



Schlussbericht

Stickoxidarme Verbrennung in einer neuartigen Feuerung für flüssige Brennstoffe

**Institut für energieoptimierte Systeme (EOS)
Labor für Gas- und Verbrennungstechnik**

**Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften
Campus Wolfenbüttel
Fakultät Versorgungstechnik**

Verfasser

**Prof. Dr.-Ing. Benno Lendt
Dr. rer.nat. Thomas Potempa
Eugen Geiger (M.Eng.)
Daniel Schmidt (M.Eng.)
Niklas Groß (Stud. B.Eng.)
Andrea Horst (B.Eng.)**

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	4
1.1	Ziele des Vorhabens	4
1.2	Vorgehensweise	5
2	Funktionsweise des neuartigen Brenners	6
3	Versuchsaufbau.....	7
3.1	Brennkammer	8
3.2	Brenner	9
4	Simulation.....	10
4.1	Simulation der Strömung und der Verbrennung	10
4.1.1	Aufbau des Modells und Simulation	10
4.1.2	Durchführung der Strömungssimulation	12
4.2	Simulation der Brennkammer	13
4.2.1	Simulation des Flammrohres	13
4.2.2	Darstellung des Flammrohrmodells	13
4.2.3	Vorgehensweise bei der Verbrennungsrechnung.....	14
4.2.4	Ergebnisse der Verbrennungsrechnung im Flammrohr	15
4.3	Simulation des Gesamtmodells	20
4.3.1	Ergebnisse der Simulation der Strömung	20
4.3.2	Ergebnisse der Simulation des Verbrennungsprozesses	23
4.4	Experimentelle Ergebnisse und Vergleich	23
4.4.1	Wärmebelastung 10 kW	24
4.4.2	Vergleich der Simulationsrechnung mit Versuchsergebnissen.....	26
4.4.3	Simulation der Brennkammertemperaturen.....	28
4.5	Simulation des Gesamtmodells mit Verdampfer	32
4.6	Ergebnisse der Strömungssimulation Modelle 1 und 2.....	34
4.6.1	Experimentelle Untersuchung von Modell 1 und 2	35
4.6.2	Vergleich der Simulationen mit den Ergebnissen aus dem Experiment	36
4.7	Simulation mit Betrieb des Sekundärkreises	37
4.7.1	Definition der Parameter des Sekundärkreises	38
4.7.2	Darstellung der Strömungsverhältnisse (Geschwindigkeitsfelder)	38
4.7.3	Darstellung des Temperaturfeldes - Vergleich mit experimentellen Ergebnissen	
	40	
5	Experimentelle Umsetzung.....	43
5.1	Umbaumaßnahmen am Versuchsstand	43
5.2	Vergleichsmessungen mit verlängerter Brennkammer	44
6	Versuchsreihen mit Sekundärkreis.....	45
6.1	Versuchsaufbau mit Sekundärkreis	45
6.2	Sekundärkreis mit einem Auslass	45
6.3	Sekundärkreis mit drei Auslässen (axiale Ausströmung).....	47
6.4	Sekundärkreis mit drei Auslässen (radiale Ausströmung)	51
7	Sekundärkreis mit Ringverteiler.....	53
7.1	Simulation mit Fluent	53
7.2	Experimentelle Untersuchungen.....	55
7.2.1	Nullmessung	55

7.3	Ringverteiler 16x2 mm Bohrungen	57
7.4	Ringverteiler mit 16x3,2 mm Bohrungen.....	59
8	Ausschalten des Primärkreises	60
9	Versuche mit isoliertem Flammrohr.....	64
9.1	Versuche mit isoliertem Flammrohr ohne Sekundärkreis	64
9.2	Versuche mit isoliertem Flammrohr, 60° (0,2 gph) Düse bzw. 45° (0,2 gph) Düse und Sekundärkreis	66
9.3	Vergleichende Betrachtung: Versuche mit isoliertem Flammrohr, 60° (0,2 gph) Düse bzw. 60° (0,3 gph) Düse.....	67
9.4	Versuche mit isoliertem Flammrohr, 60° (0,2gph) Düse und Sekundärkreis	69
10	Versuche mit düsenförmiger Querschnittsverengung im Einströmbereich des Flammrohres	71
10.1	Versuche mit Querschnittsverengung und Öldüse 60° (0,2 gph)	71
	Variation von Rezirkulationsspaltweite und Zerstäubungsdruck	71
10.2	Versuche mit Querschnittsverengung und Öldüse 60° (0,3 gph)	74
11	Versuche mit Sekundärluftöffnungen	75
11.1	Sekundärluftöffnungen (n=5, d=2,1mm), Öldüse 60° (0,2 gph)	75
11.2	Sekundärluftöffnungen (n=3, d=2,1mm), Öldüse 60° (0,2 gph)	78
11.3	Versuche mit Sekundärluftröhrchen (n=3, d=2,1mm), Öldüse 60° (0,2 gph)	80
12	Versuche mit biogenen Brennstoffen	84
12.1	Versuche mit Bioethanol, Sekundärluftöffnungen (n=3, d= 2,1mm); Öldüse 60° (0,2 gph)	85
12.2	Versuche mit Biodiesel (RME), Sekundärluftöffnungen (n=3, d= 2,1mm); Öldüse 60° (0,2 gph).....	86
12.3	Versuche mit Rapsöl, Sekundärluftöffnungen (n=3,d= 2,1mm); Öldüse 60° (0,2 gph)	89
13	Zusammenfassung.....	91
14	Abbildungsverzeichnis.....	93
15	Tabellenverzeichnis.....	97
16	Literaturverzeichnis	98

1 Einleitung

1.1 Ziele des Vorhabens

Die Wärmeerzeugung zur Bereitstellung von Warm- und Heizwasser wird heute vielfach in Ölbrennwertkesseln vorgenommen. Dabei erfolgt die Verbrennung des fossilen Primärenergieträgers Heizöl in einer von außen wassergekühlten Brennkammer, auf deren Stirnseite ein Gebläsebrenner positioniert ist. Solche Wärmeerzeuger werden für Feuerungswärmeleistungen bevorzugt bis 50 kW eingesetzt und sind in den Sektoren „private Haushalte“ und „Gewerbe“ weit verbreitet. Insbesondere vor dem Hintergrund steigender Energiepreise wird auf Seiten der Verbraucher als auch der Hersteller von Feuerungsanlagen darüber nachgedacht, den Brennstoff Heizöl durch einen nachwachsenden Brennstoff wie z.B. Rapsöl zu ergänzen.

Dabei ist die relativ hohe Toxizität der Stickstoffoxide (insbesondere von Stickstoffdioxid), die z. B. saure Niederschläge verursachen und im Zusammenhang mit der bodennahen Ozonbildung stehen können, zu beachten, so dass eine weitestgehende Verringerung des Auswurfs dieser Schadstoffe angestrebt werden muss.

In jüngerer Zeit wird vermehrt das Prinzip der flammlosen Verbrennung beschrieben, das als Maßnahme zur Unterdrückung der Stickoxidbildung Anwendung findet. Dieses Prinzip ist bisher nur im geringen Maße auf die Verbrennung flüssiger Brennstoffe übertragen und hinsichtlich des Stickoxideminderungspotentials untersucht worden.

Die Anwendung des Prinzips der flammlosen Verbrennung in ohnehin vorhandenen Ofen- oder Brennräumen ist nahe liegend, weil hier über die heißen Wände die Startbedingungen für die Oxidationsreaktion geschaffen bzw. verbessert werden. Untersuchungen im Zusammenhang mit thermischen Nachverbrennungsanlagen haben gezeigt, dass die flammlose Oxidation durch vorheriges Zumischen von Erdgas zur Verbrennungsluft realisierbar ist und erwartungsgemäß zu extrem niedrigen Stickoxidkonzentrationen führt, so dass ein ähnliches Ergebnis auch für die flammlose Oxidation von Flüssigbrennstoffen erwartet werden kann.

Im Rahmen dieses Vorhabens soll für die beiden Brennstoffe Heiz- und Rapsöl eine neuartige, besonders stickoxidarme Ölverbrennung für Wärmeerzeuger im Hausbereich untersucht werden, wobei die Stickoxideminderung durch konsequente Anwendung von Primärmaßnahmen, d. h. von Maßnahmen, die einer Schadstoffentstehung innerhalb des Verbrennungsprozesses entgegenwirken, erfolgt. Es werden Verbrennung und Verdampfung des Öls (Raps- bzw. Heizöl) nicht, wie bei herkömmlichen Ölbrennern, miteinander verknüpft, sondern apparativ voneinander entkoppelt, so dass in einer (nahezu adiabaten) Brennkammer das Prinzip der schadstoffarmen flammenlosen Oxidation (FLOX-Prinzip oder Gasphasenoxidationsprinzip) anwendbar wird.

Herkömmliche FLOX-Systeme realisieren die flammlose Oxidation durch einen hohen Impuls der Verbrennungsluft, so dass extrem hohe Lufteintrittsgeschwindigkeiten entstehen. Hierdurch werden aus dem (adiabaten) Brennraum soviel (heiße) verbrannte, sauerstoffarme Abgase eingesaugt (interne Rezirkulation), dass eine Flammenbildung unterdrückt wird. Beim neuen Verfahren kann auf den extrem hohen Impuls und die dadurch erforderliche Verdichterantriebsleistung verzichtet werden. Der Brennstoff Heiz- bzw. Pflanzenöl wird nämlich in einem im Brennraum installierten Wärmeübertrager verdampft, im gasförmigen Zustand in sauerstoffarme Abgase der externen Rezirkulation eingespeist und dann erst der Verbrennung zugeführt. Hierdurch wird eine Flammenverbrennung verhindert.

Weiter wird durch die Einmischung von verdampftem Heiz- bzw. Pflanzenöl in rückgeführtes Abgas ein sehr hoher Regelbereich der Feuerungswärmeleistung ermöglicht, was zur bestmöglichen Anpassung der Wärmeerzeugung an den Wärmebedarf mit dem Ziel der Vermeidung von Verlusten und so genannten Anfahremissionen (Schadstoffemissionen bei der Neuzündung der Feuerung nach Betriebspausen) erwünscht ist.

Unter der Voraussetzung eines nahezu vollständigen Ausbrands (Kohlenmonoxid $< 10 \text{ mg/m}^3\text{n}$) werden Stickoxidkonzentrationen von unter 50 mg/kWh erwartet.

Dieser Brenner soll besonders schadstoffarm sein und im kleinen Leistungsbereich (10 - 17 kW) im Haushaltsbereich eingesetzt werden. Der neue Ölbrenner soll bei der Verbrennung und Verdampfung von Heizöl (bzw. Rapsöl) zwei voneinander entkoppelte Systeme nutzen./1/

1.2 Vorgehensweise

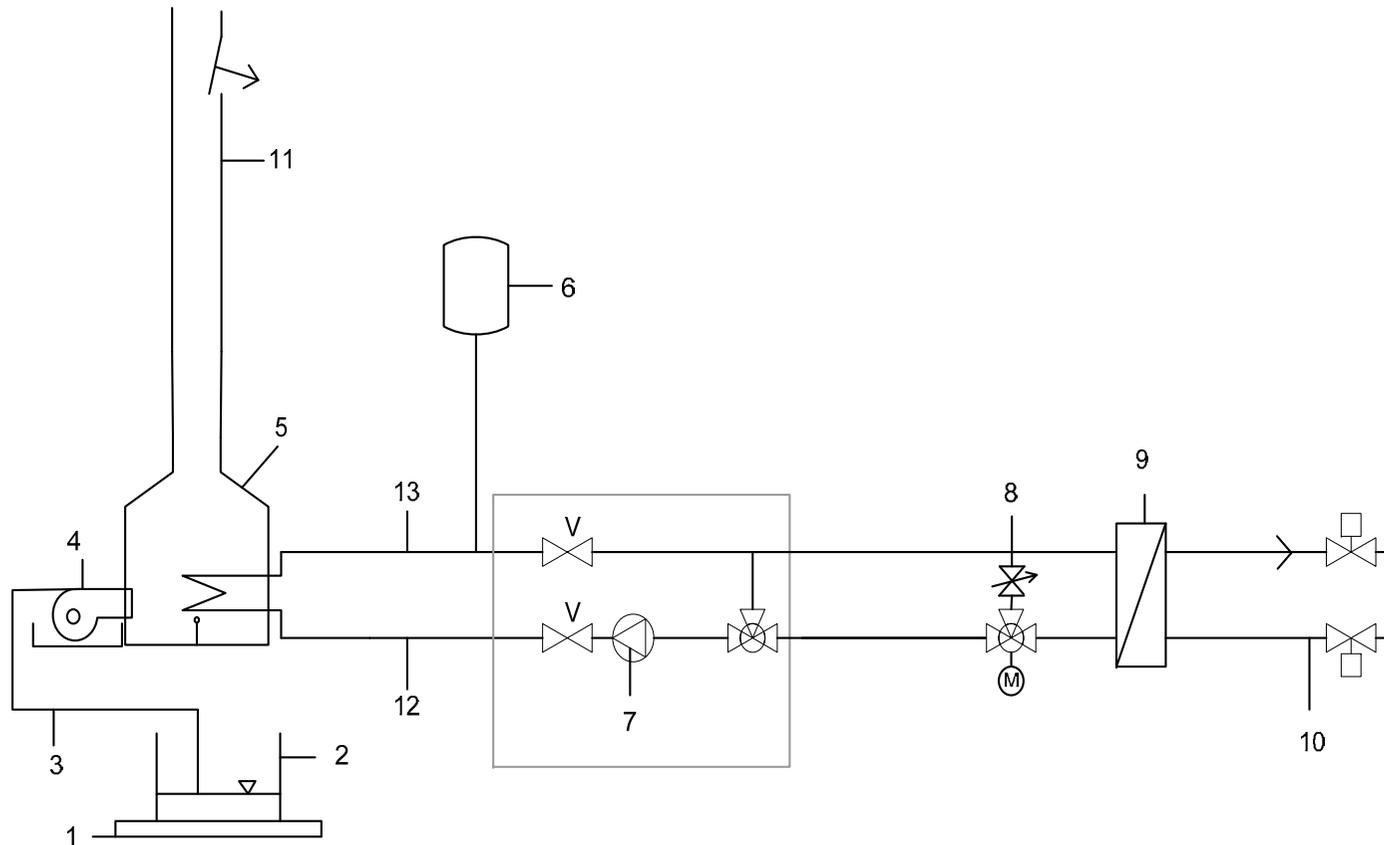
Zur Ermittlung der benötigten Daten gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten z.B. hinsichtlich der Ermittlung der Stoffkonzentrations-, Geschwindigkeits- und/oder der Temperaturverteilung: Zum einen ist dies die Untersuchung der Flammen anhand von Experimenten und die Aufzeichnung sowie Auswertung der Messdaten. Zum anderen besteht die Möglichkeit, die benötigten Werte mit Hilfe numerischer Simulationsberechnungen zu erhalten.

Mit Hilfe eines mathematischen Modells und einer rechnerischen Simulation ist es möglich, frühzeitig konstruktive Schwachstellen zu erkennen, d.h. noch bevor der Versuchsaufbau realisiert ist. Die Umsetzung der Simulation erfolgt mit dem Werkzeug Fluent, welches mit den zur Identifikation erforderlichen Toolboxes als Grundausstattung zur Verfügung steht. In einem ersten Schritt wurden die geometrischen Daten der grobausgelegten Versuchsanlage in ein Finite-Volumen-Modell (Netzgenerierung) übertragen. Anschließend wurden die partiellen Differentialgleichungen der Erhaltungssätze von Energie, Impuls und Masse und mit den an den Reaktionen beteiligten Stoffkomponenten (Brennstoff, Sauerstoff, Abgaskomponenten, Schadstoffe) numerisch gekoppelt. Eine besondere Herausforderung stellte die Integration des Verdampfers dar, da hierdurch eine zweite teilweise nicht gasförmige Strömung in die Simulation integriert werden musste. Zur Lösung dieses Problems wurde ein iteratives Modell implementiert, bei dem zuerst die Verbrennungsreaktion im Brennraum simuliert wurde. In einem zweiten Schritt erfolgte dann die Simulation der Wärmeübertragung aus dem heißen Abgasstrom auf den sekundären Brennstoff und dessen Verdampfung. Nach Abschluss der Netzgenerierung und Modellbildung folgten Simulationsrechnungen hinsichtlich des Emissionsverhaltens der neuartigen Feuerung. Die Vorhersage über die zu erwartenden Schadstoffemissionen (vor allem NO_x und CO) erfolgte über die Kenntnis der Temperatur-, Geschwindigkeits- und Konzentrationsfelder. Um mögliche Schwachstellen in der Konstruktion aufzuzeigen, wurden wesentliche Verfahrensparameter gezielt variiert. Die Simulationsrechnungen dienten auch als wesentliches Werkzeug, die Verteilung des verdampften Sekundärbrennstoffes (Ölnebels) in den Rezirkulationsspalt des Brenners zu optimieren. Anschließend erfolgte dann die versuchstechnische Umsetzung der hieraus gewonnenen Erkenntnisse - die Simulationsrechnungen erwiesen sich hierbei als sehr nützliches Instrument.

3 Versuchsaufbau

Der Versuchsstand wurde gemäß den Regeln der Technik aufgebaut und nach Herstellerunterlagen /7/ in Betrieb genommen.

Im folgenden wird der Prüfstand mit seinen einzelnen Elementen genauer beschrieben. In Abbildung 3-1 wird das Anlagenschema des Versuchstandes dargestellt./6/



1. Brennstoffwaage
2. Brennstoffbehälter
3. Brennstoffzuleitung
4. Ölbrenner
5. Wärmeerzeuger(Kessel)
6. Ausdehnungsgefäß
7. Umwälzpumpe
8. Regelventil
9. Wärmeübertrager
10. Kühlkreis
11. Abgasrohr
12. Heizung Vor- und Rücklauf

Abbildung 3-1: Anlagenschema

3.1 Brennkammer

Der Versuchsstand besteht aus einem Wasserspeicher der Firma Solvis GmbH & Co.KG./7/ In dem Wasserspeicher ist eine sogenannte Niedertemperatur (NT)-Brennkammer eingebaut. Die chemisch gebundene Energie des Brennstoffes wird in der Brennkammer in thermische Energie infolge Verbrennung umgewandelt. Dabei wird die Brennkammer erwärmt. Über die Wände der Brennkammer (Wärmeübertrager) wird die Wärme an das Heizmedium (hier: Wasser) abgegeben.

Die Brennkammer wurde für die Versuchszwecke verändert. Es wurden zwei Schaugläser eingebaut, mit dem Ziel, das Flambild beobachten zu können (siehe Abbildung 3-2 und Abbildung 3-3).

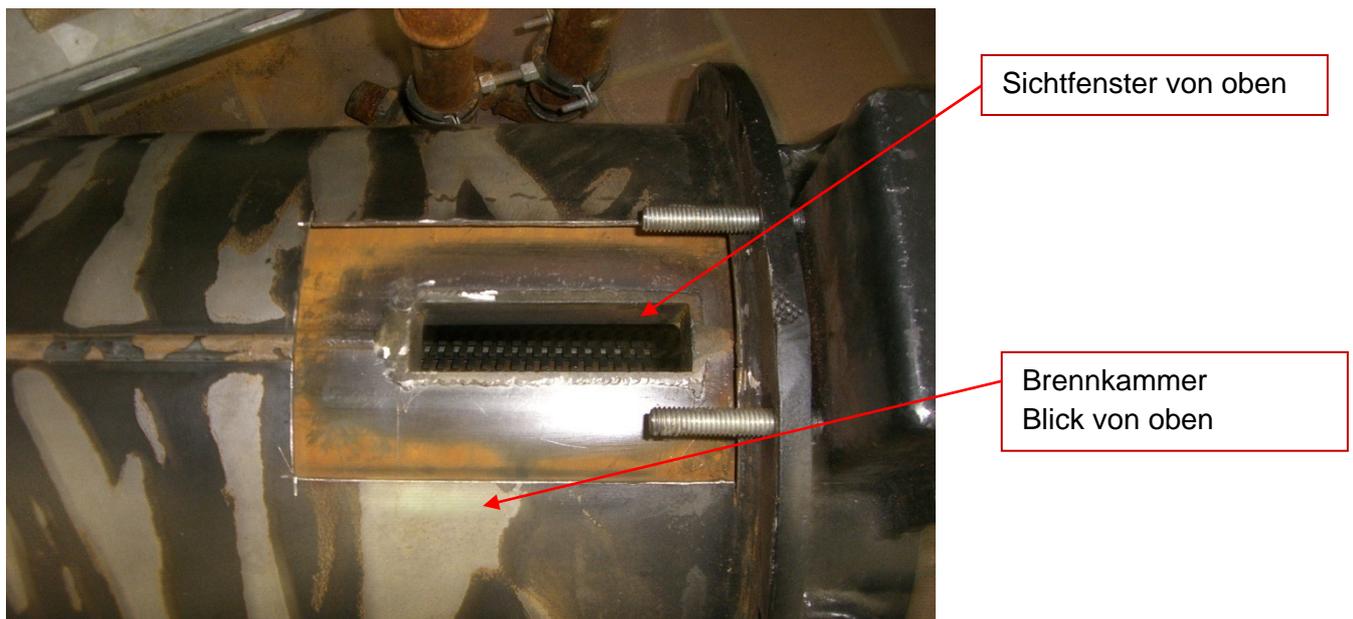


Abbildung 3-2: Brennkammer Sicht von Oben

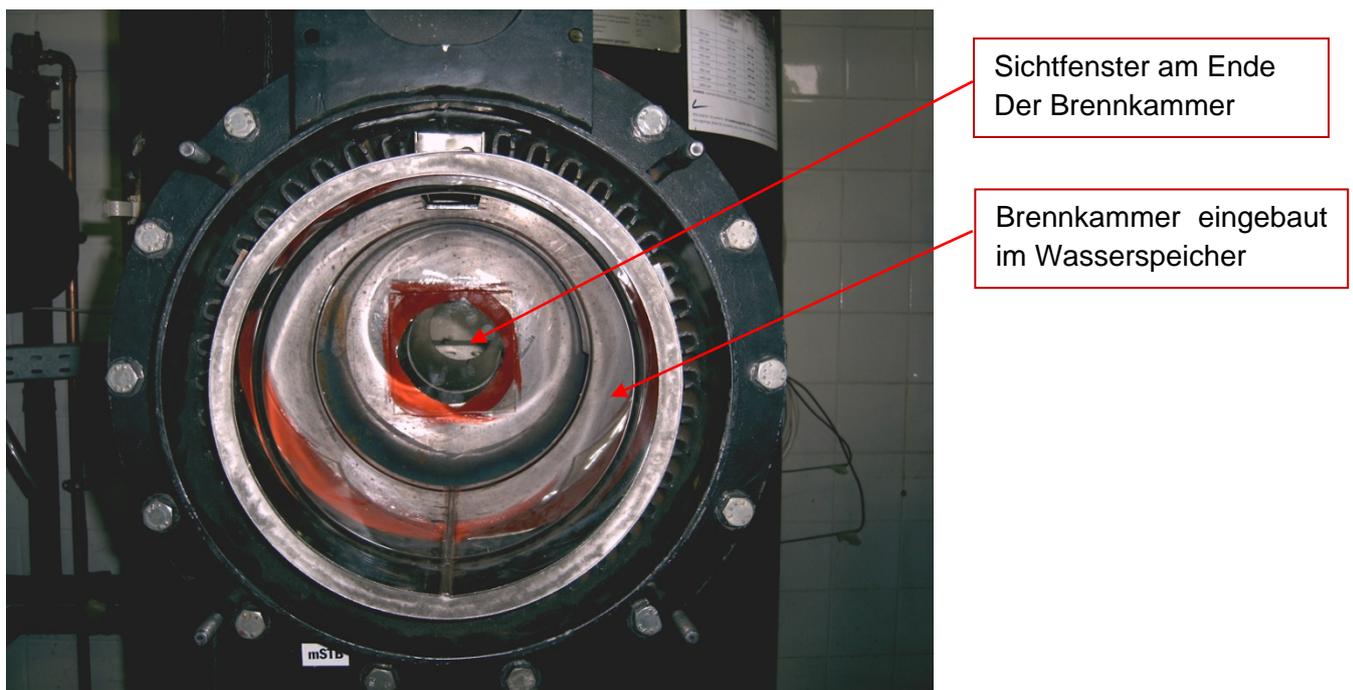


Abbildung 3-3: Brennkammer Sicht von innen

3.2 Brenner

Ein Ölbrenner hat die Aufgabe, einen Ölmassenstrom, der sich durch den definierten Wärmeverbrauch eines Heizkessels ergibt, für die Verbrennung aufzubereiten und zu verbrennen. Im Versuchsstand integriert ist ein 2-stufiger Ölbrenner der Firma SCHEER Heizsysteme & Produktionstechnik GmbH, mit einer Nennleistung von 10-17 kW (siehe Abbildung 3-4 und Abbildung 3-5). Der Brenner wird als Blaubrenner (Low- NO_x - Brenner) betrieben.

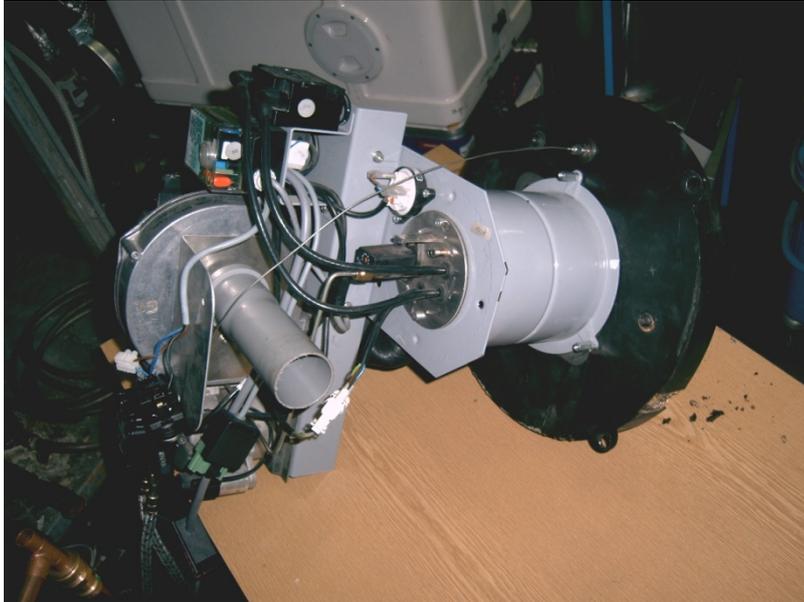


Abbildung 3-4: Blaubrenner seitliche Ansicht mit Gebläse und Steuereinheit

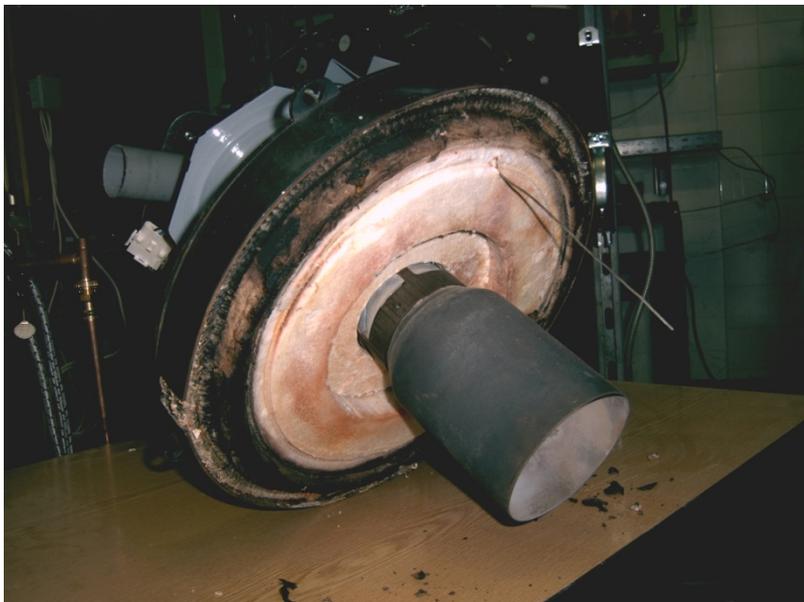


Abbildung 3-5: Blaubrenner - Ansicht des Flammenrohres

4 Simulation

Die Simulationen der Strömung und Verbrennung innerhalb der Brennkammer werden mit dem CFD-(Computational Fluid Dynamics) Programm FLUENT (Version 6.3.26) durchgeführt. Im ersten Abschnitt dieses Kapitels werden die grundlegenden Daten der Stoffwerte und passenden Parameter, die für die Simulation als Eingabewerte wichtig sind, erörtert und dargestellt. Im zweiten Abschnitt dieses Kapitels wird auf ein vereinfachtes Modell der Simulation eingegangen, welches als Überprüfung der getroffenen Annahmen dient, bevor diese dann auf das Gesamtmodell übertragen werden. Die Ergebnisse der Simulation des Gesamtmodells und der Abgleich der experimentellen Ergebnisse werden in Kap. 4.3 und 4.4 dargestellt.

4.1 *Simulation der Strömung und der Verbrennung*

Die Simulation der Strömung und der Verbrennung erfolgt in einem der Brennkammer entsprechenden mathematischen Modell. In den folgenden Kapiteln wird auf den Aufbau des Gesamtmodells sowie die Ermittlung der Eingabewerte und der Randwerte eingegangen, bevor nachfolgend die Simulation am verkleinerten Modell des Flammrohres dargestellt wird.

4.1.1 **Aufbau des Modells und Simulation**

Das Modell der Brennkammer wurde im Laufe des Projekts in GAMBIT (Version 2.4.6) erstellt. GAMBIT stellt in diesem Zusammenhang den Geometrie-Preprocessor dar, der speziell weiter in FLUENT (Version 6.3.26) verwendet wird. Die Geometrie wird in diesem Programm entsprechend den technischen Zeichnungen der Brennkammer und des Ölbrenners erstellt und in diesem mit einem Berechnungsgitter versehen. Das Modell wird als solches vereinfacht erstellt, da eine genauere Darstellung wesentlich mehr Rechenzeit benötigen würde. Bei Erstellung einer Geometrie ist daher genau abzuwägen, wie genau diese sein soll. Der wesentliche Parameter ist hierbei die Genauigkeit der errechneten Werte im Vergleich zu den Messwerten. Sofern sich hier nur geringe Abweichungen ergeben, kann ein solches Modell als ausreichend betrachtet werden; andernfalls wäre eine Anpassung erforderlich.

Das Modell wurde in GAMBIT 3-dimensional dargestellt. Die Abbildung 4-1 und Abbildung 4-2 zeigen das Modell in verschiedenen Aufbaustufen. Die Vernetzung erfolgte in Form eines gemischten Netzes aus hexaedrischen und tetraedischen Zellen, um die komplexe Geometrie weitestgehend darstellen zu können.

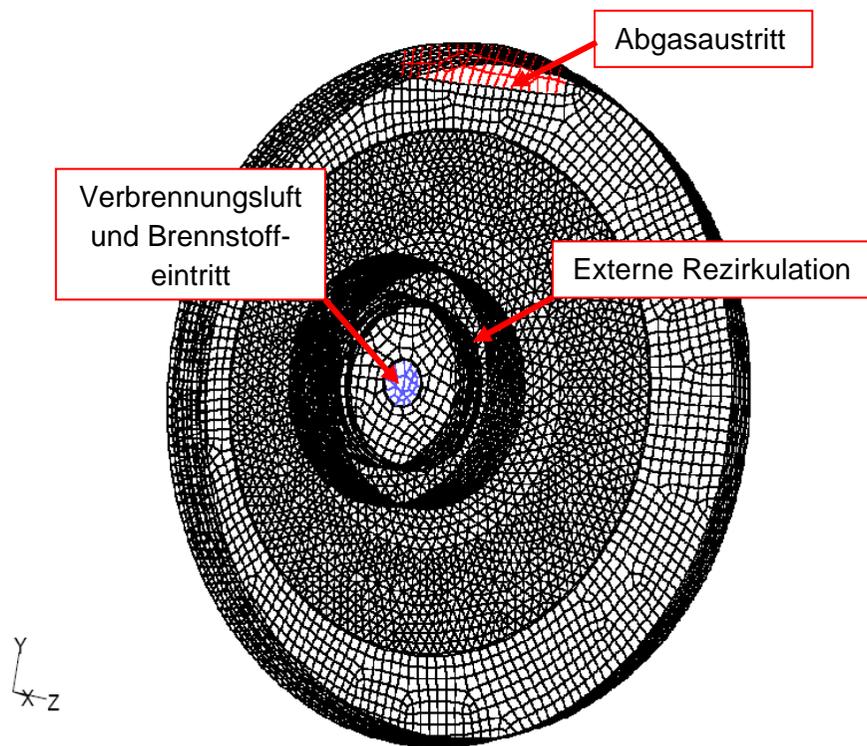


Abbildung 4-1: Brennkammerabdeckung mit Einlässen und Auslässen

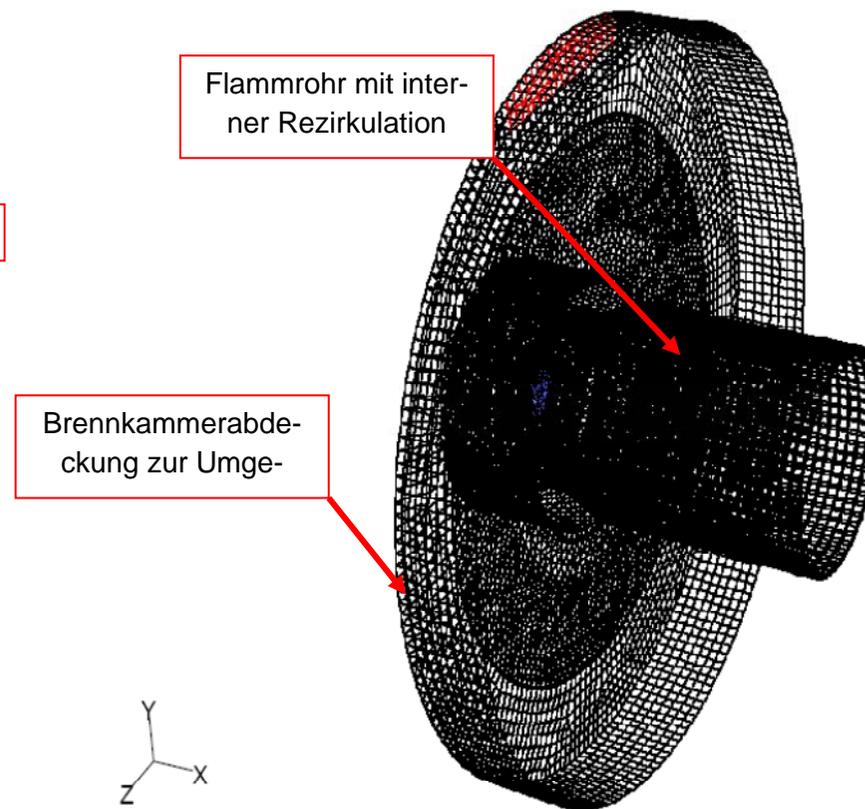


Abbildung 4-2: Brennkammerabdeckung mit Flammrohr

Das Modell aus GAMBIT besteht aus den folgenden Daten:

Modelleigenschaften	Vernetzung
1 Volumina	840.228 Zellen
44 Flächen	
189 Kanten	169.706 Netzknoten

Tabelle 4-1: Daten der Vernetzung und Aufbau des Modells in Gambit

4.1.2 Durchführung der Strömungssimulation

Die Verbrennungsluft wird dem Brenner seitlich um die eigentliche Einspritzdüse herum zugeführt und mit dem zugeführten und eingedüsten Brennstoff verbrannt. Anhand der Simulation kann die Strömung und die Führung der Luft bzw. des Abgases abgeschätzt werden.

Die Verwendung des PDF/ r - k - ϵ -Modells (PDF: Probability Density Function) ist noch relativ unerprobt. Daher wird die Verbrennungssimulation zunächst in einer einfachen Geometrie durchgeführt, nämlich dem Flammrohr. Das Hauptaugenmerk ist darauf gerichtet, die Ergebnisse der Simulation den Ergebnissen einer theoretischen (analytischen) Verbrennungsrechnung möglichst nahe zu kommen. Bei diesem Vergleich werden zunächst die adiabate Flammentemperatur und die Zusammensetzung des Verbrennungsgases herangezogen. Stimmen die Ergebnisse der Simulation mit den Ergebnissen der analytischen Berechnung weitestgehend überein, kann dieses spezielle Modell auf das Gesamtmodell - bestehend aus Brenner und Brennkammer - übertragen werden.

Bei der Simulation der Verbrennung innerhalb der Brennkammer wird zunächst von einem adiabaten¹ System ausgegangen. Die Ergebnisse aus der Simulation werden anschließend mit berechneten Werten verifiziert.

¹ Bei einem adiabaten System findet keine Übertragung von Wärme über die Systemgrenze hinaus statt

$$(\delta Q = 0)$$

4.2 Simulation der Brennkammer

4.2.1 Simulation des Flammrohres

Die ersten Verbrennungssimulationen erfolgten mit der Geometrie eines Flammrohres, welches genau dem entspricht, das später als Teil des Brenners im Gesamtmodell der Brennkammer zu finden ist. Die Größe des Gesamtmodells wird dadurch reduziert und die Rechenzeit somit deutlich verkürzt. Dieses bietet die Möglichkeit, Veränderungen schnell durchführen und diese schneller auswerten zu können, bevor die Randbedingungen auf das Gesamtmodell übertragen werden.

Bei der Berechnung der nicht-vorgemischten Verbrennung, wird ein PDF/r-k- ϵ -Modell verwendet. Dieses Modell entspricht den wirklichen Verhältnissen am besten [3]. Die Zuführung von Verbrennungsluft erfolgt um die Brennstoffdüse herum, wird durch Leitbleche zum Rotieren gebracht, dort mit dem eingedüsten und verdrahten Brennstoff vermischt und danach verbrannt.

4.2.2 Darstellung des Flammrohrmodells

Die Geometrie des Flammrohres hat eine Gesamtlänge von 184,3 mm und am Austritt einen Durchmesser von 100 mm. Das im Pre-processor (Gambit) generierte Berechnungsgitter ist in Abbildung 4-3 dargestellt.

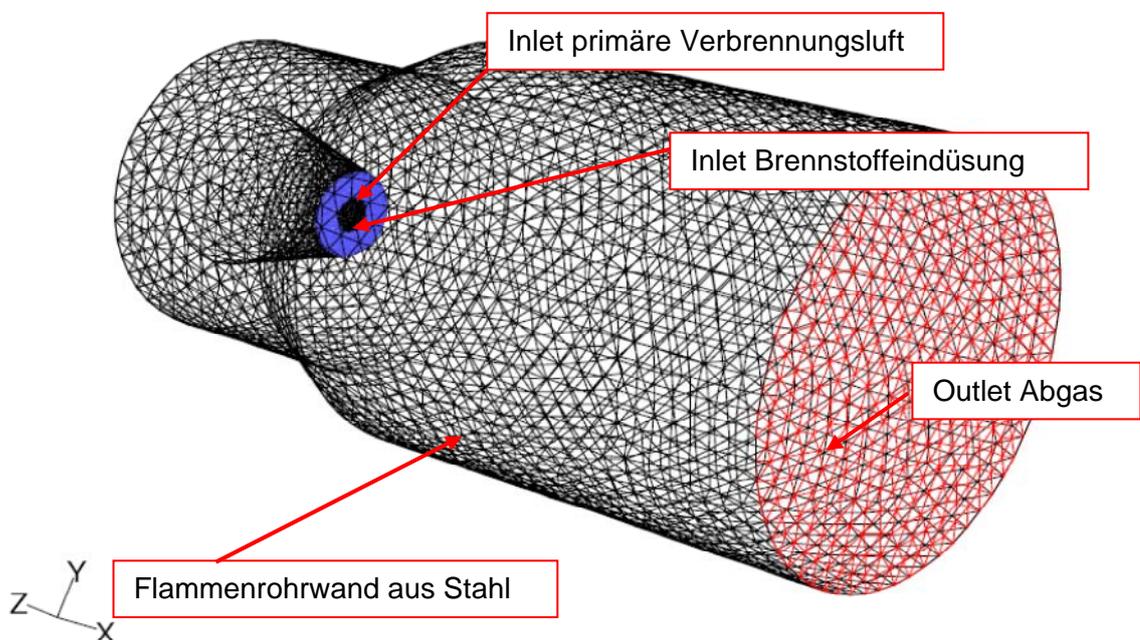


Abbildung 4-3: Darstellung des Berechnungsgitters des 3d-Flammrohres

4.2.3 Vorgehensweise bei der Verbrennungsrechnung

Zunächst wird eine Berechnung der adiabaten Verbrennungstemperatur durchgeführt, wobei die entsprechende PDF eingelesen und berechnet wird. Danach werden Temperaturabhängigkeiten eingeführt und anschließend die Berechnung erneut gestartet. Leider musste hierbei festgestellt werden, dass das Ergebnis nicht konvergierte, was sich in beiden Fällen aber darauf zurückführen ließ, dass die Strömung am "outlet" eine Rückströmung besitzt, die dafür sorgt, dass das Ergebnis nicht konvergieren kann. Da das Problem bekannt ist, können die anderen Parameter aber kontrolliert werden. Wenn die Randbedingungen auf das Gesamtmodell übertragen werden, würde keine Rückströmung mehr auftreten, da dann das Flammrohr nicht abrupt endet, sondern weiter in die Brennkammer hinein führt. Dort ist eine Konvergenz der Ergebnisse zu erwarten.

In Abbildung 4-4 wird dargestellt, wie der Brennstoff eingedüst wird. Die Skala (Angabe in mm) auf der rechten Seite gibt die Größe der zur Momentaufnahme gehörigen Brennstofftröpfchen an.

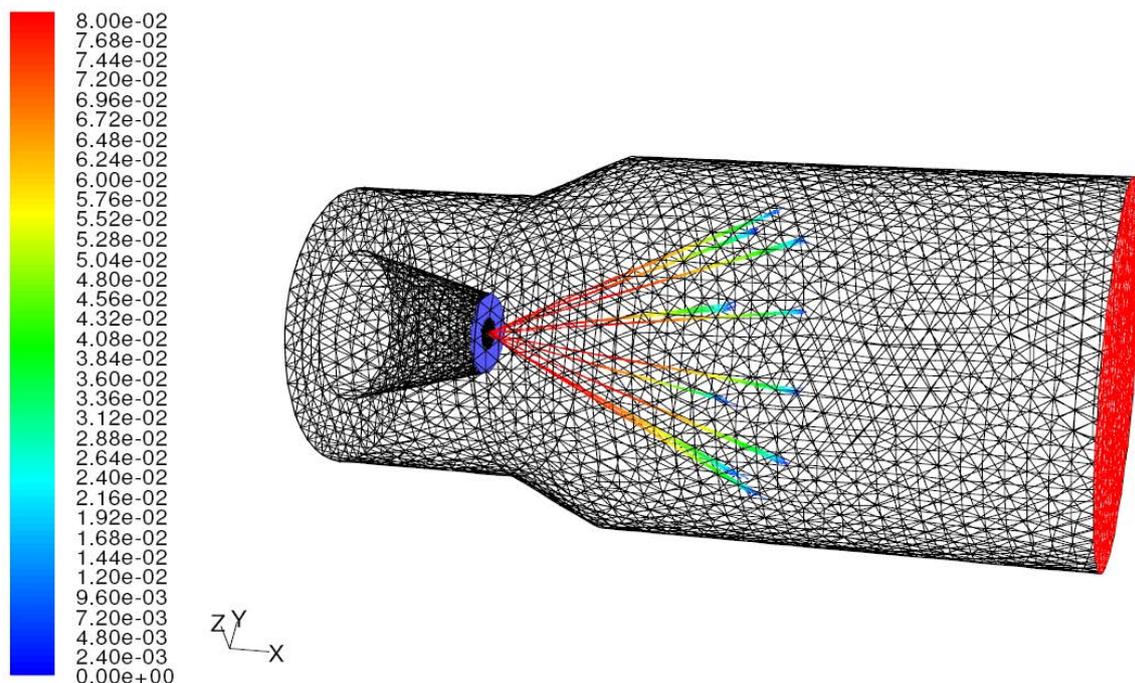


Abbildung 4-4: Eindüsung des Brennstoffes in das Flammrohr-Modell

4.2.4 Ergebnisse der Verbrennungsrechnung im Flammrohr

In Tabelle 4-2 sowie in Abbildung 4-5 und Abbildung 4-6 werden die wichtigsten Ergebnisse der unterschiedlichen Simulationen dargestellt. Die Luftzahl der Simulation wurde bei $\lambda = 1,2$ eingestellt.

	Einheit	10 kW		16 kW	
		adiabat	nicht-adiabat	adiabat	nicht-adiabat
T_{ein}	K	337,9	337,9	338,1	338,1
T_{aus}	K	2145,9	1512,59	2151,4	1620,1
$m_{\text{ein Luft}}$	kg/s	0,00388	0,00388	0,00632	0,00632
$m_{\text{ein Brennstoff}}$	kg/s	$2,39 \cdot 10^{-4}$	$2,39 \cdot 10^{-4}$	$3,85 \cdot 10^{-4}$	$3,93 \cdot 10^{-4}$
m_{aus}	kg/s	$4,20 \cdot 10^{-3}$	$4,12 \cdot 10^{-3}$	$6,71 \cdot 10^{-3}$	$6,71 \cdot 10^{-3}$
Abgas					
CO_2	Vol.-%	10,88	11,5	11,08	11,54
CO	Vol.-%	$5,13 \cdot 10^{-5}$	$4,66 \cdot 10^{-5}$	$4,31 \cdot 10^{-5}$	$4,51 \cdot 10^{-5}$
$\text{C}_{10}\text{H}_{22}$	Vol.-%	0	0	0	0
H_2O	Vol.-%	12,48	12,73	12,51	12,75
O_2	Vol.-%	1,95	1,59	1,8	1,57
N_2	Vol.-%	73,54	73,54	73,55	73,55

Tabelle 4-2: Zusammenstellung der Ergebnisse der Simulationen des Flammrohres

Genaugenommen sind sämtliche Verbrennungsreaktionen am Ende des kurzen Flammrohres noch nicht gänzlich abgeschlossen; sie erreichen erst hinter dem Flammrohr innerhalb der Brennkammer ihre Endwerte. Die Ergebnisse der Simulation liegen in guter Näherung bei den Ergebnissen der analytischen Berechnung, somit können die Einstellungen auf das Gesamtmodell übertragen werden. Die niedrigeren CO_2 -Werte bzw. höheren O_2 -Werte bei adiabater Brennkammer sind reaktionskinetisch begründet.

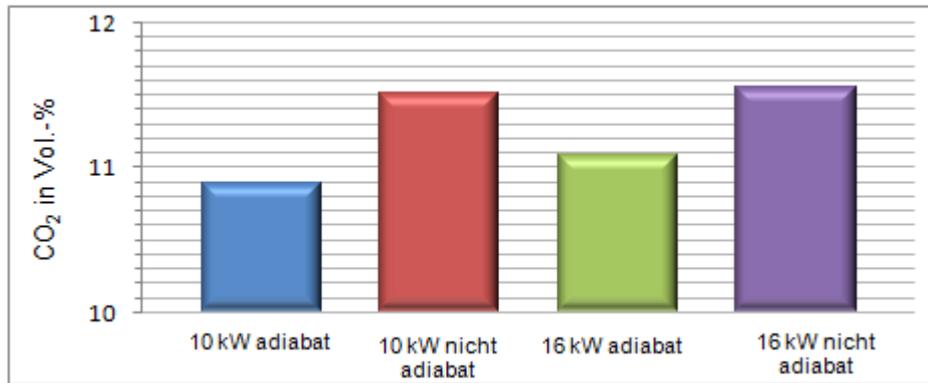


Abbildung 4-5: Vergleich der CO₂ - Abgaswerte aus den verschiedenen Modellen der Simulationen des Flammrohres

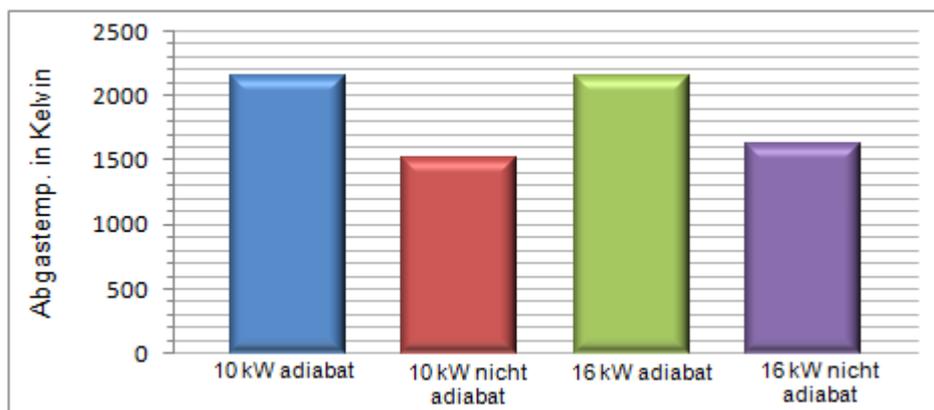


Abbildung 4-6: Vergleich der Abgastemperatur aus den verschiedenen Modellen der Simulationen des Flammrohres

In Abbildung 4-7 ist das Berechnungsgitter des Flammrohres und innerhalb des Flammrohres die Schnittebene ($z=0$) dargestellt. Diese Schnittebene wird bei den Abbildung 4-8 bis Abbildung 4-11 verwendet, auf denen zum einen die Strömungen als Vektoren innerhalb des Flammrohres dargestellt werden, sowie die Temperaturverteilung am Beispiel der adiabaten Betrachtung für beide Leistungsstufen.

