



VT-Forschungsbericht 2019-04

## **Entwicklung eines Holzgas- Brennkammersystems für die Mikrogasturbine Turbec T100**

Dipl.-Ing. Timo Zornek

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt  
Institut für Verbrennungstechnik  
Stuttgart



DLR

Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt



Herausgeber

Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt

**Institut für  
Verbrennungstechnik**

Pfaffenwaldring 38-40  
70569 Stuttgart

Telefon  
Telefax

(0 7 11) 68 62 - 3 08  
(0 7 11) 68 62 - 5 78

Als Manuskript gedruckt.  
Abdruck oder sonstige Verwendung  
nur nach Absprache mit dem Institut gestattet

D93, Stuttgart

# **Entwicklung eines Holzgas-Brennkammersystems für die Mikrogasturbine Turbec T100**

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

Vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Timo Zornek**

aus Freiburg im Breisgau

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Aigner  
Mitberichter: Prof. Dr. techn. G. Scheffknecht

Tag der mündlichen Prüfung 18. Januar 2019

Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt  
Universität Stuttgart



# Vorwort

Die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit entstanden innerhalb des Forschungsprojekts „Nachhaltiges dezentrales Holzvergaserkraftwerk mit gekoppelter Mikrogasturbine“, das ich als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt geleitet habe. Das Projekt wurde gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, dem ich hierfür meinen herzlichen Dank aussprechen möchte.

Meinem Doktorvater Prof. Dr. Aigner danke ich für die Möglichkeit am Institut promovieren zu können sowie für sein Vertrauen mich schon früh als Projektleiter für ein derartiges Projekt einzusetzen. Durch diese Tätigkeit konnte ich über meine Aufgabe der Brennerentwicklung hinaus Erfahrungen sammeln, was letztendlich bedeutend zum Erfolg der Arbeit beigetragen hatte. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr. Scheffknecht für die Übernahme des Mitberichts und den damit verbundenen Aufwand.

Mein besonderer Dank gilt meinem ehemaligen Gruppenleiter Thomas Monz für seine stetige Unterstützung während der gesamten Arbeit. Die regelmäßigen, konstruktiven Diskussionen haben wesentlich zum Erfolg der Arbeit und zu meiner persönlichen Entwicklung beigetragen. Vor allem die Möglichkeit mit ihm offen verschiedene Perspektiven zu beleuchten, empfand ich als große Bereicherung. Für die Unterstützung bei der Messtechnik bedanke ich mich herzlich bei meinen Kollegen Dr. Jan Zanger und Dr. Thomas Mosbach. Weiterhin danke ich Andreas Schwärzle, Dr. Holger Ax, Dr. Felix Grimm und Dr. Peter Kutne für den fachlichen Austausch bei der Erstellung der schriftlichen Arbeit. Bedanken möchte ich mich darüber hinaus bei allen Kollegen des Instituts für die kollegiale Arbeitsatmosphäre, die einen fruchtbaren fachlichen Austausch über die Abteilungen hinweg ermöglichte.

Für die erfolgreiche Zusammenarbeit danke ich den Projektpartnern Prof. Dr. Jochum, Jürgen Zimmer und Stefan Turad von der Hochschule Offenburg, Dr. Egon Erich und Andrew Berry vom Institut für Energie und Umwelttechnik in Duisburg sowie Marijke de Graaff und Dr. Alois Kessler von der EnBW AG. Aufbau und Betrieb der beschriebenen Demonstrationsanlage wären nicht möglich gewesen, ohne die Hilfe weiterer Beteiligten. Vor allem Herrn Bürkle danke ich für seine Bereitschaft an dem Forschungsprojekt durch die Bereitstellung seiner Vergaseranlage teilzunehmen. Dem unermüdlichen Einsatz seines Schwiegersohns Daniel Dabbagh und seines Mitarbeiters Georg Abt ist der erfolgreiche Betrieb des Vergasers zu verdanken. Die Kopplung mit der Mikro-

gasturbine erforderte einige Modifikationen, für die ich Herrn Köhler und Herrn Graf des Vergaserherstellers A.H.T danken möchte. Für den Aufbau und die Inbetriebnahme des Mikrogasturbinen-Blockheizkraftwerks gilt der Dank den Mitarbeitern der Firma Dürr, insbesondere Herrn Lebküchner und Herrn Schapitz.

Abschließend gilt mein tiefster Dank vor allem meiner Frau María Angélica Gutiérrez Camargo und meiner Familie für Ihre liebevolle Unterstützung während der ganzen Zeit.

Stuttgart, den 03. Juni 2019

Timo Zornek

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>8</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>9</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>11</b>
<b>Zusammenfassung</b>	<b>13</b>
<b>Abstract</b>	<b>15</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>17</b>
1.1 Stand der Technik . . . . .	18
1.1.1 Nutzung biogener Brennstoffe in Mikrogasturbinen . . . . .	18
1.1.2 Festbettvergaser . . . . .	20
1.1.3 FLOX <sup>®</sup> -Brenner . . . . .	22
1.2 Ziele und Inhalte dieser Arbeit . . . . .	25
<b>2 Theoretische Grundlagen</b>	<b>27</b>
2.1 Holzgas . . . . .	27
2.2 Luftverhältnis und stöchiometrischer Luftbedarf . . . . .	27
2.3 Adiabate Flammentemperatur . . . . .	28
2.4 Zündverzugszeit . . . . .	30
2.5 Laminare Flammgeschwindigkeit . . . . .	31
<b>3 Experimenteller Aufbau</b>	<b>33</b>
3.1 Atmosphärischer Brennerprüfstand . . . . .	33
3.2 Mikrogasturbinenprüfstand . . . . .	35
3.3 Versuchsaufbau mit optischer Brennkammer . . . . .	40
3.4 Demonstrationsanlage . . . . .	42

<b>4</b>	<b>Methoden</b>	<b>47</b>
4.1	Stationäres Mikrogasturbinen-Simulationsprogramm . . . . .	47
4.2	Abgasanalytik . . . . .	48
4.3	Optische Messverfahren . . . . .	49
4.3.1	OH*-Chemolumineszenz . . . . .	49
4.3.2	OH-PLIF . . . . .	50
<b>5</b>	<b>Brennkammerentwicklung</b>	<b>51</b>
5.1	Anforderungen in der Mikrogasturbine . . . . .	51
5.2	Zweistufiges Brennkammerkonzept . . . . .	52
5.3	Atmosphärische Brennerversuche . . . . .	54
5.3.1	Zündversuche . . . . .	54
5.3.2	Lastbereiche . . . . .	55
5.3.3	Variation der Brennstoffzusammensetzung . . . . .	59
5.3.4	Variation der Lufteintrittstemperatur . . . . .	65
5.3.5	Brennstoffstufung . . . . .	69
5.4	Auswahl des Betriebsbereichs für die Mikrogasturbine . . . . .	70
<b>6</b>	<b>Implementierung in die Turbec T100</b>	<b>71</b>
6.1	Startvorgang . . . . .	72
6.2	Stationärer Betriebsbereich mit Holzgas . . . . .	74
6.3	Schadstoffemissionen . . . . .	79
6.4	Optimierungspotentiale . . . . .	83
<b>7</b>	<b>Verbrennungsverhalten in der Mikrogasturbine</b>	<b>85</b>
7.1	Verhalten bei verschiedenen Lasten . . . . .	85
7.2	Brennstoffflexibilität des Brennkammersystems . . . . .	89
<b>8</b>	<b>Demonstrationsanlage</b>	<b>95</b>
8.1	Anfahrvorgang des Anlagenverbunds . . . . .	95
8.2	Verhalten der Mikrogasturbine im gekoppelten Betrieb . . . . .	100
<b>9</b>	<b>Schlussfolgerungen</b>	<b>105</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>107</b>



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Doppelfeuervergaser . . . . .	21
2.1	Adiabate Flammentemperatur von Erd- und Holzgas . . . . .	30
2.2	Zündverzugszeit . . . . .	31
3.1	Atmosphärischer Brennerprüfstand . . . . .	34
3.2	Atmosphärische Brennkammer . . . . .	35
3.3	Aufbau der Turbec T100 . . . . .	36
3.4	Mikrogasturbinen-Prüfstand . . . . .	37
3.5	Brennstoffversorgung während des Betriebs . . . . .	38
3.6	Betriebsbereich der Leistungselektronik . . . . .	40
3.7	Optische Brennkammer . . . . .	41
3.8	Messanordnung mit optischer Brennkammer . . . . .	42
3.9	Schema der Demonstrationsanlage . . . . .	43
5.1	Konzept des Holzgas-Brennkammersystems . . . . .	53
5.2	Zündwahrscheinlichkeit . . . . .	55
5.3	Flammenbilder bei verschiedenen thermischen Leistungen . . . . .	57
5.4	Schadstoffemissionen bei verschiedenen thermischen Leistungen . . . . .	58
5.5	Abhebehöhe und Flammenlänge verschiedener Holzgase . . . . .	62
5.6	Schadstoffemissionen verschiedener Holzgase . . . . .	64
5.7	Abhebehöhe und Flammenlänge bei verschiedenen Lufteintrittstemperaturen . . . . .	66
5.8	Flammenbilder bei einer Lufteintrittstemperatur von 200 °C . . . . .	67
5.9	Schadstoffemissionen verschiedener Lufteintrittstemperaturen . . . . .	68
5.10	Flammenbilder bei verschiedenen Pilotleistungen . . . . .	69
5.11	Druckverlust des atmosphärischen Brenners . . . . .	70
6.1	Holzgas-Brennkammersystem . . . . .	71
6.2	Kaltstart . . . . .	72
6.3	Warmstart . . . . .	73
6.4	Betriebsverhalten der Turbec T100 mit Holzgas . . . . .	75

6.5	Einfluss der Lufttemperatur auf die Turbec T100 . . . . .	76
6.6	Verdichter kennfeld . . . . .	77
6.7	Schadstoffemissionen beim Betrieb der Turbec T100 mit Holzgas . . . . .	80
6.8	Einfluss der Turbinenaustrittstemperatur auf die Schadstoffemissionen . . . . .	82
6.9	Optimierungspotentiale . . . . .	84
7.1	OH*-Chemolumineszenz in der optischen Brennkammer . . . . .	87
7.2	OH-PLIF in der optischen Brennkammer . . . . .	87
7.3	Flammenverhalten bei Variation des H <sub>2</sub> -Anteils . . . . .	92
7.4	Einfluss des Wasserstoffs auf die Zündverzugszeit . . . . .	93
7.5	Einfluss des Wasserstoffs auf die Schadstoffemissionen . . . . .	93
8.1	Gescheiterter Startvorgang der gekoppelten Mikrogasturbine . . . . .	97
8.2	Einfluss des Holzgasvolumenstroms im Gaswäschebetrieb . . . . .	98
8.3	Erfolgreicher Start mit angepasster Startroutine . . . . .	100
8.4	Untersuchter Betriebsbereich der Demonstrationsanlage . . . . .	101
8.5	Zusammensetzung und Heizwert des Holzgases während des Betriebs . . . . .	102
8.6	Betriebsverhalten mit schwankender Holzgaszusammensetzung . . . . .	102
8.7	Schadstoffemissionen der Demonstrationsanlage . . . . .	103

# Tabellenverzeichnis

2.1	Zusammensetzung von Holzgas . . . . .	27
2.2	Laminare Flammgeschwindigkeit und stöchiometrischer Luftbedarf . . . . .	32
3.1	Technische Daten der Turbec T100 . . . . .	36
4.1	Analysatoren der Abgasmessung . . . . .	49
5.1	Betriebsparameter für die Auslegung des Brennkammersystems . . . . .	52
5.2	Im Brennerprüfstand untersuchte Holzgaszusammensetzungen . . . . .	60
6.1	Umgebungsbedingungen während der Experimente . . . . .	75
6.2	Betriebsdaten der Turbec T100 mit verschiedenen Heizwerten des Brenngases . . . . .	79
6.3	Schadstoffemissionen bei Reduktion des Heizwerts . . . . .	82
7.1	In der optischen Brennkammer untersuchte Holzgaszusammensetzungen . . . . .	90



# Nomenklatur

## Griechische Buchstaben

$\eta_{el}$	Elektrischer Wirkungsgrad	%
$\lambda$	Luftverhältnis	—
$\lambda_{global}$	Globales Luftverhältnis in der Brennkammer	—
$\Pi$	Verdichtungsverhältnis	—
$\tau$	Zündverzugszeit	s

## Lateinische Buchstaben

$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$\dot{m}_C$	Korrigierter Massenstrom durch den Kompressor	$ms\sqrt{K}$
$\dot{m}_T$	Korrigierter Massenstrom über die Turbine	$ms\sqrt{K}$
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/(kgK)
$CMD$	Ventilansteuerung	%
$D_N$	Durchmesser der Luftdüsen in der Hauptstufe	mm
$h$	Spezifische Enthalpie	J/kg
$H_i$	Heizwert	MJ/kg
$L_{st}$	Stöchiometrischer Luftbedarf	$mol_{Luft}/mol_{Br}$
$l_{st}$	Stöchiometrischer Sauerstoffbedarf	$mol_{O_2}/mol_{Br}$
$N_C$	Korrigierte Drehzahl	$\sqrt{K}/min$
$p_{BK}$	Statischer Brennkammerdruck	bar
$P_{el}$	Elektrische Leistung	kW
$P_{Gen}$	Vom Generator erzeugte elektrische Leistung	W
$P_{Verlust}$	Verlustleistung	W
$Q_{th,atm}$	Auf atmosphärischen Druck skalierte therm. Leistung	kW

$Q_{th}$	Thermische Leistung	kW
$s_l$	Laminare Flammgeschwindigkeit	m/s
$T_{ad}$	Adiabate Flammentemperatur	K
$T_{BK,ein}$	Brennkammereintrittstemperatur	°C
$T_{OT}$	Turbinenaustrittstemperatur	°C
$x$	Molenbruch	-
$w$	Massenbruch	—

## Indizes

A	Abgas
Br	Brennstoff
C	Kompressor
F	Frischgas
T	Turbine

## Abkürzungen

AGWT	Abgaswärmetauscher
BHKW	Blockheizkraftwerk
CPS100	Mikrogasturbine der Firma Dürr vom Typ Compact Power System 100
FID	Flammenionisationsdetektor
FLOX <sup>®</sup>	Flammenlose Oxidation
HG	Holzgas
IR	Infrarot
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
OBK	Optische Brennkammer
OH-PLIF	Planare laserinduzierte Fluoreszenz von Hydroxyl-Radikalen
PMC	Power Module Controller
UHC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
UV	Ultraviolett

# Zusammenfassung

Die thermische Vergasung ermöglicht die Nutzung fester Biomasse für die Kraft-Wärme-Kopplung. Bislang konnte sich die Technologie noch nicht etablieren, da eine Wirtschaftlichkeit dieser Anlagen häufig nicht erreicht wird. Die schwankende Zusammensetzung des erzeugten Brenngases sowie die darin enthaltenen Verunreinigungen verursachen hohe Wartungskosten und erschweren die Zuverlässigkeit der Anlagen. Da Mikrogasturbinen als brennstoffflexibel und wartungsarm gelten, stellen sie eine mögliche Alternative zu den mit Vergasern überwiegend eingesetzten Verbrennungsmotoren dar. Allerdings sind die auf dem Markt erhältlichen Mikrogasturbinen zumeist für konventionelle Brennstoffe wie Erdgas ausgelegt, weshalb sich die vorhandenen Brennkammersysteme nicht für das niederkalorische Brenngas eignen. Bei letzteren ist aufgrund des niedrigen Heizwerts ein erheblich größerer Brennstoffmassenstrom für die gleiche thermische Leistung erforderlich. Weiterhin unterscheiden sich die Verbrennungseigenschaften von dem aus der Vergasung stammenden Holzgas deutlich gegenüber Erdgas. Daher ist das Ziel der vorliegenden Arbeit die Entwicklung eines neuen Brennkammersystems, das den Einsatz von Holzgas in der Mikrogasturbine Turbec T100 ermöglicht. Dabei soll ein schadstoffarmer und zuverlässiger Betrieb bei schwankenden Gasqualitäten gewährleistet werden. Hierfür wird in der Arbeit ein Konzept erstellt und bis zur Erprobung eines Prototypen in realer Einsatzumgebung entwickelt. Ein Schwerpunkt bildet die Untersuchung der Brennstoffflexibilität des Systems. Zudem wird das Betriebsverhalten der Turbec T100 mit niederkalorischem Brenngas umfangreich charakterisiert sowie Optimierungspotentiale identifiziert.

Das gewählte Konzept enthält zwei Brennerstufen, die unterschiedliche Techniken der Flammenstabilisierung verwenden. Die Geometrie der Hauptstufe, in der mehr als 90 % des Brennstoffs eingebracht werden, ist abgeleitet von dem als schadstoffarm und brennstoffflexibel geltenden FLOX<sup>®</sup>-Brenner. Als Pilotstufe hingegen dient ein für Holzgas ebenfalls neu entwickelter Drallbrenner, der konzentrisch zur Hauptstufe stromaufwärts angeordnet ist. Die experimentelle Untersuchung des Prototypen erfolgt in vier Schritten. Das Verbrennungsverhalten wird zuerst in einem atmosphärischen Prüfstand durch Messung der OH\*-Chemolumineszenz, der Schadstoffemissionen sowie des Druckverlustes analysiert. Die hierfür relevanten Betriebsparameter werden mit einem stationären Mikrogasturbinen-Simulationsprogramm ermittelt und auf atmosphärische Bedingungen skaliert. Durch getrennte Variation der Parameter Luftverhältnis, thermische Leistung,

Brennstoffzusammensetzung, Lufteintrittstemperatur und Brennstoffstufung erfolgt die Auswahl eines geeigneten Betriebsbereichs für die Mikrogasturbine. Im zweiten Schritt charakterisiert die Arbeit das Betriebsverhalten der mit dem Brennkammersystem ausgerüsteten Turbec T100 unter Verwendung synthetisch gemischter Brenngase. Die Messungen legen ein erfolgreiches Anfahren sowie ein stabiles Betriebsverhalten bei verschiedenen Gaszusammensetzungen und Lastpunkten dar. Am Prüfstand zeigen sich Betriebsgrenzen der Turbec T100 beim Einsatz niederkalorischer Brenngase, da sich durch den enormen Brennstoffmassenstrom die Betriebspunkte von Luftverdichter und Leistungselektronik im Vergleich zum Erdgasbetrieb bedeutend verschieben. Trotzdem erreicht die Turbec T100 elektrische Leistungen von 50 kW bis 100 kW bei deutlicher Unterschreitung der Schadstoffemissionsgrenzwerte. Anhand der Messdaten und numerischen Simulationen werden die Optimierungspotentiale der Turbec T100 für die Nutzung von niederkalorischen Brenngasen aufgezeigt. Zur Untersuchung des Verbrennungsverhaltens des entwickelten Brennkammersystems und zur näheren Betrachtung der Brennstoffflexibilität dient eine an die Turbec T100 angeflanschte optische Brennkammer. Diese ermöglicht die Messung der OH\*-Chemolumineszenz sowie der OH-PLIF in einer Ebene durch die Düsen der Hauptstufe. Die damit gewonnenen Ergebnisse belegen das robuste Verhalten, da sich die Position und Form der Flammen in der Hauptstufe für verschiedene Leistungen vernachlässigbar gering verändern. Die Reduktion des Wasserstoffanteils im Brenngas weit unter die in Holzgas üblichen Konzentrationen zeigt eine deutlich veränderte Flammenstabilisierung für Brenngasmischungen, die keinen oder nur geringe Konzentrationen von Wasserstoff aufweisen. Hierbei wird die Bedeutung des Wasserstoffs und der Einfluss der durch den Wasserstoffanteil beeinflussten Zündverzugszeit ersichtlich. Die positiven Ergebnisse aus den Prüfständen werden durch die Erprobung der entwickelten Brennkammer in einer Demonstrationsanlage, bei der eine bestehende Holzvergaseranlage mit einem neu aufgebauten Mikrogasturbinen-BHKW gekoppelt wird, bestätigt. Zwar zeigen sich beim gekoppelten Betrieb Probleme im Anfahrvorgang mit Heizwerten geringer als 3 MJ/kg, dies beruht jedoch darauf, dass sich der Vergaser dieser Anlage im Fackelbetrieb nicht ausreichend aufheizen lässt. Im stationären Betrieb belegen die Ergebnisse das robuste Verhalten der Mikrogasturbine bei schlagartig schwankenden Gasqualitäten.

Mit Abschluss der Arbeit liegt ein Brennkammersystem vor, das die Kopplung der Mikrogasturbine mit Festbettvergasern ermöglicht. Ein stabiler Betrieb wird von  $50 \text{ kW}_{el}$  bis  $100 \text{ kW}_{el}$  erreicht, wobei die gesetzlichen Grenzwerte der Schadstoffemissionen im gesamten Bereich weit unterschritten werden. Die hohe Brennstoffflexibilität des Brennkammersystems gewährleistet zum einen den stabilen Betrieb mit Vergasern zum anderen bietet es auch Potentiale zur Nutzung anderer niederkalorischer Brenngase. Neben den technischen Errungenschaften demonstriert die Arbeit eine erfolgreiche Vorgehensweise zur Auslegung und Implementierung eines Brennkammersystems für Mikrogasturbinen.



# Abstract

Biomass gasification constitutes a promising technique for combined heat and power supply using renewable resources, but it is still not widely established. Some of the reasons are that the facilities often suffer from high maintenance costs and reliability problems due to fluctuating gas qualities and impurities contained in the product gas. As micro gas turbines are considered to be very fuel flexible and to require low maintenance, they offer an alternative to the widely used internal combustion engines. However, commercial micro gas turbines are designed for natural gas and their combustion chambers are not suitable for firing product gases from biomass gasification. The lower heating value reaches only 5 MJ/kg, which leads to a ten times higher fuel gas mass flow rate compared to natural gas. Furthermore, combustion properties vary significantly.

The aim of the current work is to design a new combustion chamber for the use of low calorific product gases in micro gas turbines. It is intended to ensure a reliable operation behaviour while complying with emission regulations. For this purpose a concept is developed and a prototype is investigated under laboratory and real conditions. The experiments focus on fuel flexibility regarding the fluctuating gas qualities of biomass gasifiers. The operation performance of the Turbec T100 with low calorific fuels and its potential for optimisation constitute further key issues of this work.

The chosen concept for the combustion chamber contains two stages using different flame stabilization techniques. Two third of the process air is introduced through holes in a liner downstream of the combustion zone. The main stage, in which more than 90% of the fuel are introduced, is adopted from the design of FLOX<sup>®</sup>-burners. The pilot stage consists of a new developed swirl stabilized combustor, which is designed for low calorific product gases as well. The experimental investigation is conducted in four steps.

On an atmospheric test rig the combustor is investigated regarding air number, thermal load, air inlet temperature, fuel composition and fuel staging while excluding the addition of dilution air. By measuring the OH\*-chemiluminescence, pressure drop and pollutant emissions such as carbon monoxide, nitrogen oxides and unburnt hydrocarbons, an appropriate operating range is chosen for the implementation into the Turbec T100.

In a second step the combustion system is installed into the Turbec T100 and the operating performance of the micro gas turbine is investigated by varying rotational speed, turbine outlet temperature, fuel composition, lower heating value and fuel staging. The successful start-up procedure

as well as the stationary operation are presented in detail. With a representative product gas the Turbec T100 reaches electrical power outputs from 50 kW to 100 kW while meeting the emission regulations. Higher fuel mass flow rates caused significant shifts of the operating points of the air compressor and the power electronic, which consequently limits the operation. The potential for optimisation is analysed by numerical simulations showing a possible increase of the power output up to almost 140 kW.

For some selected operating points combustion is investigated during turbine operation by using an optically accessible combustion chamber. The measurements of OH\*-chemiluminescence and OH-PLIF prove the fuel flexibility and the flame stability for various load points and product gas compositions. Decreasing the hydrogen concentration in the fuel below 6 Vol.% shows a different flame stabilisation on the one hand but still stable operation on the other hand. Therefore, the results demonstrate the high fuel flexibility and deliver comprehensive information about the influence of the hydrogen concentration on the performance of the combustor.

In the last step, the operation of the micro gas turbine together with a biomass gasifier confirms the positive results from the test rigs under real conditions. Stable operation of the micro gas turbine is reported even for abrupt changes of the lower heating value up to 17 %. The emissions of carbon monoxide and nitrogen oxides remain below 10 ppm. The used demonstration power plant exhibits difficulties in the start-up of the whole system because of poor gas quality at the beginning. The size of the flare restricted heating-up the gasifier to a sufficient load point. By modifying the start-up procedure of the micro gas turbine a successful start is shown with a lower heating value of only 3 MJ/kg. As a result, this problem can be solved in future applications by a sufficient dimension of the flare.

The combustion system, which has been developed in this work, provides stable and reliable operation of the Turbec T100 with low calorific product gases and complies with the German legal limits for pollutant emissions. Therefore, it enables the application of the Turbec T100 to biomass gasifiers.

# 1 Einleitung

Um dem Klimawandel entgegenzuwirken wird die Energieversorgung in Deutschland erheblich umgebaut. Weg von Kernenergie und fossilen Energieträgern soll im Jahr 2050 nahezu die gesamte Energieversorgung über erneuerbare Energien abgedeckt werden [59]. 2017 erreichte deren Anteil beim Bruttostromverbrauch bereits 36 %, wohingegen 1990 gerade einmal ca. 3 % durch Wasserkraft erzeugt wurden [13]. Während der Anteil der Wasserkraft konstant blieb, nahmen Windkraft, Biomasse und Fotovoltaik deutlich zu. Da die Verfügbarkeit der Solar- und Windenergie jeweils Schwankungen unterliegt, stellt die Biomasse aufgrund ihrer bedarfsorientierten Nutzbarkeit einen wichtigen Baustein für das Energiesystem dar.

Die Biomasse eignet sich darüber hinaus für die Kraft-Wärme-Kopplung (KWK), bei der Strom und Wärme vor Ort gleichzeitig erzeugt werden. Durch die Technologie lässt sich der eingesetzte Brennstoff effizient nutzen. Mit dem KWK-Gesetz 2017 [5] soll die Nettostromerzeugung aus KWK-Anlagen bis zum Jahr 2020 auf 110 TWh und bis 2025 auf 120 TWh erhöht werden. Seit 2003 ist diese kontinuierlich von 78 TWh auf 102 TWh im Jahr 2015 gestiegen [60]. Der Zuwachs ist insbesondere durch den Ausbau von Biomasse- und Erdgas-KWK Anlagen erreicht worden. Um die gesteckten Ziele zu erreichen sind daher weitere Anstrengungen notwendig.

Während bei den KWK-Anlagen die Fermentation vergärbare Biomasse (Biogas) schon weit verbreitet ist, konnte sich die thermochemische Vergasung holzartiger Biomasse noch nicht durchsetzen. Vor allem Landschaftsplegematerial und biogene Reststoffe, die nicht in Konkurrenz zum Anbau von Nahrungsmitteln stehen, könnten mit der letztgenannten Technologie zum Betrieb effizienter Wärmekraftmaschinen wie Verbrennungsmotoren oder Gasturbinen genutzt werden.

Im unteren Leistungsbereich sind bislang fast ausschließlich Verbrennungsmotoren im Einsatz. Die Anlagen weisen häufig einen intensiven Wartungsbedarf auf, was in hohen Kosten resultiert. Vor allem Verunreinigungen wie Teer, Staub, Erdalkaliverbindungen und saure Bestandteile im Brenngas führen zu Betriebsstörungen, kurzen Wartungsintervallen und reduzierter Lebensdauer der Bauteile. Aber auch konstruktive Aspekte wie die Verdichtung eines zündfähigen Luft-Brenngasgemischs in turboaufgeladenen Gas-Ottomotoren können zu Problemen führen. Eine vielversprechende Alternative zum Verbrennungsmotor bietet die als sehr wartungsarm geltende Mikrogasturbine. Sie verfügt über nur ein rotierendes Bauteil, wobei Brenn- und Abgas nicht mit den Lagerstellen in Kontakt kommen. Zudem sind Mikrogasturbinen unempfindlich gegenüber Druck-

stößen in der Brennstoffleitung, die durch instationäre Vorgänge im Vergaser auftreten können. Mit der stationären Verbrennung lassen sich äußerst niedrige Emissionswerte ohne teure Abgasnachbehandlung erreichen. Dies ist besonders vorteilhaft, da die im Holzgas enthaltenen Verunreinigungen die Lebensdauer von Katalysatoren erheblich reduzieren können. Ein weiterer Vorteil der Mikrogasturbine ist ihre hohe Brennstoffflexibilität. Sie lässt ein breites Spektrum an Heizwerten und Brennstoffzusammensetzungen zu und ist unempfindlich gegenüber deren Schwankungen. Dem Brennkammersystem der Mikrogasturbine kommt hierbei eine entscheidende Rolle zu. Die Systeme der auf dem Markt erhältlichen Mikrogasturbinen sind bislang meist nur für Erdgas ausgelegt und lassen daher den Einsatz von Holzgas noch nicht zu.

Das Forschungsprojekt „Nachhaltiges dezentrales Holzvergaserkraftwerk mit gekoppelter Mikrogasturbine“ untersuchte den Betrieb einer Mikrogasturbine vom Typ Turbec T100 in Verbindung mit einer bestehenden Holzvergaseranlage. Dazu wurde der Vergasungsprozess, die Produktgasqualität sowie die Gasreinigung vom Institut für Energie und Umwelttechnik e.V. sowie von der Hochschule Offenburg untersucht. Um die Kopplung der beiden Systeme zu ermöglichen, ist im Teilprojekt des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt ein Mikrogasturbinen-Brennkammersystem neu entwickelt worden. Nach erfolgreicher Entwicklung und Implementierung des Brennkammersystems, gelang der Betrieb in der Demonstrationsanlage in Zusammenarbeit mit dem Projektpartner EnBW AG. Die vorliegende Arbeit entstand innerhalb des vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie geförderten Projekts.

