

Dissertation

**Abluftreinigung flüchtiger
Kohlenwasserstoffe in einer
Mikrogasturbine –
Betrachtung von Regelung
und Brennkammer**

Andreas Schwärzle

Institut für Verbrennungstechnik
der Luft- und Raumfahrt der
Universität Stuttgart

2021

Abluftreinigung flüchtiger Kohlenwasserstoffe in einer Mikrogasturbine – Betrachtung von Regelung und Brennkammer

Von der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik und Geodäsie
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

Andreas Schwärzle

aus Ulm

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Manfred Aigner

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Franz Joos

Tag der mündlichen Prüfung: 15. Dezember 2020

Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt
der Universität Stuttgart

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner wissenschaftlichen Tätigkeit am Institut für Verbrennungstechnik in der Abteilung Gasturbinen des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) in Stuttgart. Meinem Hauptberichter und Institutsleiter Herrn Prof. Dr.-Ing. Manfred Aigner danke ich für die Möglichkeit diese Forschungsarbeit durchführen zu können und die Schaffung optimaler Arbeitsbedingungen durch das Bündeln des dafür relevanten Wissens am Institut. Herrn Prof. Dr.-Ing. Franz Joos danke ich für die freundliche Übernahme des Mitberichts und dem damit verbundenen Aufwand. Für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danke ich Frau Prof. Dr.-Ing. Sabine Klinkner.

Meinem ehemaligen Gruppenleiter Dr.-Ing. Thomas Monz danke ich für die vielen Ideen und fruchtbaren Diskussionen und sein großes Engagement mich bestmöglichst in der Bearbeitung des Forschungsthemas zu unterstützen. Herrn Dr. Peter Kutne danke ich für die Übernahme der Betreuung meiner schriftlichen Ausarbeitung.

Meinem Bürokollegen Dipl.-Ing. Sandro Bücheler danke ich für den intensiven gegenseitigen Austausch in der finalen Phase der Arbeit. Herrn Dr.-Ing. Martin Henke danke ich für die Diskussionen und die Korrekturen bezüglich des MGT-Simulators in Kap. 4. Darüber hinaus danke ich Herrn Dr.-Ing. Timo Zornek, Frau Dr.-Ing. Eleni Agelidou, Herrn Dr.-Ing. Stefan Hasemann, Herrn Dr.-Ing. Jan Zanger, Herrn Dr.-Ing. Andreas Fiolitakis und der gesamten Gasturbinenabteilung für den fachlichen und persönlichen Austausch der mich motiviert hat meine Arbeit erfolgreich abzuschließen.

Insbesondere möchte ich meiner bezaubernden Frau Steffi für ihre Geduld, dauerhafte Unterstützung und darüber hinaus für ihre Hilfe danken die Arbeit verständlicher zu formulieren. Schlußendlich danke ich meinen Eltern und Geschwistern für die Unterstützung auf meinem gesamten Bildungsweg.

Zusammenfassung

In der industriellen Abluftreinigung bleibt die in der Abluft enthaltene meist chemisch gebundene Energie häufig ungenutzt. Durch den Einsatz von Mikrogasturbinen kann lösemittelbehaftete Abluft gereinigt, und elektrischer Strom bereitgestellt werden. Die zentrale Fragestellung dieser Dissertation ist es, die besonderen Anforderungen an die Brennkammer einer zur Abluftreinigung eingesetzten Mikrogasturbine zu ermitteln. In dem hier verwendeten Konzept der VOC-MGT wird zwischen Brennkammer und Turbine ein Strömungsreaktor eingesetzt, um eine ausreichende Aufenthaltszeit zum vollständigen Abbau der flüchtigen Kohlenwasserstoffe (VOCs) zu ermöglichen.

Für die Analyse der Abluftreinigungseffizienz werden an einem Mikrogasturbinenprüfstand Experimente durchgeführt, in denen der Verbrennungsluft Lösemittel zugeführt werden. Diese dienen der Validierung eines MGT-Simulators für diesen Anwendungsfall. Anhand des validierten Simulators erfolgt die Untersuchung unterschiedlicher Regelstrategien und Betriebsweisen, die bei schwankenden VOC-Beladungen einen zuverlässigen und emissionsarmen Brennerbetrieb erlauben. Es wird gezeigt, dass sowohl die Drehzahlregelung als auch eine Regelung des Luftsplits und der Brennkammereintrittstemperatur hierfür grundsätzlich geeignet sind. Als Anforderungen an die Brennkammer ergeben sich insbesondere geringe Druck- und Wärmeverluste, ein hoher VOC-Umsatz und niedrige Emissionen. Unter diesen Gesichtspunkten wird der Einfluss der Regelgrößen Luftsplit und Brennkammereintrittstemperatur auf unterschiedliche Lösemittel und Lösemittelkonzentrationen in der Verbrennungsluft am atmosphärischen Brennerprüfstand untersucht.

Um den Anforderungen an einen geringen Druckverlust zu genügen, wird statt des Drallbrenners aus der Mikrogasturbine der am Institut entwickelte jet-stabilisierte Brenner *F400n.1* für die Untersuchungen am atmosphärischen Brennerprüfstand eingesetzt. Durch dieses Brennerdesign ist die erhöhte Gefahr eines Flammenrückschlags bei vorgemischtem Brennerbetrieb minimiert. Um einen besonders mageren Brennerbetrieb zu ermöglichen, wird die Pilotstufe anhand eines neu eingeführten Betriebskonzepts mit einer konstanten Luftzahl betrieben. Eine Vormischung mit VOCs reduziert die CO-Emissionen oberhalb einer der adiabaten Flammentemperatur entsprechenden Grenztemperatur von etwa 1671 K. Dies ist wesentlich auf die geringere Selbstzündtemperatur und die kürzeren Zündverzugszeiten im Vergleich mit Erdgas zurückzuführen. Diese Grenztemperatur wurde experimentell ermittelt und entspricht unter

Berücksichtigung aller Emissionen dem optimalen Betriebspunkt des Brenners. Unterhalb dieser Grenztemperatur steigen die Emissionen bei VOC-Beladung stärker an als im reinen Erdgasbetrieb, was insbesondere auf die fehlende stabilisierende Wirkung der Erdgasflamme zurückzuführen ist. Die Vormischung mit VOCs und die Absenkung der Vorwärmtemperatur reduzieren die NO_x -Emissionen des Brenners für alle Brennerluftzahlen.

Durch eine Reduzierung der Brennerleistung mit steigender VOC-Konzentration und einer Variation des Brennkammerluftsplits wird der reale Betrieb in der Brennkammer nachgebildet. Die NO_x -Emissionen sind nur von der Brennerluftzahl λ_{Br} abhängig und liegen bei $\lambda_{\text{Br}} = 2$ unterhalb des gesetzlichen Grenzwerts und sind oberhalb von $\lambda_{\text{Br}} \approx 2,4$ (650°C) bzw. $\lambda_{\text{Br}} \approx 1,8$ (400°C) einstellig. Die CO-Emissionen sind von der Brennerluftzahl und der Aufenthaltszeit in der Brennkammer abhängig. Minimale CO-Emissionen werden wie in den vorherigen Versuchen bei einer adiabaten Flammentemperatur von etwa 1671 K erreicht. Mit zunehmender VOC-Beladung werden bei gleicher adiabater Flammentemperatur niedrigere CO-Emissionen erreicht. Dies liegt neben dem positiven Einfluss der VOCs auf den CO-Abbau auch an der geringeren Brennerleistung und den einhergehenden längeren Aufenthaltszeiten in der Brennkammer. Mithilfe einer modifizierten Brennervariante kann der Druckverlust um etwa 30 % reduziert werden. Zu berücksichtigen ist die notwendige Anpassung der Mischluftbohrungen, um bei einer größeren Ausdehnung der Flamme bei höheren Luftzahlen ein Flammenquenchen zu vermeiden.

Die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse können genutzt werden um eine MGT-Brennkammer an die Anforderungen einer VOC-MGT anzupassen. Es sollte sowohl die Art der VOCs als auch deren Konzentration für eine optimale Auslegung der Brennkammer berücksichtigt werden. Hiervon abhängig wird in einem ersten Schritt die Brennkammereintrittstemperatur festgelegt. Diese bestimmt das Verhältnis von elektrischer zu thermischer Nutzenergie. Anschließend erfolgt die Festlegung des Luftsplits, welcher direkt den Druckverlust der Brennkammer und somit die Effizienz der Mikrogasturbine beeinflusst. Die optimale Position der Mischluftbohrungen ergeben sich aus der maximalen Flammenausdehnung. Die Abgaszusammensetzung und -temperatur am Eintritt des Strömungsreaktors ist somit festgelegt. Dieser kann entsprechend der benötigten Aufenthaltszeit zum vollständigen Abbau der VOCs ausgelegt werden. Falls variierende VOC-Beladungen zu berücksichtigen sind sollte eine Luftsplit- bzw. eine Vorwärmtemperaturregelung vorgesehen werden.

Abstract

The energy contained in waste gas streams from industrial processes is mostly left unused. When using gas turbines for waste gas treatment, the total efficiency in this process can be increased due to the combined heat and power generation. The research question in this thesis is to define the requirements of a combustor that is used in a micro gas turbine for waste gas treatment. Within this concept named VOC-MGT, an additional flow reactor is introduced inbetween combustor and turbine. This flow reactor shall assure a sufficient residence time for the destruction of the remaining volatile organic compounds (VOC).

The destruction and removal efficiency (*DRE*) of a MGT is evaluated at a MGT test rig by seeding evaporated VOCs into the compressed air. These experiments are used to validate a MGT simulator that is further used to analyse different control strategies and operating modes. By using either a rotational speed control or by controlling the combustor air split or inlet temperature in order to handle varying VOC concentrations, a reliable and low emission operation is possible. The requirements of the combustor are minimum pressure and heat losses, a high VOC turnover and low emissions. With this in mind, the influence of a variation of air split and preheat temperature on the combustion process is evaluated at an atmospheric combustor test rig. Here, different VOCs and VOC concentrations are considered.

For the conduction of the atmospheric experiments, the jet-stabilised combustor *F400n.1*, developed at the DLR Institute of Combustion Technology, is used. This combustor features an already reduced pressure loss in comparison with the swirl-stabilised combustor used in the MGT test rig. The high momentum jets reduce the risk for a flashback in premixed operation. Due to the high internal recirculation rate, a lean operation is possible that can be further extended by the operation of the pilot stage. When substituting natural gas with premixed VOCs, above a threshold temperature of 1671 K, CO emissions are decreasing. This is due to a lower auto ignition temperature and due to a shorter ignition delay time of the VOCs in comparison to natural gas. The experimentally determined threshold temperature corresponds to an optimum operating point with minimum overall emissions. Below this temperature, the stabilising effect of the auxiliary natural gas diminishes and carbon monoxide emissions rise more rapidly than without VOC seeding. Adding VOCs to the combustion

process and reducing the preheat temperature both reduces NO_x emissions for all air fuel ratios.

In order to simulate the behaviour of the combustor under real operation, the reduction of combustor load for increasing VOC concentration is considered along with a variation in air split. As a result, NO_x emissions are only dependent on the combustor air to fuel ratio λ_{Br} . At $\lambda_{\text{Br}} = 2$ values are below the legal limit and single-digit values are obtained above $\lambda_{\text{Br}} \approx 2.4$ (650°C) and $\lambda_{\text{Br}} \approx 1.8$ (400°C), respectively. CO emissions depend on the combustor AFR and the residence time. In agreement with the previous experiments, minimum CO emissions are obtained at an adiabatic flame temperature of 1671 K. With an increase in VOC concentration, at constant flame temperature CO emissions are decreasing. This is due to the favouring effect of VOCs and the lower power load in the combustor which results in longer residence times. An optimisation of the combustor with respect to pressure losses reduces those losses around 30 %. Due to the larger area the flame occupies at higher AFR and due to the VOC pre-mixing, an adjustment of the dilution air holes is required in order to avoid flame quenching.

The valuable insights gained from the present work can be used to adapt a MGT combustor to the requirements of a VOC-MGT. For an optimised design, both the species and the concentration of the VOCs should be considered. As a first step, the combustor inlet temperature should be specified, already defining the heat-to-power ratio of the system. The next step is to determine the combustor air split, which largely influences the pressure loss and therefore the power output and the efficiency of the MGT. The optimum downstream position of the dilution air holes depends on the extent of the flame. This defines the exhaust gas composition and temperature at the inlet of the flow reactor. The design of the flow reactor depends on the necessary residence time for the complete decomposition of the VOCs in order to meet regulatory requirements. If a varying VOC concentration is to be considered, an air split or preheat temperature control should be applied.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	5
Abstract	7
Abbildungsverzeichnis	13
Tabellenverzeichnis	19
Nomenklatur	21
1 Einleitung	25
1.1 VOC - flüchtige Kohlenwasserstoffe	26
1.2 Abluftreinigung und beste verfügbare Technik	29
1.3 VOC-Abbaurrate und thermische Abluftreinigung	31
1.4 Mikrogasturbinen	33
1.4.1 Abluftreinigung mit Gasturbinen	34
1.4.2 Konzept VOC-MGT	34
1.5 Ziel der Arbeit	35
2 Grundlagen	37
2.1 Verbrennung	37
2.2 Erhaltungsgleichungen	38
2.2.1 Kennzahlen	38
2.2.2 Kontinuitätsgleichung	40
2.2.3 Navier-Stokes-Gleichungen	41
2.2.4 Energiegleichung	42
2.3 Turbulenz	43
2.4 Chemische Kinetik und technische Flammen	44
2.4.1 Adiabate Flammentemperatur	45
2.4.2 Laminare Vormischflamme	46
2.4.3 Turbulente Flammen	47

2.4.4	Turbulenz-Chemie-Interaktion	50
2.4.5	Reaktionsmechanismen	51
2.5	Emissionen und Schadstoffbildung	54
2.5.1	Stickoxidbildung (NO_x)	55
2.5.2	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe	59
2.5.3	Kohlenmonoxid (CO)	59
2.6	OH^* -Chemolumineszenz	60
3	Prüfstände, Messtechnik und eingesetzte VOCs	63
3.1	Turbec T100 Prüfstand	63
3.2	Jet-stabilisierte Brennkammer	66
3.2.1	Erdgas-Brenner <i>F400n.1</i>	68
3.2.2	Kenngrößen von Brenner und Brennkammer	68
3.3	Atmosphärischer Prüfstand	70
3.4	Eingesetzte VOCs	73
3.5	Messtechnik	74
3.6	Simulation des atmosphärischen Prüfstands	81
4	Einfluss von VOCs auf den Betrieb einer Mikrogasturbine	85
4.1	Referenzlastpunkt der Standard-MGT	85
4.2	VOCs in der Standard MGT	87
4.2.1	Versuchsmatrix und Randbedingungen	87
4.2.2	MGT-Simulator und Modellparameter	88
4.2.3	Experimentelle Ergebnisse	92
4.2.4	Validierung des MGT-Simulators für VOCs	95
4.2.5	Fazit	105
4.3	Betriebsstrategien der VOC-MGT	106
4.3.1	Drehzahl- und <i>TOT</i> -Variation	108
4.3.2	Luftsplit- und Vorwärmtemperaturregelung	110
4.3.3	Fazit	113
5	Atmosphärische Experimente	115
5.1	Versuchsplanung	115
5.2	Voruntersuchung – Betriebsweisen der Pilotstufe	118
5.3	Einfluss Erdgasvormischung	120
5.3.1	Variation Vormischung	120
5.3.2	Brennstoffvariation	123

5.3.3	Fazit	125
5.4	VOC-Vormischung	126
5.4.1	Untersuchung bei hoher Vorwärmtemperatur	126
5.4.2	Untersuchung bei niedriger Vorwärmtemperatur	131
5.4.3	Einflussgröße Vorwärmtemperatur	134
5.4.4	Einfluss der VOCs auf die Stickoxidbildung	135
5.4.5	Erweiterter Betriebsbereich durch Pilotstufe bei niedriger Vorwärm- temperatur	137
5.4.6	Fazit	139
5.5	VOC-Betrieb mit MGT-Randbedingungen	141
5.5.1	Luftsplitvariation	141
5.5.2	Brennervariante erhöhter Luftsplit	148
5.5.3	Betriebsweise VOC-MGT	149
5.5.4	Fazit	152
6	Schlussfolgerung	155
7	Ausblick	157
	Literaturverzeichnis	159

Abbildungsverzeichnis

1.1	Mittelwert der prozentualen Entwicklung verschiedener Luftschadstoffemissionen gegenüber 2005	26
1.2	Emission von flüchtigen Kohlenwasserstoffen ohne Methan in Deutschland von 1990 bis 2016	27
1.3	Abfallhierarchie	29
1.4	Anwendungsbereiche verschiedener VOC-Behandlungstechniken in Abhängigkeit der VOC-Beladung und des Abgasvolumenstroms	30
2.1	Energie- und Dissipationsspektrum einer turbulenten Strömung	44
2.2	Schematische Darstellung einer vorgemischten Methan-Luft-Flamme	47
2.3	Gebietsdiagramm in der turbulenten vorgemischten Verbrennung	48
2.4	Schwankungen von Temperatur und Spezieskonzentrationen in einer turbulenten nicht-vorgemischten Jet-Flamme	51
2.5	Hierarchische Struktur und Relationen zwischen den Reaktionsmechanismen von einfachen Kohlenwasserstoffen	52
2.6	Vergleich experimenteller Zündverzugszeiten der Alkohole Methanol, Ethanol und Isopropanol sowie von Erdgas, Ethanol und deren Mischung bei $\phi = 1$, $p = 4$ bar und einem Verdünnungsverhältnis von 1 : 5 in Argon. Simulationen erfolgten mit dem Mechanismus <i>RDv06i4</i>	54
2.7	NO-Bildung durch den thermischen und prompten Reaktionspfad in einem idealen Rührkessel	57
2.8	Schema des prompten Reaktionspfads zur NO-Bildung in der Flammenfront einer brennstoffreichen CH ₄ -O ₂ -N ₂ -Flamme	58
2.9	Einfluss der Temperatur in der primären Verbrennungszone auf CO- und NO _x -Emissionen	60
2.10	Chemolumineszenz-Spektrum einer CH ₄ -O ₂ -Mischung	62
3.1	Schematische Darstellung des Mikrogasturbinenprüfstands mit optionaler VOC-Zufuhr	64
3.2	Schematische Darstellung der Brennkammer der <i>Turbec T100</i> MGT	65

3.3	Jet-stabilisierte MGT-Brennkammer	67
3.4	Jet-stabilisierter Brenner <i>F400n.1</i> mit drallstabilisierter Pilotstufe	69
3.5	Zufuhr und interne Aufteilung des Luft- und Brennstoffmassenstroms in dem jet-stabilisierten Brennkammersystem	69
3.6	Atmosphärischer Brennkammerprüfstand mit beispielhaftem OH-CL Bild	72
3.7	Experimentelle Aufbereitung des Luft-VOC-Gemisches	73
3.8	Radiale Variation der Sondenposition bei der Abgasmessung	79
3.9	Transmissionskurve der verwendeten Filterkombination	79
3.10	Darstellung des sichtbaren Volumens der OH-CL Bilder und Definition der Abhebehöhe sowie der Flammenlänge	80
3.11	Korrekturschema für die Aufbereitung der OH-CL Bilder	81
3.12	CFD-Geometrie des atmosphärischen Brennerprüfstands	82
3.13	Rechengitter des simulierten Segments des <i>F400n.1</i> -Brenners	82
4.1	Simulation des Temperatur- und Druckverlaufs innerhalb der MGT im Vollast-Referenzpunkt der Ethanolversuche ohne VOC-Beladung	86
4.2	CO- und UHC-Emissionen der Experimente mit Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast	93
4.3	NO _x -Emissionen unterteilt in NO und NO ₂ der Experimente mit Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast	94
4.4	Wärmeleistung des Abgases aufgrund von VOC- und CO-Emissionen	95
4.5	VOC-Abbaurate und Ausbrenngrad der MGT-Versuche unter Vollast und Teillast für verschiedene VOC-Beladungen der Luft	96
4.6	Luft- und Brennstoffmassenstrom unter Vollast und Teillast versus VOC-Beladung	97
4.7	Relative Abweichungen zwischen Experiment und Simulation für den Ausbrenngrad, den Luftmassenstrom und die CO-Emissionen	97
4.8	Wärmeleistung von Erdgas und VOC versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast	99
4.9	Druckverhältnis und Wirkungsgrad der Turbokomponenten versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast	101
4.10	Leistung der Turbokomponenten und elektrische Leistung der MGT versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast	101
4.11	Elektrischer Wirkungsgrad der MGT versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast	102

4.12	Vergleich der Temperaturerhöhung durch den Rekuperator in Experiment und Simulation versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast	103
4.13	Luftzahl des Brennkammersystems und des Brenners bei einem Luftsplit von $S_{L,BK} = 0,355$ sowie zugehörige adiabate Flammentemperaturen	105
4.14	TOT - und Drehzahlvariation im Betriebsbereich der Leistungselektronik sowie Drehzahlanpassung bei TOT -Variation	109
4.15	Elektrische Leistung und elektrischer Wirkungsgrad bei Drehzahl- und TOT -Variation	110
4.16	Schematische Darstellung der VOC-MGT mit Regelmöglichkeit der Brennkammereintrittstemperatur T_V und des Luftsplits $S_{L,BK}$	111
4.17	Einfluss des Luftsplits auf die adiabate Flammentemperatur des Brenners für verschiedene VOC-Beladungen	112
4.18	Luftzahl und adiabate Flammentemperatur versus Vorwärmtemperatur für verschiedene VOC-Beladungen	113
5.1	CFD-Simulation des Strömungsfelds, der Temperaturverteilung und der Aufenthaltszeit bei $\lambda_{Br} = 2$, $T_V = 650^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_{th} = 100\text{ kW}$	118
5.2	Einfluss der Pilotierung auf den jet-stabilisierten Brenner <i>F400n.1</i>	119
5.3	OH-CL Bilder bei $\lambda_{Br} = 2$, $T_V = 650^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_{ges} = 100\text{ kW}$, Variation der Vormischung mit Erdgas	120
5.4	OH-CL Bilder bei $\lambda_{Br} = 2$, $T_V = 400^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_{ges} = 100\text{ kW}$, Variation der Vormischung mit Erdgas	121
5.5	OH-CL Bilder bei $\lambda_{Br} = 2$, $T_V = 400^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_{ges} = 140\text{ kW}$, Variation der Vormischung mit Erdgas	121
5.6	CO- und NO _x -Emissionen versus Erdgasvormischung $S_{NG,vor}$ bei $\lambda_{Br} = 2$, $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C , $\dot{Q}_{ges} = 100\text{ kW}$ und 140 kW	123
5.7	CO- und UHC-Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für eine Variation der Erdgas-Beladung der Luft	124
5.8	NO _x -Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für eine Variation der Erdgas-Beladung der Luft	124
5.9	OH-CL Bilder für $\lambda_{Br} = 1,8$ bis $3,2$ für Erdgas und verschiedene Lösemittel bei einer Beladung von $C_{VOC} = 0,25\text{ MJ/Nm}^3$ und $T_V = 650^\circ\text{C}$	127
5.10	Abhebehöhe versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer VOC-Beladung von $0,25\text{ MJ/Nm}^3$, sowie einer Variation der VOC-Beladung für Methanol	128

5.11	Flammenlänge versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer VOC-Beladung von $0,25\text{ MJ/Nm}^3$, sowie einer Variation der VOC-Beladung für Methanol	128
5.12	CO-Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer VOC-Beladung von $0,25\text{ MJ/Nm}^3$	129
5.13	NO _x -Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer VOC-Beladung von $0,25\text{ MJ/Nm}^3$	130
5.14	OH-CL Bilder für $\lambda_{Br} = 1,8$ bis $2,4$ für Erdgas und für Methanol bei einer Beladung von $C_{VOC} = 0,25\text{ MJ/Nm}^3$	132
5.15	NO _x -Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 400^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer Beladung von $C_{VOC} = 0,25\text{ MJ/Nm}^3$	133
5.16	CO-Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 400^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer Beladung von $C_{VOC} = 0,25\text{ MJ/Nm}^3$	134
5.17	CO- und NO _x -Emissionen versus adiabater Flammentemperatur für den Referenzfall und für die maximale Methanol-Beladung bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C	135
5.18	Adiabate Flammentemperatur versus Brennerluftzahl für den Referenzfall bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C	136
5.19	NO _x -Emissionen versus Brennstoffkonzentration C_{Br} für den Referenzfall und unterschiedliche VOCs und VOC-Beladungen bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C	137
5.20	OH-CL Bilder einer Variation der Pilotstufe von $\lambda_p = 1,0$ bis $1,8$ für Methanol bei $0,25\text{ MJ/Nm}^3$ und einer Brennerluftzahl von $\lambda_{Br} = 2,4$	138
5.21	CO- und NO _x -Emissionen versus Pilotluftzahl λ_p für drei verschiedene VOCs bei einer Brennerluftzahl von $\lambda_{Br} = 2,3$ und für Methanol bei $\lambda_{Br} = 2,4$ und $C_{VOC} = 0,25\text{ MJ/Nm}^3$	140
5.22	OH-CL Bilder bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ und einer Ethanolbeladung von $0,25\text{ MJ/Nm}^3$ für unterschiedliche Luftsplits $S_{L,BK}$	142
5.23	CO- und NO _x -Emissionen versus Luftsplit $S_{L,BK}$ bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ für verschieden VOC-Beladungen und Ethanol und Ethylacetat als VOC	143
5.24	CO- und NO _x -Emissionen versus Luftsplit $S_{L,BK}$ bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 400^\circ\text{C}$ für verschieden VOC-Beladungen und Ethanol und Ethylacetat als VOC	144
5.25	Simulierte und gemessene CO-Emissionen versus Luftsplit $S_{L,BK}$ für verschiedenen VOC-Beladungen von Ethanol bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C	145

5.26	Experimentelle und simulierte OH-CL Bilder bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für einen Luftsplit von $S_{L,BK} = 0,33$ und $0,4$ bei unterschiedlicher VOC-Beladung	147
5.27	VOC-Umsatz $\Delta\dot{Q}_{VOC}$ versus Luftsplit $S_{L,BK}$ für verschiedene VOC-Beladungen von Ethanol und Ethylacetat bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C	148
5.28	CO- und NO_x -Emissionen und relativer Druckverlust versus Luftsplit im Referenzfall bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den <i>F400n.1</i> -Brenner und die <i>d10p</i> -Variante; Vergleich des Druckverlustes mit der CFD-Simulation	150
5.29	CO- und NO_x -Emissionen versus Luftsplit $S_{L,BK}$ für verschieden VOC-Beladungen von Ethanol und Ethylacetat bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C	151
5.30	Abhängigkeit der adiabaten Flammentemperatur im Brenner von der VOC-Beladung C_{VOC} sowie des Luftsplits $S_{L,BK}$ für verschiedene Vorwärmtemperaturen	153

Tabellenverzeichnis

1.1	VOC-Abbaurrate für bestimmte Temperaturen und Aufenthaltszeiten	31
1.2	Gesetzliche Emissionsgrenzwerte für den Betrieb einer VOC-MGT mit einer Feuerungswärmeleistung kleiner 50 MW	33
2.1	Methoden und Mechanismen zur Stabilisierung von nicht-vorgemischten Flam- men als Funktion der Eintrittsgeschwindigkeiten	50
3.1	Technische Daten der <i>Turbec T100 PH</i> MGT	63
3.2	Stoffeigenschaften der untersuchten VOCs und von Methan	74
3.3	Messbereiche und zugehörige Messgenauigkeiten der ABB Advance Optima Prozessgasanalyse (AO2000) für verschiedene Spezies	78
4.1	Versuchsmatrix MGT-Versuche	87
4.2	Randbedingungen für die Simulation zur Validierung der MGT-Versuche . . .	89
4.3	Randbedingungen des Referenzfalls für die Untersuchung der Regelmöglich- keiten einer VOC-MGT mithilfe des MGT-Simulators	107
4.4	Drehzahl- und <i>TOT</i> -Variation bei einem Rekuperatorwirkungsgrad von 100 %	109
5.1	Versuchsmatrix Vormischung Erdgas	116
5.2	Randbedingungen der CFD-Simulationen mit Ethanol als VOC	145

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

AIT	Selbstzündtemperatur (Auto Ignition Temperature)	°C
C	Konzentration	%, ppm
DRE	VOC-Abbaurrate	%
E_A	Aktivierungsenergie	calJ/kgmolK
FL	Flammenlänge	mm
H_i	unterer Heizwert	MJ/kg
HAB	Abhebehöhe	mm
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	–
M	Molare Masse	g/mol
P	Leistung	kW
R_m	universelle Gaskonstante	J/molK
S	Aufteilung, Split	–, %
T	Temperatur	K, °C
TIT	Turbineneintrittstemperatur	K
TOT	Turbinenaustrittstemperatur	K
UEG	untere Explosionsgrenze	g/Nm ³
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
\dot{Q}	Wärmestrom, -leistung	kW

Griechische Buchstaben

δ	relative Abweichung	%
η	Wirkungsgrad	–, %
λ	Verbrennungsluftverhältnis oder Luftverhältnis	–
λ	Wellenlänge	nm
ϕ	Äquivalenzverhältnis ($1/\lambda$)	–

π	Druckverhältnis	—
ρ	Dichte	g/m ³

Indizes

ad	adiabat
BK	Brennkammer
Br	Brenner
corr	korrigiert
el	elektrisch
exp	Experiment
F	Brennstoff
g	global
ges	Gesamt
h	Hauptstufe
L	Luft
mess	gemessen
ML	Mischluft
p	Pilotstufe
sim	Simulation
Turb	Turbine
V	Vorwärm-
Verd	Verdichter

Abkürzungen

BVT	Beste verfügbare Technik
CHP	Kraft-Wärme-Kopplung
CHT	Konjugierter Wärmeübergang
GWP	Treibhauspotential
ICCD	Intensified Charge-Coupled Device
MGT	Mikrogasturbine
NG	Erdgas
NMVOG	Nicht-Methan VOC

UHC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
VOC	flüchtige Kohlenwasserstoffe

1 Einleitung

Schadstoffemissionen und daraus resultierende Umweltprobleme sind nicht zuletzt wegen der aktuellen Diskussionen bezüglich der Stickoxidemissionen von Dieselfahrzeugen allgegenwärtig. Erste internationale Anstrengungen zur Bekämpfung von emissionsbedingter Umweltprobleme erfolgten bereits 1979 durch die *Genfer Luftreinhaltekonvention* der Wirtschaftskommission für Europa der Vereinten Nationen (UNECE). Der nachfolgende, wesentliche Schritt hin zu niedrigeren Schadstoffemissionen erfolgte durch das Göteborg-Protokoll. Mit dieser auch als Multikomponentenprotokoll bezeichneten, internationalen Vereinbarung wurden Grenzwerte und Reduzierungsmaßnahmen bezüglich der Schadstoffkomponenten SO₂, NO_x, NH₃, VOC und NMVOC sowie PM 2.5 getroffen. Für die EU-Mitgliedstaaten wurden ab dem Jahr 2010 geltende, nationale Obergrenzen in der *NEC-Richtlinie 2001/81/EG* festgelegt. In der Novellierung dieser Richtlinie (*EU*) 2016/2284 wurden für alle Mitgliedstaaten individuelle Reduktionsziele für die Jahre 2020 und 2030 relativ zum Referenzjahr 2005 verpflichtend vereinbart.

Abbildung 1.1 zeigt die prozentuale Entwicklung der über die NEC-Richtlinie reglementierten Luftschadstoffe ohne Ammoniak gegenüber dem Jahr 2005 sowie der Zielwerte für die Jahre 2020 und 2030 für die Bundesrepublik Deutschland. Die Emissionen sinken über den betrachteten Zeitraum kontinuierlich. Entsprechend dem aktuellen Stand können die Zielwerte für 2020 erreicht werden, für das Jahr 2030 müssen jedoch besondere Anstrengungen unternommen werden, da eine einfache Fortschreibung des bisherigen Verlaufs nicht ausreicht diese Ziele zu erreichen. Nachdem die Emissionen für CO und NMVOC einen Tiefstand erreicht haben, nahmen die absoluten Emissionen zuletzt wieder zu. Dies deutet darauf hin, dass die Anstrengungen zur Emissionsreduktion wieder abnehmen und eine funktionierende Reduktion nur mit entsprechendem politischen Willen erreicht werden kann. Gegensätzliche Entwicklungen sind derzeit auch in den USA zu beobachten, wo die bisher sehr hohen Umweltstandards wieder aufgelockert werden [98]. Hintergrund ist hierfür meist die Meinung, dass hohe Standards stets mit hohen Kosten verbunden sind. Dies ist jedoch beim Einsatz entsprechender Technologien, bei denen hohe Umweltstandards mit einer Steigerung der Effizienz einhergehen nicht der Fall. Die vorliegende Arbeit soll dazu beitragen den Einsatz der Mikrogasturbinentechnologie in der Abluftreinigung zu ermöglichen und somit die bestehenden Emissionsziele zu erreichen.

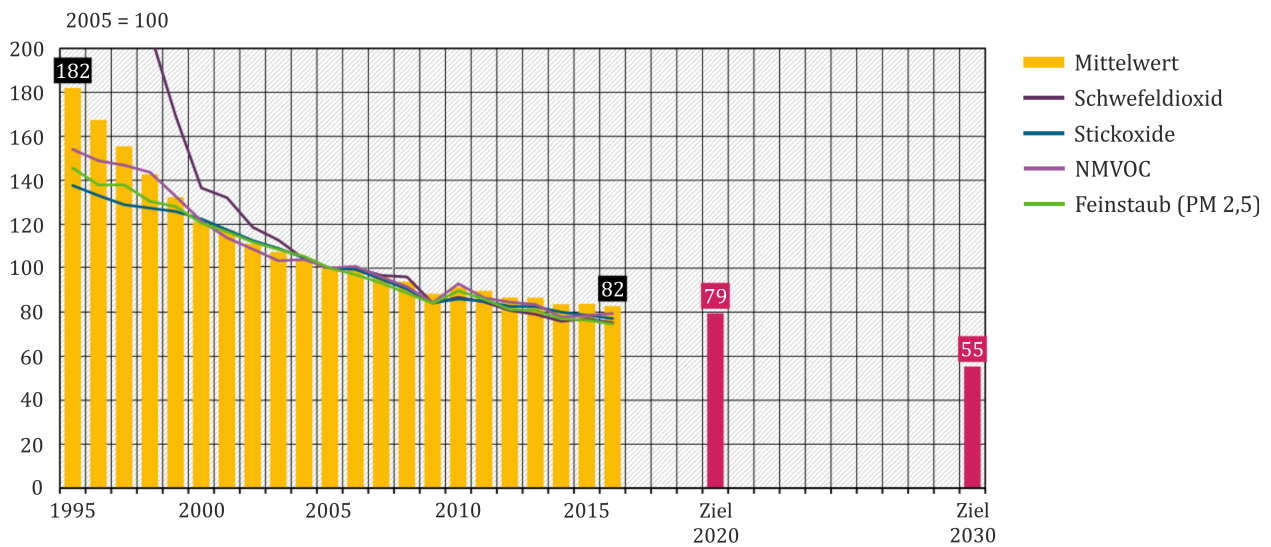


Abbildung 1.1: Mittelwert der prozentualen Entwicklung verschiedener Luftschadstoffemissionen gegenüber 2005 [116]

1.1 VOC - flüchtige Kohlenwasserstoffe

Die bereits erwähnte Schadstoffkomponente VOC (*Volatile Organic Compounds*) steht für eine Gruppen an flüchtigen Kohlenwasserstoffen, die als Lösungsmittel in Farben und Klebstoffen und in Reinigungsmitteln eingesetzt werden. Neben der chemischen Industrie sind sie in vielen weiteren Industrien zum Beispiel bei Druck-, Verpackungs- und Lackierprozessen vorhanden. Diese Prozesse sind heute maßgeblich für die Emission von VOCs in die Atmosphäre verantwortlich. Abbildung 1.2 zeigt die Entwicklung der VOC-Emissionen ohne die Berücksichtigung von Methan (NMVOC) für die Jahre 1990 bis 2016. In den 90er Jahren haben Industrie und Transportsektor mit einem jeweiligen Anteil von etwa einem Drittel maßgeblich zu diesen Emissionen beigetragen. Während die Emissionen im Transportsektor bis 2016 jedoch um über 90% reduziert werden konnten, wurde in der Industrie nur eine Reduktion um etwa die Hälfte erreicht. Mit einem Anteil von über 56% der Gesamtemissionen an NMVOC sind in Deutschland die zuvor genannten industriellen Prozesse heute die Hauptemittenten.

Entsprechend der Richtlinie *2004/42/EG*, bezeichnet der Ausdruck „*flüchtige organische Verbindung*“ eine organische Verbindung mit einem Anfangssiedepunkt von höchstens 250°C bei einem Standarddruck von 101,3 kPa [25]. VOCs kommen aus den Gruppen der reinen Kohlenwasserstoffe wie Aliphate und Aromaten sowie aus oxidierten Kohlenwasserstoffen wie Alkohole, Ether und Ester. Diese sind für Menschen schädlich und können unter anderem wohnraumbezogene Krankheiten verursachen. Sie sind zudem für die Bildung von boden-

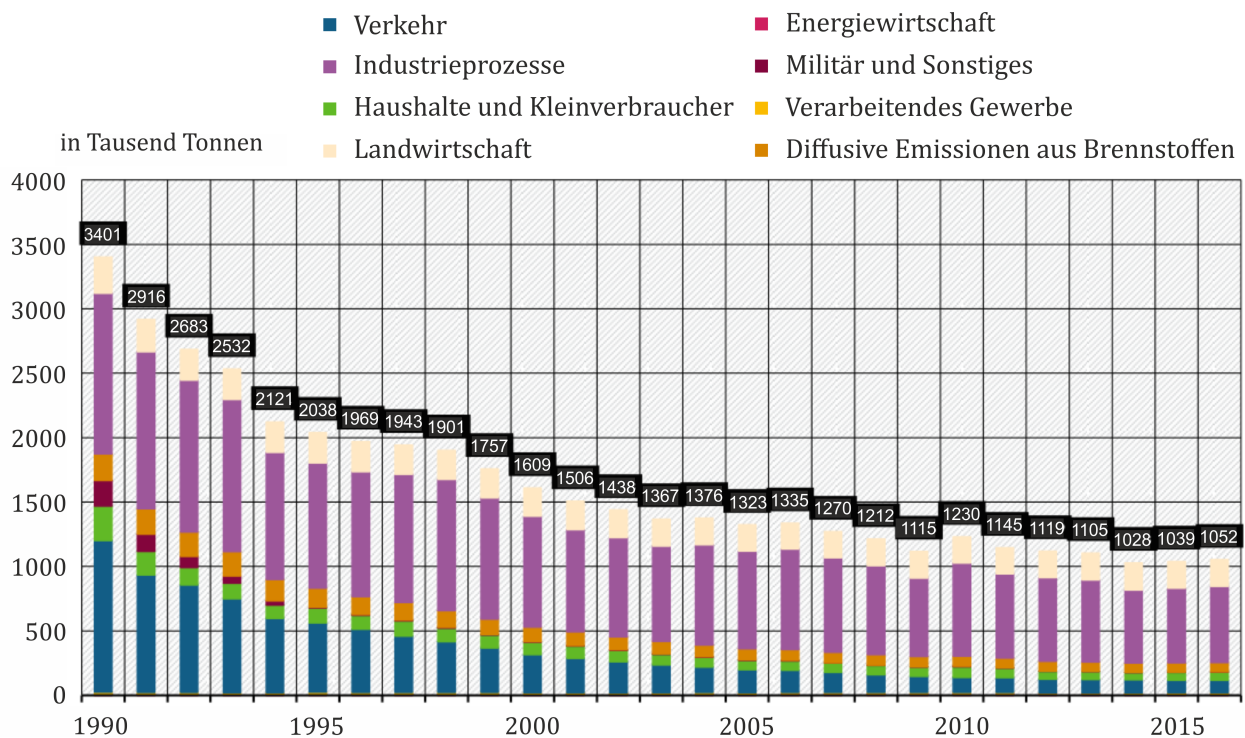


Abbildung 1.2: Emission von flüchtigen Kohlenwasserstoffen ohne Methan in Deutschland von 1990 bis 2016 [116]

nahe am Ozon verantwortlich, welche zusammen mit Stickoxiden durch eine photochemische Reaktionen gebildet wird.

Gesetzliche Grenzwerte und Regelungen

Die wesentlichen Maßnahmen zur Reduktion von VOCs wurden über die Jahrtausendwende auf den Weg gebracht. Für Gasturbinenanlagen mit einer Feuerungswärmeleistung unter 50 MW werden die Emission der klassischen Luftschadstoffe CO und NO_x in Deutschland über die allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz *TA-Luft* [16] geregelt. Auf europäischer Ebene wurde die *VOC-Richtlinie 1999/13/EG* [27] speziell für den Einsatz von VOCs bei bestimmten Tätigkeiten und Anlagen ins Leben gerufen. Beispiele hierfür sind Beschichtungstätigkeiten, chemische Reinigungen, die Herstellung von Beschichtungs- und Klebstoffen und Tätigkeiten in der Druckindustrie. Als Begründung für die Einführung wurde die große Häufigkeit hoher Ozonkonzentrationen in der Troposphäre und eine schädliche Wirkung der Emissionen für Mensch und Umwelt, Luft und Gewässer aufgeführt. Die VOC-Richtlinie berücksichtigt jedoch nur bestimmte Tätigkeiten und Anlagen, deren Lösemitteljahresverbrauch oberhalb eines bestimmten Grenzwertes liegen, und gilt daher als anlagenbezogen. Als produktbezogene Maßnahme wurde für kleinere Anlagen sowie den ge-

werblichen und privaten Gebrauch die *EU-Decopaint-Richtlinie 2004/42/EG* [25] eingeführt. Hierbei wird der Lösemittelgehalt für Farben und Lacke für die Gebäudedekoration als auch in der Fahrzeugreparaturlackierung begrenzt. Janssen [60] hat für die Umsetzung dieser Richtlinien einen Leitfaden erstellt. Dieser beschreibt die Durchführung einer Lösemittelbilanz zur Einordnung einer Anlage und zur Ableitung notwendiger Reduzierungsmaßnahmen. Als Input zählen gekaufte und regenerierte Lösemittel, als Output werden Emissionen in der Luft, Abscheidung oder Vernichtung von Lösemitteln in Reinigungsanlagen, Lösemittelrückstände im Produkt, Abfall, Abwasser und vieles mehr berücksichtigt. Alternativ zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte für Abgase und diffuse Emissionen kann ein aus der Lösemittelbilanz abgeleiteter Reduzierungsplan vereinbart werden. Die VOC-Richtlinie und die Decopaint-Richtlinie werden mit der *Lösemittelverordnung (31. BImSchV)* [14] bzw. der *ChemVOCFarbV* [15] in deutsches Recht übergeführt.

Lösemittel in der Lackierindustrie

In vielen technischen Prozessen, wie zum Beispiel dem Lackiervorgang, sind VOCs in der Abluft als Abfallprodukt enthalten. Stellvertretend für die gesamte Lackierindustrie wird hier schwerpunktmäßig auf die automobilen Serienlackierung eingegangen. In den 1950er Jahren begann die Automatisierung des Beschichtungsprozesses mithilfe der Tauchlackierung. Da hierbei rein lösemittelbasierte Farben eingesetzt wurden, war dies ein risikobehafteter Prozess. Aufgrund der hohen Brand- und Explosionsgefahr erfolgte die Weiterentwicklung hin zu Elektrotauchlacken und zu wasserbasierten Lacken. Durch die Entwicklung von wasserbasierten Lacken, Lacken mit hohem Feststoffanteil (*high solids – HS*) und Pulverlacken konnten in der PKW-Serienlackierung die Emissionen von 150 Gramm pro Quadratmeter lackierter Fahrzeugoberfläche in den 1970er Jahren unter den heute gültigen Grenzwert von 35 g/m^2 reduziert werden [112]. Neben der Regulierung der Verbrauchsmenge an Lösemitteln ist entsprechend der VOC-Richtlinie ein Emissionsgrenzwert für die Trocknerabluft einer Lackieranlage in Höhe von 50 mg/m^3 einzuhalten.

Die *beste verfügbare Technik (BVT)* zur Begrenzung der Lösemittlemissionen in der Serienlackierung orientiert sich unter Berücksichtigung der ChemVOCFarbV an der *Abfallhierarchie* nach *2008/09/EG* [24]. Die Abfallhierarchie entsprechend Abb. 1.3 dient der Vermeidung oder zumindest der Verringerung von schädlichen Einflüssen auf die Umwelt und die menschliche Gesundheit. Die BVT empfiehlt eine Vermeidung der Emissionen an der Quelle durch einen geringeren Lösemittleinsatz durch neue Lacke und Lackierverfahren. Hierzu gehört auch der Einsatz von vorbeschichteten Materialien sowie eine Verringerung der Anzahl an nötiger Lackschichten. Neben der Rückgewinnung und Prozessrückführung von Lösemitteln

aus den Emissionen können mit weiteren VOC-Minderungsmaßnahmen, die im folgenden Abschnitt vorgestellt werden, die restlichen Emissionen im Abgas beseitigt werden. Hierbei soll nach Möglichkeiten zur Rückgewinnung und Nutzung der überschüssigen Wärme gesucht werden, um den zusätzlichen Energieeinsatz zu minimieren.

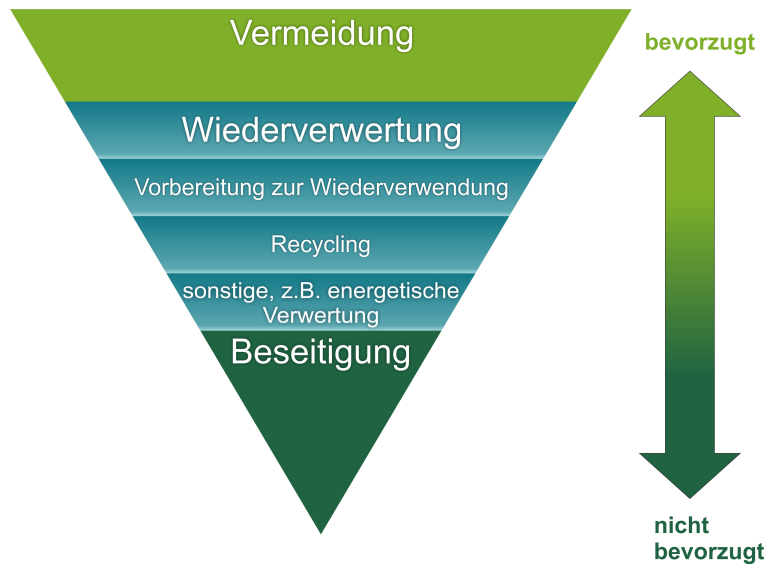


Abbildung 1.3: Abfallhierarchie nach [24]

1.2 Abluftreinigung und beste verfügbare Technik

Der derzeitige Stand der Technik entspricht der *besten verfügbaren Technik* zur Behandlung von lösemittelhaltigen Abgasen [34, 93] und wurde im Jahr 2007 von der EU-Kommission veröffentlicht. Abbildung 1.4 zeigt die Anwendungsbereiche verschiedener Behandlungstechniken beziehungsweise *sekundärer Minderungsmaßnahmen* in Abhängigkeit der VOC-Konzentration im Zulauf und dem Volumenstrom der zu behandelnden Abluft. Zur Rückgewinnung von Lösemitteln dient die Kondensation, sowie der Einsatz von Membranen. Bei sehr niedrigen Konzentrationen und in diskontinuierlichen Prozessen bieten sich Verfahren der Biofiltration [53] als auch Adsorptionsverfahren an Filtern an. Um eine Abluftreinigung durch Verbrennung energetisch sinnvoll zu gestalten ist eine minimale VOC-Konzentration einzuhalten. Zur Erhöhung der VOC-Konzentration kann eine interne oder externe Abluftzirkulation genutzt werden. Beim Einsatz von Adsorbentien zum Erreichen einer gewünschten VOC-Konzentration müssen in der Automobilindustrie Lackpartikelabscheider vorgeschaltet werden.

Thermische Nachverbrennungsanlagen (TNV) haben die höchsten Abscheideleistungen und sind für kleinere und mittlere Volumenströme geeignet. Jedoch wird immer ein Zusatzbrennstoff benötigt. Die Effizienz einer TNV kann mithilfe eines Rekuperators zur internen Wär-

meübertragung erhöht werden. Für rekuperative Abgasreinigungssysteme liegt die Brennkammereintrittstemperatur laut Salvador et al. [101] häufig bei 400°C. Für mittlere bis große Volumenströme werden typischerweise regenerative Oxidationsanlagen im Zwei- oder Mehrbetttdesign oder Rotationsregeneratoren eingesetzt. Idealerweise werden diese Systeme bei ausreichender Lösemittelkonzentration autotherm betrieben. Die katalytische Oxidation [36, 63] erfolgt bei niedrigeren Temperaturen, typischerweise zwischen 250°C bis 400°C. Eine Vergiftung des Katalysators, zum Beispiel durch Schwefel, muss verhindert werden und zu hohe Eintrittskonzentrationen können aufgrund einer Überhitzung den Katalysator beschädigen. Weitere Reinigungsverfahren sind nicht-thermische Plasmaverfahren [117] oder die photokatalytische Oxidation [53]. Eine detaillierte Betrachtung der unterschiedlichen Abluftreinigungssysteme für VOCs einschließlich einer wirtschaftlichen betrachtung wurde von Khan und Ghoshal [67] im Rahmen eines Reviews durchgeführt. Die Untersuchungen zeigten, dass die thermische Oxidation die am weitesten verbreitete Technik. Hierbei wird der Gegenstromreaktor als beste alternative empfohlen. Eine vereinfachte Vorgehensweise zur Dimensionierung von rekuperativen und katalytischen Nachverbrennungsanlagen wurde von van der Vaart et al. [118] vorgestellt. Hierbei wird die Bedeutung der genauen Kenntnis der Zusammensetzung der zu reinigenden Abluft und deren Energie- und Sauerstoffgehalt hervorgehoben.

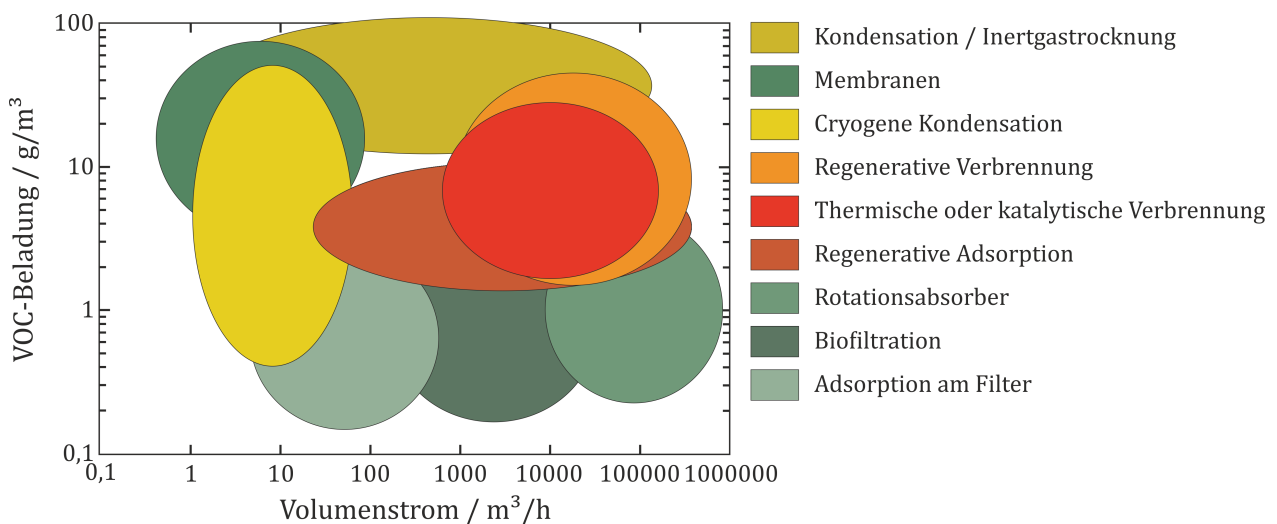


Abbildung 1.4: Anwendungsbereiche verschiedener VOC-Behandlungstechniken in Abhängigkeit der VOC-Beladung und des Abgasvolumenstroms [34]

Tabelle 1.1: VOC-Abbaurrate für bestimmte Temperaturen und Aufenthaltszeiten, modifiziert nach [76]

Abbaurrate	Temperaturdifferenz zur <i>AIT</i>	Aufenthaltszeit
%	K	s
95	167	0,5
98	222	0,5
99	264	0,75
99,9	306	1,0
99,99	361	2,0

1.3 VOC-Abbaurrate und thermische Abluftreinigung

Um die Effizienz von Systemen zur Abluftreinigung oder -aufbereitung zu beschreiben sind in der Literatur und unter den Herstellern von entsprechenden Anlagen unterschiedliche Begrifflichkeiten im Einsatz. Hierzu gehören die Umsatzrate, der Reinigungsgrad oder auch Abreinigungsgrad und die Abbaurrate, bei Bedarf mit dem Zusatz VOC. In dieser Arbeit wird hierfür der Begriff VOC-Abbaurrate verwendet. Dies ist angelehnt an dem englischen Begriff *destruction efficiency* oder auch *destruction and removal efficiency (DRE)*. Die VOC-Abbaurrate

$$DRE = \frac{\text{VOCs in Zuluft} - \text{VOCs in Abluft}}{\text{VOCs in Zuluft}} \quad (1.1)$$

einer Abluftreinigungsanlage ist das Verhältnis des VOC-Massenanteils der Zuluft minus des in der Abluft enthaltenen VOC-Massenanteils bezogen auf den VOC-Massenanteil der der Abluftreinigungsanlage zugeführt wird und ist in Prozent angegeben. Bei einer seriellen Verschaltung mehrerer Anlagen für den Abluftreinigungsprozess, ergibt sich die Gesamt-Abbaurrate als Produkt der VOC-Abbauraten der einzelnen Komponenten.

Entscheidend für einen effektiven VOC-Abbau einer thermischen Reinigungsanlage sind die „*three Ts of destruction*“, namentlich die Aufenthaltszeit (*time*), die Reaktionstemperatur (*temperature*) sowie die Mischung von VOCs und Sauerstoff, die durch den Turbulenzgrad (*turbulence*) in dem Brennraum bestimmt ist. Die erforderliche Mindesttemperatur wird häufig in Abhängigkeit der Selbstzündtemperatur (*auto ignition temperature, AIT*) der zu reinigenden Stoffe angegeben, da VOCs mit einer höheren Selbstzündtemperatur häufig schwieriger zu zerstören sind [76]. Richtlinien für die Auslegung einer thermischen Oxidationsanlage für VOCs sind nach Lewandowski [76] in Tab. 1.1 dargestellt. Typische Bedingungen liegen demnach bei einer Brennkammertemperatur von 725 °C bis 825 °C und einer Aufenthaltszeit von 0,5 s bis 1,0 s [113].

Betrieb thermischer Reinigungssysteme

Der sichere Betrieb einer Anlage zur thermischen Reinigung von Abluft aus Anlagen oder Systemen zur Oberflächenbehandlung unter Verwendung von direkter oder katalytischer Verbrennung wird durch die europäische Norm *DIN EN 12753* [29] geregelt. Wesentlich für den gefahrlosen Betrieb ist hierbei eine, auf die untere Explosionsgrenze bezogene, Begrenzung der Eintrittskonzentrationen der brennbaren Stoffe in der zu reinigenden Abluft. Die untere Explosionsgrenze (*UEG*) oder auch *lower explosion limit (LEL)* wird typischerweise experimentell entsprechend der *DIN EN 1839* [30] bestimmt. Markus und Maas [79] haben einen Ansatz entwickelt die *UEG* mit Hilfe von numerischer Simulation und detaillierten Reaktionsmechanismen zu bestimmen. Dies erlaubt es einen größeren Parameterbereich abzudecken. Bei Stoffgemischen erfolgt die Ermittlung der resultierenden *UEG* typischerweise nach dem *Prinzip von Le Chatelier* [21, 74]

$$UEG_{\text{ges}} = \frac{1}{\sum_i \frac{x_i}{UEG_i}}, \quad (1.2)$$

wobei x_i der molaren Stoffkonzentration entspricht. In der *DIN EN 12753* sind folgende drei Fälle festgelegt, die ein Überschreiten der *UEG* im Betrieb in jedem Fall verhindern:

1. Liegt der Massenanteil an aromatischen Kohlenwasserstoffen $< 25\%$, ist die zulässige Gesamtkonzentration bei einer Bezugstemperatur von 20°C auf 25% begrenzt. Dies gilt unabhängig von der Temperatur im Wärmetauscher.
2. Liegt der Massenanteil an aromatischen Kohlenwasserstoffen $> 25\%$, ist die zulässige Gesamtkonzentration bei einer Bezugstemperatur von 20°C auf 20% begrenzt. Dies gilt unabhängig von der Temperatur im Wärmetauscher.
3. Ist die zulässige Temperatur im Wärmetauscher auf 450°C begrenzt, liegt die zulässige Gesamtkonzentration unabhängig vom Anteil aromatischer Kohlenwasserstoffe bei 50% . Als Bezugstemperatur ist hier jedoch die Temperatur des Wärmetauschers vorzusehen.

Punkt 3 ist hierbei so definiert, dass bei einer Wärmetauschertemperatur von 450°C der Grenzwert, bezogen auf eine Temperatur von 20°C , 25% der *UEG* entspricht. Erst unterhalb einer Temperatur von 380°C steigt der erlaubte Grenzwert auf $> 25\%$ der *UEG* an. Eine Begrenzung der Wärmetauschertemperatur auf 650°C ist nach van der Vaart et al. [118] ein praktisches Limit um eine Zündung im Wärmetauscher zu verhindern. Für die Begrenzung der Emissionen im Abgastrakt des Reinigungssystems werden die gesetzlichen Regelungen

entsprechend Kapitel 1.1 angewendet. Tabelle 1.2 zeigt die Emissionsgrenzwerte, die für eine VOC-MGT mit einer elektrischen und thermischen Leistung entsprechend Tab. 3.1 gelten.

Tabelle 1.2: Gesetzliche Emissionsgrenzwerte für den Betrieb einer VOC-MGT mit einer Feuerungswärmeleistung kleiner 50 MW

Emission	NO _x ¹	CO ¹	UHC ²	¹ TA-Luft [16]
Grenzwert in mg/m ³	75 [†]	100	50*	² 1999/13/EG [27], 31. BImSchV [14]
Grenzwert in ppm	36,5	80	93,3*	† bezogen auf NO ₂ * bezogen auf C

1.4 Mikrogasturbinen

Mikrogasturbinen sind kleine Gasturbinen, die mit gasförmigen oder flüssigen Brennstoffen betrieben werden. Eine detaillierte Beschreibung der wichtigsten Komponenten und des zugehörigen Kreisprozesses erfolgt in Kapitel 4. Mikrogasturbinen kommen typischerweise im Bereich der dezentralen Energieversorgung für Wohnanlagen, Krankenhäuser, Schwimmbäder und in kleinen und mittleren Unternehmen zum Einsatz. Meist werden diese als Anlage zur Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) oder Kraft-Wärme-Kälte-Kopplung (KWKK) betrieben, wodurch eine Gesamteffizienz von etwa 90 % erreicht wird. Entsprechend der Arbeitsgruppe *Mikrogasturbine* des *European Turbine Network* [35] haben Mikrogasturbinen eine elektrische Leistung von unter 500 kW_{el}, ein Druckverhältnis kleiner 6 und einen Wirkungsgrad von bis zu 40 %. Höhere Wirkungsgrade sind mithilfe höherer Turbineneintrittstemperaturen unter Einsatz keramischer Materialien oder mit höheren Druckverhältnissen durch den Einsatz zwei- und mehrstufiger Systeme möglich [23]. Ein wichtiges Merkmal der Mikrogasturbine sind die im Vergleich zu konventionellen Gasturbinen reduzierten Turbineneintrittstemperaturen. Diese liegen deutlich unter der Temperatur, die eine stabile Flamme in der Brennkammer erlaubt. Daher nimmt in einer Mikrogasturbine nur ein Teil der Prozessluft an der Verbrennung teil, während der Rest als *Mischluft* den Verbrennungsabgasen zugeführt wird um die maximal erlaubten Turbineneintrittstemperaturen einzuhalten. Die hierfür im englischen gebräuchliche Bezeichnung *dilution air*, also Verdünnungsluft, ist daher der treffendere Begriff.

Mikrogasturbinen konkurrieren wirtschaftlich und technologisch vor allem mit dem Verbrennungs- und dem Stirlingmotor. Wesentliche Vorteile der Mikrogasturbine gegenüber dem Verbrennungsmotor sind laut [35]:

- geringere Wartungskosten
- geringere Primäremissionen (typischerweise kein Abgasreinigungssystem nötig)

- höhere Raumenergiedichte
- Vibrationsarmut
- höhere Brennstoffflexibilität
- höhere Verfügbarkeit bei geringerem Wartungsaufwand

1.4.1 Abluftreinigung mit Gasturbinen

Wie in Kap. 1.2 beschrieben, werden für die Abluftreinigung von Gasströmen mit geringem Heizwert rekuperative oder regenerative Nachverbrennungsanlagen eingesetzt. Je nach Energiemenge im Abluftmassenstrom werden diese Systeme autotherm oder unter Zufeuerung eines Hilfsbrennstoffes betrieben. Neben hohen Investitions- und Wartungskosten fallen somit je nach Konzept weitere Betriebskosten an. Ein vielversprechender Ansatz zur Abluftreinigung ist hierbei der Einsatz einer Mikrogasturbine. Zusätzlich zu der auf hohem Temperaturniveau zur Verfügung gestellten Restwärme im Abgas, die zum Beispiel in Trocknungsprozessen und zur Dampf- oder Warmwasserbereitung genutzt werden kann, wird elektrischer Strom bereitgestellt. Dieser kann entweder genutzt oder eingespeist werden und führt somit zu einer schnelleren Amortisation der Investitionskosten [111, 131] sowie einer höheren Gesamteffizienz der Industrieanlage. Die Nutzung des Energiegehalts von lösemittelhaltigen Abluftströmen zur Stromerzeugung ist noch nicht Bestandteil der derzeitigen *besten verfügbaren Technik* zur Abluftreinigung.

1.4.2 Konzept VOC-MGT

Wird einer Mikrogasturbine VOC-haltige Luft zugeführt, steigen sowohl die Emissionen an Kohlenmonoxid als auch an unverbrannten Kohlenwasserstoffen aufgrund ungenügender Aufenthaltszeiten rapide an. In kommerziell verfügbaren Systemen wird zumeist die originale Brennkammer mit einem deutlich größeren Oxidationssystem ausgetauscht. Alternativ kann ein zusätzlicher Strömungsreaktor eine ausreichende Aufenthaltszeit für die vollständige Oxidation der Lösemittel garantieren. In einem von Armstrong et al. [3] vorgestellten Konzept wird der gesamte Brennstoffmassenstrom bereits am Verdichtereintritt zugeführt. Das große „*gradual oxidizer*“ genannte, Brennkammersystem wird unterhalb der Temperaturgrenze betrieben bei der Flammenverlöschung auftritt. Die Brennkammereintrittstemperatur muss jedoch oberhalb der Selbstzündtemperatur der brennbaren Stoffe liegen. In diesem System wird kein separater Brennstoffkompressor benötigt. In dem in dieser Arbeit betrachteten System ist das Brennkammersystem in eine Brennkammer und einen Reaktor aufgeteilt. In Abb.1.4 lässt sich das hier untersuchte System mit einem Volumenstrom von etwa 2200 m³/h im Anwendungsbereich der thermischen Verbrennung einordnen.