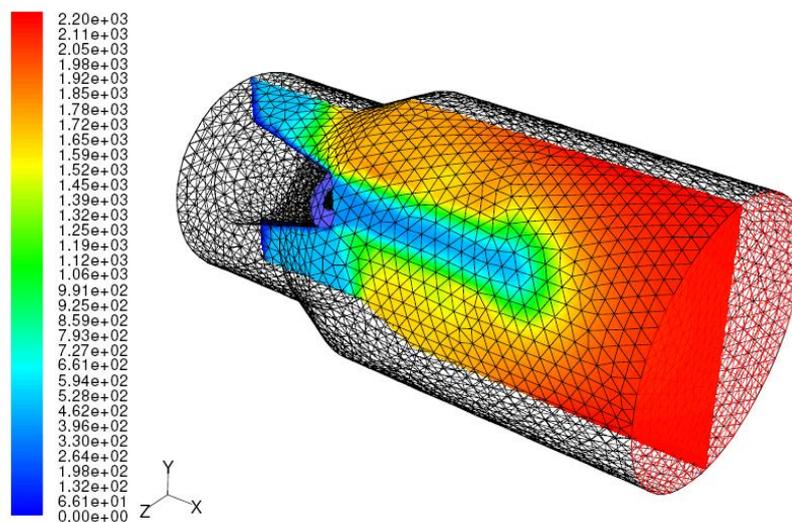


Abbildung 4-7: Schnittebene durch das Berechnungsgitter des Flammrohres

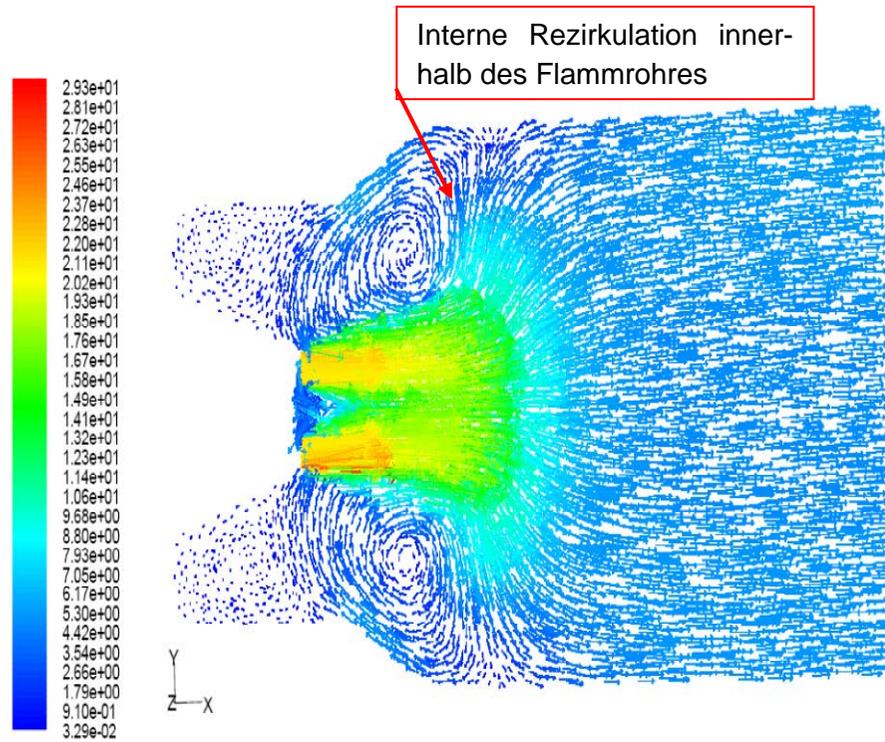


Abbildung 4-8: Darstellung der Vektoren der Geschwindigkeit bei einer Wärmebelastung von 10 kW

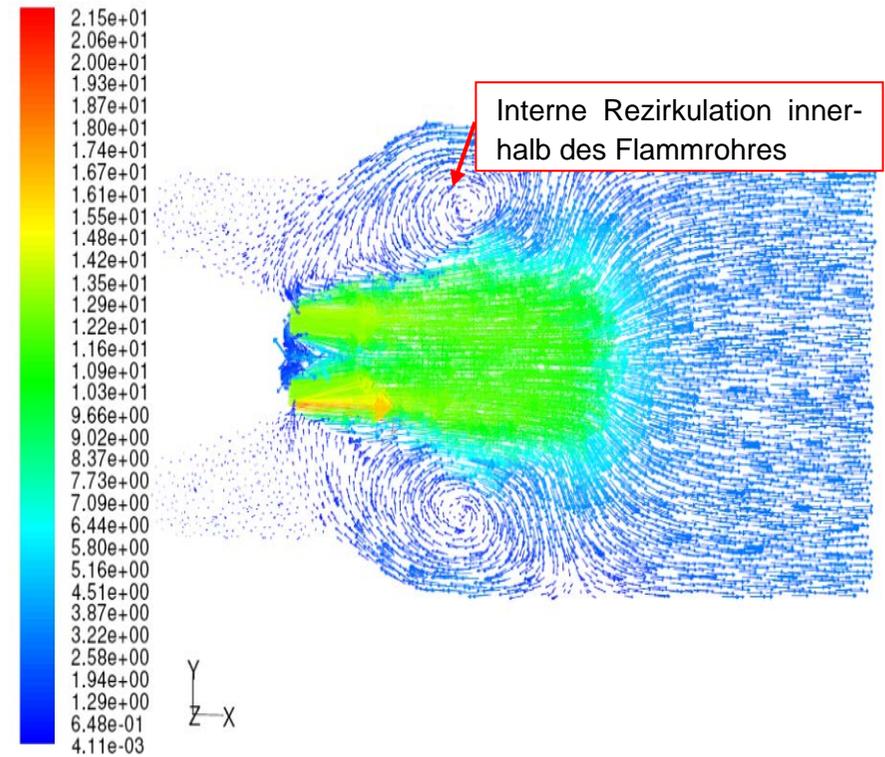


Abbildung 4-9: Darstellung der Vektoren der Geschwindigkeit bei einer Wärmebelastung von 10 kW

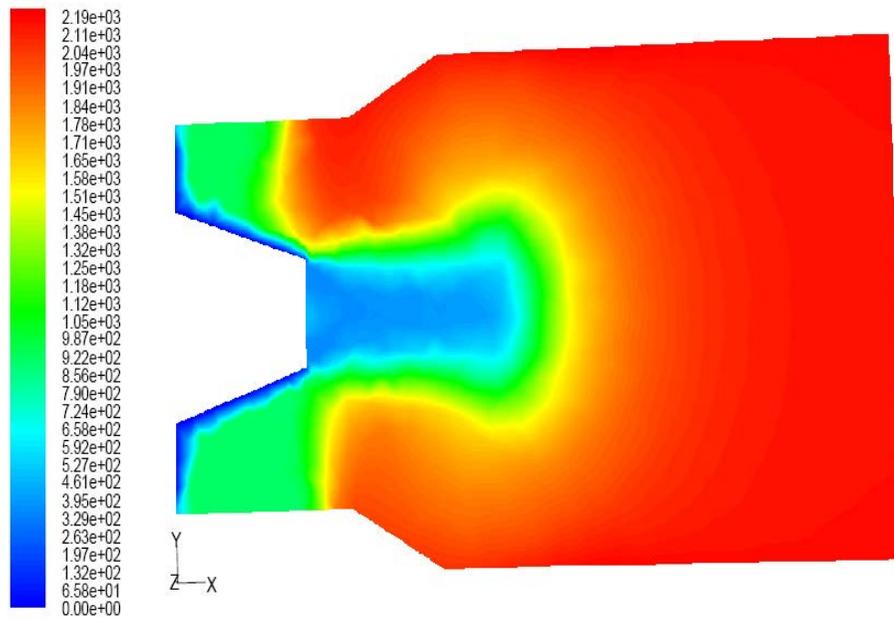


Abbildung 4-10: adiabate Temperaturverteilung bei einer Wärmebelastung von 10 kW

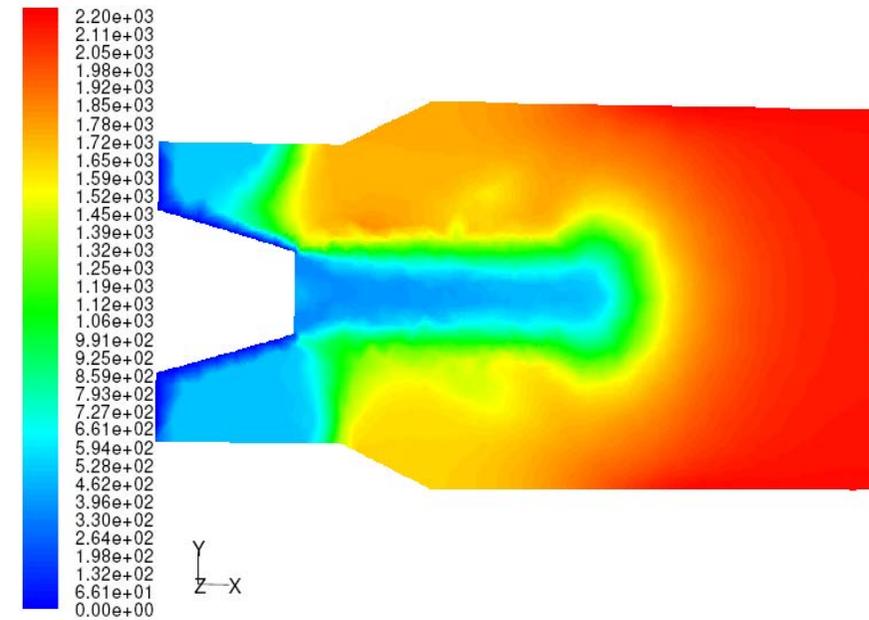


Abbildung 4-11: adiabate Temperaturverteilung bei einer Wärmebelastung von 16 kW

Bei der Darstellung der Vektoren des Geschwindigkeitsfeldes innerhalb des Flammrohres ist bei beiden Modellen die interne Rezirkulation deutlich erkennbar.

Die Darstellung der Temperaturverteilung zeigt, wie der zunächst kalte Strom aus Verbrennungsluft und Brennstoff in das System einströmt und danach vorgewärmt und verbrannt wird. Die Austrittstemperatur aus dem Flammrohr liegt im Bereich der adiabaten Flammentemperatur.

4.3 Simulation des Gesamtmodells

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse aus der Simulation mit den Ergebnissen aus den Experimenten und der Verbrennungsrechnung verglichen. Die vorher unter der Bedingung des Flammrohres ermittelten Randbedingungen werden auf das Gesamtmodell übertragen und die gesamte Brennkammer wird simuliert. Untersucht werden neben der Strömung innerhalb der Brennkammer auch die auftretenden Temperaturen und die Abgaswerte (sog. Null-Versuch). Unterteilt wird dieses in die verschiedenen Varianten der Simulation. Zum einen wurde die Brennkammer im Nennleistungsbereich 10 kW und 16 kW ohne Einbauten (Verdampfer) mit unterschiedlichen Luftzahlen simuliert. Weiterhin wird das Verhalten des Brenners und der Kammer nach dem Einbau des Verdampfers ohne Sekundärkreis im Dauerbetrieb bei 10 kW untersucht. Auch bei diesen Simulationen werden verschiedene Luftzahlen gefahren, wobei das Hauptaugenmerk auf die Veränderungen in der Strömung und der Abgaswerte im Vergleich zu den Null-Versuchen untersucht wird.

4.3.1 Ergebnisse der Simulation der Strömung

In diesem Kapitel werden für das 10 kW-Modell bei einer Luftzahl von 1,2 die Ergebnisse genauer dargestellt. Die gesamten Ergebnisse bei verschiedenen Luftzahlen werden im Anschluss in tabellarischer Form angegeben und auch graphisch dargestellt.

Um einen Eindruck von der berechneten Strömung innerhalb der Brennkammer zu erhalten, werden Geschwindigkeitsvektoren dargestellt. Mit Hilfe dieser Darstellung erhält man einen sehr guten Einblick in die Strömung und Geschwindigkeitsverteilung im Brenner und der Brennkammer. Gezeigt werden in Abbildung 4-13 die Geschwindigkeitsvektoren in der x-y-Ebene und in Abbildung 4-12 die Schnittebene. Als Schnittebene wird die x-y-Ebene gewählt. Diese bildet einen Schnitt mittig durch die Brennkammer und bietet somit die beste Übersicht.

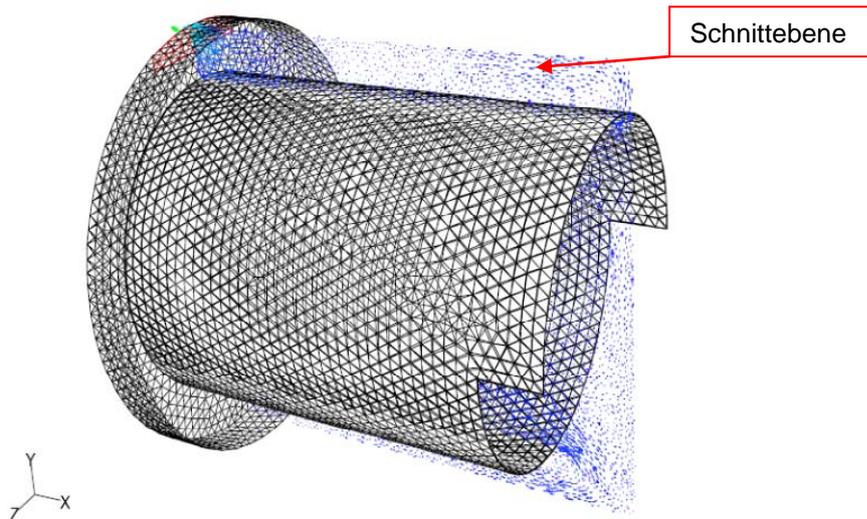


Abbildung 4-12: Lage der x-y-Schnittebene in der Brennkammer

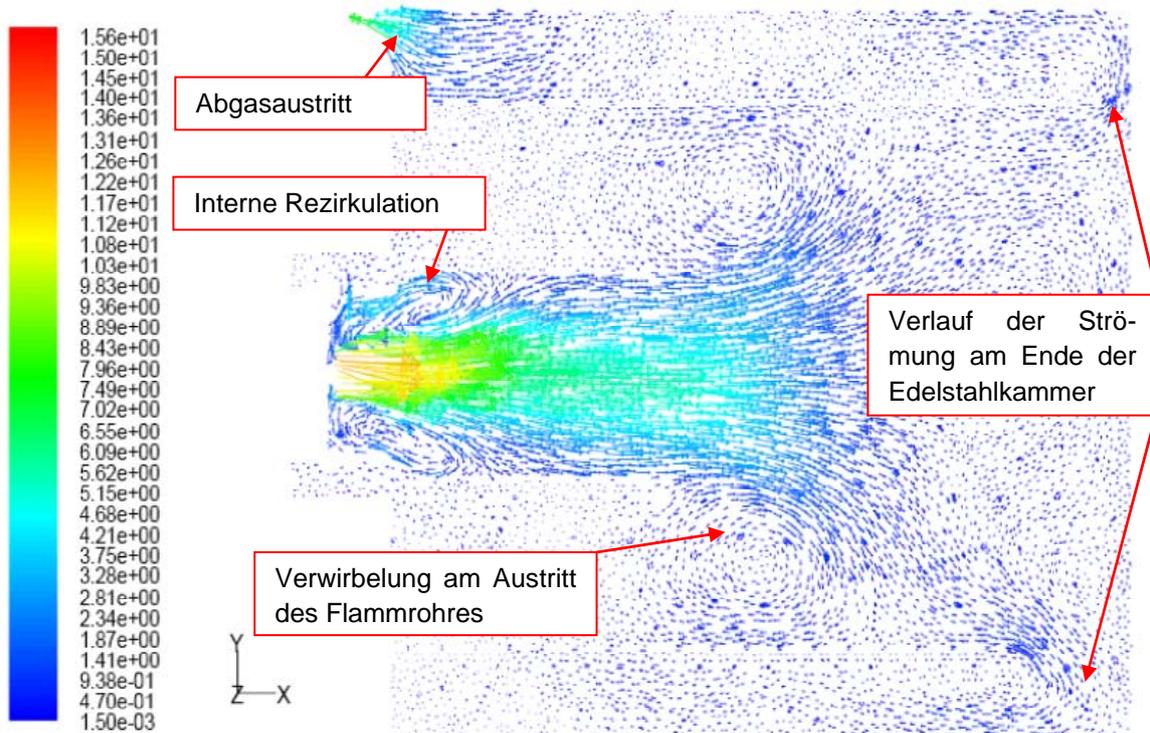


Abbildung 4-13: Vektoren des Geschwindigkeitsfeldes innerhalb der Brennkammer (Wärmebelastung 10 kW)

Anhand der Abbildung 4-13 lässt sich der Verlauf der Strömung sehr gut erkennen. Die Skala auf der linken Seite der Darstellung ist in m/s. Der Brennstoff wird auf der linken Seite eingespritzt und mit der Verbrennungsluft vermischt. Um die Eindüsung herum bildet sich eine interne Rezirkulationszone aus. Nach dem Verlassen des Flammrohres fächert sich die Strömung auf und verteilt sich in der Brennkammer. Deutlich sind Verwirbelungen am Rand des Flammrohres zu erkennen. Weiterhin ist in der Abbildung (siehe Kennzeichnung) erkennbar, wie sich die Strömung am Rande des Edelstahlmantels beschleunigt und am unteren Rand verteilt, bis das Verbrennungsgas den Abgasaustritt erreicht.

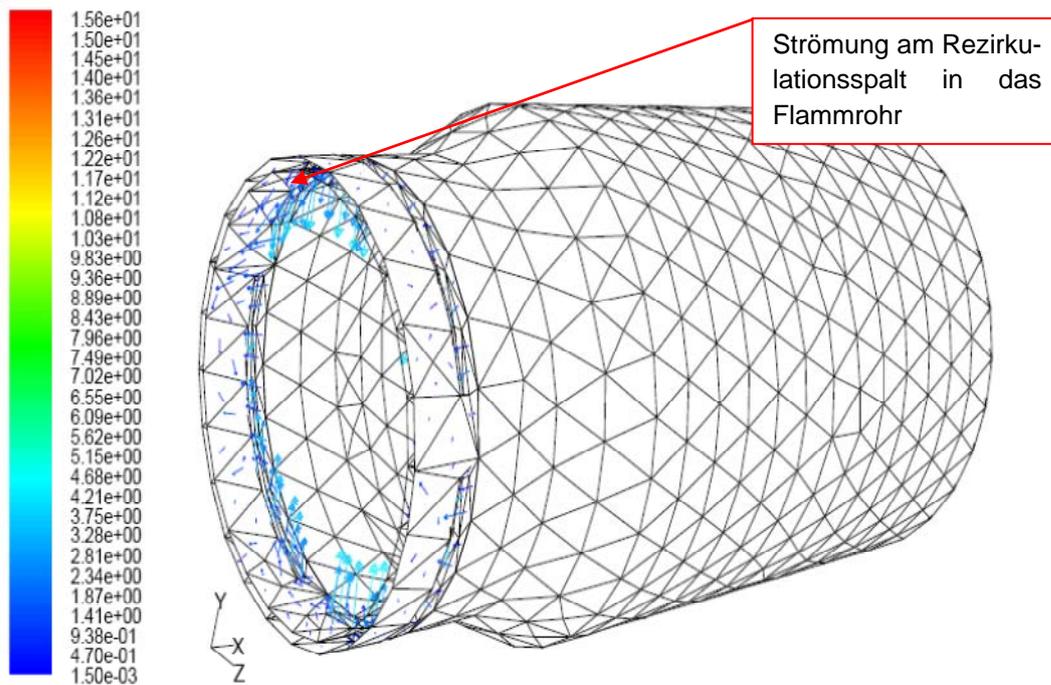


Abbildung 4-14: Vergrößerung der Darstellung des Rezirkulationsspalt

In Abbildung 4-14 wird der Rezirkulationsspalt für die externe Rezirkulation vergrößert dargestellt. Die Zahlenwerte der linksseitigen Skala sind der Einheit m/s angegeben. Es ist deutlich zu erkennen, wie die Strömung über die Kante des Spaltes in das Innere des Flammrohres strömt und somit die externe Rezirkulation bildet. Der Rezirkulationsspalt ist bei diesem Modellansatz 5 mm weit geöffnet.

4.3.2 Ergebnisse der Simulation des Verbrennungsprozesses

Die Ergebnisse der Verbrennungssimulation werden am Beispiel der CO₂-Massenanteile in der folgenden Abbildung dargestellt.

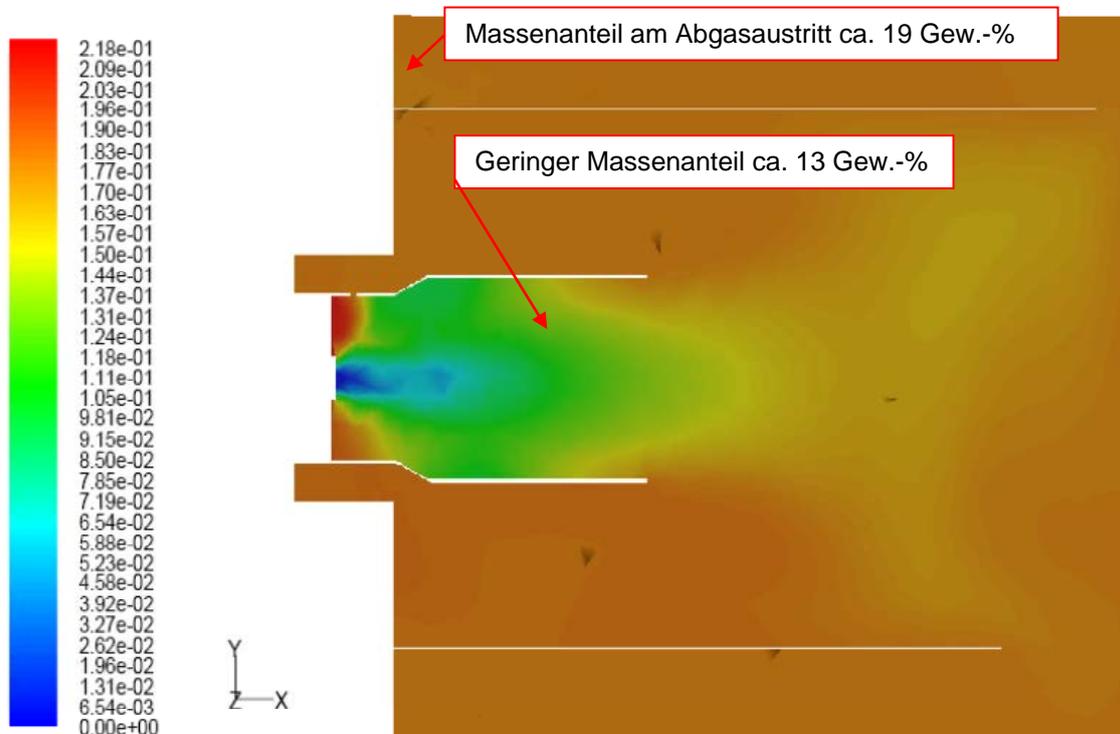


Abbildung 4-15: Massenanteile von CO₂ bei einer Wärmebelastung von 10 kW

In Abbildung 4-15 erkennt man die CO₂-Verteilung innerhalb der Brennkammer. Die Skalierung bezieht sich auf die berechneten Massenanteile (Gew.-%). Deutlich erkennbar ist die Reaktionszone innerhalb der Flammenfront, in der die Massenanteile noch sehr gering sind und erst nach Beendigung der Verbrennungsreaktionen zum Ende des Flammrohres ihren Endwert erreichen. Nach Beendigung der Reaktion findet keine Erhöhung der CO₂-Massenanteile mehr statt.

4.4 Experimentelle Ergebnisse und Vergleich

Als erstes werden zur Ermittlung des Istzustandes die Versuchsreihen mit dem Blaubrenner (Primärbrenner) durchgeführt. Diese werden im Folgenden als Nullversuche bezeichnet. Da es sich um einen zweistufigen Brenner handelt, werden zwei Betriebszustände aufgenommen.

Der erste Betriebszustand liegt bei einer Nennwärmeleistung von 10 kW (Stufe 1), der zweite Betriebszustand ist bei einer Nennwärmeleistung von 16 kW (Stufe 2). Der Ölbrenner startet in Stufe 2 und wechselt nach ca. 90 Sekunden automatisch in die erste Stufe. Um Messdaten in Stufe 2 aufnehmen zu können, musste am Brenner zusätzlich ein Schalter eingebaut werden, der das automatische Umschalten in die Stufe 1 verhindert.

Die Auswertung der Rohmesswerte erfolgt nach zwei Verfahren, die sich im Wesentlichen durch den Bezugsauerstoffanteil im Abgas unterscheiden. Nach CERBE² werden die Abgas-komponenten auf 0 Vol.-% Sauerstoff im Abgas bezogen, während nach DIN EN 267³ der Sauerstoffgehalt im Abgas auf 3 Vol.-% normiert wird.

4.4.1 Wärmebelastung 10 kW

Die Emissionswerte bei einer Wärmebelastung von 10 kW wurden für 7 verschiedene Luft-zahlen im Bereich $\lambda = 1,0$ bis $\lambda = 1,6$ aufgenommen. Die Auswertung ist in Tabelle 4-3 und Tabelle 4-4 dargestellt.

ermittelt nach CERBE /4/							
Lambda	CO-Emission bezogen O ₂ =0% mg/m ³	CO ₂ -Emission bezogen O ₂ =0% %	Umrechnung NO auf NO _x mg/m ³	NO _x -Emission bezogen O ₂ =0% mg/m ³	CO-Emission normiert mg/kWh	CO ₂ -Emission normiert kg/kWh	NO _x -Emission normiert mg/kWh
1,0	1277,1	13,8	48,4	49,4	1216,8	24,5	47,1
1,0	656,2	15,4	59,8	61,2	625,2	27,2	58,3
1,1	54,2	15,5	58,8	62,1	51,6	27,5	59,1
1,1	47,3	15,3	55,7	61,7	45,1	27,2	58,8
1,2	48,3	15,3	51,1	60,3	46,0	27,1	57,5
1,3	48,4	15,3	47,6	60,5	46,1	27,1	57,7
1,4	77,7	15,3	44,9	63,2	74,0	27,2	60,2
1,6	72,6	15,3	37,5	59,9	69,1	27,1	57,1

Tabelle 4-3: Emissionswerte, normiert nach Cerbe, bei einer Wärmebelastung von 10 kW

ermittelt nach DIN EN 267 /8/							
Lambda	CO-Emission bezogen O ₂ =3% mg/m ³	CO ₂ -Emission bezogen O ₂ =3% %	Umrechnung NO auf NO _x mg/m ³	NO _x -Emission bezogen O ₂ =3% mg/m ³	CO-Emission normiert mg/kWh	CO ₂ -Emission normiert kg/kWh	NO _x -Emission normiert mg/kWh
1,0	1094,7	11,8	48,4	42,4	1266,4	25,5	49,0
1,0	562,4	13,2	59,8	52,5	650,7	28,3	60,7
1,1	46,4	13,3	58,8	53,2	53,7	28,7	61,5
1,1	40,5	13,2	55,7	52,9	46,9	28,3	61,2
1,2	41,4	13,1	51,1	51,7	47,9	28,2	59,8
1,3	41,5	13,1	47,6	51,9	48,0	28,2	60,0
1,4	66,6	13,1	44,9	54,1	77,1	28,3	62,6
1,6	62,2	13,1	37,5	51,4	72,0	28,2	59,4

Tabelle 4-4: Emissionswerte, normiert nach DIN EN 267, bei einer Wärmebelastung von 10 kW

² Cerbe, G. et al.

³ DIN EN 267

Werden die nach beiden Verfahren berechneten Emissionswerte (z.B. NO_x) in einem Diagramm gegenübergestellt, werden die Unterschiede in den beiden Rechenmethoden sichtbar (Abbildung 4-16). Die Ergebnisse der Normierung nach DIN EN 267 liegen im Mittel ca. 3 mg/kWh höher als die Ergebnisse nach CERBE.

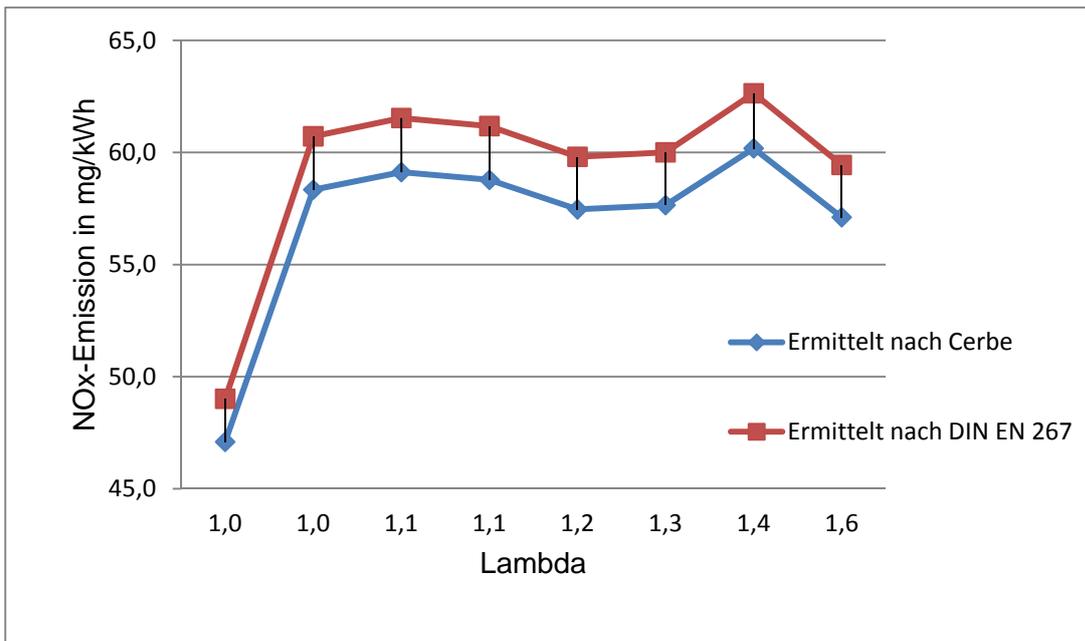


Abbildung 4-16: NO_x -Emissionen bei 10kW bei verschiedenen Luftzahlen

4.4.2 Vergleich der Simulationsrechnung mit Versuchsergebnissen

Bei den Simulationsrechnungen werden, wie eingangs beschrieben, verschiedene Luftzahlen vorgegeben, die auch bei den Experimenten eingestellt und bei der Verbrennungsrechnung /5/ zugrunde gelegt wurden. Die Abgaswerte der theoretischen Verbrennungsrechnung, sowie der Simulation werden auf v_f (feuchte brennstoffbezogene Verbrennungsgasmenge /5/) bezogen. In Tabelle 4-5 werden die Ergebnisse exemplarisch für die Luftzahl $\lambda \cong 1,2$ dargestellt, während in Abbildung 4-17 die gemessenen und mit FLUENT berechneten Stickoxidemissionen gegenübergestellt werden.

Abgaskomponente	Einheit	Null-Versuche	Simulation	Verbrennungsrechnung	Abweichung Simulation zu Null-Versuchen in %	Abweichung Simulation zur Verbrennungsrechnung in %
CO	mg/k	47,90	44,65	-	6,8	-
CO ₂	Vol.-	12,96	11,55	11,17	10,9	-3,4
O ₂	Vol.-	3,20	2,93	3,28	8,4	10,8
N ₂	Vol.-	n.e.	73,54	74,11	-	0,8
H ₂ O	Vol.-	n.e.	12,79	12,92	-	1,0
NO _x	mg/k	64,40	67,30	-	-4,5	-

Tabelle 4-5: Vergleich Simulation mit Null-Versuchen und Verbrennungsrechnung bei einer Wärmebelastung von 10 kW und einer Luftzahl von 1,2

Beim Vergleich der Ergebnisse der Simulation mit den Ergebnissen aus den Experimenten und der Verbrennungsrechnung ergeben sich kaum Unterschiede. Mit einer maximalen Abweichung von 10,9 % und einer minimalen Abweichung von 0,8 % liegt die Aussage der Simulation in einem vertretbaren Rahmen, wobei Abweichungen in der Simulation zu den experimentell ermittelten Werten auf modellbedingte Ungenauigkeiten zurückgeführt werden können.

Eine weitere Möglichkeit der Überprüfung der Verbrennung bietet das Verbrennungsdreieck nach BUNTE. Bei diesem Dreieck wird der CO₂-Gehalt des trockenen Abgases in Abhängigkeit vom O₂-Gehalt des trockenen Abgases aufgetragen. Bei CO_{2, max}⁴ muss der O₂-Gehalt bei 0 Vol.-% liegen, dagegen muss bei einem Wert von 21 Vol.-% O₂ der CO₂-Gehalt bei 0 Vol.-% liegen. Die mit dem Programm FLUENT berechneten Abgaskonzentrationen sind auf feuchtes Abgas bezogen; um eine Vergleichbarkeit zu erzielen, sind die Ergebnisse der theoretischen Verbrennungsrechnung ebenfalls auf feuchtes Abgas umzurechnen. In Abbildung 4-18 wird das Verbrennungsdreieck nach BUNTE für Heizöl dargestellt.

⁴ bei Heizöl EL: CO_{2,max} = 15,3 Vol.-% bezogen auf $v_{\min,t}$

CO_{2,max} = 13,4 Vol.-% bezogen auf $v_{\min,f}$

Bei Bezug auf $v_{\min,f}$ wird CO_{2,max} kleiner, da $v_{\min,f} > v_{\min,t}$ wegen Berücksichtigung des Wassergehaltes im Abgas.

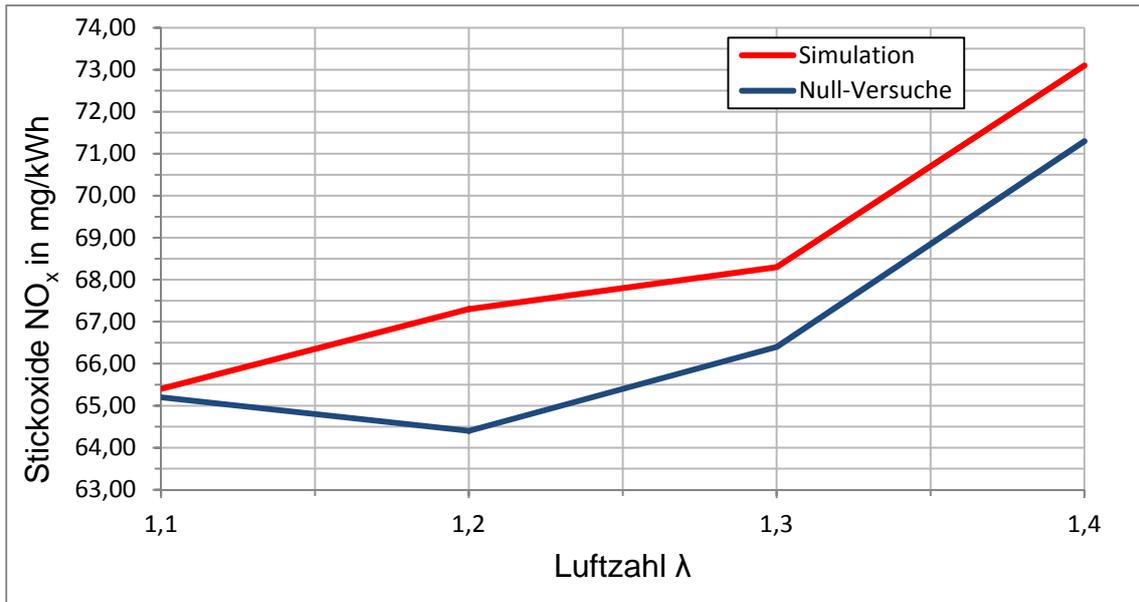


Abbildung 4-17: Vergleich der NO_x-Emissionen bei Simulation und Experiment

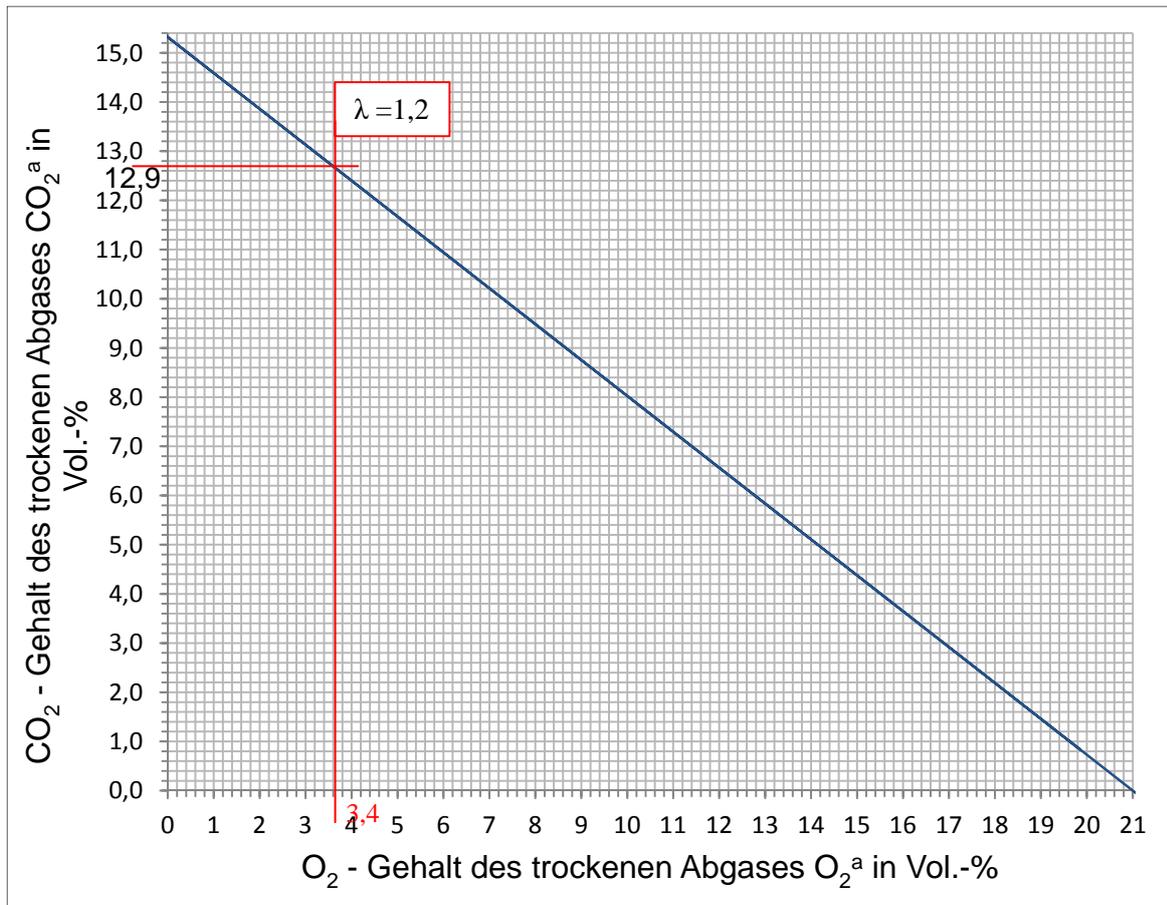


Abbildung 4-18: BUNTE-Dreieck für Heizöl

Wird der im Abgas gemessene CO₂-Gehalt bzw. der gemessene O₂-Gehalt aufgetragen, ergibt sich aus dem Graphen der entsprechende CO₂- bzw. O₂-Gehalt. In Abbildung 4-18 wird beispielhaft ein CO₂-Gehalt von 12,9 Vol.-% aufgetragen. Im Schnittpunkt des Graphen ergeben sich der zugehörige O₂-Gehalt zu 3,2 Vol.-%. Dies entspricht einer Luftzahl von 1,2.

4.4.3 Simulation der Brennkammertemperaturen

Neben der Abgasaustrittstemperatur stellen die Temperaturen innerhalb der Brennkammer eine weitere wichtige Größe für einen Vergleich von Simulation und experimentellen Befunden dar.

Zunächst wird in Abbildung 4-19 das berechnete Temperaturprofil unter Annahme einer adiabaten Brennkammer dargestellt. Die Skala auf der linken Seite der Abbildung trägt die Einheit K (Kelvin). Brennstoff und Verbrennungsluft werden bei Umgebungstemperatur zugeführt. Die Verbrennungsreaktion führt zu einem starken Temperaturanstieg. Nachdem die Reaktion abgeschlossen ist, ändert sich die Brennkammertemperatur aufgrund der adiabaten Systemgrenze nicht weiter.

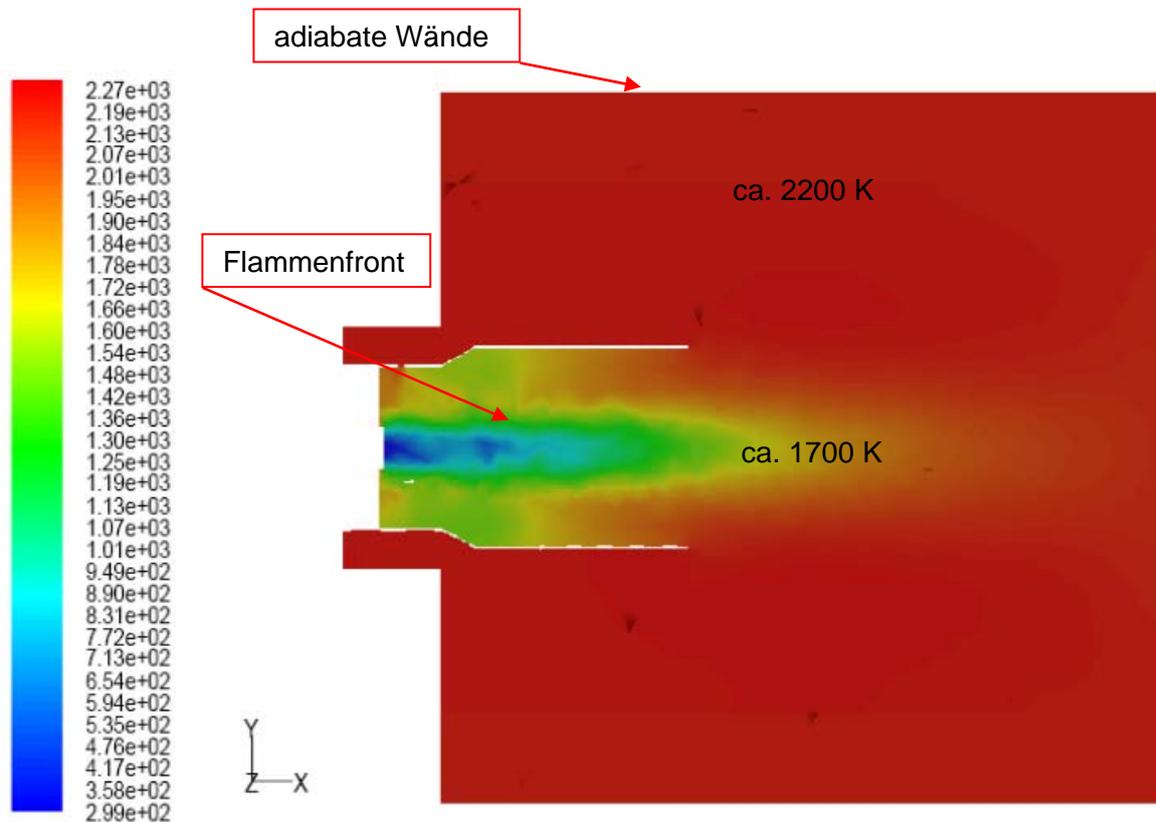


Abbildung 4-19: adiabates Temperaturprofil der x-y-Ebene bei einer Wärmebelastung von 10 kW

Bei diesen Simulationen wurden, wie im vorherigen Abschnitt, ebenfalls unterschiedliche Luftzahlen simuliert. Die Ergebnisse sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

	$t_{a,max}$ aus Verbrennungsrechnung mit H_I und H_B	$t_{a,max}$ aus Simulation	Abweichung
	°C	°C	%
1,1	1955	1949	0,3
1,2	1816	1789	1,5
1,3	1695	1634	3,6
1,4	1590	1501	5,9

Tabelle 4-6: Vergleich der theoretischen Verbrennungstemperaturen aus Simulations- und Verbrennungsrechnung

Tabelle 4-6 lässt erkennen, dass die adiabate Verbrennungstemperatur mit steigender Luftzahl sinkt. Die Ergebnisse der Simulation weichen auch hier von den Ergebnissen der Verbrennungsrechnung nur geringfügig ab (im Mittel 2,8 %).

In Abbildung 4-20 sind die adiabaten Verbrennungstemperaturen aus Simulations- und Verbrennungsrechnung als Funktion der Luftzahl λ aufgetragen.

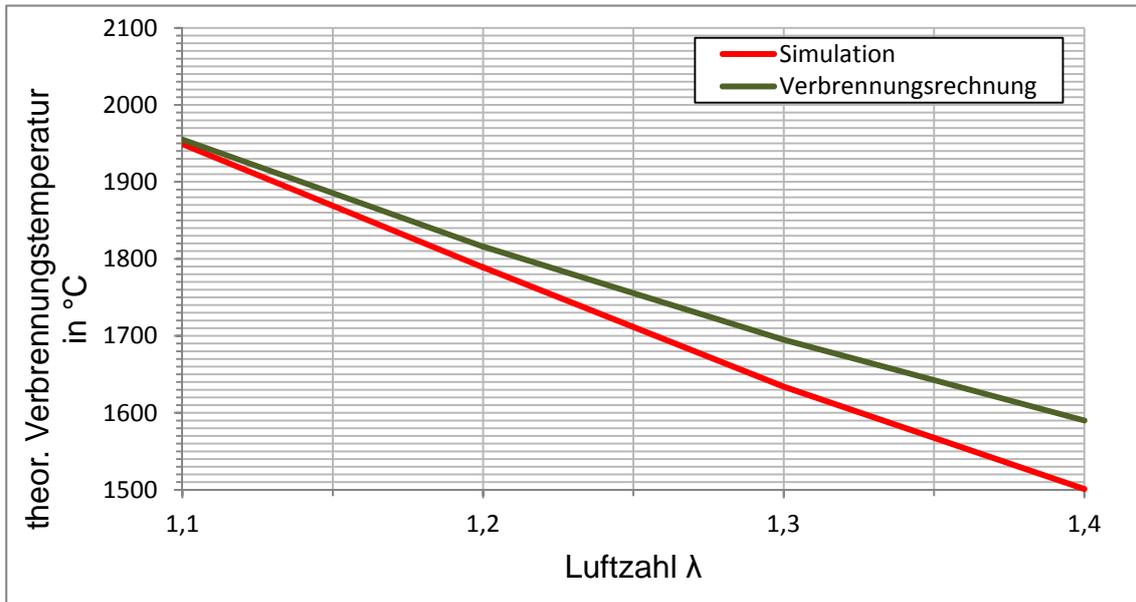


Abbildung 4-20: Vergleich der adiabaten Verbrennungstemperaturen von Simulations- und Verbrennungsrechnung bei verschiedenen Luftzahlen

Nachdem die adiabate Flammentemperatur simuliert und eingehend überprüft wurde, kann die Simulation in einem nächsten Schritt unter Berücksichtigung der Wärmestrahlung unter der Voraussetzung einer nicht-adiabaten Systemgrenze gestartet werden. Als Randbedingung wird für den äußeren Rand der Brennkammer (Systemgrenze) eine Temperatur von 80 °C gewählt, diese entspricht wasserseitig der mittleren Kesseltemperatur. Für die Umgebung wird eine Temperatur von 20 °C angenommen.

In Abbildung 4-21 wird das Temperaturprofil der Brennkammer in der x-y-Ebene dargestellt.