### **1.1 Stand der Technik**

Für die Einordnung der Arbeit werden bisherige Arbeiten zur Nutzung biogener Brennstoffe in Mikrogasturbinen vorgestellt. Eine kurze Erläuterung der thermochemischen Vergasung von Biomasse und die Darstellung atmosphärischer Festbettvergaser helfen für das Verständnis der daraus stammenden Anforderungen und für den in der Arbeit vorgestellten, gekoppelten Anlagenbetrieb. Da das entwickelte Holzgas-Brennkammersystem eine für FLOX<sup>®</sup>-Brenner typische Anordnung verwendet, wird auf diese Technologie und auf die Forschungsarbeiten zu deren Nutzung in Gasturbinen ausführlich eingegangen.

#### **1.1.1 Nutzung biogener Brennstoffe in Mikrogasturbinen**

Aufgrund der Nachhaltigkeit und der bedarfsgerechten Einsetzbarkeit stellen biogene Brennstoffe einen wichtigen Baustein der zukünftigen Energieversorgung dar [25, 41]. Durch die vielfältige Beschaffenheit existieren unterschiedliche Verfahren, um Biomasse für die Strom- und Wärmeproduktion nutzbar zu machen. Während sich holzartige Biomassen für die beschriebene thermochemische Vergasung eignen, können andere durch die biochemische Konversion (Vergärung) in ein brennbares Gas überführt werden [14]. Bei beiden Verfahren kann das Brenngas jedoch deutliche

Schwankungen in der Zusammensetzung und dem Heizwert aufweisen [27]. Für die Nutzung des Brenngases bieten sich Mikrogasturbinen wegen ihrer hohen Brennstoffflexibilität an. Sie sind wartungsarm und erreichen niedrige Schadstoffemissionen ohne zusätzliche Abgasnachbehandlung. Aus diesen Gründen wächst das Interesse an Mikrogasturbinen für die Nutzung biogener Brennstoffe, weshalb hierzu zahlreiche Forschungsarbeiten durchgeführt wurden.

Nikpey et al. [42] untersuchten den Einfluss von Biogas auf das Betriebsverhalten der Mikrogasturbine Turbec T100, indem sie bei verschiedenen Lastpunkten das Erdgas mit Kohlendioxid verdünnten. Im Teillastbetrieb konnte bei einer elektrischen Leistung von  $50 \text{ kW}_{\text{el}}$  maximal 15 Vol.%  $\text{CO}_2$  zugemischt werden, bevor die Flamme verlöschte. Bei Vollastbetrieb und  $100 \text{ kW}_{\text{el}}$  reduzierte sich der maximal mögliche Anteil auf 10 Vol.%  $\text{CO}_2$ . Die entsprechende Reduktion des Heizwerts von  $46 \text{ MJ/kg}$  auf  $32 \text{ MJ/kg}$  bei Teillast sowie auf  $35 \text{ MJ/kg}$  bei Vollast zeigten keine nennenswerte Änderung im Betriebsverhalten der Mikrogasturbine. D'Alessandro et al. [10] untersuchten das Teillastverhalten ( $20 \text{ kW}_{\text{el}}$  bis  $40 \text{ kW}_{\text{el}}$ ) einer  $80 \text{ kW}_{\text{el}}$  Mikrogasturbine von Elliot mit modifizierten Brennstoffdüsen. In diesem Fall verdünnten sie Erdgas mit Stickstoff bis auf einen Heizwert von  $23 \text{ MJ/kg}$ . Dabei wurde wie bei [43] kein bedeutender Einfluss auf die elektrische Effizienz der Mikrogasturbine festgestellt. Bei Vollast der Elliot Mikrogasturbine erhielten Kataoka et al. [28] ähnliche Ergebnisse mit Klärgas, das einen Heizwert von  $17,5 \text{ MJ/kg}$  besaß. Zur Verbrennung von Schwachgasen entwickelten Al-Halbouni et al. [1] ein Brennersystem mit kontinuierlicher Luftstufung (COSTAIR). Bei Vollast ( $100 \text{ kW}_{\text{el}}$ ) variierten sie die Zusammensetzung des Brennstoffs in der Hauptstufe, indem sie das Erdgas mit Stickstoff verdünnten. Mit Methangehalten im Bereich von 21 Vol.% bis 12 Vol.% ließ sich die Mikrogasturbine stabil betreiben. Allerdings erlitt die Pilotstufe, die ausschließlich mit Erdgas betrieben wurde, deutliche Schäden.

Während für methanhaltige Brenngase wie Biogas und Klärgas bereits kommerzielle Mikrogasturbinen erhältlich sind, gibt es für wasserstoffhaltige Schwachgase wie z.B. Holzgas auch auf Forschungsebene noch keine Messdaten in der Literatur. Einige Autoren haben daher das Betriebsverhalten der Mikrogasturbine mit Schwachgasen numerisch untersucht [4, 46, 48]. Dabei basierten die Simulationen auf Modellen, die mit experimentellen Daten aus dem Erdgasbetrieb der Mikrogasturbine validiert worden waren. Das stationäre Betriebsverhalten der Turbec T100 bei Vollast wurde von Prussi et al. [46] für verschiedene Mischungen aus Methan mit einem repräsentativen Holzgas simuliert. Den Heizwert variierten sie von  $50 \text{ MJ/kg}$ , für reines Methan, bis zu  $4 \text{ MJ/kg}$  für reines Holzgas. Unter Berücksichtigung der Verdichtungsarbeit für den Brennstoff zeigten sowohl die elektrische Leistung als auch der elektrische Wirkungsgrad einen starken Abfall für Brenngasmischungen mit einem Heizwert kleiner  $10 \text{ MJ/kg}$ . Interessant ist jedoch, dass die Betriebspunkte der Turbokomponenten sogar für reines Holzgas im stabilen Bereich blieben. Gleiches berichteten auch Bohn und Lepers [4], die das stationäre Betriebsverhalten einer  $80 \text{ kW}_{\text{el}}$  Mikrogasturbine bei Vollast für Biogas simulierten. Bei ihren Ergebnissen blieb der Verdichter bis zu einem Methanan-

teil von nur 15 Vol.%, was einem Heizwert von nur 3 MJ/kg entspricht, im stabilen Betriebsbereich. Die beiden Arbeiten sowie die Arbeit von Al-Halbouni et al. [1] weisen daraufhin, dass die genannten, für Erdgas entwickelten Mikrogasturbinen, auch den Betrieb mit Schwachgasen bis zu einem minimalen Heizwert von 3 MJ/kg bzw. 4 MJ/kg erlauben, sofern das Schwachgas in der Mikrogasturbine effizient und zuverlässig verbrennt.

Neben dem Ansatz der direkten Verbrennung eines aus Biomasse gewonnenen Brenngases in der Mikrogasturbine besteht die Möglichkeit diese extern zu befeuern, wie z. B. beschrieben von Kautz und Hansen [30] und Traverso et al. [55]. Hierbei wird die Mikrogasturbine nur mit einem sauberen Prozessmedium wie z.B. Luft betrieben. Die Biomasse bzw. der biogene Brennstoff verbrennt in einer separaten Brennkammer. Die Wärmeeinkopplung in den Gasturbinenprozess erfolgt mit einem Hochtemperaturwärmeübertrager, der die Prozessluft auf die Turbineneintrittstemperatur erhitzt. Damit kommen Turbine und Rekuperator nicht mit Verunreinigungen aus der Verbrennung der Biomasse in Kontakt. Allerdings ist in diesem Fall der Wärmetauscher ein kritisches Bauteil. Für eine hohe Effizienz der Mikrogasturbine müssen Turbineneintrittstemperaturen ähnlich der direkt befeuerten Mikrogasturbinen, d.h. ca. 950°C, erreicht werden. Bislang liegen diese aufgrund der hohen Anforderung an das Material noch darunter. Die von der Firma Ansaldo Energia kommerziell erhältliche, extern befeuerte Mikrogasturbine erreicht Turbineneintrittstemperaturen von maximal 850°C [12]. Nicht nur die hohe Temperatur verursacht Probleme bei dem Hochtemperaturwärmetauscher. Die Verunreinigungen im Abgas können zu Ablagerungen (fouling) führen sowie Erosion und Korrosion verursachen. Durch diese Vorgänge verschlechtert sich der Wärmeübergang und der Wirkungsgrad der Anlage sinkt.

### 1.1.2 Festbettvergaser

Die thermochemische Vergasung ist ein Verfahren zur Konversion von fester Biomasse in ein brennbares Produktgas, das auch als Holzgas bekannt ist. Diese Technologie bietet den Vorteil das Holzgas nachfolgend in einer Verbrennungskraftmaschine einsetzen zu können. Auf diese Weise kann die Biomasse effizienter zur Strom- und Wärmeerzeugung eingesetzt werden. In der Literatur werden Vergaser anhand der Art des Vergasers, der Wärmebereitstellung, des eingesetzten Vergasungsmittels sowie der Druckverhältnisse unterschieden [27]. Es sind drei unterschiedliche Grundtypen bekannt: Festbettvergaser, Wirbelschichtvergaser und Flugstromvergaser. Die Wärmebereitstellung kann entweder allotherm, d.h. von extern oder autotherm durch eine Teilverbrennung des Einsatzmaterials erfolgen. Als Vergasungsmittel kommen hauptsächlich Luft oder Wasserdampf zum Einsatz. Bei kleineren Anlagen unter 1 MW thermischer Leistung dominieren aus wirtschaftlichen Gründen atmosphärische Festbettvergaser, die Luft als Vergasungsmittel nutzen und autotherm arbeiten. Aus diesem Grund wird hier nur auf diesen Typ eingegangen. Eine ausführliche Beschreibung der verschiedenen Vergaserbauarten findet sich im Buch „Energie aus Biomasse“

von Kaltschmitt [27]. Der folgende Abschnitt erklärt die Funktionsweise eines Festbettvergasers am Beispiel eines Doppelfeuervergasers, da diese Bauweise auch im Projekt „DeHoGas“ für die Demonstrationsanlage zur Verfügung stand.

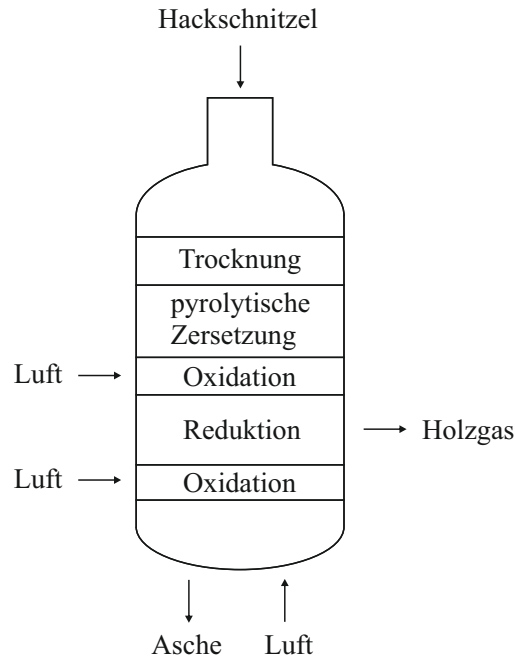


Abbildung 1.1: Zoneneinteilung eines Doppelfeuervergasers [27].

Bei Festbettvergäsern wird die Biomasse in Form von stückigen Hackschnitzeln oder Pellets von oben in den Vergaser eingebracht. Im Inneren entsteht eine gasdurchlässige Schüttung, die sich während des Prozesses aufgrund der Schwerkraft nach unten bewegt. Bei Doppelfeuervergäsern wird die Luft typischerweise an mehreren Stellen im Vergaser eingebracht, sodass sich die in Abbildung 1.1 dargestellten Zonen im Vergaser ausbilden. Im oberen Bereich des Vergasers, in dem die frischen Hackschnitzeln auf die Schüttung fallen, findet eine Trocknung und Erwärmung der Biomasse bei Temperaturen bis 200°C statt. In der anschließenden pyrolytischen Zersetzungszone entweichen zunächst flüchtige Gase und Dämpfe aus der Biomasse. Im Temperaturbereich von 200°C bis 600°C werden unter Sauerstoffausschluss ca. 85 % der organischen Masse in gasförmige Produkte umgewandelt. Der feste Rückstand aus Kohlenstoff und Asche bildet das Koks Bett, das in den Zonen der Oxidation und Reduktion vergast wird. In den Oxidationszonen wird Luft zugeleitet, die mit den Produkten aus der pyrolytischen Zersetzung in O<sub>2</sub>-armer Umgebung reagiert. Es entstehen hier die höchsten Temperaturen im Vergaser bis über 1000°C, wobei die für die Vergasung notwendige Wärme erzeugt wird. Dabei entstehen kleine, gasförmige Moleküle wie H<sub>2</sub>, CO, CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub>O und CO<sub>2</sub>. Der Hauptteil der brennbaren Bestandteile des Holzgases entsteht in der Reduktionszone, in der die Verbrennungsprodukte H<sub>2</sub>O und CO<sub>2</sub> aus der Oxidationszone mit dem festen Kohlenstoff aus dem Koks zu CO und H<sub>2</sub> reduziert werden. Das Holzgas wird aus der

Reduktionszone mit Temperaturen von 600°C bis 800°C aus dem Vergaser entnommen. Die festen Vergasungsrückstände der Biomasse entfernt ein System zum Ascheaustrag im Bodenbereich.

Das erzeugte Holzgas besteht überwiegend aus den Komponenten H<sub>2</sub>, CO, CH<sub>4</sub>, CO<sub>2</sub> und N<sub>2</sub>. Aufgrund der hohen Anteile an Inertgasen weist Holzgas einen sehr niedrigen Heizwert im Bereich von 3,5 MJ/kg bis 5,0 MJ/kg auf. Neben den Hauptkomponenten enthält Holzgas Verunreinigungen wie Staub, Teer, Alkali-, Schwefel-, Halogen- und Stickstoffverbindungen. Bei Gleichstrom- und Doppelfeuervergasern liegen die mittleren Konzentrationen von Staubpartikeln bei 1000 mg/m<sup>3</sup> sowie von Teer bei 500 mg/m<sup>3</sup> [27]. Da diese Verunreinigungen zu Problemen mit den nachgeschalteten Anlagen führen, ist eine Gasreinigung zwingend erforderlich. Zur dezentralen Strom- und Wärmeversorgung mit Holzgas werden bislang überwiegend Gasmotoren eingesetzt.

### 1.1.3 FLOX<sup>®</sup>-Brenner

Das Verbrennungsverfahren, das unter der Bezeichnung *flammenlose Oxidation* (FLOX<sup>®</sup>) bekannt ist, wurde von Wüning erstmals 1991 vorgestellt [62]. Um die Abgaswärmeverluste zu reduzieren und damit Brennstoff einzusparen, wurde bei der Erzeugung von Wärme in Industrieprozessen die Verbrennungsluft zunehmend vorgewärmt. Mit höheren Lufttemperaturen stiegen jedoch die Verbrennungstemperaturen und führten zu steigenden Stickoxidemissionen aufgrund der thermischen NO-Bildung. Diese ließen eine weitere Luftvorwärmung über 600 °C nicht zu. Um die thermische NO-Bildung zu unterbinden, suchte Wüning nach einem Weg mit möglichst hoher Abgasrezirkulation die maximale Verbrennungstemperatur unter 1500 °C zu halten. Die Abgasrezirkulation zur Senkung der Stickoxide war in technischen Anwendungen bereits verbreitet, kam jedoch nur bis zu einer Rezirkulationsrate von max. 30 % zum Einsatz, da bis zu dieser Grenze eine stabile Verbrennung gewährleistet werden konnte. Wüning fand heraus, dass unter bestimmten Bedingungen eine stabile Verbrennung auch mit deutlich höherer Abgasrezirkulation und niedrigen Stickoxid- und Schallemissionen möglich ist. Bei seinen Untersuchungen sanken die sichtbaren Lichtemissionen so sehr, dass eine diskrete Flamme vor dem Hintergrund einer glühenden Metallwand nicht mehr zu erkennen war. Aus diesem Grund wurde das Verfahren von ihm *flammenlose Oxidation* genannt. Er patentierte es [64] und trug es unter dem Akronym FLOX<sup>®</sup> als Marke ein. Basierend auf dem Ansatz, bei hohen Luftvorwärmtemperaturen eine möglichst hohe Abgasrezirkulation zu nutzen, existieren in der Literatur weitere Konzepte wie MILD Combustion [8], colorless distributed combustion (CDC) [2] und High Temperature Air Combustion (HiTAC) [56], auf die hier nicht weiter eingegangen wird.

Laut Wüning ist eine notwendige Bedingung für die *flammenlose Oxidation*, dass die Temperatur des Abgas-Luftgemischs oberhalb der Zündtemperatur des eingesetzten Brennstoffs liegt. Die starke Rezirkulation der Verbrennungsprodukte wird dabei durch den hohen Impuls der in die Brennkammer eindringenden Frischgasstrahlen und dem damit erzeugten, ausgeprägten Rückstrom-



gebiet erreicht. Brenner dieser Art werden mittlerweile im Ofenbau der Metall- und Stahlindustrie in großer Zahl erfolgreich eingesetzt [63]. Aufgrund ihrer positiven Eigenschaften sind sie jedoch auch für anderen Anwendungen wie z.B. in Gasturbinen interessant. Allerdings unterscheiden sich die Betriebsbedingungen eines möglichen FLOX<sup>®</sup>-Brenners in einer Gasturbine deutlich von denen in Industrieöfen [37, 65]. Während in Öfen die Brenner mit geringem Luftüberschuss wie z.B.  $\lambda = 1,1$  betrieben werden, sind bei Gasturbinen sehr magere Luftverhältnisse bei  $\lambda > 2$  üblich. Hieraus ergeben sich hohe O<sub>2</sub>-Konzentrationen im rezirkulierten Abgas. Die Verdünnung der Sauerstoffkonzentration hat jedoch einen starken Einfluss auf die flammenlose Oxidation [36, 62]. Die hohen Vorwärmtemperaturen der Luft von über 800 °C bis 1050 °C werden bei Industrieöfen durch eine Vorheizung mit Wärmetauscher und Ofenabgas oder durch Abgasrückführung erreicht. Ein weiterer Unterschied ist der höhere Betriebsdruck bei Gasturbinen, deren Brennkammern bei Drücken von 30 bar und mehr betrieben werden. Weiterhin müssen Gasturbinen einen weiten Betriebsbereich abdecken können und stellen hohe Anforderungen an die Flammenstabilität aufgrund dynamischer Lastwechsel. Aus diesen Gründen bedarf die Übertragung dieser Technologie in die Anwendung bei Gasturbinen noch umfangreicher Forschung und Entwicklung.

Das von der Europäischen Kommission geförderte Projekt „New Combustion Systems for Gas Turbines“, in dem sich zahlreiche Vertreter aus Industrie, Universitäten und Forschungseinrichtungen verschiedener Länder zusammengeschlossen hatten, untersuchte die Anwendbarkeit der flammenlosen Oxidation in Gasturbinen [15, 16, 17]. Erste Messergebnisse unter atmosphärischen Bedingungen brachten eine vielversprechende Konfiguration mit ringförmig angeordneten FLOX<sup>®</sup>-Düsen hervor, mit der NO<sub>x</sub>-Emissionen kleiner 3 ppm und CO-Emissionen unter 10 ppm, jeweils bezogen auf 15 % Restsauerstoff im Abgas, erreicht wurden. Der Druckverlust der Luft über den Brenner betrug dabei weniger als 5 %. Für weiterführende Untersuchungen nutzten alle Parteien die gleiche Konfiguration, um eine bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Lückcrath et al. [39] wiesen ein stabiles Verbrennungsverhalten und niedrige Schadstoffemissionen auch bei Drücken von 20 bar bis 30 bar und thermischen Leistungen von 100 kW bis 475 kW nach. Die Austrittsgeschwindigkeit aus den FLOX<sup>®</sup>-Düsen spielte eine entscheidende Rolle. Mit Geschwindigkeiten von 160 m/s konnte ein Betriebsbereich von  $\Delta\lambda = 0,5$  erreicht werden, in dem die Schadstoffemissionen von CO und NO<sub>x</sub> unterhalb von 10 ppm lagen. Bemerkenswert ist auch die Tatsache, dass sich die Schadstoffemissionen nahezu unabhängig vom Brennkammerdruck verhielten. Das Strömungs- und Verbrennungsverhalten eines FLOX<sup>®</sup>-Brenners unter Druck mit Schwerpunkt auf der Schadstoffbildung wurde von Schütz et al. numerisch untersucht [51]. Sie berichten, dass im untersuchten Fall bei 20 bar und einem Luftverhältnis von  $\lambda = 2,16$  die Stickoxidbildungsmechanismen nach Zeldovich, Fenimore und über den N<sub>2</sub>O-Pfad gleichwertig zur NO<sub>x</sub>-Konzentration beitragen.

Derselbe FLOX<sup>®</sup>-Brenner wurde auch von Li et al. [35, 37] unter atmosphärischen Bedingungen

untersucht, um für die Auslegung von Gasturbinenbrennkammern wichtige Einflussparameter wie die Lufteintrittstemperatur, der Luftmassenstrom, die Verjüngung der Brennkammer am Auslass und des Brennkammerdurchmessers und deren Wirkung auf das Verbrennungsverhalten und die Schadstoffemissionen zu analysieren. Ihre Ergebnisse zeigten, dass eine hohe Lufteintrittstemperatur den Betriebsbereich deutlich vergrößert und die magere Verlöschgrenze zu höherem Luftüberschuss verschiebt. Als besonders vorteilhaft nennen sie auch den Betrieb mit Lufteintrittstemperaturen über der Selbstzündtemperatur des eingesetzten Brennstoffs. Die hohe Lufttemperatur fördert zudem die Oxidation von CO zu CO<sub>2</sub>. Die bei technischen Anwendungen häufig notwendige Verjüngung des Brennkammeraustritts führte in diesem Fall zu einem Anstieg der CO-Emissionen. Dies beruhte auf der Beschleunigung der Strömung und einer damit verbundenen, kürzeren Verweilzeit in der Brennkammer. Die Stickoxide blieben jedoch unbeeinflusst. Für eine hohe Stabilität stellte sich eine enge Umschließung der Brennstoffstrahlen durch die Brennkammerwände heraus, da dies zu einer starken, zentralen Rezirkulationszone führt.

Die Anwendung in Gasturbinen stellt hohe Anforderungen an die Lastflexibilität und das Teillastverhalten. Eine gängige Methode den Betriebsbereich zu vergrößern ist die Brennstoffstufung. Hierzu wird häufig eine Pilotstufe eingesetzt, in der nur ein geringer Anteil des gesamten Brennstoffs verbrannt wird. Rödiger et al. [47] versahen einen FLOX<sup>®</sup>-Brenner mit einer drall-stabilisierten Pilotstufe und konnten so den Betriebsbereich des Brenners um 10 % gegenüber der einzelnen FLOX<sup>®</sup>-Stufe erweitern. Allerdings beobachteten sie stärkere thermoakustische Instabilitäten bei sehr brennstoffreichen und sehr mageren Bedingungen in der Pilotstufe gegenüber dem Brenner ohne Pilotstufe. Zanger et al. [67] vergrößerten ebenfalls den Betriebsbereich eines erdgasbetriebenen FLOX<sup>®</sup>-Brenners für Mikrogasturbinen durch den Einbau einer drall-stabilisierten Pilotstufe, wobei die Schadstoffemissionen auf einem geringen Niveau gehalten werden konnten.

Einige Autoren befassten sich auch mit der Verbrennung von wasserstoffhaltigen oder niederkalorischen Brennstoffen in FLOX<sup>®</sup>-Brennkammern für Gasturbinen. Lückcrath et al. [40] untersuchten die Beigabe von Wasserstoff zum Erdgas bis zu Volumenanteilen von 40 %. Mit Wasserstoff ergab sich ein größerer Betriebsbereich, da ein Verlöschen der Flamme erst bei niedrigeren adiabaten Flammentemperaturen auftrat. Mit höheren Wasserstoffanteilen sanken die CO-Emissionen, während die Stickoxide bei niedrigen adiabaten Flammentemperaturen im Vergleich zu reinem Erdgas jedoch anstiegen. Zwar stabilisierte die Flamme mit hohen H<sub>2</sub>-Anteilen näher am Brenner, von einem Flammenrückschlag in den Brenner berichten die Autoren jedoch nicht.

Die Verwendung der flammenlosen Oxidation für Schwachgase wurde in dem Forschungsprojekt „Entwicklung flexibler Feuerungssysteme zur Verbrennung von Schwachgasen in Mikrogasturbinen-Brennkammern“ von Al-Halbouni et al. [1] untersucht. Anhand ihrer Ergebnisse aus numerischen Strömungssimulationen und atmosphärischen Brennertests kamen sie jedoch zu dem Fazit, dass der betrachtete FLOX<sup>®</sup>-Brenner sich nicht für den Einsatz in der Mikrogasturbine Turbec

T100 eignet. Sie begründeten ihre Schlussfolgerung damit, dass unter den gegebenen Einbaubedingungen der Turbec T100 die FLOX<sup>®</sup>-Verbrennung aufgrund der Mischlufteindüsung nicht möglich sei. Rosendahl [48] untersuchte in ihrer Dissertation, die im Rahmen des zuvor genannten Projekts entstanden ist, den FLOX<sup>®</sup>-Brenner experimentell an Brennerprüfständen bei 1 bar und 3 bar für Methan-Stickstoffmischungen. Die Schadstoffbildung zeigte dabei nur geringe Veränderungen bei verschiedenen Drücken und Brennstoffzusammensetzungen. Der Einfluss der bei Mikrogasturbinen typischen Mischluft, die mehr als zwei Drittel der gesamten Prozessluft ausmacht, wurde dabei nicht berücksichtigt.

Im Hinblick auf Schwachgase aus der Biomassevergasung untersuchten Danon et al. [11] ebenfalls den von der Firma WS Wärmeprozess-technik ausgelegten FLOX<sup>®</sup>-Brenner auf einem atmosphärischen Brennerprüfstand. Mit einer katalytischen, autothermen Reformierung erzeugten sie ein Brenngas bestehend aus den volumetrischen Anteilen von CH<sub>4</sub> (1,7 % - 15,5 %), CO (5,2 % - 11,7 %), CO<sub>2</sub> (6,3 % - 7,7 %), N<sub>2</sub> (44,1 % - 49,3 %) und H<sub>2</sub> (22,6 % - 35,6 %) mit Heizwerten im Bereich von 5,9 MJ/Nm<sup>3</sup> bis 8,6 MJ/Nm<sup>3</sup>. Der Brenner zeigte auch mit diesen Brenngasen ein stabiles Betriebsverhalten mit Schadstoffemissionen unter 10 ppm.

Obwohl die prinzipielle Eignung der Technologie für die Anwendung in Gasturbinen nachgewiesen wurde und zahlreiche Autoren mit experimentellen und numerischen Untersuchungen, die hier aufgrund der Menge nicht alle aufgeführt wurden, zu einem besseren Verständnis der flammenlosen Oxidation beigetragen haben, sind FLOX<sup>®</sup>-Brennkammersysteme in kommerziellen Gasturbinen oder Mikrogasturbinen noch nicht enthalten. Zanger et al. [67] und Zornek et al. [71] gelang es 2014 erstmalig FLOX<sup>®</sup>-Brennkammersysteme für Erdgas bzw. für Holzgas in einer Mikrogasturbine erfolgreich zu betreiben. Die beiden Brennkammersysteme kamen anschließend auch in Demonstrationsanlagen unter realen Bedingungen zum Einsatz [73]. Ansonsten sind in der Literatur keine weiteren experimentellen Messdaten bzw. Erfahrungen zum Betrieb eines FLOX<sup>®</sup>-Brennkammersystems in einer Gasturbine verfügbar.

## 1.2 Ziele und Inhalte dieser Arbeit

Das Ziel der Arbeit ist die Entwicklung und Implementierung eines Brennkammersystems für die Nutzung von niederkalorischem Holzgas in der Mikrogasturbine. Als Ausgangspunkt dient hierfür das Design des als schadstoffarm und brennstoffflexibel geltenden FLOX<sup>®</sup>-Verbrennungskonzepts. Da der Heizwert und die Brennstoffzusammensetzung in Holzvergasern starken Schwankungen unterliegen, nimmt die experimentelle Untersuchung der Brennstoffflexibilität eine herausragende Rolle ein. Daneben ist das Teillastverhalten aufgrund der zukünftig geforderten Lastflexibilität von hoher Bedeutung. Hierzu soll die Arbeit eine umfangreiche Charakterisierung des Betriebsverhaltens der Mikrogasturbine beim Einsatz von niederkalorischen Brenngasen liefern. Die gewonnenen Daten stehen anschließend zur Validierung von numerischen Simulationsprogrammen zur Verfü-

gung, die z.B. eine Analyse und Auslegung von Mikrogasturbinen-basierten KWK-Anlagen für die Kopplung mit Festbettvergasern ermöglichen.

Die Arbeit gliedert sich wie folgt: Kapitel 2 betrachtet die Zusammensetzung des Holzgases und die damit zusammenhängenden, wichtigen Verbrennungseigenschaften wie z.B. der stöchiometrische Luftbedarf, adiabate Flammentemperaturen, die Zündverzugszeit sowie die laminare Flammengeschwindigkeit. Kapitel 3 und 4 stellen das benutzte Auslegungswerkzeug sowie die verwendeten Prüfstände und Messtechniken vor. Die Diskussion der Brennerentwicklung und dessen Betriebsverhalten erfolgt in Kapitel 5. Es stellt die Anforderungen aus der Mikrogasturbine dar und präsentiert das gewählte Konzept für die Brennkammer sowie die mit einem ersten Versuchsträger in einem atmosphärisch betriebenen Brennerprüfstand erzielten Ergebnisse. Eine ausführliche Analyse des Flammenverhaltens und der Schadstoffemissionen bei unterschiedlichen thermischen Leistungen, Luftverhältnissen, Brenngaszusammensetzungen, Brennstoffstufungen und Lufteintrittstemperaturen ermöglicht die Auswahl eines geeigneten Betriebsbereichs für die Mikrogasturbine. In diese wird das Brennkammersystem in Kapitel 6 implementiert und der Betrieb mit synthetisch gemischtem Holzgas diskutiert. Mit einer optischen Brennkammer erfolgt die Betrachtung des Verbrennungsverhaltens während des Betriebs der Mikrogasturbine in Kapitel 7. Hier wird speziell auf die Brennstoffflexibilität des entwickelten Brennkammersystems und die Bedeutung des Wasserstoffanteils im Holzgas eingegangen. Kapitel 8 präsentiert den Betrieb in einer real gekoppelten Demonstrationsanlage bestehend aus einem Festbettvergaser und einer Mikrogasturbine. Die Arbeit schließt mit Kapitel 9, in dem die Schlussfolgerungen gezogen und ein Ausblick gegeben wird.