1.5 Ziel der Arbeit

Aus Sicht eines Betreibers von Industrieanlagen ist die gesetzlich verordnete Abluftreinigung stets ein reiner Kostenfaktor. Gibt es jedoch die Möglichkeit, die in der Abluft enthaltene Energie für die elektrische Energieerzeugung nutzbar zu machen, können sich diese Anlagen aus dem Betrieb heraus amortisieren. Der Einsatz von Mikrogasturbinen in der Abluftreinigung von lösemittelbehafteter Abluft entspricht derzeit nicht dem Stand der Technik. Da diese Technologie helfen kann die Energieeffizienz in der Abluftreinigung zu erhöhen und die gesteckten Emissionsziele einzuhalten, wird im Rahmen dieser Arbeit folgende zentrale Fragestellung untersucht:

Welche besonderen Anforderungen gelten für die Brennkammerauslegung einer Mikrogasturbine zur Abluftreinigung?

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, den Einfluss eines lösemittelbehafteten Luftstroms auf das *System Mikrogasturbine* zu beschreiben und relevante Regelgrößen zu identifizieren. Zudem soll der Einfluss der hieraus resultierenden, teilweise vorgemischten Verbrennung auf den am Institut für Verbrennungstechnik entwickelten *jet-stabilisierten Brenner* vom Typ *F400n.1* untersucht werden. Es soll ein Verständnis erarbeitet werden, wie VOCs in der Auslegung einer VOC-MGT zu berücksichtigen sind und wie das bestehende Brennkammersystem angepasst werden kann.

Kapitel 2 gibt eine Einführung in alle für das Verständnis der Arbeit relevanten physikalischen und chemischen Grundlagen. Hierbei werden die wichtigsten Begrifflichkeiten der Verbrennung definiert. Verschiedene Mechanismen zur Bildung von Schadstoffen werden beschrieben, deren Emission durch die bereits vorgestellten Gesetze und Verordnungen reglementiert ist. Neben den gesetzlichen Regelungen zum Betrieb einer Abluftreinigungsanlage wird die üblicherweise zur Bewertung dieser Anlagen herangezogene VOC-Abbaurrate mit ihren wichtigsten Einflussparametern eingeführt.

In Kapitel 3 werden der MGT-Prüfstand und der atmosphärische Brennerprüfstand vorgestellt. Zudem erfolgt eine detaillierte Einführung in das MGT-Brennkammersystem und in die jet-stabilisierte Brennkammer als zentrales Untersuchungsobjekt dieser Arbeit.

Die experimentelle und numerische Untersuchung des Einflusses der VOCs auf das *System Mikrogasturbine* erfolgt in Kapitel 4. Die experimentellen Ergebnisse werden genutzt um den eingesetzten MGT-Simulator hinsichtlich der Eignung für diesen Anwendungsfall zu validieren. Mögliche Regelgrößen entsprechend dem Konzept der VOC-MGT werden identifiziert. Bei der anschließenden Untersuchung unterschiedlicher Betriebs- und Regelungsstrategien der MGT hinsichtlich variierender VOC-Beladungen wird der Fokus auf den Betrieb der Brennkammer gelegt.

In Kapitel 5 wird der *jet-stabilisierte Brenner* sowohl im atmosphärischen Prüfstand als auch numerisch untersucht. In einem ersten Schritt wird das Betriebskonzept der Pilotstufe festgelegt und der Einfluss einer Vormischung mit Erdgas untersucht. Danach erfolgt die detaillierte Charakterisierung des Brenners unter Vormischung verschiedener VOCs. In den abschließenden Untersuchungen liegt der Fokus wieder auf dem optimalen Betrieb des Brenners bezogen auf die Anwendung in einer VOC-MGT. Zudem wird anhand einer Geometrievariation eine mögliche Optimierung des bestehenden Brenners betrachtet.

Eine Schlussfolgerung mit den entscheidenden Erkenntnissen zur Beantwortung der hier gestellten Fragestellungen erfolgt in Kapitel 6. Zudem wird ein Ausblick hinsichtlich weiterer möglicher Forschungsarbeiten in Kapitel 7 gegeben.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Grundlagen für die vorliegende Arbeit dargestellt. Hierzu gehören Kenntnisse über die Eigenschaften von flüchtigen Kohlenwasserstoffen sowie Grundlagen in der Verbrennung, Reaktionskinetik und der Schadstoffbildung. Zudem werden die wesentlichen Gleichungen die in der Verbrennungssimulation benötigt werden beschrieben. Dies umfasst reaktionskinetische Simulationen in einfachen Reaktoren bis hin zu komplexen 3D CFD (Computational Fluid Dynamics) Simulationen, bei denen neben den Navier-Stokes Gleichungen auch die Turbulenz-Chemie Interaktion von Bedeutung ist.

2.1 Verbrennung

Bei der Verbrennung wird die chemisch gebundene Energie eines Brennstoffes bei der Reaktion mit einem Oxidator in thermische Energie und somit Wärme umgewandelt. Als Oxidator wird meist Luftsauerstoff verwendet. Abhängig davon, ob Brennstoff und Oxidator zuerst gemischt und dann verbrannt werden oder ob die beiden Vorgänge parallel ablaufen, wird zwischen *vorgemischter* und *nicht-vorgemischter* Verbrennung unterschieden. Diese beiden Verbrennungstypen können, basierend auf den strömungsmechanischen Verhältnissen, weiter in *laminare* oder *turbulente* Flammen unterteilt werden [62, 119]. In technischen Brennkammern wird häufig eine Kombination von vorgemischter und nicht-vorgemischter Verbrennung genutzt was letztlich einer teilweisen Vormischung entspricht. Hierdurch können Brennverfahren hinsichtlich Zuverlässigkeit und niedriger Emissionen optimiert werden.

Abhängig vom Mischungsverhältnis von Brennstoff (Index F) und Luft (Index L) als Oxidator, wird desweiteren zwischen einer *fetten*, *stöchiometrischen* und *mageren* Verbrennung, mit

$$\lambda < 1 \quad (\textit{fett}) \quad (2.1a)$$

$$\lambda = 1 \quad (\textit{stöchiometrisch}) \quad (2.1b)$$

$$\lambda > 1 \quad (\textit{mager}), \quad (2.1c)$$

unterschieden. Von einer *stöchiometrischen* Verbrennung wird gesprochen, wenn Brennstoff und Oxidator vollständig verbraucht werden. Der Kehrwert der Luftzahl λ ergibt das Äquivalenzverhältnis ϕ . Die Luftzahl

$$\lambda = \frac{\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_F}}{\frac{\dot{m}_{L,st}}{\dot{m}_{F,st}}} = \frac{1}{\phi} \quad (2.2)$$

ist der Quotienten aus dem Verhältnis zwischen dem tatsächlichen Luft- und Brennstoffmassenstrom und dem stöchiometrischen Luft-/Brennstoff-Verhältnis. Mit dem stöchiometrischen Luftbedarf $L_{st} = \dot{m}_{L,st}/\dot{m}_{F,st}$ oder englisch *AFR* (*air fuel ratio*) wird die Luftzahl mit

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{\sum_i \dot{m}_{F,i} L_{st,i}} \quad (2.3)$$

für eine beliebige Brennstoffzusammensetzung bestimmt.

2.2 Erhaltungsgleichungen

Die Erhaltungsgleichungen sind eine mathematische Beschreibung der physikalischen Grundlagen aus der Strömungsmechanik und der Thermodynamik. Während in der Strömungsmechanik das Fluid meist nur eine einzige Phase beinhaltet, besteht dieses in der Verbrennungsmodellierung aus einer Vielzahl an Spezies. Hierfür werden zusätzliche Transportgleichungen benötigt und den Erhaltungsgleichungen weitere Terme hinzugefügt. Die grundlegenden Gleichungen berücksichtigen die Massenerhaltung, die Impulserhaltung und die Energieerhaltung. Im Folgenden werden diese mittels des Euler'schen Ansatzes in konservativer Darstellung und Gradientenform beschrieben. Vektoren werden hierbei fett dargestellt. Da viele Vereinfachungen und Annahmen in den Erhaltungsgleichungen auf dimensionslosen Kennzahlen beruhen, werden die hier relevanten Kennzahlen zuerst vorgestellt.

2.2.1 Kennzahlen

Zur Beschreibung von Strömungsphänomenen sind folgende dimensionslose Kennzahlen relevant:

Die Reynolds-Zahl, Re , beschreibt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften. Mit der absoluten Strömungsgeschwindigkeit $|\mathbf{v}| = (v_x^2 + v_y^2 + v_z^2)^{1/2}$, der kinematischen Viskosität ν und der für die Strömung charakteristischen Länge l ergibt sich diese zu:

$$Re = \frac{|\mathbf{v}|l}{\nu} = \frac{\rho|\mathbf{v}|d}{\mu} \quad (2.4)$$

Für die kinematische Viskosität ν und die dynamische Viskosität μ gilt über die Dichte ρ der Zusammenhang $\nu = \mu/\rho$.

Die Mach-Zahl, Ma , beschreibt das Verhältnis aus Strömungsgeschwindigkeit und Schallgeschwindigkeit c , wobei γ der Isentropenexponent, $R_s = R_m/M$ die spezifische Gaskonstante und T die Temperatur des Fluids ist:

$$Ma = \frac{|\mathbf{v}|}{c} = \frac{|\mathbf{v}|}{\sqrt{\gamma R_s T}} \quad (2.5)$$

Bei Mach-Zahlen unterhalb von 0,3 spielen kompressible Effekte meist eine untergeordnete Rolle und in der numerischen Simulation können inkompressible Lösungsverfahren eingesetzt werden.

Die folgenden Kennzahlen basieren auf dem molekularen Spezies- und Wärmetransport:

Die Prandtl-Zahl, Pr , beschreibt das Verhältnis von Impuls und Wärmetransport über die Temperaturleitfähigkeit $\alpha = k/\rho c_p$ mit der Wärmeleitfähigkeit k und der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.6)$$

Die Lewis-Zahl, Le , beschreibt das Verhältnis von Wärmetransport und molekularer Diffusion mit dem Diffusionskoeffizienten D :

$$Le = \frac{\alpha}{D} = \frac{k}{\rho c_p D} \quad (2.7)$$

Die Schmidt-Zahl, Sc , beschreibt das Verhältnis von Impuls und molekularer Diffusion:

$$Sc = \frac{\nu}{D} = \frac{\mu}{\rho D} = Pr Le \quad (2.8)$$

Folgende Kennzahlen sind zur Beschreibung von turbulenten und chemischen Vorgängen in Flammen relevant:

Die Damköhler-Zahl, Da , ist für die größten Wirbel mit dem turbulenten Längenmaß l_t definiert und beschreibt das Verhältnis aus turbulenter (τ_t) und chemischer (τ_c) Zeitskala:

$$Da = Da(l_t) = \frac{\tau_t}{\tau_c} = \frac{l_t/u'(l_t)}{\delta/s_L^0} \quad (2.9)$$

Diese sind neben dem turbulenten Längenmaß durch die Turbulenzintensität u' , die laminare Flammgeschwindigkeit s_L^0 und der Flammendicke δ definiert.

Die Karlovitz-Zahl, Ka , ist für die kleinsten Wirbel mit dem Kolmogorov-Längenmaß η_k definiert und beschreibt das Verhältnis aus chemischer (τ_c) Zeitskala und der Kolmogorov-Zeit (τ_k):

$$Ka = \frac{1}{Da(\eta_k)} = \frac{\tau_c}{\tau_k} = \frac{u'(\eta_k)/\eta_k}{s_L^0/\delta} \quad (2.10)$$

Die turbulente Reynolds-Zahl, Re_t , basiert auf den integralen Längenskalen:

$$Re_t = \frac{u'l_t}{\nu} = \left(\frac{u'}{s_L^0}\right) \left(\frac{l_t}{\delta}\right) \quad (2.11)$$

$$= Da^2 Ka^2 \quad (2.12)$$

2.2.2 Kontinuitätsgleichung

Die Massenerhaltung im System wird über die Kontinuitätsgleichung beschrieben. Innerhalb eines Systems kann Masse weder hinzugefügt noch zerstört werden. Daher muss die zeitliche Änderung der Masse eines Kontrollvolumens dem Massenstrom über dessen Grenzen entsprechen.

Die Gesamtmassenerhaltung ergibt sich zu

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0, \quad (2.13)$$

wobei der erste Term die zeitliche Änderung der Dichte im Kontrollvolumen ist und der zweite Term den Massenfluss aus dem Kontrollvolumen hinaus beschreibt. Für die Massenerhaltung der einzelnen Komponenten k ergibt sich die Komponentenmassenerhaltung zu

$$\frac{\partial(\rho Y_k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho Y_k \mathbf{v}) = -\nabla \cdot \mathbf{j}_k + \dot{w}_k, \quad (2.14)$$

wobei Y_k und \mathbf{j}_k dem Massenanteil respektive dem Diffusionsmassenfluss der Komponente k entspricht und \dot{w}_k der Komponentenquellterm ist. Der diffusive Stofftransport wird durch Gradienten in der Stoffverteilung, Temperaturgradienten (*Soret-Effekt*), Druckgradienten und

durch Massenkraften auf einzelne Komponenten verursacht [6]. Druck- und Massenkraftdiffusion spielen in der Verbrennung eine untergeordnete Rolle. Die Thermodiffusion ist in laminarer Verbrennung relevant, kann in turbulenten Flammen jedoch ebenfalls vernachlässigt werden [41]. Unter Vernachlässigung dieser Effekte lässt sich mit einer einfacheren Approximation der Diffusionsmassenfluss mit

$$\mathbf{j}_k = -\rho D_k \nabla Y_k \quad (2.15)$$

darstellen, wobei D_k dem Diffusionskoeffizienten der Spezies k im Gasgemisch entspricht.

Da die Summe der N_k Komponentengleichungen die Gesamtmassenerhaltung bzw. die Kontinuitätsgleichung ergibt, müsste Gl. (2.13) nicht im Gleichungssystem enthalten sein. Häufig werden jedoch nur $N_k - 1$ Komponentengleichungen verwendet und die fehlende Komponente über die Normierungsbedingung $\sum_{k=1}^{N_k} Y_k = 1$ berechnet. Aus Gl. (2.14) lässt sich mit der Gesamtmassenerhaltung ableiten, dass $\sum_{k=1}^{N_k} \dot{w}_k = 0$ gilt und somit die Summe aller Komponentenquellterme Null ergeben muss.

2.2.3 Navier-Stokes-Gleichungen

Die Erhaltungsgleichungen des Impulses basieren auf dem zweiten Newtonschen Gesetz bzw. der Eulergleichung $\mathbf{f} = m \mathbf{a}$. Die Kraft auf einen Körper entspricht also dem Produkt aus Masse und Beschleunigung des Körpers. In der Formulierung als Impulssatz wird daraus

$$\mathbf{f} = \frac{d}{dt} (m \mathbf{v}). \quad (2.16)$$

Es gibt zwei Arten von Kräften, die auf ein Fluid einwirken können. Diese sind zum einen *Volumenkräfte*, wie zum Beispiel die Gewichtskraft, als auch *Oberflächenkräfte* aufgrund von Druck und Reibung. Für ein Newton'sches Fluid gilt der lineare Zusammenhang zwischen Schubspannung und Dehnungsrate mit der dynamischen Viskosität μ als Proportionalitätsfaktor. In Vektorschreibweise ergibt sich die Impulsgleichung für ein inkompressibles Fluid zu

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = & -\nabla p + \nabla \cdot \left[\mu \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} \right) \right] \\ & + \rho \sum_{k=1}^{N_k} Y_k \mathbf{f}_k, \end{aligned} \quad (2.17)$$

wobei der zweite Term auf der rechten Seite dem Schubspannungstensor und \mathbf{f}_k den an den Komponenten angreifenden Volumenkräften entspricht. Während die Bezeichnung Navier-Stokes-Gleichungen eigentlich nur die Impulserhaltungsgleichungen erfasst, wird darunter

inzwischen auch häufig das Gleichungssystem verstanden, das auch Massen- und Energieerhaltung enthält und eine reibungsbehaftete Strömung somit vollständig beschreibt [41].

2.2.4 Energiegleichung

In vielen Lehrbüchern, wie z.B. [1, 97], wird die Energiegleichung in Form der Gesamtenergie $e_{\text{tot}} = e + \mathbf{v}^2/2$ mit $\mathbf{v}^2 = v_x^2 + v_y^2 + v_z^2$ hergeleitet. Weitere verbreitete Formen die Energiegleichung zu beschreiben sind die spezifische innere Energie e oder die spezifische Gesamtenthalpie $h_{\text{tot}} = e_{\text{tot}} + pv$, wobei v ein spezifisches Volumen ist. Die Energiegleichung wird hier mithilfe der Enthalpie

$$h = \int_{T^0}^T c_p dT + \sum_{k=1}^{N_k} \Delta h_{f,k}^0 Y_k \quad (2.18)$$

dargestellt, die sowohl die sensible („thermische“) Enthalpie als auch die Bildungsenthalpie der Einzelkomponenten beinhaltet und somit keinen Reaktionsquellterm enthält.

Die Energiegleichung in Vektornotation ergibt sich zu

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} h) &= \frac{\partial p}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot (\nabla p) + \left[\mu \left(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} \right) \right] : (\nabla \mathbf{v}) \\ &- \nabla \cdot \mathbf{q} + \rho \dot{Q} + \sum_{k=1}^{N_k} \mathbf{f}_k \cdot \mathbf{j}_k, \end{aligned} \quad (2.19)$$

wobei \dot{Q} einer volumetrischen Wärmequelle und \mathbf{q} der Energiestromdichte bzw. dem flächenspezifischen Energiefluss entspricht. Der Energiefluss

$$\mathbf{q} = -k \nabla T + \sum_{k=1}^{N_k} h_k \mathbf{j}_k \quad (2.20)$$

setzt sich aus dem Fourier'schen Gesetz der Wärmeleitung und der Diffusionswärmeleitung (*Dufour-Effekt*) zusammen. Letzterer stellt den Energietransport durch Stoffdiffusion dar und ist meist vernachlässigbar [41].

Häufig wird der Energiefluss über den Gradienten der spezifischen Enthalpie

$$\nabla h = c_p \nabla T + \sum_{k=1}^{N_k} h_k \nabla Y_k \quad (2.21)$$

bestimmt [41]. Unter Verwendung von Gl. (2.15) und (2.20) sowie unter Zuhilfenahme der dimensionslosen Kennzahlen Pr , Sc als auch der Annahme eines Multidiffusionsansatzes ($D_k = D$) ergibt sich der Energiefluss

$$\mathbf{q} = -\frac{\mu}{Pr} \nabla h + \left(\frac{\mu}{Pr} - \frac{\mu}{Sc} \right) \sum_{k=1}^{N_k} h_k \nabla Y_k. \quad (2.22)$$

In dieser Arbeit wird von einer Lewis-Zahl $Le = Sc/Pr = 1$ ausgegangen, was Gl. (2.22) zu

$$\mathbf{q} = -\frac{\mu}{Pr} \nabla h \quad (2.23)$$

vereinfacht.

Zur Lösung des Gleichungssystems und Bestimmung der Enthalpie des Stoffgemisches wird zusätzlich das ideale Gasgesetz

$$p = \rho R_m T \sum_{k=1}^{N_k} \frac{Y_k}{M_k} \quad (2.24)$$

zur Lösung der abhängigen Variablen T benötigt. Die Konstante R_m entspricht der molaren oder auch allgemeinen Gaskonstante. Die Annahme eines idealen Gases verliert seine Gültigkeit bei sehr hohem (kritischen) Druck bzw. sehr tiefen Temperaturen (kritischer Temperatur). Hier müssen Realgaseffekte berücksichtigt werden.

Die in der CFD-Simulation verwendeten Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (RANS) schließen auch die Kontinuitätsgleichung, die Energiegleichung und weitere eventuell verwendete Erhaltungsgleichungen mit ein.

2.3 Turbulenz

Eine turbulente Strömung ist hochgradig instationär, bei der Fluktuationen in alle drei Raumrichtungen auftreten. Die zufälligen Schwankungen in den transportierten Größen führen zu einem zusätzlichen Impuls- und Energieaustausch. In Wandnähe führt dies zu geänderten Geschwindigkeitsprofilen mit einem steileren Gradienten, was sich vorteilhaft auf die Wärmeleitung auswirkt. Jedoch werden durch die Turbulenz sowohl die Diffusivität als auch die Viskosität erhöht, was zu höheren Reibungskräften und daher auch zu höheren Impuls- bzw. Druckverlusten führt [41, 90].

Turbulenz tritt auf, sobald die kinematische Viskosität ν nicht mehr ausreicht die Fluktuationen in der Strömung zu dämpfen. Abbildung 2.1 zeigt das Energie- und das Dissipations-

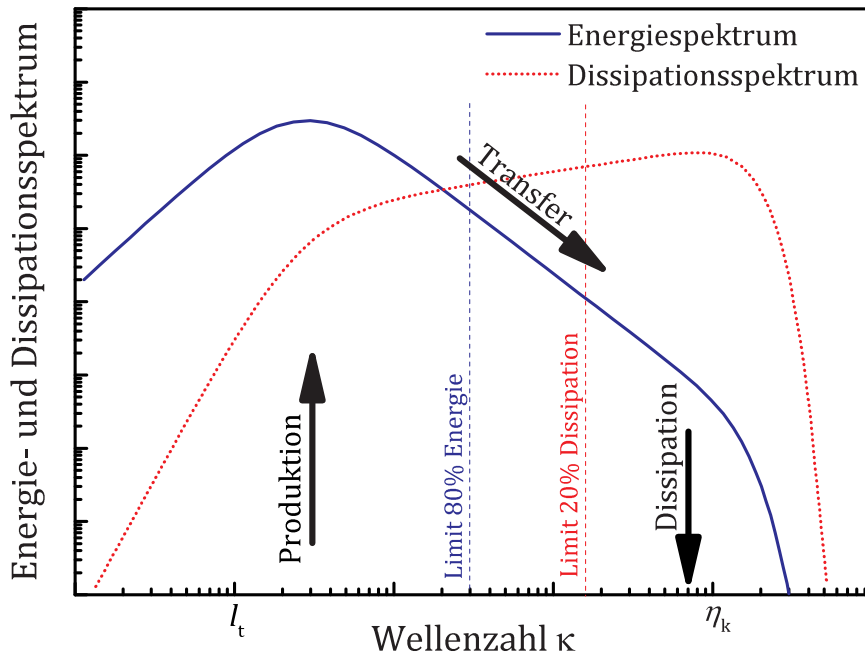


Abbildung 2.1: Energie- und Dissipationsspektrum einer turbulenten Strömung in log-log Darstellung, modifiziert nach Fröhlich [39]

pektrum einer turbulenten Strömung. Hierbei ist der Energiegehalt über die Wellenzahl κ , also dem Kehrwert der Wellenlänge bzw. des Durchmessers eines Wirbels, aufgetragen. Die Übertragung (Produktion) von kinetischer Energie erfolgt aus dem mittleren Strömungsfeld auf die großskaligen Wirbelstrukturen der Länge l_t . Der Inertialbereich (Transfer) bezeichnet den Bereich des Wirbelzerfalls, wobei die kinetischen Energie von der größeren Wirbel auf kleinere Wirbel mit höherer Frequenz übertragen werden. Dieser Prozess wird auch als *Energiekaskade* bezeichnet. Die kleinsten Skalen werden als Kolmogorov-Skalen mit der Wirbelgröße η_k bezeichnet. Hier erfolgt die Dissipation der kinetischen Energie in innere Energie des Fluids. Die linke vertikale Limitierung grenzt nach links den Bereich ab, in welchem 80% der turbulenten Energie auftreten. Die rechte Limitierung grenzt nach rechts den Bereich ab, in welchem 80% der Dissipation stattfindet.

2.4 Chemische Kinetik und technische Flammen

In einem chemischen System mit N_k Spezies wird die Gesamtheit aller $r = 1, 2, \dots, N_r$ Elementarreaktionen mit



beschrieben, wobei \mathcal{M}_k dem Molekül k und ν'_{kr} und ν''_{kr} den molaren stöchiometrischen Koeffizienten der Spezies k in der Reaktion r entsprechen. Die Geschwindigkeitskoeffizienten K_{fr} und K_{br} werden mit dem Arrheniusansatz bestimmt. Um die Temperaturabhängigkeit des Geschwindigkeitskoeffizienten zu berücksichtigen wird eine abgewandelte Form mit

$$K = A'T^\beta \exp\left(-\frac{E'_A}{R_m T}\right) \quad (2.26)$$

verwendet, wobei A' , β und E'_A Fit-Parameter sind.

In dieser Arbeit werden chemische Prozesse mit dem finite Raten FRC-Modell (*finite rate chemistry*) berechnet. Der Komponentenquellterm \dot{w}_k , auch als Reaktionsrate bezeichnet, entspricht

$$\dot{w}_k = \sum_{r=1}^{2N_r} \dot{w}_{kr} = M_k \sum_{r=1}^{2N_r} \left[(\nu''_{kr} - \nu'_{kr}) \left(K_r \prod_{j=1}^{N_{k+1}} C_j^{\nu'_{jr}} \right) \right]. \quad (2.27)$$

Die Konzentration einer Komponente lässt sich mit $C_k = \rho Y_k / M_k$ berechnen.

K_r schließt alle Vorwärts- und Rückwärtsreaktionen mit ein. Während K_f direkt aus einem gegebenen Reaktionsmechanismus berechnet wird, muss K_b über die Gleichgewichtskonstante K_C mit

$$K_{br} = \frac{K_{fr}}{K_C} = \frac{K_{fr}}{\left(\frac{p^0}{R_m T}\right)^{\sum_{j=1}^{N_{k+1}} \nu_{jr}} \exp\left(\frac{\Delta S_r^0}{R_m} - \frac{\Delta H_r^0}{R_m T}\right)} \quad (2.28)$$

berechnet werden.

Wie in Kapitel 2.2.4 beschrieben, enthält die Energiegleichung aufgrund der Formulierung der Enthalpie entsprechend Gl. (2.18) keinen Reaktionsquellterm. Für die Betrachtung von Flammen ist jedoch die Lage der Wärmefreisetzung relevant. Die Wärmefreisetzungsrates, welche eine Energiemenge ist, die pro Volumeneinheit und Zeiteinheit freigesetzt wird, entspricht unter Verwendung der Komponentenbildungsrates

$$\dot{w}_T = - \sum_{k=1}^{N_k} \Delta h_{f,k}^0 \dot{w}_k. \quad (2.29)$$

2.4.1 Adiabate Flammentemperatur

Die adiabate Flammentemperatur ist die Temperatur, die im chemischen Gleichgewicht vorliegt ohne dass Wärme an die Umgebung verloren geht. Im Folgenden entsprechen die Indizes 1 und 2 dem unverbrannten respektive dem verbrannten Zustand. In einem adiabaten System

mit $h_1 = h_2$ lässt sich mit Gl. (2.18) die Beziehung zwischen unverbranntem und verbranntem Stoffgemisch mit

$$\sum_{k=1}^{N_k} \Delta h_{f,k}^0 (Y_{k,2} - Y_{k,1}) = - \int_{T^0}^{T_2} c_p dT + \int_{T^0}^{T_1} c_p dT = - \int_{T_1}^{T_2} c_p dT (= \Delta_R h^0) \quad (2.30)$$

darstellen. Die Wärmefreisetzung erfolgt hierbei bei konstantem Druck. Der Zusammenhang mit der spezifische Reaktionsenthalpie $\Delta_R h^0$ gilt nur bei Luftüberschuss. Zur Ermittlung des Heizwertes H_1 eines Brennstoffes mit Gl. (2.30) werden stöchiometrische Bedingungen angenommen und es gilt $H_1 = -\Delta_R h^0$. Zur Bestimmung der adiabaten Flammentemperatur $T_{\text{ad}} = T_2$ wird die Zusammensetzung des Brennstoff-/Luftgemisches sowie die Temperatur und der Druck im Anfangszustand benötigt.

Für einen gasförmigen Brennstoff und unter der Annahme von mageren Bedingungen mit $\lambda \geq 1$ kann die adiabate Flammentemperatur

$$T_{\text{ad}} = \frac{\dot{m}_F (H_1 + c_{p,F} T_F) + \dot{m}_L c_{p,L} T_L}{(\dot{m}_F + \dot{m}_L) c_{p,\text{ges}}} \quad (2.31)$$

berechnet werden [62]. Die spezifische isobare Wärmekapazität $c_{p,\text{ges}}$ kann aus der Abgaszusammensetzung bei der Annahme vollständiger Verbrennung bestimmt werden.

2.4.2 Laminare Vormischflamme

Die laminare Vormischflamme bildet die Grundlage für viele theoretische Betrachtungen von turbulenten Flammen [75]. Abbildung 2.2 zeigt eine schematische Darstellung einer eindimensionalen, vorgemischten Methan-Luft-Flamme. Hierbei sind die Spezieskonzentrationen, Temperatur und Wärmefreisetzung über die axiale Strömungsrichtung aufgetragen. Das Frischgas wird mit einer Geschwindigkeit v_x zugeführt, die der laminaren Flammgeschwindigkeit s_L des Gemisches entspricht. Nur für den Fall $v_x = s_L$ ist die Flamme stationär. Die Flamme kann in vier Bereiche eingeteilt werden. In der Frischgaszone wird das Luft-Brennstoff-Gemisch bei der Temperatur T_1 zugeführt. Die Vorwärmzone ist geprägt durch einen konvektiven Wärmestrom aus der Reaktionszone sowie Stoffdiffusion von Radikalen aus der Reaktionszone heraus und von Brennstoff und Sauerstoff in die Reaktionszone hinein. Die größte Wärmefreisetzung und die höchsten Reaktionsraten der einzelnen Spezies finden in der Reaktionszone statt. In der darauffolgenden Oxidationszone wird das chemische Gleichgewicht erreicht und nur noch sehr langsame Reaktionen wie die CO-Oxidation finden hier statt. Für die Dicke der Reaktionszone δ_r gibt Peters [94] einen Bereich von $0,1 \gtrsim \delta_r/\delta \gtrsim 0,03$ an, wobei der obere

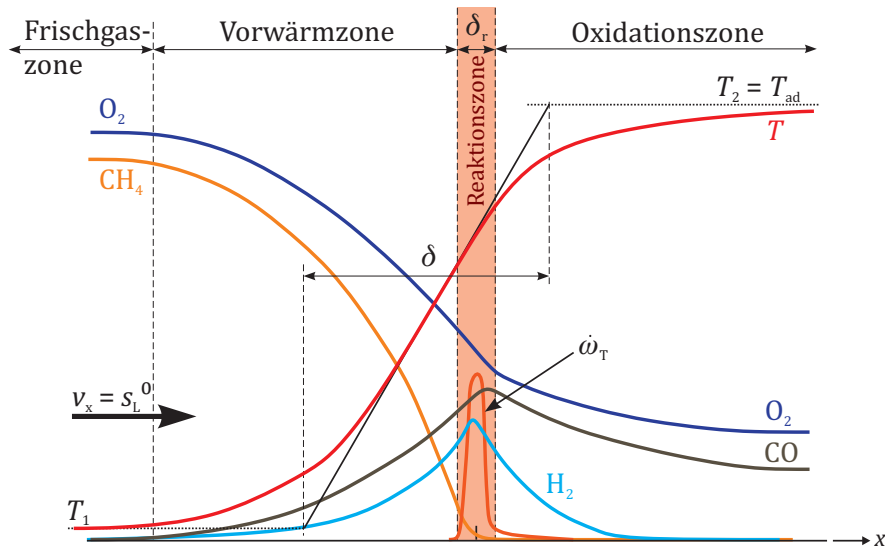


Abbildung 2.2: Schematische Darstellung einer vorgemischten Methan-Luft-Flamme, modifiziert nach Peters [95] und Zanger [129]

Grenzwert einem Druck von 1013,25 mbar und der untere Grenzwert dem 30-fachen Druck entspricht. Eine Definition für die Flammendicke δ liefert die thermische Flammendicke

$$\delta_L^0 = \frac{T_2 - T_1}{\max\left(\left|\frac{\partial T}{\partial x}\right|\right)}. \quad (2.32)$$

Diese wird a posteriori über den maximalen Temperaturgradienten über die Flamme bestimmt und entspricht laut Lefebvre und Ballal [75] der genauesten Definition. Bei der Simulation mit reduzierten Reaktionsmechanismen liefert die Flammendicke einen guten Anhaltspunkt bezüglich der notwendigen Auflösung des Rechengitters. Beim Einsatz von detaillierten Reaktionsmechanismen treten Radikale in Bereichen auf, die deutlich kleiner als die Flammendicke sind. Während hierbei in eindimensionalen Simulationen adaptive Gitter verwendet werden ist in dreidimensionalen Flammen das Trial-and-Error-Prinzip vorherrschend [75].

2.4.3 Turbulente Flammen

In den meisten technischen Anwendungen liegt eine turbulente Strömung vor, weshalb turbulenten Flammen das am weitesten verbreitete Forschungsgebiet in der Verbrennung sind. Die Struktur der turbulenten Flammen lässt sich mit Hilfe der turbulenten und chemischen Zeit- und Längenskalen in einem Gebietsdiagramm wie Abb. 2.3 darstellen. Anhand von charakteristischen Größen zur Beschreibung der Turbulenz wie der turbulenten kinetischen Energie, der Dissipationsrate und dem turbulenten Längenmaß kann die Struktur der Flam-

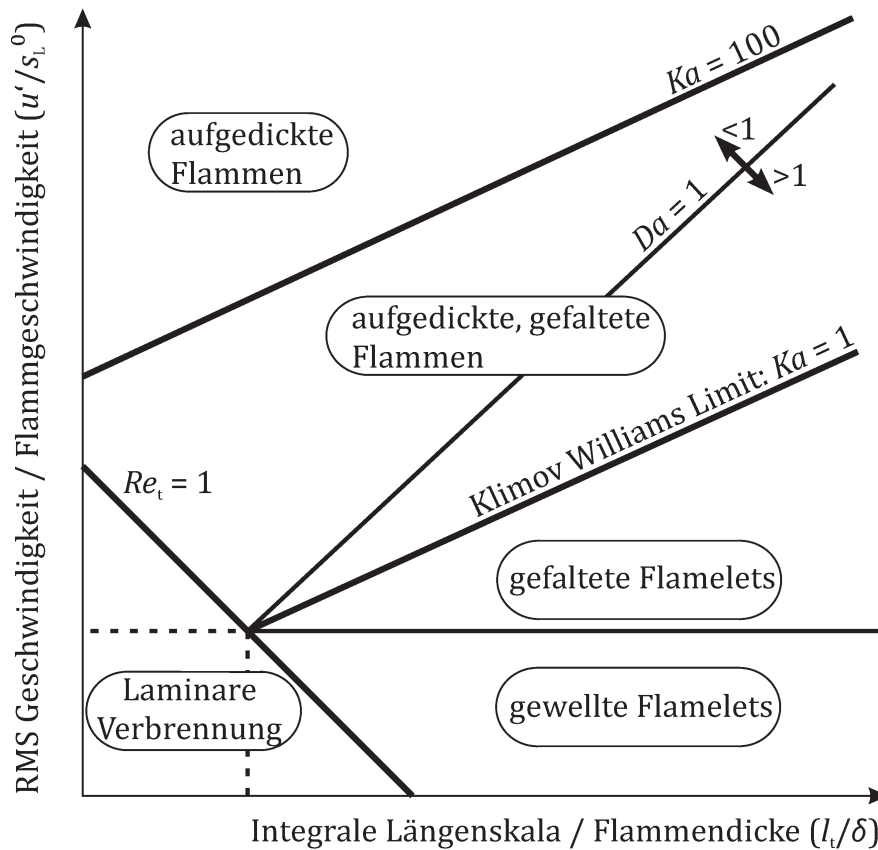


Abbildung 2.3: Gebietsdiagramm in der turbulenten vorgemischten Verbrennung in log-log Darstellung, modifiziert nach Peters [92] und Poinsoot und Veynante [97]

me abgeleitet werden. Nach Poinsoot und Veynante [97] liefern diese Gebietsdiagramme keine exakten Grenzwerte, sondern eine ungefähre Größenordnung in welchem Parameterbereich eine entsprechende Flammenform auftreten kann. Eine geläufige Bezeichnung für solche Gebietsdiagramme ist das Borghi-Diagramm nach Borghi und Destriau [8]. Von Peters [92] wurde eine weit verbreitete Variante [4, 97, 133] vorgestellt, auf der das hier vorgestellte Gebietsdiagramm in Abb. 2.3 basiert. Chen und Bilger [19] haben eine alternative Unterteilung, basierend auf einer dimensionslosen Temperatur als Fortschrittsvariable entwickelt.

Das Gebietsdiagramm in Abb. 2.3 beschreibt die Interaktion von Wirbeln mit einer Flammenfront, charakterisiert durch die Flammendicke δ und Flammgeschwindigkeit s_L^0 . Das Spektrum der Wirbel reicht hierbei entsprechend Kapitel 2.3 von der Kolmogorov-Länge η_k bis zur integralen Länge l_t . Das Diagramm zeigt das Geschwindigkeitsverhältnis u'/s_L^0 , aufgetragen über das Längenverhältnis l_t/δ in einer doppellogarithmischen Darstellung. Die jeweiligen Gebiete können anhand der Karlovitz-Zahl Ka und der Damköhler-Zahl Da unterschieden werden.

Laminare Verbrennung liegt vor wenn die turbulente Reynolds-Zahl kleiner 1 ist. Konstante Damköhler-Zahlen werden im Diagramm als Ursprungsgeraden mit der Steigung $1/Da$ dargestellt. Bei sehr große Damköhler-Zahlen ($Da \gg 1$) laufen chemische Reaktionen zu schnell ab, als dass die innere Flammenzone beeinflusst werden kann. Die Reaktionszone ist sehr dünn und die Flammenstruktur bleibt daher laminar, kann jedoch durch turbulente Wirbel „gewellt“, oder „gefaltet“ werden. Der Reaktionsfortschritt ist hier durch die Mischung dominiert. Für den umgekehrten Fall ($Da \ll 1$) erfolgt die Mischung durch Turbulenz schneller als die chemische Reaktion voranschreitet. Die Annahme eines perfekten Rührreaktors (PSR, *perfectly stirred reactor*) gilt hierbei für das Limit ($\tau_t \rightarrow 0$). Das Klimov-Williams-Kriterium mit $Ka = 1$ begrenzt das Gebiet in dem die *Flamelet*-Annahme, also die lokal laminaren Flammenstrukturen, gültig ist. Die *Flamelet*-Annahme besagt, dass auf jedem möglichen Pfad zwischen unverbrannten und verbrannten Zonen eine Reaktionszone vorliegt. Die horizontale Linie mit $u' = s_L^0$ trennt das Gebiet der „gewellten“ und „gefalteten“ Flamelets. Ersteres ist hierbei von geringer praktischer Relevanz, da selbst die größten Wirbel Geschwindigkeiten unterhalb der laminaren Flammgeschwindigkeit besitzen. Für $Ka < 1$ sind die Kolmogorov-Skalen η_k größer als die Flammendicke und können diese somit kaum beeinflussen. Gilt die Beziehung $0,1 \gtrsim \delta_r/\delta$ aus Kapitel 2.4.2, entsprechen für $Ka = 100$ die kleinsten turbulenten Skalen der Dicke der Reaktionszone $\eta_k = \delta_r$. Bei $\delta_r < \eta_k < \delta$ wird je nach Autor von einer „dünnen Reaktionszone“ [94] oder von „aufgedickten, gefalteten Flammen“ [97] gesprochen. Durch den Einfluss der Turbulenz kann die Vorwärmzone beeinflusst werden, nicht jedoch die Reaktionszone. Liegt $Ka > 100$ können kleinste Wirbel in die Reaktionszone eindringen und es treten keine laminaren Strukturen mehr auf. Hierdurch können Radikale aus der Reaktionszone hinausgetragen werden, was zu lokalem und letztlich auch globalem Verlöschen der Flamme führen kann. Dieser Bereich wird „gelöschte Reaktionszonen“ [94], „aufgedickte Flammen“ [97] oder „verteilte Reaktionszonen“ [4] genannt.

In einer vorgemischten Verbrennung kommen neben der Flammezone nur die beiden Zustände des unverbrannten Frischgases und verbrannten Abgases vor. Da bei einer nicht-vorgemischten Flamme Brennstoff und Oxidator separat zugeführt werden können auch alle Mischungsverhältnisse dazwischen im Brennraum vorliegen. Da neben der Konvektion die Diffusion meist der geschwindigkeitsbestimmende Prozess ist, weil die Zeitskalen hier typischerweise deutlich größer sind als die der chemischen Reaktion, werden diese Flammen auch als Diffusionsflammen bezeichnet. Die laminare Flammgeschwindigkeit der globalen Mischung ist bei nicht-vorgemischter Verbrennung keine charakteristische Größe und kann daher nicht zur Definition der Flammendicke herangezogen werden. Alternativ wird unter Verwendung des eines Mischungsbruchs und des stöchiometrischen Diffusionskoeffizienten D_{st} eine Diffusionsdicke bestimmt, die der Flammendicke δ in vorgemischten Flammen entspricht [94].

Tabelle 2.1: Methoden und Mechanismen zur Stabilisierung von nicht-vorgemischten Flammen als Funktion der Eintrittsgeschwindigkeiten nach [97]

Geschwindigkeit	Stabilisierungsmethode	Stabilisierungsmechanismus
sehr gering ($< s_L^0$)	nicht benötigt	Abrisskantenstabilisiert
gering ($\approx s_L^0$)	nicht benötigt	Dreifachflammen
groß ($\gg s_L^0$)	Pilotflamme	Flammenstabilisierung durch heiße Gase
	Aufheizen eines Reaktanden	Selbstzündung
	Rezirkulationszone durch Drall oder Strömungshindernis schaffen	Flammenstabilisierung durch interne Abgasrückführung

Während die laminare Flammgeschwindigkeit in der nicht-vorgemischten Verbrennung für die Berechnung der Flammendicke keine Anwendung findet wird sie von Poinsoot und Veynante [97] genutzt, um unterschiedliche Stabilisierungsmethoden und -mechanismen entsprechend Tab. 2.1 in Abhängigkeit der Eintrittsgeschwindigkeiten abzugrenzen. Zusätzliche Stabilisierungsmethoden sind nur nötig, wenn die Strömungsgeschwindigkeit deutlich oberhalb der laminaren Flammgeschwindigkeit liegt.

2.4.4 Turbulenz-Chemie-Interaktion

Da die Berechnung der chemischen Reaktionsraten bei RANS-Simulation auf gemittelten Skalarfeldern beruht, müssen turbulente Schwankungen gesondert berücksichtigt werden. Abbildung 2.4 zeigt die schematische Darstellung einer turbulenten, nicht-vorgemischten Jet-Flamme. Dem Auslass der Frischgase schließt sich eine Mischzone an. Mit der Zündung folgt der Bereich in der die Verbrennung stattfindet. Bei einer örtlichen Betrachtungsweise (z. B. an den Punkten 1, 2 und 3) können insbesondere in den Randbereichen aufgrund der Scherschicht und durch turbulente Mischungsvorgänge extreme Schwankungen im zeitlichen Spezies- und Temperaturverlauf auftreten. Bei gleicher Eintrittstemperatur der Frischgase ist die Temperatur an Punkt 1 als konstant anzunehmen, jedoch können mit abnehmendem Abstand zum Zündbereich auch hier Schwankungen durch Wärmeleitung, Wärmestrahlung oder Speziesdiffusion auftreten. Letzters wird auch *Dufour-Effekt* genannt und in der Verbrennungssimulation meist vernachlässigt [41]. Der skizzierte zeitliche Verlauf des Brennstoffmassenanteil Y_F zeigt eine Schwankung zwischen den Extremwerten bei reiner Luft (0) oder reinem Brennstoff (1). Diese durch turbulente Strukturen hervorgerufene Schwankungen werden als *Intermittenz* bezeichnet. Neben Schwankungen im Massenanteil treten durch den Einfluss der Verbrennung an Punkt 2 und Punkt 3 auch Schwankungen in der Tempera-

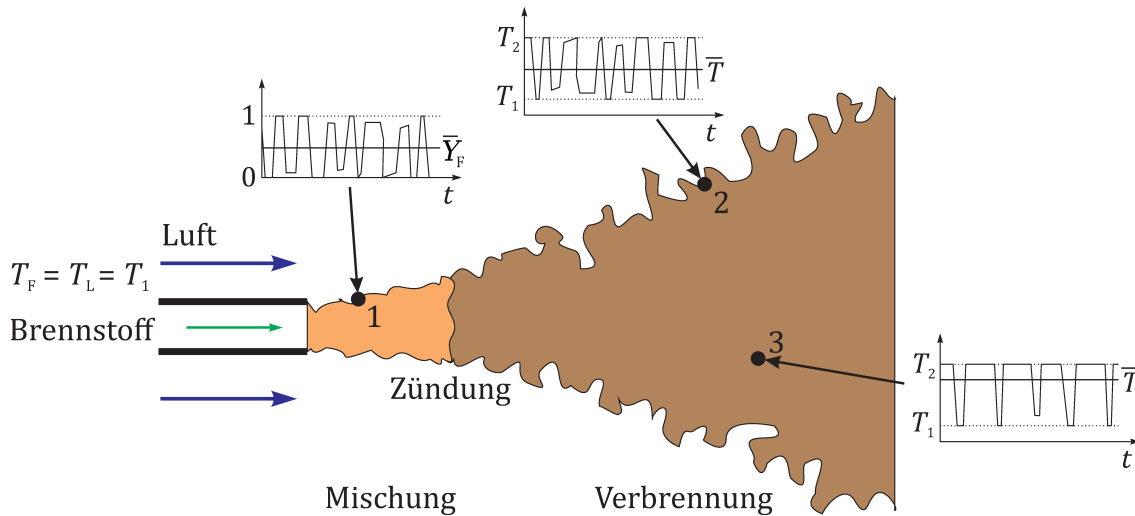


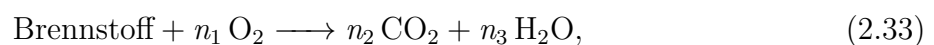
Abbildung 2.4: Schwankungen von Temperatur und Spezieskonzentrationen in einer turbulenten nicht-vorgemischten Jet-Flamme, modifiziert nach Gerlinger [41] und Poinsoot und Veynante [97]

tur auf. Das Temperaturintervall ist hierbei durch die niedrigste Eintrittstemperatur T_1 und die adiabate Flammentemperatur $T_{ad} = T_2$ vorgegeben. Je nach örtlicher Position kann die berechnete mittlere Temperatur sehr unterschiedlich sein.

Um die turbulenten Schwankungsgrößen in der Verbrennung zu berücksichtigen werden auf einer Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion (*probability density function, PDF*) basierende Modelle eingesetzt. Aufgrund des erträglichen zusätzlichen Rechenaufwandes wird in dieser Arbeit ein *Assumed-PDF* Ansatz verwendet. Je nach räumlicher Lage, lokalem Turbulenzgrad und betrachtetem Skalar kann die dem zeitlichen Verlauf zugehörige Wahrscheinlichkeitsverteilung sehr unterschiedlich aussehen. Während der Speziesmassenbruch zwischen 0 und 1 variiert und somit den gesamten physikalisch möglichen Raum abdeckt, ist der physikalisch sinnvolle Temperaturbereich begrenzt. Die Temperatur kann hierbei nicht höher als die adiabate Flammentemperatur und niedriger als die geringste Temperatur der Frischgase liegen.

2.4.5 Reaktionsmechanismen

Reaktionsmechanismen beschreiben den schrittweisen Übergang von Brennstoff und Luft hin zu ihren Produkten. Die einfachste Reaktion diesen Übergang zu beschreiben ist die globale Ein-Schritt Reaktion



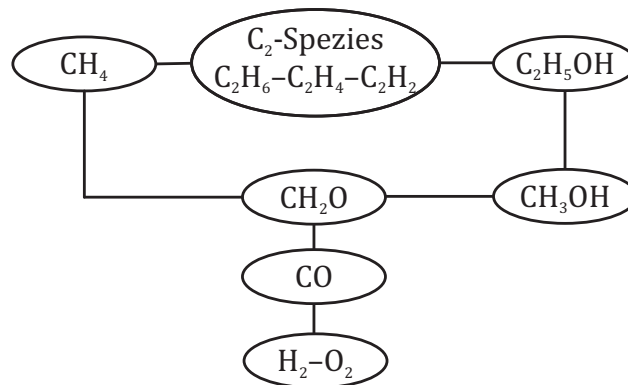
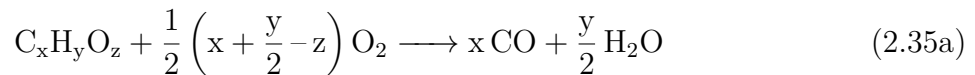


Abbildung 2.5: Hierarchische Struktur und Relationen zwischen den Reaktionsmechanismen von einfachen Kohlenwasserstoffen, modifiziert nach Westbrook und Dryer [122]

wobei die Stoffmengen n_i vom gewählten Brennstoff abhängig sind. Der Geschwindigkeitskoeffizient für diese Reaktion wird mit

$$K = A'T^\beta \exp\left(-\frac{E'_A}{R_m T}\right) [\text{Brennstoff}]^a [\text{O}_2]^b \quad (2.34)$$

ausgedrückt. Während die beiden Exponenten a und b für eine Elementarreaktion den molaren stöchiometrischen Koeffizienten (vgl. Gl. (2.25)) entspricht, werden diese für eine Globalreaktion als Optimierungsparameter festgelegt. Während mit einem Ein-Schritt Mechanismus die untere und obere Explosionsgrenze, als auch die laminare Flammgeschwindigkeit bereits gut wiedergegeben werden kann, wird die adiabate Flammentemperatur deutlich überschätzt [121]. Nahe der adiabaten Flammentemperatur sind in den Verbrennungsprodukten neben weiteren Spezies relevante Mengen an CO vorhanden. Hierdurch wird im Gleichgewicht die Wärmefreisetzung und somit auch die adiabate Flammentemperatur reduziert. Der hierfür von Dryer und Glassman [31] entworfene Zwei-Schritt Mechanismus wird durch

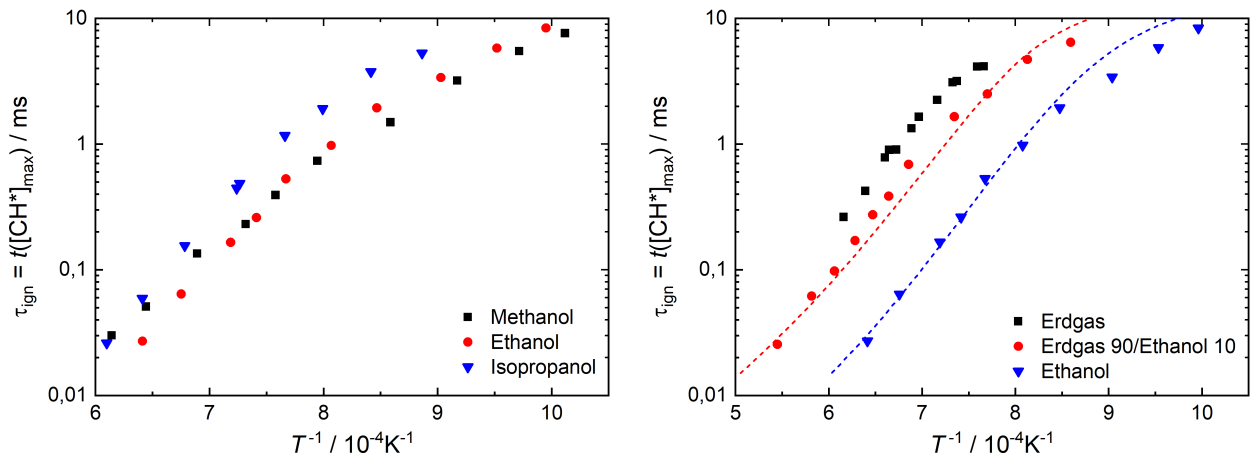


beschrieben, wobei Gl. (2.35c) als dritte Reaktion aus Nicol et al. [87] für die Bildung von thermischem und nicht-thermischem NO entnommen wurde, hier jedoch für alle Stickoxide verallgemeinert dargestellt ist.

Ein detaillierter Reaktionsmechanismus zeichnet sich dadurch aus, dass dieser ausschließlich aus Elementarreaktionen aufgebaut ist und Gleichungen (2.25) bis (2.29) uneingeschränkt gelten. Es ist hierbei zu berücksichtigen, dass Spezies, deren charakteristische Lebenszeit entweder zu kurz ist um zeitlich aufgelöst zu werden oder deren Einfluss auf die Verbrennung nicht nachgewiesen werden kann, gewöhnlich vernachlässigt werden [122]. Der Aufbau komplexer Reaktionsmechanismen kann systematisch anhand verschiedener Sub-Mechanismen erfolgen. Solch eine hierarchische Struktur ist in Abb. 2.5 gezeigt. Einen typischen, hier nicht aufgeführten, Sub-Mechanismus für die Stickoxidbildung gibt es in unterschiedlichen Komplexitätsgraden [32, 69, 87, 88, 110]. Komplexe Mechanismen werden notwendig, wenn chemisches Nichtgleichgewicht oder Zündprozesse vorliegen, oder wenn sehr langsame Reaktionen wie bei der Stickoxidbildung mit hoher Genauigkeit vorhergesagt werden sollen [41].

Detaillierter Reaktionsmechanismus VOCStrom II

Der in dieser Arbeit verwendete detaillierte Reaktionsmechanismus *VOCStrom II* für die Koverbrennung von Erdgas und Ethanol basiert auf dem Mechanismus *RDv06i4* von Herzler und Naumann [56] sowie den Arbeiten von Dembrowski [26] und Karle [64]. Der Mechanismus wurde anhand von experimentell bestimmten Zündverzugszeiten aus Stoßrohr-Versuchen bei einem Äquivalenzverhältnis von $\phi = 1$ und 0,5, einem Temperaturbereich von $900 \text{ K} \leq T \leq 1950 \text{ K}$ und Drücken von $p = 1 \text{ bar}$, 4 bar und 16 bar bei einem Verdünnungsverhältnis von 1 : 5 validiert. Als Brennstoff wurde Erdgas (92 % Methan, 8 % Ethan) [56], die Alkohole Methanol, Ethanol und Isopropanol [26] und eine Mischung aus 90 % Erdgas und 10 % C1-C3 Alkohole verwendet [64]. Der Vergleich der Zündverzugszeiten der reinen C1-C3 Alkohole ist in Abb. 2.6a gezeigt. Bei einem Druck von 4 bar liegen die Zündverzugszeiten von Ethanol um einen Faktor von etwa zwei niedriger als von Isopropanol. Für hohe Temperaturen von etwa 1538 K bzw. bei einem Wert von 6,5 auf der x-Achse sind die Zündverzugszeiten für Methanol und Isopropanol vergleichbar. Die Zündverzugszeiten von Methanol nehmen mit sinkender Temperatur ab und liegen ab einer Temperatur von 1250 K bzw. 8,0 auf der x-Achse unterhalb der Zündverzugszeit von Ethanol. Abbildung 2.6b zeigt experimentell ermittelte (Symbole) und simulierte (gestrichelte Linien) Zündverzugszeiten für Erdgas, Ethanol und deren Mischung. Der reine Alkohol zündet etwa 7 bis 10 mal schneller als das Erdgas, während die Mischung etwa 1,5 bis 2 mal schneller zündet. Der Einfluss des Alkohols auf die Zündverzugszeit nimmt mit zunehmender Kettenlänge ebenfalls zu. Der Mechanismus *RDv06i4* korreliert qualitativ sehr gut mit den Messwerten und zeigt insbesondere bei Temperaturen von $T < 1350 \text{ K}$ auch eine quantitativ sehr gute Übereinstimmung [64].



(a) Vergleich der Alkohole Methanol, Ethanol und Isopropanol [26] (b) Vergleich von Erdgas [56], Ethanol [26] und eines Erdgas/Ethanol-Gemischs [64]

Abbildung 2.6: Vergleich experimenteller Zündverzugszeiten der Alkohole Methanol, Ethanol und Isopropanol sowie von Erdgas, Ethanol und deren Mischung bei $\phi = 1$, $p = 4$ bar und einem Verdünnungsverhältnis von 1 : 5 in Argon. Simulationen (gestrichelte Linien) erfolgten mit dem Mechanismus *RDv06i4*

2.5 Emissionen und Schadstoffbildung

Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen treten als Verbrennungsprodukte stets CO_2 und Wasser auf. Während CO_2 das „klassische“ Treibhausgas mit einem Treibhauspotential (GWP; *global warming potential*) von 1 ist und als Referenzwert für andere klimawirksame Stoffe gilt, ist der Beitrag von Wasser zur anthropogenen Klimaerwärmung vernachlässigbar. Allerdings hilft die Messung des Wasserdampfgehalts in der Atmosphäre die Ausmaße des anthropogenen Treibhauseffekts zu quantifizieren. Gleichungen (2.35) zeigen die globalen Reaktionen einer Kohlenwasserstoffverbrennung. Aufgrund der bei Temperaturen oberhalb von etwa 1800 K auftretenden Dissoziationsreaktion von CO_2 [75], ist Gl. (2.35b) mit einer Rückreaktion dargestellt. Aus den Gleichungen lassen sich die unerwünschten Emissionen beziehungsweise Schadstoffe bei der Verbrennung ableiten. Zu diesen zählen unverbrannte Kohlenwasserstoffe (UHC), Kohlenmonoxid (CO) sowie Stickoxide (NO , NO_2 , N_2O).

Bei der Verbrennung von Erdgas und anderer gasförmiger Brennstoffe treten vor allem CO- und NO_x -Emissionen auf. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe werden vermehrt bei der Verbrennung von Erdöl und daraus raffinierten Produkten sowie von Feststoffen wie Kohle emittiert. Im Kyoto-Protokoll werden neben CO_2 auch CH_4 und N_2O (Lachgas) als drei der sieben Treibhausgase genannt. Das Treibhauspotential für Methan beträgt 21, während das GWP für Lachgas dem 310-fachen von CO_2 entspricht. Weitere hier nicht erwähnte Treibhausgase sind fluorierte Verbindungen die in der Natur und somit auch als Verbrennungsemission

nicht vorkommen und vor allem als Treibgas, Kühl- und Löschmittel eingesetzt werden. Die Stickoxide NO und NO₂, zusammen auch als NO_x bezeichnet, tragen zum Abbau von Ozon in der Stratosphäre bei [61] und begünstigen somit die Bildung eines „Ozonlochs“. In der erdnäheren Troposphäre begünstigen sie hingegen die Bildung von hier schädlichem Ozon und somit den photochemischen Smog, auch Sommersmog genannt [109]. Durch eine Reaktion mit Luftfeuchtigkeit entsteht salpetrige Säure oder Salpetersäure, die als Aerosole zum „sauren Regen“ beitragen [5, 62]. Kohlenmonoxid entsteht bei unvollständiger Verbrennung und wirkt auf den Menschen toxisch, da es sich mit rotem Blutfarbstoff 200-300 mal stärker verbindet als Sauerstoff und somit den Transport von Blutsauerstoff blockiert [62]. In großen Konzentrationen führt es zum Tod durch Erstickung. Die Gefährlichkeit rührt vor allem daher, dass CO als Gas farb-, geruch- und geschmacklos ist. Im Folgenden werden die wichtigsten Bildungsmechanismen vorgestellt, die maßgeblich für die Entstehung der genannten Schadstoffe verantwortlich sind.

2.5.1 Stickoxidbildung (NO_x)

Die Entstehung von NO_x bei der Verbrennung ist im wesentlichen auf den Stickstoffanteil der Luft zurückzuführen. Die wichtigsten Reaktionen laufen hierbei bei hohen Temperaturen und bei stöchiometrienahen Bedingungen ab. Wird der Druck in der Brennkammer erhöht, spielen weitere Reaktionspfade eine relevante Rolle. Eine Übersicht über die verschiedenen Bildungspfade von Stickoxiden wird in [11, 20, 48, 115] gegeben. Bei der Verbrennung von Flüssigbrennstoffen und insbesondere bei der Kohleverbrennung sind relevante Stickstoffanteile chemisch im Brennstoff gebunden und bilden eine weitere Möglichkeit der NO_x-Bildung. Diese Mechanismen sind für die vorliegende Arbeit jedoch nicht relevant.

Thermisches NO (Zeldovich)

Das thermische NO, auch Zeldovich NO genannt, ist wie der Name schon andeutet insbesondere bei hohen Temperaturen ein wesentlicher Bildungspfad. Die NO-Bildung erfolgt über die Reaktionen



Mit der Annahme der Quasistationarität des Stickstoff-Radikals N vereinfacht sich die Bildungsrate von NO zu

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2 K_a [\text{O}][\text{N}_2], \quad (2.37)$$

wobei die Darstellung in eckigen Klammern der Stoffkonzentration des Moleküls entspricht. Somit ist die Reaktion aus Gl. (2.36a) die geschwindigkeitsbestimmende Reaktion für die Bildung von NO. Dies resultiert aus der hohen Aktivierungsenergie der Reaktion von $E_A/R_m = 38\,013\text{ K}$, die zum Aufbrechen der Dreifachbindung des Stickstoffmoleküls benötigt wird. In Bereichen wo das thermische NO dominierend ist, kann die Druckabhängigkeit der NO-Bildung laut Joos [62] mit der Beziehung

$$\frac{[\text{NO}]}{[\text{NO}_{\text{ref}}]} = \sqrt{\frac{p}{p_{\text{ref}}}} \quad (2.38)$$

abgeschätzt werden. Gleichung (2.37) zeigt zudem das Potential für die Minimierung des thermischen NO als primäre Maßnahme während des Verbrennungsprozesses auf. Der Geschwindigkeitskoeffizient kann durch Reduktion der Verbrennungstemperatur reduziert werden. Dies kann z. B. durch eine erhöhte Vormischung mit Luft und somit einer Erhöhung der Luftzahl λ erreicht werden. Eine Reduktion des Stickstoffanteils durch einen Austausch des Oxidators Luft gegen reine Sauerstoff ist möglich. Hierdurch können minimale NO_x -Emissionen erreicht werden bzw. vollständig vermieden werden [123]. Einflussgrößen auf die Konzentration des Sauerstoffradikals O sind auf den ersten Blick weniger offensichtlich. Wird für hohe Temperaturen ein partielles Gleichgewicht angenommen, ergibt sich die Konzentration laut Warnatz et al. [120] zu

$$[\text{O}] = K_{\text{eff}} \frac{[\text{O}_2][\text{H}_2]}{[\text{H}_2\text{O}]} \quad (2.39)$$

Durch die Rezirkulation von Abgas wird sowohl der Sauerstoffgehalt reduziert als auch der Wassergehalt erhöht und somit Konzentration von Sauerstoffradikalen reduziert. Eine hiermit erreichte Reduktion der NO_x -Emissionen durch Abgasrezirkulation wurde bei großen Gasturbinen als auch bei Mikrogasturbinen demonstriert [33, 52].

