an die Vergasungsanlage der Fa. REW abgebildet.



Luftvorwärmung entlang der Mantelfläche der Brennkammer

Brenngaszufuhr $T_{\text{Gas}} = 250 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Vorgewärmte Verbrennungsluft für den Luftverteiler $T_{\text{Luft}} = 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$

a) Aufbau des COSTAIR-Brenners



Heißgasgebläse

Brennkammer mit integriertem Luftvorwärmer

Abgasleitung

Verbrennungsluftzufuhr

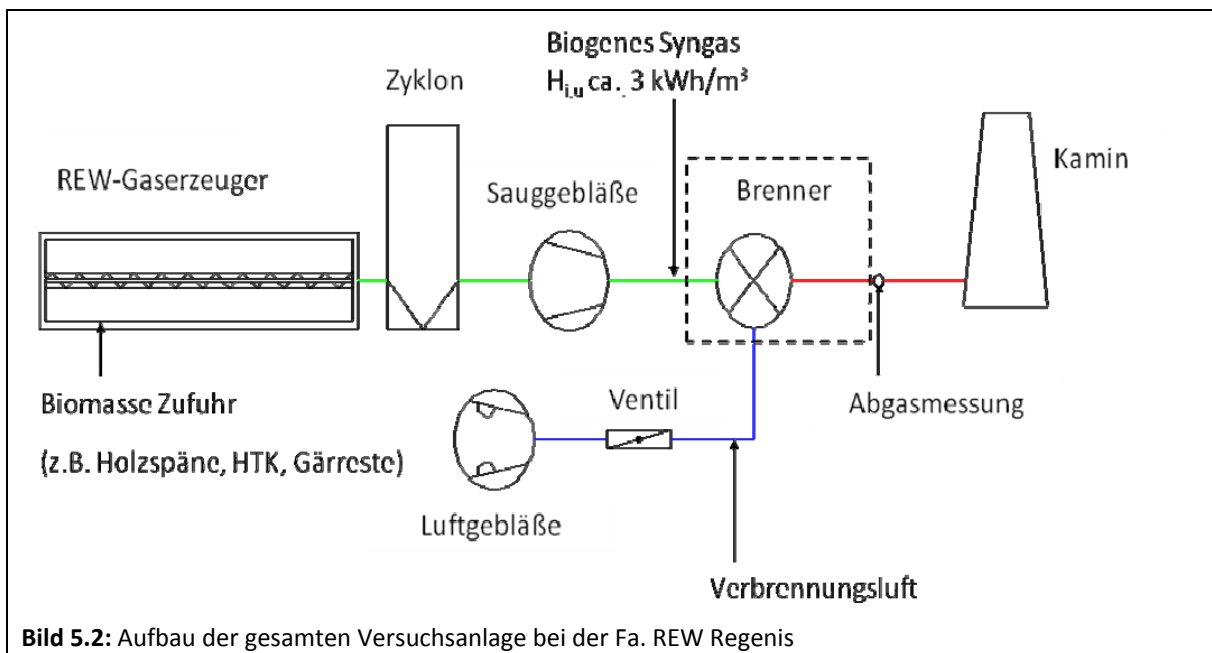
b) Aufbau der Brennkammer und des Prüfstands

Bild 5.1: Aufbau des COSTAIR-Brenners (a) und Aufbau der Brennkammer (b)

5.1 Aufbau der Versuchsanlage

Nachfolgend wird die Funktionsweise des Biomassevergasers der Fa. REW kurz vorgestellt. Die Biomasse wird zuerst mit einem Schneckenförderer in den Gaserzeuger transportiert. Im Gaserzeuger wird der Substratstoff in einer Ziehschnecke waagrecht durch den Reaktor gefördert. Da die Drehzahl des Schneckenförderers einstellbar ist, kann die Aufenthaltszeit der Biomasse im Pyrolyseprozess angepasst werden. Dadurch ist auch die Nutzung von diversen Abfallstoffen aus der Landwirtschaft, der Industrie sowie aus Kommunen möglich. Im Reaktor, der nach dem Prinzip der allothermen Dampfreformierung arbeitet, bildet sich ein H_2 - und CO -haltiges Produktgas (im weiteren Syngas genannt), das einen Heizwert von durchschnittlich 3 kWh/m_N^3 aufweist. Das erzeugte Syngas wird mit einer Gastemperatur von ca. $250 \text{ }^\circ\text{C}$ durch einen Zyklon mit Hilfe eines Sauggebläses zum Brenner gefördert. Der übrig gebliebene Restkoks aus dem Gaserzeugerprozess wird mit einem weiteren Schneckenförderer aus dem Reaktor in einen luftdichten Behälter herausgetragen.

Der COSTAIR-Brenner wurde bei einer thermischen Leistung von 200 kW betrieben. Für das Anfahren des Brenners und Vorwärmen der Brennkammer wurde ein mit Propan betriebener Zündgasbrenner verwendet. Die Abwärme der Brennkammer wurde ausgenutzt, um die aus dem Luftgebläse kommende Verbrennungsluft auf ca. $300 \text{ }^\circ\text{C}$ vorzuwärmen (siehe Bild 5.1). Die Erfassung der Abgasemissionen erfolgte in der Abgasleitung nach der Brennkammer. Der Aufbau der gesamten Versuchsanlage ist vereinfacht im unterliegenden Fließbild 5.2 dargestellt.



Für die messtechnischen Untersuchungen am Gaserzeuger wurden der im Bild 5.3 dargestellte MSB COSTAIR-Brenner und die angeschlossene Rohrbrennkammer verwendet.

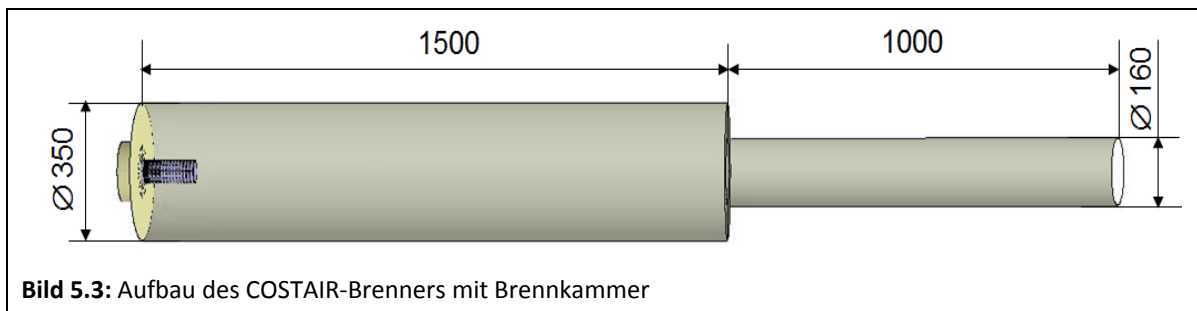


Bild 5.3: Aufbau des COSTAIR-Brenners mit Brennkammer

5.2 Untersuchte Biomasse

Als Einsatzstoff für den Gaserzeuger wurden Holzhackschnitzel, Hühnertrockenkot (HTK), Gärreste aus einer Biogasanlage, Haferspelzen und Walzzunderschlamm verwendet, um das Emissions- und Betriebsverhalten des COSTAIR-Brenners bei unterschiedlichen Schwachgaszusammensetzungen zu untersuchen (siehe Bild 5.4). Die Messungen wurden für einen Lambdabereich zwischen 1,05 bis 1,5 durchgeführt. In Tabelle 5.1 sind die unterschiedlichen Einsatzstoffe für den Gaserzeuger sowie deren Gaszusammensetzungen bei ca. 250 °C aufgelistet. Trotz der unterschiedlichen Zusammensetzung der festen Eingangsstoffe enthält das erzeugte Syngas durchschnittlich 30 Vol.-% H₂ und 23 Vol.-% CO.



Holzspäne Hühnertrockenkot Haferspelzen Sonnenblumenspelzen Gärreste

Bild 5.4: Untersuchte Biomasse

Tabelle 5.1: Zusammensetzung der untersuchten Syngase

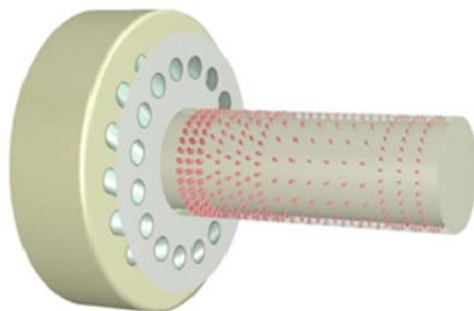
Eingangsstoff	Gaszusammensetzung						Heizwert
	CH ₄	CO	H ₂	CO ₂	N ₂	O ₂	kWh/m ³ _N
50 Gew.-% HTK / 50 Gew.-% Holzspäne	13,6	22,3	31,4	27,7	4,5	0,6	3,08
reine Buchenholzspäne	15	24,3	25,7	30,1	4,1	2,72	3,12
30 Gew.-% Haferspelzen / 70 Gew.-% Holzspäne	22,2	22,3	27,3	25,9	12,9	0,4	2,72
100 Gew.-% Gärreste	10,3	23,8	30,4	25,3	10	0,2	3,71
100 Gew.-% Walzzunderschlamm	5,5	14,8	24,1	14,8	40,5	0,5	2,71

Die natürliche und inhomogene Konsistenz von Biomasse sowie der Abfallstoffe aus der Industrie beeinflusst während des Gasbildungsprozesses im Reaktor die Gasbeschaffenheit und den dazugehörigen Heizwert des erzeugten Syngases. Um die Schwankungen in der Gaszusammensetzung des Syngases zu reduzieren, müssen die verwendeten Substratstoffe vor dem Pyrolyseprozess auf eine möglichst gleichmäßige Partikelgröße aufbereitet werden. Durch die Aufbereitung und Vergleichmäßigung der Biomassepartikel kann im Gaserzeuger eine gleichmäßigere Entgasung des Feststoffs bzw. der Biomasse erreicht werden.

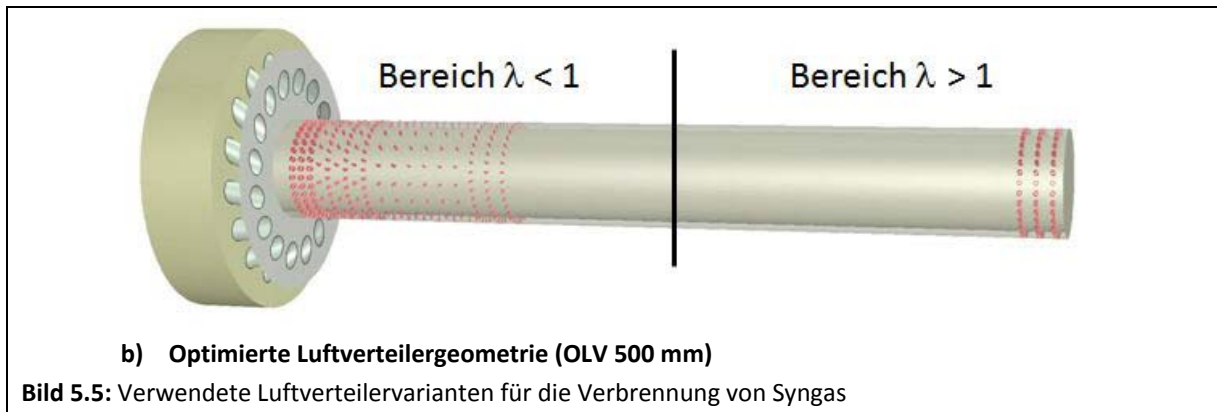
Vor der Pyrolyse enthalten die Biomasse und viele industrielle Abfallstoffe größere Massenanteile an Stickstoffverbindungen, wie z. B. Ammoniak (NH_3) oder Blausäure (HCN), die während des Entgasungsprozesses zu einer Anreicherung von reaktionsfreudigem Ammoniak im Syngas führen. Bei der Verbrennung von Produktgasen bilden sich aufgrund des im Brennstoff gebundenen Stickstoffs höhere NO_x -Emissionen im Abgas, so dass die Einhaltung der vorgegebenen Abgasgrenzwerte der TA-Luft schwierig ist. Jedoch können mittels angepasster Feuerungstechniken N-haltige Schwachgase effizient genutzt werden, wie Erfahrungen aus vergangenen Forschungsvorhaben am GWI gezeigt haben (Vorhaben-Nr.: 15533N). Aufgrund dieser Tatsache wurden bei den experimentellen Untersuchungen am Gaserzeuger verschiedene Luftverteilergeometrien und Betriebsparameter untersucht, um bei der Verbrennung von biogenen Syngasen möglichst niedrige NO_x -Emissionen zu erzeugen.