## 2 Theoretische Grundlagen

Für das Verständnis der Arbeit werden im folgenden für die Verbrennung relevante Eigenschaften des Holzgases wie die chemische Zusammensetzung, der stöchiometrischen Luftbedarf, die adiabate Flammentemperatur, die Zündverzugszeit und die laminare Flammgeschwindigkeit grundlegend beschrieben. Als Vergleich dienen sowohl ein Erdgas-Luft-System als auch das Verhalten von Wasserstoff, Kohlenmonoxid und Methan.

### 2.1 Holzgas

Holzgas wird durch die thermochemische Vergasung von Biomasse erzeugt und besteht überwiegend aus den Komponenten  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ ,  $CO_2$  und  $N_2$ . In Tabelle 2.1 sind die in der Literatur verfügbaren, üblichen Konzentrationen der einzelnen Hauptkomponenten für Gleichstrom-Festbettvergaser, die mit Luft als Vergasungsmittel arbeiten, dargestellt. Aufgrund der hohen Anteile an Inertgasen weist Holzgas einen niedrigen Heizwert  $H_i$  im Bereich von 3,5 MJ/kg bis 5,0 MJ/kg auf. Brenngase mit Heizwerten kleiner 8 MJ/kg werden auch als Schwachgase oder niederkalorische Brenngase bezeichnet [9]. Der Heizwert von Erdgas beträgt im Vergleich zu Holzgas etwa das Zehnfache. Um vergleichbare thermische Leistungen zu erreichen, werden bei Nutzung von Schwachgasen aufgrund des niedrigen Heizwerts große Brennstoffmassenströme erforderlich. Daher hat der Heizwert des Brennstoffs einen erheblichen Einfluss auf die Auslegung einer Brennkammer.

Tabelle 2.1: Trockene Zusammensetzung des Holzgases von luftgeblasenen Gleichstrom-Festbettvergasern (Wassergehalt 10 % - 15 %) [27] im Vergleich zu Erdgas

	$H_2$	$CO$	$CH_4$	$CO_2$	$N_2$	$C_2H_6$	$C_3H_8$
Holzgas in Vol.%	15 - 21	10 - 22	1 - 5	11 - 13	42 - 60	0	0
Erdgas in Vol.%	0	0	89 - 98	0 - 3	0 - 1	0 - 7	0 - 5

### 2.2 Luftverhältnis und stöchiometrischer Luftbedarf

Um vollständig zu oxidieren benötigt eine bestimmte Menge Brennstoff eine bestimmte Menge an Sauerstoff bzw. in den meisten technischen Anwendungen Luft. Diese Luftmenge wird stöchio-

## 2. THEORETISCHE GRUNDLAGEN

---

metrischer Luftbedarf  $L_{st}$  genannt. Anhand der Brennstoffzusammensetzung lässt sich der stöchiometrische Luftbedarf berechnen. Für Holzgas lässt sich der stöchiometrische Luftbedarf aus den Anteilen der brennbaren Komponenten CO, H<sub>2</sub> und CH<sub>4</sub> und der Zusammensetzung der Luft berechnen. Für 1 mol Holzgas ergibt sich ein stöchiometrischer Luftbedarf von

$$L_{st} = 4,762 \cdot (l_{st,CO} \cdot x_{CO} + l_{st,H_2} \cdot x_{H_2} + l_{st,CH_4} \cdot x_{CH_4}). \quad (2.1)$$

Hier ist  $x_i$  der Molenbruch der Komponente  $i$  und  $l_{st,i}$  der Sauerstoffbedarf für die vollständige Verbrennung von  $i$ . Die Einheit von  $L_{st}$  ist somit mol<sub>Luft</sub>/mol<sub>Br</sub>. Mit den molaren Massen lässt sich dieses umrechnen in kg<sub>Luft</sub>/kg<sub>Br</sub>, wobei sich für die in dieser Arbeit verwendete, repräsentative Holzgaszusammensetzung HG 1 (18 Vol.% H<sub>2</sub>, 22 Vol.% CO, 2,25 Vol.% CH<sub>4</sub>, 12 Vol.% CO<sub>2</sub> und 45,75 Vol.% N<sub>2</sub>) ein  $L_{st}=1,35$  ergibt. Dieser liegt somit deutlich niedriger als der von Methan, der 17,2 beträgt. Aus diesen Zahlenwerten wird klar, dass bei der stöchiometrischen Verbrennung von Holzgas die Massenströme von Luft und Brennstoff annähernd gleich groß sind, während beim Erdgas der Luftmassenstrom ca. das 17-fache beträgt.

Verbrennungsprozesse werden unterschieden nach der Menge Luft, die für die Verbrennung zur Verfügung steht. Dazu wird der vorherrschende Luftmassenstrom  $\dot{m}_{Luft}$  ins Verhältnis gesetzt zu dem stöchiometrischen Luftmassenstrom, der sich aus dem Brennstoffmassenstrom  $\dot{m}_{Br}$  und dem stöchiometrischen Luftbedarf berechnet. Das Luftverhältnis  $\lambda$  ist damit definiert als

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{Luft}}{\dot{m}_{Br} \cdot L_{st}}. \quad (2.2)$$

Bei einem Luftverhältnis von  $\lambda < 1$  herrscht Luftmangel, es wird auch als fette Verbrennung bezeichnet. Die Verbrennung unter Luftüberschuss bei  $\lambda > 1$  wird als magere Verbrennung bezeichnet. Um eine stöchiometrische Verbrennung handelt es sich bei  $\lambda = 1$ .

Das Luftverhältnis lässt sich auch mit einer Kohlenstoffbilanz aus der gemessenen Brennstoff- und Abgaszusammensetzung berechnen zu [9]

$$\lambda = \frac{21}{79 \cdot 0,21 \cdot L_{st}} \left[ \frac{(CO_2^{Br} + CO^{Br} + C_x H_y^{Br}) \cdot N_2^A}{CO_2^A + CO^A + C_x H_y^A} - N_2^{Br} \right]. \quad (2.3)$$

Der Index Br steht für die Volumenanteile im Brennstoff, A für die im Abgas.

### 2.3 Adiabate Flammentemperatur

Die adiabate Flammentemperatur  $T_{ad}$  und deren Berechnung sind im Buch Verbrennung von Warnatz et al. [61] erläutert. Sie beschreibt die Temperatur, die erreicht wird, wenn die bei der chemischen Reaktion frei werdende Energie vollständig zum Aufheizen des Systems genutzt wird. Da

die Wärmeverluste in einem geschlossenen adiabaten System gleich Null sind, bleibt nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik bei konstantem Druck auch die Enthalpie konstant. Folglich weisen das unverbrannte Frischgas (Index F) und das verbrannte Abgas (Index A) dieselbe spezifische Enthalpie  $h$  auf. Aufgrund der Massenerhaltung unterscheiden sich die molaren Enthalpien von Frisch- und Abgas, wobei jedoch keine Teilchenerhaltung vorliegt. Daraus ergibt sich die Gleichung

$$h^F = \sum_{j=1}^S w_j^F h_j^F = \sum_{j=1}^S w_j^A h_j^A = h^A. \quad (2.4)$$

Der Massenbruch einer Komponente im Frisch- bzw. Abgas ist beschrieben durch  $w_j$ . Unter konstantem Druck folgt

$$h_j^A = h_j^F + \int_{T_F}^{T_A} c_{p,j} dT. \quad (2.5)$$

Dabei ist  $c_{p,j}$  die spezifische Wärmekapazität der Komponente  $j$ . Aus dieser Gleichung lässt sich die adiabate Flammentemperatur mit einer Intervallschachtelung bestimmen. Zur Berechnung existieren bereits verfügbare Programme wie z.B. Cantera, das hier zur Ermittlung der adiabaten Flammentemperatur von Erdgas und Holzgas verwendet wurde. Die zur Berechnung eingesetzten Reaktionsmechanismen mit den enthaltenen Stoffdaten sind der GRI 3.0 [52] für Erdgas und der Mechanismus von Li et al. [38] für Holzgas.

Die adiabate Flammentemperatur hängt von mehreren Faktoren wie dem Luftverhältnis, der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffs, dessen Heizwert, sowie den Anfangstemperaturen von Brennstoff und Luft ab. Da die Verbrennungsluft in Mikrogasturbinen häufig durch einen Rekupe­rator erhitzt wird, kann deren Eintrittstemperatur über 600 °C betragen, während der Brennstoffs mit etwa Raumtemperatur der Brennkammer zugefügt wird. In Abbildung 2.1 sind die adiabaten Flammentemperaturen für Erdgas und Holzgas unter für Mikrogasturbinen relevanten Bedingungen über dem Luftverhältnis dargestellt. Die adiabaten Flammentemperaturen des Holz­gases liegen vor allem bei niedrigen Luftverhältnissen deutlich unter den adiabaten Flammentemperaturen des Erdgases. Dies liegt zum einen an dem hohen Inertgasanteil und zum anderen auch an der großen Menge kalten Brennstoffs, die zu einer niedrigeren Ausgangstemperatur des Frischgasgemischs führt. Erhöhte Flammentemperaturen spielen hinsichtlich der Schadstoffemissionen eine wichtige Rolle, da insbesondere die Bildung von Stickoxiden mit steigender Verbrennungstemperatur zunimmt. Anhand Abbildung 2.1 sind bei der mageren Verbrennung von Holzgas in der Mikrogas­turbine geringe Stickoxidemissionen zu erwarten. Zu niedrige Verbrennungstemperaturen bergen wegen der sinkenden Reaktionsgeschwindigkeit die Gefahr erhöhter Emissionen von Kohlenmonoxid und unverbrannter Kohlenwasserstoffe sowie des Flammenverlöschens [26].

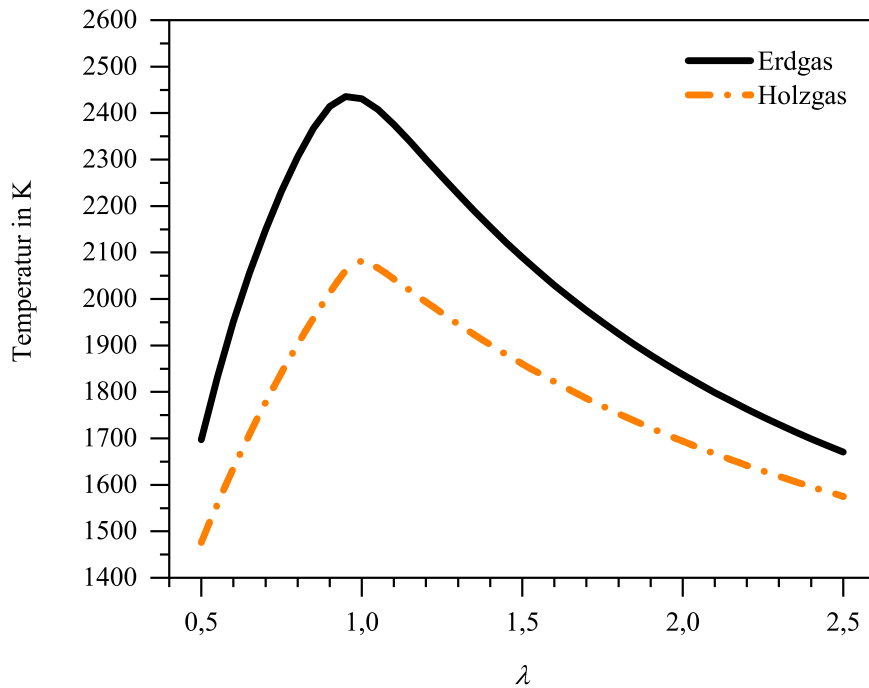


Abbildung 2.1: Adiabate Flammentemperaturen von Erd- und Holzgas unter Mikrogasturbinen-relevanten Bedingungen

### 2.4 Zündverzugszeit

Bei der Zündung von Gemischen aus Wasserstoff mit Luft oder Kohlenwasserstoffen mit Luft lässt sich eine deutliche Temperaturerhöhung erst nach einer Zündverzugszeit  $\tau$  beobachten [61]. Durch dieses Verhalten sind chemische Reaktionen gekennzeichnet, in denen ein Kettenverzweigungsmechanismus entscheidend für den Fortlauf der Reaktion ist. Die Kettenverzweigungsreaktionen bilden zunächst vermehrt reaktive Radikale ohne einen merklichen Temperaturanstieg zu verursachen. Erst wenn genügend Radikale vorhanden sind, um einen bedeutenden Teil des Brennstoffs umzusetzen, führt es zur Zündung des Gemischs und somit zum rapiden Anstieg der Temperatur. Die Zündverzugszeit kann anhand unterschiedlicher Kriterien wie Brennstoffverbrauch, CO-Bildung, OH-Bildung, Druckanstieg in einem geschlossenen Gefäß oder dem Temperaturanstieg in einem adiabaten System bestimmt werden.

Experimentell bestimmen lässt sich die Zündverzugszeit zum Beispiel mit einem Stoßrohr, in dem ein Gemisch durch eine reflektierte Stoßwelle zum Zünden angeregt wird [21]. Die Zündung wird erfasst durch die Messung der Druckprofile sowie der OH\*- und CH\*-Lichtemissionen. Letztere werden mit Schmalbandfiltern gefiltert und von einem Photoelektronenvervielfacher aufgenommen. Die Zündverzugszeit wird bestimmt durch das Zeitintervall von der Initiierung des Systems durch die reflektierte Stoßwelle bis zum Maximum der auftretenden OH\*- und CH\*-Emissionen. Herzler et al. [21] haben die Zündverzugszeit eines repräsentativen Holzgases auf



diese Weise experimentell bestimmt und mit berechneten Werten verglichen. Der Reaktionsmechanismus von Li et al. [38] zeigte dabei gute Übereinstimmungen mit den experimentellen Werten.

In Abbildung 2.2 sind die mit Li et al. [38] und dem GRI 3.0 [52] berechneten Zündverzugszeiten für stöchiometrische Luftverhältnisse bei 3 bar logarithmisch über der reziproken Temperatur aufgetragen. Die Grafik vergleicht das Holzgas HG 1 mit den einzelnen brennbaren Komponenten Wasserstoff, Methan und Kohlenmonoxid. Die Kurve des Holzgases verläuft nahezu identische wie die des Wasserstoffs, wohingegen Methan und Kohlenmonoxid erheblich höhere Zündverzugszeiten aufweisen. Folglich wird die Zündverzugszeit des Holzgases vom Wasserstoff bestimmt.

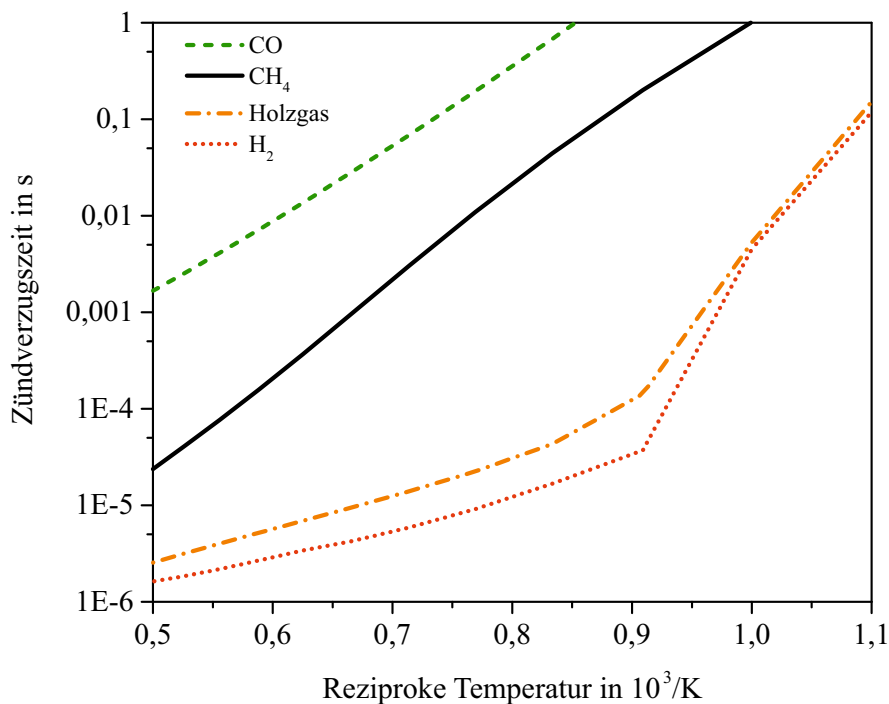


Abbildung 2.2: Zündverzugszeit von Holzgas im Vergleich zu CH<sub>4</sub>, H<sub>2</sub> und CO

## 2.5 Laminare Flammengeschwindigkeit

Die laminare Flammengeschwindigkeit  $s_1$  beschreibt die Ausbreitung einer ebenen Flammenfront in einem Brennstoff-Luftgemisch. Sie ist bei laminaren Vormischflammen definiert als die Geschwindigkeit, mit der sich die Flamme senkrecht zu ihrer Flammenfront fortbewegt. In Gemischen, in denen die Temperatur unter der Selbstzündtemperatur liegt, breitet sich die Flamme durch Energietransport in Form von Wärmeleitung und Diffusion entgegen der Strömungsrichtung fort. Dadurch wird das Frischgas in einer Vorwärmzone vor der Flammenfront soweit aufgeheizt bis die Zündtemperatur überschritten wird. Die chemische Reaktion führt zu einem rasanten Temperaturanstieg in einer dünnen Flammenfront, in der die Reaktion weitestgehend abgeschlossen wird.

Die laminare Flammengeschwindigkeit hängt vor allem von den Eigenschaften des Brennstoffs,

## 2. THEORETISCHE GRUNDLAGEN

---

dem Luftverhältnis sowie von der Temperatur und dem Druck ab [61]. Tabelle 2.2 zeigt die stöchiometrischen laminaren Flammengeschwindigkeiten von Methan, Wasserstoff, Kohlenmonoxid und Holzgas bei 20 °C und 1 bar Umgebungsdruck. Die laminare Flammengeschwindigkeit des repräsentativen Holzgases HG 1 wurde mit dem Reaktionsmechanismus von Li et al. [38] berechnet, die anderen Werte stammen aus dem Buch von Joos [26]. Wasserstoff weist erheblich höhere Geschwindigkeiten als Methan und Kohlenmonoxid auf. Somit hebt ein höherer Wasserstoffanteil im Holzgas die Flammengeschwindigkeiten an. Höhere Anteile von Erdgas, CO oder auch der Inertgase wie Stickstoff und Kohlendioxid verlangsamen dagegen die Reaktion des Gemisches. Obwohl die laminare Flammengeschwindigkeit eine Kenngröße für laminare Vormischflammen darstellt, lässt sich dadurch eine Information über die Reaktionsgeschwindigkeit des Holzgases im Vergleich zu Erdgas und Wasserstoff bzw. beim Vergleich verschiedener Brennstoff-Luft-Gemischen gewinnen.

Tabelle 2.2: Laminare Flammengeschwindigkeit und Luftbedarf unter stöchiometrischen Bedingungen bei 20 °C und 1 bar

	$s_{l,st}$ cm/s	$L_{st}$ mol <sub>Luft</sub> /mol <sub>Br</sub>
CH <sub>4</sub>	42,0	9,5
H <sub>2</sub>	237,0	2,4
CO	17,4	2,4
Holzgas	32,8	1,17

## 3 Experimenteller Aufbau

In dieser Arbeit kamen vier verschiedene Versuchsaufbauten zum Einsatz. Zur von der Mikrogasturbine unabhängigen Untersuchung des entworfenen Brenners diente im ersten Schritt ein atmosphärischer Brennerprüfstand. Basierend auf den damit gewonnenen Ergebnissen wurde die Auslegung des gesamten Brennkammersystems und dessen Implementierung in einem Mikrogasturbinenprüfstand durchgeführt. Die Erweiterung der Mikrogasturbine mit einer optisch zugänglichen Brennkammer ermöglichte unter Einsatzbedingungen die Analyse des Verbrennungsverhaltens mit optischer Messtechnik. Abschließend erfolgte der Funktionsnachweis in einer Demonstrationsanlage bestehend aus einer Biomasse-Vergasungsanlage und einem Mikrogasturbinen-Blockheizkraftwerk (BHKW). Im folgenden werden die verschiedenen Versuchsanlagen vorgestellt.

### 3.1 Atmosphärischer Brennerprüfstand

Die ersten Versuche erfolgten an einem atmosphärischen Brennerprüfstand, dessen schematischer Aufbau in Abbildung 3.1 dargestellt ist. Die Verbrennungsluft wird von einem Kompressor bereitgestellt und über einen thermischen Durchflussregler kontrolliert. Ein elektrischer Lufterhitzer erwärmt die Luft auf bis zu 600 °C. Der synthetisch gemischte Brennstoff besteht aus den Hauptkomponenten  $H_2$ ,  $CO$ ,  $CH_4$ ,  $CO_2$  und  $N_2$  des Holzgases. Als Ersatz für Methan diente aus Kostengründen Erdgas. Da der Methananteil in Holzgas weniger als 5 % beträgt, sind die Ergebnisse auch bei der durchgeführten Substitution vergleichbar. Bei den späteren Berechnungen des Heizwerts und der thermischen Leistung wird der Heizwert des Erdgases berücksichtigt. Für eine ausgewählte thermische Leistung ergibt sich aus einer bestimmten Brenngaszusammensetzung der notwendige Gesamtmassenstrom sowie die Massenströme der einzelnen Komponenten, die mit Durchflussreglern eingestellt werden. Hierfür dienen thermische sowie Coriolis-Durchflussregler. Da der Gesamtmassenstrom auf diese Weise bereits bestimmt ist, erfolgt die Aufteilung des Brennstoffs auf Pilot- und Hauptstufe mit einer Verhältnisregelung. Diese besteht aus zwei direkt miteinander gekoppelten thermischen Durchflussreglern, die das Verhältnis von Pilot- zu Hauptstufe regeln. So ist es möglich, die Mischung, den Gesamtmassenstrom und die Brennstoffstufung getrennt zu regeln. Brennstoff und Luft strömen über den Brenner in die optisch zugängliche Brennkammer ein, welche die Bestimmung der Reaktionszone durch die Messung der  $OH^*$ -Chemolumineszenz

### 3. EXPERIMENTELLER AUFBAU

ermöglicht. Aus dem Abgas lässt sich ein Teilstrom zur Analyse entnehmen.

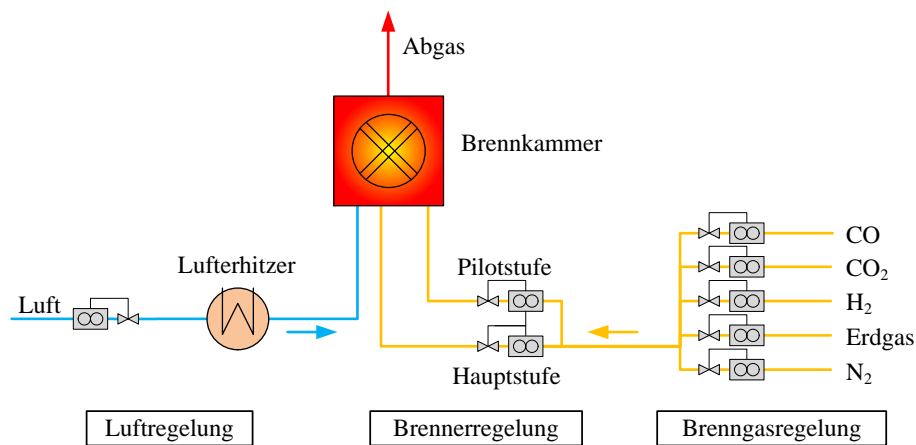


Abbildung 3.1: Schematische Anordnung des atmosphärischen Brennerprüfstands

Der Aufbau der atmosphärischen Brennkammer ist in Abbildung 3.2 gezeigt. Sie besteht aus dem Luftplenum, dem Brenner, den Brennkammerscheiben sowie deren Haltestreben und dem Auslasskanal. Der Brenner und die Brennstoffzuführung sind im Luftplenum integriert, sodass die Brennerstirnfläche und der obere Deckel des Luftplenums in einer Ebene liegen. Im Luftplenum wird die axial von unten zugeführte, vorgeheizte Luft mehrfach umgelenkt. Die Anströmung des Brenners ist hierbei der Luftströmung in der realen Maschine nachempfunden, bei der die Luft am Brennerkopf um 180° umgelenkt wird. Die sechseckig angeordneten Brennkammerscheiben bestehen aus Quarzglas (Herasil 102) und werden durch Metallstreben gehalten. Die Ausrichtung ist so gewählt, dass bei einer senkrechten Blickrichtung der Kamera auf die vordere Scheibe genau zwei Lufterdüsen fluchtend hintereinander liegen. Dadurch überlagern sich bei den Aufnahmen der OH\*-Chemolumineszenz zwei Flammen. Der Auslasskanal befindet sich in einer Distanz zur Brennerstirnfläche, die dem Abstand zu den Mischluftbohrungen in der Brennkammer der Turbec T100 entspricht. Die Mischlufteindüsung ist in dem atmosphärischen Brennerprüfstand nicht integriert. Zur Analyse des Abgases wird im Endstück des Auslasskanals ein Teilstrom des Abgases auf der Brennerachse entnommen. Die Entnahme erfolgt mit einer auf 220 °C luftgekühlten Sonde. Die Brennkammer ist zusätzlich mit einer Reihe von Thermoelementen vom Typ N und Druckmessstellen ausgestattet. Die Messung der Temperatur und des statischen Drucks erfolgt an Stellen im Plenum, an denen die Strömungsgeschwindigkeiten sehr gering ist.

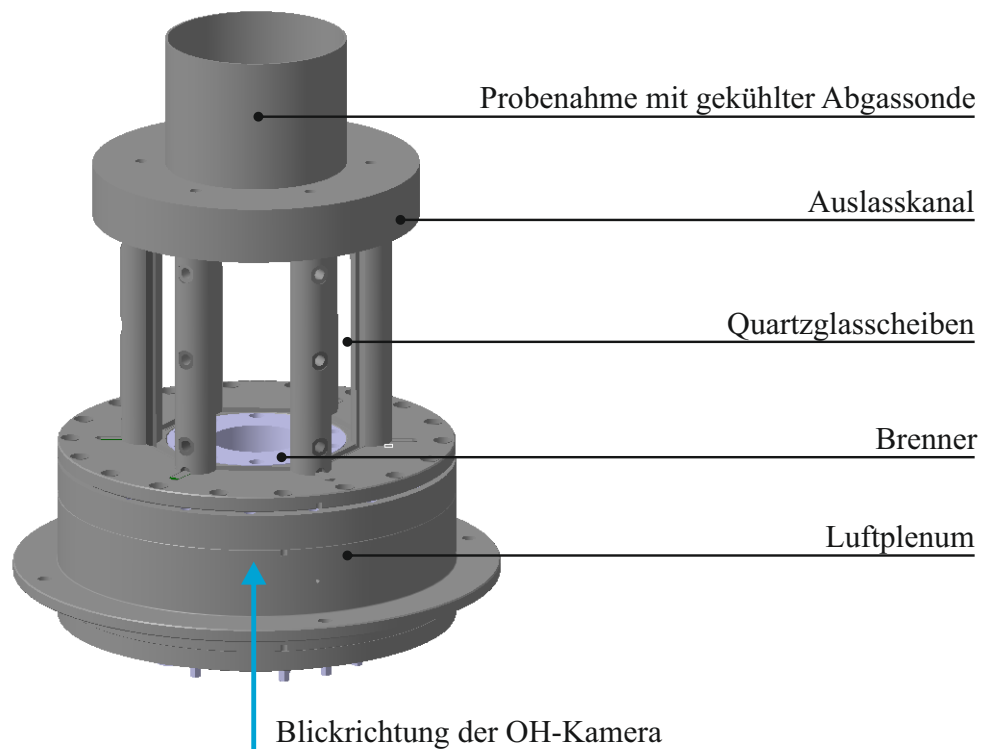


Abbildung 3.2: Atmosphärische Brennkammer [70]

## 3.2 Mikrogasturbinenprüfstand

Nach erfolgreicher Messkampagne am atmosphärischen Prüfstand erfolgte die Implementierung des Brenners in die Turbec T100P der Serie 3 am Mikrogasturbinenprüfstand. Abbildung 3.3 zeigt den konstruktiven Aufbau dieser Mikrogasturbine ohne Hilfsaggregate. Die Turbec T100 besteht aus einem Radialverdichter, einer Radialturbine und einem Generator, die alle auf einer Welle montiert sind. Diese rotiert auf zwei ölgeschmierten Wälzlagern, die sich vor und hinter dem Permanentmagneten des Generators befinden. Letzterer dient gleichzeitig auch als Antrieb für das Anfahren der Mikrogasturbine. Zur Erhöhung des elektrischen Wirkungsgrads verfügt die Turbec T100 zusätzlich über einen Rekuperator, der die Prozessluft mit dem aus der Turbine strömenden Abgas vor dem Eintritt in die Brennkammer erhitzt. Diese ist um  $90^\circ$  zu der Turbinenwelle ausgerichtet und an einem Flansch befestigt, der eine einfache Montage bzw. Demontage erlaubt. Der gute Zugang erleichterte die Neuentwicklung, da das Brennkammersystem ohne konstruktiven Umbau der Mikrogasturbine ausgetauscht werden kann.

