

Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand (ZIM) des Bundesministeriums für Wirtschaft und
Technologie (BMWi)- Fördermodul Kooperationsprojekte
FuE-Kooperationsprojekt zwischen Unternehmen und Forschungseinrichtungen - KF



Abschlussbericht

für den Zeitraum: 01.12.2011 - 31.08.2013

Forschungsthema:

Entwicklung eines effizienten, schadstoff- und pulsationsarmen Überschall-Sauerstoff-Öl-
/Gasbrenners für energieintensive Industrieanwendungen

Projektpartner:

Fachhochschule Düsseldorf (FHD)

Josef-Gockeln-Str. 9

40474 Düsseldorf



Gas- und Wärme-Institut Essen e.V. (GWI)

Hafenstraße 101

45356 Essen



Brinkmann Industrielle Feuerungssysteme GmbH (BIFS)

Weseler Str. 58

D-46562 Voerde



Autoren:

Dr.-Ing. habil. Ahmad Al-Halbouni (BIFS)

Prof. Ali Cemal Benim (FHD)

Dr.-Ing. Anne Giese (GWI)

Inhaltsverzeichnis:

1	Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Problemstellung	4
2	Forschungsziele / Ergebnisse / Lösungsweg /Arbeitsplan	5
3	Erzielte Ergebnisse	7
3.1	Arbeitsschritt 1: Auswahl und Festlegung der/des Brennerkonzeptes (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: BIFS)	7
3.2	Arbeitsschritt 2: Numerische Simulation (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: FHD)	11
3.3	Arbeitsschritt 3: Bau und Test der/des Brenners unter atmosphärischen Bedingungen (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: GWI und BIFS)	27
3.4	Arbeitsschritt 4: Optimierung der Brennerkonfiguration (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: alle)	49
3.5	Arbeitsschritt 5: Scale-up und Test unter Druckbedingungen (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: alle)	55
3.6	Arbeitsschritt 6: Analyse und Gesamtbewertung des Systems (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: alle)	67
4	Vergleich der angestrebten und erreichten Ergebnisse	70
5	Zusammenfassung	71
6	Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft	72
7	Literatur	73

1 Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Problemstellung

Der Einsatz der „Sauerstoffverbrennung“ kommt in verschiedenen Industrieanwendungen (Glasindustrie, Metallurgie etc.) vor [1]. Aus verbrennungstechnischer Sicht weist die Verbrennung mit reinem Sauerstoff im Vergleich zur konventionellen Luftverbrennung neben der großen Flexibilität in Bezug auf die Brennerleistung mehrere Vorteile auf. Die mit der Sauerstoffverbrennung erzielbaren Verbrennungstemperaturen liegen auf einem sehr viel höheren Temperaturniveau als bei der „konventionellen Luftverbrennung“. Dadurch kann auf eine kostenintensive Luftvorwärmung zum Erreichen der teilweise sehr hohen Prozesstemperaturen verzichtet werden. Das Fehlen des Stickstoffanteils im Oxidationsmittel, welcher bei der Luftverbrennung 4/5 des Volumenstroms ausmacht, ermöglicht, dass die Brenner viel kompakter gebaut bzw. hohe thermische Leistungen bei relativ kompakter Brennerbauweise erzielt werden können. Der spezifische Energieverbrauch beim Einsatz von Sauerstoff als Oxidator verringert sich somit. Darüber hinaus kann auf große kosten- und energieintensive Verbrennungsluftgebläse verzichtet werden. Ein weiterer Vorteil bei der Sauerstoffverbrennung ist das geringere Abgasvolumen und die damit (wenn vorhanden bzw. vorgeschrieben) verbundene kleinere und kostengünstigere Abgasnachbehandlung. Die Reduzierung der thermischen NO_x -Bildung aus dem Luftstickstoff selbst bei den hohen Temperaturen ist ein weiterer, sehr wichtiger Vorteil [2, 3].

Die herkömmlichen Verbrennungssysteme bei industriellen Anwendungen der Energie-, Verfahrens-, Prozess- und Produktionstechnik arbeiten weitestgehend im Unterschallbereich [2]. Überschallbrenner kommen hauptsächlich in der Schmelzmetallurgie, insbesondere beim Elektrolichtbogen-Stahlherstellungsverfahren [4] vor, welche in der Regel als Sauerstoffbrenner ausgeführt werden. Aus metallurgischer Sicht ist die Sauerstoffverbrennung aus dem Grund vorteilhaft, weil dadurch nicht nur die Wärme, sondern auch der (überschüssige) Sauerstoff selbst dem Prozess zugeführt wird, welcher in vielen Fällen für die Raffination von Metallen unverzichtbar ist [5]. Die Überschalltechnologie wird angewendet, um eine möglichst hohe Geschwindigkeit bzw. Impulsstromdichte für den Sauerstoffstrahl und somit eine große Eindringtiefe bzw. einen effizienten Transport des Sauerstoffes in die Schmelze zu erzielen.

Das Ziel des vorliegenden Projektes unterscheidet sich grundsätzlich von denen in der Metallurgie. In dieser Zielsetzung geht es vordergründig nicht darum, eine große Eindringtiefe des Strahls bzw. der Flamme zu erreichen, sondern vor allem um eine weitere Steigerung der Leistungsdichte der Sauerstoffverbrennung. Mit der Überschallströmung sollen höchstmögliche Sauerstoffdurchsätze erreicht werden, um mit einer sehr kompakten Brennerbauweise hohe thermische Leistungen zu erzielen. Der angestrebte innovative Brenner soll in einem breiten Spektrum der energieintensiven Industrieanwendungen Einsatz finden, so z. B. in der Glasherstellung, Petrochemie, Kalkindustrie, Kohlevergasung einschl. Metallurgie.

2 Forschungsziele / Ergebnisse / Lösungsweg /Arbeitsplan

Ziel des Projektes ist die Entwicklung eines Überschall-Sauerstoff-Öl-/Gasbrenners für die verschiedensten Anwendungsbereiche. Weitere integrierte Projektziele sind fokussiert auf die Erhöhung der Flammenstabilität, Verringerung der Verbrennungspulsation und Verbesserung der Ölzerstäubung bei Hochdruckanwendungen. Diese Fragestellungen sind bis zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht zufriedenstellend gelöst und sollen im Rahmen dieses Projektes behandelt werden.

Im geplanten Projekt sollen numerische, konstruktive und experimentelle Entwicklungsarbeiten teilweise parallel und aufeinander abgestimmt erfolgen. Dabei soll zunächst eine numerische Lösung mit anschließender experimenteller Überprüfung gefunden werden.

Übersicht der wichtigsten Schritte des geplanten Lösungsweges:

1. Das Ausgangskonzept (die Basisvariante) wurde festgelegt (einschl. Betriebsparameter, Konstruktion). Parallel dazu werden theoretische Grundlagen erarbeitet.
2. Die Basisvariante wird numerisch untersucht und mittels Simulationen optimiert.
3. Der durch Simulationen optimierte Brenner wird für die experimentelle Untersuchung gebaut.
4. Der gebaute Brenner wird für eine Leistung von 1 MW experimentell getestet.
5. Messungen und Simulationen werden verglichen und analysiert. Aufbauend darauf wird die zweite Stufe der Optimierung realisiert, in der weitere miteinander koordinierte numerische Simulationen und Experimente durchgeführt werden, um eine abschließende Optimierung der atmosphärischen Untersuchungen zu erreichen.
6. Der entwickelte und optimierte Brenner wird für weitere ausgewählte Industrieanwendungen (höhere Leistungen und Gegendrücke) hochskaliert (scale-up).
7. Der so hochskalierte Brenner wird numerisch untersucht und bewertet.
8. Der mittels Simulationen optimierte Brenner wird für die experimentelle Überprüfung gebaut.
9. Der gebaute Brenner wird unter Hochdruckbedingungen für eine Leistung von 5 MW experimentell getestet.
10. Eine Gesamtbewertung des Systems wird vorgenommen (sicherheitstechnisch, feuerungstechnisch).
11. Die Ergebnisse werden dokumentiert.

Da im Herbst 2012 eine Umfirmierung der Clyde Bergemann Brinkmann GmbH in die Brinkmann Industrielle Feuerungssysteme GmbH sowie ein Umzug von Wesel nach Voerde stattfand, wurde eine Unterbrechung und Verlängerung des Projektes beantragt, der seitens ZIM/AiF stattgegeben wurde. In **Bild 1** ist der angepasste Zeitplan dargestellt.

3 Erzielte Ergebnisse

3.1 Arbeitsschritt 1: Auswahl und Festlegung der/des Brennerkonzeptes (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: BIFS)

AP 1.1 Festlegung der Betriebsparameter und

AP 1.2 Auswahl möglicher Brennergeometrien

In enger Zusammenarbeit mit den Kooperationspartnern FHD und GWI hat BIFS die Betriebsparameter zur Auslegung beider Brenner-Basisvarianten festgelegt. Dabei wurden sowohl die Randbedingungen der Versuchseinrichtungen für die atmosphärischen Tests beim Kooperationspartner GWI als auch die praxisrelevanten Bedingungen der beabsichtigten Einsatzgebiete berücksichtigt. Diese Betrachtung ergab für die Basisvariante des Erdgas-Sauerstoff-Brenners folgende Betriebsparameter:

Eine thermische Leistung von 1 MW und einen Gasdruck von 3 bar. Die Gastemperatur wurde mit 10 °C angenommen. Basierend darauf wurde die Geometrie und Anzahl der Gasdüsen ermittelt und diese unter Berücksichtigung der berechneten Daten der Sauerstoff-Lavalldüse für die Aufstellung der Brennergeometrie und Erstellung der Entwurfszeichnung verwendet. **Tabelle 1** und **Bild 2** zeigen die festgelegten Betriebsparameter für diesen Brenner. Darin sind auch wichtige Geometriedaten zur Auslegung der Düse enthalten.

Tabelle 1: Auslegung des Überschallbrenners für Erdgas und Sauerstoff für eine Leistung von 1 MW

Bezeichnung	Einheit		Abkürzung	Wert	
Eingangsdruck Erdgas	bar	kPa	$p_{\text{Ein,Br}}$	3	300
Eingangsdruck Sauerstoff	bar	kPa	$p_{\text{Ein,O}_2}$	4	400
Eingangstemperatur	K		T	283,15	
Dichte Sauerstoff	kg/m^3		ρ	1,43	
Dichte Erdgas	kg/m^3		ρ	0,79	
Isentropenexponent O ₂	-		γ	1,4	
Wärmekapazität O ₂	J/kgK		c_p	914	
Volumenstrom Sauerstoff	m^3/h	m^3/s	V_{pkt}	220	0,06
Massenstrom Sauerstoff	kg/h	kg/s	m_{pkt}	314,15	0,09
Volumenstrom Erdgas	m^3/h	m^3/s	V_{pkt}	96	0,02
Massenstrom Erdgas	kg/h	kg/s	m_{pkt}	75,84	0,02
Ofendruck	bar	kPa	p_A	1	100
Reibungszahl der Düse	-		ϕ	0,96	
Kontraktionszahl der Düse	-		β	0,99	
Ausflussfunktion	-		η	0,95	
Durchflusszahl	-		ψ	0,259	
Druck am Staupunkt der Düse	bar	kPa	p_{Stau}	2,1	211
Kritisches Druckverhältnis	bar	kPa	p_{krit}/p	0,528	

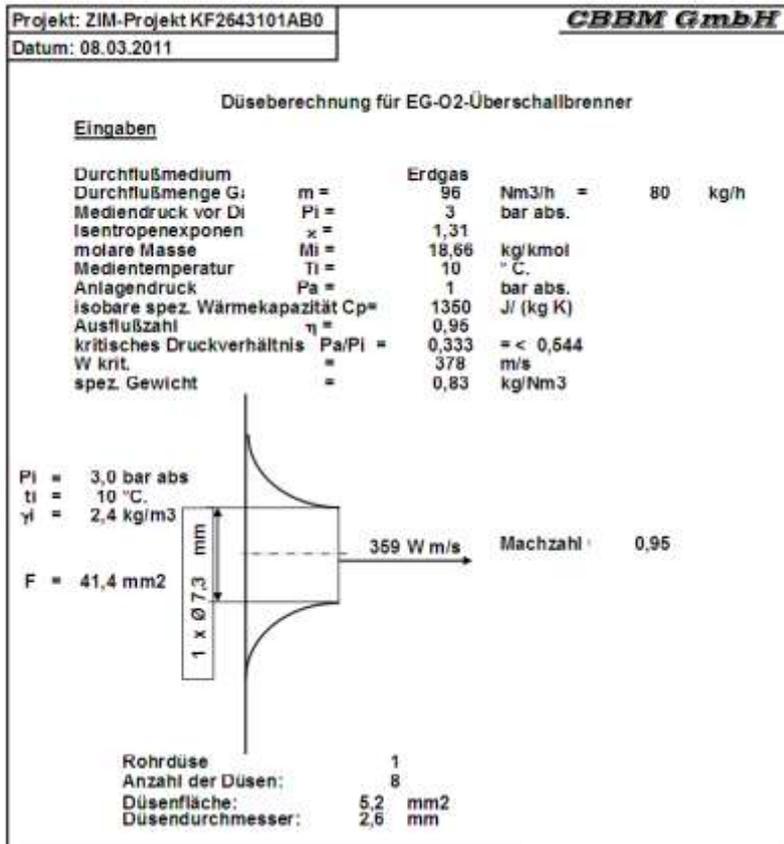


Bild 2: Betriebsparameter und Düsengeometrie des Erdgas-Sauerstoff-Brenners

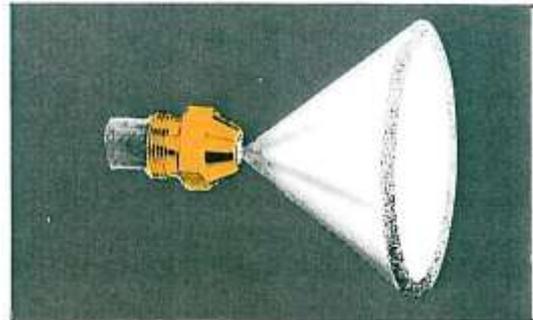
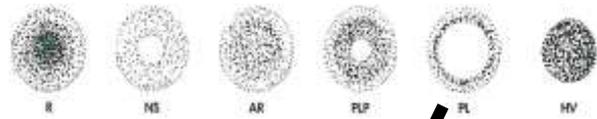
Tabelle 2: Randbedingungen für die Auslegung der Öl-Variante

Bezeichnung	Einheit		Abkürzung	Wert	
Eingangsdruck Heizöl EL	Bar	kPa	$p_{\text{Ein,Br}}$	9	900
Eingangsdruck Sauerstoff	bar	kPa	$p_{\text{Ein,O}_2}$	4	400
Eingangstemperatur	K		T	283,15	
Dichte Sauerstoff	kg/m ³		ρ	1,43	
Dichte Heizöl EL	kg/l		ρ	0,82	
Isentropenexponent O ₂	-		κ	1,4	
Wärmekapazität O ₂	J/kgK		c_p	914	
Volumenstrom Sauerstoff	m ³ /h	m ³ /s	V_pkt	220	0,06
Massenstrom Sauerstoff	kg/h	kg/s	m_pkt	314	0,09
Volumenstrom Heizöl EL	m ³ /h	m ³ /s	V_pkt	96	0,02
Massenstrom Heizöl EL	kg/h	kg/s	m_pkt	80	0,02
Ofendruck	bar	kPa	p_A	1	100
Reibungszahl der Düse	-		ϕ	0,96	

Analog wurde beim Öl-Sauerstoffbrenner verfahren. Auch hier wurde eine thermische Leistung von 1 MW für die Basisvariante festgelegt. Der erforderliche Öldruck ist 7 bar, die Öltemperatur wurde mit

25 °C angenommen. Für diese Parameter wurde eine Hohlkegeldüse mit einem Strahlausbreitungswinkel von 60 ° gewählt. Die Brennergeometrie wurde ebenfalls unter Berücksichtigung der berechneten Daten der Sauerstoff-Lavaldüse aufgestellt und für die Erstellung der Entwurfszeichnung verwendet. **Tabelle 2** zeigt die Randbedingungen für die Auslegung der Öl-Düse und **Bild 3** die gewählte Öldüse sowie die festgelegten Betriebsdaten.

Nenngröße	Durchsatz in l/h bei einem Druck von (bar):						
	1	5,2	7,0	8,8	10,4	12,2	14,0
6.50	9.30	21.30	24.60	27.50	30.10	32.50	34.80
7.00	10.00	22.90	26.50	29.60	32.50	35.00	37.50
7.50	10.70	24.60	28.40	31.70	34.80	37.50	40.10
8.50	11.85	27.80	32.20	36.00	39.50	42.60	45.70
9.50	13.60	31.30	36.00	40.10	44.30	47.70	51.10
10.50	15.00	34.40	39.70	44.30	48.80	52.60	56.40
12.00	17.10	39.60	45.20	50.70	55.60	60.20	64.30
13.50	19.35	44.10	51.10	57.00	62.60	67.80	72.50
15.50	22.20	50.60	58.66	65.60	71.70	77.80	82.80
17.50	25.00	57.10	66.20	74.20	81.00	87.80	93.90
19.50	27.80	64.00	73.90	82.50	90.50	97.60	104.50
21.50	30.70	70.40	81.40	90.90	99.90	107.50	115.00
24.00	34.30	78.70	90.90	101.40	111.30	120.40	128.70
28.00	40.00	91.60	106.00	118.50	129.80	140.00	149.90
30.00	42.80	98.40	113.50	127.20	139.30	150.30	160.90
35.00	50.00	114.70	132.50	148.00	162.40	175.20	187.40
40.00	57.20	131.00	151.40	169.20	185.50	200.60	213.80
45.00	64.20	147.60	170.30	191.00	209.00	225.20	241.10
50.00	71.30	163.90	189.20	211.60	232.00	250.20	267.60
55.00	78.90	180.20	208.20	232.80	255.10	275.20	294.10
60.00	86.00	196.80	227.10	253.60	278.20	300.50	318.00
70.00	100.40	229.30	255.00	296.00	324.40	350.10	374.70
80.00	114.70	262.00	302.80	338.40	371.00	401.20	429.60
90.00	129.00	294.80	340.60	382.00	418.20	451.20	482.60
100.00	143.40	327.40	378.50	423.50	464.00	500.80	535.20



Hohlkegeldüse

Bild 3: Betriebsparameter und Düsengeometrie des Öl-Sauerstoff-Brenners

Die Erreichung einer Überschallströmung wird durch den Einsatz einer Lavaldüse für den Oxidator (Sauerstoff) gewährleistet. Die Lavaldüse wurde bei einem absoluten Sauerstoffdruck von 4 bar und einer Sauerstofftemperatur von 10 °C berechnet. Die erreichte Ma-Zahl beträgt 1,3 und die Überschallgeschwindigkeit 390 m/s. Eine gute Vermischung des Sauerstoffs mit dem Brennstoff soll durch die festgelegte Brennerkonfiguration erreicht werden, die durch die numerische Simulation optimiert wird. Die berechnete Sauerstoff-Lavaldüse ist für beide Brenner-Basisvarianten gleich. Die verwendeten Betriebsdaten zur Berechnung dieser Düse sowie die Auslegungsparameter sind in **Bild 4** enthalten.

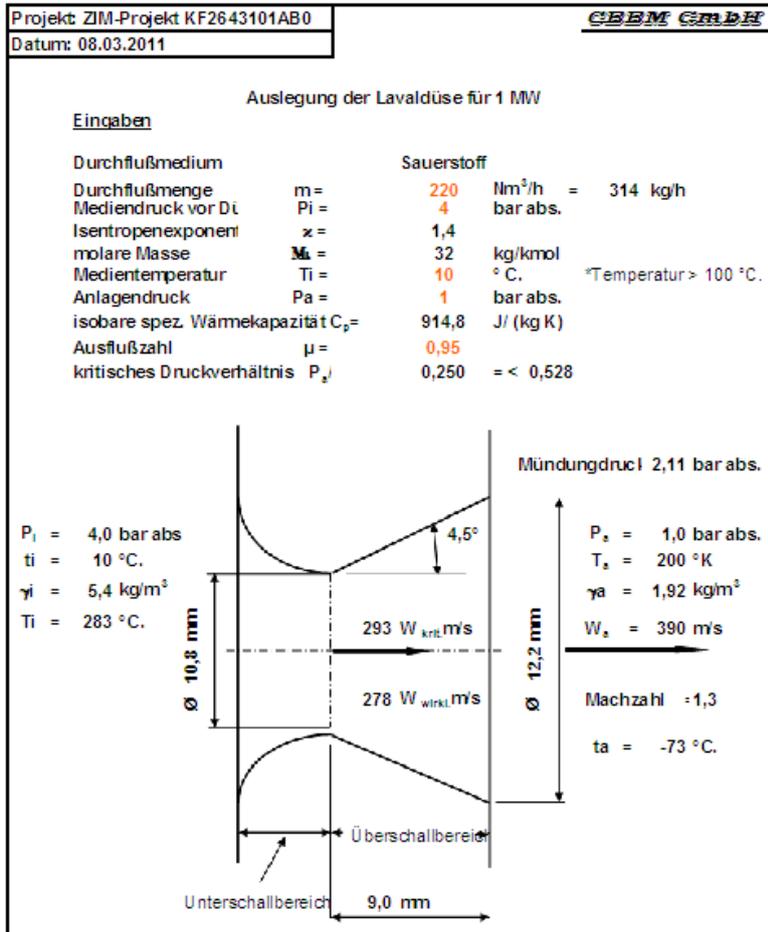
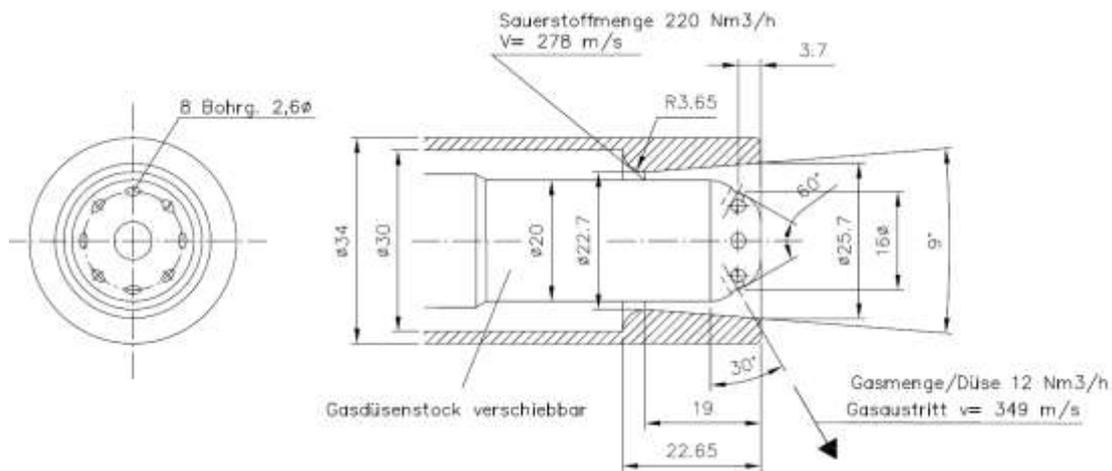


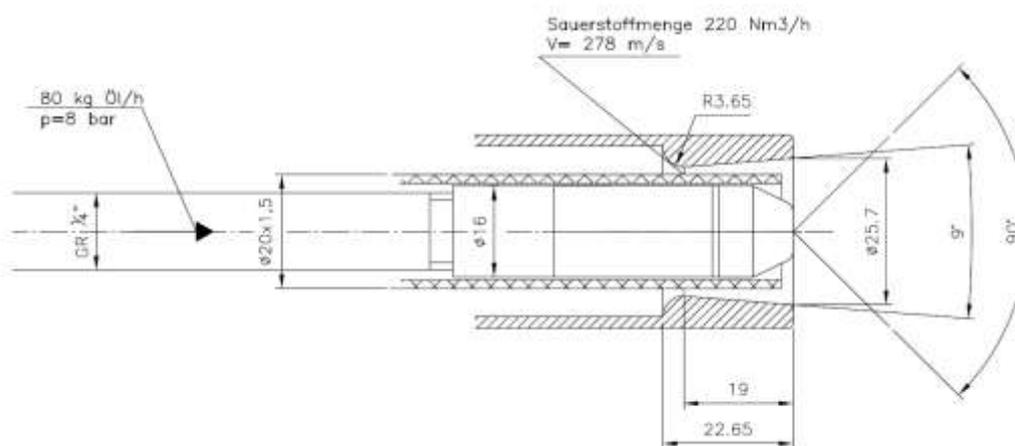
Bild 4: Betriebsparameter und Geometrie der O₂-Lavaldüse für beide Brenner

AP 1.3 Erstellung der Entwurfszeichnung für die Basisvariante(n)

Unter Berücksichtigung der ermittelten bzw. festgelegten Betriebsparameter für die Brenner-Basisvarianten und der ausgewählten Geometrie der Düsen für die Brennstoffe Erdgas und Öl sowie für den Oxidator (Sauerstoff) wurden die Basisvarianten beider Brenner ausgelegt und die zugehörigen Entwurfszeichnungen aufgestellt, siehe **Bild 5**. Sowohl die Betriebsdaten als auch die Zeichnungen wurden den Kooperationspartner für die Optimierung der Brennerkonfigurationen durch die numerische Simulation zur Verfügung gestellt.



a) Erdgasbrenner



b) Öl-Brenner

Bild 5: erste Entwurfszeichnung für den Erdgas-Öl-Überschallbrenner

3.2 Arbeitsschritt 2: Numerische Simulation (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: FHD)

AP 2.1 Theoretische Betrachtung und numerische Validierung

Zur Berechnung der Brennstoff- und Lavaldüsen wurden die in der Literatur [7] bekannten Rechenformeln für kompressible Strömungen eingesetzt. Die Bestimmung des Massenstroms erfolgt nach Gleichung 1:

$$\text{Gleichung 1: } \dot{m} = A * \mu * \psi(p_a / p_i, k) * \sqrt{2 * p_i * \rho_i}$$

Mit p_a/p_i : reales Druckverhältnis

$(p_a/p_i)_{kr}$: kritisches Druckverhältnis

μ : Ausflusszahl (Einfluss von Reibung und Strahleinschnürung)

ψ : Ausflussfunktion, wird nach Gleichung 2 für unterkritische und nach Gleichung 3 für überkritische Strömung bestimmt.

Gleichung 2: $\psi(x, y) = \sqrt{\frac{k}{k-1} * x^{1/k} * (x^{1/k} - x)}$ mit $(\frac{2}{k+1})^{\frac{k}{k-1}} < x < 1$

Gleichung 3: $\psi(x, y) = (\frac{2}{k+1})^{\frac{k}{k-1}} * \frac{\sqrt{k(k+1)}}{2}$ mit $x \leq (\frac{2}{k+1})^{\frac{k}{k-1}}$

Die kritische Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse wird nach Gleichung 4 bestimmt.

Gleichung 4: $W_{krit} = \sqrt{2 \frac{p_i}{\rho_i} * \frac{\kappa}{\kappa+1}}$

Die Bestimmung des Düsenquerschnitts erfolgt nach Gleichung 5.

Gleichung 5: $A = \dot{m} / (\mu * \psi(p_a / p_i, k) * \sqrt{2 * p_i * \rho_i})$

Daraus lässt sich der Düsendurchmesser berechnen.

Für die Validierungsrechnungen mit Hilfe der numerischen Simulation und kinetischer Reaktionsberechnungen wurden Messungen aus der Literatur verwendet [8 - 10], die im Überschallbereich durchgeführt wurden. Um die Wahl des Turbulenzmodells im Überschallbereich zu begründen, wurden mit verschiedenen Turbulenzmodellen die Fälle der Literatur [8, 9] ohne Verbrennung (reine Strömung) berechnet. Für die Wahl des Verbrennungsmodells wurden diese Fälle [8, 10] zusätzlich mit verschiedenen Verbrennungsmodellen getestet. Die Simulationen wurden mit der CFD-Software ANSYS Fluent durchgeführt und führten zu den folgenden Erkenntnissen:

- Die Ergebnisse ändern sich nicht mit dem Einsatz von Wandfunktionen.
- Die getesteten Turbulenzmodelle (SST-Modell, k-ε-Modell als Standard, RNG und realizable) liefern ähnliche Ergebnisse.
- Das k-ε-Modell als „realizable“ Version wird präferiert, weil dieses Modell die beste Übereinstimmung mit den Messwerten der oben genannten Modelle besitzt.
- Die drei verschiedenen Verbrennungsmodelle (Reaktionen kontrolliert: 1. durch die Chemie – Finite-Rate, 2. die Turbulenz – Eddy Dissipation und 3. eine Kombination aus beiden) führten ebenfalls zu ähnlichen Ergebnissen.
- Das Eddy Dissipation Modell und die Kombination aus beiden Ansätzen wiesen eine geringere Übereinstimmung mit den Messungen auf.
- Bedingt durch die besseren Ergebnisse des Finite-Rate Modells wurde dieses weiter betrachtet.

Für die Ölbrennervariante, wurden verschiedene Teilmodelle für die Simulation der Ölzerstäubung in Betracht gezogen. Durch die Literaturrecherche erwies sich das DP (Discrete Particle) Modell als vorteilhaft, da dieses Modell für diese Anwendung am häufigsten verwendet wurde und die meisten Validierungsdaten vorliegen.

Für die Ölverbrennung führen die oben genannten Verbrennungsmodelle zu ähnlichen Ergebnissen. Deshalb wird das „Eddy Dissipation“ Modell bevorzugt. Es benötigt den geringsten Rechenaufwand.

In der CFD-Simulation der Brenner des Projektes führten die eingesetzten Reaktionsmodelle zu erheblichen Abweichungen, da das aus den Validierungsfällen präferierte Modell Finite-Rate nur für Reaktionsmechanismen mit sehr wenigen Reaktionen und unter standardisierten Laborbedingungen vorgesehen ist. In den Validierungsfällen aus der Literatur war dies kein Hindernis, da es sich hier um Reaktionsgemische mit Luft als Oxidationsmittel handelte. Eine Möglichkeit, die realen Bedingungen trotzdem mit einem chemisch kontrollierten Verbrennungsmodell zu rechnen, stellt das Eddy Dissipation Concept Modell (EDC) dar.

Im EDC Modell von Magnussen werden die Reaktionen in den feinen Skalen der turbulenten Strömung angenommen. Das Modell beruht auf dem ebenfalls von Magnussen entwickelten, turbulenten Kaskaden Modell. Das Modell wurde empirisch ermittelt, wobei die feinen Skalen in reaktiven Strömungen hier bei einer turbulenten Reynoldszahl von 2,5 und somit unmittelbar vor den feinen Skalen nach Kolmogorov ausgemacht wurden. Im EDC Modell werden unter Ansys Fluent perfekt gemischte Reaktoren für die feinen Skalen angenommen, wodurch es möglich ist, umfangreiche Reaktionsmechanismen zu verwenden. Durch die Berücksichtigung der chemischen Kinetik und detaillierterer Reaktionsmechanismen liefert dieses Modell, in Abhängigkeit des gewählten Reaktionsmechanismus, sehr genaue Ergebnisse. Durch die Verwendung detaillierter Reaktionsmechanismen wird dieses Modell jedoch sehr aufwändig und zunehmend schwerer zu konvergieren sein, wodurch es in einem dreidimensionalen Fall nur mit sehr hohem Aufwand anwendbar ist. Des Weiteren ist noch nicht viel über die Verwendung des Modells mit sehr hohen Geschwindigkeiten ($Ma > 1$) bekannt. Da die Berechnung der feinen Skalen von der Turbulenz abhängig ist, kann es bei kleinen Zellen mit hoher Turbulenz zum übermäßigen Abheben der Flamme kommen.

Möchte man ein Reaktionsmodell wählen, welches durch die chemische Kinetik beeinflusst wird, benötigt man einen geeigneten Reaktionsmechanismus. Hier ist die Schwierigkeit erwähnenswert, einen Reaktionsmechanismus zu finden, welcher eine reine Sauerstoffverbrennung abbilden kann, aber nicht aus zu vielen Spezies besteht. Die Anzahl der Spezies eines Reaktionsmechanismus treibt die Rechenzeit einer Iteration stark in die Höhe und führt zu einer „Versteifung“ des Differentialgleichungssystems. Das GWI konnte hier aus einem gerade abgeschlossenen AiF-Forschungsprojekt „Untersuchungen zur Verbesserung der Energieeffizienz und der Wärmeübertragung einer Oxy-Fuel-Glasschmelzwanne (O_2 -Glaswanne)“ (IGF-Fördernr.: 15987 N) wertvolle Hilfestellung in Bezug auf Auswahl und Verwendung geeigneter Reaktionsmodelle sowie die einzuschätzende Genauigkeit geben, siehe z. B. [11].

Um die verschiedenen Reaktionsmechanismen zu testen, wurden für die Methan/Sauerstoff-Verbrennung mit CANTERA – einer Open Source Software zur Berechnung von chemischer Kinetik – unterschiedliche reaktionskinetische Berechnungen durchgeführt. Dabei stellte sich heraus, dass die für die Luftverbrennung üblichen, globalen Reaktionsmechanismen in der reinen O_2 -Verbrennung nicht mit den aufwändigen Elementarreaktionsmechanismen übereinstimmten. Hintergrund ist, dass die globalen Mechanismen für die Verbrennung mit Luft als Oxidationsmittel ausgelegt sind, wie in **Bild 6** anhand der adiabatischen Flammentemperatur zu sehen ist. Dazu wurden im ersten Schritt die Reaktionsmechanismen GRI 3.0 [12] (53 Spezies), WD-Westbrook und Dryer [13] (5 Spezies) und JL-Jones und Lindstedt [14] (6 Spezies) verglichen. Im Rahmen weiterer Literaturrecherchen wurde eine Veröffentlichung von A. Frassoldati et al. entdeckt [15], in der ein Reaktionsmechanismus für die Methan/ O_2 -Verbrennung entwickelt wurde, der nur aus 9 Spezies besteht und die Temperatur auch unter diesen Bedingungen hinreichend genau widerspiegeln kann (**Bild 6b**). Leider führte das Ver-

wenden dieses Reaktionsmechanismus in der CFD Software ANSYS Fluent zu Instabilitäts-Problemen und Konvergenzschwierigkeiten. Diese Schwierigkeiten wurden vom Autor Prof. Frassoldati bestätigt. Das Beheben dieser Problematik ist jedoch mit einem sehr hohen Aufwand verbunden.

