

Laboratorium für Energiesysteme

193/164

Institut für Energietechnik

Beilage 451 J

NEFF-PROJEKT 451

BASISWISSEN FÜR LOW NOX- BRENNER UND BRENNKAMMERN

ZWEITER ZWISCHENBERICHT
(ABSCHLUSS PHASE I)

PROJEKTTEIL SIMULATION

PROJEKTLTEITER: JÜRG GASS

MITARBEITER: HORST DREHER

ZÜRICH, MÄRZ 93



Eidgenössische
Technische Hochschule
Zürich

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. Vorbemerkung	1
1.2. Zusammenfassung bisheriger Erkenntnisse	1
1.3. Weiterführende Aufgabenstellung	4
2. Numerische Parameterstudien	5
2.0 Zur Methode	5
2.1 Variation des Brennkammerdurchmessers	5
2.2 Variation der Brennkammerlänge	8
2.3 Temperatur des rezirkulierten Abgases	8
2.4 Temperatur am Flammrohrende	8
2.5 Lage der Flammenfront	9
2.6 Zusammenfassung der Ergebnisse der numerischen Simulation	14
3 Analytische Parameterstudien	16
3.0 Übersicht	16
3.1 Reinanalytische Lösung	16
3.2 Analytische Lösung	17
3.2.1 RezRa als Funktion der Rezirkulationstemperatur	17
3.2.2 RezRa als Funktion der Treibstrahltemperatur	19
3.2.3 RezRa als Funktion der Treibstrahlgeschwindigkeit	20
3.3 Zusammenfassung der analytischen Lösung	21
4. Zusammenfassung	23
5. Weitere Zielsetzungen	24
6. Ergänzende Messungen	25
Anhang A: Tabellarische Ergebnisse der numerischen Simulation	26
Anhang A1: Variation des BKR und der Temperatur des ...	26
Anhang A2: Variation der Brennkammerlänge	28
Anhang A3: Temperatur am Flammrohrende	29
Anhang B: Analytische Lösung für RezRa(T) - Ableitung	30
Anhang C: Analytische Ableitung zur Lage der FF	32
Anhang D: Cp von Luft und Rauchgas als Funktion der Temperatur	34
Anhang E: Evaluation eines CFD Codes	35
7. Literaturverzeichnis	36

1. Einleitung

1.1. Vorbemerkung

Im Forschungsprojekt „Basiswissen für low NO_x - Brenner und -Brennkammern“ geht es darum, das Verständnis über die Funktionsweise der neuen Generation von Öl- und Gasbrennern mit Abgasrezirkulation zu verbessern. Ein Teil der Arbeiten befaßt sich mit der Untersuchung der Wechselwirkung zwischen Brennern und Brennkammern mittels numerischer Simulation.

Die ersten Resultate wurden im Zwischenbericht (Dezember 1991) vorgestellt und sind in der Einleitung nochmals kurz zusammengefaßt. Dieser ergänzende Zwischenbericht präsentiert den Arbeitsfortschritt 1992. Der Abschluß der Arbeiten und ein entsprechender Schlußbericht ist für Frühjahr 1994 zu erwarten.

1.2. Zusammenfassung bisheriger Erkenntnisse

Nach der Entwicklung des „mixed + ignited = burned“ Verbrennungsmodells /1/ war eine Verbrennungsrechnung innerhalb der gewählten Konfiguration des Rezirkulationsbrenners möglich /2/.

Die Durchführung einer Parametervariation bezüglich der Brennkammergeometrie ergab das in Tabelle 1.2.1 dargestellte Resultat.

Rezirkulationsrate in % des Treibstrahls	Zwei-Zug	Drei-Zug
"normal" BKR 220 mm BKL 908 mm	14.6	11.7
"kurz" BKR 220 mm BKL 600 mm	14.6	-
"dünn" BKR 150 mm BKL 908 mm	12.5	10.6

*Tabelle 1.2.1: Parametervariation der Brennkammergeometrie,
Berechnung mit dem „mixed + ignited = burned“ Modell*

Es zeigte sich eine signifikante Abhängigkeit der Rezirkulationsrate (RezRa) von der Brennkammergeometrie. Die Größe der RezRa (ca. 14 %) stimmt mit den in Teilbereich II von O. Schuler durchgeföhrten Messungen gut überein /3/.

Zur Interpretation der Resultate in Tabelle 1.2.1 muß beachtet werden, welche Effekte bei der Simulation Berücksichtigung fanden. Nähere Angaben dazu finden sich in Tabelle 1.2.2.

Gasverbrennung
Geometrie gemäß technischen Angaben Elco (vereinfachte Annäherung)
Leistung 90 kW
Luftzahl 1.25
Lufteintrittsgeschwindigkeit 35 m/s
Gaseintrittsgeschwindigkeit 33 m/s
Zündtemperatur Methan (ignition Modell) 610 °C
Konvektive turbulente Wärmeübertragung an die Brennkammerwände
Keine Berücksichtigung der Strahlungswärmeübertragung
Standard k-ε Turbulenzmodell

Tabelle 1.2.2: Technische Angaben zur Parametervariation

Da die NO_x Reduktion durch Rezirkulation von Rauchgas erreicht wird, führt jede Veränderung der RezRa unweigerlich zu einer Veränderung des NO_x Ausstoßes. In der Literatur ist der Zusammenhang zwischen RezRa und NO_x schon länger bekannt, in Abbildung 1.2.1 ist ein von Kremer /4/ berechneter Verlauf des NO im Abgas als Funktion der RezRa, sowie der Rezirkulationstemperatur dargestellt.

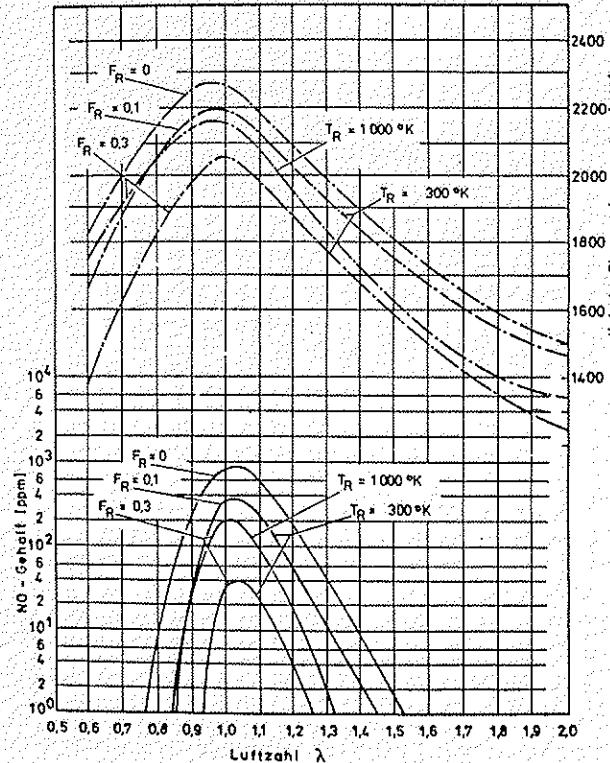


Abbildung 1.2.1: Zusammenhang von Flammtemperatur, Luftzahl und thermischem NO_x

Messungen welche am LES von O. Schuler durchgeführt wurden bestätigten dies /5/ und wiesen darüber hinaus einen streng monotonen Funktionsverlauf des NO_x Ausstoßes als Funktion der rezirkulierten Rauchgasmenge aus. Jede Erhöhung der RezRa führt demnach zu einer Erniedrigung des NO_x Ausstoßes; siehe Abbildung 1.2.2. Dies gilt bis hinein in den Kohlenmonoxid (CO) Anstieg (RezRa ≥ 20 %), ab dem der Ausbrand nicht mehr vollständig ist und in der Regel auch Flammenstabilitätsprobleme auftreten.

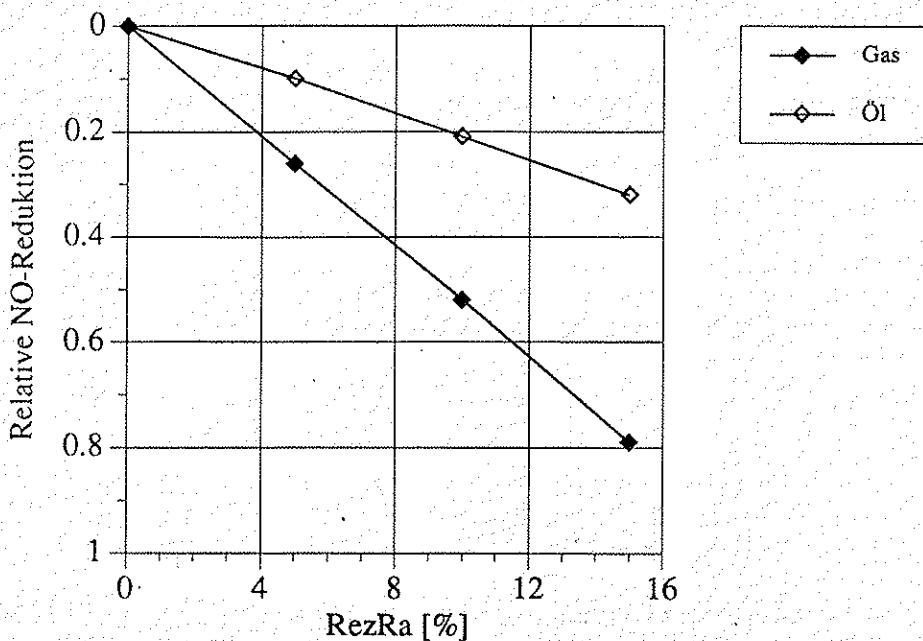


Abbildung 1.2.2: NO_x-Reduktion als Funktion der RezRa

Aufgrund dieses streng monotonen Verhaltens ist es möglich qualitative Aussagen über den zu erwartenden NO_x Ausstoß zu machen, allein durch die Untersuchung der RezRa. Dieses Vorgehen vereinfacht die Untersuchung von realen (geometrisch sehr komplexen) Brenner/Brennkammerkonfigurationen erheblich. Denn zur Bestimmung der RezRa ist „nur“ die richtige Berechnung des mittleren Strömungs- sowie des mittleren Temperaturfeldes nötig, während die Details einer chemischen Reaktionskinetik eine untergeordnete Rolle spielen.

Die direkte Simulation der NO_x Produktion setzt dagegen neben der Berechnung eines fluktuiierenden Temperaturfeldes (statistische Betrachtungen nötig, z.B. PDF) auch reaktionskinetische Betrachtungen zur richtigen Erfassung von Radikalkonzentrationen (ebenfalls fluktuierend) voraus. Dies ist Gegenstand einer weiteren Untersuchung am LES /6/, die seit ca. einem Jahr läuft. Die noch zu leistende Entwicklungsarbeit widerspricht aber dem Zeithorizont unseres Projektes.

Die im Rahmen unseres Projektes durchzuführenden Arbeiten, bezüglich der Wechselwirkung zwischen Brenner und Brennkammer (reale Geometrien), konzentrieren sich daher sinnvollerweise auf die Analyse der prinzipiellen Möglichkeiten der Beeinflussung der RezRa.

1.3. Weiterführende Aufgabenstellung

Ausgehend von der Erkenntnis, daß eine quantitative Beurteilung des NO_x Ausstoßes anhand der Untersuchung der RezRa möglich ist, gilt es die Größen zu bestimmen, welche die RezRa beeinflussen können. In einem weiteren Schritt ist dann mit geeigneten Mitteln die Qualität und wo möglich auch die Quantität des Einflusses zu ermitteln.

Die in Tabelle 1.2.1 dargestellten Parametervariationen ergaben die globale Aussage, daß die RezRa von der Brennkammergeometrie abhängig ist. Eine genaue Erklärung des Einflusses ist damit aber nicht möglich, da es sich um ein System von gekoppelten nichtlinearen Effekten handelt. So beeinflußt der BKR das Strömungsfeld, also den Druck und die Geschwindigkeit, aber über die höhere Wärmeübertragung an die Brennkammerwand (wegen der höheren Geschwindigkeit) auch die Temperatur. Die Dichte ist wiederum von der Temperatur abhängig, wodurch eine Rückwirkung auf das Strömungsfeld besteht.

Um dennoch zu brauchbaren Aussagen zu gelangen und die einzelnen Effekte gegeneinander gewichten zu können, ist es sinnvoll, von einer vernetzten (nichtlinearen) Betrachtung abzurücken und die einzelnen Einflüsse getrennt voneinander (linear) gezielt zu variieren. Aussagen über das nichtlineare System sind möglich, wenn eine hinreichende Anzahl von Variationen durchgerechnet werden.

Zur Bestimmung der zu varierenden Parameter müssen die prinzipiellen Einflußmöglichkeiten bekannt sein. Ein Rezirkulationsbrenner ist mit einer Brennkammer über zwei Schnittstellen gekoppelt. Dies sind zum einen die Rezirkulationsschlitzte, und zum anderen der Austrittsquerschnitt am Flammrohrende.