Die technischen Betriebsdaten der Turbec T100 sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Im Erdgasbetrieb wird eine elektrische Nennleistung von  $100 \text{ kW}_{el}$  erreicht, wofür eine thermische Eingangsleistung von  $333 \text{ kW}$  erforderlich ist. Damit erreicht die Turbec T100 einen elektrischen Wirkungsgrad von ca. 30%. Die maximale Drehzahl von  $70\,000 \text{ min}^{-1}$  kann in der Teillast bis auf

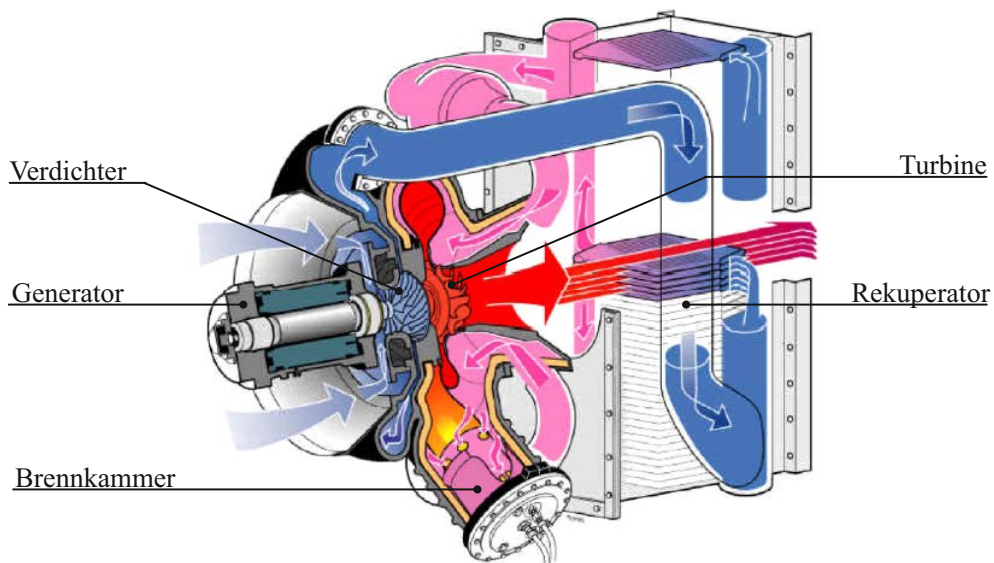


Abbildung 3.3: Konstruktiver Aufbau der Mikrogasturbine Turbec T100 (Quelle Turbec)

Tabelle 3.1: Technische Daten der Turbec T100P [58]

Nennleistung	100 kW <sub>el</sub>
max. Brennstoffleistung (mit Erdgas)	333 kW
max. Drehzahl	70 000 1/min
Brennkammerdruck	4,5 bar
Turbineneintrittstemperatur	950 °C
max. Turbinenaustrittstemperatur ( <i>TOT</i> )	645 °C
Brennstoffvordruck	6-8 bar
Abgasmassenstrom	0,8 kg/h
Abgastemperatur	270 °C

75 % der max. Drehzahl reduziert werden. Die maximale Turbineneintrittstemperatur von 950 °C ist durch die Materialfestigkeit der Turbine bestimmt, wohingegen das Material des Rekuperators die Turbinenaustrittstemperatur (*TOT*) auf ca. 645 °C begrenzt. Um diese nicht zu überschreiten, wird die Brennstoffzufuhr in der Turbec T100 auf die maximale *TOT* geregelt. In der Teillast sinken daher die Turbineneintrittstemperaturen aufgrund des geringeren Druckgefälles unter 950 °C. Dadurch sinkt der elektrische Wirkungsgrad entsprechend ab.

Die Mikrogasturbine sowie die Brennstoffversorgung und die Abgasanalyse am Prüfstand sind in Abbildung 3.4 schematisch abgebildet. Bei der Turbec T100 saugt der Verdichter die Umgebungsluft an und komprimiert diese auf maximal 4,5 bar. Dabei erwärmt sich die Luft zunächst auf 270 °C, ehe sie sich in dem nachfolgenden Rekuperator auf über 600 °C erhitzt. In der anschließenden Brennkammer werden durch die Verbrennung und Mischlufteindüsung Temperaturen von maximal 950 °C am Turbineneintritt erreicht. Da nur etwa ein Drittel der Luft an der Verbren-

nung teilnimmt, ergeben sich in der Verbrennungszone deutlich höhere Gastemperaturen. Durch die Expansion in der Turbine kühlt das Abgas auf  $645\text{ °C}$  ab. Aufgrund der Wärmeübertragung im Rekuperator reduziert sich die Abgastemperatur auf  $270\text{ °C}$ , bevor es über den Kamin nach außen gelangt. Am Prüfstand wird nach dem Rekuperator ein Teilstrom des Abgases über eine Mehrlochsonde entnommen und über eine beheizte Leitung einem Analysegerät zugeführt. Wie beim atmosphärischen Prüfstand erfolgt die Mischung des Brennstoffs synthetisch. Die Brennstoffregelung unterscheidet sich jedoch.

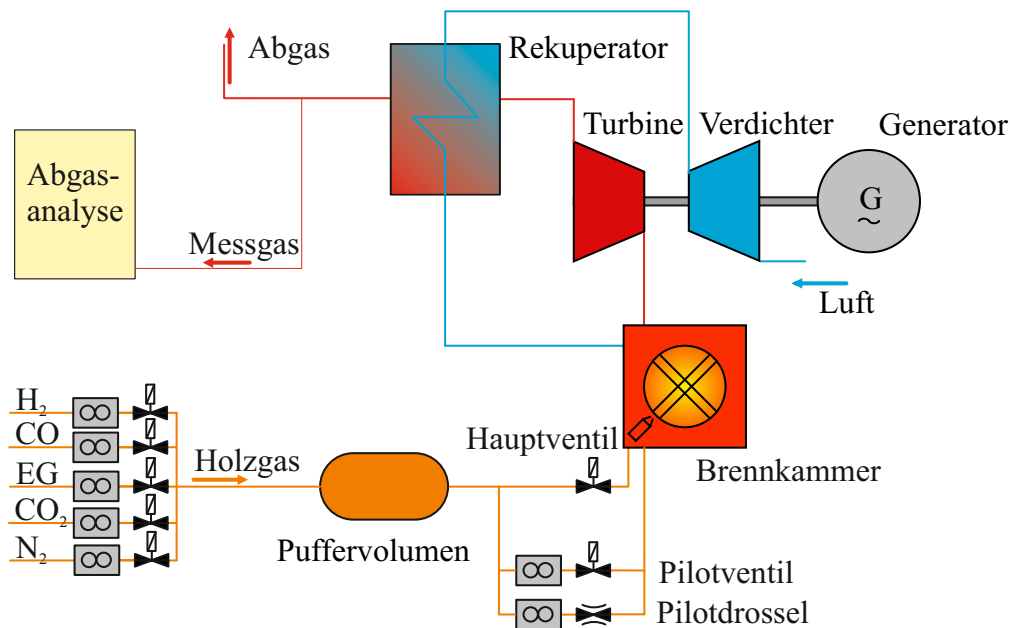


Abbildung 3.4: Schematischer Aufbau des Mikrogasturbinenprüfstands [72]

Für den Betrieb der Turbec T100 ist in dieser Arbeit eine Brennstoffregelung realisiert worden, die auf den Bedarf der Mikrogasturbine reagiert. Die Massenstromregler der einzelnen Brennstoffkomponenten regeln auf einen konstanten Druck im verwendeten Pufferspeicher, wobei sich die Verhältnisse der Komponenten zueinander vorgeben lassen. Die Regelung arbeitet getrennt von der Regelung der Mikrogasturbine, die entsprechend ihrem Bedarf den Brennstoff aus dem Pufferspeicher entnimmt und damit den Gesamtmassenstrom bestimmt. Aufgrund der größeren Massenströme als im Erdgasbetrieb sind neue Brennstoffventile verbaut und in die Regelung der Turbec T100 integriert worden. Im Gegensatz zur originalen Ventileinheit der Turbec T100 verfügt der Prüfstand über Coriolis-Massenstromregler zur Regelung und Messung der Brennstoffmassenströme. Die Vorgabe des Sollwerts erfolgt über die in der Regelung hinterlegte Pilotkarte, die für das Holzgas mit den Ergebnissen aus den atmosphärischen Brennerversuchen angepasst wurde. Analog zur Standardkonfiguration versorgt eine einstellbare Drossel die Pilotstufe mit einem konstanten Massenstrom, zusätzlich zu dem Coriolis für die Pilotstufe. Bei der Turbec T100 wird der Brennstoff

### 3. EXPERIMENTELLER AUFBAU

über die Drossel zum einen für die Zündung verwendet, zum anderen sorgt sie für eine minimale Brennstoffversorgung der Pilotstufe. Dies dient dazu ein Verlöschen der Pilotflamme bei Lastwechseln zu vermeiden. In Abbildung 3.5 sind die Drehzahl, die Konzentrationen der einzelnen Brennstoffkomponenten und der Brennstoffvordruck im Pufferspeicher über der Zeit dargestellt. Die Grafik zeigt den Verlauf beim Startvorgang und bei verschiedenen Drehzahlen. Die Brennstoffzusammensetzung und der Druck bleiben selbst beim steilen Lastsprung während des Startvorgangs stabil. Auch ein Wechsel der Brennstoffzusammensetzung stellt kein Problem dar. Dass sich die Regelungen der Mikrogasturbine und der Brennstoffversorgung gegenseitig beeinflussen können, wird nach 7000 s sichtbar. Mit steigender Drehzahl nimmt der Brennstoffmassenstrom zu, wodurch die Pufferfähigkeit des Speichers abnimmt. Daher erfordert es eine schnellere Einstellung der für die Brennstoffmischung eingesetzten Regler, was jedoch während des Betriebs möglich ist. Damit ermöglicht die in dieser Arbeit installierte Brennstoffregelung den Betrieb der Mikrogasturbine mit verschiedenen Brennstoffzusammensetzungen.

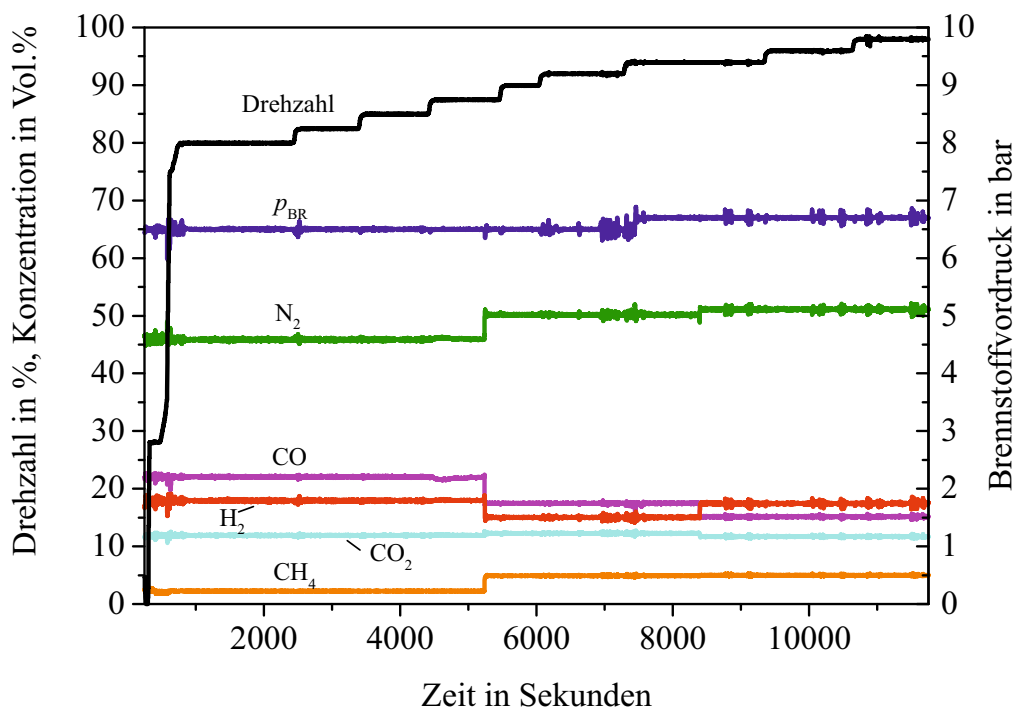


Abbildung 3.5: Zeitlicher Verlauf der Brennstoffzusammensetzung, des Brennstoffvordrucks und der Turbinendrehzahl während des Betriebs der Turbec T100 [72]

Die Turbec T100 besitzt ein automatisches Kontrollsystem, den Power Module Controller (PMC), der die Regelung der Mikrogasturbine übernimmt. Neben der genannten Brennstoffregelung auf eine maximale Turbinenausstrittstemperatur kontrolliert der PMC die Drehzahl der Turbine. Hierbei gibt es zwei Möglichkeiten. Bei der Ersten wird die Drehzahl auf einen vorgegebenen Wert zwischen 75 % und 100 % der maximalen Drehzahl geregelt. Dabei ist die produzierte elektrische



Leistung variabel. Da der Generator wie eine Bremse im System wirkt, regelt der PMC die Drehzahl über die entnommene elektrische Leistung. Bei der zweiten Variante wird vom Anwender eine gewünschte elektrische Leistung vorgegeben. In diesem Fall ist die Drehzahl in dem gegebenen Bereich variabel. Über die Anpassung der Drehzahl erzielt der PMC die gewünschte elektrische Leistung.

Zusätzlich zu den Einschränkungen der *TOT* und des erlaubten Drehzahlbereichs gibt die Leistungselektronik zwei weitere Grenzen, die in Abbildung 3.6 schematisch dargestellt sind, für die Regelung vor. Der hochfrequente Wechselstrom (2333 Hz, 500 V) des Generators wird zunächst gleichgerichtet und anschließend auf die drei Phasen mit 400 V und einer Netzfrequenz von 50 Hz wechselgerichtet. Ein nachgeschalteter Netzfilter stabilisiert und glättet den ausgegebenen Wechselstrom. Ein weiterer Filter dient der elektromagnetischen Verträglichkeit. Die Betriebsgrenzen für die Mikrogasturbine ergeben sich aus der maximalen und minimalen Spannung im Zwischenkreis. Eine minimale Spannung ist notwendig, um die erzeugte elektrische Leistung bei der gegebenen Netzspannung einspeisen zu können. Eine maximale Spannung ist durch die Bauteile gegeben. Durch die minimale und maximale Spannung ergibt sich ein begrenztes Betriebsfeld der möglichen elektrischen Leistung abhängig der Drehzahl, dargestellt durch die durchgezogenen Linien in Abbildung 3.6. Die Lage dieses Bereiches wird von der Kapazität des eingebauten Netzfilters beeinflusst. Die am Prüfstand installierte Turbec T100 besitzt einen Netzfilter mit einer Kapazität von 24  $\mu\text{F}$ . Durch eine zuschaltbare Kapazität von 5  $\mu\text{F}$  wird der Betriebsbereich der Turbec T100 zu größeren elektrischen Leistungen hin erweitert, siehe gestrichelte Linien in Abbildung 3.6. Die Zuschaltung des Filters erfolgt automatisch über den PMC bei Erreichen der Betriebsgrenze, wodurch insgesamt der Betriebsbereich von der blauen gestrichelten bis zur roten durchgezogenen Linie zur Verfügung steht. Der adaptive Netzfilter wurde von der Firma Turbec erst bei späteren Produktionseinheiten serienmäßig verbaut. An der am Prüfstand verwendeten Turbec T100 wurde dieser Filter für die Holzgas-Versuche nachgerüstet.

Der Prüfstand ist mit einer Vielzahl an Thermoelementen der Typen N und K ausgestattet, die eine Genauigkeit von  $\pm 0,85\%$  bezogen auf den aktuellen Wert und inklusive der Fehler des Messdatenerfassungssystems aufweisen. In den Rohrleitungen und Maschinenkomponenten gibt es mehrere Messstellen für die Erfassung des statischen Drucks und des Totaldrucks. Die Messung der statischen Drücke erfolgt über die Druckscanner „Netscanner Model 9116“ und „Model 9032“ der Firma Esterline Pressure Systems. Die Genauigkeit dieser Modelle wird mit  $\pm 4$  mbar angegeben. Am Lufteinlass wird neben der Temperatur auch die Luftfeuchtigkeit mit dem Feuchtesensor HX15 der Firma Newport Omega gemessen. Dieser weist eine Genauigkeit von  $\pm 2,5\%$  relativer Feuchte (von 20% bis 80% r. F.) bei einer Temperatur von 25°C auf (Temperaturkoeffizient -0,06 r.F./°F). Die Messdatenerfassung erfolgt mit Modulen der Firma Delphin Technologies bei einer Frequenz von 2 Hz. In einem LabView-Programm werden diese Daten zusammen mit den Daten der Durch-

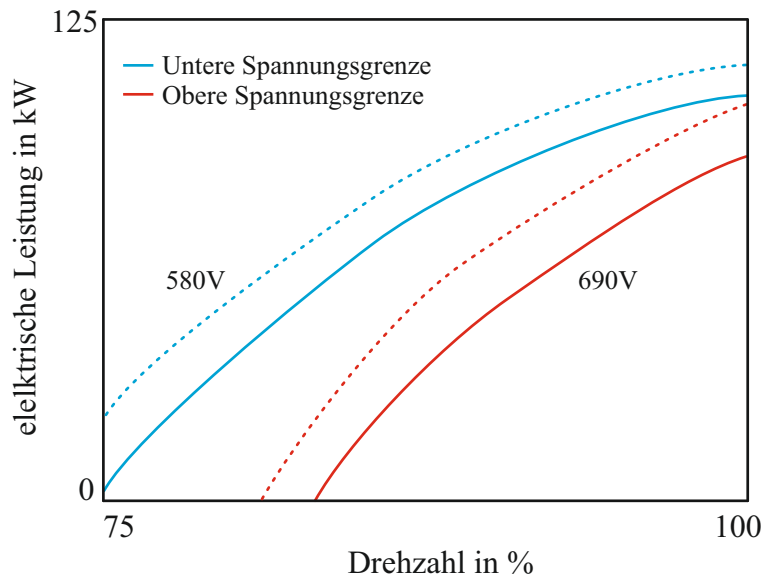


Abbildung 3.6: Betriebsgrenzen im Zwischenkreis der Leistungselektronik (gestrichelt dargestellt sind die Spannungsgrenzen mit zugeschalteter Kapazität von +5 µF)

flussregler und der Abgasanalyse gespeichert. Detaillierte Beschreibungen des Prüfstands und der Instrumentierung sind in [23, 24, 68] zu finden.

### 3.3 Versuchsaufbau mit optischer Brennkammer

Zur Untersuchung des Flammenverhaltens während des Betriebs der Mikrogasturbine ist die in Abbildung 3.7 gezeigte, optisch zugängliche Brennkammer verwendet worden. Diese besteht aus einem äußeren Druckgehäuse und einem inneren Flammrohr. Das Druckgehäuse ist horizontal an das Turbinengehäuse angeflanscht. Es enthält vier um 90° versetzte Scheiben, die einen optischen Zugang zu der Hauptstufe des Brenners ermöglichen. Die Breite und Länge der horizontal angeordneten Scheiben betragen 136 x 150 mm. Das innere Flammrohr verfügt im optisch zugänglichen Bereich über einen quadratischen Querschnitt, der jeweils zwei Scheiben pro Seite parallel zu den Scheiben im Druckgehäuse enthält. Aufgrund der hohen Temperaturen im Brennraum ist eine Kühlung der Scheiben mit Druckluft notwendig. Neben den Scheiben wird auch das quadratische Gehäuseteil des inneren Flammrohrs gekühlt. Hinter dem optisch zugänglichen Bereich geht das innere Flammrohr in den Kreisquerschnitt des Turbec-Flammrohrs über. Aus konstruktiven Gründen ist der Abstand von der Brennerstirnfläche zu den Mischluftbohrungen um den Faktor 1,5 größer als in der Anordnung ohne optische Brennkammer. Das innere Flammrohr lagert wie das Turbec-Flammrohr auf dem sphärischen Sitz am Einlass zur Turbine. Die Länge zwischen Mischlufteindüsung und Turbineneinlass ist ebenfalls länger. Der Holzgas-Brenner, die Brennstoffversorgung sowie die restliche Anordnung entsprechen dem Aufbau wie in Kapitel 3.2. Durch die beschriebenen konstruktiven Unterschiede ergeben sich abweichende Betriebsbedingungen für den Brenner

in der optischen Brennkammer. So führt vor allem der höhere Wärmeverlust zu einem höheren Brennstoffverbrauch und damit zu niedrigeren Luftverhältnissen im Brenner. Dennoch ermöglicht die optische Brennkammer einen repräsentativen Einblick in den Verbrennungsprozess während des Betriebs der Mikrogasturbine.

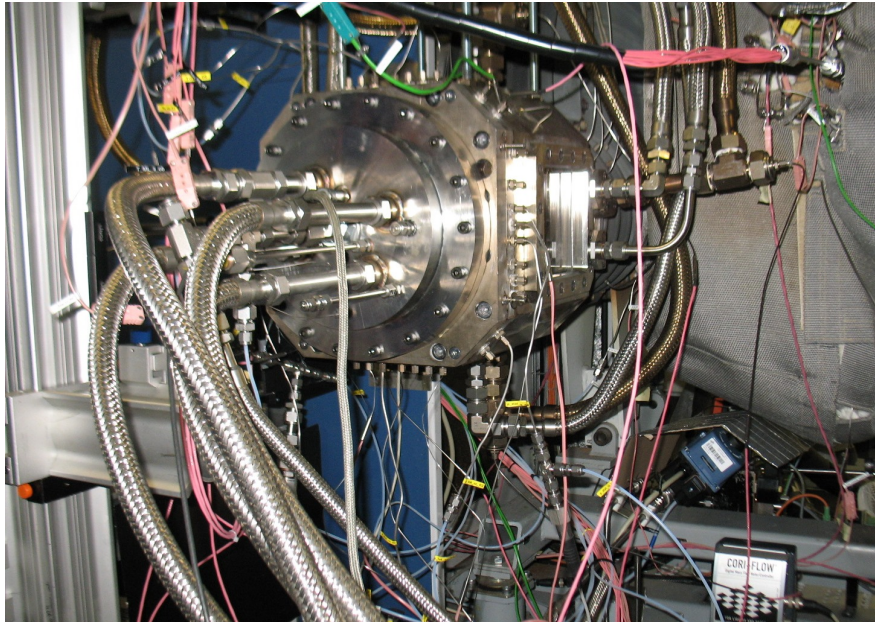


Abbildung 3.7: Optische Brennkammer mit eingebautem Holzgas-Brenner

Der schematische Aufbau zur Messung der OH\*-Chemolumineszenz und der planaren laserinduzierten Fluoreszenz des Hydroxyl-Radikals (OH-PLIF) ist in Abbildung 3.8 dargestellt. Analog zu den atmosphärischen Untersuchungen ist der Brenner so ausgerichtet, dass bei horizontaler Anordnung der Kamera zwei Düsen fluchtend hintereinander liegen. Das zur abwechselnden Messung von OH\*-Chemolumineszenz und OH-PLIF eingesetzte Kamerasystem besteht aus einer sCMOS Kamera mit Bildverstärker (IRO25) von LaVision, einer Halle UV-Linse ( $f/2.0, f=100$  mm), einem Interferenz-Filter und einem Breitbandfilter (Schott UG 11). Für die OH-PLIF Messungen wird ein Nd:YAG-Laser (Spectra-Physics PIV-400-10) und ein Farbstofflaser (Sirah Precision Scan, Farbstoff Rhodamine 6G) verwendet. Mit einer teleskopischen Anordnung zylindrischer Linsen lässt sich der Laserstrahl in ein Band mit 146 mm Breite aufweiten. Eine dahinter positionierte Linse reduziert die Dicke des Laserbands innerhalb der Brennkammer auf ca. 0,5 mm. Ein dielektrischer Spiegel leitet das Laserband vertikal durch die Brennkammer, sodass die Messebene senkrecht zur Brennerstirnfläche verläuft und zwei übereinander angeordnete Düsen der Hauptstufe mittig schneidet. Zur Korrektur von Ungleichmäßigkeiten des Laserbands und von Intensitätsschwankungen wird ein Teil des Laserbands mit einem Strahlteiler in eine mit fluoreszierender Farbstofflösung gefüllten Küvette gelenkt. Die Messung des Fluoreszenzsignals in der Küvette erfolgt simultan zu der Messung in der Brennkammer. Eine detailliertere Beschreibung des Messaufbaus ist in [74] zu

finden.

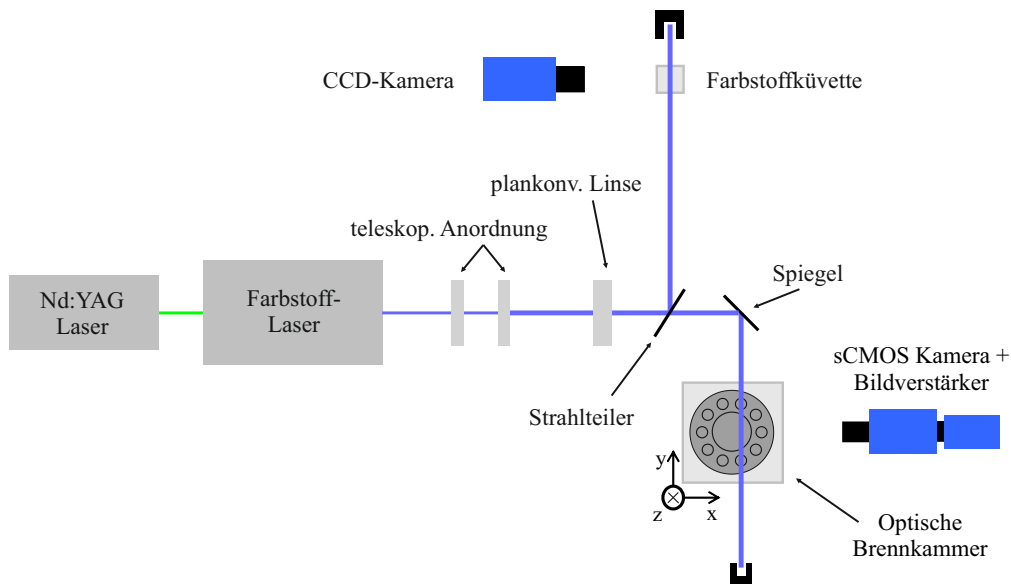


Abbildung 3.8: Anordnung zur Messung von OH\*-Chemolumineszenz und OH-PLIF [74]

## 3.4 Demonstrationsanlage

Zuletzt erfolgte die Erprobung in einer Demonstrationsanlage unter realen Bedingungen. Im Unterschied zum Betrieb mit synthetisch gemischtem Gas liefert ein Holzvergaser schwankende Gasqualitäten bezüglich Zusammensetzung, Heizwert und Temperatur. Lastwechsel und dynamische Veränderungen des Anlagenbetriebs beeinflussen den Vergasungsprozess und somit die Brenngasqualität. Instationäre Vorgänge im Vergaser selbst wie z.B. Bewegungen in der Schüttung können schlagartige Veränderungen des Heizwerts und Druckschwankungen verursachen. Diese Effekte stellen Anforderungen an das Brennkammersystem dar, die an den eingesetzten Prüfständen nicht abgebildet werden konnten. Um die Robustheit des Brennkammersystems und der Mikrogasturbine nachzuweisen, ist es daher notwendig, diese in der realen Anwendung zu testen. Dazu wurde in dem Forschungsprojekt DeHoGas [73] eine Mikrogasturbine der Firma Dürr vom Typ Compact Power System 100 (CPS100) mit dem in dieser Arbeit entwickelten Brennkammersystem ausgestattet und mit einer bestehenden Holzvergaseranlage gekoppelt. Die CPS100 basiert auf der Turbec T100, weshalb das Brennkammersystem dazu kompatibel ist.

Abbildung 3.9 zeigt den schematischen Aufbau des Anlagenverbunds. Dieser besteht aus der Vergaseranlage und dem Mikrogasturbinen-BHKW. Die Holzgaserzeugung und Aufbereitung erfolgt in einer Vergasungsanlage der Firma A.H.T. Bei dem Vergaser handelt es sich um einen atmosphärischen Festbettvergaser mit einer maximalen thermischen Leistung von 490 kW. Die zur Vergasung verwendeten Hackschnitzel werden in einem Vorratsbunker mit Warmluft getrocknet und gelangen über einen hydraulischen Schubboden und über mehrere Förderbänder zu einer Zentralschleuse am

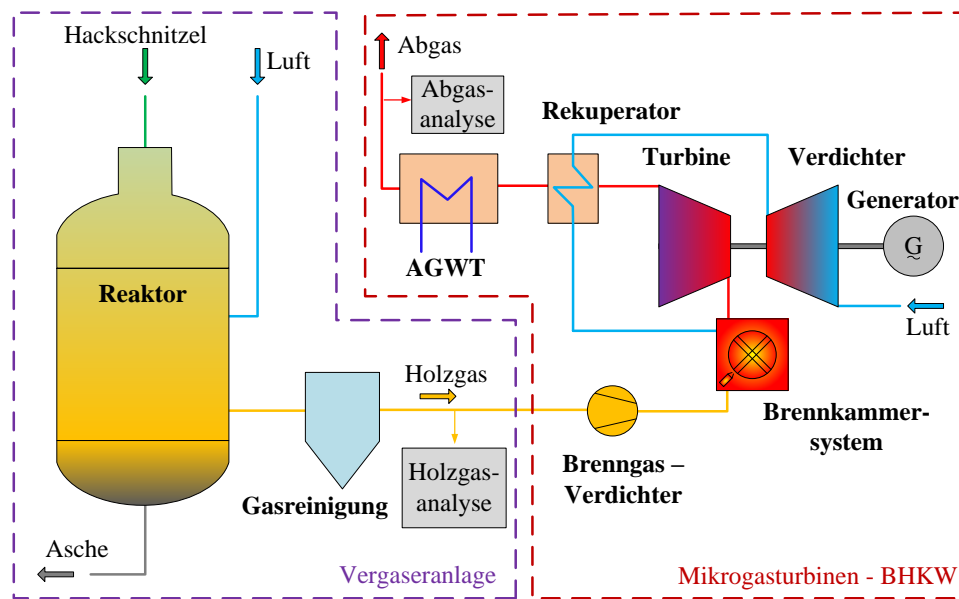


Abbildung 3.9: Schema der Demonstrationsanlage [69]

Reaktorkopf. Die bei den Versuchen verwendeten Hackschnitzel stammten von Stammholz aus der Landschaftspflege (Laub- und Nadelhölzer). Die Hackschnitzel treten über eine Zentralschleuse in den Vergaser ein. Das Nachfüllen erfolgt automatisiert über einen Füllstandssensor. Die Luft strömt nach dem Doppelfeuerungsprinzip in mehreren Ebenen ein, wobei das Holzgas zwischen zwei heißen Oxidationszonen aus der Reduktionszone austritt und zur Gasreinigung strömt. Ein automatischer Drehrost fördert die verbleibende Asche in den Reaktorboden. Von dort wird sie von einer Austragsschnecke in einen Auffangbehälter weiter transportiert. Der Austrag erfolgt in Zeitintervallen von 15 Minuten. In der Gasreinigung wird das Holzgas in drei Stufen aufbereitet. Mit 600 °C bis 700 °C vom Vergaser kommend tritt das Holzgas in die erste Stufe, einen Heißgaszyklon, ein. Dort scheiden sich gröbere Staubpartikel ab. Durch die Wassereinspritzung in der zweiten Stufe, der Gaswäsche, kühlt das Holzgas auf etwa 20 °C bis 40 °C ab. Die Gaswäsche enthält mehrere mit Füllkörpern bestückte Abscheider, in denen sich Staub, Teer und Alkalibestandteile aus dem Holzgas absetzen. An die Gaswäsche schließt sich die dritte Stufe, ein Elektro-Nassfilter, an, der zur weiteren Staubabscheidung dient. Das Holzgas strömt darin in einem Rohr nach oben, in dessen Mitte sich eine Hochspannungselektrode befindet. Durch das elektrische Feld werden die geladenen Staubpartikel nach außen abgelenkt und scheiden sich an einem Wasserfilm ab, der an der Rohrwand nach unten in einen Behälter läuft. Das gereinigte Holzgas strömt anschließend zum BHKW.