5.3 Untersuchte Luftverteiltervarianten

In vergangenen Untersuchungen zum Verbrennungskonzept des COSTAIR-Brenners wurde bei der Verbrennung mit Schwachgasen bewiesen, dass der COSTAIR-Brenner effektiv NO_x minimiert. Allerdings führt die Verbrennung biogener Schwachgase mit N-haltigen Komponenten, wie z. B. Ammoniak, zu hohen NO_x -Werten im Abgas. Im Bild 5.5 sind der Basisluftverteiler (BLV) und der optimierte Luftverteiler (OLV) des COSTAIR-Brenners sowie die Aufteilung der Verbrennungszonen gezeigt.



a) Basis-Luftverteilergeometrie (BLV 135 mm)



Die derzeitige Brennertechnik ist noch nicht in der Lage, die hohe Affinität des im Produktgas enthaltenen atomaren Stickstoffs (meist in Form von Ammoniak) zur Bildung von Stickoxiden (NO_x) ausreichend unter Kontrolle zu bekommen. Deshalb wurde ein optimierter Luftverteiler (OLV) für die Verbrennung von biogenen Syngasen mit brennstoffgebundenem Stickstoff entwickelt. Bei der Entwicklung des OLVs war der Gedanke, die Verbrennungsluft geregelt durch den Luftverteiler in die Brennkammer einzuführen, so dass eine unterstöchiometrische Reaktionszone ($\lambda < 1$) in der Nähe der Brennstoffzufuhr realisiert wird. Unter solchen Bedingungen werden die NH_i -Radikale im Brennstoff zu N_2 anstatt zu NO_x umgewandelt. Anschließend folgt in der Brennkammer eine überstöchiometrische Luftzufuhr ($\lambda > 1$), um einen vollständigen Ausbrand des Brennstoffs in den nachfolgenden Regionen der Brennkammer zu bewirken und dabei das entstandene CO zu CO_2 umzuwandeln. Es wurde im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen am Gaserzeuger sowohl der Basisluftverteiler als auch der optimierte Luftverteiler bei der Verbrennung von Syngas aus Biomasse und industrieller Abfallstoffe untersucht.

5.4 Ergebnisse der praktischen Untersuchungen mit realem Syngas

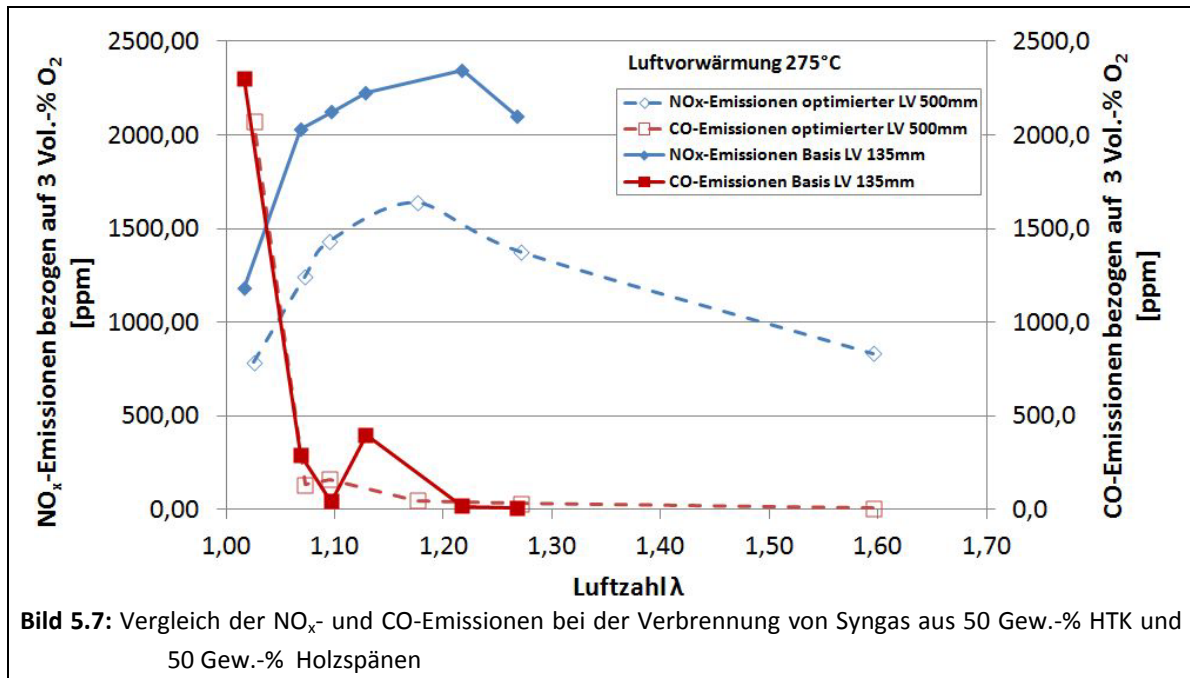
Randbedingungen für praktische Untersuchungen am Gaserzeuger

- Gastemperatur 250 °C
- Luftvorwärmungstemperatur 300 °C
- Untersucher Lambdabereich $\lambda = 1,0 - 1,4$

Verbrennung von Syngas aus entgastem HTK und Buchenholzspänen

Als Eingangsstoff für die ersten Untersuchungen am Gaserzeuger wurde eine Mischung aus HTK und Buchenholzspänen eingesetzt. Der Massenanteil von HTK und Holzspänen beträgt jeweils 50 Gew.-%. Im Bild 5.6 sind die NO_x -Emissionen für die Verbrennung von Syngas aus HTK und Buchenholzspänen dargestellt. Die Versuchsergebnisse zeigen, dass eine Reduzie-

zung der NO_x - und CO-Emissionen beim Einsatz des optimierten Luftverteilers für dieses Syngas zu beobachten war. Es zeigte sich jedoch während der Messungen, dass Optimierungsbedarf bezüglich der Erfassung der Luftmenge notwendig ist. Hierfür wurde eine neue Luftzuführungsstrecke aufgebaut und die Messungen in 2011 wiederholt.

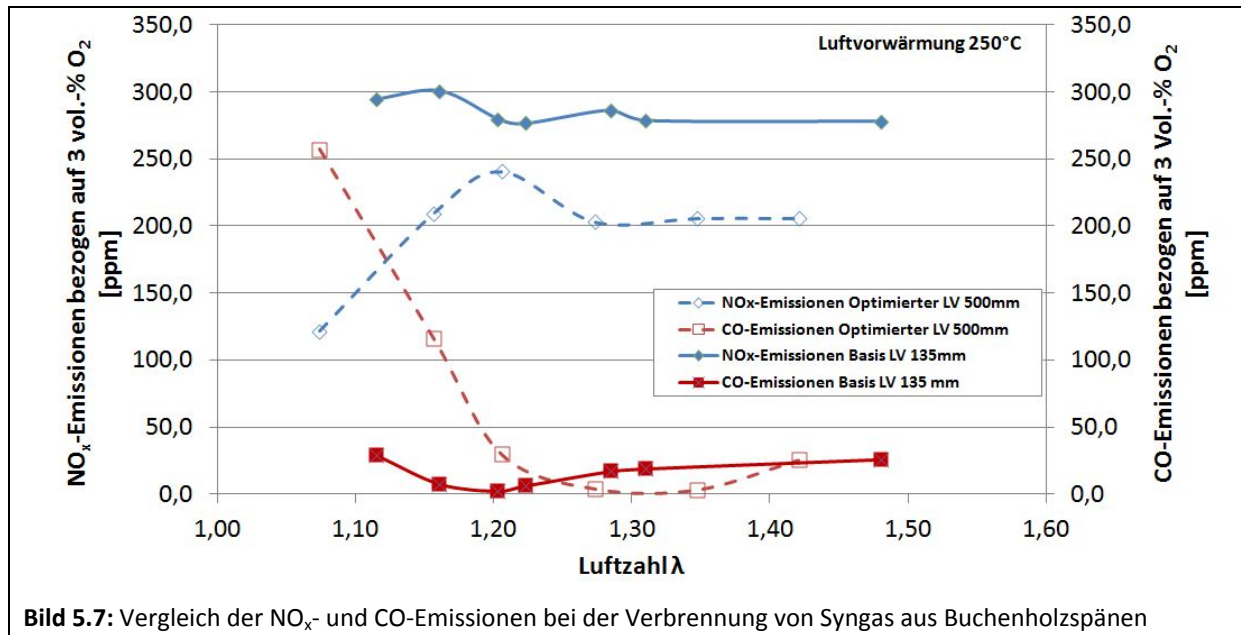


Das allgemein hohe Niveau der NO_x -Emissionen bei diesen Versuchen ist primär auf den brennstoff-gebundenen Stickstoff im Eingangsstoff zurückzuführen. Auch die Ergebnisse der messtechnischen Untersuchungen am GWI haben gezeigt, dass das Vorhandensein von H_2 und CO im Brenngas hohe NO_x -Emissionen verursachen kann. Ein Vergleich der NO_x -Emissionen zeigt, dass der optimierte Luftverteiler eine Minderung der NO_x -Bildung bewirkt, dennoch liegen die NO_x -Werte auch bei dieser Luftverteilergeometrie auf einem relativ hohen Niveau. Durch die Zugabe von zusätzlicher Verbrennungsluft sinken die NO_x -Emissionen bei beiden Varianten schrittweise ab. Die thermische Nutzung von Hühnertrockenkot bzw. Produktgas aus HTK als erneuerbarer Energieträger gilt als vielversprechend, da HTK als Abfallprodukt in der Landwirtschaft in großen Mengen verfügbar ist. Die hohen NO_x -Konzentrationen bei der Verbrennung von Syngas aus HTK stellen jedoch derzeit noch ein technisches Hindernis dar.

Verbrennung von Syngas aus pyrolysierten Buchenholzspänen

In dieser Messreihe wurden als Eingangsstoff für den Syngaserzeuger reine Buchenholzspäne verwendet. Die Untersuchungen wurden sowohl mit dem Basis-Luftverteiler als auch mit der optimierten Variante des Luftverteilers durchgeführt. Im Vergleich zur vorherigen Untersuchungsreihe mit einer Mischung aus HTK und Holzspänen fallen die Konzentrationen an NO_x -

Emissionen im Abgas deutlich geringer aus. Dies liegt daran, dass naturbelassenes Buchenholz im Gegensatz zu HTK nur geringe Mengen an NH_3 -Verbindungen enthält. Die Verläufe der gemessenen CO- und NO_x -Emissionen bei der Verbrennung von Syngas aus Buchenholzspänen für beide Luftverteiltervarianten ist im Bild 5.7 dargestellt.



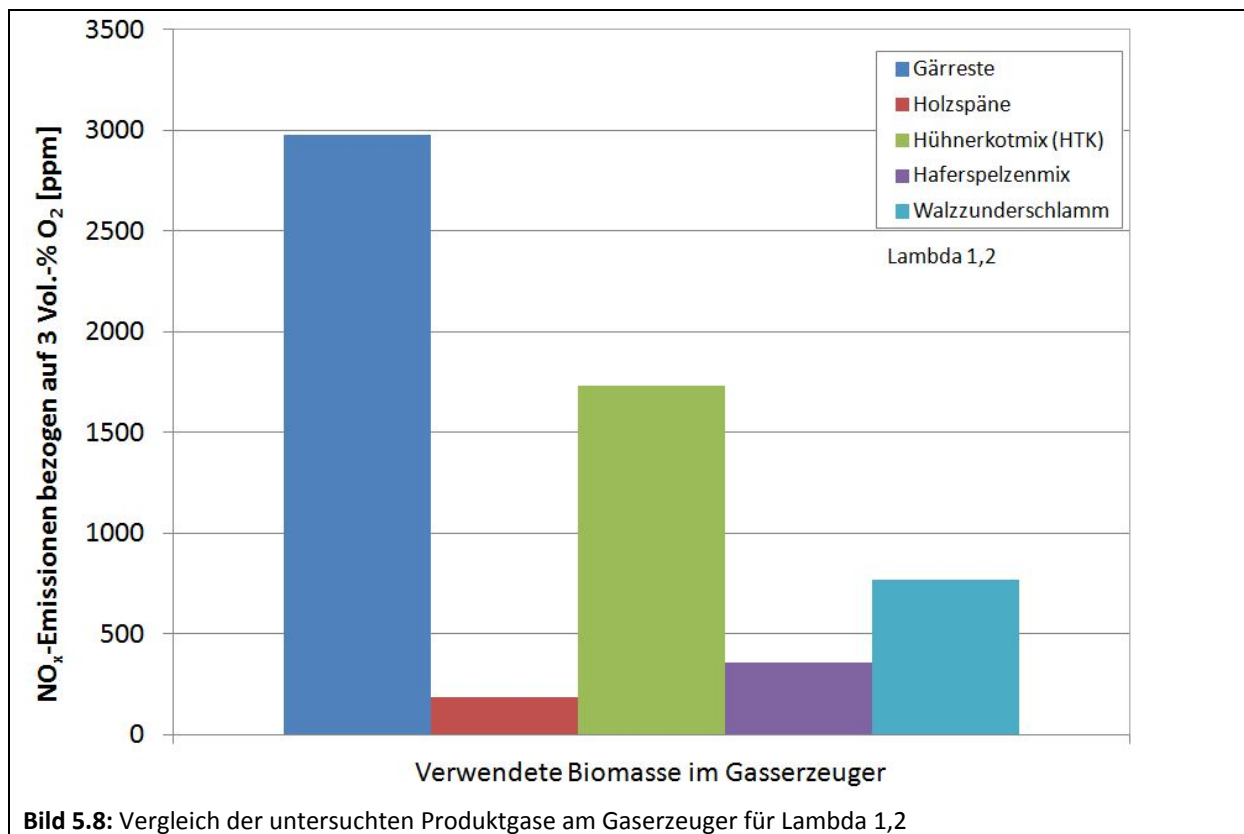
Für die Verbrennung von Syngas aus Buchenholzspänen konnte allgemein eine Reduzierung der NO_x -Emissionen mit steigender Luftzufuhr beobachtet werden. Da Holzspäne kaum brennstoffgebundenen Stickstoff enthalten, lassen sich die gemessenen NO_x -Werte hauptsächlich auf einen thermischen Bildungsmechanismus zurückführen. Ein Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen am GWI zeigt, dass ähnliche Tendenzen bereits gesehen wurden.