Theoretisch besteht eine dritte Kopplung, da der Brenner Umgebungsmedium ansaugt und die Brennkammer in das Umgebungsmedium ausströmt. Aufgrund der Größe des Umgebungsmediums ist jedoch nicht mit einer Kopplung zu rechnen, so daß die Schnittstellen Ansaugöffnung und Kamin nur vom Umgebungsmedium selbst beeinflußt sind.

Eine genaue Analyse ergab die in Tabelle 1.3.1 dargestellten Parameter, welche die RezRa beeinflussen können.

Strömungsgeschwindigkeit / Druck über den Rezirkulationsschlitzten
Temperatur über den Rezirkulationsschlitzten
Strömungsgeschwindigkeit / Druck am Flammrohrende
Temperatur am Flammrohrende

Tabelle 1.3.1: Mögliche Einflußgrößen auf die RezRa

2. Numerische Parameterstudien

2.0 Zur Methode

Mit Hilfe der numerischen Simulation lassen sich sehr einfach einzelne Größen getrennt von einander variieren. Man gelangt auf diese Weise zu (numerischen) Experimenten, die im Labor entweder gar nicht oder nur mit erheblichem Aufwand zu bewerkstelligen sind.

Die im Rahmen dieses Projektes durchgeführten Variationen sind in Tabelle 2.0.1 dargestellt.

2.1 Brennkammerradius (BKR)
2.2 Brennkammerlänge (BKL)
2.3 Temperatur des rezirkulierten Abgases
2.4 Temperatur am Flammrohrende
2.5 Lage der Flammenfront

Tabelle 2.0.1: Durchgeführte numerische Parameterstudien

Dabei wurde jeweils nur ein Parameter geändert, während alle anderen konstant gehalten wurden.

Zur Durchführung der Studien mußte die übliche Simulationsmethode mit Verbrennungsmodell verlassen werden.

Mit einem Verbrennungsmodell läßt sich beschreiben wie bestimmte Zustände erreicht werden. Das war aber nicht das Ziel der hier durchgeführten Parameterstudien. Vielmehr ging es um die Frage, welchen Effekt (bezüglich der Rezirkulationsrate) bestimmte Fluidzustände bewirken. Um diese Frage zu beantworten variiert man aber sinnvollerweise die Fluidzustände direkt, (was man bei einer Simulation kann), anstatt wie bei einem Laborversuch die Randbedingungen so lange zu verändern, bis der gewünschte Fluidzustand erreicht ist.

Die in diesem Kapitel beschriebenen Parameterstudien sind daher allesamt ohne Verbrennungsmodell durchgeführt.

Die Temperaturvariationen wurden erreicht, durch „setzen“ von Enthalpiewerten an einer gewünschten Stelle im Strömungsfeld, ab der sich diese Enthalpie gemäß ihrer turbulenten Transportgleichung ausbreitet. Das Gas mit dem so gesetzten „hohen“ Enthalpie- und damit Temperaturwert wurde als typisches Rauchgas einer Methanverbrennung betrachtet, was sich in der Verwendung einer entsprechenden Funktion für die Wärmekapazität c_p äußerte [7]. Eine Wärmeübertragung an die Brennkammerwände wurde unterbunden.

2.1 Variation des Brennkammerdurchmessers

Ausgehend von der in Abbildung 2.1.1 dargestellten Konfiguration (BKR 220mm, BKL 908mm) wurde der Brennkammerdurchmesser zwischen 120 mm und 500mm variiert (Flammrohrdurchmesser = 110mm). Die Berechnung erfolgte für 14 diskrete Einzeldurchmesser. Für jeden dieser Durchmesser wurde dann die Heißgasttemperatur von 293 K bis 1500 K in 8 diskreten Einzeltemperaturen variiert. Damit ergab sich eine Parametervariationsmatrix von 14 * 8 also 112 Einzelementen.

Für jedes Element wurde eine numerische Strömungssimulation durchgeführt, welche eine RezRa für den entsprechenden Fall ergab.

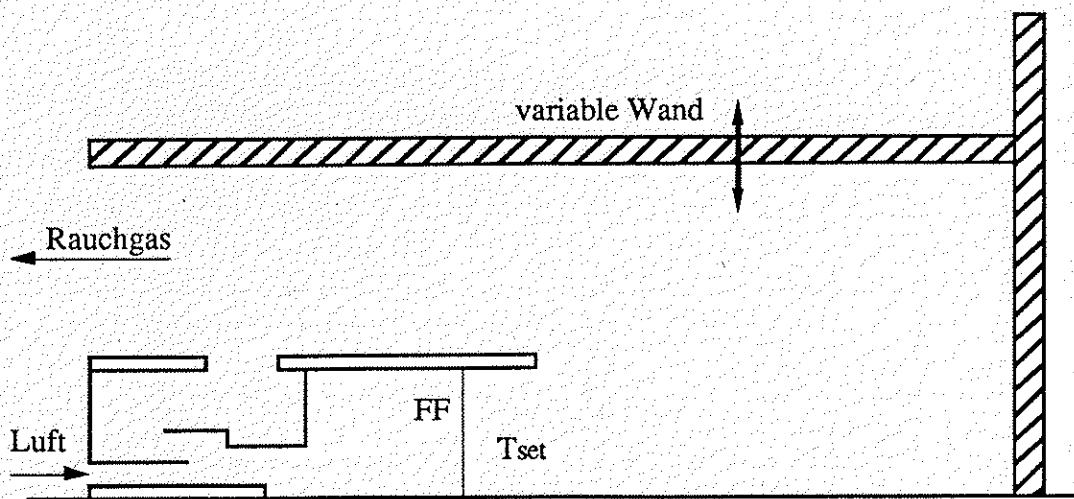


Abbildung 2.1.1: Prinzipschema zur Vorgehensweise

In Abbildung 2.1.2 ist das Ergebnis dieser Simulation als 3-D Plot dargestellt. Es ist eine deutliche Abhängigkeit der RezRa von der Temperatur zu erkennen und zwar im gesamten Temperaturbereich.

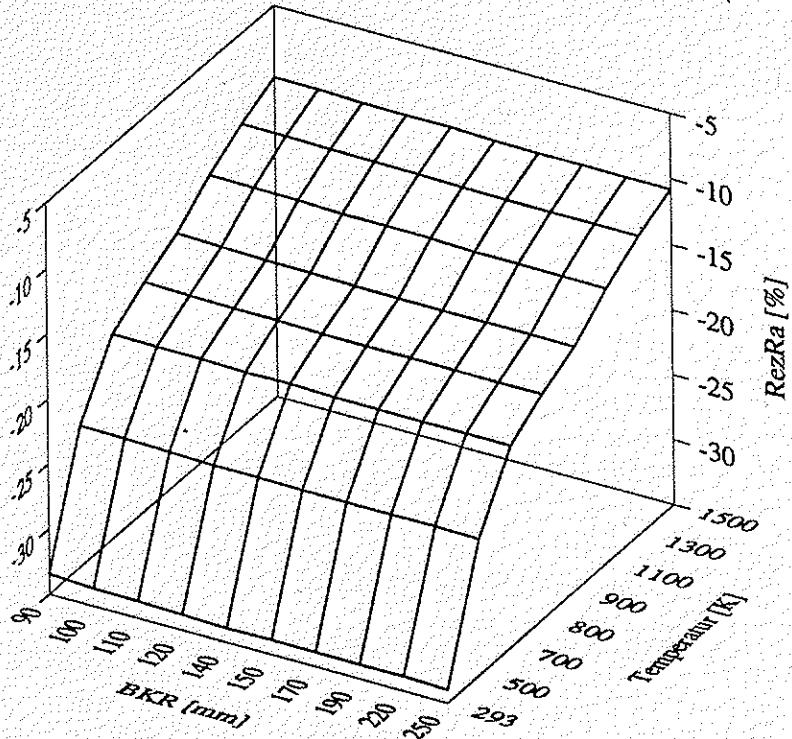


Abbildung 2.1.2: RezRa als Funktion von Tset und BKR (Aus Gründen der Anschaulichkeit ist die RezRa negativ aufgetragen)

Dagegen ist ein Einfluß des Brennkammerdurchmessers und der dadurch veränderten isothermen Strömungsmechanik im technisch interessanten Variationsbereich nicht gegeben.

Erst bei einer Verkleinerung des BKR auf unterhalb ca. 100 mm ist im Bereich kleiner Temperaturen ein schwach einsetzender Effekt zu verzeichnen. Im Bereich hoher Temperaturen ist dieser Effekt bereits nicht mehr zu erkennen, was mit einem stärkeren Einfluß der Dichteabnahme, verglichen mit dem Effekt der Geschwindigkeitszunahme über den Rezirkulationsschlitzten erklärt werden kann. Dieses Verhalten ist ja auch im übrigen Feld deutlich zu beobachten.

Innerhalb des technischen Einsatzbereiches (Brennkammerradius um 220 mm sowie Temperaturen über den Rezirkulationsschlitzten von ca. 600K bis 1400K) ist der Temperatureinfluß sehr bedeutend, wohingegen der Einfluß der Abnahme des Differenzdruckes zwischen Angesaugtem und Treibstrahl aufgrund der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit (durch verkleinern des BKR) vernachlässigt werden kann.

Wenn man die RezRa als Funktion der Temperatur für einen bestimmten BKR in einem doppelt-logarithmischen Diagramm darstellt (siehe Abbildung 2.1.3), so erhält man für den betrachteten Bereich in sehr guter Näherung eine Gerade mit der Steigung $n = -0.756$.

Damit läßt sich der Einfluß der Temperatur auf die RezRa mit folgendem Potenzgesetz beschreiben:

$$\dot{m}_{\text{RezRa}} = \dot{m}_{\text{RezRa},\text{ref}} * \left(\frac{T}{T_{\text{ref}}} \right)^n$$

Dadurch ergibt sich die Möglichkeit, für einen bestimmten Brenner -aus einer einmal vermessenen Referenz RezRa (bei einer gemessenen Referenz Temperatur)- für jede weitere gemessenen

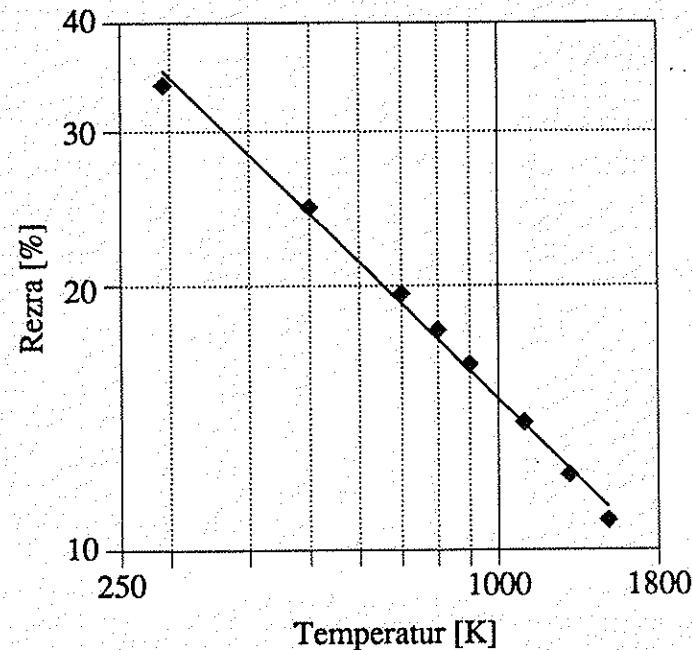


Abbildung 2.1.3: Rezra als Funktion der Temperatur des rezirkulierten Rauchgases.

Temperatur (unter anderen Bedingungen, z.B. in einer anderen Brennkammer) die RezRa rechnerisch zu bestimmen. Damit werden direkt qualitative Aussagen bezüglich der NO_x-Emission möglich.

2.2 Variation der Brennkammerlänge

Ausgehend von der in Abbildung 2.1.1 dargestellten Konfiguration wurde die BKL in 7 diskreten Schritten von 908mm bis auf 382mm verkleinert (die Eintauchtiefe des Flammrohrs in die Brennkammer beträgt 320mm). Der BKR war für alle Variationen auf 220mm fixiert. Für jede dieser Brennkammerlängen wurde die Heißgastemperatur in 8 Schritten zwischen 293K und 1500K variiert, um eventuell vorhandene Nichtlinearitäten erfassen zu können. Damit ergab sich eine Parametervariationsmatrix mit 56 Elementen. Das Ergebnis der Simulation ist in Anhang A2 in Tabellenform dargestellt.

Für die Abhängigkeit von der Temperatur ergab sich die in Kapitel 2.1 bereits ausführlich diskutierte Gesetzmäßigkeit. Die BKL hat praktisch keinen Einfluß.

Ein Einfluß des isothermen Strömungsfeldes (Geschwindigkeit/Druck Beziehung) auf die Rezirkulationsrate konnte nicht festgestellt werden.

2.3 Temperatur des rezirkulierten Abgases

In Kapitel 2.1 und 2.2 wurde der Einfluß der Temperatur des Rezirkulierten Abgases in Zusammenhang mit der Geometrievariation bereits erwähnt.

Die Diskussion in diesem Kapitel soll sich daher auf die Art des Einflusses beschränken.