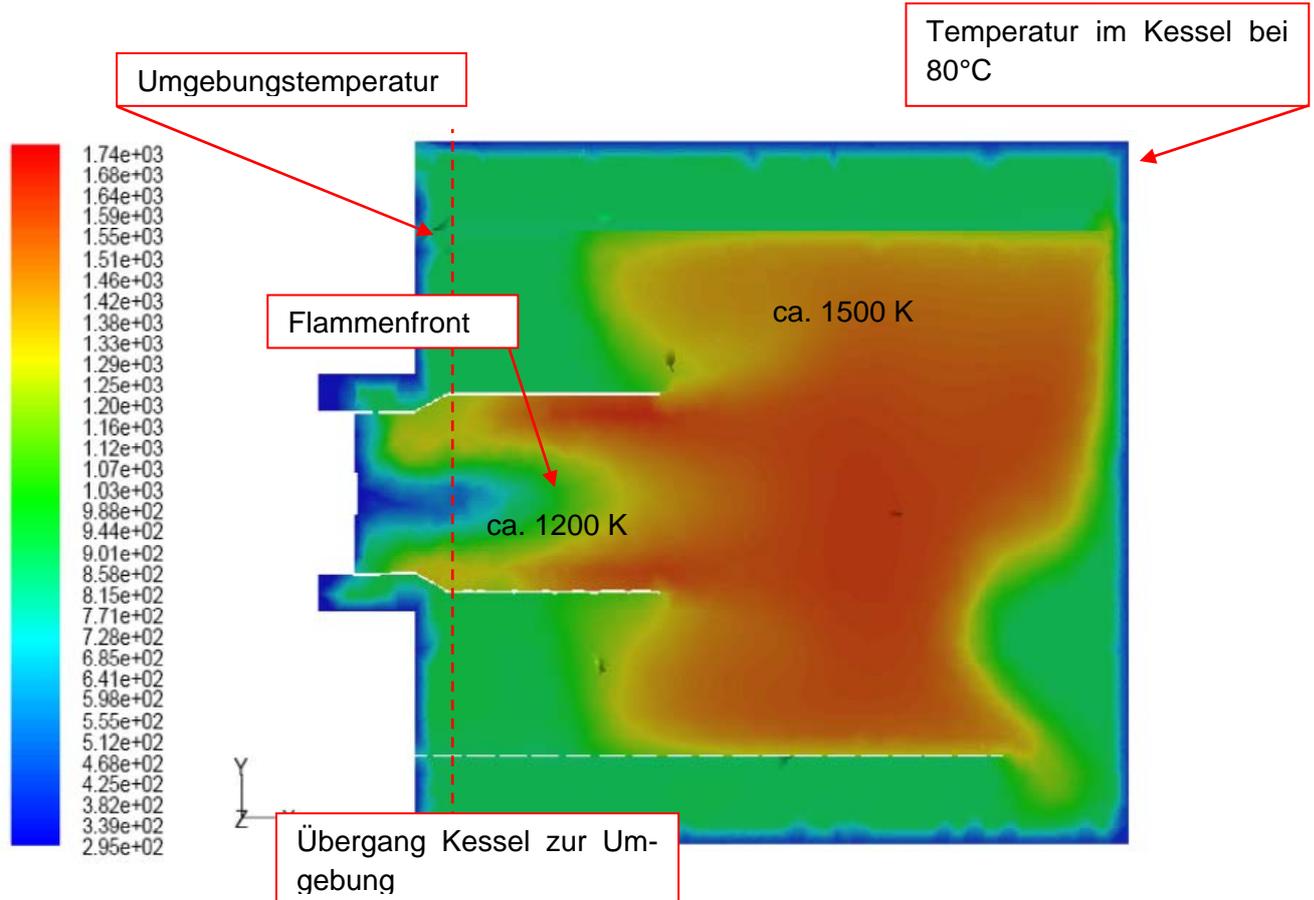


Abbildung 4-21: Temperaturprofil der x-y-Ebene bei einer Wärmebelastung von 10 kW

Die Temperatur des Brennstoffes und der Verbrennungsluft ist im Einströmbereich noch sehr gering und steigt mit Einsetzen der Verbrennungsreaktion stark an. Die Temperatur verringert sich zum Rand der Brennkammer kontinuierlich, da die Temperatur der Systemgrenze mit 80°C vorgegeben ist und dort als konstant angenommen wird. Die berechnete Abgastemperatur liegt im Bereich von ca. 200 °C, dieses ist im Vergleich zu den gemessenen Temperaturen deutlich zu hoch. Ungenauigkeiten in der Geometrie des Modells dürften hierfür ursächlich sein, da die Brennkammer über Strömungs-Einbauten (sog. Stifte) verfügt, die einen verbesserten Wärmeübergang zur Folge haben. Diese Stifte können im Simulationsmodell aufgrund ihrer Vielzahl und dem damit verbundenen erhöhten Rechenaufwand nicht dargestellt werden. Weiterhin liegt der Messpunkt der Abgastemperatur ca. 2 m vom Austritt der Brennkammer entfernt. Hieraus ergibt sich ebenfalls eine Abweichung, da in der Simulation die Temperatur am Ende der Brennkammer betrachtet wird und die Verluste durch die Wandung des Abgasrohres nicht mit berücksichtigt werden.

Um einen optischen Eindruck vom Flammenbild sowie Form und Farbe der Flamme zu erhalten, wurden zwei Sichtscheiben in die Brennkammer eingesetzt. Die erste Sichtscheibe erlaubt die Betrachtung des Flammrohres von oben, während die zweite Sichtscheibe in die Rückwand der Brennkammer eingesetzt und so einen direkten Blick auf die Flamme bietet. Das Flammenbild bei einer Wärmebelastung von 10 kW ist in Abbildung 4-22 dargestellt.

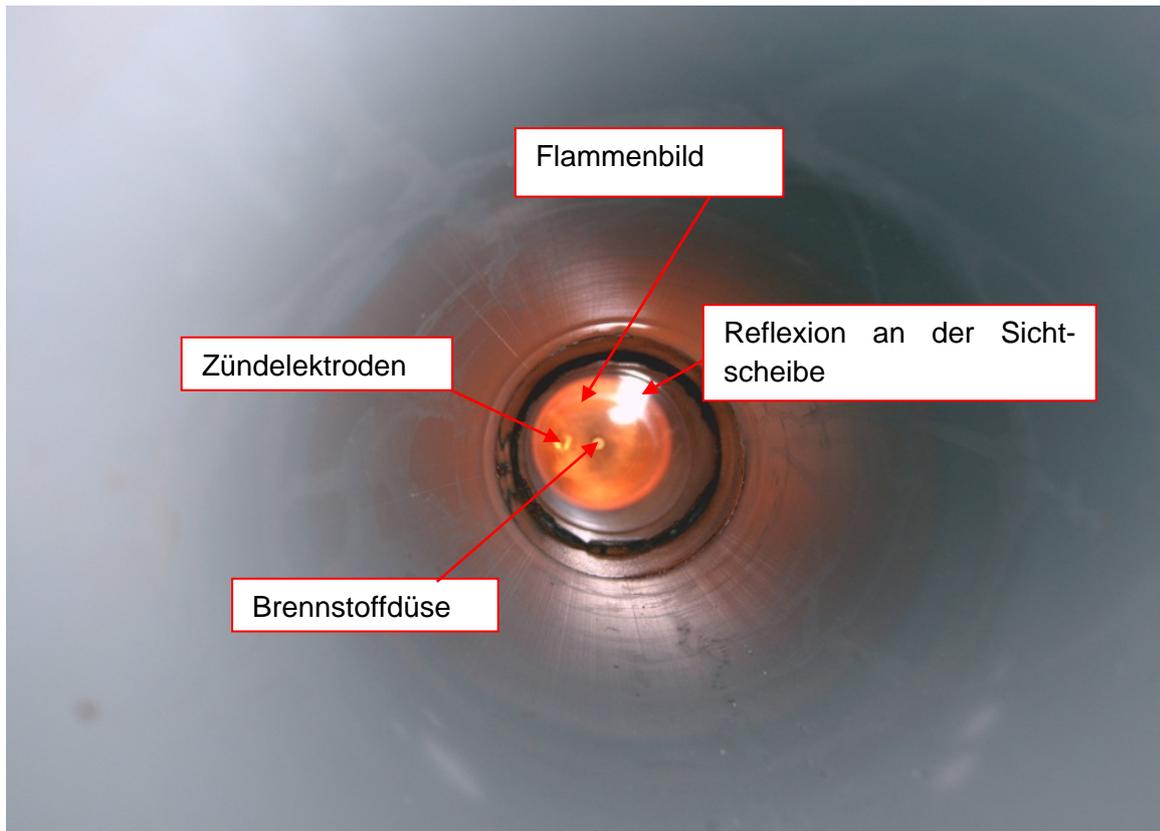


Abbildung 4-22: Flammenbild bei einer Wärmebelastung von 10 kW

4.5 Simulation des Gesamtmodells mit Verdampfer

Dieses Kapitel behandelt die Simulation des Gesamtmodells. Um das Verhalten (z.B. Veränderungen der Strömung und der Abgaswerte) innerhalb der Brennkammer zu ermitteln, wird zunächst ein Modell mit Verdampfer-Spirale als Einbauelement im Brennraum simuliert.

Da die Verdampfer-Spirale innerhalb der Brennkammer einen Strömungswiderstand darstellt, wird im Folgenden auf die Veränderungen im Bereich Strömung und Temperaturen eingegangen. Weiterhin werden die Abgaswerte betrachtet. Diese werden abschließend mit den Ergebnissen ohne Verdampfer-Spirale verglichen.

Um Hinweise auf die optimale Einstellung des Brenners zu erhalten, werden unterschiedliche Modelle untersucht, um die optimale Position der Spirale am Flammrohr und eine günstige Einstellung des Rezirkulationsspalt zu finden.

Zunächst werden verschiedene axiale Abstände der Spirale zum Flammrohr untersucht und danach die Einstellung des Rezirkulationsspalt überprüft. Dieses Vorgehen ist erforderlich, da der Brenner bei einem Umschalten von der großen auf die kleine Leistungsstufe und zu großem Rezirkulationsspalt zum Flammenabriss tendiert.

Daher wird für die Simulation im Modell 1 die Spirale direkt am Ende des Flammrohres positioniert, wobei der Rezirkulationsspalt zu 2 mm geöffnet ist. Im Modell 2 wird die Spirale um 40 mm axial vom Flammrohr entfernt positioniert, der Rezirkulationsspalt wird zu 4,5 mm geöffnet. Bei beiden Modellen kommt es im Experiment beim Umschalten der Leistungsstufe nicht zum Flammenabriss.

In Abbildung 4-23 bis Abbildung 4-26 wird der Aufbau der beiden Modelle dargestellt.

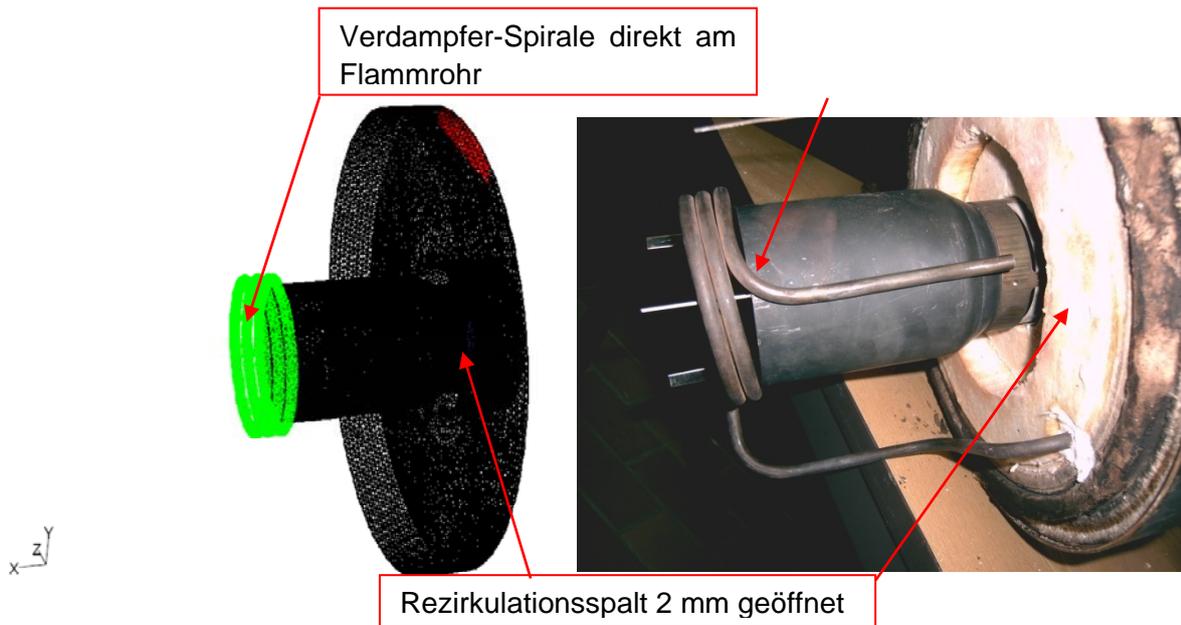


Abbildung 4-23: Brenner mit Verdampfer-Spirale, Aufbau des Gitters in FLUENT (Modell 1)

Abbildung 4-24: Brenner mit Verdampfer-Spirale, experimenteller Aufbau (Modell 1)

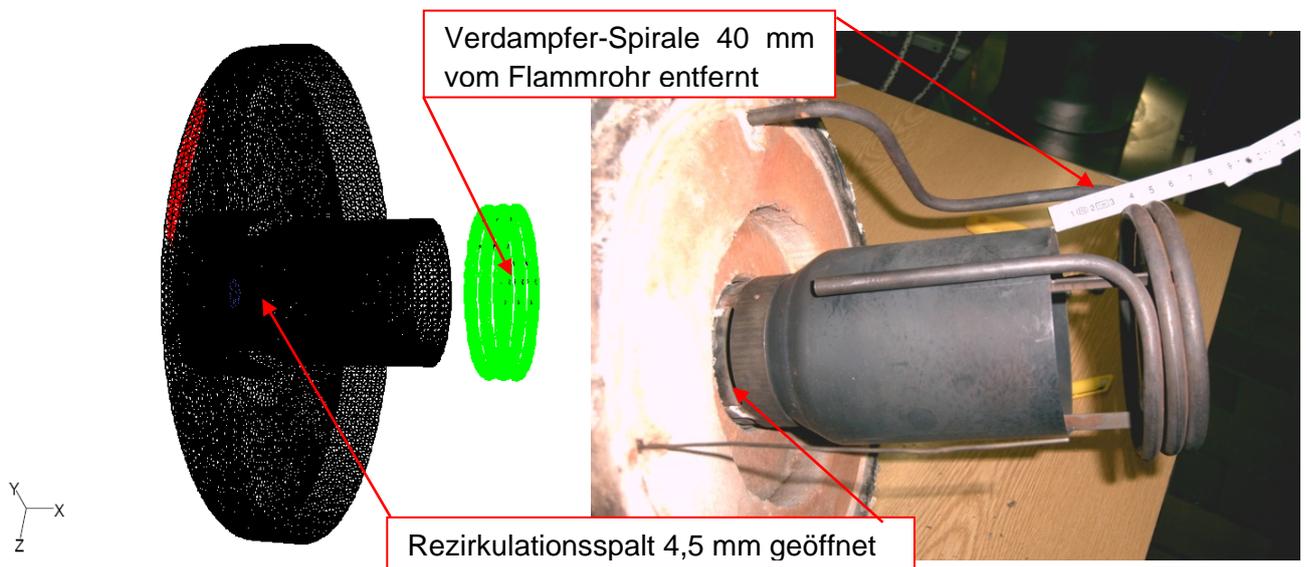


Abbildung 4-25: Brenner mit Verdampfer-Spirale, Aufbau des Gitters in FLUENT (Modell 2)

Abbildung 4-26: Brenner mit Verdampfer-Spirale, experimenteller Aufbau (Modell 2)

4.6 Ergebnisse der Strömungssimulation Modelle 1 und 2

In den folgenden Abbildungen werden die Vektoren der berechneten Strömungen bei Modell 1 und 2 in der x-y-Ebene dargestellt.

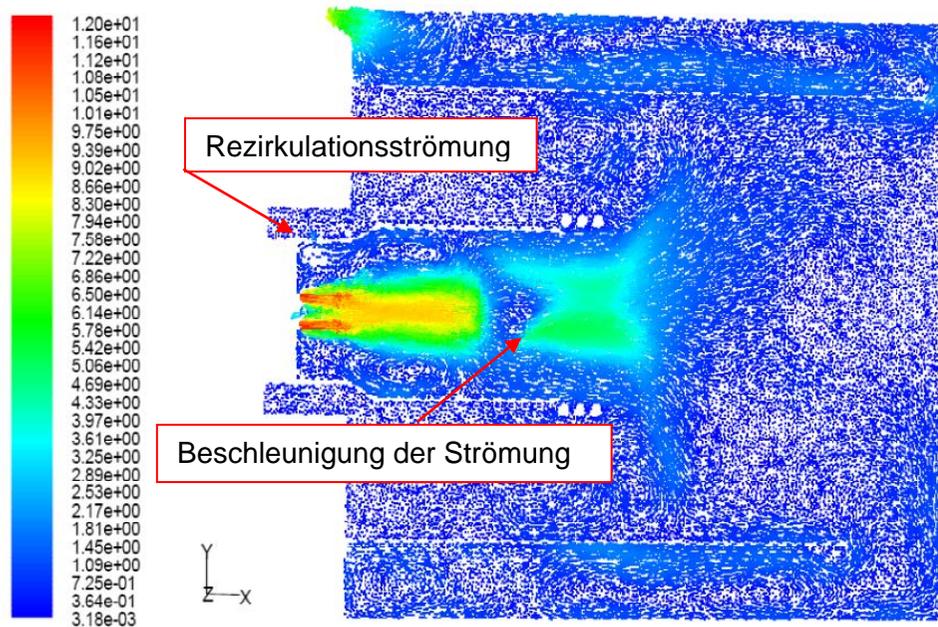


Abbildung 4-27: Vektoren der berechneten Strömung bei Modell 1
Skalierung in m/s

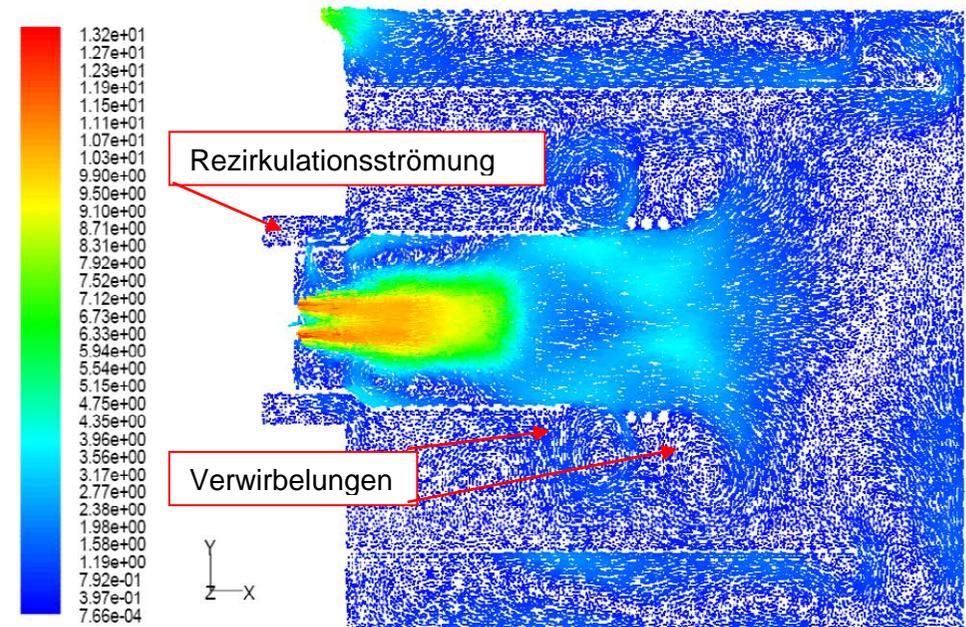


Abbildung 4-28: Vektoren der berechneten Strömung bei Modell 2
Skalierung in m/s

Wie man in Abbildung 4-27 erkennen kann, kommt es am Ansatzpunkt der Verdampfer-Spirale (Ende des Flammrohres) zu einer Beschleunigung der Strömung, hervorgerufen durch die Querschnittsverengung innerhalb der Verdampfer-Spirale. Nach dem Verlassen der Verdampfer-Spirale bildet sich die Strömung ähnlich wie in Abbildung 4-13. dargestellt aus. Im Bereich der Rezirkulationsöffnung (Spalt), bildet sich nur eine geringe Rückströmung aus, da der Rezirkulationsspalt nur zu 2 mm geöffnet ist.

In Abbildung 4-28 (Modell 2) ist ebenfalls Beschleunigung der Strömung innerhalb der Spirale zu erkennen. Besonders zwischen Flammrohr und Verdampfer-Spirale bilden sich Verwirbelungen aus. Die Strömung im Bereich des Rezirkulationsspalt ist durch den vergrößerten Spalt wesentlich stärker ausgeprägt als bei Modell 1 und führt zu einer verstärkten Rückführung ausreagierter Verbrennungsgase in den Bereich der Flammenwurzel. Die Bildung von NO wird auf eine reduzierende Wirkung der Produkte einer unvollständigen Oxidation zurückgeführt. Allerdings steigt in diesem Maße auch die Bildung von CO-Emissionen als Folge der unvollständigen Oxidation an /4/ /5/.

4.6.1 Experimentelle Untersuchung von Modell 1 und 2

Im nächsten Schritt erfolgt mit dem Einbau der Verdampfer-Spirale die versuchstechnische Umsetzung (siehe Abbildung 4-24 bzw. Abbildung 4-26). Aus Gründen der Vergleichbarkeit wird der modifizierte Brenner mit den gleichen Einstellungen wie bei den oben beschriebenen Nullversuchen betrieben. Die Verdampfer-Spirale soll unmittelbar am Ende des Flammrohres sitzen. Im Versuch mit dem Brenneraufbau gemäß Modell 1 zeigt sich, dass die Flamme bei automatischer Leistungsumschaltung von 16 kW auf 10 kW, nicht stabil aufrecht erhalten werden kann. Dieses gelingt erst bei einem axialen Abstand der Verdampfer-Spirale zum Flammrohr von ca. 35 - 40 mm.

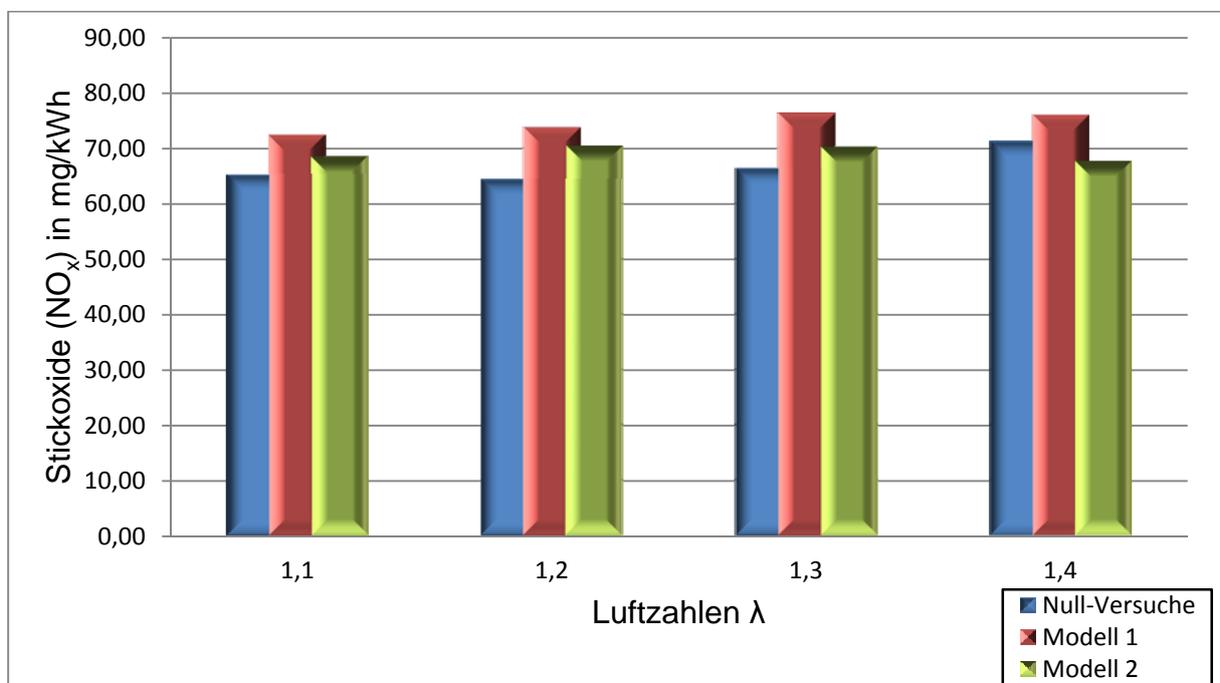


Abbildung 4-29: Stickoxide bei verschiedenen Luftzahlen

Die Stickoxide werden bei verschiedenen Luftzahlen in Abbildung 4-29 dargestellt. Die nicht dargestellten CO-Werte zeigen einen prinzipiell ähnlichen Verlauf. Die NO_x -Werte des Nullversuches sind deutlich niedriger als bei dem Modell 1 und 2 (Verdampfer-Spirale mit 2 mm

bzw. 4,5 mm Rezirkulationsspalt). Modell 2 zeigt im Vergleich zum Modell 1 die niedrigeren Stickoxidemissionen.

4.6.2 Vergleich der Simulationen mit den Ergebnissen aus dem Experiment

Die Ergebnisse der Abgaswerte aus den Simulationen werden mit den Ergebnissen aus den Experimenten verglichen, wobei das Hauptaugenmerk auch hier auf die Stickoxide gelegt wird (siehe Tabelle 4-7). Die weiteren Abgaswerte werden hier der Vollständigkeit halber erwähnt und mit aufgeführt, da diese die genaue Betriebsweise des Brenners widerspiegeln.

	λ	Abgaskomponenten					
		CO	CO ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O	NO _x
		mg/kWh	Vol.-%	Vol.-%	Vol.-%	Vol.-%	mg/kWh
Simulation Null-Versuch	1,1	50,34	12,41	1,86	73,14	13,61	65,40
Null-Versuch	1,1	53,70	13,86	2,03	-	-	65,20
Simulation Modell 1	1,1	84,70	12,32	1,62	73,16	13,56	70, 0
Versuch Modell 1	1,1	87,56	13,90	1,30	-	-	72,35
Simulation Modell 2	1,1	77,49	12,27	1,97	73,18	13,41	64,53
Versuch Modell 2	1,1	74,20	13,20	2,30	-	-	68,50
Simulation Null-Versuch	1,2	44,65	11,55	2,93	73,54	12,79	67,30
Null-Versuch	1,2	47,90	12,96	3,20	-	-	64,40
Simulation Modell 1	1,2	63,65	11,59	2,86	73,57	12,85	73,20
Versuch Modell 1	1,2	68,84	12,50	3,23	-	-	73,75
Simulation Modell 2	1,2	73,32	11,53	2,56	73,57	12,78	68,53
Versuch Modell 2	1,2	72,40	12,60	3,20	-	-	70,50
Simulation Null-Versuch	1,3	42,90	10,72	4,16	73,87	11,87	68,30
Null-Versuch	1,3	48,00	12,04	4,48	-	-	66,40
Simulation Modell 1	1,3	64,20	10,67	3,99	73,88	11,82	76,30
Versuch Modell 1	1,3	69,48	11,70	4,01	-	-	76,33
Simulation Modell 2	1,3	67,36	10,71	4,13	73,87	11,86	74,60
Versuch Modell 2	1,3	67,40	11,80	4,30	-	-	70,30
Simulation Null-Versuch	1,4	82,43	9,98	5,35	74,15	11,06	73,10
Null-Versuch	1,4	77,10	10,90	6,06	-	-	71,30
Simulation Modell 1	1,4	91,50	9,97	5,18	74,14	11,04	76,80
Versuch Modell 1	1,4	93,04	10,60	5,97	-	-	76,01
Simulation Modell 2	1,4	88,93	9,95	5,37	74,17	11,04	63,78
Versuch Modell 2	1,4	86,10	10,70	5,90	-	-	67,70

Tabelle 4-7: Vergleich der unterschiedlichen Modelle der Simulation mit den Experimenten

Wie der Vergleich zeigt, liegen die Emissionen der Stickoxide bei dem Gesamtmodell ohne Spirale am niedrigsten, beim Modell 1 am höchsten und die Ergebnisse aus Modell 2 zwischen Null-Versuch und Modell 1. Die erhöhten Werte von Modell 1 sind darauf zurückzuführen, dass der Rezirkulationsspalt sehr gering eingestellt ist. Für die weiteren Versuche wird Modell 2 verwendet, da dieses im Vergleich zum Null-Versuch die ähnlichsten Ergebnisse aufweist. Die übrigen Abgaswerte bleiben im Wesentlichen unverändert und liegen nahe dem der Ergebnisse aus dem Experiment.

4.7 Simulation mit Betrieb des Sekundärkreises

Auf Basis der vorangegangenen Simulationen und den darin definierten Randbedingungen kann nun die sekundäre Brennstoffzufuhr integriert werden, wobei die Vorgänge im Innern der Verdampferspirale aus simulationstechnischen Gründen nicht in die Simulation aufgenommen werden konnten. In einer ersten Variante wird zunächst nur ein Sekundär-Auslass simuliert, wobei dieser mittig über das Flammrohr gesetzt ist (s. Abbildung 4-30).

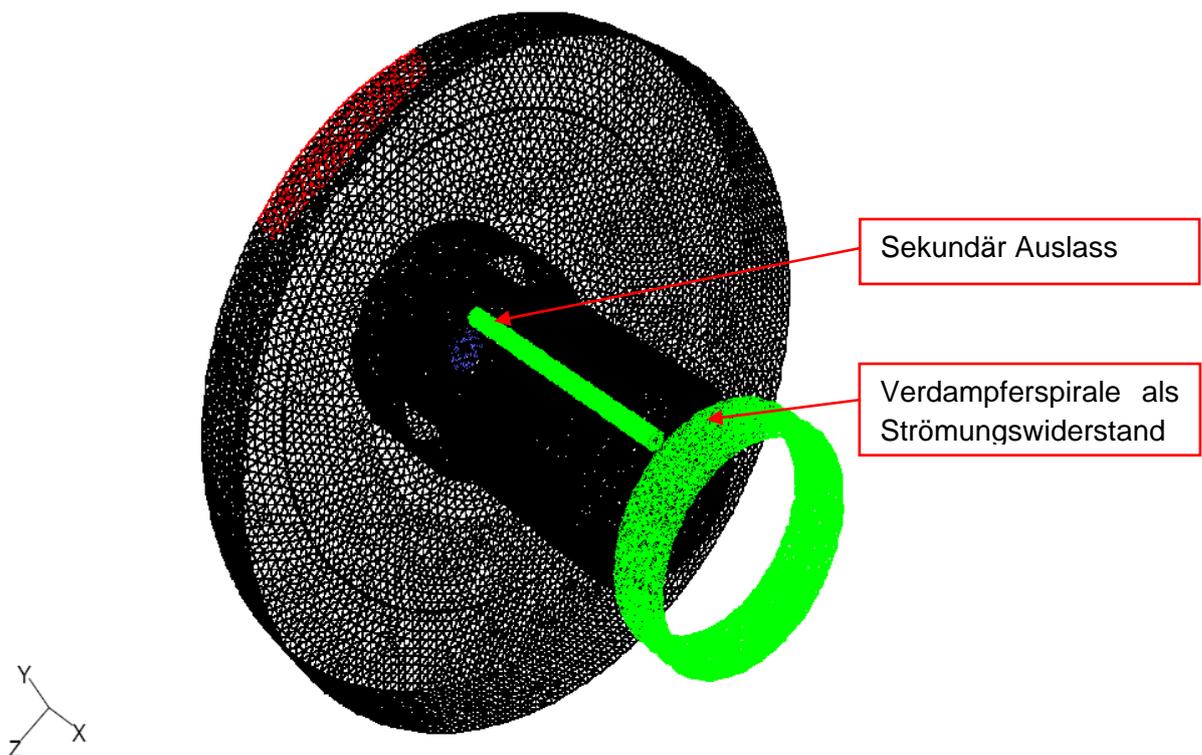


Abbildung 4-30: Darstellung des Verdampfermodells in Fluent

Die Vorgänge innerhalb der Verdampferspirale werden gesondert berechnet. Der daraus ermittelte Dampfmassenstrom die zugehörigen thermodynamischen Zustandsgrößen fließen als Randbedingung in die hier betrachtete Simulation ein.

Es wird angenommen, dass der Brennstoff im Auslass des Sekundärkreises bereits vollständig verdampft ist und dort somit gasförmig vorliegt. Als Ergebnis der Simulation ist die Kenntnis der Strömungs-, Temperatur und Konzentrationsfelder innerhalb der Brennkammer als auch die Gesamtbilanz der Abgaswerte, im Besonderen die NO_x -Emission, maßgeblich.

4.7.1 Definition der Parameter des Sekundärkreises

Da befürchtet wurde, dass die Zugabe von sekundärem Brennstoff zu Instabilitäten im Simulationsmodell führen könnte, wird der Brennstoff dem Sekundärkreis zunächst in geringer Menge zugeführt und anschließend in 10 %-Schritten erhöht (s. Tabelle 4-8). Die prozentualen Angaben der ersten Spalte beziehen sich auf die Menge des Brennstoffes im Primärkreis, der auf eine Feuerungsleistung von 10 kW eingestellt ist. Die maximale Zuführung von Sekundärbrennstoff liegt bei 62,7 % entsprechend 6 kW Leistung.

Betrieb des Sekundärkreises	Massenstrom im Sekundärkreis $\dot{m}_{B,Sekundär}$	Massenstrom des Primärkreises $\dot{m}_{B,Primär}$	Summe der Massenströme $\sum \dot{m}_B$	Zugeführte Feuerungsleistung Primär	Zugeführte Feuerungsleistung Sekundär	Summe der Feuerungsleistungen
%	kg/s	kg/s	kg/s	kW	kW	kW
10	2,39e-5	2,389e-4	2,628e-4	10	0,82	10,82
20	4,78e-5	2,389e-4	2,867e-4	10	1,81	11,81
30	7,17e-5	2,389e-4	3,106e-4	10	3,00	13,00
40	9,56e-5	2,389e-4	3,345e-4	10	3,74	13,74
50	1,19e-4	2,389e-4	2,508e-4	10	4,73	14,73
62,7	1,50e-4	2,389e-4	2,539e-4	10	6,00	16,00

Tabelle 4-8: Parameter für die Simulation des Sekundärkreises

4.7.2 Darstellung der Strömungsverhältnisse (Geschwindigkeitsfelder)

Dargestellt werden die berechneten Geschwindigkeitsfelder beim Betrieb des Sekundärkreises bei einer Beaufschlagung mit 10 % Sekundärbrennstoff. In Abbildung 4-31 werden die Geschwindigkeitsvektoren in der bereits oben festgelegten Schnittebene dargestellt (vgl. Kap. 4.3). Es lässt sich erkennen, dass sich die Strömung in ähnlicher Weise ausbildet wie in Kap. 4.3 dargestellt. Am Rand des Auslasses kommt es allerdings zu einer Beschleunigung der Strömung, da dort eine Engstelle zwischen dem Flammrohr und dem Sekundärauslass vorliegt. Zur besseren Darstellung der Strömung im Bereich des Auslasses, ist der in Abbildung 4-31 markierte Bereich in Abbildung 4-32 vergrößert dargestellt.

Aus Abbildung 4-32 geht hervor, dass der dampfförmige Sekundärbrennstoff von der Rezirkulationsströmung mitgerissen wird und durch den Rezirkulationsspalt hindurch in die Verbrennungszone hineinströmt. Da der sekundäre Massenstrom nur gering ist, zeigen sich kaum Auswirkungen auf die Verbrennung.

Am Ende der Simulationsreihe liegt der sekundäre Massenstrom bei 62,7 % entsprechend 6 kW Leistung. Die Gesamtleistung beträgt damit 16 kW. Das sich ausbildende Geschwindigkeitsfeld ist in Abbildung 4-33 dargestellt.

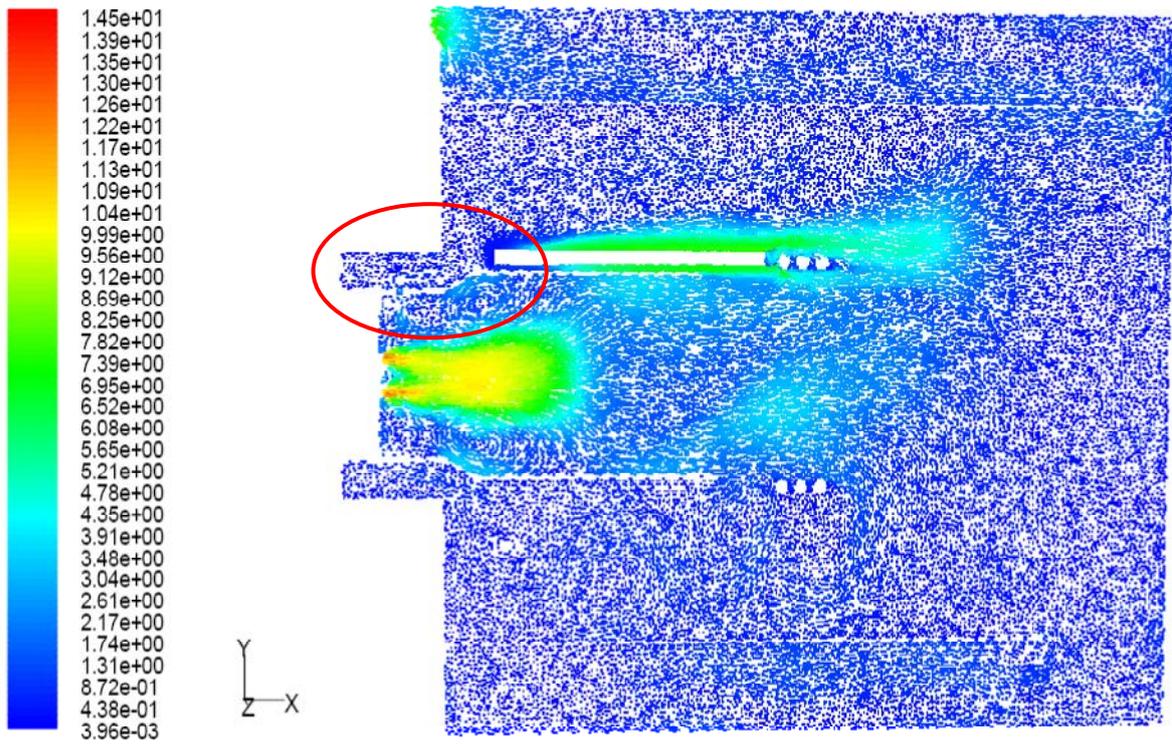


Abbildung 4-31: Geschwindigkeitsfeld bei Zugabe von 10 % Sekundärbrennstoff

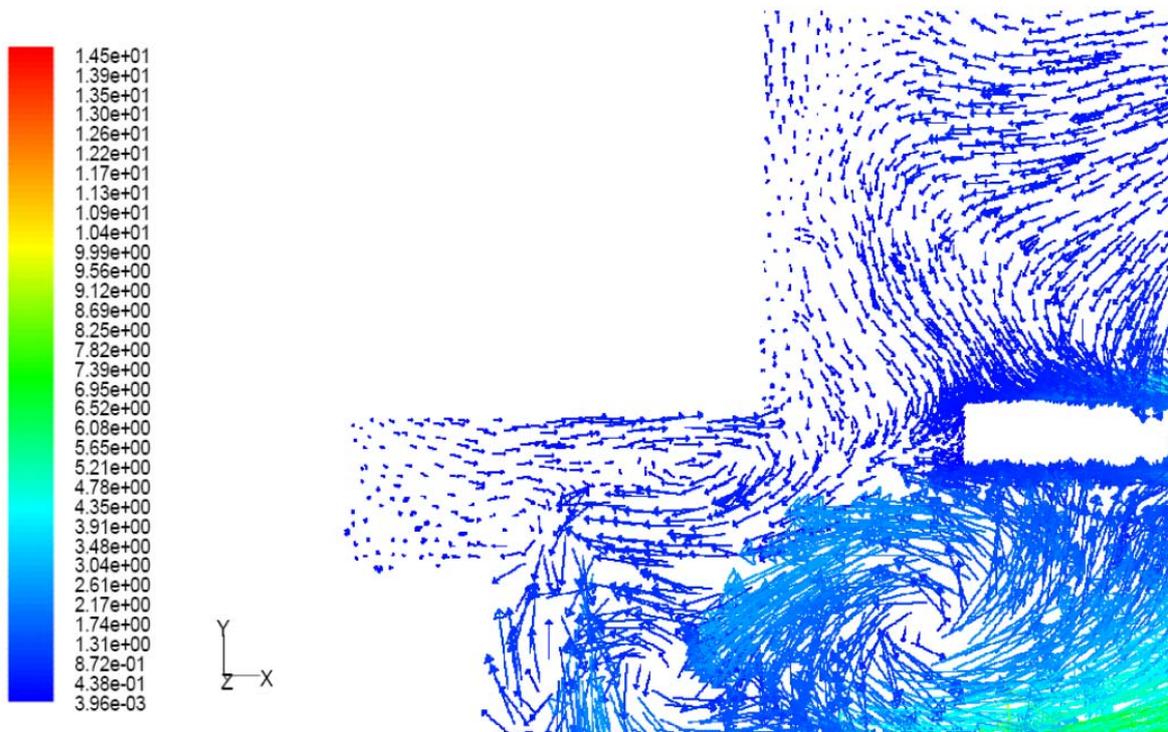


Abbildung 4-32: Vergrößerung des markierten Bereiches aus Abbildung 4-31

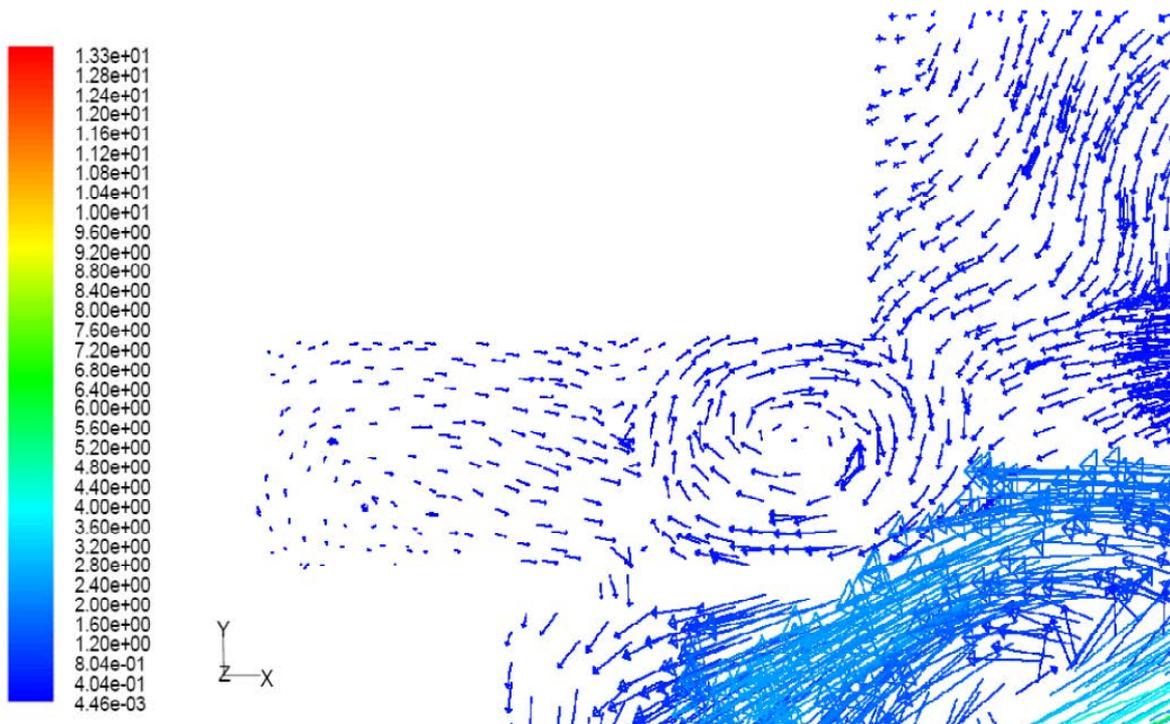


Abbildung 4-33: Geschwindigkeitsfeld bei Zugabe von 62,7 % Sekundärbrennstoff

Bei diesem Sekundärmassenstrom ist der Effekt auf die Verbrennung deutlich größer. Darüber hinaus wird eine stärkere Verwirbelung im Strömungsfeld erkennbar, da der dampfförmige Sekundärbrennstoff mit hoher Geschwindigkeit ausströmt und sich mit dem langsamer rezirkulierenden Abgas vermischt. Dichteunterschiede sowie Auftriebs- und Vermischungseffekte tragen zusätzlich zur stärkeren Verwirbelung bei. Deutlich erkennbar ist, wie das Mischgas zum Rezirkulationsspalt strömt und dort der Verbrennungszone zugeführt wird.

4.7.3 Darstellung des Temperaturfeldes - Vergleich mit experimentellen Ergebnissen

Im Rahmen der Versuche werden Temperaturmessungen an drei relevanten Stellen durchgeführt und mit den Simulationsergebnissen verglichen. Die Positionen der Mess- und Kontrollstellen in Experiment bzw. Simulation sind in den Abbildungen 4-34 bis 4-40 dargestellt. Die ermittelten Temperaturen sind in den Tabellen 4-9 bis 4-11 zusammengefasst.

Der Vergleich zwischen Experiment und Simulation zeigt, dass die Temperaturen am Verdampfer nur um 2 - 3 % voneinander abweichen. Somit ist das Ergebnis der Simulation als sehr gut einzustufen. Weiterhin kann man erkennen, dass die Temperatur an der Verdampferoberfläche weit über der Siedetemperatur des Heizöls liegt. Daher ist es sehr wahrscheinlich, dass das Heizöl in der Verdampferspirale in den dampfförmigen Zustand übergeht.

Auch im Bereich des Rezirkulationsspalt wird eine ähnlich gute Übereinstimmung gefunden. Auch hier liegt die Temperatur deutlich über dem Siedepunkt des Heizöls womit eine Rekondensation auszuschließen ist.

Im Bereich des Brennkammeraustritts beträgt die Abweichung ca. 33 %. Diese Abweichung liegt in der nur unzureichenden Simulation der Wandstruktur begründet (vgl. Kap. 4.4.3).