Die Verläufe der NO_x -Werte zeigen eindeutig, dass der Einsatz der optimierten Luftverteilergeometrie bei der Verbrennung von Syngas aus Buchenholz eine Reduzierung der NO_x -Bildung mit sich bringt. Dadurch, dass die Reaktionszone in zwei verschiedene Luftzahlenbereiche im Brennraum aufgeteilt ist, treten bei der Verbrennung geringere Flammentemperaturen und Konzentrationen an NO_x im Abgas auf. Bei beiden Luftverteiltervarianten ist zu erkennen, dass die NO_x -Emissionen erst ab einer Luftzahl von $\lambda = 1,3$ nicht mehr abfallen. Eine Reduzierung der CO-Emissionen wurde erst bei $\lambda = 1,2$ festgestellt. Während des Entgasungsprozesses von Biomasse können Schwankungen in der Gasbeschaffenheit auftreten, die während des Verbrennungsprozesses zusätzliche Schwankungen im Luftbedarf verursachen. Trotz dieser schwankenden Gaszusammensetzung des Syngases wurde bei den Untersuchungen eine stabile Flammenführung beobachtet.

Verbrennung von Syngas aus weiteren biogenen Eingangsstoffen

In weiteren Messreihen wurden am Gaserzeuger Gärreste aus einer Biogasanlage, eine Mischung aus Holzspänen und Haferspelzen sowie Walzzunderschlamm aus einem Stahlherstellungsprozess untersucht. Um den Aufwand beim Umbau der Luftverteiltervarianten zu reduzieren, wurde aufgrund der Ergebnisse mit Hühner trockenkot und Buchenholz nur noch der OLV 500 mm untersucht.

Ein Vergleich der gemessenen NO_x -Emissionen für die untersuchten biogenen Syngase ist im Bild 5.8 dargestellt. Die hohen NO_x -Emissionen bei der Verbrennung von Gärresten und HTK entstehen aufgrund des brennstoffgebundenen Stickstoffs. Vor der Pyrolyse enthalten Gärreste und HTK größere Massenanteile an Stickstoffverbindungen wie z. B. Ammoniak (NH_3) oder Blausäure (HCN), die während des Entgasungsprozesses zu einer deutlichen Anreicherung von reaktionsfreudigem Ammoniak im Syngas führen. Bei der Verbrennung bilden sich aufgrund des im Brennstoff gebundenen Stickstoffs höhere NO_x -Emissionen im Abgas. Bei Syngas aus Buchenholzspänen und Haferspelzen hingegen wurden deutlich geringere NO_x -Konzentrationen erfasst, so dass die Einhaltung der vorgegebenen Abgasgrenzwerte der TA-Luft realisierbar ist. Die Verbrennung von Syngas aus Walzzunderschlamm erweist sich als kompliziert, da der Eingangsstoff ein pastöses Gemisch aus Eisenoxid, Öl und Wasser ist. Während der Gasbildung entsteht ein feuchtes und teerhaltiges Syngas, dass nach längerem Brennerbetrieb eine Verstopfung der Gas- und Luftdüsen im Brenner verursacht.



Die praktischen Untersuchungen am Gaserzeuger zeigen, dass die Nutzung von biogenem Syngas in Feuerungsprozessen möglich ist. Dennoch ist weiterer Forschungs- und Optimierungsbedarf für eine schadstoffarme Verbrennung von Brennstoffen, die hohe Anteile an brennstoffgebundenem Stickstoff enthalten, erforderlich.

6. Scale-Up des Mehrstoffbrenners

Im folgenden Kapitel wird das Hochskalieren des Mehrstoffbrenners - basierend auf dem Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung - von 200 kW auf die fünffache Leistung (1 MW) dargestellt. Hierzu wird detailliert auf die Ähnlichkeitsbetrachtung und weitere Scale-up-Kriterien eingegangen. Das Scale-up erfolgt anschließend durch geometrische Anpassung des Brenners auf eine Leistung von 1 MW.

6.1 Ähnlichkeitsbetrachtung

Die heutigen Anforderungen an technische Systeme verlangen bei der Entwicklung zunehmend umfangreichere Entwicklungsarbeiten. Da diese Systeme aber meistens nicht im Maßstab 1:1 untersucht werden können, wie zum Beispiel die Strömungsbedingungen eines Schiffes oder eines Flugzeugs, verlangt es nach einer Modellbetrachtung. Um physikalische Ähnlichkeit zwischen Modell und Hauptausführung zu gewährleisten, bedient sich die Ähnlichkeitsmechanik dimensionsloser Kennzahlen. So ist eine Umströmung nur dann an geometrisch ähnlichen Körpern gleich, wenn auch die jeweiligen Kennzahlen übereinstimmen. Da es sich bei Verbrennungsprozessen um komplexe Vorgänge der Strömungsmechanik, der Thermodynamik und der Reaktionskinetik handelt, müssen somit alle zugehörigen Kennzahlen betrachtet werden.

6.1.1 Kennzahlen der Strömungsmechanik

Die strömungstechnischen dimensionslosen Kennzahlen werden in der Literatur oft als Verhältnisse mechanischer Kräfte gedeutet. Der folgende Abschnitt stellt vier Kennzahlen der Strömungsmechanik vor.

a.) Reynolds-Zahl

Die Reynolds-Zahl wird zur Beurteilung der Strömungsform einer Fluidströmung verwendet und setzt die Trägheitskraft ins Verhältnis mit der Reibungskraft. Es gilt:

$$Re = \frac{wl}{\nu} = \frac{\rho wl}{\eta} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}} \quad (6.1)$$

Mit der Reynolds-Zahl lässt sich abschätzen, ob eine Strömung laminar oder turbulent verläuft. Für eine Rohrströmung ist der Übergangsbereich von einer laminaren zur turbulenten Strömung bei einem Wert um $Re = 2300$ angegeben, kann aber auch wesentlich von diesem Wert abweichen. Bei einer Strömung über einer Platte liegt die kritische Reynolds-Zahl bei $Re = 10^5$ und ist somit deutlich höher als bei der Rohrströmung.

b.) Froude-Zahl

Die Froude-Zahl lässt sich als Verhältnis von der an der Oberfläche einer Flüssigkeit auftretenden Trägheitskräfte zu der Gravitation verstehen.

$$Fr = \frac{w}{\sqrt{gl}} = \frac{w^2}{gl} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Schwerkraft}} \quad (6.2)$$

Diese Kennzahl findet insbesondere im Schiffsbau Anwendung.

c.) Euler-Zahl

Die Euler-Zahl stellt ein Verhältnis zwischen Druckkraft und Trägheitskraft dar, jedoch nur wenn Reibungskräfte auszuschließen sind und somit Druck und Trägheit die Strömung bestimmen.

$$Eu = \frac{p}{\rho u^2} = \frac{\text{Druckkraft}}{\text{Trägheitskraft}} \quad (6.3)$$

d.) Strouhal-Zahl

Die Strouhal-Zahl bildet das Verhältnis der lokalen Beschleunigung zur konvektiven Beschleunigung. So können mit der Strouhal-Zahl Aussagen über die Akustik von Strömungsvorgängen festgelegt werden.

$$Sr = \frac{fl}{w} = \frac{l}{wt} = \frac{\text{substantielle Trägheitskraft}}{\text{konvektive Trägheitskraft}}$$

mit $f = \frac{1}{t}$

(6.4)

6.1.2 Kennzahlen der Thermodynamik

Zur Beschreibung von thermodynamischen Vorgängen, zum Beispiel in einer Fluidströmung, werden die Kennzahlen der Thermodynamik benötigt. So fließen Vorgänge der Wärmeübertragung, Wärmeleitung, Konvektion und Strahlung in die jeweiligen Kennzahlen mit ein.

a.) Nusselt-Zahl

Die Nusselt-Zahl beschreibt das Verhältnis eines tatsächlichen Wärmestroms zum Wärmestrom bei reiner Wärmeleitung durch eine Vergleichsschicht gleicher Dicke und gleichem Temperaturgradienten.

$$Nu = \frac{al}{\lambda} = \frac{\text{Konvektion}}{\text{Wärmeleitung}} \quad (6.5)$$

Die Nusselt-Zahl ist sehr stark von der Strömungsgeschwindigkeit und dem Strömungsfluid abhängig, da die Nusselt-Zahl eine Funktion der Reynolds- und der Prandtl-Zahl ist $Nu = f(Re, Pr, \dots)$.

b.) Fourier-Zahl

Die Fourier-Zahl wird in der Literatur oftmals als „dimensionslose Kontaktzeit“ angegeben. Sie dient somit als Zeitparameter eines Temperaturfeldes (instationär).

$$Fo = \frac{at}{l^2} = \frac{\lambda t}{c_p \rho l} = \frac{\text{Wärmeleitung}}{\text{Wärmespeicherung}} \quad (6.6)$$

c.) Péclet-Zahl

Die Péclet-Zahl beschreibt das Verhältnis von konvektiv übertragender zu geleiteter Wärmemenge und kann als Produkt der Reynolds-Zahl und der Prandtl-Zahl gebildet werden.

$$Pe = \frac{wl}{\alpha} = \frac{\text{konvektive Wärmeübertragung}}{\text{Wärmeleitung}} \quad (6.7)$$

d.) Prandtl-Zahl

Die Prandtl-Zahl bildet das Verhältnis des durch Reibung entstehende Impulstransport zu der Temperaturleitfähigkeit des Fluid.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\eta c_p}{\lambda} = \frac{\text{Impulsdifffusivität}}{\text{Energiedifffusivität}} \quad (6.8)$$

e.) Archimedis-Zahl

Das Verhältnis von thermischer Auftriebskraft zur Trägheitskraft wird als Archimedes-Zahl definiert.

$$Ar = \frac{g\gamma\Delta T l}{w^2} = \frac{\text{thermische Auftriebskraft}}{\text{Trägheitskraft}} \quad (6.9)$$

f.) Grashof-Zahl

Ähnlich wie die Archimedes-Zahl wird bei der Grashof-Zahl ein Verhältnis mit der thermischen Auftriebskraft gebildet. Bei der Grashof-Zahl fließt anstatt der Trägheitskraft die Zähigkeitskraft in das Verhältnis mit ein.

$$Gr = \frac{g\gamma\Delta T l^3}{\nu^2} = \frac{\text{thermische Auftriebskraft}}{\text{Zähigkeitskraft}} \quad (6.10)$$

Die Grashof-Zahl beschreibt Vorgänge, die durch natürliche Konvektion angetrieben werden. Alternativ kann die Grashof-Zahl auch aus dem Produkt von Re und Ar gebildet werden.

6.1.3 Kennzahlen der Chemie

Um die komplexen Verbrennungsprozesse charakterisieren zu können, bedarf es neben Kennzahlen aus der Strömungsmechanik und Thermodynamik auch Kennzahlen, die die chemischen Reaktionen und den Stoffaustausch berücksichtigen.

Eine Beschreibung dieser Vorgänge ist mit den vier dimensionslosen Kennzahlen nach Damköhler möglich. Nach R. Giese [21] sind die Kennzahlen wie folgt definiert:

$$Da_I = \frac{rl}{wc} = \frac{\text{durch chemische Reaktion entstandener Molstrom}}{\text{durch Strömung entstandener Molstrom}} \quad (6.11)$$

$$Da_{II} = \frac{rl^2}{cD} = \frac{\text{Diffusionswiderstand}}{\text{Reaktionswiderstand}} \quad (6.12)$$

$$Da_{III} = \frac{r\Delta H}{c_p\rho\Delta Tw} = \frac{\text{durch chemische Reaktion entstandener Wärmestrom}}{\text{durch Strömung abgeführter Wärmestrom}} \quad (6.13)$$

$$Da_{IV} = \frac{r\Delta H}{\lambda\Delta T} = \frac{\text{durch chemische Reaktion entstandener Wärmestrom}}{\text{durch Wärmeleitung abgeführter Wärmestrom}} \quad (6.14)$$

Mit Kenntnis der Karlovitz-Zahl (Gl.3.56), die das Verhältnis von laminarer Reaktionszeit zu der turbulenten Transportzeit beschreibt, lassen sich turbulente Verbrennungsformen darstellen.

$$Ka = \frac{\delta_L/s_t}{L_R/w'_k} \quad (6.15)$$

6.2 Grenzen der Ähnlichkeitsbetrachtung

Eine vollständige Ähnlichkeit ist definitiv nicht erreichbar, da alle oben genannten Kennzahlen für zwei Strömungszustände übereinstimmen müssten. Die einzige Möglichkeit der Betrachtung ist die der partiellen Ähnlichkeit. Man bedient sich Kriterien, die nur Teilbereiche beschreiben, legt aber gleichzeitig einige Randbedingungen und Vereinfachungen fest.