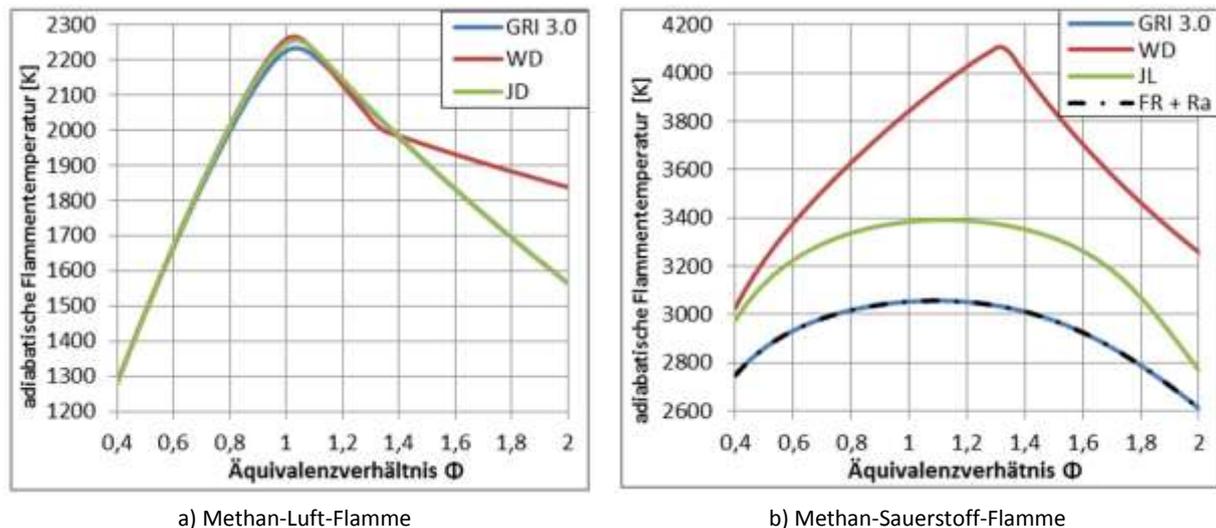


Bild 6: Adiabatische Flammentemperaturen unter verschiedenen Äquivalenzverhältnissen

Aus diesem Grund wurde eine Studie durchgeführt, die die verschiedenen Verbrennungsmodelle auf ihre Genauigkeit und ihren zeitlichen Aufwand hin bewertet. Dazu hat man einen Testfall des IFRF (International Flame Research Foundation) verwendet, aus dem OXYFLAME-Projekt [16, 17]. Dort wurde die Brennerkonfiguration OXYFLAME 2A ausgewählt, weil es sich hierbei um einen koaxialen Brenner handelt, der den höchsten Impuls in den Brennerkonfigurationen besitzt und damit dem Gasbrenner dieses Projektes am ähnlichsten ist. Die ausführlich dokumentierte und detailliert vermessene Brennerkonfiguration OXYFLAME 2A kann in der numerischen Simulation achsensymmetrisch betrachtet werden und lässt dadurch einen weniger zeitaufwändigeren Vergleich zu.

Während dieser Studie wurde aufgrund der Problematik des Frassoldati-Reaktionsmechanismus ein alternativer globaler Reaktionsmechanismus für die Verbrennung von Methan und Sauerstoff entwickelt. Dieser Mechanismus ist angelehnt an den Drei-Schritt-Reaktionsmechanismus von Toporov et. al [18], welcher für die Verbrennung von allgemeinen Hydrocarbonaten mit Luft ausgelegt ist. Die zwei Oxidationsreaktionen im Reaktionsmechanismus wurden um zwei Dissoziationsreaktionen erweitert. Diese sind unabhängig von der Vorwärtsreaktion formuliert und durch einen Optimierungsalgorithmus angepasst worden. Die Optimierung konnte nicht in dem zeitlichen Rahmen abgeschlossen werden. Ein Vergleich des vorläufigen Ergebnisses mit einem detaillierten Reaktionsmechanismus bzw. mit anderen Verbrennungsmodellen wird jedoch im Folgenden vorgestellt. Für den vorläufigen Reaktionsmechanismus wird die Abkürzung EDC-Global verwendet. Zum Vergleich wurde der detaillierte Reaktionsmechanismus GRI-MECH 3.0 verwendet, der für die dreidimensionale Betrachtung zu aufwändig wäre. Beide Reaktionsmechanismen wurden mit dem zuvor genannten EDC-Verbrennungsmodell untersucht.

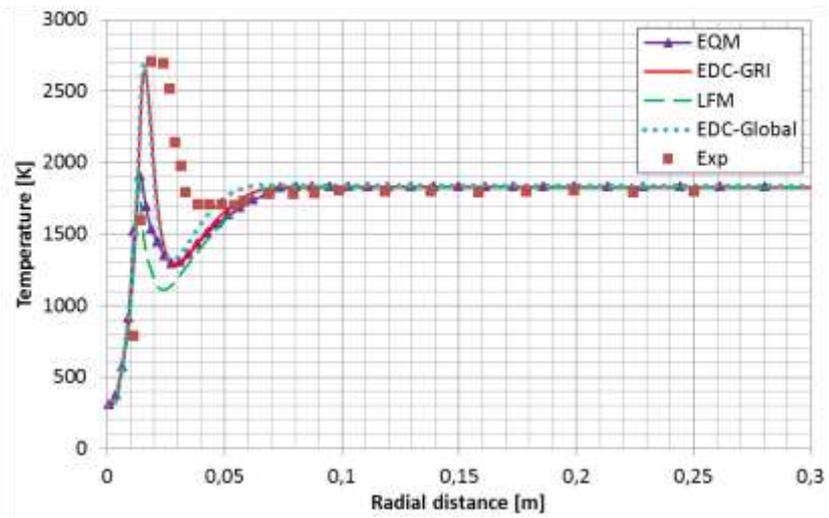
Des Weiteren wurde das Equilibriummodell verwendet, welches eine sofortige Umsetzung des Reaktionsgemischs in das chemische Gleichgewicht voraussetzt. Es wird also davon ausgegangen, dass die Chemie viel schneller ist als die Turbulenz und alle chemischen Reaktionen damit genug Zeit haben, ein chemisches Gleichgewicht zu bilden. Bei diesem Modell wird der Favre gemittelte Massenbruch und dessen Varianz transportiert. Die Turbulenz-Chemie-Interaktion wird bei diesem Modell mittels

“Presumed PDF” berechnet, also mit einer Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion, deren Form bereits vor der eigentlichen Berechnung feststeht und somit eine Tabulation der Ergebnisse vorab erlaubt. Integrationsvorgänge, die ansonsten während der laufenden Rechnung durchgeführt würden, werden somit durch Interpolationen ersetzt und der Rechenaufwand reduziert.

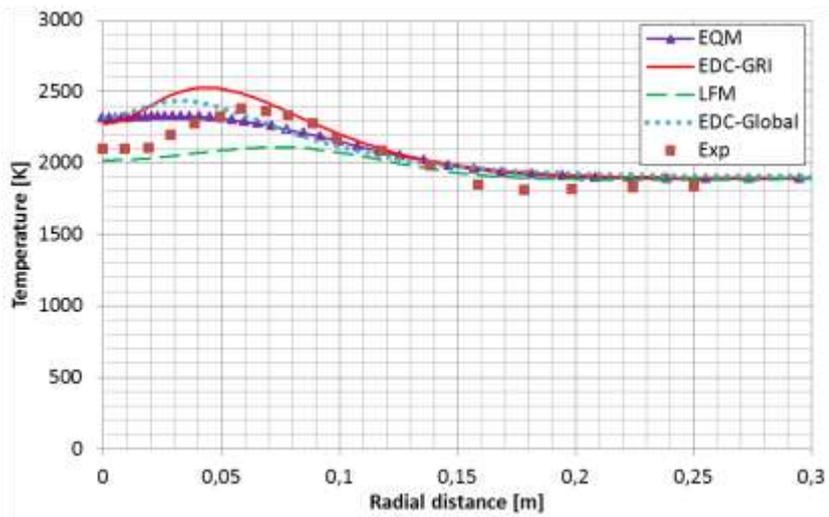
Ein ähnliches Verbrennungsmodell, welches die Turbulenz-Chemie-Interaktion ebenfalls mit Hilfe einer “Presumed PDF” berechnet, ist das Modell der laminaren Flamelets. Dieses Modell beruht auf der Annahme, dass eine turbulente Flamme aus einem Kollektiv von gestreckten, laminaren Flammen besteht. Die turbulente Reaktionszone wird als faltige, bewegte aber laminare Bahn vermutet, bei der die meiste Wärmeenergie in der nahen Region der stöchiometrischen Oberfläche freigesetzt wird. Diese Bahnen bilden die Flamelets. Die Annahme basiert auf dem Hintergrund, dass in Flammen, bei denen die chemische Zeitskala größer ist als die turbulente, das Oxidationsmittel und der Brennstoff in dünnen, eindimensionalen Strukturen miteinander reagieren. Diese Strukturen sind orthogonal zu der stöchiometrischen Oberfläche der Flamme ausgerichtet und in diesem Fall den Strukturen gänzlich laminarer Flammen sehr ähnlich. In diesem Zusammenhang wird auch die Bedeutung des Namens “Laminar Flamelet Model” (LFM) eindeutig. Auch in diesem Modell wird der Massenbruch und dessen Varianz transportiert, um die relevanten, thermodynamischen Größen berechnen zu können. Die Größen werden ebenfalls vor der eigentlichen Rechnung, als Funktion des Mischungsbruchs bestimmt und in sogenannten Flamelet-Bibliotheken abgelegt. Es müssen mehrere Flamelets berechnet werden, da die Turbulenz die Flammenfront streckt, was dazu führt, dass die Relationen zwischen dem Mischungsbruch und den berechneten Größen variiert.

In den **Bildern 7 und 8** sind die Ergebnisse der verschiedenen Verbrennungsmodelle des OXYFLAME 2A Brenners, an verschiedenen Positionen in axialer Richtung, zu sehen. Wie dort zu erkennen, ist das EDC-GRI-Modell den Messergebnissen am ähnlichsten. Das LFM-Modell liefert bezüglich der Spezies im Brennernahbereich ein gutes Ergebnis, führt aber zu sichtbaren Fehlern bei der Bestimmung der Temperatur und ist deshalb für die Auslegung dieses Brenners nicht anwendbar. Das EDC-Global Modell zeigt im Brennernahbereich ebenfalls gute Ergebnisse, da aber der fehlerbehaftete Gleichgewichtszustand des Reaktionsmechanismus zu falschen Stoffmengenanteilen im Abgas führt, ist eine Validierung des Abgasstroms nicht möglich. Das EDC-Global Modell konnte aus diesem Grund nicht verwendet werden.

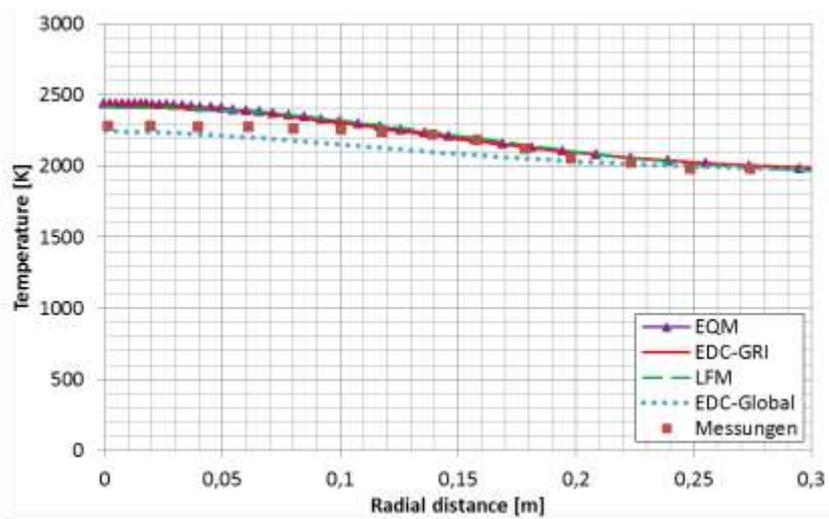
Zwar wiesen die Ergebnisse des Equilibriummodells im Brennernahbereich nicht die Qualität des EDC-GRI-Modells auf, jedoch bietet das Equilibriummodell mit einem niedrigen Rechenaufwand ein sehr gutes Gleichgewicht zwischen Rechengenauigkeit und -aufwand, zumal das EDC-GRI-Modell in einem dreidimensionalen Fall aus Gründen des Rechenaufwandes nicht praktikabel gewesen wäre. Das Equilibriummodell wird folglich auch für die Simulationen der in diesem Projekt zu entwickelnden Brenner verwendet.



(a)

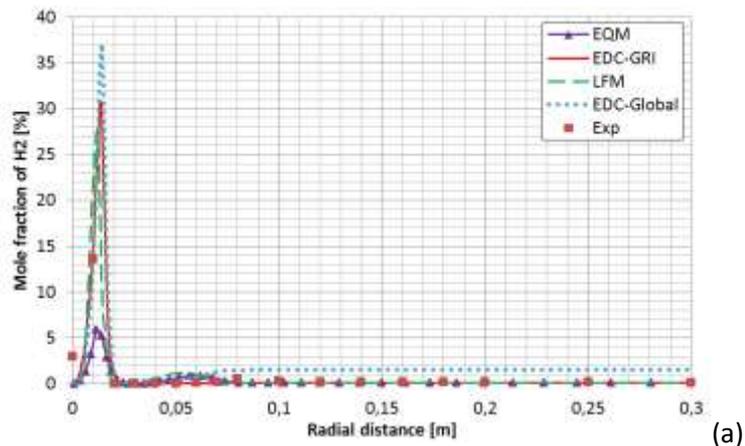


(b)

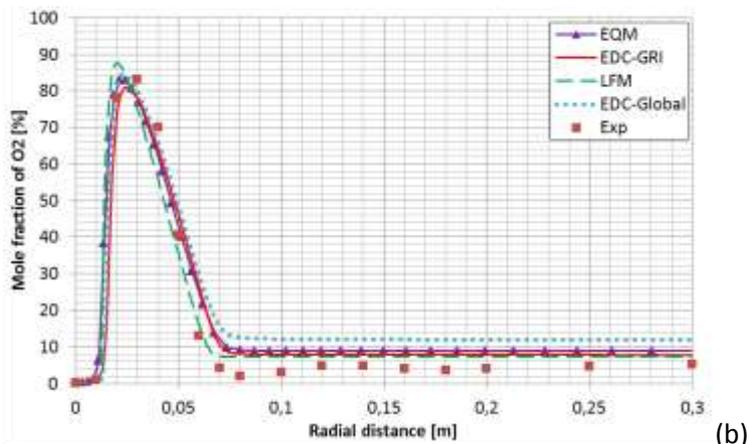


(c)

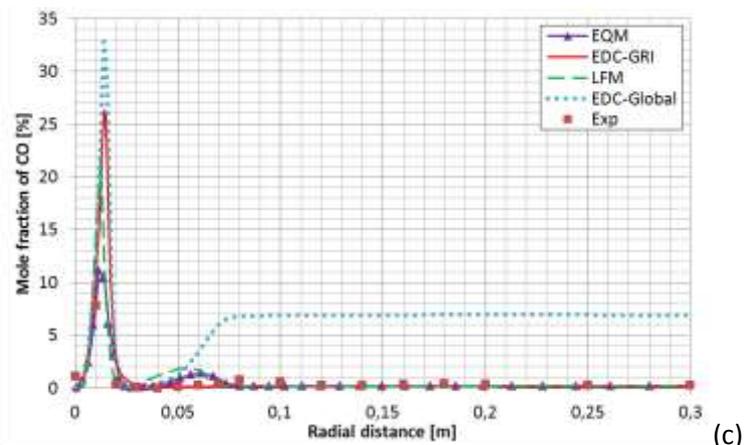
Bild 7: Radiales Profil der Temperatur an verschiedenen axialen Positionen
 (a) $x=0.22$ m, (b) $x=0.82$ m, (c) $x=1.42$ m (Experimente von [16, 17])



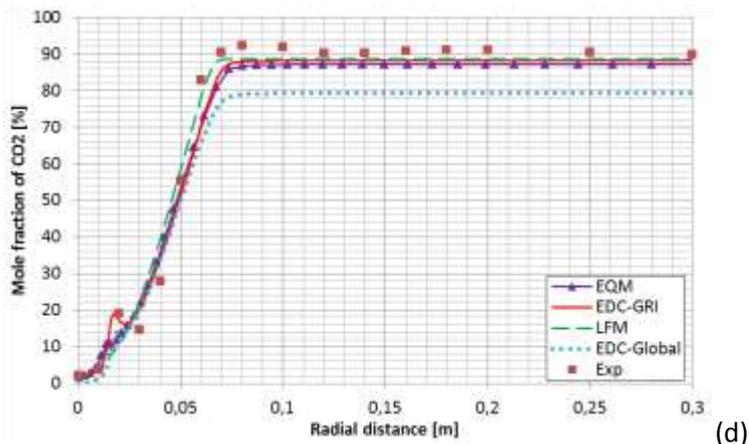
(a)



(b)



(c)



(d)

Bild 8: Radiales Profil der Stoffmengenkonzentration an $x=0.22\text{m}$,
 (a) H_2 , (b) O_2 , (c) CO , (d) CO_2 (Experimente von [16, 17]).

AP 2.2 Numerische Simulation der Basisvariante(n)

Die mit **Gas betriebene Basisbrennergeometrie** wurde mit folgenden Betriebsparametern simuliert:

- Umgebungsdruck: 1 bar
- Brennstoffdruck: 3 bar atm
- Sauerstoffdruck: 4 bar atm
- Brennstofftemperatur: 283 K
- Sauerstofftemperatur: 283 K
- Stöchiometrische Zusammensetzung
- Massenstrom Sauerstoff: 314 kg/h
- Massenstrom Methan: 80 kg/h

Für das Berechnungsgitter wurde ein 22,5° Segment aus der gesamten rotationssymmetrischen Geometrie entnommen und in tangentialer Richtung durch die Symmetrieebenen begrenzt (**Bild 9**). Diese Vorgehensweise ist im Sinne einer händelbaren Rechenzeit notwendig. Die rechteckige Geometrie der Testbrennkammer wurde durch eine für die Größe des Segments günstigere Zylindergeometrie ersetzt.

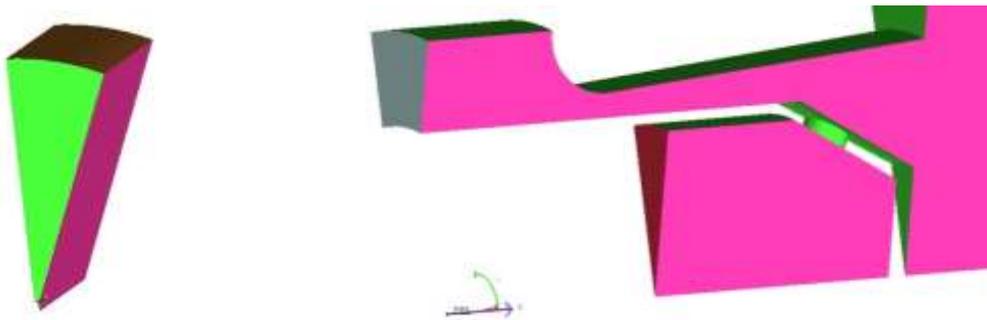


Bild 9: 22,5° Segment der Brenner-/Brennraumgeometrie (links) und die detaillierte, abgebildete Geometrie im Brennerbereich (rechts)

Die Gitterstudie für die Basisbrennergeometrie ergab eine große Abhängigkeit der Ergebnisse von der Gitterfeinheit im Bereich der Mischungszone im Brennerbereich aufgrund der großen Gradienten der einzelnen Transportgrößen. In fortlaufender, axialer Richtung (abseits vom Brennerbereich) nimmt die Gitterabhängigkeit durch die geringeren Gradienten ab. Als Konsequenz hieraus, kann die Gitterauflösung in radialer Richtung vergrößert werden. Ein Teil des Gitters im Brennerbereich ist in **Bild 10** zu sehen.

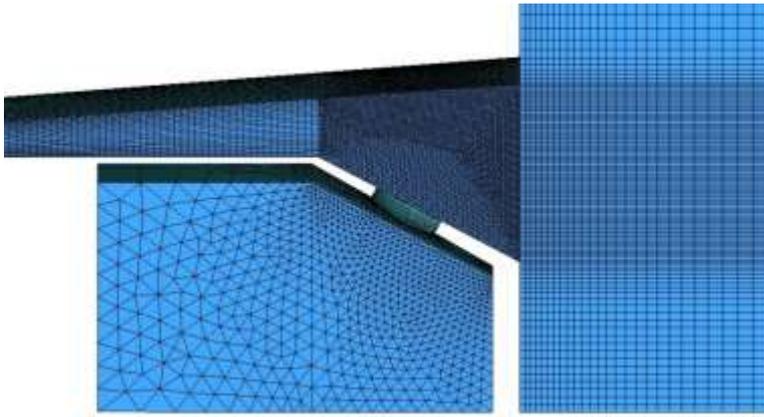


Bild 10: Gitter der Basisvariante im Brennerbereich

Ein Ziel der numerischen Simulationen liegt darin, eine optimale Position für den Brennerkopf in der Lavaldüse zu finden. In **Bild 11** sind die Ergebnisse der Simulation der reinen Mischung des Gasbrenners anhand der CH_4 -Verteilung beispielhaft zu sehen. Anhand der Darstellung lässt sich erkennen, dass die Stellung +10 mm (**Bild 11b**), im Verhältnis zur 0 Stellung (**Bild 11a**), zu einer Verschlechterung der Mischung führt, verdeutlicht an der blauen Verteilung nahe der Achse. Die Simulation der -10 mm Stellung (**Bild 11c**) hingegen zeigt, dass der aus der Düse austretende Methanstrahl gegen die Oberfläche der Lavaldüse strömt. Im Verbrennungsfall würde dies voraussichtlich zur Beschädigung des Materials führen.

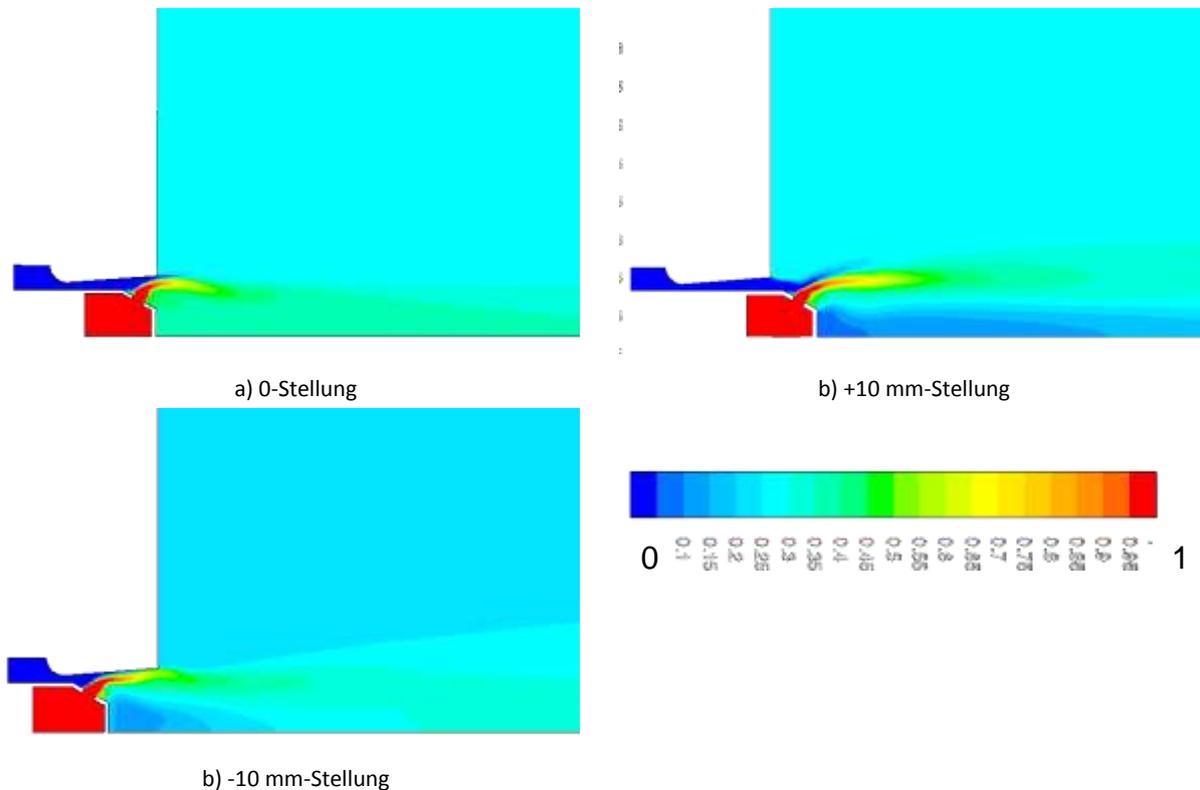


Bild 11: CH_4 -Molanteil in der Symmetrieebene für drei Brennerkopfpositionen

Die Simulation mit Verbrennung führte zum gleichen Ergebnis. Aus **Bild 12** lässt sich ableiten, dass die -10 mm Stellung die geringste Flammenlänge aufweist, da hier der schnellste O_2 -Abfall auf der

Symmetrieachse zu verzeichnen ist. Da die 0-Stellung eine ähnliche Flammenlänge aufweist, wird die 0-Stellung für die Optimierung der Brennergeometrien weiter betrachtet.

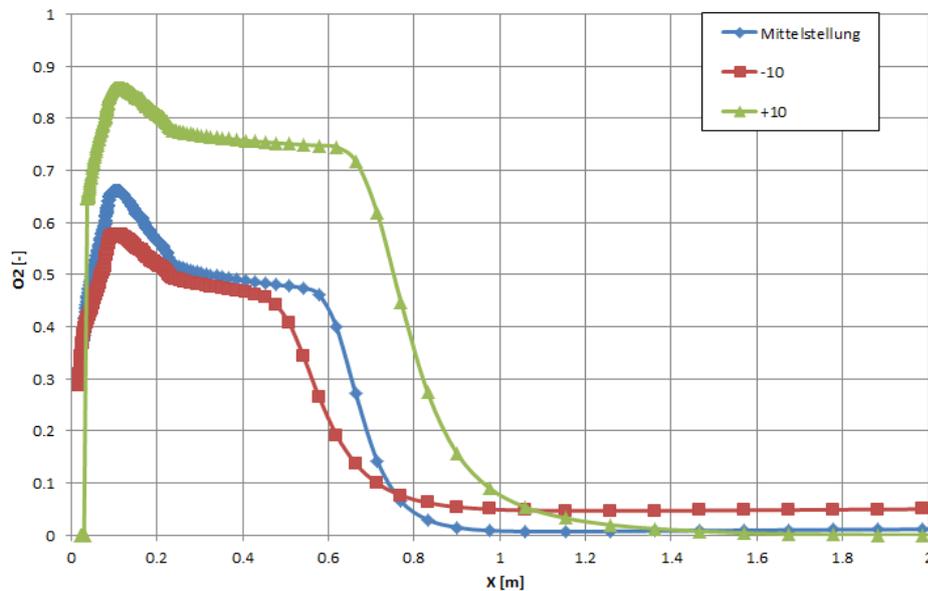


Bild 12: O₂-Umsetzung auf der Symmetrieachse

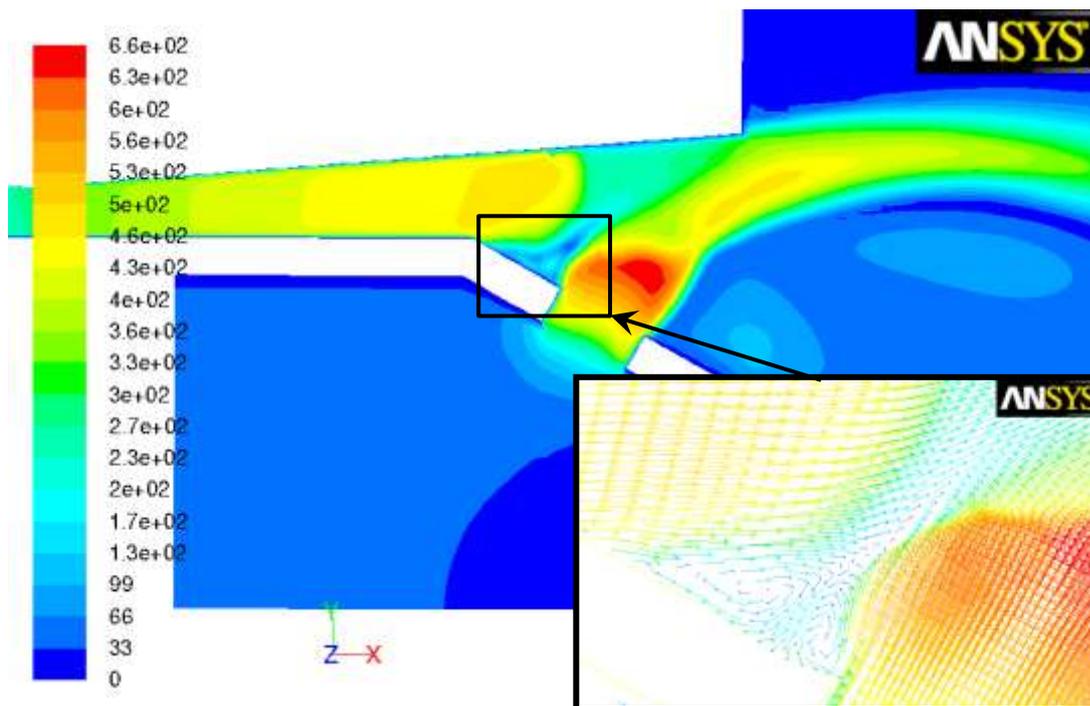


Bild 13: Geschwindigkeitsfeld im Brennernahbereich

Aufgrund des simulierten Geschwindigkeitsfeldes wurden weiterführende Erkenntnisse im Brennernahbereich gewonnen. In **Bild 13** ist eine ausgeprägte Rezirkulationszone zwischen O₂-Austritt aus der Lavaldüse und dem Methanstrahl zu sehen, die im Verbrennungsfall zu Überhitzungen und damit

zu einer Zerstörung des Brenners führen könnte. Für nachfolgende Brennervarianten wird der Brennstoffstrahl verstärkt in die Hauptströmungsrichtung gelenkt.

Für die **Basis Öl-Brenner-Variante** wurden folgende Annahmen getroffen. Der Öl-Brenner kann aufgrund der Geometrie als achssymmetrisch angenommen werden. Für die Geometrie wurde eine Gitterstudie durchgeführt (**Bild 14**). Die Öl-Tropfen sind sehr klein und damit verbunden, kann der Effekt der Gravitation vernachlässigt werden. Tropfenkollision und -vereinigung sowie das Nukleieren, Aufteilen und die Mikroexplosion der Tropfen werden vernachlässigt.

Als Randbedingung für das „Discrete Phase Model“ wurden eine Anzahl von 100 Partikeln angenommen mit einem Durchmesser von 50 μm (üblicher Durchmesser von zerstäubten Öl). Der Öffnungswinkel von 45 ° wurde vorgegeben und, um die Momentangeschwindigkeit des Gases zu bestimmen, ist das „Discrete Random Walk (DRW)“ Modell verwendet worden.

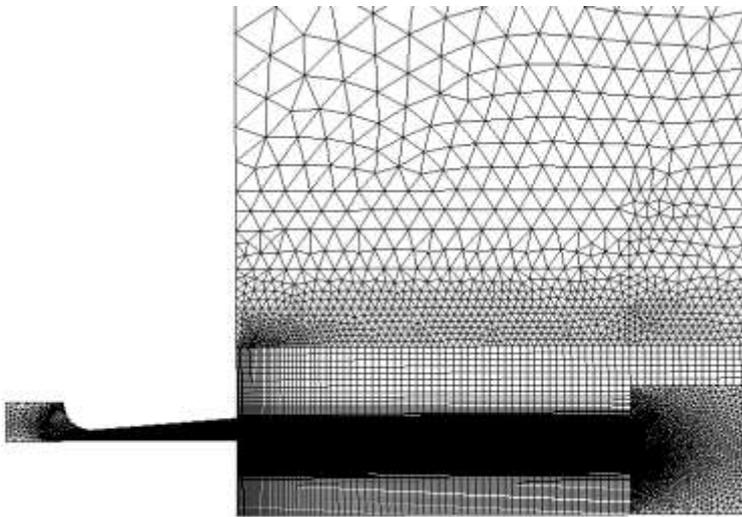


Bild 14: Gitter des Brennraums und der Lavaldüse der Ölbrennervariante

Die Machzahl ist in **Bild 15** dargestellt. Der Überschallmodus dieser Brennervariante ist deutlich zu erkennen. Im unteren Abschnitt von **Bild 15** ist der Verlauf der Ölpartikel zu sehen. **Bild 16** zeigt die Temperaturverteilung im kompletten Brennraum der Öl-Basisvariante.