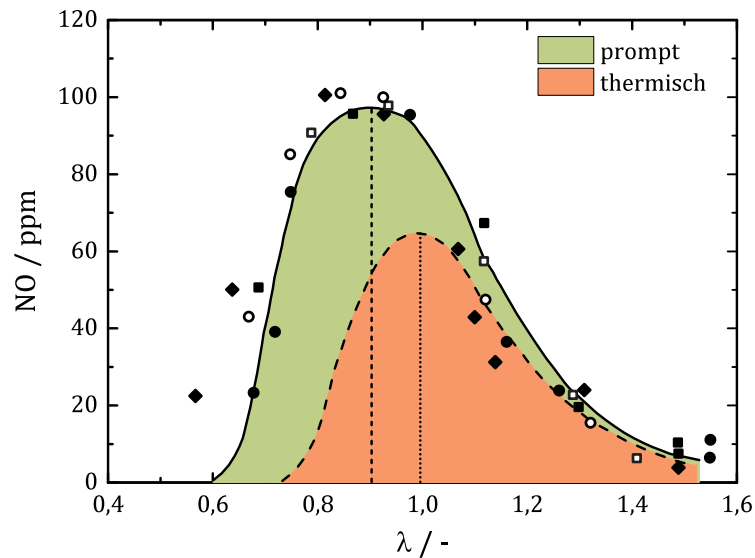


Abbildung 2.7: NO-Bildung durch den thermischen und prompten Reaktionspfad in einem idealen Rührkessel. Symbole entsprechen experimentellen Daten, modifiziert nach Joos [62]

Promptes NO (Fenimore)

Die Bildung über den prompten NO-Pfad wurde von Fenimore (1979) erstmalig formuliert. Fenimore postulierte die Bildungsreaktion von HCN (Blausäure)



als Initiator für den prompten NO-Pfad, wobei das Stickstoffradikal N schnell zu NO oxidiert wird. Abbildung 2.7 zeigt die Anteile der NO_x -Bildung durch den thermischen und den prompten NO-Pfad für unterschiedliche Luftverhältnisse in einem idealen Rührkessel. Hierbei wird ersichtlich, dass das prompte NO insbesondere in brennstoffreichen Flammen gebildet wird. Dies hängt mit der bei diesen Bedingungen erhöhten Konzentration des CH Radikals in der Flammenfront zusammen. Das Maximum des thermischen NO liegt bei einer Luftzahl von etwa eins. Aufgrund des Einflusses der prompten NO-Bildung tritt das Maximum der gesamten NO-Emissionen bei einer Luftzahl von 0,9 und somit unter fetten Bedingungen auf.

Neuere Untersuchungen [32, 46, 51, 72, 83] haben gezeigt, dass



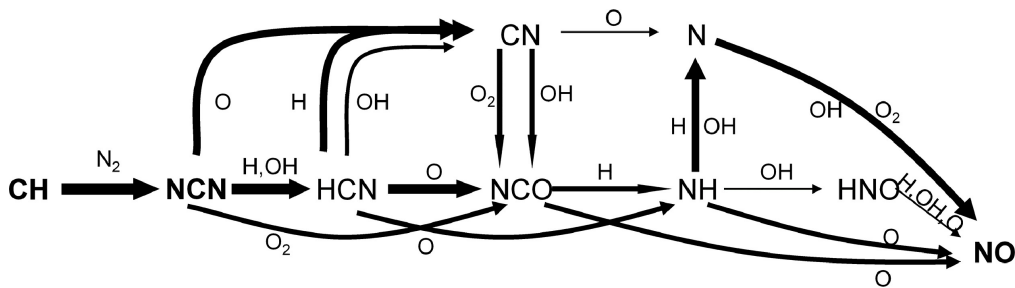


Abbildung 2.8: Schema des prompten Reaktionspfads zur NO-Bildung in der Flammenfront einer brennstoffreichen $\text{CH}_4\text{-O}_2\text{-N}_2$ -Flamme, basierend auf einer Produktionsratenanalyse mit dem Mechanismus GDFkin@3.0_NCN [32] aus Lamoureux et al. [72]

der initiale Reaktionsschritt ist. Jedoch spielt HCN im weiteren Reaktionspfad eine wichtige Rolle bei der NO-Bildung. Das Schema des prompten Reaktionspfades in der Flammenfront ist in Abb. 2.8 für eine brennstoffreiche Methan-Flamme gezeigt.

Distickstoffoxid, Lachgas (N_2O)

Ein weiterer Reaktionspfad zur Bildung von NO wird durch die Gleichungen



und



beschrieben und verläuft mit Distickstoffoxid bzw. Lachgas (N_2O) als Zwischenprodukt. Die Reaktion in Gl. (2.42a) wird mit einem Molekül als Stoßpartner initiiert und ist daher insbesondere bei hohen Drücken, niedrigen Temperaturen und mageren Bedingungen relevant [124]. Laut Correa [20] ist dieser Pfad die überwiegende Quelle für die NO-Bildung bei der mager vorgemischten Verbrennung in stationären Gasturbinen.

NNH Bildungsmechanismus

Miller et al. [81] haben erstmalig den Reaktionspfad



zur selektiven nicht-katalytischen Reduktion von Stickoxiden unter Einsatz von Ammoniak (NH_3) vorgeschlagen. Jedoch wurde bereits angemerkt, dass dies bei erhöhter Temperatur ein zusätzlicher Bildungspfad für NO ist. Bozzelli und Dean [12] haben einen Reaktionspfad bei hohen Temperaturen vorgeschlagen, der über die Reaktion $\text{N}_2 + \text{H} \longrightarrow \text{NNH}$ initiiert wird, wobei die Stickoxidbildung über die Reaktion $\text{NNH} + \text{O} \longrightarrow \text{NH} + \text{NO}$ erfolgt. Dieser Reaktionspfad ist für vorgemischte und nicht-vorgemischte Wasserstoff- als auch Kohlenwasserstoffflammen relevant [69, 100].

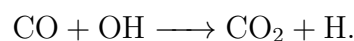
Über die Reaktion $\text{NNH} + \text{O} \longrightarrow \text{N}_2\text{O} + \text{OH}$ ist dieser Reaktionspfad eng mit dem NO-Bildungspfad über Distickstoffoxid verbunden und wird von Bohon et. al [7] als kombinierter NNX Submechanismus behandelt.

2.5.2 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe oder UHCs (*unburned hydro carbons*) entstehen durch (lokales) Flammenverlösch. Gründe hierfür können zum einen durch die stöchiometrische Zusammensetzung bedingt sein. Zum anderen kann eine Temperaturabsenkung, z. B. durch kalte Wände oder Einmischung eines kälteren Fluidstroms, eine Reaktion unterdrücken. Instationäre Verbrennungsvorgänge wie in Kolbenmotoren begünstigen durch Ladungswechsel und Zündprozesse ebenfalls die Emissionen von UHCs. Das Auftreten von UHCs in mageren Gasflammen deutet auf eine Annäherung an die Verlöschgrenze hin.

2.5.3 Kohlenmonoxid (CO)

Ähnlich wie bei der Entstehung von UHCs sind CO-Emissionen ein Ausdruck von unvollständiger Verbrennung. Die wichtigste Reaktion zur Umwandlung von CO in CO_2 ist



Für eine Temperatur von 1500 K ist der exponentielle Anteil des Geschwindigkeitskoeffizienten etwa 0,78 und bereits nahezu unabhängig von einer weiter steigenden Temperatur. Die ausgesprochene Temperaturabhängigkeit dieser Reaktion liegt an der Temperaturabhängigkeit des präexponentiellen Faktors AT^m und an der starken Abhängigkeit von der Konzentration des OH-Radikals [OH]. Die Bildungsrate des OH-Radikals nimmt mit steigender Temperatur ebenfalls stark zu [120]. Der Einfluss der Temperatur auf die CO- und NO_x -Emissionen in der primären Verbrennungszone ist in Abb. 2.9 dargestellt. Um die Emissionen von 25 ppm_v für CO und 15 ppm_v für NO_x nicht zu übersteigen, muss die Temperatur in einem engen Bereich von etwa 1670 K bis 1900 K liegen [75].

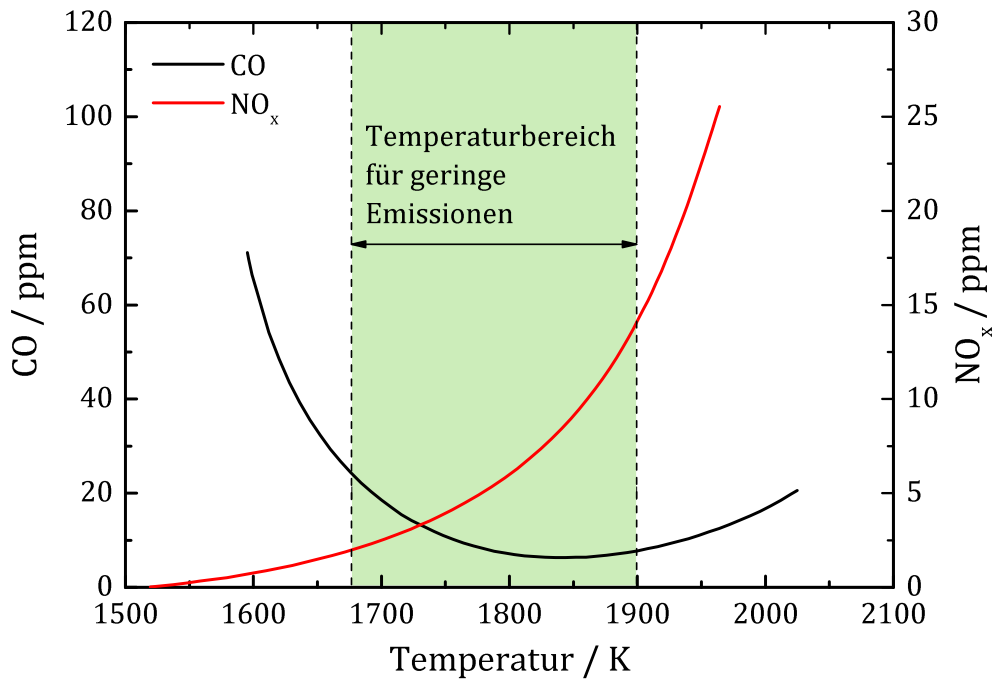


Abbildung 2.9: Einfluss der Temperatur in der primären Verbrennungszone auf CO- und NO_x-Emissionen, modifiziert nach Lefebvre und Ballal [75]

2.6 OH*-Chemolumineszenz

Das Hydroxylradikal OH ist aufgrund der Beteiligung an einer Vielzahl von Schlüsselreaktionen entscheidend für den Flammenfortschritt in der Wasserstoff- und Kohlenwasserstoffverbrennung. Das Hydroxylradikal kommt in der Flammenfront als auch heißen Verbrennungsabgasen vor und kann mit optischen Verfahren wie Absorption und laserinduzierter Fluoreszenz detektiert werden. Während diese beiden Verfahren quantitative Messungen erlauben, bietet die Chemolumineszenz des elektronisch angeregten Hydroxylradikals OH* eine einfache Möglichkeit die Reaktionszone qualitativ zu untersuchen. Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen erfolgt die Produktion von OH* maßgeblich durch die weit akzeptierte Reaktion



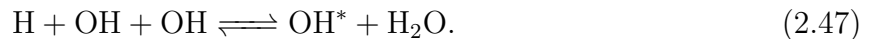
Haber und Vandsburger [50] haben zudem die Reaktion



vorgeschlagen. Weitere Bildungspfade, die aus der Verbrennung von Wasserstoffgemischen stammen sind



und die seltener berücksichtigte Reaktion



Die Lichtemission bei der Rückkehr in den elektronischen Grundzustand erfolgt über die Reaktion $\text{OH}^* \longrightarrow \text{OH} + h\nu$ in dem 306,4 nm Band von OH [40], wobei h das Planck'sche Wirkungsquantum und ν die Frequenz des ausgestrahlten Lichts ist. Über die Stoßreaktion $\text{OH}^* + \text{M} \rightleftharpoons \text{OH} + \text{M}$ erfolgt das Quenchen von OH^* ohne Lichtemission. Die wahrscheinlichsten Reaktionen bei der Bildung von Hydroxylradikalen resultieren ohne Abgabe von Lichtemissionen in OH im elektronischen Grundzustand. In mageren Methan-Luft-Flammen wird laut Dandy und Vosen [22] über die Reaktion $\text{H} + \text{O} \rightleftharpoons \text{O} + \text{OH}$ eine Million mal mehr OH erzeugt als über die Reaktion in Gl. (2.44). Mit der Chemolumineszenz kann somit nur die Verteilung und Intensität der elektronisch angeregten Hydroxylradikale detektiert werden, die nicht über eine Stoßreaktion gequencht werden.

Abbildung 2.10 zeigt ein beispielhaftes Chemolumineszenz-Spektrum einer $\text{CH}_4\text{-O}_2$ -Flamme für zwei unterschiedliche Stöchiometrien. In beiden Spektren sind deutlich die Signale von OH^* und CH^* zu erkennen. Die höchste Intensität der Chemolumineszenz von CH^* tritt bei einer Wellenlänge von etwa 431,5 nm auf. Die Intensität des Spektrums und dieser beiden Spezies nimmt mit zunehmendem Brennstoffanteil zu. Das breite Hintergrundrauschen wird den Emissionen des CO_2^* zugesprochen [96]. In Stoßrohrexperimenten wird die OH*-Chemolumineszenz häufig zur Messung der Zündverzugszeit eingesetzt. Im Bereich von $1,1 < \lambda < 1,5$ zeigt die Chemolumineszenz einen exponentiellen Zusammenhang mit der Luftzahl. Dies erlaubt in gewissen Bereichen die Bestimmung der Stöchiometrie aus der optisch gemessenen Chemolumineszenz [22]. In Methanflammen ist das Verhältnis der Intensitäten von CH^* zu OH^* ein vielversprechender Faktor zur Bestimmung der Luftzahl, hat aber aufgrund der deutlichen Druckabhängigkeit bei manchen Bedingungen nur eine eingeschränkte Aussagefähigkeit [49, 85, 89].

Unterschiedliche Spezies wie CH, CH_2O und HCO wurden von Najm et al. [86] bereits intensiv als Marker für die Wärmefreisetzung untersucht. Hierbei wurde jedoch nur HCO als verlässlicher Marker identifiziert. Kathrotia et al. [65, 66] haben gezeigt, dass das Auftreten von OH^* und CH^* in laminaren Flammen ebenfalls gut mit der Wärmefreisetzung überein-

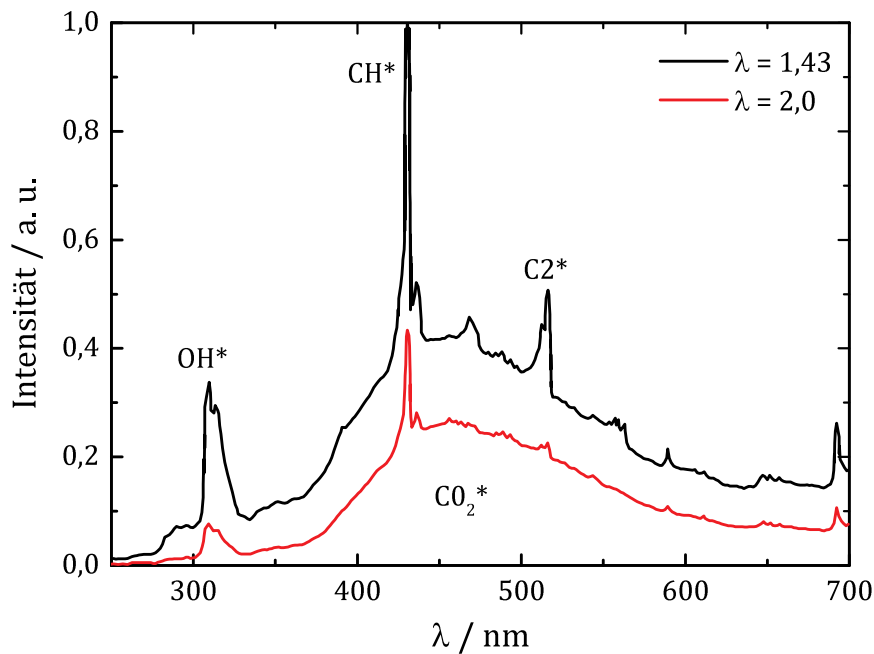


Abbildung 2.10: Chemolumineszenz-Spektrum einer mit Argon verdünnten CH₄-O₂-Mischung, modifiziert nach Petersen et al. [96]

stimmen. Detaillierte Untersuchungen von Lauer und Sattelmayer [73] bestätigten jedoch die Aussage von Najm et al., dass OH* und CH* in turbulenten Flammen nicht mit der räumlichen Verteilung der Wärmefreisetzung übereinstimmen. Als Konsequenz wird in dieser Arbeit der von Kathrotia et al. entwickelte OH*-Mechanismus eingesetzt. Dies ermöglicht einen einfacheren Vergleich von Simulation und Experiment als die weit verbreitete Verwendung der berechneten Wärmefreisetzung aus der CFD.

3 Prüfstände, Messtechnik und eingesetzte VOCs

In diesem Kapitel werden die in dieser Arbeit eingesetzten Prüfstände für die MGT-Versuche und die atmosphärischen Verbrennungsexperimente vorgestellt. Der verwendete Erdgas-Brenner *F400n.1* wird als Prüfträger und zentrales Untersuchungsobjekt detailliert beschrieben. Es erfolgt eine Einführung in die typischen Anwendungen und den relevanten Stoffgrößen der untersuchten VOCs. Die eingesetzte Abgasmesstechnik und die zur Messungen der OH*-Chemolumineszenz verwendeten Messgeräte werden vorgestellt und das Vorgehen bei der Auswertung der Messdaten erläutert. Für die Simulation des atmosphärischen Prüfstands werden die eingesetzten Modelle sowie das Rechengebiet präsentiert.

3.1 Turbec T100 Prüfstand

Tabelle 3.1 zeigt die technischen Daten der *Turbec T100 PH Serie 3* Mikrogasturbine, auf die der Mikrogasturbinenprüfstand basiert. Die MGT hat eine nominelle elektrische Leistung von $100 \text{ kW}_{\text{el}}$ bei einem maximalen Verdichterdruckverhältnis von $\pi_{\text{Verd}} = 4,5$ und einem elektrischen Wirkungsgrad von etwa 30 %. Die Nenndrehzahl der Maschine beträgt $70\,000 \text{ U/min}$ und wird auf eine Turbinenaustrittstemperatur (*TOT*) von 645°C geregelt. Im Blockheizkraftwerkbetrieb wird durch die Abwärmenutzung in einem zusätzlichen Wasserwärmetauscher ein Gesamtwirkungsgrad von über 77 % erreicht.

Eine schematische Darstellung des Prüfstands ist in Abb. 3.1 dargestellt. Hierbei ist die zusätzliche VOC-Zufuhr in blau gezeigt. Im Erdgasbetrieb wird die Luft im Kompressor mit einem Druckverhältnis von 4,5 verdichtet. Anschließend erfolgt die Massenstrommessung der

Tabelle 3.1: Technische Daten der *Turbec T100 PH* MGT

<i>Turbec T100 PH</i>		
P_{el}	100	kW
η_{el}	30	%
π_{Verd}	4,5	-
η_{ges}	77	%
N	70	kU/min
<i>TOT</i>	645	$^\circ\text{C}$

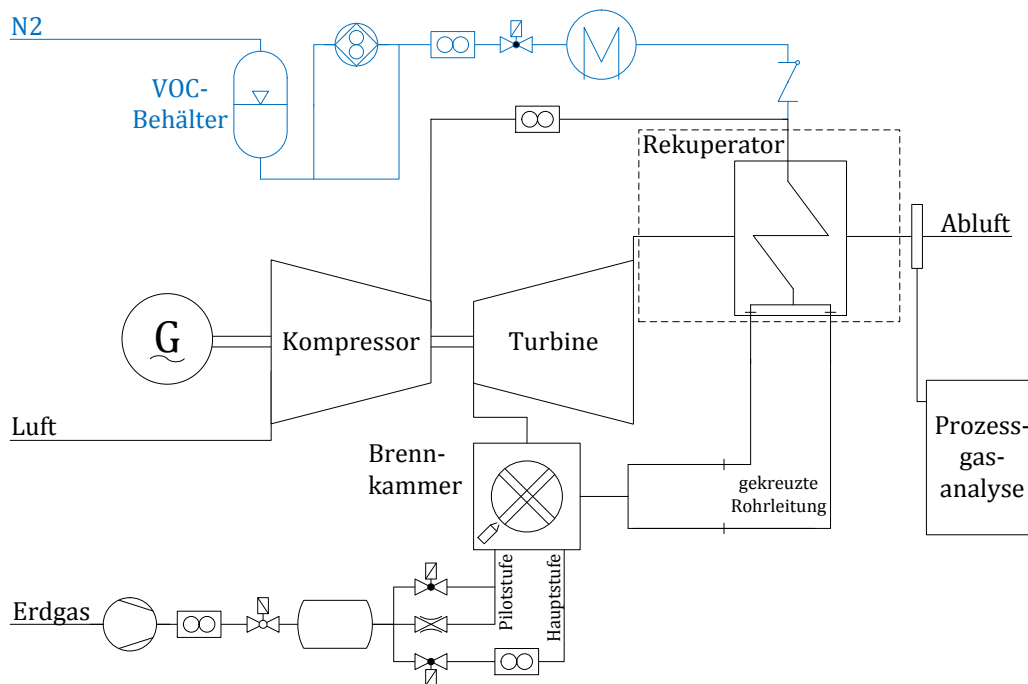


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des Mikrogasturbinenprüfstands mit optionaler VOC-Zufuhr in blau dargestellt

komprimierten Luft. Eine Messung des Luftmassenstroms am Verdichtereinlass ist nicht möglich, da die Luftzufuhr zum Kompressor nicht nur über den eigentlichen Lufteinlass, sondern auch über die Raumluft erfolgt. Hierdurch wird das Gehäuse der MGT gespült, damit eventuelle Leakageströme oder Öldämpfe nicht nach außen dringen können. Im Rekuperator erfolgt der Wärmeaustausch des Turbinenabgases auf die komprimierte Luft. Die Brennkammer ist mit einer zweistufigen Brennstoffzufuhr ausgestattet. Das Erdgas wird über einen externen Brennstoffkompressor bereitgestellt und in einem Druckbehälter zwischengepuffert. Der Brennstoffmassenstrom von Pilot- und Hauptstufe kann separat geregelt werden. Durch einen zusätzlichen Bypass mit einer Blende wird die Pilotstufe mit einem Mindestmassenstrom an Brennstoff versorgt. Daher wird der Pilotbrennstoffmassenstrom aus der Differenz des gesamten Brennstoffmassenstroms und dem der Hauptstufe berechnet. Der Brennstoffmassenstrom wird entsprechend der vorgegebenen Turbinenaustrittstemperatur geregelt. Der nachfolgende, ursprünglich vorhandene Wasserwärmetauscher ist nicht Teil des Prüfstands. Das Messgas zur Emissionsmessung in der Prozessgasanalyse wird am abluftseitigen Rekupe-ratoraustritt mithilfe einer Mehrlochsonde entnommen. Eine detailliertere Beschreibung des Prüfstands, die auch Anzahl und Positionen der umfassenden Instrumentierung mit Druck- und Temperaturmessstellen beinhaltet, ist den Veröffentlichungen von Hohloch et al. und Zanger et al. [57–59, 68, 132] zu entnehmen. Die elektrische Leistung der MGT wird durch

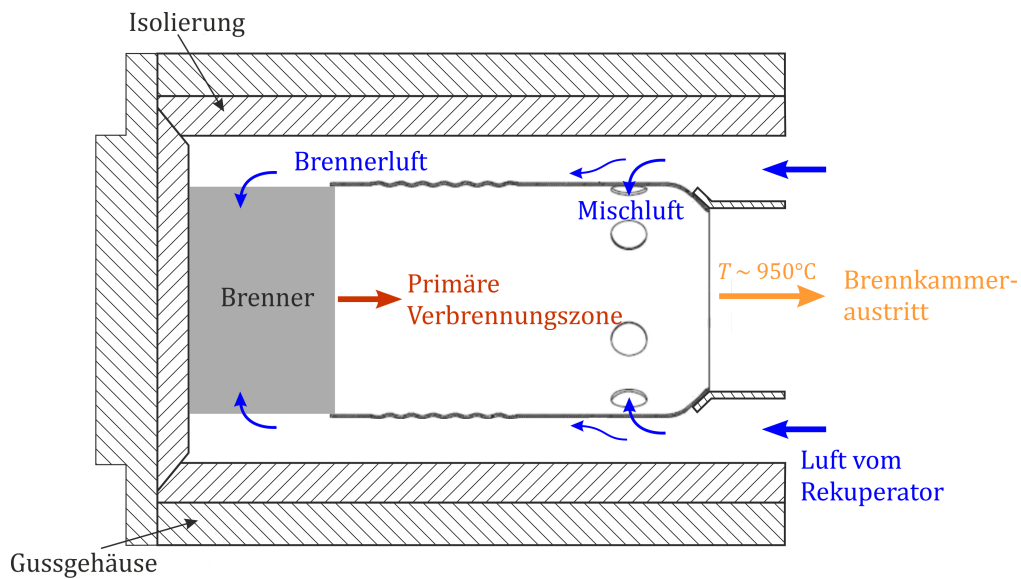


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung der Brennkammer der *Turbec T100* MGT, modifiziert nach Zanger [129]

die Leistungselektronik bei einer Spannung von 400 V und einer Frequenz von 50 Hz bereitgestellt. Um Generator und Leistungselektronik vor einer Überspannung zu schützen, wird der anliegende Gleichstrom auf eine Spannung zwischen 580 V und 690 V begrenzt. Bei einer zu hohen Leistung der MGT wird die untere Spannungsgrenze erreicht. Um diese einzuhalten wird der Brennstoffmassenstrom und somit auch die Leistung der MGT reduziert. Bei einer sehr niedrigen Leistung der MGT kann die obere Spannungsgrenze der MGT erreicht werden. Um innerhalb der erlaubten Betriebsgrenzen zu bleiben wird die Drehzahl und somit die Leistungsaufnahme der Verdichters reduziert [54, 68]. Die VOC-Zufuhr erfolgt hinter dem Kompressor, unmittelbar vor dem Eintritt in den Rekuperator. Hierzu werden die flüssigen VOCs in einem Direktverdampfer vom Typ *aDROP aSTEAM DV-3* ohne Trägergas vorverdampft und direkt in den etwa 200 °C warmen, komprimierten Luftmassenstrom eingedüst. Die VOCs werden mittels einer Zahnradpumpe im Umlaufbetrieb aus einem Druckbehälter gefördert. Dieser Behälter wird zusätzlich mit Stickstoff unter Druck gesetzt. Hierdurch reduziert sich die von der Zahnradpumpe zu leistende Druckdifferenz und somit die Last auf den Antrieb der Pumpe. Die Dosierung der VOCs erfolgt im flüssigen Zustand mit einem Massenstromregler mit einer Genauigkeit von 0,2 % des Messwerts. Der absolute Messfehler liegt somit unter Berücksichtigung der Nullpunktstabilität unter 0,4 %.

Abbildung 3.2 zeigt das Brennkammersystem der Mikrogasturbine. Die Luft vom Rekuperator teilt sich hierbei in Mischluft und Brennerluft auf und nur ein Teil der zugeführten Luft nimmt direkt an der Verbrennung teil. Der Turbec T100 Brenner ist ein mager vorgemischter, drallstabilisierter Brenner in zweistufiger Ausführung. Die Luftdüsen der Pilotstufe erzeugen

eine gegen den Uhrzeigersinn gerichtete Drallströmung. Der Brennstoff wird zentral zugeführt und über sechs Düsen drallfrei und ohne Vormischung eingedüst. Die Brennstoffzufuhr in der Hauptstufe erfolgt über eine Eindüsung in die drallbehaftete Querströmung (*jet in crossflow*) mittels fünfzehn axial gerichteten Bohrungen. Luft und Brennstoff werden hier in einer im Uhrzeigersinn drehenden Strömung teilweise vorgemischt. Ein zusätzlicher, gegensinnig drehender Drallerzeuger sorgt in der Strömung der Hauptstufe unmittelbar vor Eintritt in den Brennraum für eine erhöhte Turbulenz und somit eine verbesserte Vormischung. Etwa sieben Prozent der Brennerluft wird der Pilotstufe zugeführt, während der Hauptstufe und dem zusätzlichen Drallerzeuger 59 % bzw. 34 % der Brennerluft zugeführt werden. Untersuchungen dieses Brenners in der Mikrogasturbine und am atmosphärischen Prüfstand mit einer detaillierten Darstellung der Brennergeometrie wurden von Hohloch et al. [59] und Monz et al. [82] durchgeführt.

3.2 Jet-stabilisierte Brennkammer

Der zuvor vorgestellte Brenner der *Turbec T100* setzt als mager-vorgemischter, drallstabilisierter Brenner auf eine weit verbreitete Brennertechnologie. Um den Betriebsbereich einer mageren Vormischbrennkammer zu erweitern, ist eine Stabilisierung der Flamme durch eine erzwungene Rezirkulation von Brennkammerabgasen, beziehungsweise Bereiche mit sehr niedriger Strömungsgeschwindigkeit, erforderlich. In einem drallstabilisierten Verbrennungssystem wird durch den aufgeprägten Drall im Zentrum der Drallströmung ein Unterdruckgebiet erzeugt. Dieses Unterdruckgebiet induziert eine Rückströmung der Abgase. Die Rezirkulation der Abgase versorgt die einströmenden Frischgase (Luft und Brennstoff) mit zusätzlicher Wärme und mit Radikalen. Beide fördern die Zündfähigkeit des Luft-Brennstoff-Gemisches.

Abbildung 3.3 zeigt eine schematische Darstellung des in dieser Arbeit untersuchten Verbrennungssystems, das auf einem jet-stabilisierten Verbrennungsprinzip beruht. Zur Flammenstabilisierung werden alle drei in Tab. 2.1 für große Strömungsgeschwindigkeiten angegebene Stabilisierungsmethoden eingesetzt. Durch die drallstabilisierte Pilotstufe werden Radikale und heißes Abgas dem Hauptbrenner direkt zugeführt. Die Pilotstufe wird zur Zündung der Brennkammer als auch zur weiteren Stabilisierung der Verbrennung, vor allem im Teillastbetrieb der MGT, eingesetzt. In der Hauptstufe werden Brennstoff und Luft in einer ringförmigen Anordnung koaxial mit hohem Impuls in den Brennraum eingedüst. Hierdurch bildet sich eine große innere Rezirkulationszone aus, in der eine intensive Durchmischung von Verbrennungsabgasen und Frischgasen erfolgt. Dieses Prinzip wurde von Wüning patentiert [126, 127] und von Wüning und Wüning unter dem Namen *Flameless Oxidation* (FLOX[®]) beziehungsweise „flammenlose Oxidation“ veröffentlicht [125]. Voraussetzung für

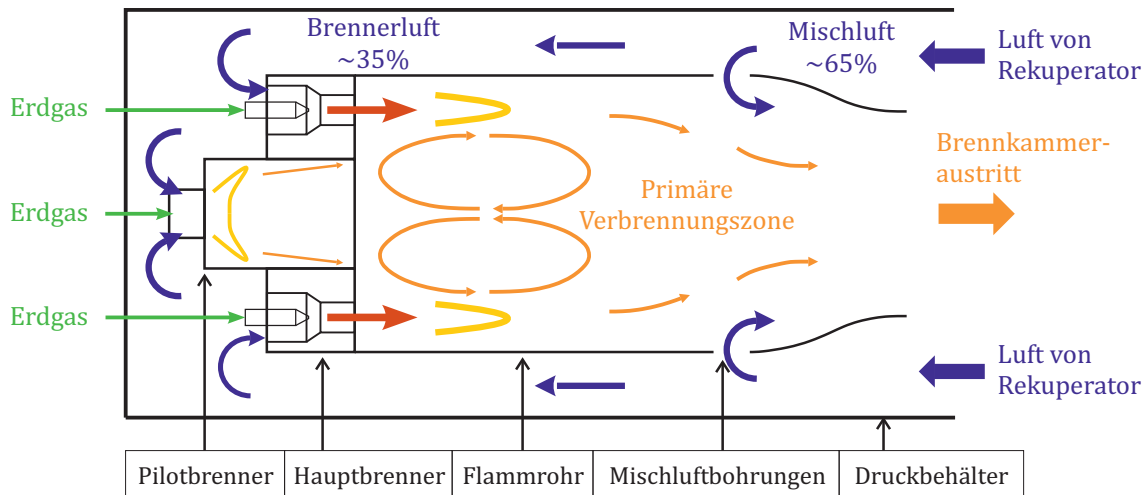


Abbildung 3.3: Jet-stabilisierte MGT-Brennkammer

diesen Betriebsmodus ist eine vorgewärmte Brennkammer und dass die Reaktionen oberhalb der Selbstzündtemperatur des Brenngases erfolgen. Dies wird vor allem durch eine extrem hohe interne Rezirkulation erreicht, die oberhalb von $R = 3$ mit

$$R = \frac{\dot{m}_R}{\dot{m}_F + \dot{m}_L} \quad (3.1)$$

liegen soll. Die Rezirkulationsrate R berechnet sich hierbei aus dem Verhältnis des rezirkulierten Massenstroms \dot{m}_R und der einströmenden Frischgase von Brennstoff und Luft. Eine weitere Bezeichnungen für diese Art der Verbrennungstechnologie ist *High Temperature Air Combustion* (HiTAC). Hierbei wird ebenfalls vorausgesetzt, dass die Vorwärmtemperatur der Verbrennungsluft oberhalb der Selbstzündtemperatur des Brennstoffes liegt und somit keine weitere Stabilisierung der Flamme in einer Feuerungsanlage notwendig ist [47, 114]. Als eine Unterkategorie von HiTAC wird *Moderate and Intense Low oxygen Dilution* (MILD) *Combustion* [18] beschrieben. Neben dem Kriterium der oberhalb der Selbstzündtemperatur liegenden Frischgastemperatur wird hier der maximal erlaubte Temperaturhub während der Verbrennung auf die Selbstzündtemperatur der Mischung in Kelvin begrenzt. Der Begriff *Colorless Distributed Combustion* (CDC) wird in Bezug auf die Anwendung in Gasturbinen verwendet [2], entspricht jedoch ebenfalls den bereits genannten Prinzipien. Die wichtigsten Gründe für die Anwendung dieser Verbrennungstechnologien sind sowohl niedrige NO_x - als auch CO -Emissionen sowie eine homogene Temperaturverteilung (*pattern factor*) [37, 78, 103]. Darüberhinaus weist diese Technologie eine hohe Brennstoffflexibilität auf, hat durch den hohen Impuls bei der Eindüsung ein reduziertes Risiko für Flammenrückschlag und emittiert nur wenig Verbrennungslärm [38, 70, 77, 125].

Auf der Basis des von der Firma *WS Wärmeprozessstechnik GmbH* entworfenen Brennerdesigns für hohe Drücke von Lückcrath et al. [77] entwickelten Zanger et al. [128–130] ein jet-stabilisiertes Brennkammersystem mit einer drallstabilisierten Pilotstufe. Dieser Brenner mit der Bezeichnung *F400n.1* wurde erstmalig erfolgreich in einer Mikrogasturbine vom Typ *Turbec T100* betrieben. Eine entsprechende Entwicklung wurde von Rödiger et al. [99] für größere Gasturbinen durchgeführt. Zornek et al. [134–137] hat darauf aufbauend ein zwei-stufiges jet-stabilisiertes Brennersystem für niederkalorische Gase mit einem Heizwert von $H_i = 3,5 - 5 \text{ MJ/m}^3$ mit den Komponenten H_2 , CO , NG , CO_2 und N_2 entwickelt. Dieser Brenner mit der Bezeichnung *F400s.1* wurde bereits in einer Pilotanlage mit gekoppelter MGT und Holzvergasungsanlage erprobt. Eine Übersicht über die verschiedenen Brenner-Designs und deren Bezeichnungen welche auf der Basis der *Turbec T100* entwickelt wurden gibt Bower et al. [9, 10].

3.2.1 Erdgas-Brenner *F400n.1*

Der in dieser Arbeit eingesetzte *F400n.1*-Brenner ist in Abb. 3.4 dargestellt. Die Hauptstufe besteht aus zwanzig ringförmig angeordneten Düsen mit dem Durchmesser d . Die Brennstoffdüsen der Hauptstufe sind koaxial ausgerichtet. In der Mischstrecke erfolgt bereits eine Durchmischung von Luft und Brennstoff, bevor diese mit hohem Impuls in den Reaktionszone eingedüst werden. Mittig ist die drallstabilisierte Pilotstufe stromauf versetzt angeordnet. Hierdurch ergibt sich der Brennraum für die Pilotflamme (Pilotdom) mit dem Durchmesser D . Der Drall wird der Luft durch tangentialen Strömungspfade aufgeprägt. Der Brennstoff wird mit einer axialen und einer radial nach aussen gerichteten Geschwindigkeitskomponente eingedüst. Sowohl Brennstoff- als auch Luftzufuhr erfolgen in der Pilotstufe mittels jeweils zehn Düsen. Durch die zusätzliche Pilotstufe wird der Betriebsbereich des Brenners hin zu mageren Bedingungen erweitert. Zudem wird sowohl der Start als auch der Teillastbetrieb der MGT ermöglicht. Die vorliegende Verbrennung liegt nach Zanger [129] im Gebietstia-gramm (Abb. 2.3 bei $Da > 1$ und $Ka > 1$ im Bereich der turbulenten Flammen).

3.2.2 Kenngrößen von Brenner und Brennkammer

Die wichtigsten Kenngrößen zur Beschreibung eines Betriebspunktes und zum Vergleich unterschiedlicher Brennerdesigns basieren auf der Aufteilung des Luft- und Brennstoffmassenstroms über die verschiedenen Strömungspfade. Abbildung 3.5 zeigt die Aufteilung des zugeführten Luftmassenstroms innerhalb des Brennkammersystems sowie die separate Zufuhr der Brennstoffmassenströme zum Brenner. Den folgenden Gleichungen liegt zu Grunde, dass

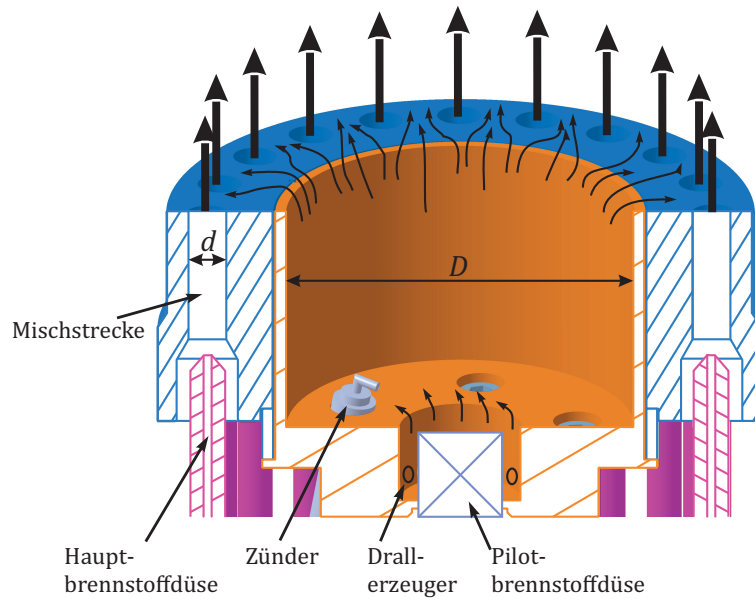


Abbildung 3.4: Jet-stabilisierter Brenner *F400n.1* mit drallstabilisierter Pilotstufe

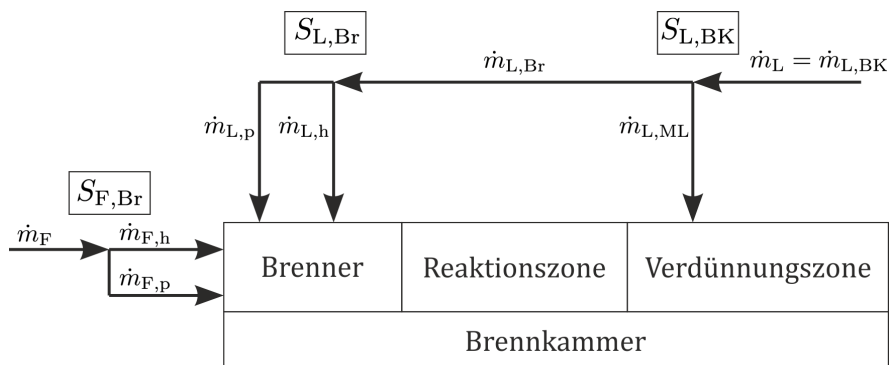


Abbildung 3.5: Zufuhr und interne Aufteilung des Luft- und Brennstoffmassenstroms in dem jet-stabilisierten Brennkammersystem

Erdgas als Zusatzbrennstoff dem Brenner direkt zugeführt wird, und dass die zugeführte Luft eine Lösemittelbeladung aufweist. Im Brennstoffsplit des Brenners

$$S_{F,Br} = \frac{\dot{m}_{F,h}}{\dot{m}_{F,h} + \dot{m}_{F,p}} = \frac{\dot{m}_{F,h}}{\dot{m}_{F,Br}} \quad (3.2)$$

wird nur der Brennstoff berücksichtigt der dem Brenner direkt über Haupt- und Pilotstufe zugeführt wird. Er gibt an, welcher Anteil des direkt zugeführten Brennstoffmassenstrom der Hauptstufe des Brenners zugeführt wird.

Der Luftsplit der Brennkammer

$$S_{L,BK} = \frac{\dot{m}_{L,Br}}{\dot{m}_{L,Br} + \dot{m}_{L,ML}} = \frac{\dot{m}_{L,Br}}{\dot{m}_{L,BK}} \quad (3.3)$$

wird aus dem Quotienten von Brennerluft \dot{m}_{Br} und Brennkammerluft \dot{m}_{BK} bzw. der Summe aus Brennerluft und Mischluft \dot{m}_{ML} berechnet. Entsprechend Abb. 3.5 nimmt nur die Brennerluft direkt an der Verbrennung teil. Der Bereich von Mischluftereindüsung bis zum Turbineneintritt wird hier als Verdünnungszone bezeichnet. Die Luftzahl der gesamten Brennkammer, dies schließt den Brenner als auch die Mischluft mit ein, lässt sich entsprechend Gl. (2.3) mit einem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_F und einem der Zuluft beigefügten VOC-Massenstrom \dot{m}_{VOC} und den entsprechenden stöchiometrischen Luftverhältnissen L_{st} zu

$$\lambda_{BK} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_F L_{st,F} + \dot{m}_{VOC} L_{st,VOC}} \quad (3.4)$$

bestimmen. Wird nur der Brenner betrachtet, ergibt sich die Luftzahl zu

$$\lambda_{Br} = \frac{\dot{m}_L S_{L,BK}}{\dot{m}_F L_{st,F} + \dot{m}_{VOC} L_{st,VOC} S_{L,BK}}. \quad (3.5)$$

Hierbei reduziert sich sowohl der Luftmassenstrom als auch der VOC-Massenstrom auf den dem Brenner zugeführten Anteil $S_{L,BK}$.

Analog zu der Berechnung des Brennkammerluftsplits und der Brennerluftzahl entsprechend Gln. (3.3) und (3.5) werden der Brennerluftsplit und die Luftzahl in Haupt- und Pilotstufe mit

$$S_{L,Br} = \frac{\dot{m}_{L,Br,h}}{\dot{m}_{L,Br,h} + \dot{m}_{L,Br,p}} = \frac{\dot{m}_{L,Br,h}}{\dot{m}_{L,Br}}, \quad (3.6)$$

$$\lambda_h = \lambda_{Br,h} = \frac{\dot{m}_{L,Br,h} S_{L,Br} S_{L,BK}}{\dot{m}_F L_{st,F} S_{F,Br} + \dot{m}_{VOC} L_{st,VOC} S_{L,Br} S_{L,BK}} \quad (3.7)$$

und

$$\lambda_p = \lambda_{Br,p} = \frac{\dot{m}_{L,Br,p} (1 - S_{L,Br}) S_{L,BK}}{\dot{m}_F L_{st,F} (1 - S_{F,Br}) + \dot{m}_{VOC} L_{st,VOC} (1 - S_{L,Br}) S_{L,BK}} \quad (3.8)$$

bestimmt.

3.3 Atmosphärischer Prüfstand

Abbildung 3.6 zeigt den Hauptteil des atmosphärischen Brennkammerprüfstands. Die Zufuhr des Luft-/VOC-Gemischs erfolgt an Position (a). Die gestrichelten Pfeile geben den Strömungspfad der Luft an. Das Strömteil (gelb) sorgt für eine 180 Grad Umlenkung der Luft vor Eintritt in die Brennkammer. Diese ist dem tatsächlichen Strömungspfad in der

Topfbrennkammer der MGT entsprechend Abb. 3.2 nachempfunden. An Position ⑥ befinden sich eine statische Druckmessstelle und zwei statische Temperaturmessstellen. Hiermit wird zum einen die Brennkammereintrittstemperatur $T_V = \frac{1}{2}(T_{V,1} + T_{V,2})$ sowie der relative statische Druckverlust der Brennkammer

$$\Delta p_{\text{rel}} = \frac{p_b - p_{\text{amb}}}{p_b} \cdot 100 \% \quad (3.9)$$

ermittelt, wobei p_{amb} dem Umgebungs- oder Referenzdruck innerhalb des Labors entspricht. Die Aufteilung der Luftmassenströme in die Pilot- bzw. Hauptstufe ist durch die Geometrie vorgegeben und kann nicht aktiv geregelt werden. Da diese zudem von den Brennstoffmassenströmen und von der Flammenlage in Pilot- und Hauptstufe abhängen werden zur Berechnung des Pilotluftmassenstroms $\dot{m}_{L,p}$ experimentell ermittelte Kalibrierkurven verwendet. In diesen wurde der Brennkammereintrittsdruck p_b für unterschiedliche Brennkammereintrittstemperaturen und Pilotluftmassenströme bestimmt, indem die Hauptstufendüsen des Brenners versperert wurden. Die Kalibrierkurven liegen als Polynome zweiten Grades in der Form $p_b = a_2 \dot{m}_{L,p}^2 + a_1 \dot{m}_{L,p} + a_0$ vor. Um die Temperaturabhängigkeit zu berücksichtigen wird der Pilotluftmassenstrom für Temperaturen zwischen den experimentell bestimmten Polynomen linear interpoliert. Somit kann der Luftmassenstrom über die Pilotstufe aus dem Druck p_b und der Vorwärmtemperatur T_V am Brennkammereintritt berechnet werden. Der Einfluss des Brennstoffmassenstroms und der Flammenlage wird hierbei vernachlässigt. Position ③ gibt die Position der Abgassonde für die Emissionsmessungen der Brennkammer an. Um das Brennerverhalten unabhängig vom Einfluss der Mischluft zu untersuchen, wurde in diesem Aufbau von einer Mischluftzufuhr, wie sie im Brennkammersystem der MGT enthalten ist, abgesehen. Die Massenströme von Luft und VOC sowie von Erdgas für Pilotstufe und Hauptstufe des Brenners werden über Massenstromregler geregelt. Der für die numerische Simulation verwendete Lufteinlass ist mit ① gekennzeichnet und entspricht der grün gekennzeichneten zylindrischen Fläche. An dieser Stelle befindet sich im experimentelle Aufbau ein zylindrisches Lochgitter zur Strömungsvergleichmäßigung. Der Auslass des simulierten Bereichs ist an Position ① als grüne Kreisfläche gekennzeichnet.

Die Aufbereitung der VOC-beladenen Luft erfolgt mittels Eindüsung der VOCs in den Brennerluftmassenstrom wie in Abb. 3.7 dargestellt. Die Luft wird mit elektrischen Heizkartuschen so weit vorgewärmt, dass die gewünschte Brennkammereintrittstemperatur T_V erreicht wird. Die Eindüsung der VOCs erfolgt in dem Steigrohr des Prüfstandes, das in Position ② von Abb. 3.6 mündet. Da die vorgewärmte Luft meist oberhalb der Selbstzündtemperatur der eingesetzten VOCs liegt, wird für die Eindüsung eine Pneumatik-Zerstäuberdüse vom Typ *Lechler, Baureihe 136.1* eingesetzt. Bei dieser Düse erfolgt die Mischung von Lösemittel und

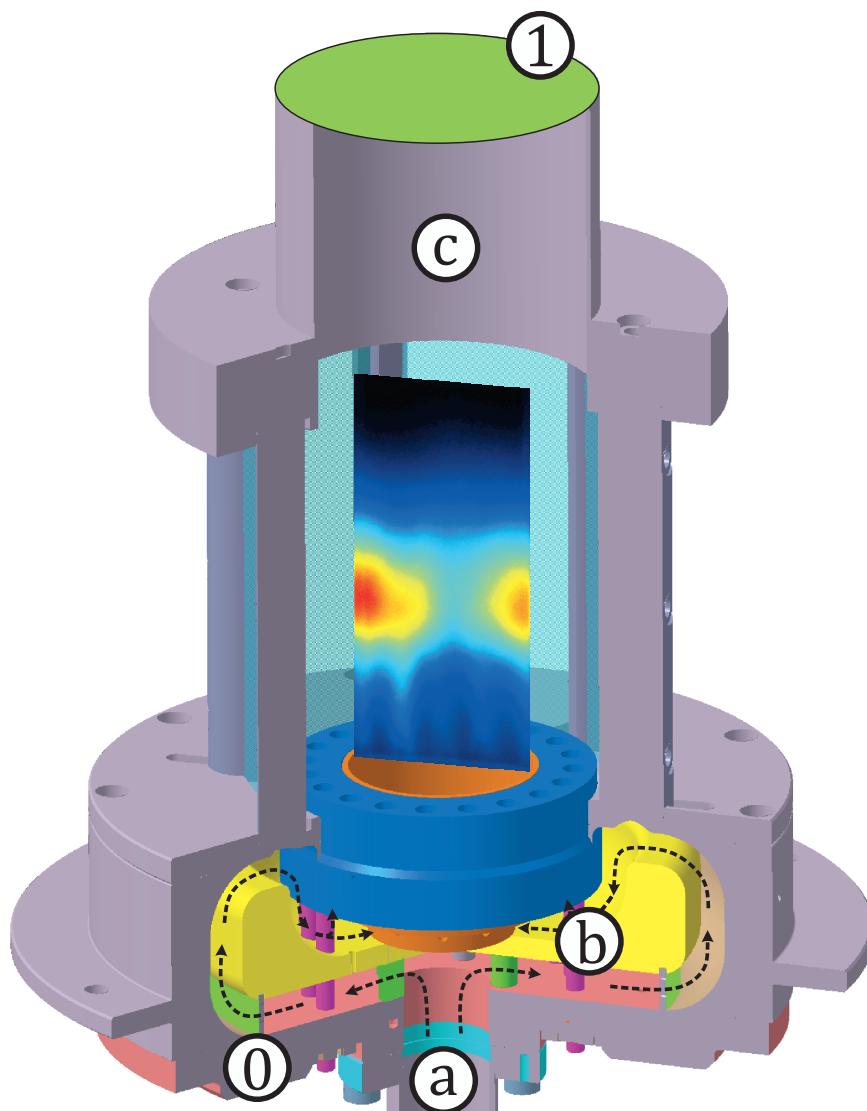


Abbildung 3.6: Atmosphärischer Brennerprüfstand mit beispielhaftem OH^* -Chemolumineszenzbild. Die gestrichelten Pfeile geben den Strömungspfad der Luft an. (a) - Luftzufuhr, (b) - statische Druck- und Temperaturmessstelle, (c) - Messsonde für Abgasemissionen, Domäne für Simulation: (0) - Lufteinlass (1) - Auslass

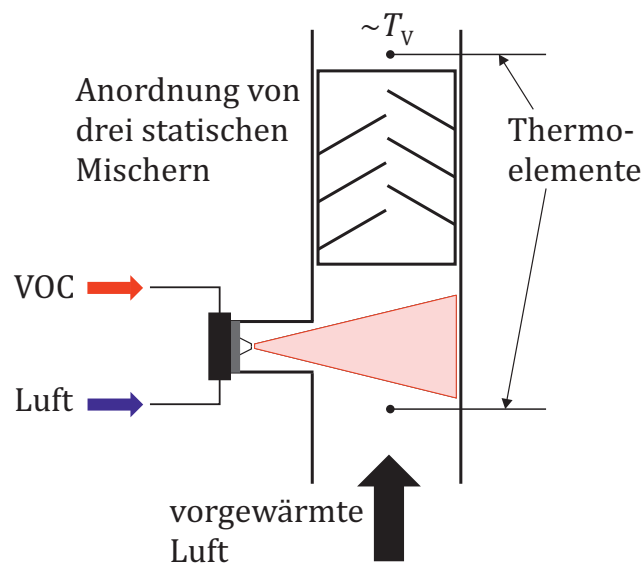


Abbildung 3.7: Experimentelle Aufbereitung des Luft-VOC-Gemisches

Luft innerhalb des Düsenkörpers. Die Zerstäubung erfolgt in Form eines Vollkegels nach dem Druckprinzip. Durch die rasche Durchmischung der zerstäubten VOCs mit der Brennerluft, unterstützt durch eine Anordnung von drei statischen Mischern, wird eine Selbstzündung vermieden. Mittels zweier Thermoelemente vor der Eindüsenstelle und hinter den statischen Mischern kann ein Temperaturhub, der auf eine Selbstzündung hindeutet detektiert werden. Typischerweise nimmt die Temperatur des VOC-/Luft-Gemisches jedoch ab, da VOCs und Zerstäubungsluft bei Raumtemperatur zugeführt werden und daher auch die Verdampfungsenthalpie des Lösemittels aufgebracht werden muss. Für die VOC-Beladung kann eine Genauigkeit von 2 % bis 3,3 % für den maximalen bzw. minimalen VOC-Massenstrom erreicht werden.

3.4 Eingesetzte VOCs

Die in dieser Arbeit als VOC eingesetzten Stoffe sind die Alkohole Methanol, Ethanol und Isopropanol der Ester Ethylacetat, sowie Toluol als Vertreter der Aromaten. Alle Stoffe werden häufig als Lösemittel in Farben, Lacken und Harzen eingesetzt. Die Alkohole Methanol und Isopropanol finden zudem Verwendung als Zusatz zu Treibstoffen oder als Ersatztreibstoff. Tabelle 3.2 zeigt wichtige Stoffeigenschaften der untersuchten VOCs. Alle Lösemittel haben eine Selbstzündtemperatur oberhalb von 400°C . Bis auf Toluol liegt diese mindestens 125 K unterhalb der Selbstzündtemperatur von Methan bzw. Erdgas. Das stöchiometrische Luftverhältnis L_{st} ist massebezogen und dient der Berechnung der Luftzahl entsprechend Gl. (2.3). Im untersuchten Temperaturbereich gilt entsprechend Kapitel 1.3 eine maximale

Tabelle 3.2: Stoffeigenschaften der untersuchten VOCs und von Methan; *AIT* aus <http://www.gischem.de>

Name	Strukturformel	M g/mol	H_i MJ/kg	L_{st} -	AIT °C	UEG g/Nm ³	UEG (25 %) MJ/Nm ³
Methan	CH ₄	16,04	50,03	17,24	595	117,0	0,91
Methanol	CH ₃ OH	32,04	21,10	6,47	440	86,5	0,46
Ethanol	C ₂ H ₅ OH	46,07	27,73	9,01	400	62,3	0,42
Isopropanol	C ₃ H ₇ OH	60,10	31,20	10,35	425	51,9	0,40
Ethylacetat	C ₄ H ₈ O ₂	88,11	23,75	7,85	470	76,0	0,45
Toluol	C ₇ H ₈	92,14	40,94	13,51	535	43,3	0,35 [†]

[†] 20 % für aromatische Kohlenwasserstoffe

erlaubte Eintrittskonzentration aller brennbaren Stoffe von 25 % der unteren Explosionsgrenze für nicht-aromatische Kohlenwasserstoffe und 20 % für Aromaten. Die im Folgenden untersuchten VOC-Konzentrationen liegen daher im Maximum unter der gesetzlich erlaubten Konzentration. Die Heizwerte H_i der sauerstoffhaltigen Lösungsmittel liegen deutlich unter denen der reinen Kohlenwasserstoffe Methan und Toluol. Daher liegen die untersuchten Konzentrationen für diese beiden Stoffe deutlich unter den entsprechenden Konzentrationen der übrigen Lösungsmittel.

Typischerweise wird die Beladung der VOC-haltigen Luft als eine Konzentration in Gramm pro Normkubikmeter angegeben. Dies wird jedoch nicht den unterschiedlichen Heizwerten der VOCs gerecht. Aus diesem Grund wird die VOC-Beladung C_{VOC} hier in MJ/Nm³ angegeben und entspricht somit auch dem Heizwert des zugeführten Luftmassenstroms. Ein Normkubikmeter (Nm³) wird bei einem Druck von 1013,25 mbar und einer Temperatur von 15°C entsprechend der Definition der internationalen Standardatmosphäre bestimmt. Da die VOCs eine energetische Substitution des Erdgases darstellen, und zudem unterschiedliche Heizwerte aufweisen, erlaubt dies eine bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse.

3.5 Messtechnik

Zur Analyse der Experimente kommen zwei grundlegende Verfahren zur Charakterisierung von Verbrennungsvorgängen zum Einsatz. Um einen optischen Eindruck von Flammenlage und -ausbreitung zu erhalten wird die OH*-Chemolumineszenz eingesetzt. Mithilfe eines Gasanalyse-Gerätes der *Advance Optima* Serie der Firma ABB werden typische Emissionen einer Flamme untersucht. Diese Messungen können auch genutzt werden um die Massenverhältnisse der zugeführten Stoffströme zu verifizieren.

Abgasemissionen

Für die Bestimmung der Abgaszusammensetzung der atmosphärischen Brennerexperimente wird eine luftgekühlte Abgassonde verwendet. Hierbei wird das entnommene Gas gequenchet indem es schnell auf etwa 200 °C abgekühlt wird, um weitere Reaktionen zu verhindern und die Abgaszusammensetzung „einzufrieren“. Mit der Abgasanalyse kann der Sauerstoffgehalt als auch die Verbrennungsprodukte H₂O und CO₂ gemessen werden. Zudem werden die Schadstoffemissionen CO, NO, NO₂ und unverbrannte Kohlenwasserstoffe bestimmt.

Sauerstoffmessung

Das Sauerstoffanalysegerät vom Typ *Magnos206* misst den Sauerstoffgehalt basierend auf der paramagnetischen Eigenschaft des Sauerstoffs. Durch ein inhomogenes Magnetfeld werden die Sauerstoffmoleküle abgelenkt und sorgen für eine Auslenkung eines frei aufgehängten Körpers. Die wirkende Kraft auf den Körper ist hierbei proportional zum Sauerstoffgehalt des Messgases. Der Sauerstoffgehalt wird in trockener Atmosphäre gemessen. Für dieses Messprinzip ist eine Einpunktkalibrierung zur Offsetkorrektur ausreichend.

Kohlenstoffoxidmessung

Die Messung der CO- und CO₂-Emissionen erfolgt simultan in einem nicht-dispersiven infrarot (NDIR) Prozessphotometer. Nicht-dispersiv bedeutet in diesem Zusammenhang, dass das Infrarotlicht an dem Medium (das zu untersuchende Gas) nicht gestreut, sondern von einzelnen Komponenten absorbiert wird. Aus dem Intensitätsabfall des Lichts bei einer bestimmten Wellenlänge λ kann mithilfe des Lambert-Beer'sches Gesetzes die Konzentration eines Stoffes bestimmt werden. In dem Analysegerät vom Typ *Uras 26* können bis zu vier Messkomponenten gleichzeitig und kontinuierlich gemessen werden. Hier wird Strahlung im mittleren Infrarotbereich von 2,5 μm bis 8 μm eingesetzt. Aufgrund von Überschneidungen der Absorptionsspektren mit dem Spektrum von H₂O muss diese Messung ebenfalls in trockener Atmosphäre durchgeführt werden.

Stickoxidmessung

Das UV-Photometer vom Typ *Limas 11UV* wird zur Messung der Komponenten NO und NO₂ eingesetzt. Dieser funktioniert nach dem gleichen Messprinzip wie der NDIR-Prozessphotometer. Mittels spezifischer Filterung der emittierten UV-Strahlung jeder Messkomponente können diese unterschieden werden. Zudem wird die Selektivität durch eine elektronische Querempfindlichkeitsverrechnung erhöht. Die eingesetzte Strahlung liegt zwischen 200 nm und 600 nm. Die Stickoxidmessungen werden in feuchter Atmosphäre durchgeführt.

Messung unverbrannter Kohlenwasserstoffe

Die Messung erfolgt mittels eines Flammenionisationsdetektors (FID) vom Typ *MultiFID14 NMHC*. Hierbei wird der gesamte organisch gebundene Kohlenstoff gemessen. Die Anzahl der Kohlenstoffatome ist proportional zum Ionisationsstrom der in einer Wasserstoffflamme ionisierten organischen Komponente. Der FID hat zwei Betriebsmodi und kann somit zwischen Methan und Nicht-Methan Kohlenwasserstoffen (*non-methane hydro carbons, NMHC*) unterscheiden. Hierfür werden in einem Betriebsmodus die Gesamtkohlenwasserstoffemissionen (*unburned hydro carbons, UHC*) bestimmt. Im Cutter-Betrieb wird das Messgas vor der Analyse über einen beheizten Katalysator geführt, wo Sauerstoff mit allen Kohlenwasserstoffen außer Methan zu CO_2 und H_2O reagiert und somit die CH_4 -Emissionen bestimmt werden können. Die NMHC-Emissionen errechnen sich aus der Differenz der UHC und der CH_4 -Emissionen. Da nur ein Analysemodul vorhanden ist, müssen die Messungen bei Unterscheidung von Methan und Nicht-Methan Kohlenwasserstoffen sequentiell durchgeführt werden. Die Messungen werden bei feuchter Atmosphäre durchgeführt.