Für Verbrennungsprozesse gelten nach Spalding [80] folgende Bedingungen:

- unterschiedliche Reynolds-Zahlen in Modell und Hauptausführungen und
- unterschiedliche Machzahlen in Modell und Hauptausführung und $Ma < 0,8$
- unterschiedliche Froude-Zahlen in Modell und Hauptausführung und sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten
- Vernachlässigung von Zwei-Phasen-Effekten bei Kohle- und Ölverbrennung
- Vernachlässigung der chemischen Reaktionen
- leichte Abweichungen der geometrischen Ähnlichkeit zur Gewährleistung konstanter Geschwindigkeits- und Massenstromverhältnisse

6.3 Scale-Up Kriterien bei der Brennerentwicklung

Um den komplexen Prozess einer Verbrennung beschreiben zu können, bedarf es mehrerer Teilmodelle. Nach Moog [81] und Kuhnert [82] lassen sich folgende vier Ähnlichkeitskriterien für ein Brenner-Scale-up definieren:

1. Kriterium der geometrischen Ähnlichkeit
2. Kriterium der konstanten Eintrittsgeschwindigkeiten
3. Kriterium der konstanten Eintritts-Impulsstromverhältnisse
4. Kriterium der konstanten Verweilzeit

Das Kriterium der geometrischen Ähnlichkeit ist erfüllt, wenn die Geometrie des Modellbrenners maßstabsgetreu vergrößert wird, so dass man jedem Punkt des Koordinatensystems des Modellbrenners einen Punkt in der Hauptausführung zuweisen kann.

$$\frac{x^f}{x^{Hf}} = \frac{y^f}{y^{Hf}} = \frac{z^f}{z^{Hf}} \quad (6.16)$$

Beim Scale-Up einer Brennergeometrie muss auch die Brennraumgröße angepasst werden. Es lassen sich folgende Verhältnisse zwischen Brennkammerlänge L , Brennkammerdurchmesser D und Brennerdurchmesser d aufstellen:

$$\left(\frac{L^I}{D^I}\right) = \left(\frac{L^{II}}{D^{II}}\right) = \textit{konstant} \quad (6.17)$$

$$\left(\frac{a^I}{D^I}\right) = \left(\frac{a^{II}}{D^{II}}\right) = \textit{konstant} \quad (6.18)$$

Das Kriterium der konstanten Eintrittsgeschwindigkeit setzt voraus, dass die in dem Brennraum eintretenden Strömungsgeschwindigkeiten (Luft, Gas) konstant sind. So gilt:

$$w^I = w^{II} = \textit{konstant} \quad (6.19)$$

Mit der Formel für die Berechnung der Brennerleistung und der Kontinuitätsgleichung lassen sich weitere Simplexe bilden.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot H_{ca} [\textit{kW}] \quad (6.20)$$

$$\dot{m} = A \cdot w \cdot \rho \left[\frac{\textit{kg}}{\textit{s}} \right] \quad (6.21)$$

$$\textit{mit } A = \frac{\pi}{4} d^2 [\textit{m}^2] \quad (6.22)$$

$$\dot{Q} \sim \rho w d^2 \quad (6.23)$$

Daraus ergibt sich eine Proportionalität von Brennerleistung zu Brennerdurchmesser.

$$d \sim \sqrt{\dot{Q}} \quad (6.24)$$

Eingesetzt als Simplexe ergibt sich:

$$\frac{\dot{Q}^{II}}{\dot{Q}^I} = \left(\frac{d^{II}}{d^I}\right)^2 \quad (6.25)$$

Das Kriterium der konstanten Eintritts-Impulsströme schreibt die Gleichheit der Impulsströme von Luft und Brennstoff beim Eintritt in die Brennkammer bei Modell und Hauptausführung vor.

$$\left(\frac{\dot{I}_L^I}{\dot{I}_B^I}\right) = \left(\frac{\dot{I}_L^{II}}{\dot{I}_B^{II}}\right) = \textit{konstant} \quad (6.26)$$

Ein Impulsstrom ist das Produkt aus Geschwindigkeit und Massenstrom, so dass für das Impulsstromverhältnis gilt:

$$\frac{\dot{I}_L^I}{\dot{I}_B^I} = \frac{\dot{m}_L \cdot w_L^I}{\dot{m}_B \cdot w_B^I} \quad (6.27)$$

und für das Massenstromverhältnis

$$\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_B} = \frac{\rho_L^I \cdot \dot{V}_L^I}{\rho_B^I \cdot \dot{V}_B^I} \quad (6.28)$$

Das Geschwindigkeitsverhältnis in der Gasdüse lässt sich über die Kontinuitätsgleichung aufstellen.

$$\textit{mit } w = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot d^2} \quad (6.29)$$

$$\frac{w_L^I}{w_B^I} = \frac{\dot{m}_L^I \cdot \rho_B^I \cdot d_B^{I2}}{\dot{m}_B^I \cdot \rho_L^I \cdot d_L^{I2}} \quad (6.30)$$

Eingesetzt in Gleichung 6.31 gilt für das Eintritts-Impulsstromverhältnis:

$$\frac{\dot{I}_L^I}{\dot{I}_B^I} = \frac{\dot{m}_L^{I2} \cdot \rho_B^I \cdot d_B^{I2}}{\dot{m}_B^{I2} \cdot \rho_L^I \cdot d_L^{I2}} \quad (6.31)$$

Das letzte Kriterium der konstanten Verweilzeit setzt voraus, dass der Zeitmaßstab der Makromischung t_m , das heißt das Vermischen von Brennstoff und Luft konstant ist.

$$t_m \sim \frac{d^I}{w^I} = \frac{d^{II}}{w^{II}} = \textit{konstant} \quad (6.32)$$

Mit dem Einsetzen in Gl. 6.33 ergibt sich folgender Ausdruck

$$\dot{Q} \sim \frac{\rho \cdot d^3}{t_m} \quad (6.33)$$

Nimmt man für t_m und ρ konstante Werte an, so ergibt sich:

$$d \sim w \sim \sqrt[3]{\dot{Q}} \quad (6.34)$$

Ausgedrückt in Verhältnissen gilt

$$\frac{\dot{Q}^I}{\dot{Q}^{II}} = \left(\frac{d^I}{d^{II}} \right)^3 = \left(\frac{w^I}{w^{II}} \right)^3 \quad (6.35)$$

Die in diesem Abschnitt hergeleiteten Formeln bilden die Basis, um das Scale-up des Brenners durchzuführen.

6.4 Scale-up des MSB Brenners von 200 kW auf 1 MW

6.4.1 Scale-Up der Gasdüsen

In Abbildung 6.1 und Tabelle 6.1 sind die Abmaße der 200 kW Mehrstoffbrennervariante dargestellt. Die Anordnung der Gas- und Öldüsen wurde so gewählt, dass alle

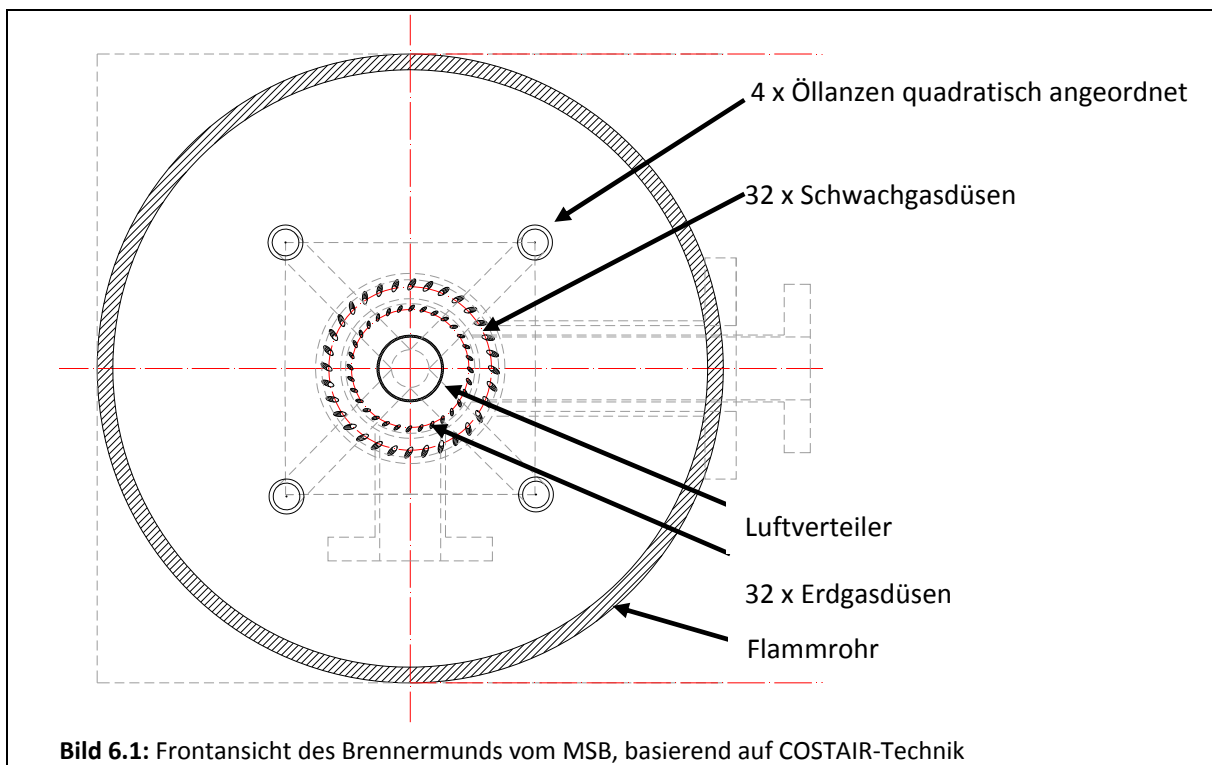


Tabelle 6.1: Geometrie Erdgasdüsen 200 kW

Geometrie	Symbol	Einheit	200 kW
Gasdüsendurchmesser	d_B	mm	1,8
Lochkreisdurchmesser	D_{LB}	mm	75
Anzahl Gasdüsen	n	-	32

Das Kriterium der konstanten Eintrittsgeschwindigkeiten:

Gleichung 6.36 liefert die Verhältnisse der Wärmeleistung und der Durchmesser.

$$\frac{\dot{Q}^{II}}{\dot{Q}^I} = \left(\frac{d^{II}}{d^I} \right)^2 \quad (6.36)$$

Die umgestellte Gleichung lässt direkt den Innendurchmesser des Luftverteilers berechnen.

$$d_{LV}^{III} = 0,042 \text{ m} \sqrt{\frac{1000 \text{ kW}}{200 \text{ kW}}} = 0,095 \text{ m} = 95 \text{ mm} \quad (6.37)$$

Kriterium der konstanten Eintritts-Impulsstromverhältnisse:

Über die konstanten Eintritts-Impulsstromverhältnisse und dem errechneten Innendurchmessers des Luftverteilers lässt sich nun der Gasdüsendurchmesser für die Erdgasdüsen über Gl. 6.38 und 6.39 berechnen. Die Anzahl der Düsen bleibt konstant.

$$\frac{I_L^I}{I_B^I} = \frac{I_L^{II}}{I_B^{II}} = \frac{\dot{m}_L^{II2} \cdot \rho_B^{II} \cdot d_B^{II2}}{\dot{m}_B^{II2} \cdot \rho_L^{II} \cdot d_L^{II2}} \quad (6.38)$$

$$\Leftrightarrow d_B^{II} = \sqrt{\frac{I_L^I \cdot \dot{m}_B^{II2} \cdot \rho_L^{II} \cdot d_{LV}^{II2}}{I_B^I \cdot \dot{m}_L^{II2} \cdot \rho_B^{II}}} = 0,004 \text{ m} = 4 \text{ mm} \quad (6.39)$$

So ergibt sich für den Brenner der Leistung 1 MW folgende Gasdüsengeometrie.

Tabelle 6.2: Gegenüberstellung der Erdgasdüsen für 200 kW und 1 MW

Geometrie Scale-up	Symbol	Einheit	Brennervariante		Verhältnis
			200 kW	1000 kW	
Lufteintrittsdurchmesser	d_{LV}	mm	42	95	2,24
Gasdüsendurchmesser	d_B	mm	1,8	4	2,24
Lochkreisdurchmesser	D_{LB}	mm	75	168	2,24
Anzahl Gasdüsen	n	-	32	32	1

Der Lochkreisdurchmesser wird aufgrund der Einhaltung der geometrischen Ähnlichkeit mit dem Verhältnis der errechneten Durchmesser der 200 kW- und 1 MW-Varianten multipliziert. Der Lochkreisdurchmesser wird somit von 75 mm auf 168 mm erhöht. Analog wurde die Schwachgasdüsen hochskaliert, wie in Tabelle 6.3 gezeigt.

Tabelle 6.3: Gegenüberstellung der Schwachgasdüsen für 200 kW und 1 MW

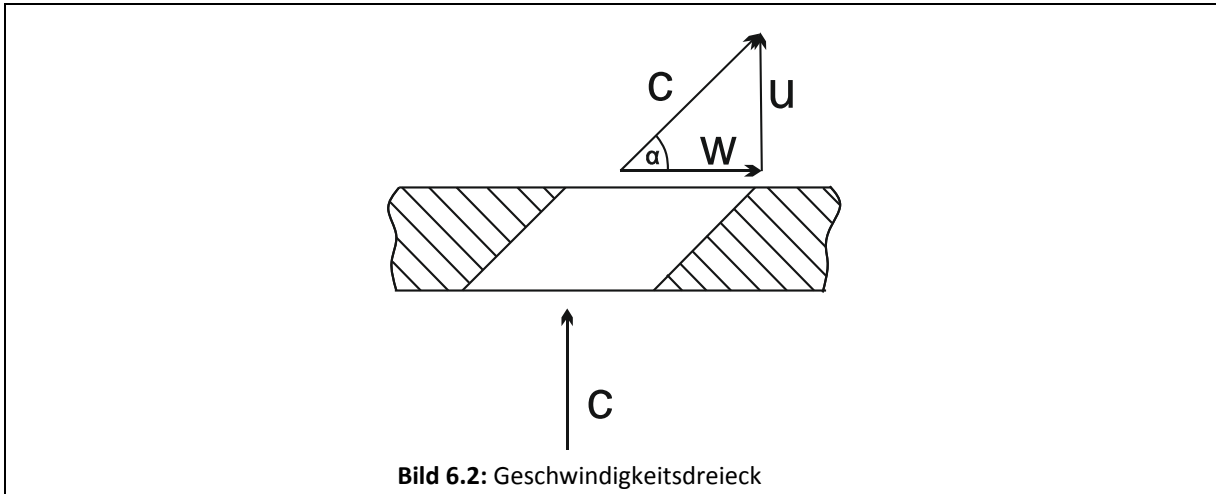
Geometrie Scale-up	Symbol	Einheit	Brennervariante		Verhältnis
			200 kW	1000 kW	
Lufteintrittsdurchmesser	d_{LV}	mm	42	95	2,24
Gasdüsendurchmesser	d_B	mm	3,6	8	2,24
Lochkreisdurchmesser	D_{LB}	mm	104	233	2,24
Anzahl Gasdüsen	n	-	32	32	1

Nach den durchgeführten Berechnungen ist die Geometrie für alle verwendeten Schwachgase (Deponiegas, Grubengas, Holzgas, Klärgas, REW-Gas und Gase aus Biomasse) kompatibel. Um jedoch die einzelnen Gase mit einander vergleichen zu können, werden zusätzlich die Kennzahlen Reynolds-Zahl, Prandtl-Zahl, Peclet-Zahl und Drallzahl für die 200 kW und 1 MW-Geometrie berechnet.