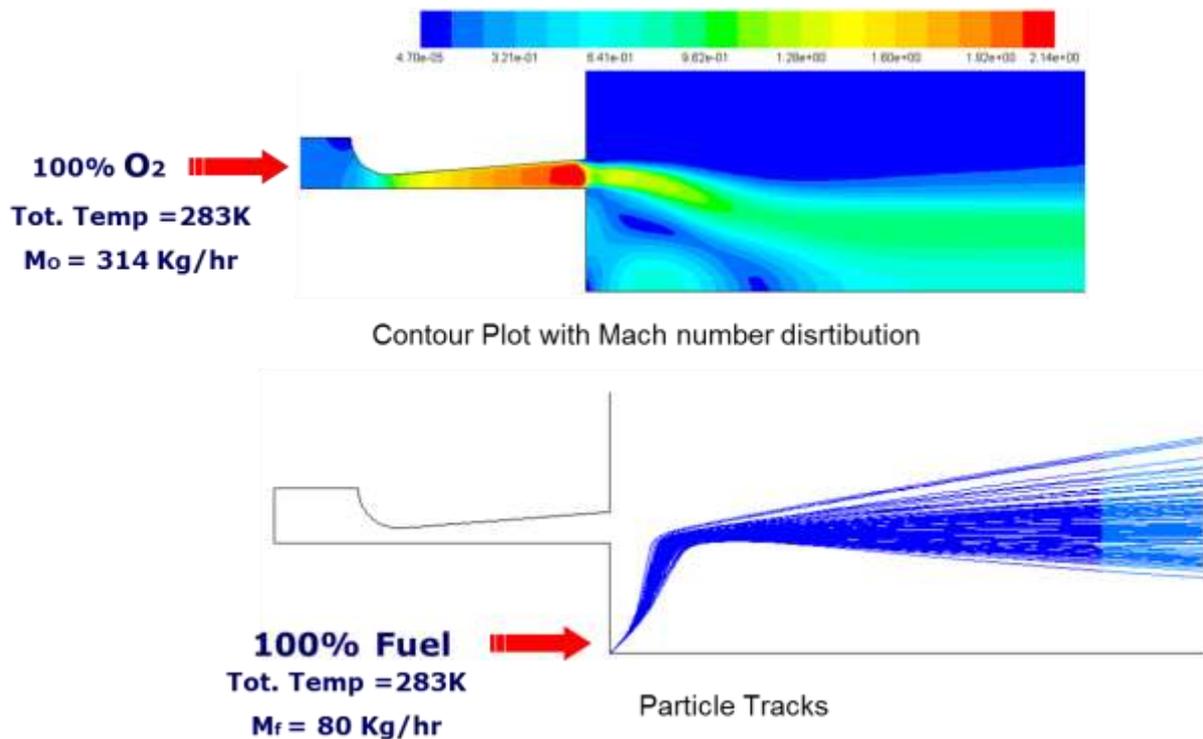


Bild 15: Konturplot der Machzahl (oben) und Partikelverlauf (unten) der Öl-Brennervariante

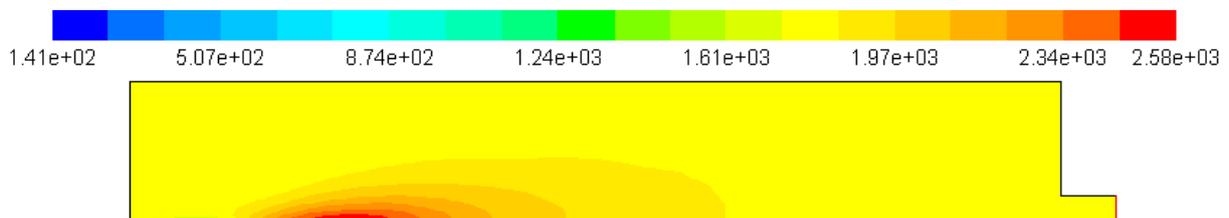


Bild 16: Temperaturverlauf der Öl-Brennervariante

AP 2.3 Modifikation und Auslegung der Brennergeometrie

Nach ausführlichen Diskussionen der drei beteiligten Projektpartner über die bisherigen Ergebnisse, wurden folgende Modifikationen an der Brennergeometrie beschlossen. Alle Kanten des Brenners im Bereich der Lavaldüse und des Eintritts in die Brennkammer wurden abgerundet. Für die Gasvariante wurde der Winkel des Methanaustritts um weitere 30 ° in Hauptströmungsrichtung geneigt. Die Untersuchung einer zusätzlichen zentralen Bohrung im Brenner soll zeigen, ob die Rezirkulation vor dem Brennermund abgeschwächt wird.

Aufgrund der neuen Ausrichtung des Methanaustritts wird eine Rezirkulationszone, vor dem CH₄-Brennstoffstrahl, weitestgehend verhindert. Dies stellt eine Verbesserung gegenüber der Basisvariante dar (vergleiche **Bilder 13** und **17**).

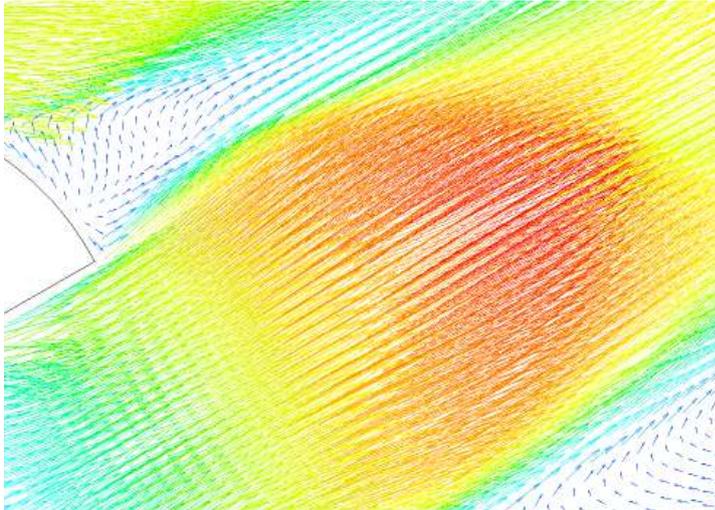


Bild 17: Geschwindigkeitsvektoren am Methanaustritt nach der Modifikation

In **Bild 18** ist das Rezirkulationsgebiet hinter der Brennerdüse mit und ohne zentrale Düsenbohrung zu sehen. Dabei wird deutlich, dass die zentrale Bohrung die Intensität der Rückströmung deutlich abschwächt (siehe Farbverlauf, blau bedeutet höchste Rezirkulationsgeschwindigkeit), sich das Rezirkulationsgebiet jedoch vergrößert. Die zentrale Bohrung in der Mitte der Gasdüse führt dabei zu einer Verlängerung der Flamme.

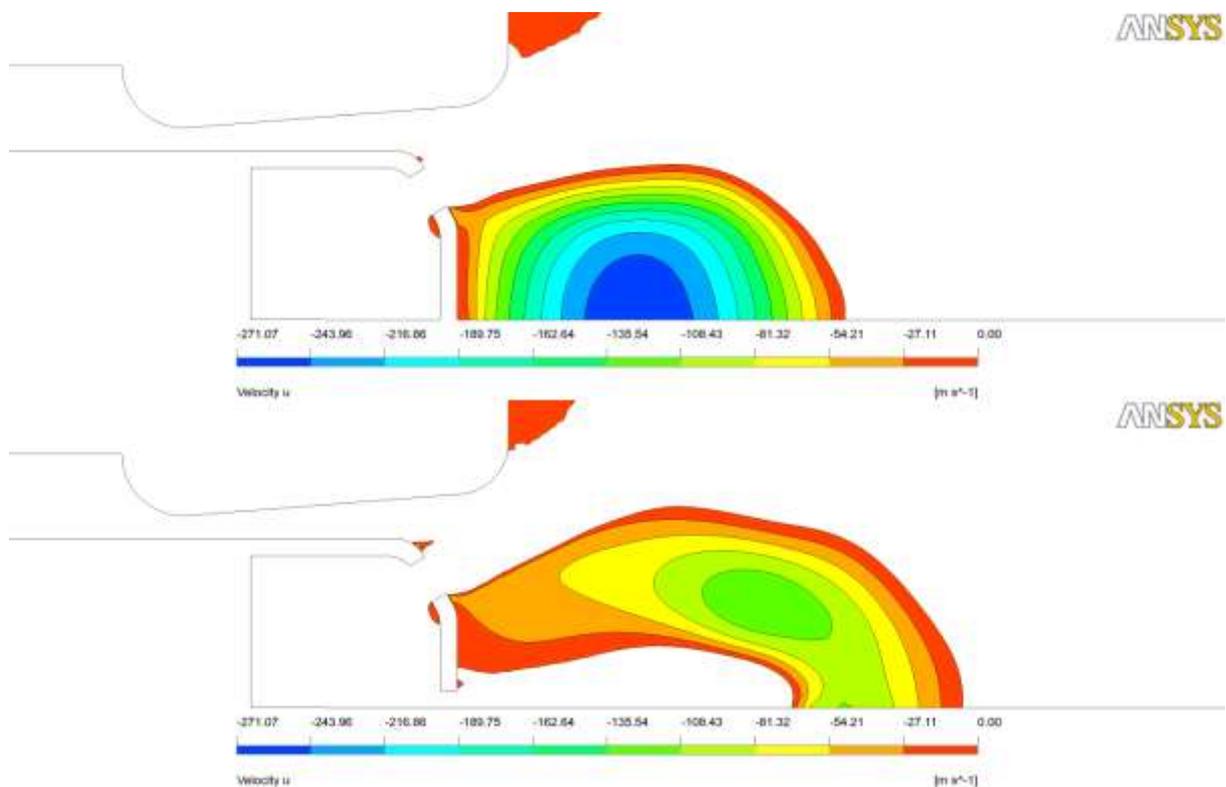


Bild 18: Rezirkulationsgebiet im Brennernahbereich ohne (oben) und mit Mittelbohrung (unten)

Ein weiterer Untersuchungsschwerpunkt ist die thermische Belastung des Brenners. Die Wand des Brenners, bestehend aus Kupfer, wird auch ohne Mittelbohrung ausreichend gekühlt. Dies ist in **Bild 19** zu erkennen.

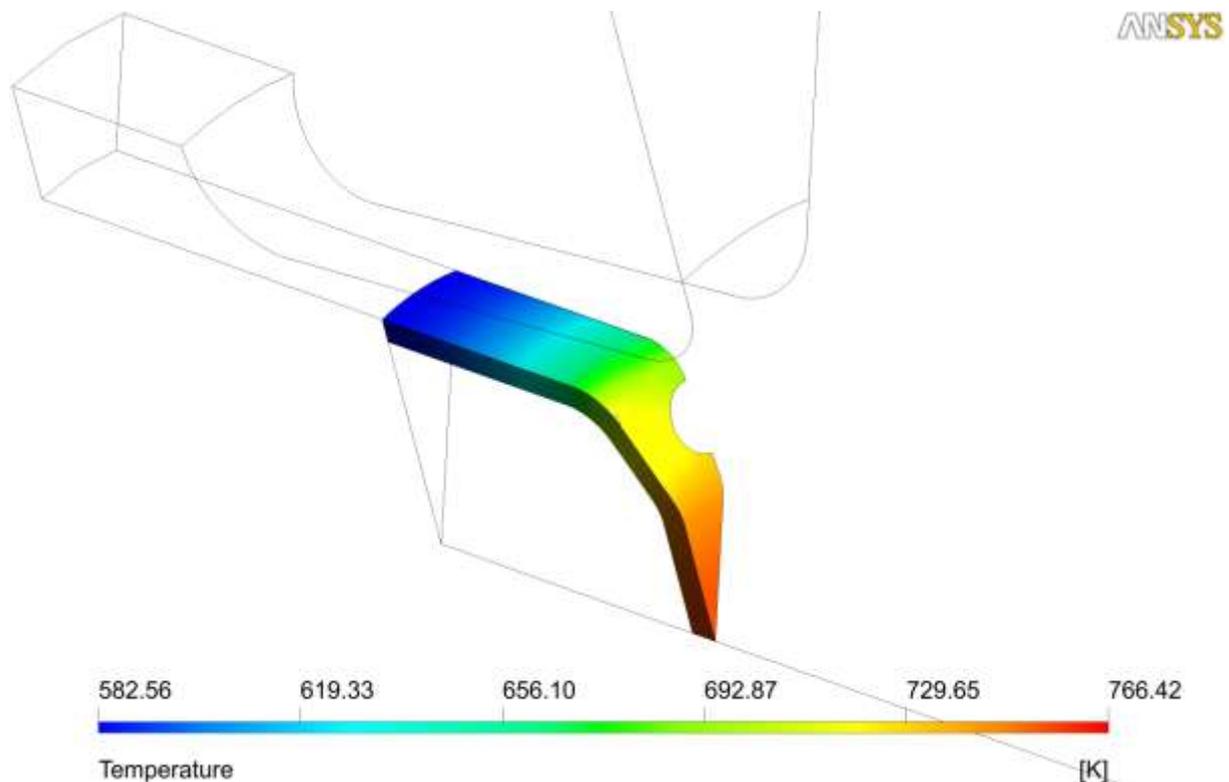


Bild 19: Temperaturprofil auf der Brennerkopfwand

Für die modifizierte Öl-Brennervariante wurden ebenfalls Rundungen am Brennerkopf eingeführt. Des Weiteren wurde der Öffnungswinkel der Öleindüsung geändert. Er soll nun 30 ° anstatt 45 ° betragen. Durch die Untersuchung von empirischen Gleichungen für diese Anwendung wurde die Partikelgröße auf 60 μm korrigiert. Die Auswirkungen auf die Machzahl und den Tropfenverlauf ist in **Bild 20** dargestellt (vergleiche mit **Bild 15**). Die Änderung des Öffnungswinkels hat eine Änderung der Flammenform und -länge zur Folge, siehe **Bild 21** im Vergleich zu **Bild 16**.

In **Bild 22** ist die CO-Konzentrationsverteilung für die Basis- und die modifizierte Variante des Ölbrenners vergleichend zu sehen.

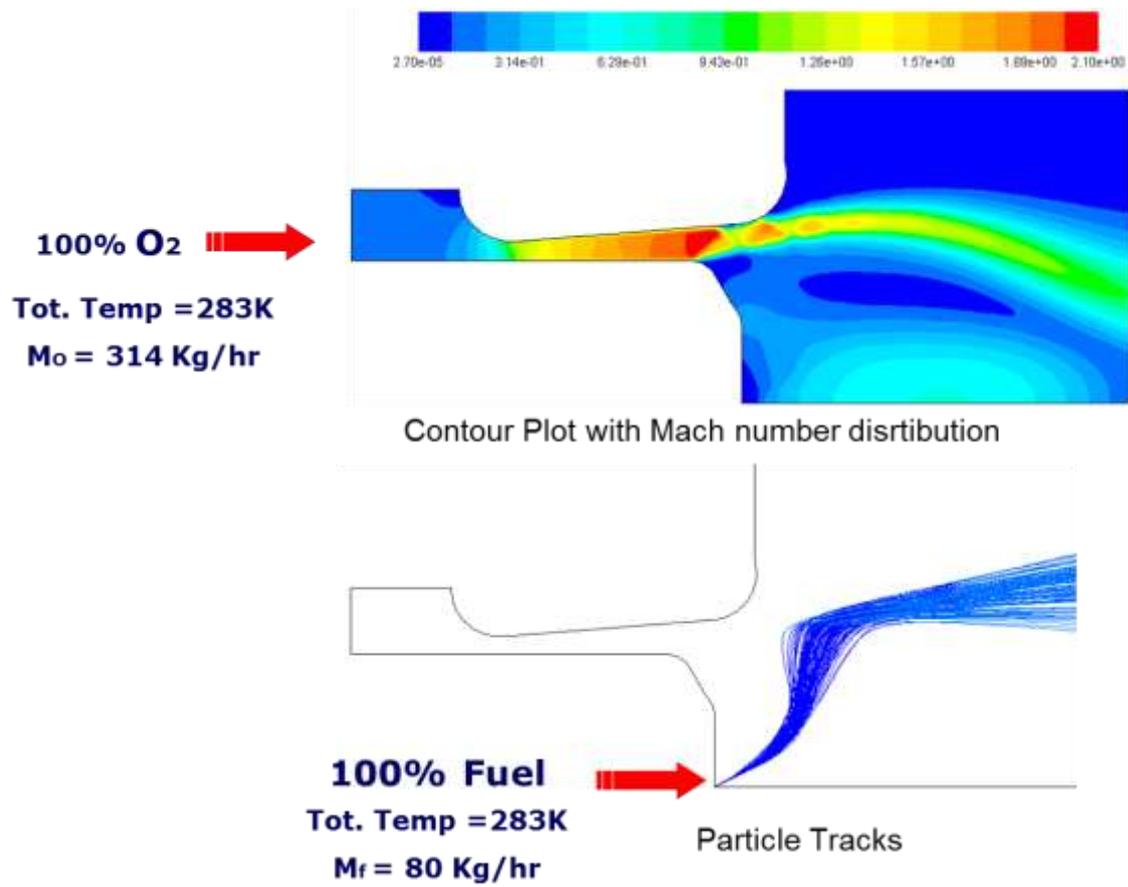


Bild 20: Konturplot der Machzahl (oben) und Partikelverlauf (unten) der modifizierten Öl-Brennervariante

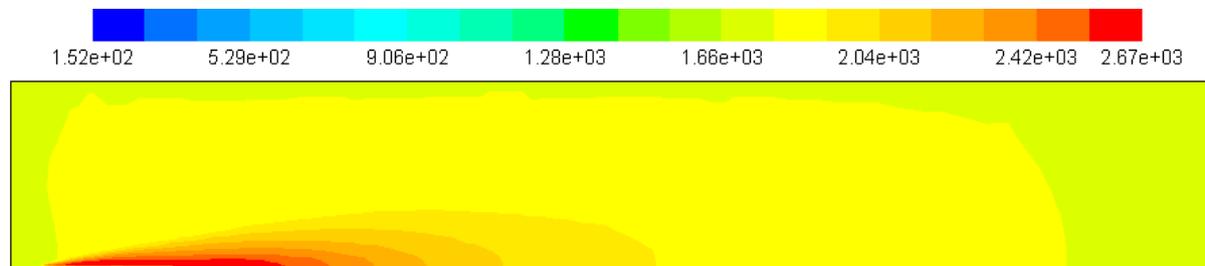
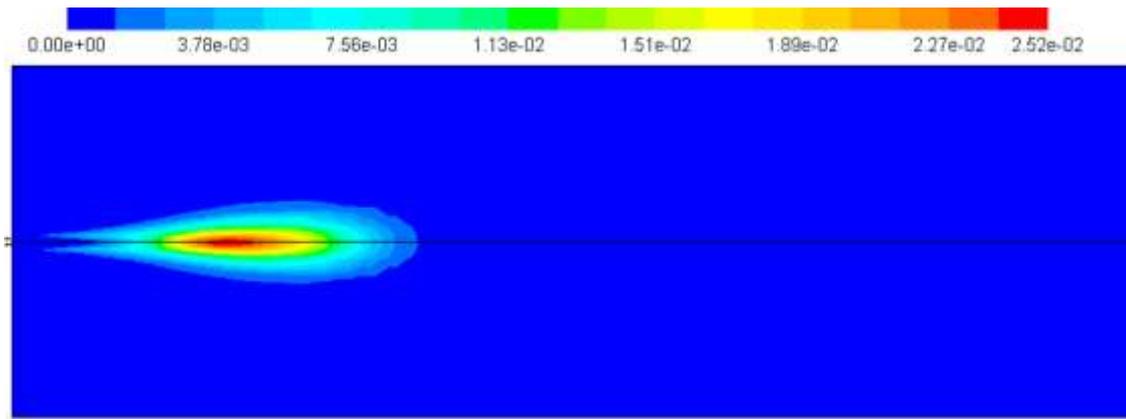
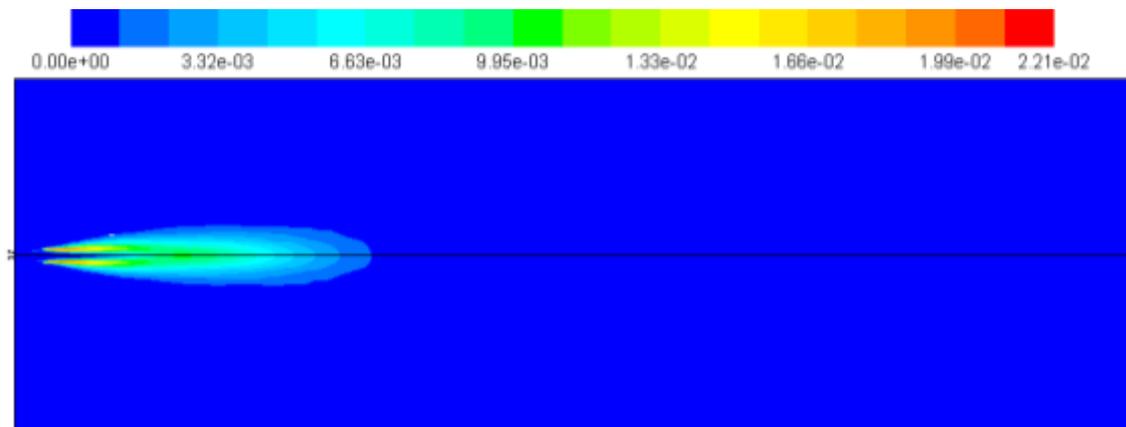


Bild 21: Temperaturverlauf der modifizierten Öl-Brennervariante



a) Basisvariante (45 ° Zerstäubungswinkel)

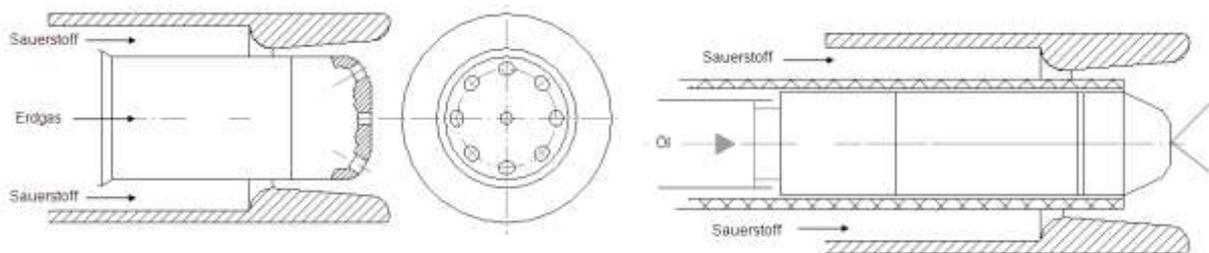


b) modifizierte Variante (30 ° Zerstäubungswinkel)

Bild 22: CO-Verteilung des Ölbrenners

Die hier dargestellten Ergebnisse sind nur ein kleiner Ausschnitt aus der Vielzahl der durchgeführten reaktionskinetischen Betrachtungen und numerischen Simulationen und geben nur die wichtigsten Erkenntnisse wieder.

Basierend auf den vorgestellten Ergebnissen der numerischen Simulationen des Kooperationspartners FHD zur Optimierung der Brenner-Basisvarianten und nach Abstimmung mit den Projektpartnern wurde die Brennerauslegung leicht angepasst und die neuen Konfigurationen aufgestellt. **Bild 23** zeigt die Zeichnungen beider Brennervarianten mit den modifizierten Endkonfigurationen der Brennerköpfe für die bevorstehenden atmosphärischen Tests am GWI.



a) Erdgas-O₂-Düse

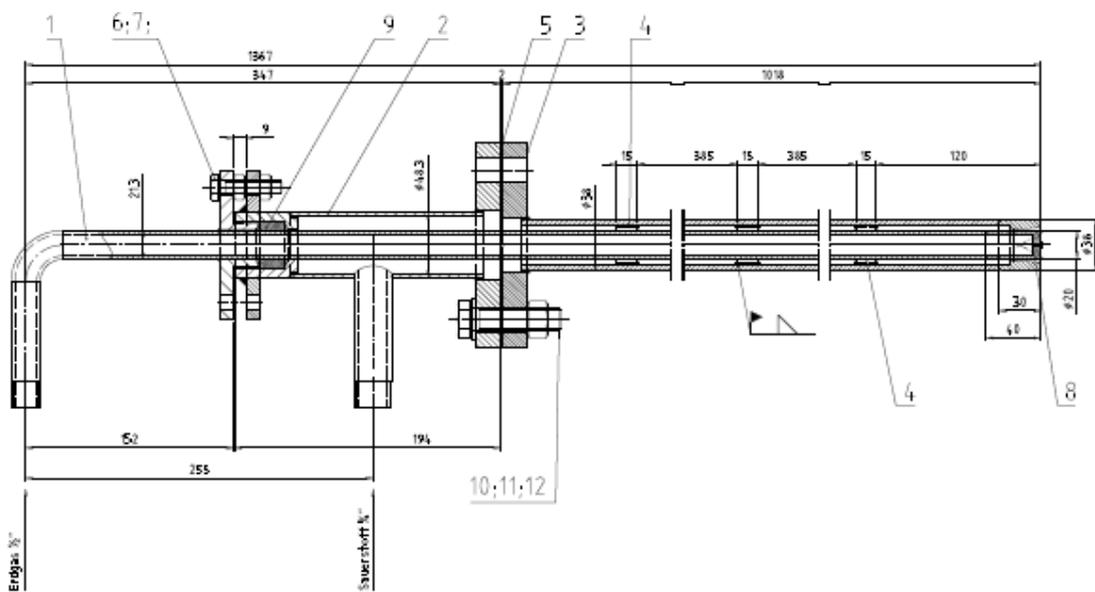
b) Öl-O₂-Düse

Bild 23: Modifizierte Endkonfiguration der Brennerköpfe für den Überschallbrenner

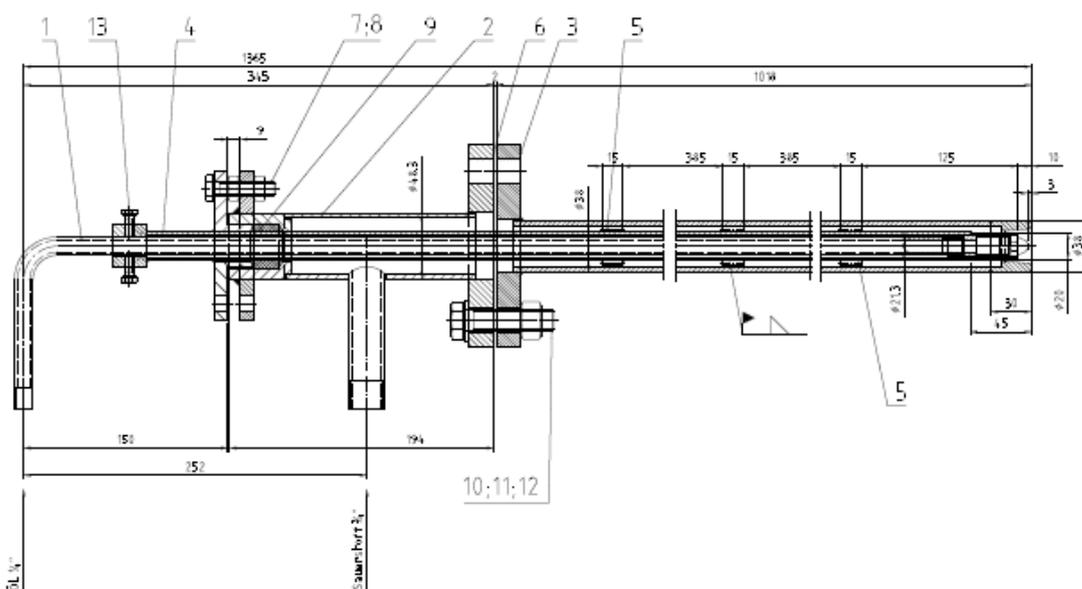
3.3 Arbeitsschritt 3: Bau und Test der/des Brenners unter atmosphärischen Bedingungen (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: GWI und BIFS)

AP 3.1 Bau des Brenners

Nachdem die Brenner-Basisvarianten mittels der numerischen Simulation optimiert wurden und die Endkonfiguration feststand, hat BIFS die für den Brennerbau erforderlichen Fertigungszeichnungen aufgestellt, siehe **Bild 24**. Die einzelnen Baugruppen des Gesamtsystems wurden in Einzelzeichnungen dargestellt und das Material für jedes Brennerteil bestimmt. In ausführlichen Stücklisten sind alle Materialbezeichnungen aufgelistet und für die Brennerfertigung bestellt worden. Der Bau des ersten Brenners wurde durchgeführt und die fertigen Brenner an den Kooperationspartner GWI zur Durchführung der atmosphärischen Tests geliefert.



a) Erdgas-Sauerstoff-Brenner



b) Öl-Sauerstoff-Brenner

Bild 24: Fertigungszeichnungen beider Überschallbrennervarianten für die atmosphärischen Tests



Brennerkopf ohne zentrierte Erdgasdüse



Brennerkopf mit zentrierter Gasdüse

Bild 25: Aufnahme der Gaslanze mit und ohne zentrale Bohrung



Bild 26: Überschallsauerstoffbrenner für den Betrieb mit leichtem Heizöl

In den **Bildern 25** und **26** sind fotografische Aufnahmen der 1-MW Varianten des Erdgas-Sauerstoff und Öl-Sauerstoff-Überschallbrenner zu sehen, wie sie auch im GWI-Versuchsofen untersucht wurden.

AP 3.2 Test der/des Brenners unter atmosphärischen Bedingungen

Anhand der Fertigungszeichnungen und der darauf abgebildeten Anschlüsse wurde begonnen, den Versuchsofen des GWI für die geplanten Versuche vorzubereiten.

Versuchsrandbedingungen

Ziel der experimentellen Untersuchungen war es, das Betriebsverhalten des Überschallbrenners mit Erdgas H und Heizöl EL zu überprüfen. Dabei wurde ein besonderes Augenmerk auf die NO_x -Bildung und das Ausbrandverhalten gelegt. Im Rahmen der messtechnischen Untersuchungen wurde die Position der Brennstofflanze in der Lavaldüse jeweils für Erdgas und Heizöl bei unterschiedlichen Brennereinstellungen untersucht.

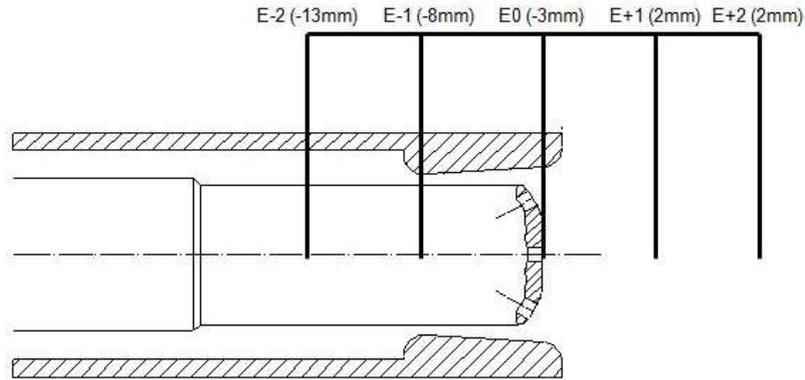


Bild 28: Untersuchte Lanzenpositionen und Brennereinstellungen

In **Tabellen 3** und **4** sind die Versuchsrandbedingungen und Brennereinstellungen für die messtechnischen Untersuchungen der beiden Überschallvarianten zusammengefasst.

Tabelle 3: Versuchsbedingungen für die experimentellen Untersuchungen mit Erdgas

Messphase 1: Verbrennung von Erdgas H		
Messung	Lanzenposition [mm]	Einstellung
E-2	- 13 mm	Brennstoff: Erdgas H Oxidator: Sauerstoff Ofendruck: 1 bar Lambdabereich: 0,95 - 1,4 Zielgrößen: NO _x - und CO-Emissionen, Flammenlänge und Flammenbild
E-1	- 8 mm	
E0	- 3 mm	
E+1	+ 2 mm	
E+2	+ 7 mm	

Tabelle 4: Versuchsbedingungen für die experimentellen Untersuchungen mit Erdgas

Messphase 2 Verbrennung von Heizöl EL		
Messung	Lanzenposition [mm]	Einstellung
E-2	- 13 mm	Brennstoff: Heizöl EL Oxidator: Sauerstoff Ofendruck: 1 bar Lambdabereich: 0,95 – 1,4 Zielgrößen: NO _x - und CO-Emissionen, Flammenlänge und Flammenbild
E-1	- 8 mm	
E0	- 3 mm	
E+1	+ 2 mm	
E+2	+ 7 mm	

Versuchsaufbau

Die messtechnischen Untersuchungen des Überschallbrenners wurden in einer Hochtemperaturversuchsanlage am GWI in Essen durchgeführt. Eine Ansicht des Ofens ist in **Bild 27** zu sehen und der schematische Aufbau des Versuchsofens in **Bild 28**.