Wassergehaltmessung

Der Wassergehalt des Abgases wird mithilfe eines kapazitiven Dünnschicht-Polymersensors gemessen. Hierbei wird ausgenutzt, dass die dielektrischen Eigenschaften bzw. die Kapazität des Polymers abhängig von der relativen Feuchte ist. Der Sensor vom Typ *HMT330* der Firma *Vaisala* ist mit der Sonde des Typs *HMT338* für Druck- bzw. Rohrleitungen ausgerüstet. Die relative Feuchte wird durch eine interne Berechnung in

$$C_{\text{H}_2\text{O},\text{tr}} = 10^6 \cdot \frac{P_w}{p - P_w} \quad (3.10a)$$

$$P_w = P_{ws} \frac{RH}{100} \quad (3.10b)$$

umgerechnet. Wobei $C_{\text{H}_2\text{O},\text{tr}}$ der Wasserkonzentration in ppm bezogen auf trockener Luft entspricht. Desweiteren werden

P_w ... Wasserdampfdruck	hPa
p ... Umgebungsluftdruck	hPa
P_{ws} ... Wasserdampf-sättigungsdruck	hPa
RH ... relative Feuchte	%rF

benötigt, wobei der Wasserdampf-sättigungsdruck P_{ws} mittels mehrerer Polynome als Funktion der Temperatur ermittelt wird. Im Temperaturbereich von $-40^{\circ}\text{C} \dots 180^{\circ}\text{C}$ entspricht die Genauigkeit bezogen auf die relative Feuchte $\pm(1,5 + 0,015 \times \text{Messwert}) \%rF$.

Bestimmung der Schadstoffemissionen

Um die Schadstoffemissionen für unterschiedliche Betriebspunkte vergleichbar zu machen, werden diese entsprechend der Technischen Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft [16] normiert. Die Schadstoffemissionen müssen hierbei bei trockener Luft angegeben werden und auf einen Restsauerstoffgehalt von fünfzehn Volumenprozent im Abgas normiert sein. Der korrigierte Messwert

$$C_{\text{korrr}} = f_{\text{O}_2} f_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{mess}} \quad (3.11a)$$

wird mithilfe der Korrekturfaktoren

$$f_{\text{O}_2} = \frac{0,21 - 0,15}{0,21 - C_{\text{O}_2} \cdot 10^{-6}} \quad (3.11b)$$

und

$$f_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{1}{1 - C_{\text{H}_2\text{O}} \cdot 10^{-6}} \quad (3.11c)$$

$$C_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{C_{\text{H}_2\text{O},\text{tr}} \cdot 10^{-6}}{1 + C_{\text{H}_2\text{O},\text{tr}} \cdot 10^{-6}} \quad (3.11d)$$

berechnet. Der Faktor $C_{\text{H}_2\text{O}}$ dient der Umrechnung des Wasseranteils auf den Gesamtvolumenstrom bzw. feuchte Atmosphäre, da der gemessene Wert $C_{\text{H}_2\text{O},\text{tr}}$ aus Gl. 3.10a auf trockene Luft bezogen ist. Der Korrekturfaktor für trockene Luft $f_{\text{H}_2\text{O}}$ wird nur für die in feuchter Atmosphäre gemessenen Emissionen wie Stickoxide und UHCs benötigt und ist andernfalls gleich 1 zu setzen. Die Sauerstoffkorrektur erfolgt entsprechend [16] über den Korrekturfaktor f_{O_2} .

Die Messgenauigkeiten der Analysatoren der eingesetzten Gasanalyse sind in Tab. 3.3 zusammengefasst. Der Wechsel zwischen den einzelnen Messbereichen erfolgt automatisch. Die Genauigkeiten sind für den jeweiligen Messbereich als Absolutwerte gegeben. Die Messbereiche für unverbrannte Kohlenwasserstoffe sind laut Hersteller in mgC/m^3 angegeben, hier jedoch zur Vereinheitlichung in ppm umgerechnet.

Die Probenentnahme des Messgases erfolgt im atmosphärischen Prüfstand mittels einer Einpunktsonde, die zentral im Austrittsquerschnitt des Prüfstandes positioniert ist. Abbil-

Tabelle 3.3: Messbereiche und zugehörige Messgenauigkeiten der ABB Advance Optima Prozessgasanalyse (AO2000) für verschiedene Spezies

Spezies Einheit	O ₂ Vol.%	CO ₂ Vol.%	CO ppm	NO / NO ₂ ppm	UHC ppm
Messbereich 1	0–5	0–5	0–10	0–10	0–19
Genauigkeit	0,025	0,05	0,1	0,1	0,37
Messbereich 2	0–15	0–20	0–100	0–20	0–187
Genauigkeit	0,075	0,2	1,0	0,2	3,73
Messbereich 3	0–25		0–200	0–50	0–3733
Genauigkeit	0,125		2,0	0,5	74,7
Messbereich 4	0–100		0–500	0–200	0–9332
Genauigkeit	0,5		5,0	2,0	186,6

Abbildung 3.8 zeigt die Abhängigkeit der CO-, NO_x- und UHC-Emissionen von der radialen Sondenposition entlang einer Achse für zwei unterschiedliche Betriebspunkte. Die NO_x- und UHC-Emissionen bleiben von der Sondenposition nahezu unberührt. Für die CO-Emissionen zeigt einen asymmetrischen, parabolischen Verlauf, mit einem globalen Maximum im Zentrum des Austrittsquerschnitts. Bei den höheren CO-Emissionen des Betriebspunktes mit $\lambda_{Br} = 2,0$ ist die Abhängigkeit von der Sondenposition ausgeprägter. Die zentrale Probenentnahme führt somit zu einer konservativen Betrachtungsweise der auftretenden Emissionen. Die durch die Einpunktmessung hervorgerufene Messungenauigkeiten liegen dabei deutlich oberhalb der Messungenauigkeit der Abgasanalysatoren. Daher wurde die Sondenposition während allen Messkampagnen nicht verändert. In den nachfolgenden Betrachtungen liegt der Fokus zudem auf den relativen Emissionsverläufen und nicht auf den absoluten Messwerten.

Optische Messtechnik

Die Chemolumineszenz des elektronisch angeregten OH-Radikals (OH*-Radikal) ermöglicht eine einfache Untersuchung der Flammenlage und Flammenintensität, mittels einer CCD-Kamera (*LaVision Imager Pro Plus 2M*) mit einer Auflösung von 1600 x 1200 Bildpunkten und einem modularen Bildverstärker (*LaVision IRO*). Das Kamerasystem wurde um mit unterschiedlichen Filtern (*Sodern UV Linse 100 F/2.8 ref. Cerco 2178*, Spektralbereich $\lambda = 250 - 410$ nm; Bandpassfilter mit einer Transmissionsrate $> 75\%$ für $\lambda = 305 - 325$ nm; Optische Filter: 3x UG5 / 1 mm, 2x UG11 / 1 mm) versehen um das Signal OH*-Radikals zu detektieren. Das OH*-Radikal wird im Bereich der höchsten Wärmefreisetzung bei Methan-

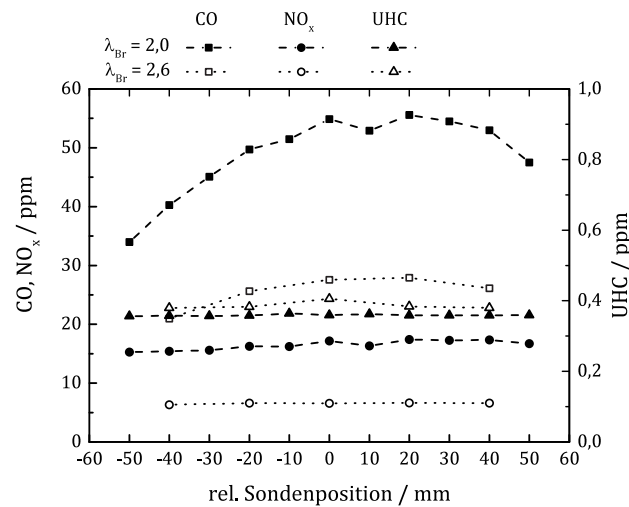


Abbildung 3.8: Radiale Variation der Sondenposition bei der Abgasmessung

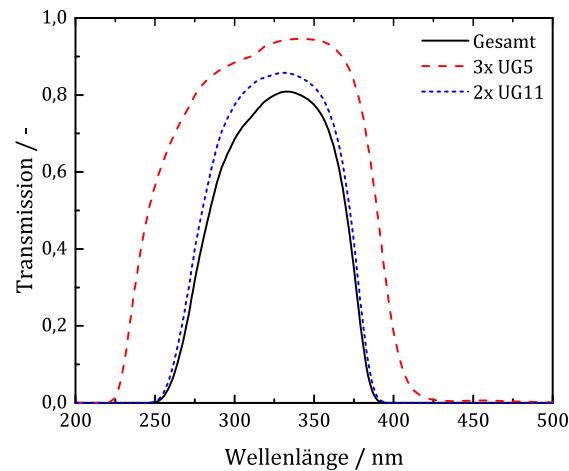


Abbildung 3.9: Transmissionskurve der verwendeten Filterkombination

flammen vor allem durch die Reaktion $\text{CH} + \text{O}_2 \longrightarrow \text{CO} + \text{OH}^*$ gebildet [22] und ist daher gut geeignet die Lage der Flammenfront darzustellen. Abbildung 3.9 zeigt die Transmissionskurve der applizierten UG5 und UG11 Filter. Im Bereich der Wellenlänge zwischen 285 nm bis 370 nm liegt diese oberhalb von 50%. Zusätzlich wird das Signal durch den Bandpassfilter sowie die Quarzglasscheibe der optischen Brennkammer mit einer Transmissionsrate von über 90% zwischen 250 nm bis 1000 nm abgeschwächt.

Bei der OH^* -Chemolumineszenz (OH-CL) wird das Signal entlang der Sichtachse der Kamera aufgenommen und daher räumlich über das Volumen der Brennkammer integriert. Um die optische Zugänglichkeit zu ermöglichen, ist die sechseckige Brennkammer mit Quarzglasscheiben versehen. Hierbei befinden sich vier Hauptstufendüsen im Sichtbereich der Kamera. Aufgrund von Einschränkungen im Aufbau des Prüfstandes ist der Brenner um 1 Grad ver-

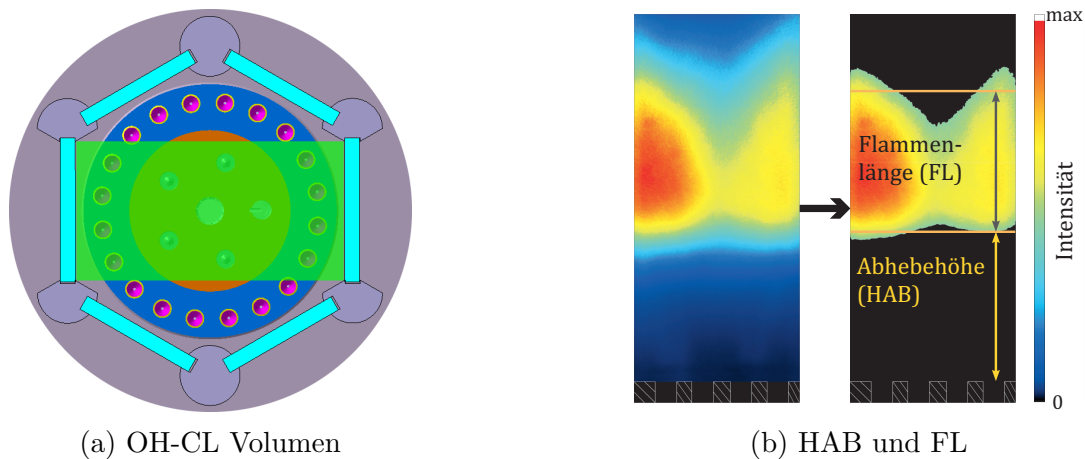


Abbildung 3.10: Darstellung des sichtbaren Volumens der OH-CL Bilder (a) und Definition der Abhebehöhe (HAB) sowie der Flammenlänge (FL) eines OH-CL Bildes (b), modifiziert nach [105]

dreht. Daher liegen die Düsen in Sichtachse nicht exakt fluchtend. Das Sichtvolumen der Kamera ist in Abb. 3.10a dargestellt. Ein beispielhaftes OH-CL Bild ist in Abb. 3.6 gezeigt. Die OH-CL Bilder werden mit einer Datenrate von 4 Hz bis 8 Hz aufgezeichnet. Die Aufbereitung der Bilder erfolgt entsprechend dem Schema in Abb. 3.11. Das Hintergrundbild wird hierbei einmal pro Messtag ermittelt, während Dunkelstrombild und Weißabgleich einmal pro Messreihe aufgenommen werden. Die Normierung der Bilder erfolgt auf das jeweilige Intensitätsmaximum. Das aufbereitete Mittelwertbild wird aus mindestens 200 Einzelbildern berechnet. Abbildung 3.10b zeigt die Definition der aus den aufbereiteten OH-CL Bildern bestimmten Abhebehöhe (HAB) sowie der Flammenlänge (FL). Diese wurden von Zanger [129] und Zanger et al. [130] für das in dieser Arbeit eingesetzte Brennkammersystem vorgestellt und entsprechend übernommen. Als Teil der Flamme zählt jedes Pixel das oberhalb von 50 % der maximalen OH-CL Intensität liegt. Für die Bestimmung der mittleren unteren Flammengrenze werden nur die Randpixel berücksichtigt, die einen Abstand zum Flammenschwerpunkt von mindestens 30 %, bezogen auf die Distanz zwischen dem entferntesten Randpixel und dem Flammenschwerpunkt, haben. Nach identischem Schema wird der obere Flammenrand bestimmt.

Datenauswertung

Alle Messdaten werden mit einer Taktfrequenz von 2 Hz erfasst. Die einzelnen Messpunkte werden über einen Zeitraum von mindestens 90 Sekunden gemittelt. Da der Heizschlauch zwischen dem Prüfstand und der Abgasanalyse mehrere Meter beträgt ist der Zeitversatz zwischen den Messwerten am Prüfstand wie Drücke und Temperaturen und den Emis-

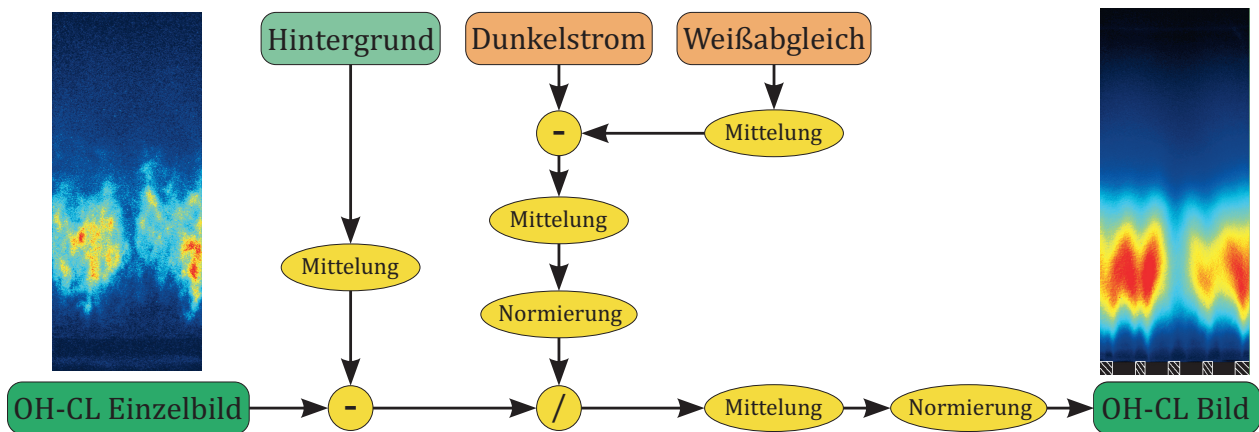


Abbildung 3.11: Korrekturschema für die Aufbereitung der OH-CL Bilder, modifiziert nach [129]

onsmessungen beträchtlich. Ausschlaggebend für die Wahl des ausgewerteten Zeitraums ist daher ein wenn möglich stationärer Zustand der CO-Emissionen. Da die Messwerte somit nicht zeitsynchron ermittelt werden können, erfolgt vor der Datenauswertung eine Mittelung der Messwerte über den festgelegten Zeitraum.

Die Auswertung der gemittelten Daten erfolgte mit einer Berechnungsroutine im Programmpaket Origin. Heizwerte und spezifische Wärmekapazitäten der Stoffe und Stoffgemische wurden mittels NASA-7 Polynomen aus dem Datensatz von Goos et al. [45], aufbauend auf der thermodynamischen Datenbank von Burcat und Ruscic [17], berechnet. Basierend auf dem selben Datensatz wurde mit Python/Cantera die Berechnung der adiabaten Flammentemperaturen mit detaillierten Reaktionsmechanismen durchgeführt.

3.6 Simulation des atmosphärischen Prüfstands

Die Simulation des atmosphärischen Prüfstands werden mit dem inkompressiblen DLR-eigenen Verbrennungsprogramm THETA [28] (**T**urbulent **H**eat Release **E**xtension of the **TAU** code) durchgeführt. Zur Lösung der (U)RANS-Gleichungen wird als Turbulenzmodell das $k-\omega$ SST Modell von Menter [80] verwendet. Die Verbrennungsmodellierung erfolgt mit einem Finite-Raten-Modell unter Verwendung des in Kapitel 2.4.5 vorgestellten Reaktionsmechanismus *VOCStromII*. Für die Turbulenz-Chemie-Interaktion wird ein Assumed-PDF Ansatz [41] verwendet.

Abbildung 3.12 zeigt die vom atmosphärischen Prüfstand aus Abb. 3.6 abgeleitete Geometrie des Fluidvolumens. In der Simulation wird nur ein 36°-Segment der Vollgeometrie berechnet. Somit beinhaltet die simulierte Geometrie zwei Hauptstufendüsen und je eine Pilotdüse für Luft und Brennstoff. Lufteinlass und Auslass der Geometrie sind in grün und die

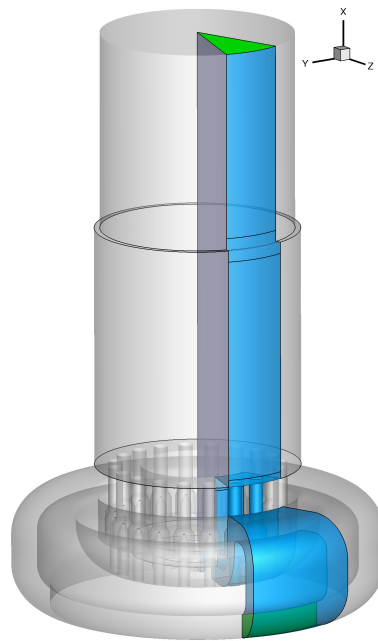


Abbildung 3.12: CFD-Geometrie des atmosphärischen Brennerprüfstands. Der Lufteinlass und der Auslass sind in grün und die Wände in blau dargestellt

Wände in blau dargestellt. Um den in der Pilotstufe aufgeprägten Drall in der Strömung zu erhalten werden an den Schnittflächen der Geometrie periodische Randbedingungen aufgeprägt.

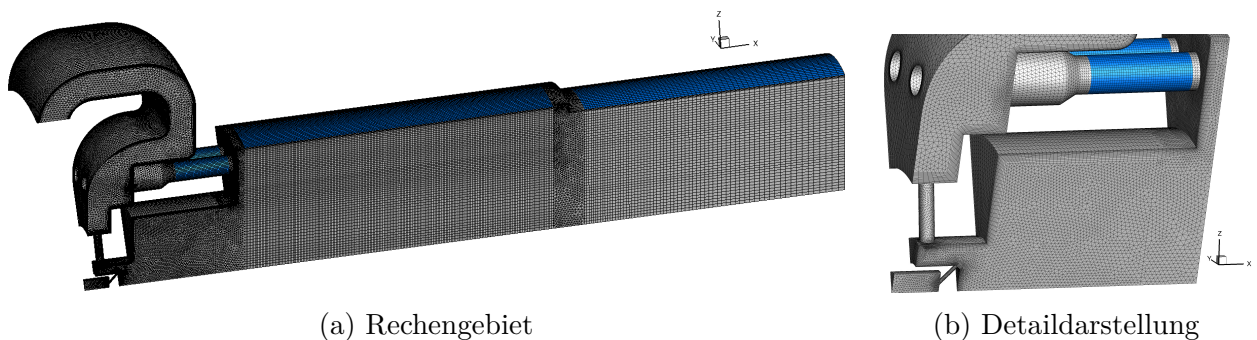


Abbildung 3.13: Rechengitter des simulierten 36°-Segments des *F400n.1*-Brenners mit 1 954 950 Zellen, 851 512 Knotenpunkten

Das Rechengitter ist in Abb. 3.13 dargestellt und besteht aus etwa 1,95 Millionen Zellen mit etwa 850 000 Knotenpunkten. Das Gitter ist unstrukturiert, einzelne Gitterabschnitte mit blau gefärbtem Wandbereich sind in Strömungsrichtung jedoch strukturiert aufgebaut. Hierdurch soll insbesondere in Bereichen mit Scherschichten die durch das Gitter induzierte numerische Diffusion reduziert werden. Um die Grenzschicht der Strömung im wandnahen Bereich ausreichend aufzulösen, sind bis zu 12 Prismenschichten eingebracht. Hierdurch wird

bei 99 % der Zellen der wandnahe Bereich mit einem dimensionslosen Wandabstand von $y^+ < 5$ aufgelöst. Je nach Betriebspunkt liegt in 40 % bis 60 % der Zellen $y^+ < 1$.

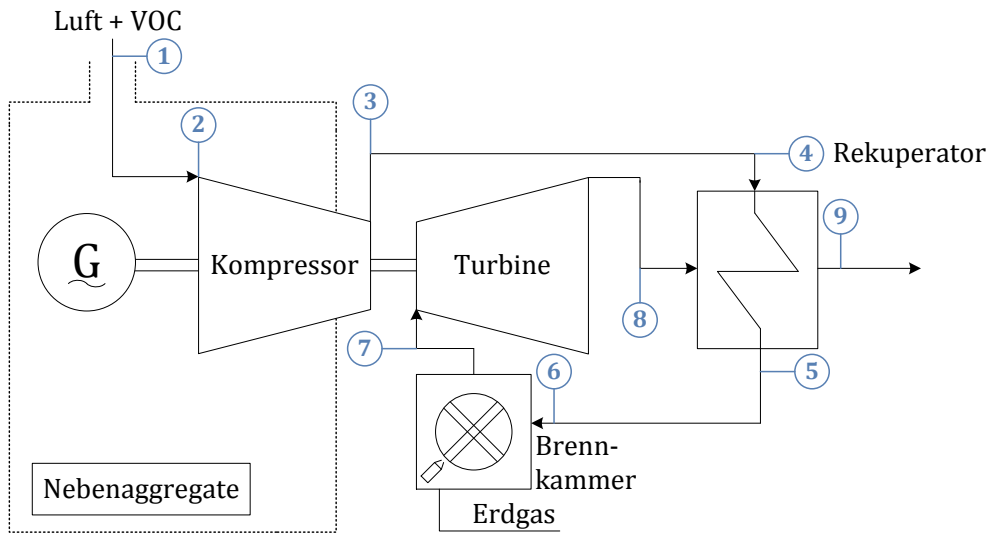
Es werden stationäre (RANS) und instationäre (URANS) Simulationen durchgeführt. Während bei RANS-Modellen meist von einer stationären Betrachtung der Erhaltungsgleichungen aus Kap. 2.2 ausgegangen wird, hat sich für die zeitabhängige Formulierung der Begriff URANS (*unsteady* RANS) etabliert. Als zeitliches Diskretisierungsschema wird das Crank-Nicholson Verfahren verwendet. Die örtliche Diskretisierung erfolgt mit einem linearen oder einem quadratischen Upwind-Verfahren, welche beide Verfahren zweiter Ordnung sind. Zur Ermittlung der Aufenthaltszeit im Rechengebiet wird ein Modell von Ghirelli und Leckner [42] verwendet. Die Zeitschrittgröße wird automatisch anhand einer maximalen *CFL*-Zahl von 10 ermittelt und liegt hierfür bei $\Delta t \approx 3,5 \cdot 10^{-6}$ s pro Iteration. Alle instationären Simulationen wurden über einen Zeitraum von 0,1 s gemittelt, was in etwa vier Durchlaufzeiten des Rechengebiets entspricht.

4 Einfluss von VOCs auf den Betrieb einer Mikrogasturbine

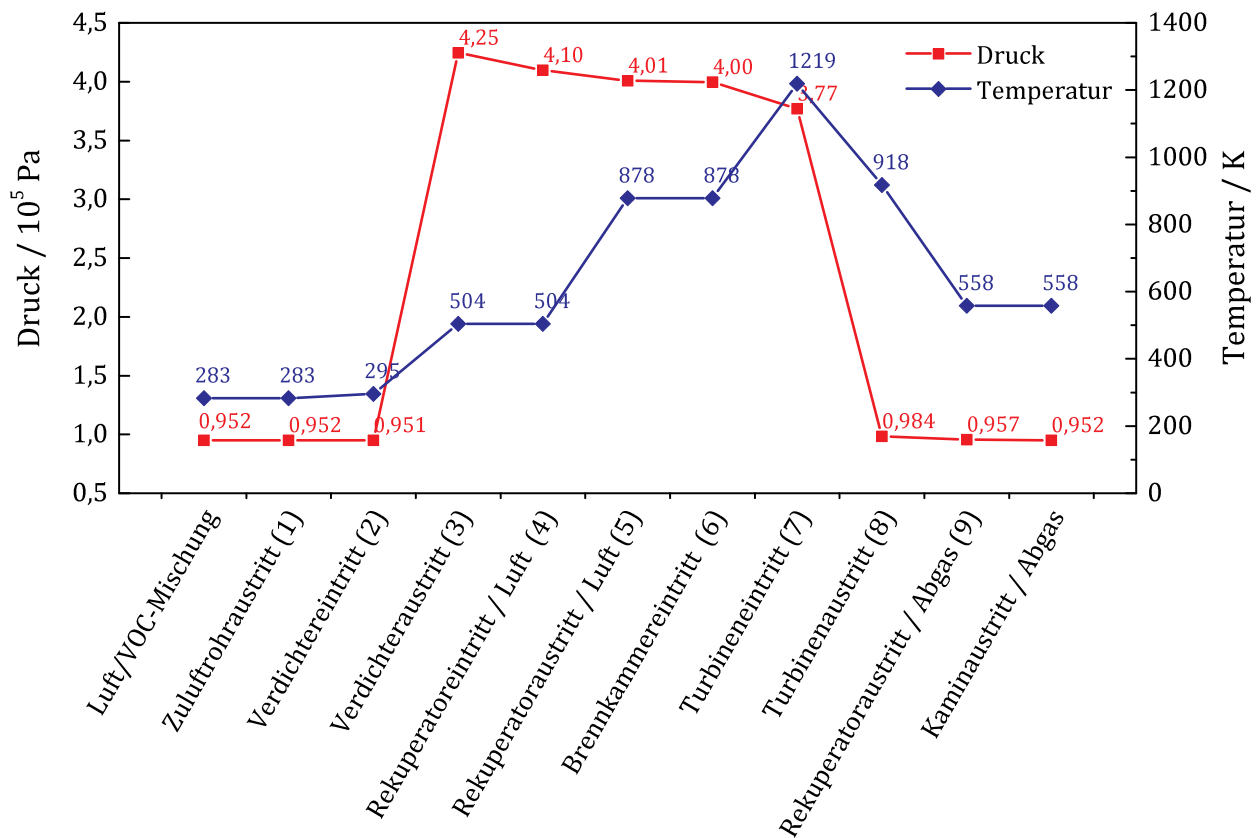
In diesem Kapitel wird der Einfluss von Lösemitteln in der Zuluft einer Mikrogasturbine untersucht. Hieraus werden die besonderen Anforderungen an das Brennkammersystem der VOC-MGT ermittelt. Dies erfolgt zunächst mittels Experimenten, die auch zur Validierung eines stationären MGT-Simulators genutzt werden. Anschließend wird der validierte MGT-Simulator verwendet um unterschiedliche Betriebsstrategien anhand verschiedener Regelparameter zu untersuchen und deren Auswirkung auf das Brennkammersystem zu analysieren.

4.1 Referenzlastpunkt der Standard-MGT

Im Folgenden wird anhand der Simulation des Referenzlastpunktes der Versuche unter Volllast und ohne VOC-Beladung entsprechend Tab. 4.1 detailliert auf den thermodynamischen Kreisprozess der Standard-MGT eingegangen. Eine genaue Beschreibung des Simulators und der notwendigen Randbedingungen erfolgt in Kapitel 4.2.2. Abbildung 4.1b stellt den Verlauf von Druck und Temperatur in der Simulation des Referenzlastpunktes dar. Die Positionen der Temperaturmessstellen sind hierbei in Abb. 4.1a markiert. Der Druck ist auf der linken Achse (rote Linie) und die Temperatur auf der rechten Achse (blaue Linie) dargestellt. Die Luft wird bei atmosphärischem Druck angesaugt und dem Verdichter zugeführt. Der Temperaturanstieg von etwa 12 K ist hierbei auf die Abwärme der Nebenaggregate der Gasturbine zurückzuführen. Im Verdichter wird das Fluid auf den maximalen Systemdruck verdichtet. Durch die Arbeit des Verdichters an dem Fluid wird dieses erwärmt. Des Weiteren wird die Fluidtemperatur in zwei Schritten bis zur maximalen Prozesstemperatur am Turbineneintritt erhöht. Die erste Temperaturerhöhung erfolgt durch interne Wärmeübertragung vom Turbinenabgas auf das Frischgas im Rekuperator, während die weitere Wärmezufuhr in der Brennkammer erfolgt. Die Durchströmung dieser Komponenten sorgt für einen Druckverlust. Der hohe Druckverlust zwischen Verdichteraustritt und Rekuperatoreintritt liegt an dem hier eingebauten Coriolis-Massenstrommessgerät, welches zur detaillierten Vermessung der Anlage benötigt wird, jedoch nicht Bestandteil einer kommerziell betriebenen Mikrogasturbine ist. Der größte Enthalpieabbau in der MGT erfolgt durch die Turbine. Hierbei wird das Fluid



(a) MGT-Schema mit Positionen der Temperaturmessstellen



(b) Temperatur- und Druckverlauf innerhalb der MGT

Abbildung 4.1: Simulation des Temperatur- und Druckverlaufs innerhalb der MGT im Vollast-Referenzpunkt der Ethanolversuche ohne VOC-Beladung

Tabelle 4.1: Versuchsmatrix MGT-Versuche

Betriebspunkt	Drehzahl %	TOT °C	VOC	Beladung g/s	max. Beladung MJ/Nm ³
Volllast	100	644,6	Ethanol	0–5	0,25
			Isopropanol	0–6	0,31
Teillast	82	644,6	Ethanol	0–4	0,24

nahezu auf Umgebungsdruck entspannt. Die Turbinenausstrittstemperatur (TOT) ist eine Regelgröße der MGT und wird über die Regelung des Brennstoffmassenstroms konstant auf etwa 918 K bzw. 645 °C gehalten. Somit kann die maximal erlaubte abgasseitige Eintrittstemperatur in den Rekuperator eingehalten werden. Im Rekuperator erfolgt ein Wärmeübergang vom Abgas auf das verdichtete Fluid. Das Temperaturniveau am Rekuperatoraustritt auf der Abgasseite liegt bei etwa 285 °C. Dies macht eine Nutzung der Restwärme in einem Wasserwärmeübertrager oder direkt als Prozessluft möglich.

4.2 VOCs in der Standard MGT

Die Eindüsung von VOCs in die Mikrogasturbine dient dazu, das bestehende System hinsichtlich einer Lösemittelzufuhr in die der MGT zugeführten Frischluft zu charakterisieren. Die Experimente wurden entsprechend dem Aufbau in Abschnitt 3.1 durchgeführt. Die VOCs wurden hierfür vorverdampft und nach dem Verdichter dem Luftmassenstrom der MGT zugeführt. In dieser Hinsicht weicht der experimentelle Aufbau von einer realen Anlage ab. Allerdings ist eine Reaktion der VOCs mit der Frischluft erst bei Annäherung an deren Selbstzündtemperatur zu erwarten. Diese liegt für alle VOCs deutlich oberhalb der Verdichteraustrittstemperatur von etwa 230 °C. Zudem liegt der Fokus der Untersuchungen insbesondere auf der Reaktion der VOCs in der Brennkammer. Durch die gewählte Zuführposition der VOCs kann das Auftreten von VOCs in der Laborluft vermieden werden ohne Modifikationen an der MGT vorzunehmen.

4.2.1 Versuchsmatrix und Randbedingungen

Tabelle 4.1 zeigt die Versuchsmatrix für die durchgeführten Experimente. Hierbei wurde der Volllastpunkt bei 70 000 U/min und ein Teillastpunkt bei 82 % dieser Drehzahl betrachtet. Die VOC-Massenströme wurden in Schritten von einem Gramm pro Sekunde auf bis zu 6 g/s

erhöht. Für eine bessere Vergleichbarkeit des Einflusses der unterschiedlichen VOCs (siehe Kap. 3.4), wird für die VOC-Beladung im weiteren die Einheit MJ/Nm^3 verwendet.

Die aus den Messdaten ermittelten Randbedingungen der einzelnen Betriebspunkte sind in Tabelle 4.2 gezeigt. Hierzu gehören die Eintrittsbedingungen für Luft und Brennstoff sowie deren Zusammensetzung. Die Messungen erfolgten an zwei unterschiedlichen Tagen. Da die Versuche mit Ethanol im Vollast- und im Teillastbetriebspunkt an Tag 1 durchgeführt wurden, sind die gemittelten Eintrittstemperaturen und die relativen Feuchten der Luft für diese beiden Messreihen sehr ähnlich. Da an den Messtagen selbst keine Messdaten der Erdgaszusammensetzung vorlagen wurde diese über mehrere Tage gemittelt. Bezogen auf den gemittelten Heizwert des Erdgases liegen die jeweils verwendeten Messwerte innerhalb einer Toleranz von einem Prozent. Die Ethanolversuche an Tag 1 und die Isopropanolversuche an Tag 2 unterscheiden sich vor allem in der Eintrittstemperatur der Luft und auch der relativen Feuchte der Luft, die für Tag 2 etwa 5 K bzw. 10 %-Punkte niedriger sind. Durch den höheren Methan- und geringeren Inertgasanteil im Brennstoff an Tag 2 sind hier sowohl der Heizwert als auch der stöchiometrische Luftbedarf geringfügig höher als an Tag 1.

4.2.2 MGT-Simulator und Modellparameter

Die Simulation erfolgt mit einem am DLR entwickelten, stationären MGT-Simulator [54, 55, 91]. Dieses numerische Simulationswerkzeug dient der thermodynamischen Modellierung von Mikrogasturbinen-basierten Kreisläufen, ist modular aufgebaut und in Matlab[®]/Simulink[®] programmiert. Diese Arbeit bezieht sich hierbei auf die Version des Simulationswerkzeugs aus [54]. Ein Großteil der Modellparameter der Simulation entsprechen den an Messdaten kalibrierten Werten für Druck-, Temperatur- und Wärmeverlusten sowie mechanischen Verlusten, Energieverbrauchern, Wärmetauschereffizienzen und den Kennfeldern von Turbine und Verdichter aus Henke et al. [54]. Diese Parameter sind für alle Simulationen zur Validierung des Simulators anhand der Experimente konstant gehalten. Da die Gasversorgung im Labor auf hohem Druckniveau von einem Erdgaskompressor bereitgestellt wird, ist sowohl in den Experimenten als auch in der Simulation kein Brennstoffkompressor berücksichtigt. Zudem ist an der Anlage kein Wasserwärmetauscher für die Brauchwasseraufbereitung angeschlossen.

Da in dem MGT-Simulator Ethanol nicht als VOC vorgesehen ist, wurde dieses mit einer Mischung aus jeweils fünfzig Volumenprozent Methanol und Isopropanol ersetzt. Hieraus ergeben sich geringfügige Ungenauigkeiten im Heizwert, der mit $H_i = 27,69 \text{ MJ}/\text{kg}$ etwa 0,15 % niedriger liegt als bei Ethanol. Die spezifische isobare Wärmekapazität c_p von Ethanol wird hierdurch bei 15 °C um 2,4 % überschätzt, während der Fehler bei 600 °C nur 0,2 % beträgt.

Tabelle 4.2: Randbedingungen für die Simulation zur Validierung der MGT-Versuche

Messtag		Tag 1	Tag 2	Tag 1
Randbedingung	Einheit	Volllast		Teillast
		Ethanol	Isopropanol	Ethanol
Eintrittsluft				
Temperatur [†]	K	283,1	277,1	281,9
Druck [†]	Pa	95 227	94 732	95 177
rel. Feuchte [†]	%	55,4	46,1	58,3
Massenanteil Sauerstoff	%	23,1 – 23,2	23,0 – 23,2	23,1 – 23,2
Massenanteil Isopropanol	%	0 – 0,46	0 – 0,81	0 – 0,46
Massenanteil Methanol	%	0 – 0,25	0 – 0,24	0
Brennstoff				
Temperatur [†]	K	294,3	295,8	295,0
Massenanteil Methan	%	84,5	85,5	84,5
Massenanteil Ethan	%	7,0	6,7	7,0
Massenanteil Propan	%	1,8	1,7	1,8
Massenanteil n-Butan	%	0,7	0,6	0,7
Massenanteil Kohlendioxid	%	3,2	2,9	3,2
Massenanteil Wasserstoff	%	> 0,1	> 0,1	> 0,1
Massenanteil Pentan	%	0,2	0,2	0,2
Massenanteil Stickstoff	%	2,5	2,4	2,5
Heizwert H_1^*	MJ/kg	46,86	47,07	46,86
Stöchiometrischer Luftbedarf L_{st}^*	–	16,12	16,19	16,12
Weitere				
Turbinenaustritt: max. TOT	K	917,8	917,8	917,8
Rekuperatoreffizienz [‡]	%	90	90	90
Welle: Drehzahl [†]	U/min	70 054	70 057	57 462
Ausbrenngrad CH^{\ddagger}	%	99,43 – 100	98,79 – 100	95,8 – 99,41
Ausbrenngrad CO^{\ddagger}	%	89,95 – 99,99	86,48 – 99,99	64,84 – 97,33

[†] gemittelte Werte

* Werte sind keine Randbedingungen, werden aber aus diesen ermittelt

[‡] Modellparameter

Unbeeinflusst hiervon sind die Molmasse und daher die spezifische Gaskonstante, als auch das stöchiometrische Luftverhältnis bei der Verbrennung.

Ein für den Simulator wichtiger Modellparameter ist der Ausbrenngrad der Brennkammer. Im Unterschied zur VOC-Abbaurrate, die nur die VOC-Massenströme bzw. -Energieströme betrachtet, werden für den Ausbrenngrad alle energetisch verwertbaren Massenströme berücksichtigt. Der Ausbrenngrad in Gl. (4.1) kann somit entsprechend der Definition der *DRE* als Verhältnis des Energiegehalts der zugeführten Massenströme minus des in der Abluft enthaltenen Energiegehalts bezogen auf den Energiegehalt der der MGT zugeführt wird beschrieben werden und wird ebenfalls in Prozent angegeben.

$$\text{Ausbrenngrad} = \frac{\text{Energiegehalt zugeführter Massenströme} - \text{Energiegehalt in der Abluft}}{\text{Energiegehalt zugeführter Massenströme}} \quad (4.1)$$

Das in einem Massenstrom \mathcal{X} durch VOCs oder unverbrannten Kohlenwasserstoffen bzw. Kohlenmonoxid enthaltene chemische Potential wird in Anlehnung an die Definition der *Feuerungswärmeleistung* in der 1. BImSchV [13] im Weiteren als *Wärmeleistung*, mit

$$\dot{Q}_{\mathcal{X}} = \dot{m}_{\mathcal{X}} H_{i,\mathcal{X}} = \dot{n}_{\mathcal{X}} H_{i,\text{molar},\mathcal{X}}, \quad (4.2)$$

bezeichnet. Unter Kenntnis der Größe und der Zusammensetzung des Abgasmassenstroms können die Massenströme der unverbrannten VOCs $\dot{m}_{\text{VOC,Abgas}}$ und von Kohlenmonoxid $\dot{m}_{\text{CO,Abgas}}$ im Abgas bestimmt werden.

Ausbrenngrad im Experiment

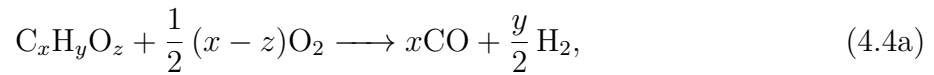
Aufgrund der in der Brennkammer benötigten Mischluftereindüsung wird ein Großteil der in der Luft enthaltenen VOCs an der primären Verbrennungszone vorbeigeführt. Daher erfolgt hier die Annahme, dass der Energiegehalt in der Abluft nur aus nicht umgesetzten VOCs sowie CO besteht. Mit den hieraus bestimmten Wärmeleistungen wird der Ausbrenngrad im Experiment, dargestellt als Brennkammerwirkungsgrad mit

$$\begin{aligned} \eta_{\text{BK,exp}} &= \left[1 - \frac{\dot{Q}_{\text{VOC,Abgas}} + \dot{Q}_{\text{CO,Abgas}}}{\dot{Q}_{\text{NG,Br}} + \dot{Q}_{\text{VOC,L}}} \right] \\ &= \left[1 - \frac{\dot{m}_{\text{VOC,Abgas}} H_{i,\text{VOC}} + \dot{m}_{\text{CO,Abgas}} H_{i,\text{CO}}}{\dot{m}_{\text{NG}} H_{i,\text{NG}} + \dot{m}_{\text{VOC}} H_{i,\text{VOC}}} \right] \end{aligned} \quad (4.3)$$

berechnet.

Brennkammermodul des Simulators und Ausbrenngrad in der Simulation

Im Brennkammermodul des Simulators wird die Wärmefreisetzung aufgrund der chemisch gebundenen Energie des Brennstoffes berechnet. Die Modellierung eines unvollständigen Ausbrands erfolgt über den Ausbrenngrad als Modell-Parameter. Dieser wird anhand der Ergebnisse aus dem Experiment für jeden Betriebspunkt bestimmt. Für jede Reaktionsgleichung (4.4) im Brennkammermodul des MGT-Simulators muss ein separater Ausbrenngrad ermittelt werden. In Gleichung (4.4a) werden alle organischen und anorganischen Kohlenwasserstoffe gemeinsam berücksichtigt. Die Reaktion zu den Produkten CO_2 und H_2O erfolgt hierbei in zwei Schritten. Im ersten Schritt erfolgt die Oxidation zu CO und H_2 . Gleichungen (4.4b) und (4.4c) beschreiben die weitere Oxidation von H_2 und CO zu H_2O und CO_2 .



Sind Kohlenmonoxid und Wasserstoff bereits Bestandteil des zugeführten Brennstoffs, wird dieser Anteil ebenfalls in Gln. (4.4c) und (4.4b) berücksichtigt. Die einzelnen Ausbrenngrade werden entsprechend den Gln. (4.5) bestimmt. Im Simulator werden für den CH-Ausbrenngrad $\eta_{\text{BK,CH}}$ im Gegensatz zum Experiment alle Kohlenwasserstoffe, also aus Brennstoff und VOC-beladener Luft, berücksichtigt. Daher wird mit Gl. (4.5d) ein äquivalenter Stoffstrom $\dot{n}_{\text{CH, Abgas}}$ aus dem VOC-Wärmeleistung des Abgases $\dot{Q}_{\text{VOC, Abgas}}$ und einem mittleren molaren Heizwert $H_{\text{i,molar, CH}}$ nach Gl. (4.5e) bestimmt. Die Stoffströme $\dot{n}_{\text{H}_2, \text{ges}}$ und $\dot{n}_{\text{CO, ges}}$ werden mit den Gln. (4.5g) und (4.5h) berechnet, wobei die Variablen x und y den Variablen aus Gl. (4.4a) entsprechen. Zur Berechnung der Stoffströme $\dot{n}_{\text{H}_2, \text{ges}}$ und $\dot{n}_{\text{CO, ges}}$ wird mit dem CH-Ausbrenngrad $\eta_{\text{BK,CH}}$ die Stoffmenge an Kohlenwasserstoffen berücksichtigt, die im ersten Reaktionsschritt tatsächlich umgesetzt wird, sowie die im Brennstoff enthaltenen Anteile $\dot{n}_{\text{H}_2, \text{Brennstoff}}$ von Wasserstoff und $\dot{n}_{\text{CO, Brennstoff}}$ von CO. Für Gl. (4.4b) wird ein Ausbrenngrad von 100 % angenommen.

$$\eta_{\text{BK, CH}} = \left(1 - \frac{\dot{n}_{\text{CH, Abgas}}}{\dot{n}_{\text{CH, ges}}} \right) \quad (4.5a)$$

$$\eta_{\text{BK, H}_2} = \left(1 - \frac{\dot{n}_{\text{H}_2, \text{Abgas}}}{\dot{n}_{\text{H}_2, \text{ges}}} \right) \quad (4.5b)$$

$$\eta_{\text{BK, CO}} = \left(1 - \frac{\dot{n}_{\text{CO, Abgas}}}{\dot{n}_{\text{CO, ges}}} \right) \quad (4.5c)$$

$$\dot{n}_{\text{CH, Abgas}} = \frac{\dot{Q}_{\text{VOC, Abgas}}}{H_{i,\text{molar, CH}}} \quad (4.5d)$$

$$H_{i,\text{molar, CH}} = \frac{\sum_j \dot{n}_j H_{i,\text{molar},j}}{\sum_j \dot{n}_j} \quad (4.5e)$$

$$\dot{n}_{\text{CH, ges}} = \dot{n}_{\text{CH, Brennstoff}} \quad (4.5f)$$

$$\dot{n}_{\text{H}_2, \text{ges}} = \frac{y}{2} \cdot \dot{n}_{\text{CH, Brennstoff}} \cdot \eta_{\text{BK, CH}} + \dot{n}_{\text{H}_2, \text{Brennstoff}} \quad (4.5g)$$

$$\dot{n}_{\text{CO, ges}} = x \cdot \dot{n}_{\text{CH, Brennstoff}} \cdot \eta_{\text{BK, CH}} + \dot{n}_{\text{CO, Brennstoff}} \quad (4.5h)$$

Der Gesamtausbrenngrad aus der Simulation wird analog zu Gl. (4.3) mit

$$\eta_{\text{BK, sim}} = \left[1 - \frac{\dot{Q}_{\text{Abgas}}}{\dot{Q}_{\text{ges}}} \right] \quad (4.6)$$

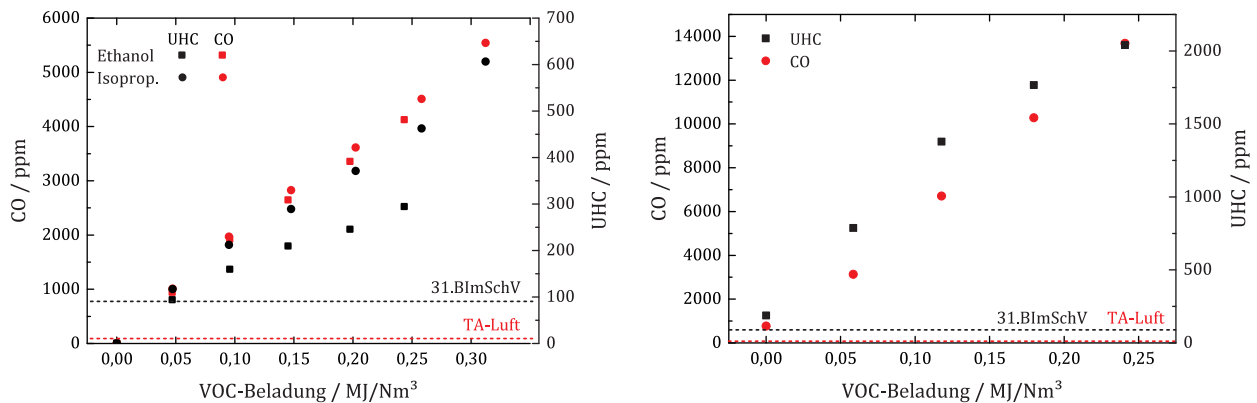
berechnet. Die zugeführte Gesamtwärmeleistung \dot{Q}_{ges} und die Abgaswärmeleistung \dot{Q}_{Abgas} werden durch den MGT-Simulator als Ergebnis bereitgestellt. Da die als Modell-Parameter vorgegebenen Ausbrenngrade voneinander abhängig sind gilt $\eta_{\text{BK, sim}} \neq \eta_{\text{BK, CH}} \cdot \eta_{\text{BK, H}_2} \cdot \eta_{\text{BK, CO}}$. Das Produkt der drei Ausbrenngrade ist somit ungleich dem Gesamtausbrenngrad aus der Simulation. Wurden die Ausbrenngrade mit Gln. (4.5) ermittelt gilt $\eta_{\text{BK, sim}} \stackrel{!}{=} \eta_{\text{BK, exp}}$, das heißt die Gesamtausbrenngrade aus Simulation und Experiment müssen übereinstimmen.

4.2.3 Experimentelle Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die gemessenen Emissionen aus den Experimenten vorgestellt. Diese geben darüber Aufschluss, wie gut eine Abluftreinigung in der Standard-MGT bereits funktioniert. Zudem werden diese Ergebnisse benötigt um die Ausbrenngrade als Modellparameter für die Validierung des MGT-Simulators zu bestimmen. Daher können die Ergebnisse an dieser Stelle noch nicht mit den Ergebnissen aus der Simulation verglichen werden.

Emissionen

Abbildung 4.2a zeigt die CO- und UHC-Emissionen der Ethanol- und Isopropanolversuche unter Vollastbedingungen. Bereits bei einer VOC-Beladung von $0,05 \text{ MJ/Nm}^3$ steigen diese über die gesetzlich erlaubten Grenzwerte (siehe Tab. 1.2), gegeben durch die gestrichelten horizontalen Linien, an. Der Verlauf der CO-Emissionen ist für die Ethanol- und Isopropanolversuche identisch und näherungsweise linear. Die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen steigen für Isopropanol im Vergleich zu Ethanol deutlich stärker an und liegen im Maximum um bis zu 60% höher. Im Teillastbetrieb in Abb. 4.2b liegen die Emissionen auch ohne VOC-Zufuhr über den gesetzlichen Grenzwerten. Hierbei ist anzumerken, dass die-

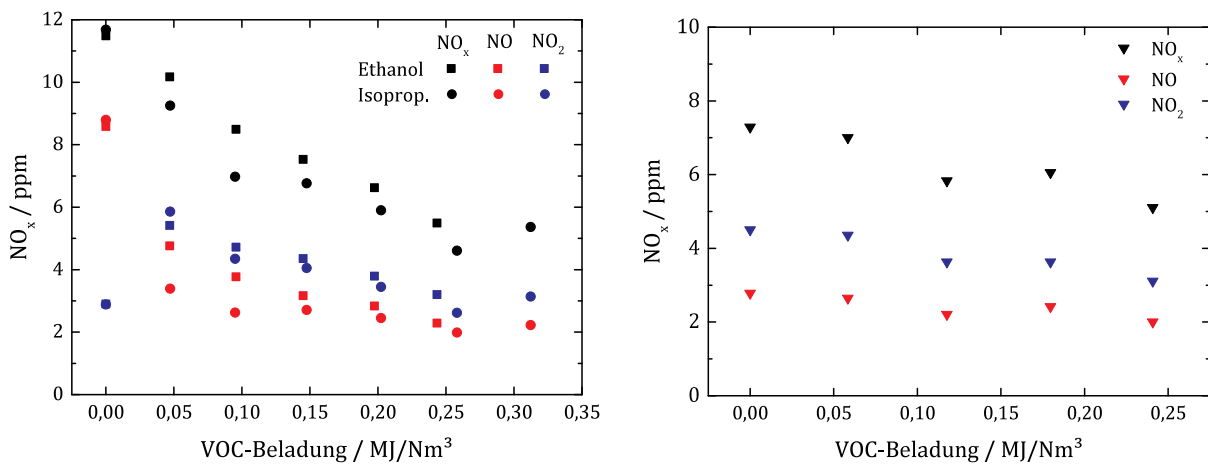


(a) CO- und UHC-Emissionen in Volllast mit Ethanol und Isopropanol als VOC (b) CO- und UHC-Emissionen in Teillast mit Ethanol als VOC

Abbildung 4.2: CO- und UHC-Emissionen der Experimente mit Ethanol und Isopropanol als VOC in Volllast und Teillast sowie die zugehörigen gesetzlich erlaubten Grenzwerte nach TA-Luft für CO und nach der 31. BImSchV für UHCs

se Grenzwerte für die eingesetzte MGT nur bis zu einer elektrischen Leistung von 70 % der Nennleistung gültig sind [128]. Dies entspricht etwa 90 % der Nenndrehzahl. Der untersuchte Teillastfall liegt jedoch bei 82 % der Nenndrehzahl mit einer Leistung von weniger als 50 % der Nennleistung. Sowohl CO- als auch UHC-Emissionen liegen bei maximaler Ethanol-Beladung im Teillastfall um einen Faktor 3,3 respektive 6,9 höher als im Volllastfall.

Da im MGT-Simulator nur eine einfache Abbildung der Brennkammer erfolgt, fließen die gemessenen Stickoxidemissionen (NO_x) nicht in einen Modellparameter der Simulation mit ein. Die gemessenen NO_x -Emissionen und deren Aufteilung in NO und NO_2 sind in Abbildung 4.3 gezeigt. Mit zunehmender VOC-Beladung nehmen die Stickoxidemissionen kontinuierlich ab. Während im reinen Erdgasbetrieb unter Volllast die NO-Emissionen die NO_2 -Emissionen deutlich übersteigen, liegen die NO_2 -Emissionen bei einer geringen VOC-Zufuhr höher. Murakami et al. haben gezeigt, dass NO im Temperaturbereich von 823 K bis 1123 K unter Anwesenheit von Alkoholen schneller zu NO_2 oxidiert. Diese Reaktion wird durch hohe Konzentrationen von Alkohol und Sauerstoff begünstigt und läuft bei höheren Temperaturen beschleunigt ab [84]. In Teillast wird die Oxidation von NO zu NO_2 , möglicherweise durch eine niedrigere Brennkammertemperatur, nicht mehr begünstigt. Der abnehmende Trend der NO_x -Emissionen verteilt sich auf beide Stickoxide gleichermaßen. In Teillast (Abb. 4.3b) ist dieser Trend weniger stark ausgeprägt. Zudem sind die NO_x -Emissionen im reinen Erdgasbetrieb mit 7,3 ppm schon deutlich niedriger als in Volllast mit etwa 11,6 ppm. Die Stickoxidemissionen liegen in allen Betriebspunkten unter den gesetzlichen Grenzwerten von 36,5 ppm.



(a) NO- und NO₂-Emissionen in Volllast mit Ethanol und Isopropanol als VOC (b) NO- und NO₂-Emissionen in Teillast mit Ethanol als VOC

Abbildung 4.3: NO_x-Emissionen unterteilt in NO und NO₂ der Experimente mit Ethanol und Isopropanol als VOC in Volllast und Teillast

Ausbrenngrad, *DRE* und Wärmeleistung im Abgas

Abbildung 4.4 zeigt die noch im Abgasstrom enthaltene Wärmeleistung, resultierend aus den VOC- und CO-Emissionen, aufgetragen über die VOC-Beladung. Mit zunehmender VOC-Beladung steigen sowohl CO- als auch VOC-Emissionen stark an. Mit Ethanol als VOC und unter Volllast liegt Abgaswärmeleistung aufgrund von CO um bis zu einem Faktor von 6,5 höher als die im Abgas befindliche Wärmeleistung aufgrund des Lösemittels. Grund hierfür ist die lange Abbaupzeit von CO. Die CO-Reaktion ist der letzte Reaktionsschritt bei der Umsetzung der Kohlenwasserstoffe zu Wasser und Kohlendioxid. Zudem ist diese Reaktion, wie in Kapitel Abschnitt 2.5.3 beschrieben, stark Temperaturabhängig und wird durch die Temperaturabnahme in Turbine und Rekuperator gequenchet. Im Teillastbetrieb (Abb. 4.4b) ist der Anstieg der Abgaswärmeleistung deutlich stärker mit zunehmender VOC-Beladung. Bereits im reinen Erdgasbetrieb ohne VOC-Beladung kann kein vollständiger Ausbrand erreicht werden.

Die sich aus den Kohlenstoffemissionen ergebende VOC-Abbaurrate ist in Abb. 4.5a dargestellt. Bei Volllast liegt diese oberhalb von $DRE = 97\%$. Bei Teillast zeigt sich eine stärkere Abhängigkeit der *DRE* von der VOC-Beladung. Dies bedeutet, dass mit höherer VOC-Beladung ein größerer Anteil der VOCs umgesetzt werden kann. Die absoluten Abgasverluste steigen jedoch mit zunehmender VOC-Beladung. Bei einer thermischen Abgasreinigung wird typischerweise eine Abbaurrate von mindestens $DRE = 99,99\%$ gefordert, die ohne Modifikationen der Mikrogasturbine jedoch nicht erreicht werden kann.

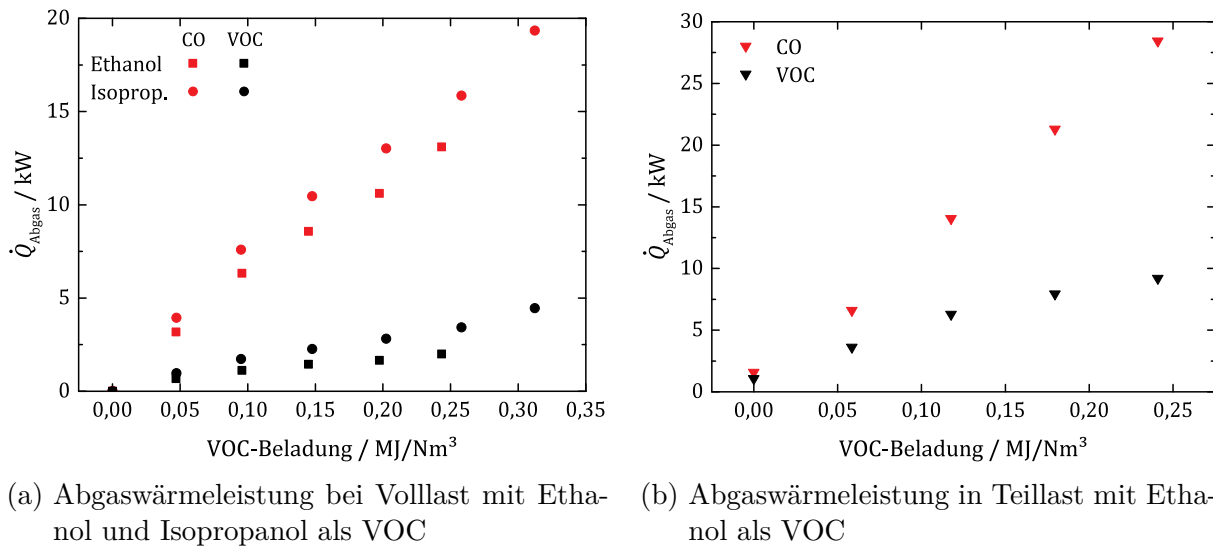


Abbildung 4.4: Wärmeleistung des Abgases nach Gl. (4.2) aufgrund von VOC- und CO-Emissionen

Der Ausbrenngrad η_{BK} , der im Gegensatz zur *DRE* alle Energieströme bilanziert, ist in Abb. 4.5b dargestellt. Mit steigender VOC-Beladung nimmt der Ausbrenngrad ab. Während dieser bei einer Beladung von etwa $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ bei Volllast noch über 99 % liegt, wird bei Teillast nur noch ein Ausbrand von 96 % erreicht. Somit verbleiben vier Prozent der zugeführten Wärmeleistung im Abgas. Der Ausbrenngrad wird mit den Gln. (4.5) berechnet und dem MGT-Simulator als Modellparameter entsprechend den Daten aus Tab. 4.2 vorgegeben.

4.2.4 Validierung des MGT-Simulators für VOCs

Anhand der im vorherigen Abschnitt vorgestellten Messdaten konnten die für die Durchführung der Simulationen benötigten Modellparameter ermittelt werden. Für die Validierung des MGT-Simulators werden nun neben den Massenströmen von Luft und Brennstoff, die für Turbomaschinen typischen Leistungsparameter wie das Druckverhältnis, die Generatorleistung und unterschiedliche Wirkungsgrade betrachtet. Hieraus kann abgeleitet werden wie gut der MGT-Simulator die Messdaten aus den Experimenten abbilden kann.

Massenströme und Wärmeleistung

Abbildung 4.6a zeigt die gemessenen und simulierten Luftmassenströme der drei Messreihen, aufgetragen über die VOC-Beladung. Die simulierten Luftmassenströme sind für alle Lösemittelbeladungen nahezu konstant. Mit zunehmender Beladung nimmt der Luftmassenstrom

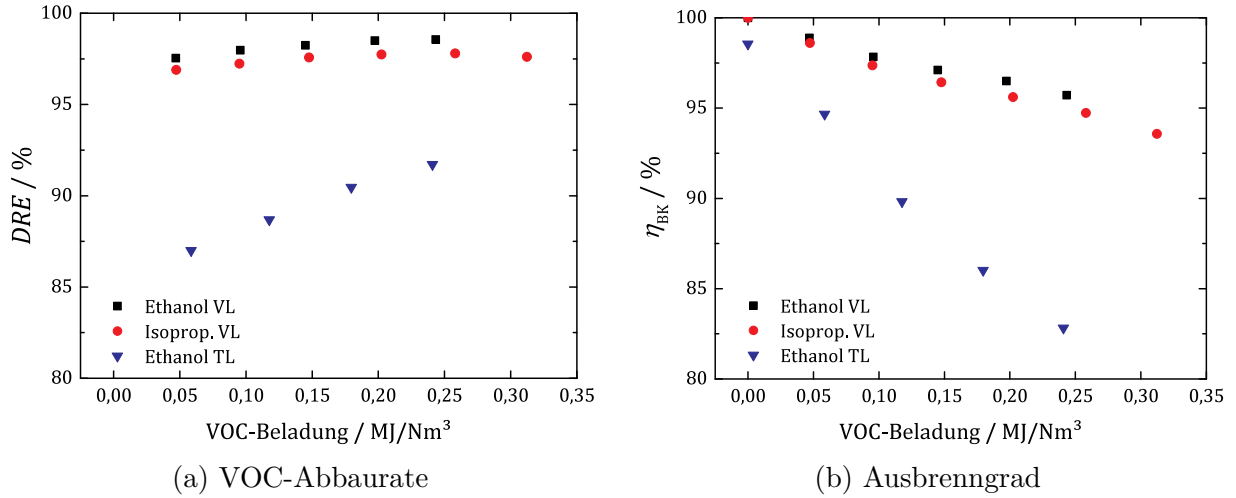


Abbildung 4.5: VOC-Abbaurrate nach Gl. (1.1) und Ausbrenngrad nach Gl. (4.1) der MGT-Versuche unter Volllast (VL) und Teillast (TL) für verschiedene VOC-Beladungen der Luft

aufgrund des zusätzlichen VOC-Massenstroms geringfügig ab. Der etwas höhere Massenstrom für die Isopropanolveruche ist auf die niedrigeren Eintrittstemperaturen an diesem Versuchstag zurückzuführen. Für den Volllastbetrieb liegen die Simulationen im Streuband der Messdaten, jedoch oberhalb der Daten der Ethanolversuche. Bei den Isopropanolversuchen ist mit zunehmender VOC-Beladung ein deutlicher Drift des Massenstroms hin zu niedrigeren Werten ersichtlich. Hierdurch liegt der gemessene Luftmassenstrom oberhalb einer Beladung von $0,15 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$ im Bereich der Simulationsergebnisse. Die Abweichungen der Größe \mathcal{X} zwischen Simulation und Experiment wird mit

$$\delta_{\text{sim},\mathcal{X}} = \frac{\mathcal{X}_{\text{Messung}} - \mathcal{X}_{\text{Simulation}}}{\mathcal{X}_{\text{Messung}}} \cdot 100 \% \quad (4.7)$$

berechnet. Diese liegen für den Luftmassenstrom bei den Ethanolversuchen bei $-8 \% < \delta_{\text{sim},\dot{m}_L} < -3 \%$ und bei den Isopropanolversuchen bei $-3 \% < \delta_{\text{sim},\dot{m}_L} < 8 \%$. Die Abweichungen im Teillastbetrieb liegen mit $13,1 \% < \delta_{\text{sim},\dot{m}_L} < 16,3 \%$ darüber. Diese deutlich höhere Abweichung stimmt mit den Erkenntnissen aus Henke et al. [54] überein. Da der MGT-Simulator für den Volllastbetrieb optimiert ist, sind die Abweichungen im Luftmassenstrom im Teillastbetrieb bis zu vier mal größer. In Summe liegen die Abweichungen über weite Bereiche mehr als doppelt so hoch wie bei Henke et al. [54] angegeben.