Berechnung der Drallzahl

Zur Charakterisierung von Drallflammen wird in der Praxis die Drallzahl als Vergleichswert herangezogen. Die verwendeten Gleichungen (Gln. 6.40 bis 6.45) zur Bestimmung der Drallzahl sind nachfolgend dargestellt. Die Drallzahl bildet das Verhältnis aus dem Drehimpuls-

strom zum Produkt aus Axialimpulsstrom und Düsenradius. Die verwendete Brennerplatte verfügt über Gasdüsen, die 45° tangential gebohrt sind. Dadurch wird der ankommende Impulsstrom in einen Axialimpuls und einen Drehimpuls umgewandelt. Die nachfolgende Abbildung verdeutlicht den Einfluss der Verdrallung auf das Geschwindigkeitsprofil der Gasdüsen.



Aufgrund einer durch die Bohrungen entstehenden Umlenkung der Gasströmung, wird die Geschwindigkeit c in eine Axial- und eine Radialkomponente geteilt.

$$\text{Axialgeschwindigkeit:} \quad u = c \cdot \sin \alpha \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (6.40)$$

$$\text{Radialgeschwindigkeit:} \quad w = c \cdot \cos \alpha \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \quad (6.41)$$

Mit den Geschwindigkeitskomponenten lassen sich die beiden Impulsströme bestimmen:

Der Axialimpulsstrom bildet das Produkt aus Massenstrom und Axialgeschwindigkeit.

$$j = \dot{m} \cdot u \quad \left[\frac{\text{m} \cdot \text{kg}}{\text{s}^2} \right] \quad (6.42)$$

Der Drehimpulsstrom lässt sich über folgenden Integral bestimmen.

$$\dot{D} = 2\pi \int_0^{\frac{d}{2}} \rho u w y^2 dy = 2\pi \cdot \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot u \cdot w \cdot \left[\frac{d^3}{2} \right] \quad (6.43)$$

Mit der Anzahl der Gasdüsen erweitert sich der Term zu:

$$\dot{D} = 2\pi \cdot \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot u \cdot w \cdot \left[\frac{d}{2} \cdot 32 \right]^3 \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2} \right] \quad (6.44)$$

Eingesetzt in die Formel der Drallzahl liefert:

$$\theta = \frac{2\pi \cdot \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot u \cdot w \cdot \left[\frac{d}{2} \cdot 32 \right]^3}{2\pi \cdot \dot{m} \cdot u \cdot \frac{d}{2}} [-] \quad (6.45)$$

Nach Berechnung der Drallzahlen für beide Brennervarianten fällt auf, dass sich zwar die Axial- und Radialimpulsströme der Gase unterscheiden jedoch die gleichen Drallzahlen ergeben. In der nachfolgenden Tabelle ist beispielhaft die Berechnung der Drallzahl für die Verbrennung von Erdgas mit dem MSB gezeigt.

Tabelle 6.4: Drallzahl für Erdgas

Drallzahl für Erdgas		
	200 kW	1000 kW
Drehimpulsstrom	0,01	0,14
Axialimpulsstrom	0,24	1,21
Drallzahl	1,78	1,78

Die Drallzahlen aller zuvor genannten Gase ergeben stets einen Wert von **1,78**. Der Wert liegt im Bereich technisch üblicher Drallzahlen ($\theta \leq 3$) und erscheint somit plausibel. Eine höhere Gewichtung trägt jedoch die Tatsache, dass sich laut der Rechnung bei jedem verwendeten Gas ein vergleichbarer Drall und sich somit eine ähnliche Makromischung im Brennraum ergeben sollte.

6.5 Scale-up Luftverteiler

Der Luftverteiler spielt bei diesem Brennerkonzept die größte und entscheidendste Rolle. Dieser soll die Luft der Verbrennung sukzessiv in die Verbrennungszone dosieren. Die Abmaße sowie eine Aufnahme des Luftverteilers sind in Bildern 6.3 und 6.4 dargestellt.

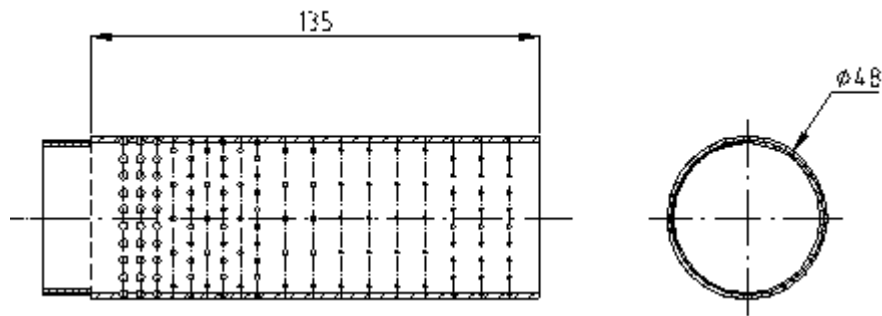


Bild 6.3: Geometrie des Luftverteilers

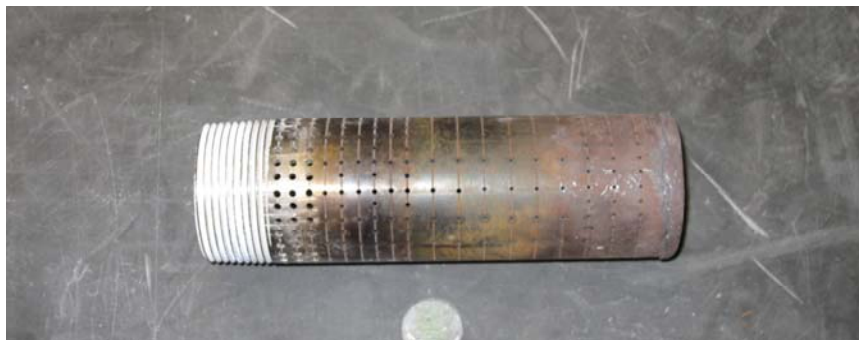


Bild 6.4: Aufnahme des untersuchten Luftverteilers

Im Bild 6.5 wird deutlich, dass die Bohrungen nicht nur in der Größe sondern auch in Abstand und Anzahl pro Reihe variieren. So lassen sich fünf Bohrungsreihenvarianten bestimmen und markieren.

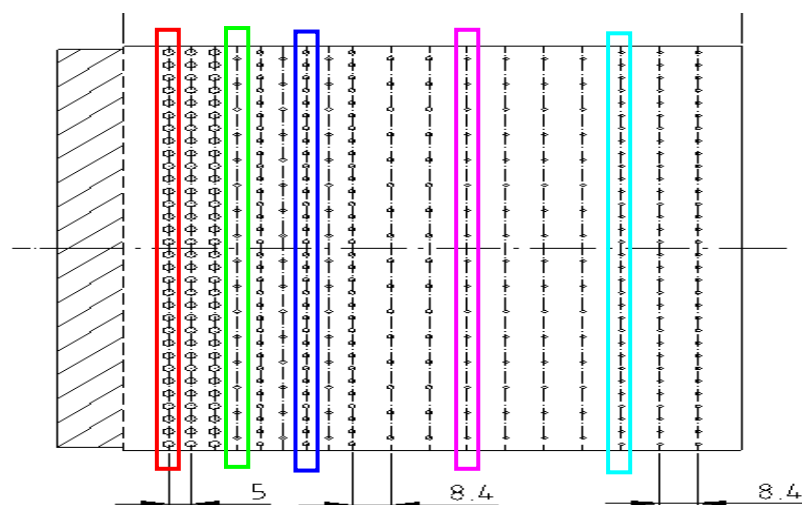


Bild 6.5: Mantelfläche des Luftverteilers

Der entwickelte Luftverteiler hat einen Außendurchmesser von 48 mm und eine Länge von 135 mm. Zudem sind mehrere über der Mantelfläche verteilte Bohrungen unterschiedlichen Abstandes und Größe vorhanden. Für eine detaillierte Darstellung der Bohrungen und Bohrungsabstände wird die Mantelfläche als Rechteck dargestellt.

Bereich 1 (rot) besteht aus 3 Reihen à 32 Bohrungen mit einem Durchmesser von 2,5 mm. Tabelle 6.5 enthält eine Auflistung aller Bohrungsreihen.

Tabelle 6.5: Bohrungen Luftverteiler 200 kW

Bereich	1	2	3	4	5
∅- Bohrung [mm]	2,5	1,5	1,5	1	1
Anzahl/Reihe	32	16	32	16	32
Reihen	3	5	3	4	3
Anzahl Gesamt	96	80	96	64	96

Über die Bohrungsdurchmesser und die Anzahl der Bohrungen pro Bereich lassen sich fünf Teilflächen und die Gesamtbohrungsfläche berechnen.

Tabelle 6.6: Bohrungsflächen Luftverteiler 200 kW

Bereich	1	2	3	4	5
∅-Bohrung [mm]	2,5	1,5	1,5	1	1
A_{Bohrung} [mm ²]	4,91	1,77	1,77	0,79	0,79
Anzahl _{Gesamt}	96	80	96	64	96
A_{Bereich} [mm ²]	471,24	141,37	169,65	50,27	75,40
A_{Gesamt} [mm ²]	907,92				
Flächenanteil [%]	51,90	15,57	18,69	5,54	8,30

Zudem lassen sich die Flächenanteile der Teilflächen von der Gesamtfläche bestimmen. So bildet der erste Bereich mit 51,9 % mehr als die Hälfte der Gesamtbohrungsfläche. Ein entscheidendes Kriterium, welches Aussage über die Funktionalität des Luftverters trifft, ist nach R. Giese [21] das Öffnungsverhältnis:

$$\varepsilon = \frac{\sum A_{LV}}{A_G} \cdot 100 \% \quad (6.46)$$

Mit $A_{LV} = A_{Gesamt}$ und der Mantelfläche A_G :

$$A_G = 2\pi r \cdot l + \frac{\pi}{4} d^2 \quad (6.47)$$

Mit Gl. 3.92 ergibt sich ein Öffnungsverhältnis von $\varepsilon = 4,10 \%$. Da das errechnete Öffnungsverhältnis im optimalen Bereich liegt ($3 \% < \varepsilon < 6 \%$), kann dies für den Luftverteiler für 1 MW übernommen werden.

Ein weiteres Kriterium bildet das Flächenverhältnis, welches das Verhältnis von Eintrittsfläche und Austrittsfläche des Luftvertailers darstellt.

$$\omega = \frac{\sum A_{LV}}{A_{Eintritt}} \cdot 100 \% \quad (6.48)$$

$$\Rightarrow \omega = 65,23 \% \quad (6.49)$$

Die gesamte Austrittsfläche aller Bohrungen bildet nur 65 % der Gesamteintrittsfläche. Der sich dadurch aufbauende Druck im Luftverteiler gewährleistet gleiche Austrittsbedingungen der Bohrungen. Es erscheint als äußerst sinnvoll, diesen Druck auch für die 1 MW Variante anzustreben und somit das Flächenverhältnis beizubehalten. Ausgehend von einem Öffnungsverhältnis von 4,1 % und einem Flächenverhältnis von 65,2 % ist es nun möglich, die oben aufgeführten Berechnungen rückwärts durchzuführen. Das Umstellen der Gl. 6.50 liefert die gesamte Fläche aller Bohrungen.

$$\omega = \frac{\sum A_{LV}}{A_{Eintritt}} \cdot 100 \quad (6.50)$$

$$A_{Gesamt} = \sum A_{LV} = \frac{\omega \cdot A_{Eintritt}}{100\%} \quad (6.51)$$

Um das Flächenverhältnis des Vorgängermodells einhalten zu können, müssen alle Bohrungen zusammen eine Fläche von $A_{Gesamt} = 4645,11 \text{ [mm}^2\text{]}$ ergeben.

Über Multiplikation mit den Flächenanteilen der jeweiligen obengenannten Bereiche erhält man die Fläche des Teilbereiches, mit dem über die Anzahl der Bohrungen wiederum die Bestimmung der einzelnen Bohrungsdurchmesser möglich ist. In Tabelle 6.7 sind die berechneten Durchmesser für die 1 MW Variante aufgeführt.