Eine erhöhte Temperatur des Abgases führt zu einer niedrigeren Dichte. Würde die Ejektorwirkung sich wie ein „konstant Volumen“ Förderer verhalten, so müßte der angesaugte Massenstrom sich direkt proportional der Dichte verhalten. Diese ist gemäß dem idealen Gasgesetz eine Funktion von T^{-1} .

Würde sich die Ejektorwirkung wie ein „konstant Masse“ Förderer verhalten, so wäre die RezRa eine Funktion von T^0 , also überhaupt nicht davon abhängig.

Die Simulationsergebnisse zeigen, daß die Realität zwischen diesen beiden Extrema liegt. Da die Temperatur nur über die Dichteabhängigkeit auf die fluiddynamischen Gleichungen einwirkt, ergibt sich ein nichtlinearer Einfluß der Dichte auf die RezRa.

2.4 Temperatur am Flammrohrende

Für die bisherigen Untersuchungen wurde gemäß Abb 2.1.1 eine Temperatur (via Enthalpie) im Flammrohr „gesetzt“. Diese breite sich entsprechend den zugrundeliegenden Transportgleichungen aus und führte damit zu einer gewünschten Temperatur über den Rezirkulationsschlitzten.

Ausgehend von den so ermittelten RezRa wurde ein formaler Zusammenhang abgeleitet. Prinzipiell kann aber noch immer sowohl die Temperatur über den Rezirkulationsschlitzten (durch den Dichteefekt), als auch die Temperatur im Flammrohr (wegen dem Impulsaustausch durch die starke Expansion) für den Einfluß verantwortlich sein.

Dies ist eine auch für die Brennerentwicklung sehr wichtige Frage, denn sowohl die Temperatur im Flammrohr als auch die Temperatur über den Rezirkulationsschlitzten ist von der Konstruktion abhängig (z.B. Wärmeübergang im Flammrohr bzw. in der Brennkammer).

Mit Hilfe einer weiteren Parameterstudie wurde der Einfluß der Temperatur des rezirkulierten Abgases (T_{Rez}) von der Temperatur im Flammrohr (T_{Fl}) separiert. Dazu wurde die Temperatur an einer zweiten Stelle (zwischen Flammrohr und Brennkammerwand) auf den gewünschten Wert gesetzt.

Dabei wurde die T_{Fl} in 5 Schritten zwischen 1400K und 1800K, sowie die T_{Rez} in 7 Schritten zwischen 700K und 1300K variiert, was eine Variationsmatrix von 35 Simulationen ergab.

Das Ergebnis ist in Abbildung 2.4.1 dargestellt. Die RezRa ist über der T_{Fl} dargestellt, wobei der Kurvenscharparameter die Variation der T_{Rez} zeigt.

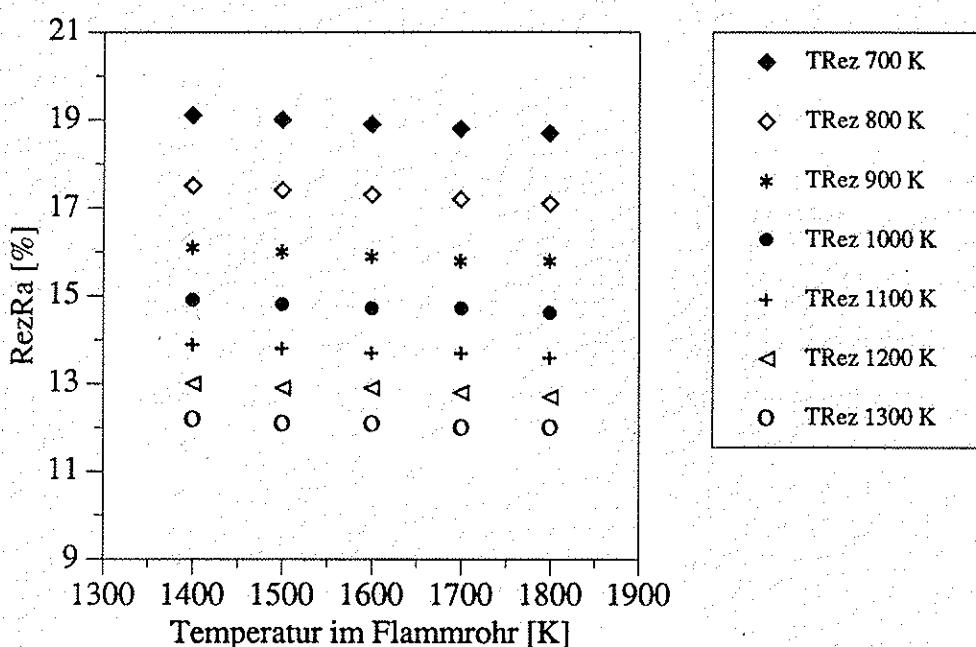


Abbildung 2.4.1: RezRa als Funktion von T_{Fl} und T_{Rez}

Man erkennt eine sehr geringe Abhängigkeit von T_{Fl} . Bei steigender Temperatur im Flammrohr nimmt die RezRa leicht ab (siehe auch Abb. 2.5.4 sowie Anhang C). Der Einfluß der T_{Rez} überwiegt deutlich. Aus dieser Parameterstudie ergibt sich eine Bestätigung der in den vorigen Kapiteln getroffenen Aussagen bezüglich dem Zusammenhang von T_{Rez} und der RezRa. Der Ort des Wärmeentzugs -ob im Flammrohr oder in der Brennkammer- hat keinen nennenswerten Einfluß auf die RezRa. Wichtig ist nur die endgültig erreichte Temperatur über den Rezirkulationsschlitzten.

Die Ergebnisse der Simulation sind in Tabellenform in Anhang A3 aufgelistet.

2.5 Lage der Flammenfront

Aus früheren Simulationen war bereits bekannt, daß ein unzureichendes Verbrennungsmodell, welches nicht in der Lage ist, die Position der Flammenfront hinreichend genau zu beschreiben, zu der Vorhersage einer Umkehrung der RezRa und damit zum Ausblasen führen kann /1/.

Das Ziel dieser Parametervariation ist es einen qualitativen Zusammenhang zwischen der Lage der Flammenfront und der RezRa zu ermitteln.

Die Position der Flammenfront hängt in der Realität von der turbulenten Flammenausbreitungsgeschwindigkeit ab. Die laminare Flammengeschwindigkeit stammt aus der thermischen Theorie der laminaren Flammenausbreitung nach Mallard und le Chatelier. In Analogie dazu existiert in der Literatur der Begriff der turbulenten Flammengeschwindigkeit, der jedoch bei näherer Betrachtung Unschärfe in der Definition aufweist.

Hoffmann gibt in /8/ einen Überblick, über Modelle zur Beschreibung der Fortschrittsgeschwindigkeit von turbulenten Flammenfronten. Im wesentlichen gehen auch die heutigen Vorstellungen über die Ausbreitungsmechanismen zurück auf einen Ansatz von Damköhler, der die turbulente Flamme als eine gefaltete laminare Flamme ansieht. Daher wird die turbulente Flammengeschwindigkeit angesetzt als laminare Flammengeschwindigkeit multipliziert mit einem Term, der Reaktionsflächenerzeugung durch Turbulenz Rechnung trägt.

$$S_T = S_L * \sqrt{\frac{\epsilon}{\nu}}$$

Es sei hier ausdrücklich erwähnt, daß es sich dabei um eine Modellvorstellung handelt. Eine Flammenfront besitzt nicht eine ihr zugeordnete turbulente Flammengeschwindigkeit, sondern je nach Position in der Flammenfront verschiedene. Der Grund dafür liegt nicht nur in der Abhängigkeit von der laminaren Flammengeschwindigkeit, welche sich über Stoffgrößen beschreiben lässt, es ist vielmehr die Abhängigkeit von turbulenten Transporteigenschaften, welche keine Stoff sondern Strömungsgrößen darstellen. Die Strömung ist aber z.B. im Zentrum und am Strahlrand der Flamme ganz unterschiedlich.

Im Wissen um diese Zusammenhänge lässt sich demnach festhalten, daß „die“ in der Literatur diskutierte turbulente Flammengeschwindigkeit abhängig ist von den in Tabelle 2.5.1 dargestellten Größen /9/.

laminare Flammengeschwindigkeit	Konzentrationen (Mischung) Druck Frischgas-Temperatur Flammen-Temperatur Wärmeleitfähigkeit Wärmekapazität
turbulente Transportgrößen	Schwankungskorrelationen /10/

Tabelle 2.5.1: Einflußgrößen auf die turbulente Flammengeschwindigkeit

Da die turbulenten Schwankungskorrelationen für komplexe Strömungen heute noch nicht exakt gelöst werden können, ist man auf die Beschreibung durch geeignete Modelle angewiesen.

Auf die Aspekte der Modellierung soll hier nicht näher eingegangen werden. Im Mittelpunkt steht die Frage des Einflusses der Position der Flammenfront auf die RezRa. Zu diesem Zweck wurden Simulationen durchgeführt, bei denen die Position der Flammenfront (innerhalb des hier untersuchten Rezirkulationsbrenners) gezielt variiert wurden.

In Abbildung 2.5.1 ist ein Abstand Carnot Diffusor-FlammenFront (CD-FF) eingezeichnet. Dieses Maß beschreibt die Position der „gesetzten“ Flammenfront (FF). Stromab von dieser FF wurde die Enthalpie (in völliger Analogie zu dem in Kapitel 2.0 beschriebenen Vorgehen) auf den gewünschten Wert gesetzt. Da reale Flammenfronten gekrümmt und ausgedehnt sind, handelt es sich bei der Simulation um eine idealisierte Vorstellung einer Flammenfront.

Der Abstand CD-FF wurde innerhalb des Flammrohrs von 5 mm bis auf 180 mm variiert. Die ursprünglich vorgesehene Berechnung für eine Flammenfronttemperatur von 1800K konnte nicht im gesamten Abstandsbereich durchgeführt werden, da bei kleiner werdendem Abstand erhebliche Konvergenzprobleme auftraten.

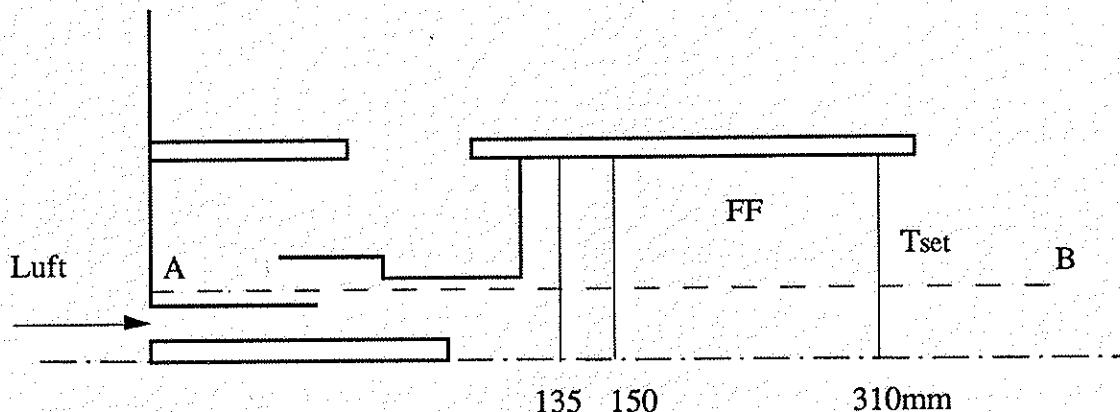


Abbildung 2.5.1: Prinzipschema zur Vorgehensweise

Daher sind weitere Variationen mit 1200K und 700K Flammentemperatur durchgeführt worden, in dem Wissen, daß solch „kalte“ Flammenfronten in der Realität nicht auftreten.

Alle in Abbildung 2.5.2 dargestellten Simulationsergebnisse (ebenso wie alle anderen hier diskutierten Rechnungen) wurden bis zu einem Gesamtfehler in der Kontinuitätsgleichung und auch der Enthalpiegleichung von < 1% durchgeführt (bezogen auf den Gesamtmassen- bzw. Gesamtenthalpiestrom). Die Rezirkulationsraten sind damit bereits um den Faktor 10 bis 50 genauer berechnet.