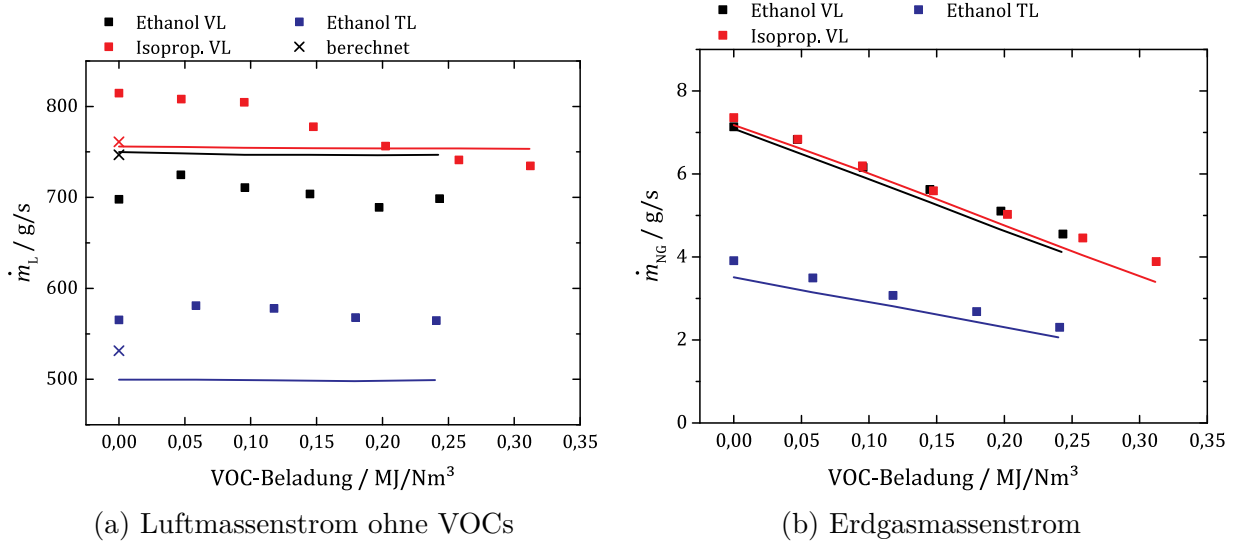


Abbildung 4.6: Luft- und Brennstoffmassenstrom unter Vollast (VL) und Teillast (TL) versus VOC-Beladung; Symbole: Experiment, Linien: Simulation, x: aus Emissionen berechneter Massenstrom

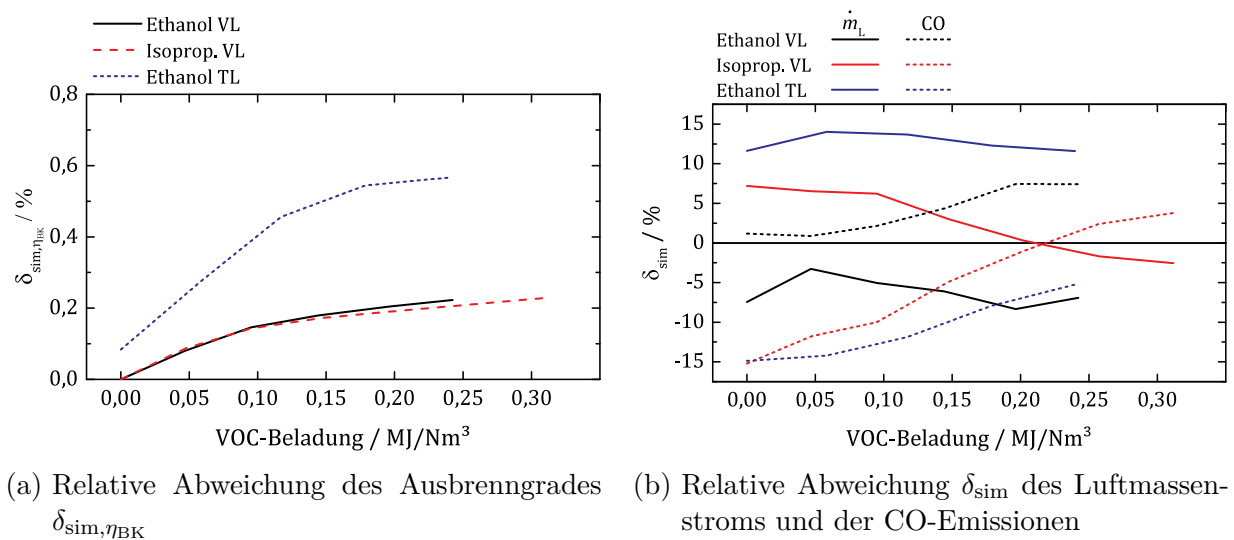


Abbildung 4.7: Relative Abweichungen δ_{sim} zwischen Experiment und Simulation für den Ausbrenngrad, den Luftmassenstrom und die CO-Emissionen

Einschub – Berechnung Luftmassenstrom

Zur näheren Untersuchung der starken Abweichungen zwischen dem gemessenen und dem simulierten Luftmassenstrom wurde für die Betriebspunkte ohne VOC-Beladung der Luftmassenstrom aus den Abgasmessungen bestimmt. Unter der Annahme, dass die Abweichungen nur im Luftmassenstrom auftreten, kann für eine Betriebspunkt mithilfe des zugeführten Brennstoffmassenstroms, dem O_2 - und dem CO_2 -Gehalt im Abgas das vorliegende Verbrennungsluftverhältnis λ berechnet werden. Aus dem Verbrennungsluftverhältnis und dem oberen Heizwert des Brennstoffes lässt sich mit Gl. 2.3 der Luftmassenstrom berechnen. Unter der Annahme einer vollständigen Verbrennung wurde für die Referenzfälle ohne VOC-Beladung der Luftmassenstrom rechnerisch ermittelt. Das Verbrennungsluftverhältnis wurde in einem idealen Rührreaktor mithilfe der Methode der kleinsten Fehlerquadrate für den O_2 - und CO_2 -Gehalt bestimmt. Die sich hieraus ergebenden Luftmassenströme sind für eine VOC-Beladung von 0 MJ/Nm^3 in Abb. 4.6a mit einem x gekennzeichnet. Diese Werte liegen mit $\delta_{\text{sim}, \dot{m}_L} < 0,7\%$ in Volllast und $\delta_{\text{sim}, \dot{m}_L} < 6,4\%$ in Teillast unter den von Henke et al. [54] angegebenen maximalen Abweichungen. Unter der Annahme, dass die gemessenen Luftmassenströme nicht den tatsächlichen Verhältnissen entsprechen, ergeben sich daher strukturelle Abweichungen in den gezeigten Messdaten und Simulationsergebnissen. Die aus den Messungen berechnete VOC-Beladung wird mit Ethanol unter Volllast um bis zu $7,7\%$ überschätzt und im Teillastfall um bis zu $9,3\%$ unterschätzt. Mit Isopropanol als VOC beträgt die maximale Abweichung $-6,2\%$. Für eine VOC-Beladung von $0,20 \text{ MJ/Nm}^3$ liegt die Abweichung unter einem Prozentpunkt. Daher ist dieser Messpunkt in der weiteren Betrachtung der Ergebnisse eine gute Referenz für die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment.

Fortsetzung – Massenströme und Wärmeleistung

Der Brennstoffmassenstrom in Abb. 4.6b nimmt mit zunehmender VOC-Beladung ab. Dieser Verlauf wird durch die Simulation korrekt wiedergegeben. Während ohne VOC-Beladung die Messungen im Volllastfall sehr gut getroffen werden, nimmt die relative Abweichung $\delta_{\text{sim}, \dot{m}_{NG}}$ mit zunehmender VOC-Beladung auf etwa 14% zu. Im Teillastfall liegt die Abweichung $\delta_{\text{sim}, \dot{m}_{NG}}$ für alle Werte bei etwa 11% .

Der aus den Experimenten ermittelte Ausbrenngrad ist vom Luftmassenstrom abhängig und daher ebenfalls von den unregelmäßigkeiten in der Messung des Luftmassenstrom betroffen. Abbildung 4.7a zeigt die relative Abweichung des Ausbrenngrades zwischen Simulation und Messungen, aufgetragen über die VOC-Beladung. Die relative Abweichung liegt im Volllastfall unter $0,23\%$ und im Teillastfall unter $0,57\%$. Die ermittelten individuellen Ausbrenngrade für die zugeführten Kohlenwasserstoffe $\eta_{BK, CH}$ und für CO $\eta_{BK, CO}$ bilden den gesamten

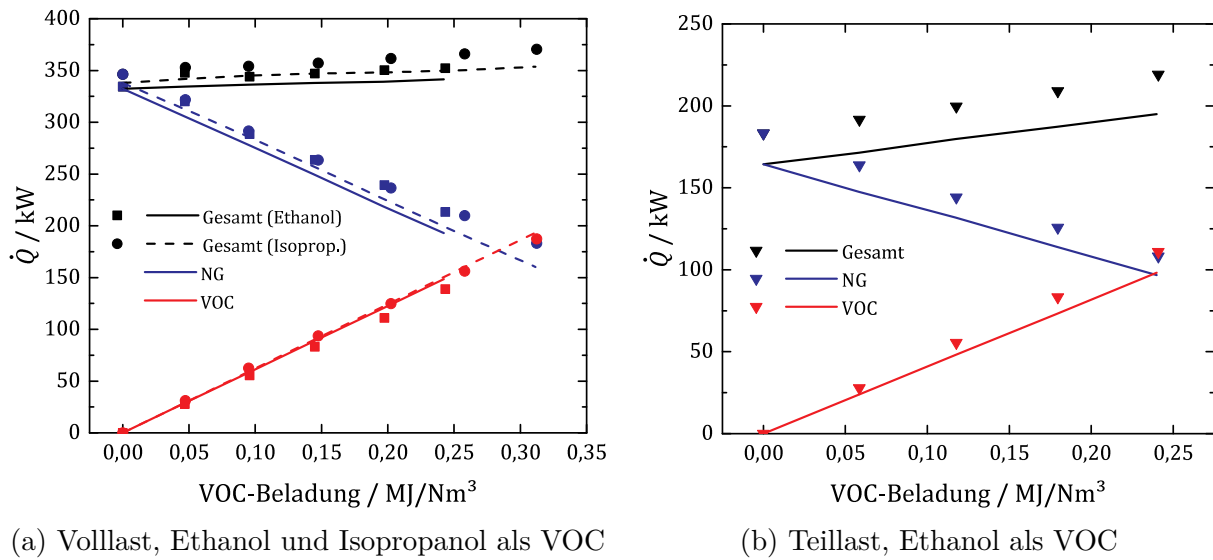


Abbildung 4.8: Wärmeleistung von Erdgas und VOC versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Volllast und Teillast

Ausbrenngrad somit sehr gut ab. Abbildung 4.7b zeigt sowohl die relativen Abweichungen des Luftmassenstroms als auch der CO-Emissionen, aufgetragen über die VOC-Beladung. Die CO-Emissionen aus der Simulation werden über die Massenbrüche am Austritt der MGT ermittelt und entsprechend den gemessenen Emissionen auf trockene Luft und ein Restsauerstoffgehalt von 15 Vol.-% normiert. Die relativen Abweichungen des Luftmassenstrom liegen zwischen -8% und 16% . Aus dem der jeweiligen Messreihe zugehörigen Verlauf der relativen CO-Abweichung wird ersichtlich, dass diese gegensätzlich verlaufen und somit der Zusammenhang $\delta_{\text{sim,CO}} \sim \frac{1}{\delta_{\text{sim},\dot{m}_L}}$ besteht. Liegen die gemessenen Luftmassenströme oberhalb der simulierten Luftmassenströme wird ein zu niedriger Wert für den Ausbrenngrad ermittelt und die aus der Simulation ermittelten Emissionen liegen zu hoch. Ebenso gilt der umgekehrte Fall. Der Volllast-Betriebspunkt mit einer Isopropanol-Beladung von $0,20 \text{ MJ/Nm}^3$ zeigt mit der kleinsten relativen Abweichungen in CO von $-1,03\%$ die beste Übereinstimmung zwischen Experiment und Simulation.

Abbildung 4.8 zeigt die Wärmeleistung durch Erdgas, VOCs und die zugeführte Gesamtwärmeleistung. Die Wärmezufuhr aufgrund der VOC-Beladung weicht durch die Ungenauigkeiten im gemessenen Luftmassenstrom von der Simulation ab. Da der Luftmassenstrom in der Simulation in etwa konstant ist, steigt die eingebrachte Wärmeleistung durch VOCs linear mit der VOC-Beladung an. Wie bereits in Abb. 4.6b gezeigt, wird der Erdgasmassenstrom und daher auch die Erdgaswärmeleistung in nahezu allen Betriebspunkten unterschätzt. Die gesamte Wärmezufuhr steigt mit zunehmender VOC-Beladung an. Grund hierfür ist der abnehmende Ausbrenngrad in der Brennkammer entsprechend Abb. 4.5b. Das Pro-

dukt aus Ausbrenngrad und gesamter Wärmezufuhr, also die tatsächlich umgesetzte Wärme bzw. Nennwärmeleistung, zeigt bezogen auf den reinen Erdgasfall unter Volllast bzw. Teillast eine Abweichung von unter einem Prozent.

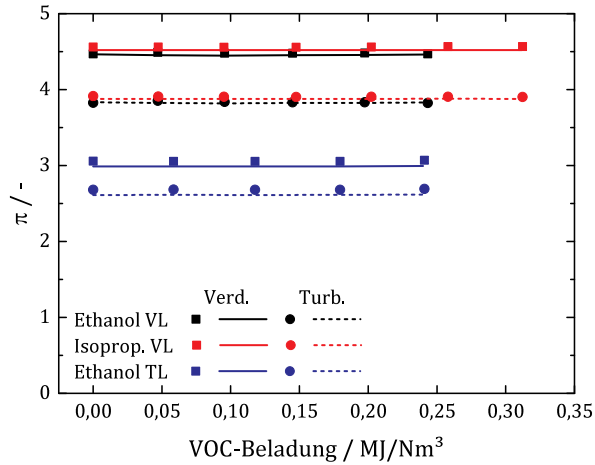
Druckverhältnis, Leistung und Wirkungsgrade

Das Druckverhältnis von Verdichter und Turbine ist in Abbildung 4.9a über die VOC-Beladung aufgetragen. Wie der horizontale Verlauf der Daten zeigt, ist das Druckverhältnis von dieser nahezu unabhängig. In allen Fällen wird das Druckverhältnis in der Simulation sehr gut getroffen. Die relativen Abweichungen liegen im Volllastfall für beide Komponenten bei $\delta_{\text{sim},\pi} < 1,1\%$ und im Teillastfall bei $\delta_{\text{sim},\pi} < 2,9\%$. Entsprechendes gilt für die isotropen Wirkungsgrade $\eta_{\text{is,Verd}}$ und $\eta_{\text{is,Turb}}$ in Abbildung 4.9b. Während die Wirkungsgrade beider Turbokomponenten im Teillastfall mit einer maximalen Abweichung von $1,0\%$ sehr gut getroffen werden, wird im Volllastfall der Turbinenwirkungsgrad um bis zu $3,5\%$ überschätzt und der Verdichterwirkungsgrad mit $\delta_{\text{sim},\eta_{\text{Verd}}} < 2,8\%$ unterschätzt.

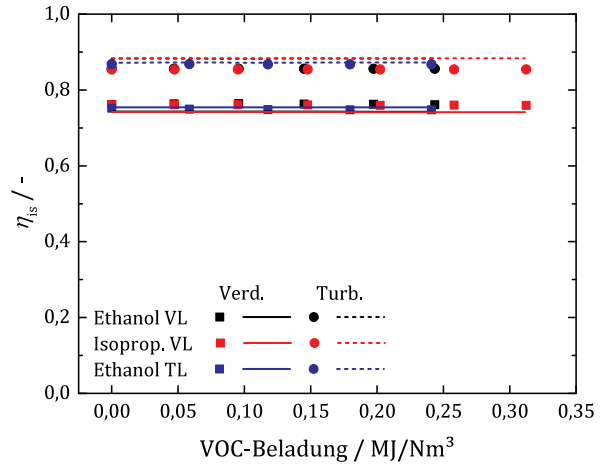
Abbildung 4.10a zeigt die Leistung von Turbine und Verdichter für alle Betriebspunkte, aufgetragen über die VOC-Beladung. Die Leistung

$$P = \dot{m} \cdot \int c_p(T) dT \quad (4.8)$$

ist abhängig vom Massenstrom \dot{m} , der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p sowie dem Temperaturintervall. Da sowohl die spezifische isobare Wärmekapazität als auch der Temperaturintervall je Lastpunkt der MGT und je Versuchstag nahezu konstant sind werden die Schwankungen im Verlauf der Leistungen allein durch den Massestrom dominiert. Die elektrische Leistung P_{el} , die in das Stromnetz eingespeist wird, ist in Abbildung 4.10b zu sehen. Diese bleibt mit variierender VOC-Beladung nahezu konstant. Dies bestätigt die Annahme, dass der stark schwankende Massenstrom aus dem Experiment auf Ungenauigkeiten der Messsonde zurückzuführen ist und im System real nicht vorkommt. Der Einfluss der unterschiedlichen VOC-Zufuhr in Experiment und Simulation wird näherungsweise durch die gepunktete Linie dargestellt. Hier wurde bei der Berechnung der Verdichterleistung der Verdichtermassenstrom um den VOC-Massenstrom reduziert. Daraus ergibt sich eine Mehrleistung bei steigender VOC-Beladung. Der Leistungszuwachs beträgt bei maximaler VOC-Beladung etwas $1,3\%$. Die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment liegen bei der elektrischen Leistung, unter Berücksichtigung der Mehrleistung durch die fehlende VOC-Verdichtung, im oberen Bereich der in [54] angegebenen Abweichungen von 14% in Teillast und $1,3\%$ in Vollast. Im Falle von Isopropanol liegt die Abweichung bei etwa 2% .

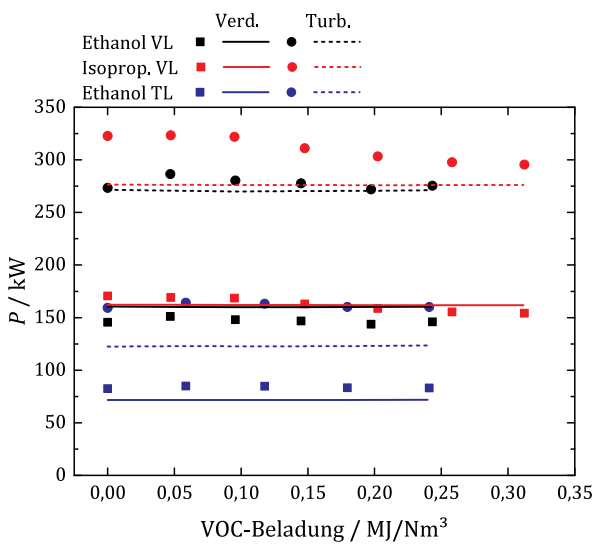


(a) Druckverhältnis π von Verdichter und Turbine

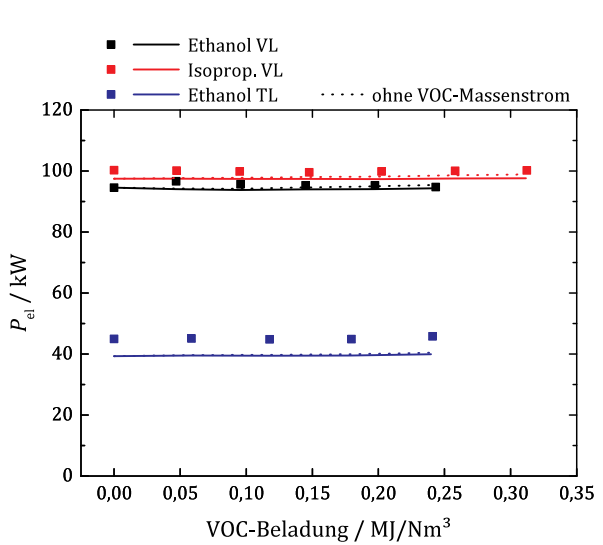


(b) Wirkungsgrad η_{is} von Turbine und Verdichter

Abbildung 4.9: Druckverhältnis und Wirkungsgrad der Turbokomponenten versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast



(a) Leistungsaufnahme des Verdichters und Leistungsabgabe der Turbine



(b) Elektrische Leistungsabgabe der MGT mit und ohne Berücksichtigung der VOCs bei der Verdichtung

Abbildung 4.10: Leistung der Turbokomponenten und elektrische Leistung der MGT versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast

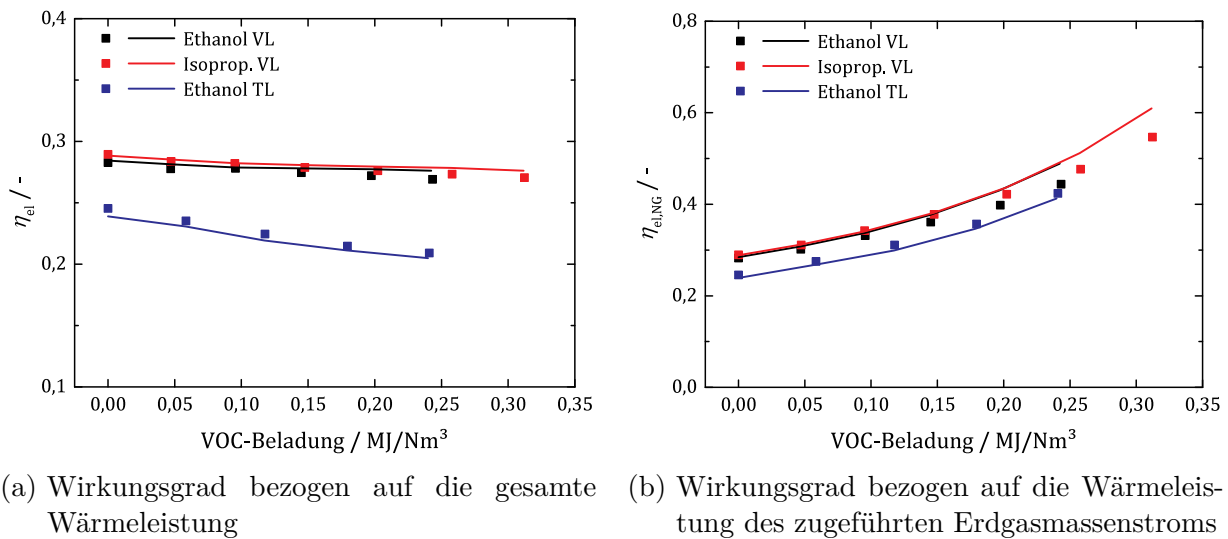


Abbildung 4.11: Elektrischer Wirkungsgrad der MGT versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Volllast und Teillast

Der auf die gesamte Wärmeleistung bezogene elektrische Wirkungsgrad ist in Abb. 4.11a dargestellt. Ohne VOC-Beladung liegen die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment mit 0,6 % und 2,7 % unter Volllast bzw. Teillast deutlich unter den maximalen Abweichungen laut Henke et al. [54] von 1,7 % und 4 %. Mit zunehmender VOC-Beladung nimmt der Wirkungsgrad aufgrund des schlechteren Ausbrenngrades ab. Da diese Abnahme im Experiment ausgeprägter ist als in der Simulation nehmen die Abweichungen im Volllastfall zu und im Teillastfall ab.

Abbildung 4.11b zeigt den auf den zugeführten Brennstoff- bzw. Erdgasmassenstrom bezogenen elektrischen Wirkungsgrad. Dieser ist vor allem für eine betriebswirtschaftliche Betrachtung des Einsatzes einer MGT zur Abluftreinigung interessant. Unter der Annahme, dass die zu reinigende Abluft eine kostenlose Energieform ist, kann es gerechtfertigt sein nur den zusätzlich benötigten Brennstoff in der Wirkungsgradberechnung zu berücksichtigen. Somit können mit der VOC-MGT, bei entsprechendem VOC-Anteil in der Zuluft, elektrische Wirkungsgrade von $\eta_{el,NG} > 50\%$ erreicht werden.

Einfluss des Rekuperators

Im Rekuperator erfolgt zum einen die stärkste Temperaturerhöhung im System, zum anderen wird die Temperatur erstmals über die Selbstzündtemperatur der VOCs erhöht. Um zu untersuchen, ob hier bereits eine Reaktion der Lösungsmittel stattfindet, wurde in Abbildung 4.12 für alle Messreihen die Differenz der Temperaturerhöhung im Rekuperator und der Temperaturerhöhung des jeweiligen Referenzfalls über die VOC-Beladung aufgetragen. Während der

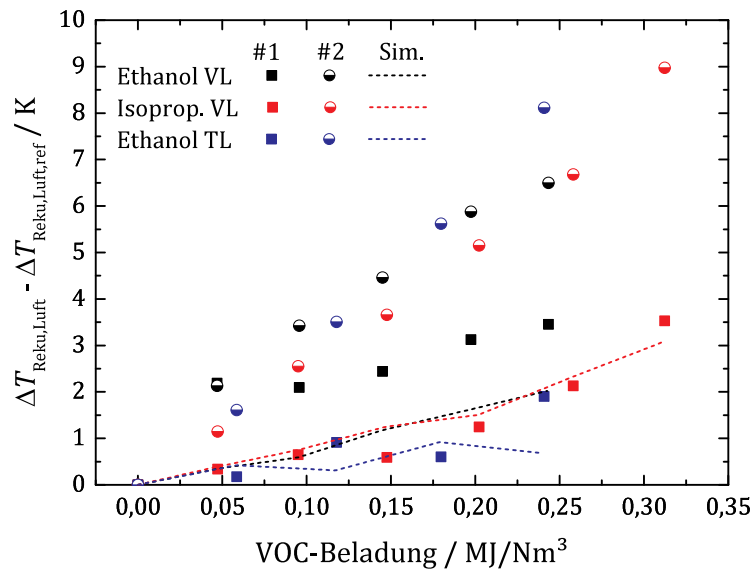


Abbildung 4.12: Vergleich der Temperaturerhöhung durch den Rekuperator in Experiment und Simulation versus VOC-Beladung für Ethanol und Isopropanol als VOC in Vollast und Teillast

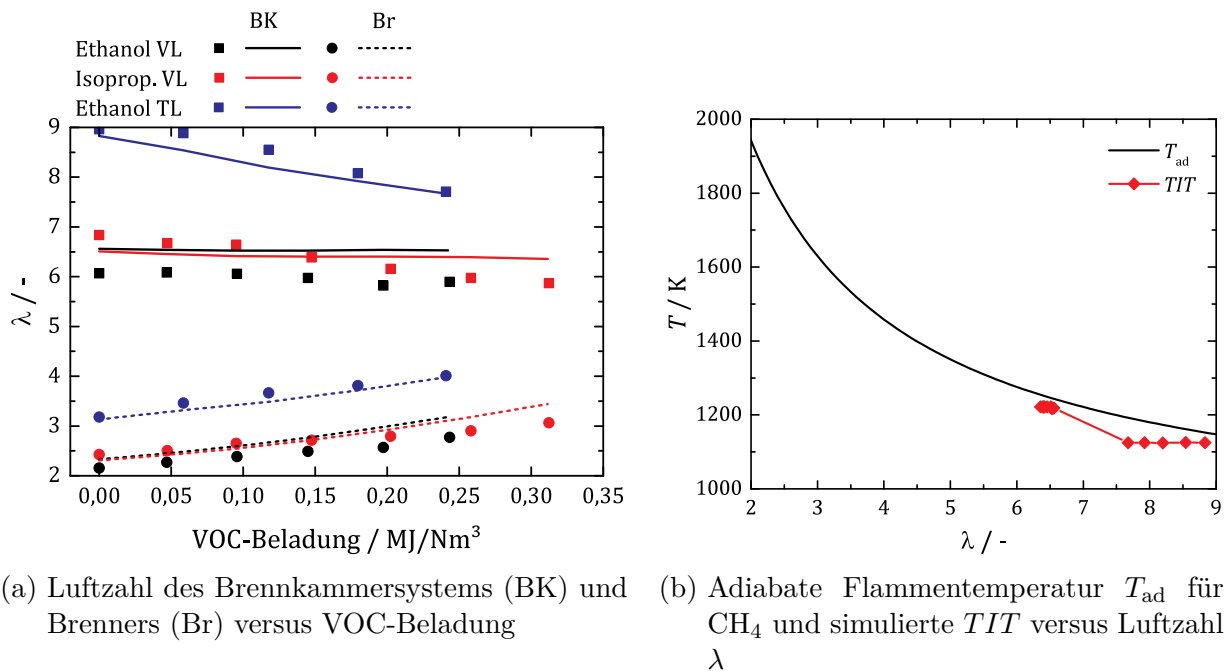
Rekuperator auf der Druckluftseite in der Simulation nur einen Ein- bzw. Auslass hat, ist dieser im Experiment in zwei Stränge mit separater Instrumentierung aufgeteilt. Der Lösemitteldampf wird der bereits verdichteten Luft über einen seitlichen Rohrstutzen zugeführt. Da anschließend keine Homogenisierung der Strömung erfolgt, ist die Qualität der Mischung vor Eintritt in den Rekuperator nicht bekannt. Sowohl im Experiment als auch in der Simulation steigt die Temperaturdifferenz im Rekuperator mit zunehmender VOC-Beladung an. In der Simulation resultiert dies aus sinkenden Verdichteraustrittstemperaturen bei zunehmender VOC-Beladung, während die luftseitigen Rekuperatoraustrittstemperaturen konstant bleiben. Das Experiment zeigt eine Temperaturerhöhung von bis zu $\Delta T \approx 9 \text{ K}$ im Vergleich zum reinen Erdgasbetrieb. Die Temperaturerhöhung in Strang 2 ist deutlich größer als in Strang 1, weshalb die maximale mittlere Temperaturerhöhung bis zu $\Delta T = 6,3 \text{ K}$ beträgt. Dies entspricht eine zusätzlichen thermischen Leistung von $\Delta \dot{Q} = 5,3 \text{ kW}$ oder 3,3% der in der Zuluft enthaltenen Wärmeleistung bei maximaler Isopropanol-Beladung. Die unterschiedlichen Temperaturerhöhungen in den beiden Strängen weist auf eine Ungleichverteilung der VOCs in den beiden Strängen hin. Da mit zunehmender VOC-Beladung in Strang 2 auch der Temperaturhub steigt, ist eine teilweise Oxidation der Lösemittel im Luftmassenstrom bei Überschreiten der Selbstzündtemperatur, auch unter Berücksichtigung des vereinfachten experimentellen Aufbaus, wahrscheinlich. Grundsätzlich ist eine unkontrollierte Reaktion innerhalb des Rekuperators nicht erwünscht, da dieser aus Kostengründen meist nicht für höhere Temperaturen ausgelegt ist.

Brennkammer

Nachdem bisher das Gesamtsystem Mikrogasturbine betrachtet wurde wird nun der Schwerpunkt auf die Brennkammer gelegt. Wie in Kapitel 3.1 beschrieben, nimmt nicht die gesamte Luft, die der MGT zugeführt wird, an der Verbrennung teil. Aufgrund der begrenzten Turbineneintrittstemperatur von etwa 950°C wird ein Großteil der Luft erst nach der primären Verbrennungszone als Mischluft zugeführt. Für die Brennkammer mit dem original Drallbrenner beträgt der Luftsplit nach Gl. (3.3) etwa $S_{L,BK} = 0,355$ [82]. Die Luftzahl λ_{BK} der Brennkammer und λ_{Br} des Brenners werden mit Gln. (3.4) und (3.5) berechnet. Entsprechend des Luftsplits $S_{L,BK}$ reduziert sich sowohl der Luftmassenstrom als auch der VOC-Massenstrom bei der Berechnung von λ_{Br} auf einen Anteil von 35,5 %.

Abbildung 4.13a zeigt den Verlauf der Luftzahl aller Betriebspunkte bei unterschiedlichen VOC-Beladungen. Mit zunehmender VOC-Beladung ist eine Abnahme der Luftzahl λ_{BK} zu beobachten, die durch die Abnahme des Ausbrenngrades η_{BK} hervorgerufen wird. Wird nur der Brenner betrachtet, ist ein Anstieg der Luftzahl mit zunehmender VOC-Beladung zu beobachten. Dieser Anstieg resultiert aus der abnehmenden Wärmeleistung im Brenner, da ein Teil des VOC-Massenstroms erst über die Mischluft zugeführt wird. Die Luftzahl im Teillastbetrieb wird durch die Simulation sehr gut abgebildet, wobei hier zu berücksichtigen ist, dass im MGT-Simulator sowohl der Luft- als auch der Brennstoffmassenstrom deutlich unterschätzt werden. In Volllast wird der Brennstoffmassenstrom unterschätzt und der Luftmassenstrom über weite Bereiche überschätzt, was in der Simulation zu höheren Luftzahlen für Brenner und Brennkammersystem führt.

Um abschätzen zu können welche Verbrennungstemperaturen in der Brennkammer vorliegen, wird die adiabate Flammentemperatur entsprechend Gl. (2.30) berechnet. Anhand der adiabaten Flammentemperatur lassen sich unterschiedliche Betriebsweisen besser vergleichen, da hier bereits die Informationen über das Brennstoff-Luft-Verhältnis und die Vorwärmtemperatur enthalten ist. Die Bestimmung von T_{ad} erfolgte mit dem Softwarepaket Cantera [44] und dem Reaktionsmechanismus GRI3.0 [110] für Erdgas. In Abbildung 4.13b wurde die adiabate Flammentemperatur für eine Vorwärmtemperatur von $T_V = 873\text{ K}$ und einem Druckverhältnis von $\pi = 4$ bei einem Umgebungsdruck von einer Atmosphäre ($p_{amb} = 1013,25\text{ mbar}$) mit Methan als Brennstoff berechnet. Zum Vergleich sind die simulierten Brennkammereintrittstemperaturen (TIT) dargestellt. Für die Simulation ohne VOCs ergibt sich im Volllastfall eine Temperaturdifferenz von $\Delta T = 25\text{ K}$ und im Teillastfall, unter Berücksichtigung von einer um sieben Kelvin niedrigeren Eintrittstemperatur, von $\Delta T = 21\text{ K}$. Aufgrund von unvollständiger Verbrennung und Wärmeverlusten, die im MGT-Simulator mit abgebildet sind, liegt die tatsächliche TIT für Luftzahlen stets unterhalb der adiabaten Flammentemperatur. Neben der TIT lässt sich auch die Verbrennungstemperatur in der primären Verbrennungs-



(a) Luftzahl des Brennkammersystems (BK) und Brenners (Br) versus VOC-Beladung (b) Adiabate Flammentemperatur T_{ad} für CH_4 und simulierte TIT versus Luftzahl λ

Abbildung 4.13: Luftzahl des Brennkammersystems und des Brenners bei einem Luftsplit von $S_{L,\text{BK}} = 0,355$ sowie zugehörige adiabate Flammentemperaturen

zone abschätzen. Aus den Messdaten ergibt sich unter Vollast eine Luftzahl von $\lambda = 2,1$ bis $3,0$ was einer Verbrennungstemperatur von $T_{\text{ad}} = 1900 \text{ K}$ bis 1630 K entspricht. Im Teillastpunkt liegen die Verbrennungstemperaturen nur noch bei $T_{\text{ad}} = 1588 \text{ K}$ bis 1458 K bei einer Luftzahl von $\lambda = 3,2$ bis $4,0$.

4.2.5 Fazit

Die Experimente zeigen, dass die MGT auf variierende VOC-Beladungen der Zuluft durch eine Regelung des Brennstoffmassenstroms der Brennkammer reagieren kann. Da die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und CO jedoch bereits bei der kleinsten VOC-Beladung von etwa $0,05 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$ deutlich über den gesetzlichen Grenzwerten liegen, ist eine Anpassung des Brennkammersystems zwingend erforderlich. Das Potential einer MGT zu Abluftreinigung wird deutlich, wenn nur der Zusatzbrennstoff in die Wirkungsgradermittlung mit einfließt. Dieser kann im Konzept der VOC-MGT theoretisch oberhalb von $\eta_{\text{el,NG}} = 50\%$ liegen.

Der MGT-Simulator kann den Einfluss der VOCs sehr gut abbilden und zeigt nur im Teillastbereich größere Abweichungen, die jedoch im Bereich $< 10\%$ liegen. Die Unterschiede bei der Bestimmung des Luftmassenstroms können auf Probleme bei der Messung des Coriolis-Massenstrommessgerätes zurückgeführt werden. Die Luftmassenströme aus der Simulation

stimmen jedoch sehr gut mit den aus der Abgaszusammensetzung ermittelten Luftmassenströmen überein. Zudem werden massenstromunabhängige Messgrößen wie die elektrische Leistung, sowie Druckverhältnisse und die isentropen Wirkungsgrade sehr gut von der Simulation wiedergegeben. Wird der Luftmassenstrom aus der Abgaszusammensetzung ermittelt, liegen die Abweichungen zwischen Simulation und Experiment innerhalb der von Henke et al. [54] ermittelten Toleranzen. Daher eignet sich der MGT-Simulator gut, um weitergehende Untersuchungen wie die Regelungsmöglichkeiten bei variierender VOC-Beladung durchzuführen.

Die Betrachtung der Brennkammer zeigt, dass eine zunehmende VOC-Beladung zu steigenden Luftzahlen in der Brennkammer führen. Neben den typischen Anforderungen an ein Brennkammersystem wie niedrige Emissionen und einen geringen Druckverlust wird für die Anwendung in einem Abluftreinigungssystem ein hoher VOC-Umsatz gefordert. Dies erfordert insbesondere einen Betrieb bei sehr hohen Luftzahlen.

4.3 Betriebsstrategien der VOC-MGT

Die bei der Verbrennung auftretenden Emissionen einer MGT hängen stark von dem Brennstoff-Luftgemisch ab. Die MGT-Brennkammer wird gewöhnlich mager ($\lambda > 1$) betrieben. Die Luftzahl hängt vom Betriebspunkt ab, der durch viele Faktoren beeinflusst werden kann. Hierzu gehören im wesentlichen die Eintrittstemperatur und die Zusammensetzung von Luft und Brennstoff, der Wirkungsgrad des Rekuperators und die erforderliche oder gewünschte Abgastemperatur zur weiteren Dampf- und Warmwassererzeugung oder für nachgeschaltete sonstige Prozesse. Im Folgenden werden zuerst die standardmäßig verfügbaren Regelparameter Drehzahl und Turbineneintrittstemperatur untersucht. Anschließend werden als mögliche zusätzliche Regelparameter einer VOC-MGT die Regelung des Luftsplits und der Vorwärmtemperatur betrachtet.

Für die Untersuchung möglicher Betriebsweisen einer VOC-MGT wird ein Referenzfall definiert. Die Randbedingungen hierzu sind in Tabelle 4.3 dargestellt. Dieser entspricht einem Volllastpunkt im reinen Erdgasbetrieb bei einer TOT von 650°C . Zur Reduktion der Einflussparameter auf den Brennkammerbetrieb wird die Rekuperatoreffizienz auf einen Wert von 100 % festgelegt. Hierdurch wird die Brennkammereintrittstemperatur unabhängig vom Abluftmassenstrom, da dieser die Rekuperatoreffizienz beeinflusst. Dies führt dazu, dass die Brennkammereintrittstemperatur T_V der TOT entspricht. Es erfolgt die Annahme, dass sowohl Erdgas als auch VOCs vollständig umgesetzt werden, und somit die Ausbrenngrade für H_2 , CH und CO gleich 100 % sind. Als VOC wird ausschließlich Ethanol betrachtet.

Tabelle 4.3: Randbedingungen des Referenzfalls für die Untersuchung der Regelmöglichkeiten einer VOC-MGT mithilfe des MGT-Simulators

Randbedingung	Einheit	Referenz
Eintrittsluft		
Temperatur	K	288
Druck	Pa	103 000
rel. Feuchte	%	0
Brennstoff		
Temperatur	K	298
Massenanteil Methan	%	86
Massenanteil Ethan	%	14
Heizwert H_1^*	MJ/kg	49,67
Stöchiometrischer Luftbedarf L_{st}^*	–	17,08
Weitere		
Turbinenaustritt: max. TOT	K	923
Rekuperatoreffizienz [‡]	%	100
Welle: Drehzahl	U/min	70 000
Ausbrenngrad CH [‡]	%	100
Ausbrenngrad CO [‡]	%	100

* Werte sind keine Randbedingungen, werden aber aus diesen ermittelt

‡ Modellparameter

4.3.1 Drehzahl- und *TOT*-Variation

Als Regelgrößen finden in der MGT die Drehzahl und die Turbinenaustrittstemperatur Verwendung. Diese legen neben der Leistungselektronik den Betriebsbereich der MGT im wesentlichen fest. Während die Drehzahlregelung zur Leistungsregelung der MGT eingesetzt wird, ermöglicht eine Reduzierung der *TOT* ebenfalls eine Leistungsregulierung, jedoch bei konstanter Drehzahl. Eine Variation der Drehzahl und der *TOT*, ausgehend von dem Referenzfall ist in Tabelle 4.4 zu sehen. Die vorgegebenen Variationen sind hierbei fett dargestellt. Neben den variierten Regelgrößen Turbinenaustrittstemperatur *TOT* und relative Drehzahl *N* sind die Leistungskennzahlen elektrische Leistung und elektrischer Wirkungsgrad, sowie die verbrennungsrelevanten Größen Luftzahl des Brenners λ_{Br} und adiabate Flammentemperatur T_{ad} angegeben. Die adiabate Flammentemperatur wird aus den simulierten Massenströmen mit dem Thermodynamik-Paket Cantera [44] in Python berechnet. Der Luftsplit in der Brennkammer wird entsprechend Monz et al. [82] als $S_{L,BK} = 0,355$ angenommen. Die *TOT* wird in Schritten von $\Delta T = 20$ K reduziert. Bei einem Rekuperatorwirkungsgrad von 100 % reduziert sich die Brennkammereintrittstemperatur T_V entsprechend. Durch die Absenkung der *TOT* nehmen elektrische Leistung und Wirkungsgrad der MGT ab. Die Luftzahl in der Brennkammer steigt und somit wird die Verbrennung magerer und die adiabate Flammentemperatur sinkt. Bei der Drehzahl-Variation bleibt die *TOT* konstant auf 650 °C. Die Drehzahl wird in Schritten von fünf Prozentpunkten auf den unteren Teillastpunkt bei $N = 80$ % reduziert. Hierbei nimmt die elektrische Leistung auf etwa 30 % des Werts des Volllastbetriebs ab und der elektrische Wirkungsgrad sinkt unter 25 %. In unterer Teillast liegt die Luftzahl des Brenners nur noch bei $\lambda_{Br} = 4,12$. Wie aus Tabelle 4.4 ersichtlich wird die Drehzahl bei der Reduktion der *TOT* auf 610 °C und 590 °C ebenfalls reduziert. Dies resultiert aus der Beschränkung des Betriebsbereichs der MGT durch die Leistungselektronik zum Schutz der Bauteile für die Gleichstromwandlung (DC-Link) und des Generators. Der Betriebsbereich aus Abbildung 4.14 ist durch die Leistungselektronik vorgegeben und zeigt den realisierbaren Verlauf der elektrischen Leistung über die Drehzahl. Für die Abnahme der elektrischen Leistung bei Reduzierung der Drehzahl ergibt sich ein linearer Verlauf. Bei der *TOT*-Variation nimmt die elektrische Leistung bei konstanter Drehzahl, hier 100 %, ab. Da die Betriebspunkte mit einer *TOT* von 610 °C und 590 °C durch den Betriebsbereich der Leistungselektronik eingeschränkt sind, reduziert die MGT-Regelung die Drehzahl soweit, bis ein zulässiger Betriebspunkt erreicht wird.

Um die Effizienz der beiden Regelungsansätze zu vergleichen ist in Abbildung 4.15 der elektrische Wirkungsgrad und die Luftzahl des Brenners über die elektrische Leistung der MGT aufgetragen. Betrachtet man die Luftzahl λ_{Br} wird deutlich, dass beide Regelgrößen die Stöchiometrie in der Brennkammer gleichermaßen beeinflussen. Jedoch nimmt der elektrische

Tabelle 4.4: Drehzahl- und TOT -Variation bei einem Rekuperatorwirkungsgrad von 100 %; Sowohl Luftzahl als auch adiabate Flammentemperatur sind für einen Luftsplit von $S_{L,BK} = 0,355$ berechnet

Bezeichnung	TOT °C	N %	P_{el} kW	η_{el} %	λ_{Br}	T_{ad} K
Referenz	650	100	97,1	32,0	2,66	1874
TOT -Variation	630	100	92,7	31,0	2,72	1836
	610	97*	78,1	29,9	2,95	1749
	590	96*	66,0	28,7	3,09	1694
Drehzahl-Variation	650	95	80,9	32,0	2,90	1796
	650	90	63,5	31,4	3,23	1709
	650	85	49,7	30,3	3,59	1630
	650	80	35,5	28,2	4,12	1541

* Werte sind durch die Leistungselektronik begrenzt

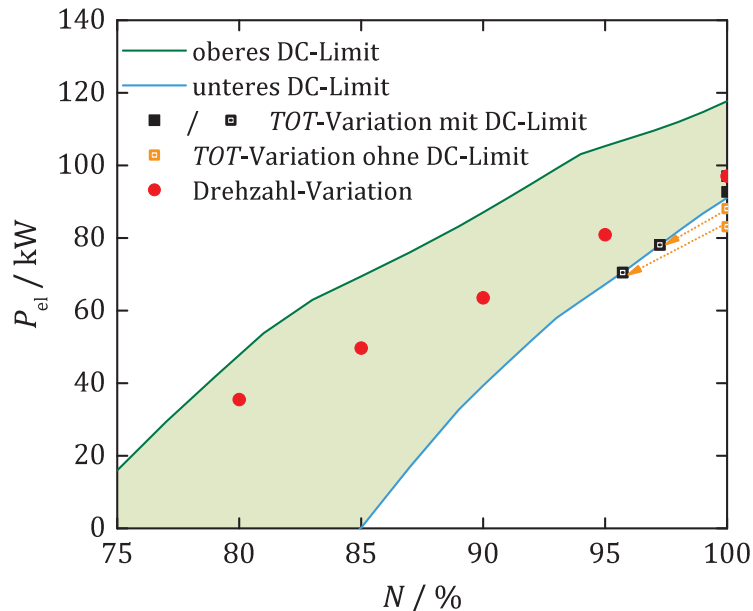


Abbildung 4.14: TOT - und Drehzahlvariation im Betriebsbereich der Leistungselektronik (eingefärbter Bereich) sowie Drehzahlanpassung bei TOT -Variation; Die Pfeile geben die Verschiebung der theoretisch erreichbaren zu den tatsächlich zulässigen Betriebspunkten an

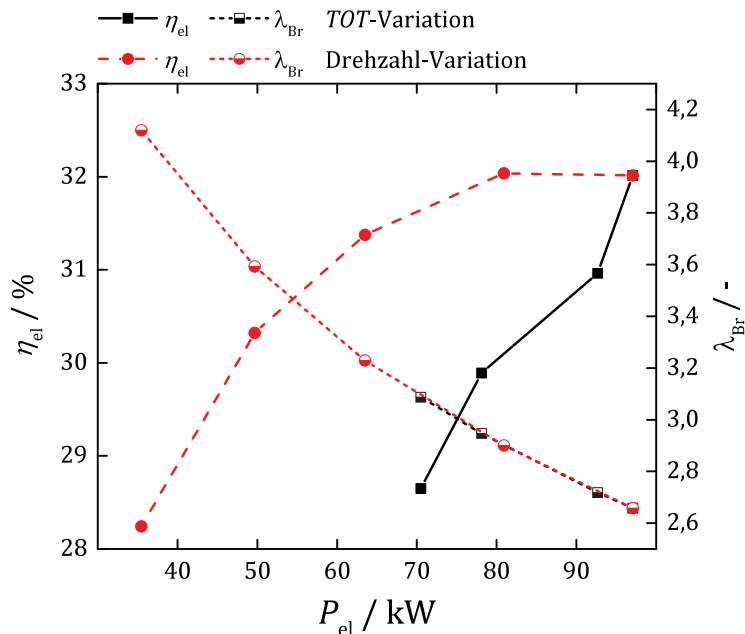


Abbildung 4.15: Elektrische Leistung und elektrischer Wirkungsgrad bei Drehzahl- und *TOT*-Variation

Wirkungsgrad bei Reduzierung der *TOT* deutlich stärker ab als bei Reduzierung der Drehzahl. Daher ist für eine Erhöhung der Luftzahl in der Brennkammer die Drehzahlreduktion die geeignetere Variante.

4.3.2 Luftsplitt- und Vorwärmtemperaturregelung

Die beiden bisher vorgestellten Regelungsmöglichkeiten sind in der MGT bereits vorgesehen. Die Drehzahlregelung entspricht hierbei dem Standard, während das Festlegen einer von 645 °C abweichenden Turbinenausstrittstemperatur bereits eines erweiterten Zugriffs auf die Steuerungssoftware bedarf. Weitere Regelungsmöglichkeiten sollen es erlauben, die Stöchiometrie in der Brennkammer hin zu fetteren Bedingungen zu verschieben, um die Verbrennung zu stabilisieren. Abbildung 4.16 zeigt den Aufbau der VOC-MGT mit zwei zusätzlichen Regeleinrichtungen. Das Ventil an der Mischluftzufuhr der Brennkammer steht für eine aktive Regelung des Luftsplitts in der Brennkammer, während der Rekuperatorbypass eine Regelung der Brennkammereintrittstemperatur ermöglicht. Mit dieser Technik kann der Luftsplitt und somit der Massenstrom durch den Brenner hin zu höheren oder zu niedrigeren Massenströmen verschoben werden. Abbildung 4.17 zeigt den Einfluss des Luftsplitts auf die adiabate Flammentemperatur relativ zu einem Luftsplitt von $S_{L,BK} = 0,355$. Die durchgezogenen Linien zeigen den Einfluss auf die adiabate Flammentemperatur bei $T_V = 650$ °C und verschiedenen VOC-Beladungen. Die adiabate Flammentemperatur kann bei maximaler VOC-Beladung nur

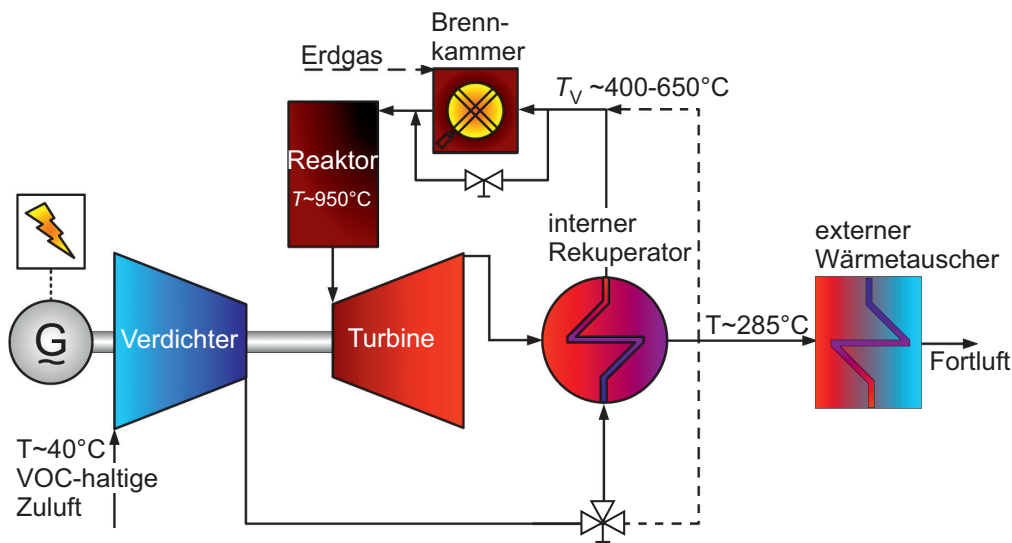


Abbildung 4.16: Schematische Darstellung der VOC-MGT mit Regelmöglichkeit der Brennkammereintrittstemperatur T_V und des Luftsplits $S_{L,BK}$

um weniger $\Delta T = 7\text{ K}$ beeinflusst werden. Dies liegt an der hohen VOC-Beladung, die in Summe 93 % der gesamten Wärmezufuhr ausmacht. Im reinen Erdgasbetrieb liegt dieser Wert mit etwa $\Delta T = 80\text{ K}$ deutlich höher. Bei einer reduzierten Brennkammereintrittstemperatur von $T_V = 400^\circ\text{C}$ kann bei der betrachteten Luftsplitvariation die adiabate Flammentemperatur bei maximaler VOC-Beladung um $\Delta T = 67\text{ K}$ beeinflusst werden. Im reinen Erdgasbetrieb liegt die erreichbare Temperaturdifferenz sogar bei $\Delta T = 111\text{ K}$. Mit zunehmendem Erdgasmassenstrom und abnehmender VOC-Beladung erhöht sich die Sensitivität auf den Luftsplit.

Mithilfe von einem Rekuperatorbypass kann eine Absenkung der Brennkammereintrittstemperatur bzw. Vorwärmtemperatur T_V durchgeführt werden, um den Brennstoffmassenstrom zu erhöhen und somit bei konstantem Luftsplit die adiabate Flammentemperatur in der primären Verbrennungszone anzuheben. Die Vorwärmtemperatur ist hierbei die Mischtemperatur der Luftmassenströme von Verdichter und Rekuperator. Im MGT-Simulator wird die Vorwärmtemperatur nicht mittels einer Bypassströmung, sondern durch Reduzierung des Rekuperatorwirkungsgrades erreicht. Eine Variation von T_V für unterschiedliche VOC-Beladungen ist in Abbildung 4.18 gezeigt. Mit abnehmender Vorwärmtemperatur wird die Luftzahl reduziert. Dies resultiert aus einem zunehmendem Brennstoffmassenstrom, da die Turbineneintrittstemperatur und auch die Leistung der MGT konstant gehalten werden. Mit zunehmender VOC-Beladung ist der Effekt der Absenkung der Vorwärmtemperatur größer. Da die Vorwärmtemperatur einen entscheidenden Einfluss auf die Verbrennungsstabilität hat, ist zusätzlich die adiabate Flammentemperatur gezeigt. Mit abnehmender Brennkammereintrittstemperatur ist aufgrund der brennstoffreicheren Bedingungen ein Anstieg

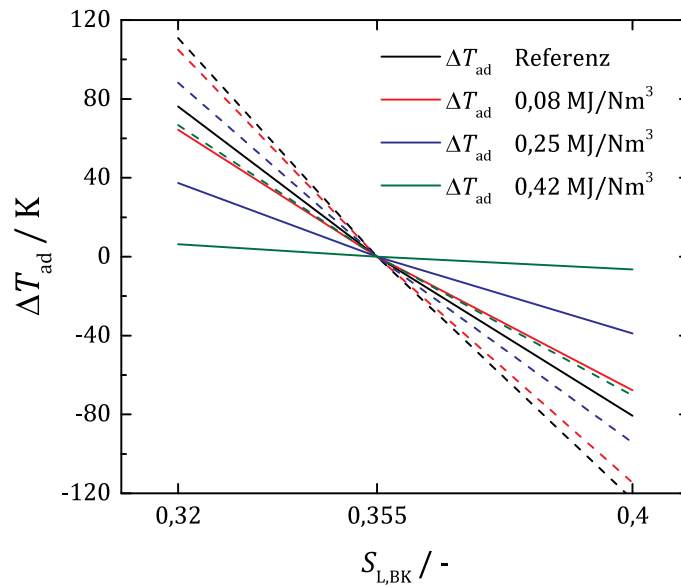


Abbildung 4.17: Einfluss des Luftsplits auf die adiabate Flammentemperatur des Brenners für verschiedene VOC-Beladungen; Die Brennkammereintrittstemperaturen betragen $T_V = 650^\circ\text{C}$ (durchgezogene Linie) und $T_V = 400^\circ\text{C}$ (gestrichelte Linie); Alle Werte sind relativ zu der adiabaten Flammentemperatur bei einem Luftsplitt von $S_{L,BK} = 0,355$ mit $\Delta T_{ad} = T_{ad,S_{L,BK}} - T_{ad,S_{L,BK}=0,355}$ zu betrachten

der adiabaten Flammentemperatur zu verzeichnen. Die horizontale, durchgezogene schwarze Linie markiert die adiabate Flammentemperatur des Referenzfalls bei $T_{ad} \approx 1730\text{ K}$. Die vertikalen gepunkteten Linien markieren die benötigte Absenkung von T_V , um die selbe adiabate Flammentemperatur bei unterschiedlichen VOC-Beladungen zu erreichen. Für die VOC-Beladungen $C_{VOC} = 0,08\text{ MJ/Nm}^3$ und $0,25\text{ MJ/Nm}^3$ liegt diese bei $T_V = 591^\circ\text{C}$ respektive 473°C . Bei einer Vorwärmtemperatur von 400°C wird bei maximaler VOC-Beladung von $C_{VOC} = 0,42\text{ MJ/Nm}^3$ nur eine adiabate Flammentemperatur von $T_{ad} = 1664\text{ K}$ erreicht. Die Vorwärmtemperatur muss für die maximale VOC-Beladung weiter abgesenkt werden, um die adiabate Flammentemperatur des Referenzfalls zu erreichen.

Um in einer VOC-MGT auf unterschiedliche VOC-Beladungen reagieren zu können eignet sich sowohl eine Absenkung der Brennkammereintrittstemperatur als auch eine Variation des Luftsplits. Letztere ist jedoch insbesondere bei höheren Vorwärmtemperaturen und VOC-Beladungen weniger effektiv. Eine nähere Ausführung der Vor- und Nachteile der unterschiedlichen Regelgrößen erfolgt in Kapitel 4.3.3.

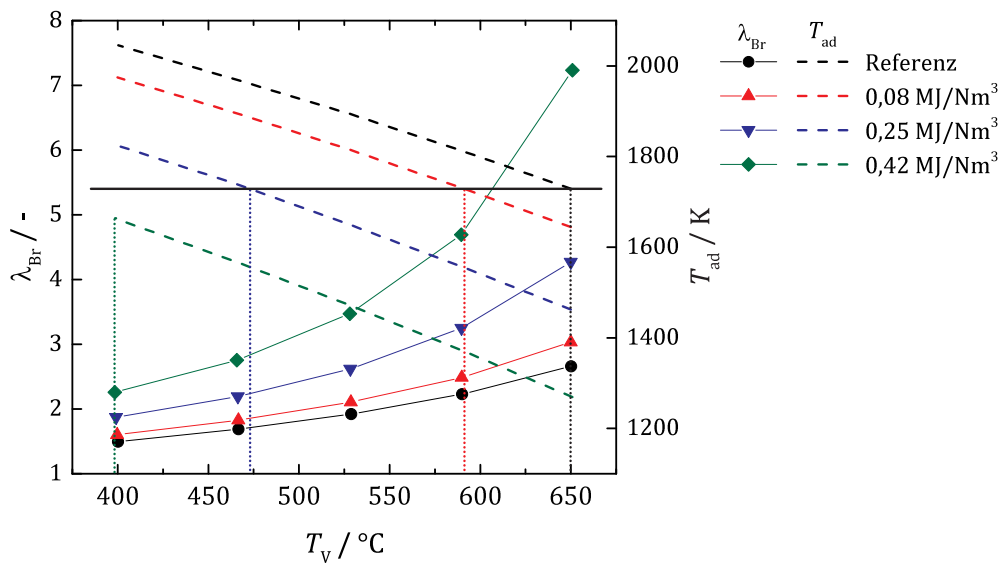


Abbildung 4.18: Luftzahl und adiabate Flammentemperatur versus Vorwärmtemperatur für verschiedene VOC-Beladungen; Sowohl Luftzahl als auch adiabate Flammentemperatur sind für einen Luftsplitt von $S_{L,BK} = 0,355$ berechnet

4.3.3 Fazit

Von den in der Standard-MGT vorhandenen Regelparametern Drehzahl und TOT eignet sich aus Effizienzgründen nur die Drehzahl-Variation als Regelgröße um auf schwankende VOC-Beladungen zu reagieren. Die geringere Effizienz bei der TOT -Regelung ist auf das geringere mittlere Temperaturniveau in der Turbine zurückzuführen. Die speziell für die Anwendung in der VOC-MGT untersuchten Regelgrößen wie die Variation des Luftsplits und eine Absenkung der Brennkammereintrittstemperatur eignen sich um auf unterschiedliche VOC-Beladungen reagieren zu können. Während die Effektivität einer Luftsplittregelung stark von der VOC-Beladung und Vorwärmtemperatur abhängt, ist eine Absenkung der Vorwärmtemperatur für alle VOC-Beladungen effektiv. Eine Änderung des Luftsplits führt bei gleichbleibender Brennergeometrie zu einer Änderung im Druckverlust der Brennkammer. Dies beeinflusst den Betriebspunkt der MGT und mit zunehmendem Druckverlust werden elektrische Leistung und elektrischer Wirkungsgrad reduziert. Bei einer Absenkung der Brennkammereintrittstemperatur bleibt die elektrische Leistung zumindest konstant und lässt sich durch eine mögliche Reduzierung des Druckverlustes zwischen Verdichteraustritt und Turbineneintritt sogar erhöhen. Der elektrische Wirkungsgrad wird hingegen mit abnehmender Vorwärmtemperatur aufgrund des höheren Brennstoffbedarfs reduziert. Dieser liegt für $T_v = 650^\circ\text{C}$ und 400°C bei $\eta_{el} \approx 32\%$ respektive 18% . Hierbei ist anzumerken, dass sich dabei die nutzbare thermische Leistung für nachgeschaltete Prozesse vergrößert. Die Gesamteffizienz ist jedoch nicht Gegenstand dieser Betrachtung.