Bild 27: GWI-Hochtemperatur-Versuchsofen

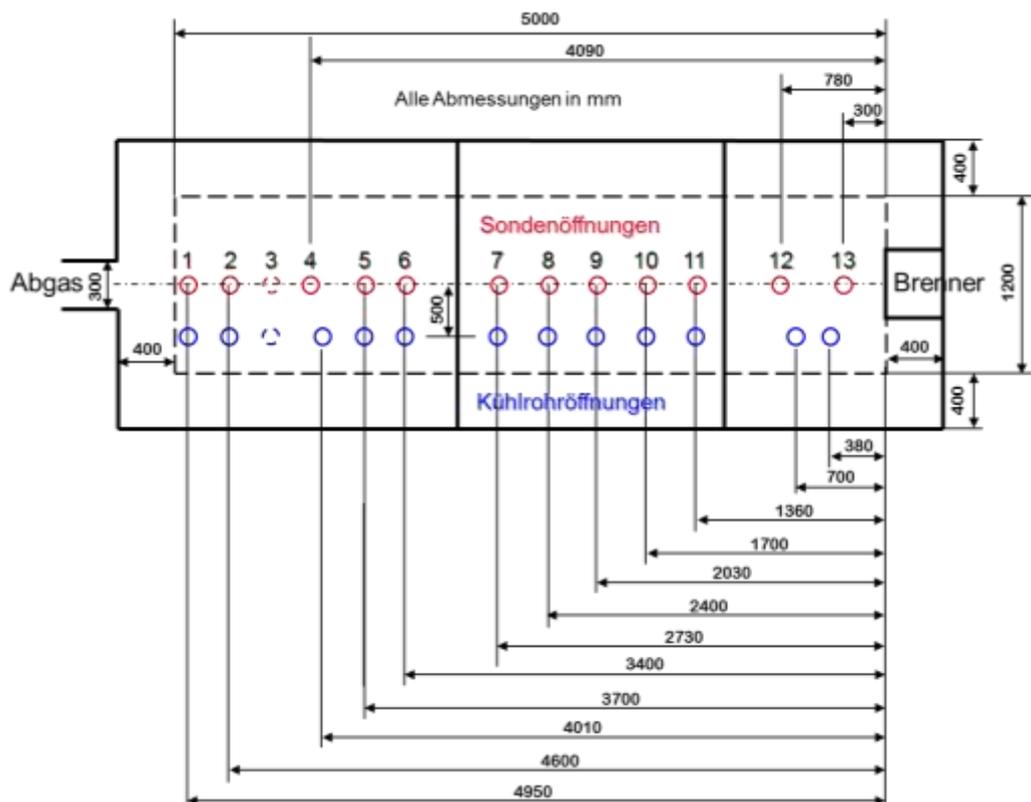


Bild 28: Schematische Darstellung des Versuchsofens

Der Brenner wurde mittels einer Flanschplatte an der Stirnseite des Ofens befestigt. Des Weiteren wurde der Brenner mit Keramikfaser ausgekleidet, um die Brennerlanze vor der heißen Ofenatmosphäre zu schützen. **Bild 29** zeigt rot den installierten Überschallbrenner für den Betrieb mit Erdgas.



Bild 29: Eingebauter Überschallbrenner für den Betrieb mit Erdgas

Bei den experimentellen Untersuchungen wurden beide Varianten des Überschallbrenners sowohl mit Erdgas als auch mit Heizöl EL untersucht, um den Einfluss der Lavaldüse mit beiden Brennstoffen vergleichen zu können. Als Oxidator wurde reiner Sauerstoff verwendet. **Bild 30** zeigt das Flammenbild des Überschallbrenners beim Betrieb mit Erdgas in der Versuchsanlage.

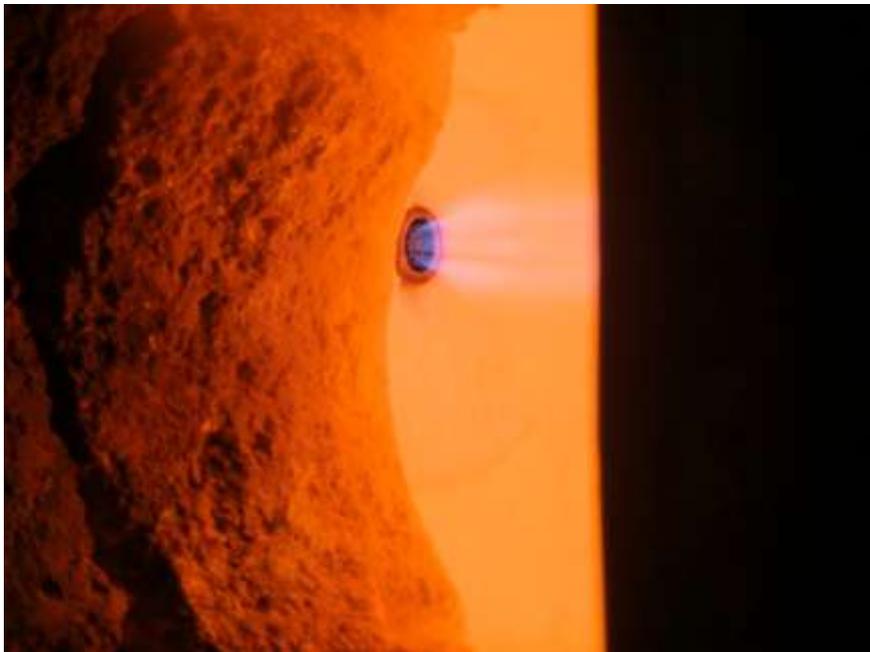


Bild 30: Erdgasverbrennung mit dem Überschallbrenner

Auswertung der Versuchsdaten

Ein zusätzliches Ziel der experimentellen Untersuchungen war, den Druckverlauf in der Sauerstoff- und Gaslanze bei verschiedenen Lambdaeinstellungen zu bestimmen. Neben den messtechnischen Untersuchungen und Bestimmung der Schadstoffkonzentrationen (NO_x , CO , CO_2) im Abgas wurden zusätzlich OH-Aufnahmen der Flamme aufgenommen. Ein weiterer Aspekt, den die experimentellen

Untersuchungen berücksichtigten, war die thermische Belastung am Brennerkopf und an der Lavaldüse zu ermitteln. Da in vielen Thermoprozessanlagen Temperaturspitzen bis zu 1600 °C im Feuerungsraum auftreten, sollten die Auswirkungen der thermischen Belastung auf die Materialbeständigkeit des Brenners beurteilt werden.

Die Untersuchungen mit Erdgas sowie mit Heizöl EL wurden unter den gleichen Versuchsbedingungen durchgeführt.

Verbrennung mit Erdgas

Messposition E0 mit Erdgas

Eine schematische Darstellung der Erdgaslanze für Messposition E0 ist in **Bild 31** gezeigt:

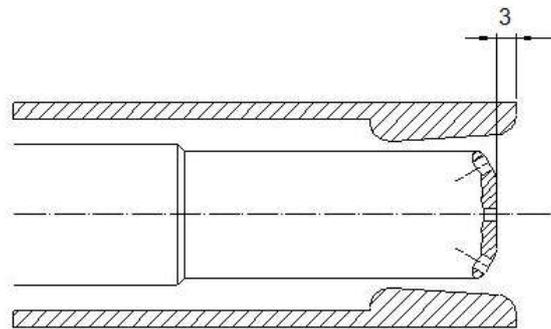


Bild 31: Darstellung der Erdgaslanze für Lanzenposition E0

Für diese Einstellung wurde die Gaslanze um -3 mm vor der Außenkante des Brennermunds positioniert. In **Bild 32** sind die Verläufe von NO_x - und CO bei der Verbrennung von Erdgas an Lanzenposition E0 dargestellt.

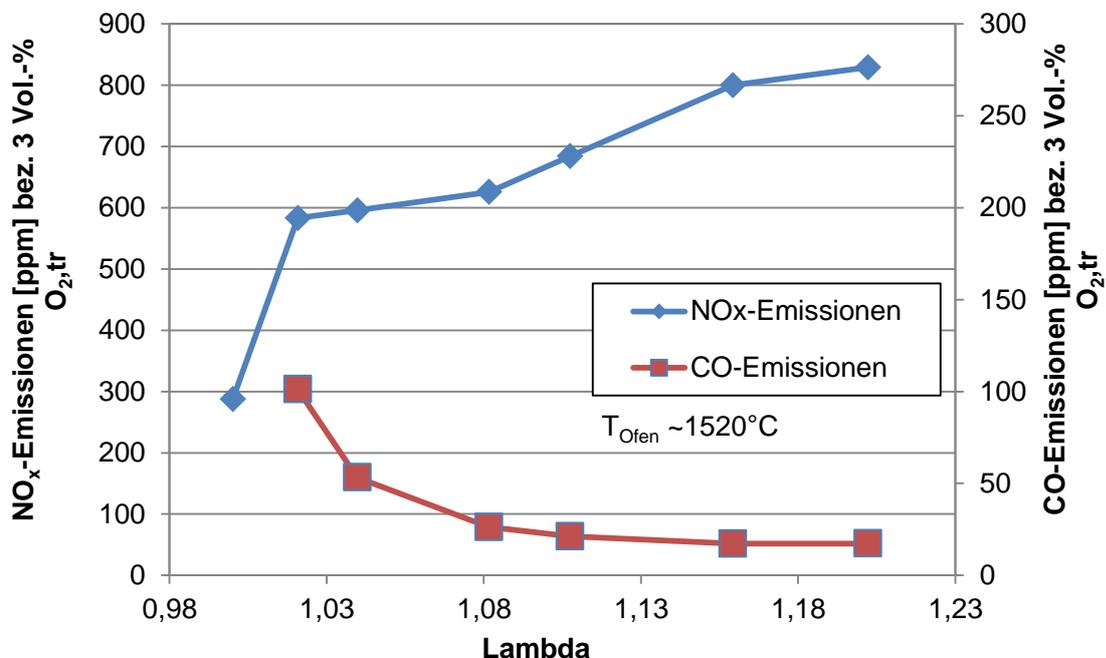


Bild 32: Verlauf der NO_x - und CO-Emissionen bei der Verbrennung von Erdgas, Lanzenposition E0

Der Verlauf der NO_x -Emissionen an Lanzenposition E0 zeigt, dass mit zunehmendem Lambda die NO_x -Emissionen weiterhin ansteigen. Dies ist dadurch zu begründen, dass der überschüssige Sauerstoff in

der Reaktionszone mit dem Stickstoff im Brennstoff zu Stickstoffmonoxid (NO) und -dioxid (NO₂) reagiert. Bei Prozesstemperaturen über 1200 °C steigt die NO_x-Bildung rapide an. Allein das Vorhandensein von geringen Stickstoffanteilen in der Reaktionszone führt bei diesen Prozessbedingungen zu hohen NO_x-Bildungsraten, da die reaktionskinetischen bzw. chemischen Voraussetzungen für die NO_x-Bildung erfüllt sind. In verschiedenen Studien am GWI wurde gezeigt, dass das Vorhandensein von geringen Mengen an stickstoffhaltigen Komponenten im Brenngas oder im Oxidator die NO_x-Bildung in Verbrennungsprozessen fördern [8, 27]. Bei Brenngasen wie Erdgas L oder biogenen Schwachgasen, die Stickstoff (N₂) oder Ammoniak (NH₃) enthalten, bilden sich weitaus höhere NO_x-Konzentrationen. Die hohen NO_x-Emissionen entstehen aufgrund des Vorhandenseins von Sauerstoff in Verbindung mit hohen Temperaturen in der Nähe der Flamme (Thermisches NO_x). Man unterscheidet bei Verbrennungsprozessen zwischen drei Arten der NO_x-Bildung:

- Thermische Stickoxidbildung (Thermisches NO_x)
- Prompte Stickoxidbildung (Promptes NO_x)
- NO_x-Bildung über im Brennstoff gebundenen Stickstoff (Brennstoff-NO)

Ursache für die Bildung von NO_x bei Oxyfuel-Feuerungen ist vermutlich das Vorhandensein von Stickstoff im Brennstoff oder im Oxidator. Des Weiteren bewirkt eine undichte Ofengeometrie die NO_x-Bildung, indem Falschluf in den Feuerungsraum eintreten kann, sodass ein Anstieg der NO_x-Emissionen entsteht. Stickoxide sind toxische und umweltschädliche Treibhausgase, die eine extrem belastende Wirkung auf die Ozonschicht haben. Daher ist man bei der Entwicklung von neuen Brennertechnologien bemüht, umweltschonende und NO_x-reduzierende Maßnahmen zu entwickeln.

Der Verlauf der CO-Emissionen weist mit zunehmendem Lambda auf einen vollständigen Ausbrand des Brennstoffs hin. Ab Lambda 1,08 sinken die CO-Emissionen sogar unter 80 ppm. Der von der TA-Luft vorgeschriebene Grenzwert für CO beträgt 80 ppm bei der Verbrennung von gasförmigen Brennstoffen. Bei einer unvollständigen Verbrennung ($\lambda < 1$) entstehen aufgrund des Sauerstoffmangels erwartungsgemäß deutlich höhere CO-Emissionen, da der Brennstoff nicht vollständig mit dem Oxidator reagiert. Hohe CO-Emissionen sind auch ein Indiz für eine schlechte Durchmischung von Brennstoff und Oxidator. In **Bild 33** ist der Druckverlauf von Erdgas und Sauerstoff zu sehen:

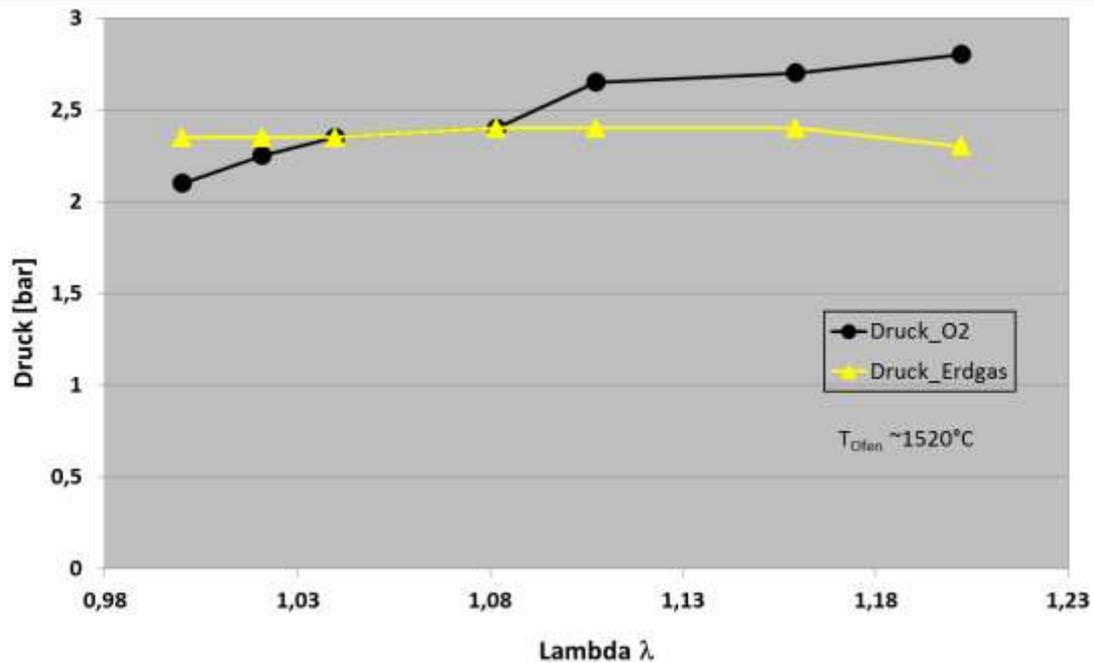


Bild 33: Druckverlauf von Erdgas und Sauerstoff (O_2) für die Lanzenposition E0 über Lambda

Der Druckverlauf von Erdgas und Sauerstoff zeigt, dass mit zunehmendem Volumenstrom der Sauerstoffdruck weiter ansteigt. Dadurch, dass mehr Sauerstoff der Verbrennung zugeführt wird, steigt proportional der Druck in der Lavaldüse an. Der Druck ist quadratisch abhängig vom Volumenstrom. Vernachlässigt man den statischen Druck in einer Rohrleitung lässt sich der Druck mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung berechnen.

In **Bild 34** ist das OH-Summenbild des Überschallbrenners bei der Verbrennung von Erdgas dargestellt.

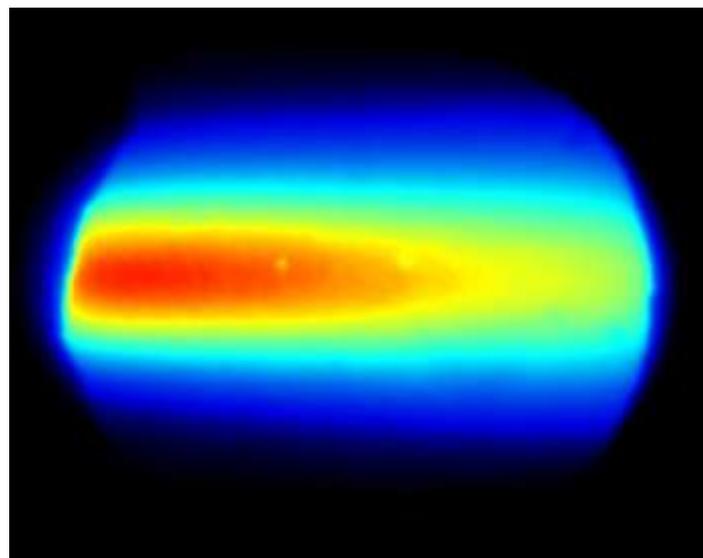


Bild 34: OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Erdgas, Position E0

Anhand des OH-Bilds wird ersichtlich, dass ein straffes und gleichmäßiges Flammenprofil bei dieser Lanzenposition erreicht wird. Dabei wird deutlich, dass sich der heiße Flammenkern (roter Bereich) in der Mitte der Flamme befindet. Die Untersuchungen mit einer zusätzlichen zentralen Gasdüse zeigten, dass die Flammenlänge den kompletten Ofenraum bzw. Ofenlänge einnimmt. Aufgrund dieser

Erkenntnis wurden keine weiteren Versuche mit dieser Brennerkopfvariante durchgeführt. **Bild 35** zeigt die Erdgaslanze mit einer mittigen Gasdüse nach dem Einsatz im Versuchsofen am GWI.



Bild 35: Aufnahmen der Gaslanzenvariante mit einer zusätzlichen zentralen Gasdüse nach Einsatz im Versuchsofen

Wie in **Bild 36** zu sehen ist, wurde die Flamme bis an die Druckregelklappe des Ofens gezogen. Im Gegensatz zur Düsenvariante ohne mittige Bohrung, strömte ein großer Massenanteil des Erdgases durch die zentrierte Düse. Dabei wurde ein hoher Strömungsimpuls erzeugt, wodurch die Flammengänge den Ofenraum ausfüllt.



Bild 36: Ausbrand der Flamme am Abgasschieber am Ende des Versuchsofens

Messposition E+2 mit Erdgas

Bild 37 zeigt die Verläufe der NO_x - und CO-Emissionen für die Untersuchungen mit Erdgas für die Lanzenposition E+2. Bei dieser Messreihe wurde die Erdgaslanze um 7 mm in den Ofenraum geschoben. Als Bezugspunkt für die Gaslanzenposition dient die Außenkante der Lavaldüse. Die Erdgaslanze ragte somit aus der Lavaldüse heraus, siehe **Bild 38**.

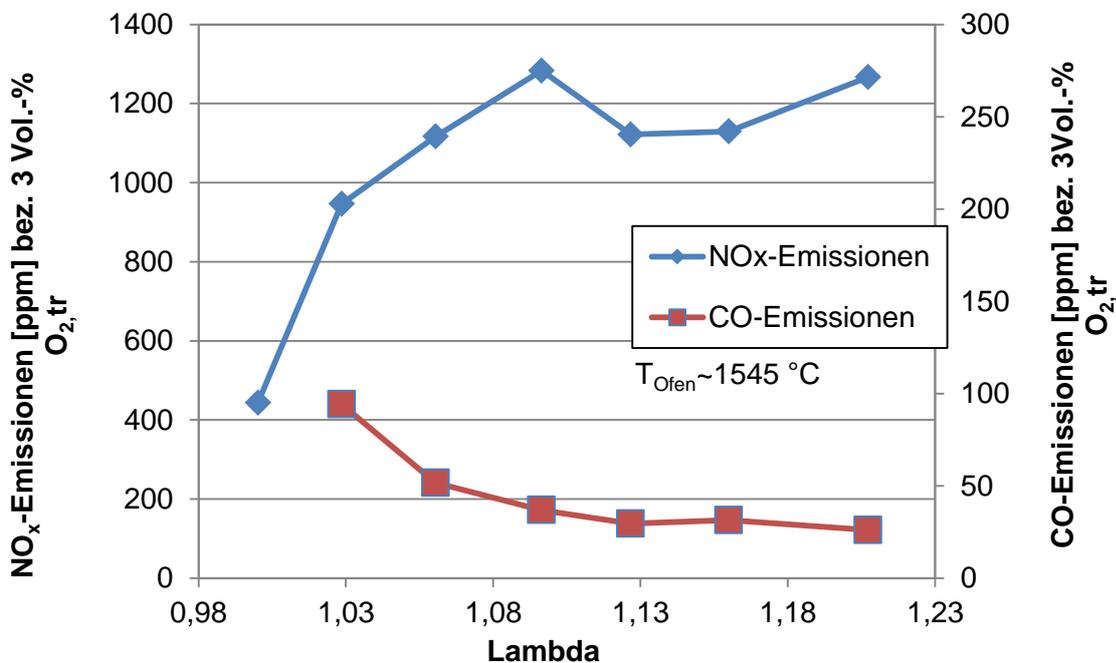


Bild 37: Verlauf der NO_x - und CO-Emissionen bei der Verbrennung von Erdgas, Lanzenposition E+2

Ähnlich wie bei den vorherigen Untersuchungen für die Position E0, steigen die NO_x -Emissionen mit zunehmendem Lambda an. Durch die Positionierung der Gaslanze im Ofenraum liegen die NO_x -Emissionen deutlich höher als bei der vorherigen Messreihe an Messposition E0. Dies liegt daran, dass einerseits die Ofenraumtemperatur höher war und andererseits wegen der höheren Verweilzeit des Erdgases und Sauerstoffs. Durch die höhere Verweilzeit findet eine weitere Durchmischung des Brennstoffs und Oxidators bei dieser Variante im Ofenraum statt. Bei einer optimalen Verbrennung sollte der Brennstoff vollständig ausbrennen. Eine weitere Ursache der hohen NO_x -Emissionen ist der im Brennstoff enthaltene Stickstoff. Die hohen CO-Emissionen weisen auf ein schlechteres Ausbrandverhalten des Brennstoffs und unvollständige Durchmischung hin. Daraus lässt sich schließen, dass eine schlechtere Mischung zwischen dem Brennstoff und Oxidator stattfindet. Dadurch, dass die Gaslanze weiter aus der Lavaldüse herausragt, wirkt eine höhere thermische Belastung auf den Brennerkopf ein. **Bild 38** zeigt die Erdgaslanze an der Position E+2. Dabei wurde die Erdgaslanze 7 mm vom Brennermund in den Feuerungsraum positioniert.

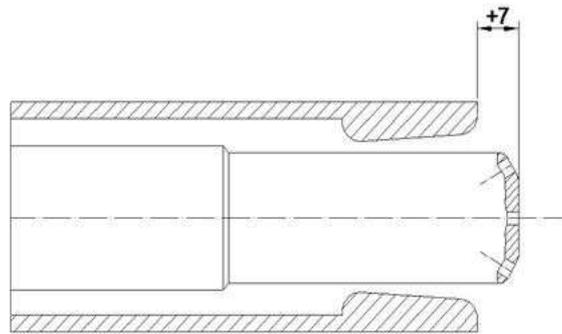


Bild 38: Schematische Darstellung der Erdgaslanze für die Lanzenposition E+2

Ein weiterer Nachteil bei diesen Untersuchungen ist, dass durch die hohe thermische Belastung eine Beschädigung am Brennerkopf entstand. **Bild 39** zeigt die Erdgaslanze nach ihrem Einsatz im Versuchsofen.



Bild 39: Verzunderter Brennerkopf nach Untersuchungen mit Erdgas an der Lanzenposition E+2

Anhand von **Bild 39** ist zu erkennen, dass durch die thermische Belastung das Material der Erdgaslanze verzunderter wurde. Die hohe Ofenraumtemperatur führte dazu, dass die Oberfläche der Erdgaslanze beschädigt wurde. Eine Möglichkeit die Erdgasdüse zu schützen, wäre den Brennerkopf aus temperaturbeständigem Material (1.4828 oder Inconel®) herzustellen. **Bild 40** zeigt den Druckverlauf von Sauerstoff und Erdgas bei der Lanzenposition E+2.

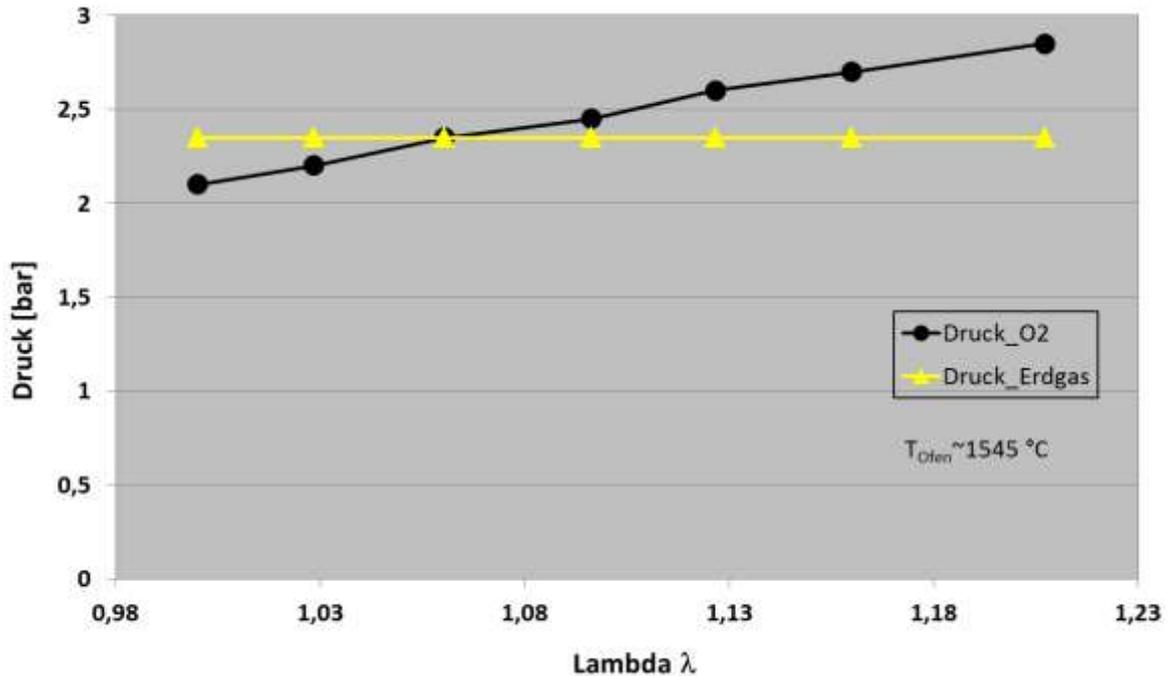


Bild 40: Druckverlauf von Erdgas und Sauerstoff (O_2) für die Lanzenposition E+2 über Lambda

Ab Lambda 1,05 steigt der Druck des Sauerstoffs auf 2,4 bar. Ähnlich wie bei den Untersuchungen an Position E0 stieg der Sauerstoffdruck mit zunehmendem Volumenstrom an. Der Erdgasdruck blieb unverändert, da die Brennerleistung bzw. der Erdgasdurchfluss konstant gehalten wurde.

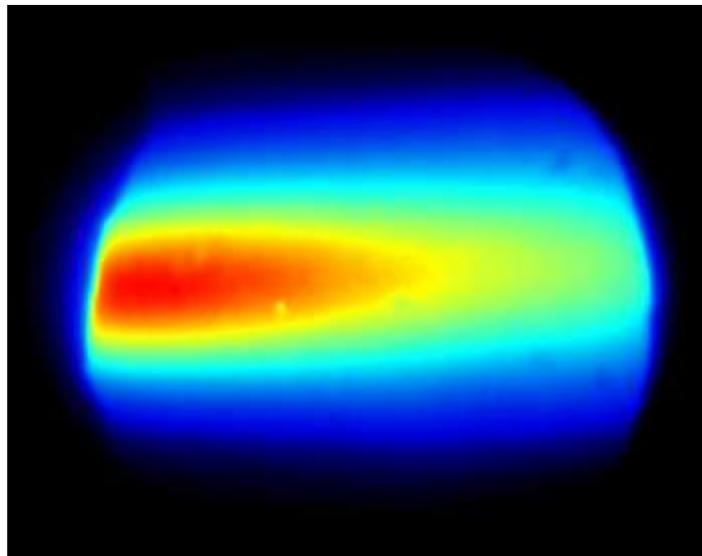


Bild 41: OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Erdgas, Position E+2

Das Flammenprofil in **Bild 41** weist ein ähnliches Verhalten wie an Position E0 auf. Jedoch ist zu bemerken, dass der heiße Flammenkern kompakter und kürzer ist als bei den bisherigen Messreihen an Position E0. Die OH-Aufnahmen wurden für alle Lanzenpositionen unter den gleichen Kameraeinstellungen aufgenommen.

Messposition E-2 mit Erdgas

In **Bild 42** ist eine schematische Darstellung der Lanzenposition E-2 gezeigt.

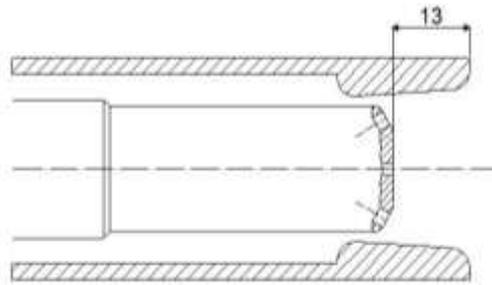


Abbildung 42: Schematische Darstellung der Erdgaslanze für Lanzenposition E-2

In **Bild 43** sind die Verläufe der NO_x - und CO-Emissionen für die Untersuchungen mit Erdgas an Position E+2 dargestellt. Bei diesen Untersuchungen wurden NO_x -Emissionen bis zu 1580 ppm im Abgaskanal erfasst. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die klassische NO_x - und CO-Schere bei diesen Versuchen deutlich zu erkennen ist. Im unterstöchiometrischen Bereich erreichen die CO-Emissionen ihr Maximum. Mit zunehmendem Lambda sinken die CO-Werte auf unter 200 ppm ab, gleichzeitig steigen durch den überschüssigen Sauerstoff die NO_x -Emissionen weiter an. Der Sauerstoffpartialdruck in der Reaktionszone und die extrem heißen Flammentemperaturen einer Sauerstoffverbrennung führen bei Vorhandensein von Stickstoff im Brennraum zu einem starken Anstieg der NO_x -Emissionen im Abgas. Im Vergleich zu Messpositionen E0 und E+2 entstanden bei dieser Untersuchungsreihe die höchsten NO_x -Werte.

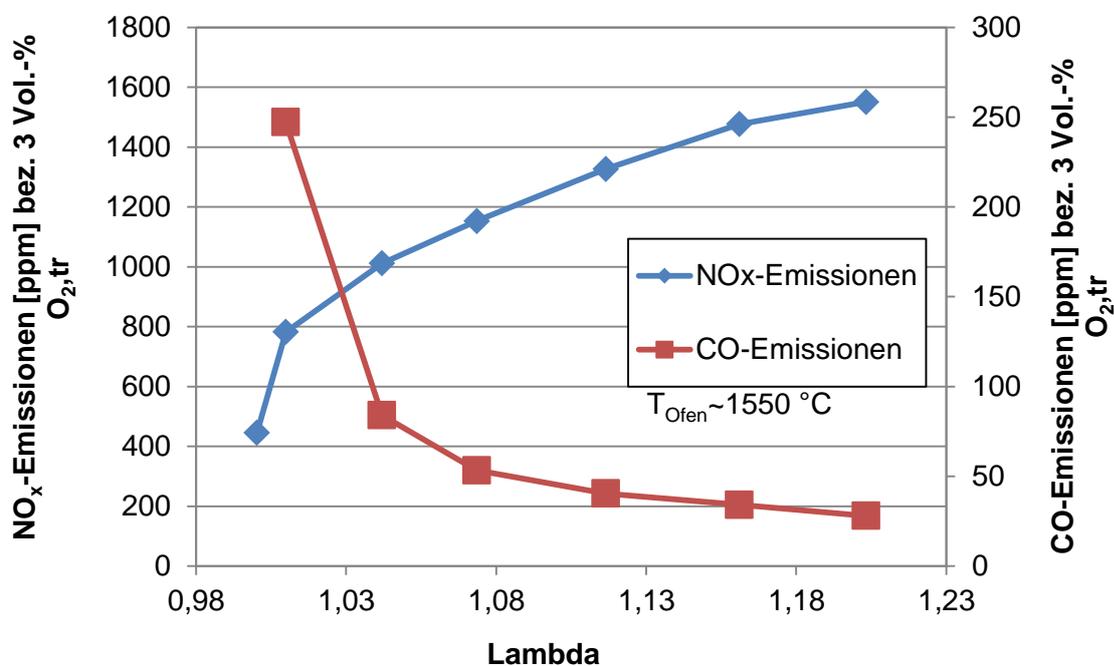


Bild 43: Verlauf der NO_x - und CO-Emissionen bei der Verbrennung von Erdgas, Lanzenposition E-2

Den Verlauf des Sauerstoff- und Erdgasdrucks als Funktion von Lambda zeigt **Bild 44**.