Für den Betrieb der Anlage verfügt die Vergaseranlage über drei unterschiedliche Betriebswei-

### 3. EXPERIMENTELLER AUFBAU

---

sen. Diese sind der Fackelbetrieb, der Gasreinigungsbetrieb und der BHKW-Betrieb. Die ersten beiden Betriebsweisen dienen dem An- und Abfahrvorgang des Vergasers sowie dem Störfall. Nach dem Zünden des Vergasers wird das zu Beginn kaum brennbare Holzgas direkt nach dem Vergaser zu einer Fackel geleitet. Sobald der Vergasungsprozess im Reaktor soweit vorangeschritten ist, dass sich eine Temperatur von über 100 °C am Reaktoraustritt einstellt, ist eine Umschaltung auf den Gasreinigungsbetrieb möglich. Das Holzgas strömt dann durch die Gasreinigungsstufen zur Fackel. In diesem Betriebszustand lässt sich der Vergaser weiter aufheizen.

Das Mikrogasturbinen-BHKW besteht aus einem Brenngasverdichter, einer Mikrogasturbine sowie einem Abgaswärmetauscher (AGWT). Der Brenngasverdichter ist ein einstufiger Schraubenverdichter mit integrierter Rückkühlung, der das Holzgas auf einen Druck von 5,5 bar verdichtet. Ausgelegt ist der Verdichter auf einen maximalen Durchfluss von 260 Nm<sup>3</sup>/h bei einer Leistungsaufnahme von 37 kW. Die Durchflussmenge ist für einen Vollastbetrieb der Mikrogasturbine bei einem Heizwert von ca. 5 MJ/kg ausgewählt worden. Vorangegangene Messungen hatten gezeigt, dass bei einem stationären Betrieb der Vergaseranlage die Heizwerte bei 4,5 MJ/kg bis 5 MJ/kg lagen. Der Verdichter erlaubt daher bei geringeren Heizwerten nur ein Betrieb mit reduzierter Last. Dies ist vor allem beim Anfahren der Fall, da das Holzgas zu diesem Zeitpunkt noch niedrige Heizwerte aufweist. Der erforderliche Brennstoffmassenstrom nimmt mit abnehmendem Heizwert linear zu, daher müsste der Brenngasverdichter fast doppelt so groß sein, wollte man die Vollast mit der zu Startbeginn noch schwachen Gasqualität erreichen. Durch die Verdichtung und anschließende Rückkühlung auf ca. 20 °C über Umgebungstemperatur kondensiert das im Holzgas enthaltene Wasser weitestgehend aus und wird in einen Auffangbehälter gesammelt.

Nach der Verdichtung strömt das Holzgas über eine Ventileinheit in die Holzgas-Brennkammer der Mikrogasturbine. Die Ventile sind im Vergleich zu der Standard CPS 100 ausgetauscht und auf die erforderlichen Volumenströme angepasst worden. Es handelt sich dabei um pneumatische Proportionalventile. Die Drossel für die Pilotstufe ist ebenfalls ersetzt und auf eine Durchflussmenge von ca. 3 g/s eingestellt worden. Eine Anpassung der Regelung ermöglicht die Vorgabe der Drehzahl sowie der Turbinenaustrittstemperatur während des Betriebs. Standardmäßig lässt die CPS100 nur eine Vorgabe der elektrischen Leistung zu, während die maximale Turbinenaustrittstemperatur fest auf 645 °C eingestellt ist. Außer dem Brennkammersystem, den Brennstoffventilen und der angepassten Regelung entspricht die CPS100 der Standardkonfiguration. An der Demonstrationsanlage ist zur Wärmeversorgung ein Abgaswärmetauscher mit einer thermischen Leistung von 172 kW installiert. Die Wärme dient zur Beheizung benachbarter Gebäude sowie zur Erwärmung der Trocknungsluft für die Hackschnitzel.

Die Messdaten der Holzgaszusammensetzung dienen der Bewertung des Vergasungsprozesses und des Anlagenbetriebs. In der Verbindungsleitung zwischen Gasreinigung und Brenngasverdichter ist dazu ein Teilstrom des Holzgases entnommen und über eine ca. 7 m lange Teflonleitung

(Durchmesser 6 mm) einer Messgasaufbereitung zugeführt worden. Die Temperatur des Holzgases betrug an der Messstelle 20 °C bis 40 °C bei einem Druck von +10 mbar bis -20 mbar. Der Durchfluss betrug etwa 0,2 l/min - 1,5 l/min. Damit lag die mittlere Verweilzeit des Holzgases in der Messgasleitung bei ca. 2 bis 14 Sekunden. Die Ansprechzeit des Analysators beträgt zusätzlich ca. 3 bis 7 Sekunden. Die Messgasaufbereitung des Holzgases enthielt einen Filter zur Abreinigung der Staubpartikel sowie einen Kondensatabscheider. Die Zusammensetzung des trockenen Holzgases wurde in einem Analysator (Process NGA2000) der Firma Emerson ermittelt. Das Gerät enthält Analysatoren für die Hauptkomponenten Kohlenmonoxid, Kohlendioxid, Methan, Wasserstoff und Sauerstoff. Die Messung der Sauerstoffkonzentration erfolgte mit einem paramagnetischen Sensor, die der übrigen Komponenten mittels Infrarotspektroskopie. Aus der Gesamtbilanz lässt sich der Stickstoffanteil im Holzgas berechnen. Die Messdatenerfassung erfolgte mit einer Aufnahmezeit von 0,1 Hz.

Zur Messung der Abgasemissionen wurde ein Teilstrom von 2 l/min hinter dem Abgaswärmtauscher entnommen. Die Entnahme erfolgte bei einer Temperatur von ca. 100 °C. Über eine auf 100 °C beheizte, 2 m lange Messgasleitung strömte das Abgas zu einem vorgeschalteten Kondensator. Das trockene Abgas wurde mit einem Analysegerät der Firma IMR gemessen. Dieses enthält elektrochemische Sensoren zur Messung von NO, NO<sub>2</sub> und O<sub>2</sub> sowie IR-Sensoren für CO und CO<sub>2</sub>. Die Messgenauigkeit der Sensoren beträgt 2 ppm unterhalb von 200 ppm sowie 1 % des kalibrierten Endwerts oberhalb von 200 ppm. Die Erfassung der Messdaten erfolgte mit einer Taktung von 1 Hz.





## 4 Methoden

Die zur Entwicklung des Brennkammersystems eingesetzten Methoden sind vor allem experimentelle Messverfahren. Mit analytischen und optischen Messtechniken wurden die Abgaszusammensetzungen und die Form und Lage der Reaktionszonen in der Brennkammer untersucht. Die Bestimmung thermodynamischer und regelungstechnischer Prozessparameter erfolgte dagegen mit numerischen Berechnungen.

### 4.1 Stationäres Mikrogasturbinen-Simulationsprogramm

Für die Auslegung und die Untersuchung von Optimierungspotenzialen wurde ein numerisches Simulationsprogramm eingesetzt, das am DLR entwickelt und validiert worden ist, um das stationäre Betriebsverhalten der Turbec T100 zu simulieren [19, 20, 45]. Das Programm ist modular aufgebaut und basiert auf Modellen für die jeweiligen Komponenten sowie auf einem umfangreichen experimentellen Datensatz, der am Mikrogasturbinenprüfstand des DLR aufgenommen wurde. In dem Programm sind zusätzlich die vom Hersteller gelieferten Betriebskennfelder von Verdichter und Turbine integriert. Die Betriebsgrenzen der Leistungselektronik sind enthalten und können bei Bedarf berücksichtigt werden. Als Eingabeparameter dienen die Brennstoffzusammensetzung und -temperatur, die Temperatur der Umgebungsluft, die Luftfeuchte, der Umgebungsdruck, die Drehzahl und die maximale Turbinenausstrittstemperatur. Neben den genannten Eingangsgrößen werden zusätzlich die Rekuperatoreffizienz, Wärmeverluste, Druckverluste, Wandlungsverluste von Generator und Leistungselektronik sowie sonstige Verluste der Hilfsaggregate und weiterer Komponenten einbezogen. Das Programm berechnet Temperaturen, Drücke, Massenströme, Gaszusammensetzung sowie spezifische Daten für jede Komponente. Auf diese Weise erlaubt es die Untersuchung des Betriebsverhaltens der einzelnen Komponenten sowie des gesamten Systems für verschiedene Brennstoffvariationen. Das auf Basis experimenteller Daten aus dem Erdgasbetrieb der Turbec T100 validierte Programm wurde genutzt, um eine Vorauslegung der Brennkammer durchzuführen. Die Ergebnisse dieser Arbeit dienen zur Validierung des Programms für den Betrieb der Mikrogasturbine mit Schwachgasen. Die in dieser Arbeit gemachten Untersuchungen der Optimierungspotentiale der Turbec T100 erfolgten bereits mit dem validierten Programm. Die Validierung erfolgte analog der Vorgehensweise für den Erdgasbetrieb, die von Henke et al. [19] beschrieben wird.

Im Unterschied zu [19] ist der gemessene Druckverlust des Holzgas-Brennkammersystems anstatt des Druckverlusts der Turbec-Brennkammer angenommen worden. Außerdem reduzierte sich der Druckverlust im Luftstrang der Turbec T100 am Mikrogasturbinenprüfstand durch den Ausbau des Coriolis-Durchflussmessers von 3,5 % auf 1 % und die Rekuperatoreffizienz erhöhte sich beim Betrieb mit Holzgas auf 93,7 %. Die allgemeinen Wärmeverluste und die nicht thermodynamischen Verluste wurden mit den Messdaten im Bereich von 82,5 % bis 92 % Drehzahl angepasst. Die Berücksichtigung der Wärmeverluste erfolgte durch eine Erhöhung des benötigten Brennstoffmassenstroms mit einem Faktor von + 1,3 %. Dieser Faktor ergab sich aus dem Vergleich des gemessenen Brennstoffmassenstroms zu dem berechneten Bedarf ohne Wärmeverluste. Die nicht thermodynamischen Verluste wie z.B. die Verluste in der Leistungselektronik, durch die Hilfsaggregate und die Reibungsverluste in der Lagerung wurden über die Gleichung

$$P_{Verlust} = a \cdot P_{Gen} + b \quad (4.1)$$

modelliert. Die vom Generator erzeugte elektrische Leistung wird durch  $P_{Gen}$  beschrieben. Die Parameter a und b wurden so bestimmt, dass die elektrischen Wirkungsgrade für die Lastpunkte zwischen 82,5 % und 92 %-Drehzahl möglichst gut wiedergegeben wurden. Hier ergaben sich für  $a=0,021$  und  $b=18600$  W. Die Abweichungen der elektrischen Wirkungsgrade zwischen Simulation und Experiment betragen maximal 0,25 %-Punkte, die der elektrischen Leistung 2 %.

### 4.2 Abgasanalytik

Bei den Versuchsaufbauten wurde für die Analyse des Abgases ein System der Firma ABB verwendet. Dieses enthält einen paramagnetischen Sauerstoffsensoren, einen Infrarot(IR)-Photometer, einen Ultraviolett(UV)-Photometer, einen Flammenionisationsdetektor (FID) und einen Feuchtesensor. Die aus den Herstellerangaben abgeleiteten Genauigkeiten der einzelnen Messsysteme zeigt Tabelle 4.1. Da die Geräte mehrere Messbereiche bzw. Messkanäle für dieselbe Spezies bereitstellen, sind die Genauigkeiten für die hier verwendeten Messbereiche angegeben. Die Anordnung der Messgeräte ist so aufgebaut, dass sich das von der auf 180°C beheizten Edelstahlleitung kommende Messgas am Eingang des Analysesystems in zwei Teilströme aufteilt. Ein Teil wird in den FID eingeleitet. Der restliche Teil durchläuft einen Feuchtesensor bei 80°C, bevor er den LIMAS durchströmt. Nach der Messung der Stickoxide wird der im Abgas enthaltene Wasseranteil in einem Kondensator abgeschieden. Die nachfolgende Messung von Kohlenmonoxid, Kohlendioxid und Sauerstoff erfolgt in den anschließenden Analysatoren trocken. Die in dieser Arbeit präsentierten Emissionswerte sind jeweils entsprechend der TA Luft [3] trocken angegeben. Die Messung des Feuchtegehalts ermöglicht die Umrechnung der Stickoxid- und Kohlenwasserstoffkonzentrationen. Die Schadstoffkonzentrationen werden bei Gasturbinen üblicherweise auf 15 Vol.% Restsauerstoff-

Tabelle 4.1: Spezifikationen des Abgasanalyseystems der Firma ABB

Modell	Messmethode	Spezies	Messbereich	Genauigkeit
MAGNOS 206	Paramagn.	O <sub>2</sub>	0...25 Vol. %	±0,125 %
URAS 26	IR-photometer	CO	0...50 ppm	±0,5 ppm
		CO <sub>2</sub>	0...5 Vol. %	±0,05 Vol. %
LIMAS 11HW	UV-photometer	NO	0...10 ppm	±0,1 ppm
		NO <sub>2</sub>	0...10 ppm	±0,1 ppm
MULTI FID14 NMHC	FID	UHC	0...10 ppm	±0,1 ppm

gehalt im Abgas normiert.

### 4.3 Optische Messverfahren

Die Analyse des Verbrennungsverhaltens bezüglich Flammenform und -lage erfolgt in dieser Arbeit mit optischen Messverfahren. Die folgenden Abschnitte stellen die eingesetzte OH\*-Chemolumineszenz und OH-PLIF Messtechnik vor. Beide Verfahren sind in der Verbrennungsforschung bekannt, weshalb hier nur eine kurze Beschreibung gegeben und deren Einsatz in dieser Arbeit erläutert wird. Für den interessierten Leser wird daher auf die entsprechende Literatur verwiesen.

#### 4.3.1 OH\*-Chemolumineszenz

Bei der Verbrennung entstehen durch die chemischen Reaktionen Moleküle, die einen elektronisch angeregten, instabilen Zustand aufweisen können. Durch die Chemolumineszenz, die spontane Emission eines Photons, können diese Moleküle in einen stabileren, energetisch tiefer gelegenen Zustand gelangen. Der überwiegende Anteil der angeregten Moleküle emittiert jedoch kein Licht und kehrt durch Kollisionen mit Stoßpartnern (Quenching) in den Grundzustand zurück [54]. Die Chemolumineszenz, die bei Kohlenwasserstoffflammen auftritt, stammt hauptsächlich von den Radikalen OH\*, CH\*, C<sub>2</sub>\* und CO<sub>2</sub>\* [34]. Das Symbol \* weist auf den elektronisch angeregten Zustand hin. Die Wellenlänge des von dem OH\*-Molekül emittierten Lichts befindet sich abgegrenzt von den Spektren von CH\* und C<sub>2</sub>\* im Bereich von 280 nm bis 340 nm. Allerdings emittiert das CO<sub>2</sub>\* breitbandiges Licht im Bereich von 270 nm bis 550 nm bei geringerer Intensität [33]. Unter Verwendung schmalbandiger Filter kann die Chemolumineszenz des OH\* gemessen werden, wobei ein Teil der Intensität vom CO<sub>2</sub>\* stammt.

Die Messung der OH\*-Chemolumineszenz zur Charakterisierung von Flammen ist weit verbreitet [29, 33, 44]. Aufgrund der einfachen Anwendung wird sie in technischen Anwendungen häufig zur Analyse des Verbrennungsvorgangs eingesetzt. Da OH\*-Moleküle ausschließlich in der Reaktionszone entstehen und eine kurze Lebensdauer aufweisen, eignet sich die Messtechnik zur Untersuchung der Flammenform und -lage. Bei der Bewertung ist jedoch zu beachten, dass die Chemolumineszenz entlang der Beobachtungsrichtung integriert wird und nur eine qualitative Bewertung

erlaubt. In der Literatur finden sich Arbeiten, wie z.B. von Tsurikov et al. [57] und Sadanandan et al. [49], in denen OH\*-Chemolumineszenz Messungen zur Untersuchung von Synthesegas befeuerten Brennern bereits eingesetzt wurden. Aus den genannten Gründen bot sich die Messtechnik auch zur Durchführung dieser Arbeit an.

### 4.3.2 OH-PLIF

In der Verbrennungsdiagnostik ist die Messung der OH-PLIF ein etabliertes, laser-spektroskopisches Verfahren, bei dem OH-Moleküle mit einem aufgeweiteten Lichtband energetisch angeregt werden [22, 32, 53]. Die auftretende Fluoreszenz der Moleküle wird mit einer Kamera detektiert, wodurch sich eine Verteilung in der zweidimensionalen Messebene bestimmen lässt. OH-Moleküle entstehen in der Reaktionszone im Übergleichgewicht und weisen nur eine kurze Lebensdauer auf, weshalb deren Konzentrationsverteilung zur Analyse der Flammen herangezogen wird. Bei Temperaturen über 1400 K liegt das OH in Gleichgewichtskonzentrationen vor, die exponentiell mit der Temperatur ansteigen [50]. Damit geben die Aufnahmen der OH-PLIF sowohl Reaktionszonen als auch Zonen mit hohen Temperaturen wieder. In der Flammenfront sind die Gradienten der OH-Konzentration jedoch sehr steil, daher stellen hohe Gradienten der gemessenen OH-PLIF einen guten Marker für die Reaktionszonen dar [66]. Die Messung der OH-PLIF und die Bestimmung der OH-PLIF Gradienten wurden in dieser Arbeit eingesetzt, um die Lage, Form und Verteilung der Reaktionszonen in einer ausgewählten Messebene zu bestimmen und damit das Verbrennungsverhalten in der entwickelten Brennkammer in Abhängigkeit der Brennstoffzusammensetzung und der Lastpunkte der Mikrogasturbine zu bewerten. Da das Verfahren deutlich aufwendiger ist als die Messung der OH\*-Chemolumineszenz, kam es nur bei ausgewählten Betriebspunkten in der Mikrogasturbine zum Einsatz.

# 5 Brennkammerentwicklung

Der erste Entwicklungsschritt befasst sich mit der Auslegung des Brennkammersystems und der zunächst von der Mikrogasturbine getrennten experimentellen Untersuchung. Mit dem stationären Mikrogasturbinen-Simulationsprogramm wurden die relevanten Prozessparameter ermittelt. Aus den Anforderungen resultiert die Wahl eines zweistufigen Brennerkonzepts. Auf diesem basierend erfolgte die Fertigung eines ersten Versuchsträgers zur Untersuchung am atmosphärischen Brennerprüfstand. Dieser ermöglicht die separate Variation wichtiger Parameter wie thermischer Leistung, Luftverhältnis, Brennstoffzusammensetzung, Lufteintrittstemperatur und Brennstoffstufung. Weiterhin kann das Zündverhalten betrachtet werden. Die Ergebnisse der OH\*-Chemolumineszenz- und Abgasmessungen aus den verschiedenen Parametervariationen liefern den Funktionsnachweis des Brenners und erlauben die Auswahl eines geeigneten Betriebsbereichs für die Implementierung in die Mikrogasturbine Turbec T100.

## 5.1 Anforderungen in der Mikrogasturbine

Die Anforderungen an das neue Brennkammersystem ergeben sich aus dem Aufbau und den Lastbereichen der Turbec T100. Vor allem zwischen den Bedingungen beim Start und dem stationären Betrieb bestehen große Unterschiede. Nach längerem Stillstand betragen die Gas- und Materialtemperaturen in der Mikrogasturbine etwa Umgebungstemperatur. Im stationären Betrieb wird die in die Brennkammer einströmende Luft jedoch durch die Verdichtung, den Rekuperator und durch Abwärme der Brennkammer auf bis zu 650 °C vorgewärmt. Auch die eingebrachte thermische Leistung variiert deutlich. Während für die Zündung eine thermische Leistung  $Q_{th}$  von ca. 20 kW ausreicht, beträgt sie bei Vollast über 330 kW. Zudem steigt der statische Brennkammerdruck  $p_{BK}$  mit zunehmender Drehzahl auf 4 bar an. Unter all diesen Bedingungen muss das Brennkammersystem eine stabile Verbrennung gewährleisten, die auch bei schnellen Lastwechseln - wie zum Beispiel während der Beschleunigungsphase des Startvorgangs - nicht verlöscht. Darüber hinaus stellen die gesetzlichen Forderungen die Grenzwerte für die Schadstoffemission [3]. Insgesamt bestehen daher hohe Anforderungen an das Brennkammersystem.

Die Auslegung und Entwicklung der Brennkammer benötigt Prozessparameter wie Brennstoffmassenströme, Luftmassenströme, Drücke und Temperaturen in Abhängigkeit des Lastzustands der Turbec T100. Für die Berechnung kam das in 4.1 beschriebene stationäre Simulationspro-

Tabelle 5.1: Berechnete Betriebsparameter für die Auslegung des Brennkammersystems

Brennstoff	Drehzahl %	$\dot{m}_{Br}$ g/s	$\dot{m}_{Luft}$ g/s	$p_{BK}$ bar	$Q_{th}$ kW	$Q_{th,atm}$ kW	$\lambda_{global}$ (-)	$P_{el}$ kW
HG 1	75	30	469	2,3	149	64	11,6	32
HG 1	96	75	734	3,9	370	96	7,2	112
Erdgas	100	7	840	4,1	368	90	8,3	113

gramm zum Einsatz, dessen Validierung auf den Daten der mit Erdgas befeuerten Turbec T100 basierte. Während die Zusammensetzung und Eintrittstemperatur des Brennstoffs dem Holzgas entsprechend vorgegeben wurden, dienten die übrigen Randbedingungen aus dem Erdgasbetrieb wie z.B. die Druckverluste und Wärmeverluste als erste Näherung. Die im Projekt DeHoGas an der Vergaseranlage gemessene, repräsentative Zusammensetzung des Holzgases stellte die Referenzmischung HG 1 dar. Sie besteht aus 18 Vol.% H<sub>2</sub>, 22 Vol.% CO, 2,25 Vol.% CH<sub>4</sub>, 12 Vol.% CO<sub>2</sub> und 45,75 Vol.% N<sub>2</sub>. Bei einer Verdichtung auf 6 bar ergibt sich ohne Rückkühlung für den Brennstoff eine Eintrittstemperatur von ca. 125 °C. Für die Luft wurden 15 °C und 1,013 bar angenommen. Bei den Berechnungen wurde weiterhin vorausgesetzt, die Mikrogastrurbine erreiche die maximale Turbinenaustrittstemperatur von 645 °C. Eine mögliche Limitierung durch die Leistungselektronik wurde nicht berücksichtigt. Zur Bestimmung der stationären Betriebsparameter dienten zwei Lastfälle: 75 % Drehzahl als untere Teillast und 96 % Drehzahl als Auslegungspunkt für höhere Lasten. Die Daten für die maximale Drehzahl ließen sich zum Zeitpunkt der Vorauslegung nicht ermitteln, da bei dem Simulationsprogramm oberhalb von 96 % Drehzahl Konvergenzprobleme auftraten. Diese wurden erst zu einem späteren Zeitpunkt behoben, als die Vorauslegung bereits abgeschlossen war. Aus diesem Grund wurden die 96 % Drehzahl als Auslegungspunkt verwendet. Tabelle 5.1 stellt die ermittelten Betriebsparameter dar. Die Berechnungen ergaben für Holzgas Brennstoffmassenströme von 30 g/s bis über 75 g/s bei elektrischen Leistungen  $P_{el}$  von 32 kW bis 112 kW. Im Vergleich dazu benötigt die Turbec T100 bei Erdgasbetrieb unter Vollast maximal 7 g/s bei vergleichbarem  $P_{el}$ . Mit dem Brennkammerdruck  $p_{BK}$  skaliert ergeben sich für die Untersuchung am atmosphärischen Prüfstand thermische Leistungen  $Q_{th,atm}$  von 60 kW bis 100 kW. Das globale Luftverhältnis  $\lambda_{global}$  in der Brennkammer (inklusive Mischluft) variiert zwischen  $\lambda_{global} = 7$  und  $\lambda_{global} = 12$ . Die mit der Simulation erzielten Ergebnisse stellen die Randbedingungen für die Auslegung des Brennkammersystems dar.

## 5.2 Zweistufiges Brennkammerkonzept

Die Brennstoffstufung ist eine häufig eingesetzte Methode, die zum einen zur Vergrößerung des Betriebsbereichs und zum anderen zur Reduktion von Schadstoffemissionen genutzt wird. Um die in 5.1 beschriebenen, unterschiedlichen Anforderungen hinsichtlich der verschiedenen thermischen

Leistungen und Lufteintrittstemperaturen zu erfüllen, ist für die Feuerung mit Holzgas das in Abbildung 5.1 schematisch dargestellte, zweistufige Konzept gewählt worden. Bei der Turbec T100 ist das Brennkammersystem an einem Flansch montiert und wird mit diesem in das Maschinengehäuse eingeschoben. Der sphärisch gebogene, vordere Teil des Flammrohrs presst gegen den konischen Sitz des Turbinenflansches. Auf diese Weise kann die vom Rekuperator kommende Luft nicht direkt zur Turbine einströmen, sondern teilt sich am Flammrohr auf. Etwa zwei Drittel der Luft gehen als Mischluft in die Brennkammer ein, wodurch die Temperatur des von der Verbrennung stammenden Abgases auf die maximal zulässige Eintrittstemperatur der Turbine von  $950\text{ °C}$  reduziert wird. Das andere Drittel strömt entlang des Flammrohrs und wird über den Brenner als Verbrennungsluft eingebracht. Am Brennerkopf teilt sie sich weiter auf Pilot- und Hauptstufe auf. Als Pilotstufe dient ein neu entwickelter, axial nach hinten versetzter Drallbrenner. In den Drallerzeuger strömen in abwechselnder Anordnung Brennstoff und Luft tangential in eine zylindrische Mischstrecke. Das verdrallte, teilweise vorgemischte Brennstoff-Luftgemisch tritt dann in einen ebenfalls zylindrischen Pilotbrennraum aus. Durch den Drall bildet sich darin eine innere und eine äußere Rezirkulationszone, die zur Stabilisierung der Pilotflamme beitragen. Das Abgas strömt vom Pilotbrennraum in die Hauptstufe, wo es sich mit Luft, Brennstoff und dem rezirkulierten Abgas aus der Hauptstufe vermischt. Im Gegensatz zu üblichen Gasturbinenbrennkammern wurde in dieser Arbeit eine Hauptstufe entwickelt, deren Anordnung von dem als schadstoffarm und brennstoffflexibel bekannten FLOX<sup>®</sup>-Konzept abgeleitet ist [65]. Die Hauptstufe besteht aus zehn ringförmig angeordneten Luftdüsen mit dem Durchmesser  $D_N$ , in die der Brennstoff coaxial eingebracht wird. Brennstoff und Luft treten mit hoher Geschwindigkeit in die Brennkammer ein. Der hohe Impuls der axialen Eindüsung treibt eine zentrale, weit ausgedehnte Rezirkulationszone an, die für eine starke Durchmischung von Brennstoff, Luft und heißem Abgas sorgt und dadurch die Verbrennung stabilisiert. Darüber hinaus trägt das heiße Abgas der Pilotstufe zur Stabilisierung bei. Im stationären Betriebsbereich sollen ca. 93% des benötigten Brennstoffs über die schadstoffarme Hauptstufe eingebracht werden.

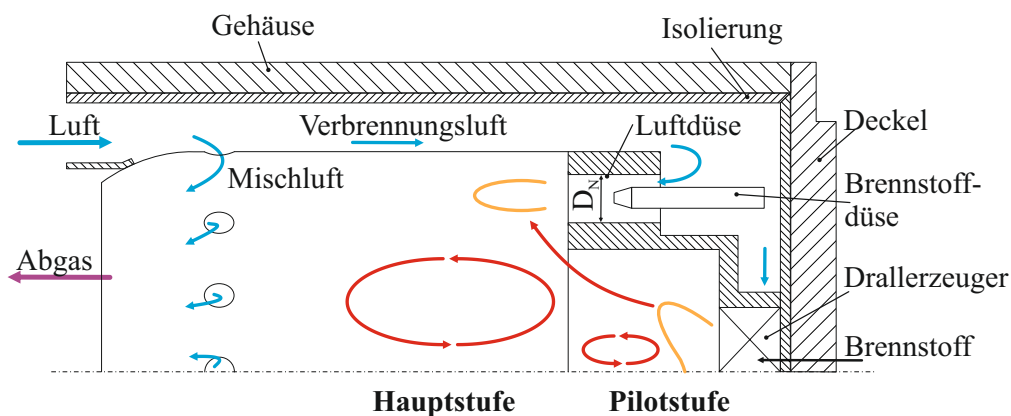


Abbildung 5.1: Konzept des Holzgas-Brennkammersystems für die Turbec T100 [72]

### 5.3 Atmosphärische Brennerversuche

Der atmosphärische Brennerprüfstand dient der umfangreichen Untersuchung des Brennerverhaltens, herausgelöst von der Mikrogasturbine. In dieser ist der Betriebsbereich durch verschiedene Bedingungen begrenzt. Zum einen kann die Aufteilung von Misch- und Verbrennungsluft in der Mikrogasturbine nicht variiert werden. Sie ist bestimmt durch die Druckverluste der Lufteintrittsstellen in die Brennkammer, d.h. durch die geometrische Ausführung der Luftdüsen in Pilot- und Hauptstufe sowie der Mischluftbohrungen. Zum anderen lässt sich auch die Aufteilung der Verbrennungsluft auf Pilot- und Hauptstufe im Betrieb nicht kontrollieren. Sie muss im Vorfeld durch die Auslegung der Strömungsquerschnitte in den Stufen festgelegt werden. Um den Brenner umfangreich zu charakterisieren und anschließend einen geeigneten Betriebsbereich für die Mikrogasturbine auszuwählen, wurde ein erster Versuchsträger in einem atmosphärischen Brennerprüfstand untersucht. Der Prüfstand bietet den Vorteil einzelne Parameter wie thermische Leistung, globales Luftverhältnis, Lufteintrittstemperatur, Brennstoffmischung und Brennstoffstufung separat regeln zu können. Auf diese Weise lässt sich das Verhalten abhängig von den einzelnen Parametern bewerten. Die Mischluft wird bei den atmosphärischen Versuchen jedoch nicht berücksichtigt. Anhand der Ergebnisse kann anschließend die gewünschte Aufteilung für Misch- und Verbrennungsluft bestimmt werden. Verschiedene Betriebszustände lassen sich darin schneller erreichen und durch die Skalierung auf atmosphärische Bedingungen reduziert sich der benötigte Brennstoffbedarf erheblich, was insbesondere wegen der hohen Kosten des verwendeten Kohlenmonoxids von Bedeutung ist. Außerdem ist das Risiko für eine Erstinbetriebnahme eines neuen Brennersystems bei Atmosphärendruck und geringeren Feuerungswärmeleistungen geringer.