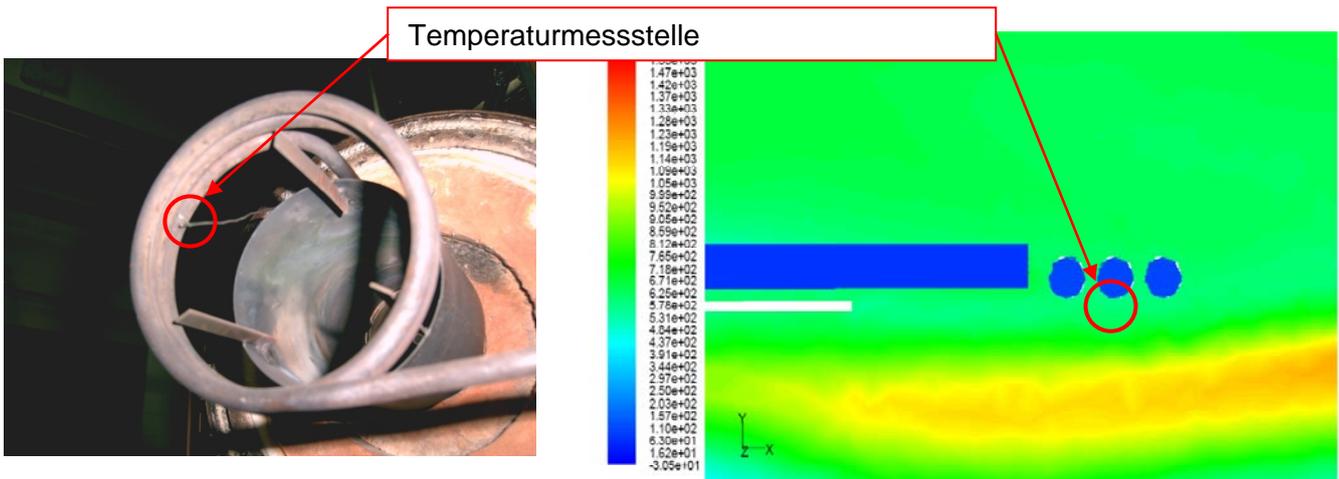


Abbildung 4-35: Temperaturmessstelle an der Verdampferoberfläche

Abbildung 4-34: Temperaturkontrollstelle an der Verdampferoberfläche

	Messwert	Abweichung
Simulation	859,8 °C	2,34 %
Experiment	839,7 °C	

Tabelle 4-9: Vergleich der Temperaturen an der Verdampferoberfläche zwischen Experiment und Simulation

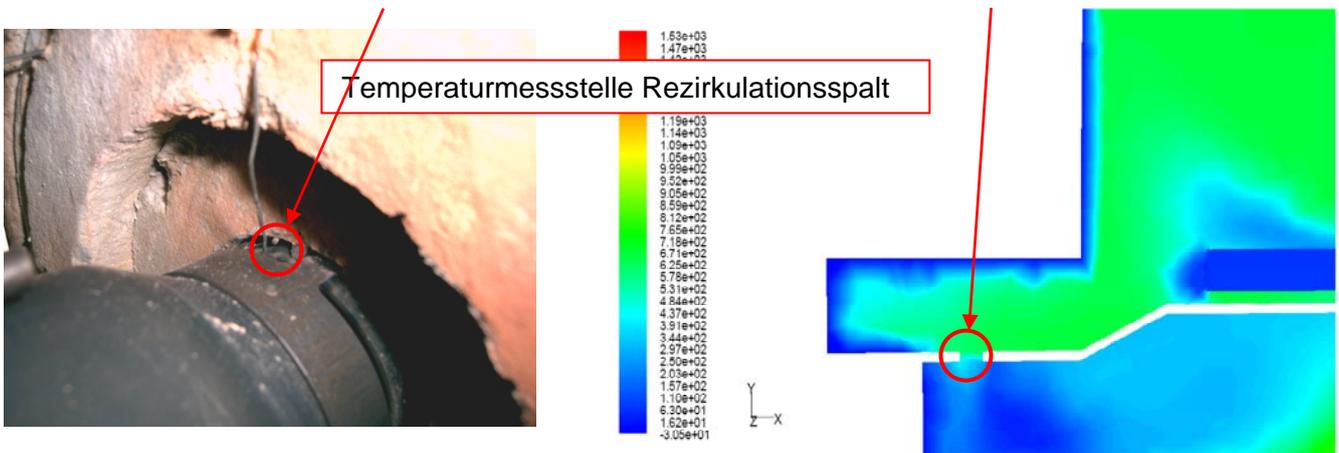


Abbildung 4-37: Temperaturmessstelle am Rezirkulationsspalt

Abbildung 4-36: Temperaturkontrollstelle am Rezirkulationsspalt

	Messwert	Abweichung
Simulation	624,6 °C	2,10 %
Experiment	638,0 °C	

Tabelle 4-10: Vergleich der Temperaturen am Rezirkulationsspalt zwischen Experiment und Simulation

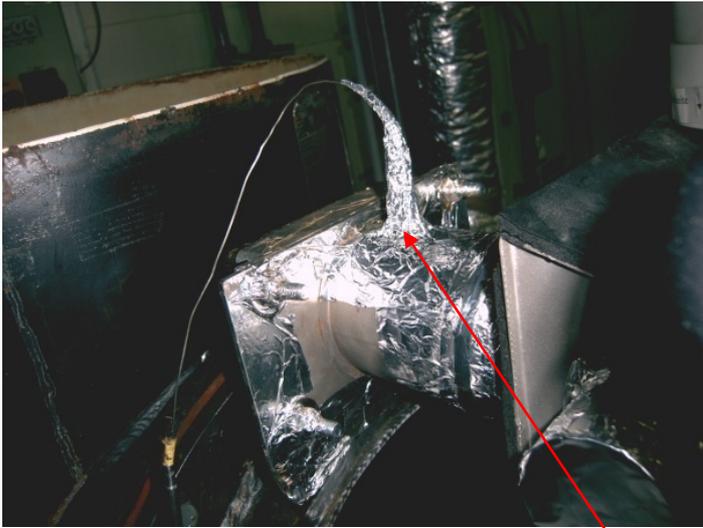


Abbildung 4-38: Temperaturmessstelle am Brennkammeraustritt

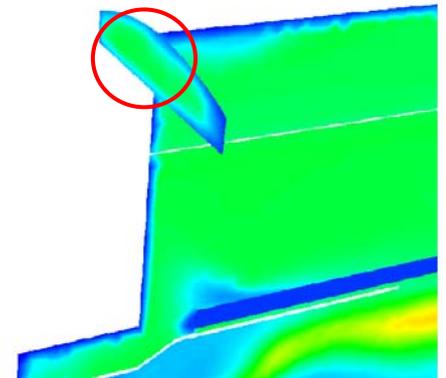


Abbildung 4-39: Temperaturkontrolstelle am Brennkammeraustritt

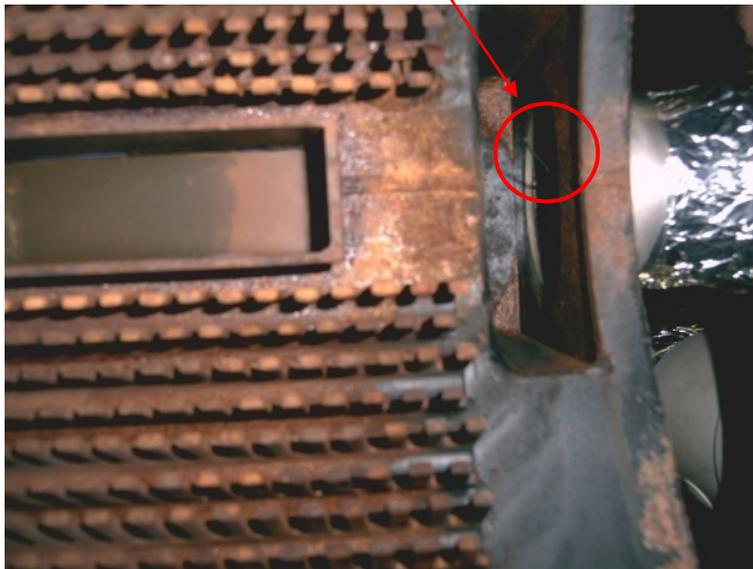


Abbildung 4-40: Sicht aus der Brennkammer zur Mess-Stelle von Abbildung 4-38

	Messwert	Abweichung
Simulation	266,6 °C	33,3 %
Experiment	177,9 °C	

Tabelle 4-11: Vergleich der Temperaturen am Abgasaustritt zwischen Experiment und Simulation

5 Experimentelle Umsetzung *Umbaumaßnahmen am Versuchsstand*

Wie bereits oben beschrieben wird das Verbrennungsluftgebläse in der werkseitigen Grundeinstellung so angesteuert, dass sowohl für die erste Leistungsstufe (10 kW) als auch für die zweite Stufe (16 kW) eine Luftzahl $\lambda=1,2$ mit Hilfe eines PWM⁵-Moduls angesteuert wird. Das Anfahren verschiedener Luftzahlen bzw. die Erhöhung der Luftzufuhr für eine zusätzliche Verbrennung des sekundär zugeführten Brennstoffes ist mit dem werkseitigen PWM-Modul allein nicht möglich. Deshalb wird zusätzlich ein weiteres Steuermodul integriert, mit dessen Hilfe die Gebläsedrehzahl manuell über ein Potenziometer angesteuert wird (siehe Abbildung 5-1)./10/

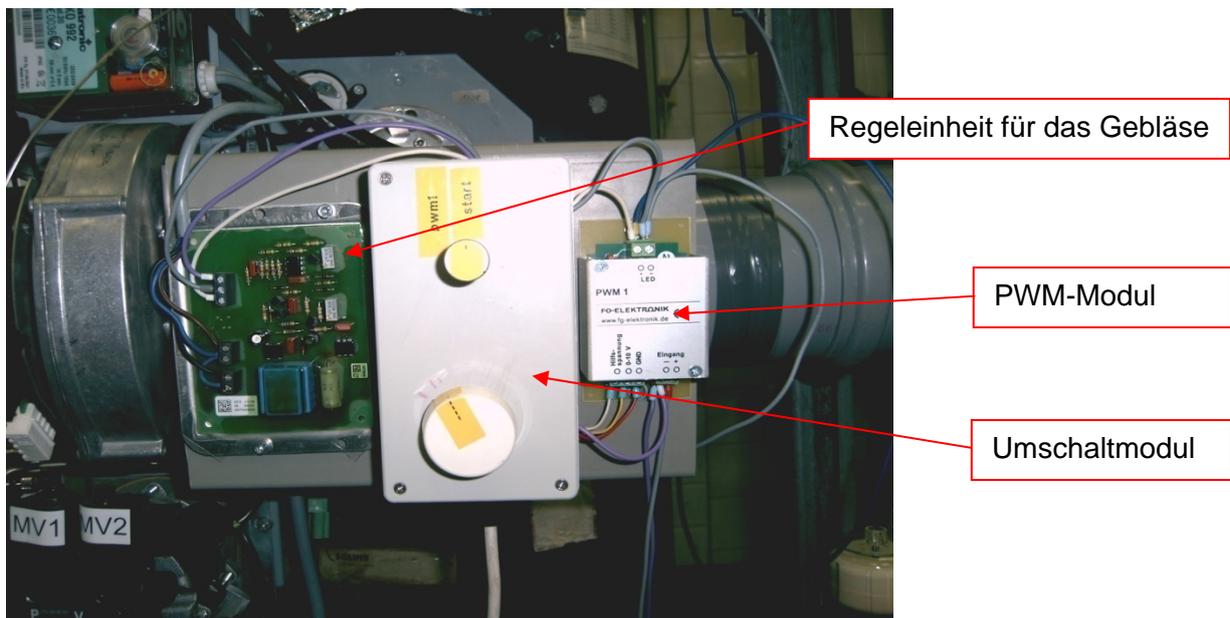


Abbildung 5-1: Steuerungseinheit für die Luftzufuhr

Zur Visualisierung der Flamme ist am Ende der Brennkammer ein Sichtglas unter Verwendung von feuerbeständigem Silikon eingeklebt. Bedingt durch das ständige versuchsbedingte Aufheizen und Abkühlen der Brennkammer verliert die Silikonschicht jedoch ihre elastischen Eigenschaften, wird porös und kann anschließend die Glasscheibe nicht mehr halten. Auch die Verwendung unterschiedlicher Arten von Silikon brachte keine Abhilfe. Daher wird das Sichtglas zwischen zwei Flanschen montiert und mit Hilfe einer Silikonlage abgedichtet. Hierzu muss an die Brennkammer ein Rohr ($\varnothing 100$ mm, Länge 100 mm) mit Vorschweißflansch angesetzt werden, welches gleichbedeutend mit einer Verlängerung der Brennkammer ist.

⁵ Pulsweitenmodulation

5.2 Vergleichsmessungen mit verlängerter Brennkammer

Nach Durchführung der beschriebenen Umbaumaßnahmen werden die Messreihen aus Kapitel 4.4/4.6 erneut aufgenommen.

Die Messergebnisse für die Luftzahlen $\lambda=1,1$; $\lambda=1,2$; $\lambda=1,3$ sind in Tabelle 5-1 dargestellt. Der Vergleich dieser Emissionswerte mit den in Tabelle 4-7 dargestellten Werten zeigt, dass die NO_x -Werte weitestgehend übereinstimmen die CO-Werte mit 5-6 mg/kWh deutlich darunter liegen. Der Grund hierfür ist möglicherweise die verlängerte Brennkammer, die dem Verbrennungsgas eine verlängerte Verweilzeit im Brennraum und somit einen erhöhten Umsatz bezüglich dieser Abgaskomponente ermöglicht.

ermittelt nach Cerbe - Gastechnik /4/							
Lambda	CO-Emission bezogen O2=0% mg/m3	CO2-Emission bezogen O2=0% %	Umrechnung NO auf NO _x mg/m3	NO _x -Emission bezogen O2=0% mg/m3	CO-Emission normiert mg/kWh	CO2-Emission normiert kg/kWh	NO _x -Emission normiert mg/kWh
1,11	4,82	15,07	55,30	61,37	4,60	26,72	58,47
1,22	4,92	14,80	51,35	62,46	4,69	26,23	59,51
1,32	7,24	14,60	48,86	64,53	6,89	25,88	61,48
1,11	6,56	14,92	66,13	73,36	6,25	26,46	69,89
1,22	5,53	14,72	59,34	72,19	5,26	26,10	68,78
1,32	7,45	14,67	53,97	71,34	7,09	26,02	67,97

Tabelle 5-1: Abgaskomponente für die verlängerte Brennkammer bei 10kW und 16kW

In Abbildung 5-2 ist die Abhängigkeit der NO_x -Werte von den untersuchten Luftzahlen dargestellt. Eine Erhöhung der Lambdawerte führt bei einer Wärmebelastung von 10 kW zu leicht höheren NO_x -Werten, dagegen wird bei 16 kW eine leichte Reduzierung der NO_x -Werte beobachtet.

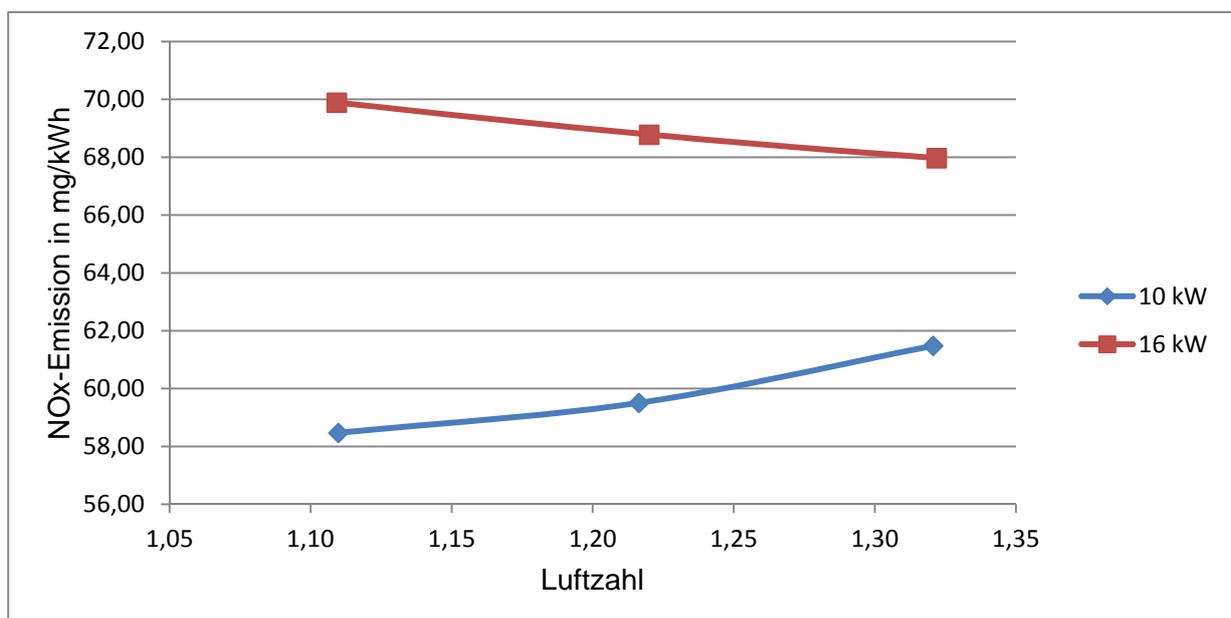


Abbildung 5-2: NO_x -Werte bei unterschiedlichen Luftzahlen und Wärmebelastungen

6 Versuchsreihen mit Sekundärkreis

6.1 Versuchsaufbau mit Sekundärkreis

Zur Inbetriebnahme des Sekundärkreises wird parallel zur Brennstoffversorgung des Blaubrenners (Primärkreis) eine zusätzliche Ölversorgung bestehend aus Zahnradölpumpe (Betriebsdruck 8 bar) und Nadelventil (Sekundärkreis) installiert. Darüber hinaus wird ein Dreiwegeventil integriert, um die Möglichkeit zu erhalten, den Sekundärkreis am Ende eines Betriebszyklus' mit Luft zu spülen und damit einer Verkokung innerhalb der Verdampferspirale entgegenzuwirken (siehe Abbildung 6-1).

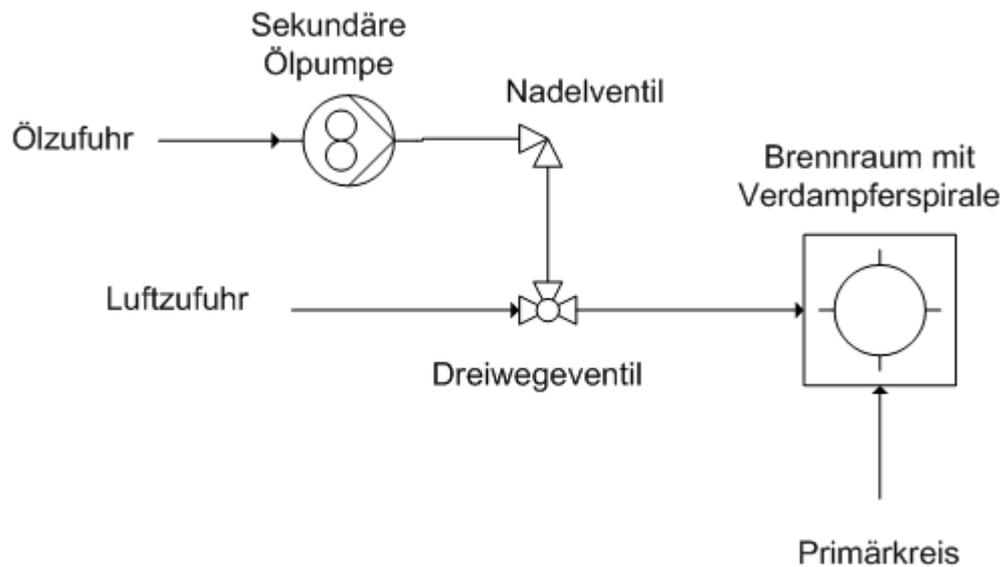


Abbildung 6-1: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus mit Sekundärkreis

6.2 Sekundärkreis mit einem Auslass

Im ersten Ansatz werden Versuche zum Betriebsverhalten des Sekundärkreises mit nur einem Auslass an der Verdampferspirale durchgeführt.

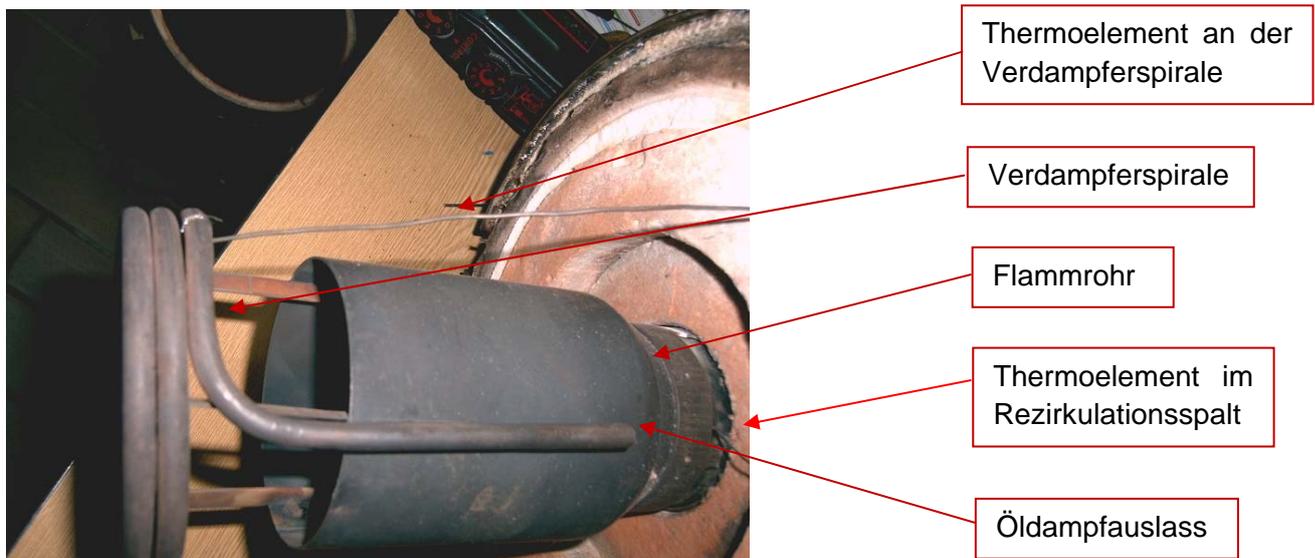


Abbildung 6-2: Primärbrenner mit Verdampferspirale (ein Auslass)

In Abbildung 6-2 ist der apparative Aufbau innerhalb des Brennraumes dargestellt. Nachdem der Brenner im Normalbetrieb gestartet wurde (siehe Kapitel 4.4), wird zunächst die Gebläseregelung auf manuellen Betrieb umgestellt.

Um eine bessere Vergleichbarkeit zu erhalten, werden die Messdaten bei einer Kesseltemperatur von 80°C aufgenommen. Nach Erreichen dieser Temperatur wird der Sekundärkreis mit Öl beschickt, wobei der Ölmassenstrom über das Nadelventil eingestellt wird. In Abhängigkeit vom Öffnungsgrad des Nadelventils kann die über den Sekundärkreis zusätzlich eingebrachte Feuerungsleistung von 0 kW bis 6 kW erhöht werden wobei die Luftzahl konstant bei $\lambda=1,2$ gehalten wird. Nach Beendigung der Versuchsreihen wird die Verdampferspirale mit Druckluft gespült, um einer Verkokung entgegen zu wirken; dieses könnte andernfalls zu einer Verstopfung der Spirale führen.

Der Vergleich der Ergebnisse aus drei durchgeführten Versuchsreihen mit denen des Nullversuches zeigt, dass die NO_x -Werte um bis zu 11 mg/kWh höher liegen (siehe Abbildung 6-3). Hierbei ist zu beachten, dass der Nullversuch bauartbedingt nur bei zwei Feuerungsleistungen durchgeführt werden konnte.

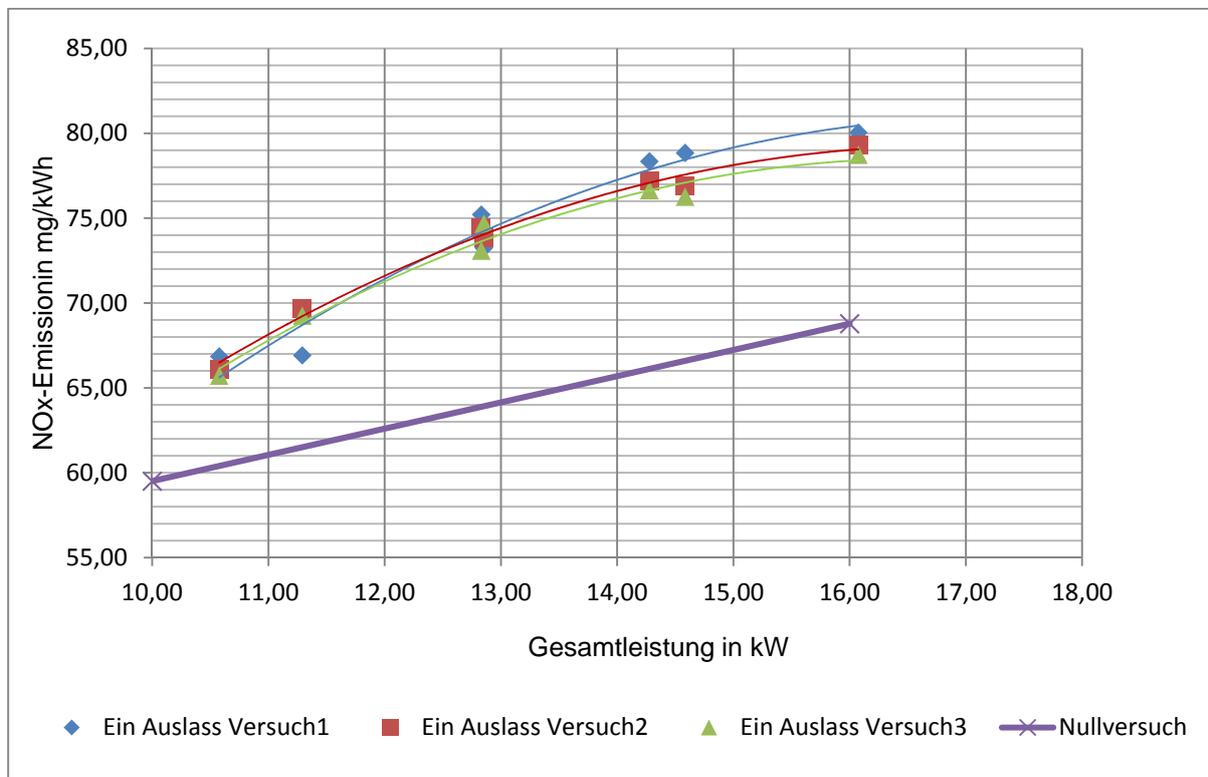


Abbildung 6-3: NO_x -Emission bei unterschiedlichen Feuerungsleistungen (Sekundärkreis mit einem Auslass)

Bei Betrachtung der CO-Werte (Abbildung 6-4) ist ein analoges Verhalten erkennbar. Mit steigender Feuerungsleistung steigen die CO-Werte.

Zurückgeführt werden kann dies auf eine unzureichende Verteilung des verdampften Heizöls im Brennraum. Im nächsten Schritt soll daher untersucht werden, wie sich der Brenner bei drei Sekundär-Auslässen verhält.

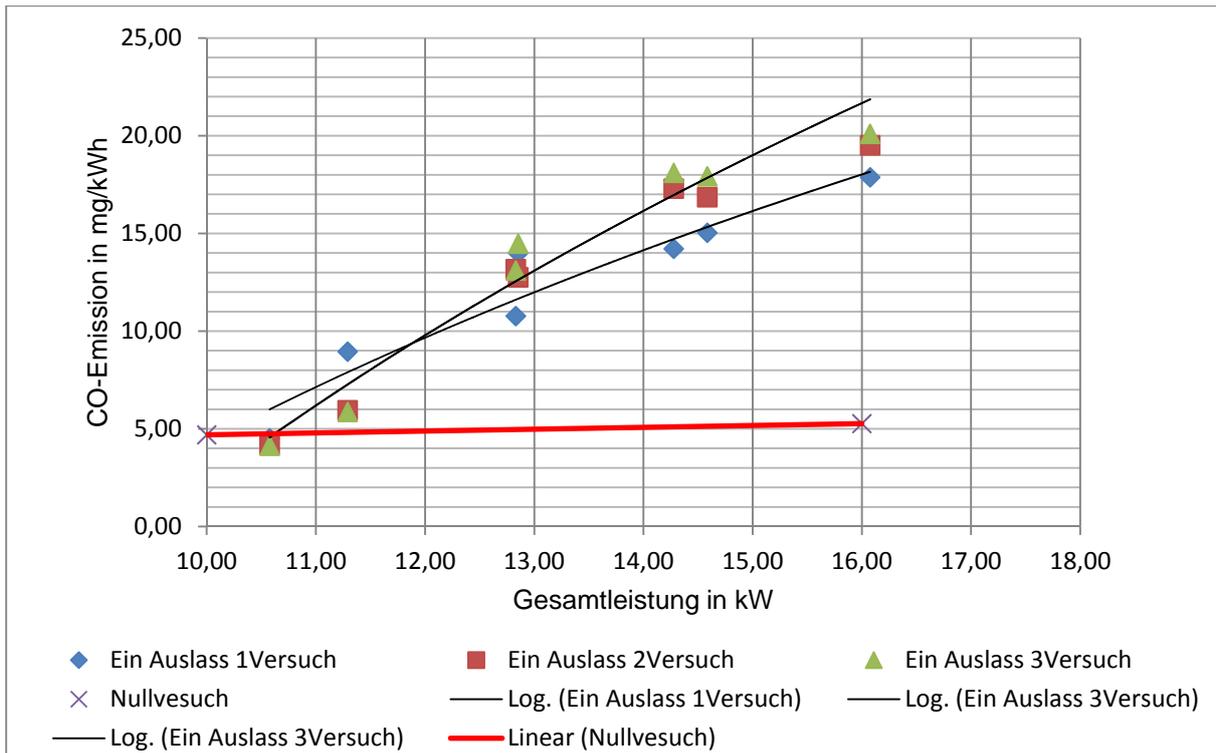


Abbildung 6-4: CO-Emission bei Sekundärkreis mit einem Auslass

6.3 Sekundärkreis mit drei Auslässen (axiale Ausströmung)

Zur besseren Verteilung des Sekundärbrennstoffes, werden drei Auslässe an Verdampferspirale angebracht (siehe Abbildung 6-5 und 6-6).

Zunächst ist sicherzustellen, dass über alle drei Auslässe die gleiche Menge an verdampftem Heizöl ausströmt. In einem Modellversuch wird flüssiges Heizöl in einem Zeitraum von 15 Minuten über die drei Auslässe in drei Messbecher gefüllt und die aufgefangenen Volumina verglichen. Durch Reduzieren bzw. Aufweiten der Auslässe wird eine gleichmäßige Verteilung erreicht.

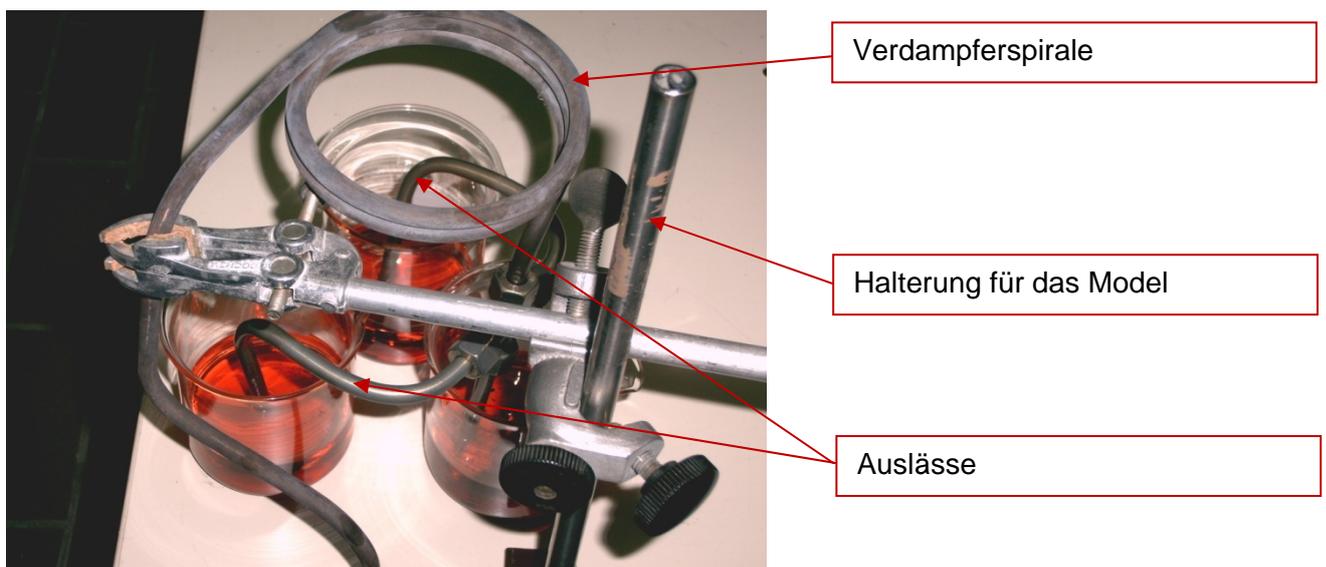


Abbildung 6-5: Ähnlichkeitsmodell (Blick von Oben)

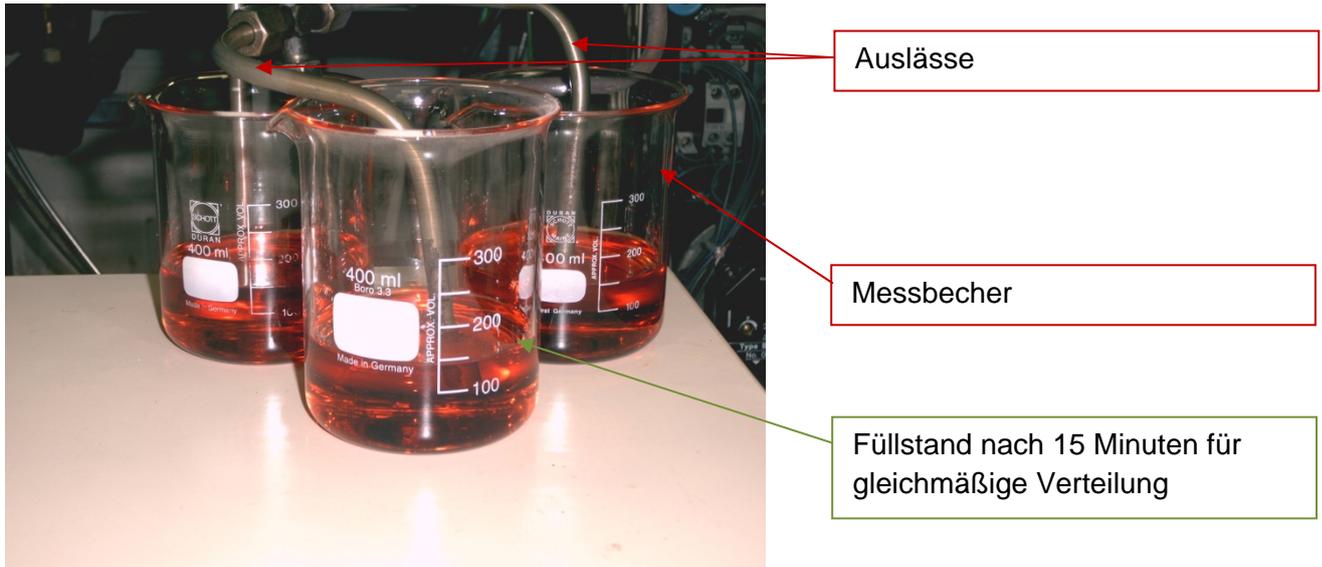


Abbildung 6-6: Ähnlichkeitsmodell (seitliche Sicht)

In Tabelle 6-1 findet sich der Vergleich zwischen Nullversuch und den Varianten mit einem Auslass bzw. drei Auslässen.

CO-Emission normiert mg/kWh	NO _x -Emission normiert mg/kWh	Sekundärkreis			Ges. Leistung kW
		%	g/15 min	kW	
0,46	65,99	Sekundärkreis drei Auslässe	9,20	0,43	10,43
2,17	72,76		57,75	2,70	12,70
1,42	68,65		73,95	3,45	13,45
3,87	74,37		80,10	3,74	13,74
2,92	72,65		101,20	4,72	14,72
4,61	72,32		125,85	5,87	15,87
4,69	59,51		0,00	0,00	10,00
5,26	68,78		0,00	0,00	16,00
4,26	66,18	Sekundärkreis ein Auslass	12,95	0,60	10,60
6,86	68,66		29,00	1,35	11,35
13,75	73,94		64,10	2,99	12,99
12,34	74,24		63,60	2,97	12,97
16,55	77,39		96,10	4,49	14,49
16,61	77,33		103,00	4,81	14,81
19,16	79,37		136,50	6,37	16,37

Tabelle 6-1: Messwerte aus Nullversuch und den Sekundärkreisvarianten mit einem Auslass bzw. drei Auslässen

Der direkte Vergleich der Werte für die NO_x-Emissionen zwischen den zwei Varianten zeigt, dass die Variante mit drei Auslässen bessere Ergebnisse liefert. Insbesondere bei höheren Feuerungsleistungen, bei deren mehr Sekundärbrennstoff durch die Verdampferspirale strömt, werden die Vorteile der Variante mit drei Auslässen erkennbar. Bei nahezu gleicher Leistung (14,72 kW und 14,81 kW) entstehen bis zu 5 mg/kWh geringere NO_x-Emissionen. Eine ähnliche Tendenz zeigen auch die CO-Werte.

Im Vergleich zum Nullversuch liegen die NO_x-Werte jedoch immer noch deutlich höher (Abbildung 6-7). Die Trendlinie zeigt, dass die Differenz zwischen den NO_x-Werten bei höherer Leistung infolge Zugabe von sekundärem Brennstoff tendenziell geringer werden. Daraus ergibt sich, dass eine weitestgehende Reduzierung der Primärkreis-Feuerungsleistung erfolgen sollte.

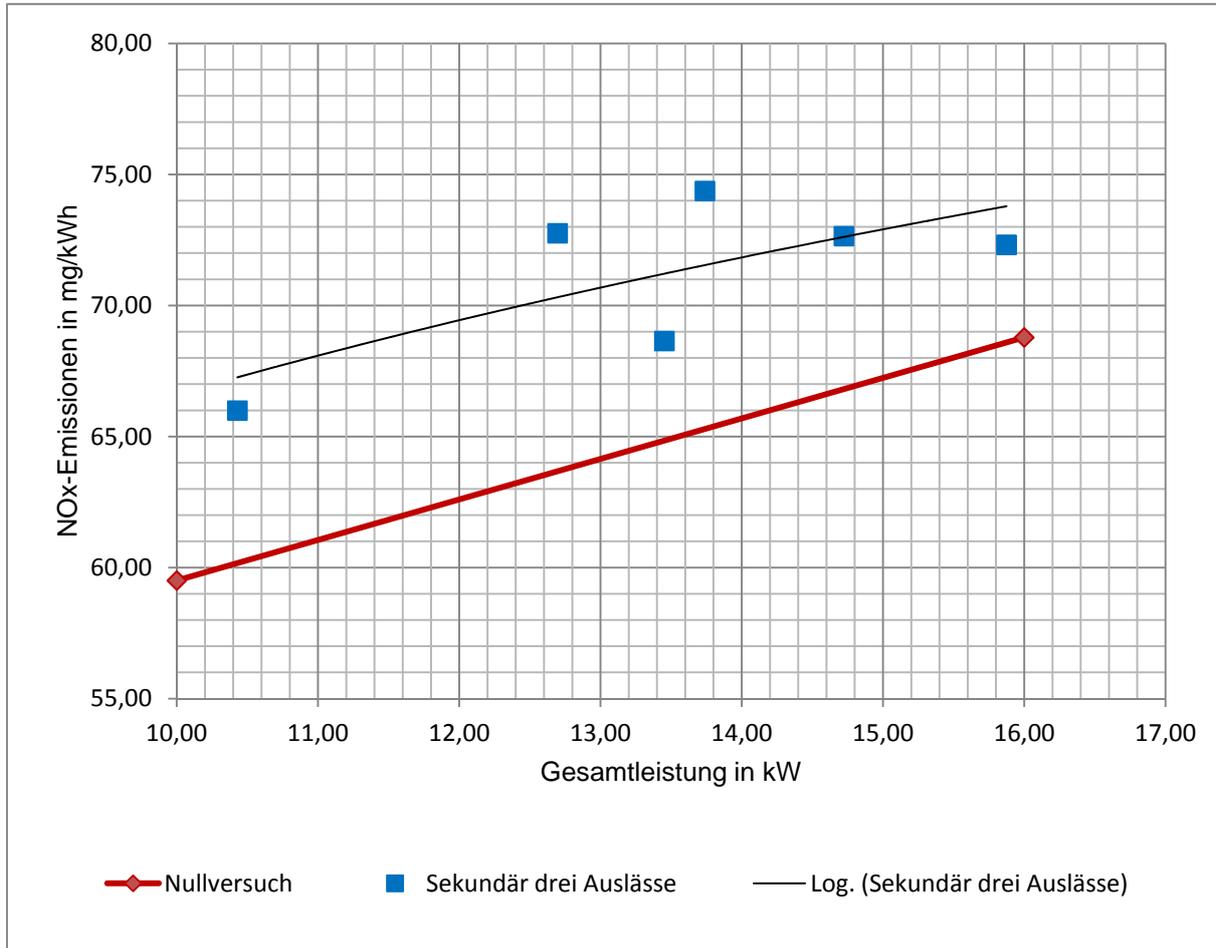


Abbildung 6-7: Vergleich der NO_x-Emissionen zwischen Nullversuch und Versuch mit drei Auslässen im Sekundärkreis (Leistung des Primärbrenners: 10 kW)

Mit Hilfe einer Einstellschraube an der Brennstoffpumpe kann der Einspritzdruck von 10 bar auf 4 bar gesenkt und damit die Feuerungsleistung des Primärbrenners von 10 kW (10 bar) auf ca. 7,6 kW (4 bar) reduziert werden.

Im Rahmen der Versuche bewährte sich folgende Vorgehensweise:

- Start des Primärbrenners mit einer Feuerungsleistung von ca. 10 kW (10 bar)
- Absenkung der Feuerungsleistung des Primärbrenners durch Reduzierung des Einspritzdruckes auf 4 bar (ca. 7,6 kW)
- Erhöhung der Feuerungsleistung durch Zuschaltung des Sekundärkreises auf ca. 16 kW

Die erzielten NO_x-Werte in Abhängigkeit von der Gesamtleistung (siehe Abbildung 6-8) sind deutlich niedriger als im vorangegangenen Versuch (Erhöhung der Sekundärbrennstoffzufuhr, vgl. Abbildung 6-7) und liegen nur noch geringfügig über denen der Nullmessung. Die im Rahmen von Validierungsversuchen festgestellte Schwankungsbreite beträgt ca. 3 mg/kWh.

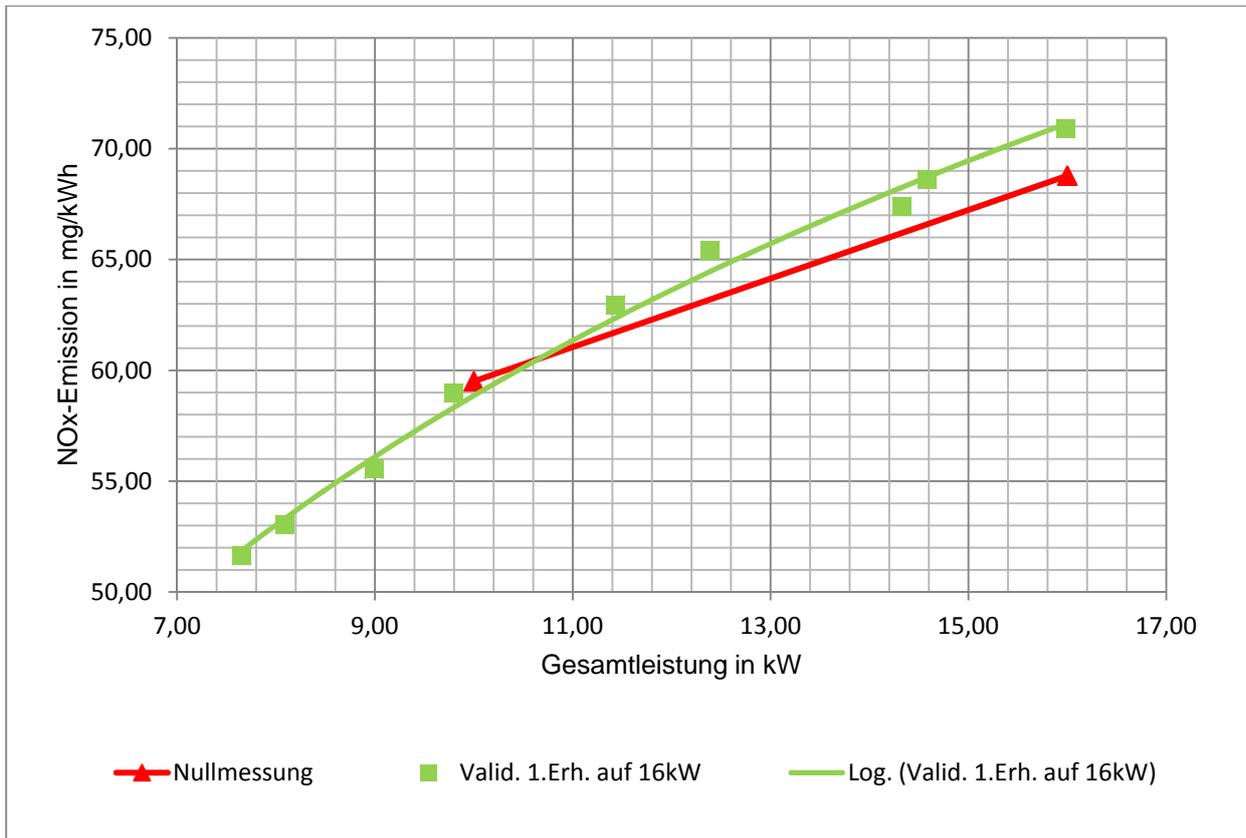


Abbildung 6-8: Abhängigkeit der NO_x-Emissionen von der Gesamtfeuerungsleistung bei drei Auslässen im Sekundärkreis (axiale Ausströmung, Leistung des Primärbrenners: 7,6 kW)

Allerdings werden gerade im unteren Leistungsbereich deutlich schlechtere CO-Werte erreicht (siehe Abbildung 6-9), die auf eine ungünstige Verteilung des primären Brennstoffs zurückzuführen ist (schlechterer Zerstäubungsgrad).

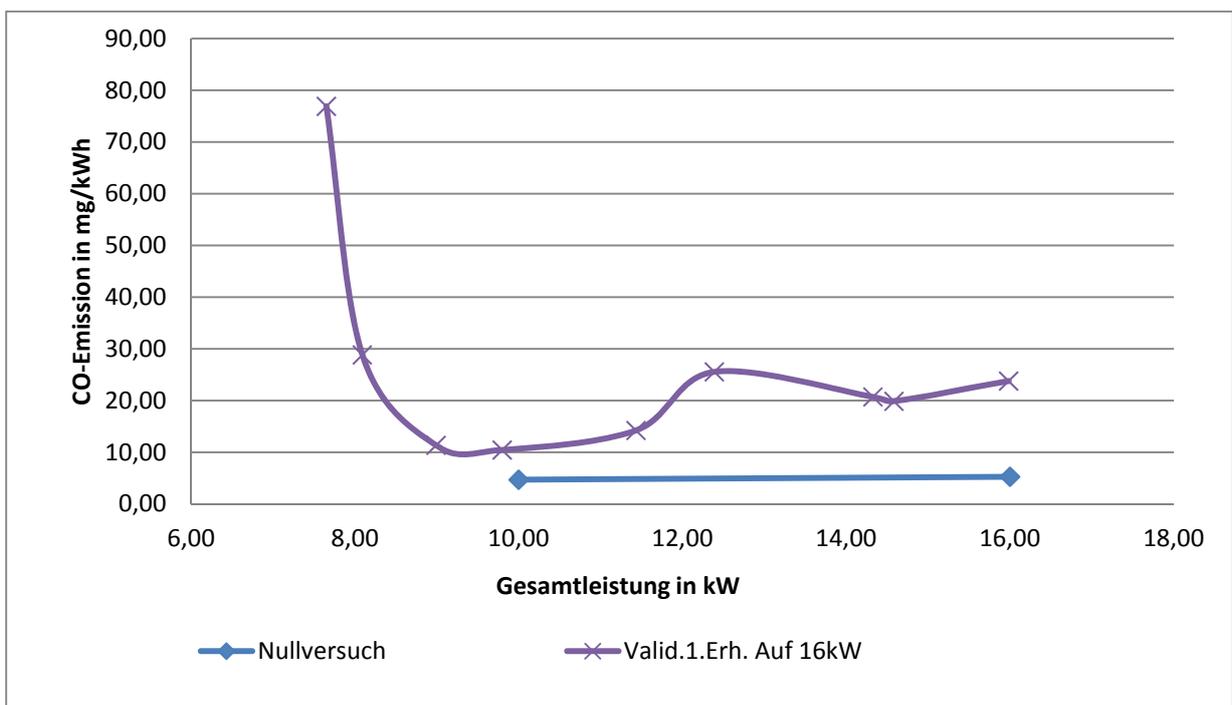


Abbildung 6-9: Abhängigkeit der CO-Emissionen von der Gesamtfeuerungsleistung bei drei Auslässen im Sekundärkreis (axiale Ausströmung, Leistung des Primärbrenners: 7,6 kW)

6.4 Sekundärkreis mit drei Auslässen (radiale Ausströmung)

Um eine noch günstigere Verteilung des sekundären Brennstoffs zu realisieren, werden die Auslässe für die axiale Ausströmung verschlossen und mit jeweils zwei seitlichen Bohrungen (radiale Ausströmung) versehen (siehe Abbildung 6-10). Zur Sicherstellung einer gleichmäßigen Verteilung des Sekundärbrennstoffes werden zunächst Vorversuche, wie in Kap. 6.3 beschrieben, durchgeführt.

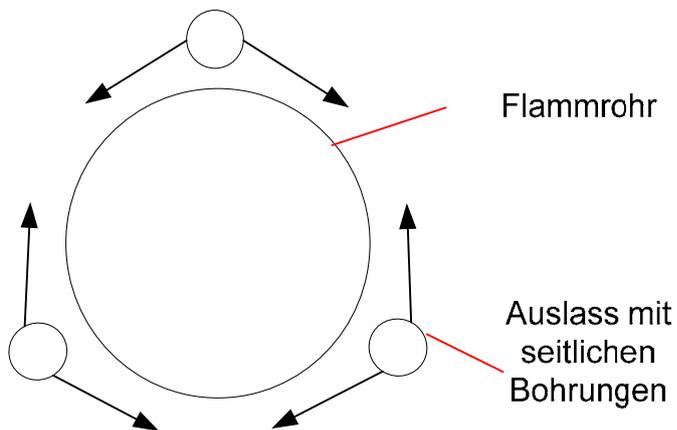


Abbildung 6-10: Schematische Darstellung des Sekundärkreises (radiale Ausströmung)

Im Rahmen der Messungen zeigte sich, dass die Austrittsgeschwindigkeit des Sekundärbrennstoffdampfes einen Richtwert von 0,5 m/s nicht überschreiten sollte. Andernfalls kommt es zu unerwünschten Pulsationen im Brennraum.

Ausgehend von diesem Richtwert wurde ermittelt, dass aus Gründen der Gleichverteilung des Sekundärbrennstoffes zwei Bohrungen mit \varnothing 2,5 mm und vier Bohrungen mit \varnothing 4,0 mm benötigt werden.

Der Vergleich mit der erweiterten Nullmessung (Primärkreis ohne Widerstand, Leistung des Primärbrenners: 6,5 bis 15 kW) zeigt eine leichte Verbesserung der NO_x -Werte (siehe Abbildung 6-11) In Abbildung 6-12 sind die Ergebnisse für die korrespondierenden CO-Werte zusammengefasst. Auch bei dieser Anordnung werden im unteren Leistungsbereich unbefriedigende CO-Werte erreicht.

Weitergehende Überlegungen in Richtung einer gleichmäßigen Verteilung des Sekundärbrennstoffes führen zum Konzept eines Ringverteilers.