Die Simulationen ergaben drei wesentliche Erkenntnisse:

1. Die RezRa ist abhängig von der Lage der FF
2. Die Abhängigkeit wird umso stärker, je kleiner der Abstand ist.
($\delta\text{RezRa}/\delta\text{Abstand}$ wird sehr groß für kleine Abstände)
3. Je kleiner der Abstand desto kleiner die Rezirkulationsrate

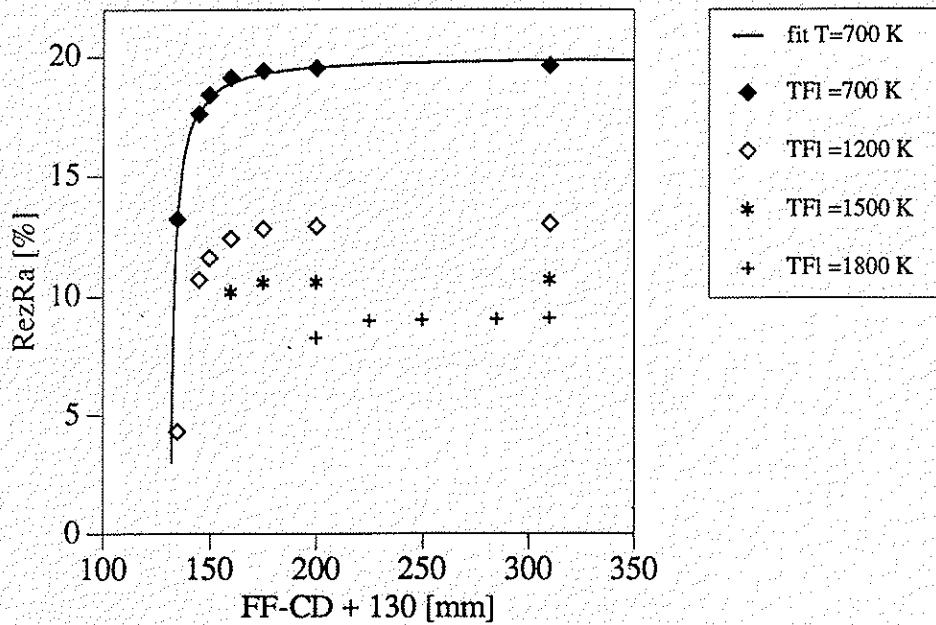


Abbildung 2.5.2: RezRa als Funktion der Lage der FF

Dieses Verhalten lässt sich Anhand des Verlaufs des statischen Drucks erklären. In Abbildung 2.5.3 ist der statische Druck für 3 verschiedene Positionen der FF (310, 150, 135mm; Ende Flammrohr = E-FL = 320mm) entlang der Geraden AB (Abbildung 2.5.1) dargestellt.

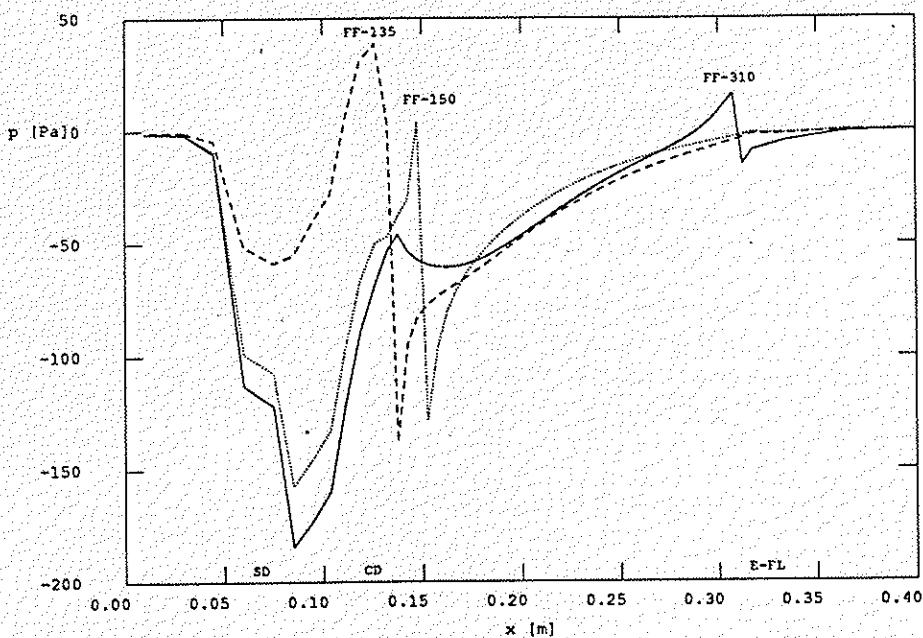


Abbildung 2.5.3: Verlauf des statischen Drucks für 3 verschiedene Positionen der FF ($T_F = 700\text{K}$)

Die FF, d.h. der Übergang vom kalten zum heißen Medium ist an den Druckpeaks deutlich zu erkennen (s. Bezeichnung FF-...). Der in dem Treibstrahlquerschnitt (Position SD = Saugdüse) vorhandene Unterdruck stellt das zur Ansaugung zur Verfügung stehende Potential dar.

Wenn sich die FF an die Ansaugstelle annähert, so beeinflussen sich die beiden Druckniveaus (FF einerseits, Ansaugdruckniveau andererseits) gegenseitig und heben sich dadurch teilweise auf. Dies führt zu einer Verminderung des Unterdrucks im Ansaugbereich und letztendlich zu einer kleineren Ansaugrate bei kleinerem Abstand CD-FF.

Der Effekt wird zusätzlich noch verstärkt, durch eine Vergrößerung des Druckpeaks der FF bei kleiner werdendem Abstand CD-FF (deutlich zu erkennen in Abbildung 2.5.3)

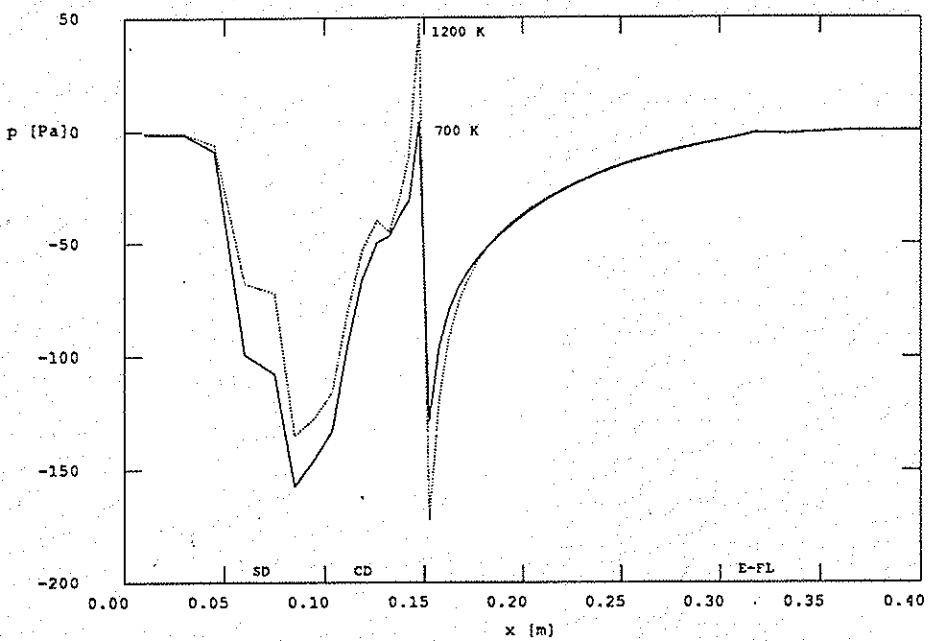


Abbildung 2.5.4: Verlauf des statischen Druckes für $T=1200\text{K}$ und $T=700\text{K}$ ($\text{CD-FF}=150\text{mm}$)

Dieser zunächst sehr überraschende Befund lässt sich mit Hilfe einer analytischen Betrachtung qualitativ bestätigen.

Eine vereinfachende Betrachtung der Strömungsvorgänge im Flammrohr führt auf einen sich aufweitenden Strahl, mit fester Strahlgrenze. Die Querschnittsfläche nimmt also in Strömungsrichtung stetig zu. Die Zustände am Ende des Flammrohrs seien bekannt. Dann führt die Formulierung der Bernoulligleichung (vom Ende des Flammrohrs zurück bis kurz vor die FF = FF+ε) auf eine quadratische Gleichung für den Druck bei FF+ε als Funktion des Strömungsquerschnitts dieser Stelle.

Die Enthalpiezufuhr äußert sich in einer Zunahme des Totaldrucks. Der statische Druck ist weit vor und weit nach der Unstetigkeitsstelle (FF) gleich, weil das System zwischen Stelle A und B (Abb 2.5.1) über die Brennkammer praktisch verlustfrei verbunden ist.

Die Totaldruckzunahme führt also (weit nach der FF) zu einer Erhöhung des dynamischen Drucks (die Geschwindigkeit steigt an).

Die Erhöhung des statischen Drucks direkt vor der FF liegt an der Querschnittserweiterung (gemäß Anhang C).

Die Druckerhöhung nach der FF ist ebenfalls auf die Querschnittserweiterung zurückzuführen, mit der eine Geschwindigkeitsabnahme und daher ein Druckrückgewinn (Diffusoreffekt) einhergeht.

Der statische Druck muß vor der FF größer sein als dahinter, da die statischen Drücke weit weg von der FF gleich sind und ein Anstieg vor und nach der FF nur über einen Druckabfall in der FF möglich ist.

Der Druckunterschied zwischen Saugstelle und maximalem Druckpeak wird mit Annäherung der FF kleiner, da der Druckrückgewinn durch die verkürzte „Diffusorlänge“ kleiner wird.

In Abbildung 2.5.5 ist der Verlauf der analytischen Lösung als Funktion der Position der FF dargestellt ($x_{CD} = 0.13\text{m}$; $x_{FL \text{ Ende}} = 0.32\text{m}$).

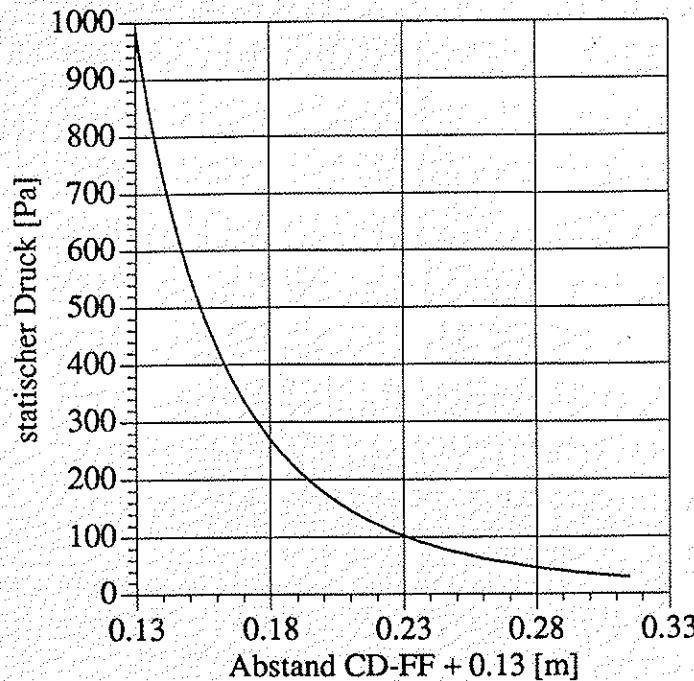


Abbildung 2.5.5: statischer Druck (direkt neben der FF) als Funktion der Position der FF im Flammrohr (Berechnung gemäß Anhang C)

2.6 Zusammenfassung der Ergebnisse der numerischen Simulation

Die Simulationen mit Verbrennungsrechnung und Wärmeübertragung ergaben eine Abhängigkeit der RezRa von der Geometrie der Brennkammer.

Mit Hilfe einer speziellen Simulationsmethode konnten gekoppelte Effekte getrennt werden. Die dadurch gewonnenen Erkenntnisse tragen wesentlich zu einem besseren Verständnis der ablaufenden Vorgänge bei.

Nach /11/ sind die gewonnene Erkenntnisse im Bereich der Kapitel 2.1 bis 2.4 plausibel und stehen nicht im Widerspruch mit bisher bekannten qualitativen Abhängigkeiten, ihre Quantifizierung ist jedoch neu.

Die mögliche Abhängigkeit der RezRa von der Lage der Flammenfront und insbesondere der steile Funktionsverlauf bei Verkleinerung des Abstandes CD-FF ist als überraschend zu bezeichnen /11/.

Bisherige Untersuchungen an rezirkulierenden Haushaltsbrennern /12/../16/ beschränkten sich auf die Untersuchung der theoretischen Grundlagen der NO_x Reduktionsmethode (z.B. /15/, NO_x Reduktion als Funktion der RezRa), oder aber auf die experimentelle Untersuchung von verschiedenen Kombinationen /16/, mit den für Experimente typischen Einschränkungen wie sie in Kapitel 2.0 eingangs erwähnt wurden.

Eine systematische Untersuchung der Beeinflussung der RezRa, wie sie hier durchgeführt wurde, ist in der Literatur nicht vorhanden.

3 Analytische Parameterstudien

3.0 Übersicht

Numerische Methoden müssen angewendet werden bei der Behandlung komplexer Geometrien, für die eine analytische Beschreibung nicht möglich ist. Andererseits besteht die Möglichkeit analytische Lösungen für vereinfachte geometrische Zusammenhänge abzuleiten, mit denen dann numerische Berechnungen falsifiziert bzw. verifiziert werden können.

Für den isothermen Fall der in Abbildung 3.0.1 dargestellten vereinfachten Geometrie bestehen in der Literatur /17.//20/, unter Verwendung diverser vereinfachender Annahmen analytische Lösungen.

Eine analytische Lösung für den Fall der Ansaugung von heißem Rauchgas durch einen kalten Luftstrahl konnte in der Literatur nicht gefunden werden.

Eine eigene analytische Untersuchung ergab das in den folgenden Unterkapiteln dargestellte Ergebnis.