Der Einsatz der unterschiedlichen Betriebsstrategien hängt wesentlich von der erwarteten Schwankung der VOC-Beladung ab. Grundsätzlich ist anzunehmen, dass eine VOC-MGT auf die VOC-Beladung hin optimiert ist, welche am häufigsten erwartet wird. Eine Absenkung von Drehzahl und *TOT* führt stets zu einer höheren Luftzahl in der Brennkammer und ist somit nur sinnvoll, wenn auch mit geringeren VOC-Beladungen gerechnet wird. Eine Absenkung der Vorwärmtemperatur ermöglicht einen Regeleingriff bei nach oben abweichenden VOC-Beladungen. Nur die Luftsplitvariation bietet die Möglichkeit gleichermaßen auf niedrigere und höhere VOC-Beladungen als im Auslegungspunkt zu reagieren. Zusätzliche Regeleinrichtungen für die VOC-MGT sind grundsätzlich nur relevant, wenn die Zusammensetzung und Konzentration der VOC-Beladung stark variieren kann. Die bisherigen Untersuchungen erfolgten unter der Annahme eines vollständigen VOC-Umsatzes. Im nachfolgenden Kapitel wird anhand der Schadstoffemissionen der Einfluss der Regelparameter Vorwärmtemperatur und Luftsplit auf unterschiedliche VOC-Beladung experimentell untersucht.

5 Atmosphärische Experimente

Die direkte Einbringung von VOCs in die Mikrogasturbine sowie die systemische Betrachtung in Kapitel 4 geben wertvolle Einblicke wie das Gesamtsystem VOC-MGT ausgelegt und betrieben werden muss. Aufgrund der eindeutigen Vorzüge eines jet-stabilisierten Brennkammersystems wie der ausgeprägte Magerbetrieb als auch die geringen Druckverluste entsprechend den Ausführungen in Kapitel 3.2 wird dieser Brenner als Basis für die Betrachtungen in den atmosphärischen Verbrennungsexperimenten eingesetzt.

Ziel dieser Experimente ist es, eine Beurteilung des Einflusses der vorgemischten Lösungsmittel auf den Betriebsbereich der Brennkammer als auch der Schadstoffemissionen zu ermöglichen. Zudem können daraus mögliche Betriebs- und Regelstrategien der zweistufigen Brennkammer abgeleitet werden.

5.1 Versuchsplanung

Die Experimente wurden bei atmosphärischen Bedingungen und den Vorwärmtemperaturen 400°C und 650°C durchgeführt. Die Heizwerte der zugeführten Luft aufgrund der Lösemitteleindüsung beträgt 0,08, 0,17, 0,25 und 0,42 MJ/Nm³. Die Brennerluftzahl wurde je nach Messreihe entweder durch den Erdgasmassenstrom oder über den Luftmassenstrom variiert und wird entsprechend Gln. (2.3) und (3.5) unter Vernachlässigung der Mischluft und somit auch des Brennkammerluftsplits $S_{L,BK}$ mit

$$\lambda_{Br} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{NG} L_{st,NG} + \dot{m}_{VOC} L_{st,VOC}} \quad (5.1)$$

berechnet. Als Referenz dienen Experimente ohne Lösemitteleindüsung mit Erdgas als Brennstoff. Die Pilotstufe wurde bei einer Luftzahl von $\lambda_{Br,p} = 1,8$ betrieben. Wie in Kapitel 5.2 beschrieben, ist der Betriebsbereich des Brenners bei dieser Betriebsweise im mageren Bereich erweitert. Das Erdgas in den Experimenten variiert in folgenden Bereichen (in Volumenzent): CH₄: 87,5–94,7 %, C₂H₆: 3,0–6,0 %, höhere Kohlenwasserstoffe C_xH_y: 0,4–2,9 %, inerte Spezies: 1,9–3,8 % und H₂ < 0,004 %. Dies entspricht einem Heizwert von $H_i = 45,94–47,87$ MJ/kg. Das Normvolumen der Luft ist entsprechend der für Gasturbinen geltenden Norm (ISO 3977) bei einer Temperatur von 15°C und einem Umgebungsdruck von

Tabelle 5.1: Versuchsmatrix Vormischung Erdgas

Brennstoff	\dot{Q} kW	T_V °C	v_{jet} m/s	λ_{Br} -	S_{Br} %	$S_{\text{NG,vor}}$ %
Erdgas	100	650	110	2,0	93	0–32,7
		400	81			0–38,7
	140		110			0–23,9

1013 mbar berechnet. Die durchgeführten Versuche können in die drei Bereiche Vormischung mit Erdgas und Brennstoff- und Luftvariation mit VOCs unterteilt werden, die im Folgenden genauer erläutert werden.

Voruntersuchung der Betriebsweise der Pilotstufe

In der Voruntersuchung werden zwei mögliche Betriebsweisen der Pilotstufe untersucht. Dies wird anhand reiner Erdgasversuche und ohne Vormischung durchgeführt. Anhand der gewonnenen Ergebnisse wird die Betriebsweise der Pilotstufe für alle weiteren Versuche festgelegt.

Vormischung mit Erdgas

In einem ersten Schritt wird mit Erdgas anstelle anderer Lösemittel der Einfluss der Vormischung auf die Verbrennung untersucht. Hierbei wird zuerst bei konstanter Luftzahl und verschiedenen Vorwärmtemperaturen sowie thermischen Leistungen die Vormischung

$$S_{\text{NG,vor}} = \frac{\dot{Q}_{\text{NG,L}}}{\dot{Q}_{\text{ges}}} \quad (5.2)$$

$$= \frac{\dot{m}_{\text{NG,vor}}}{\dot{m}_{\text{NG,ges}}} \quad (5.3)$$

variiert. Die Vormischung berechnet sich entsprechend Gl. (5.2) aus dem Quotienten der über die Luft zugeführten Brennstoffleistung $\dot{Q}_{\text{NG,L}}$ und der gesamten Brennstoffleistung \dot{Q}_{ges} . Zusätzlich erfolgen Experimente mit einer Variation der Luftzahl über eine Reduktion des Brennstoffmassenstroms der Hauptstufe. Diese werden für unterschiedliche Vorwärmtemperaturen und Erdgasbeladungen durchgeführt. Tabelle 5.1 zeigt die Versuchsmatrix für die Vormischung mit Erdgas.

Brennstoffvariation mit VOCs

In einem zweiten Schritt wird untersucht wie eine Vormischung durch unterschiedliche Löse-
mittel die Verbrennung beeinflusst. Unterschiede in den Stoffeigenschaften wie die Selbstzünd-
temperatur, sowie Flammgeschwindigkeit und Zündverzugszeit können hierbei einen entschei-
denden Einfluss haben. Bei verschiedenen Vorwärmtemperaturen und VOC-Beladungen wird
die Luftzahl durch anpassen des Erdgasmassenstroms variiert. Die Luftzahl der Pilotstufe
wird konstant gehalten. Mit zunehmender VOC-Beladung muss der Brennstoffpilotmassen-
strom daher reduziert werden. Um die Stabilisierung der Verbrennung durch die Pilotstufe
zu untersuchen wird bei einer Vorwärmtemperatur von 400°C eine Variation der Luftzahl in
der Pilotstufe durchgeführt.

Luftvariation mit VOCs

Abschließend erfolgt in einem dritten Schritt der Transfer hin zu der tatsächlichen Betriebs-
weise in der VOC-MGT. Hierbei wird mit einer Luftsplitvariation für die Lösemittel Ethanol
und Ethylacetat der optimale Luftsplit hinsichtlich der VOC-Umsatzrate ermittelt. Untersu-
chungen an einem Brenner mit um 10 % vergrößertem Düsendurchmesser in der Hauptstufe
zeigen dabei weitere Optimierungsmöglichkeiten auf.

Strömungsfeld CFD

Zur Erleichterung der Interpretation der Ergebnisse aus dem atmosphärischen Prüfstand ist
in Abb. 5.1 das Strömungsfeld, als auch die Temperaturverteilung einer CFD-Simulation bei
einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2$ einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^{\circ}\text{C}$ und einer thermischen
Leistung von $\dot{Q}_{th} = 100\text{ kW}$ gezeigt. Die Hauptströmungsrichtung verläuft von links nach
rechts. Oben ist das Geschwindigkeitsfeld der Absolutgeschwindigkeit als auch der Verlauf
der Stromlinien gezeigt. In der Anströmung ist zu sehen wie die 180° -Umlenkung im Prüfstand
realisiert ist. Die maximalen Strömungsgeschwindigkeiten treten im engsten Querschnitt der
Hauptstufendüse auf. Durch den starken Impuls der ringförmig angeordneten Düsen wird im
Zentrum des Brennraums eine große innere Rezirkulationszone ausgebildet, die mit der durch
die drallstabilisierte Pilotstufe induzierte Rezirkulationzone verbunden ist. Der Großteil des
in der Hauptstufe eingebrachten Brennstoff-Luft-Gemisches wird jedoch nicht rezirkuliert.
In der Pilotstufe bildet sich durch die zylindrische Form des Pilotdoms eine äußere Rezir-
kulationszone aus. Der Brennstoff wird hier nicht-vorgemischt in die Scherschicht zwischen
der Drallströmung der Frischluft und des rezirkulierten Abgases eingedüst. Das zugehörige
Temperaturfeld ist unten zu sehen. Dieses ist nur in der Darstellung gespiegelt, entspricht
jedoch dem selben Schnitt des simulierten Segments. Im Bereich der Rezirkulationszone und

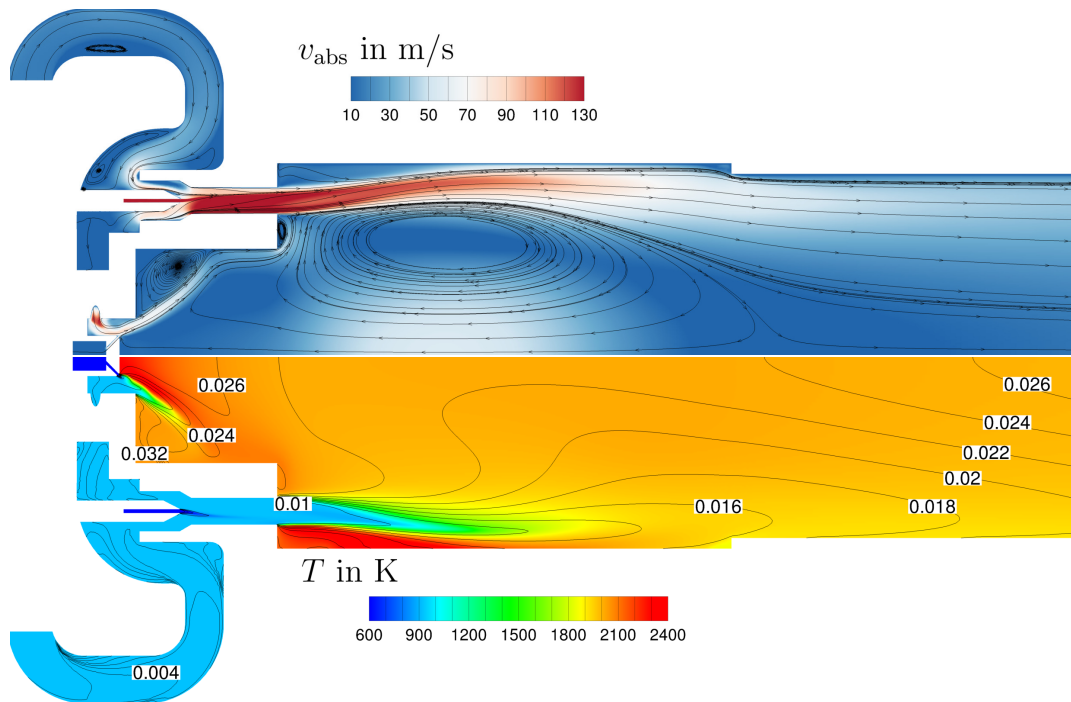
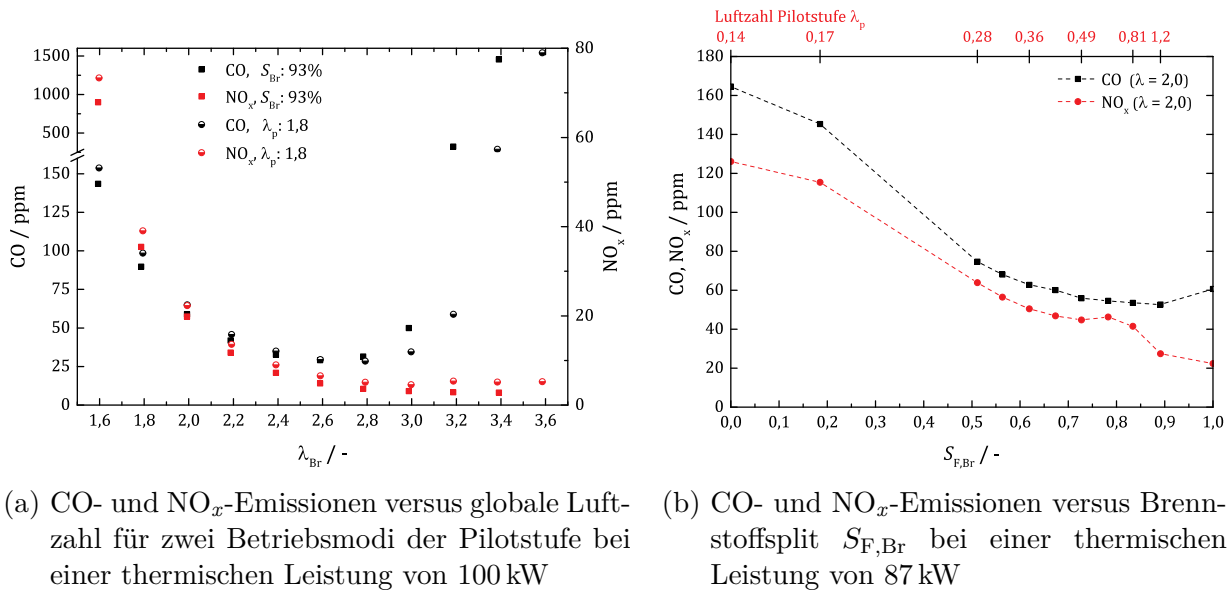


Abbildung 5.1: CFD-Simulation des Strömungsfelds, der Temperaturverteilung und der Aufenthaltszeit in s (Zahlenwerte) bei $\lambda_{\text{Br}} = 2$, $T_{\text{V}} = 650^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_{\text{th}} = 100 \text{ kW}$

am Austritt der Brennkammer ist die Temperaturverteilung sehr gleichmäßig. Die adiabate Flammentemperatur liegt bei $T_{\text{ad}} = 1942 \text{ K}$. Die maximalen Temperaturen treten an der Brennstoffdüse der Pilotstufe in der inneren Rezirkulationszone und an der Hauptstufe entlang dem Flammrohr auf. Die heißen Abgase aus der Pilotstufe werden direkt an die Hauptstufendüsen herangeführt und stabilisieren somit die Verbrennung. Die Zahlenwerte geben die Aufenthaltszeit vom Lufteinlass aus gerechnet an. Die mittlere Aufenthaltszeit in der Brennkammer lässt sich hiermit auf etwa 15 ms abschätzen. Die längsten lokalen Aufenthaltszeiten liegen innerhalb der Pilotstufe und insbesondere in der äußeren Rezirkulationszone vor.

5.2 Voruntersuchung – Betriebsweisen der Pilotstufe

Der Einfluss der Pilotstufe der zweistufigen Brennkammer wurde von Schwärzle et al. [105, 107, 108] detailliert mittels atmosphärischen Experimenten und CFD-Simulationen untersucht. Diese Untersuchungen wurden anhand von zwei Betriebsweisen durchgeführt. In der ersten Betriebsweise bleibt der Brennstoffsplit zwischen Pilot- und Hauptstufe mit $S_{\text{F,Br}} = 0,93$ konstant. Hierdurch entsprechen die lokalen Luftzahlen in Pilot- und Hauptstufe in allen Betriebspunkten in etwa der globale Luftzahl des Brenners. In der zweiten Betriebsweise wird die lokale Luftzahl der Pilotstufe, welche aus den zugeführten Frischgasen ermittelt wird, mit



(a) CO- und NO_x-Emissionen versus globale Luftzahl für zwei Betriebsmodi der Pilotstufe bei einer thermischen Leistung von 100 kW (b) CO- und NO_x-Emissionen versus Brennstoffsplit $S_{F,Br}$ bei einer thermischen Leistung von 87 kW

Abbildung 5.2: Einfluss der Pilotierung auf den jet-stabilisierten Brenner *F400n.1* [105]

$\lambda_p = 1,8$ konstant gehalten. Hierdurch liegen die lokalen Verbrennungstemperaturen in der Pilotstufe oberhalb einer globalen Luftzahl von $\lambda_{Br} = 1,8$ höher als in der Hauptstufe.

Abbildung 5.2a zeigt den Einfluss der zwei unterschiedlichen Betriebsweisen der Pilotstufe auf den Betriebsbereich der Brennkammer unter atmosphärischen Bedingungen und bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$. Mit zunehmender Luftzahl nehmen sowohl die NO_x-Emissionen als auch die CO-Emissionen stark ab. Aufgrund der abnehmenden adiabaten Flammentemperatur steigen die CO-Emissionen ab einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,8$ stark an. Im Betriebsmodus mit konstanter Pilotluftzahl $\lambda_p = 1,8$ liegen die NO_x-Emissionen geringfügig höher, jedoch sinken die CO-Emissionen oberhalb einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,6$ im Vergleich zu dem Betriebsmodus mit konstantem Brennstoffsplit. Hierdurch lässt sich der Betriebsbereich hin zu mageren Bedingungen erweitern. In Abb. 5.2b sind die CO und NO_x-Emissionen für eine Variation des Brennstoffplits $S_{F,Br}$ von 0 (nur Pilotstufe) bis 1 (nur Hauptstufe) gezeigt. Auf der oberen horizontalen Achse ist zusätzlich die Luftzahl der Pilotstufe gegeben. Durch den Betrieb der Pilotstufe steigen die NO_x-Emissionen an. Bis zu einem Brennstoffsplit von $S_{F,Br} = 0,9$ verbessert sich der CO-Ausbrand sobald die Pilotstufe ebenfalls mit Brennstoff versorgt wird. In diesem Bereich muss für den Betrieb abgewägt werden, ob ein geringfügiger Anstieg der NO_x-Emissionen bei gleichzeitiger Reduktion der CO-Emissionen akzeptabel ist. Da entsprechend dem Konzept der VOC-MGT ein hoher Luftsplit der Brennkammer als wünschenswert erscheint, wird für die folgenden Versuche die Betriebsweise mit einer konstanten Pilotluftzahl von $\lambda_p = 1,8$ durchgeführt.

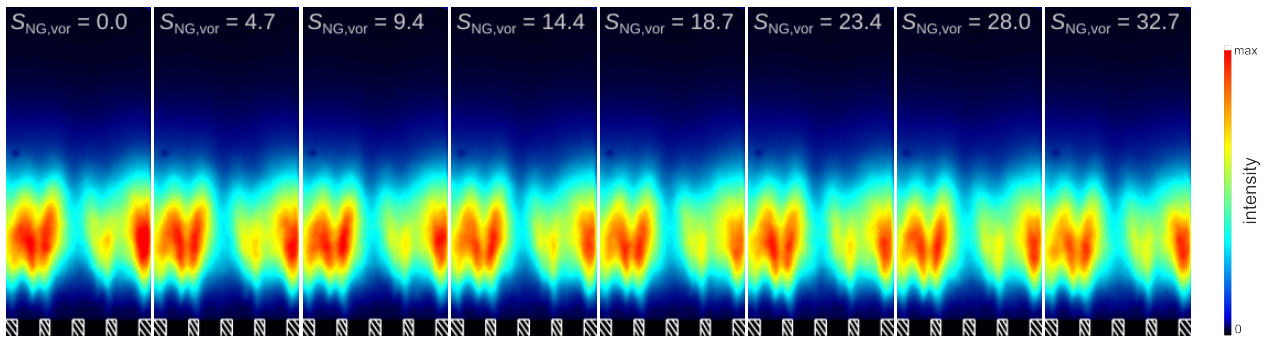


Abbildung 5.3: OH-CL Bilder bei $\lambda_{Br} = 2$, $T_V = 650^\circ\text{C}$, $\dot{Q}_{ges} = 100\text{ kW}$, Variation der Vormischung mit Erdgas, modifiziert nach [43]. Alle Bilder sind auf die maximale Intensität des Messpunktes ohne Vormischung skaliert

5.3 Einfluss Erdgasvormischung

Die Untersuchungen des Brenners mit einer teilweisen Vormischung von Erdgas hilft ein besseres Verständnis für die Funktionsweise der Brennkammer zu gewinnen. Somit kann die Vormischung ohne Einfluss einer Brennstoffsubstitution und daraus resultierender weiterer Effekte betrachtet werden.

5.3.1 Variation Vormischung

Die Versuchsmatrix für die Vormischvariation ist in Tab. 5.1 dargestellt. Die in diesem Unterkapitel vorgestellten Versuche wurden im Rahmen der Arbeit von Gohl [43] durchgeführt. Die in diesem Abschnitt gezeigten OH-CL Bilder sind auf das jeweilige Maximum des Versuchs ohne Vormischung skaliert. Abbildung 5.3 zeigt die OH-CL Bilder bei einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2$, einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ und einer Wärmeleistung von $\dot{Q}_{ges} = 100\text{ kW}$. Die Vormischung $S_{NG,vor}$ ist oberhalb des jeweiligen Bildes angegeben. In allen Bildern sind vier diskrete Reaktionszonen zu sehen, die sich an den vier im Sichtfeld befindlichen Hauptstufendüsen ausbilden. Mit zunehmendem Vormischgrad ändern sich die Flammenlänge und Abhebehöhe nicht merklich. Die Intensität der OH^* -Chemolumineszenz nimmt jedoch mit dem Vormischgrad ab. Die Vormischung ändert die lokalen stöchiometrischen Verhältnisse. Die abnehmende Intensität der OH^* -Chemolumineszenz lässt sich durch das lokal magerere Brennstoff-/Luftgemisch an den Düsen der Hauptstufe und auch der Pilotstufe erklären.

Die OH-CL Bilder bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 400^\circ\text{C}$ und identischem Luft- und Brennstoffmassenstrom ist in Abb. 5.4 zu sehen. Durch die geringere Vorwärmtemperatur, die deutlich unter der Selbstzündtemperatur von Erdgas liegt erhöht sich die Zündverzugszeit des Gemisches und die Flammgeschwindigkeit wird reduziert. Hierdurch ist die

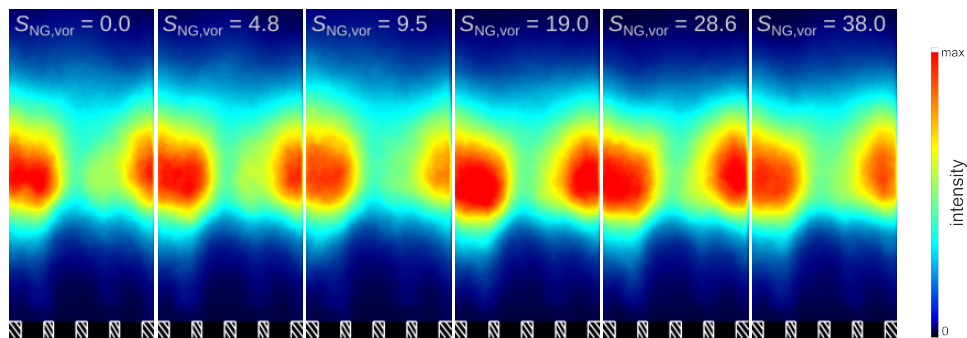


Abbildung 5.4: OH-CL Bilder bei $\lambda_{Br} = 2$, $T_V = 400\text{ °C}$, $\dot{Q}_{ges} = 100\text{ kW}$, Variation der Vormischung mit Erdgas, modifiziert nach [43]. Alle Bilder sind auf die maximale Intensität des Messpunktes ohne Vormischung skaliert

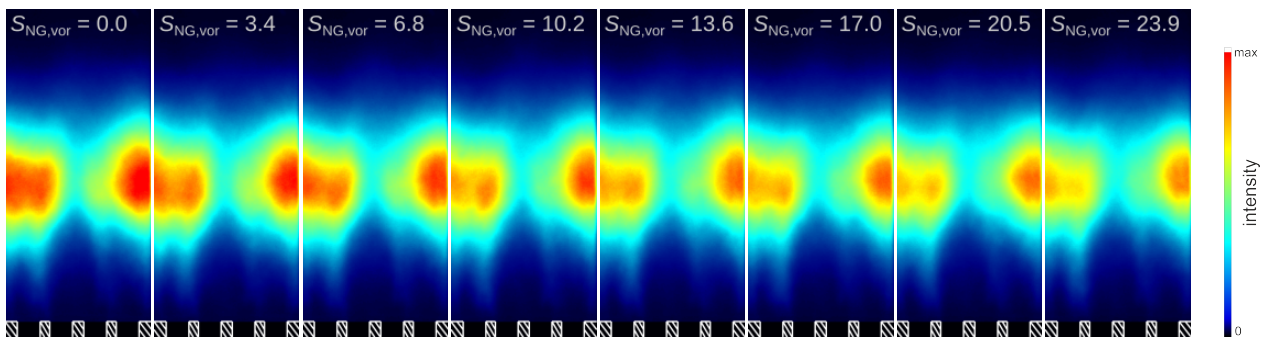


Abbildung 5.5: OH-CL Bilder bei $\lambda_{Br} = 2$, $T_V = 400\text{ °C}$, $\dot{Q}_{ges} = 140\text{ kW}$, Variation der Vormischung mit Erdgas, modifiziert nach [43]. Alle Bilder sind auf die maximale Intensität des Messpunktes ohne Vormischung skaliert

Flamme im Gegensatz zu der höheren Vorwärmtemperatur weiter abgehoben. Die größere Abhebehöhe ermöglicht eine bessere Durchmischung des Brennstoffes mit der Luft, was dazu führt, dass die Flamme weniger diskret erscheint. Zudem sind nur noch zwei Bereiche mit hoher Intensität zu verzeichnen.

Abbildung 5.5 zeigt die OH-CL Bilder bei $T_V = 400^\circ\text{C}$. Dieser Betriebspunkt ist so gewählt, dass die Düsengeschwindigkeit in der Hauptstufe identisch mit der Düsengeschwindigkeit bei der höheren Vorwärmtemperatur ist. Bei konstanter Luftzahl erhöhen sich hierdurch sowohl der Luftmassenstrom als auch die thermische Leistung um 40 %. Durch den größeren Brennstoffmassenstrom erhöht sich die maximale OH-CL Intensität und die Flamme erscheint kompakter als bei $\dot{Q}_{\text{ges}} = 100\text{ kW}$. Die Abhebehöhe ist ähnlich den Versuchen bei der geringeren Wärmeleistung. Mit zunehmendem Vormischgrad ist eine deutliche Abnahme der maximalen OH-CL Intensität ersichtlich.

Die CO- und NO_x-Emissionen für die drei Messreihen sind in Abb. 5.6 über den Vormischgrad dargestellt. Die NO_x-Emissionen liegen bei einer Vorwärmtemperatur von 650°C zwischen 20 ppm und 23 ppm, während diese für $T_V = 400^\circ\text{C}$ unter 6 ppm liegen. Da in mager vorgemischten Flammen der thermische NO-Bildungspfad dominiert, ist dies auf die höhere adiabate Flammentemperatur bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ zurückzuführen. Mit zunehmendem Vormischgrad sinken die Stickoxidemissionen leicht. Dies kann mit den lokal mageren Verhältnissen begründet werden, die bereits aus den OH-CL Bildern ersichtlich ist.

Für die CO-Emissionen sind abhängig von der thermischen Leistung unterschiedliche Trends zu beobachten. Bei der höheren thermischen Leistung nehmen diese mit zunehmendem Vormischgrad ab, während für die niedrigere thermische Leistung ein entgegengesetzter Trend sichtbar ist. Durch die Abnahme des über die Brennstoffdüsen eingebrachten Brennstoffmassenstroms wird die Flamme lokal magerer und die CO-Emissionen sinken. Das über den Luftpfad zugeführte Brennstoff-Luft-Gemisch hat bei einer Vormischung von $S_{\text{NG,vor}} = 33\%$ eine Luftzahl von $\lambda_L = 6$. Da nicht der gesamte Luftmassenstrom in der Brennkammer recirkuliert wird, liegen entsprechend Abb. 5.1 lokal stark unterschiedliche Aufenthaltszeiten vor. Dies kann dazu führen, dass die Aufenthaltszeit des über den Luftpfad zugeführten Brennstoffs zu gering ist um die Reaktion von CO zu CO₂ vollständig abzuschließen. Durch die zwei konkurrierenden Einflussgrößen auf die CO-Emissionen kann es zu unterschiedlichen Trends bei Erhöhung der Vormischung kommen. Insgesamt ist der Einfluss der Erdgasvormischung auf die Emissionen von CO und NO_x jedoch gering. Entsprechend den Beobachtungen bei den NO_x-Emissionen liegen auch die CO-Emissionen bei höherer Vorwärmtemperatur oberhalb der Emissionen bei niedriger Vorwärmtemperatur. Für eine Luftzahl von $\lambda_{\text{Br}} = 2$ ergibt sich bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ eine adiabate Flammentemperatur von $T_{\text{ad}} = 1916,8\text{ K}$ eine auf trockene Luft bezogene und 15 Vol - % Restsauerstoff normierte CO-Emission von 63 ppm

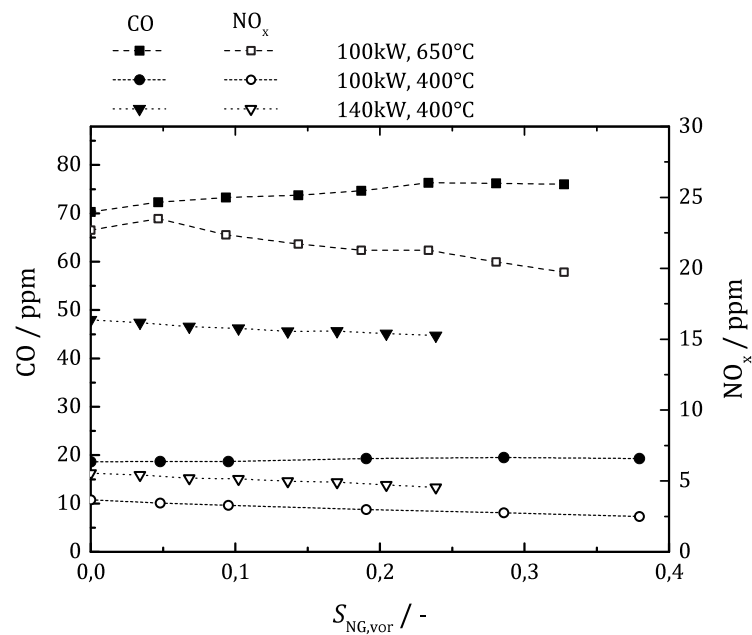


Abbildung 5.6: CO- und NO_x-Emissionen versus Erdgasvormischung $S_{NG,vor}$ bei $\lambda_{Br} = 2$, $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C , $\dot{Q}_{ges} = 100\text{ kW}$ und 140 kW , modifiziert nach [43]

bzw. $T_{ad} = 1729,3\text{ K}$ und $9,6\text{ ppm}$ bei $T_V = 400^\circ\text{C}$. Im Experiment liegen die CO-Emissionen etwa 10 ppm oberhalb der Gleichgewichtswerte. Bei niedriger Vorwärmtemperatur und höherer thermischer Leistung sind die CO-Emissionen um einen Faktor von ~ 5 größer als die Gleichgewichtskonzentration. Dies resultiert aus den lokal fetteren Bedingungen und der um etwa 30% verkürzten Aufenthaltszeit.

5.3.2 Brennstoffvariation

Bei der Brennstoffvariation wird, wie in Kapitel 5.1 auf S. 117 beschrieben, die Variation der Luftzahl über den Erdgasmassenstrom der Hauptstufe erreicht. Der Luftmassenstrom und auch die Düsendgeschwindigkeit in der Hauptstufe bleiben konstant. Abbildung 5.7 zeigt sowohl die CO- als auch die UHC-Emissionen für eine Variation der Luftzahl und eine Vormischung der Luft mit Erdgas mit einer VOC-Beladung bis zu $0,60\text{ MJ/Nm}^3$. Die CO-Emissionen nehmen mit zunehmender Brennerluftzahl ab und erreichen bei $\lambda_{Br} \approx 3,0$ ein Minimum von etwa 16 ppm . Oberhalb dieser Luftzahl, mit der Annäherung an die magere Verlöschgrenze, steigen die CO-Emissionen stark an. Hierbei ist keine Abhängigkeit von der Erdgas-Beladung der Luft erkennbar. Die Emissionen der unverbrannten Kohlenwasserstoffen (UHC) in Abb. 5.7b steigen bis zu einer Luftzahl von etwa $3,5$ linear an, bevor es zu einem exponentiellen Anstieg kommt, der auf die Annäherung an die magere Verlöschgrenze hinweist. Die Stickoxidemissionen sind in Abb. 5.8 dargestellt und nehmen vom Maximum

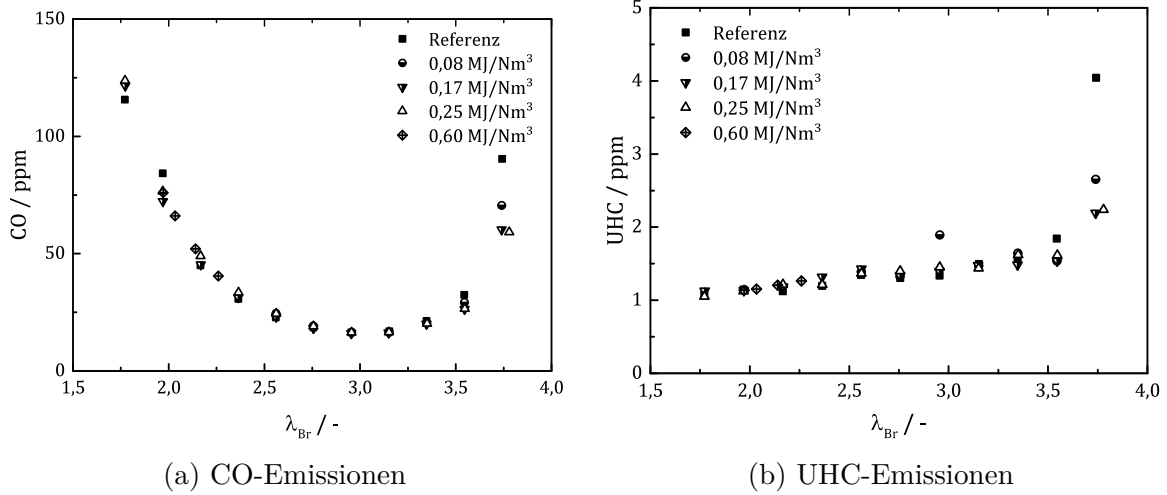


Abbildung 5.7: CO- und UHC-Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für eine Variation der Erdgas-Beladung der Luft

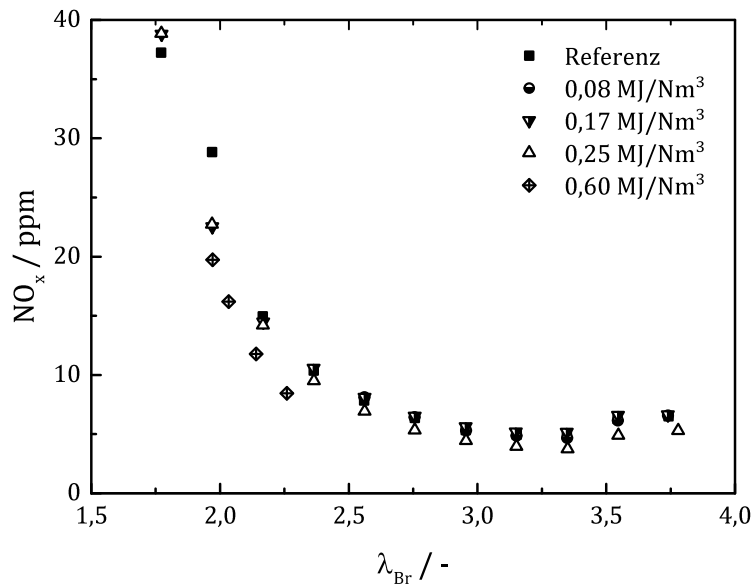


Abbildung 5.8: NO_x-Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für eine Variation der Erdgas-Beladung der Luft

bei $\lambda_{Br} \approx 1,8$ von etwa 39 ppm bis zu einem Minimum von 5 ppm bei höheren Luftzahlen ab. Bei einer Erdgasbeladung von $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ liegen die NO_x -Emissionen leicht unterhalb der Messreihen mit geringeren Beladungen. Erst bei einer Beladung von $0,60 \text{ MJ/Nm}^3$, was bei den gegebenen Messpunkten einer Vormischung von $S_{\text{NG,vor}}$ zwischen 32 % bis 40 % entspricht, ist eine deutlichere Reduktion der Stickoxidemissionen erkennbar.

5.3.3 Fazit

Eine Vormischung mit Erdgas hat in den durchgeführten Untersuchungen bei atmosphärischen Bedingungen nur einen geringen Einfluss auf die Flamme. Obwohl sich die Intensität in den OH-CL Bildern mit zunehmender Vormischung abnimmt werden weder die Flammenlage noch die Flammenausbreitung wesentlich beeinflusst. Gegenüber dem Referenzfall ohne Vormischung werden die NO_x -Emissionen nur um wenige ppm reduziert, während die CO-Emissionen in ähnlicher Größenordnung zunehmen. Ein positiver Effekt auf beide Emissionen ist nur bei einer sehr hohen Wärmeleistung zu verzeichnen. Die UHC-Emissionen bleiben im untersuchten Betriebsbereich von einer Vormischung weitgehend unbeeinflusst. Die Stickoxidemissionen werden nur bei der sehr hohen Erdgasbeladung von $0,60 \text{ MJ/Nm}^3$ merklich reduziert. Dies gilt entsprechend den Beobachtungen bei hoher Vorwärmtemperatur auch für eine Vorwärmtemperatur von $T_V = 400^\circ\text{C}$. Aus diesem Grund wird es als ausreichend angesehen als Referenz für die Versuchsreihen mit vorgemischten Lösemitteln die Messreihe mit Erdgas ohne entsprechende Vormischung heranzuziehen.

5.4 VOC-Vormischung

In diesem Kapitel erfolgt die erstmalige Charakterisierung der Brennkammer mit Lösemittelvormischung. Entsprechend dem Versuchsaufbau in Kapitel 3.3 wurden die Lösemittel mit einer luftgestützten Zerstäuberdüse in die vorgewärmte Brennerluft eingedüst. Hierbei wird analog zu den Voruntersuchungen mit Erdgasvormischung zuerst eine Variation der Luftzahl über den Brennstoffmassenstrom mit unterschiedlichen Lösemitteln durchgeführt. Als Referenz dienen die Versuche mit Erdgas ohne Vormischung.

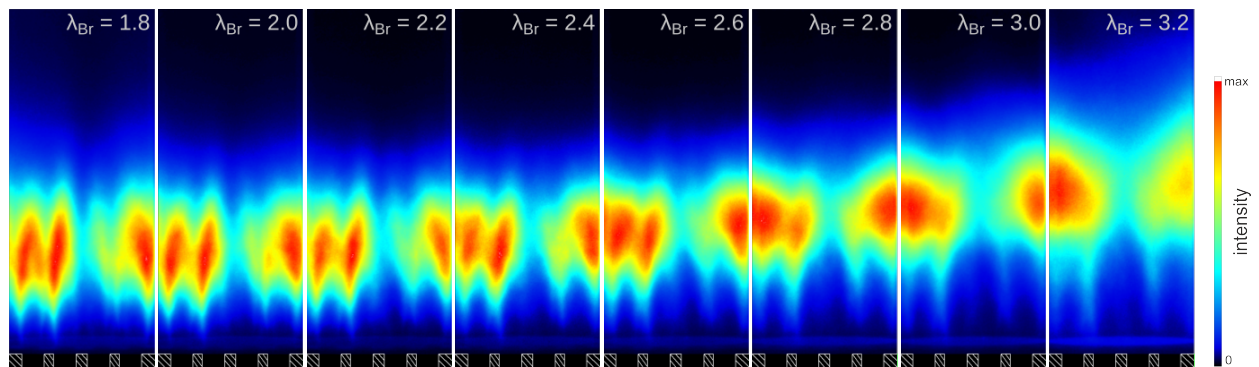
Im Folgenden wird der Einfluss einer teilweisen Vormischung mit Lösemitteln untersucht. Durch die von Erdgas verschiedenen Stoffeigenschaften aus Tab. 3.2 wird ein Einfluss auf die OH*-Chemolumineszenz als auch die Bildung von Schadstoffemissionen erwartet.

5.4.1 Untersuchung bei hoher Vorwärmtemperatur

Für die thermische Nutzung von Lösemitteln ist entsprechend der „*three Ts of destruction*“ aus Kap. 1.3 eine hohe Vorwärmtemperatur vorteilhaft. Bei 650 °C werden Reaktionen leichter initiiert und größere Kohlenwasserstoffverbindungen können bereits vor Eintritt in den Brennraum gecrackt werden.

Abbildung 5.9 zeigt die OH*-Chemolumineszenzbilder des Referenzfalles (Abb. 5.9a) und bei einer VOC-Beladung von $C_{\text{VOC}} = 0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ für Methanol, Ethylacetat und Toluol. Alle Bilder sind von Null bis zur jeweils maximalen Signalintensität normiert. Im Ausschnitt der Bilder sind vier Hauptstufendüsen zu sehen deren Lage am unteren Bildrand angedeutet ist. Für niedrige Luftzahlen sind die Flammen diskret und länglich. Wird die Brennstoffleistung reduziert und somit die Luftzahl erhöht, stabilisiert die Flamme weiter stromab von der Brenneraustrittsfläche. Insbesondere mit VOC-Beladung werden die Flammen zudem weniger diskret und nehmen im Falle von Methanol bei $\lambda_{\text{Br}} = 3,4$ das größte Volumen ein. Mit steigender Luftzahl ist deutlich der Übergang von der Flammenform mit vier diskreten Flammen hin zu zwei weniger diskreten Flammenbereichen zu erkennen. Durch die Abnahme des Brennstoffmassenstroms in der Hauptstufe steigt der relative Energieeintrag in der Pilotstufe und der Einfluss der Pilotstufe auf die Flammenform nimmt zu. In dieser wird der Brennstoff über zehn Düsen eingebracht. Es wird vermutet, dass hierdurch die Flamme in der Hauptstufe zwischen jeder zweiten Düse stabilisiert wird.

Abbildungen 5.10 und 5.11 zeigen den Verlauf der Abhebehöhe (HAB) und der Flammenlänge (FL) über die Brennerluftzahl λ_{Br} . Mit zunehmender Luftzahl steigt die Abhebehöhe an. Ab einer Luftzahl von $\lambda_{\text{Br}} = 2,4$ nimmt die HAB bei VOC-Beladung stärker zu als im Referenzfall. Eine Variation der VOC-Beladung, am Beispiel Methanol zu sehen, hat keinen ersichtlichen Einfluss auf die Abhebehöhe. Im Bereich der Luftzahl von $\lambda_{\text{Br}} = 1,8$ bis 2,6



(a) Referenz / Erdgas

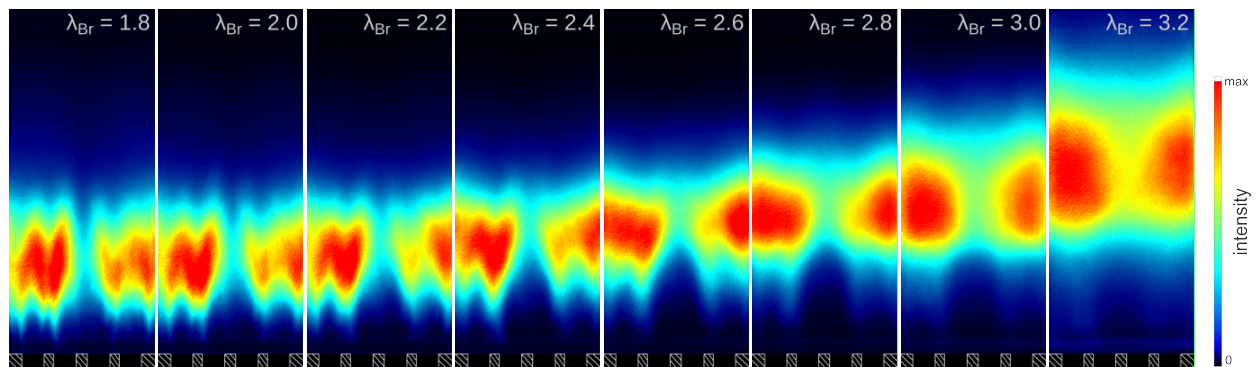
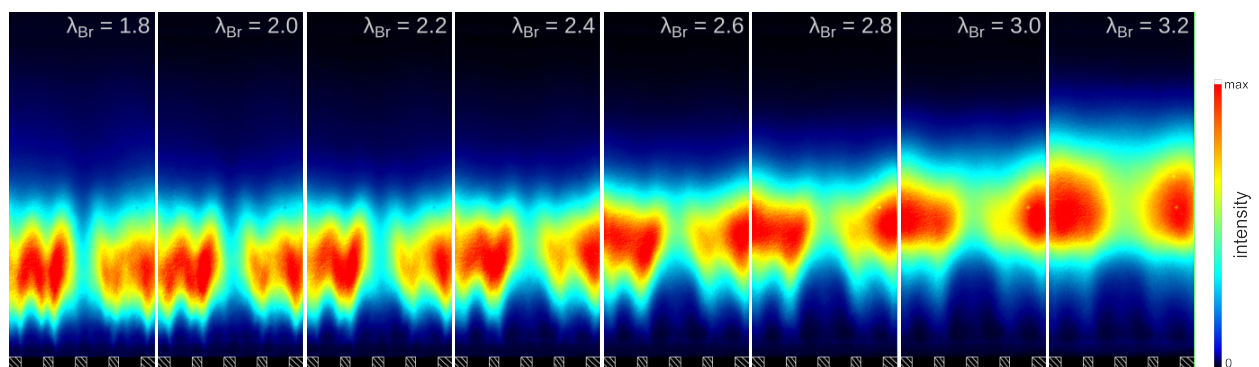
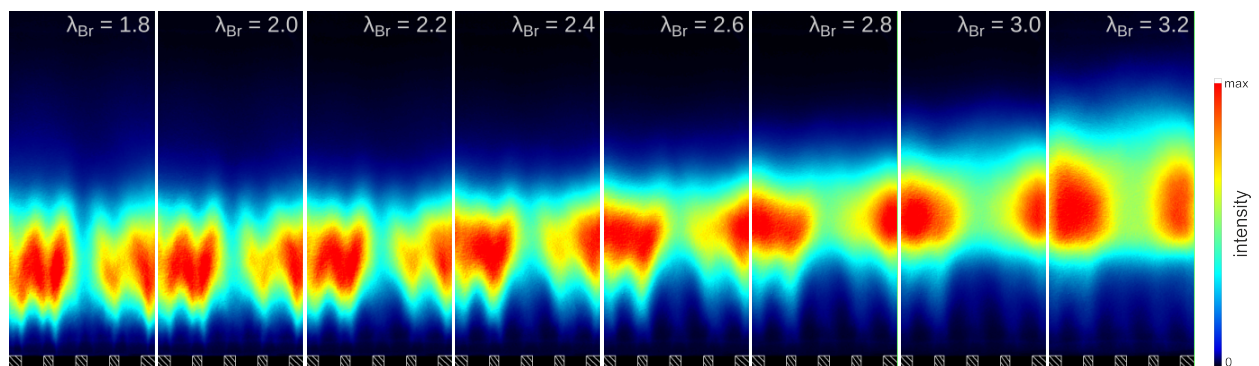
(b) Methanol bei $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ (c) Ethylacetat bei $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ (d) Toluol bei $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$

Abbildung 5.9: OH-CL Bilder für $\lambda_{Br} = 1,8$ bis $3,2$ für Erdgas und drei verschiedene Lösemittel bei einer Beladung von $C_{VOC} = 0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ und $T_V = 650^\circ\text{C}$, modifiziert nach [104]

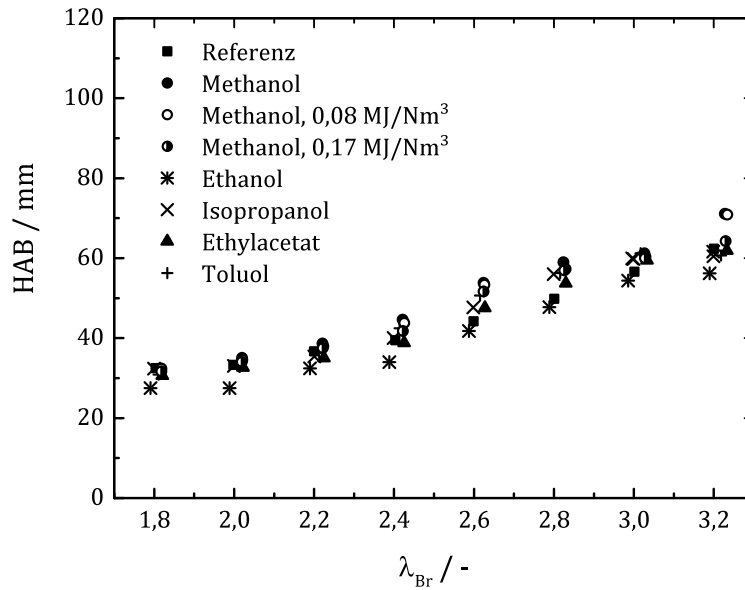


Abbildung 5.10: Abhebehöhe (HAB) versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer VOC-Beladung von $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$, sowie einer Variation der VOC-Beladung für Methanol, modifiziert nach [104]

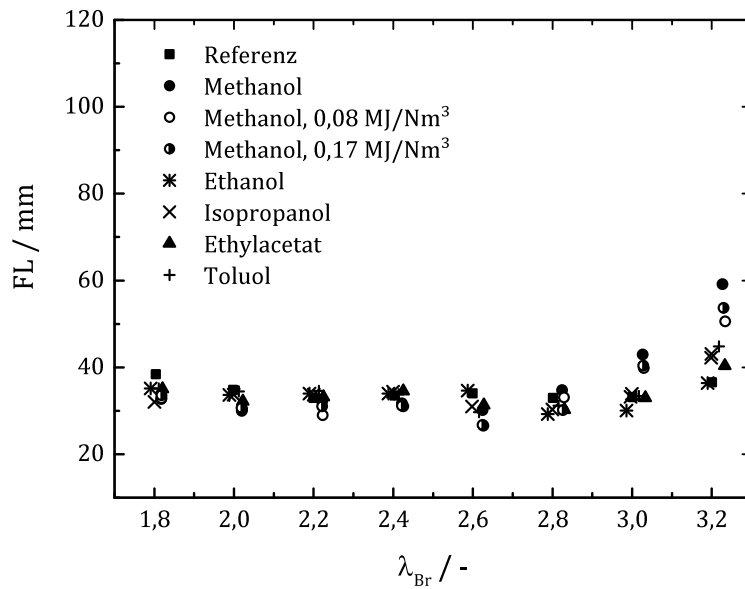


Abbildung 5.11: Flammenlänge (FL) versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer VOC-Beladung von $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$, sowie einer Variation der VOC-Beladung für Methanol, modifiziert nach [104]

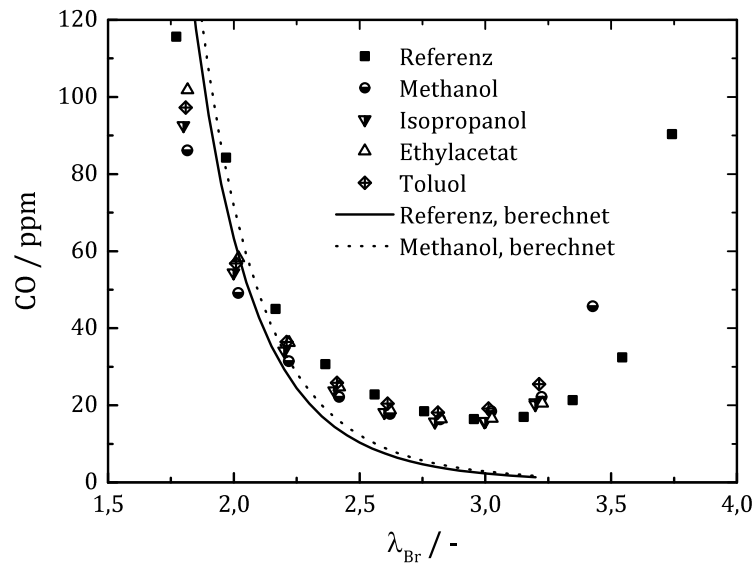


Abbildung 5.12: CO-Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer VOC-Beladung von $0,25\text{ MJ/Nm}^3$; Die Linien zeigen die Gleichgewichtskurven für den Referenzfall (durchgezogen) und Methanol (gepunktet) bei $0,25\text{ MJ/Nm}^3$, modifiziert nach [104]

nimmt die Flammenlänge um etwa 5 mm ab. Mit Lösemittelbeladung ist die Flammenlänge hierbei wenige Millimeter kürzer als im Referenzfall. Ab einer Luftzahl von $\lambda_{\text{Br}} = 2,8$ steigt die Flammenlänge bei Lösemittelbeladung und insbesondere für Methanol stark an. Bei einer Luftzahl von 3,2 ist die Flammenlänge für Methanol etwa 50 % größer als im Referenzfall und nimmt für steigende VOC-Konzentrationen zu.

Zusätzlich zu den Emissionsmessungen wurde eine Berechnung des chemischen Gleichgewichts eines perfekt vorgemischten Brennstoff-VOC-Luft-Gemisches für den Referenzfall und Methanol bei $0,25\text{ MJ/Nm}^3$ durchgeführt. Die Berechnungen wurden mit Python/Cantera [44] und dem Mechanismus GRI-Mech 3.0 [110] durchgeführt. Dieser Mechanismus enthält die Reaktionsgleichungen für Kohlenwasserstoffe bis zur Kettenlänge von Propan, Methanol sowie Stickoxide. Die Zusammensetzung des Erdgas (volumenbezogen) für die Berechnungen ist: CH_4 : 88,526 %, C_2H_6 : 6 %, C_3H_8 : 1,87 %, CO_2 : 1,65 %, N_2 : 1,95 % and H_2 : 0,004 %.

Die CO-Emissionen des Brenners sind in Abb. 5.12 über die Luftzahl des Brenners λ_{Br} aufgetragen. Im Referenzfall nehmen diese mit zunehmender Luftzahl ab. Durch die Vormischung mit Lösemitteln und gleichzeitige Reduzierung des Erdgasmassenstroms werden die CO-Emissionen bei einer Brennerluftzahl von $\lambda_{\text{Br}} = 1,8$ deutlich reduziert. Im Falle von Methanol, bei einer VOC-Beladung von $0,25\text{ MJ/Nm}^3$, erfolgt eine Reduktion von über 20 % im Vergleich zum Referenzfall. Mit zunehmender VOC-Konzentration nehmen die CO-Emissionen ab. Bei einer Luftzahl von $\lambda_{\text{Br}} = 2,8$ liegt etwa das Minimum in der globalen

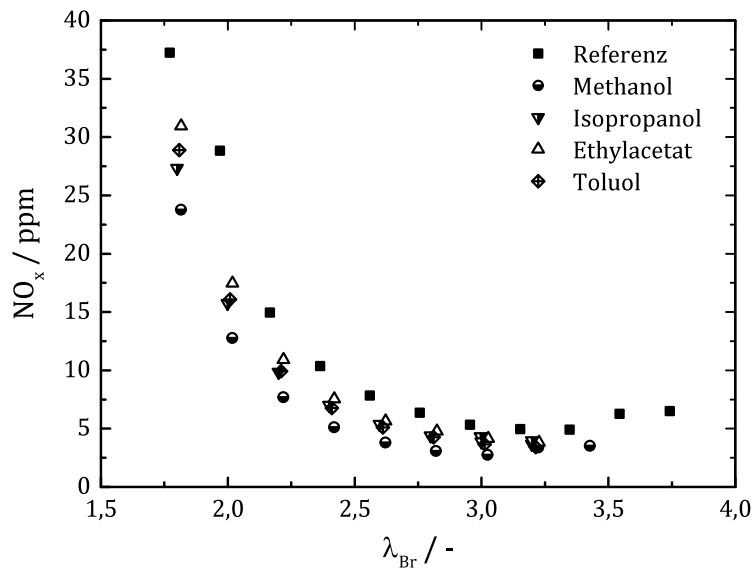


Abbildung 5.13: NO_x -Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer VOC-Beladung von $0,25 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$, modifiziert nach [104]

CO-Emissionen. Hier ist, unabhängig von der VOC-Beladung, kein vorteilhafter Einfluss der VOCs mehr ersichtlich. Wird die Luftzahl weiter erhöht, liegen die CO-Emissionen bei VOC-Beladung oberhalb denen des Referenzfalls.

Bei einer Substitution von Erdgas durch Methanol liegt die CO-Konzentration im Gleichgewicht bei identischer Luftzahl oberhalb der des Referenzfalls. In brennstoffreichen Flammen bildet sich CO aufgrund von Sauerstoffmangel, der eine vollständige Oxidation zu CO_2 verhindert. In der Verbrennungszone kann sich CO zudem über eine Dissoziationsreaktion von CO_2 bilden [75]. Im chemischen Gleichgewicht ist diese stark von der Temperatur abhängige Reaktion entscheidend für die CO-Konzentration, und im Falle der Simulation mit Methanol der Grund für die höheren CO-Emissionen. Dieses im Vergleich zu den Emissionsmessungen widersprüchliche Verhalten beruht darauf, dass in der Gleichgewichtsberechnung die lokalen stöchiometrischen Verhältnisse nicht berücksichtigt werden. Die Substitution von Erdgas durch Methanol oder andere VOCs sorgt für lokal magerere Verhältnisse. Aufgrund der niedrigeren Selbstzündtemperatur und damit assoziierten geringeren Zündverzugszeit der VOCs erfolgt die vollständige Umsetzung zu CO_2 schneller als bei einer Vormischung mit Erdgas. Der Unterschied zwischen der CO-Konzentration des Referenzfalls und mit Methanolbeladung im Gleichgewicht nimmt mit zunehmender Luftzahl, entsprechend dem im Experiment vorhandenen Trend, ab.

Die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen wurden so gemessen, dass zwischen Methan- und nicht-Methan-Kohlenwasserstoffen unterschieden werden kann. Der Anteil von Methan an den Gesamtemissionen lag hierbei stets zwischen 18 % bis 59 %. Die Emissionen

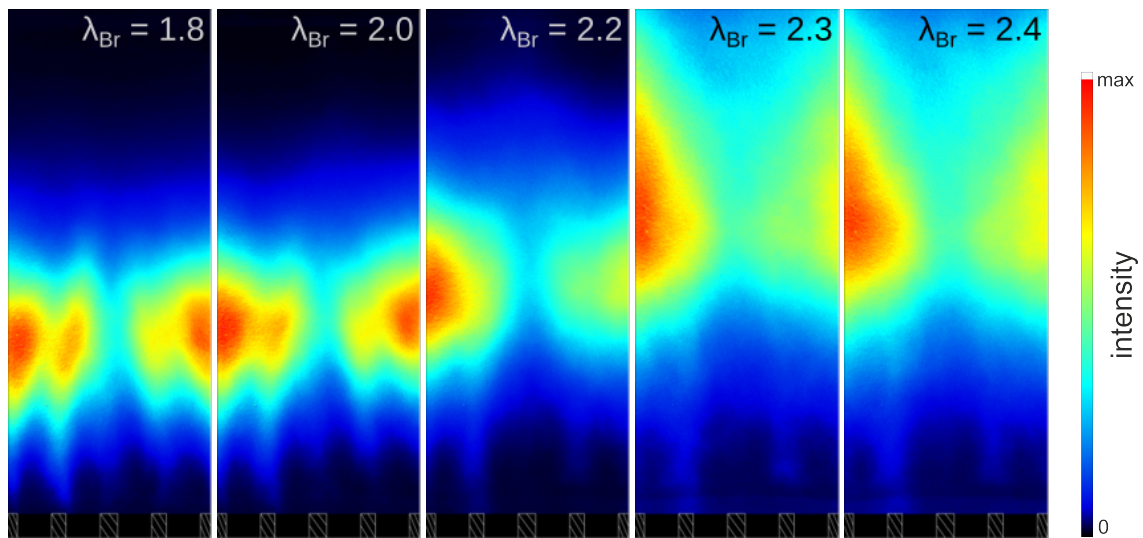
lagen über alle Messungen hinweg im einstelligen Bereich und unterhalb einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 3,5$ kleiner 2 ppm. Daher ist die Aussagekraft bezüglich des Methananteils an den UHC-Emissionen begrenzt.

Die NO_x -Emissionen in Abb. 5.13 nehmen mit zunehmender Luftzahl ab. Mit VOC-Beladung werden die Stickoxidemissionen über den gesamten untersuchten Bereich teils mehr als 50 % reduziert. Die niedrigsten Stickoxidemissionen lassen sich hierbei mit Methanolbeladung erreichen. Die Gleichgewichtskurven für den Referenzfall und bei Methanolbeladung für die NO_x -Emissionen sind hier nicht dargestellt, da diese aufgrund des chemischen Gleichgewichts um ein vielfaches überschätzt werden. Für eine Luftzahl von $\lambda_{Br} = 1,8$ liegen diese oberhalb 2500 ppm. Das chemische Gleichgewicht entspricht einer Reaktion mit unendliche langer Aufenthaltszeit. Da die Reaktionen zur Bildung von Stickoxiden um ein vielfaches langsamer sind als bei CO, treten diese extremen Werte im realen Betrieb, mit Aufenthaltszeiten in der Brennkammer von wenigen Millisekunden (vgl. Abb. 5.1), nicht auf.