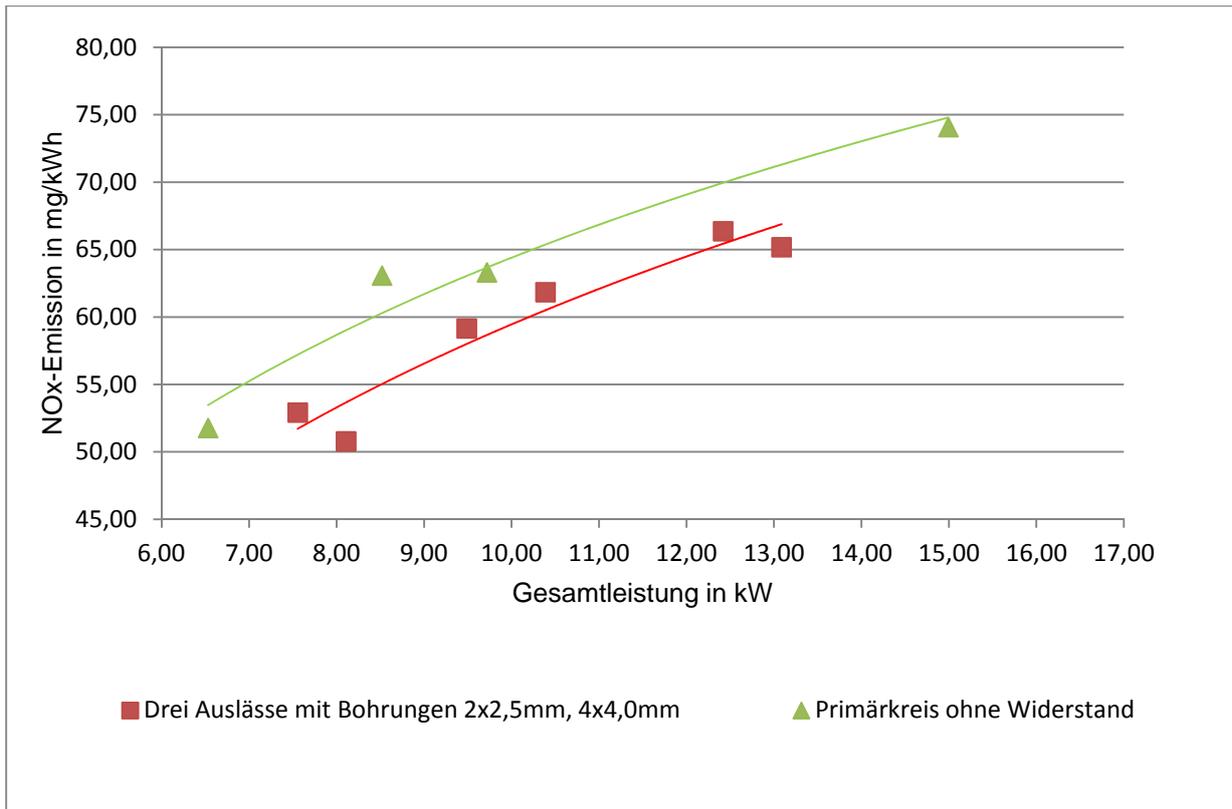


Abbildung 6-11: Abhängigkeit der NO_x-Emissionen von der Gesamtfeuerungsleistung bei drei Auslässen im Sekundärkreis (radiale Ausströmung, Leistung des Primärbrenners: 7,6 kW)

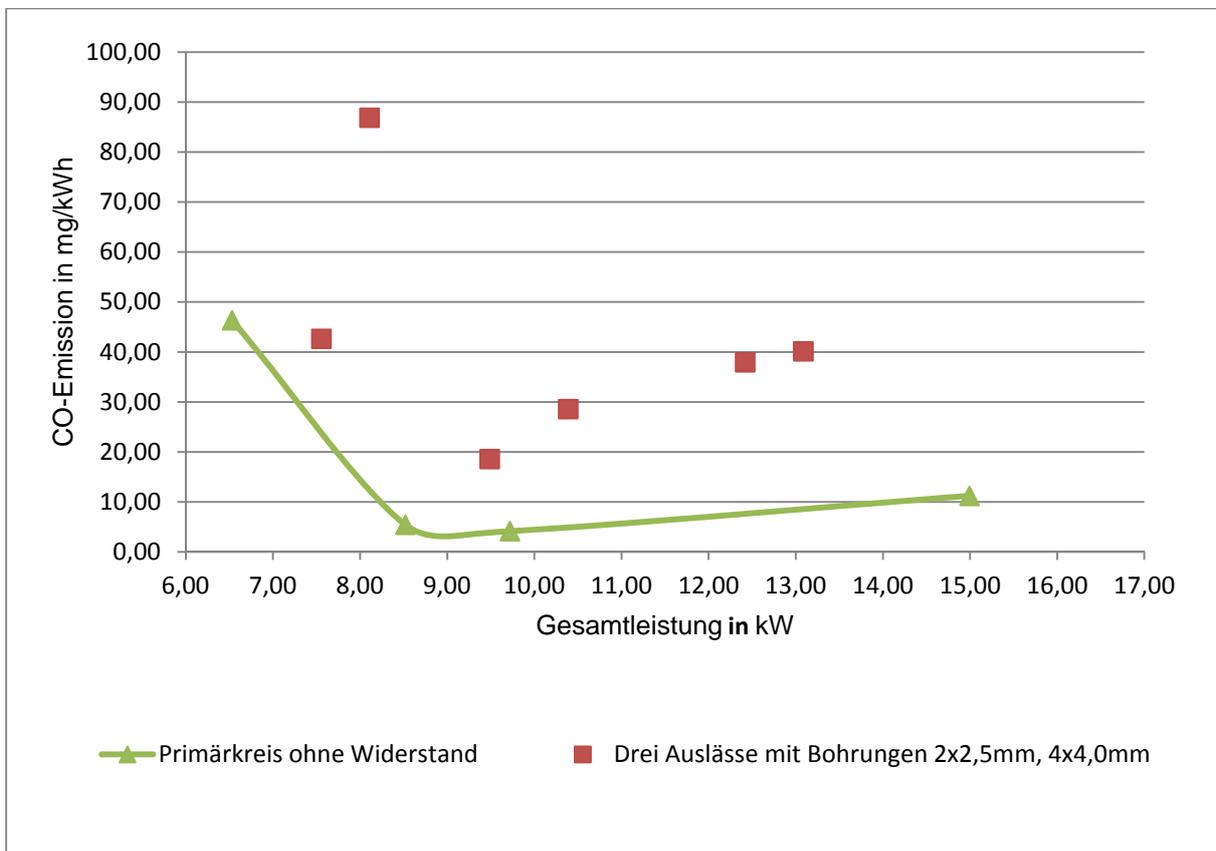


Abbildung 6-12: Abhängigkeit der CO-Emissionen von der Gesamtfeuerungsleistung bei drei Auslässen im Sekundärkreis (radiale Ausströmung, Leistung des Primärbrenners: 7,6 kW)

7 Sekundärkreis mit Ringverteiler

7.1 Simulation mit Fluent

Zur Vorbereitung der Versuche mit dem Ringverteiler wird zunächst gestützt auf Simulationsberechnungen die optimale Position des Ringverteilers im Brennraum, die Position der Bohrungen sowie der Austrittswinkel des verdampften Heizöles ermittelt. Dabei wird die Öffnungsweite des Rezirkulationsspalt variiert.

Um eine gleichmäßige Durchmischung des verdampften Heizöls mit dem rezirkulierenden Abgas zu erreichen, wird der Ringverteiler zunächst in der hinteren Hälfte des Flammrohres positioniert und der Partikelverlauf berechnet (Lagrange'sche Darstellung). Abbildung 7-1 zeigt die berechneten Flugbahnen der "Heizölpartikel". Deutlich zu sehen ist, dass sich die "Heizölpartikel" zum großen Teil in der Brennkammer verteilen und nicht, wie erforderlich, über den Rezirkulationsspalt der Verbrennungszone im Flammrohr zugeführt werden. Dementsprechend ergibt sich daraus eine ungünstige Temperaturverteilung in der Brennkammer, die ein weiteres lokales Temperaturmaximum außerhalb des Flammrohres aufweist (siehe Abbildung 7-2).

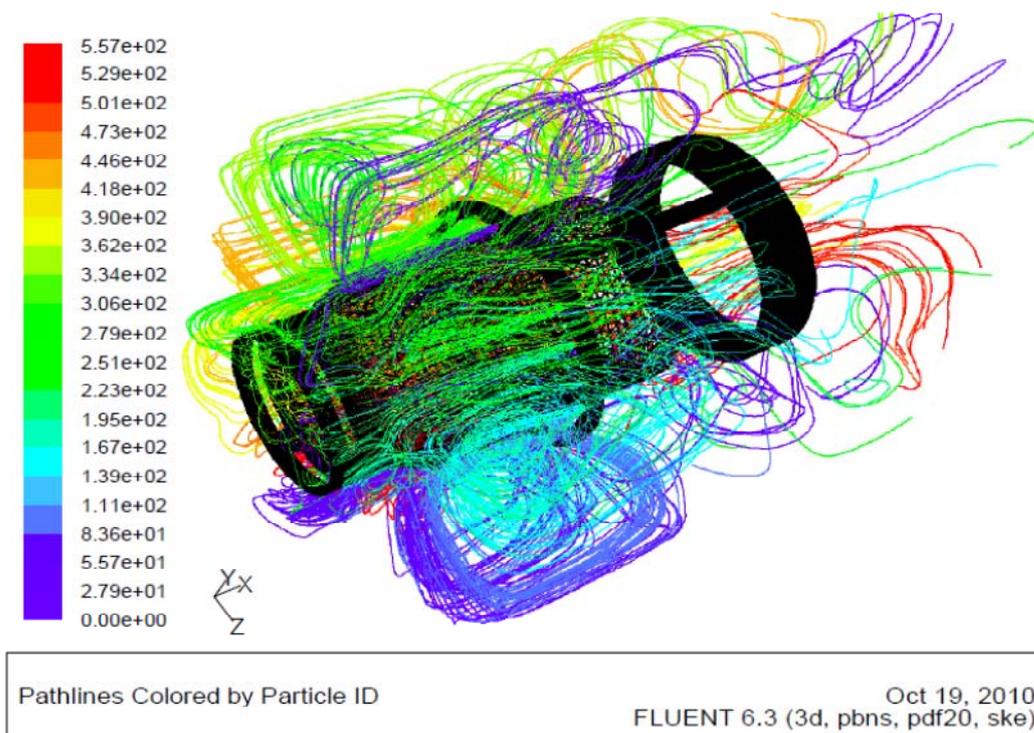


Abbildung 7-1: Partikelverlauf in der Brennkammer bei nicht optimaler Position des Ringverteilers

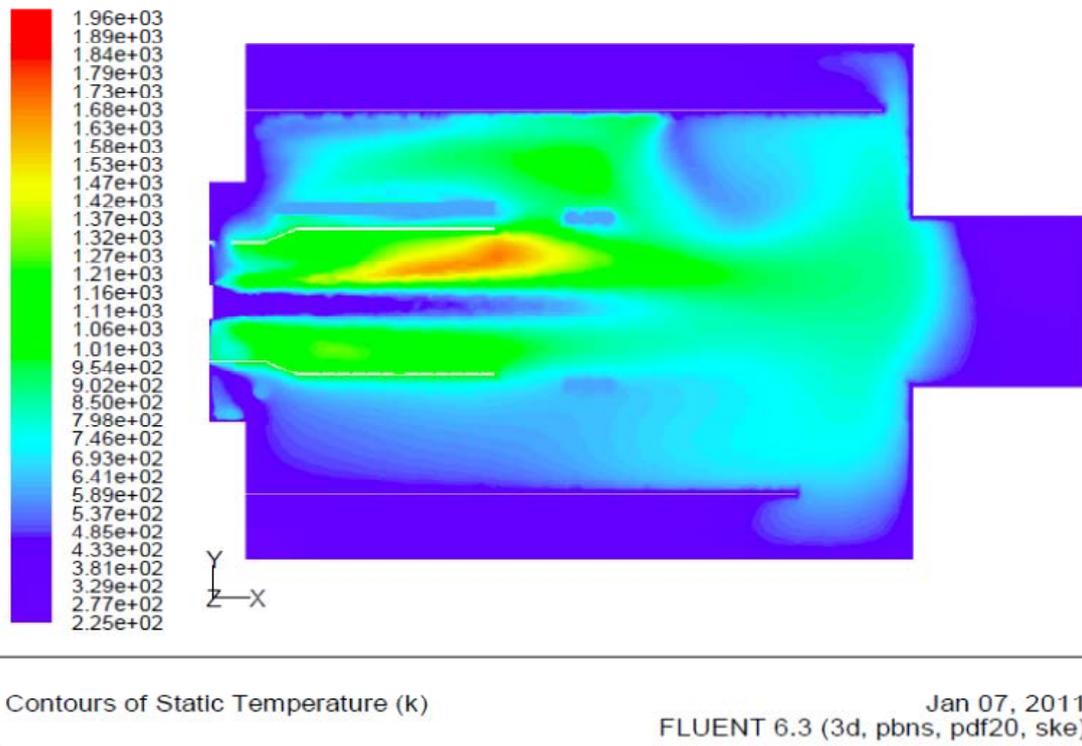


Abbildung 7-2: Temperaturverlauf in der Brennkammer bei nicht optimaler Position des Ringverteilers

Als Ergebnis der durchgeführten Simulationsberechnungen kann festgehalten werden, dass sich die beste Position des Ringverteilers ca. 1 cm vor dem Rezirkulationsspalt befindet. Der Neigungswinkel der Bohrungen sollte ca. 30° zur x-Achse betragen (siehe Abbildung 7-3).

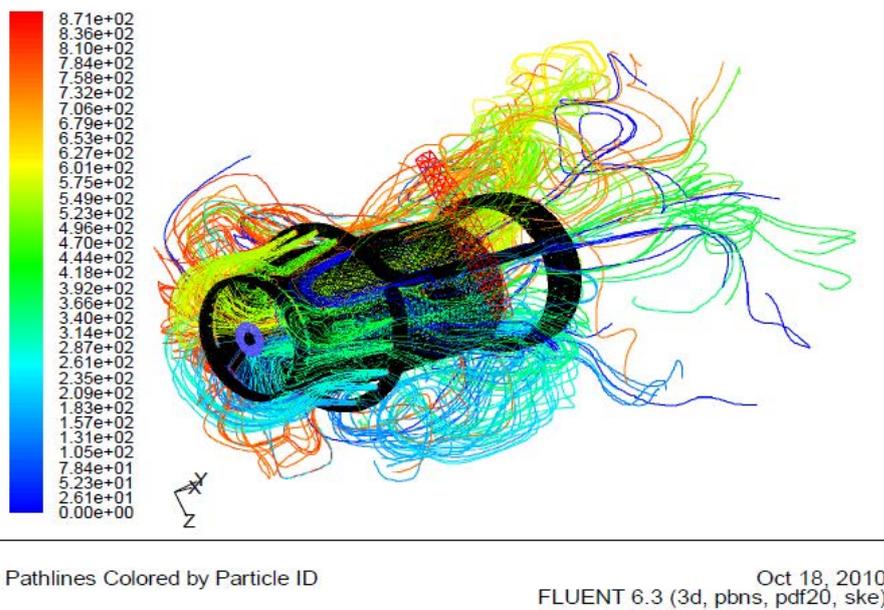


Abbildung 7-3: Partikelverlauf in der Brennkammer bei optimaler Position des Ringverteilers

Abbildung 7-4: 4 zeigt die Ergebnisse der Simulationsrechnungen bei optimaler Position des Ringverteilers (Anzahl der Bohrungen: 16, Neigungswinkel: 30°) und Variation der Breite des

Rezirkulationsspalt zwischen 4,5 mm und 10 mm. Ein Öffnungsgrad von 10 mm am Rezirkulationsspalt ist bei dieser Flammenrohrkonfiguration aus betriebstechnischen Gründen der maximal mögliche.

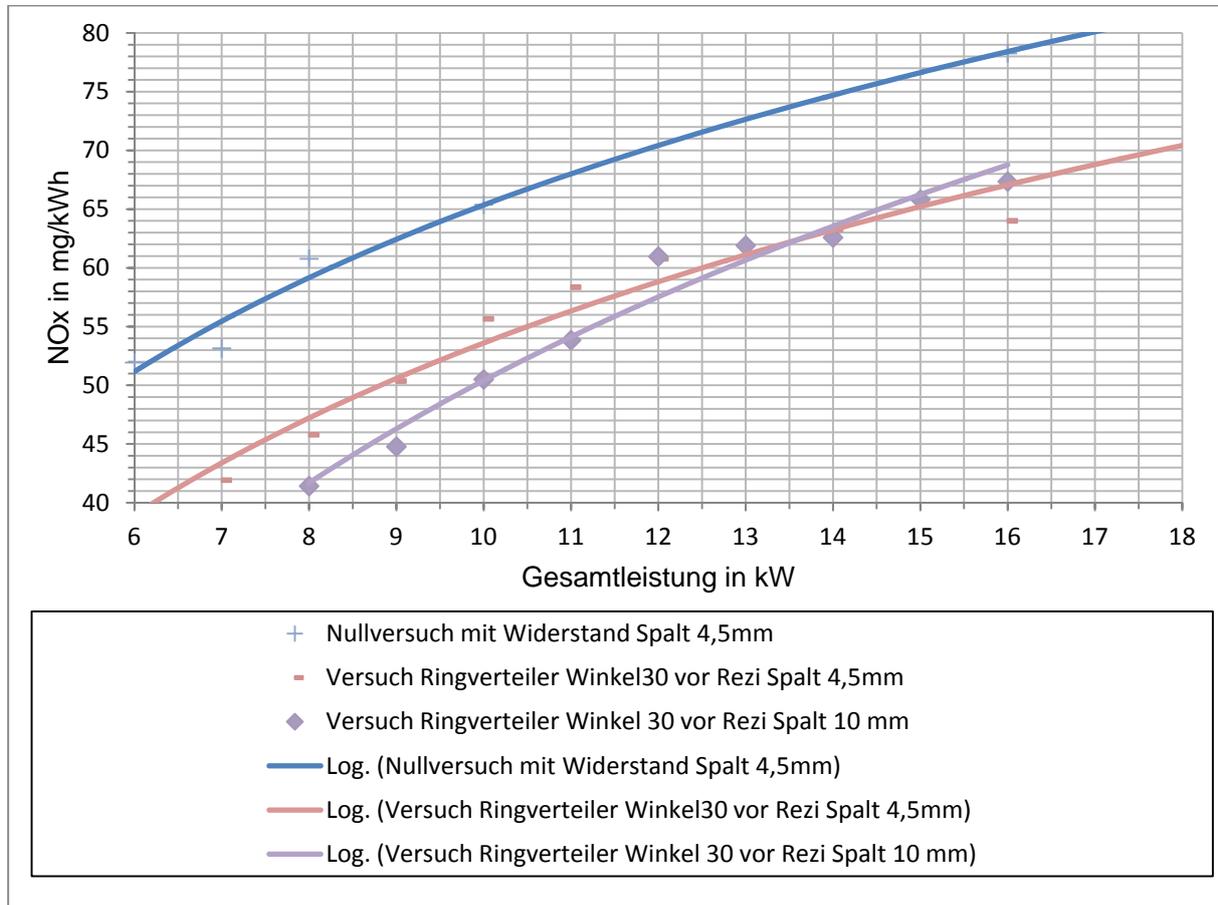


Abbildung 7-4: Vergleich der NO_x-Emissionen aus Simulationsberechnungen

7.2 Experimentelle Untersuchungen

7.2.1 Nullmessung

Die durch Simulationsrechnungen ermittelten Daten werden am Versuchsaufbau realisiert. Zunächst werden die Daten für die Nullversuche (ohne Sekundärkreis) aufgenommen. Aus Gründen der Reproduzierbarkeit werden die Messungen an zwei verschiedenen Tagen durchgeführt. In Abbildung 7-5:5 sind die Ergebnisse dargestellt. Die unterschiedlichen Messtage liefern Abweichungen bei den NO_x-Emissionen von 4 mg/kWh. Ein Rezirkulationsspalt von 10 mm liefert dabei deutlich geringere NO_x-Emissionen.

Bei den CO-Emissionen zeigen sich im unteren Bereich der Feuerungsleistung (6 - 10 kW) bei allen Versuchen relativ hohe Werte. Das liegt daran, dass die Zerstäubung des Brennstoffes in diesem Bereich nur unzureichend erfolgt. Ab einer Feuerungsleistung von 10 kW sind die CO-Emissionen wieder im normalen Bereich, die Werte liegen unter 10 mg/kWh (siehe Abbildung 7-6).

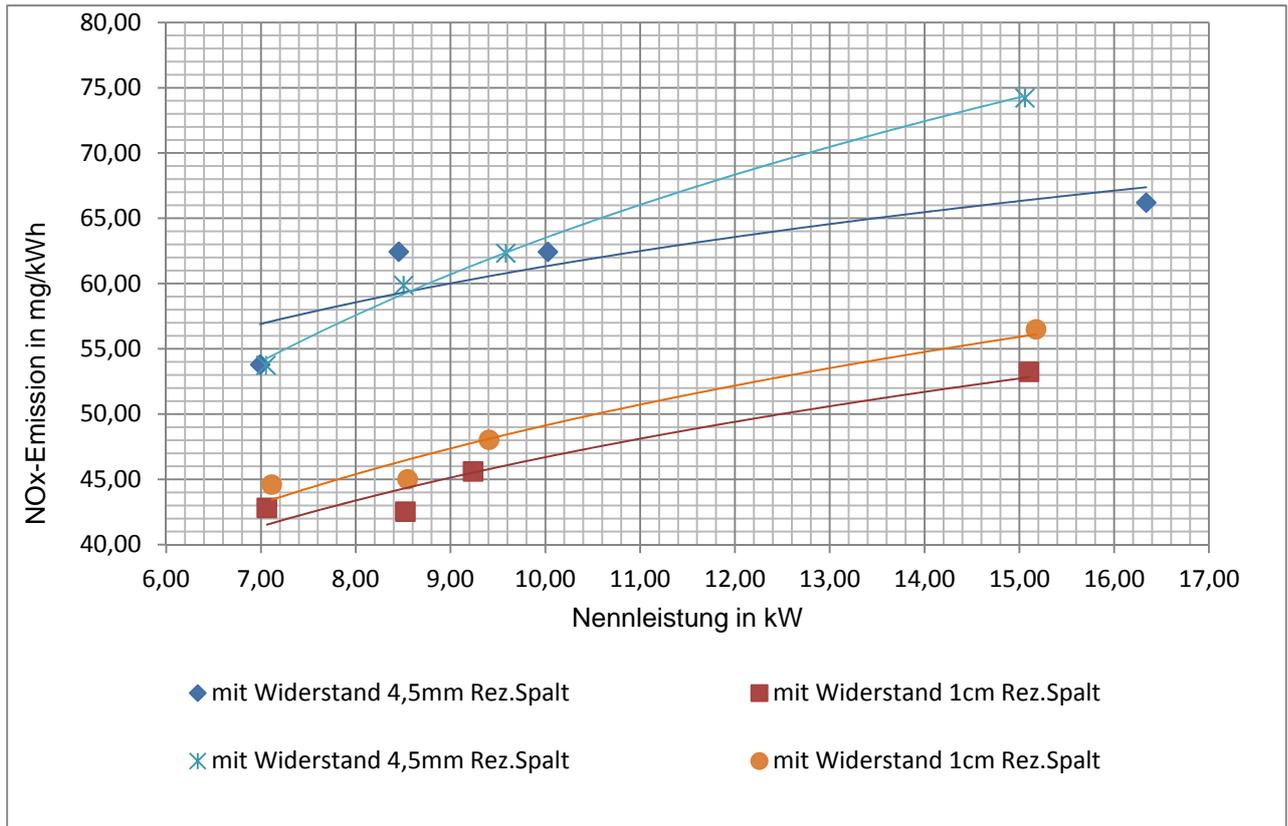


Abbildung 7-5: Vergleich der NO_x-Werte bei Nullversuchen mit unterschiedlichen Rezirkulations-spaltweiten

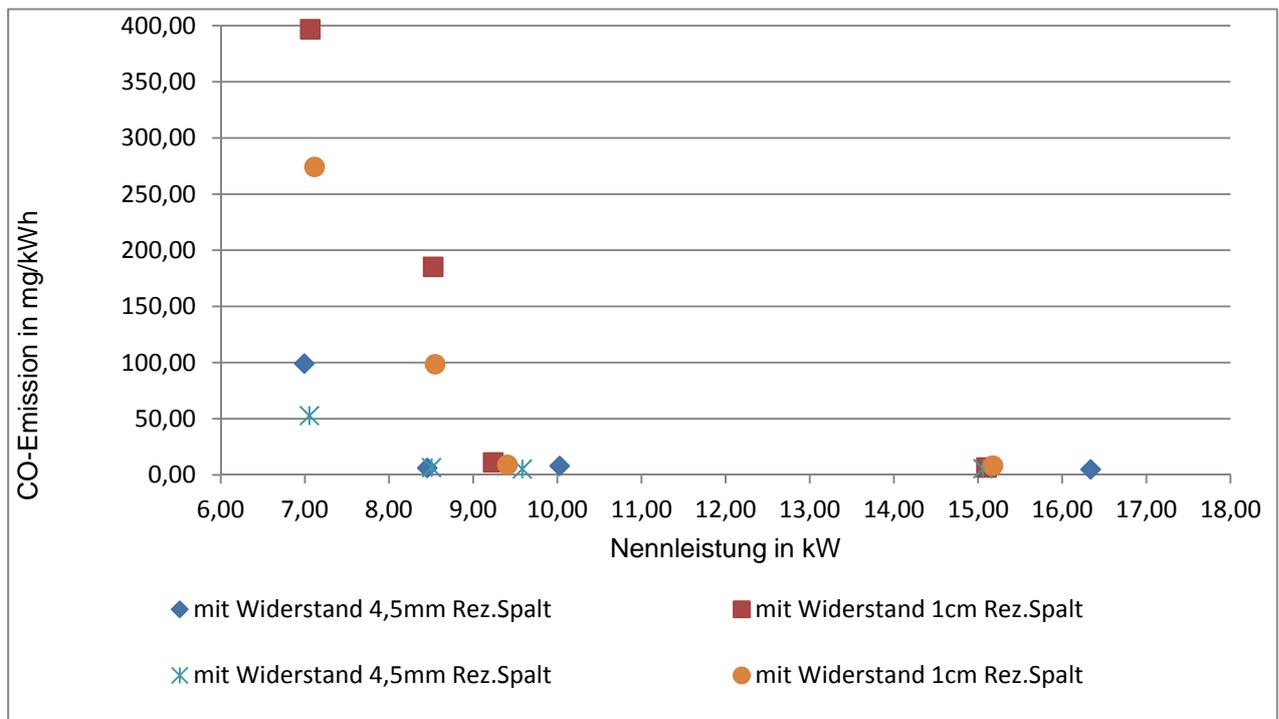


Abbildung 7-6: Vergleich der CO-Werte bei Nullversuchen mit unterschiedlichen Rezirkulations-spaltweiten

7.3 Ringverteiler 16x2 mm Bohrungen

Die erste Version des Ringverteilers enthält 16 Bohrungen mit je 2 mm Durchmesser. Der Aufbau und die Position des Ringverteilers sind in Abbildung 7-7: 7 dargestellt.

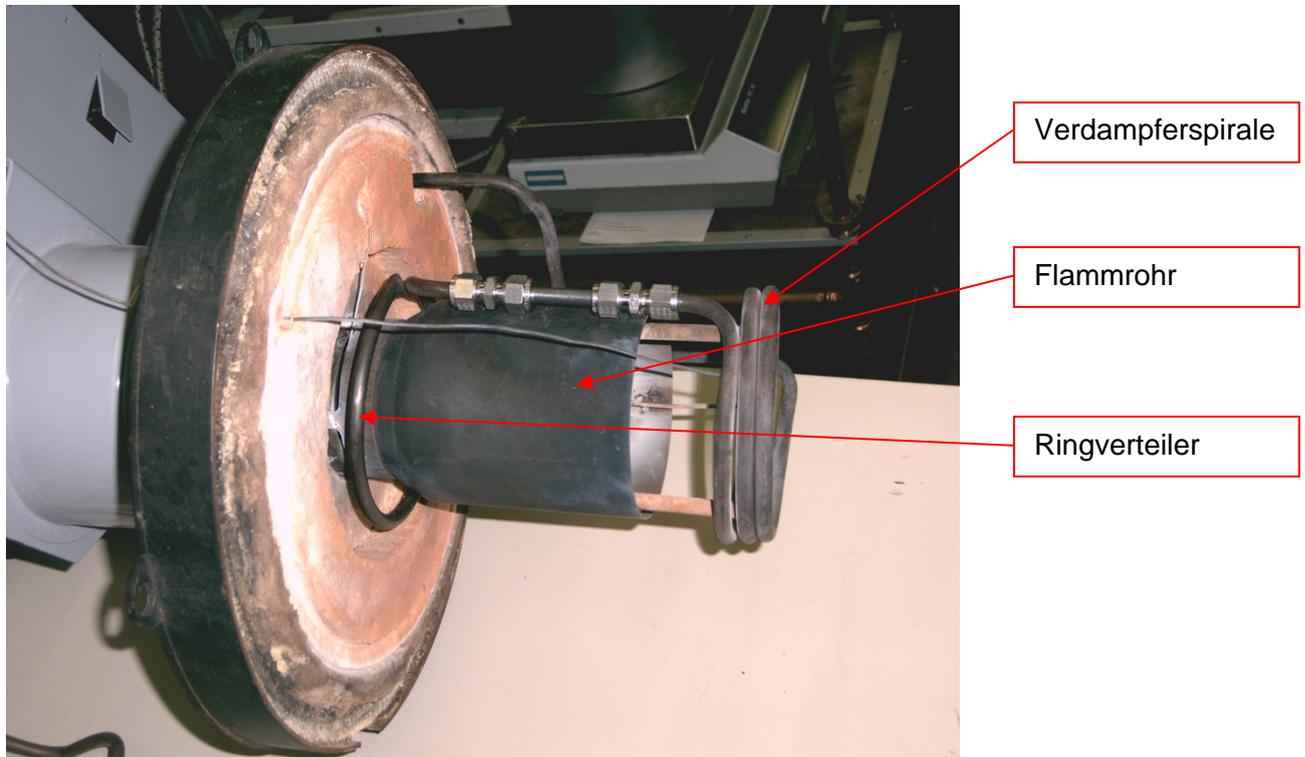


Abbildung 7-7: Vorderansicht Blaubrenner mit eingebauter Verdampferspirale und dem Ringverteiler

Die Messergebnisse der NO_x -Emissionswerte sind in Abbildung 7-8: 8 zusammengefasst. Wie erwartet liefern die Messreihen mit einem Rezirkulationsspalt von 4,5 mm im Vergleich zu den Messreihen mit einem Rezirkulationsspalt von 10 mm die schlechteren Ergebnisse. Die folgenden Versuchsreihen werden daher mit einem Rezirkulationsspalt von 10 mm durchgeführt. Allerdings kann die Öffnung des Spaltes nur bei laufendem Betrieb realisiert werden, da ein Anfahren des Brenners mit dieser Spaltbreite nicht möglich ist (Abreißen der Flamme beim Umschalten von 16 kW auf 10 kW).

Die Versuchsreihen bei einem Rezirkulationsspalt von 10 mm zeigen, dass im Kleinleistungsbereich (6-11kW) NO_x -Emissionen von weniger als 50 mg/kWh erreicht werden (in Abbildung 7-8 ist der Bereich rot markiert). Die zugehörigen CO-Emissionen sind in Abbildung 7-9 dargestellt.

Nachdem sichergestellt wurde, dass das Prinzip des Ringverteiler problemlos funktioniert und mit diesem positive Ergebnisse im Vergleich zu den vorangegangenen Versuchsreihen (ein Auslass, drei Auslässe) erzielt werden, werden die 16 Bohrungen auf einen Durchmesser von 3,2 mm erweitert. Dies liegt auch darin begründet, dass aufgrund der hohen Austrittsgeschwindigkeiten im Sekundärkreis die Flamme zu Pulsationen neigt.

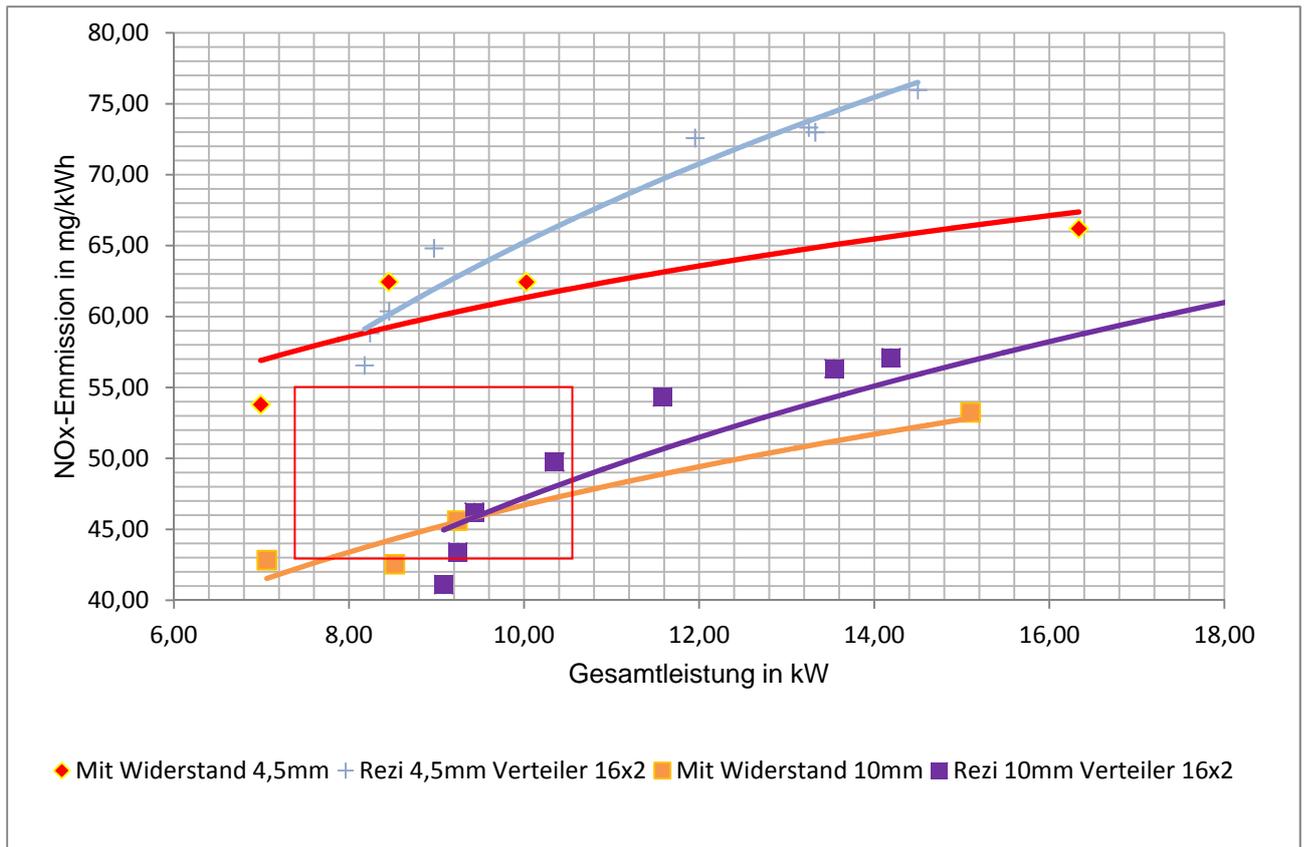


Abbildung 7-8: Vergleich der NO_x-Werte bei Nullversuchen mit verschiedenen Spaltweiten und Versuchen mit Ringverteiler

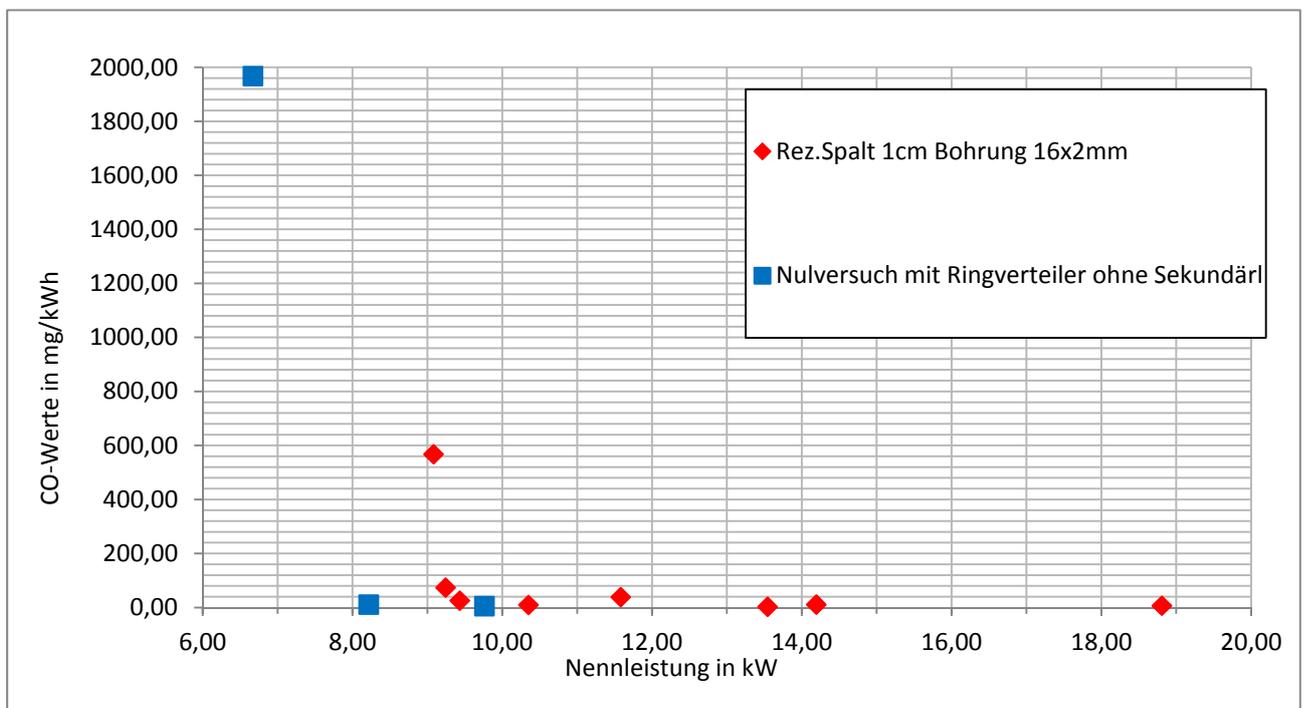


Abbildung 7-9: Vergleich der CO-Werte bei Nullversuch und Versuch mit Ringverteiler (16x2 mm Bohrung)

7.4 Ringverteiler mit 16x3,2 mm Bohrungen

Die Versuchsreihen mit dem Ringverteiler 16x3,2 mm Bohrungen werden an verschiedenen Tagen durchgeführt, um mögliche Wettereinflüsse auszugleichen. Die Emissionswerte werden bei einer Einstellung des Rezirkulationsspaltens von 10 mm aufgenommen.

In Abbildung 7-10 sind die NO_x-Emissionen in Abhängigkeit von der Gesamtleistung dargestellt.

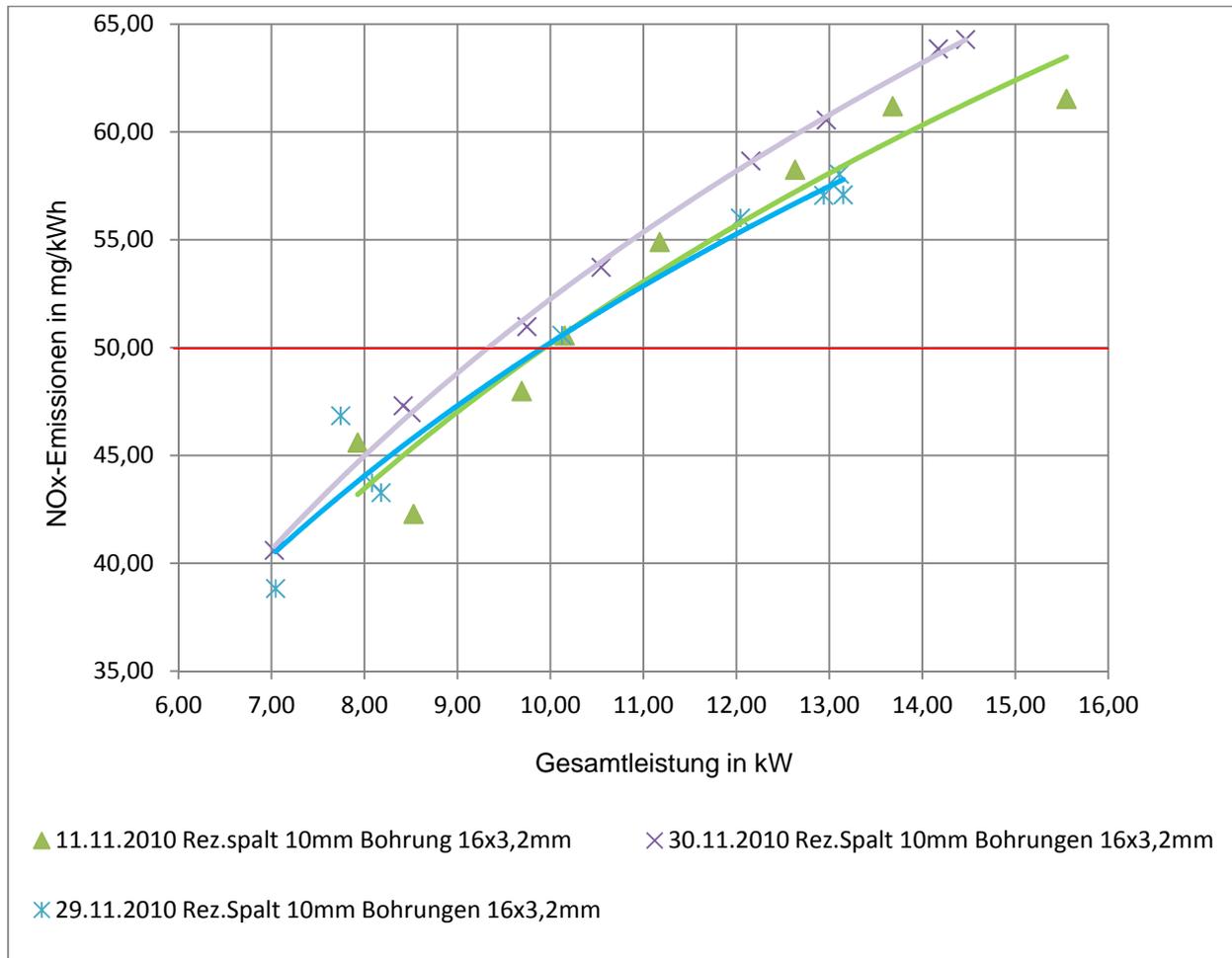


Abbildung 7-10: Vergleich der NO_x-Werte bei Nullversuch und Versuchen mit Ringverteiler (16x3,2mm)

Die Schwankungsbreite der NO_x-Emissionen zwischen den Versuchsreihen liegt bei 3-4 mg/kWh und zeigt damit eine sehr gute Reproduzierbarkeit.

8 Ausschalten des Primärkreises

Bei dem Versuch mit Abschaltung des Primärkreises wird wie folgt vorgegangen: Nach Erreichen des Nenndurchflusses im Sekundärkreis - die Gesamtleistung des Brenners beträgt 16 kW - wird der Primärkreis abgeschaltet.

Dabei werden zwei Varianten untersucht. Bei der ersten Variante (V1) bleibt die Verbrennungsluftmenge unverändert (entsprechend 16 kW Gesamtleistung), bei der zweiten Variante (V2) wird die Verbrennungsluft gedrosselt (der gemessene Sauerstoffgehalt im Abgas beträgt vor Abschaltung des Primärkreises 0,5 - 0,6 Vol.-%). Insgesamt werden 5 Versuche mit einem Ringverteiler (16 x 3,2 mm Bohrungen) und 2 Versuche mit einem Ringverteiler (33 x 3,2 mm Bohrungen) durchgeführt. Die Erhöhung der Bohrungen am Ringverteiler soll die Austrittsgeschwindigkeit des Sekundärbrennstoffes reduzieren und dadurch eine bessere Durchmischung mit dem rezirkulierenden Abgasstrom ermöglichen. In Tabelle 8-1 sind die Versuchsabläufe kurz beschrieben.

Nr.	Beschreibung	Datum des Versuches	Versuchsdauer
Ringverteiler 16 x 3,2 mm Bohrungen			
Versuch 1	Primärbrenner aus; Abschaltung erfolgte über NOT-AUS; Verbrennungsluft wurde konstant gelassen	14.12.2010	2:25 min
Versuch 2	Primärbrenner aus; Die Verbrennungsluft wurde versucht von Hand anzupassen; Abschaltung erfolgte über NOT-AUS	14.12.2010	1:43 min
Versuch 3	Primärbrenner aus; Abschaltung erfolgte über NOT-AUS, nachdem sich das Verbrennungsluftgebläse abgeschaltet hatte	06.01.2011	2:22 min
Versuch 4	Primärbrenner aus; Rezirkulationsspalt wurde auf 4,5 mm geöffnet und der Sekundärkreis wurde während des bis auf SV = 1,05 erhöht; Abschaltung erfolgte nach starker Abkühlung der Brennkammer über NOT-AUS	06.01.2011	2:29 min
Versuch 5	Primärbrenner aus; Der Brenner wurde zunächst in Überlast gefahren; Abschaltung erfolgte wesentlich früher und das Verbrennungsbild war wesentlich schlechter als bei vorherigen Versuchen; Abschaltung über NOT-AUS	06.01.2011	1:43 min
Ringverteiler 33 x 3,2 mm Bohrungen			
Versuch 6	Primärbrenner aus; Brenner wurde in Überlast gefahren (SV = 1,1) und die Verbrennungsluft wurde auf ca. 0,5 Vol.-% im Abgas reduziert, die Luft wurde ebenfalls während der Versuche reduziert; Abschaltung über NOT-AUS	11.01.2011	2:05 min
Versuch 7	Primärbrenner aus; Brenner wurde wie im Versuch vom 11.01.11 gefahren; Abschaltung über NOT-AUS	12.01.2011	1:07 min

Tabelle 8-1: Abschalten des Primärkreises - durchgeführte Versuche

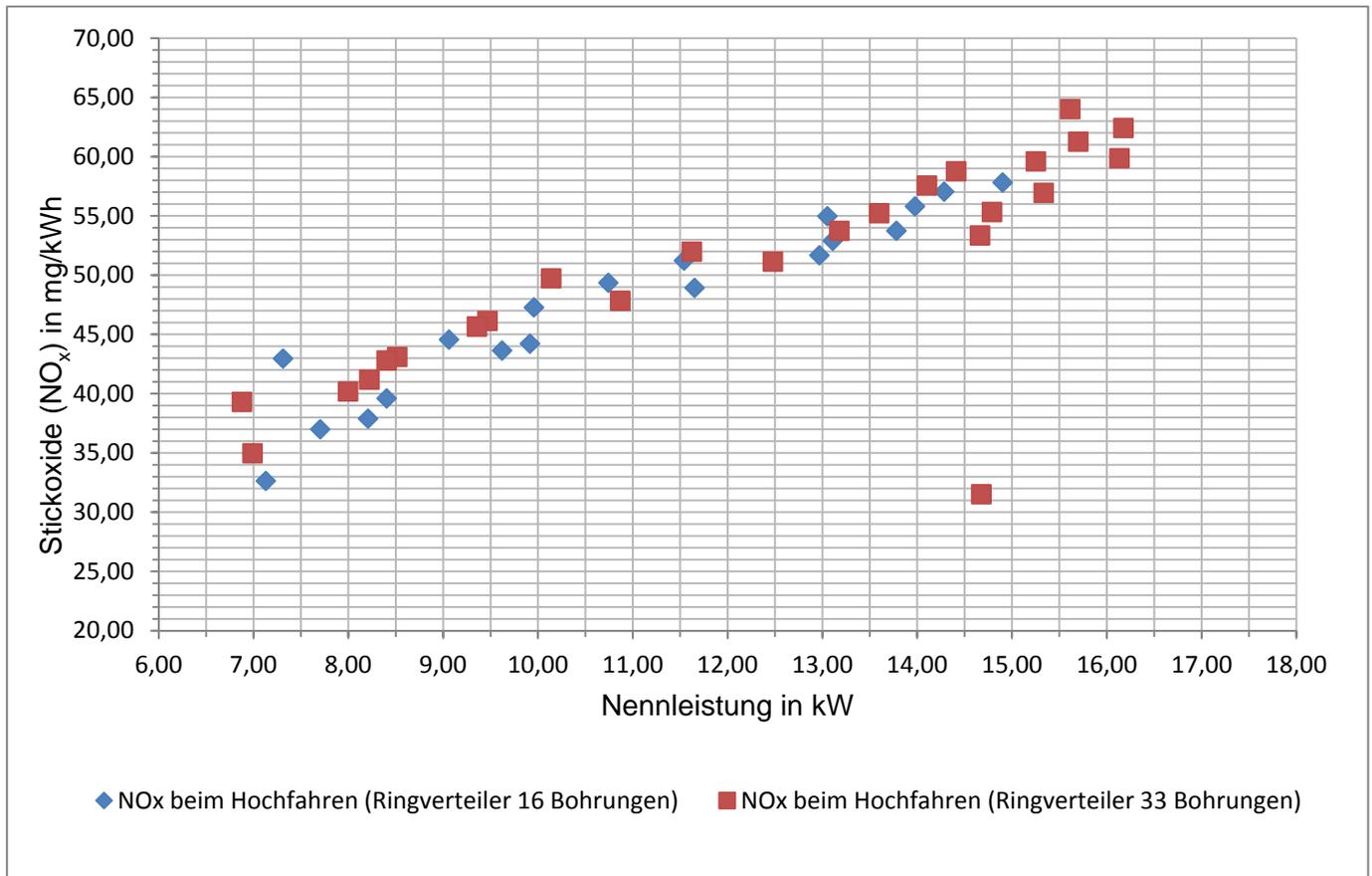


Abbildung 8-1: Zusammenfassung der Ergebnisse für NO_x beim Hochfahren des Sekundärkreises

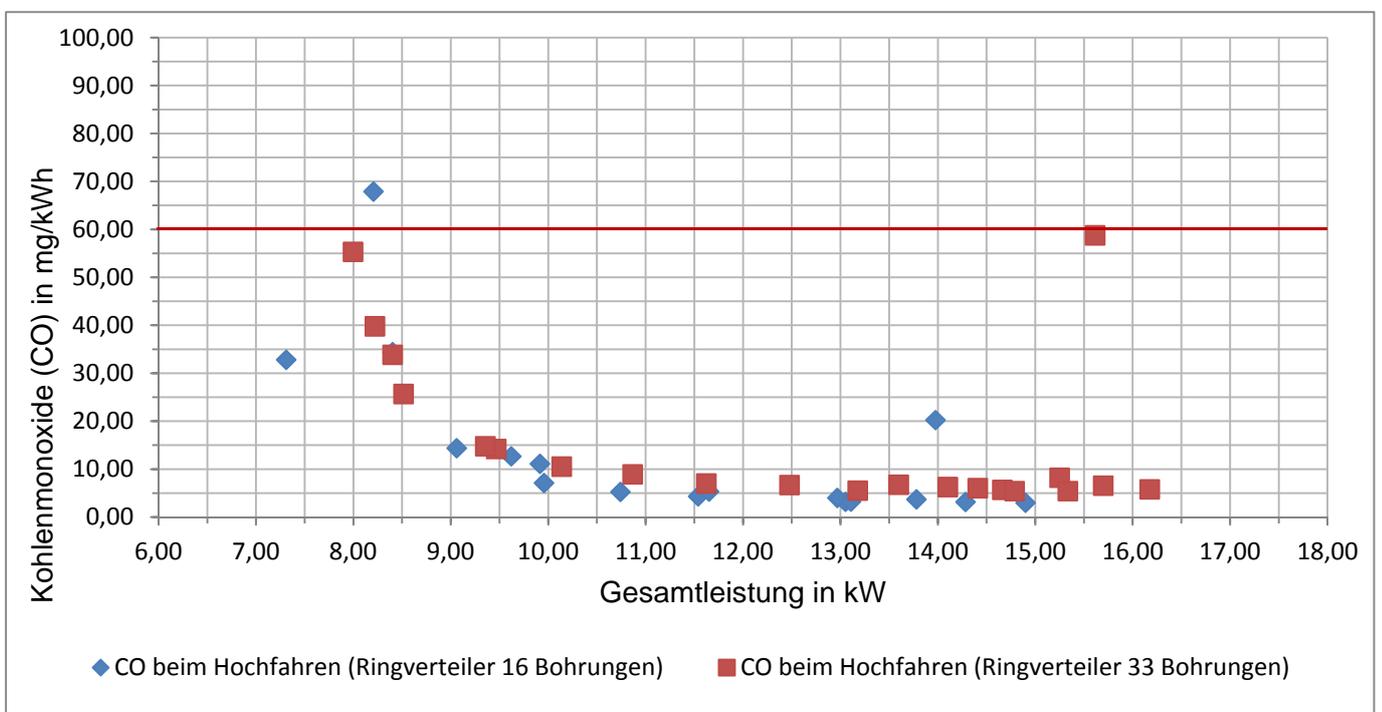


Abbildung 8-2: Zusammenfassung der Ergebnisse für CO beim Hochfahren des Sekundärkreises

Abbildung 8-1 zeigt die NO_x-Werte, Abbildung 8-2 die CO - Werte beim Hochfahren des Brenners (von 7 bis 16 kW Gesamtleistung). Die blauen Punkte stellen die Messwerte bei

Verwendung des Ringverteilers mit 16 Bohrungen dar, während die roten Punkte den Ringverteiler mit 33 Bohrungen darstellen. Zwischen den beiden Ringverteilern zeigen sich keine signifikanten Unterschiede.