Tabelle 6.7: Bohrungen Luftverteiler 1 MW

Bereich	1	2	3	4	5
\varnothing -Bohrung [mm]	5,6	3,4	3,4	2,2	2,2
A_{Bohrung} [mm ²]	24,78	8,92	8,92	3,97	3,97
Anzahl der Düsen	96	80	96	64	96
A_{Bereich} [mm ²]	2379,13	713,74	856,49	253,77	380,66
A_{Gesamt} [mm ²]	4583,79				

Die Größe des Luftverteilers ist jedoch direkt von der Größe der Mantelfläche abhängig. Hierfür wird das oben errechnete Öffnungsverhältnis verwendet.

$$A_G = \frac{\sum A_{LV}}{s} \cdot 100\% \quad (6.52)$$

Somit ergibt sich für die Mantelfläche: $A_G = 1113411,49$. Die daraus resultierende Länge des Luftverteilers lässt sich mit Hilfe der Gleichung 6.53 berechnen:

$$l = \frac{A_G - \frac{\pi}{4} \cdot d^2}{\pi \cdot d} \quad (6.53)$$

Zuletzt sind die Abstände der Bohrungsreihen zu ermitteln. Die Abstände des Luftverteilers der 200 kW Variante sind im Bild 6.5 dargestellt. Multipliziert mit dem Verhältnis der Längen liefert die Berechnung maßstabsgetreue Werte.

$$L_v = \frac{332,16 \text{ [mm]}}{135 \text{ [mm]}} = 3,5 \quad (6.41)$$

Die berechneten Bohrungsabstände für den Luftverteiler der 200 kW und 1 MW Brennervariante sind in Tabelle 6.8 gegeben.

Tabelle 6.8: Bohrungsabstände LV für 200 kW und 1 MW

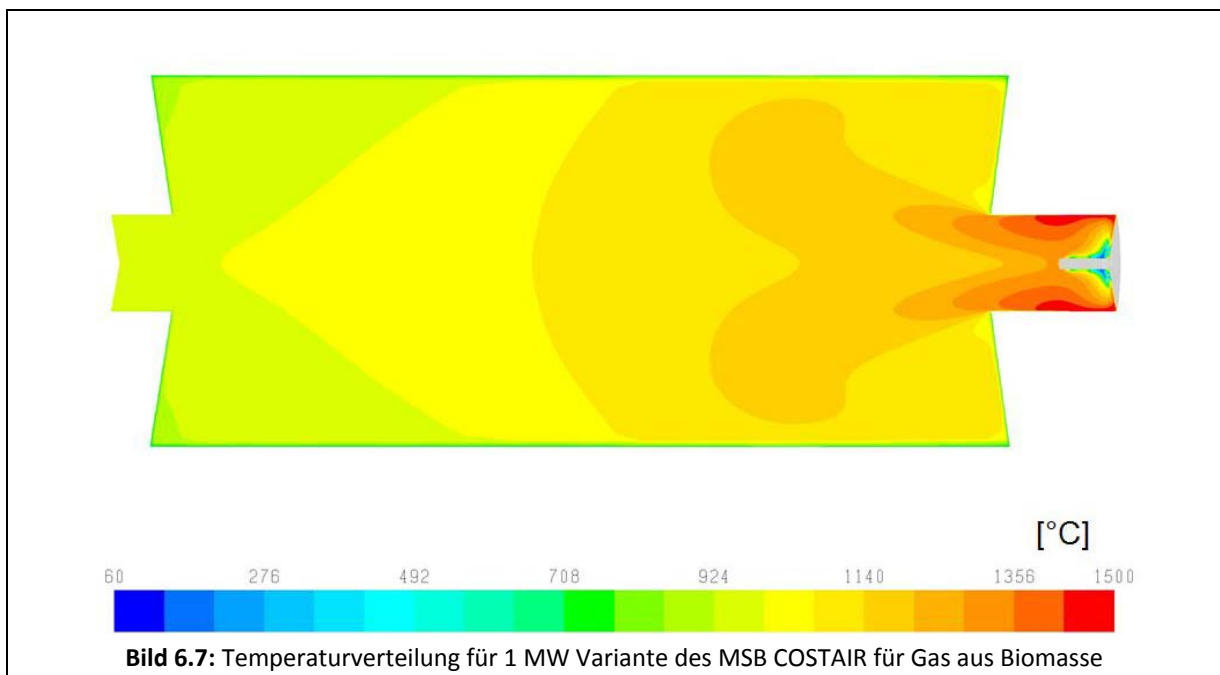
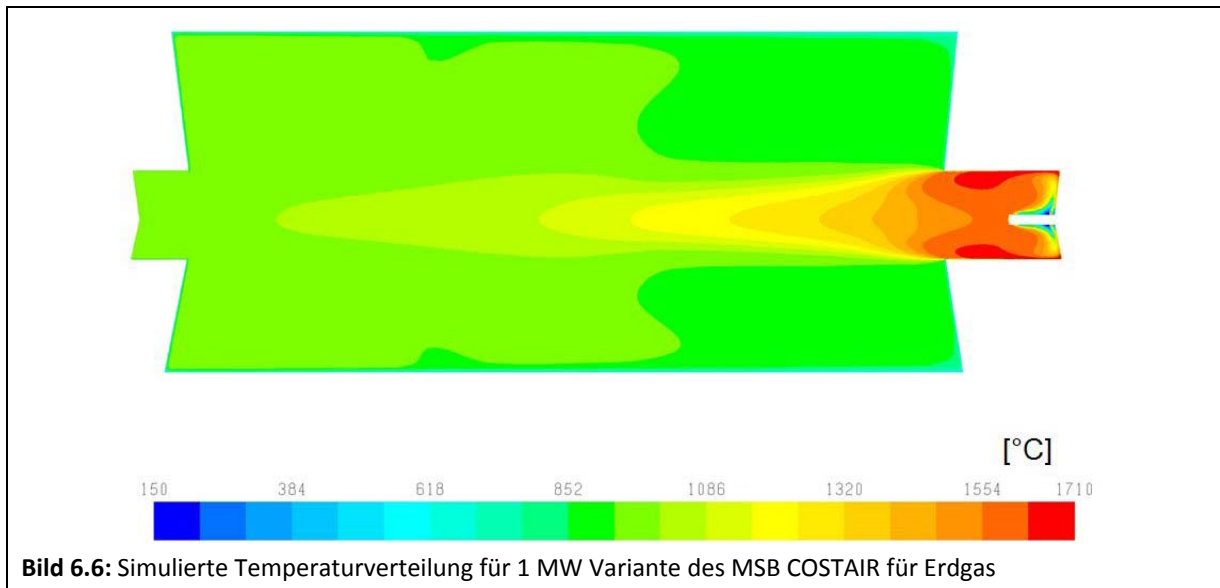
Bohrungsabstände [mm]		
200 kW	5	8,4
1 MW	12	20,2

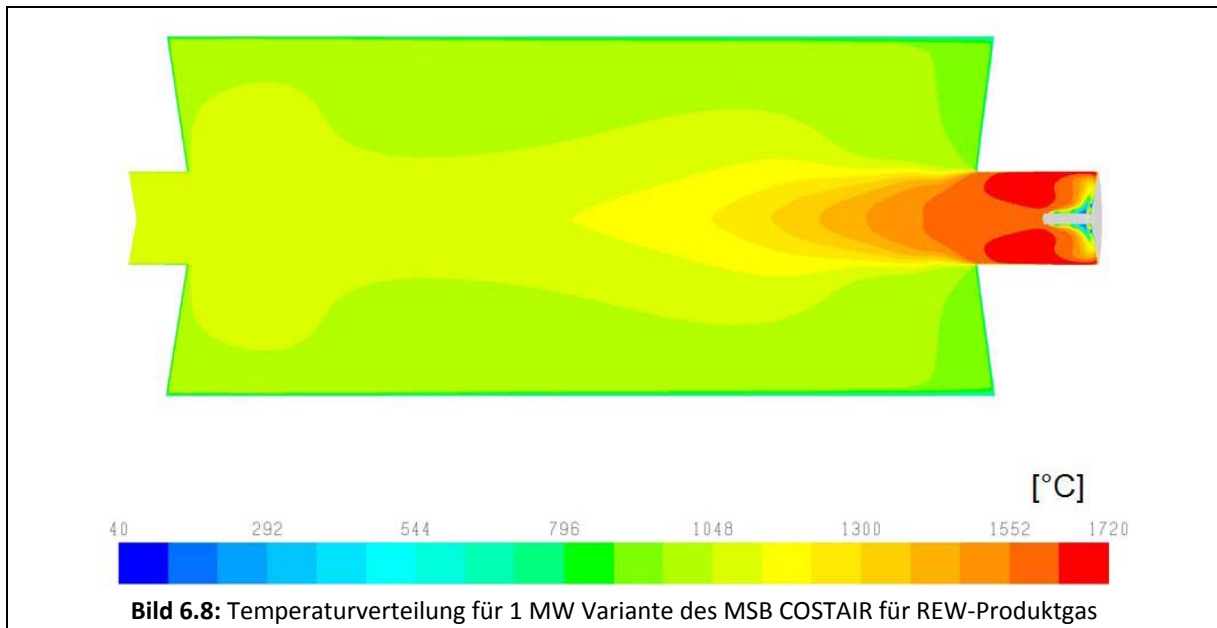
6.6 Numerische Überprüfung des hochskalierten MSB für 1 MW

Um den Einsatz des MSB COSTAIR in typischen Leistungsbereichen für Beheizungs- und Industrieanlagen zu bestimmen, wurden die hochskalierten Brennermaße mit Hilfe von numerischen Simulationen überprüft. Ziel dabei war es, ein ähnliches Ausbrand- und Emissionsverhalten wie bei der Variante der kleineren Leistung (200 kW) zu gewährleisten. Die Randbedingungen für die numerische Überprüfung der hochskalierten Brennergeometrie wurden analog zur kleineren Brennervariante konstant gehalten. In der nachfolgenden Tabelle 6.9 sind die Randbedingungen für die numerische Überprüfung aufgelistet. Es wurden analog zu den numerischen Entwicklungsarbeiten in Kapitel 3 anhand einer Vielzahl von virtuellen Berechnungen das Betriebsverhalten des MSB COSTAIR überprüft. In den nachfolgenden Abbildungen 6.6 bis 6.8 sind beispielhaft die simulierten Temperaturverteilungen von der Verbrennung von Erdgas, Gas aus Biomasse und REW-Produktgas für Lambda 1,2 aufgeführt. Ein Vergleich mit den Simulationsergebnissen aus Kapitel 3 ergibt, dass der Betrieb der 1 MW MSB COSTAIR-Variante sich sehr ähnlich verhält wie die 200 kW-Variante.

Tabelle 6.9: Randbedingungen für die numerischen Entwicklungsarbeiten

Gasart	Raumanteil [Vol.- %]					T _{Luft} [°C]	m _{Brstf.} [kg/s]	H _u [MJ/m ³]
	CH ₄	H ₂	CO	CO ₂	N ₂			
Gase aus Biomasse	5	15	20	10	50	100	0,1888	5,94
REW-Vergaser	12	35	25	25	3		0,0853	11,24
Erdgas	100	-	-	-	-		0,0215	37,8





7. Demonstratortests bei 1 MW Brennerleistung

Aufgrund der Finanzkrise in 2008 und 2009 konnten die geplanten experimentellen Untersuchungen mit einem 1 MW MSB-Demonstrator nicht realisiert werden, da für viele Firmen das Risiko der Durchführung der geplanten Tests zu hoch war. Die lange Zeit von Antragstellung bis Abarbeitung der Arbeitsschritte, zwischenzeitliche Umfirmierungen, Weggang von Ansprechpartnern in den Firmen sowie die Auswirkungen der Finanzkrise haben es in den Jahren 2010 und 2011 sehr schwierig gemacht, die im Antrag festgelegten Punkte im vollen Umfang abzuarbeiten. Aus diesem Grund konzentrierte man sich am GWI im Rahmen dieses Vorhabens intensiver auf die numerische Optimierung der Geometrie, von beiden MSB-Varianten sowie auf die experimentellen Untersuchungen. Das Ziel des Vorhabens wurde dennoch erreicht. Es wurden zwei Mehrstoffbrenner-Varianten auf der Basis der kontinuierlichen Luftstufung entwickelt und am GWI sowie an einem Gaserzeuger der Firma REW getestet. Ein Scale-up der Geometrie auf 1 MW und die numerische Überprüfung wurden ebenfalls durchgeführt.

Weiterhin wurden die Untersuchungen an einem realen Biomassevergaser intensiviert. Dort wurden mehrere Messkampagnen durchgeführt, um die verschiedensten Einsatzstoffe zu untersuchen und die Einbindung eines Brenners, basierend auf der kontinuierlichen Luftstufung in einen Biomassegaserzeuger, zu verbessern. Als Einsatzstoffe für den Biomassevergassungsprozess wurden neben Buchenholzspänen auch Hühnertrockenkot, Haferspelzen, Gärreste und Walzzunderschlamm untersucht. Dabei konnten sehr zufriedenstellende Ergebnisse erzielt und neue Erkenntnisse bezüglich der Nutzung von biogenem Syngas gewonnen werden, die für die weitere Entwicklung einer gesamtheitlichen Anlage als Basis dienen.