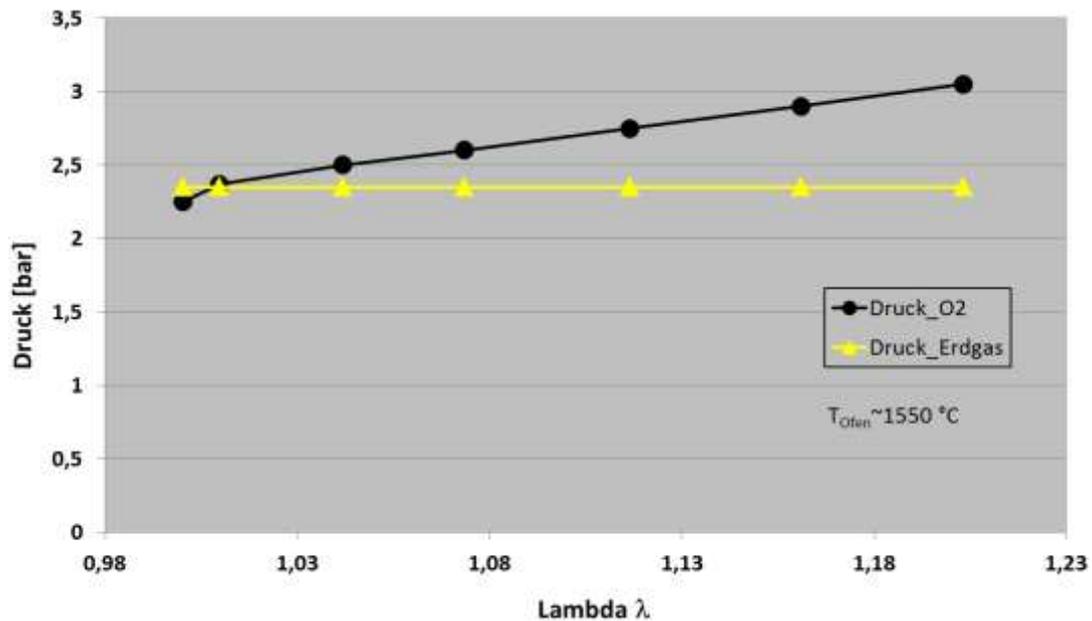


Bild 44: Druckverlauf von Erdgas und Sauerstoff (O₂) für die Lanzenposition E-2 über Lambda

Bild 45 zeigt die OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Erdgas an Position E-2.

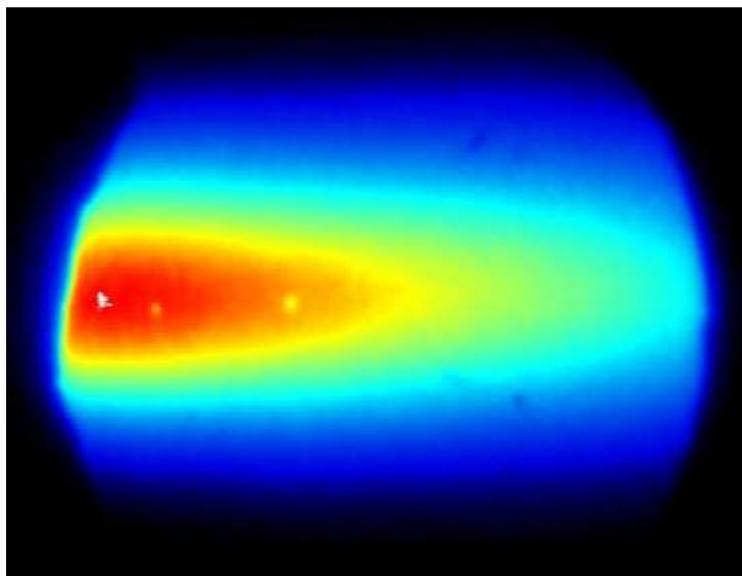


Bild 45: OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Erdgas, Position E-2

Vergleich der Versuchsergebnisse für Erdgas

Der Vergleich der Abgasemissionen bei der Verbrennung von Erdgas dient zur Beurteilung des Brennerbetriebs und der Güte des Verbrennungsprozesses. Zudem liefern die Abgasemissionen wichtige Informationen über die chemische Umsetzung des Brennstoffs mit dem Oxidator sowie das Flammenverhalten in Ofen. In **Bild 46** sind die Verläufe der NO_x- und in **Bild 47** die CO-Emissionen für die Verbrennung von Erdgas für alle Lanzenposition dargestellt.

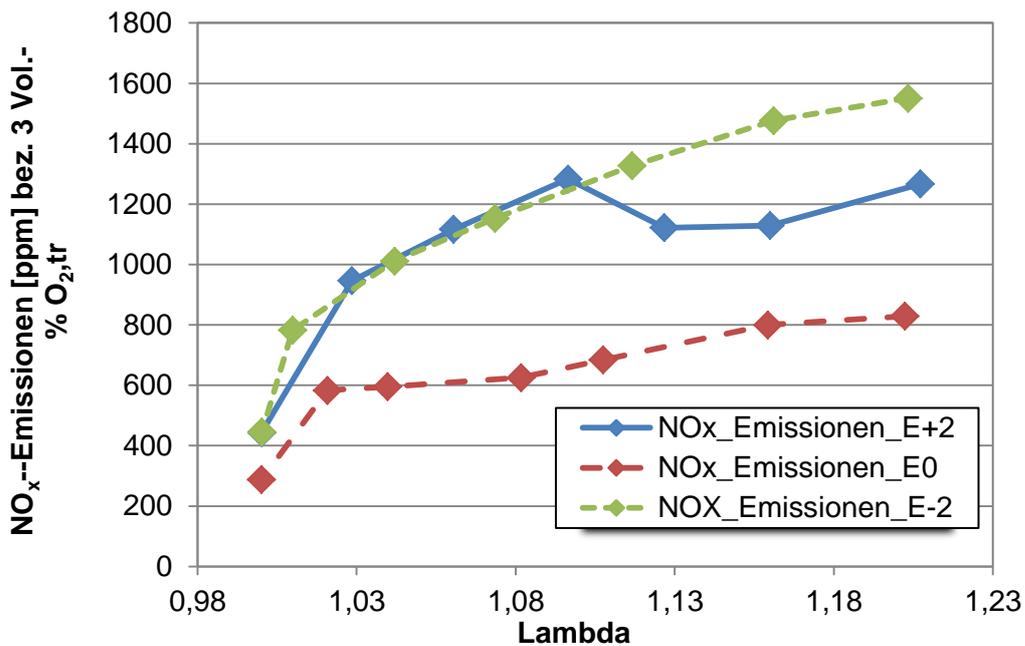


Bild 46: Vergleich der NO_x-Emissionen für die Verbrennung von Erdgas für verschiedene Lanzenpositionen

Das Diagramm in **Bild 46** zeigt, dass die niedrigsten NO_x-Emissionen bei Lanzenposition E0 entstehen. Für alle Lanzenstellungen wurden ähnliche Tendenzen der NO_x-Bildungsraten aufgezeichnet. Dabei ist zu erkennen, dass durch das Vorhandensein von überschüssigem Sauerstoff in der Reaktionszone bzw. im Brennraum die NO_x-Emissionen stetig ansteigen. Die Position der Brenngaslanze hat einen entscheidenden Einfluss auf die NO_x-Bildung bei der Verbrennung von Erdgas mit Sauerstoff. Hinzu kommt, dass die Durchmischung von Sauerstoff und Brennstoff im Brennernahbereich einen Anstieg bzw. Minderung der NO_x-Emissionen bewirkt. Die höchsten NO_x-Werte wurden an Lanzenposition E-2 erfasst, dabei wurde die Brennstofflanze in die Lavaldüse zurückgezogen.

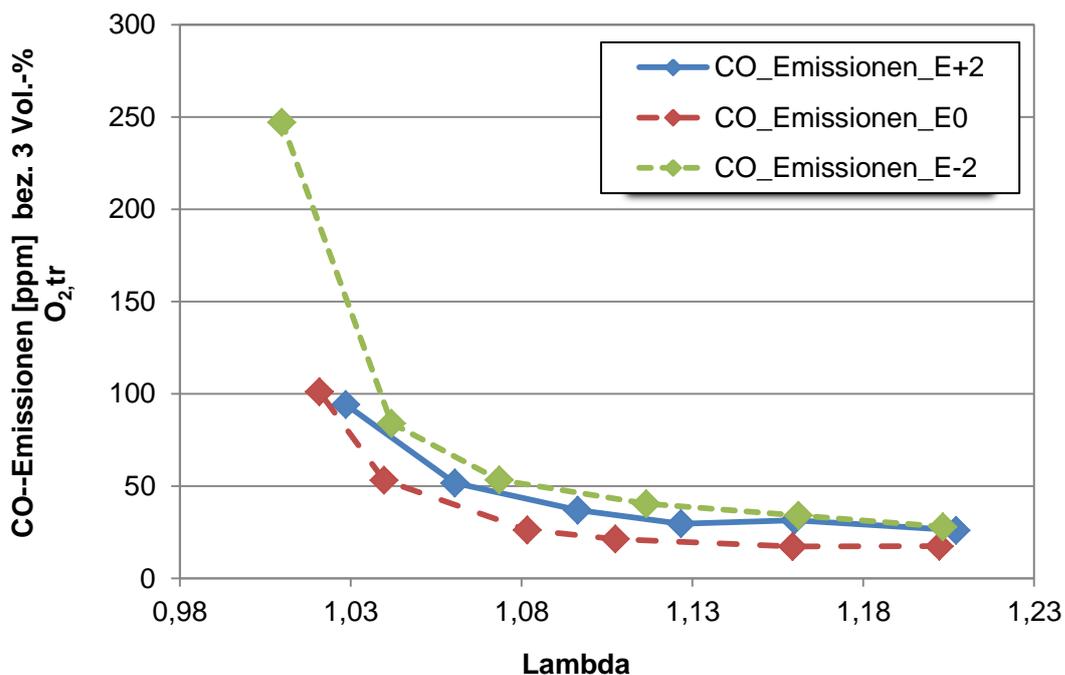


Bild 47: Vergleich der CO-Emissionen für die Verbrennung von Erdgas für verschiedene Lanzenpositionen

Die gemessenen CO-Emissionen, **Bild 47**, liefern wichtige Hinweise über das Ausbrandverhalten des Brennstoffs und somit indirekt über die Durchmischung des Erdgases mit Sauerstoff. Für alle Lanzenpositionen wurde ein vollständiger Ausbrand ab λ 1,05 erreicht. Mit zunehmendem λ sinken sogar die CO-Emissionen unter 50 ppm.

Verbrennung mit Heizöl EL

Zur Bewertung des Brennerbetriebs und der Flammenform wurden für die Untersuchungen mit leichtem Heizöl neben den visuellen Beobachtungen zahlreiche Betriebseinstellungen vermessen und Fotos aufgenommen. In **Bild 48** ist beispielhaft das Flammenbild bei der Verbrennung von Heizöl im Überschallmodus dargestellt.

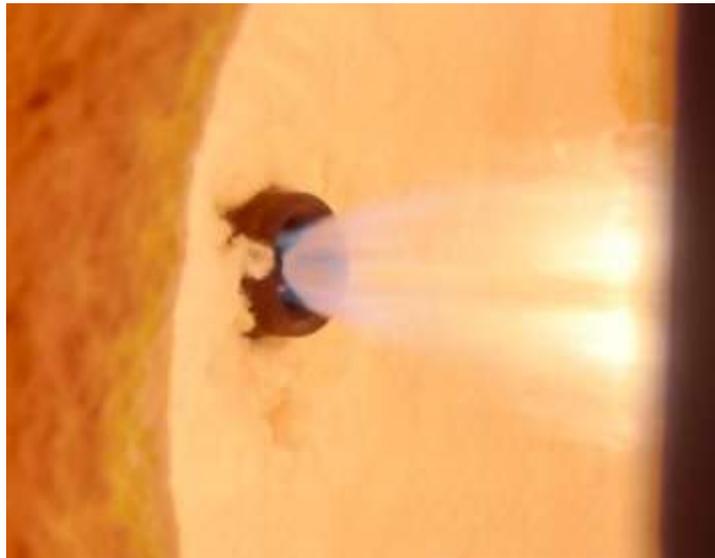


Bild 48: Flammenbild bei der Verbrennung von Heizöl mit dem Überschallbrenner

Für den Betrieb des Überschallbrenners mit Heizöl wurden folgende Betriebseinstellungen gewählt (siehe **Tabelle 6**):

Tabelle 6: Betriebseinstellung für die Verbrennung von Heizöl EL

Betriebseinstellung	Werte
Sauerstoffvordruck	3 bar
Vordruck Heizölpumpe	9 bar
Brennstoffart	Heizöl EL
Ofenraumtemperatur	1450 - 1600 °C
Lambdabereich	0,9 bis 1,5
Sprühwinkel der Öldüse	60°

Messposition E0 mit Heizöl EL

Wie bei den Untersuchungen mit Erdgas wurde die Heizöllanze an verschiedenen Stellen innerhalb der Lavaldüse positioniert, um den Einfluss der Düsenposition auf das Flammenprofil sowie die

Schadstoffemissionen zu überprüfen. Eine schematische Darstellung der Heizöllanze für die Messposition E0 ist in **Bild 49** zu sehen.

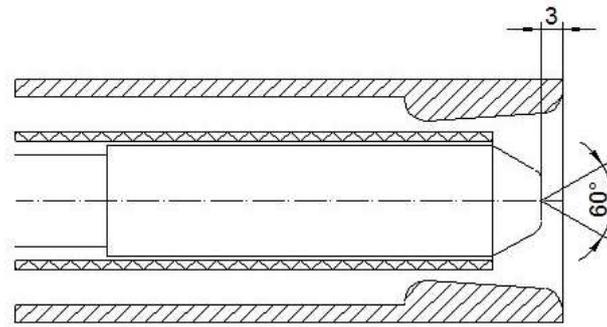


Bild 49: Schematische Darstellung der Heizöllanze für Messposition E0

Für die Untersuchungen mit Heizöl EL wurde der Überschallbrenner an einen Zwei-Strang-Ölförderkreislauf (Vor- und Rücklauf) angeschlossen. Mittels einer Ölpumpe wurde das Heizöl in den Brenner mit einem Vordruck von 9 bar gepumpt. Das überschüssige Heizöl wurde durch einen Rücklauf zurück in den Öltank befördert.

Bild 50 stellt die gemessenen Verläufe der NO_x - und CO-Emissionen für die Verbrennung von Heizöl EL für Lanzeneinstellung E0 dar.

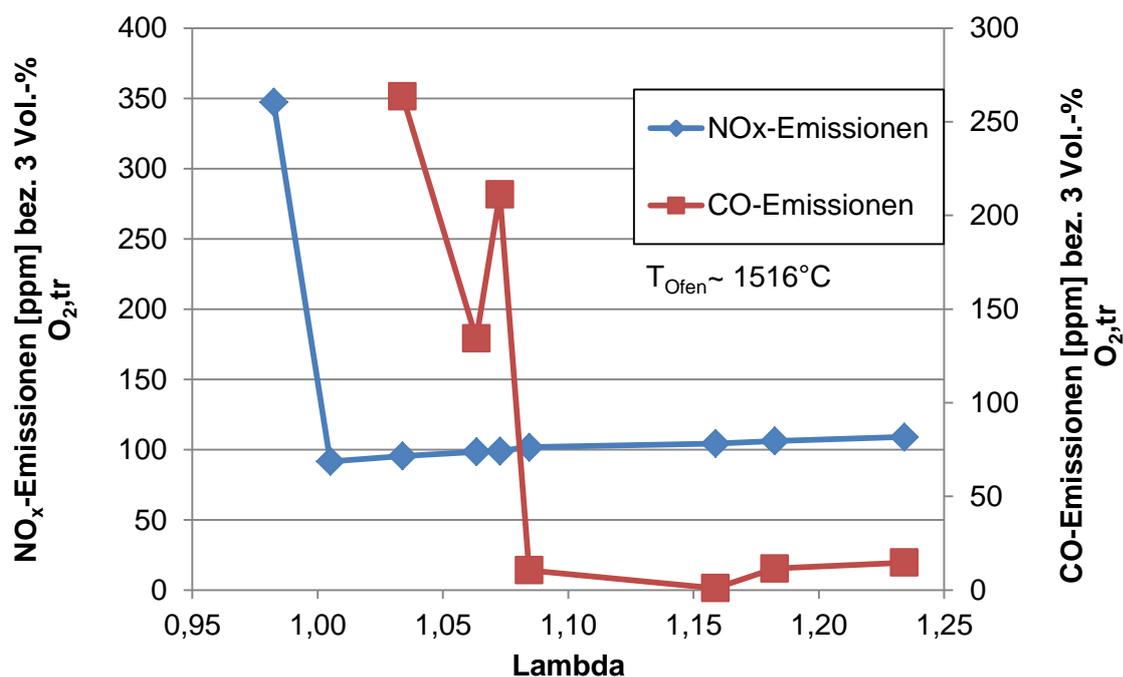


Bild 50: Verlauf der NO_x - und CO Emissionen bei der Verbrennung von Heizöl EL, Lanzeneinstellung E0

Im Gegensatz zu Erdgas fällt bei der Verbrennung von Heizöl sofort auf, dass die Emissionswerte für sowohl NO_x als auch CO deutlich niedriger liegen. Ab Lambda 1 sinken die NO_x -Emissionen unter 100 ppm ab. Eine weitere Zufuhr von Sauerstoff bewirkt keinen weiteren nennenswerten Anstieg der NO_x -Emissionen. Anhand der CO-Werte ist zu erkennen, dass ein vollständiger Ausbrand des Brennstoffs erreicht wurde.

Bild 51 zeigt den Druckverlauf für Heizöl und Sauerstoff

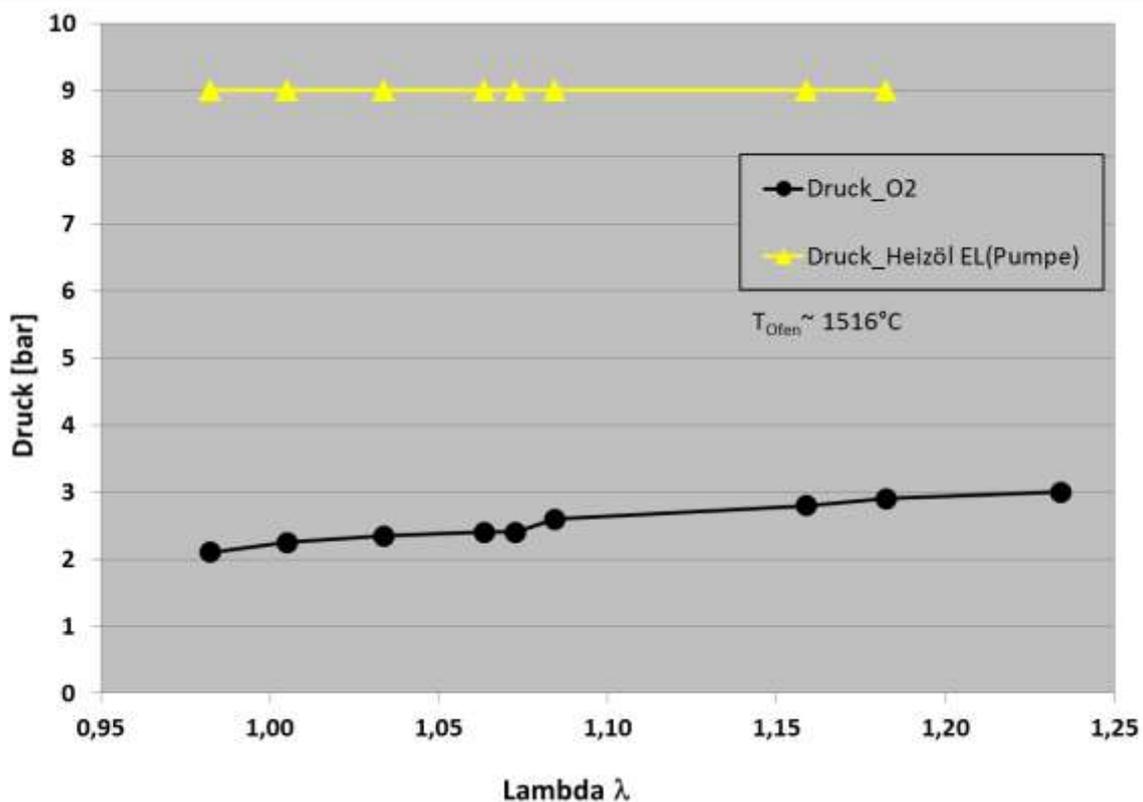


Bild 51: Druckverlauf von Heizöl und Sauerstoff (O_2) für die Lanzenposition E0 über Lambda

Messposition E+2 mit Heizöl EL

Für diese Messreihe wurde die Heizöllanze um 7 mm aus der Lavaldüse herausgeschoben. In **Bild 52** ist eine schematische Darstellung der Heizöllanze an Messposition E+2 zu sehen.

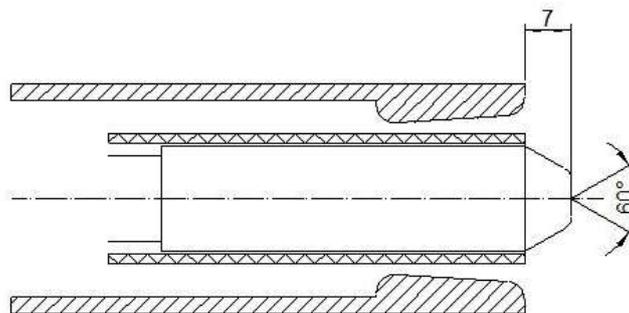


Abbildung 52: Schematische Darstellung der Heizöllanze für Messposition E+2

Bild 53 zeigt den Verlauf der NO_x - und CO-Emissionen bei der Verbrennung von Heizöl an Messposition E+2. Der Verlauf der NO_x -Emissionen zeigt, dass die NO_x -Emissionen ab Lambda 1 schlagartig von 150 ppm auf unter 80 ppm sinken. Eine weitere Sauerstoffzufuhr führt dazu, dass sich die NO_x und CO-Emissionen stetig reduzieren. Außerdem bewirkt die Zufuhr von Sauerstoff ein Absinken der Flammentemperatur sowie die Förderung eines vollständigen Brennstoffausbrands. Verglichen mit den NO_x -Emissionen von Messposition E0 wurden an dieser Lanzenstellung deutlich geringere NO_x -Emissionen erreicht. Dies liegt daran, dass die Temperatur im Feuerungsraum ca. 60 °C niedriger war als bei der vorherigen Messreihe.

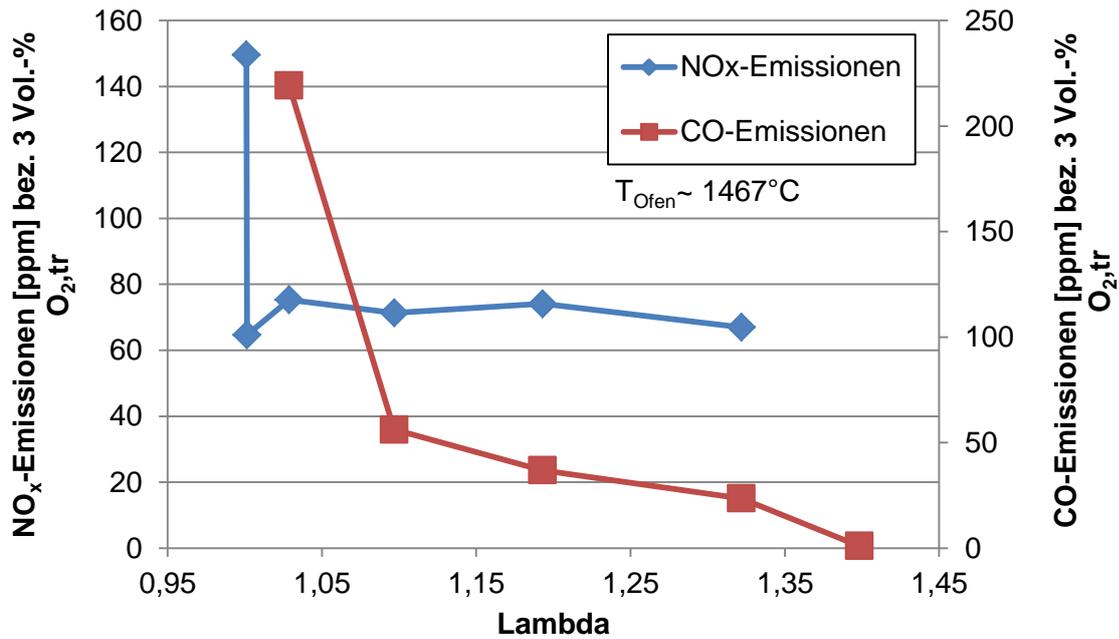


Bild 53: Verlauf der NO_x- und CO Emissionen bei der Verbrennung von Heizöl EL, Lanzenposition E+2

Bild 54 zeigt den Druckverlauf von Sauerstoff und Heizöl.

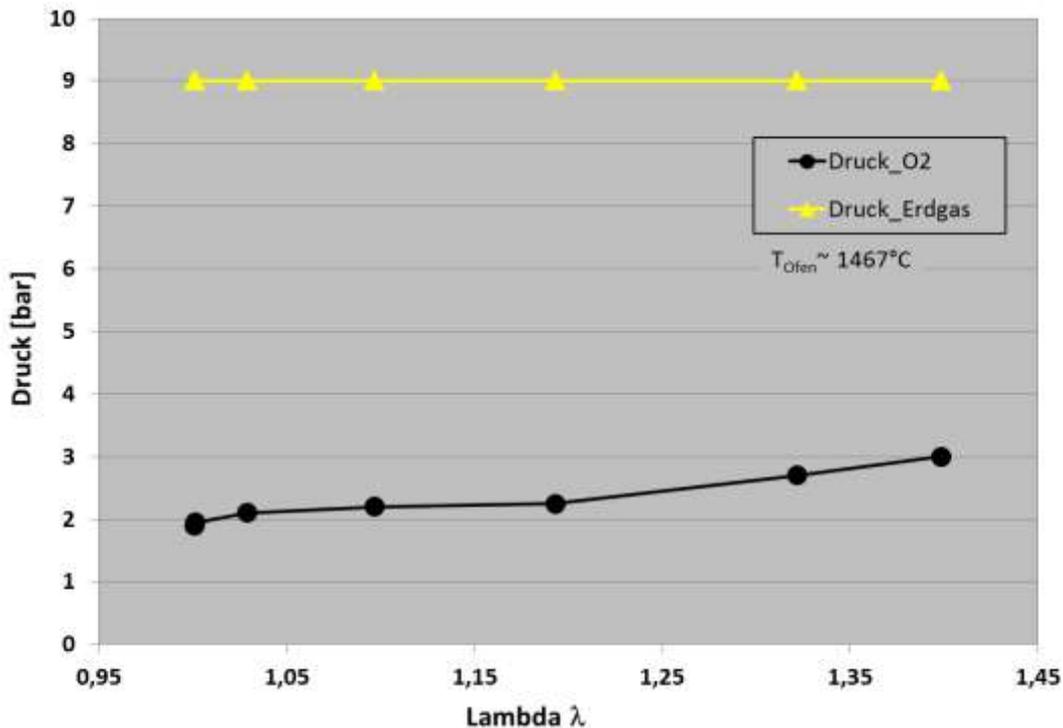


Bild 54: Druckverlauf von Heizöl und Sauerstoff (O₂) für die Lanzenposition E+2 über Lambda

Analog zu den Messungen mit Erdgas steigt der Sauerstoffdruck mit zunehmendem Volumenstrom an. Bild 55 zeigt eine OH-Aufnahme bei der Verbrennung von Heizöl an Lanzenposition E+2. Anhand der Aufnahme ist zu erkennen, dass der Flammenkern deutlich kompakter ist als bei der Erdgasverbrennung, siehe Bild 41.

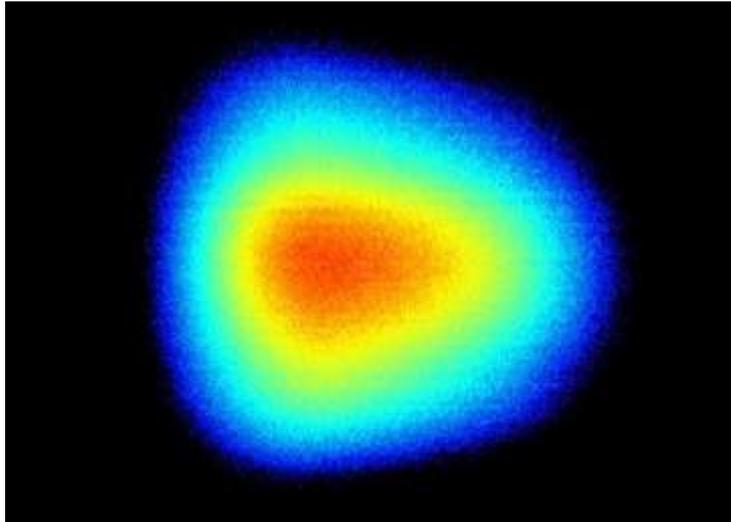


Bild 55: OH-Aufnahme von Heizöl an Messposition E+2

Messposition E-2 mit Heizöl EL

Bild 56 zeigt eine schematische Darstellung der Heizöllanze an Messposition E-2.

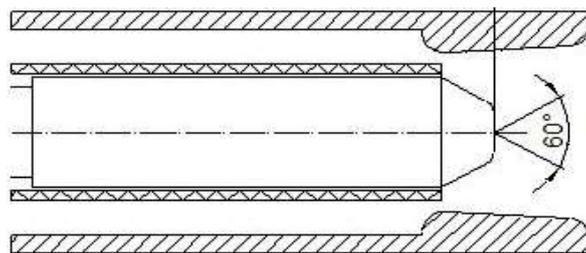


Bild 56: Schematische Darstellung der Messposition E+2 für Heizöl

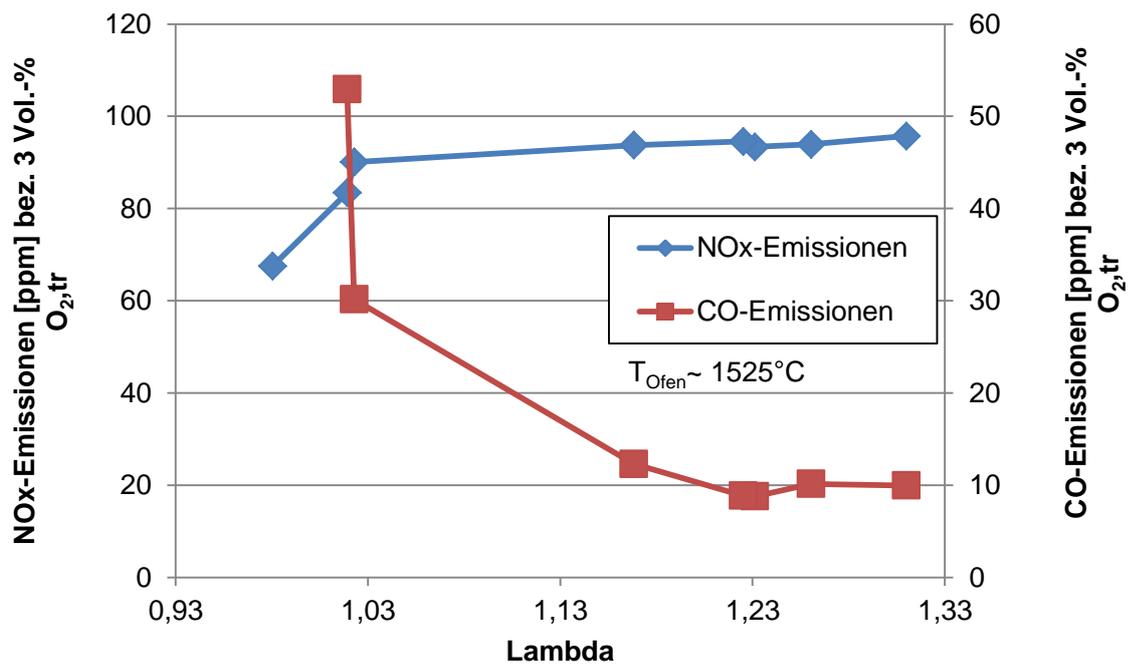


Bild 57: Verlauf der NO_x- und CO Emissionen bei der Verbrennung von Heizöl EL, Lanzenposition E-2

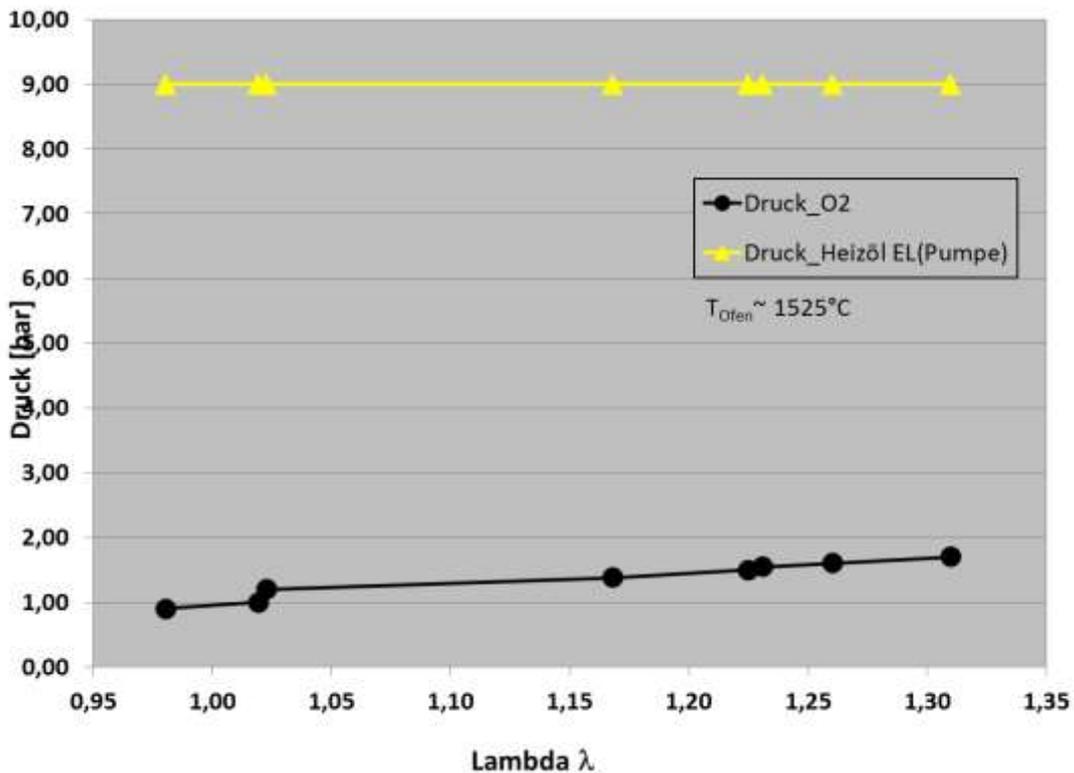


Bild 58: Druckverlauf von Heizöl und Sauerstoff (O_2) für die Lanzenposition E-2 über Lambda

Für diese Versuchsreihe wurde die Heizöllanze um 13 mm in die Lavaldüse zurückgezogen, siehe auch **Bild 56**. Der Verlauf der NO_x - und CO-Emissionen für Lanzenposition E-2 ist in **Bild 57** dargestellt. Es wurden für diese LanzenEinstellung ähnliche NO_x -Werte wie bei den vorherigen Messreihen mit Heizöl aufgezeichnet, obwohl die Ofenraumtemperatur um ca. 60 °C höher lag. Ein Grund, weshalb die NO_x -Emissionen geringer ausfielen, ist die niedrigere Flammentemperatur, da sich der kühle Sauerstoff aus der Lavaldüse mit dem Brennstoff bereits im Nahbereich des Brennermunds vermischt. Der Verlauf der CO-Emissionen zeigt, dass mit zunehmendem Lambda ein vollständiger Ausbrand des Brennstoffs erreicht wurde.