#### 5.3.1 Zündversuche

Eine grundlegende Funktion des Brenners in der Mikrogasturbine ist die Gewährleistung einer zuverlässigen Zündung des Brennstoffs während der Startphase. Aus diesem Grund wurden zu Beginn der atmosphärischen Untersuchung eine Reihe an Zündversuchen durchgeführt. Im Gegensatz zur Untersuchung der stationären Betriebspunkte wurde hierfür die Referenzmischung des Brenngases bereits gemischt aus Druckgasflaschen verwendet. Bei der Brennstoffversorgung über die Syngasanlage wäre nicht sichergestellt, dass von Anfang an das gewünschte Gemisch für die Zündung aus der Düse austritt. Aufgrund unterschiedlicher Ansprechverhalten der Massenstromregler wäre zu Beginn die Mischung des Brennstoffs nicht definiert, was die Aussage über die Zündfähigkeit des Brenners verfälschen würde. Zum Zeitpunkt der Zündung dreht die Turbec T100 mit 28 % der maximalen Drehzahl, bei einem Druck in der Brennkammer von 1,1 bar. Um einen weiteren Zündbereich zu testen, wurde zusätzlich ein kleinerer und ein größerer Luftmassenstrom gewählt, der jeweils einer Drehzahl von 22 % und 34 % entspräche. Die Zündversuche erfolgten in Serie mit zehn Zündvorgängen pro Messpunkt bei einer Brenndauer von 15 Sekunden nach Abschaltung des



Zünder und einer Abkühlzeit von 20 s nach Stoppen der Brennstoffzufuhr. Für die verschiedenen Serien wurde zunächst der Luftmassenstrom konstant gehalten und der Brennstoffmassenstrom erhöht. Die Zündung selbst erfolgte über eine Zünderlektrode. In Abbildung 5.2 sind die erzielten Ergebnisse als Zündwahrscheinlichkeit über der zugeführten thermischen Leistung für die drei verschiedenen Luftmassenströme aufgetragen. Die Abbildung zeigt eine scharfe Grenze, an der die Zündwahrscheinlichkeit für kleine Leistungen rapide abnimmt. Ab einer thermischen Leistung von 4 kW wird für alle Luftmassenströme eine Zündwahrscheinlichkeit von 100 % erreicht. Mit zunehmendem Luftmassenstrom verschiebt sich die Zündgrenze in Richtung höherer thermischer Leistungen. In der Turbec T100 liegt die thermische Leistung beim Zündvorgang mit Erdgas bei ca. 15 kW bis 25 kW. In diesem Bereich ist anhand der Ergebnisse auch beim Betrieb der Mikrogasturbine mit dem Holzgas-Brennkammersystem eine zuverlässige Zündung zu erwarten.

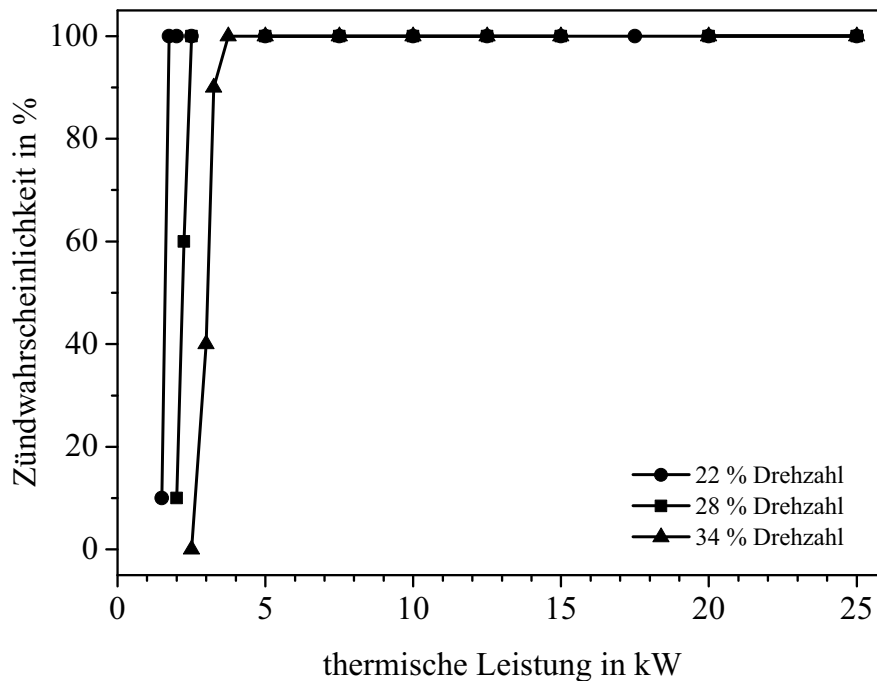


Abbildung 5.2: Zündwahrscheinlichkeit des atmosphärischen Brenners

### 5.3.2 Lastbereiche

Die Voraussetzung für den Einsatz in der Mikrogasturbine ist eine stabile und zuverlässige Verbrennung über den gesamten Betriebsbereich der Turbec T100. Aus diesem Grund erfolgt die Analyse des Verbrennungsverhaltens für die in Abschnitt 5.1 auf atmosphärische Bedingungen skalierten thermischen Leistungen. Für 60 kW, 80 kW und 100 kW wurde das Luftverhältnis  $\lambda$  bei konstantem Brennstoffmassenstrom durch Steigerung des Luftmassenstroms im Bereich von 1,5 bis 3,4 variiert. Die vorgeheizte Luft strömte mit konstant 600 °C in die Brennkammer. Als Brennstoff wurde die in Abschnitt 5.1 gewählte Referenzmischung des Holzgases HG 1 verwendet, wobei der Anteil über

## 5. BRENNKAMMERENTWICKLUNG

---

die Pilotstufe 7,5 % betrug. Abbildung 5.3 zeigt für die drei thermischen Leistungen Serien von OH\*-Chemolumineszenzaufnahmen bei steigendem Luftverhältnis von links nach rechts. Die Bilder sind über 200 Einzelaufnahmen gemittelt und zur besseren Vergleichbarkeit von Flammenform und -lage jeweils auf das Maximum des Mittelwertbildes normiert. Da im Blickwinkel der Kamera zwei Düsen fluchtend hintereinander liegen, ist auf den Bildern die Überlagerung der beiden Flammen zu sehen. Die Flammen der benachbarten Düsen lassen sich an den Bildrändern links und rechts erkennen. Zum Verständnis ist an der Bildunterseite jeweils schematisch der Düsenaustritt dargestellt. In den Bildern befindet sich der Ursprung des Koordinatensystems im Schnittpunkt der Luftdüsenachse mit der Brennerstirnfläche. Am rechten Bildrand ist der Abstand zur Brennerstirnfläche bezogen auf den Luftdüsendurchmesser  $D_N$  der Hauptstufe aufgetragen. Durch die Bilder wird die Stabilität der Verbrennung klar, da im untersuchten  $\lambda$ -Bereich nur geringe Variationen zu erkennen sind. Die Verbrennung ist für alle Luftverhältnisse stabil, während sich Position und Form der Flammen nur leicht verändern. Mit steigendem Luftverhältnis wird die Flamme etwas kürzer und bauchiger. Bei Reduktion der thermischen Leistung von 100 kW auf 80 kW rücken die Flammen näher an die Brennerstirnfläche und nehmen mit 60 kW in ihrer Länge ab. Bis zu einem Luftverhältnis von 3,4 treten keine Instabilitäten oder gar ein Verlöschen der Flammen auf. Der Brenner bietet folglich einen großen Betriebsbereich für die Anwendung in der Mikrogasturbine. Aufgrund der stabilen und gleichförmigen Verbrennung ist ein robustes Betriebsverhalten in der Mikrogasturbine zu erwarten.

Bei der Auswahl des Betriebsbereichs für die Mikrogasturbine spielen neben der Stabilität die Schadstoffemissionen eine entscheidende Rolle. Die Emissionen von Kohlenmonoxid und der Stickoxide sind in Abbildung 5.4 für die drei untersuchten thermischen Leistungen über dem globalen Luftverhältnis des Brenners aufgetragen. Bei allen drei sinken die CO-Emissionen mit steigendem Luftverhältnis bis auf ein Minimum ab, ehe sie dann ab  $\lambda = 2,6$  erneut leicht ansteigen. Eine Reduktion der thermischen Leistung führt zu geringeren Konzentrationen und einem flacheren Verlauf der Kurve. Die niedrigeren CO-Emissionen bei geringer Leistung hängen mit den niedrigeren Gesamtmassenströmen und mit den damit verbundenen höheren Verweilzeiten in der Brennkammer zusammen. Der Verlauf der Kurven wird durch mehrere sich überlagernde Faktoren beeinflusst. Mit höherem Luftverhältnis wächst der Sauerstoffüberschuss, wodurch sich das Gleichgewicht bei der Reaktion von CO zu CO<sub>2</sub> verschiebt. Gleichzeitig steigen die Geschwindigkeiten in den Düsen, einerseits durch die höheren Luftmassenströme, andererseits durch die höhere Mischungstemperatur. Letzteres ist der Fall, weil die Luft mit 600 °C eine deutlich höhere Eintrittstemperatur aufweist als der Brennstoff mit ca. 30 °C. Da die Massenströme von Luft und Brennstoff bei Holzgas ähnliche Größenordnungen haben, hat die Brennstoffmenge einen deutlichen Einfluss auf die Mischungstemperatur. Durch den größeren Impuls bei höheren Luftverhältnissen erhöht sich die Rezirkulationsrate in der Brennkammer, was zu einer stärkeren Durchmischung von Abgas und Frischgas

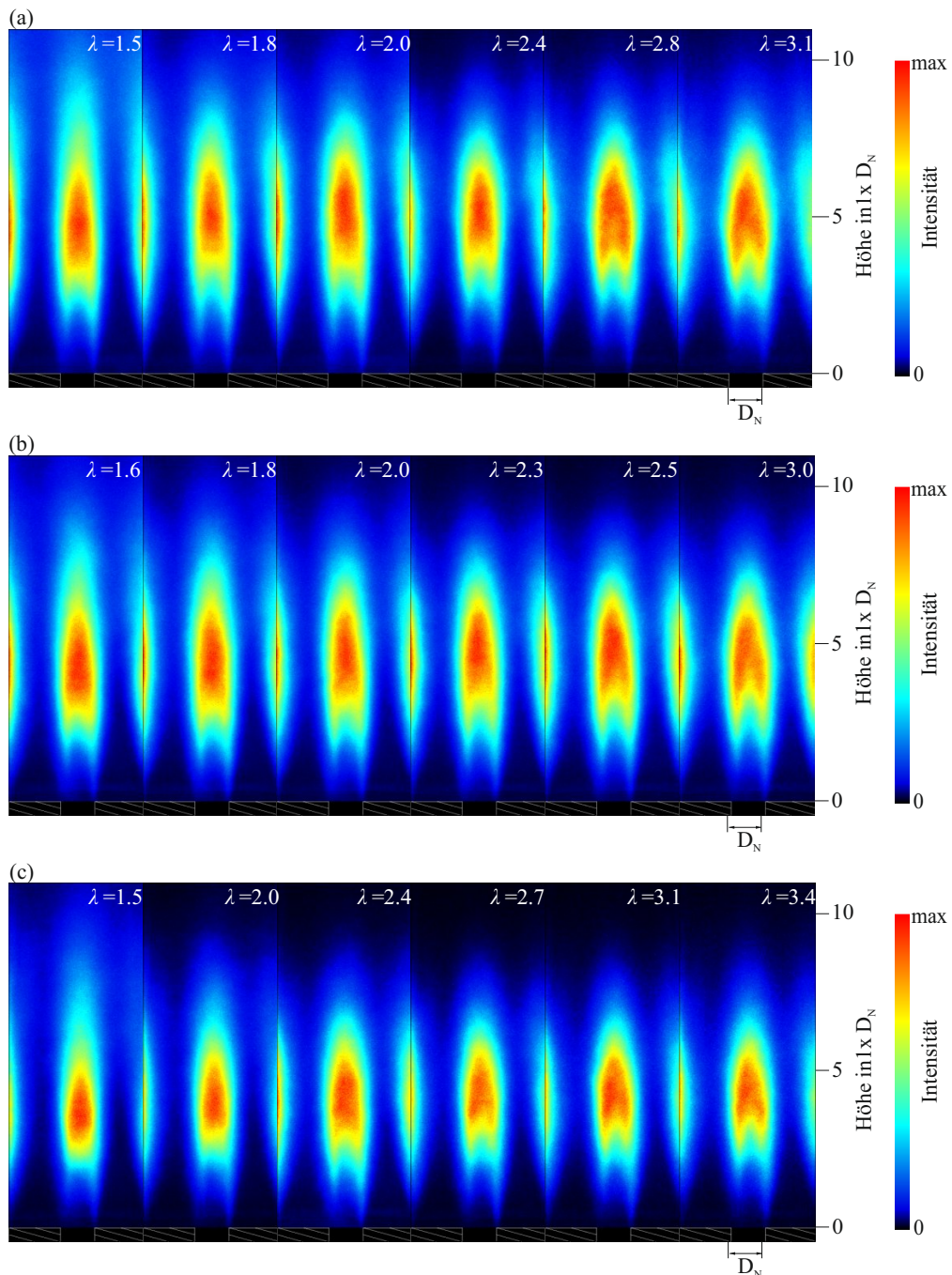


Abbildung 5.3: Zeitlich gemittelte OH\*-Chemolumineszenz der Hauptstufe für die thermischen Leistungen von a) 100 kW, b) 80 kW und c) 60 kW [70]

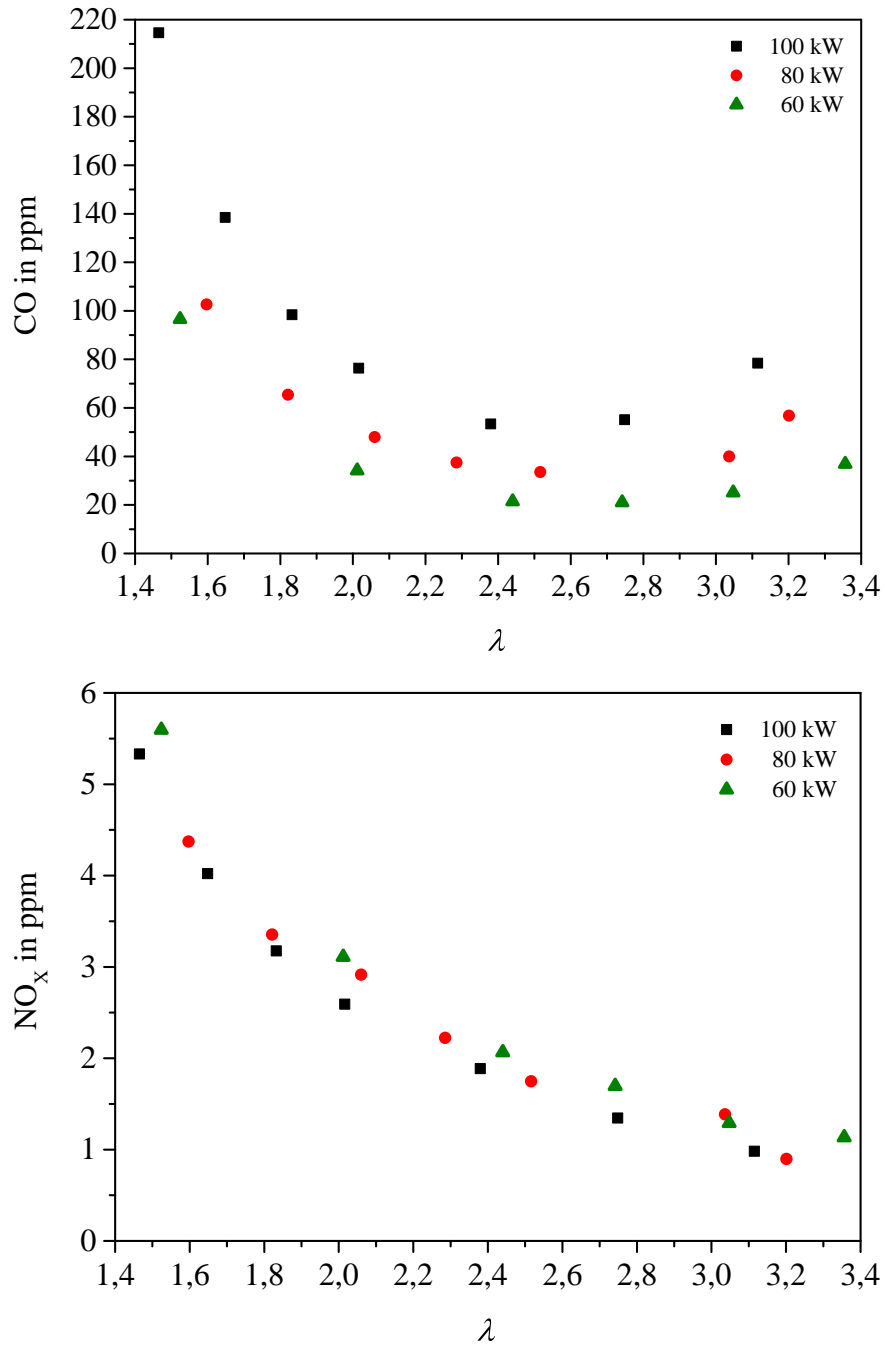


Abbildung 5.4: Schadstoffemissionen bei verschiedenen thermischen Leistungen für HG 1

führt. Auf der anderen Seite senken die mageren Bedingungen die Verbrennungstemperatur, was sich zunehmend negativ auf den Ausbrand des CO auswirkt. Zusätzlich werden die Aufenthaltszeiten mit steigendem  $\lambda$  geringer. Unter sehr mageren Bedingungen steigen daher die CO-Emissionen erneut an.

Die Stickoxide sind in Abbildung 5.4 im unteren Diagramm dargestellt. Im untersuchten Bereich bleiben sie unter 6 ppm und nehmen aufgrund der sinkenden Verbrennungstemperatur mit steigendem Luftverhältnis bis auf 1 ppm ab. In diesem Fall bestimmt das thermische NO die Stickoxidbildung. Für die verschiedenen Leistungen unterscheiden sich die Emissionswerte praktisch nicht, da die adiabate Flammentemperatur bei gleichem Luftverhältnis für die verschiedenen Leistungen identisch ist. Obwohl die Bildung des thermischen NO auch von der Verweilzeit abhängt, sind nur geringfügig niedrigere  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen mit steigender Leistung beobachtet worden. Aufgrund der mageren Bedingungen und der Brennstoffzusammensetzung spielen andere Mechanismen wie promptes NO und NO durch brennstoffgebundenen Stickstoff keine Rolle. Der Bildungspfad über das  $\text{N}_2\text{O}$  ( $\text{N}_2 + \text{O} + \text{M} \rightarrow \text{N}_2\text{O} + \text{M}$ ,  $\text{N}_2\text{O} + \text{O} \rightarrow \text{NO} + \text{NO}$ ) trägt erst bei höheren Drücken vermehrt zur Bildung von NO bei.

Die Messergebnisse zeigen einen weiten Betriebsbereich des Brenners, in dem geringe Schadstoffemissionen erreicht wurden. Die in der TA Luft [3] vorgeschriebenen Grenzwerte für Gasturbinen mit einer Leistung kleiner 50 MW betragen für Kohlenmonoxid 80 ppm und für die Stickoxide bei Verwendung sonstiger Gase 73 ppm, jeweils bezogen auf 15 %  $\text{O}_2$ . Aus den Graphen ist ersichtlich, dass der atmosphärische Brenner die Grenzwerte des Kohlenmonoxids in einem Bereich von  $\lambda = 2,0$  bis  $\lambda = 3,1$  unterschreitet. Der flache Verlauf der Kurven um das Minimum ist vor allem im Hinblick auf die Mikrogasturbine sehr vorteilhaft, da sich das Luftverhältnis entsprechend der Lastvariation verändert. Bei Verringerung der Last verschiebt sich das Luftverhältnis zu deutlich mageren Bedingungen. Durch den flachen Verlauf lassen sich damit auch in der Teillast niedrige CO und  $\text{NO}_x$ -Emissionen realisieren.

### 5.3.3 Variation der Brennstoffzusammensetzung

Für die Nutzung des Holzgases muss das Brennkammersystem mit den Schwankungen in der Brenngaszusammensetzung zurechtkommen. Die Schwankungen aus dem Vergasungsprozess führen zum einen dazu, dass der Heizwert im stationären Betrieb bis zu 30 % im Vergleich zum Referenzwert absinken kann. Daraus ergeben sich erheblich höhere Brennstoffmassenströme und somit höhere Düsenaustrittsgeschwindigkeiten, geänderte Impulsverhältnisse sowie niedrigere Luftverhältnisse in der Brennkammer, da durch den erhöhten Brennstoffmassenstrom der Druckverlust über die Hauptstufendüsen steigt und sich somit die Aufteilung von Mischluft zu Verbrennungsluft verändert. Die geänderte Zusammensetzung führt zum anderen auch zu Änderungen in den Verbrennungseigenschaften, wie z.B. die Flammgeschwindigkeit oder die Zündverzugszeit. So führt

## 5. BRENNKAMMERENTWICKLUNG

ein höherer Wasserstoffanteil oder ein niedrigerer Methananteil zu steigenden Flammgeschwindigkeiten und kürzeren Zündverzugszeiten. Diese Eigenschaften beeinflussen das Flammenverhalten in der Brennkammer, weshalb das Betriebsverhalten des Brenners bei den für Festbettvergäsern üblichen Schwankungen der Brennstoffzusammensetzung untersucht wurde. Die fünf untersuchten Brennstoffmischungen sind in Tabelle 5.2 aufgelistet. Bei den Mischungen HG 2 und HG 3 wird das  $H_2/CH_4$ -Verhältnis von 8:1 auf 21:1 und 3:1 variiert, während der Heizwert identisch ist. Dadurch bleiben der Brennstoffmassenstrom und somit die Impulsverhältnisse in der Brennkammer sowie die Mischungstemperatur zwischen Brennstoff und Luft praktisch konstant. HG 4 und HG 5 bilden dagegen eine Reduktion des Heizwerts um 14 % und 30 % ab, wobei das  $H_2/CH_4$ -Verhältnis hier konstant 8:1 beträgt. Mit diesen Mischungen wird das Flammenverhalten bei einer thermischen Leistung von 80 kW, einer konstanten Lufteintrittstemperatur von 600 °C sowie einem Pilotanteil von 7,5 % untersucht.

Tabelle 5.2: Untersuchte Holzgaszusammensetzungen

Zusammensetzung	H <sub>2</sub> Vol. %	CO Vol. %	CH <sub>4</sub> Vol. %	CO <sub>2</sub> Vol. %	N <sub>2</sub> Vol. %	H <sub>i</sub> MJ/kg
HG 1	18	22	2,25	12	45,75	5,0
HG 2	21	21,9	1	12	44,1	5,0
HG 3	15	17,6	5	12	50,4	5,0
HG 4	16,8	18	2,1	12	51,1	4,3
HG 5	16	12	2	12	58	3,5

Um die Flammenposition und -form mit den verschiedenen Holzgasen zu analysieren, dient wiederum die Aufnahme der OH\*-Chemolumineszenz. Zur besseren Vergleichbarkeit der gemittelten Bilder wird die Annahme getroffen, die Flamme werde durch die Bereiche von 50 % bis 100 % der Signalintensität wiedergegeben. Zanger [66] beschreibt diese Methode als geeignet um die Bildpunkte herauszufiltern, die eine Reaktionszone abbilden. Dadurch lassen sich eine mittlere Abhebehöhe von der Brennerstirnfläche sowie eine mittlere Länge der Flamme bestimmen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.5 dargestellt. In der Grafik geben die quadratischen Symbole die annähernd konstante Abhebehöhe von HG 1 wieder, die in den gemittelten Flammenbildern in Abbildung 5.3b zu sehen ist. Durch die Analyse mit der getroffenen Definition ist im Vergleich zu den Bildern ein marginaler Anstieg unter mageren Bedingungen zu erkennen. Bemerkenswerterweise zeigen alle Holzgasgemischungen nur einen geringen Anstieg der Abhebehöhe mit steigendem Luftverhältnis, obwohl die Düsenaustrittsgeschwindigkeiten wegen der höheren Luftmassenströme zunimmt und die Flammgeschwindigkeit sowie die Zündverzugszeit mit zunehmendem Luftüberschuss abnehmen. Für den Betrieb der Mikrogasturbine ist dieses Verhalten sehr vorteilhaft, da die Flammenposition bei Lastwechseln konstant bleibt und somit ein stabiles Verhalten zu erwarten

ist.

Einen sichtbaren Einfluss auf die Abhebehöhe zeigt die Zusammensetzung des Holzgases. Hier führt insbesondere die Absenkung des  $H_2/CH_4$ -Verhältnisses von 8:1 auf 3:1 (HG 3) zu einem klaren Anstieg der Abhebehöhe um ca. 18 %. Dagegen wirkt sich die Steigerung auf ein Verhältnis von 21:1 (HG 2) nur noch in einer geringen Reduktion der Abhebehöhe aus. Bei einer weiteren Steigerung des  $H_2/CH_4$ -Verhältnisses ist demnach keine bedeutende Veränderung der Flammenposition mehr zu erwarten. Diese Betriebscharakteristik ist interessant für die Kopplung mit Vergasertypen, die mit Wasserdampf als Vergasungsmittel arbeiten und hohe Wasserstoffanteile bei geringen bis gar keinen Methananteilen aufweisen. Einen Flammenrückschlag bis zur Düse ist daher bei ähnlichen Heizwerten auch in diesem Fall nicht zu erwarten.

Die Variation des Heizwerts mit den Mischungen HG 4 und HG 5 führt im Vergleich zur Referenzmischung zu einem deutlichen Abheben der Flamme. Im Gegensatz zur vorherigen Variation werden durch die Änderung des Heizwerts die Impulsverhältnisse in der Brennkammer verändert. Der größere Brenngasmassenstrom erhöht die Austrittsgeschwindigkeit des Brennstoffs sowie die Geschwindigkeit, mit der das Brenngas-/Luftgemisch aus der Hauptstufendüse in die Brennkammer eintritt. Neben der Geschwindigkeit ändert sich auch die Mischungstemperatur von Luft und Brennstoff, da eine größere Menge kalten Brennstoffs in die vorgeheizte Luft einströmt. Durch die stärkere Verdünnung des Brennstoffs mit Inertgasen, der niedrigeren Mischungstemperatur und der damit längeren Zündverzugszeit sowie der niedrigeren Flammengeschwindigkeit hebt die Flamme sichtbar weiter ab. Die Abhebehöhe steigt bis zum Vierfachen des Düsendurchmessers  $D_N$  an. Damit besteht im stationären Betrieb der Mikrogasturbine mit dem Holzgas mit dem niedrigsten Heizwert das höchste Risiko für ein Verlöschen der Flamme.

Die Flammenlänge der untersuchten Holzgase bleibt bemerkenswerterweise sowohl über dem Luftverhältnis als auch für die verschiedenen Holzgaszusammensetzungen nahezu konstant, wie in der unteren Darstellung in Abbildung 5.5 zu sehen ist. Dies unterstreicht das äußerst robuste Verhalten des Brenners. Daher ist auch bei Schwankungen der Zusammensetzung ein stabiler Betrieb der Mikrogasturbine zu erwarten.