"2"

"1"

"3"

Abbildung 3.0.1: Vereinfachte Ejektorgeometrie

3.1 Reinanalytische Lösung

Für den Fall der in Abbildung 3.0.1 dargestellten Geometrie lässt sich -vorausgesetzt Medium „1“ und Medium „2“ bestehen aus dem selben Stoff- eine analytische Lösung für den vom Treibstrahl „1“ angesaugten Rezirkulationsmassenstrom „2“, als Funktion der Temperatur ableiten.

Die isotherme Ableitung führt auf eine Gleichung 2. Ordnung, da der Enthalpieausdruck einen festen Wert für die Wärmekapazität c_p beinhaltet. Im nichtisothermen Fall variiert c_p recht stark (siehe Anhang C), so daß anstelle des Festwertes ein Polynom gesetzt werden muß.

Von der Ordnung dieses Polynoms hängt die Lösbarkeit des Gleichungssystems ab. Ein Polynom für die Wärmekapazität der Ordnung 1 führt nach Integration auf ein Polynom 2. Ordnung. Setzt man dieses in die Impuls- und Energiegleichung ein, so erhält man ein

Polynom 4. Ordnung für die Abhängigkeit des Rezirkulationsmassenstroms m_2 als Funktion der Temperatur T_2 . Die mathematische Ableitung ist in Anhang B beschrieben.

Nach /21/ bestehen sicher Lösungen für Polynome bis zur Ordnung 4. Für höhere Ordnungen gibt es keine allgemeingültigen Lösungsverfahren mehr.

Daher ist es wichtig c_p durch ein Polynom der Ordnung 1 abzubilden. Ferner konnte keine reinanalytische Lösung gefunden werden für den Fall, daß Medium „1“ ein anderes c_p Polynom besitzt als Medium „2“. Die reinanalytische Lösung ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

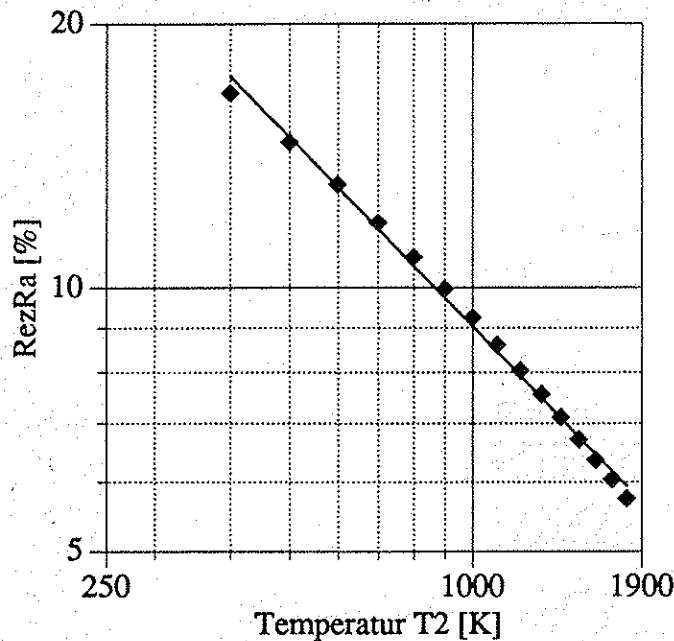


Abbildung 3.1: RezRa als Funktion von T_2 , reinanalytische Lösung, $n = -0.717$

3.2 Analytische Lösung

Wenn zur Annäherung an den realen Fall, für die Wärmekapazität der beiden Medien Treibstrahl („1“ = Luft) und Rezirkulationsmassenstrom („2“ = Rauchgas) unterschiedliche Polynome 1. Ordnung angesetzt werden, so verhindert die oben angesprochene Problematik eine explizite Auflösung des Gleichungssystems.

Es lässt sich also eine für die vereinfachte Geometrie exakte Gleichung angeben, welche prinzipiell das Verhalten $m_2 = f(T_2)$ beschreibt, sich aber nicht explizit auflösen lässt. Eine numerische Lösung dieser Gleichung ist aber durchaus möglich und wurde in den Berechnungen der folgenden Unterkapitel angewandt.

3.2.1 RezRa als Funktion der Rezirkulationstemperatur

Dieser Fall entspricht dem in Kapitel 2.3 diskutierten Wärmeentzug durch die Brennkammer.

Eine numerische Lösung dieser analytischen Gleichung ist möglich und liefert den in Abbildung 3.2.1.1 dargestellten Zusammenhang zwischen der RezRa und der Temperatur des rezirkulierten

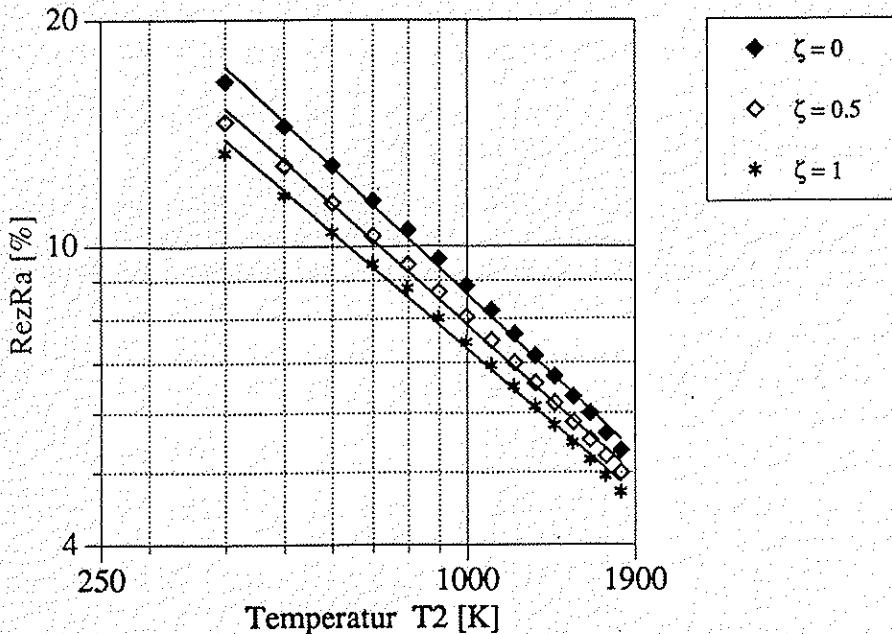


Abbildung 3.2.1.1 RezRa als Funktion von T2 und dem Druckverlustkoeffizienten

Abgases. ζ beschreibt, gemäß Anhang B, den Druckverlust der durch die Ansaugung des ruhenden Mediums „2“ entsteht.

n	$\zeta=0$	= -0.757
n	num	= -0.756
n	$\zeta=0.5$	= -0.720
n	$\zeta=1$	= -0.696

Tabelle 3.2.1.1: Exponenten für verschiedene Druckverlustbeiwerte

Die in Tabelle 3.2.1.1 dargestellten Exponenten zeigen deutlich, wie gut die numerische Simulation mit der analytischen Lösung in Einklang steht.

Der Exponent der numerischen Simulation liegt zwischen dem idealen (druckverlustfreien) Fall und dem Fall $\zeta=0.5$.

Diese analytische Gleichung hat eine über die bloße Verifikationsmöglichkeit hinausreichende Bedeutung. Es lässt sich damit das qualitative Verhalten des hier verwendeten Ejektor Prinzips auf alle Eingangsgrößen studieren.

Der große Vorteil liegt in der Einfachheit und Schnelligkeit der Lösungsfindung. Während numerische Simulationen Rechenzeiten im Bereich von Stunden aufweisen (die Vorbereitungszeiten überschreiten die Rechenzeiten in der Regel um ein bis zwei Größenordnungen), liegen die analytischen Lösungen praktisch sofort vor.

Was die analytische Lösung jedoch unter keinen Umständen liefern kann, ist die absolute Größe z.B. der Rezirkulationsrate, siehe Abbildung 4.1 Dazu sind die getroffenen Vereinfachungen bezüglich der Geometrie viel zu einschneidend. Man hat also im Einzelfall die

Abwägung zu treffen, welches Verfahren eingesetzt werden soll. Die Entscheidung muß von der Zielsetzung bestimmt sein.

3.2.2 RezRa als Funktion der Treibstrahltemperatur

Dieser Fall entspricht der Vorwärmung der Verbrennungsluft. Man hat zwischen 2 Fällen zu unterscheiden:

a.) Verbrennung bei konstanter Luftzahl

Dieser Fall ist für Laboruntersuchungen besonders wichtig, da dort oftmals auf eine konstante Luftzahl geregelt wird.

Hierbei ist der zugeführte Verbrennungsluftmassenstrom (\dot{m}_1) konstant. Bei einer Erhöhung der Temperatur T_1 verringert sich die Dichte und aus Kontinuitätsgründen muß die Geschwindigkeit v_1 ansteigen. In Abbildung 3.2.2.1 ist die Reaktion der RezRa auf eine Erhöhung der Temperatur T_1 (und letztendlich v_1) dargestellt.

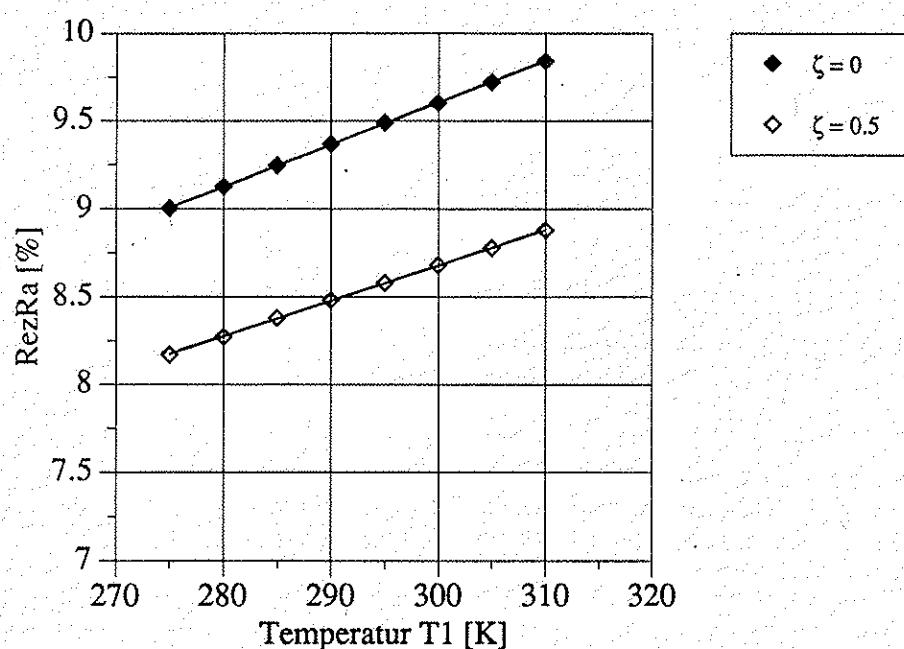


Abbildung 3.2.2.1: *RezRa als Funktion der Temperatur T_1 ; konstante Luftzahl, $T_2=900\text{K}$*

Für die $\zeta=0$ Kurve erhält man bei einer 10%igen Änderung der Temperatur [K] eine relative Änderung der Rezirkulationsrate von 7.4% (Absolutänderung RezRa = 0.67%). Der Einfluß der Vorwärmung der Verbrennungsluft kann daher insbesondere für Laboruntersuchungen nicht vernachlässigt werden.

b.) Aussentemperaturschwankungen

Dieser Fall ist besonders für den praktischen Betrieb relevant, da ein Haushaltsbrenner typischerweise ein bis zwei mal jährlich auf eine bestimmte Luftzahl eingestellt wird.

Ein Anstieg der Temperatur T_1 hat eine Dichteabnahme des Treibstrahls zur Folge. Betrachtet man das Gebläse als einen „konstant Volumen“ Förderer, so nimmt der Massenstrom m_1 ab. Obwohl damit auch der Massenstrom m_2 abnimmt, steigt die RezRa (m_2/m_1) dennoch an, da die Abnahme von m_1 die von m_2 überwiegt. Das Ergebnis ist exakt das gleiche wie in Abbildung 3.2.2.1. In Abbildung 3.2.2.2 ist das Ergebnis in doppelt-logarithmischem Maßstab dargestellt.