Nach dem Abschalten des Primärkreises kann der Brenner nur über einen sehr kurzen Zeitraum betrieben werden (ca. 2 Minuten), da die Temperatur innerhalb der Brennkammer sehr rasch abfällt.

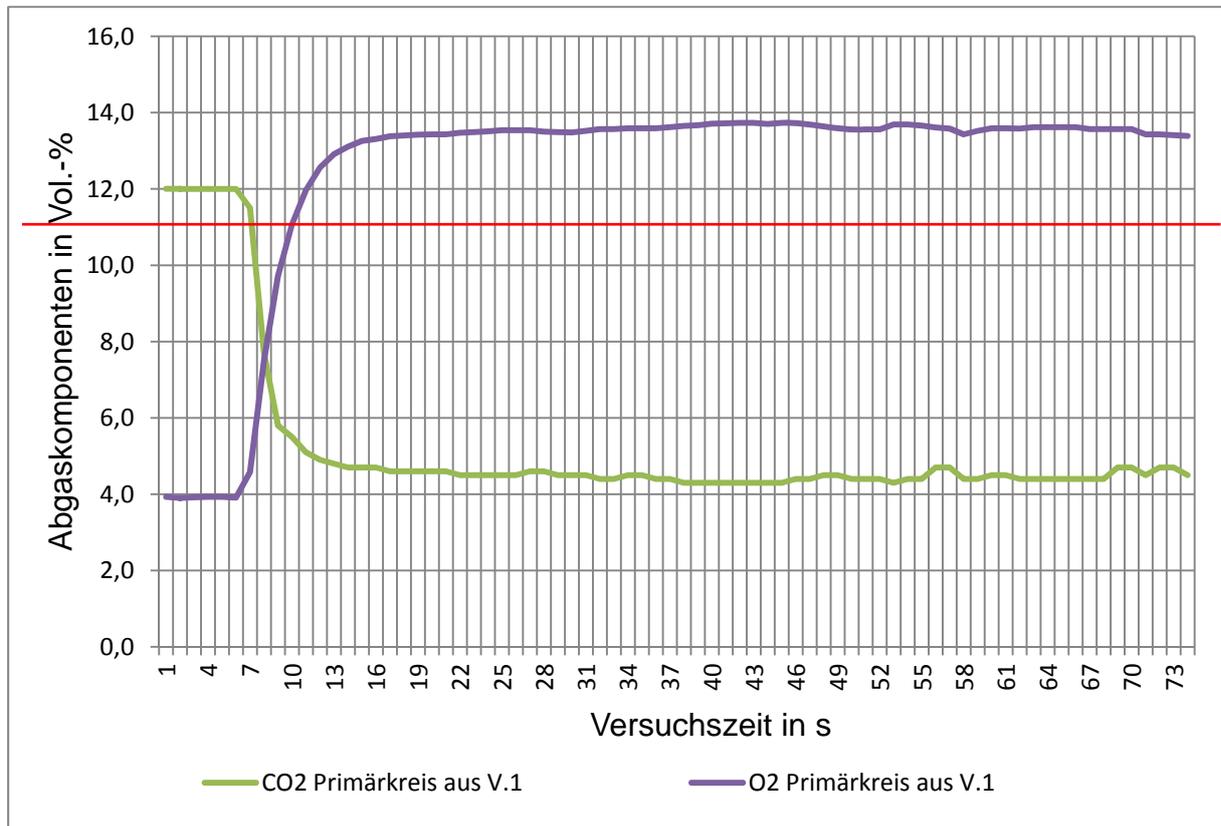


Abbildung 8-3: Zeitlicher Verlauf der Messwerte für die Abgaskomponenten CO₂ und O₂

Abbildung 8-3 zeigt exemplarisch den zeitlichen Verlauf der O₂ – sowie der CO₂ - Konzentration im Abgas nach Abschaltung des Primärkreises. Direkt nach dem Abschalten des Primärkreises werden in allen 7 Versuchen (vgl. Tabelle 8-1) sehr hohe O₂-Werte und sehr geringe CO₂-Werte gemessen. Nicht dargestellt sind die CO-Werte, die weit oberhalb des zulässigen Grenzwertes liegen.

In Abbildung 8-4 sind die zeitlichen Temperaturverläufe am Rezirkulationsspalt und innerhalb der Brennkammer (Oberfläche Verdampferspirale) dargestellt.

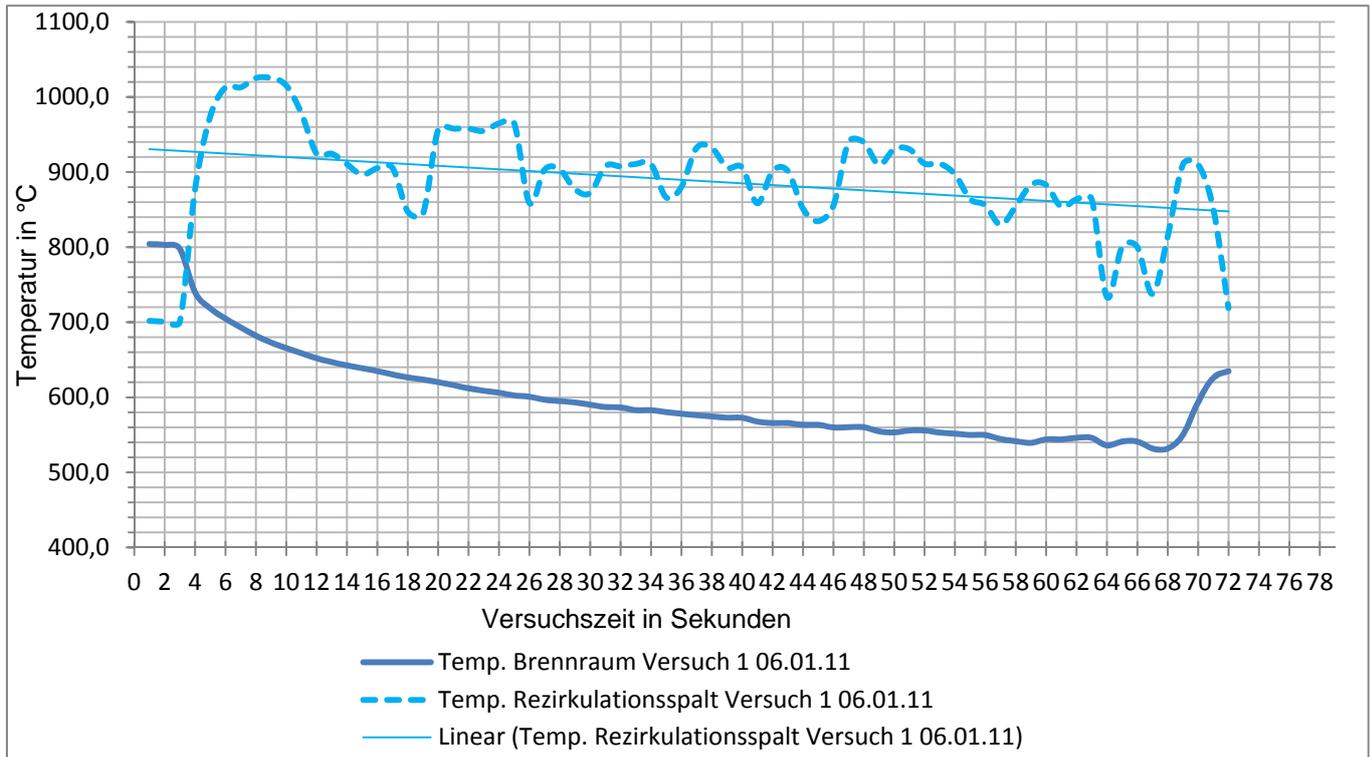


Abbildung 8-4: Temperaturverlauf im Brenraum und am Rezirkulationsspalt bei den unterschiedlichen Versuchen

Sobald der Primärkreis abgeschaltet wird, sinkt die Brenraumtemperatur sehr stark ab. Die freiwerdende Verbrennungsenergie reicht nicht aus, den Zustand der flammlosen Oxidation (siehe Abbildung 8-5b) aufrecht zu erhalten. Am Ende des Verlaufs kommt es zu einem Temperaturanstieg, da es im Brenraum zu einer Verpuffung kommt, die den Zustand der Gasphasenoxidation beendet. Hieran schließt sich eine Verbrennung des in der Verdampferspirale verdampften und aus dem Ringverteiler austretenden Öls in Form von 16 bzw. 33 Diffusionsflammen an (siehe Abbildung 8-5c).

Am Rezirkulationsspalt werden nach Abschaltung des Primärkreises zunächst höhere Temperaturen gemessen. Der Temperaturanstieg ist jedoch nur von kurzer Dauer. Danach folgt der Temperaturverlauf dem Trend der Brennkammertemperatur.

An dem Rezirkulationsspalt werden nach Abschaltung des Primärkreises zunächst höhere Temperaturen gemessen. Der Temperaturanstieg ist jedoch nur von kurzer Dauer. Danach folgt der Temperaturverlauf am Rezirkulationsspalt dem Trend der Brennkammertemperatur.



Abbildung 8-5: Flammenbild unmittelbar vor (a) nach (b) Abschalten des Primärkreises und nach Zusammenbrechen der flammenlosen Oxidation (c)

9 Versuche mit isoliertem Flammrohr

9.1 Versuche mit isoliertem Flammrohr ohne Sekundärkreis

Es liegt die Vermutung nahe, dass die Brennraumtemperaturen bei der bisherigen Gestaltung des Flammrohres nicht auf dem für eine flammenlose Oxidation erforderlichen Niveau gehalten werden können. Im nächsten Schritt soll daher das Flammrohr mit einer temperaturbeständigen Isolierung versehen werden (siehe Abbildung 9-1)

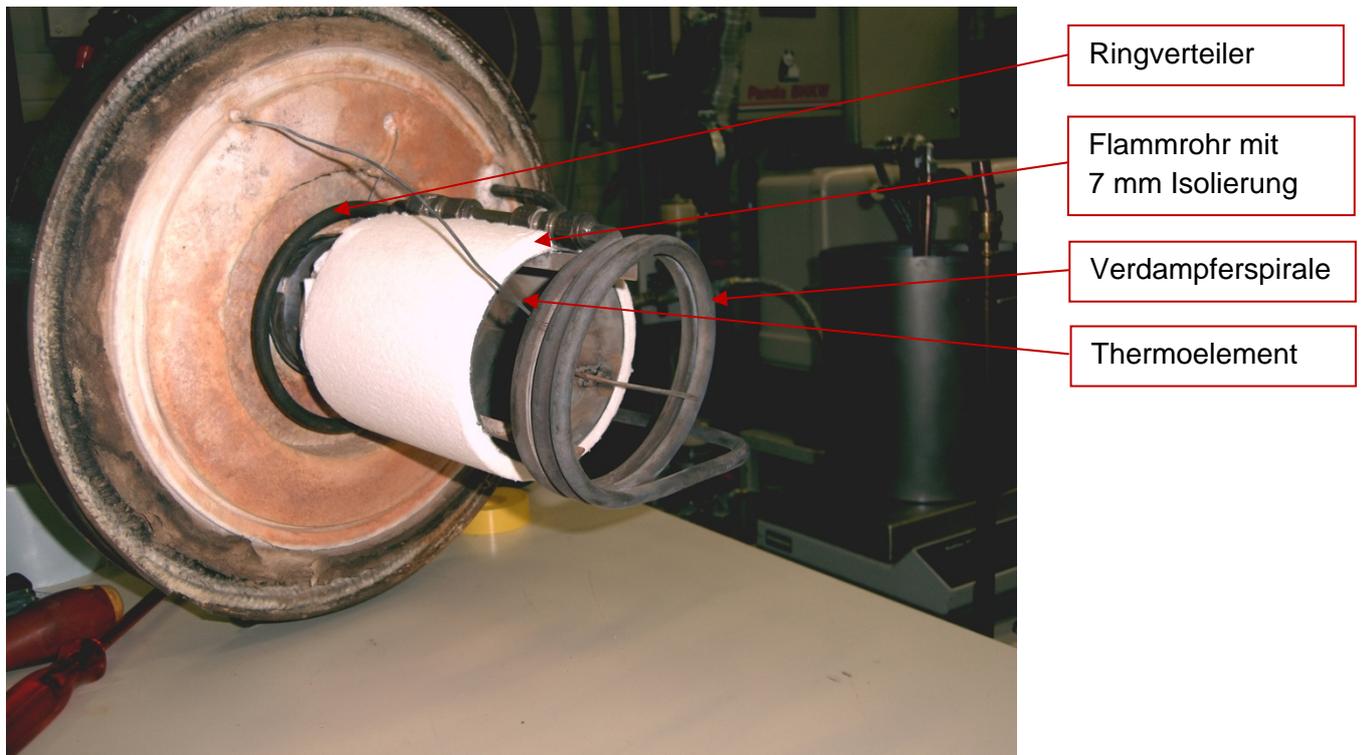


Abbildung 9-1: Brenner mit isoliertem Flammrohr

Zunächst werden die Versuche ohne Sekundärbrennstoff durchgeführt. Um die Anzahl der Messpunkte zu erhöhen, wird auch hier mit Hilfe der Einstellschraube an der Brennstoffpumpe des Primärkreises der Einspritzdruck gesenkt und damit die Feuerungsleistung des Primärbrenners gesenkt. Darüber hinaus kann durch Anpassen der Isolierung an der Brennerstirnplatte der Öffnungsgrad des Rezirkulationsspalt auf 14 mm erhöht werden. In Abbildung 9-2 sind die daraus resultierenden Ergebnisse für die NO_x -Emissionen dargestellt. Es wird deutlich, dass sich die niedrigsten NO_x -Werte mit einem Rezirkulationsspalt von 14 mm erzielen lassen. Der Einfluss der Isolierung ist äußerst schwach ausgeprägt.

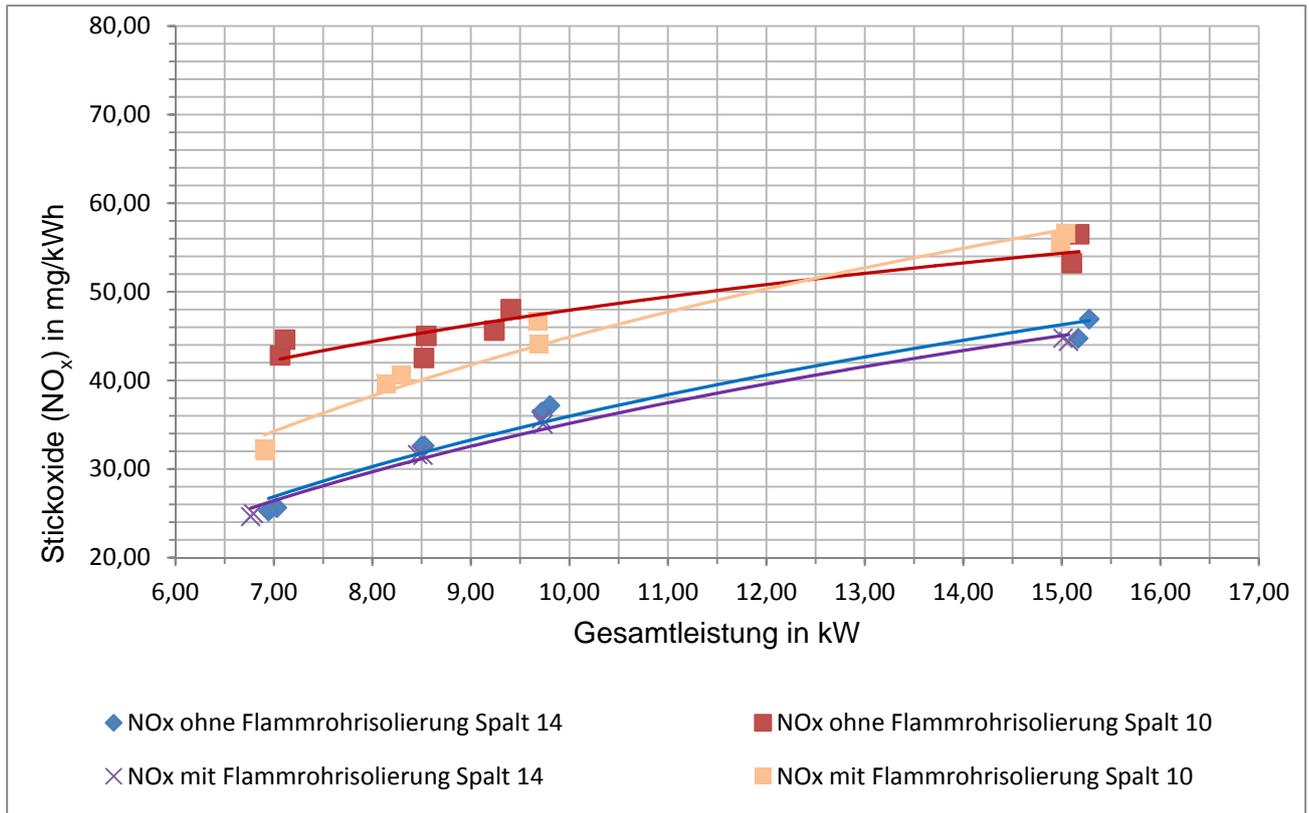


Abbildung 9-2: Vergleich der NO_x-Emissionen für das isolierte und nicht isolierte Flammrohr bei unterschiedlichen Spaltweiten

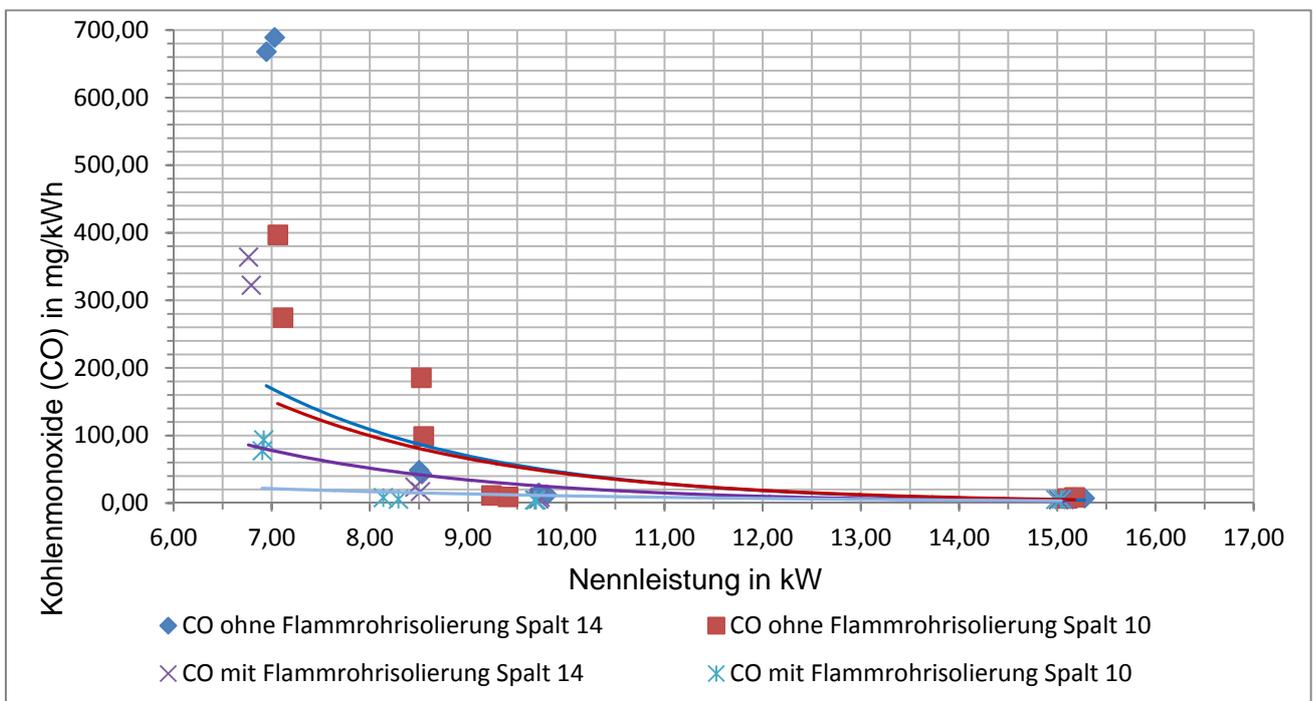


Abbildung 9-3: Vergleich der CO-Emissionen für das isolierte und nicht isolierte Flammrohr bei unterschiedlichen Spaltweiten

Beim Vergleich der CO-Emissionen (siehe Abbildung 9-3) fällt auf, dass bei hohen Feuerungsleistungen sehr kleine Werte gemessen werden. Im Kleinleistungsbereich werden ohne

Isolierung im Vergleich deutlich höhere CO-Werte gemessen. Die niedrigsten CO-Emissionen erhält man bei isoliertem Flammrohr und einem Rezirkulationsspalt von 10 mm.

9.2 Versuche mit isoliertem Flammrohr, 60° (0,2 gph) Düse bzw. 45° (0,2 gph) Düse und Sekundärkreis

Um den Einfluss der Primärbrennstoffvernebelung zu bestimmen wird anstelle der standardmäßig verwendeten 60° (0,3 gph) Düse eine Düse mit einem Spraywinkel von 45° (0,2 gph) bzw. 60° (0,2 gph) eingebaut. Die Messungen werden bei einer Rezirkulationsspaltweite von 4,5 mm durchgeführt (siehe Abbildung 9-4).

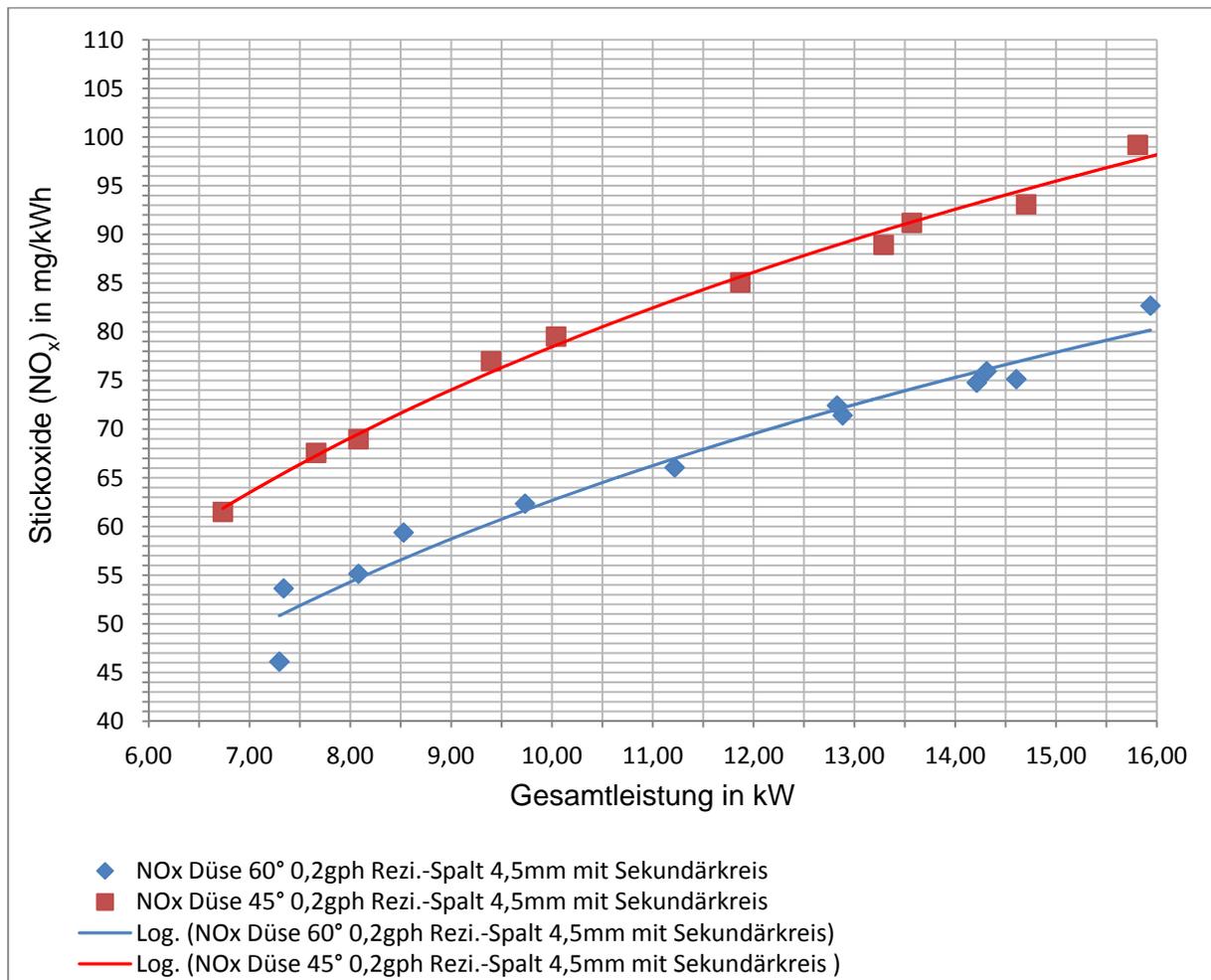


Abbildung 9-4: NO_x-Emissionen für das isolierte Flammrohr mit unterschiedlichen Düsenspraywinkeln bei konstanter Rezirkulationsspaltweite

Aus der Abbildung wird deutlich, dass ein Spraywinkel 45° nicht zielführend ist und deutlich höhere NO_x-Werte liefert. Mit Verwendung der 0,2 gph Düsen ist es möglich, die Feuerungsleistung des Primärbrenners auf ca. 7 kW herab zu modulieren ohne dabei den Zerstäubungsdruck reduzieren zu müssen. Dies hat einen deutlich positiven Einfluss auf die CO-Emissionswerte (< 15 mg/kWh; vergleiche Abbildung 9-5).

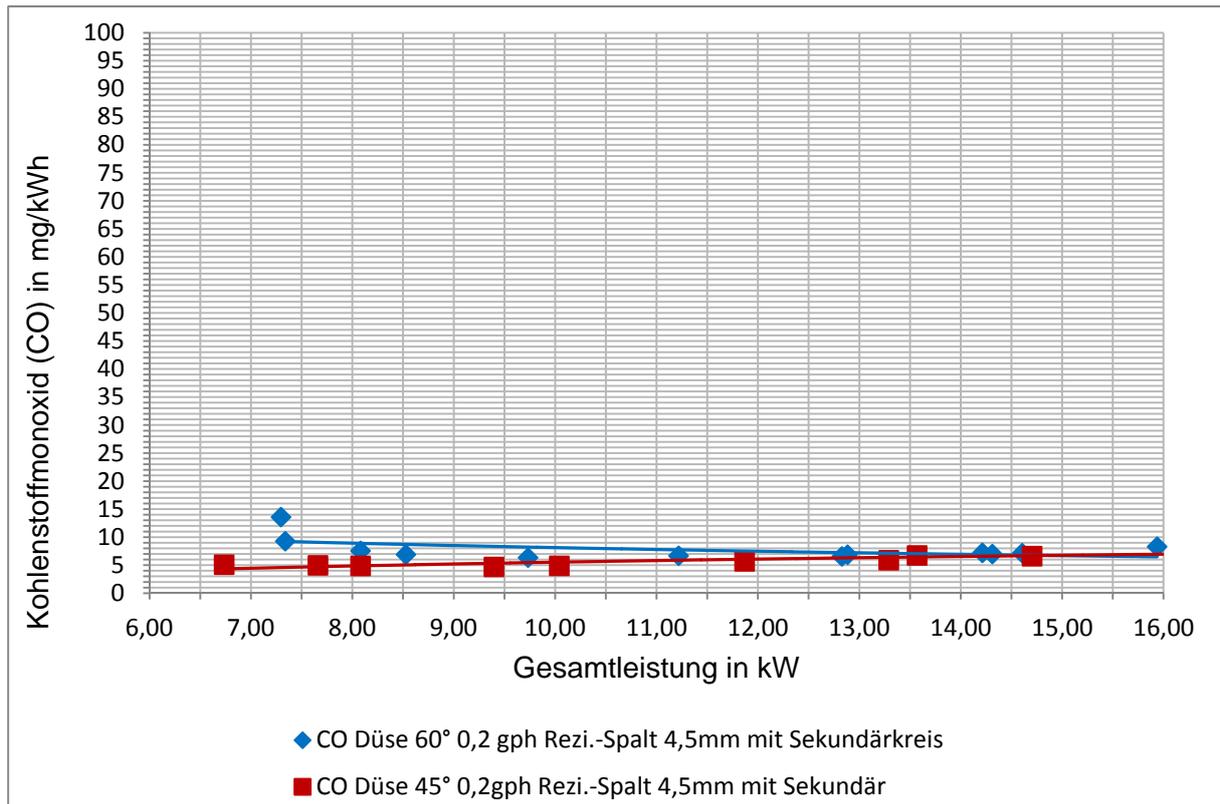


Abbildung 9-5: CO- Emissionen für das isolierte Flammrohr mit unterschiedlichen Düsenspraywinkeln bei konstanter Rezirkulationsspaltweite

9.3 Vergleichende Betrachtung: Versuche mit isoliertem Flammrohr, 60° (0,2 gph) Düse bzw. 60° (0,3 gph) Düse

Abschließend werden die Emissionswerte der 60° Düsen in Abhängigkeit von ihrem Öldurchsatz miteinander verglichen. Herangezogen werden Versuche mit einer Rezirkulationsspaltweite von 4,5 mm und 10 mm. Bei einer Rezirkulationsspaltweite von 14 mm gelingt eine stabile Verbrennung nur bei einem Öldurchsatz von 0,3 gph.

Abbildung 9-6 zeigt deutlich, dass bei kleinen Rezirkulationsspaltweiten die 0,2 gph Düse deutlich geringere NO_x -Werte aufweist. Bei größerer Rezirkulationsspaltweite nähern sich die Kurvenverläufe einander an.

Aus Abbildung 9-7 wird deutlich, dass die 0,2 gph Düse bei einer Rezirkulationsspaltweite von 4,5 mm deutlich bessere CO-Werte aufweist. Bei größerer Rezirkulationsspaltweite nähern sich auch hier die Kurvenverläufe einander an.

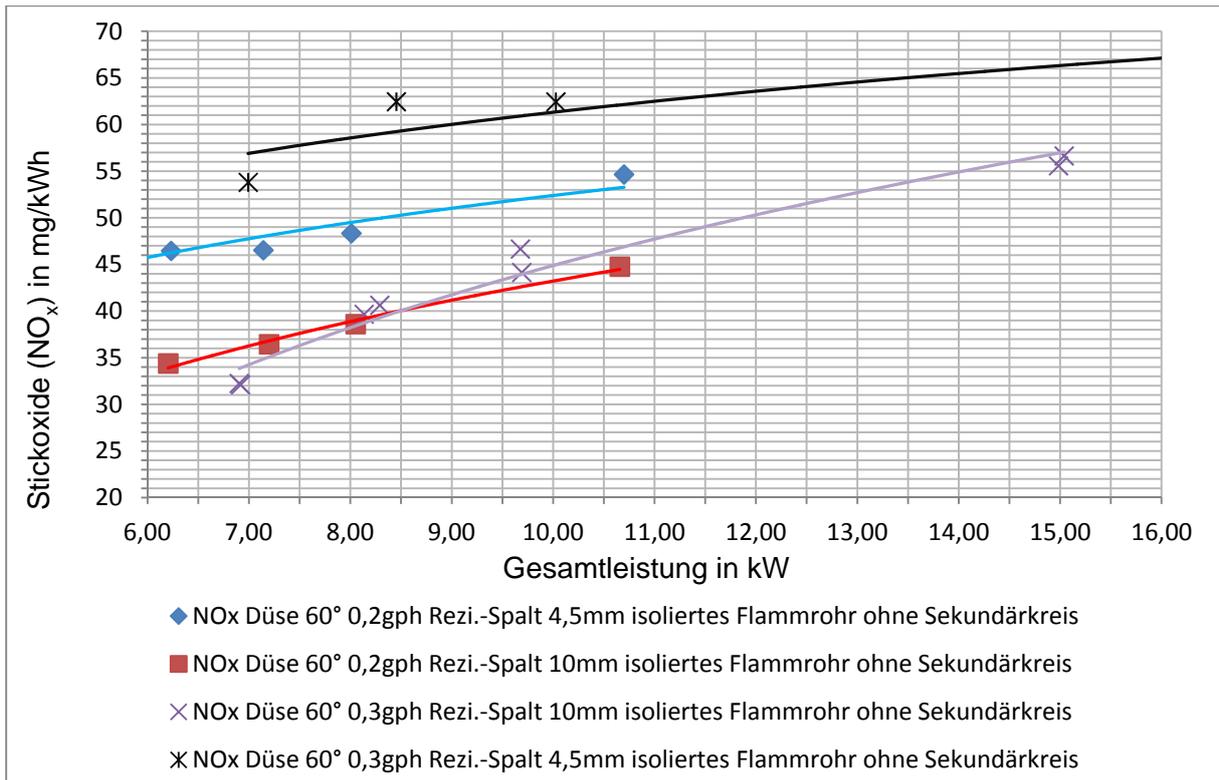


Abbildung 9-6: NO_x-Emissionen für das isolierte Flammrohr bei unterschiedlichen Düsendurchsätzen und variablen Rezirkulationsspaltweiten

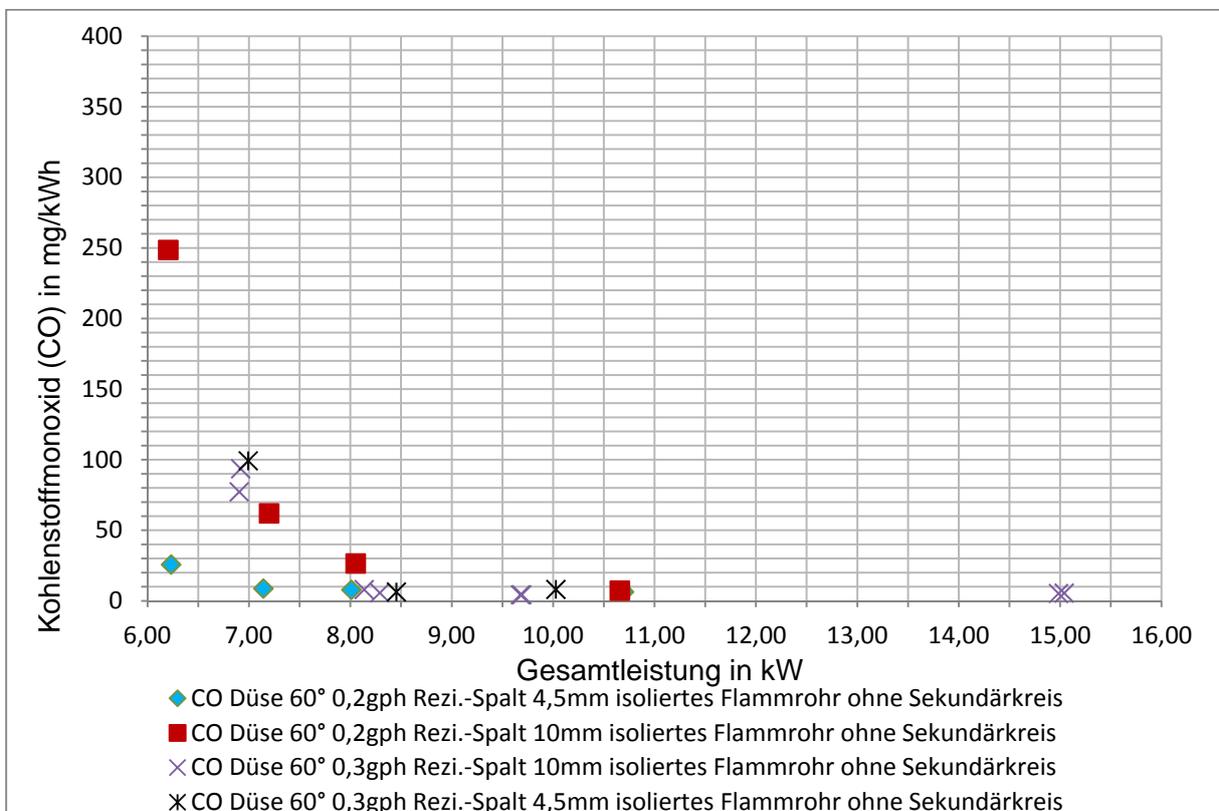


Abbildung 9-7: CO-Emissionen für das isolierte Flammrohr bei unterschiedlichen Düsendurchsätzen und variablen Rezirkulationsspaltweiten

9.4 Versuche mit isoliertem Flammrohr, 60° (0,2gph) Düse und Sekundärkreis

Auf Basis der vorangegangenen Versuch wird für den Primärbrenner die 60° (0,2 gph) Düse als neue Ausgangskonfiguration festgelegt. Um den Einfluss des Sekundärkreises zu ermitteln, wird der Rezirkulationsspalt nach dem Anfahren zunächst auf 10 mm geöffnet. Nach Hinzuschalten des Sekundärkreises reißt die Flamme jedoch ab. Daher wird der Spalt nach dem erneuten Anfahren auf lediglich 8 mm eingestellt, eine weitestgehend stabile Verbrennung ist hiermit möglich. Bei einer Rezirkulationsspaltweite von 8 mm treten ab einer Feuerungsleistung von >15 kW starke Pulsationen auf, der Messpunkt bei 16 kW fehlt daher in der Darstellung (siehe Abbildung 9-8). Diese Abbildung bestätigt wiederum den positiven Einfluss der Rezirkulationsspaltweite auf die NO_x-Emissionen. Die CO-Emissionen (vgl. Abbildung 9-9) zeigen über den gesamten Leistungsbereich niedrige Werte, eine Ausnahme bildet lediglich der Messpunkt bei 7,4 kW und 8 mm Spaltweite.

Durch Anwendung der Luftvorwärmung soll desweiteren versucht werden, einen stabilisierenden Einfluss auf die Verbrennung zu erzielen. Da die angesaugte Verbrennungsluft beim verwendeten Ölbrennertyp jedoch über dessen Leistungs- und Steuerungselektronik geführt wird, ist dies nur in sehr beschränktem Maße (bis max. 60 °C) möglich. Ein Einfluss auf die NO_x- und CO-Emissionen ist daher nicht zu beobachten.

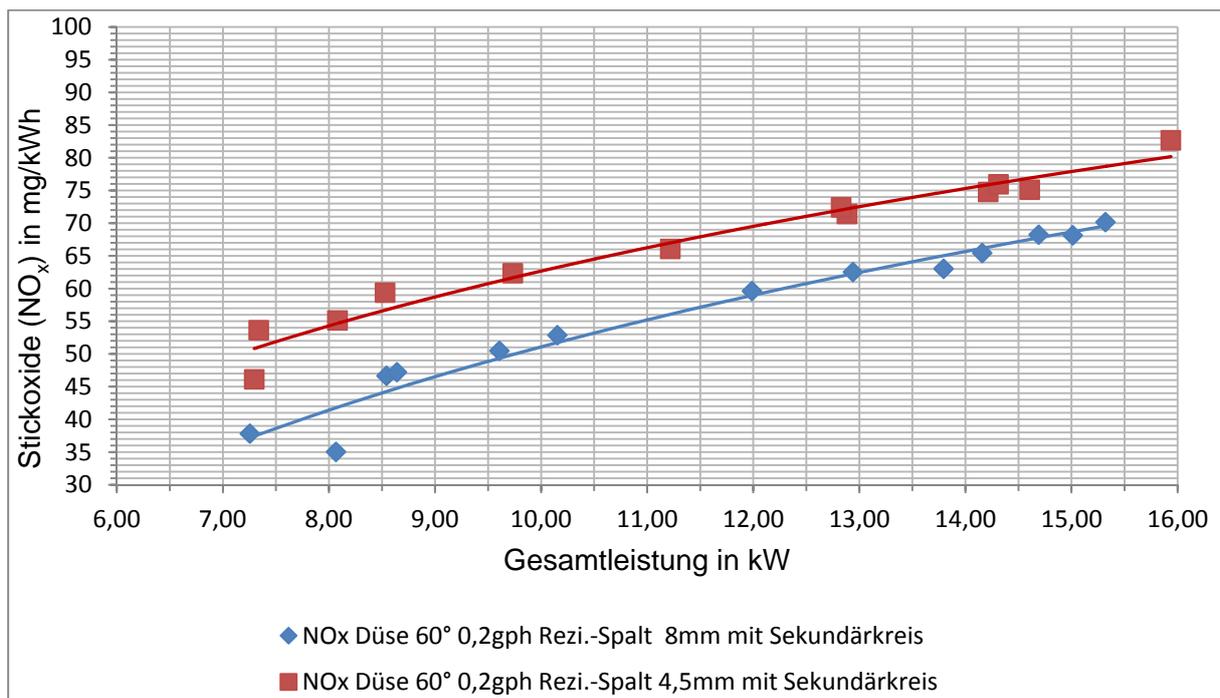


Abbildung 9-8: NO_x-Emissionen für das isolierte Flammrohr 60° (0,2 gph) Düse und unterschiedliche Rezirkulationsspaltweiten

Insgesamt muss festgestellt werden, dass die Verbrennung in Form einer flammlosen Oxidation ohne Stützbetrieb durch den Primärbrenner nicht stabil durchgeführt werden kann. Die Isolierung des Flammenrohres und die Luftvorwärmung ändern nichts an dieser Tatsache. Da die Verbrennung mit flammloser Oxidation bei Betrieb ohne Stützbrenner meist mit einer Verpuffung endet, werden die weiteren Versuche nur unter Einbeziehung des Primärbrenners durchgeführt.

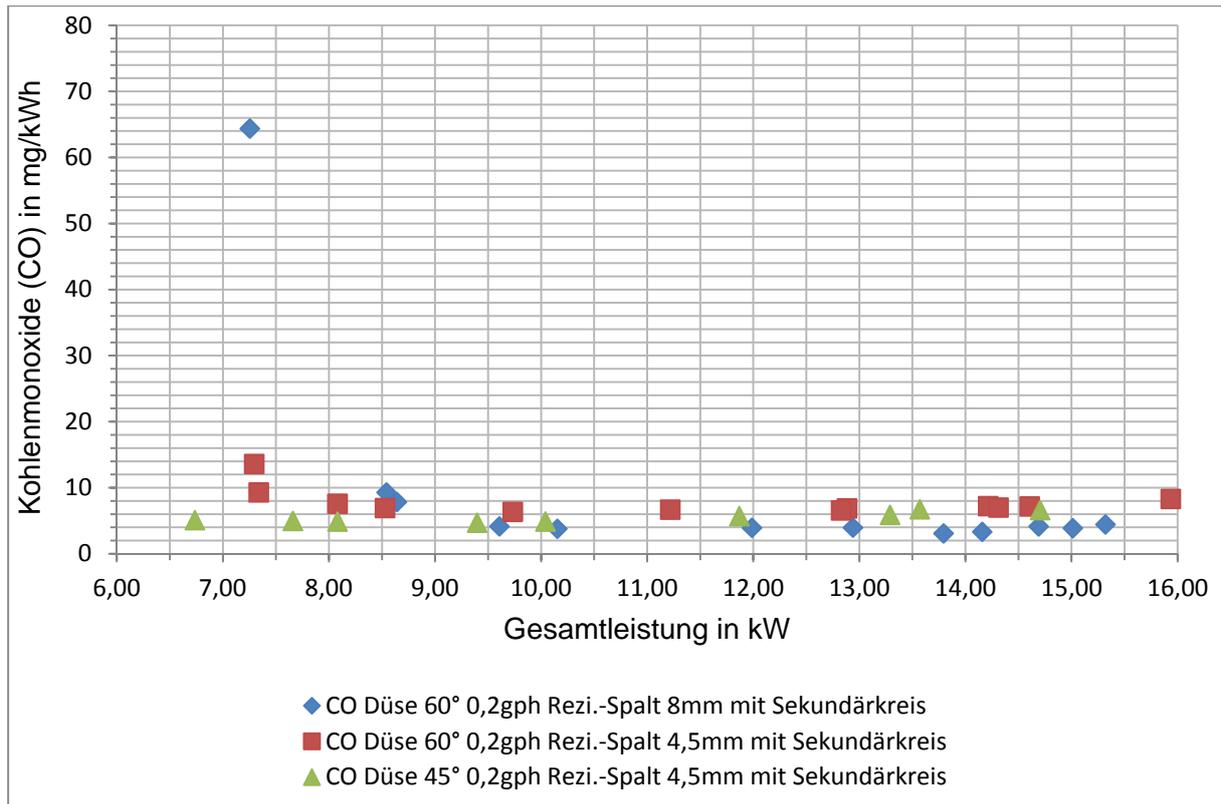


Abbildung 9-9: CO-Emissionen für das isolierte Flammrohr 60° (0,2 gph) Düse und unterschiedliche Rezirkulationsspaltweiten

10 Versuche mit düsenförmiger Querschnittsverengung im Einströmbereich des Flammrohres

Durch eine düsenförmige Querschnittsverengung im Einströmbereich des Flammenrohres soll eine höhere Geschwindigkeit der Verbrennungsgase erzeugt werden, hierdurch entsteht im Bereich des Rezirkulationsspalt ein erhöhter Unterdruck, welcher wiederum eine verstärkte Ansaugung von Rezirkulationsgasen zur Folge hat, und damit die Fähigkeit erhöht, den verdampften Sekundärbrennstoff der Reaktionszone zuzuführen. Daher wird zunächst eine aus feuerfestem Beton modellierte Querschnittsverengung in das Flammenrohr integriert (siehe Abbildung 10-1).



Abbildung 10-1: Flammrohr mit düsenförmiger Querschnittsverengung im Einströmbereich

10.1 Versuche mit Querschnittsverengung und Öldüse 60° (0,2 gph)

Variation von Rezirkulationsspaltweite und Zerstäubungsdruck

Ausgehend von einem Zerstäubungsdruck von 8 bar am Primärbrenner wird die Gesamtleistung durch Zugabe von Sekundärbrennstoff bis auf 16 kW hochgefahren. Anschließend erfolgt in diesem Leistungspunkt die stufenweise Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite (von 4,5 mm über 8 mm und 10 mm auf 11 mm). Um den Einfluss des Primärbrenners zu minimieren wird der Zerstäubungsdruck von 8 bar auf schließlich 4 bar und damit die Gesamtleistung von 16 kW auf 12 kW reduziert. Vor Betrachtung der Emissionsreduzierung ist zunächst festzustellen, dass die vorgenommene Formgebung des Flammenrohres in Verbindung mit einer verstärkten Ansaugung des Sekundärbrennstoffes zu einer deutlichen Verbesserung der Flammenstabilität führt. Damit ist es möglich in Betriebsbereiche vorzudringen, die ohne die konstruktive Veränderung nicht möglich wären.