Mit steigendem Lambda steigt der Druck in der Sauerstofflanze stetig an, siehe **Bild 58**. Dies ist damit zu begründen, dass durch den Querschnitt der Lavaldüse ein höherer Sauerstoffvolumenstrom gefördert wird. Dementsprechend steigt der Druck in der Zufuhrleitung an. Eine OH-Aufnahme von Heizöl EL an Messposition E-2 ist in **Bild 59** dargestellt.

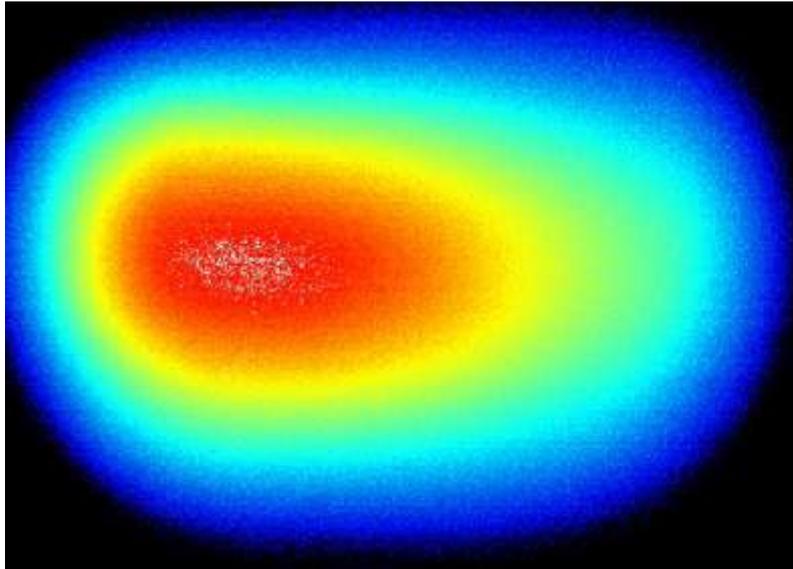


Bild 59: OH-Aufnahme von Heizöl an Messposition E+2

Vergleich der Versuchsergebnisse für Heizöl

Bild 60 zeigt vergleichend den Verlauf der NO_x -Emissionen für verschiedene Lanzenpositionen und Bild 61 die entsprechenden CO-Emissionswerte.

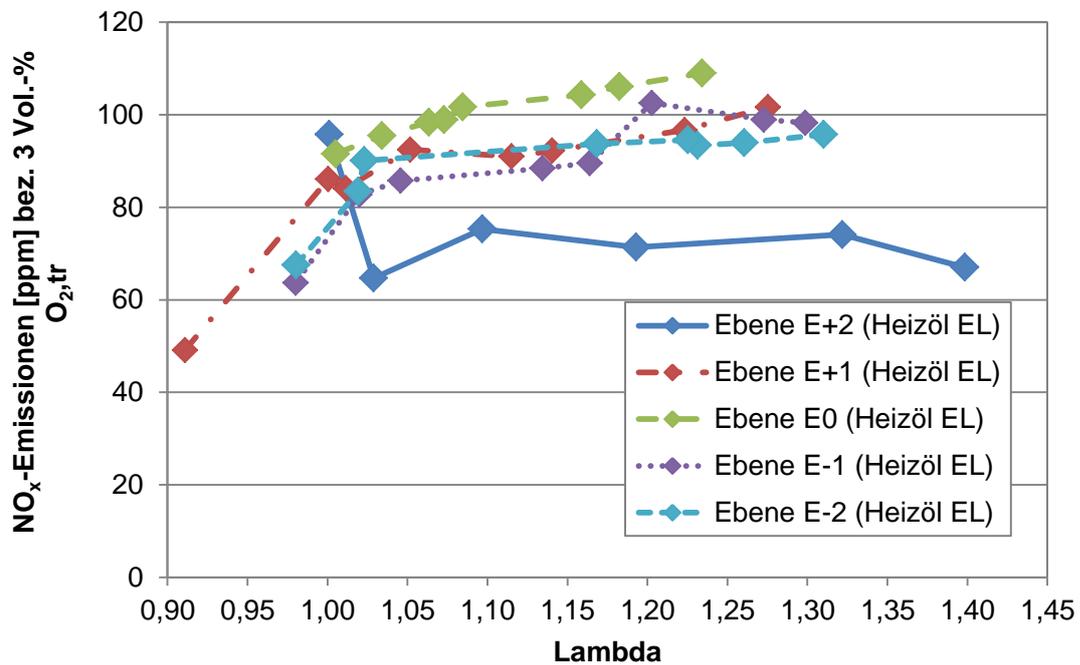


Bild 60: Verlauf der NO_x -Emissionen für verschiedene Heizöllanzenpositionen

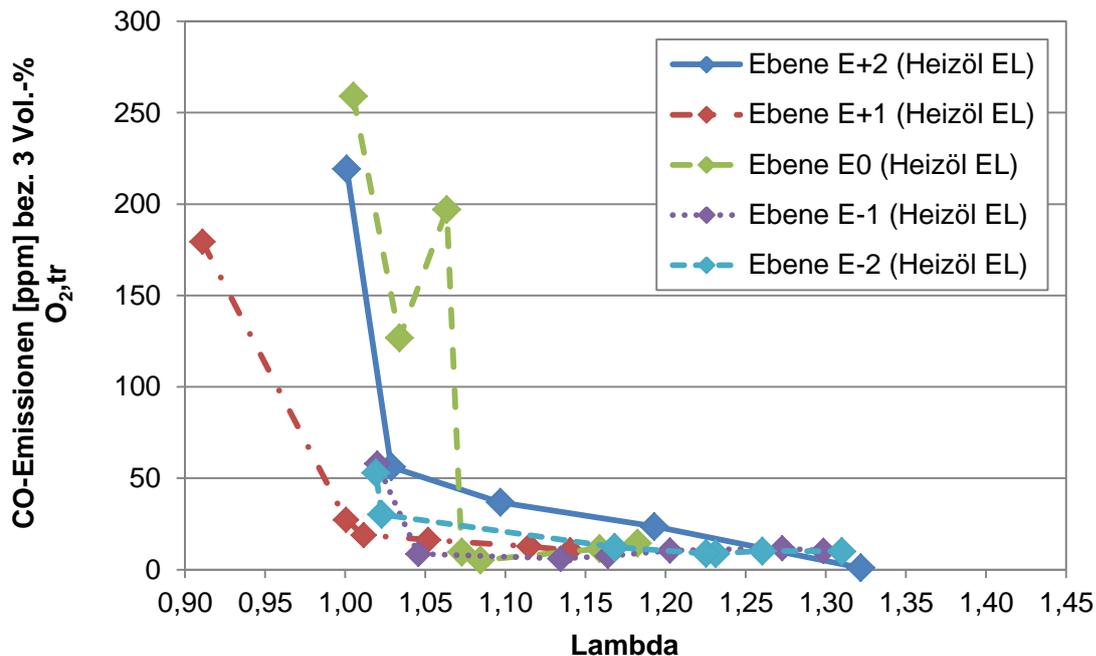


Bild 61: Verlauf der CO-Emissionen für verschiedene Heizöllanzenspositionen

Der Vergleich zeigt, dass ab einem Lambda von 1,1 für alle Einstellungen ein vollständiger Ausbrand erreicht wird. Der Verlauf der NO_x -Emissionen zeigt, dass die Einstellung eines minimalen Wertes individuell erfolgen muss, die Werte an sich aber unter 100 ppm liegen. Für die Einstellung E+2 werden sogar Werte um 70 ppm erreicht. Diese werden aber dann mit etwas höheren CO-Emissionen erkauft.

Vergleich zwischen Heizöl und Erdgas

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass sowohl für den Gas- als auch den Heizölbetrieb eine funktionierende Überschallbrenner mit einer stabilen Flammenverhalten entwickelt wurde. Ein vollständiger Ausbrand konnte für alle Einstellungen erreicht werden. Die Höhe der NO_x -Emissionen kann durch die Positionierung der inneren Brennstofflanze angepasst werden.

Die Versuche zeigten, dass bei der Verbrennung von Erdgas wesentlich höhere Konzentrationen an Stickoxiden als bei der Verbrennung von Heizöl entstehen. Dies liegt daran, dass im Erdgas geringe Anteile an Stickstoff (N_2) im Brennstoff enthalten sind, die während des Verbrennungsprozesses zu NO_x -Emissionen reagieren.

3.4 Arbeitsschritt 4: Optimierung der Brennerkonfiguration (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: alle)

AP 4.1 Vergleich und Analyse der Rechen- und Messergebnisse

Um die Aussagekraft der im Vorfeld durchgeführten numerischen Simulationen zu untersuchen, wurden die Messergebnisse, der im GWI untersuchten Brenner, mit den Ergebnissen der Simulationen verglichen. Dabei wurden für die Modellierung der Verbrennungsvorgänge unterschiedliche Modelle angewandt. Die Randbedingungen wurden den Messergebnissen entsprechend angepasst, so dass Abweichungen der Ergebnisse möglichst nicht auf fehlerhafte Randbedingungen zurückgeführt

werden konnten. Durch die hohe thermische Belastung war es dem GWI nicht möglich, genauere Messungen innerhalb der Flammenzone vorzunehmen, wodurch sich die Validierung auf den Vergleich der Spezies und der Temperatur im Abgas beschränkte. Ein weiteres – jedoch nicht quantitativ belegbares – Indiz für die Richtigkeit des Modells lag in der Einordnung der Flammenlänge anhand der Grenze von 2000 ppm für Kohlenstoffmonoxid. Die sich ergebende Flammenlänge wurde mit der Länge der während der Messung sichtbaren Flamme verglichen. Für die Simulation der Gasflamme konnte nur ein Verbrennungsmodell erfolgreich angewendet und verglichen werden. Bei dem EDC-Modell zusammen mit einem detaillierten Verbrennungsmechanismus kam es bei der Durchführung der numerischen Simulationen wiederholt zur Flammenlöschung. Dieses Verhalten kann dadurch begründet werden, dass sich durch die niedrigen Temperaturen an der Brennerdüse hohe Aufenthaltszeiten in den Modellvolumina der „feinen Skalen“ ergeben. Diese können wiederum durch die kleinen Zellvolumen und hohen Geschwindigkeiten nicht eingehalten werden und führen zum Abheben und in diesem Fall sogar zum Erlöschen der Flamme. Bei der Berechnung des Ölbrenners mit diesem Modell konnte ein Abheben der Flamme, nicht aber das Erlöschen dieser, beobachtet werden. Die folgenden **Bilder 62 bis 65** zeigen die Profile der Temperatur und der Spezies (CO_2 , H_2O und CO) des Gasbrenners im simulierten Brennraum, wobei die Volumenanteile für Ideale Gase mit den Stoffmengenanteilen gleichzusetzen sind.

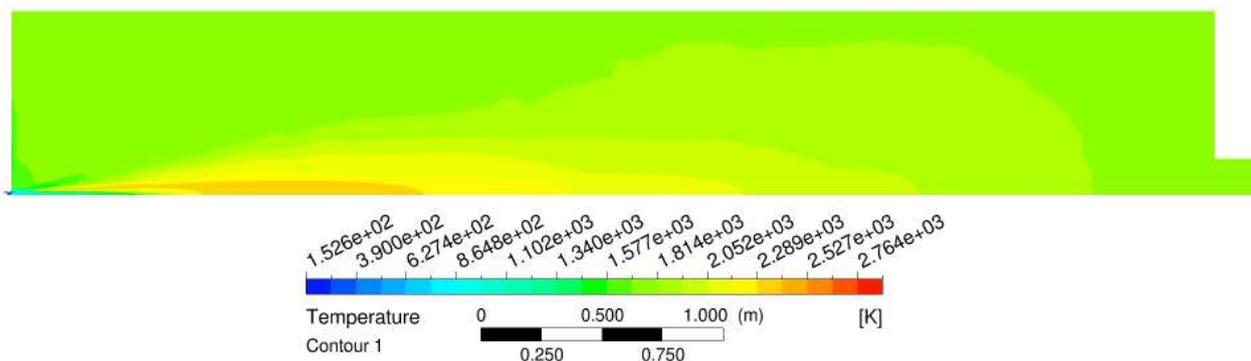


Bild 62: Temperaturfeld des Gasbrenners im Brennraum

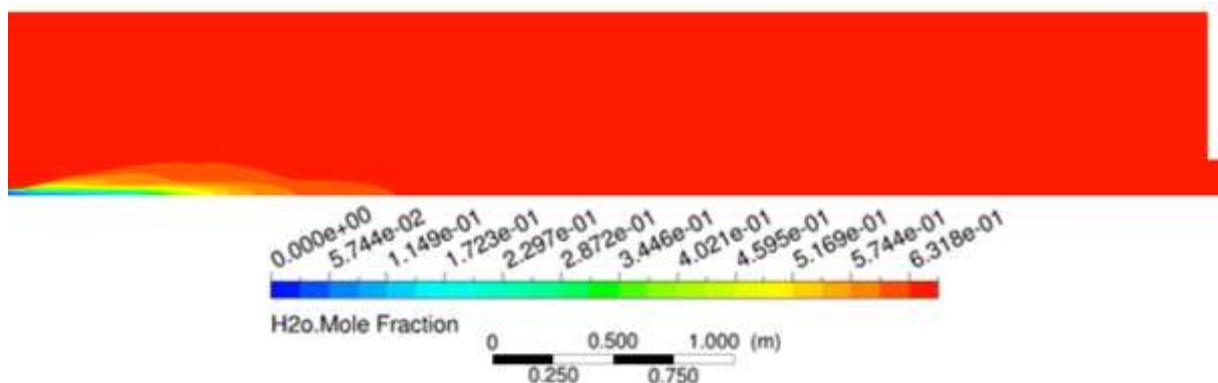


Bild 63: Stoffmengenanteil H_2O (Nass) im Brennraum – Gasbrenner

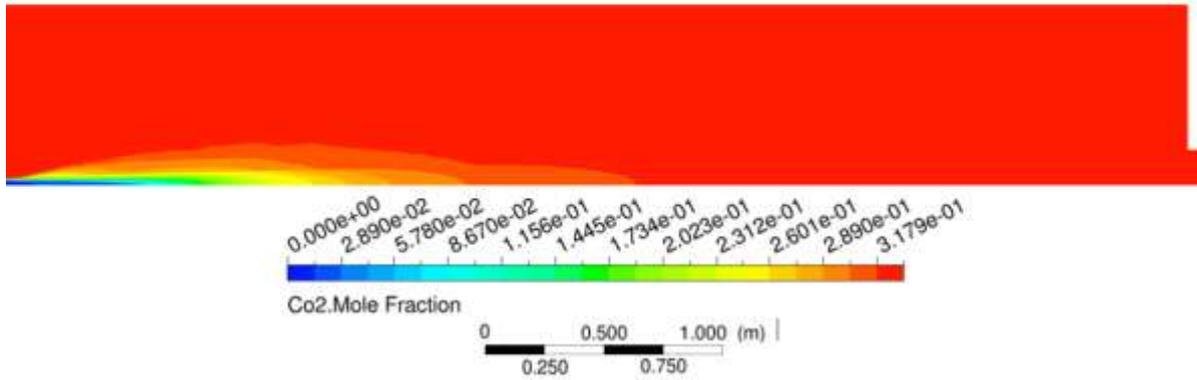


Bild 64: Stoffmengenanteil CO₂ (Nass) im Brennraum – Gasbrenner

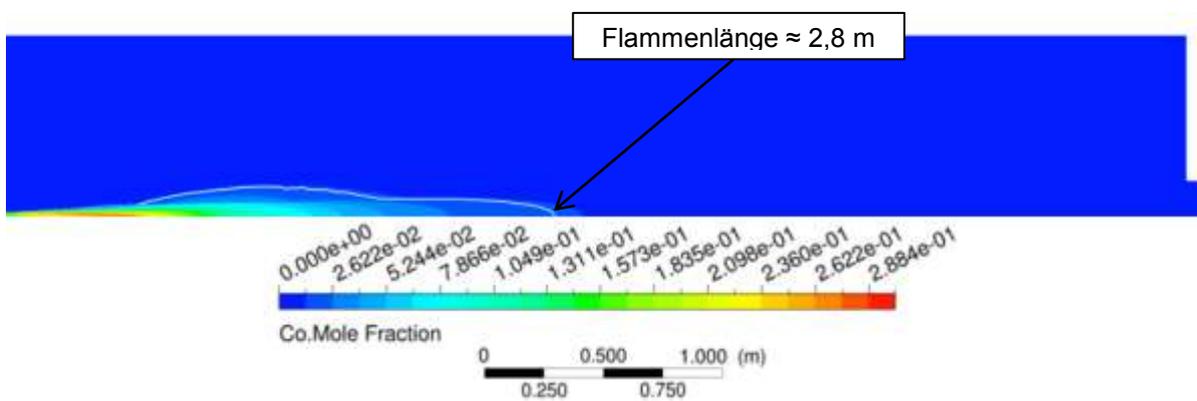


Bild 65: Stoffmengenanteil CO (Nass) und Flammenlänge im Brennraum – Gasbrenner

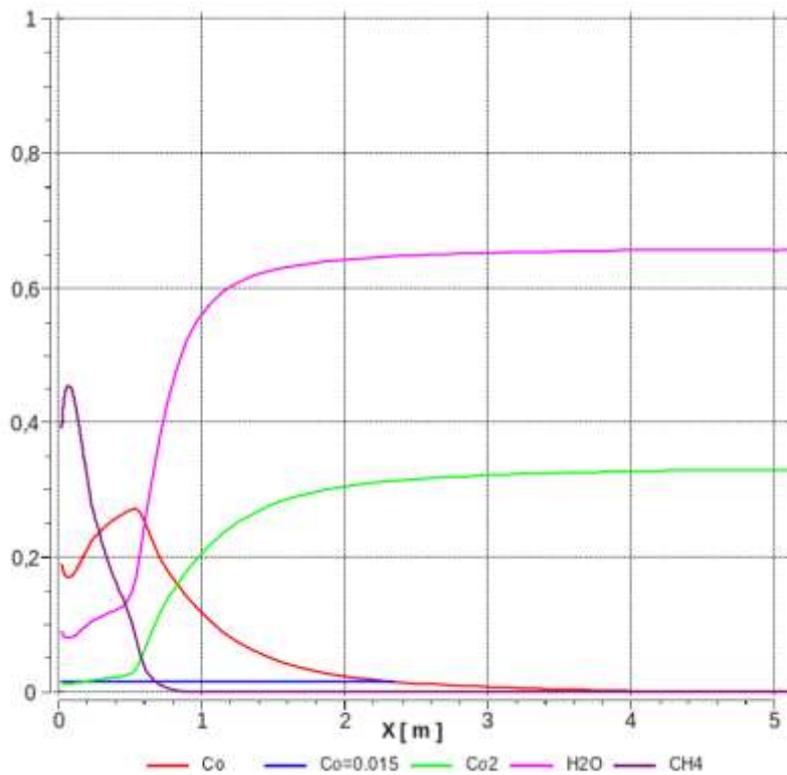


Bild 66: Speziesverteilung entlang der Mittelachse im Brennraum

Bild 66 zeigt den Verlauf der Stoffmengenanteile der einzelnen Spezies entlang der Mittelachse vor dem Brennerkopf und im Brennraum. Anhand der Definition des Flammenumrisses durch ein Limit von 2000 ppm CO ist die Flammenlänge gut abschätzbar.

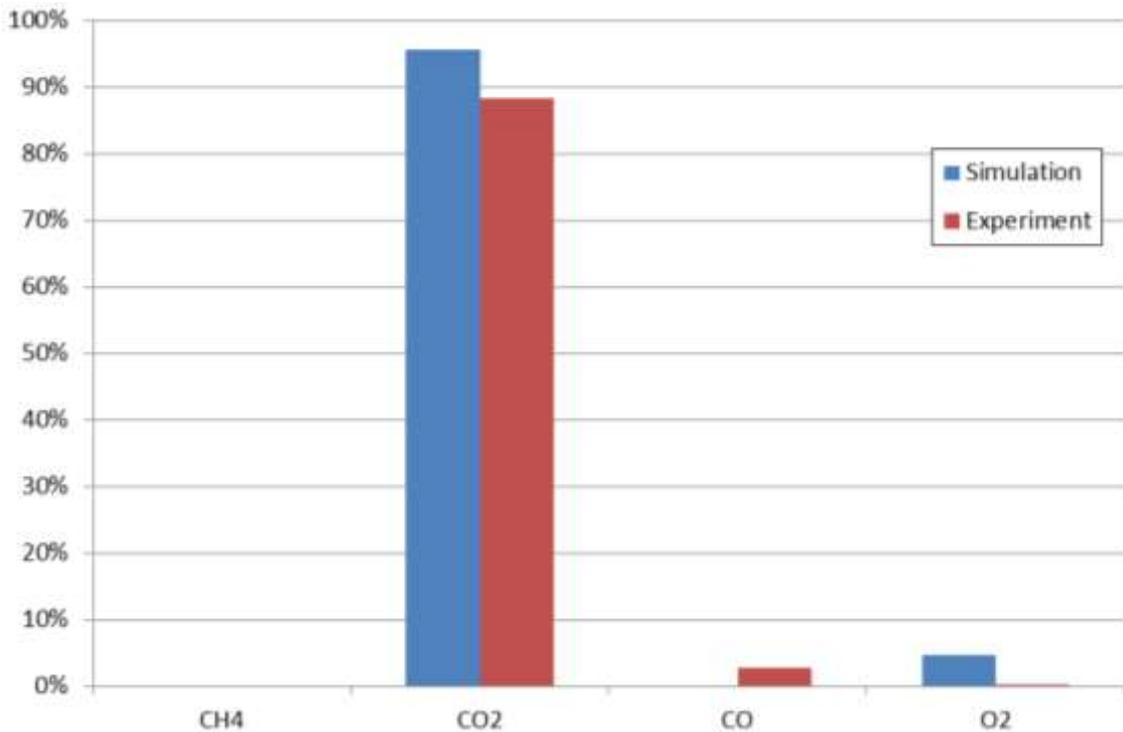


Bild 67: Stoffmengenanteile im Abgas – Vergleich Experiment und Simulation

Der Vergleich der Stoffmengenanteile (**Bild 67**) zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen der Simulation mit dem Equilibrium Verbrennungsmodell und den Messergebnissen. Auch die abgeschätzte Flammenlänge der Simulation konnte mit den Sichtungen aus dem Experiment in Einklang gebracht werden. Die Bilder **69 bis 72** zeigen nun die Ergebnisse der Simulation des Ölbrenners. Wegen der guten Übereinstimmung werden auch hier die Ergebnisse des Equilibrium Modells zur Veranschaulichung der Größenverteilungen im Brennraum herangezogen.

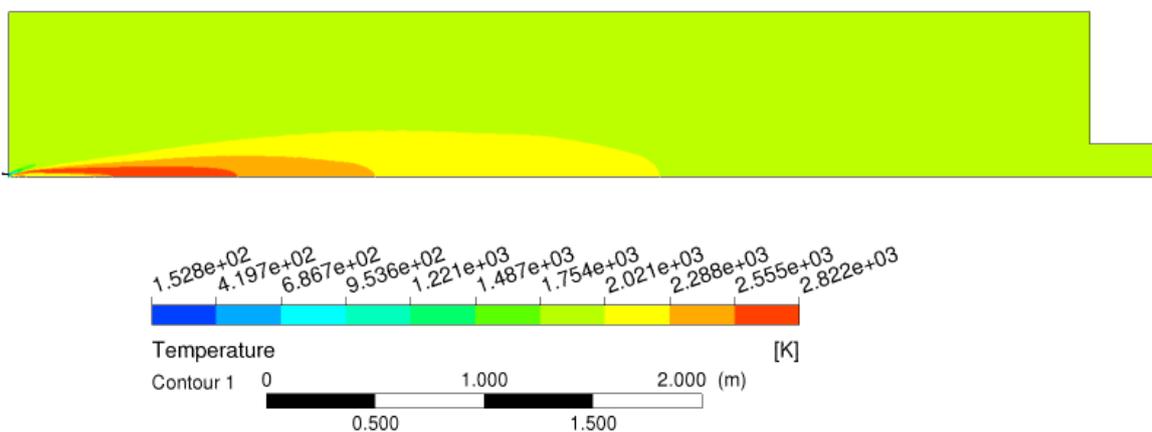


Bild 69: Temperaturfeld des Ölbrenners im Brennraum

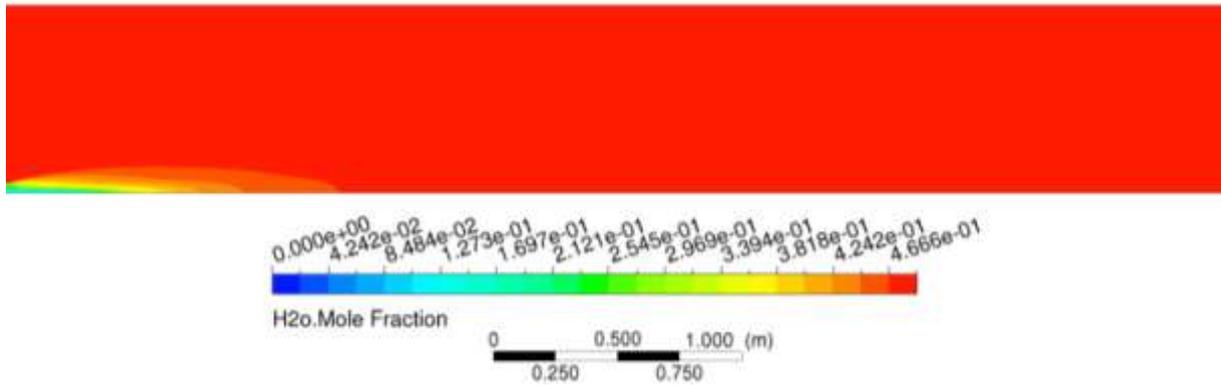


Bild 70: Stoffmengenanteil H₂O (Nass) im Brennraum – Ölbrenner

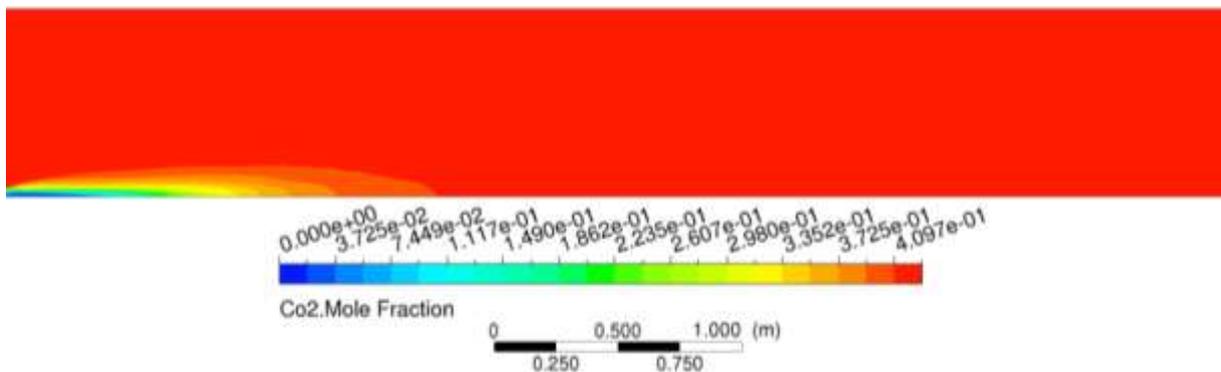


Bild 71: Stoffmengenanteil CO₂ (Nass) im Brennraum – Ölbrenner

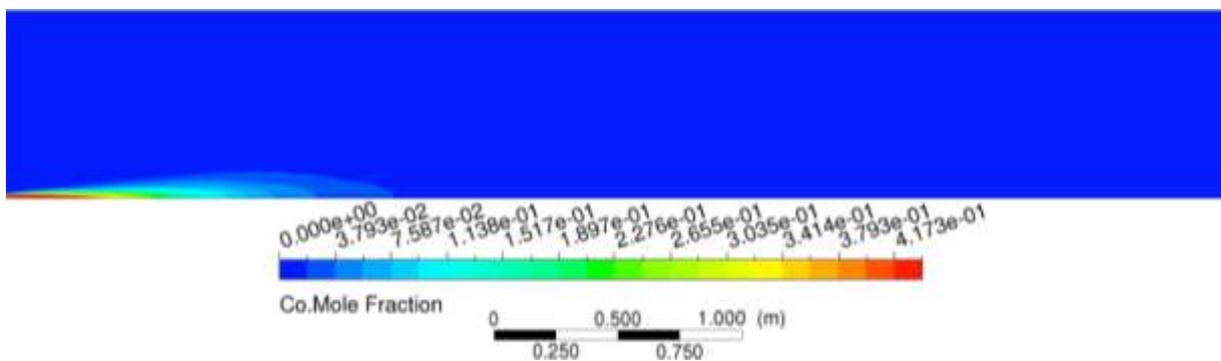


Bild 72: Stoffmengenanteil CO (Nass) im Brennraum – Ölbrenner

In den **Bildern 73 bis 75** ist der Vergleich zwischen den verschiedenen Verbrennungsmodellen, die zur Modellierung des Betriebes mit Öl verwendet wurden, zu sehen. Gezeigt wird der Stoffmengenanteil der Spezies im Abgas. Die schlechte Übereinstimmung des EDC44 Modells ist im Zusammenhang mit dem Fortschritt der Konvergenz zu sehen. Aufgrund der hohen Anzahl von Reaktionen ist das numerische System sehr steif, wodurch das System oszillierte und es anzunehmen ist, dass die Ergebnisse eine nicht konvergierte Lösung darstellen. Wie in Kapitel 3.2 AP 2.1 beschrieben, hängt der überhöhte Stoffmengenanteil von Kohlenstoffmonoxid des 3step Modells mit der erhöhten adiabatischen Flammentemperatur und der daraus folgenden erhöhten Abgastemperatur zusammen. Die genaueste Lösung erzielt auch im Fall des Ölbrenners das EQM Modell.