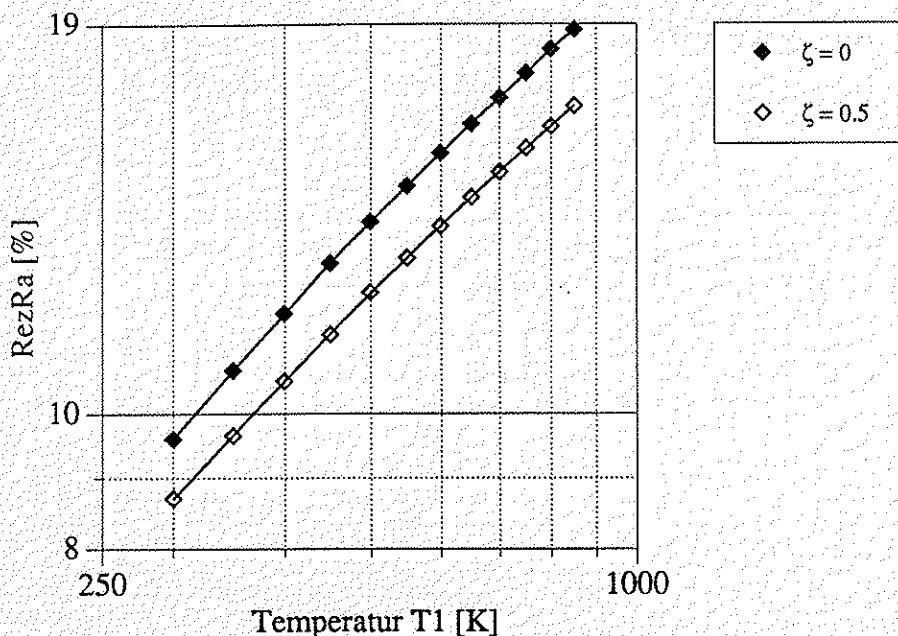


Abbildung 3.2.2.2: RezRa als Funktion der Temperatur T_1 ; konstanter Volumenstrom

Eine Erhöhung der Verbrennungslufttemperatur führt demnach zu einer Erhöhung der RezRa. Es lässt sich festhalten, daß der steigenden NO_x Produktion (steigende Verbrennungslufttemperatur führt zu steigender Flammentemperatur) im Rezirkulationsbrenner aufgrund der steigenden RezRa gemäß Abbildung 0.2 ein NO_x reduzierender Effekt gegenübersteht. Eine Abschätzung, mit dem Ziel den überwiegenden Effekt zu ermitteln, lässt sich nicht generell durchführen, sondern ist wegen der Nichtlinearität der NO_x Produktion immer nur für diskrete Temperaturen möglich.

3.2.3 RezRa als Funktion der Treibstrahlgeschwindigkeit

Auch hier lassen sich zwei Fälle unterscheiden

a.) Geschwindigkeitserhöhung bei konstanter Fläche

Dieser Fall entspricht der Veränderung des Massenstroms m_1 und damit der Luftzahl.

Eine Erhöhung des Massenstroms m_1 (repektive der Geschwindigkeit v_1) bewirkt eine Erhöhung des angesaugten Rezirkulationsmassenstromes m_2 . Die RezRa (m_2/m_1) bleibt jedoch unverändert.

b.) Veränderung des Treibstrahlquerschnitts

Dieser Fall entspricht einer Neukonstruktion der Düse bzw. wie in manchen Brennern angewandt einer Justiermöglichkeit für den Düsenquerschnitt.

Eine Verkleinerung des Querschnitts bewirkt bei konstantem Massenstrom m_1 (Luftzahl =konstant) eine Erhöhung des Rezirkulationsmassenstroms m_2 . Damit steigt die RezRa wie in Abbildung 3.2.3.1 dargestellt an. Deutlich zu erkennen ist hier auch die nichtlineare Abhängigkeit der Verluste von der Rezirkulationsgeschwindigkeit (Divergenz der Kurven), welche mit zunehmender Treibstrahlgeschwindigkeit v_1 ebenfalls zunimmt.

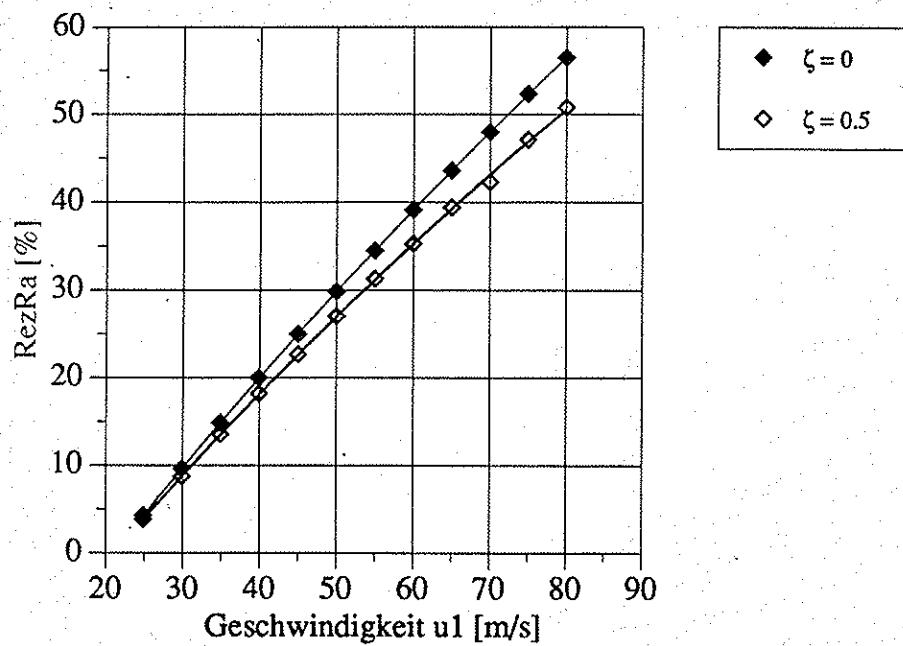


Abbildung 3.2.3.1: RezRa als Funktion der Geschwindigkeit v_1 ; konstanter Massenstrom

Unter Berücksichtigung der Ventilatorkennlinie ist mit Hilfe dieser Lösung auch die Abhängigkeit der RezRa vom Kesseldruck (Kamingegendruck) erklärbar. Die Veränderung des Treibstrahlmassenstromes resultiert -bei gleicher Dichte und Geometrie- in einer Veränderung der Geschwindigkeit, welche den oben beschriebenen Einfluß auf die RezRa hat.

3.3 Zusammenfassung der analytischen Lösung

Ausgehend von einer stark simplifizierten Geometrie konnte eine analytische Lösung abgeleitet werden, die es ermöglichte die numerischen Befunde bezüglich ihrem Verhalten auf eine Variation der Rezirkulationstemperatur zu bestätigen. Ein Vergleich von Absolutwerten ist aus einsichtigen Gründen nicht möglich.

Darüber hinaus wurden Variationsrechnungen präsentiert, die den Wert der analytischen Lösung sehr eindrucksvoll demonstrierten.

Auch hiermit wurden Einblicke in das Rezirkulationssystem gewonnen, die das Verständnis deutlich erhöhten.

Der Einsatzbereich der analytischen Lösung ist mit den hier vorgestellten Variationen sicher noch

nicht erschöpft. Gerade im Bereich der Umwelteinflüsse dieses Projekts könnten damit durchaus noch Erklärungen für bisher wenig verstandene Effekte gefunden werden.

4. Zusammenfassung

Mit den vorgestellten Parametervariationen konnten wertvolle Einblicke in die Funktionsweise und die Abhängigkeiten des NO_x reduzierenden Effekts (RezRa) gewonnen werden.

So zeigte sich unter anderem, daß die RezRa praktisch nicht direkt beeinflußt ist vom Geschwindigkeitsfeld (Geometrie) über den Rezirkulationschlitz. Als bedeutendster Einfluß muß die Temperatur des rezirkulierten Rauchgases genannt werden, während die Art der Wärmeabgabe -Strahlung des Flammrohres oder Konvektion an der Brennkammerwand- keine bedeutende Rolle spielt. Die Temperatur im Flammrohr hat also (direkt) keinen bedeutenden Einfluß auf die RezRa.

Der Einfluß der Lage der FF kann, je nach Absolutabstand sehr groß werden. Hieraus ergibt sich die Konsequenz einer hinreichend genauen Erfassung der Lage der FF durch ein geeignetes Simulationsmodell.

Mit Hilfe der analytischen Lösungen wurde eine Verifikation des numerischen Befunds möglich, siehe Abbildung 4.1

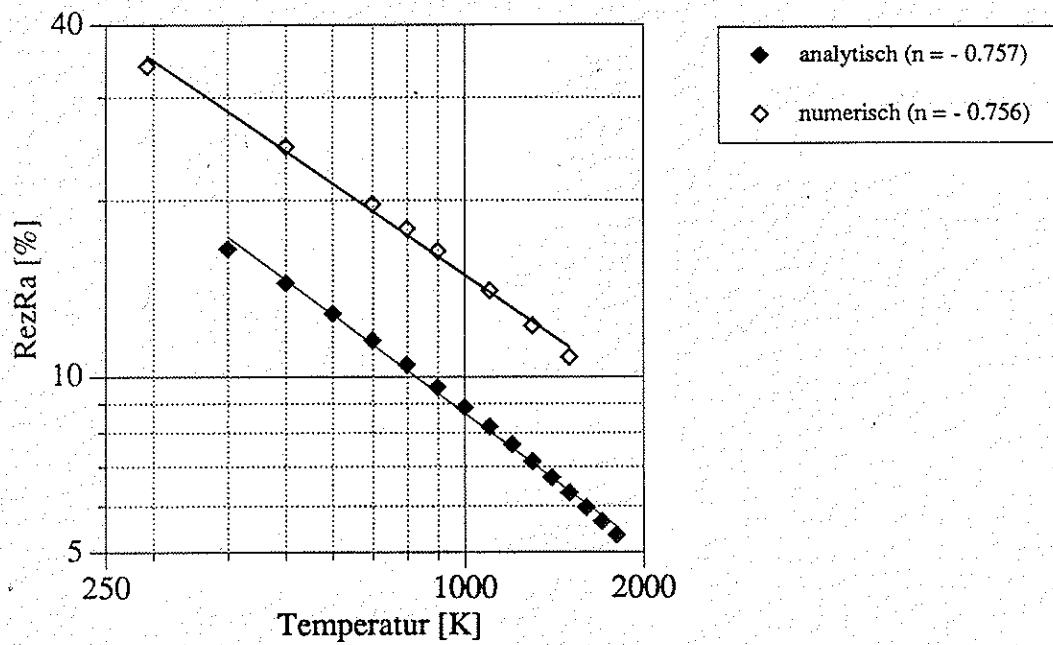


Abbildung 4.1: Vergleich numerische-analytische Lösung

Mittels der analytischen Variationsrechnungen wurde der bisher unbekannte Einfluß der Temperatur der Verbrennungsluft ermittelt. Darauf hinaus wurde aber auch ein Werkzeug erarbeitet, das zur theoretischen Untersuchung durchaus hilfreich ist.

So steht heute neben der numerischen Simulation für komplexe Geometrien und physikalische Vorgänge auch eine Methode zur schnellen, qualitativen Abschätzung von Einflußgrößen zur Verfügung.

5. Weitere Zielsetzungen

Nachdem nun die wesentlichen Einflußgrößen einer Brennkammer auf den NO_x reduzierenden Effekt der RezRa erarbeitet wurden, steht die Verbrennungssimulation in der ausgewählten Geometrie (in möglichst genauer Abbildung) unter Verwendung geeigneter Verbrennungsmodelle im Vordergrund. Ziel ist die Durchführung von Ölverbrennungssimulationen und deren Vergleich mit Messungen, um so eine Aussage machen zu können über den Aufwand, die nötigen Methoden und die zu erwartenden Erkenntnisse, die damit verbunden sind.

Die weiteren Simulationen werden mit dem Programm Paket Tascflow durchgeführt, welches sich in einer Evaluation (siehe Anhang E) als das für uns geeignetste Programm erwies.

Die momentanen Arbeiten sind im Bereich der Gittergenerierung angesiedelt, welche einen erheblichen Aufwand wegen der Berücksichtigung der vollen Komplexität der Geometrie darstellt. Danach werden Arbeiten im Bereich der Verbrennungsmodellierung und der Ölverdampfung im Vordergrund stehen, bevor schließlich ein Vergleich mit Messungen möglich ist.

6. Ergänzende Messungen

Ein Großteil der von O. Schuler durchzuführenden Sondenmessungen (für Details siehe /2/) wurde bereits durchgeführt. Ziel dieser Meßkampagne ist es, Vergleichsdaten für eine Verifikation der Geometrievariationen, welche nun mit Tascflow durchgeführt werden, bereitzustellen. Des weiteren wurde in einer Meßkampagne von M. Flury /22/ die Rezirkulationsrate und das Geschwindigkeitsfeld direkt am Flammrohrende mittels Laser Doppler Anemometrie (LDA) bestimmt. Ziel dieser Messungen war die Absolutgröße der RezRa zu ermitteln, was mit Sondenmessungen nur sehr ungenau möglich gewesen wäre, sowie die Abstützung der Sondenmessungen am Flammrohraustritt, da Sonden die Strömung potentiell stören können.

Für das in Kapitel 2.5 diskutierte Problem des Einflusses der Lage der FF im Flammrohr wäre es sehr hilfreich, wenn diese Position für verschiedene Betriebszustände bestimmt werden könnte, z.B. mittels Laser induced Fluorescence (LiF, eine berührungslose Laser Meßmethode). Entsprechende Gespräche mit der Laser Gruppe am PSI sind im Gange.