8. Nutzen der Forschungsergebnisse

Gegenüberstellung von Forschungszielen und erzielten Ergebnissen

Forschungsziel	Erzieltes Ergebnis
Entwicklung eines Mehrstoffbrenners für die flexible Nutzung von Schwachgasen, Erdgas sowie Heizöl EL	Es wurden im Rahmen dieses Vorhabens zwei Mehrstoffbrennerkonzepte, die auf dem Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung basieren, für die flexible Nutzung von diversen Brennstoffen entwickelt.
Stabile Zündung von Erdgas, Heizöl EL und Schwachgasen mit einem Heizwert von $< 3 \text{ kWh/m}_N^3$	Eine elektrische Zündung konnte nicht realisiert werden, da die Schwachgasgemische teilweise schlechte Zündeigenschaften aufweisen. Allerdings wurde mit Hilfe eines Zündbrenners eine stabile Zündung erreicht.
CO-Emissionen von unter 20 mg/m_N^3	Für beide Brennervarianten (COSTAIR- und Kegelbrenner) konnten keine nennenswerten CO-Emissionen im überstöchiometrischen Bereich festgestellt werden.
Niedrige NO_x -Emissionswerte (kleiner 20 mg/m_N^3 für gasförmige Brennstoffe und kleiner 40 mg/m_N^3 für leichtes Heizöl bei 3 Vol.-% O_2 im trockenen Abgas)	Bei der Verbrennung von Schwachgasen wurden sehr geringe Konzentrationen von NO_x -Emissionen im Abgas gemessen. Z. B. bei der Verbrennung von Erdgas und Heizöl sind die NO_x -Werte zwar höher als bei der Verbrennung von Schwachgas, jedoch lagen die Werte unterhalb der gesetzlichen Emissionsgrenzwerte der TA-Luft. Hier müssten bei einem Einsatz an einer realen Anlage noch Anpassungsuntersuchungen durchgeführt werden.
Pulsationsarmer Betrieb des Brenners	Eine pulsationsarme Verbrennung wurde mit beiden Brennervarianten erreicht.
Vermeidung der Russbildung bei der Ölverbrennung (Russzahl < 1)	Bei der Verbrennung von Heizöl EL wurde keine nennenswerte Russbildung bei beiden Varianten beobachtet.
Einfache Brennergeometrie und kostengünstiger Brenneraufbau	Mittels einfacher Brennergeometrien und ohne den Einbau von kostenintensiven Dralleinrichtungen für die Verbrennungsluft wurde ein Brennerkonzept zur flexiblen Verbrennung von diversen Schwachgasen, Erdgas sowie Heizöl EL in diesem Vorhaben entwickelt.
Stabiles Verbrennungsverhalten für alle untersuchten Brennstoffe über einen großen Regel- und Luftzahlbereich	Beide untersuchten Brennervarianten haben die Brennstoffe Erdgas, verschiedene Schwachgase und leichtes Heizöl über einen weiten Luftzahl- und Regelbereich stabil und schadstoffarm verbrannt.

8.1 Wissenschaftlich-technischer Nutzen

Mit dem durchgeführten Forschungsvorhaben konnten Möglichkeiten zur Bereitstellung eines einfachen, aber effizienten Brennersystems aufgezeigt werden, mit dessen Hilfe eine signifikante NO_x -Minderung bei der Verbrennung von Schwachgas, Erdgas und Heizöl EL erreicht wird.

Das in anderen Industriezweigen schon erfolgreich eingesetzte Konzept der Luftstufung zur NO_x -Minderung wurde hinsichtlich der zu erwartenden Potenziale und einer möglichen einfachen Realisierung an zwei eigens entwickelten Brennervarianten analysiert. Daraus wurde die feuerungstechnische Effizienz der Aufteilung der Verbrennungsluft in Primär- und Sekundärluft nachgewiesen. Durch die Luftstufung werden der Sauerstoffpartialdruck der Luft und damit die maximalen Flammentemperaturen gesenkt. Somit wird primär auf die Einflussgrößen der NO_x -Bildung eingewirkt und die NO_x -Emissionen bei der Verbrennung der diversen Brennstoff stark reduziert. Weiterhin konnte anhand der Ergebnisse demonstriert werden, dass das Prinzip der kontinuierlichen Luftstufung auch für die schadstoffarme Verbrennung von flüssigen Brennstoffen, wie z. B. Heizöl El gut geeignet ist.

Insgesamt lieferte das Forschungsvorhaben einen wissenschaftlich-technischen Beitrag zur Verbesserung des aktuellen Standes der Technik hinsichtlich der effektiven Nutzung von biogenen Gasen für industrielle Prozesse sowie einer flexiblen Verbrennung von mehreren Brennstoffen mit einem Brennersystem. So wurden u. a. das Verständnis der NO_x -Minderungstechniken bei der Verbrennung von diversen Brennstoffarten vertieft und komplexe Zusammenhänge erläutert. Dafür wurden mathematische Modellansätze entwickelt, experimentelle Untersuchungen im Labor und anschließend praktische Arbeiten an einem Gaserzeuger durchgeführt und ausgewertet. Eine solide Basis für technische Anwendungen der beiden entwickelten Brennersysteme mit einem guten wissenschaftlichen Hintergrund ist somit geschaffen worden.

8.2. Wirtschaftlicher Nutzen für KMUs

Im Rahmen dieses Vorhabens wurde anhand einer Vielzahl von numerischen, experimentellen sowie praktischen Untersuchungen an einem Gaserzeuger, die energetische Nutzung von diversen Brennstoffarten, wie z. B. Heizöl, Erdgas und biogenes Syngas mit einem einzigen Brennersystem demonstriert. Da in den vergangenen Jahren die Rohstoffpreise für konventionelle Energieträger, wie z.B. Kohle, Erdgas und Heizöl stetig ansteigen, werden KMUs und Betreiber von Thermoprozessanlagen aus ökonomischer Sicht gezwungen, ihre Energieversorgung flexibler und unabhängiger von Lieferverträgen zu gestalten.

Anhand der gezeigten Entwicklungsergebnisse sind auch für Brennerhersteller innovative Ansätze zur Erschließung neuer Marktsegmente im Bereich der erneuerbaren Energien geschaffen worden. Somit kann die Wettbewerbsfähigkeit von KMUs weiterhin ausgebaut werden. Da auch die Verbrennung von flüssigen Brennstoffen mit dem Mehrstoffbrenner möglich ist, können Industrieanlagen, die derzeit noch mit Heizöl betrieben werden, auf die

Nutzung zusätzlicher Brennstoffe, wie z.B. Erdgas oder biogenes Schwachgas problemlos erweitert werden.

Auch der Ausbau von umweltschonenden und nachhaltigen Energiesystemen für die energetische Nutzung von biogenem Syngas aus Gaserzeugern und Biogasverbundanlagen kann mit dieser Technologie vorangetrieben werden. Biogasverbundanlagen ermöglichen die Kombination einer Biogasanlage mit einem nachgeschalteten Pyrolyseprozess, um die Restenergie aus den Gärresten effizient zu nutzen. Somit wird der klassische Biogasanlagen-Vergärungsprozess um einen nachgeschalteten zweiten Prozessablauf zur synergetischen Gärreste-Aufbereitung ergänzt. Um das erzeugte Syngas stabil und schadstoffarm verbrennen zu können, sind allerdings innovative Feuerungstechniken, wie z. B. der MSB gefordert. Zusätzlich kann mit Biogasverbundanlagen eine deutliche Reduktion der Kosten sowie CO₂-Emissionen für den Gärresttransport eingespart werden.

9. Plan zum Ergebnistransfer

Durch die Einbindung von Brennerherstellern, Anlagenbauern und Anlagenbetreibern sowie von Verbänden im projektbegleitenden Ausschuss wird ein direkter Kenntnistransfer in die relevanten Industriezweige und eine Umsetzung der Ergebnisse realisiert. Das GWI ist seit Jahren ein etabliertes Mitglied der Gaswirtschaft und Veranstalter von Kursen, Seminaren und Kolloquien zu aktuellen Themen zur Nutzung von Gas. Des Weiteren werden die Ergebnisse auf nationalen und internationalen Tagungen sowie in Fachzeitschriften veröffentlicht. Damit ist insgesamt ein schneller und direkter Transfer der Ergebnisse in die Industrie gewährleistet.

Tätigkeiten zum Ergebnistransfer:

Weitere, bisherige und geplante Veröffentlichungen der Ergebnisse sind der folgenden Tabelle aufgeführt.

Für den Zeitraum: **01.11.2009 – 31.4.2012**

	Zeitraum/ Termin	Maßnahme	Ziel/Bemerkung
Während der Projektlaufzeit 01.11.2009-31.04.2011	jährlich	Beratung des projektbegleitenden Ausschusses (PbA)	- Kick-off-Meeting Nov. 2009 - 1. Projektmeeting 1.11.2009 - 2. Projektmeeting 5.12.2010 - Abschlussmeeting 27.03.2012
	jährlich	Tätigkeitsbericht in der Zeitschrift GASWÄRME International	Bericht über den Fortschritt öffentlich geförderter Projekte am Gaswärme-Institut e.V. Essen - Heft 1-2, 2010 - Heft 1-2, 2011 - Heft 1-2, 2012
	jährlich	Fachausschusssitzung des DVV	November jeden Jahres, Vorstellung der bis dahin erzielten Ergebnisse. - 23.3.2011 in Cottbus - 18.11.2012 in München
	quartalsweise	Newsletter des Gas- und Wärme-Institut Essen e.V.	Regelmäßiges Update der Ergebnisse
	2010	Veröffentlichung in Fachzeitschrift	Heft 7/8, S. 617-623

		GASWÄRME International	
	2011	Veröffentlichung in Fachzeitschrift GASWÄRME International	Heft 7/8, S. 617-623
	2011	Studienarbeit Ruhr Universität Bochum	Titel der Arbeit „Experimentelle Untersuchungen und Scale-up eines Mehrstoffbrenners für Heizöl-, Erdgas- und Schwachgasbetrieb“
	2012	Abschlussbericht	Zusammenstellung der Ergebnisse und Bereitstellung für PbA
	2012	Bachelorarbeit Fachhochschule Düsseldorf	Title der Arbeit: „Experimentelle Untersuchungen eines Mehrstoffbrenners für Heizöl-, Erdgas- und Schwachgasbetrieb“
Nach Abschluss	Zeitraum/ Termin	Maßnahme	Ziel/Bemerkung
	2012	Homepage des GWI	Abschlussbericht
	2012	Veröffentlichung in Zeitschrift Heat Processing	Herbst / Winter 2012 (geplant)
	2013	INFUB Estoril Portugal	(geplant)

Geplante Transfermaßnahmen während der Projektlaufzeit und nach Beendigung des Vorhabens:

- Bisher wurden zu Beginn des Projektes (Nov. 2009) ein Kick-off-Meeting und das 1. Projektmeeting mit dem projektbegleitenden Ausschuss zur Absprache der geplanten Arbeiten und den bisher erreichten Forschungsergebnissen durchgeführt. Das 2. Projektmeeting fand im Dezember 2010, das Abschlussmeeting am 25. Juni 2012 statt.
- Im Tätigkeitsbericht des GWI, der jeweils in der ersten Ausgabe 2010, 2011 und 2012 der Zeitschrift GASWÄRME International erscheint, wurde über die erzielten Ergebnisse berichtet.
- Während der Projektlaufzeit wurden den Mitgliedern des projektbegleitenden Ausschusses und interessierten Firmen unter Berücksichtigung der Geheimhaltungsgewährleistung die Ergebnisse präsentiert.
- Zusätzlich sind Mitarbeiter des GWI in den Ausschüssen der DGG, des DVGW, der DVV, des VDMA und des VDEh vertreten.

- Weiterhin werden die Ergebnisse auf den Internetseiten und in den Tätigkeitsberichten des GWI und internationalen Tagungen (DVV-Tagung, Deutscher Flammentag, Fachausschusssitzungen des DVV etc.), Messen (Thermprocess (GWI), INFUB) sowie in Fachzeitschriften (GASWÄRME International, gwf etc.) veröffentlicht.

10. Ausblick

In den kommenden Jahren wird sich die Art und Weise, wie in Deutschland Energie erzeugt bzw. umgewandelt wird, drastisch ändern. Der Ausstieg aus der Atomenergie bis 2022 sowie die geforderte Energiewende der Bundesregierung verlangen einen schnellen Wechsel der bisherigen Energieerzeugung. Dafür sind neue Denkweisen und Energiekonzepte gefordert, um eine flächendeckende Energieversorgung auf Basis von erneuerbaren Energien zu realisieren. Die Entwicklung von innovativen und effizienten Technologien wird dabei eine tragende Rolle spielen.

Die Erzeugung gasförmiger Bioenergieträger wird mit dem heutigen Stand der Technik hauptsächlich in Biogasanlagen produziert, wobei die Erzeugung biogener Schwachgase mittels Vergaser- und Pyrolyseanlagen zukünftig die energetische Nutzung von Biomasse vorantreiben kann. Die Nutzung von Biomasse als erneuerbarer Energieträger hat sich bislang als zuverlässige Technologie bewährt. Aber die Nutzungsmöglichkeiten biogener Brenngase aus Deponien, Pyrolyseprozess, Biomasseverbundanlagen etc. sind ebenfalls breit gefächert. Allerdings ist die Verbrennung dieser Syngase mit herkömmlichen Feuerungstechniken aufgrund des niedrigen CH_4 -Gehaltes und der komplexen chemischen Zusammensetzung schwierig. Jedoch mittels angepasster Feuerungstechniken können diese Brennstoffe effizient und umweltschonend genutzt werden, wie Erfahrungen aus diesem Vorhaben zeigen. Dennoch besteht noch weiterer Optimierungsbedarf für die Verbrennung von Syngas aus biogenen Abfallstoffen.

Der Einsatz von konventionellen Energieträgern wie Kohle, Erdgas und Heizöl wird weiterhin eine wichtige Rolle für die industrielle Energieerzeugung spielen. Dadurch, dass der Mehrstoffbrenner auch Heizöl schadstoffarm verbrennen kann, ist ein bivalenter Betrieb mit biogenem Schwachgas oder Erdgas mit dem MSB denkbar. Somit könnten bestehende Anlagen, die derzeit noch mit Heizöl betrieben werden, schnell und kostengünstig auf einen Betrieb mit biogenem Schwachgas umgerüstet werden. Zum Anfahren des Ofens oder Brennraums kann Erdgas oder Heizöl verwendet werden, nachdem die gewünschte Ofenraumtemperatur erreicht ist. Danach kann der MSB auf Schwachgasbetrieb umgeschaltet werden. Das Konzept eines Mehrstoffbrenners ist keine Neuentwicklung sondern eine Brückentechnologie, die die flexible Nutzung von konventionellen und neuen Brennstoffen mit einem Brenner kombiniert.