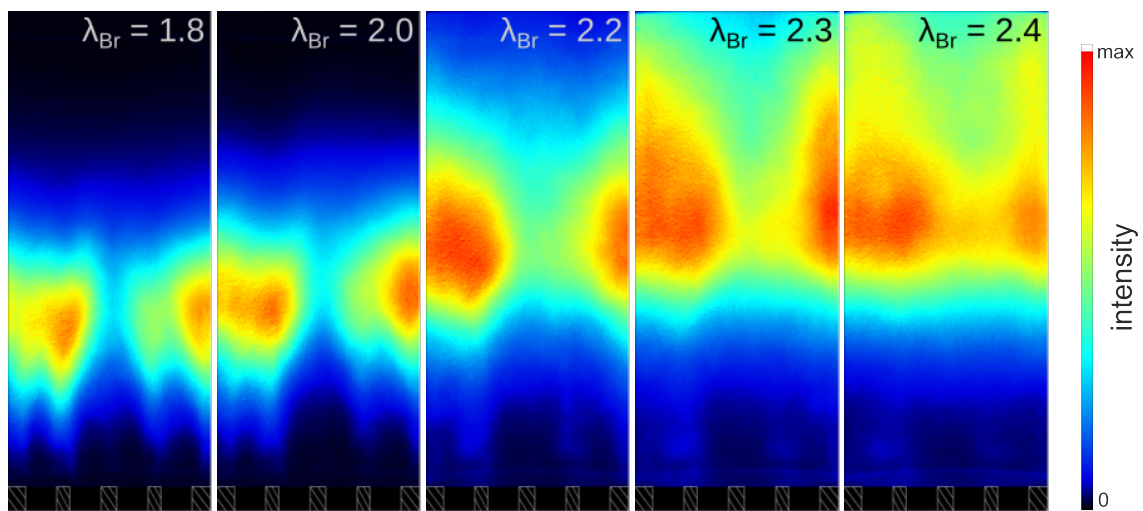
5.4.2 Untersuchung bei niedriger Vorwärmtemperatur

Eine für thermische Abluftreinigungsanlagen typische Vorwärmtemperatur liegt laut Salvador et al. [101] bei etwa $T_V = 400^\circ\text{C}$. Dies entspricht auch der niedrigsten in Kapitel 4.3 untersuchten Vorwärmtemperatur. Der Einfluss der Absenkung der Vorwärmtemperatur der Brennkammer auf 400°C auf den Betrieb mit VOCs wird nun betrachtet.

Die Bilder der OH-CL für den Erdgas (Referenz) und für Methanol bei $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ sind in Abb. 5.14 gezeigt. Bei einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 1,8$ sind vor allem im Referenzfall noch vier separate Flammen zu erkennen. Bereits bei einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,2$ bilden sich für jeweils zwei Düsen gemeinsame Flammenbereiche aus, welche im Falle der Methanolbeladung bereits miteinander verbunden sind. Bei hoher Vorwärmtemperatur tritt dies erst bei einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,8$ (Abb. 5.9) auf. Mit Methanolbeladung bildet sich ab einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,4$ ein einzelner Flammenbereich aus. Sowohl die Flammenlänge als auch die Abhebehöhe der Flammen nehmen mit zunehmender Luftzahl deutlich zu. Während die Abhebehöhe zwischen einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,2$ und $2,3$ für alle VOCs, VOC-Beladungen und den Referenzfall ihr Maximum erreicht, nimmt die Flammenlänge mit zunehmender Luftzahl weiter zu. Bereits bei $\lambda_{Br} = 2,4$ ragt diese Flamme über den durch den optischen Zugang gegebenen Bereich des Prüfstandes hinaus. Die Flammen sind im Vergleich zur hohen Vorwärmtemperatur deutlich länger und auch die Abhebehöhe liegt im untersuchten Bereich bis zu 20 mm oder etwa 30 % höher. Bei der Auslegung eines VOC-Brennkammersystems kann dies zum Beispiel über ein vergrößertes Brennkammervolumen vor Zufuhr der Mischluft berücksichtigt werden.



(a) Referenz / Erdgas



(b) Methanol bei $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$

Abbildung 5.14: OH-CL Bilder für $\lambda_{Br} = 1,8$ bis $2,4$ für Erdgas und für Methanol bei einer Beladung von $C_{VOC} = 0,25 \text{ MJ/Nm}^3$, modifiziert nach [104]

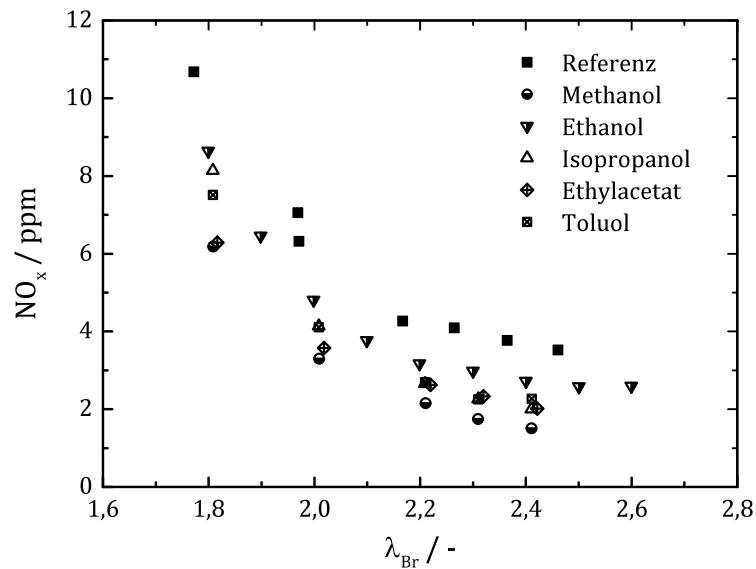


Abbildung 5.15: NO_x -Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 400^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer Beladung von $C_{\text{VOC}} = 0,25 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$, modifiziert nach [104]

Abbildung 5.15 zeigt die NO_x -Emissionen verschiedener VOCs bei maximaler VOC-Beladung für eine Variation der Luftzahl. Entsprechend den Ergebnissen bei höherer Vorwärmtemperatur nehmen die Stickoxidemissionen mit zunehmender Luftzahl stark ab und reduzieren sich für den Referenzfall von 10,7 ppm bei $\lambda_{Br} = 1,8$ auf 3,5 ppm bei $\lambda_{Br} > 2,45$. Diese lassen sich durch eine VOC-Beladung der Luft um 50 % respektive 75 % bei $\lambda_{Br} = 1,8$ und 2,45 reduzieren.

Die CO-Emissionen für unterschiedliche VOCs sind in Abb. 5.16 dargestellt. Zur Darstellung des Bereichs nahe der Verlöschgrenze wurde eine logarithmische Darstellung der Emissionen gewählt. Von $\lambda_{Br} = 1,8$ bis zu einem Minimum bei $\lambda_{Br} \approx 2,2$ nehmen die CO-Emissionen von etwa 50 ppm bis 20 ppm ab. Ab einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,3$ steigen die CO-Emissionen steil an. Im Fall von Ethanol ist erst bei einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,4$ ein Anstieg zu verzeichnen. Selbiges ist für die UHC-Emissionen zu verzeichnen, die hier nicht zusätzlich gezeigt werden. Unterhalb von einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,2$ liegen diese nahe 1 ppm und steigen darüber hinaus stark an. Während der Methananteil der UHC-Emissionen ähnlich den Ergebnissen bei hoher Vorwärmtemperatur zwischen 25 % bis 63 % liegt, erreicht dieser bei höheren UHC-Emissionen die ab einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,3$ auftreten Werte bis 100 %. Dies zeigt, dass der unvollständige Ausbrand von Erdgas aufgrund der niedrigen Verbrennungstemperaturen maßgeblich zu diesen Emissionen beiträgt.

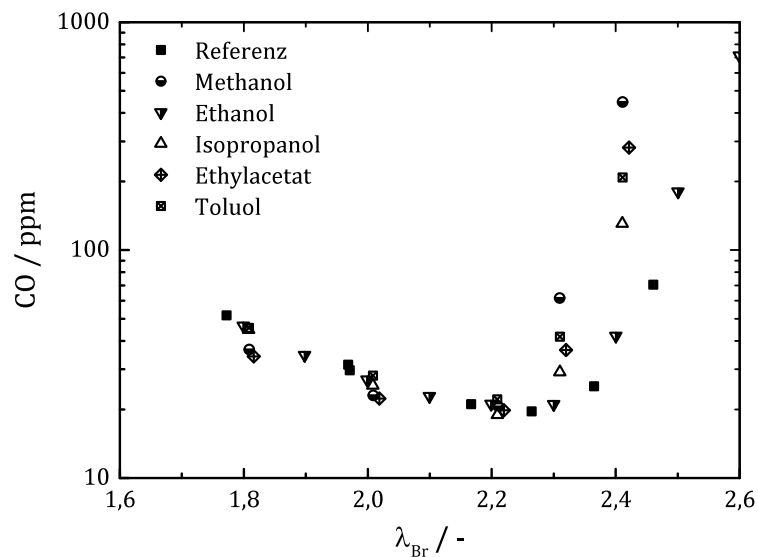


Abbildung 5.16: CO-Emissionen versus Brennerluftzahl bei $T_V = 400^\circ\text{C}$ für den Referenzfall und bei einer Beladung von $C_{VOC} = 0,25 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$, modifiziert nach [104]

5.4.3 Einflussgröße Vorwärmtemperatur

In Kapitel 4.3, Abb. 4.18 wurde bereits der Zusammenhang zwischen Luftzahl, Vorwärmtemperatur und adiabater Flammentemperatur im Brenner der VOC-MGT erläutert. Um den Einfluss der Vorwärmtemperatur und der VOC-Beladung auf den optimalen Brennerbetrieb beurteilen zu können sind in Abb. 5.17 die CO- und NO_x -Emissionen für den Referenzfall und für eine VOC-Beladung von Methanol mit $0,25 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$ beider Vorwärmtemperaturen über der adiabaten Flammentemperatur T_{ad} in Kelvin aufgetragen. Bei Betrachtung der adiabaten Flammentemperatur ist zu beachten, dass die Luftzahl mit zunehmender Flammentemperatur abnimmt. Die CO-Emissionen nehmen für beide Vorwärmtemperaturen bis zu einem Minimum bei $\approx 1671 \text{ K}$ ab. Oberhalb dieser Temperatur liegen diese bei gleicher adiabater Flammentemperatur für $T_V = 400^\circ\text{C}$ oberhalb der Emissionen bei $T_V = 650^\circ\text{C}$. Unterhalb dieser Grenztemperatur steigen die CO-Emissionen stark an. Dieser Anstieg erfolgt mit VOC-Beladung bzw. für niedrigere Vorwärmtemperaturen rascher als im Referenzfall bei $T_V = 650^\circ\text{C}$. Mit abnehmender adiabater Flammentemperatur nehmen die NO_x -Emissionen kontinuierlich ab. Auf die NO_x -Emissionen haben sowohl niedrigere Vorwärmtemperaturen als auch eine teilweise Vormischung durch VOC-Beladung der Luft einen reduzierenden Einfluss.

Abbildung 5.18 zeigt den Zusammenhang zwischen adiabater Flammentemperatur und Luftzahl für den reinen Erdgasbetrieb des Brenners bei beiden Vorwärmtemperaturen. Die in Abb. 5.17a ersichtliche Grenztemperatur von $T_{ad} = 1671 \text{ K}$ entspricht einer Luftzahl von

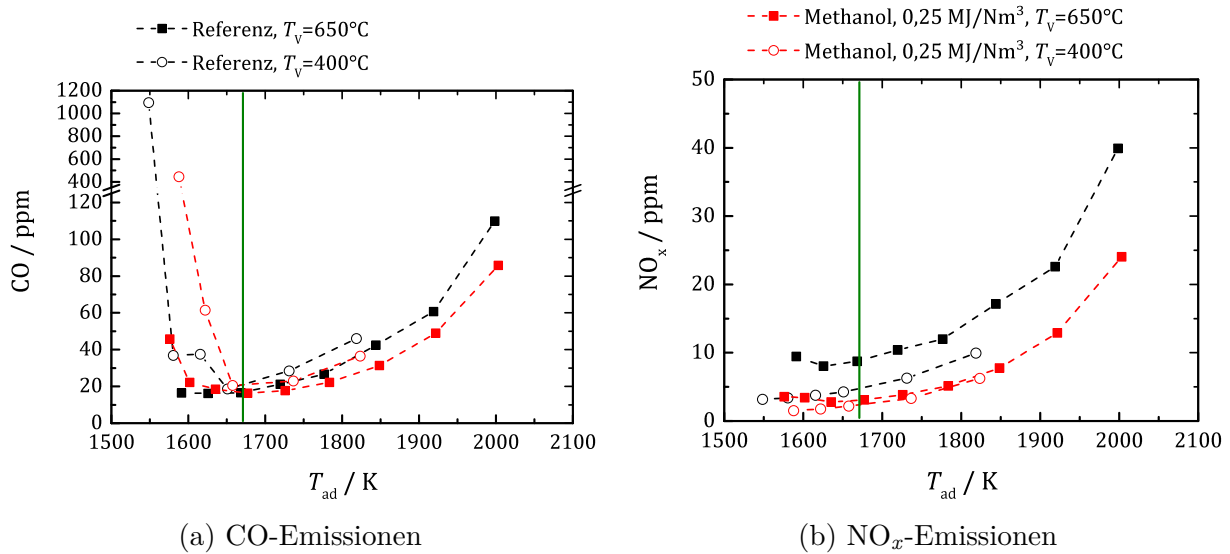


Abbildung 5.17: CO- und NO_x-Emissionen versus adiabater Flammentemperatur für den Referenzfall und für die maximale Methanol-Beladung bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C ; Die vertikale Linie markiert das CO-Minimum bei $T_{ad} = 1671 \text{ K}$

$\lambda_{Br} = 2,8$ und $\lambda_{Br} = 2,14$ für $T_V = 650^\circ\text{C}$ respektive $T_V = 400^\circ\text{C}$. Die Grenztemperatur entspricht den Emissionen nach dem optimalen Betriebspunkt des Brenners.

5.4.4 Einfluss der VOCs auf die Stickoxidbildung

Die Experimente aus den Abschnitten 5.4.1 und 5.4.2 haben gezeigt, dass die Stickoxidbildung durch die Zufuhr von VOCs deutlich reduziert werden kann. Bei gleicher Luftzahl erfolgt auch bei einer Vormischung mit Erdgas aufgrund geänderter lokaler stöchiometrie eine Absenkung der NO_x-Emissionen. Diese ist jedoch nicht so ausgeprägt wie bei der Vormischung mit VOCs. In einer Studie von Lamoureux et al. [71] wurde die prompte NO-Bildung einer CH₄-O₂-N₂-Niederdruckflamme untersucht, der VOCs (Ethylacetat und Methylethylketon) zugeführt wurden. Die Experimente erfolgten bei einer Luftzahl von $\lambda = 1,05$ bis $1,32$ bei einer adiabaten Flammentemperatur von $T_{ad} \approx 1800 \text{ K}$. Hierbei wurde gezeigt, dass die NO-Bildung vorzugsweise über den prompten NO-Mechanismus erfolgt. Dieser hängt maßgeblich von der Bildung des CH-Radikals (siehe Abb. 2.8) und somit der Konzentration des CH₃-Radikals ab. Die Bildung des CH₃-Radikals erfolgt mit gleicher Wahrscheinlichkeit für ein Molekül Methan, Methylethylketon und Ethylacetat. Bezogen auf die gleiche Luftzahl werden somit die Stickoxidemissionen, die sich über den prompten NO-Pfad bilden können, durch die Beigabe von VOCs reduziert. Diese Beobachtungen gelten somit nicht nur für vorgemischte Laborflammen, sondern auch für die hier untersuchte technische Brennkammer. Laut Lamou-

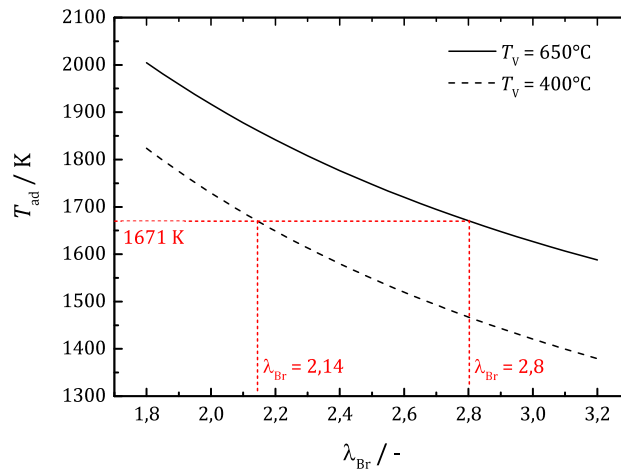


Abbildung 5.18: Adiabate Flammentemperatur versus Brennerluftzahl für den Referenzfall bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C

reux et al. [71] hängt die Stickoxidbildung somit von dem gesamten Brennstoffvolumenstrom ab. Abbildung 5.19 zeigt die Stickoxidemissionen des Brenners für den Referenzfall und der Vormischung mit Erdgas sowie VOCs in unterschiedlichen Konzentrationen, aufgetragen über die Brennstoffkonzentration

$$C_F = \frac{\dot{n}_{\text{NG}} + \dot{n}_{\text{VOC}}}{\dot{n}_{\text{Luft}}}, \quad (5.4)$$

welche dem Verhältnis der Molenströme von Erdgas und VOCs und dem Molenstrom der Luft entspricht. Bei hoher Vorwärmtemperatur nehmen die Stickoxidemissionen mit abnehmendem Brennstoffmolenstrom ebenfalls ab. Während bei der Betrachtung bezüglich der Luftzahl ein deutlicher Unterschied zwischen dem Referenzfall und einer Vormischung ersichtlich ist, verlaufen die Emissionen hier innerhalb eines breiten Bandes. Bei der Vormischung mit Methanol treten auch hier niedrigere NO_x -Emissionen auf als bei der Vormischung mit anderen VOCs. Deutlicher wird der Einfluss der VOC-Vormischung bei der niedrigeren Vorwärmtemperatur in Abb. 5.19b. Insbesondere bei einer Brennstoffkonzentration unterhalb von $C_{Br} = 0,047$ liegen die NO_x -Emissionen mit VOC-Beladung unterhalb des Referenzfalls sowie der Erdgasvormischung. Die Vormischung mit Methanol reduziert über den gesamten Betriebsbereich die Stickoxidemissionen um über 50 %.

Bohon et al. [7] hat die nicht-thermische NO-Bildung von C1 bis C3 Alkanen und Alkoholen für laminare, vorgemischte und brennerstabilisierte Flammen untersucht. Hierbei wurde eine Luftzahl von $\lambda = 0,83$ bis 1,25 bei einer adiabaten Flammentemperatur von $T_{ad} < 1900\text{ K}$ betrachtet, was zu einem geringen Anteil an thermischem NO führt. Neben dem thermischen Bildungspfad wurde der prompte und der NNX-Bildungspfad, sowie der NO-HCN-Reburn-Pfad betrachtet. Es wurde gezeigt, dass die Stickoxidbildung für Alkohole über den prompten

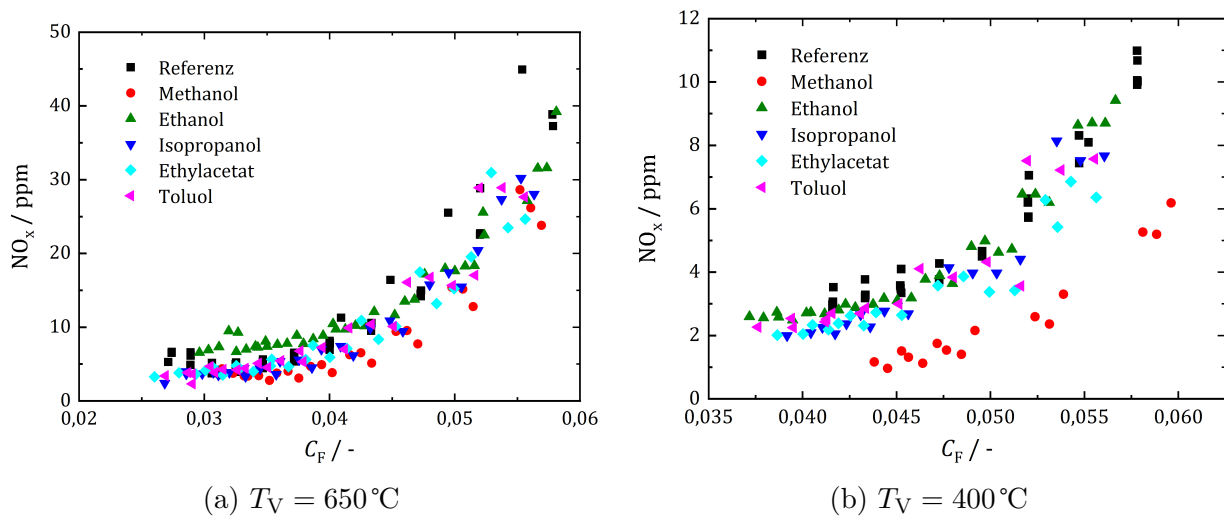
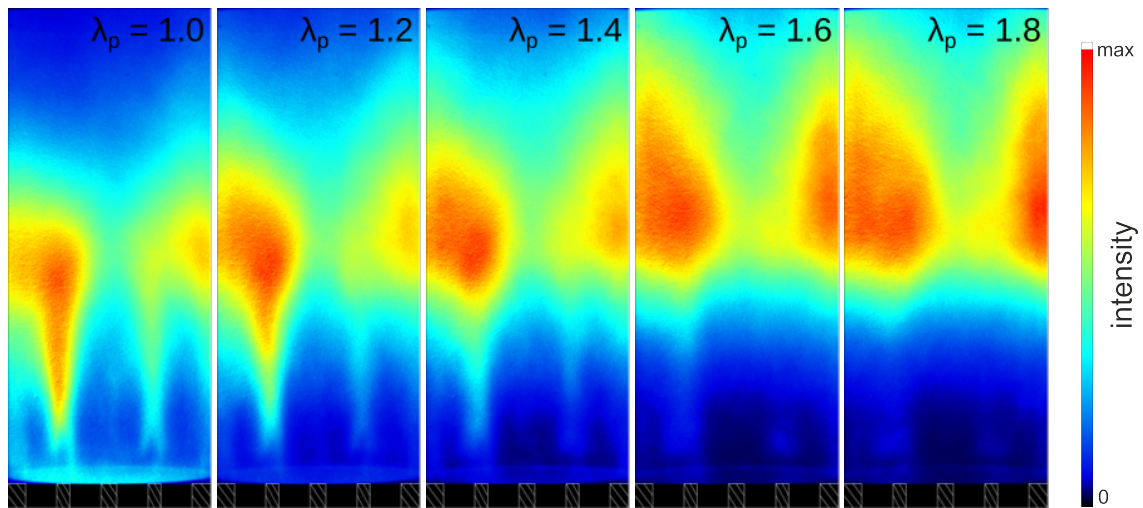


Abbildung 5.19: NO_x -Emissionen versus Brennstoffkonzentration C_{Br} für den Referenzfall und unterschiedliche VOCs und VOC-Beladungen bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ und 400°C

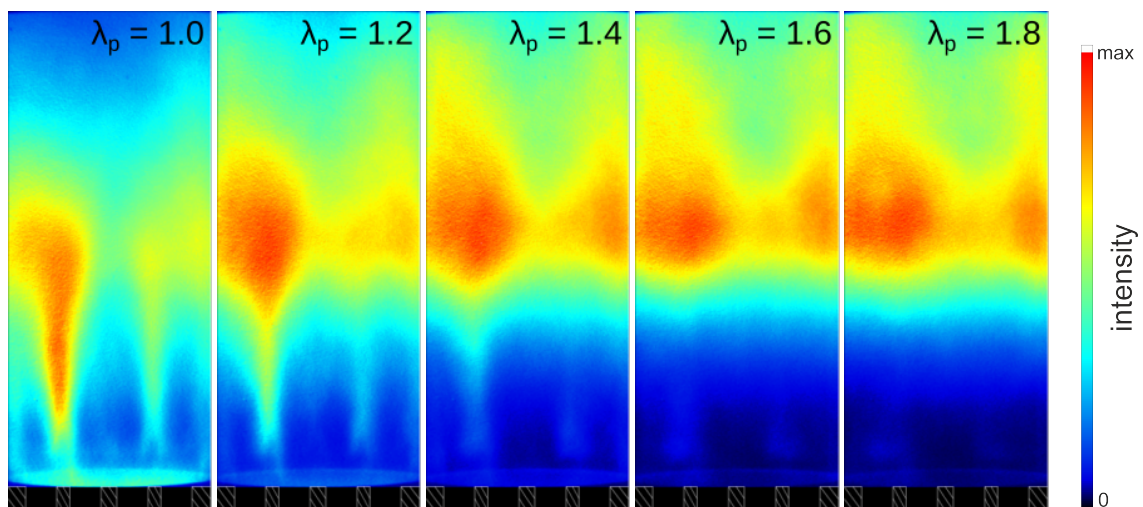
Bildungspfad generell niedriger ist als bei Alkanen, während die Bildungsraten über den NNX-Pfad ähnlich bleiben. Da letzterer über einen längeren Zeitraum, bzw. größeren Bereich der Flamme aktiv ist, nimmt dessen Wichtigkeit insbesondere bei niedrigeren Verbrennungstemperaturen und oxygenierten Kohlenwasserstoffen zu. Für Methanol liegt der Volumenanteil von CH - bzw. CH_3 -Radikalen bei einer Luftzahl von $\lambda = 1,1$ etwa 20 % respektive 30 % niedriger als bei der Methanverbrennung. Der prompte NO -Pfad ist für Methanol daher nahezu nicht existent. Dies wird durch das Reaktionspfad-Diagramm bei der Methanolverbrennung in Sarathy et al. [102] untermauert. Hier erfolgt die vollständige Oxidation von Methanol über Formaldehyd mit der Sequenz $\text{CH}_2\text{O} \longrightarrow \text{HCO} \longrightarrow \text{CO} \longrightarrow \text{CO}_2$.

5.4.5 Erweiterter Betriebsbereich durch Pilotstufe bei niedriger Vorwärmtemperatur

Während bei hoher Vorwärmtemperatur nahezu keine Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen (UHC) gemessen wurden, treten diese bei einer adiabaten Flammentemperatur von T_{ad} kleiner 1671 K verstärkt auf. Um die Effektivität der Pilotierung der Brennkammer bei VOC-Beladung zu untersuchen wurde bei einer Brennerluftzahl von $\lambda_{\text{Br}} = 2,3$ und $2,4$, einer Variation der Luftzahl der Pilotstufe durchgeführt. Hierdurch kann der stabilisierende Effekt der Pilotstufe demonstriert werden. Zu beachten ist, dass bei den Versuchen die Brennerluftzahl konstant gehalten wurde um die adiabate Flammentemperatur nicht zu ver-



(a) Brennerluftzahl von $\lambda_{Br} = 2,3$



(b) Brennerluftzahl von $\lambda_{Br} = 2,4$

Abbildung 5.20: OH-CL Bilder einer Variation der Pilotstufe von $\lambda_p = 1,0$ bis $1,8$ für Methanol bei $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ und einer Brennerluftzahl von $\lambda_{Br} = 2,3$ und $2,4$, modifiziert nach [104]

ändern. Daher erhöht sich die Luftzahl der Hauptstufe sobald die Pilotstufe brennstoffreicher betrieben wird.

Abbildung 5.21 zeigt eine Reihe von OH-CL Bildern einer Variation der Luftzahl der Pilotstufe. Die Brennerluftzahl beträgt hierbei $\lambda_{Br} = 2,4$ bei einer Methanolbeladung von $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$. Die Pilotluftzahl λ_p wurde von 1,0 bis 1,8 in einer Schrittgröße von 0,2 variiert und nimmt hierbei von rechts nach links zu. Mit zunehmendem Brennstoffmassenstrom in der Pilotstufe wird die Flamme in Richtung Brennerstirnseite verschoben. Durch die heißeren Abgase aus der Pilotstufe stabilisiert die Flamme der Hauptstufe früher. Dies ist auch an der zunehmenden OH-CL Intensität zwischen jeweils zwei Hauptstufendüsen zu erkennen. Bei einer Pilotluftzahl von $\lambda_p = 1,0$ ist ein deutliches OH-CL Signal in der Pilotstufe zu erkennen. Durch den mit abnehmender Pilotluftzahl weiter stromauf verschobenen oberen Flammenrand, besonders deutlich für $\lambda_p = 1,0$, verlängert sich der Abstand und somit auf die Reaktionszeit zwischen Flamme und der Abgassonde.

Wie in Abb. 5.21a ersichtlich, führt die Verlängerung der Reaktionszeit nach der Flammenzone zu einer deutlichen Reduktion der CO-Emissionen. Insbesondere bei den Methanolversuchen, welche hier die höchsten CO-Emissionen aufweisen, können diese um einen Faktor von etwa 5 bei $\lambda_{Br} = 2,3$ bzw. einen Faktor von 6,6 bei $\lambda_{Br} = 2,4$ reduziert werden.

Durch die Erhöhung der Brennstoffzufuhr in der Pilotstufe und der Annäherung an ein stöchiometrisches Brennstoff-Luftverhältnis steigen die NO_x -Emissionen nahezu linear an. Da dieser Anstieg auf die geänderte Erdgaszufuhr zurückzuführen ist, können alle NO_x -Bildungspfade daran beteiligt sein. Auch hier ist ein deutlicher Unterschied in den Stickoxidemissionen zwischen Methanol und anderen VOCs zu aufgrund der reduzierten prompten NO-Bildung ersichtlich. Eine Erhöhung der Brennerluftzahl auf $\lambda_{Br} = 2,4$ hat keinen Einfluss auf die NO_x -Emissionen.

5.4.6 Fazit

Die anhand der OH-CL ermittelten Flammenbilder werden mit zunehmender Luftzahl weniger diskret und nehmen ein größeres Volumen im Brennraum ein. Im Gegensatz zu den Versuchen mit Erdgasvormischung zeigen sich hier bei der Vormischung mit VOCs deutliche Unterschiede zu dem Referenzfall ohne Vormischung. Die Veränderung der Flammenform ist bei konstanter Luftzahl mit bei einer Vormischung mit VOCs auffallender und ist hierbei bei Methanol-Vormischung am ausgeprägtesten. Unabhängig von der Vorwärmtemperatur konnte eine Grenztemperatur von etwa 1671 K ermittelt werden, oberhalb dieser eine Vormischung mit VOCs zu geringeren CO-Emissionen führt und bei der die Flammen kompakter erscheinen als im Referenzfall. Unterhalb dieser Temperatur nehmen sowohl die CO- als auch

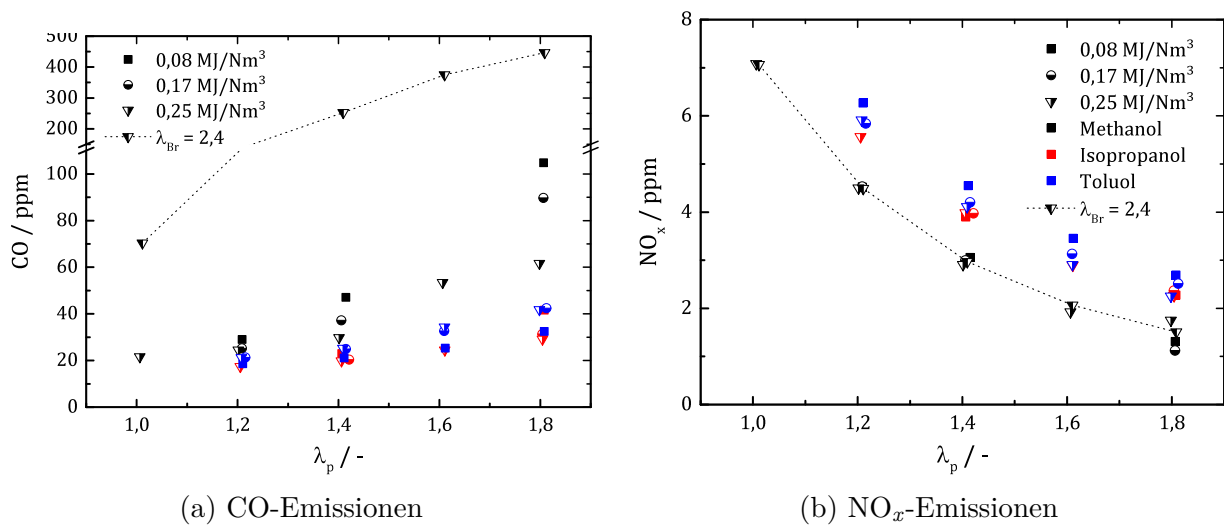


Abbildung 5.21: CO- und NO_x-Emissionen versus Pilotluftzahl λ_p für drei verschiedene VOCs (Methanol ■ Isopropanol ■ Toluol ■) bei einer Brennerluftzahl von $\lambda_{Br} = 2,3$ und für Methanol bei $\lambda_{Br} = 2,4$ und $C_{VOC} = 0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ (gestrichelte Linie), modifiziert nach [104]

die UHC-Emissionen stark zu. Die Grenztemperatur entspricht dem unteren Temperaturlimit für niedrige Emissionen nach Lefebvre und Ballal [75]. Im Gegensatz zum dem in Abb. 2.9 gezeigten Kurvenverlauf liegt hier das Minimum der CO-Emissionen jedoch genau am unteren Limit des gezeigten Temperaturbereichs. Die NO_x-Emissionen konnten durch die VOC-Zufuhr um mehr als 50 % reduziert werden. Hierbei hat sich gezeigt, dass die NO_x-Emissionen maßgeblich vom Brennstoffvolumenstrom abhängig sind und eine Substitution von Methan mit längererkettigen Kohlenwasserstoffen daher vorteilhaft ist. Aufgrund des nahezu nicht existenten prompten NO-Pfades bei Methanol werden hier die niedrigsten Stickoxidemissionen erreicht.

Wird die Vorwärmtemperatur abgesenkt muss dies beim Design der Brennkammer für die VOC-MGT berücksichtigt werden. Hierdurch nimmt die Flammenlänge zu und daher sollte eine Mischlufterdüsung weiter stromab erfolgen, um ein mögliches Quenchen der Flamme zu vermeiden. Zusätzlich kann auch ein fetterer Betrieb der Pilotstufe sinnvoll sein, um sowohl die Flammenlänge als auch die CO-Emissionen zu reduzieren. Dies führt jedoch durch die lokal höheren Temperaturen zu höheren Stickoxidemissionen.

5.5 VOC-Betrieb mit MGT-Randbedingungen

Während in Kapitel 5.4 die Auswirkungen einer teilweisen Vormischung mit VOCs auf die Emissionen der jet-stabilisierten Brennkammer in Abhängigkeit der Vorwärmtemperatur, der VOC-Beladung und der Luftzahl untersucht wurden, liegt nun der Fokus auf dem tatsächlichen Betrieb und der Integration in die VOC-MGT. Die durch den Betrieb in der MGT aufgeprägten Randbedingungen werden nun im atmosphärischen Brennerbetrieb berücksichtigt. Die Auslegung und die Betriebsweise der Brennkammer bzw. der Mikrogasturbine hängt hierbei von der VOC-Beladung der Zuluft ab. Diese beeinflusst direkt den zur Stabilisierung der Verbrennung zur Verfügung stehende Erdgasmassenstrom. Indirekt wird hierdurch das optimale Design der Brennkammer sowie deren Luftsplit beeinflusst. Die folgenden Untersuchungen zielen darauf ab den optimalen Luftsplit in Abhängigkeit von VOC-Beladung und Vorwärmtemperatur zu bestimmen und die Möglichkeiten einer Luftsplitregelung zu eruieren. Zudem wird eine Variation der Brennergeometrie durchgeführt um weiteres Optimierungspotential aufzuzeigen. Ein Vergleich mit CFD-Simulationen wird genutzt um die Vorhersagbarkeit der experimentellen Ergebnisse zu beurteilen. Es ist zu berücksichtigen, dass eine Reduktion der Vorwärmtemperatur am Brennkammereintritt der Mikrogasturbine entsprechend Kap. 4.3.2 zu einer Erhöhung des Brennstoffmassenstroms und somit zu einer Reduktion der Luftzahl im Brenner führt.

5.5.1 Luftsplitvariation

Während die Luft- und Brennstoffzufuhr in der Brennkammer durch die Regelung der Mikrogasturbine vorgegeben ist, bleibt als wesentlicher Designparameter der Brennkammer die Luftsplitaufteilung nach Gl. (3.3) zwischen Brennerluft und Mischluft. Um die Brennkammer optimal betreiben zu können, wird daher eine Variation der Luftzahl über den Luftmassenstrom durchgeführt. Hierbei wird auch der Anteil der Lösemittel, die erst nach der primären Verbrennungszone über die Mischluft eingebracht werden berücksichtigt. Dadurch wird der Brennkammer mit zunehmender VOC-Beladung bei konstantem Luftsplit eine geringere thermische Leistung zugeführt und somit die Verbrennungstemperatur bzw. adiabate Flammentemperatur reduziert.

Eine Variation des Luftplits bei einer Ethanolbeladung von $0,25 \text{ MJ/Nm}^3$ und einer Vorwärmtemperatur von 650°C ist in Abb. 5.22 dargestellt. Für die einzelnen Flammenbilder sind neben der Brennerluftzahl auch die Luftplits angegeben. Entsprechend den Ergebnissen bei konstantem Luftmassenstrom und Variation der Erdgaszufuhr in Abb. 5.9b sind bis zu einer Luftzahl von 2,4 bzw. einem Luftsplit von 0,26 noch vier diskrete Flammenbereiche zu erkennen. Diese wachsen mit zunehmendem Luftsplit zu zwei ($S_{L,BK} = 0,32$) und schließ-

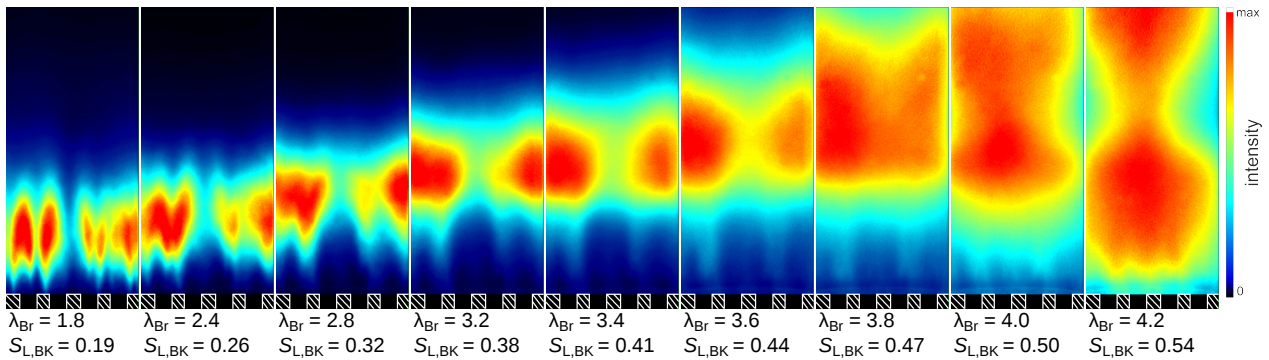


Abbildung 5.22: OH-CL Bilder bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ und einer Ethanolbeladung von $0,25 \text{ MJ}/\text{Nm}^3$ für unterschiedliche Luftsplits $S_{L,BK}$, modifiziert nach [106]

lich einer einzigen ($S_{L,BK} = 0,47$) Flammenzone zusammen. Die einer Sanduhr ähnlichen Flammenform bei einem Luftsplit von $0,54$ ist auf den hier dominierenden Einfluss der Pilotstufe zurückzuführen, die in allen Betriebspunkten mit einer lokalen Luftzahl von $\lambda_p = 1,8$ betrieben wird. Ein Betrieb der Brennkammer bei höheren Luftsplits bzw. Luftzahlen macht eine Modifikation der Mischluftzufuhr unbedingt erforderlich, um einen negativen Einfluss auf die Flamme zu vermeiden. Die einfachste Variante ist hierbei, entsprechend Kap. 5.4.6, die Mischlufteindüsung weiter stromab zu positionieren.

Die CO - und NO_x -Emissionen bei hoher Vorwärmtemperatur sind in Abb. 5.21 für den Referenzfall sowie Ethanol und Ethylacetat gezeigt. Die Auftragung der Messdaten über den Luftsplit der Brennkammer ermöglicht es, die relevanten Betriebsbereiche besser zu identifizieren. Zur Orientierung sind für die Luftzahlen $\lambda_{Br} = 2,0$ und $2,8$ Niveaulinien über für die Messungen mit Ethanol eingetragen. Hieraus wird ersichtlich, dass mit zunehmender VOC-Beladung und mit abnehmender thermischer Leistung die Brennerluftzahl hin zu niedrigeren Luftsplits verschoben wird. Das Minimum bezüglich der CO -Emissionen liegt für jede Messreihe bei einer Luftzahl von $\lambda_{Br} \approx 2,8$. Im Referenzfall liegt dieses bei $28,6 \text{ ppm}$ während bei maximaler VOC-Beladung Emissionen im einstelligen Bereich von 7 ppm erreicht werden. Da die adiabate Flammentemperatur in beiden Fällen etwa gleich ist, resultiert dieser Unterschied vor allem aus der unterschiedlichen Aufenthaltszeit bis zur Probenentnahmeposition. Im Referenzfall liegt der Brennerluftmassenstrom und somit auch die mittlere Aufenthaltszeit um einen Faktor von etwa $2,4$ höher als bei maximaler VOC-Beladung. Dies ermöglicht einen besseren CO -Abbau bei niedrigerer Brennerleistung. Zwischen den beiden VOCs sind geringfügige Unterschiede erkennbar. Mit Ethylacetat liegen die CO -Emissionen über weite Bereiche oberhalb der Emissionen mit Ethanol. Nahe der Verlöschgrenze steigen diese mit Ethanol jedoch deutlich stärker an. Die Stickoxidemissionen für die hohe Vorwärmtemperatur sind in Abb. 5.23b über den Luftsplit aufgetragen. Die Niveaulinien für $\lambda_{Br} = 2,0$ und $2,8$

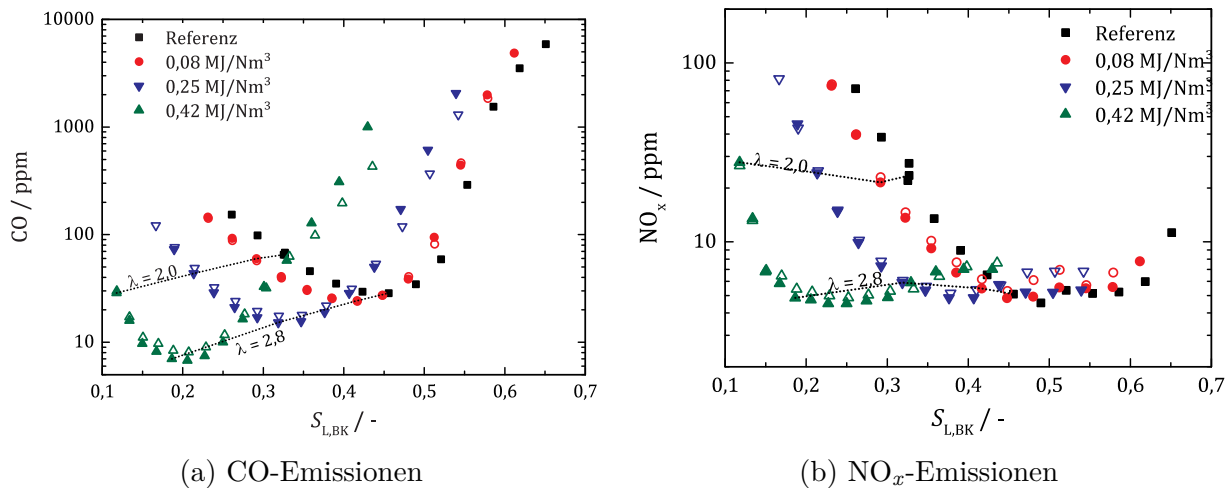


Abbildung 5.23: CO- und NO_x-Emissionen versus Luftsplit $S_{L,BK}$ bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ für verschiedene VOC-Beladungen und Ethanol und Ethylacetat als VOC (Ethanol – volle Symbole; Ethylacetat – hohle Symbole), modifiziert nach [106]

verlaufen hier nahezu horizontal. Die Substitution von Erdgas mit VOCs reduziert die Stickoxidemissionen, wie in Kapitel 5.4 gezeigt. Bei konstanter Luftzahl bzw. adiabater Flammentemperatur sind die Aufenthaltszeiten in der primären Verbrennungszone mit VOC-Beladung höher als im Referenzfall. Hierdurch wird insbesondere bei hohen Flammentemperaturen eine weitere Stickoxidbildung über den thermischen NO-Pfad begünstigt. Ab einem Luftsplit von $S_{Luft} \approx 0,38$ liegen die Stickoxidemissionen in allen Fällen im einstelligen Bereich. Bei niedrigeren Luftsplits ist der Betrieb mit Lösemitteln bezüglich der NO_x-Emissionen vorteilhaft. Für die Stickoxidemissionen bei niedriger Vorwärmtemperatur in Abb. 5.24 ergibt sich ein ähnliches Bild wie bei hoher Vorwärmtemperatur. Während die CO-Emissionen bei konstanter Luftzahl mit zunehmender VOC-Beladung abnehmen, bleiben die Stickoxidemissionen nahezu konstant. Das Minimum in den CO-Emissionen liegt entsprechend der vorherigen Ergebnisse zwischen einer Luftzahl von 2,1 und 2,2. Die optimalen Betriebspunkte sind im Vergleich zu $T_V = 650^\circ\text{C}$ hin zu höheren Luftsplits verschoben. Dies beruht auf der höheren thermischen Leistung im Brenner. Der in mehreren Messreihen ersichtliche starke Anstieg der NO_x-Emissionen in den letzten ein bzw. zwei Messpunkten einer Messreihe beruht nicht auf einem Anstieg der gemessenen Emissionen, sondern auf einem Anstieg des Restsauerstoffgehalts aufgrund eines unvollständigen Ausbrands. Durch den Korrekturfaktor f_{O_2} für Sauerstoff (Gl. (3.11b)), der in die Korrektur der Emissionen entsprechend Gl. (3.11a) einfließt, werden die tatsächlich gemessenen Werte nach oben korrigiert.

Die Betriebspunkte der entsprechend Kap. 3.6 durchgeführten CFD-Simulationen mit Ethanol als VOC sind in Tab. 5.2 gezeigt. Diese wurden für einen Luftsplit von 0,33 und 0,4 für

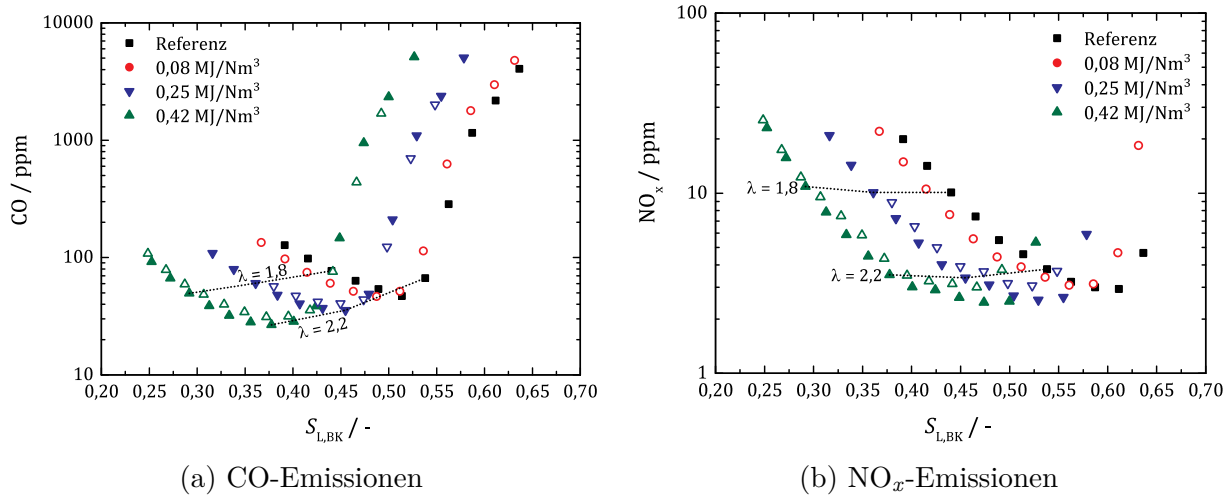


Abbildung 5.24: CO- und NO_x-Emissionen versus Luftsplit $S_{L,BK}$ bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 400\text{ °C}$ für verschiedene VOC-Beladungen und Ethanol und Ethylacetat als VOC (Ethanol – volle Symbole; Ethylacetat – hohle Symbole), modifiziert nach [106]

beide Vorwärmtemperaturen eine Simulation des Referenzfalls, und bei einer VOC-Beladung von $0,25\text{ MJ/Nm}^3$ und $0,42\text{ MJ/Nm}^3$ durchgeführt. Aus den Betriebspunkten ergibt sich die ebenfalls angegebene Brennerluftzahl λ_{Br} und die zugehörige adiabate Flammentemperatur des Brenners $T_{ad,Br}$. Ein Vergleich mit den experimentellen Ergebnissen anhand der CO-Emissionen aus Abn. 5.23a und 5.24a erfolgt in Abb. 5.25. Für beide Vorwärmtemperaturen werden die Emissionen in der Simulation meist deutlich überschätzt. Allerdings werden die Verläufe der unterschiedlichen Messreihen sehr gut getroffen. Sowohl die Trends als auch die unterschiedlichen Steigungen werden sehr gut wiedergegeben. Bezüglich der CO-Emissionen kann anhand der Simulationen somit unter qualitativen Gesichtspunkten eine Brennerauslegung erfolgen.

Entsprechend den OH-CL Bildern aus dem Experiment wurde die Konzentration von OH* für die Darstellung der Simulationsergebnisse räumlich integriert. Der Vergleich der experimentell ermittelten und der aus der Simulation berechneten OH-CL Bilder ist in Abb. 5.26 gezeigt. Alle Bilder sind zwischen Null und dem jeweiligen Maximum skaliert. Um die Unterschiede zwischen den simulierten und experimentell bestimmten OH-CL Bildern hervorzuheben wurde ein anderes Farbschema gewählt. Bei einem Luftsplit von $S_{L,BK} = 0,33$ ist die Flammenausbreitung für den Referenzfall in der Simulation größer als im Experiment. Mit VOC-Beladung wird die unterschiedliche Flammenausbreitung und auch die Intensitätsverteilung bei einer Änderung des Luftsplits hingegen sehr gut wiedergegeben. Die Stabilisierung der Verbrennung erfolgt zwischen jeweils zwei Hauptstufendüsen. Somit können die Beobachtungen aus dem Experiment diesbezüglich bestätigt werden. Ein deutliches Merkmal der

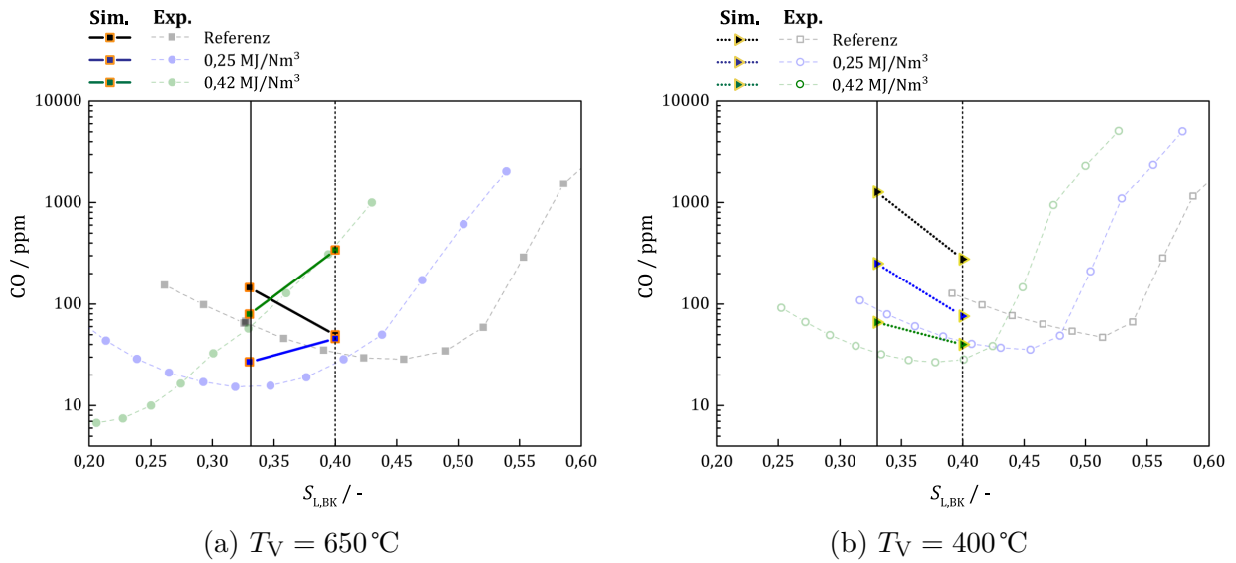


Abbildung 5.25: Simulierte und gemessene CO-Emissionen versus Luftsplit $S_{L,BK}$ für verschiedene VOC-Beladungen von Ethanol bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ und $T_V = 400^\circ\text{C}$

Tabelle 5.2: Randbedingungen der CFD-Simulationen mit Ethanol als VOC

T_V $^\circ\text{C}$	$S_{L,BK}$ -	C_{VOC} MJ/Nm ³	λ_{Br} -	$T_{ad,Br}$ K
650	0,33	0	2,0	1957
		0,25	2,9	1691
		0,42	4,0	1507
	0,4	0	2,5	1792
		0,25	3,4	1596
		0,42	4,5	1453
400	0,33	0	1,3	2181
		0,25	1,6	1992
		0,42	1,9	1830
	0,4	0	1,6	1997
		0,25	1,9	1825
		0,42	2,2	1709

Ergebnisse aus der Simulation ist, dass die Abhebehöhe nicht korrekt wiedergegeben werden kann. Unabhängig vom Betriebspunkt sitzt die Flamme und auch der Bereich mit der maximalen Wärmefreisetzungsrate am Düsenaustritt. Grund hierfür ist mitunter die vereinfachte Annahme einer adiabaten Betrachtung der Brennkammerwände. Hieraus resultieren sehr hohe Temperaturen von mehr als 2000 K an der Brennerstirnfläche und welche eine Zündung und Stabilisierung der Flamme begünstigen. Durch die adiabate Betrachtung der Geometrie kann kein Wärmetransport durch Brenner und Flammrohr erfolgen. Die großen Temperaturgradienten zwischen der zugeführten Luft und der adiabaten Flammentemperatur im Brennraum und die hohen Strömungsgeschwindigkeiten in den Hauptstufendüsen, die in der Realität für einen erhöhten Wärmeübergang und somit zu einer Kühlung des Brenners und auch der Brennerstirnfläche führen, sind hier vernachlässigt.

VOC-Umsatz

Die VOC-Abbaurrate DRE nach Gl. (1.1) beschreibt den Abbau der Lösemittel in einer Abluftreinigungsanlage und wird bei auf dem Markt verfügbaren Produkten als Effizienzkennziffer angegeben. In der VOC-MGT ist die VOC-Abbaurrate vor allem für die Auslegung des Reaktors und somit des Abbaus der über die Mischluft zugeführten VOCs relevant. Bei der Auslegung des Luftsplits ist zusätzlich zu bedenken, dass eine Erhöhung des Luftsplits nur technisch sinnvoll ist, wenn hierdurch die umgesetzte thermische Leistung erhöht wird. Der VOC-Umsatz

$$\Delta\dot{Q}_{\text{VOC}} = \dot{Q}_{\text{VOC,L}} - \dot{Q}_{\text{VOC,Abgas}} - \dot{Q}_{\text{CO,Abgas}} \quad (5.5)$$

beschreibt die tatsächlich in der primären Verbrennungszone umgesetzte thermische Leistung aus den zugeführten Lösemitteln. Hierbei wird die durch Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid gebundene Energie im Abgas berücksichtigt. Der VOC-Umsatz ist in Abb. 5.27 für verschiedene VOC-Beladungen, beide Vorwärmtemperaturen, und sowohl Ethanol als auch Ethylacetat als VOC über den Luftsplitt aufgetragen. Die schwarzen Linien entsprechen dem theoretischen Verlauf bei vollständigem thermischem Umsatz der zugeführten Lösemittel, welcher einer VOC-Abbaurrate von 100% entspricht. Entscheidend für eine Splitauslegung zur Maximierung des VOC-Umsatzes ist nicht, wie groß die prozentuelle Abweichung zum vollständigen Umsatz ist, sondern, dass der absolute Umsatz mit steigendem Luftsplitt zunimmt. Dies kann beispielhaft bei einer VOC-Beladung von $0,42 \text{ MJ/Nm}^3$ und einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 400^\circ\text{C}$ (grün, leere Symbole) betrachtet werden. Bei einem Luftsplitt von etwa 0,47 ist eine erste Abweichung vom vollständigen thermischen Umsatz erkennbar. Mit Ethylacetat als VOC kann der thermische Umsatz im Vergleich zum vorherigen Messpunkt gesteigert werden. Hingegen nimmt der thermische Umsatz für Ethanol bereits ab. Bei der

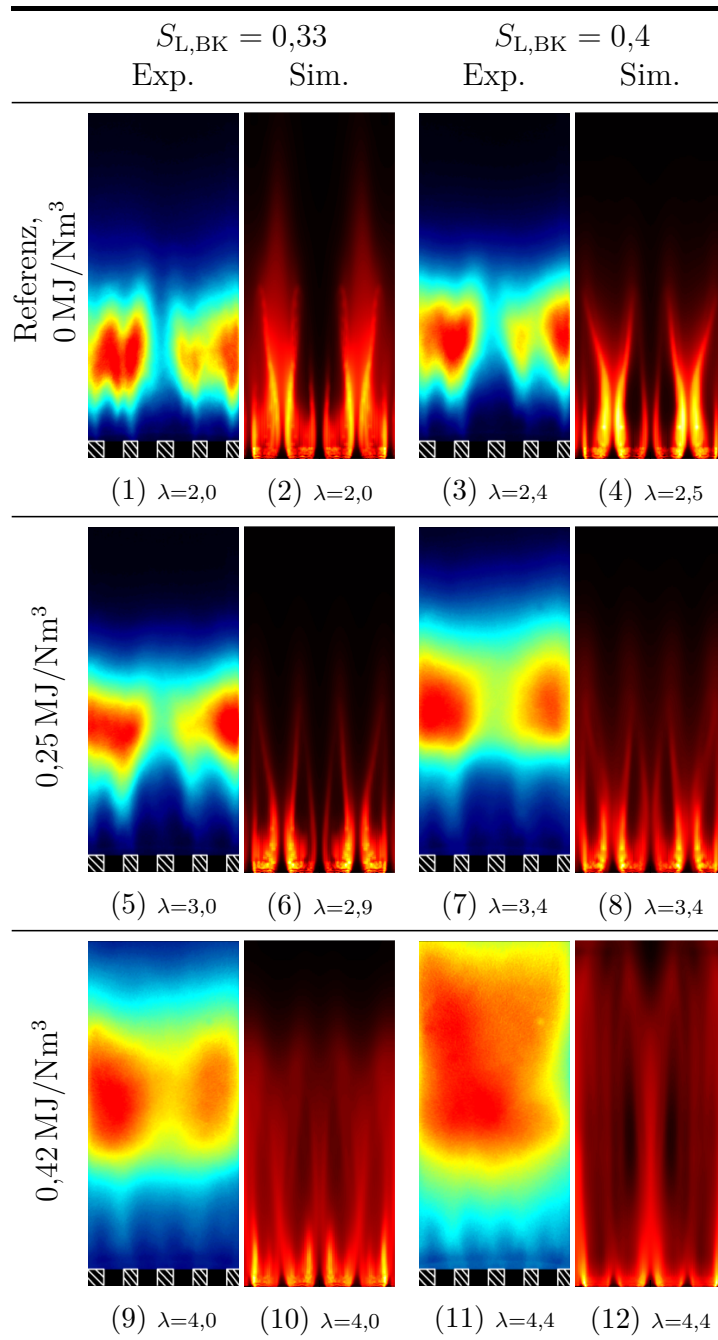


Abbildung 5.26: Experimentelle und simulierte OH-CL Bilder bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für einen Luftsplit von $S_{L,BK} = 0,33$ und $0,4$ bei unterschiedlicher VOC-Beladung, modifiziert nach [106]

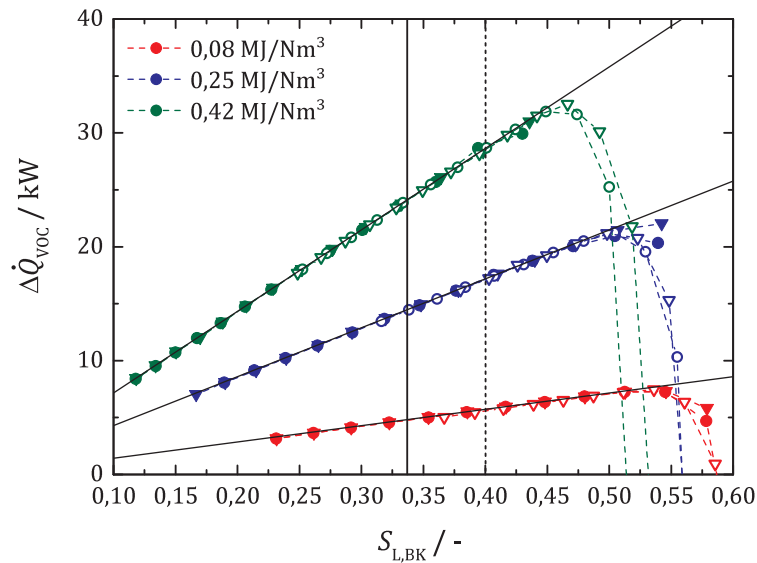


Abbildung 5.27: VOC-Umsatz nach Gl. (5.5) versus Luftsplitt $S_{\text{L,BK}}$ für verschiedene VOC-Beladungen von Ethanol (Kreis) und Ethylacetat (Dreieck) bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ (volle Symbole) und $T_V = 400^\circ\text{C}$ (leere Symbole), modifiziert nach [106]

Reduktion von 650°C auf 400°C erhöht sich der Luftsplitt mit dem maximalen VOC-Umsatz um 5 % von 0,433 auf 0,455. Dies kann als zusätzliche Sicherheitsmarge gegen Flammenverlöschungen betrachtet werden und erhöht somit die Flammenstabilität. Mit einer Reduktion der Pilotluftzahl kann, wie in Kapitel 5.4.5 gezeigt, ebenfalls eine höhere Umsatzrate erreicht werden.

5.5.2 Brennervariante erhöhter Luftsplitt

Eine Erhöhung des Luftsplits, die für eine Maximierung des VOC-Umsatzes in der Brennkammer nötig ist, führt bei gleichbleibender Brennergeometrie zu einem exponentiellen Anstieg des Druckverlusts. Eine Aufweitung der Düsenquerschnitte des Brenners führt wiederum zu einer Reduktion des Druckverlusts. Zur Untersuchung dieses Einflusses wurde eine neue Brennervariante gefertigt mit einem um zehn Prozent vergrößerten Durchmesser in den Düsen der Hauptstufe, welche die Bezeichnung $d10p$ hat. Hierbei wurde sowohl der Durchmesser d der Mischstrecke aus Abb. 3.4 als auch der Einlassdurchmesser in die Hauptstufendüse entsprechend vergrößert. Die geometrischen Abmaße in der Pilotstufe wurden beibehalten, was zu einem geänderten Brennerluftsplitt zwischen Pilot- und Hauptstufe führt. Da die experimentell bestimmten Kalibrierkurven zur Berechnung des Pilotluftmassenstroms nur von der Pilotgeometrie abhängen, können diese für die modifiziert Brennervariante uneingeschränkt genutzt werden. In den Versuchen wird die Pilotstufe weiterhin mit einer Luftzahl von $\lambda_p = 1,8$ betrieben. Zum Vergleich der beiden Systeme wurde der Referenzfall mit Erdgas als Brennstoff ohne

Vormischung bei einer Vorwärmtemperatur von $T_V = 650^\circ\text{C}$ herangezogen. Abbildung 5.28a zeigt sowohl die Emissionen auf der linken Achse als auch den relativen Druckverlust auf der rechten Achse, aufgetragen über den Brennkammerluftsplit. Die Ergebnisse des *F400n.1*-Brenners sind hierbei in schwarz und die der *d10p*-Variante in rot dargestellt. Während die Trends in beiden Fällen identisch sind, liegen die CO-Emissionen für die *d10p*-Variante im jeweiligen Minimum etwa 10 % niedriger. Bei der Auslegungsluftzahl von $\lambda_{Br} = 2,0$ beträgt der Unterschied in den CO- und NO_x -Emissionen 23 % respektive 16 %. Sowohl der optimale Betriebspunkt als auch der starke Anstieg der CO-Emissionen liegt bei der modifizierten Brennergeometrie bei einer niedrigeren Luftzahl.