Die stabile Form und Position der Flamme deuten auf einen vollständigen Ausbrand bei den verschiedenen Holzgasen hin. Tatsächlich belegen die Ergebnisse der Abgasmessungen in Abbildung 5.6 die niedrigen Schadstoffemissionen für alle untersuchten Zusammensetzungen. Im Verlauf und der Menge der CO-Emissionen ergeben sich keine bedeutenden Abweichungen. Die gemessenen Werte liegen dicht zusammen und weisen einen ähnlichen, flachen Verlauf auf. Alle Holzgasmischungen besitzen ein Minimum von ca. 30 ppm im Bereich von  $\lambda = 2,4$  bis  $\lambda = 2,6$ . Die Kurve von HG 5 erscheint im Vergleich zu den anderen zu brennstoffreicheren Bedingungen hin verschoben. Dies ist sogar vorteilhaft, da sich die Bedingungen in der Verbrennungszone in der Mikrogasturbine durch den deutlichen Anstieg des Brennstoffmassenstroms bei HG 5 ohnehin zu niedrigeren Luft-

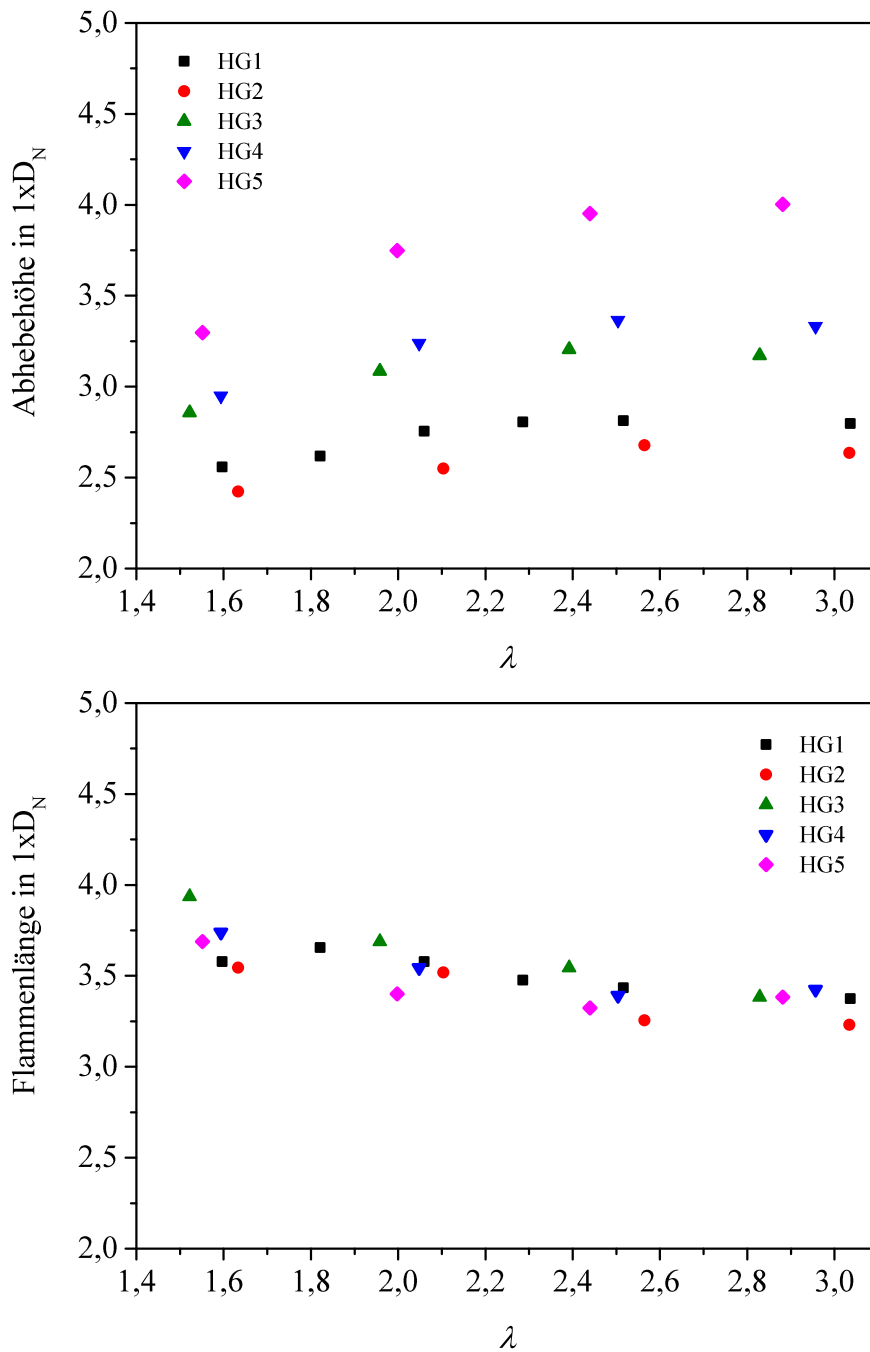


Abbildung 5.5: Mittlere Abhebehöhe und Flammenlänge für die verschiedenen Holzgasmischungen bei einer thermischen Leistung von 80 kW



verhältnissen verschieben. Dies ist der Fall, da durch den höheren Druckverlust über den Brenner in Folge des stark gestiegenen Brennstoffmassenstroms die Verbrennungsluft ab- und die Mischluft zunimmt.

Im Gegensatz zum Kohlenmonoxid lässt sich bei den Stickoxiden der Einfluss durch die Holzgaszusammensetzung klar erkennen. Die  $\text{NO}_x$ -Konzentrationen nehmen entsprechend der adiabaten Flammentemperaturen der jeweiligen Holzgase ab, da durch die niedrigeren Flammentemperaturen die Bildung des thermischen NO zunehmend unterbunden wird.

Zusammenfassend belegen die hier gezeigten Ergebnisse, dass sich der entwickelte Brenner mit verschiedenen Holzgaszusammensetzungen, die bei der thermischen Vergasung üblicherweise auftreten, stabil und schadstoffarm betreiben lässt. Es bestehen hieraus keine Einschränkungen für die Auswahl eines geeigneten Betriebsbereichs für die Mikrogasturbine.

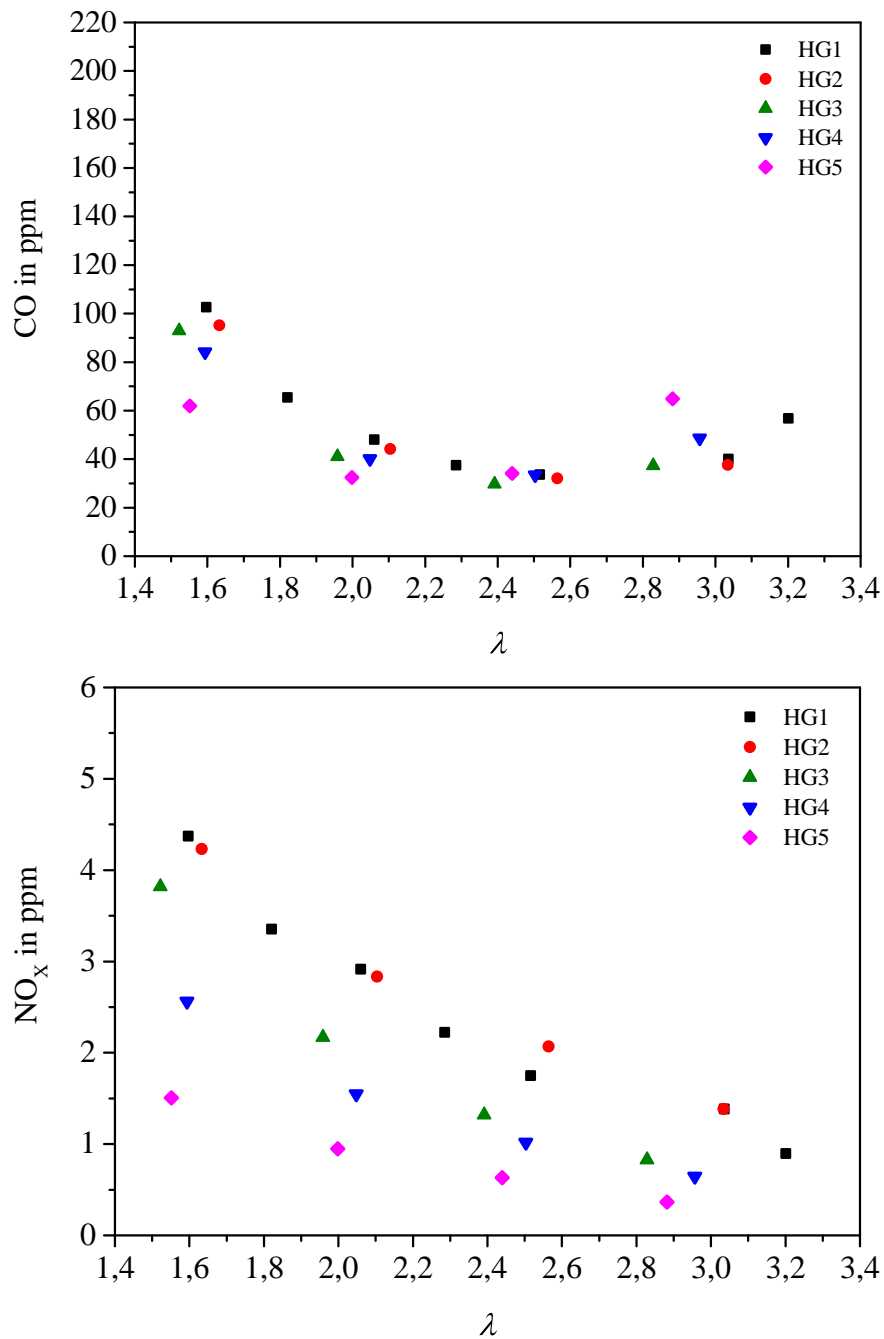


Abbildung 5.6: Schadstoffemissionen verschiedener Holzgaszusammensetzungen für eine thermische Leistung von 80 kW und eine Lufteintrittstemperatur von 600 °C

### 5.3.4 Variation der Lufteintrittstemperatur

Die beiden vorangegangenen Unterkapitel zeigen, dass der Brenner mit einer Lufteintrittstemperatur von 600 °C einen stabilen und schadstoffarmen Betrieb erreicht. Im Betrieb der Turbec T100 gibt es jedoch auch Betriebspunkte, bei denen die Lufteintrittstemperatur deutlich darunter liegt. So wird z. B. bei Erreichen der Betriebsgrenzen der Leistungselektronik die Turbinenausstrittstemperatur automatisch abgesenkt. Folglich sinkt auch die Lufttemperatur am Brennkammereintritt. Beim Startvorgang liegen die Lufteintrittstemperaturen noch niedriger, da die Verdichtung gering und der Rekuperator kalt sind und sich die Luft somit kaum erwärmt. Eine stabile Verbrennung muss daher auch bei niedrigen Lufteintrittstemperaturen gewährleistet sein.

Um die Stabilität der Flamme unter diesen Betriebsbedingungen zu untersuchen, wird die OH\*-Chemolumineszenz bei Vorwärmtemperaturen von 200 °C, 400 °C und 600 °C betrachtet. Die thermische Leistung beträgt 80 kW bei einem Pilotanteil von konstant 7,5 %. Als Brennstoff dient die Referenzmischung HG 1. Die mittlere Abhebehöhe und die Flammenlänge, die analog zu der Untersuchung der verschiedenen Holzgase ermittelt wurden, sind in Abbildung 5.7 über dem Luftverhältnis des Brenners dargestellt.

Bei niedrigen Lufteintrittstemperaturen heben die Flammen deutlich von der Brennerstirnfläche ab. Vor allem bei einer Lufteintrittstemperatur von nur 200 °C erreicht die Abhebehöhe mehr als das sechsfache des Düsendurchmessers. Während bei 600 °C der Verlauf über dem Luftverhältnis noch nahezu konstant verläuft, heben die Flammen bei niedrigen Lufteintrittstemperaturen mit steigendem Luftverhältnis weiter ab. Eine mögliche Erklärung für das geänderte Verhalten ist, dass bei einer Lufteintrittstemperatur von 200 °C die Gemischtemperatur mit steigendem Luftverhältnis nicht mehr bedeutend zunimmt. Dadurch wird dem Einfluss durch die stärkere Abmagerung und den höheren Düsenaustrittsgeschwindigkeiten nicht mehr entgegengewirkt. Bei 200 °C ließ sich bei den Versuchen oberhalb von  $\lambda = 2,3$  kein stabiler Betriebspunkt mehr erreichen.

Während die Flammenlänge bei 400 °C und 600 °C nahezu konstant über dem Luftverhältnis bleibt, variiert sie bei 200 °C. Die Flammenlänge nimmt zunächst von  $\lambda = 1,4$  zu  $\lambda = 1,8$  ab und steigt danach wieder deutlich an. Zur Veranschaulichung sind die Mittelwertsbilder der OH\*-Chemolumineszenz in Abbildung 5.8 dargestellt. Darin lässt sich die bei  $\lambda = 1,8$  stark abgehobene Flamme gut erkennen. Bei  $\lambda = 2,3$  erscheinen die Reaktionszone verbreitert. Die Flammen sind verschwommen erkennbar, da sich das OH\*-Signal der einzelnen Flammen überlappt.

Wie sich die Reduktion der Lufttemperatur auf die Schadstoffemissionen auswirkt, ist Abbildung 5.9 zu entnehmen. Die Kurven der CO-Emissionen für die drei untersuchten Lufttemperaturen weisen einen ähnlich Verlauf und ein Minimum bei jeweils ca. 30 ppm auf. Dieses verschiebt sich mit abnehmender Lufttemperatur zu brennstoffreicheren Bedingungen. Dabei wird der Verlauf der Kurve bei niedrigen Temperaturen steiler und der Bereich geringer Emissionen schmaler. Da die Auswahl des Betriebsbereichs für niedrige Emissionen bei hohen Temperaturen erfolgt und sich die

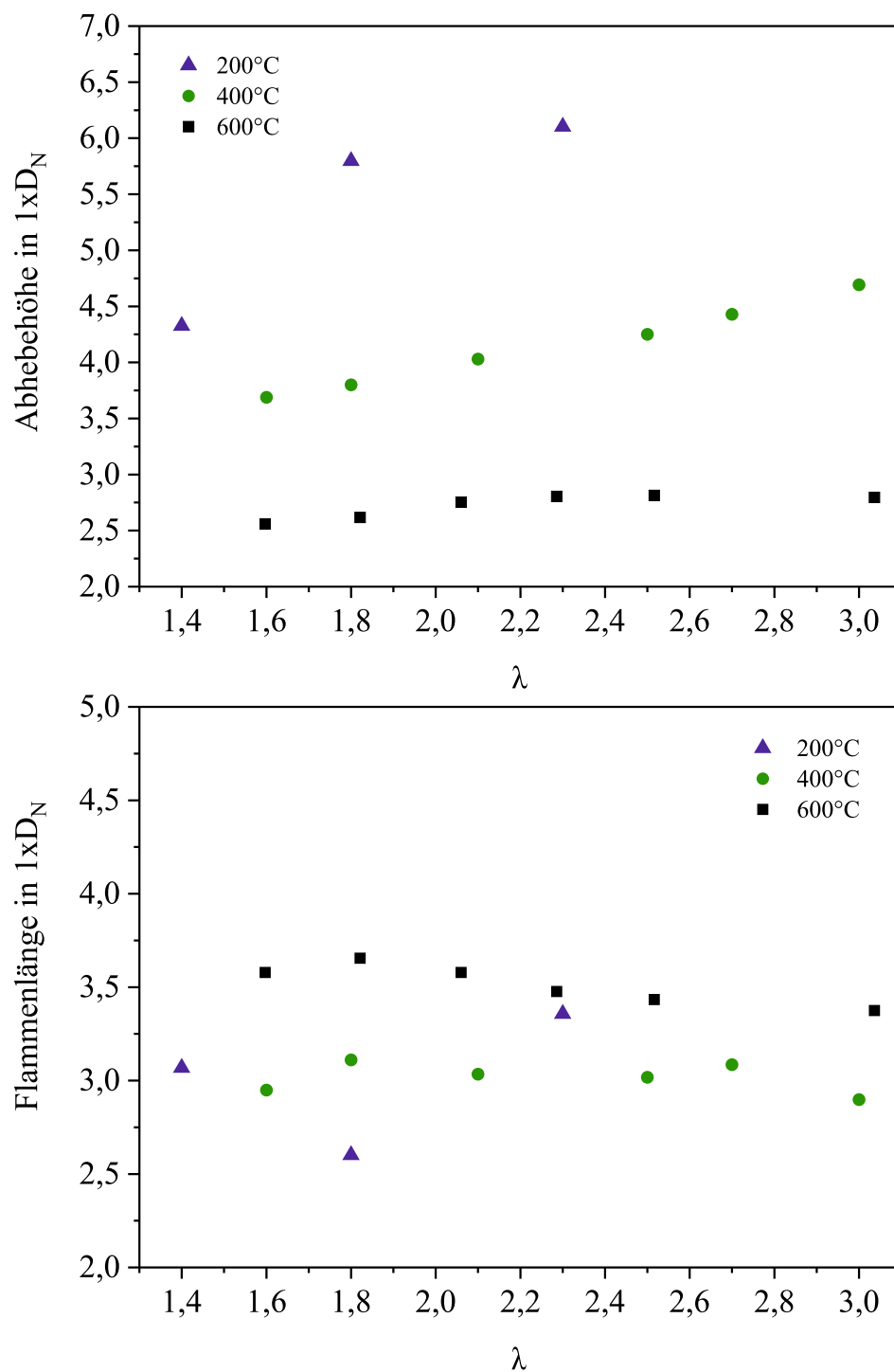


Abbildung 5.7: Mittlere Abhebehöhe und Flammenlänge bei verschiedenen Lufteintrittstemperaturen für die Referenzmischung HG1 und 80 kW thermischer Leistung

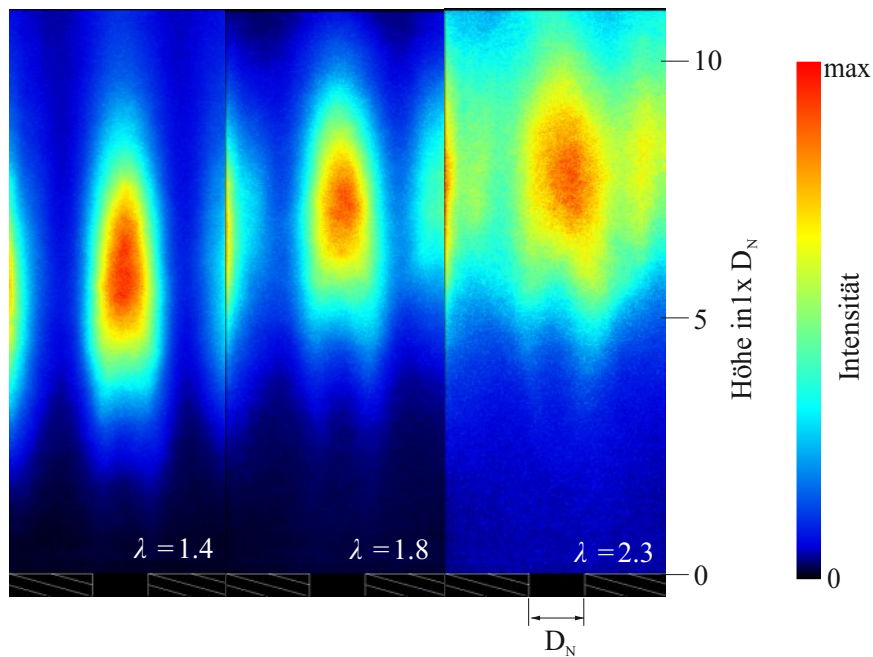


Abbildung 5.8: Zeitlich gemittelte OH\*-Chemolumineszenz für verschiedene Luftverhältnisse bei einer Lufteintrittstemperatur von 200 °C und 80 kW thermischer Leistung

Bedingungen in der Mikrogasturbine bei Absenkung der Turbinenaustrittstemperatur zu mageren Luftverhältnissen verschieben, ist bei niedrigen Temperaturen mit steigenden CO-Emissionen zu rechnen. Die Stickoxidemissionen, die in Abbildung 5.9 dargestellt sind, nehmen erwartungsgemäß aufgrund der niedrigeren Flammentemperaturen bei Reduktion der Lufttemperatur ab.

Durch die weite Abhebehöhe der Flamme bei niedrigen Lufteintrittstemperaturen besteht bei dem Brenner mit dem getesteten Pilotanteil von 7,5 % insbesondere in der Startphase die Gefahr des Abreißen der Flamme. Unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus der Brennstoffvariation führt die Kombination von niedrigen Lufteintrittstemperaturen und niedrigen Heizwerten zum höchsten Risiko für ein Flammenverlöschen.

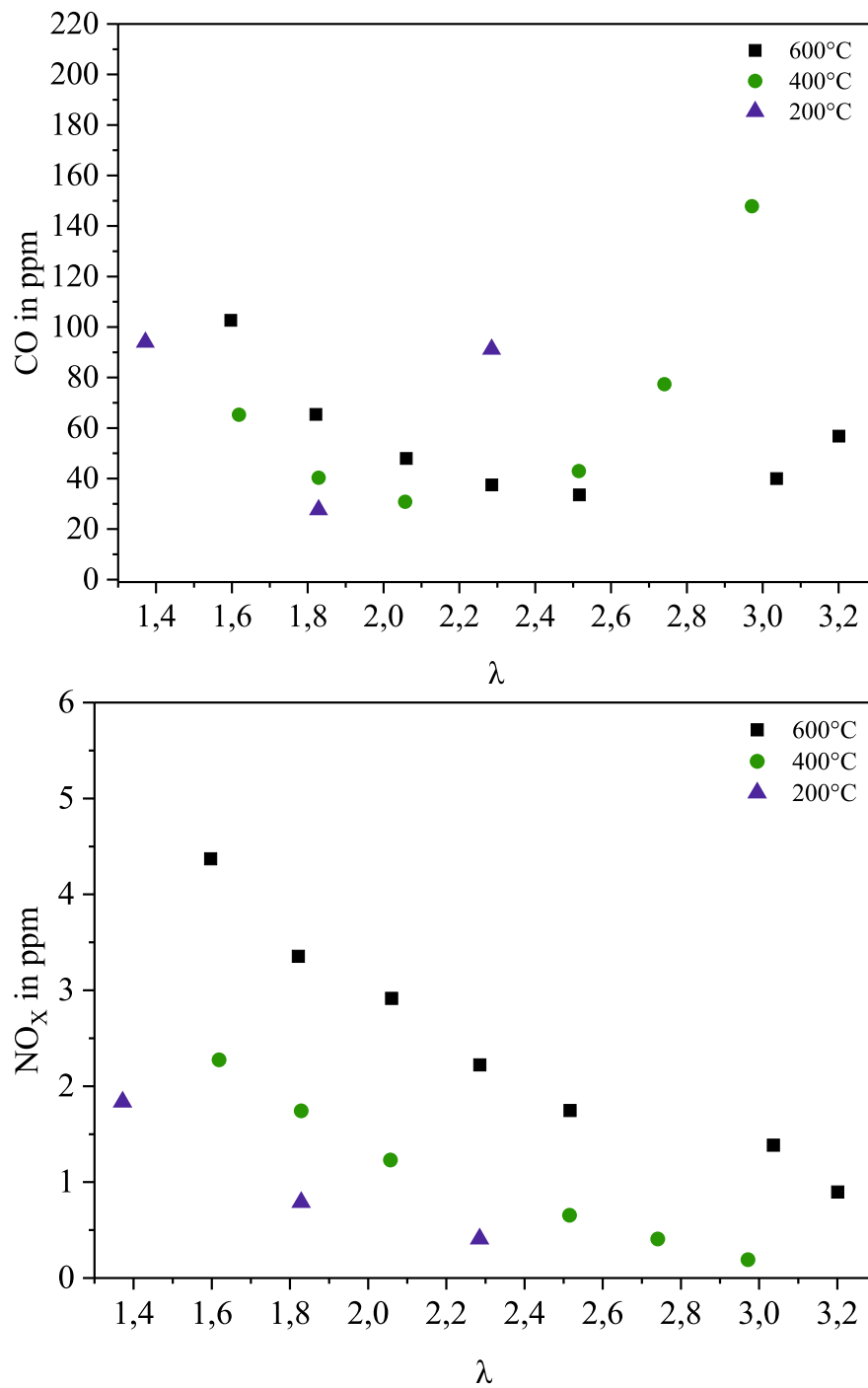


Abbildung 5.9: Schadstoffemissionen bei verschiedenen Luft Eintrittstemperaturen für HG 1 und 80kW thermischer Leistung

### 5.3.5 Brennstoffstufung

Der Brenner ist zweistufig ausgelegt worden, um eine stabile Verbrennung bei den verschiedenen thermischen Leistungen und Betriebsbedingungen in der Turbec T100 zu erreichen. Für den stationären Betrieb mit der im Regelfall vorherrschenden Turbinenaustrittstemperatur von  $645\text{ °C}$  erwies sich eine Brennstoffaufteilung von  $7,5\%$  über die Pilotstufe als geeignet. Eine Untersuchung der Brennstoffstufung zeigte bei diesen Bedingungen keinen nennenswerten Einfluss, weder auf die Flammenposition noch auf die Schadstoffemissionen, weshalb die Ergebnisse hier nicht explizit diskutiert werden. Die Absenkung der Lufteintrittstemperatur führt wie im vorangegangenen Unterkapitel beschrieben zu einem deutlichen Abheben der Flamme und stellt somit ein erhöhtes Risiko für einen Flammenabriss während des Betriebs dar. Aus diesem Grund wird die Variation des Pilotanteils bei einer Lufteintrittstemperatur von  $200\text{ °C}$  präsentiert. Die Aufnahmen der  $\text{OH}^*$ -Chemolumineszenz sind für eine thermische Leistung von  $80\text{ kW}$  und einem Luftverhältnis von  $\lambda = 1,8$  für Pilotanteile von  $7,5\%$ ,  $12,5\%$  und  $17,5\%$  in Abbildung 5.10 dargestellt. In den Bildern ist zu erkennen, dass sich durch die größere Menge an heißen Abgasen, die der Hauptstufe bei einem höheren Pilotanteil zugeführt werden, die Abhebehöhe reduziert. Von der Form ist die Flamme vergleichbar mit dem Erscheinungsbild bei höheren Lufteintrittstemperaturen. Folglich führt ein erhöhter Pilotanteil zu einer Stabilisierung bei niedrigen Lufteintrittstemperaturen.

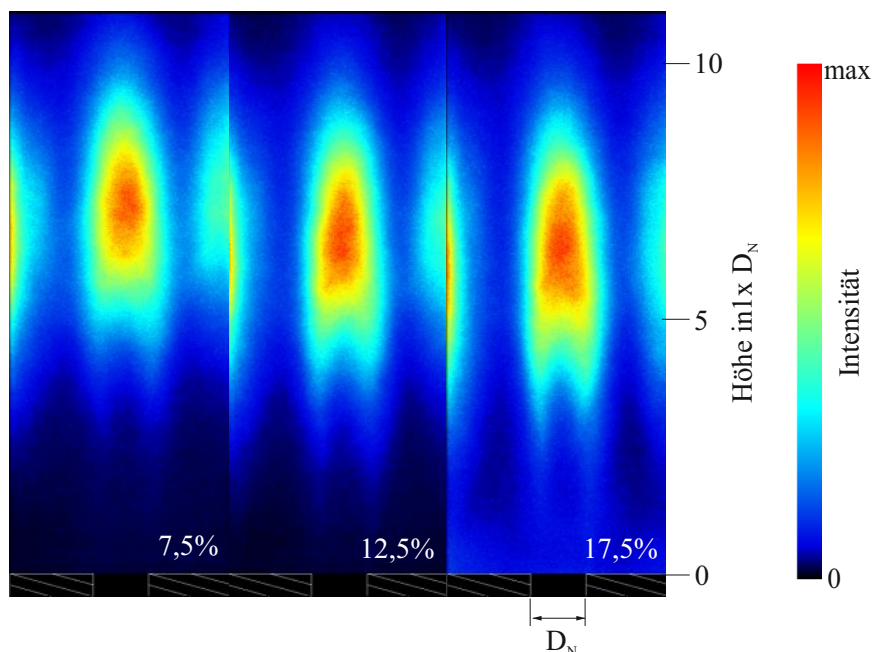


Abbildung 5.10: Gemittelte  $\text{OH}^*$ -Chemolumineszenz bei verschiedenen Pilotanteilen für HG1, einer Lufteintrittstemperatur von  $200\text{ °C}$  und  $80\text{ kW}$  thermischer Leistung

## 5.4 Auswahl des Betriebsbereichs für die Mikrogasturbine

Die vorherigen Abschnitte erläutern die unterschiedlichen Betriebsbedingungen und Einflussfaktoren, die für die Auswahl eines geeigneten Betriebsbereichs des Brenners in der Mikrogasturbine wichtig sind. Anhand der gewonnenen Daten erfolgte im nächsten Schritt die Auslegung des gesamten Brennkammersystems für die Integration in die Turbec T100. Abschnitt 5.3.2 zeigt, dass der Brenner bei Volllast im Bereich von  $\lambda = 2,0$  bis  $\lambda = 3,1$  niedrige Schadstoffemissionen aufweist. Bei der niedrigsten Last reicht dieser Bereich sogar bis zu Luftverhältnissen von  $\lambda > 3,4$ . Als Auslegungspunkt für die Volllast wurde daher ein Brennerluftverhältnis von  $\lambda = 2,2$  gewählt. An dieser Stelle unterschreiten die Schadstoffemissionen die gesetzlichen Grenzwerte und der statische Druckverlust des Brenners beträgt weniger als 3,5 %, wie in Abbildung 5.11 zu erkennen ist. Mit numerischen Strömungssimulationen wurde anschließend der Durchmesser für die Mischungsluftbohrungen iterativ so ausgelegt, dass im Volllastpunkt der Druckverlust über den Brenner dem genannten Wert entspricht. Während sich für den Betrieb mit der maximalen  $TOT$  von 645 °C ein Pilotanteil von 7,5 % eignet, ist ein erhöhter Anteil von 17,5 % für eine  $TOT$  von 250 °C, die in der Regelung der Turbec T100 den niedrigsten Wert darstellt, zu empfehlen.