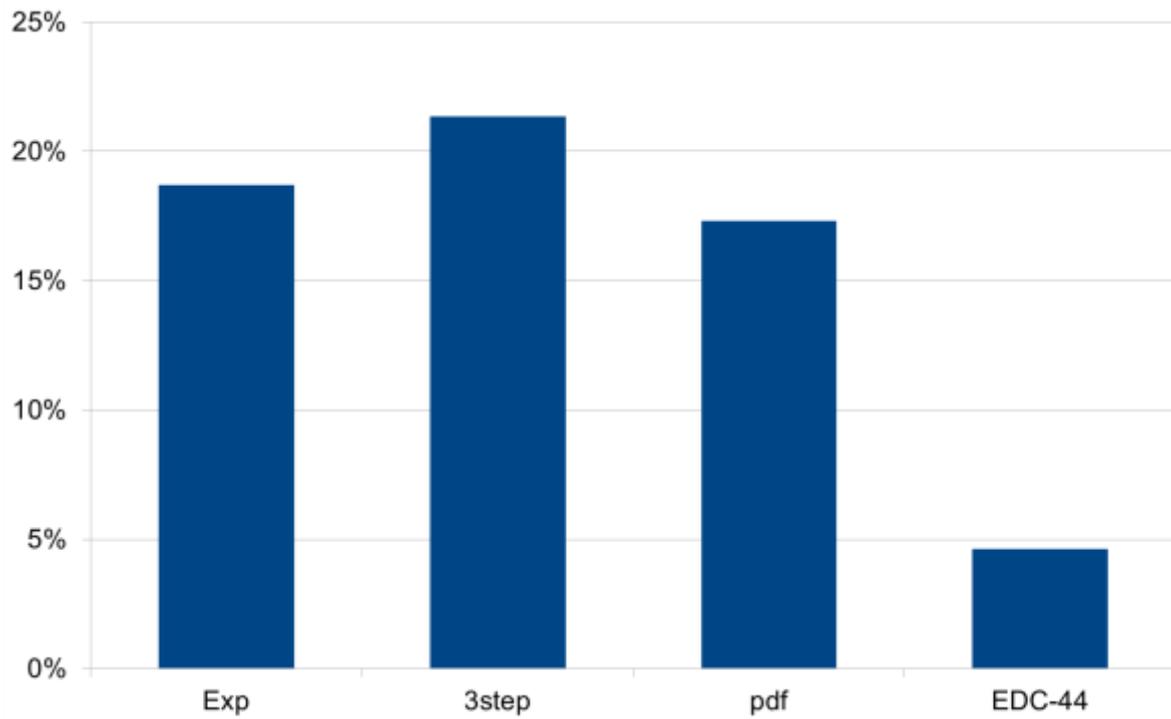


Bild 73: Stoffmengenanteil O₂ – Experiment und Simulation

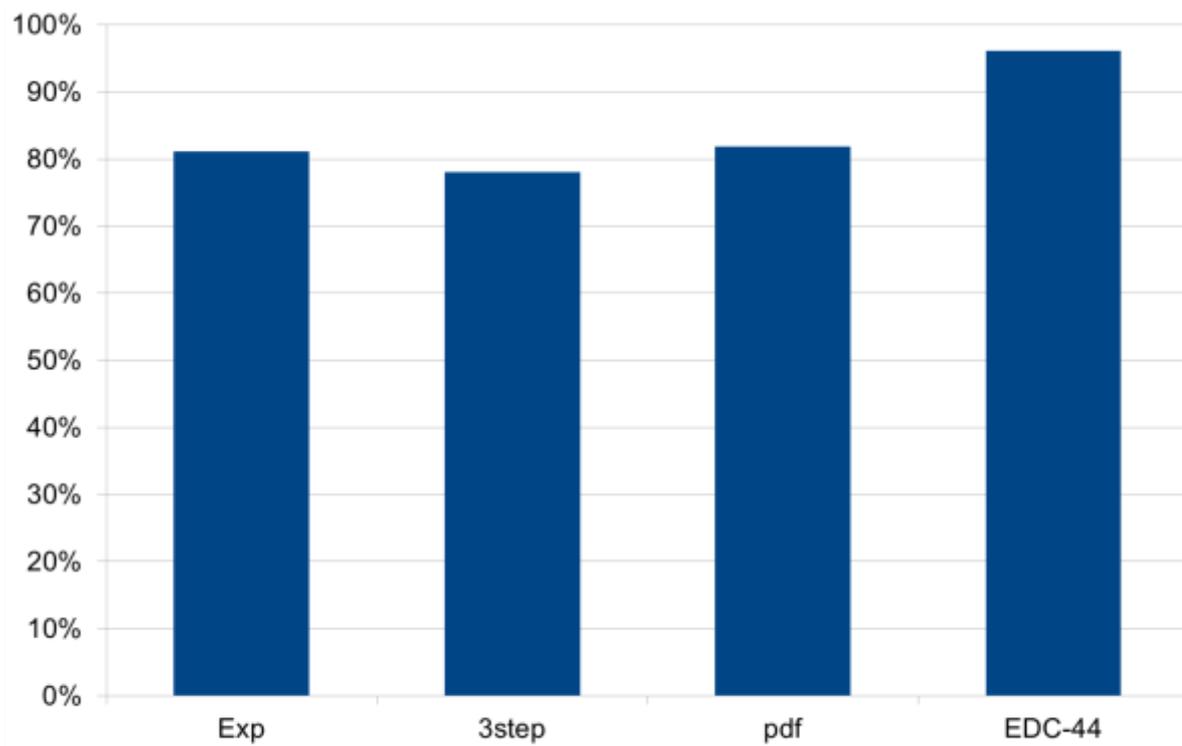


Bild 74: Stoffmengenanteil CO₂ – Experiment und Simulation

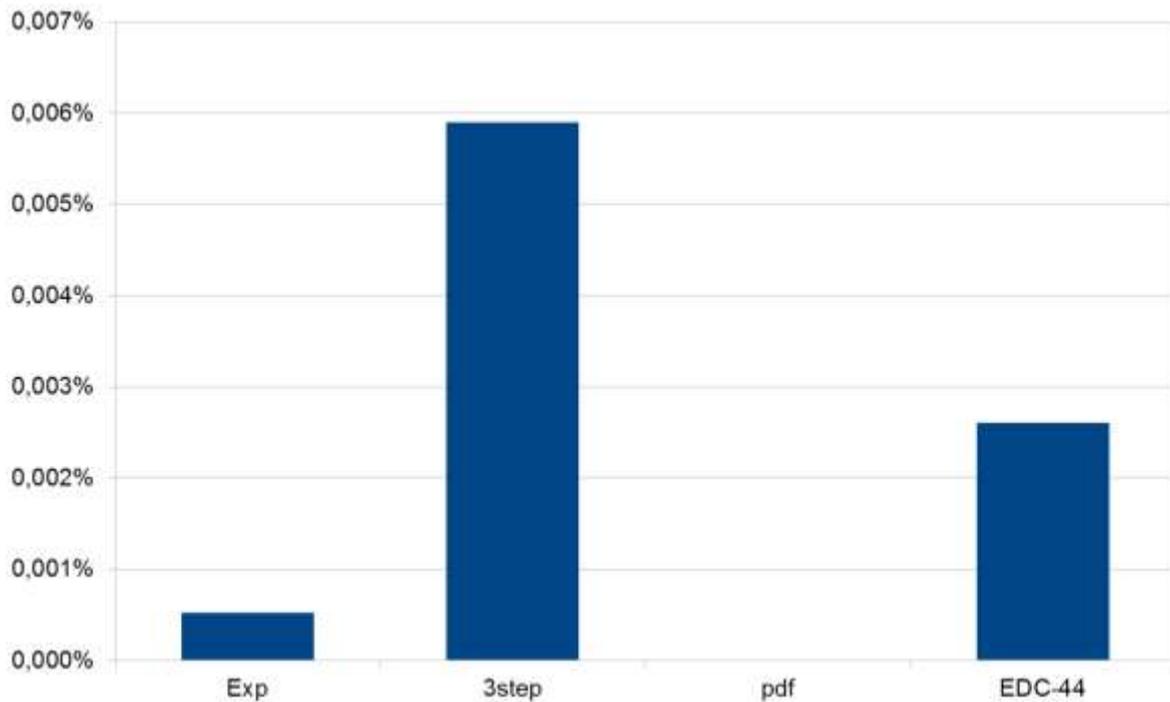


Bild 75: Stoffmengenanteil CO – Experiment und Simulation

AP 4.2 Modifikation und Optimierung durch erneute Simulation

AP 4.3 Konstruktive Anpassung der Brennergeometrie

AP 4.4 Experimentelle Überprüfung der modifizierten Brennergeometrie

Diese drei Arbeitsschritte sind im Rahmen der vorherigen Arbeitsschritte mit abgearbeitet worden. Siehe z. B. zentrale zusätzliche Gasdüse für die Gaslanze, Abrundung der Kanten des Brenners für ein besseres Strömungsverhalten.

3.5 Arbeitsschritt 5: Scale-up und Test unter Druckbedingungen (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: alle)

AP 5.1 Scale-up der Brennergeometrie auf Industriebedingungen für ausgewählte Industrieanwendungen

Zum Scale-up der optimierten Geometrie der Erdgas-Sauerstoff- und Öl-Sauerstoff-Brennervarianten auf Industrieanwendungen und Erstellung einer Überschall-Kombibrennervariante wurde folgende Vorgehensweise realisiert:

- a) Festlegung der thermischen Leistung des Kombibrenners für den Industrieinsatz,
- b) Strömungs- und verbrennungstechnische Berechnung der Einzel-Brennervarianten für die ausgewählte thermische Leistung,
- c) Kombination der berechneten Einzel-Brennergeometrie in eine passende Überschall-Kombi Brennervariante und Erstellung einer Entwurfszeichnung,
- d) Festlegung der Endgeometrie der hochskalierten Überschall-Brennervariante für Industrieanwendungen.

Zu a)

Aufgrund der jahrzehntelangen praktischen Erfahrungen und des angestrebten Marktes zur Einführung des Überschall-Kombibrenners hat BIFS in Abstimmung mit den Projektpartnern die erforderliche thermische Brennerleistung für die Industrievariante mit 5 MW festgelegt.

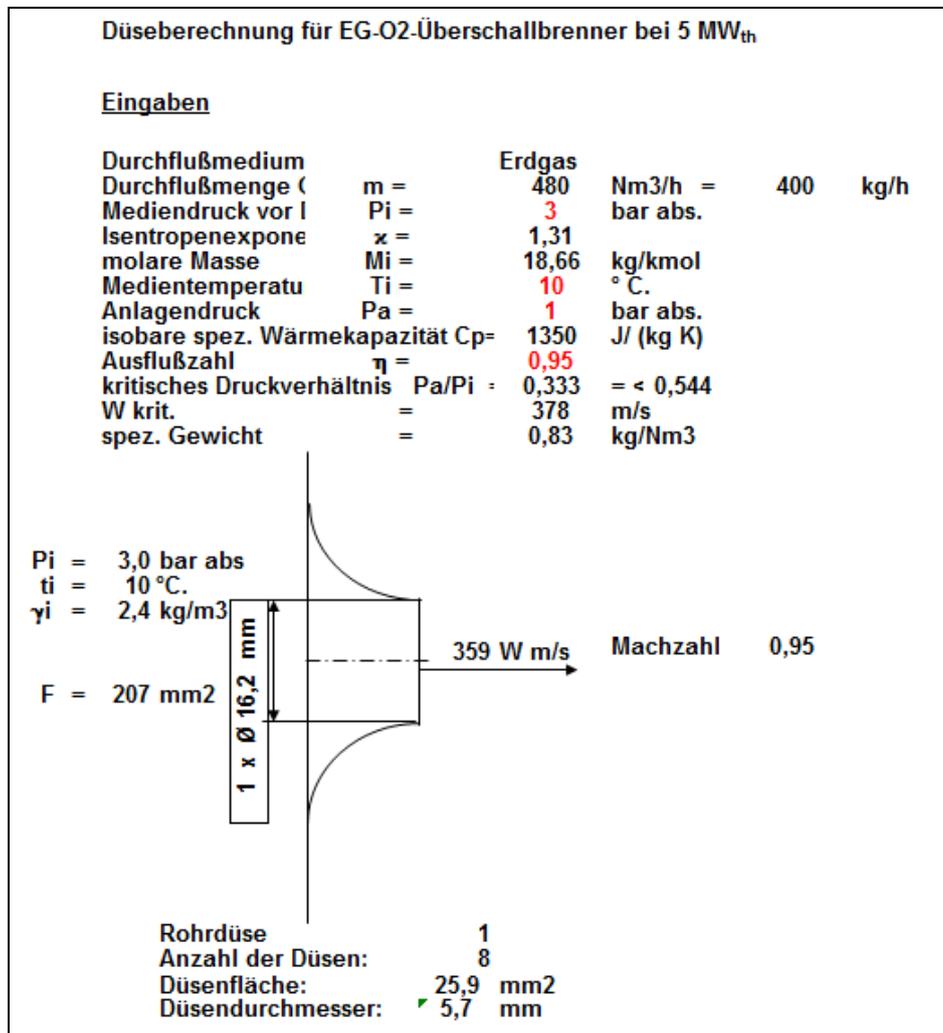


Bild 76: Berechnungsergebnisse der Erdgasdüsen bei 5 MW_{th}

Zu b)

Ähnlich wie bei den Berechnungen für die 1 MW_{th}-Brennervarianten wurden die Strömungs- und Verbrennungsberechnungen von der BIFS für die 5 MW_{th} durchgeführt, wobei die Gesetzmäßigkeiten für kompressible Strömung berücksichtigt wurden. **Bild 76** zeigt die Ergebnisse dieser Berechnungen für die Auslegung der Erdgas-Düsen. Der Volumenstrom beträgt 480 m_N³/h bei einem absoluten Druck von 3 bar und einer angenommenen Temperatur von 10 °C. Weitere Betriebsparameter sind in der Abbildung enthalten.

Für die Öl-Brennervariante wurde eine Hohlkegeldüse mit einem Strahlausbreitungswinkel von 60° bzw. 90° gewählt, die Betriebsparameter für 5MW_{th} wurden wie folgt spezifiziert:

Ölmenge = 480 kg/h,

Öldruck = 12,2 bar,

Öltemperatur = 25 °C.

Die zugehörige Berechnung der Lavaldüse für beide Brennervarianten ist in **Bild 77** enthalten, darin können folgende Betriebsparameter entnommen werden:

Sauerstoff-Volumenstrom = 1100 m³/h, Sauerstoffdruck = 4 bar abs, Sauerstofftemperatur = 10 °C .
Ma-Zahl = 1,3. Die dabei erreichbare Überschallgeschwindigkeit beträgt 390 m/s.

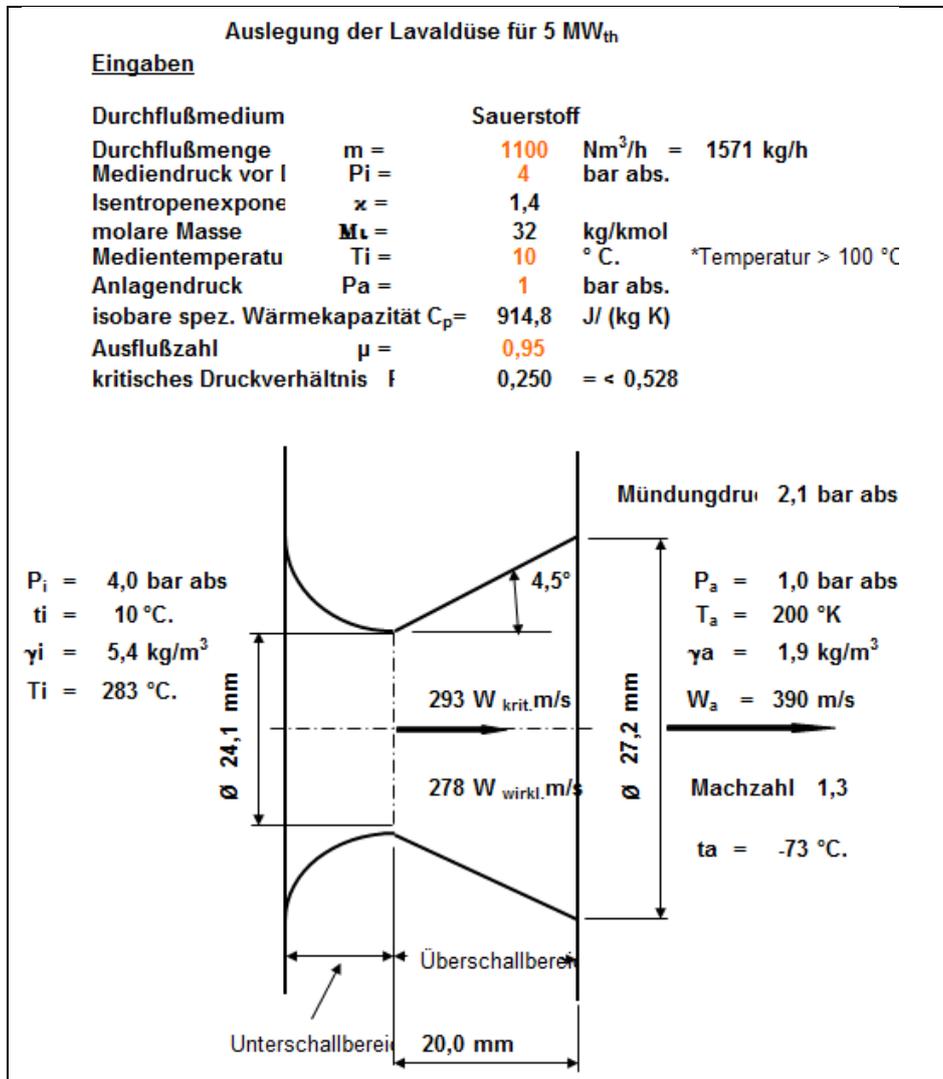


Bild 77: Berechnungsergebnisse der Lavaldüse bei 5 MW_{th}

Zu c)

Da die berechnete Lavaldüse für beide Brennervarianten bei 5 MW_{th} gilt, ist es möglich, durch die Integration der Gas- und Ölleitungen innerhalb der Lavaldüse, die Einhaltung der Geometrieverhältnisse der Lavaldüse sowie die Anpassung des Brennerkopfes für eine gute Vermischung einen Kombibrenner zu konzipieren, der sowohl für den Betrieb mit Erdgas als auch mit Öl im Überschallbereich geeignet ist. Das Design dieses Kombibrenners ist in **Bild 78** dargestellt. BIFS hat eine Entwurfszeichnung für den gesamten Brenner aufgestellt.

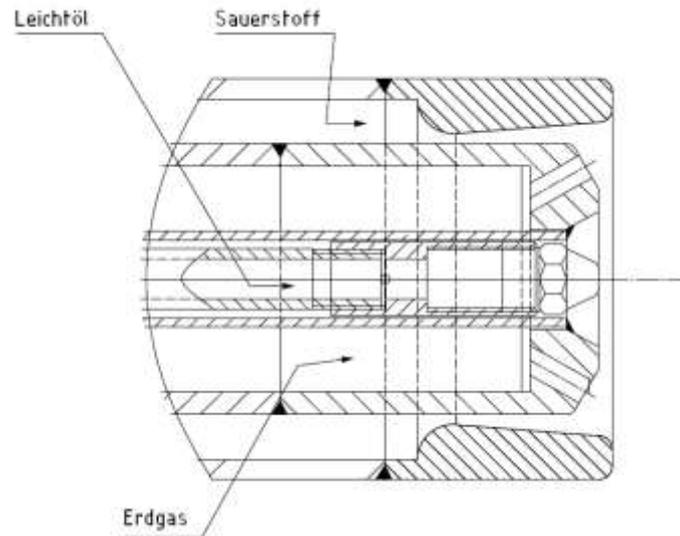


Bild 78: Schematische Darstellung des Brennerkopfes des Überschall-Kombibrenners für 5 MW

Zu d)

Nachdem die Hochskalierung der Brennervarianten von 1 MW_{th} auf 5 MW_{th} die berechneten Geometriedaten bestätigt hat, wurden diese als Endkonfiguration des Überschall-Kombibrenners angenommen und für die Überprüfung mittels der numerischen Simulation bereitgestellt.

AP 5.2 Numerische Überprüfung und Modifikation der gescalten Brennergeometrie

Die in AP 5.1 hochskalierte Brennergeometrie wurde ebenfalls numerisch überprüft. Die Modellierung basiert auf den zuvor gewonnenen Ergebnissen. Es wurde das in AP 2.1 präferierte Turbulenzmodell $k-\epsilon$ realizable verwendet. Außerdem wurde das Equilibrium Modell zur Berechnung der Chemie verwendet, welches in AP 4.1 die beste Übereinstimmung mit den Messergebnissen zeigte. Der Nahbereich des Rechnetzes, welches in der Simulation verwendet wurde, ist in **Bild 79** sichtbar. Auch hier ist auf eine hohe Gitterfeinheit in Bereichen mit hohem Gradienten geachtet worden. Da es sich um eine hochskalierte Geometrie handelt mussten insgesamt mehr Zellen im Brennernahbereich eingesetzt werden, welche zu einer starken Erhöhung der Rechenzeit führten. Hierbei ist das Equilibrium Modell vorteilhaft, da es sich durch eine verhältnismäßig geringe Rechenlast auszeichnet. In **Bild 80** ist die skalare Geschwindigkeit des Gasbrenners dargestellt. Die maximale skalare Geschwindigkeit stimmt mit der in AP 4.1 ermittelten Geschwindigkeit überein. Die maximale Machzahl liegt bei 1,673 und befindet sich somit im erwünschten supersonischen Bereich (**Bild 81**). Das Temperaturfeld in **Bild 82** zeigt noch einmal deutlich die hohe Temperatur der Sauerstoffverbrennung in der Reaktionszone. In **Bild 83** ist die CO_2 -Verteilung zu sehen. Anhand des Stoffmengenanteils CO lässt sich in **Bild 84** die Flammenlänge bestimmen. Wie in AP 4.1 wird die Flammenlänge der numerischen Simulation mit dem Grenzwert des Stoffmengenanteils CO bei 2000 ppm definiert. Die Flammenlänge liegt, wie zu erwarten war, deutlich über der Flammenlänge des Gasbrenners, der zuvor untersuchten Variante. Die Flammenlänge liegt bei ca. 5 m.

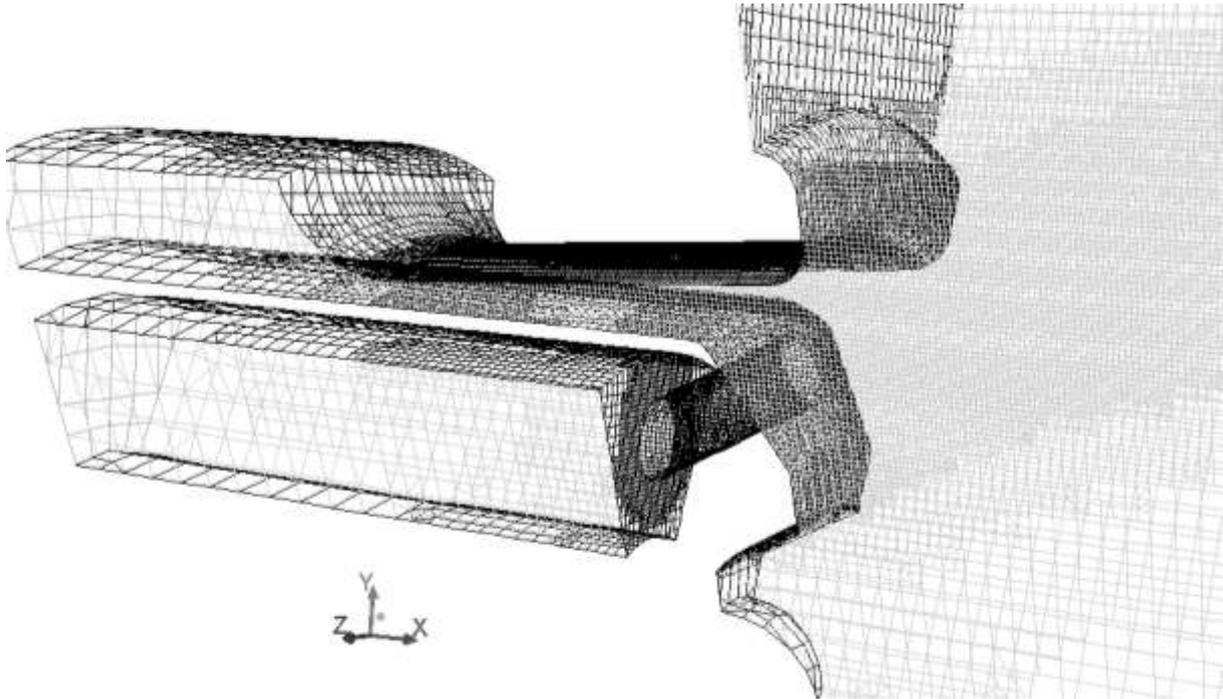


Bild 79: Geometrie/Rechnetz des hochskalierte Gasbrenners des Brennerkopfes

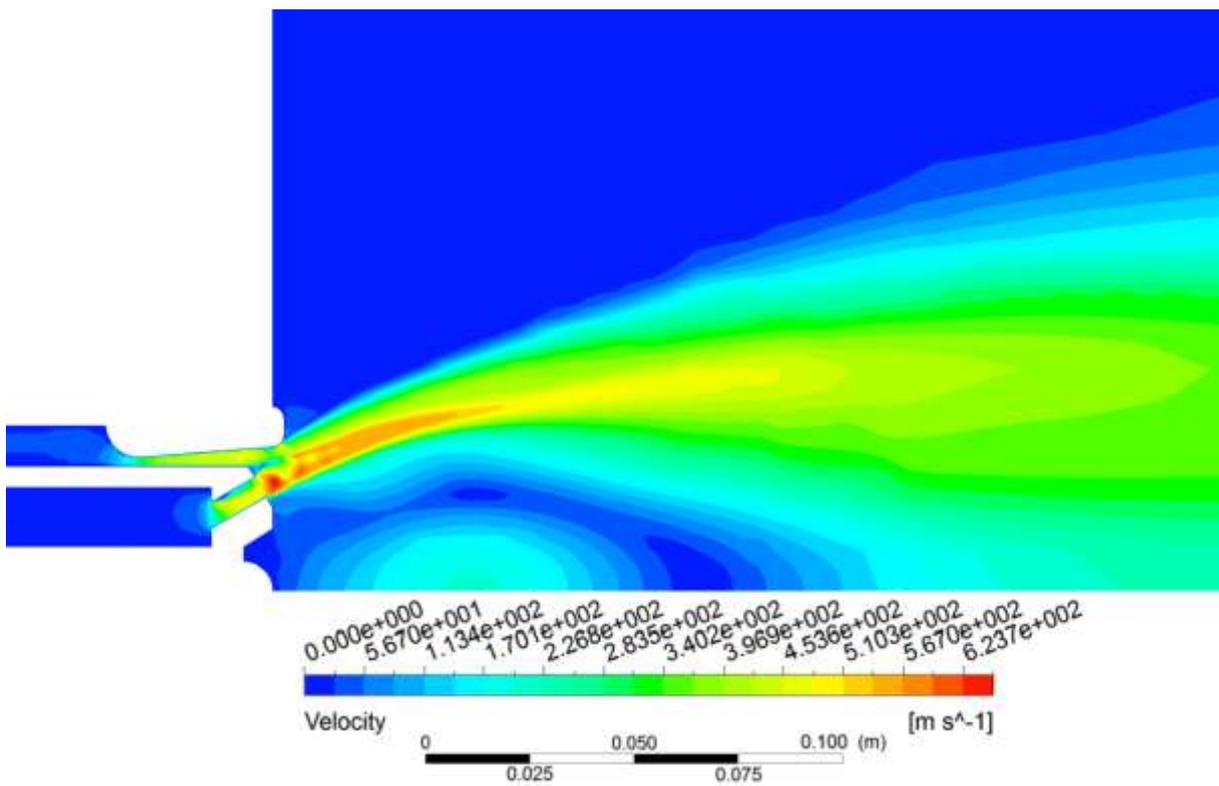


Bild 80: skalare Geschwindigkeit der hochskalierten Gasbrennergeometrie im Brennernahbereich

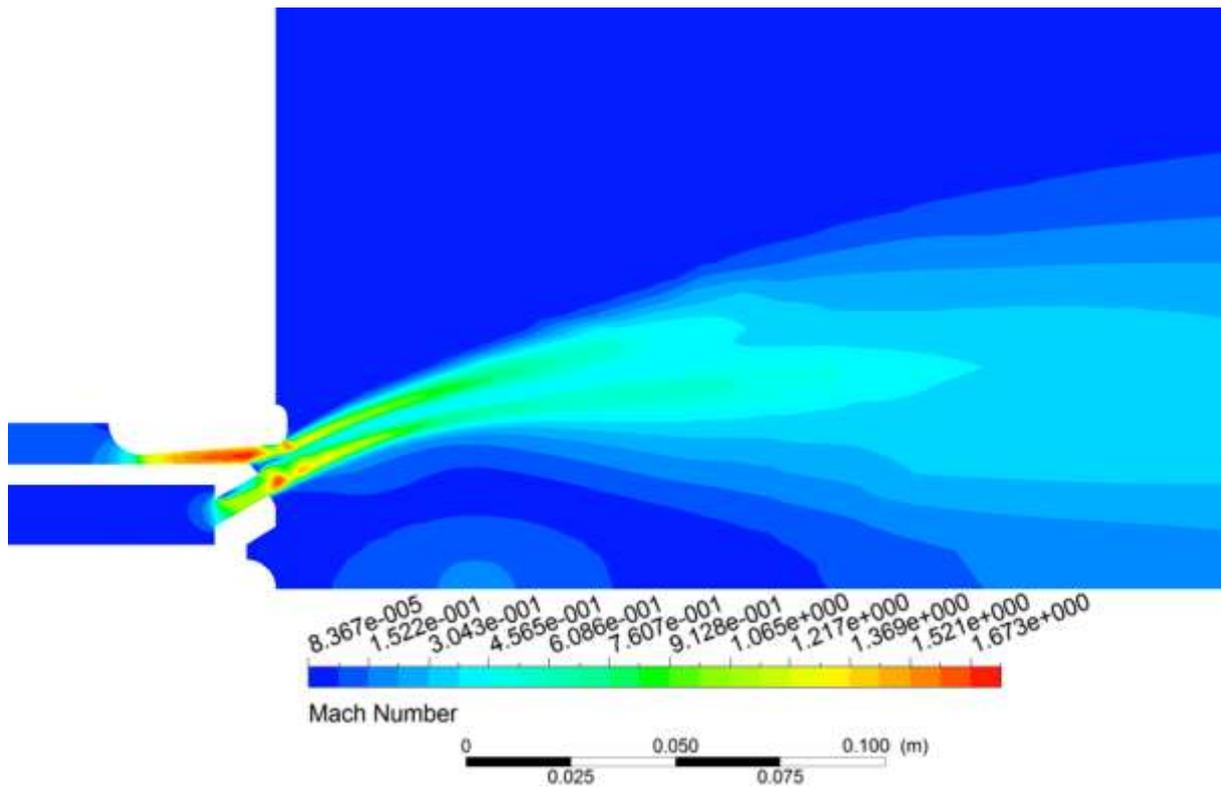


Bild 81: Machzahl der hochskalierten Gasbrennergeometrie im Brennernahbereich

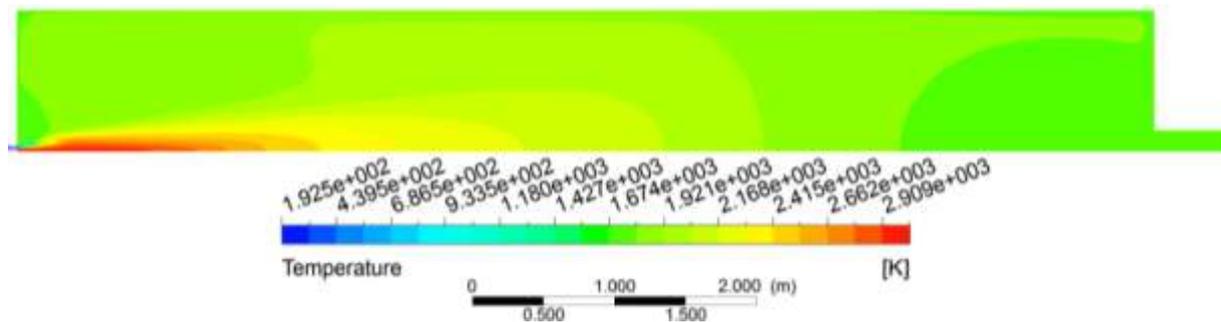


Bild 82: Temperaturfeld der hochskalierten Gasbrennergeometrie

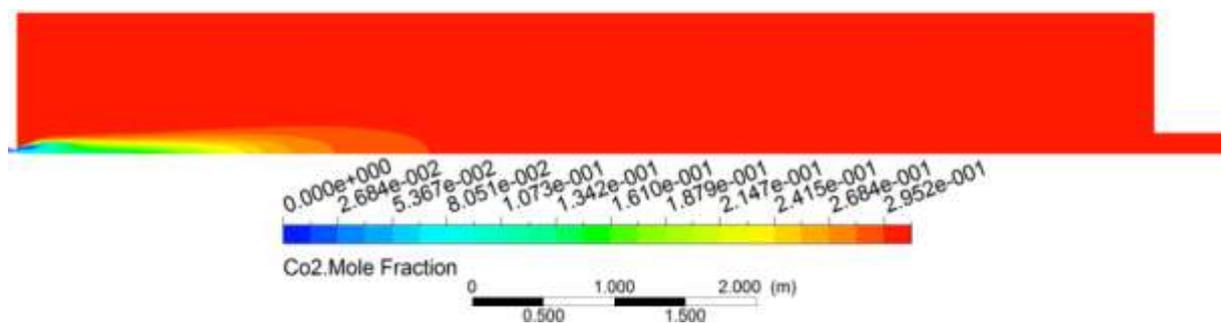


Bild 83: CO₂-Stoffmengenanteil der hochskalierten Gasbrennergeometrie

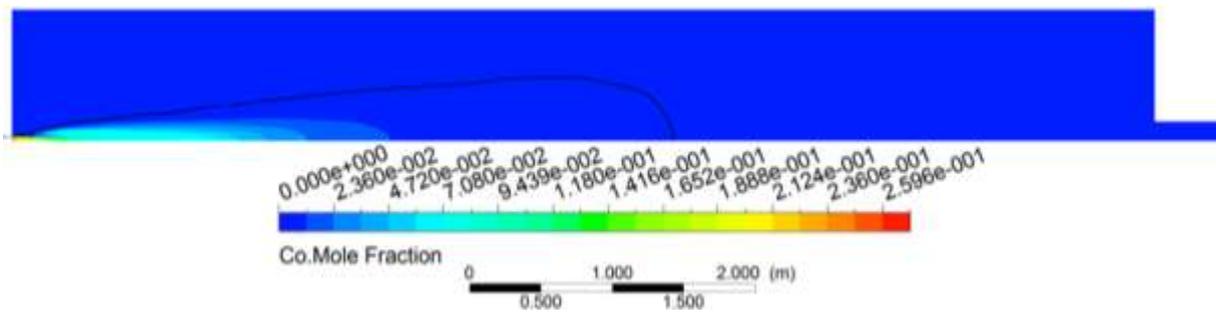


Bild 84: CO-Stoffmengenanteil der hochskalierten Gasbrennergeometrie

Die Öldüse des Ölbrenners wurde in der hochskalierten Variante in die Gasbrennerlanze integriert, weshalb die Geometrien in der numerischen Betrachtung übereinstimmen. Der Fall wurde lediglich dahingehend vereinfacht, dass eine Achsensymmetrie der Strömung angenommen wurde. Dies führte zu einer zweidimensionalen und achsensymmetrischen Modellierung des Simulationsbereiches. Die Einlässe des Gasbrenner wurden somit aufgrund des kleinen Einflusses auf die Ergebnisse vernachlässigt.

Die nachfolgenden **Bilder 85 bis 89** zeigen ein ähnliches Verhalten wie bei der ursprünglichen kleineren Variante. Die Flammenlänge, die sich wie zuvor aus dem Stoffmengenanteil von CO abschätzen lässt, beträgt ebenfalls 5 m. Da die Eigenschaften des Brenners bei wechselnden Brennstoffen idealerweise gleich bleiben sollten, ist dies ein gewünschtes Ergebnis.