Der relative Druckverlust des Brenners kann durch die Geometrieänderung bei einer Luftzahl von $\lambda_{Br} = 2,0$ bzw. einem Luftsplit von $S_{L,BK} = 32,5\%$ um 0,8 Prozentpunkte reduziert werden. Durch die unterschiedlichen Steigungen der Druckverlustkurven liegt das Reduktionspotential über den betrachteten Bereich hinweg bei etwa 30 %. Die grüne horizontale Linie markiert einen Brennerdruckverlust von 3 %. Dies entspricht einem Luftsplit von 0,33 respektive 0,4 für den *F400n.1*-Brenner und die *d10p*-Variante. Für weitere Betrachtungen bezüglich einer Luftsplitregelung werden diese Luftsplits beispielhaft herangezogen. Abbildung 5.28b zeigt einen Vergleich des Druckverlusts aus der CFD-Simulation mit dem Experiment. Hierfür wurden für die *d10p*-Variante zusätzliche Simulationen bei einem Luftsplit von $S_{L,BK} = 0,4$ entsprechend Tab. 5.2 durchgeführt. Im Gegensatz zu den CO-Emissionen stimmen die Druckverluste aus den Simulationen auch quantitativ sehr gut mit den im Experiment ermittelten Werten überein. Durch eine Reduktion der Vorwärmtemperatur auf $T_V = 400^\circ\text{C}$ wird einer vergleichbare Druckverlustreduktion wie durch die Brennervariante erreicht. Die hier ermittelten Druckverluste können für weiterführende MGT-Simulationen berücksichtigt werden. Ein niedrigerer Druckverlust in der Brennkammer erhöht den elektrischen Wirkungsgrad der Anlage und führt auch zu einer höheren elektrischen Leistung.

5.5.3 Betriebsweise VOC-MGT

Der VOC-Umsatz ermöglicht eine gute Beurteilung welcher Luftsplit unter dem Gesichtspunkt des maximalen thermischen Umsatzes als geeignet erscheint. Für die Auswahl des optimalen Luftsplits sind jedoch ebenfalls die Stickoxidemissionen und die Stabilität der Flamme bzw. die Flammenlage sowie der zugehörige Druckverlust zu berücksichtigen. Abbildung 5.29 zeigt die CO-, UHC- und NO_x -Emissionen für die beiden Referenzfälle bei hoher und niedriger Vorwärmtemperatur und für unterschiedliche VOCs und VOC-Beladungen. Diese sind für beiden Vorwärmtemperaturen über den Luftsplit aufgetragen. Die vertikalen

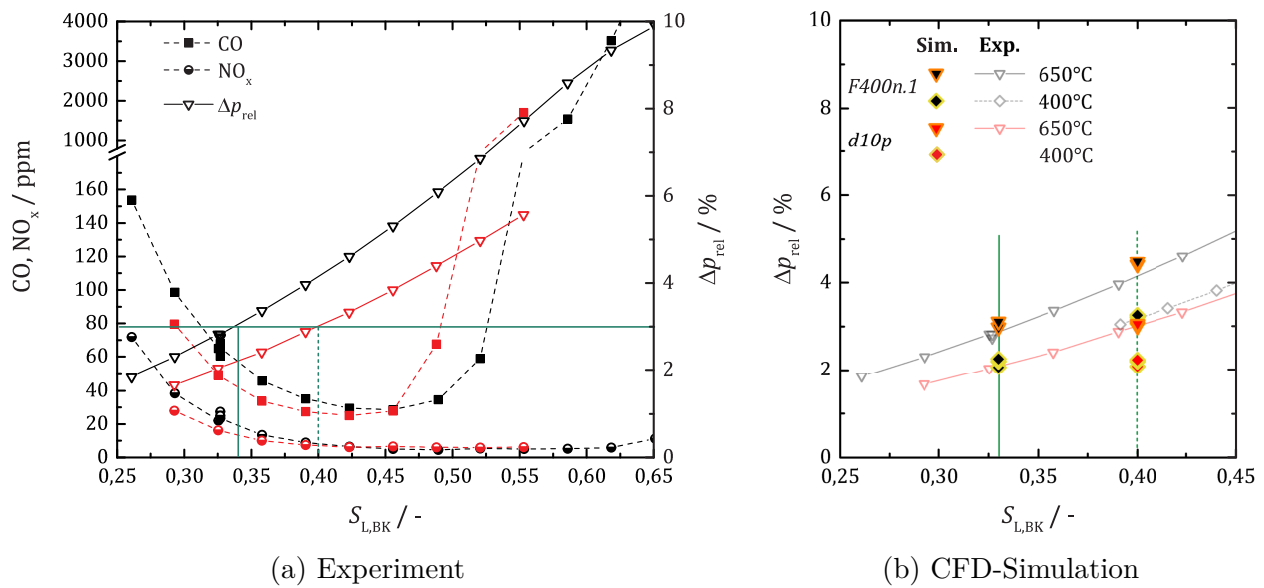


Abbildung 5.28: CO- und NO_x-Emissionen (links) und relativer Druckverlust (rechts) versus Luftsplit im Referenzfall bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ für den *F400n.1*-Brenner (■) und die *d10p*-Variante (■) (a) und Vergleich des Druckverlustes mit der CFD-Simulation (b), modifiziert nach [106]

Linien markieren den Luftsplit von 0,33 und 0,4. Aus den Abbildungen 5.29a und 5.29b wird ersichtlich, dass der Anstieg der CO- und UHC-Emissionen nahe der mageren Verlöschgrenze sowohl mit zunehmendem Luftsplit als auch mit abnehmender Vorwärmtemperatur rascher erfolgt. Bei niedriger Vorwärmtemperatur sind keine Unterschiede zwischen den beiden VOCs zu erkennen. Dies lässt darauf schließen, dass hier die Emissionen durch die Verbrennung von Erdgas dominiert wird.

Bei hoher Vorwärmtemperatur erfolgt der Anstieg der Emissionen mit zunehmendem Luftsplit bei Ethylacetat weniger steil. Zudem erfolgt der Anstieg der UHC-Emissionen für Ethylacetat erst bei höheren Luftspalten, was zu einer Parallelverschiebung der Emissionskurven führt. Dieser Effekt nimmt mit abnehmender VOC-Beladung ebenfalls ab, was dazu führt, dass der Verlauf der UHC-Emissionen für den Referenzfall bei beiden Vorwärmtemperaturen identisch ist. Für die VOC-Beladungen von $0,25\text{ MJ/Nm}^3$ und $0,42\text{ MJ/Nm}^3$ kreuzen die Emissionskurven bei hoher Vorwärmtemperatur die der niedrigeren mit zunehmendem Luftsplit. Dies lässt darauf schließen, dass die geringere Selbstzündtemperatur der VOCs im Vergleich zum Erdgas eine stabilisierende Wirkung auf die Verbrennung haben und dass eine Notwendigkeit zur Absenkung der Vorwärmtemperatur stark von den vorliegenden Lösemitteln abhängt. Abbildung 5.29c zeigt, dass einstellige Stickoxidemissionen oberhalb eines Luftspalten von 0,38 bei hoher Vorwärmtemperatur bzw. von 0,44 bei niedriger Vorwärmtemperatur erreicht werden. Für die Brennkammerauslegung bezüglich der Stickoxidemissionen ist

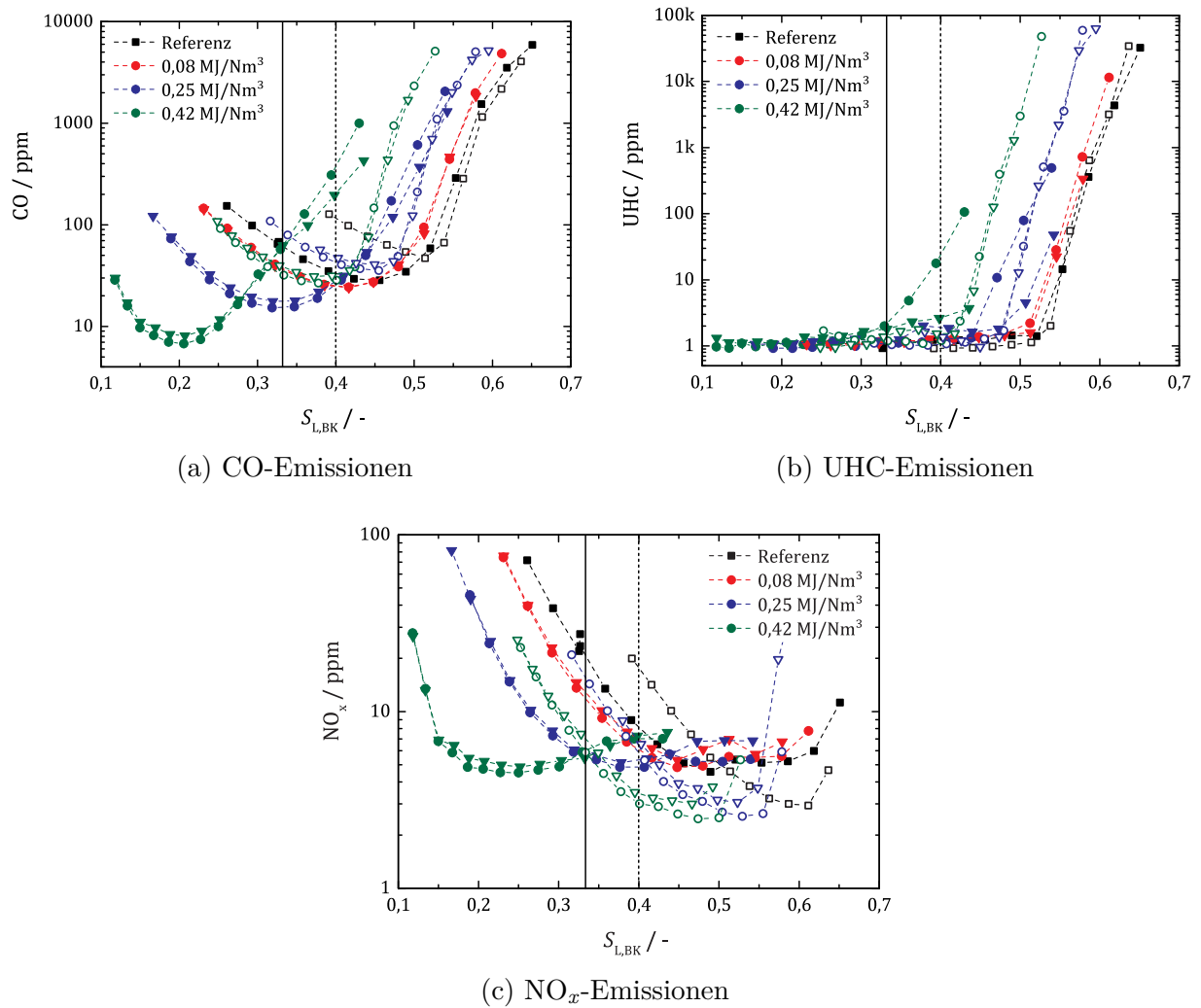


Abbildung 5.29: CO- und NO_x-Emissionen versus Luftsplit $S_{L,BK}$ für verschieden VOC-Beladungen von Ethanol (Kreis) und Ethylacetat (Dreieck) bei $T_V = 650^\circ\text{C}$ (volle Symbole) und $T_V = 400^\circ\text{C}$ (leere Symbole)

es ausreichend die minimale VOC-Beladung bzw. den reinen Erdgasbetrieb zu berücksichtigen. Für die Brennkammerauslegung bezüglich der CO-Emissionen muss sowohl die minimale als auch die maximale VOC-Beladung betrachtet werden.

Abbildung 5.30 zeigt die Abhängigkeit der adiabaten Flammentemperatur des Brenners von der VOC-Beladung und des Luftsplits der Brennkammer für die Randbedingungen aus den atmosphärischen Versuchen (Abb. 5.30a und 5.30b) und die Randbedingungen im MGT-Simulator (Abb. 5.30c und 5.30d) für die maximale und minimale Vorwärmtemperatur. Die unterschiedlichen Temperaturverläufe zwischen ATM- und MGT-Randbedingungen liegen an den verschiedenen adiabaten Brennkammertemperaturen von $T_{\text{ad,BK}} = 1304,92 \text{ K}$ (ATM) und $T_{\text{ad,BK}} = 1218,62 \text{ K}$ (MGT). Die magenta-farbene Linie markiert eine adiabate Flammentemperatur von 1671 K. Anhand dieser Schaubilder kann die Wirksamkeit der beiden Regelparameter Vorwärmtemperatur und Luftsplit betrachtet werden. Bei Erhöhen des Luftsplits nimmt die adiabate Flammentemperatur ab, da das VOC-Luftgemisch stets magerer ist als das gesamte Brennstoff-VOC-Luftgemisch im Brenner. Je höher der Temperaturhub über die Brennkammer ist, desto robuster verhält sich der Brenner bezüglich variierender VOC-Beladungen und desto effektiver ist die Luftsplitregelung bei höheren VOC-Beladungen. Dies zeigt sich in der geringeren Krümmung der Linien konstanter Temperatur bei niedrigerer Vorwärmtemperatur. Die insbesondere bei niedriger Vorwärmtemperatur erkennbare Temperaturabnahme bei kleinem Luftsplit resultiert aus einer Verbrennung mit Brennstoffüberschuss. Dieser Bereich ist für den Betrieb nicht relevant. Um bei variierender VOC-Beladung eine möglichst konstante adiabate Flammentemperatur im Brennraum zu erreichen sind beide Regelparameter geeignet. Wird die VOC-MGT auf eine feste Brenneintrittstemperatur ausgelegt ist bei einer hohen Vorwärmtemperatur eine Luftsplitregelung empfehlenswert. Bei niedriger Vorwärmtemperatur, mit einem ausreichend hohen Temperaturhub über die Brennkammer, kann auf eine zusätzliche Regeleinrichtung möglicherweise verzichtet werden.

5.5.4 Fazit

Der optimale Brennkammerluftsplit $S_{\text{L,BK}}$ hängt von vielen Faktoren ab. Neben der von der VOC-Beladung abhängigen Brennerleistung sind sowohl der Druckverlust der Brennkammer als auch die Stabilität bzw. die räumliche Ausdehnung der Flamme zu berücksichtigen. Die in Kapitel 5.4 ermittelte Grenztemperatur von 1671 K um minimale CO-Emissionen zu erreichen, gilt ebenso beim Betrieb des Brenners entsprechend der realen Brennkammeranwendung. Mit steigender VOC-Konzentration C_{VOC} wird dieser aufgrund der abnehmenden Brennerleistung zu niedrigeren Luftsplits, von $S_{\text{L,BK}} = 0,46$ im Referenzfall zu $S_{\text{L,BK}} = 0,21$ bei maximaler VOC-Beladung $C_{\text{VOC}} = 0,42 \text{ MJ/Nm}^3$, verschoben. Dies führt zu stark unter-

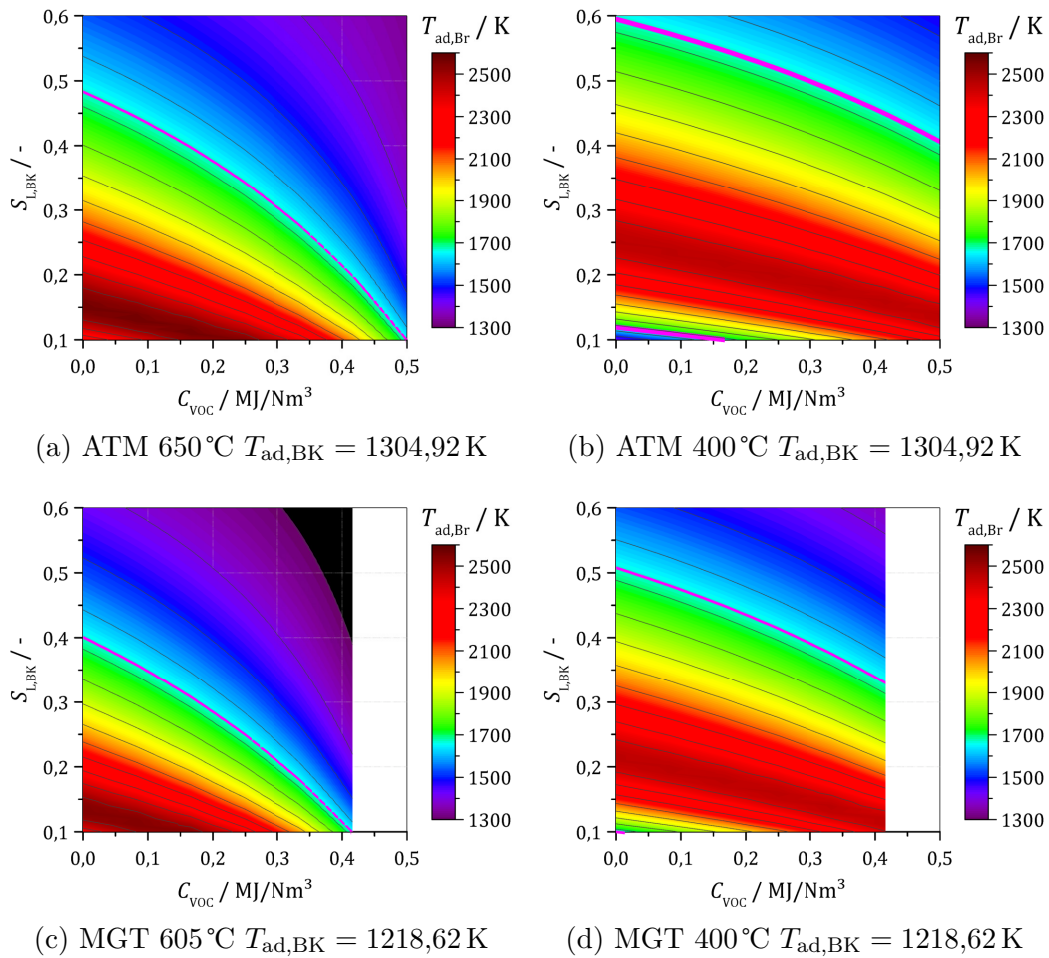


Abbildung 5.30: Abhängigkeit der adiabaten Flammentemperatur im Brenner von der VOC-Beladung C_{VOC} sowie des Luftsplits $S_{L,BK}$ für verschiedene Vorwärmtemperaturen. Die magenta-farbene Linie markiert eine adiabate Flammentemperatur von 1671 K

schiedlichen Aufenthaltszeiten in diesem Betriebspunkt. Bei gleicher Luftzahl werden hierdurch die CO-Emissionen reduziert, während die NO_x-Emissionen ansteigen. Letztere sind in den hier durchgeführten Experimenten daher nur noch von der Brennerluftzahl abhängig und liegen bei $\lambda = 2$ unterhalb des gesetzlichen Grenzwerts. Oberhalb von $\lambda_{Br} \approx 2,4$ (650 °C) bzw. $\lambda_{Br} \approx 1,8$ (400 °C) werden einstellige NO_x-Emissionen erreicht. Eine Maximierung des VOC-Umsatzes kann nur unter Berücksichtigung der Flammenstabilität und des Druckverlustes der Brennkammer erfolgen. Die Brennervariante *d10p* reduziert den Druckverlust um etwa 30 % und erhöht somit den Spielraum für eine optimierte Auslegung der VOC-MGT. Mit den durchgeführten Simulationen wird der Druckverlust korrekt vorhergesagt. Die Trends der Emissionen stimmen qualitativ mit den Messungen überein. Hinsichtlich der korrekten Abbildung der Flammenlage und der quantitativen Vorhersage der Emissionen ist eine adiabate Betrachtung der Brennkammerwände nicht geeignet. Zum Bestimmen des optimalen Luftsplits der Brennkammer muss sowohl die minimale als auch die maximale VOC-Beladung betrachtet werden. Die korrekte Positionierung der Mischluftbohrung erfolgt als letzter Entwicklungsschritt, um ein mögliches Flammenquenchen zu vermeiden. Sowohl die Regelung der Vorwärmtemperatur als auch des Luftsplits sind geeignet um die Brennertemperatur möglichst konstant zu halten. Je höher der Temperaturhub über die Brennkammer ist, desto effektiver ist eine Luftsplitregelung bei hohen VOC-Beladungen.

6 Schlussfolgerung

In der vorliegenden Arbeit wurde untersucht, welchen Einfluss ein lösemittelbeladener Luftmassenstrom auf den Betrieb einer Mikrogasturbine und deren Brennkammer hat. Die durchgeführten Untersuchungen hatten zum Ziel, relevante Betriebsgrößen der Brennkammer einer VOC-MGT zu identifizieren und Anforderungen für die notwendige Anpassung des Brennkammersystems und des hier untersuchten Brenners vom Typ *F400n.1* abzuleiten. Hierzu wurden an einem Mikrogasturbinenprüfstand und an einem atmosphärischen Brennerprüfstand Experimente durchgeführt. Der zusätzliche Einsatz von angepassten Simulationstools erlaubte im Falle des MGT-Simulators über den Rahmen der Experimente hinausgehende Untersuchungen und zeigte im Falle der CFD-Simulationen das Potential für eine Voraussage bezüglich einer vorgemischten Verbrennung auf.

Die zentrale Fragestellung dieser Arbeit war, ob besondere Anforderungen bei der Auslegung einer Brennkammer für die VOC-MGT berücksichtigt werden müssen. Als zusätzliches Kriterium wurde hierbei ein möglichst hoher VOC-Umsatz in der Brennkammer ermittelt. Dies führt zu einer Maximierung der Eintrittstemperatur in den nachfolgenden Reaktor, was eine kompaktere Bauform mit geringeren Druck- und Wärmeverlusten ermöglicht. Da ein hoher VOC-Umsatz in Konflikt mit der Anforderung eines möglichst geringen Druckverlusts steht, muss eine optimierte Auslegung des Luftsplits unter Berücksichtigung des Gesamtdruckverlusts von Brennkammer und Reaktor erfolgen.

Durch die Regelung auf eine konstante Turbinenausstrittstemperatur wird die Brennerleistung der VOC-MGT bei einer Zufuhr von VOC-beladener Luft reduziert, da ein Teil der chemisch gebundenen Energie erst durch die Mischluft zugeführt wird. Die Auswirkungen der VOC-Beladung sind somit vergleichbar mit einem Teillastbetrieb der MGT bei dem die Austrittstemperatur der Brennkammer abnimmt und die Luftzahl ansteigt. Im Gegensatz zu einem Teillastbetrieb bleibt das Druckverhältnis und die Turbineneintrittstemperatur gleich, letztere wird jedoch erst am Austritt des Reaktors erreicht. Um auf unterschiedliche VOC-Beladungen reagieren zu können, wurden die Regelparameter Vorwärmtemperatur und Luftsplit ermittelt und deren Effektivität demonstriert. Diese können auch für eine Optimierung des Teillastbetriebs einer Standard-MGT verwendet werden. Die experimentell ermittelte Grenztemperatur, oberhalb der sich eine Vormischung mit VOCs vorteilhaft auf die Emissionen auswirkt, wird auf den stabilisierenden Effekt der Zufeuerung durch Erdgas zurück-

geführt. Eine zusätzliche Abhängigkeit von der Brennergeometrie kann nicht ausgeschlossen werden.

Das bestehende Brennkammersystem und dessen Betrieb kann in mehrfacher Hinsicht auf den Betrieb in einer VOC-MGT angepasst werden. Zwingend notwendig ist hierbei die axiale Position der Mischluftbohrungen als Reaktion auf das größere Flammenvolumen bei VOC-Vormischung und einer möglichen Erhöhung des Luftsplits anzupassen. Um den Betriebsbereich des Brenners hin zu hohen Luftzahlen zu erweitern, sollte die Pilotstufe bevorzugt mit einer konstanten Luftzahl und nicht mit einem konstanten Brennstoffsplit betrieben werden. Bei Absenkung der Vorwärmtemperatur und einem ausgesprochenen Magerbetrieb kann die Verbrennung durch eine weniger mager betriebene Pilotstufe weiter stabilisiert werden. Die in dieser Arbeit vorgestellte Brennervariante $d10p$, mit um zehn Prozent vergrößerten Hauptstufendüsen, ermöglicht eine Druckverlustreduktion von etwa 30 % und vergrößert hiermit den Spielraum zum Anpassen des Luftsplits deutlich.

Die zuvor genannten zusätzlichen Regeleinrichtungen für die VOC-MGT sind nur relevant, wenn die Zusammensetzung und Konzentration der VOC-Beladung stark variiert. Sind beide bekannt, können die hier gewonnenen Erkenntnisse genutzt werden, um sowohl den Luftsplit als auch die Vorwärmtemperatur einer VOC-MGT korrekt auszulegen. Dies kann mit folgender Vorgehensweise erfolgen, wobei in Klammern zusätzliche Randbedingungen und mögliche Auslegungswerkzeuge genannt sind:

- Bestimmung der Vorwärmtemperatur T_V anhand des vorhandenen Wärmebedarfs (Wärmebedarf der Standard-MGT als unterer Grenzwert)
- Berechnung des optimalen Luftsplit $S_{L,BK}$, um einen stabilen Betrieb zu erhalten (oberhalb der Grenztemperatur, Gesamtdruckverlust berücksichtigen → Gleichgewichtssimulationen)
- Berechnung des Durchmessers und der axialen Position der Mischluftbohrungen (Quenchen der Flamme vermeiden → CFD-Simulation)
- Berechnung des benötigten Reaktorvolumens / der Aufenthaltszeit (anhand der Reaktoreintrittstemperatur und der Abgaszusammensetzung des Brenners → z.B. PSR, *perfectly stirred reactor*)

7 Ausblick

Die Herausforderungen bei der Entwicklung eines optimierten Brennkammersystems einer VOC-MGT sind das Minimieren des benötigten Reaktorvolumens und eine kompakte Integration in die Mikrogasturbine um sowohl Druck- als auch Wärmeverluste zu minimieren. Zusätzlich muss die optimale Position zur Zufuhr der lösemittelbeladenen Mischluft ermittelt werden. Desweiteren ist zu prüfen ob eine standardmäßige Kopplung der VOC-MGT mit einer Anlage zur VOC-Aufkonzentration sinnvoll ist. Eine konstante Lösemittelkonzentration bei maximal erlaubter Wärmeleistung in der Zuluft ermöglicht eine optimierte Auslegung der Anlage, was einen autothermen Betrieb der Anlage begünstigt.

Für die technische Umsetzung einer Vorwärmtemperatur- bzw. Luftsplitregelung sind weitere Entwicklungsarbeiten nötig. Insbesondere die Entwicklung einer technischen Lösung zur Luftsplitregelung wird vom Autor aufgrund der hohen Temperaturen im Wirkbereich als sehr herausfordernd angesehen.

Eine nützliche technische Weiterentwicklung in der Auslegungsphase der VOC-MGT wäre eine Kopplung des MGT-Simulators mit einem Programm zur Simulation der chemisch-kinetischen Vorgänge. Hierdurch könnten erste Reaktionen im Rekuperator mitbetrachtet werden und die Hinterlegung eines Reaktormodells für die Brennkammer würde es ermöglichen einen unvollständigen Ausbrand über die vorliegenden Modelle zu simulieren anstelle durch manuelles Anpassen der Modellparameter.

Ein weiterer Schritt hin zu einer genaueren Abbildung der Flamme in der CFD-Simulation wäre die Berücksichtigung der Wand-Wärmeübertragung und des Wärmestroms innerhalb des Materials (*CHT; conjugated heat transfer*). Hierdurch sollte die Abhebehöhe besser vorhergesagt, sowie eine quantitative Übereinstimmung der Emissionen mit dem Experiment erreicht werden können.

In den durchgeführten Untersuchungen ist der Ausbrand von Erdgas der limitierende Faktor für eine Absenkung der adiabaten Flammentemperatur unter die ermittelte Grenztemperatur, um eine weitere Reduzierung von NO_x -Emissionen in der Brennkammer zu erreichen. Erfolgt die nötige Zufeuerung mit Wasserstoff anstatt von Erdgas, könnte dieses Limit zu niedrigeren Temperaturen verschoben werden. Neben entsprechenden Versuchen sollte eine mögliche Geometrieabhängigkeit der Grenztemperatur untersucht werden.

Literaturverzeichnis

- [1] J. D. Anderson Jr. *Fundamentals of Aerodynamics*. 5th. McGraw-Hill, 2011.
- [2] V. K. Arghode und A. K. Gupta. “Effect of flow field for colorless distributed combustion (CDC) for gas turbine combustion”. In: *Applied Energy* 87.5 (Mai 2010), S. 1631–1640. DOI: 10.1016/j.apenergy.2009.09.032.
- [3] J. Armstrong, D. Hamrin und S. Lampe. “Application of Thermal Oxidation to a Recuperated Gas Turbine: The Path to PPB NO_x Emissions”. In: *ASME Pap. No. GT2013-94688*. 2013.
- [4] A. J. Aspden, M. S. Day und J. B. Bell. “Towards the Distributed Burning Regime in Turbulent Premixed Flames”. In: *ArXiv e-prints* (Juni 2018). arXiv: 1806.09865 [physics.flu-dyn].
- [5] G. Baumbach. *Luftreinhaltung: Entstehung, Ausbreitung und Wirkung von Luftverunreinigungen; Meßtechnik, Emissionsminderung und Vorschriften*. Deutsch. Hrsg. von G. Baumbach. 3. Aufl. UB Vaihingen. Berlin ; Heidelberg [u.a.]: Springer, 1994, XV, 461 Seiten.
- [6] R. B. Bird, W. E. Stewart und E. N. Lightfoot. “Transport phenomena”. In: *AIChE Journal, John Wiley and Sons, Inc., New York* (1960). DOI: 10.1002/aic.690070245. eprint: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/aic.690070245>.
- [7] M. D. Bohon, T. F. Guiberti, S. M. Sarathy und W. L. Roberts. “Variations in non-thermal NO formation pathways in alcohol flames”. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 36.3 (2017), S. 3995–4002. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proci.2016.05.024>.
- [8] R. Borghi und M. Destriau. *Combustion and Flames: Chemical and Physical Principle*. Editions Technips, 1998.
- [9] H. E. Bower, A. Schwärzle, F. Grimm, T. Zornek und P. Kutne. “Experimental Analysis of a Micro Gas Turbine Combustor Optimized for Flexible Operation with Various Gaseous Fuel Compositions”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2019: Turbomachines for Clean Power and Propulsion Systems, July 17-21, 2019, Phoenix, Arizona, USA*. 2019. Kap. GT2019-90183.

- [10] H. E. Bower, A. Schwärzle, F. Grimm, T. Zornek und P. Kutne. “Experimental Analysis of a Micro Gas Turbine Combustor Optimized for Flexible Operation with Various Gaseous Fuel Compositions”. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 142.3 (März 2020), S. 031015–031023. DOI: 10.1115/1.4044901.
- [11] C. T. Bowman. “Control of combustion-generated nitrogen oxide emissions: Technology driven by regulation”. In: *Symposium (International) on Combustion* 24.1 (1992). Twenty-Fourth Symposium on Combustion, S. 859–878. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(06\)80104-9](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(06)80104-9).
- [12] J. W. Bozzelli und A. M. Dean. “O + NNH: A possible new route for NOX formation in flames”. In: *International Journal of Chemical Kinetics* 27.11 (1995), S. 1097–1109. DOI: 10.1002/kin.550271107.
- [13] Bundesministerium der Justiz und für Verbraucherschutz, und Juris GmbH, *Erste Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes. Verordnung über kleine und mittlere Feuerungsanlagen - 1. BImSchV*. 26. Jan. 2010.
- [14] Bundesministerium der Justiz, und juris GmbH, *31. Verordnung zur Durchführung des Bundes-Immissionsschutzgesetzes. Verordnung zur Begrenzung der Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen bei der Verwendung organischer Lösemittel in bestimmten Anlagen (31.BImSch V)*. Bundesministerium der Justiz, 2001, S. 1–55.
- [15] Bundesministerium der Justiz, und juris GmbH, *Chemikalienrechtliche Verordnung zur Begrenzung der Emissionen flüchtiger organischer Verbindungen (VOC) durch Beschränkung des Inverkehrbringens lösemittelhaltiger Farben und Lacke (Lösemittelhaltige Farben- und Lack-Verordnung - ChemVOCFarbV)*. Bundesministerium der Justiz, 16. Dez. 2004, S. 1–7.
- [16] Bundesministerium für Umwelt Naturschutz und Reaktorsicherheit. *Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft)*. Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit, 2002, S. 239.
- [17] A. Burcat und B. Ruscic. *Third Millennium Ideal Gas and Condensed Phase Thermochemical Database for Combustion with updates from Active Thermochemical Tables. ANL-05/20 and TAE 960*. ANL-05/20 and TAE 960. Techn. Ber. Technion-IIT, Aerospace Engineering und Argonne National Laboratory, Chemistry Division, Sep. 2005.
- [18] A. Cavaliere und M. de Joannon. “Mild Combustion”. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 30.4 (2004), S. 329–366. DOI: 10.1016/j.pecs.2004.02.003.

-
- [19] Y.-C. Chen und R. W. Bilger. “Simultaneous 2-D Imaging Measurements of Reaction Progress Variable and OH Radical Concentration in Turbulent Premixed Flames: Instantaneous Flame-Front Structure”. In: *Combustion Science and Technology* 167.1 (2001), S. 187–222. DOI: 10.1080/00102200108952182. eprint: <http://dx.doi.org/10.1080/00102200108952180>.
- [20] S. M. Correa. “A Review of NO_x Formation Under Gas-Turbine Combustion Conditions”. In: *Combustion Science and Technology* 87.1-6 (1993), S. 329–362. DOI: 10.1080/00102209208947221. eprint: <http://dx.doi.org/10.1080/00102209208947221>.
- [21] H. F. Coward und G. W. Jones. “Limits of Flammability of Gases and Vapors”. In: *US Bureau of Mines Bulletin* 503 (1952).
- [22] D. S. Dandy und S. R. Vosen. “Numerical and Experimental Studies of Hydroxyl Radical Chemiluminescence in Methane-Air Flames”. In: *Combust. Sci. Technol.* 82.1-6 (1992), S. 131–150. DOI: 10.1080/00102209208951816.
- [23] K. Darrow, R. Tidball, J. Wang und A. Hampson. *Catalog of CHP Technologies*. Techn. Ber. U.S. Environmental Protection Agency, 2017.
- [24] Das Europäische Parlament und Der Rat der Europ. Union. *Richtlinie 2008/98/EG*. 10. 19. Nov. 2008, S. 87–96.
- [25] Das Europäische Parlament und Der Rat der Europ. Union. *Richtlinie 2004/42/EG*. 10. 2004, S. 87–96.
- [26] J. Dembrowski. “Experimentelle Ermittlung der Zündverzugszeiten von Alkoholen mittels Stoßrohrversuchen und Validierung aktueller Reaktionsmechanismen”. Universität Stuttgart, 2012.
- [27] Der Rat der Europäischen Union. *Richtlinie 1999/13/EG*. 10. 11. März 1999, S. 87–96.
- [28] M. Di Domenico. “Numerical Simulations of Soot Formation in Turbulent Flows”. PhD thesis. Institute of Combustion Technology of Aerospace Engineering, University of Stuttgart., 2008.
- [29] DIN EN. *12753 Thermische Reinigungssysteme fuer Abluft aus Anlagen zur Oberflächenbehandlung - Sicherheitsanforderungen*. 2011.
- [30] DIN EN. *1893 Bestimmung der Explosionsgrenze von Gasen und Dämpfen und Bestimmung der Sauerstoffgrenzkonzentration (SGK) für brennbare Gase und Dämpfe*. 2017.

- [31] F. Dryer und I. Glassman. “High-temperature oxidation of CO and CH₄”. In: *Symposium (International) on Combustion* 14.1 (1973). Fourteenth Symposium (International) on Combustion, S. 987–1003. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(73\)80090-6](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(73)80090-6).
- [32] A. El bakali, L. Pillier, P. Desgroux, B. Lefort, L. Gasnot, J. Pauwels und I. da Costa. “NO prediction in natural gas flames using GDF-Kin® 3.0 mechanism NCN and HCN contribution to prompt-NO formation”. In: *Fuel* 85.7 (2006), S. 896–909. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2005.10.012>.
- [33] A. M. ElKady, A. Evulet, A. Brand, T. P. Ursin und A. Lynghjem. “Exhaust Gas Recirculation in DLN F-Class Gas Turbines for Post-Combustion CO₂ Capture”. In: *Combustion, Fuels and Emissions, Parts A and B* 3.GT2008-51152 (2008), S. 847–854.
- [34] a. European Commission. *Reference Document on Best Available Techniques on Surface Treatment using Organic Solvents*. European Commission, 2007.
- [35] a. European Turbine Network. *Micro Gas Turbine Technology*. Techn. Ber. European Turbine Network, 2018.
- [36] K. Everaert und J. Baeyens. “Catalytic combustion of volatile organic compounds”. In: *Journal of Hazardous Materials* 109.1-3 (2004), S. 113–139. DOI: [10.1016/j.jhazmat.2004.03.019](https://doi.org/10.1016/j.jhazmat.2004.03.019).
- [37] M. Flamme. “Low NO_x Combustion Technologies for High Temperature Applications”. In: *Energy Convers. Manag.* 42.15-17 (Okt. 2001), S. 1919–1935. DOI: [10.1016/S0196-8904\(01\)00051-6](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(01)00051-6).
- [38] M. Flamme. “New combustion systems for gas turbines (NGT)”. In: *Applied Thermal Engineering* 24.11–12 (2004). Industrial Gas Turbine Technologies, S. 1551–1559. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2003.10.024](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.10.024).
- [39] J. Fröhlich. *Large Eddy Simulation turbulenter Strömungen*. 1st. Teubner, 2006.
- [40] A. Gaydon. *The Spectroscopy of Flames*. John Wiley und Sons, New York, 1974.
- [41] P. Gerlinger. *Numerische Verbrennungssimulation*. Effiziente numerische Simulation turbulenter Verbrennung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005. DOI: [10.1007/3-540-27535-5](https://doi.org/10.1007/3-540-27535-5).
- [42] F. Ghirelli und B. Leckner. “Transport equation for the local residence time of a fluid”. In: *Chemical Engineering Science* 59.3 (Feb. 2004), S. 513–523. DOI: [10.1016/j.ces.2003.10.013](https://doi.org/10.1016/j.ces.2003.10.013).

- [43] I. Gohl. “Experimentelle Untersuchung der Sensibilität des Brennverhaltens auf verschiedene Erdgasqualitäten und Vormischgütern in einem FLOX-Gasturbinen Brenner”. Magisterarb. Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt, 2015.
- [44] D. G. Goodwin, H. K. Moffat und R. L. Speth. *Cantera: An Object-oriented Software Toolkit for Chemical Kinetics, Thermodynamics, and Transport Processes*. <http://www.cantera.org>. Version 2.3.0. 2017. DOI: 10.5281/zenodo.170284.
- [45] E. Goos, A. Burcat und B. Ruscic. *Extended Third Millenium Ideal Gas Thermochemical Database with updates from Active Thermochemical Tables*. 20. Okt. 2015. URL: <http://burcat.technion.ac.il/dir>.
- [46] E. Goos, C. Sickfeld, F. Mauß, L. Seidel, B. Ruscic, A. Burcat und T. Zeuch. “Prompt {NO} formation in flames: The influence of {NCN} thermochemistry”. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 34.1 (2013), S. 657–666. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proci.2012.06.128>.
- [47] A. K. Gupta. “Thermal Characteristics of Gaseous Fuel Flames Using High Temperature Air”. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 126.19 (2004), S. 9–19. DOI: 10.1115/1.1610009.
- [48] A. K. Gupta und D. G. Lilley. “Combustion and environmental challenges for gas turbines in the 1990s”. In: *Journal of Propulsion and Power* 10.2 (1994), S. 137–147. DOI: <https://doi.org/10.2514/3.23722>.
- [49] D. Guyot, F. Guethe, B. Schuermans, A. Lacarelle und C. O. Paschereit. “CH*/OH* Chemiluminescence Response of an Atmospheric Premixed Flame Under Varying Operating Conditions”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air (GT2010), June 14-18, 2010, Glasgow, UK*. GT2010-23135. 2010. Kap. No. GT2010-23135.
- [50] L. C. Haber und U. Vandsburger. “A global reaction model for oh* chemiluminescence applied to a laminar flat-flame burner”. In: *Combustion Science and Technology* 175.10 (Okt. 2003), S. 1859–1891. DOI: 10.1080/713713115.
- [51] L. B. Harding, S. J. Klippenstein und J. A. Miller. “Kinetics of CH + N₂ Revisited with Multireference Methods”. In: *The Journal of Physical Chemistry A* 112.3 (2008). PMID: 18171038, S. 522–532. DOI: 10.1021/jp077526r. eprint: <https://doi.org/10.1021/jp077526r>.

- [52] S. Hasemann, A. Huber, C. Naumann und M. Aigner. “Investigation of a FLOX®-based Combustor for a Micro Gas Turbine with Exhaust Gas Recirculation”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA*. 2017. Kap. GT2017-64396.
- [53] Z. He, J. Li, J. Chen, Z. Chen, G. Li, G. Sun und T. An. “Treatment of organic waste gas in a paint plant by combined technique of biotrickling filtration with photocatalytic oxidation”. In: *Chemical Engineering Journal* 200-202.0 (2012), S. 645–653. DOI: 10.1016/j.cej.2012.06.117.
- [54] M. Henke, N. Klempf, M. Hohloch, T. Monz und M. Aigner. “Validation of a T100 Micro Gas Turbine Steady-State Simulation Tool”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition GT2015, June 15-19, 2015, Montréal, Canada*. 49743. 2015. Kap. GT2015-42090, S. 1–10.
- [55] M. Henke, T. Monz und M. Aigner. “Inverted Brayton Cycle With Exhaust Gas Recirculation A Numerical Investigation”. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 135.9 (Aug. 2013), S. 091203-1–091203-7. DOI: 10.1115/1.4024954.
- [56] J. Herzler und C. Naumann. “Shock-tube study of the ignition of methane/ethane/-hydrogen mixtures with hydrogen contents from 0% to 100% at different pressures”. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 32.1 (2009), S. 213–220. DOI: 10.1016/j.proci.2008.07.034.
- [57] M. Hohloch, R. Sadanandan, A. Widenhorn, W. Meier und M. Aigner. “OH* Chemiluminescence and OH PLIF Measurements in a Micro Gas Turbine Combustor”. In: *Proc. ASME Turbo Expo 2010 Power Land, Sea Air, June 14-18, 2010, Glasgow, UK*. GT2010-22800. 2010.
- [58] M. Hohloch, A. Widenhorn, D. Lebkuüchner, T. Panne und M. Aigner. “Micro Gas Turbine Test Rig for Hybrid Power Plant Application”. In: *ASME Pap. No. GT2008-50443*. Hrsg. von A. T. E. 2008. Bd. 2. 2008, S. 499–506.
- [59] M. Hohloch, J. Zanger, A. Widenhorn und M. Aigner. “Experimental Characterization of a Micro Gas Turbine Test Rig”. In: *Proc. ASME Turbo Expo 2010 Power Land, Sea Air, June 14-18, 2010, Glasgow, UK*. Bd. 3. GT2010-22799. 2010, S. 671–681.
- [60] G. Janssen. *Die Lösemittelbilanz*. Leitfaden zur Umsetzung der 31. BImSchV und der ChemVOCFarbV. ecomed Sicherheit, 2006.
- [61] H. S. Johnston. “Atmospheric Ozone”. In: *Annual Review of Physical Chemistry* 43 (Okt. 1992), S. 1–31. DOI: 10.1146/annurev.pc.43.100192.000245.

- [62] F. Joos. *Technische Verbrennung*. Springer Nature, 2006, S. 917. DOI: 10.1007/3-540-34334-2.
- [63] M. S. Kamal, S. A. Razzak und M. M. Hossain. “Catalytic oxidation of volatile organic compounds (VOCs): A review”. In: *Atmospheric Environment* 140 (2016), S. 117–134. DOI: 10.1016/j.atmosenv.2016.05.031.
- [64] J. Karle. “Koverbrennung von Alkoholen mit Erdgas: Stoßrohrexperimente zur experimentellen Ermittlung der Zündverzugszeiten und Validierung aktueller Reaktionsmechanismen”. Universität Stuttgart, 2013.
- [65] T. Kathrotia, U. Riedel, A. Seipel, K. Moshhammer und A. Brockhinke. “Experimental and numerical study of chemiluminescent species in low-pressure flames”. English. In: *Applied Physics B* 107.3 (2012), S. 571–584. DOI: 10.1007/s00340-012-5002-0.
- [66] T. Kathrotia, U. Riedel und J. Warnatz. “A Numerical Study on the Relation of OH*, CH*, and C2* Chemiluminescence and Heat Release in Premixed Methane Flames”. In: *Proceedings of the European Combustion Meeting 2009*. 2009.
- [67] F. I. Khan und A. K. Ghoshal. “Removal of Volatile Organic Compounds from polluted air”. In: *Journal of Loss Prevention in the Process Industries* 13.6 (2000), S. 527–545. DOI: 10.1016/S0950-4230(00)00007-3.
- [68] N. Klemp. “Optimierung und Validierung eines numerischen Simulators zur Untersuchung des stationären Verhaltens von Mikrogasturbinenkreisläufen”. Magisterarb. Universität Stuttgart, 2014, S. 62.
- [69] S. J. Klippenstein, L. B. Harding, P. Glarborg und J. A. Miller. “The role of NNH in NO formation and control”. In: *Combustion and Flame* 158.4 (2011). Special Issue on Kinetics, S. 774–789. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.12.013>.
- [70] O. Lammel, M. Stöhr, P. Kutne, C. Dem, W. Meier und M. Aigner. “Experimental Analysis of Confined Jet Flames by Laser Measurement Techniques”. In: *ASME Pap. No. GT2011-45111*. Bd. 134. GT2011-45111. 2011, S. 1–11. DOI: 10.1115/GT2015-42642.
- [71] N. Lamoureux, A. El-Bakali, L. Gasnot, J. Pauwels und P. Desgroux. “Prompt-NO formation in methane/oxygen/nitrogen flames seeded with oxygenated volatile organic compounds: Methyl ethyl ketone or ethyl acetate”. In: *Combustion and Flame* 153.1-2 (2008), S. 186–201. DOI: 10.1016/j.combustflame.2007.07.011.

- [72] N. Lamoureux, P. Desgroux, A. E. Bakali und J. Pauwels. “Experimental and numerical study of the role of NCN in prompt-NO formation in low-pressure CH₄-O₂-N₂ and C₂H₂-O₂-N₂ flames”. In: *Combustion and Flame* 157.10 (2010), S. 1929–1941. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2010.03.013>.
- [73] M. Lauer und T. Sattelmayer. “On the Adequacy of Chemiluminescence as a Measure for Heat Release in Turbulent Flames With Mixture Gradients”. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 132.6 (2010), S. 061502. DOI: 10.1115/1.4000126.
- [74] M. H. Le Chatelier. “Note sur le dosage du grisou par les limites d’inflammabilité”. In: *Annales des mines* 19 (1894), S. 388–395.
- [75] A. H. Lefebvre und D. R. Ballal. *Gas Turbine Combustion. Alternative Fuels and Emissions*. Taylor & Francis, 2010.
- [76] D. A. Lewandowski. *Design of Thermal Oxidation Systems for Volatile Organic Compounds*. CRC Press, 1999, S. 368.
- [77] R. Lückerath, H. Schütz und M. Aigner. “Experimental Investigation on FLOX-Combustion at High Pressure”. In: *Flameless Combust. Work. Lund, Sweden*. Hrsg. von DLR. 2005.
- [78] R. Lückerath, W. Meier und M. Aigner. “FLOX® Combustion at High Pressure With Different Fuel Compositions”. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 130.GT2007-27337 (Jan. 2008), S. 2–8. DOI: 10.1115/1.2749280.
- [79] D. Markus und U. Maas. “Die Berechnung von Explosionsgrenzen mit detaillierter Reaktionskinetik”. In: *Chemie Ingenieur Technik* 76.3 (2004), S. 289–292. DOI: 10.1002/cite.200403339. eprint: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/cite.200403339>.
- [80] F. R. Menter. “Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective”. In: *International Journal of Computational Fluid Dynamics* 23.4 (Apr. 2009), S. 305–316. DOI: 10.1080/10618560902773387.
- [81] J. A. Miller, M. Branch und R. J. Kee. “A chemical kinetic model for the selective reduction of nitric oxide by ammonia”. In: *Combustion and Flame* 43 (1981), S. 81–98. DOI: [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(81\)90008-0](https://doi.org/10.1016/0010-2180(81)90008-0).
- [82] T. O. Monz, M. Stöhr, W. O’Loughlin, J. Zanger, M. Hohloch und M. Aigner. “Experimental Characterization of a Swirl Stabilized MGT Combustor”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2015-42387, June 15-19, 2015, Montreal, Canada*. 2015.

- [83] L. Moskaleva und M. Lin. “The spin-conserved reaction $\text{CH}+\text{N}_2 \rightarrow \text{H}+\text{NCN}$: A major pathway to prompt no studied by quantum/statistical theory calculations and kinetic modeling of rate constant”. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 28.2 (2000), S. 2393–2401. DOI: 10.1016/S0082-0784(00)80652-9.
- [84] N. Murakami, N. Kojima und M. Hashiguchi. “Oxidation of NO to NO_2 in the Flue Gas (I)”. In: *Journal of the Fuel Society of Japan* 61.4 (1982), S. 276–284. DOI: 10.3775/jie.61.276.
- [85] T. M. Muruganandam, B.-H. Kim, M. R. Morrell, V. Nori, M. Patel, B. W. Romig und J. M. Seitzman. “Optical equivalence ratio sensors for gas turbine combustors”. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 30.1 (Jan. 2005), S. 1601–1609. DOI: 10.1016/j.proci.2004.08.247.
- [86] H. N. Najm, P. H. Paul, C. J. Mueller und P. S. Wyckoff. “On the Adequacy of Certain Experimental Observables as Measurements of Flame Burning Rate”. In: *Combustion and Flame* 113.3 (1998), S. 312–332. DOI: 10.1016/S0010-2180(97)00209-5.
- [87] D. G. Nicol, P. C. Malte, A. J. Hamer, R. J. Roby und R. C. Steele. “Development of a Five-Step Global Methane Oxidation-NO Formation Mechanism for Lean-Premixed Gas Turbine Combustion”. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 121 (1999), S. 272–280.
- [88] D. G. Nicol, P. C. Malte und R. C. Steele. “Simplified Models for NO_x Production Rates in Lean-Premixed Combustion”. In: *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, The Hague, Netherlands, June 13-16*. 94-GT-432. 1994.
- [89] V. Nori und J. Seitzman. “Evaluation of Chemiluminescence as a Combustion Diagnostic Under Varying Operating Conditions”. In: (Jan. 2008). DOI: 10.2514/6.2008-953.
- [90] H. Oertel Jr, M. Böhle und U. Dohrmann. *Strömungsmechanik*. 5th. Vieweg + Teubner, 2009.
- [91] T. Panne, A. Widenhorn, J. Boyde, D. Matha, V. Abel und M. Aigner. “Thermodynamic Process Analyses of SOFC/GT Hybrid Cycles”. In: *AIAA Journal* 2007 1.AIAA 2007-4833 (Juni 2007). Hrsg. von AIAA, S. 25–27.
- [92] N. Peters. “The turbulent burning velocity for large-scale and small-scale turbulence”. In: *Journal of Fluid Mechanics* 384 (1999), S. 107–132.
- [93] N. Peters, S. Nunge, J. Geldermann und O. Rentz. *Bericht über Beste Verfügbare Techniken (BVT) im Bereich der Lack- und Klebstoffverarbeitung in Deutschland. Teilband I: Lackverarbeitung*. Techn. Ber. Deutsch-Französisches Institut für Umweltforschung (DFIU), Universität Karlsruhe (TH), 2002.

- [94] N. Peters. *Turbulent Combustion*. Cambridge Monographs on Mechanics. Cambridge University Press, 2000. DOI: 10.1017/CB09780511612701.
- [95] N. Peters. *Technische Verbrennung*. 2010.
- [96] E. Petersen, M. Kopp, N. Donato und F. Güthe. “Assessment of Current Chemiluminescence Kinetics Models at Engine Conditions”. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 134.5 (2012), S. 051501. DOI: 10.1115/1.4004735.
- [97] T. Poinsot und D. Veynante. *Theoretical and Numerical Combustion*. Hrsg. von 3rd. 2012.
- [98] N. Popovich, L. Albeck-Ripka und K. Pierre-Louis. *76 Environmental Rules on the Way Out Under Trump*. Hrsg. von The New York Times. 14. Okt. 2018. URL: <https://www.nytimes.com/interactive/2017/10/05/climate/trump-environment-rules-reversed.html>.
- [99] T. Rödiger, O. Lammel, M. Aigner, C. Beck und W. Krebs. “Part-load operation of a piloted FLOX® combustion system”. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 135 (2012), S. 1–9.
- [100] T. Rutar, J. C. Y. Lee, P. Dagaut, P. C. Malte und A. A. Byrne. “NO_x formation pathways in lean-premixed-prevapourized combustion of fuels with carbon-to-hydrogen ratio between 0.25 and 0.88”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 221.3 (2007), S. 387–398. DOI: 10.1243/09576509JPE288. eprint: <https://doi.org/10.1243/09576509JPE288>.
- [101] S. Salvador, Y. Kara und J.-M. Commandré. “Factors influencing pollutant gas emissions of VOC recuperative incinerators—Large-scale parametric study”. In: *Applied Thermal Engineering* 26.14–15 (2006), S. 1640–1651. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2005.11.025.
- [102] S. M. Sarathy, P. Oßwald, N. Hansen und K. Kohse-Höinghaus. “Alcohol combustion chemistry”. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 44 (Juni 2014), S. 40–102. DOI: 10.1016/j.pecs.2014.04.003.
- [103] H. Schütz, R. Lückerrath, T. Kretschmer, B. Noll und M. Aigner. “Analysis of the Pollutant Formation in the FLOX® Combustion”. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 130 (Jan. 2008), S. 011503-1–011503-9. DOI: 10.1115/1.2747266.
- [104] A. Schwärzle, T. O. Monz und M. Aigner. “Thermal Incineration of VOCs in a Jet-Stabilized Micro Gas Turbine Combustor”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, June 15-19, 2015, Montréal, Canada*. 2015. Kap. GT2015-43139.

- [105] A. Schwärzle, T. O. Monz und M. Aigner. “Detailed Examination of Two-Stage Micro Gas Turbine Combustor”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 13-17, 2016, Seoul, South Korea*. 2016. Kap. GT2016-57730.
- [106] A. Schwärzle, T. O. Monz und M. Aigner. “Combustion and Turnover of VOCs in a Jet-Stabilised Micro Gas Turbine Combustor”. In: *Proceedings of the European Combustion Meeting, ECM2017.0192, April 18-21, 2017, Dubrovnik, Croatia*. 2017.
- [107] A. Schwärzle, T. O. Monz, A. Huber und M. Aigner. “Detailed Examination of a Modified Two-Stage Micro Gas Turbine Combustor”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 26-30, 2017, Charlotte, NC, USA*. 2017. Kap. GT2017-64477.
- [108] A. Schwärzle, T. O. Monz, A. Huber und M. Aigner. “Detailed Examination of a Modified Two-Stage Micro Gas Turbine Combustor”. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 140.2 (Feb. 2018), S. 021501–021510. DOI: 10.1115/1.4037749.
- [109] J. H. Seinfeld und S. N. Pandis. *Atmospheric chemistry and physics: from air pollution to climate change*. John Wiley & Sons, 2016.
- [110] G. P. Smith, D. M. Golden, M. Frenklach et al. *GRI-Mech 3.0*. http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/. 2014.
- [111] R. Stoll. *Energieeffiziente Verstromung von VOC (VOCStrom)*. 2011.
- [112] D. H.-J. Streitberger und D. K.-F. Dössel, Hrsg. *Automotive Paints and Coatings*. 2. Aufl. Wiley-VCH, 5. Mai 2008. DOI: 10.1002/9783527622375.
- [113] P. Ferrington. “Thermal oxidation and other VOC abatement techniques”. In: *Filtration & Separation* 34.4 (1997), S. 324–329. DOI: 10.1016/S0015-1882(97)90554-1.
- [114] H. Tsuji, A. K. Gupta, T. Hasegawa, M. Katsuki, K. Kishimoto und M. Morita. *High Temperature Air Combustion - From Energy Conservation to Pollution Reduction*. Florida: CRC Press, 2003.
- [115] S. R. Turns. “Understanding NO_x formation in nonpremixed flames: Experiments and modeling”. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 21.5 (1995), S. 361–385. DOI: [https://doi.org/10.1016/0360-1285\(94\)00006-9](https://doi.org/10.1016/0360-1285(94)00006-9).

- [116] Umweltbundesamt. *Nationale Trendtabellen für die deutsche Berichterstattung atmosphärischer Emissionen seit 1990, Emissionsentwicklung 1990 bis 2016 (Endstand 02/2018)*. 2018. URL: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/361/dokumente/2017_12_18_em_entwicklung_in_d_trendtabelle_thg_v1.0.xlsx.
- [117] K. Urashima. “Removal of volatile organic compounds from air streams and industrial flue gases by non-thermal plasma technology”. In: *IEEE Trans. Dielectr. Electr. Insul.* 7.5 (2000), S. 602–614. DOI: 10.1109/94.879356.
- [118] D. R. van der Vaart, W. M. Vatvuk und A. H. Wehe. “Thermal and Catalytic Incinerators for the Control of VOCs”. In: *Journal of the Air and Waste Management Association* 41.1 (Jan. 1991), S. 92–98. DOI: 10.1080/10473289.1991.10466828.
- [119] J. Warnatz, U. Maas und R. Dibble. *Verbrennung. Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstofferkennung*. 3. Auflage. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2001.
- [120] J. Warnatz, U. Maas und R. W. Dibble. *Combustion: physical and chemical fundamentals, modeling and simulation, experiments, pollutant formation*. Springer, 2006.
- [121] C. K. Westbrook und F. L. Dryer. “Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames”. In: *Combustion Science and Technology* 27.1-2 (Dez. 1981), S. 31–43. DOI: 10.1080/00102208108946970.
- [122] C. Westbrook und F. Dryer. “Chemical Kinetic Modeling of Hydrocarbon Combustion”. In: 10 (Dez. 1984), S. 1–57. DOI: 10.1016/0360-1285(84)90118-7.
- [123] T. C. Williams, C. R. Shaddix und R. W. Schefer. “Effect of Syngas Composition and CO₂-Diluted Oxygen on Performance of a Premixed Swirl-Stabilized Combustor”. In: *Combustion Science and Technology* 180.1 (2007), S. 64–88. DOI: 10.1080/00102200701487061. eprint: <https://doi.org/10.1080/00102200701487061>.
- [124] J. Wolfrum. “Bildung von Stickstoffoxiden bei der Verbrennung”. In: *Chemie Ingenieur Technik* 44.10 (1972), S. 656–659. DOI: 10.1002/cite.330441004. eprint: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/cite.330441004>.
- [125] J. A. Wüning und J. G. Wüning. “Flameless oxidation to reduce thermal no-formation”. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 23 (1997), S. 81–94.
- [126] J. Wüning. “Verfahren und Vorrichtung zum Verbrennen von Brennstoff in einem Verbrennungsraum”. EP0463218A1. Feb. 1992.
- [127] J. Wüning. “Industriebrenner mit geringer NO_x-Emission”. EP 0685683 A2. Dez. 1995.

-
- [128] J. Zanger, T. Monz und M. Aigner. “Experimental Investigation of the Combustion Characteristics of a Double-Staged FLOX®-Based Combustor on an Atmospheric and a Micro Gas Turbine Test Rig”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2015-42313, June 15-19, 2015, Montreal, Canada*. 2015.
- [129] J. Zanger. “Experimentelle Charakterisierung eines atmosphärisch betriebenen, FLOX®-basierten Mikrogasturbinenbrenners für Erdgas”. Diss. Universität Stuttgart, Dez. 2016.
- [130] J. Zanger, T. Monz und M. Aigner. “Experimental Investigation of the Influence of Combustor Cooling on the Characteristics of a FLOX © -based Micro Gas Turbine Combustor”. In: Hrsg. von E. Benini. InTech, 2013. Kap. 7, S. 165–184. DOI: 10.5772/54405.
- [131] J. Zanger und A. Widenhorn. *Abschlussbericht Vorstudie : Einsatzmöglichkeit einer Mikrogasturbine in Verbindung mit einer thermischen Abluftreinigungsanlage*. Techn. Ber. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrttechnik, 2009.
- [132] J. Zanger, A. Widenhorn und M. Aigner. “Experimental Investigations of Pressure Losses on the Performance of a Micro Gas Turbine System”. In: *J. Eng. Gas Turbines Power* 133.8 (2011), S. 1–9.
- [133] B. Zhou, C. Brackmann, Z. Wang, Z. Li, M. Richter, M. Aldén und X.-S. Bai. “Thin reaction zone and distributed reaction zone regimes in turbulent premixed methane/air flames: Scalar distributions and correlations”. In: *Combustion and Flame* 175 (Jan. 2017), S. 220–236. DOI: 10.1016/j.combustflame.2016.06.016.
- [134] T. Zornek, T. Monz und M. Aigner. “Performance analysis of the micro gas turbine Turbec T100 with a new FLOX-combustion system for low calorific fuels”. In: *Applied Energy* 159 (Dez. 2015), S. 276–284. DOI: 10.1016/j.apenergy.2015.08.075.
- [135] T. Zornek, M. De Graaf, T. Monz und M. Aigner. *Potentiale von Mikrogasturbinen bei der Kopplung mit atmosphärischen Festbettvergasern*. Techn. Ber. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) - Institut für Verbrennungstechnik, Nov. 2012, S. 8.
- [136] T. Zornek, T. Monz und M. Aigner. “A Micro Gas Turbine Combustor for the use of Product Gases from Biomass Gasification”. In: *Proc. European Combustion Meeting 2013*. 2013.
- [137] T. Zornek, T. Monz und M. Aigner. “Experimentelle Charakterisierung eines Holzgas-Brenners für Mikrogasturbinen”. In: Bd. 2161. 2013, S. 775–778.