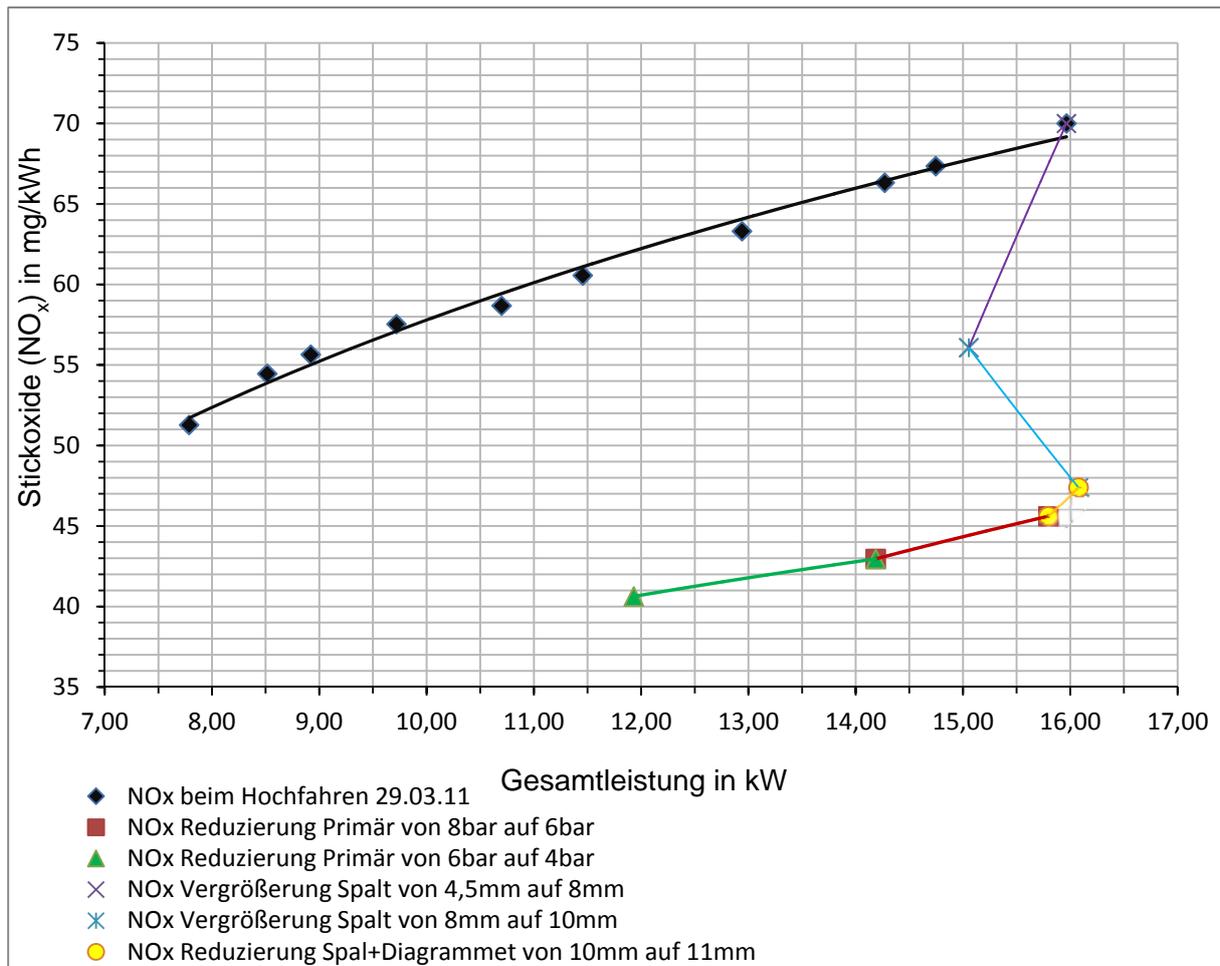


Abbildung 10-2: NO_x-Emissionen bei Variation von Rezirkulationsspaltweite und Zerstäubungsdruck (Öldüse 60° 0,2 gph)

In der Abbildung 10-2 und 10-3 sind die Ergebnisse für die NO_x- bzw. CO Emissionen dargestellt. Zusammenfassend lässt sich folgendes feststellen (Referenzpunkt: Gesamtleistung 16 kW):

- die veränderte Formgebung des Flammenrohres erbringt bei gleicher Rezirkulationsspaltweite eine NO_x-Reduzierung von ca. 20% (vgl. Abb. 9-8)
- durch Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite lässt sich die NO_x-Emission gegenüber dem Ausgangspunkt in Abb. 10-2 um ca. 35% reduzieren
- eine Verringerung des Zerstäubungsdruckes führt bei Konstanthaltung der Sekundär-brennstoffmenge zu einer Reduzierung der Gesamtleistung und damit einhergehend erwartungsgemäß zu einer Verminderung der NO_x-Emission
- die veränderte Formgebung des Flammenrohres wie auch die Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite erbringt keine signifikante Änderung der CO-Emissionen (vgl. Abb. 9-9)
- die Absenkung des Zerstäubungsdruckes dagegen wirkt sich sehr negativ auf die CO-Emissionen aus, so dass von dieser Maßnahme in Zukunft abzusehen ist.

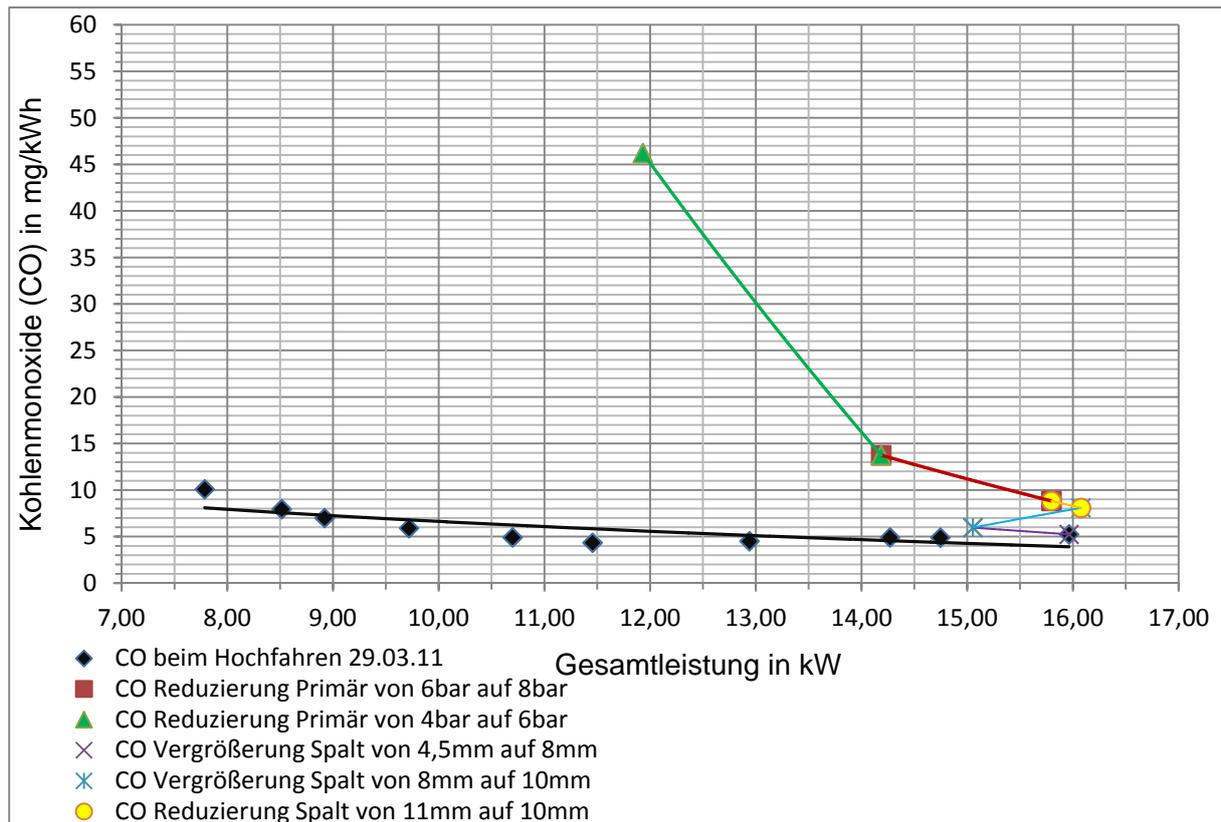


Abbildung 10-3: CO-Emissionen bei Variation von Rezirkulationsspaltweite und Zerstäubungsdruck (Öldüse 60° 0,2 gph)

Isolierung des Edelstahlenschubes innerhalb der Brennkammer

Der Edelstahlenschub innerhalb der Brennkammer wird mit einer ca. 5 mm starken Isolierung versehen. Die Versuchsreihen zeigen keine signifikante Veränderung der NOx- bzw. der CO-Emissionen.

Nach dem Versuch musste die Isolierung wieder entfernt werden, da diese sich als nicht geeignet für den Einsatz in Ölfeuerungen erwies.

10.2 Versuche mit Querschnittsverengung und Öldüse 60° (0,3 gph)

Die Vorgehensweise erfolgt analog zur Beschreibung in Kap. 10.1. Ausgehend von einem Zerstäubungsdruck von 8 bar am Primärbrenner wird die Gesamtleistung durch Zugabe von Sekundärbrennstoff bis auf 15,3 kW hochgefahren. Anschließend erfolgt in diesem Leistungspunkt die stufenweise Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite (von 4,5 mm über 8 mm auf 10 mm). Um den Einfluss des Primärbrenners zu minimieren wird der Zerstäubungsdruck auch hier wieder von 8 bar auf schließlich 4 bar und damit die Gesamtleistung von 14,5 kW auf 11,4 kW reduziert.

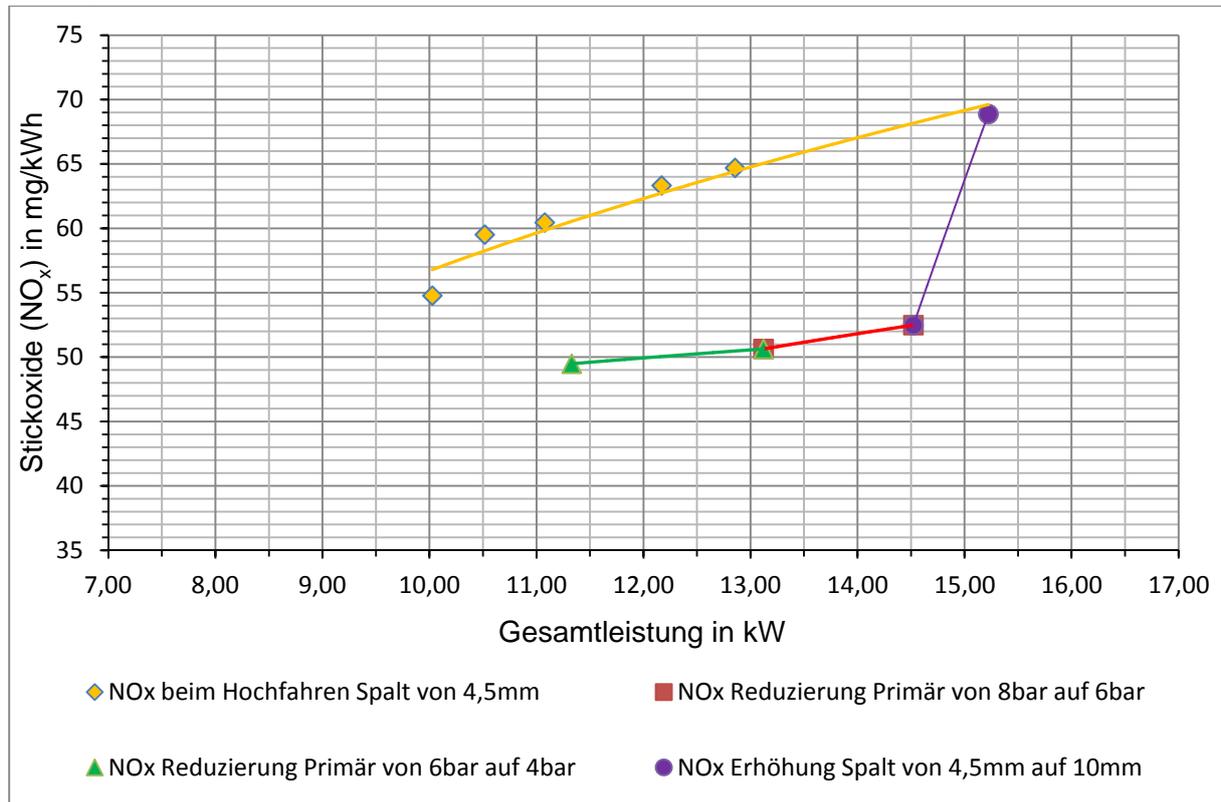


Abbildung 10-4: NO_x-Emissionen bei Variation von Rezirkulationsspaltweite und Zerstäubungsdruck (Öldüse 60° 0,3 gph)

In der Abbildung 10-4 und 10-5 sind die Ergebnisse für die NO_x- bzw. CO Emissionen dargestellt. Zusammenfassend lässt sich folgendes feststellen (Referenzpunkt: Gesamtleistung ca. 15 kW):

- die veränderte Formgebung des Flammenrohres erbringt bei gleicher Rezirkulationsspaltweite (hier: 10 mm) ebenfalls eine NO_x-Reduzierung von ca. 15% (vgl. Abb. 7-10)
- durch Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite lässt sich die NO_x-Emission gegenüber dem Ausgangspunkt in Abb. 10-4 von ca. 70 mg/kWh auf ca. 53 mg/kWh entsprechend um ca. 24% reduzieren
- eine Verringerung des Zerstäubungsdruckes führt bei Konstanthaltung der Sekundärbrennstoffmenge zu einer Reduzierung der Gesamtleistung und damit einhergehend erwartungsgemäß wieder zu einer Verminderung der NO_x-Emission
- Im Vergleich zur 60° (0,2 gph-Düse) werden bei der 60° (0,3 gph-Düse) um ca. 17% höhere NO_x-Emissionen gemessen (Referenzpunkt Rezirkulationsspaltweite: 10 mm)
- die veränderte Formgebung des Flammenrohres wie auch die Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite erbringt keine signifikante Änderung der CO-Emissionen

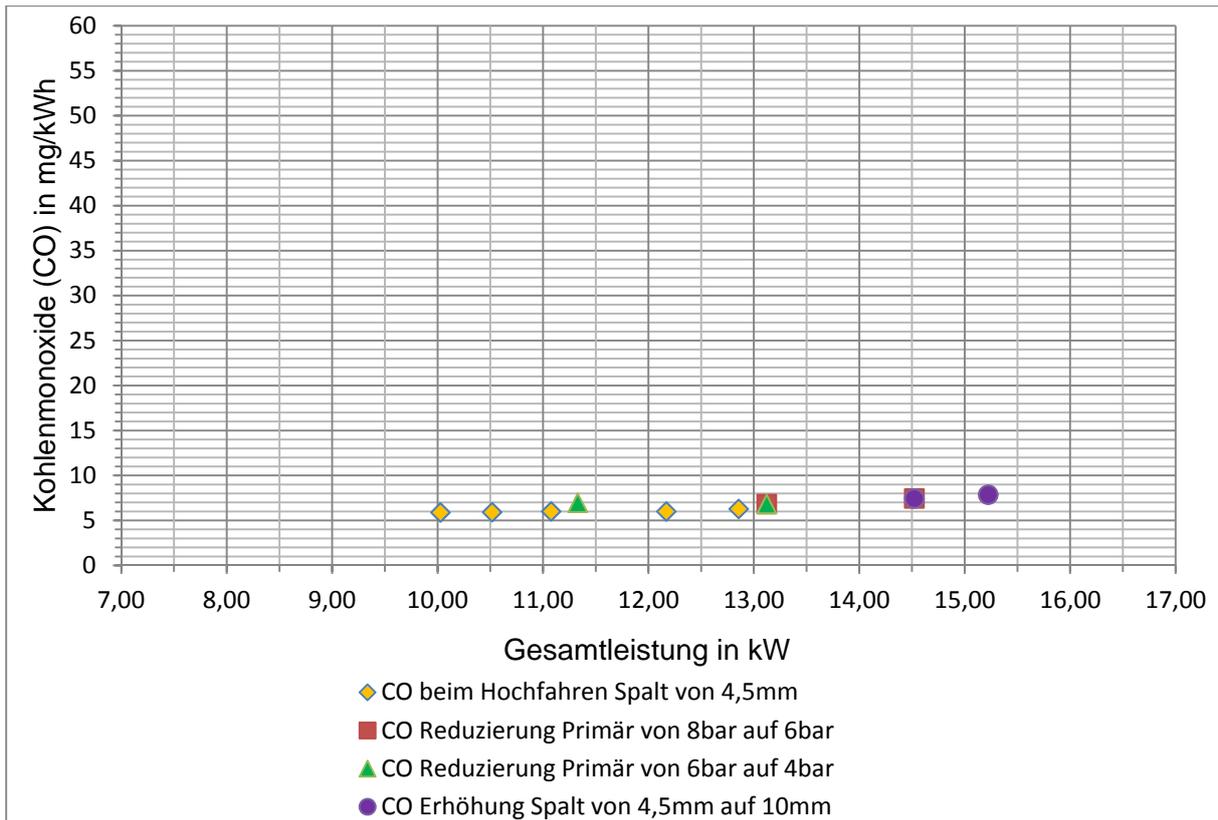


Abbildung 10-5: CO-Emissionen bei Variation von Rezirkulationsspaltweite und Zerstäubungsdruck (Öldüse 60° 0,3gph)

11 Versuche mit Sekundärluftöffnungen

11.1 Sekundärluftöffnungen (n=5, d=2,1mm), Öldüse 60° (0,2 gph)

Bei den vorangegangenen Versuchsreihen mit der 0,2 gph Öldüse zeigte sich, dass bei geringer Feuerungsleistung des Primärbrenners und hoher Sekundärbrennstoffzugabe, verbunden mit einer hohen Verbrennungsluftmenge, die Gefahr des Flammenabrisses am Primärbrenner besteht. Dieser wird durch den hohen Verbrennungsluftimpulsstrom verursacht. Um den Verbrennungsluftimpulsstrom zu reduzieren und damit dem Flammenabriss entgegen zu wirken, wird der Brenner modifiziert, indem in den Brennerkopf fünf Bohrungen mit je 2,1 mm gesetzt werden (siehe Abbildung 11-1). Durch die Modifikation wird erreicht, dass die Flamme im unteren Leistungsbereich (7-10 kW Gesamtleistung) stabiler brennt. Im oberen Leistungsbereich dagegen wird die Flamme eher etwas unruhiger; dieses macht sich durch verstärkte Pulsationen bemerkbar. Eine Gesamtleistung von 16 kW lässt sich bei dieser Konstellation (Rezirkulationsspaltweite 10 mm) nicht erreichen.



Abbildung 11-1: 5x Sekundärluft

In der Abbildung 11-2 sind die Versuchsergebnisse bezüglich der NO_x-Emissionen zusammengefasst.

In der Abbildung 11-2 sind die Versuchsergebnisse bezüglich der NO_x-Emissionen zusammengefasst.

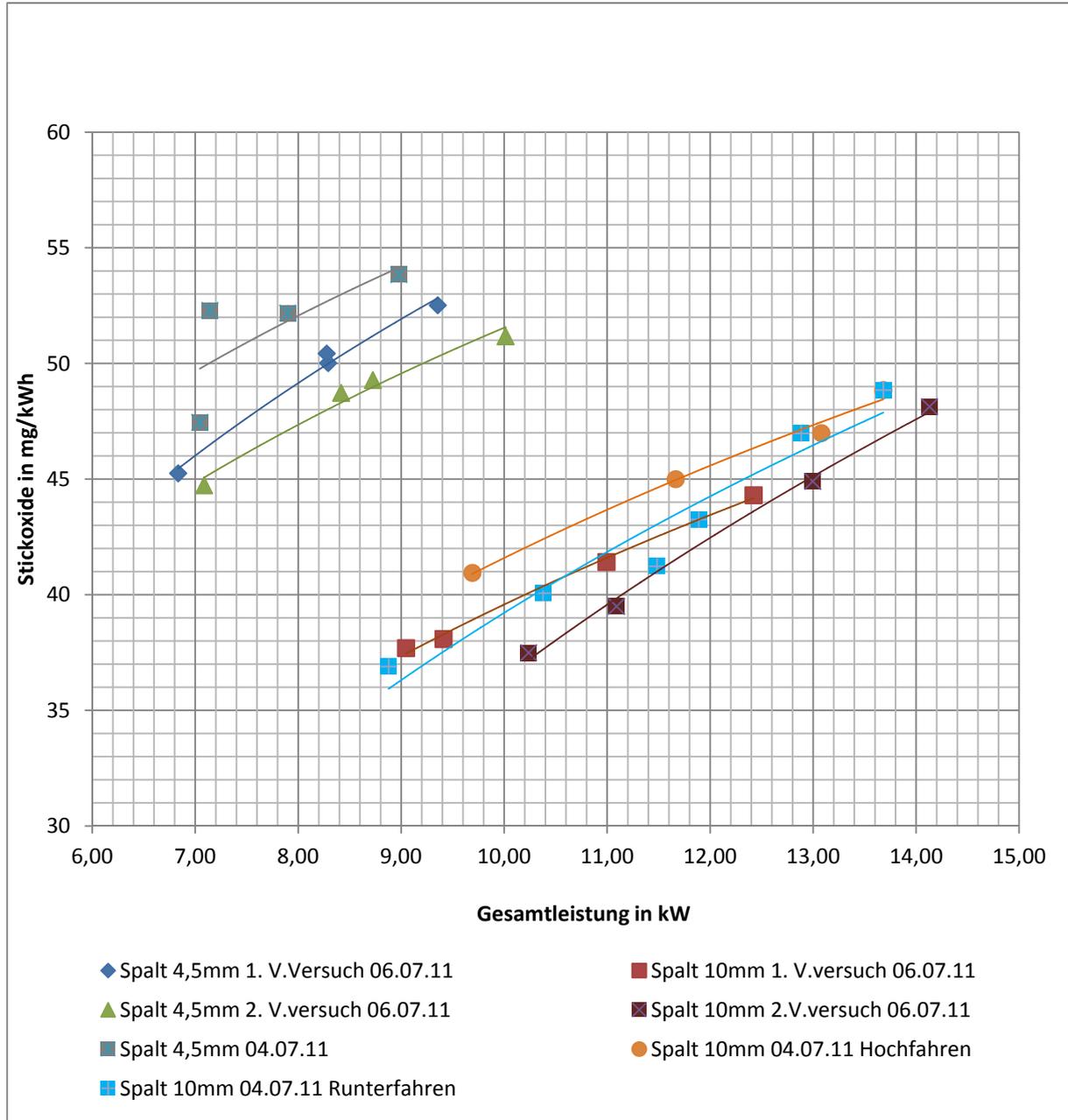


Abbildung 11-2: NO_x-Emissionen für die Versuchsreihe 5x Sekundärluft und Sekundärbrenner

Es ist festzustellen, dass der Verlauf der NO_x-Emissionen über der Gesamtleistung einen relativ starken Anstieg zeigt, der in den vorangegangenen Messungen (vgl. Abb. 10-2 untere Kurve) so nicht zu beobachten ist. Erklärt wird dieses durch die abschirmende Wirkung der Sekundärluft gegenüber dem Rezirkulationsspalt, die eine Abnahme der Ansaugung von Abgas und Sekundärbrennstoff bewirkt. Es ist zu vermuten, dass damit höhere lokale Verbrennungstemperaturen und Sauerstoffkonzentrationen und damit höhere NO_x-Emissionen einhergehen. Das mangelnde Ansaugvermögen bei hohen Gesamtleistungen erklärt auch das Auftreten von Pulsationen in diesem Bereich. Vergleiche hierzu auch die vergleichbaren Anmerkungen in Kapitel 9.4 bezüglich auftretender Pulsationen im oberen Leistungsbereich sowie den Verlauf der NO_x-Emissionen in Abbildung 9-8.

11.2 Sekundärluftöffnungen ($n=3$, $d=2,1\text{mm}$), Öldüse 60° (0,2 gph)

Die Anzahl der Sekundärluftöffnungen wird auf $n=3$ verringert. Die erhoffte Leistungssteigerung auf 16 kW kann damit jedoch nicht erreicht werden. In einem nächsten Schritt wird daher ein anderes Flammenrohr (Flammrohr 2) eingesetzt, das bauformbedingt eine höhere Ansaugwirkung zeigt, wodurch die Abschirmwirkung der Sekundärluft etwas verringert werden kann, so dass sich der obere Leistungswert geringfügig erhöht (vgl. Abbildung 11-2 und 11-4).

In Abbildung 11-4 sind die erzielten Ergebnisse hinsichtlich der NO_x -Emissionen zusammengefasst.

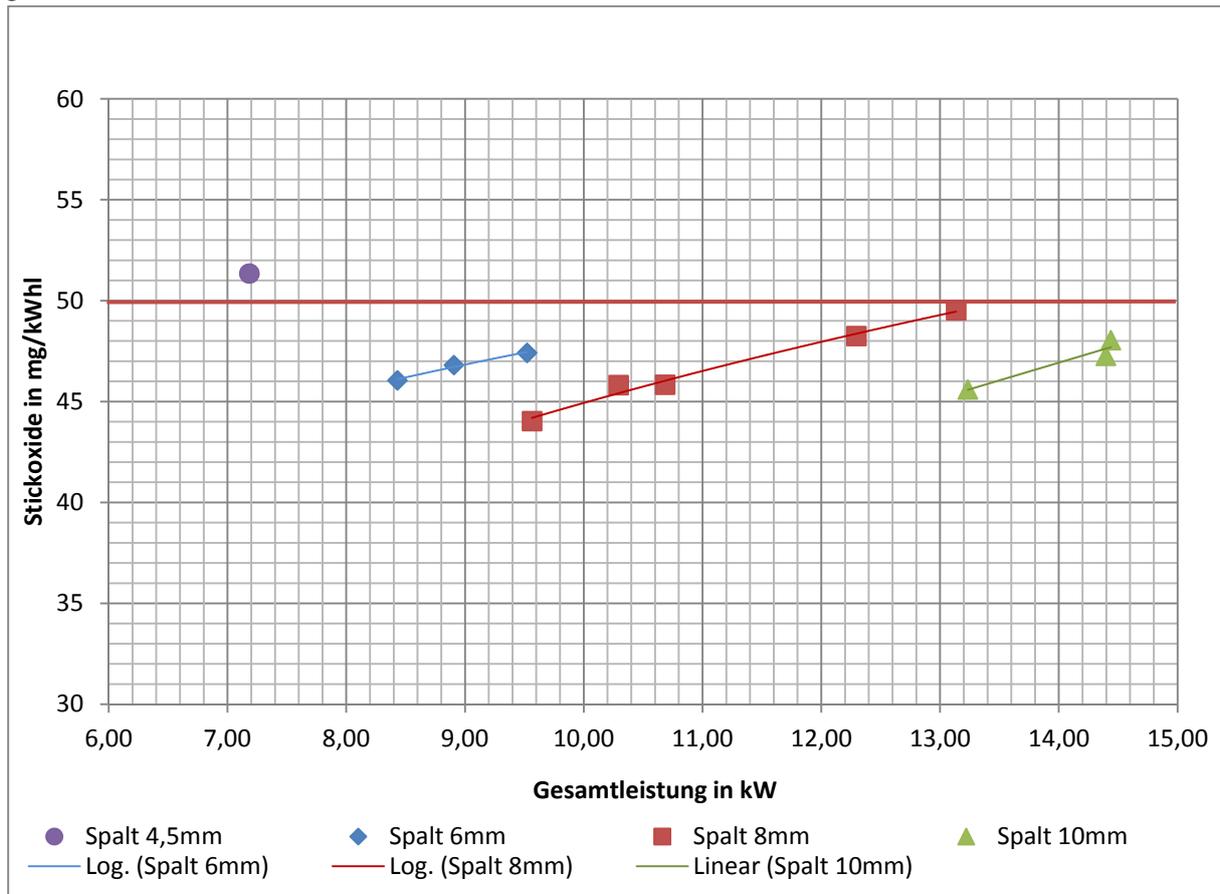


Abbildung 11-4: NO_x -Emissionen für die Versuchsreihe 3x Sekundärluft und Sekundärbrenner (Flammrohr 2)

Abweichend von der bisherigen Versuchsdurchführung wird in dieser Messreihe, ausgehend von einer Gesamtleistung von ca. 7 kW und einer Rezirkulationsspaltweite von 4,5 mm, die Gesamtleistung zunächst auf 8,5 kW erhöht, dieses geht einher mit einer Erweiterung des Rezirkulationsspalt auf 6 mm, welches eine Reduzierung der NO_x -Emission zur Folge hat. Die Kombination aus Erhöhung der Gesamtleistung und Rezirkulationsspaltweite erfolgt unter dem Primat, einen NO_x -Emissionswert von 50 mg/kWh (angestrebtes Projektziel) nicht zu überschreiten. Hierdurch lässt sich die in den vorangegangenen Versuchsreihen gewonnene Erkenntnis umsetzen, dass die wirksamste Methode, den NO_x -Emissionswert zu reduzieren, die Erweiterung des Rezirkulationsspalt darstellt. Große Rezirkulationsspaltweiten sind aus Gründen der Flammenstabilität jedoch nur bei entsprechend großen Gesamtleistungen realisierbar. Daraus resultiert der in Abbildung 11-4 zu beobachtende treppenförmige Verlauf.

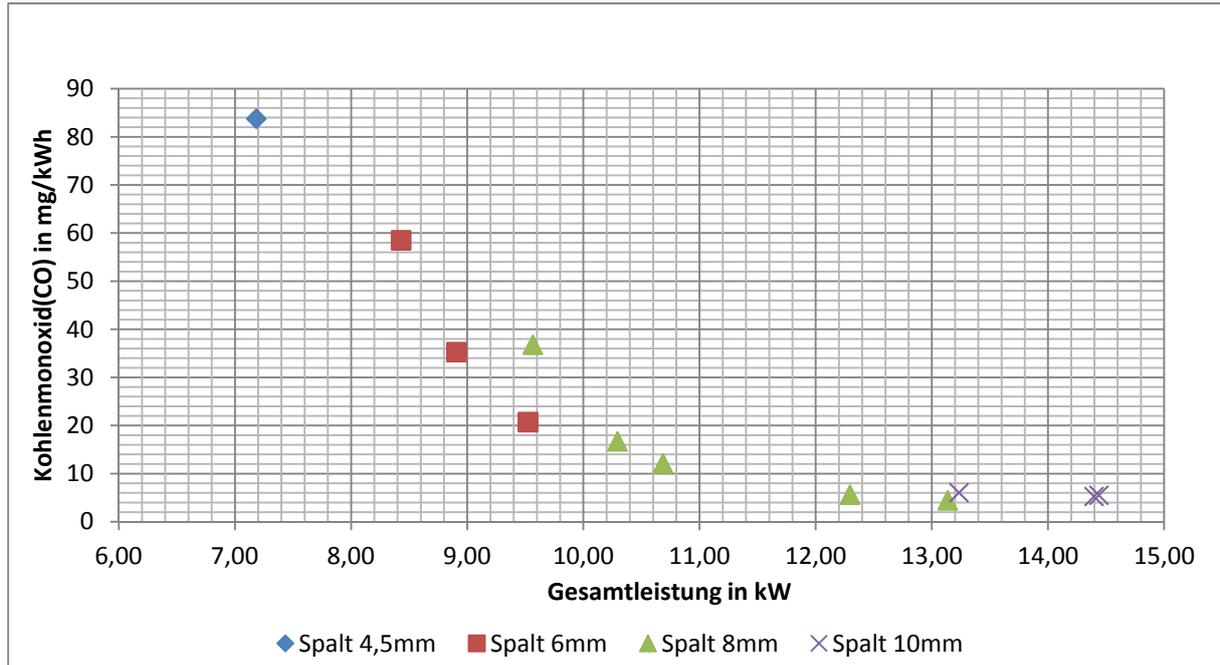


Abbildung 11-5: CO-Emissionen für die Versuchsreihe 3x Sekundärluft und Sekundärbrenner (Flammrohr 2)

In Abbildung 11-5 ist deutlich zu erkennen, dass sich die CO-Emissionswerte gegenüber Abbildung 11-3 verbessert haben. In einem nächsten Schritt soll die Sekundärluft mit kleinen Röhrchen bis auf Höhe des Rezirkulationsspalt geföhrt wird, um die oben beschriebenen Abschirmungseffekt zu vermeiden. Hierfür wird wieder das alte Flammenrohr 1 verwendet.

11.3 Versuche mit Sekundärluftröhrchen ($n=3$, $d=2,1\text{mm}$), Öldüse 60° (0,2 gph)



Die Sekundärluft wird der Verbrennungszone über drei Kupferröhrchen auf Höhe des Rezirkulationsspalt es zugeführt (siehe Abbildung 11-6). Die exakte Position wurde im Rahmen von Vorversuchen experimentell ermittelt. Durch diese Maßnahme kann eine Gesamtleistung von ca. 16 kW realisiert werden.

In Abbildung 11-7 sind die erzielten NO_x -Emissionswerte dargestellt.

Abbildung 11-6: Sekundärluft Kupferröhrchen

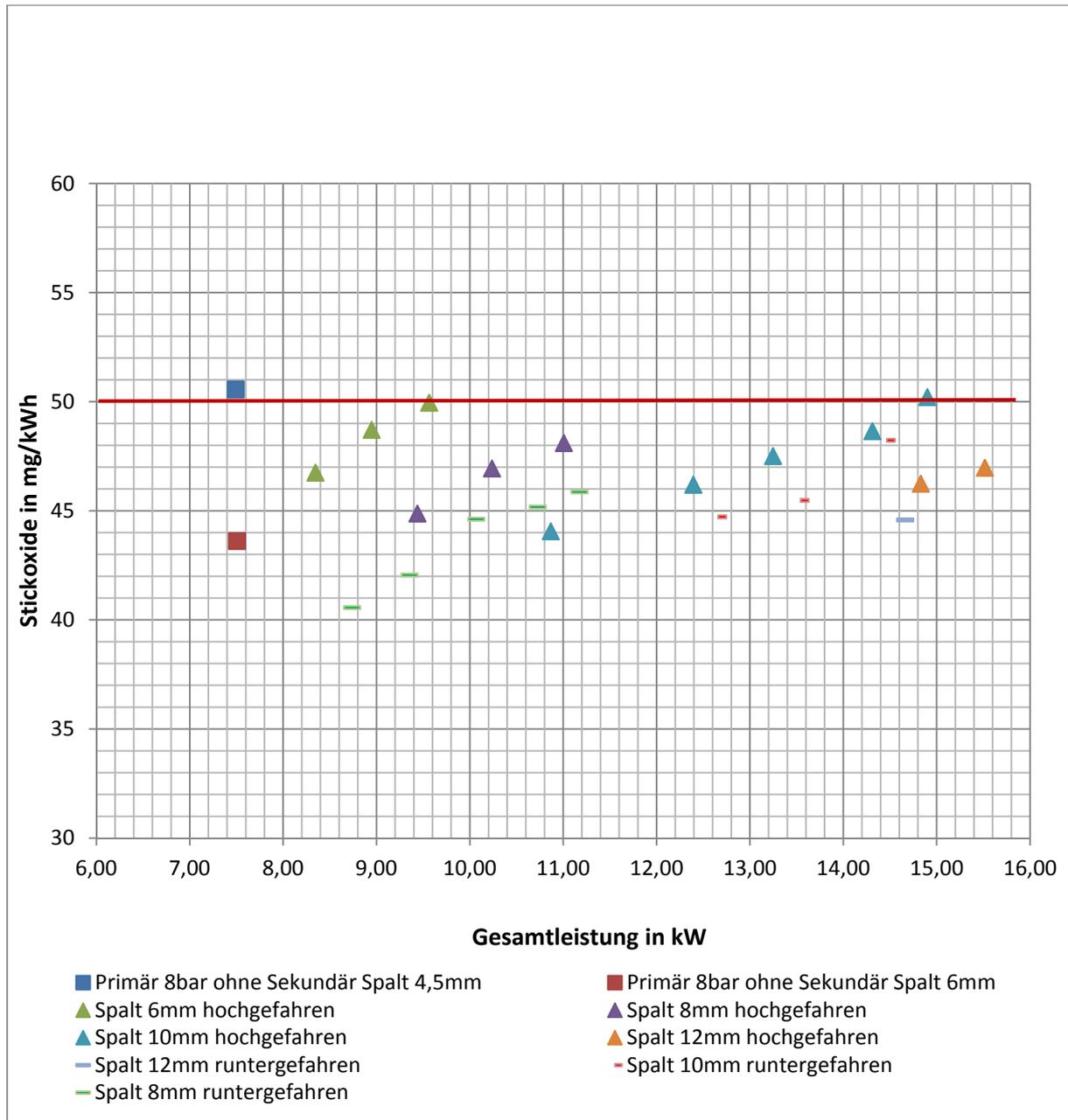


Abbildung 11-7: NO_x-Emissionen für die Versuchsreihe 3x Sekundärluft mit Kupferröhrchen und Sekundärbrenner

Auch bei dieser Messreihe erfolgt die Kombination aus Erhöhung der Gesamtleistung und Rezirkulationsspaltweite unter dem Primat, einen NO_x-Emissionswert von 50 mg/kWh (angestrebtes Projektziel) nicht zu überschreiten.

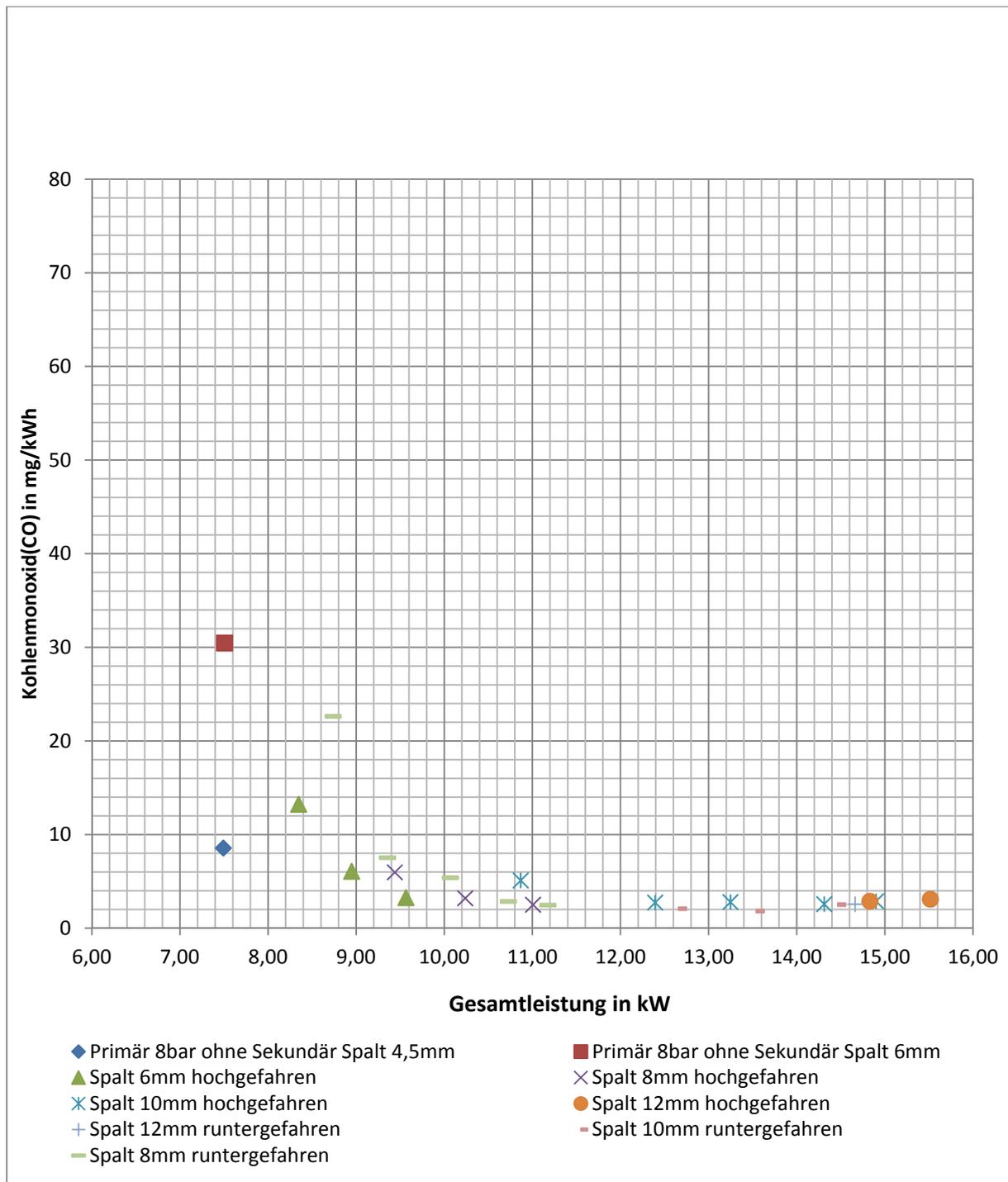


Abbildung 11-8: CO-Emissionen für die Versuchsreihe 3x Sekundärluft mit Kupferröhrchen und Sekundärbrenner

In Abbildung 11-8 ist deutlich erkennbar, dass sich auch die CO-Emissionswerte durch die beschriebene Maßnahme nochmals reduzieren lassen; diese liegen durchweg unterhalb von 25 mg/kWh.

Der Verlauf der NO_x -Emissionswerte in Abbildung 11-7 legt nahe, dass es möglich sein sollte, die NO_x -Emissionen als Funktion zweier Veränderlicher, der Gesamtfeuerungsleistung und der Rezirkulationsspaltweite, darzustellen. Hierdurch würde sich die Möglichkeit eröffnen, eine Konfiguration der beiden Betriebsparameter so vorzunehmen, dass in einem Leistungsbereich von 7 - 16 kW ein NO_x -Emissionswert von deutlich unter 50 mg/kWh sicher

eingehalten werden kann. Die erneute Analyse der Messwerte unter Berücksichtigung der Hypothese liefert die in Abbildung 11-9 dargestellte Vorhersagefunktion, die zur Vereinfachung nur für die gemessenen Spaltweiten dargestellt wird. Die Gültigkeit der Vorhersagefunktion beschränkt sich allerdings auf die jeweils zugrundegelegte Brenner-/Brennkammerkonfiguration.

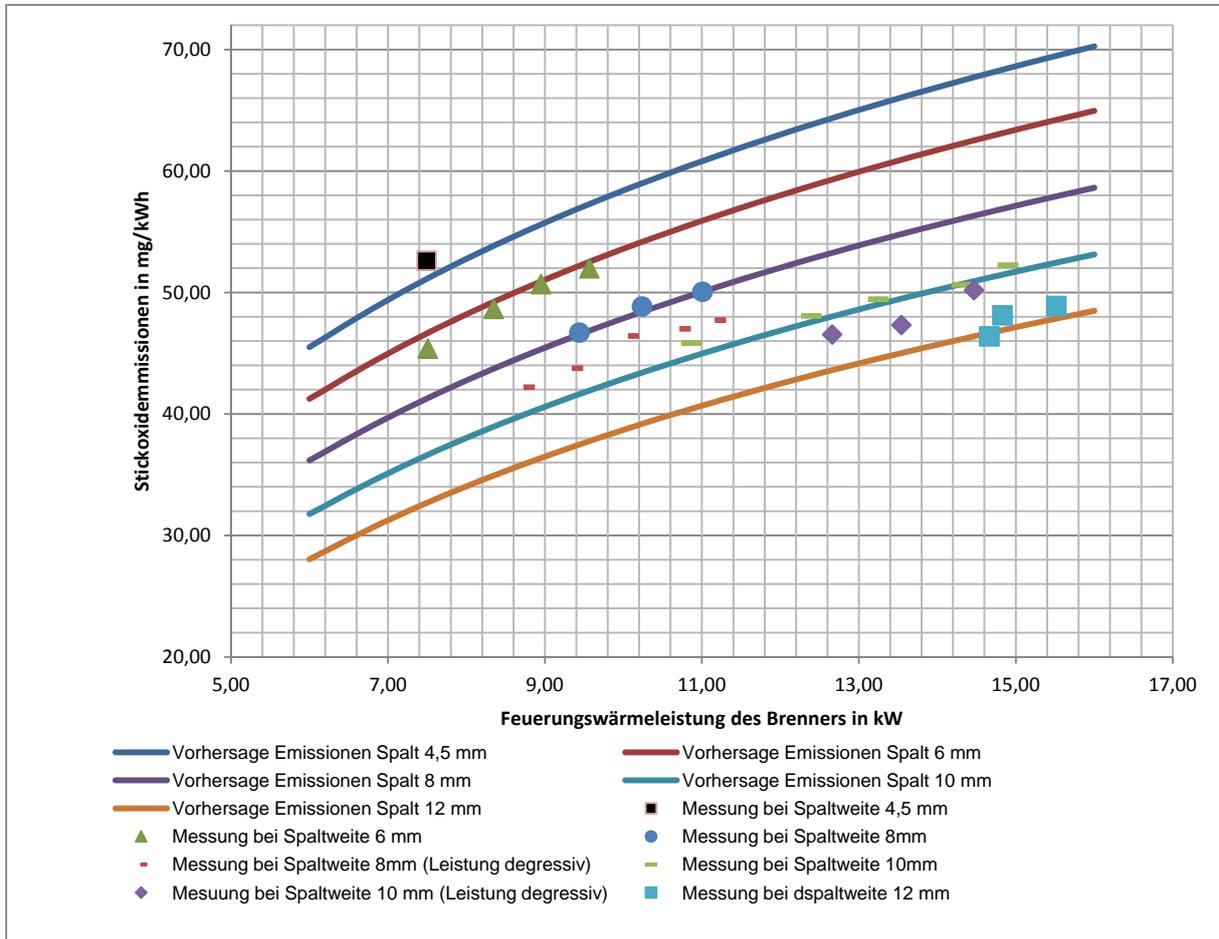


Abbildung 11-9: Vorhersagefunktion für die NO_x-Emissionen der Versuchsreihe 3x Sekundärluft mit Kupferröhrchen und Sekundärbrenner

12 Versuche mit biogenen Brennstoffen

Zunächst wird versucht biogene Brennstoffe (Bioethanol, Rapsöl) mit Heizöl EL zu mischen und in einem ersten Schritt als Gemisch über den Sekundärkreis der Verbrennung zuzuführen. Während eine Mischung von Heizöl EL und Rapsöl in beliebigen Mischungsverhältnissen möglich ist, weist das System Heizöl EL und Bioethanol fast über den gesamten Bereich Mischungslücken auf, d.h. das Bioethanol setzt sich auf Grund seiner etwas geringeren Dichte nach kurzer Zeit über dem Heizöl ab (siehe Abbildung 12-1).



Abbildung 12-1: Bioethanol und Heizöl EL in verschiedenen Mischungsverhältnissen

Verbrennungsversuche auf Basis eines Heizöl EL / Bioethanolgemisches lassen sich daher nicht durchführen. Entsprechende Versuche mit einem Heizöl EL / Rapsölgemisch lassen sich aufgrund der oben beschriebenen uneingeschränkten Mischbarkeit grundsätzlich durchführen, hierbei tritt jedoch während der Verdampfung in der Verdampferspirale eine Entmischung der beiden Komponenten auf, die stark unterschiedlichen Verdampfungstemperaturen (Siedebereiche) zurückzuführen ist. Als Konsequenz daraus kann ein "Verstopfen" der Verdampferspirale durch die höher siedende Komponente beobachtet werden. Daher werden im Folgenden die Versuche mit den jeweiligen "reinen" Substanzen als Sekundärbrennstoff durchgeführt, diese sind:

- Bioethanol
- Biodiesel (Rapsölmethylester/RME)
- Rapsöl

12.1 Versuche mit Bioethanol, Sekundärluftöffnungen ($n=3$, $d=2,1\text{mm}$); Öldüse 60° (0,2 gph)

Ausgehend von einem Zerstäubungsdruck von 8 bar am Primärbrenner wird analog zur Vorgehensweise in Kap. 10.1 die Gesamtleistung durch Zugabe von Sekundärbrennstoff unter Erweiterung des Rezirkulationsspalt von 4,5 mm auf 6 mm bis auf 16 kW hochgefahren. Anschließend erfolgt in diesem Leistungspunkt die stufenweise Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite (von 6 mm über 8 mm und 10 mm auf 12 mm). Danach wird die Gesamtleistung schrittweise auf ca. 12,5 kW (Rezirkulationsspaltweite 10 mm) und 9 kW (Rezirkulationsspaltweite 8 mm bzw. abschließend 4,5 mm) reduziert.

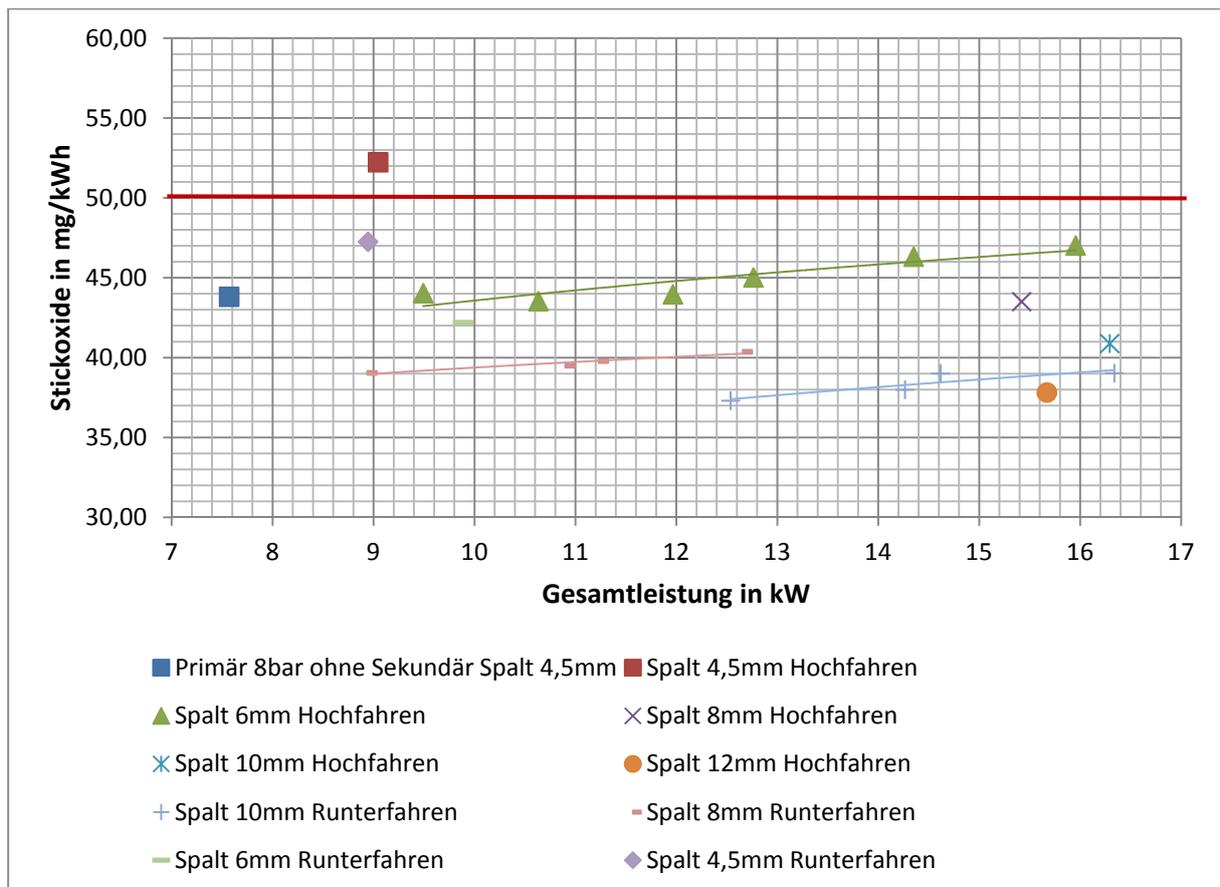


Abbildung 12-2: NO_x -Emissionen bei Verwendung von Bioethanol als Sekundärbrennstoff (Öldüse 60° 0,2gph)

In der Abbildung 12-2 und 12-3 sind die Ergebnisse für die NO_x - bzw. CO Emissionen dargestellt. Zusammenfassend lässt sich folgendes feststellen:

- der Kurvenverlauf der NO_x -Emissionen zeigt mit steigender Gesamtleistung einen deutlich flacheren Anstieg als der in Abbildung 11-7 dargestellte (Heizöl EL als Sekundärbrennstoff).
- die Verwendung von Bioethanol als Sekundärbrennstoff führt insgesamt gegenüber dem Betrieb mit Heizöl EL (vgl. Abb. 11-7) zu einer weiteren Reduzierung der Stickoxidemission (ca. 10 mg/kWh bzw. 20%).
- durch Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite von 6 mm auf 12 mm lässt sich die NO_x -Emission um ca. 20% reduzieren (Referenzpunkt Gesamtleistung ca. 16 kW). Diese Reduktionsrate ist auch bei Betrieb mit Heizöl EL zu beobachten (vgl. Abb. 11-7).