11. Schutzrechte

Im Rahmen dieses Vorhabens wurden keine Schutzrechte erworben.

12. Danksagung

Die Autoren bedanken sich an dieser Stelle bei den Projektpartnern, durch deren Mitarbeit und Unterstützung das Projekt erfolgreich durchgeführt werden konnte. Der Dank gilt auch der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) für die finanzielle Unterstützung durch Haushaltsmittel des Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi).

Literatur

- [1] **Weidner, E.; Deenberg, G.:** Bioraffinerie - Produktionssystem des 21. Jahrhunderts. Auftaktveranstaltung Cluster Energieforschung NRW, 16. Juni 2008, Essen, Zeche Zollverein, <http://www.cef.nrw.de/>.
- [2] **Waerdt, S.:** Deponiegasnutzung in KWK-Anlagen (2004).
http://www.pro-2.de/pro2/de/Download/Deutsch/Konferenz_Berlin.PDF
- [3] **Kircherer, A.:** Biomasseverbrennung in Staubfeuerungen – Technische Möglichkeiten und Schadstoffemissionen. VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 6, Energietechnik 344, 1995.
- [4] **TA Luft 2002.**
- [5] **Dittmann, H.-J.:** Öl- und Gasfeuerung. Gentner Verlag 2005
- [6] **De Soete, G.:** Physikalisch-chemische Mechanismen bei der Stickoxidbildung in industriellen Flammen. GWI Int., 30 (1981), S. 15-23.
- [7] **Kleine-Jäger, F.; Köhne, H.; Zobl, P.; Heger, F.:** NO_x-arme Verbrennungskonzepte für Heizöl leicht. OMV-Tagung, High Technology & Low Emissions, 2000.
- [8] **Lucka, K.; Köhne, H.:** Bestimmung des Umwandlungsgrads brennstoffgebundener Stickstoffe bei der Verbrennung flüssiger Brennstoffe. VDI-Bericht, Nr. 1313, S. 313-318.

- [9] **Munoz, G.; Millares, R.; Espino, H.; Garza, E.; Gonzalez, M.:** Influence of burner design on formation of pollutant emissions in oil combustion. 6th Int. Conference on Technologies and Combustion for a clean environment, 9-12. Juni 2001, Porto (Portugal).
- [10] **Ehrhardt, K.; Schöbel, A.; Leuckel, W.:** Optimierung der Flammenstabilität eines Mehrstoffbrenners für heizwertarme Industrieabwässer. VDI-Bericht, Nr. 1313, S. 151-156.
- [11] **Ngendakumana, P.; Tartari, P.:** Investigations of pollutants emissions of hot water fuel oil boiler-burner combinations. 6th Int. Conference on Technologies and Combustion for a clean environment, 9 - 12. Juni 2001, Porto (Portugal).
- [12] **Kleine-Jäger, F.; Köhne, H.; Munko, A.:** Gas-/Flüssig-Brenner für Strahlheizrohre mit minimalen Emissionen. GWI Int., 52 (2003), S. 284-289.
- [13] **Schopf, N.; Sternberg, J.; Sterner, D.:** Thermische Nutzung hochstickstoffhaltiger Reststoffe in der betrieblichen Wärmeerzeugung, VDI-Bericht, Nr. 1313, S. 299-302.
- [14] **Brönneke, C. B.; Wiedmann, U.; Wulf, G.:** NO_x-arme Feuerungssysteme für Kesselanlagen. GWI Int., 48 (1999), S. 362-364.
- [15] **Freund, E.; Schmidt, T.; Keh, K.:** Schadstoffarme Feuerungen für Erdgas und Heizöl EL. GWI Int., 46 (1997), S. 252-260.
- [16] **Dittmann, H. J.; Seltsmann, M.:** Wirtschaftlicher Einsatz von Mehrstoffbrennern in der Holz- und Spanplattenindustrie. GWI Int., 45 (1996), S. 209-216.
- [17] **Hauswirth, M.:** Konzepte für schadstoffarme Industriekesselfeuerungen. GWI Int., 42 (1993), S. 155-162.
- [18] **Rabovitser, J.; Abassi, H.; Cygan, D.; Knight, R., Nester, S., Cron, D., Giaier, T.; Gemmer, R.; Chan, I.; Wellhausen, N.; Mak, H.:** Forced Internal Recirculation Burners in Commercial Operation. Proceedings of the International Gas Research Conference "IGRC", 5.-8. November 2001, Amsterdam, Netherlands.
- [19] **Nagayama, S.; Shizukuishi, S.:** Advanced Ultra-Low NO_x Burners for Boilers Proceedings of the International Gas Research Conference "IGRC", 5.-8, November 2001, Amsterdam, Netherlands.

- [20] **Al-Halbouni, A.:** Entwicklung NO_x-emissionsminimierter Heizkesselfeuerungen. Habilitation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Shaker Verlag 2001.
- [21] **Giese, R.:** Weiterentwicklung und scale-up eines luftgestuften Gasbrenners. Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Der Andere Verlag 2003.
- [22] **MGT-Abschlussbericht** zum AiF-Forschungsvorhaben (AiF-Nr. 13246 N): Neue Brennersysteme zur dezentralen Nutzung von schwachkalorigen Gasen in Mikro-Gasturbinen (MGT), 2004
- [23] **NGT-Abschlussbericht** zum EU-Forschungsprojekt (Contract-N^o: ENK5-CT-2001-00564): New combustion systems for gas turbines, 2004
- [24] **Al-Halbouni, A.; Giese, A.:** Einsatz von scale-up- Kriterien und numerischer Simulation zur Aufstellung von Brennersystemen für schwachkalorige Gase. GWI Int., 52 (2003), S. 376-380.
- [25] **Al-Halbouni, A.; Flamme, M.; Giese, A.; Scherer, V.; Michalski, B.; Wüning, J. G.:** New burner systems with high fuel flexibility for gas turbines. Second Int. Conf. on Industrial Gas Turbine Technologies, 29.-30. April 2004, Bled, Slovenia.
- [26] **Dreher, H.; Gass, J.; Suter, P.; Mischler, B.; Radi, P.:** Numerische Simulation der Ölverbrennung in Brennern mit Abgasrezirkulation. VDI-Bericht, Nr. 1193, S. 501-508
- [27] **Krüger, T.; Jellinghaus, F.; Wilsdorf, J.:** Erfahrungen und Ergebnisse beim Einsatz des Programmsystems FLUENT bei der Brennerentwicklung. GWI Int., 44 (1995), S. 465-471.
- [28] **Kleine-Jäger, F.; Köhne, H.; Zobl, P.; Heger, F.; Feisst, U.; Becker, P.:** Entwicklung und Scale-up eines luftgestuften Brenners zur stickoxidreduzierten Verbrennung leichter Rückstandsheizöle. VDI-Bericht, Nr. 1313, S. 177-182.
- [29] **Diezinger, S.; Talukdar, P.; von Issendorff, F.; Trimis, D.:** Verbrennung von niederkalorigen Gasen in Porenbrennern. GWI Int., 54 (2005), S. 187-192.
- [30] **Steinbrecht, D.; Matzmohr, R.; Wolff, H.-J.; Didik, H.:** Entsorgung von heizwertarmen Deponie-Restgasen mit einer Wirbelschichtfeuerung. Trierer Berichte zur Abfallwirtschaft, Band 14 (2003), S. 245-255.

- [31] **Waerdt, S.; Willenbrink, B.:** Micro-Gasturbinen. Neue Wege und Varianten bei der Nutzung regenerativer Gase. VDI-Berichte Nr. 1746, 2003. S. 559-573.
- [32] **Dielmann, K.; Peters, B.:** Microturbine using different gases and liquid fuels. Micro Turbine Workshop, Tarragona, Oct. 2002.
- [33] **www.g-a-s-energy.com:** G.A.S.: Nutzung von schwachkalorigen Gasen: Deponiegas, Grubengas, Biogas, Innovationen.
- [34] **Al-Hamamre, Z.; Diezinger, S.; Talukdar, P.; von Issendorff, F.; Trimis, D.:** "Combustion of low calorific gases from landfills and waste pyrolysis using porous medium burner technology", *Process Safety and Environmental Protection*, 84, 4, (2006), pp. 297-308.
- [35] **Witton, J.J.; Noordally, E.; Przybylski, J.M.:** Clean catalytic combustion of low heat value fuels from gasification processes, *Chem Eng J*, **91** (2003), pp. 115–121.
- [36] **Paubela, X.; Cessoua, A.; Honorea, D.; Vervischa, L.; Tsiavab, R.:** "A flame stability diagram for piloted non-premixed oxycombustion of low calorific residual gases", *Proceedings of the Combustion Institute*, **31**, 2, (2007), pp. 3385-3392.
- [37] **Carlowitz, O.; Neese, O.:** Anforderungen an thermische Abgasreinigungsanlagen im Hinblick auf die novellierte TA Luft". VDI Berichte Nr. 1722, 2002.
- [38] **Greul, U.; Montel, S.; Metz, S.:** Primärenergieeinsparung und Emissionsminderung durch Einsatz neuer regelbarer Brenner zur industriellen Verfeuerung von Prozessgasen mit schwankender Zusammensetzung. BFI-Forschungsvorhaben 2002, BMWi-Förderkennzeichen 0326913, BINE-Projektinfo 05/02.
- [39] **Brink, A.; Huppa, M.; Kurkela, E.; Suomalainen, M.:** Nitric oxide yield from combustion of a low calorific gasification product gas: numerical and experimental results. *Progress in Computational Fluid Dynamics*, Vol. 6, No. 4/5, 2006
- [40] FLUENT 6.3: Users Guide, 2009
- [41] **Patankar, S.V.:** Numerical Heat Transfer and Fluid Flow; Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1980.

- [42] **Noll, B:** Numerische Strömungsmechanik, Grundlagen; Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1993.
- [43] **Launder, B.E.; Spalding, D.B.:** The Numerical Computation of Turbulent Flows; Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1974, pp. 269-289.
- [44] **Launder, B.E.; Spalding, D.B.:** Mathematical Models of Turbulence; London; Academic Press 1972.
- [45] **Görner, K.:** Technische Verbrennung. Grundlagen, Modellierung, Simulation. Springer-Verlag Berlin-Heidelberg 1991.
- [46] **Yakhot, V.; Orszag, S.A.:** Renormalization Group Analysis of Turbulence: 1. Basic Theory; Journal of Scientific Computing, 1, 1986, pp 1-51.
- [47] **Skih, T.H. et al.:** A New $k-\varepsilon$ 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; Journal of Fluid Mechanics., 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] **Voake, 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., 1984.137.
- [61] **Moin, P.:** Numerical Simulation of Wall-Bounded Turbulent Shear Flows; 8th ICNMF, Aachen, 1982.
- [62] **Moffatt, H.K.:** Viscous and Resistive Eddies Near a Sharp Corner; Journal of Fluid Mechanics, 1964.
- [63] **D. C. Wilcox.:** Turbulence Modeling for CFD. DCW Industries, Inc., La Canada, California, 1998.
- [64] FLUENT 6.3 Documentation
- [65] **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.
- [66] **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.
- [67] **Cheng, P.:** Two-Dimensional Radiating Gas Flow by a Moment Method; AIAA Journal, 2 1964, pp 1662-1664.

- [68] **Siegel, R.; Howell, J.R.:** Thermal Radiation Heat Transfer; Hemisphere Publishing Corporation, Washington D.C., 1992.
- [69] **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.
- [70] **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.
- [71] **Magnussen, B. F.; Hertzjager, B.H.:** On Mathematical Models of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion; In 16th Symp. on Combustion. The Combustion Institute.
- [72] **Magnussen, B. F.:** "The Eddy Dissipation Concept: A Bridge between Science and Technology," presented at the ECCOMAS Thematic Conference on Computational Combustion, Lissabon, Portugal, 2005.
- [73] **Glarborg, P.; Kee, R. J.; Gcar, J. F.; Miller, J. A.:** "PSR: A FORTRAN Program for Modeling Well-Stirred Reactors," SANDIA National Laboratories, SAND 86-8209, 1986.
- [74] **Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R. W.:** Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung, 3rd ed. Springer-Verlag, 2001.
- [75] **Poinsot, T.; Veynante, D.:** Theoretical and Numerical Combustion. Edwards, 2001.
- [76] **Peters, N.:** Turbulent Combustion. Cambridge University Press, 2000.
- [77] **Giese, A.:** Energieeinsparung und NO_x-Minderung an regenerativ befeuerten Glasmelzwannen durch verdünnte Verbrennung (AiF-Nr. 14755 N). Abschlussbericht 2008 Gaswärme-Institut e.V. Essen.
- [78] **Westbrook C. K.; Dryer F.K.:** Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames. Combustion Science and Technology 27 (1981) 31-43.

- [80]** Spalding, P., B.: The Art of Partial Modelling, 9th Symposium on Combustion, the Combustion Institute, Pittsburgh, Academic Press New York 1963

- [81]** Moog, W.: Ähnlichkeits- und Analogielehre; VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf 1985

- [82]** Kuhnert, D.: Grundlagen der Modelltechnik und die Anwendung in der Feuerungstechnik, GWI, Bd. 18, Nr. 7 Juli 1969