Da Ölverbrennungsmodelle offenbar sehr sensitiv sind auf die Genauigkeit der Ölspray Randbedingungen (Eingangsdaten, Spraycharakterisierung) /23/,/24/, wurde eine Meßkampagne geplant mit dem Ziel, den in den bisher erwähnten Versuchen verwendeten Düsentyp mittels Phase Doppler Particle Analyzer (PDPA) zu untersuchen. Diese Arbeiten werden von M. Ochs durchgeführt, der die Düsencharakterisierung innerhalb unseres Projektes durchführte, dies allerdings für andere Leistungsklassen.

Anhang A: Tabellarische Ergebnisse der numerischen Simulation

Anhang A1: Variation des BKR und der Temperatur des rezirkulierten Abgases

BKR	T _{HOT} [K]	RezRa [%]	PARALAUF
250	0.293E+03	-0.340E+02	0
250	0.500E+03	-0.247E+02	1
250	0.700E+03	-0.197E+02	2
250	0.900E+03	-0.164E+02	3
250	0.110E+04	-0.140E+02	4
250	0.130E+04	-0.122E+02	5
250	0.150E+04	-0.108E+02	6
250	0.800E+03	-0.179E+02	7
220	0.293E+03	-0.340E+02	8
220	0.500E+03	-0.247E+02	9
220	0.700E+03	-0.197E+02	10
220	0.900E+03	-0.164E+02	11
220	0.110E+04	-0.140E+02	12
220	0.130E+04	-0.122E+02	13
220	0.150E+04	-0.108E+02	14
220	0.800E+03	-0.179E+02	15
190	0.293E+03	-0.339E+02	16
190	0.500E+03	-0.247E+02	17
190	0.700E+03	-0.197E+02	18
190	0.900E+03	-0.164E+02	19
190	0.110E+04	-0.140E+02	20
190	0.130E+04	-0.122E+02	21
190	0.150E+04	-0.108E+02	22
190	0.800E+03	-0.179E+02	23
170	0.293E+03	-0.339E+02	24
170	0.500E+03	-0.247E+02	25
170	0.700E+03	-0.197E+02	26
170	0.900E+03	-0.164E+02	27
170	0.110E+04	-0.140E+02	28
170	0.130E+04	-0.122E+02	29
170	0.150E+04	-0.108E+02	30
170	0.800E+03	-0.179E+02	31
150	0.293E+03	-0.339E+02	32
150	0.500E+03	-0.246E+02	33
150	0.700E+03	-0.196E+02	34
150	0.900E+03	-0.164E+02	35
150	0.110E+04	-0.140E+02	36
150	0.130E+04	-0.122E+02	37
150	0.150E+04	-0.108E+02	38
150	0.800E+03	-0.179E+02	39
140	0.293E+03	-0.339E+02	40
140	0.500E+03	-0.246E+02	41
140	0.700E+03	-0.196E+02	42
140	0.900E+03	-0.163E+02	43
140	0.110E+04	-0.140E+02	44
140	0.130E+04	-0.122E+02	45
140	0.150E+04	-0.108E+02	46
140	0.800E+03	-0.178E+02	47
120	0.293E+03	-0.338E+02	48
120	0.500E+03	-0.246E+02	49
120	0.700E+03	-0.196E+02	50

120	0.900E+03	-0.163E+02	51
120	0.110E+04	-0.139E+02	52
120	0.130E+04	-0.122E+02	53
120	0.150E+04	-0.108E+02	54
120	0.800E+03	-0.178E+02	55
110	0.293E+03	-0.337E+02	56
110	0.500E+03	-0.245E+02	57
110	0.700E+03	-0.195E+02	58
110	0.900E+03	-0.163E+02	59
110	0.110E+04	-0.139E+02	60
110	0.130E+04	-0.121E+02	61
110	0.150E+04	-0.107E+02	62
110	0.800E+03	-0.177E+02	63
100	0.293E+03	-0.336E+02	64
100	0.500E+03	-0.244E+02	65
100	0.700E+03	-0.195E+02	66
100	0.900E+03	-0.162E+02	67
100	0.110E+04	-0.139E+02	68
100	0.130E+04	-0.121E+02	69
100	0.150E+04	-0.107E+02	70
100	0.800E+03	-0.177E+02	71
90	0.293E+03	-0.334E+02	72
90	0.500E+03	-0.243E+02	73
90	0.700E+03	-0.194E+02	74
90	0.900E+03	-0.161E+02	75
90	0.110E+04	-0.138E+02	76
90	0.130E+04	-0.120E+02	77
90	0.150E+04	-0.106E+02	78
90	0.800E+03	-0.176E+02	79
80	0.293E+03	-0.332E+02	80
80	0.500E+03	-0.241E+02	81
80	0.700E+03	-0.193E+02	82
80	0.900E+03	-0.160E+02	83
80	0.110E+04	-0.137E+02	84
80	0.130E+04	-0.120E+02	85
80	0.150E+04	-0.106E+02	86
80	0.800E+03	-0.175E+02	87
70	0.293E+03	-0.330E+02	88
70	0.500E+03	-0.240E+02	89
70	0.700E+03	-0.191E+02	90
70	0.900E+03	-0.159E+02	91
70	0.110E+04	-0.136E+02	92
70	0.130E+04	-0.119E+02	93
70	0.150E+04	-0.105E+02	94
70	0.800E+03	-0.174E+02	95
60	0.293E+03	-0.326E+02	96
60	0.500E+03	-0.238E+02	97
60	0.700E+03	-0.190E+02	98
60	0.900E+03	-0.158E+02	99
60	0.110E+04	-0.135E+02	100
60	0.130E+04	-0.118E+02	101
60	0.150E+04	-0.105E+02	102
60	0.800E+03	-0.173E+02	103
57.4	0.293E+03	-0.325E+02	104
57.4	0.500E+03	-0.237E+02	105
57.4	0.700E+03	-0.189E+02	106
57.4	0.900E+03	-0.158E+02	107
57.4	0.110E+04	-0.135E+02	108
57.4	0.130E+04	-0.118E+02	109
57.4	0.150E+04	-0.104E+02	110

57.4 0.800E+03 -0.172E+02 111

Anhang A2: Variation der Brennkammerlänge

BKL	T _{HOT} [K]	RezRa [%]	PARALAU
908.00	0.293E+03	-0.339E+02	0
908.00	0.500E+03	-0.246E+02	1
908.00	0.700E+03	-0.195E+02	2
908.00	0.110E+04	-0.139E+02	4
908.00	0.130E+04	-0.121E+02	5
908.00	0.150E+04	-0.108E+02	6
908.00	0.800E+03	-0.178E+02	7
820.25	0.293E+03	-0.340E+02	8
820.25	0.500E+03	-0.247E+02	9
820.25	0.700E+03	-0.197E+02	10
820.25	0.900E+03	-0.164E+02	11
820.25	0.110E+04	-0.140E+02	12
820.25	0.130E+04	-0.122E+02	13
820.25	0.150E+04	-0.108E+02	14
820.25	0.800E+03	-0.179E+02	15
732.50	0.293E+03	-0.340E+02	16
732.50	0.500E+03	-0.247E+02	17
732.50	0.700E+03	-0.197E+02	18
732.50	0.900E+03	-0.164E+02	19
732.50	0.110E+04	-0.140E+02	20
732.50	0.130E+04	-0.122E+02	21
732.50	0.150E+04	-0.108E+02	22
732.50	0.800E+03	-0.179E+02	23
644.75	0.293E+03	-0.340E+02	24
644.75	0.500E+03	-0.247E+02	25
644.75	0.700E+03	-0.197E+02	26
644.75	0.900E+03	-0.164E+02	27
644.75	0.110E+04	-0.140E+02	28
644.75	0.130E+04	-0.122E+02	29
644.75	0.150E+04	-0.108E+02	30
644.75	0.800E+03	-0.179E+02	31
557.00	0.293E+03	-0.340E+02	32
557.00	0.500E+03	-0.247E+02	33
557.00	0.700E+03	-0.197E+02	34
557.00	0.900E+03	-0.164E+02	35
557.00	0.110E+04	-0.140E+02	36
557.00	0.130E+04	-0.123E+02	37
557.00	0.150E+04	-0.109E+02	38
557.00	0.800E+03	-0.179E+02	39
469.25	0.293E+03	-0.340E+02	40
469.25	0.500E+03	-0.247E+02	41
469.25	0.700E+03	-0.197E+02	42
469.25	0.900E+03	-0.164E+02	43
469.25	0.110E+04	-0.141E+02	44
381.50	0.293E+03	-0.340E+02	48
381.50	0.500E+03	-0.247E+02	49
381.50	0.700E+03	-0.197E+02	50

Anhang A3: Temperatur am Flammrohrende

TFL.[K]	TRez[K]	RezRa [%]	PARALAU
0.140E+04	0.900E+03	-0.161E+02	0
0.160E+04	0.900E+03	-0.159E+02	1
0.180E+04	0.900E+03	-0.158E+02	2
0.170E+04	0.900E+03	-0.158E+02	3
0.150E+04	0.900E+03	-0.160E+02	4
0.140E+04	0.110E+04	-0.139E+02	5
0.160E+04	0.110E+04	-0.137E+02	6
0.180E+04	0.110E+04	-0.136E+02	7
0.170E+04	0.110E+04	-0.137E+02	8
0.150E+04	0.110E+04	-0.138E+02	9
0.140E+04	0.130E+04	-0.122E+02	10
0.160E+04	0.130E+04	-0.121E+02	11
0.180E+04	0.130E+04	-0.120E+02	12
0.170E+04	0.130E+04	-0.120E+02	13
0.150E+04	0.130E+04	-0.121E+02	14
0.140E+04	0.120E+04	-0.130E+02	15
0.160E+04	0.120E+04	-0.129E+02	16
0.180E+04	0.120E+04	-0.127E+02	17
0.170E+04	0.120E+04	-0.128E+02	18
0.150E+04	0.120E+04	-0.129E+02	19
0.140E+04	0.100E+04	-0.149E+02	20
0.160E+04	0.100E+04	-0.147E+02	21
0.180E+04	0.100E+04	-0.146E+02	22
0.170E+04	0.100E+04	-0.147E+02	23
0.150E+04	0.100E+04	-0.148E+02	24
0.140E+04	0.800E+03	-0.175E+02	25
0.160E+04	0.800E+03	-0.173E+02	26
0.180E+04	0.800E+03	-0.171E+02	27
0.170E+04	0.800E+03	-0.172E+02	28
0.150E+04	0.800E+03	-0.174E+02	29
0.140E+04	0.700E+03	-0.191E+02	30
0.160E+04	0.700E+03	-0.189E+02	31
0.180E+04	0.700E+03	-0.187E+02	32
0.170E+04	0.700E+03	-0.188E+02	33
0.150E+04	0.700E+03	-0.190E+02	34

Anhang B: Analytische Lösung für RezRa(T) - Ableitung

<u>Kontinuitätsgleichung:</u>	$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 - \dot{m}_3 = 0$	Gl.(1)	
<u>Impulsgleichung:</u>	$\dot{m}_1 * u_1 + \dot{m}_2 * u_2 - \dot{m}_3 * u_3 - (p_3 - p_2) * A_3 = 0$	Gl.(2)	
<u>Enthalpiegleichung:</u>	$\dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_2 * h_2 - \dot{m}_3 * h_3 = 0$	Gl.(3)	
<u>Wärmekapazität:</u>	$c_{p_i} = \left. \frac{\partial h_i}{\partial T} \right _p$	Gl.(3b)	
<u>Isobare Zustandsänderung:</u>	$\frac{\rho_3}{\rho_1} = \frac{T_1}{T_3}$	Gl.(4)	
<u>Kontinuitätsgleichung 2:</u>	$\dot{m}_i = \rho_i * u_i * A_i$	Gl.(5)	
<u>Bernoulligleichung:</u>	$(p_a - p_2) = (1 + \zeta) * \frac{\rho_2}{2} * u_2^2$	Gl.(6)	
<u>Freistrahlbedingung:</u>	$p_3 = p_a$	Gl.(7)	
<u>zur Ableitung:</u>	1,7,6	eingesetzt in 2	Gl.(8)
	1	eingesetzt in 3	Gl.(9)
	5 für „3“	eingesetzt in 4	Gl.(10)
	5 für „2“		Gl.(11)
	10,11	eingesetzt in 8	Gl.(12)
	3b für „3“	integriert und nach T3 aufgelöst	Gl.(13)
	9	eingesetzt in 13	Gl.(14)
	14	eingesetzt in 12	Gl.(15)

Gleichung 15 enthält die Information des ganzen Gleichungssystems. Alle darin auftauchenden Größen sind als Randbedingungen vorzugeben. Umgeformt lässt sich Gleichung 15 darstellen als Polynom 4. Ordnung, der Form $m_2 = f(T_2)$.

Die Lösung des Polynoms erfolgte maschinell, mittels eines algebraischen Gleichungslösers /26/. Ein Polynom 4. Ordnung besitzt 4 Lösungen. Die jeweils physikalisch sinnvolle Lösung muß ermittelt werden. Für den Temperaturbereich von $300K < T_2 < 2000K$ sind 2 der 4

Lösungen nötig.