- bezüglich der CO-Emissionen wird ein um ca. 15 mg/kWh höheres Emissionsniveau beobachtet (siehe Abb. 11-8). Eine Erklärung dafür bietet das gemessene, insgesamt etwas niedrigere Temperaturniveau am Ende des Flammrohres, das zu einer Verlangsamung der CO-Oxidation führt.

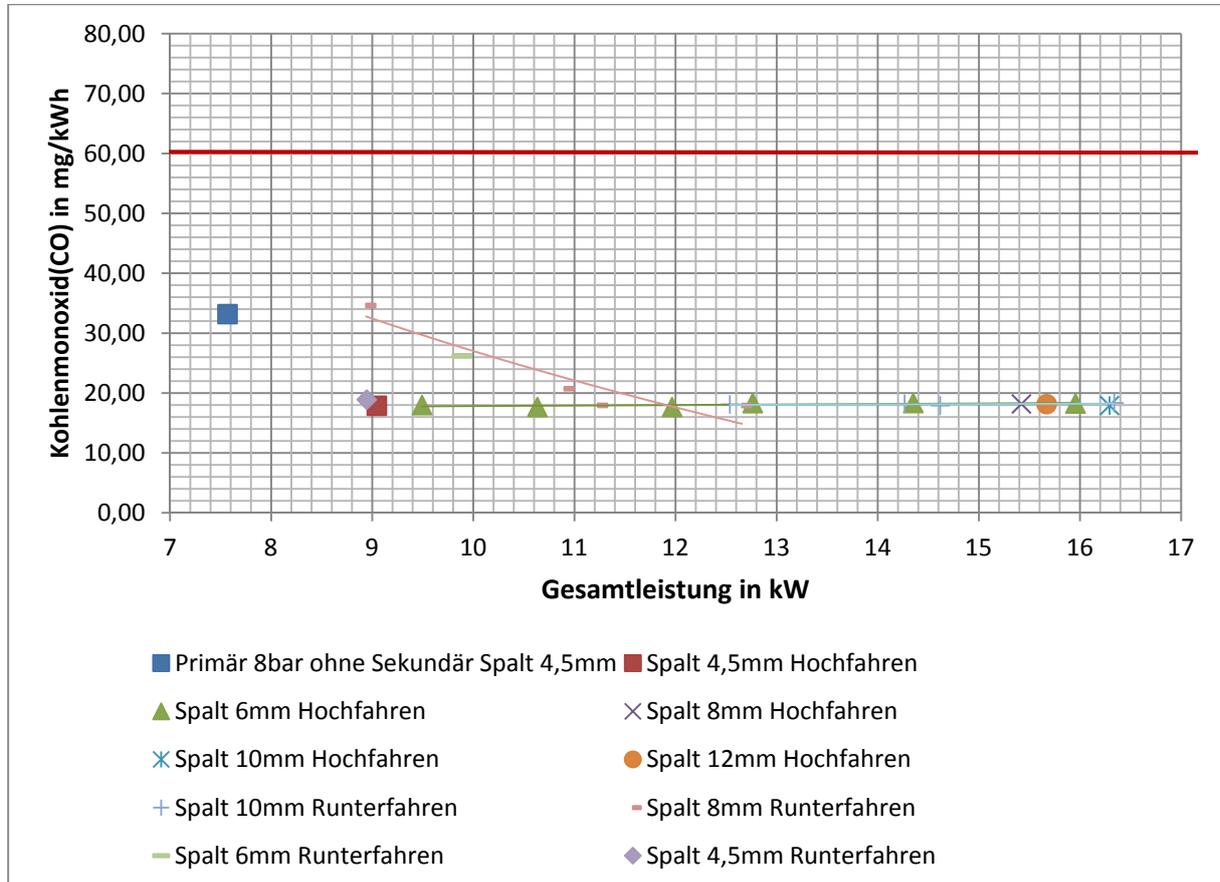


Abbildung 12-3: CO-Emissionen bei Verwendung von Bioethanol als Sekundärbrennstoff (Öldüse 60° 0,2gph)

12.2 Versuche mit Biodiesel (RME), Sekundärluftöffnungen (n=3, d=2,1mm); Öldüse 60° (0,2 gph)

Ausgehend von einem Zerstäubungsdruck von 8 bar am Primärbrenner wird analog zur Vorgehensweise in Kap. 10.1 bzw. 12.1 die Gesamtleistung durch Zugabe von Sekundärbrennstoff bei Erweiterung des Rezirkulationsspalt von 4,5mm auf 12mm bis auf 19 kW hochgefahren. Danach wird die Gesamtleistung bei stufenweiser Verringerung der Rezirkulationsspaltweite (12mm-10mm-8mm-6mm-4,5mm) wieder schrittweise auf ca. 9kW reduziert.

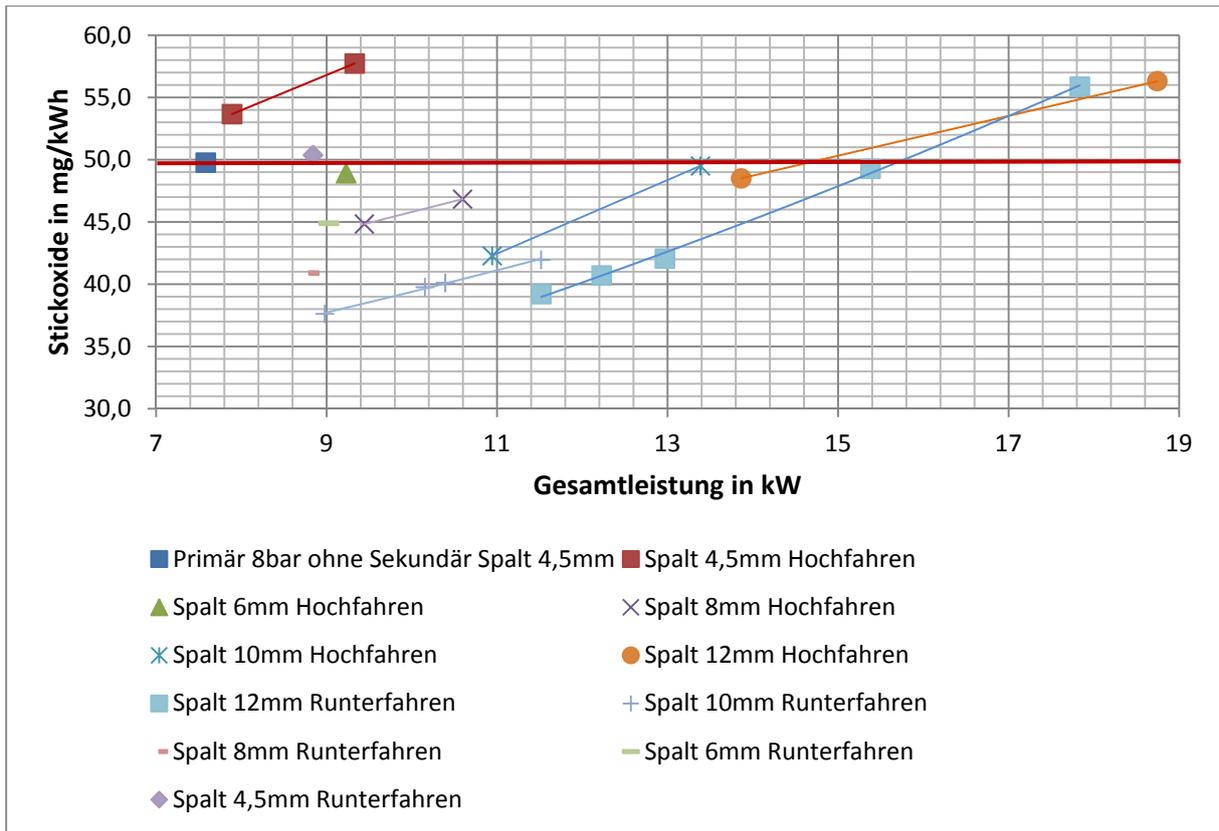


Abbildung 12-4: NO_x-Emissionen bei Verwendung von Biodiesel (RME) als Sekundärbrennstoff und Heizöl EL als Primärbrennstoff (Öldüse 60° ;0,2 gph)

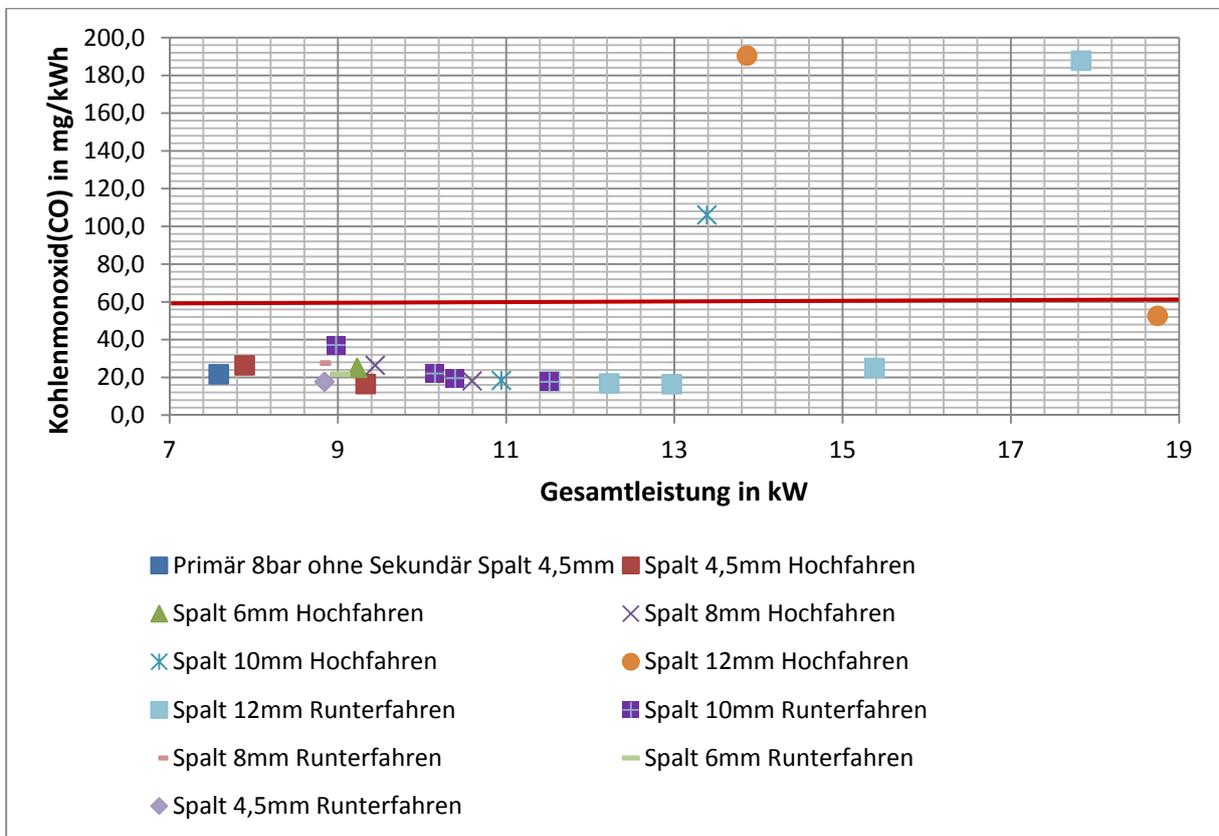


Abbildung 12-5: CO-Emissionen bei Verwendung von Biodiesel (RME) als Sekundärbrennstoff und Heizöl EL als Primärbrennstoff (Öldüse 60° ;0,2 gph)

In der Abbildung 12-4 und 12-5 sind die Ergebnisse für die NO_x - bzw. CO Emissionen dargestellt. Zusammenfassend lässt sich folgendes feststellen:

- der Kurvenverlauf der NO_x -Emissionen zeigt mit steigender Gesamtleistung einen deutlich steileren Anstieg als der in Abbildung 11-7 dargestellte (Heizöl EL als Sekundärbrennstoff).
- die Verwendung von Biodiesel als Sekundärbrennstoff führt insgesamt gegenüber dem Betrieb mit Heizöl EL (vgl. Abb. 11-7) zu einer geringfügigen Erhöhung der Stickoxidemission (ca. +10 mg/kWh bzw. +20%). Eine Erklärung dafür könnte ein höherer Brennstoffstickstoffgehalt des RME gegenüber Heizöl EL sowie dessen höheres O/N-Verhältnis liefern.
- durch Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite lässt sich die NO_x -Emission auch hier deutlich reduzieren und grundsätzlich unter 50 mg/kWh halten.
- Bezüglich der CO-Emissionen stellt sich ein ähnliches Niveau wie bei Bioethanol ein (s. Abb. 12-3). Anzumerken ist hier jedoch, dass es im Leistungsbereich > 13 kW zu Pulsationen in der Brennkammer kommt, die mit erhöhten CO-Emissionen einhergehen.

Wird Biodiesel zusätzlich auch als Primärbrennstoff verwendet, ergeben sich nur unmerkliche Unterschiede im Emissionsverhalten, die oben genannten Aussagen sind weitestgehend übertragbar, allerdings ist die Pulsationsneigung der Verbrennung so stark ausgeprägt, dass die Versuche ab einer Gesamtleistung von ca. 14 kW abgebrochen werden mussten (siehe Abbildungen 12-6 und 12-7).

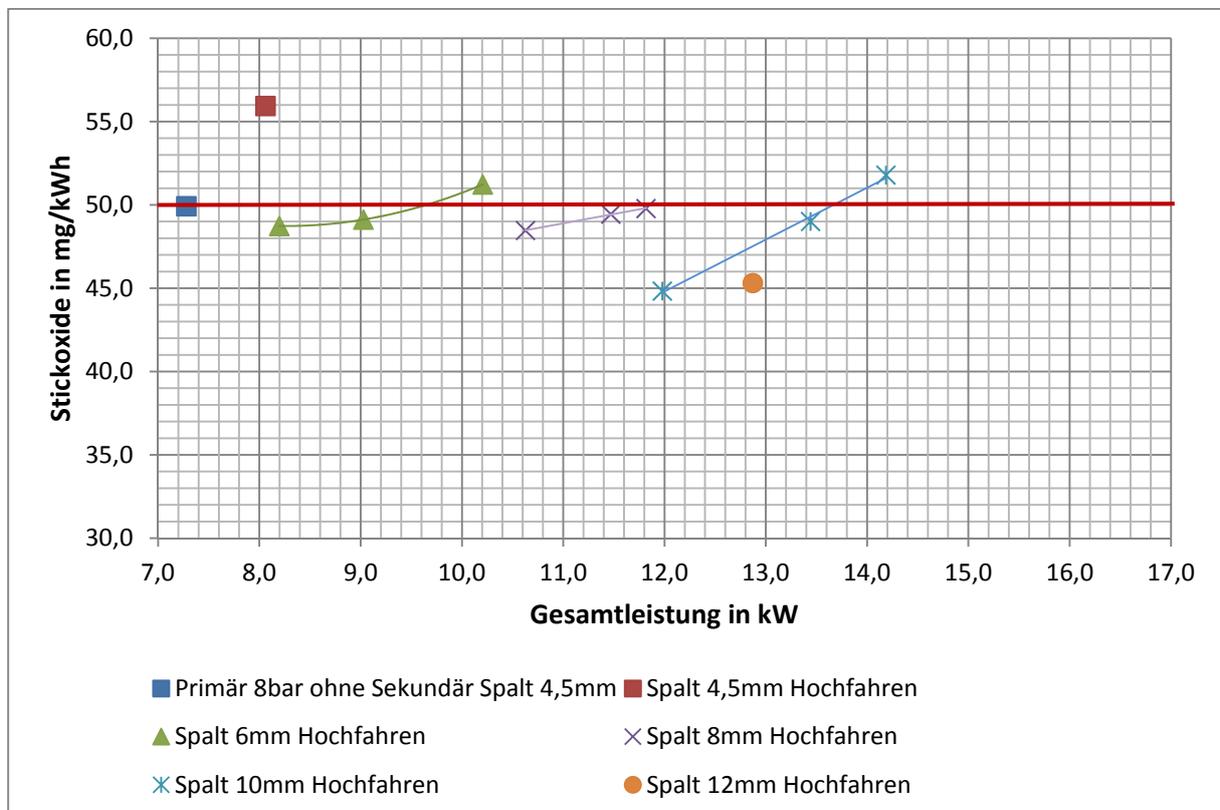


Abbildung 12-6: NO_x -Emissionen bei Verwendung von Biodiesel (RME) als Sekundär- und Primärbrennstoff (Öldüse 60° ; 0,2gph)

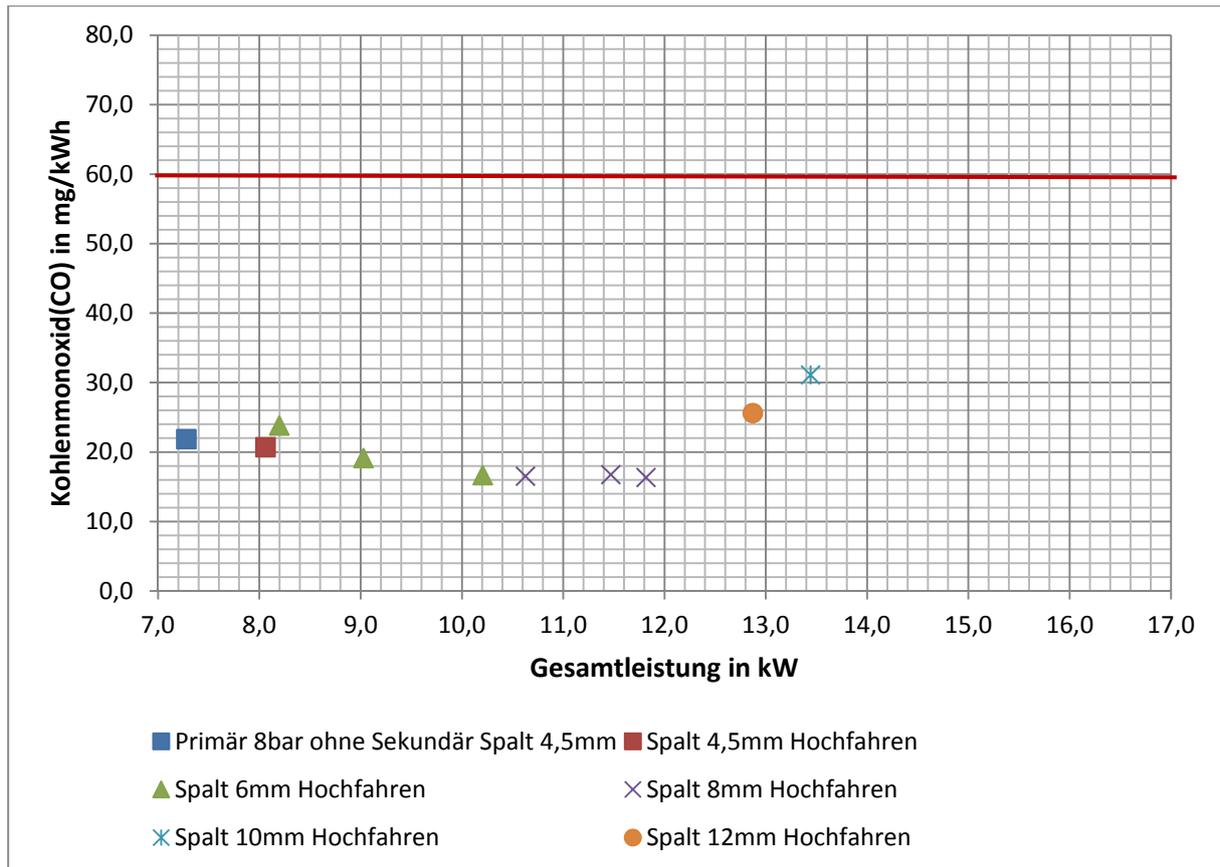


Abbildung 12-7: CO-Emissionen bei Verwendung von Biodiesel (RME) als Sekundär- und Primärbrennstoff (Öldüse 60° ;0,2gph)

12.3 Versuche mit Rapsöl, Sekundärluftöffnungen (n=3,d= 2,1mm); Öldüse 60° (0,2 gph)

Analog zur Vorgehensweise in Kap. 10.1, 12.1 bzw. 12.2 wird die Gesamtleistung ausgehend von einem Zerstäubungsdruck von 8 bar am Primärbrenner durch Zugabe von Sekundärbrennstoff bei Erweiterung des Rezirkulationsspalt von 4,5mm auf 12 mm bis auf 17,5 kW hochgefahren. Danach wird die Gesamtleistung bei stufenweiser Verringerung der Rezirkulationsspaltweite (12mm-10mm-8mm-6mm-4,5mm) wieder schrittweise auf ca. 9kW reduziert.

In der Abbildung 12-8 und 12-9 sind die Ergebnisse für die NO_x- bzw. CO Emissionen dargestellt. Zusammenfassend lässt sich folgendes feststellen:

- der Kurvenverlauf der NO_x-Emissionen zeigt hier mit steigender Gesamtleistung einen ähnlichen Anstieg wie der in Abbildung 11-7 dargestellte (Heizöl EL als Sekundärbrennstoff).
- die Verwendung von Rapsöl als Sekundärbrennstoff führt insgesamt gegenüber dem Betrieb mit Heizöl EL (vgl. Abb. 11-7) zu vergleichbaren Stickoxidemission.
- durch Erhöhung der Rezirkulationsspaltweite lässt sich die NO_x-Emission auch hier deutlich reduzieren und grundsätzlich unter 50mg/kWh halten.
- Bezüglich der CO-Emissionen stellt sich ein ähnliches Niveau wie bei Bioethanol ein (s. Abb. 12-3).

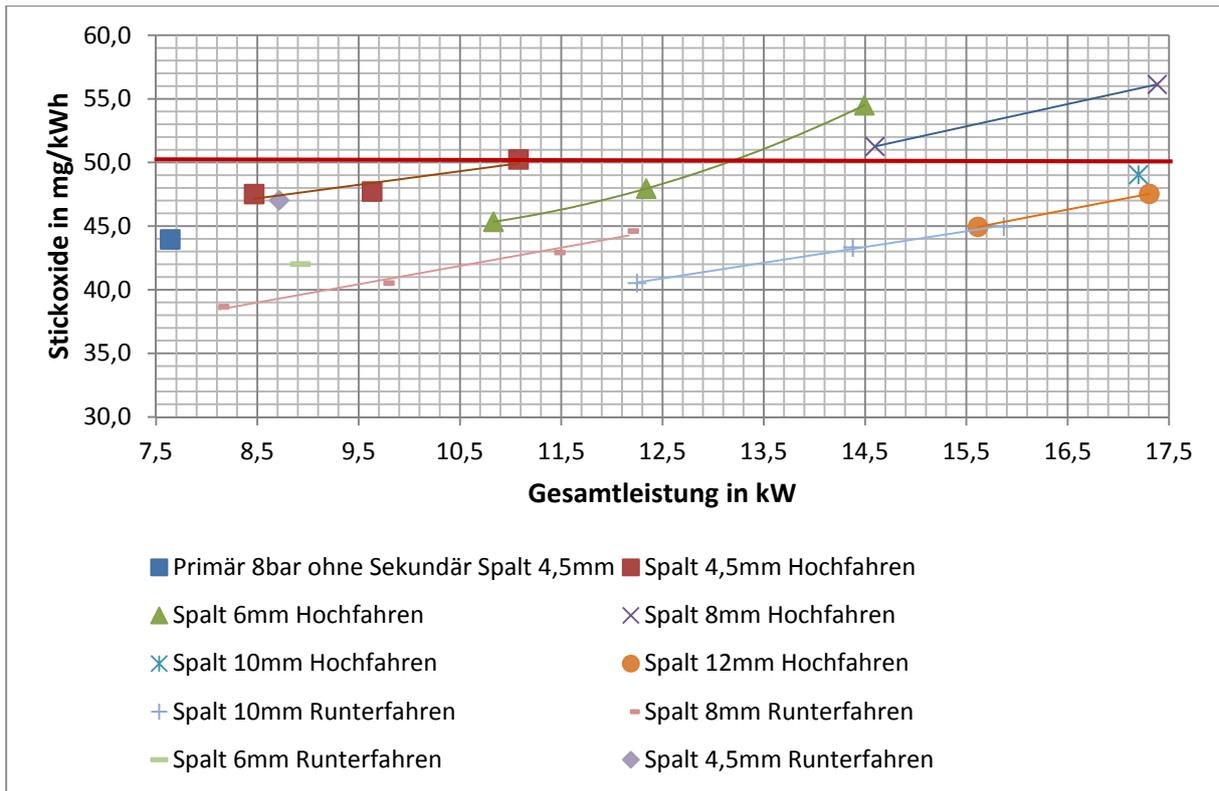


Abbildung 12-8: NO_x-Emissionen bei Verwendung von Rapsöl als Sekundärbrennstoff und Heizöl EL als Primärbrennstoff (Öldüse 60° 0,2gph)

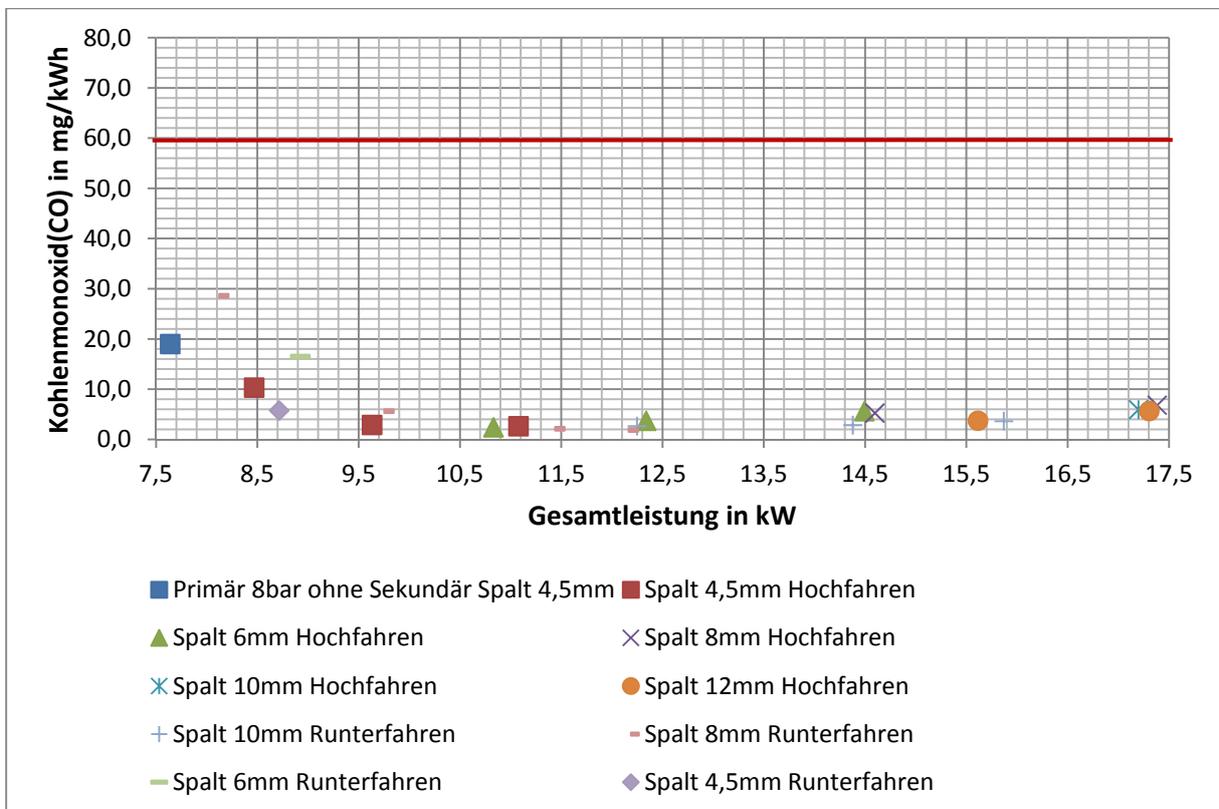


Abbildung 12-9: CO-Emissionen bei Verwendung von Rapsöl als Sekundärbrennstoff und Heizöl EL als Primärbrennstoff (Öldüse 60° 0,2gph)

13 Zusammenfassung

Im Rahmen des Projektes wurde eine Feuerung untersucht, bei der die Verbrennung und Verdampfung des flüssigen Brennstoffs (Heizöl EL, Bio-Ethanol, Bio-Diesel (Rapsölmethylester), Rapsöl) nicht, wie bei herkömmlichen Ölbrennern, miteinander verknüpft, sondern apparativ voneinander entkoppelt sind.

Es konnte gezeigt werden, dass durch den neuartigen Aufbau des Brenners sowie die konsequente Anwendung von Primärmaßnahmen die Raten der externen Rezirkulation, welche einer Schadstoffentstehung innerhalb des Verbrennungsprozesses entgegenwirkt, erhöht und somit die Stickoxidemissionen in einem Leistungsbereich von 7 kW bis 16 kW für alle untersuchten Brennstoffe sicher unter dem postulierten Projektziel von 50 mg/kWh gehalten werden können. Dieses stellt gegenüber herkömmlichen Brennern eine Verbesserung um mehr als 20% dar. Solche größeren Rezirkulationsraten führen bei herkömmlichen Brennern zu einer instabilen Verbrennung bis hin zum Abbruch des Verbrennungsprozesses. Gleichzeitig konnte der Nachteil herkömmlicher Brenner hinsichtlich einer stufenlosen Leistungsregulierung behoben werden.

Bei den durchgeführten Untersuchungen konnten folgende grundlegende Zusammenhänge festgestellt werden:

- eine Vergrößerung des Rezirkulationsspalt führt zu einer Verringerung der NO_x – Emissionen
- die Zuführung von verdampften Sekundärbrennstoff führt in weiten Teilen zu einer Verringerung der NO_x – Emissionen sowie einer Reduzierung der CO – Emissionen
- Eine Verringerung und Erhöhung der Gesamtleistung des Brenners ist stufenlos möglich
- eine düsenförmige Querschnittsverengung im Flammrohr hat einen wesentlichen Einfluss auf die Reduzierung der NO_x-Emissionen
- eine Sekundärluftzufuhr führt zur Geräuschminimierung im Kleinleistungsbereich und fördert die Flammenstabilisierung bei großen Leistungen
- der Zustand der flammlosen Oxidation ist ohne Primärbrenner nur kurzzeitig aufrecht zu erhalten. Eine Isolierung des Flammrohres erbrachte hierbei keine feststellbare Verbesserung
- Der Betrieb mit dem Sekundärbrennstoff Biodiesel (RME) zeigte hinsichtlich seiner Materialverträglichkeit (z.B. Schauglas am Ölfilter) als sehr problematisch.

Als besonders förderlich im Hinblick auf eine Minimierung der Stickoxidemissionen hat sich folgende Brennerkonfiguration erwiesen:

- Primärbrenner mit einer Öldüse (60° Sprühwinkel, 0,2 gph Durchsatz),
- Verdampferspirale (8 mm Außendurchmesser) mit Ringverteiler (33 x 3,2 mm Austrittsöffnungen),
- düsenförmige Querschnittsverengung im Flammrohr und
- 3 Sekundärluftröhrchen (Außendurchmesser 2,1 mm), die bündig mit dem Kopf des Primärbrenners enden.

Bei den Untersuchungen konnte jedoch festgestellt werden, dass es bislang keine Regelungs- und Steuerungsstrategie für diese Primärmaßnahmen gibt. Alle untersuchten Betriebszustände mussten von Hand eingestellt werden. Gleiches gilt für ein emissionsarmes Anfahren und Abschalten des Brenners. Die bisher in der Praxis eingesetzten Steuerungs-

programme sind für eine bedarfsabhängige Regulierung der Feuerungswärmeleistung und Steuerung der Primärmaßnahmen zur Stickoxidminderung nicht ausgelegt.

14 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Schematische Darstellung des neuartigen Brenners /2/	6
Abbildung 3-1: Anlageschema	7
Abbildung 3-2: Brennkamer Sicht von Oben	8
Abbildung 3-3: Brennkammer Sicht von innen	8
Abbildung 3-4: Blaubrenner seitliche Ansicht mit Gebläse und Steuereinheit	9
Abbildung 3-5: Blaubrenner - Ansicht des Flammenrohres.....	9
Abbildung 4-1: Brennkammerabdeckung mit Einlässen und Auslässen	11
Abbildung 4-2: Brennkammerabdeckung mit Flammrohr.....	11
Abbildung 4-3: Darstellung des Berechnungsgitters des 3d-Flammrohres	13
Abbildung 4-4: Eindüsung des Brennstoffes in das Flammrohr-Modell	14
Abbildung 4-7: Schnittebene durch das Berechnungsgitter des Flammrohres	16
Abbildung 4-5: Vergleich der CO ₂ - Abgaswerte aus den verschiedenen Modellen der	16
Abbildung 4-6: Vergleich der Abgastemperatur aus den verschiedenen Modellen der	16
Simulationen des Flammrohres.....	16
Abbildung 4-8: Darstellung der Vektoren der Geschwindigkeit bei einer Wärmebelastung von 10 kW	17
Abbildung 4-9: Darstellung der Vektoren der Geschwindigkeit bei einer Wärmebelastung von 10 kW	17
Abbildung 4-10: adiabate Temperaturverteilung bei einer Wärmebelastung von	18
Abbildung 4-11: adiabate Temperaturverteilung bei einer Wärmebelastung von	18
Abbildung 4-12: Lage der x-y-Schnittebene in der Brennkammer	21
Abbildung 4-13: Vektoren des Geschwindigkeitsfeldes innerhalb der Brennkammer (Wärmebelastung 10 kW).....	21
Abbildung 4-14: Vergrößerung der Darstellung des Rezirkulationsspaltens.....	22
Abbildung 4-15: Massenanteile von CO ₂ bei einer Wärmebelastung von 10 kW.....	23
Abbildung 4-16: NO _x -Emissionen bei 10kW bei verschiedenen Luftzahlen	25
Abbildung 4-17: Vergleich der NO _x -Emissionen bei Simulation und Experiment.....	27
Abbildung 4-18: BUNTE-Dreieck für Heizöl	28
Abbildung 4-19: adiabates Temperaturprofil der x-y-Ebene bei einer Wärmebelastung von 10 kW	29
Abbildung 4-20: Vergleich der adiabaten Verbrennungstemperaturen von Simulations- und Verbrennungsrechnung bei verschiedenen Luftzahlen	30
Abbildung 4-21: Temperaturprofil der x-y-Ebene bei einer Wärmebelastung von 10 kW	31
Abbildung 4-22: Flammenbild bei einer Wärmebelastung von 10 kW.....	32
Abbildung 4-23: Brenner mit Verdampfer-Spirale, Aufbau des Gitters in FLUENT (Modell 1)	33
Abbildung 4-24: Brenner mit Verdampfer-Spirale, experimenteller Aufbau (Modell 1)	33
Abbildung 4-25: Brenner mit Verdampfer-Spirale, Aufbau des Gitters in FLUENT (Modell 2)	33
Abbildung 4-26: Brenner mit Verdampfer-Spirale, experimenteller Aufbau (Modell 2)	33
Abbildung 4-27: Vektoren der berechneten Strömung bei Modell 1.....	34
Abbildung 4-28: Vektoren der berechneten Strömung bei Modell 2.....	34
Abbildung 4-29: Stickoxide bei verschiedenen Luftzahlen	35
Abbildung 4-30: Darstellung des Verdampfermodells in Fluent	37
Abbildung 4-31: Geschwindigkeitsfeld bei Zugabe von 10 % Sekundärbrennstoff	39
Abbildung 4-32: Vergrößerung des markierten Bereiches aus Abbildung 4-31	39

Abbildung 4-33: Geschwindigkeitsfeld bei Zugabe von 62,7 % Sekundärbrennstoff	40
Abbildung 4-34: Temperaturmessstelle an der Verdampferoberfläche	41
Abbildung 4-35: Temperaturkontrollstelle an der Verdampferoberfläche	41
Abbildung 4-36: Temperaturmessstelle am Rezirkulationsspalt	41
Abbildung 4-37: Temperaturkontrollstelle am Rezirkulationsspalt	41
Abbildung 4-38: Temperaturmessstelle am.....	42
Abbildung 4-39: Temperaturkontrollstelle am Brennkammeraustritt	42
Abbildung 4-40: Sicht aus der Brennkammer zur Mess-Stelle von Abbildung 4-38.....	42
Abbildung 5-1: Steuerungseinheit für die Luftzufuhr	43
Abbildung 5-2: NO _x -Werte bei unterschiedlichen Luftzahlen und Wärmebelastungen	44
Abbildung 6-1: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus mit Sekundärkreis	45
Abbildung 6-2: Primärbrenner mit Verdampferspirale (ein Auslass)	45
Abbildung 6-3: NO _x -Emission bei unterschiedlichen Feuerungsleistungen (Sekundärkreis mit einem Auslass).....	46
Abbildung 6-4: CO-Emission bei Sekundärkreis mit einem Auslass	47
Abbildung 6-5: Ähnlichkeitsmodel (Blick von Oben).....	47
Abbildung 6-6: Ähnlichkeitsmodel (seitliche Sicht).....	48
Abbildung 6-7: Vergleich der NO _x -Emissionen zwischen Nullversuch und Versuch mit drei Auslässen im Sekundärkreis (Leistung des Primärbrenners: 10 kW)	49
Abbildung 6-8: Abhängigkeit der NO _x -Emissionen von der Gesamtfeuerungsleistung bei drei Auslässen im Sekundärkreis (axiale Ausströmung, Leistung des Primärbrenners: 7,6 kW)..	50
Abbildung 6-9: Abhängigkeit der CO-Emissionen von der Gesamtfeuerungsleistung bei drei Auslässen im Sekundärkreis (axiale Ausströmung, Leistung des Primärbrenners: 7,6 kW)..	50
Abbildung 6-10: Schematische Darstellung des Sekundärkreises (radiale Ausströmung)	51
Abbildung 6-11: Abhängigkeit der NO _x -Emissionen von der Gesamtfeuerungsleistung bei drei Auslässen im Sekundärkreis (radiale Ausströmung, Leistung des Primärbrenners: 7,6 kW)	52
Abbildung 6-12: Abhängigkeit der CO-Emissionen von der Gesamtfeuerungsleistung bei drei Auslässen im Sekundärkreis (radiale Ausströmung, Leistung des Primärbrenners: 7,6 kW)	52
Abbildung 7-1: Partikelverlauf in der Brennkammer bei nicht optimaler Position des Ringverteilers	53
Abbildung 7-2: Temperaturverlauf in der Brennkammer bei nicht optimaler Position des Ringverteilers	54
Abbildung 7-3: Partikelverlauf in der Brennkammer bei optimaler Position des Ringverteilers	54
Abbildung 7-4: Vergleich der NO _x -Emissionen aus Simulationsberechnungen	55
Abbildung 7-5: Vergleich der NO _x -Werte bei Nullversuchen mit unterschiedlichen Rezirkulations-spaltweiten.....	56
Abbildung 7-6: Vergleich der CO-Werte bei Nullversuchen mit unterschiedlichen Rezirkulations-spaltweiten.....	56
Abbildung 7-7: Vorderansicht Blaubrenner mit eingebauter Verdampferspirale und dem Ringverteiler	57
Abbildung 7-8: Vergleich der NO _x -Werte bei Nullversuchen mit verschiedenen Spaltweiten und Versuchen mit Ringverteiler	58
Abbildung 7-9: Vergleich der CO-Werte bei Nullversuch und Versuch mit Ringverteiler (16x2 mm Bohrung).....	58
Abbildung 7-10: Vergleich der NO _x -Werte bei Nullversuch und Versuchen mit Ringverteiler (16x3,2mm)	59

Abbildung 8-1: Zusammenfassung der Ergebnisse für NO _x beim Hochfahren des Sekundärkreises.....	61
Abbildung 8-2: Zusammenfassung der Ergebnisse für CO beim Hochfahren des Sekundärkreises.....	61
Abbildung 8-3: Zeitlicher Verlauf der Messwerte für die Abgaskomponenten CO ₂ und O ₂	62
Abbildung 8-4: Temperaturverlauf im Brennraum und am Rezirkulationsspalt bei den unterschiedlichen Versuchen	63
Abbildung 8-5: Flammenbild unmittelbar vor (a) nach (b) Abschalten des Primärkreises und nach Zusammenbrechen der flammenlosen Oxidation (c).....	63
Abbildung 9-1: Brenner mit isoliertem Flammrohr	64
Abbildung 9-2: Vergleich der NO _x -Emissionen für das isolierte und nicht isolierte Flammrohr bei unterschiedlichen Spaltweiten	65
Abbildung 9-3: Vergleich der CO-Emissionen für das isolierte und nicht isolierte Flammrohr bei unterschiedlichen Spaltweiten	65
Abbildung 10-1: Flammrohr mit düsenförmiger Querschnittsverengung im Einströmbereich	71
Abbildung 10-2: NO _x -Emissionen bei Variation von Rezirkulationsspaltweite und Zerstäubungsdruck (Öldüse 60° 0,2 gph).....	72
Abbildung 10-3: CO-Emissionen bei Variation von Rezirkulationsspaltweite und Zerstäubungsdruck (Öldüse 60° 0,2 gph).....	73
Abbildung 11-1: 5x Sekundärluft	75
Abbildung 11-2: NO _x -Emissionen für die Versuchsreihe 5x Sekundärluft und Sekundärbrenner.....	76
Abbildung 11-3: CO-Emissionen für die Versuchsreihe 5x Sekundärluft und Sekundärbrenner	77
Abbildung 11-4: NO _x -Emissionen für die Versuchsreihe 3x Sekundärluft und Sekundärbrenner (Flammrohr 2).....	78
Abbildung 11-5: CO-Emissionen für die Versuchsreihe 3x Sekundärluft und Sekundärbrenner (Flammrohr 2).....	79
Abbildung 11-6: Sekundärluft Kupferröhrchen	80
Abbildung 11-7: NO _x -Emissionen für die Versuchsreihe 3x Sekundärluft mit Kupferröhrchen und Sekundärbrenner.....	81
Abbildung 11-8: CO-Emissionen für die Versuchsreihe 3x Sekundärluft mit Kupferröhrchen und Sekundärbrenner.....	82
Abbildung 11-9: Vorhersagefunktion für die NO _x -Emissionen der Versuchsreihe 3x Sekundärluft mit Kupferröhrchen und Sekundärbrenner.....	83
Abbildung 12-1: Bioethanol und Heizöl EL in verschiedenen Mischungsverhältnissen	84
Abbildung 12-2: NO _x -Emissionen bei Verwendung von Bioethanol als Sekundärbrennstoff (Öldüse 60° 0,2gph)	85
Abbildung 12-3: CO-Emissionen bei Verwendung von Bioethanol als Sekundärbrennstoff (Öldüse 60° 0,2gph)	86
Abbildung 12-4: NO _x -Emissionen bei Verwendung von Biodiesel (RME) als Sekundärbrennstoff und Heizöl EL als Primärbrennstoff (Öldüse 60° ;0,2 gph)	87
Abbildung 12-5: CO-Emissionen bei Verwendung von Biodiesel (RME) als Sekundärbrennstoff und Heizöl EL als Primärbrennstoff (Öldüse 60° ;0,2 gph)	87
Abbildung 12-6: NO _x -Emissionen bei Verwendung von Biodiesel (RME) als Sekundär- und Primärbrennstoff (Öldüse 60° ;0,2gph).....	88
Abbildung 12-7: CO-Emissionen bei Verwendung von Biodiesel (RME) als Sekundär- und Primärbrennstoff (Öldüse 60° ;0,2gph).....	89

Abbildung 12-8: NO _x -Emissionen bei Verwendung von Rapsöl als Sekundärbrennstoff und Heizöl EL als Primärbrennstoff (Öldüse 60° 0,2gph).....	90
Abbildung 12-9: CO-Emissionen bei Verwendung von Rapsöl als Sekundärbrennstoff und Heizöl EL als Primärbrennstoff (Öldüse 60° 0,2gph).....	90

15 Tabellenverzeichnis

Tabelle 4-1: Daten der Vernetzung und Aufbau des Modells in Gambit	12
Tabelle 4-2: Zusammenstellung der Ergebnisse der Simulationen des Flammrohres	15
Tabelle 4-3: Emissionswerte, normiert nach Cerbe, bei einer Wärmebelastung von 10 kW .	24
Tabelle 4-4: Emissionswerte, normiert nach DIN EN 267, bei einer Wärmebelastung von 10 kW	24
Tabelle 4-5: Vergleich Simulation mit Null-Versuchen und Verbrennungsrechnung bei einer Wärmebelastung von 10 kW und einer Luftzahl von 1,2.....	26
Tabelle 4-6: Vergleich der theoretischen Verbrennungstemperaturen aus Simulations- und Verbrennungsrechnung.....	29
Tabelle 4-7: Vergleich der unterschiedlichen Modelle der Simulation mit den Experimenten	36
Tabelle 4-8: Parameter für die Simulation des Sekundärkreises	38
Tabelle 4-9: Vergleich der Temperaturen an der Verdampferoberfläche zwischen Experiment und Simulation	41
Tabelle 4-10: Vergleich der Temperaturen am Rezirkulationsspalt zwischen Experiment und Simulation	41
Tabelle 4-11: Vergleich der Temperaturen am Abgasaustritt zwischen Experiment und Simulation.....	42
Tabelle 5-1: Abgaskomponente für die verlängerte Brennkammer bei 10kW und 16kW.....	44
Tabelle 6-1: Messwerte aus Nullversuch und den Sekundärkreisvarianten mit einem Auslass bzw. drei Auslässen	48
Tabelle 8-1: Abschalten des Primärkreises - durchgeführte Versuche	60

16 Literaturverzeichnis

- /1/ Forschungsantrag FHprofUnt Vorhaben zur Förderung der Forschung an Fachhochschulen mit Unternehmen (FHprofUnt), November 2007
- /2/ Patentschrift DE 102006034 479 A1: Verfahren, Vorrichtung und Brennsystem zur Verdampfung und Verbrennung von Flüssigbrennstoff. Dr. Meyer, H., Dr. Potempa, Th., Ermgassen, H., 2008.
- /3/ Schmidt, D.: *Simulation eines zweistufigen Ölbrenners in einer Brennkammer und Vergleich von experimentellen Ergebnissen*. Masterarbeit, Ostfalia – Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel 2010
- /4/ Cerbe, G.: *Grundlagen der Gastechnik: Gasbeschaffung-Gasverteilung-Gasverwendung*. 7. Aufl. München Wien: Carl Hanser Verlag, 2008. ISBN 978-3-446-41352-8
- /5/ Cerbe, G. ,Wilhelms, G.: *Technische Thermodynamik: Theoretische Grundlagen und praktische Anwendungen*. 14. Aufl. München Wien: Carl Hanser Verlag, 2005. ISBN 3-446-40281-0
- /6/ Schmidt, D.: Konzeption des Versuchsaufbaus im Rahmen des Projekts *Stickoxidarme Verbrennung in einer neuartigen Feuerung für flüssige Brennstoffe*. Projektarbeit, Ostfalia – Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel 2009
- /7/ Technische Unterlagen: *SolvisMax Öl BW –Montage* SOLVIS GmbH& Co KG. Braunschweig. September.2010
- /8/ DIN EN 267: *Automatische Brenner mit Gebläse für flüssige Brennstoffe*; Deutsche Fassung EN 267:2009 , Berlin (Deutschland, Bundesrepublik) Beuth Verlag GmbH, April 2010.
- /9/ Fluent Incorporated: *Fluent 6.3, User's Guide*. 2006
- /10/ Geiger, E.: *Aufbau und versuchstechnische Realisierung eines neuartigen Ölbrenners für stickoxidarme Verbrennung*. Masterarbeit, Ostfalia - Hochschule für angewandte Wissenschaften, Wolfenbüttel 2011