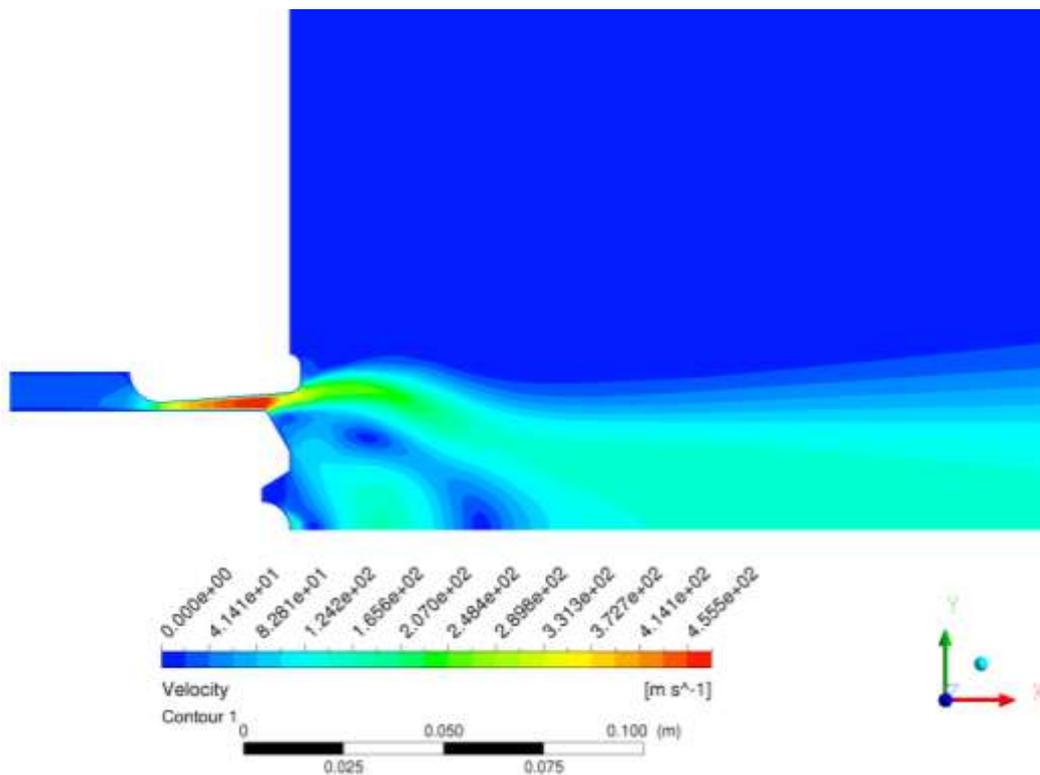


Bild 85: skalare Geschwindigkeit der hochskalierten Ölbrennergeometrie im Brennernahbereich

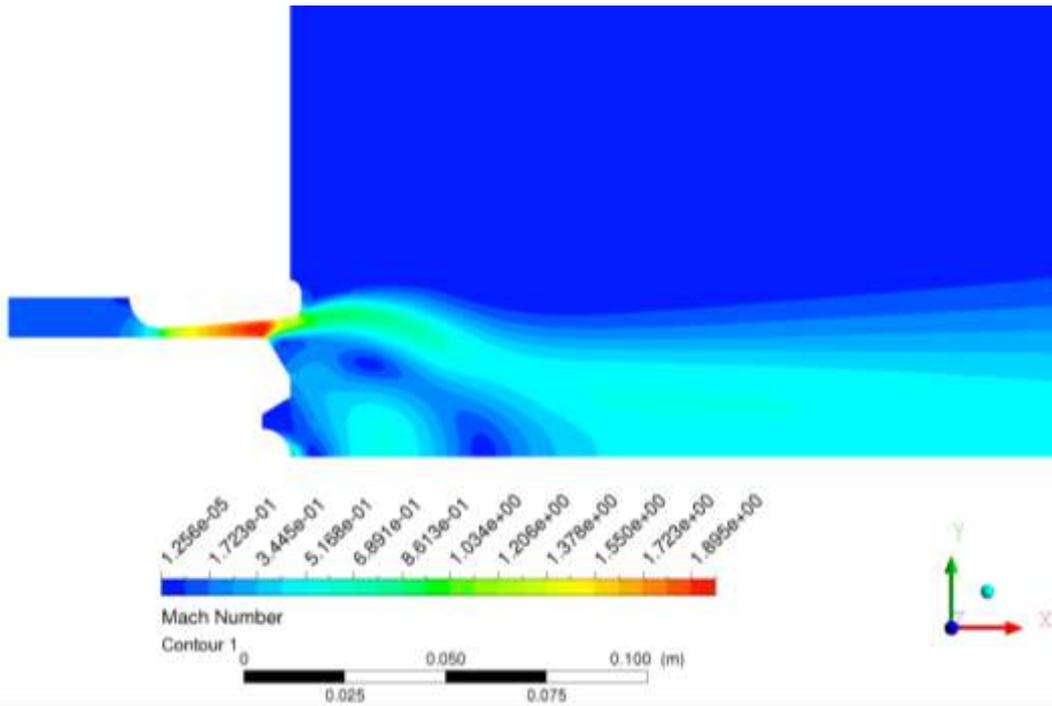


Bild 86: Machzahl der hochskalierten Ölbrennergeometrie im Brennernahbereich

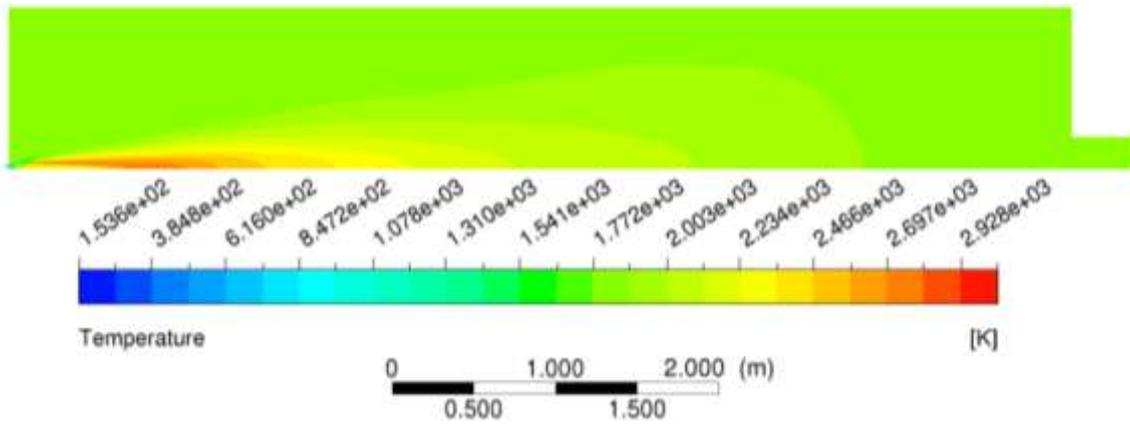


Bild 87: Temperaturfeld der hochskalierten Ölbrennergeometrie

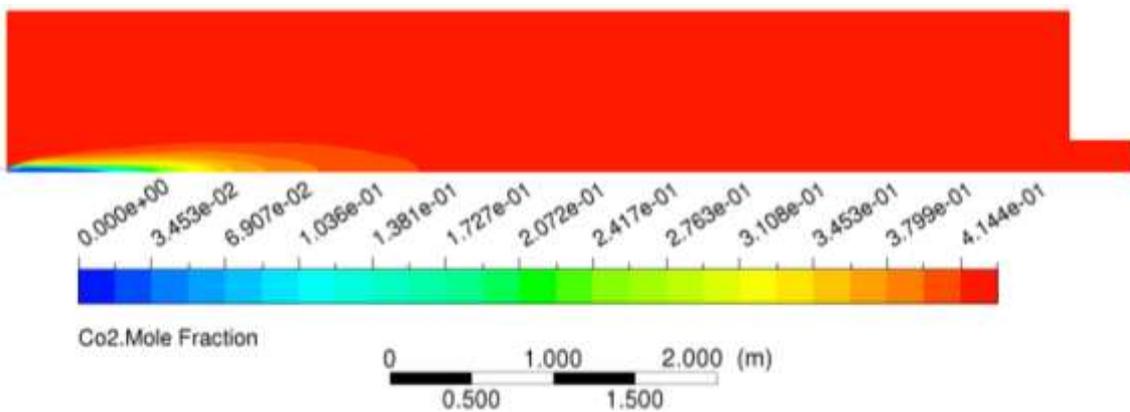


Bild 88: CO₂-Stoffmengenanteil der hochskalierten Ölbrennergeometrie

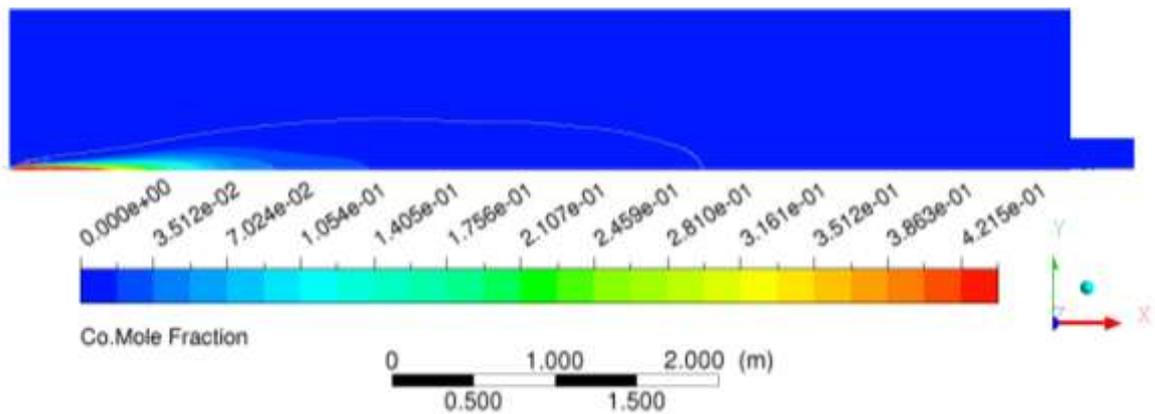


Bild 89: CO-Stoffmengenanteil der hochskalierten Ölbrennergeometrie

AP 5.3 Bau des Brenners für Drucktests

Nach Festlegung der Endkonfiguration für den Überschall-Kombibrenner hat BIFS die in **Bild 90** dargestellte Layout-Zeichnung für den Kombibrenner erstellt, welche dann als Basis für die Aufstellung der Detailzeichnungen und Material-Stücklisten diente. Auf dieser Abbildung sind neben den Hauptbaugruppen des Brenners auch die Medienanschlüsse sichtbar. In **Bild 91** ist die Liste der einzelnen Baugruppen (Pos. 1 bis 9) aufgeführt, zu jeder Baugruppe wurde die entsprechende Stückliste für die Materialbestellung gefertigt und die Bestellungen getätigt. Der Kombibrenner wurde gebaut und für den experimentellen Test unter Druckbedingungen zur Verfügung gestellt. **Bild 92** zeigt den in der BIFS-Werkstatt fertiggestellten Überschall-Kombibrenner.

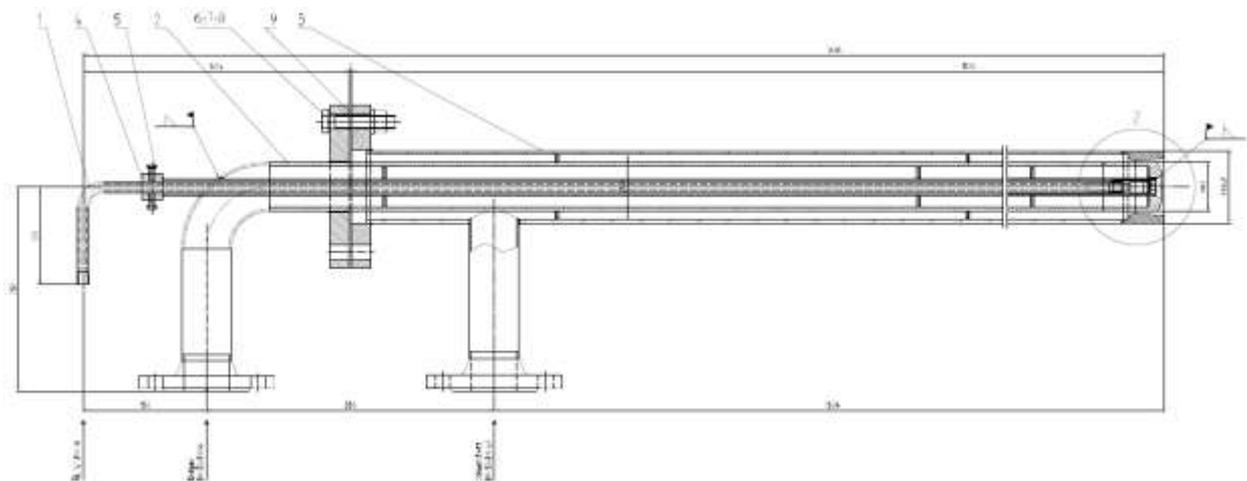


Bild 90: Layout-Zeichnung des Kombi-Überschallbrenners für den Erdgas-O₂ und Öl-O₂-Betrieb

		Kunde: BMWi-FuE	Zeichnung Nr.: A11-...-6.03-6		ges. Gew. 47 kg			
		Auftrag: A11-1221151			Ausführung			
Stückliste		Anlage: Erdgas-Öl-Sauerstoff-Brenner	erstellt: 31.07.2013	lpe	gepr.			
		Benennung: Zusammenstellung	Rev.		gepr.			
Pos.	Stk.	Benennung / DIN / Typ	H x B x L	Wz	Werkstoff	Bemerkung	Stk. Gew.	Pos. Gew.
1	1	Öllanze				A11-1221151-6.03-6.1	2,00	2,00
2	1	Erdgaslanze				A11-1221151-6.03-6.2	18,00	18,00
3	1	Sauerstofflanze				A11-1221151-6.03-6.3	22,00	22,00
4	1	Führungsrohr				A11-1221151-6.03-6.4	5,00	5,00
5	2	Skt.-Schraube M6 x 16 EN ISO 24014 / DIN 931	M 6 x 16		8.8			
6	8	Skt.-Schraube M16 x 80 EN ISO 24017 / DIN 933	16 x 80		8.8			
7	8	Scheibe A 17 - M16 DIN 125	A-17		St			
8	8	Skt.-Mutter M16 EN ISO 24032 / DIN 934	M 16		8			
9	1	Dichtung DN80-PN40 DIN 2690			Novapress	Frenzelt GmbH		

Bild 91: Liste der Brenner-Baugruppen



Bild 92: fertiggestellter Überschall-Kombibrenner für den Erdgas-Sauerstoff- und Öl-Sauerstoff-Betrieb

AP 5.4 Brennertests unter Druck

In den **Bildern 93 bis 95** sind die Flammenbilder der Gas- und Öl-Sauerstoff-Überschalltests für 5 MW zu sehen. Aufgrund der großen thermischen Leistung von 5 MW waren die Tests nur im Freibrand durchzuführen. In **Bild 94** ist die starke Leuchtkraft der Ölf Flamme im Vergleich zur Erdgasflamme (**Bild 93**), mit ihrem typischen blauen Leuchten, deutlich zu erkennen. Deshalb sind diese Aufnahmen durch einen UV-Filter aufgenommen. In **Bild 95** ist in der Nahaufnahme des Ölbrennerbetriebes deutlich der Sprühkegel des Heizöls zu erkennen. Beide Brennervarianten zündeten ohne Probleme und zeigten ein stabiles Flammenverhalten. Aufgrund der Freibrandversuche war die Aufnahme von Abgasemissionen nicht möglich.



Bild 93: Flammenbild der Erdgas-Sauerstoff-Konfiguration



Bild 94: Flammenbild der Heizöl-Sauerstoff-Konfiguration



Bild 95: Nahaufnahme des Brennermundes der Heizöl-Sauerstoff-Konfiguration

Nachfolgend ist das durchgeführte Testprogramm für die 5 MW-Variante aufgelistet:

1) Erdgas-Sauerstoffbetrieb

a) Halbe Leistung (2,5 MW):

eingestellte Volumenströme:

$$O_2 = 550 \text{ m}_N^3/\text{h},$$

$$\text{Erdgas} = 240 \text{ m}_N^3/\text{h}$$

Ergebnisse:

Zündung problemlos

sehr stabile Flamme beginnend direkt am Brennermund, Länge ca. 1,5 m

b) Volle Leistung (5 MW):

eingestellte Volumenströme:

$$O_2 = 1100 \text{ m}_N^3/\text{h},$$

$$\text{Erdgas} = 480 \text{ m}_N^3/\text{h}$$

Ergebnisse:

Zündung: problemlos

Drücke am Brenneintritt: $p_{EG} = 2 \text{ bar g}$; $p_{O_2} = 4 \text{ bar g}$

Flamme ca. 2 m lang, sehr stabil, kein Abheben. Verbrennung beginnt direkt vom Brennermund

2) Leichtöl-Sauerstoffbetrieb

a) Kleine Leistung (ca. 1 MW)

Zündung problemlos

Flamme stabil und sehr hell leuchtend

b) Halbe Leistung (2,5 MW):

eingestellte Volumenströme:

$$O_2 = 550 \text{ m}_N^3/\text{h},$$

$$\text{Leichtöl} = 250 \text{ l/h}$$

Ergebnisse:

Zündung: problemlos

Drücke am Brenneintritt: $P_{O_1} = 8 \text{ bar g}$; $P_{O_2} = 2 \text{ bar g}$

Flamme ca. 1 - 1,5 m lang, sehr stabil und kompakt, hell leuchtend

c) Volle Leistung (5 MW):

eingestellte Volumenströme:

$$O_2 = 1100 \text{ m}_N^3/\text{h},$$

$$\text{Leichtöl} = 500 \text{ l/h}$$

Ergebnisse:

Zündung: problemlos

Drücke am Brenneintritt: $P_{O_1} = 13 \text{ bar g}$; $P_{O_2} = 4 \text{ bar g}$

Flamme ca. 1,5-2 m lang, sehr stabil und kompakt, sehr hell leuchtend, Verbrennung beginnt direkt am Brennermund, kein Abheben.

3.6 Arbeitsschritt 6: Analyse und Gesamtbewertung des Systems (Verantwortlicher des Arbeitsschrittes: alle)

AP 6.1 Sicherheitstechnische Bewertung des Systems

- Berücksichtigung der entsprechenden Geräterichtlinien für den Betrieb unter Druck

Zur Einstufung des Überschall-Kombibrenners als Druckgerät gemäß der Betriebssicherheitsverordnung von 23.12.2004 und der Druckgeräterichtlinie 97/23/EG vom 29.05.1997 wurden die Betriebsparameter der verwendeten Medien mittels des DGRL-Tools geprüft. Dies ergab, dass der Überschall-Kombibrenner in Kategorie 1, Modul A einzustufen ist, d. h., es liegen keine besonderen Anforderungen für die Fertigung vor. Da BIFS nach ISO 9001 zertifiziert ist, ist sie berechtigt, den Brenner zu bauen, abzunehmen, CE-Kennzeichen anzubringen und in Verkehr zu bringen.

- Aufstellen der Kriterien für den Betrieb mit Sauerstoff

Beim Betreiben von Sauerstoffanlagen gelten die Vorschriften der BGR 500 sowie der DIN EN 746-2. Aufgrund der umfangreichen Inhalte beider Vorschriften wird an dieser Stelle ausschließlich auf Einhaltung der entsprechenden Regeln für Sauerstoff in den genannten Vorschriften verwiesen.

AP 6.2 Feuerungstechnische Bewertung

- Analyse der Schadstoffemissionen (NO_x, CO, CO₂, ...) unter dem Gesichtspunkt der geltenden Grenzwerte

Die Grenzwerte für NO_x- und CO-Emissionen gemäß TA Luft 2002 sind in der **Tabelle 7** für industrielle Anwendungen bei Anlagenleistungen bis 50 MW_{th} enthalten:

Tabelle 7: Grenzwerte der NO_x- und CO-Emissionen nach TA-Luft 2002

	Leichtöl Emission @ 3% O ₂	Gase Emission @ 3% O ₂
NO _x [mg/m ³]	180 - 250	100 - 150
CO [mg/m ³]	80	50 - 80

Beim Betrieb des Überschallbrenners mit Erdgas wurden bis zu 1400 ppm bzw. 2870 mg/m³ NO_x im Abgas gemessen. Der gesetzliche Grenzwert für die Verbrennung von gasförmigen Brennstoffen liegt bei 150 mg/m³ NO_x bezogen auf 3 Vol.-% O₂ im Abgas. Bei der Verbrennung von Heizöl hingegen wurden deutlich geringere NO_x-Emissionen (maximal 110 ppm) gemessen.

Da eine Erfassung der NO_x-Grenzwerte bei der 5 MW-Variante nicht möglich war, müssten hier noch weitere Untersuchungen vorgenommen werden. Da das Erdgas am GWI während der Versuche am Hochtemperaturofen einen Anteil von 1 bis 2 Vol.-% Stickstoff enthielt, sind die hohen NO_x-Emissionen darauf zurückzuführen. Beim Einsatz des Brenners an einem anderen Standort muss eine individuelle Anpassung an das örtliche Erdgas und den verwendeten Sauerstoff erfolgen, dann können die Grenzwerte für den Gasbetrieb auch eingehalten werden.

- Beurteilung der akustischen Belastungen

Es wurde ein pulsationsarmer Betrieb des Überschallbrenners für beide Brennstoffarten erreicht.

AP 6.3 Betriebswirtschaftliche Analyse

- Gegenüberstellung der Kosten und zu erwartende Einsparungen beim Einsatz des entwickelten Brennersystems

Aufgrund von Erfahrungen an realisierten Industrieanlagen und Literaturangaben [3, 16 bis 18] wird erwartet, dass mit dem entwickelten Überschall Oxy-Fuel-Brenner folgende Vorteile realisiert werden können:

- Reduktion des Brennstoffverbrauchs um 30 bis 50 %
- Reduktion der Stickoxidemission um bis zu 90 %
- Reduktion der Staubemission um 30 bis 90 %
- Produktionssteigerung um 10 bis 30 %

- Aufstellung der möglichen Einsatzgebiete für die verschiedenen Industriezweige

Die zukünftigen Märkte für den entwickelten Überschall-Kombibrenner sind in Europa, Asien und Südamerika zu finden. Haupteinsatzgebiete bleiben die Kohlevergasung und Chemieindustrie. Auch der Einsatz in der Kupfer-, Stahl- und Kalkindustrie wird zunehmen. Weitere mögliche Einsatzgebiete sind Industriezweige der Glas-, Keramik-, Metallurgie-, Zement- und Kraftwerksindustrie. Die Anwendung im Bereich der Sekundäraluminiumindustrie ist ebenfalls denkbar, da hier zum Schmelzen der kontaminierten Schrotte vor allem eine gute Durchmischung und Durchdringung erreicht werden muss.

4 Vergleich der angestrebten und erreichten Ergebnisse

Nachfolgend sind in **Tabelle 8 und 9** die geplanten und erreichten Ergebnisse und ziele gegenübergestellt.

Tabelle 8: Gegenüberstellung der geplanten und erreichten Ergebnisse

Angestrebte Ergebnisse	Erreichte Ergebnisse
Design eines Sauerstoff-Überschallbrenners für Erdgas- und Öl-Verbrennung	Die Geometrie eines Sauerstoff-Überschallbrenners wurde aus ausgelegt
Überprüfung der Geometrie mit Hilfe der numerischen Simulation – Validierung der Modelle durch Literaturdaten	Die entwickelte Brennergeometrie wurde mittels numerischer Simulation überprüft. Die verwendeten Modelle wurden auf ihre Anwendung zur Abbildung einer Oxy-Fuel-Verbrennung durch Literaturwerte validiert und angepasst.
Modifikation der Brennergeometrie durch numerische Simulationen	Die Brennergeometrie wurde modifiziert und für die ersten Tests verbessert.
Anfertigung der Konstruktionszeichnungen und Bau des Brenners	Die Konstruktionszeichnungen wurden angefertigt und der Brenner gebaut
Experimentelle Überprüfung der entwickelten Brennergeometrie für 1 MW	Anhand umfassender experimenteller Tests wurden verschiedene Brennervariationen getestet und modifiziert
NO _x - und CO-Emissionen unterhalb der TA Luft-Werte für 1 MW	Die CO-Grenzwerte konnten sowohl für den Erdgas- als auch den Öl-Betrieb eingehalten werden. Die Einhaltung der NO _x -Grenzwerte für den Ölbetrieb konnte ebenfalls sichergestellt werden. Durch Vorhandensein von Stickstoff im Erdgas war die Einhaltung der NO _x -Grenzwerte für den Gasbetrieb nicht möglich. Hier muss für den jeweiligen Anwendungsfall noch nachgebessert werden.
Vergleich zwischen Messung und Simulation	Der Vergleich zwischen Messung und Rechnung zeigte eine gute Übereinstimmung.
Hochskalierung der Brennergeometrie auf 5 MW und Kombination von Erdgas- und Öl-Betrieb in einer Brennergeometrie	Die Brennergeometrie wurde für 5MW hochskaliert und die Öl- und Erdgaslanze in einer gemeinsamen Brennergeometrie integriert.
Numerische Überprüfung der skalierten Brennergeometrie	Die neue Brennergeometrie wurde anhand der numerischen Simulation hinsichtlich Strömungsverhältnisse, Emissions- und Wärmeübertragungsverhalten überprüft.
Anfertigung der Konstruktionszeichnungen und Bau des Brenners für 5 MW	Die Konstruktionszeichnungen wurden angefertigt und der Brenner gebaut
Experimentelle Überprüfung der entwickelten Kombi-Brennergeometrie für 5 MW	Die Kombi-Brennergeometrie für 5 MW wurde experimentell hinsichtlich Zündung, Flammen-

	Stabilität und Kombibetrieb im Freibrand getestet. Eine Aufnahme der Emissionen war aus diesem Grund nicht möglich.
Sicherheits- und feuerungstechnische Bewertung des entwickelten Brennersystems	Das entwickelte Brennersystem wurde feuerungs- und sicherheitstechnisch analysiert und bewertet.

Tabelle 9: Gegenüberstellung der geplanten und erreichten Ziele

Angestrebte Ziele	Erreichte Ziele
Betrieb nicht nur mit Öl, sondern auch mit Gas (ohne Düsenwechsel)	Wurde erreicht.
hohe Überschallgeschwindigkeiten (bis $Ma = 2$)	Wurde teilweise bis $Ma = 1,8$ erreicht.
hohe Energiedichte und eine kompaktere Bauform als der heutige Brenner	Wurde erreicht.
bessere Ölzerstäubungseigenschaften	Wurde erreicht.
Vermeidung des Flammenrückschlags	Wurde erreicht.
pulsationsarm	Wurde erreicht.
schadstoffarm	Wurde teilweise erreicht. NO_x -Grenzwerte aufgrund von N_2 im Erdgas für den Erdgasbetrieb konnten nicht eingehalten werden.
einsetzbar nicht nur in der Schmelzmetallurgie, sondern für ein breites Spektrum von energieintensiven Prozessen	Kann umgesetzt werden.
Betrieb sowohl als Brenner als auch als reine Sauerstofflanze	Kann umgesetzt werden.

5 Zusammenfassung

Im Rahmen eines ZIM-Koop-Forschungsvorhabens, in dem die Forschungsstelle des Gas- und Wärme-Institut Essen e. V. (GWI), der Brinkmann Industrielle Feuerungssysteme GmbH (BIFS) und der Fachhochschule Düsseldorf (FHD) beteiligt waren, wurde ein Überschall-Sauerstoffbrenner für die Verbrennung von Heizöl EL und Erdgas entwickelt. Ziel war es, eine kompakte Brennerbauweise zu gestalten, welche eine weitere Steigerung der thermischen Leistungsdichte in den Brennraum ermöglicht.

Nach der Konstruktion eines Basisdesigns wurden Simulationen mit dem CFD-Programm FLUENT durchgeführt, um die Geometrie zu analysieren und durch Modifikationen zu optimieren. Die sich daraus entwickelte Variante wurde dann in aufwändigen Messreihen experimentell überprüft. Anschließend wurde die für 1 MW_{th} ausgelegte Brennergeometrie für den industriellen Einsatz auf 5 MW_{th} hochskaliert, mittels der numerischen Simulation überprüft und im Rahmen von Freibrandversuchen getestet.

Der so entwickelte Brenner arbeitet als Kombibrenner für Heizöl und Erdgasbetrieb im Überschallbereich stabil und schadstoffarm.

Das Projektziel wurde voll erreicht.

6 Plan zum Ergebnistransfer in die Wirtschaft

Das GWI ist seit Jahren ein etabliertes Mitglied der Gaswirtschaft, der Hüttentechnischen Vereinigung der Glasindustrie und Veranstalter von Kursen, Seminaren und Kolloquien zu aktuellen Problemstellungen. Mitarbeiter des GWI sitzen in den Ausschüssen des DVGW, der DVV, des VDMA und des VDEh. 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.

Nachfolgend sind in **Tabelle 8** die bisher erfolgten und noch geplanten Veröffentlichungen aufgeführt.

Tabelle 8: Bisher erfolgte und geplante Veröffentlichungen

Zeitraum/ Termin	Maßnahme	Ziel/Bemerkung
2012, 2013 und 2014	Tätigkeitsbericht in der Zeitschrift GAS- WÄRME International	Bericht über den Fortschritt öffentlich geförderter Projekte am Gas- und Wärme-Institut Essen e. V. - jeweils Heft 1
2011	Abschlussbericht	Zusammenstellung der Ergebnisse und Bereitstellung für interessierte KMU
2013	Flammentag, Duisburg	Vorstellung der erzielten Ergebnisse - 11.-12.09.2013 in Duisburg „Entwicklung eines effizienten, schadstoff- und pulsationsarmen Überschall-Sauerstoff-Öl/Gasbrenners für energieintensive Industrieanwendungen“
2013	Veröffentlichung in GASWÄRME International	„Entwicklung eines Überschall-Sauerstoff-Kombibrenners für den Kohlevergasungsprozess“, Heft 4/2013, S. 43 - 48
2014	Veröffentlichung in weiteren Fachzeitschriften, z. B. Stahl und Eisen, heat processing,	Vorstellung der erzielten Ergebnisse geplant ist 2014
2014	Thermprocess-Messe, Düsseldorf	Vorstellung der erzielten Ergebnisse auf GWI-Stand
2014	Homepage des GWI	Abschlussbericht

7 Literatur

- [1] Portal, Ausgabe 1/2007, Air Liquide Deutschland GmbH, Düsseldorf, 2007
- [2] Joos, F.: „Technische Verbrennung“, Springer-Verlag, Berlin, 2006
- [3] Flamme, M., Grohmann, P.: Effizienzsteigerung von Thermoprozessanlagen durch Sauerstoffeinsatz. *Gaswärme International* (56) Nr. 8/2007, S. 565-570, Vulkan Verlag
- [4] Sedlmeier, M., Schmidt, D., Vamvakas, K. und Iacuzzi, M.: „Innovative Brennertechnologie und Feststoffinjektion am Elektrolichtbogenofen“, *Stahl und Eisen*, 130, 2010, S. 63-69
- [6] Oeters, F.: „Metallurgie der Stahlherstellung“, Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1989
- [7] Willi Bohl: technische Strömungslehre, Vogel Buchverlag, 2001
- [8] Burrows, M. C. and Kurkov, A. P.: 1973, Analytical and experimental study of supersonic combustion of hydrogen in a vitiated air stream, *NASA Technical Memor.*, *NASA TM X 2828*
- [9] Cutler, A. D., Diskin, G. S., Drummond, J. P., White, J. A.: 2006, Supersonic coaxial jet experiment of computational fluid dynamics code validation, *AIAA Journal*, 44, pp. 585-592
- [10] Cheng, T. S., Wehrmeyer, J. A., Pitz, R. W., Jarret Jr., O., Northam, G.B.: 1994, Raman measurement of mixing and finite-rate chemistry in a supersonic Hydrogen-Air diffusion flame, *Combustion and Flame*, 99, pp. 157 ff.
- [11] “Untersuchung zur Verbesserung der Energieeffizienz und der Wärmeübertragung einer Oxy-Fuel-Glasschmelzwanne – „O2-Glaswanne“ Essen, Abschlussbericht zum AiF-Forschungsprojekt Nr. 15987 N, 2012
- [12] GRI-Mech 3.0, The Gas Research Institute
- [13] Westbrook CK, Dryer FL.: Simplified reaction-mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames. *Combust Sci Technol* 1981; 27: 31–43.
- [14] Jones WP, Lindstedt RP.: Global reaction schemes for hydrocarbon combustion. *Combustion and Flame* 1988; 73: 233–49
- [15] Frassoldati A., Cuoci A., Faravelli T., Ranzi E., Candusso C., Tolazzi D.: Simplified kinetic schemes for oxy-fuel combustion. 1st International Conference on Sustainable Fossil Fuels for future Energy – S4FE 2009
- [16] M. Potesser; B. Holleis; D. Spoljaric: Burner Developments of the Messer Group for Nonferrous Metallurgical Industry, BHM, 2008, S. 121-125
- [17] W. Stephan; K. Zitzmann; G. Pröbstle; J. Kapischke: Effiziente Energieverwendung in der Industrie-Teilprojekt „Metallschmelzbetriebe“. Bayrisches Landesamt für Umweltschutz , Augsburg, 2005
- [18] N. Lallemand; F. Breussin; R. Weber: Analyses of the flame structure, heat transfer and NOx emission characteristics of oxy-natural gas flames
Oxyflame project final report, Ijmuiden, Oktober 1998. IFRF doc Nr. F85/y/7