Eine detailliertere Darstellung des Rechenwegs und insbesondere der Lösung entzieht sich der Anschaulichkeit, da jede der zwei physikalisch relevanten Lösungen sich über 5 Seiten erstrecken, wobei alle auftauchenden Terme noch als Zusammenfassungen von Eingangsgrößen dargestellt sind.

Anhang C: Analytische Ableitung zur Lage der FF

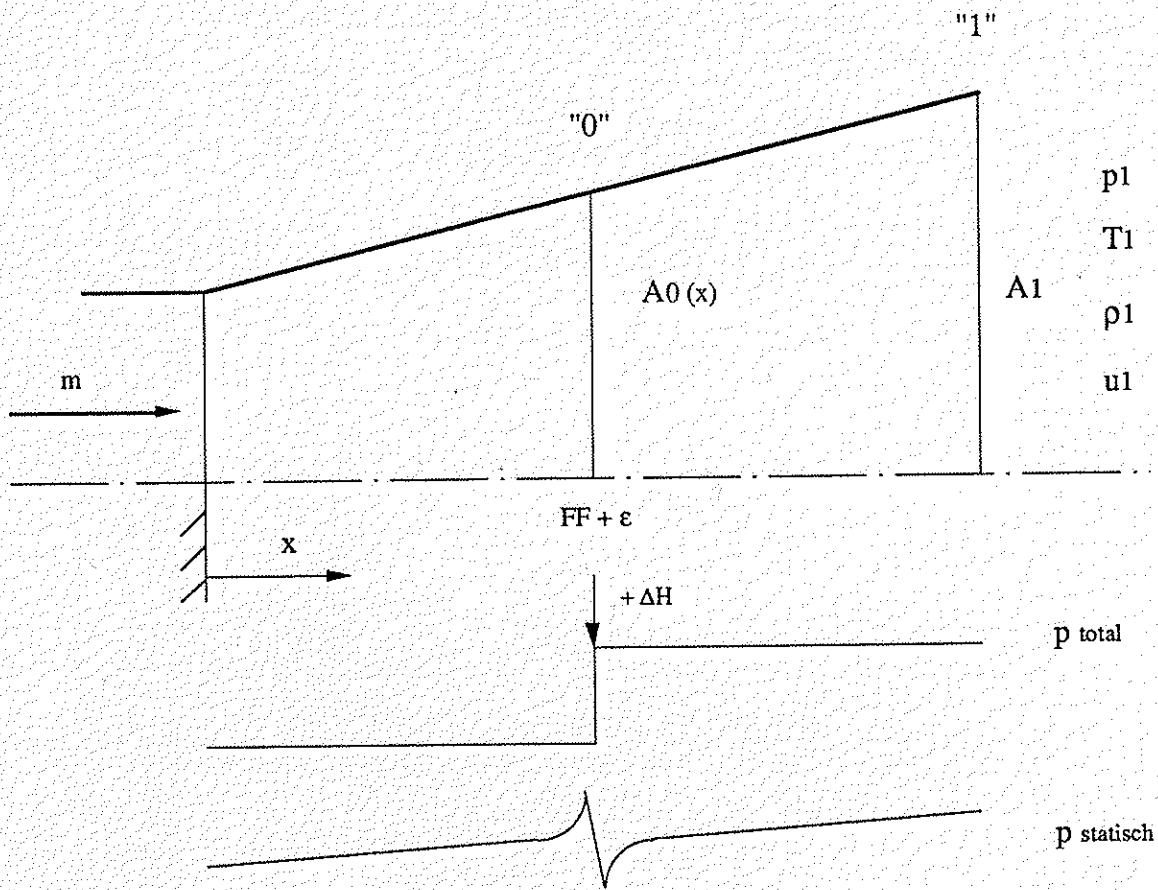


Abbildung C.1: Vereinfachte Geometrie zur Ableitung

Kontinuitätsgleichung: $\dot{m} = \rho_1 * u_1 * A_1 = \rho_0 * u_0 * A_0$ Gl.(1)

Bernoulligleichung: $p_t = \text{const.} = p_0 + \frac{\rho_0}{2} u_0^2$ Gl.(2)

ideales Gas: $\rho_0 = \frac{p_0}{R*T_0}$ Gl.(3)

zur Ableitung: 3 eingesetzt in 1 Gl.(4)

3,4 eingesetzt in 2 Gl.(5)

quadratische Gleichung: $p_t = p_0 + \frac{m^2 * R * T_0}{A_0^2 * p_0}$

Mit den Größen:

$$\begin{aligned} T_0 &= T_1 = 700 \text{ K} \\ p_1 &= 1.0 * 10^5 \text{ Pa} \\ \rho_0 &= 293/T_1 * 1.2 \text{ kg/m}^3 \\ u_1 &= 7.35 \text{ m/s} \\ r_0 &= 0.0225 \text{ m} \\ r_1 &= 0.055 \text{ m} \\ L_x &= 0.19 \text{ m} \end{aligned}$$

und aufgelöst nach p_0 ergibt sich für p_0 als Funktion der Lage der FF der in Abb 4.1 dargestellte Zusammenhang

Anhang D: C_p von Luft und Rauchgas als Funktion der Temperatur

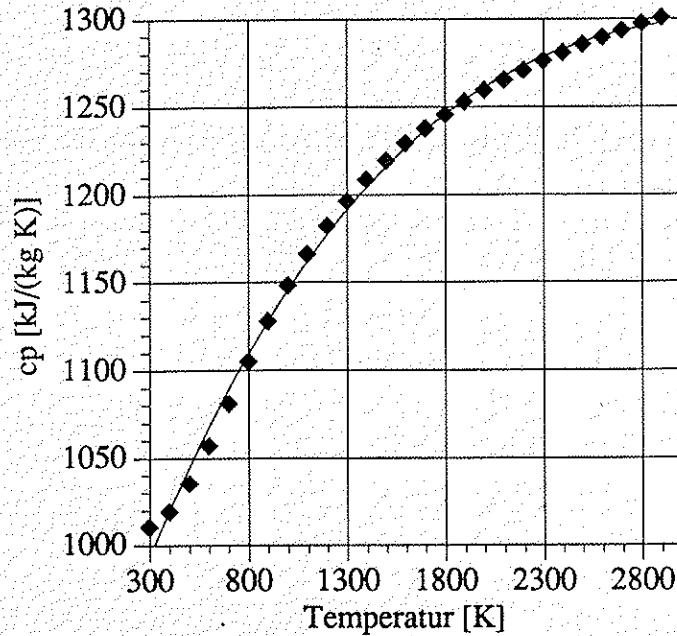


Abbildung D.1: Spezifische Wärmekapazität von Luft (nach 171), Als Polynom:

$$c_{p, \text{Luft}} = 902.352 + 0.329 \cdot T - 9.53624 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1.00563 \cdot 10^{-5} \cdot T^3$$

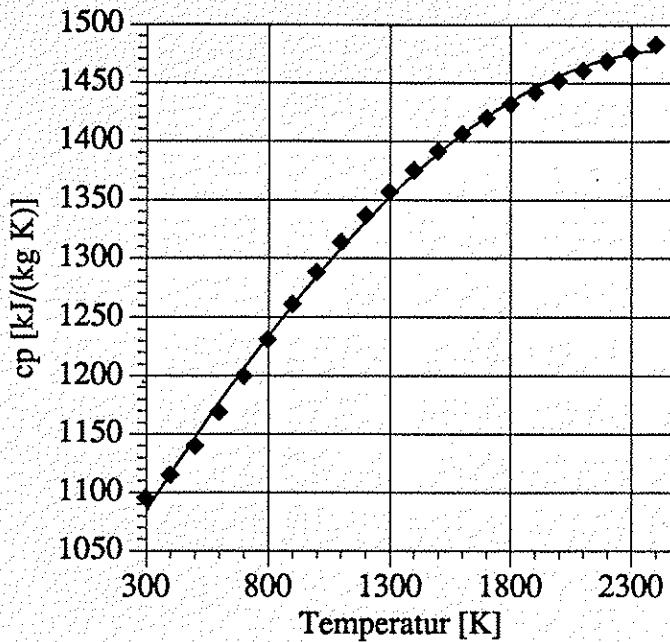


Abbildung D.2: Spezifische Wärmekapazität von Rauchgas, $\lambda=1.2$. Als Polynom:

$$c_{p, \text{Rauchgas}} = 956.728 + 0.4375 \cdot T - 1.17 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 1.1015 \cdot 10^{-8} \cdot T^3$$

Anhang E: Evaluation eines CFD Codes

Im Frühjahr 1992 mußten wir feststellen, daß verschiedene CFD Codes Modelle bereits implementiert hatten, die wir in nächster Zeit in Phoenics einbauen wollten (z.B. Ölspraymodell, EDM, ...).

Zusammen mit zunehmenden Releasewechselproblemen bei Phoenics führte dies zur Durchführung einer Evaluation der für uns geeigneten CFD Codes /25/.

Diese Evaluation führte bei uns zu einem Wechsel auf das CFD Paket Tascflow der Firma ASC, was sich insbesondere durch eine sehr moderne Numerik auszeichnet (für Details siehe /25/).

Kopien des Berichtes sind beim Autor erhältlich.

7. Literaturverzeichnis

- 1 H. Dreher
Simulation der Gasverbrennung in einer realen Brenner/ Brennkammerkonfiguration mit dem "mixed + ignited = burned" Modell
15. Deutscher Flammentag, Bochum, 1991
- 2 H. Dreher, J. Gass, M. Ochs, O. Schuler, C. Towers, D. Towers
Zweiter Zwischenbericht NEFF 451
Basiswissen für low-NO_x-Brenner.- und Brennkammern
Zürich, 1991
- 3 O. Schuler
Schlußbericht Phase I, NEFF 451
Sommer 1993
- 4 H. Kremer
Schadstoffemission von Ölfernern niedriger Leistung mit Druckzerstäubung unter verschiedenen Betriebsbedingungen
VDI-Berichte Nr. 246, 1975
- 5 O. Schuler
Abgasrezirkulation am Brennkammerprüfstand
Interner Bericht, LES, erscheint 1993
- 6 M. Flury, M. Schlatter
1. Jahresbericht
Modellierung der NO Bildung in Flammen, 1992, BEW
- 7 M. W. Chase, Jr. ... (et al.)
U.S. Department of Commerce, National Bureau of Standards
Janaf Thermochemical Tables, Third ed.
New York : American Institute of Physics, 1985
- 8 H. Hoffmann
Turbulente Bunsenflammen, Struktur und Flammengeschwindigkeit
Dissertation, Universität Karlsruhe 1986
- 9 K.K. Kuo
Principles of Combustion
Wiley, 1986
- 10 G. Scheuerer
Transportgleichungen für Turbulenzgrößen
Kurzlehrgang Turbulenz, LSTM Universität Erlangen, 1992
- 11 W. Buschulte
persönliches Gespräch
Herbst 1992
- 12 B. Ahmadi
Emissionsverhalten von Ölfernern kleiner Leistung
VDI 623 (1986) S. 65..77

- 13 W. Buschulte
Schadstoffemissionen des "Raketenbrenners"
VDI 623 (1986) S. 79..102
- 14 W. Buschulte
Der Raketenbrenner, eine Entwicklung zur Minderung von Energieverbrauch und Schadstoffausstoß bei Haushaltsbrennern mit Leistungen um und unter 10 kW.
VDI 455 (1982) S. 139..151
- 15 H. Kremer
Schadstoffemission von Ölfernern niedriger Leistung mit Druckzerstäubung unter verschiedenen Betriebsbedingungen
VDI 246 (1975) S. 199..210
- 16 L. Sandkuhl
Untersuchung des Emissionsverhaltens von intermitierend betriebenen Ölzerstäubungsbrennern an Kesseln unterschiedlicher Bauart
Dissertation, RWTH Aachen, 1989
- 17 T. Sefker
Verallgemeinerte Darstellung des Verhaltens isothermer Freistrahlen
Dissertation, Universität Essen, 1989
- 18 M. Lampinen
Calculation Method for Determining the Pressure Loss of Two-Phase Pipe Flow and Ejectors in Pneumatic Conveying Systems
Acta Polytechnica Scandinavica, Helsinki, 1991
- 19 G. Feldle
Theoretische und experimentelle Untersuchung über die vertikale hydraulische Feststoffförderung nach dem Strahlpumpenverfahren
Dissertation, Universität Karlsruhe, 1978
- 20 W.R. Weiss
Experimentelle Untersuchung turbulenter Vorgänge im Mischkanal eines Strahlapparates
Dissertation, RWTH Aachen, 1981
- 21 Bronstein Semendjajew
Taschenbuch der Mathematik
G.Taubner, Leipzig, 1983
- 22 M. Flury
LDA Messungen an einem 100kW Rezirkulations-Ölbrenner
Interner Bericht LES, erscheint 1993
- 23 K. Döbbeling
Persönliches Gespräch
Sommer 1992
- 24 R. Kneer
Persönliches Gespräch
Sommer 1992

- 25 H. Dreher
Evaluation eines Computational Fluid Dynamics Codes
Interner Bericht LES, April 1992
- 25 S. Wolfram
Mathematica: a system for doing Mathematics by Computer
Wolfram Research Inc., 2nd ed., 1991