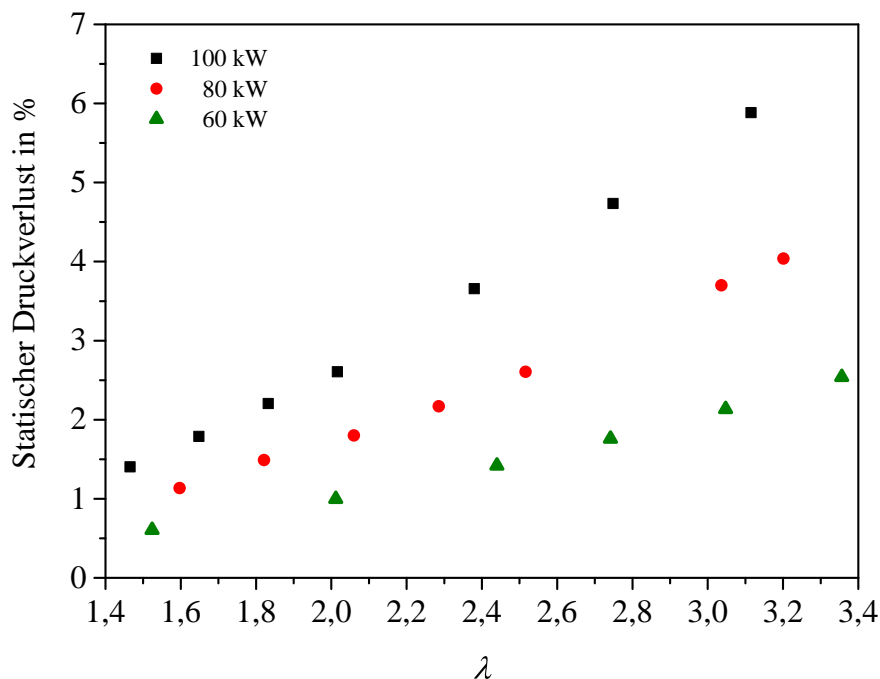


Abbildung 5.11: Relativer statischer Druckverlust des Brenners bei verschiedenen thermischen Leistungen und einer Luft Eintrittstemperatur von 600 °C



## 6 Implementierung in die Turbec T100

Nach der Auswahl des geeigneten Betriebsbereichs für die Turbec T100 stellt die Implementierung des Brennkammersystems, das in Abbildung 6.1 präsentiert ist, den nächsten Entwicklungsschritt dar. Die Auslegung der Mischluftbohrungen, deren Einfluss bei den atmosphärischen Brennerversuchen noch nicht berücksichtigt wurde, ist mit numerischen Strömungssimulationen so erfolgt, dass sich die Luft in Verbrennungs- und Mischluft dem ausgewählten Betriebspunkt entsprechend aufteilt. Die Messungen am Mikrogasturbinenprüfstand mit synthetischem Holzgas dienen insbesondere dem Nachweis, dass das Brennkammersystem unter Maschinenbedingungen funktioniert sowie der Untersuchung des Betriebsverhaltens der Turbec T100 mit niederkalorischen Brenngasen. Die Verwendung von synthetischem Holzgas erlaubt die Untersuchung mit definierten Brennstoffzusammensetzungen, die während des Betriebs variiert werden können und keinen Schwankungen unterliegen, wie sie im Vergasungsprozess häufig auftreten. So lassen sich Betriebsparameter wie Zündleistung, Gradienten für Drehzahl und Turbinenausstrittstemperatur sowie die vorgegebene Pilotmappe zur Steuerung der Brennstoffverteilung auf Pilot- und Hauptstufe gezielt einstellen und testen.

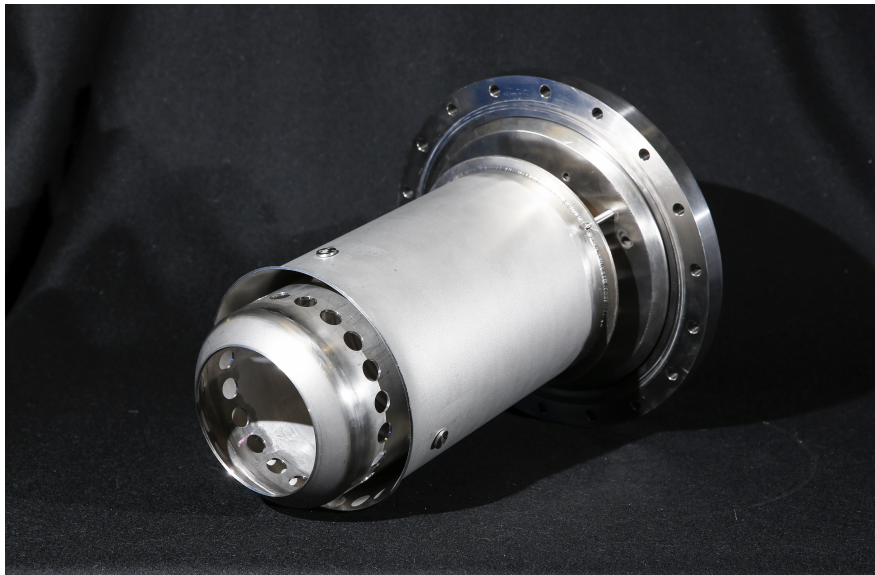


Abbildung 6.1: Entwickeltes Holzgas-Brennkammersystem für die Turbec T100 (Foto: DLR/FrankEppler)

## 6.1 Startvorgang

Bei einem Start nach längerem Stillstand entsprechen die Materialtemperaturen der Umgebungstemperatur, weshalb sich die Luft im Rekuperator nicht erwärmt. Außerdem beträgt der Druck in der Brennkammer zum Zeitpunkt der Zündung nur 1,1 bar. Folglich ist der Temperaturanstieg durch die Verdichtung ebenfalls gering. Die Untersuchungen am atmosphärischen Brennerprüfstand zeigen, dass die Flamme bei niedrigen Temperaturen deutlich abhebt und somit ein hohes Risiko für einen Verlöschen der Flamme besteht. Neben der Luftertrittstemperatur variieren die eingebrachten thermischen Leistungen enorm. Während mit einer Leistung von 10 kW bis 20 kW gezündet wird, liegen die thermischen Leistungen im stationären Bereich zwischen 200 kW und 400 kW. Die starken Änderungen der Betriebsbedingungen beim Startvorgang der Mikrogasturbine stellen daher ein hohes Risiko für ein Verlöschen der Flamme dar. Für deren Stabilisierung ist eine geeignete Verteilung des Brennstoffes zwischen Pilot- und Hauptstufe von entscheidender Bedeutung.

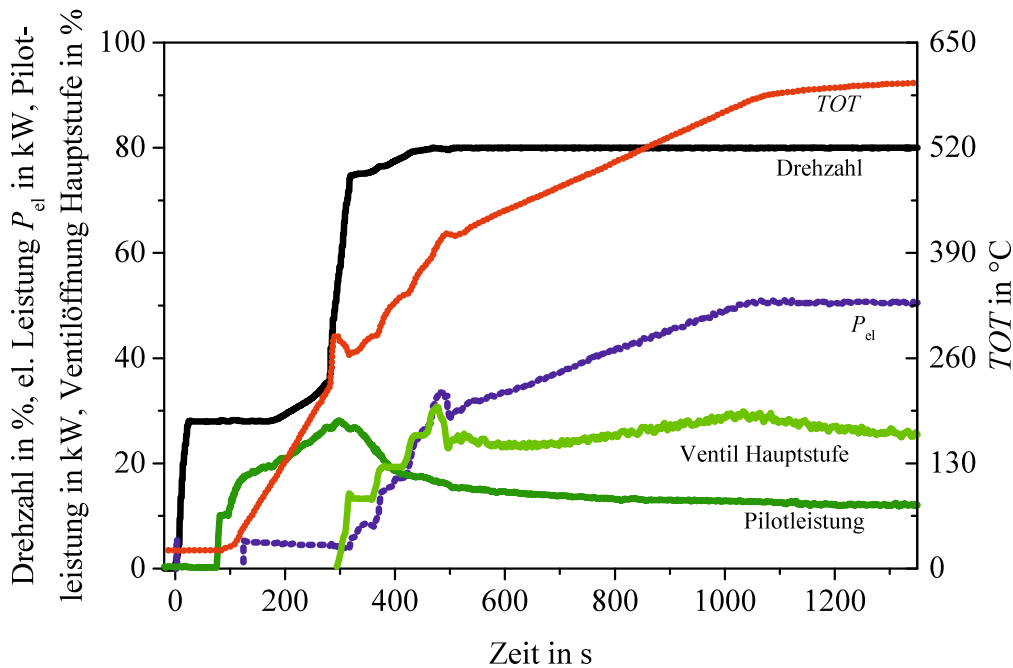


Abbildung 6.2: Kaltstart der Turbec T100 mit dem Referenz-Holzgas HG1

Den Startvorgang der Turbec T100 mit der Holzgasmischung HG 1 zeigt Abbildung 6.2. Darin ist die Drehzahl, die elektrische Leistung  $P_{el}$  und die Turbinenaustrittstemperatur  $TOT$  über der Zeit aufgetragen. Zusätzlich zeigt die Abbildung die thermische Leistung der Pilotstufe sowie die Öffnung des Brennstoffventils der Hauptstufe. Der erste Anstieg der Drehzahl ist als Zeitpunkt Null definiert. Beim Start arbeitet der Generator zunächst im Motorbetrieb und beschleunigt die Welle auf eine Drehzahl von 28 %. Vor der Zündung des Brennstoffs wird die Mikrogasturbine 60 s mit Luft durchspült, sodass sich kein zündfähiges Gemisch in der Maschine befindet. Nach dieser

Ventilationszeit startet der Zündvorgang und es öffnet sich das Brennstoff-Absperrventil. Über eine kritische Düse strömt ein fest eingestellter Zündmassenstrom von 2 g/s, der auf Basis der statistischen Zündversuche im atmosphärischen Brennerprüfstand ausgewählt wurde, in die Pilotstufe ein. In der Grafik ist die erfolgreiche Zündung anhand des leichten Temperaturanstiegs nach ca. 90 s zu sehen. Der Brennstoffmassenstrom wird anschließend auf die  $TOT$  geregelt, um die Mikrogasturbine mit einem definierten Temperaturgradienten vorzuwärmen. Dieser Gradient ist in Abhängigkeit der  $TOT$  in der Regelung vorgegeben. Nach überschreiten einer  $TOT$  von 100 °C steigt die Drehzahl langsam auf 35 %. Ab diesem Punkt beschleunigt die Mikrogasturbine mit einer steilen Rampe auf 75 %, um möglichst schnell den Drehzahlbereich zu durchfahren, indem die Eigenfrequenzen der Maschine liegen. Während dieser Rampe wird der Brennstoff in der Hauptstufe zugeschaltet und stufenweise erhöht. Dies ist in der Ventilöffnung der Hauptstufe zu erkennen. Bei 75 % Drehzahl heizt die Maschine kurze Zeit weiter auf, ehe sich die Drehzahl ebenfalls langsam erhöht. Nach Erreichen der gewünschten Drehzahl von hier 80 % regelt der PMC das Ventil der Hauptstufe auf die  $TOT$ , während er das Pilotventil entsprechend der Pilotmappe steuert. Letztere wurde für das Referenz-Holzgas HG 1 und das neue Brennkammersystem anhand der Ergebnisse aus den atmosphärischen Brennerversuchen angepasst. Im hier gezeigten Fall erreicht die  $TOT$  nach ca. 25 min mit 600 °C ihr Maximum für diesen Lastpunkt, da die Leistungselektronik die elektrische Leistung bei 50 kW<sub>el</sub> begrenzt. Die angesprochenen Rampen und Gradienten sind gegenüber den Standardwerten auf das Referenz-Holzgas HG 1 mit  $H_i = 5$  MJ/kg angepasst worden.

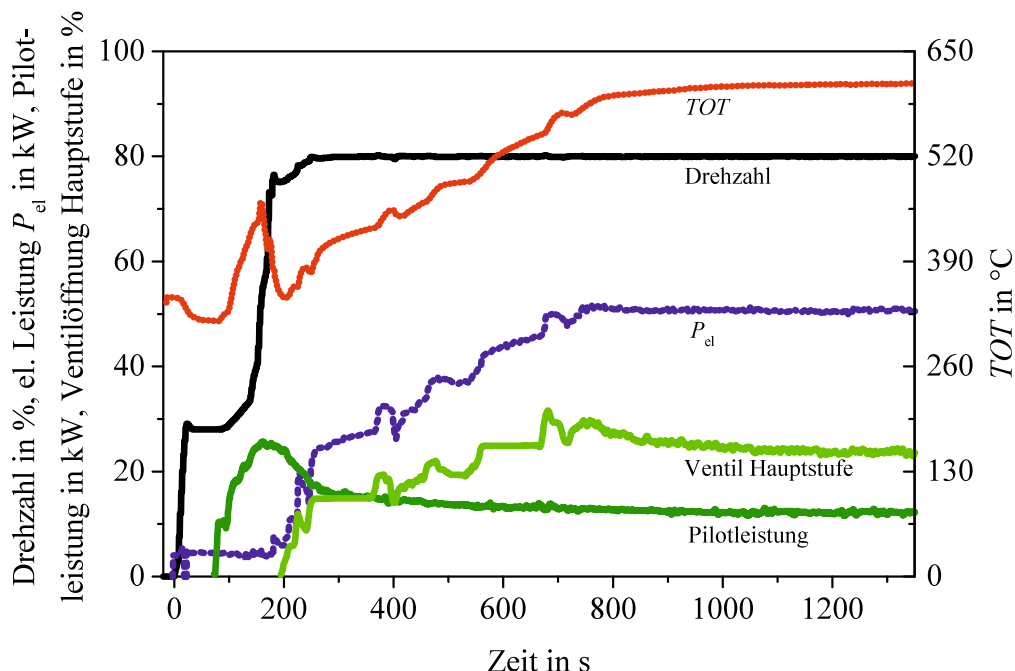


Abbildung 6.3: Warmstart der Turbec T100 mit dem Referenz-Holzgas HG1

Im Vergleich zu Abbildung 6.2 zeigt Abbildung 6.3 einen Warmstart mit derselben Referenz-

mischung HG 1. In dem dargestellten Fall hatte die  $TOT$  zu Beginn der Startphase bereits eine Temperatur von ca.  $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Durch die Ventilationsphase kühlte sie bis zur erneuten Zündung auf  $320\text{ }^{\circ}\text{C}$  ab. Die Zeit bis zur Beschleunigungsrampe ist gegenüber dem Kaltstart stark verkürzt, da ein Aufheizen aufgrund der noch heißen Bauteile in dieser Phase nicht notwendig war. Schon nach weniger als 5 min erreichte die Turbec T100 die gewünschte Drehzahl von 80 %.

Die Ergebnisse zeigen, dass sich die Turbec T100 dank des entwickelten Brennkammersystems mit Holzgasen ohne sekundären Brennstoff zuverlässig zünden und hochfahren lässt. Der gleichmäßige Verlauf von Drehzahl,  $TOT$  und elektrischer Leistung weist auf eine stabile Verbrennung während der Startphase hin. Die Pilotmappe sowie die Werte für den Zündmassenstrom und die Gradienten sind in dieser Arbeit für das Referenz-Holzgas HG 1 mit einem Heizwert von  $5\text{ MJ/kg}$  erstellt worden. Bei der ersten Inbetriebnahme einer Mikrogasturbine an einem Standort mit Holzvergaser müssen diese Parameter jedoch entsprechend den Gegebenheiten vor Ort angepasst und optimiert werden.

### 6.2 Stationärer Betriebsbereich mit Holzgas

Der stationäre Betriebsbereich der Turbec T100 liegt zwischen 75 % und 100 % der maximalen Turbinendrehzahl. Beim Betrieb mit Erdgas erreicht sie in diesem Bereich eine elektrische Leistung von  $40\text{ kW}_{\text{el}}$  bis  $100\text{ kW}_{\text{el}}$ . Um das Betriebsverhalten der Turbec T100 mit Holzgas zu untersuchen, wurde die Drehzahl schrittweise variiert. Bei vorgegebener Drehzahl strebt die Maschinenregelung die größtmögliche elektrische Leistung an. Diese ist entweder durch die maximale Turbinenaustrittstemperatur von  $645\text{ }^{\circ}\text{C}$  oder durch die Grenzen der Leistungselektronik limitiert, siehe Abschnitt 3.2. Aufgrund des begrenzten Betriebsbereichs des Kohlenmonoxid-Massenstromreglers in der Brennstoffversorgung musste die Mischung des Holzgases variiert werden, um den kompletten Betriebsbereich abzufahren. Die verwendeten Holzgasgemischungen HG 1, 3 und 6 weisen jeweils einen Heizwert von  $5\text{ MJ/kg}$  auf. Durch die Anhebung des Erdgas- und des Wasserstoffanteils ließ sich der Kohlenmonoxidanteil bei gleichbleibendem Heizwert absenken.

In Abbildung 6.4 sind die gemessene elektrische Leistung  $P_{\text{el}}$  und der elektrische Wirkungsgrad  $\eta_{\text{el}}$  über der Drehzahl aufgetragen. Zum Vergleich sind Betriebsdaten mit Erdgas und dem Turbec Brennkammersystem dargestellt. Die Grafik zeigt mit Holzgas eine um bis zu  $20\text{ kW}$  höhere elektrische Leistung bei konstanten Drehzahlen sowie einer  $TOT$  von  $645\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Einen Grund hierfür liefern die unterschiedlichen Umgebungsbedingungen an den Messtagen, die in Tabelle 6.1 zusammengefasst sind. Die Temperatur und Luftfeuchte werden im Zuluftkanal der Mikrogasturbine gemessen. Bei den Versuchen mit Holzgas war die Lufttemperatur um  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  bis  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  niedriger als bei den Erdgasversuchen. Die elektrische Leistung und der Wirkungsgrad werden durch die Umgebungsbedingungen wesentlich beeinflusst. Deren Einfluss zeigt Abbildung 6.5 aus der technischen Beschreibung der Turbec T100 [58]. Aus den Daten und der Grafik ist abzulesen, dass bei

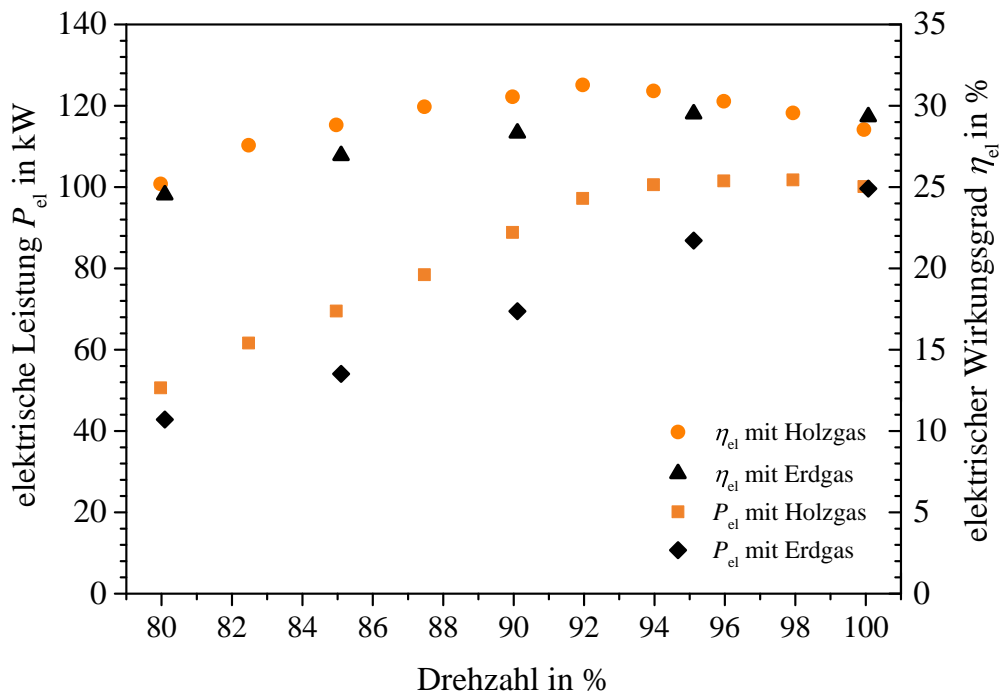


Abbildung 6.4: Stationäres Betriebsverhalten der Turbec T100 mit Erd- und Holzgas

Tabelle 6.1: Umgebungsbedingungen während der Experimente

Brenngas	Temperatur °C	rel. Luftfeuchte %	Druck bar
Holzgas	6-7	64-68	0.95
Erdgas	11-14	33-49	0.95

den Versuchen mit Holzgas Abweichungen von bis zu  $10 \text{ kW}_{el}$  mehr erreicht wurden durch die unterschiedlichen Umgebungstemperaturen. Folglich ist dies nicht der einzige Grund für den hohen Leistungsunterschied. Ein weiterer Grund besteht in dem um 30 % niedrigeren Druckverlust des Holzgas-Brennkammersystems, wodurch eine geringere Verdichterleistung erforderlich ist als mit dem Turbec Brennkammersystem. Außerdem verschiebt sich der Betriebspunkt des Verdichters durch den hohen Brennstoffmassenstrom zu niedrigeren Luftmassenströmen. Dadurch sinkt die benötigte Verdichterleistung zusätzlich. Beides führt dazu, dass beim Betrieb mit Holzgas eine größere Wellenleistung zur Stromerzeugung zur Verfügung steht.

In Abbildung 6.4 ist im Erdgasbetrieb ein linearer Anstieg der elektrischen Leistung zu sehen, wobei das Maximum bei 100 % Drehzahl erreicht wird. Im Gegensatz dazu stagniert die elektrische Leistung im Holzgasbetrieb bei ca.  $100 \text{ kW}_{el}$  ab einer Drehzahl von 92 %. Die Stagnation resultiert aus einer manuellen Absenkung der *TOT*, die bei Drehzahlen über 92 % zunehmend durchgeführt wurde. Bei dem Versuch die Drehzahl mit maximaler *TOT* zu erhöhen, gelangte der Verdichter an

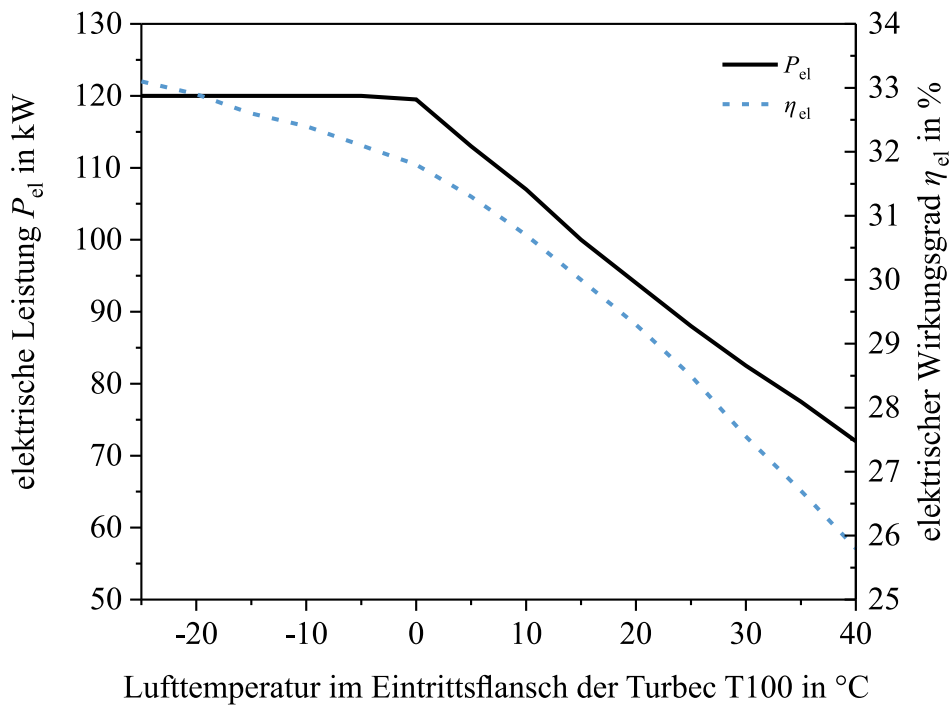


Abbildung 6.5: Temperatureinfluss der angesaugten Luft auf die elektrische Leistung und den Wirkungsgrad der Turbec T100 [58]

seine Betriebsgrenze. Diese Einschränkung des Betriebs mit Holzgas wird in dem nachfolgenden Abschnitt diskutiert. Neben dieser tritt eine weitere Betriebseinschränkung auf. Im unteren Drehzahlbereich erreicht die Leistungselektronik ihre untere Spannungsgrenze, weshalb die Regelung die  $TOT$  und damit die elektrische Leistung automatisch absenkt. Bei den Versuchen führte das Erreichen der Spannungsgrenze unterhalb von 80 % Drehzahl zu einem instabilen Regelverhalten. Aus diesem Grund war der Teillastbetrieb der Turbec mit Holzgas nicht bis zu der unteren Drehzahlgrenze von 75 % möglich.

Um die Einschränkung des Betriebs durch den Verdichter näher zu erörtern, sind in Abbildung 6.6 die Betriebspunkte im Kennfeld des Verdichters dargestellt. Die Grafik zeigt das Verdichtungsverhältnis  $\Pi$ , aufgetragen über dem korrigierten Massenstrom  $\dot{m}_C$ . Letzterer ist auf die Temperatur  $T_0$  und den Druck  $p_0$  am Verdichtereingang normiert [68],

$$\dot{m}_C = \frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{p_0}. \quad (6.1)$$

Abgebildet sind auch die auf die Einlasstemperatur korrigierten Kurven konstanter Drehzahlen  $N_C$ ,

$$N_C = \frac{N}{\sqrt{T_0}}. \quad (6.2)$$

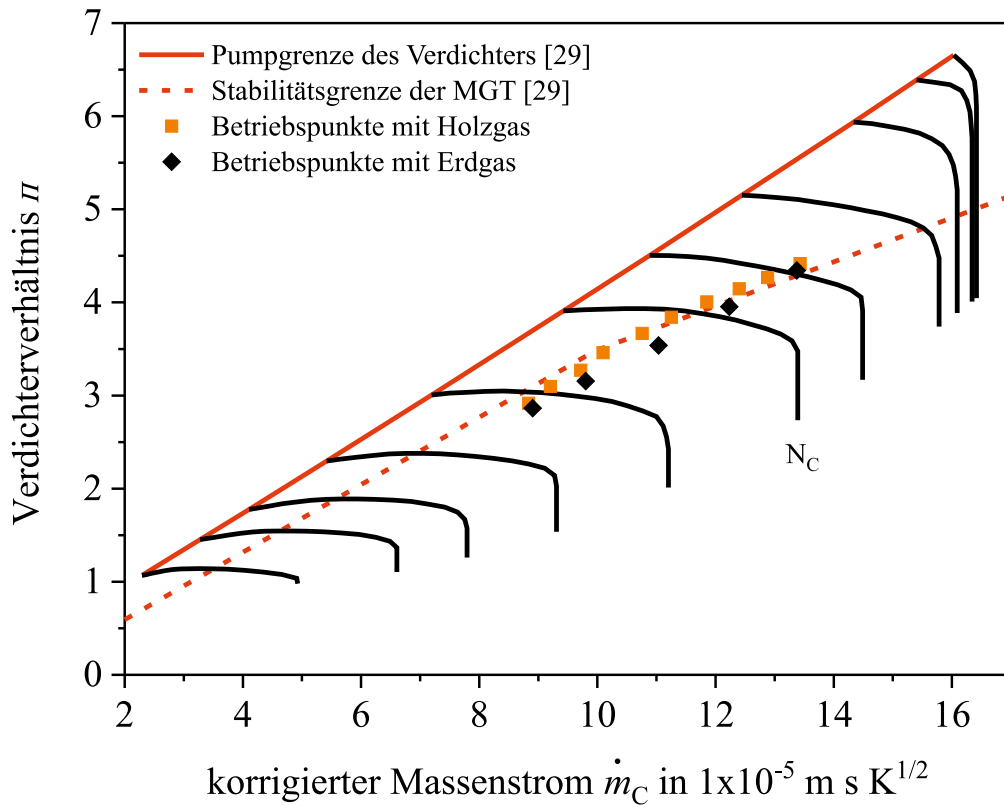


Abbildung 6.6: Betriebspunkte im Verdichterkennfeld der Turbec T100

Die durchgezogene, rote Linie repräsentiert die Betriebsgrenze des Verdichters als einzelne Komponente, die wie das Verdichterkennfeld unabhängig von der Mikrogastrurbine auf einem Verdichtertprüfstand vermessen wurde [68]. An dieser Grenze tritt ein plötzlicher Strömungsabriss an den Verdichterschaukeln auf. Der Druck kann nicht mehr aufrechterhalten werden, wodurch die Strömung unregelmäßig und abrupt umkehrt. Dieses instationäre Verhalten wird Verdichterpumpen genannt und ist äußerst kritisch, da die entstehenden Druckstöße und Vibrationen zu schweren Schäden an der Maschine führen können. Die gestrichelte Linie stellt die Stabilitätsgrenze des Verdichters in der Turbec T100 am Prüfstand dar [68]. An dieser Grenze trat am Mikrogastrurbinenprüfstand Pumpen im Verdichter auf. Die starke Abweichung dieser beiden Kurven zeigt, dass der Betriebsbereich des einzelnen Verdichters in der Mikrogastrurbine nicht vollständig genutzt werden kann. Die Abweichung der beiden Linien kann vielfältige Gründe haben, wie z.B. die Abstimmung zwischen Verdichter und Turbine, die Fertigungstoleranzen der Turbokomponenten, Verschleiß oder die im Vergleich zur Herstellermaschine veränderten Rohrleitungen von Luft und Abgas.

Für die Messungen der Stabilitätsgrenze der DLR-Mikrogastrurbine wurde ein zusätzliches Coriolis-Massendurchflussmessgerät im Luftstrang zwischen Verdichter und Rekuperator verwendet. Allerdings erzeugt der Coriolis einen hohen Druckverlust von ca. 3,5 % und beeinflusst damit mög-

licherweise das Strömungsfeld am Verdichterausgang. Die Untersuchungen mit Holzgas wurden mit derselben Konfiguration begonnen. Im ersten Messdurchgang trat Verdichterpumpen bei 92 % Drehzahl auf, was dem Verlauf der gestrichelten Linie entspricht. Nach dem Ausbau des Coriolis konnten die 92 % Drehzahl stabil betrieben werden. Dies deutet darauf hin, dass durch den Ausbau des Coriolis die Stabilitätsgrenze leicht erhöht wurde. Dennoch wurde bei den höheren Drehzahlen die  $TOT$  im Holzgasbetrieb zunehmend abgesenkt, um das Verdichterpumpen und damit eventuelle Schäden an der Mikrogasturbine zu vermeiden.

Die Betriebspunkte, die in Abbildung 6.6 dargestellt sind, wurden ohne Coriolis gemessen. Bei Verwendung von Erdgas verlaufen die Punkte entlang einer Geraden, wobei das Verdichtungsverhältnis mit steigender Drehzahl bzw. mit steigendem Massenstrom zunimmt. Mit Holzgas steigt das Verdichtungsverhältnis bei höheren Drehzahlen geringer, da die  $TOT$  zunehmend abgesenkt wurde. Im Vergleich zu Erdgas nimmt das Verdichtungsverhältnis bei konstanter Drehzahl leicht zu, während der geförderte Luftmassenstrom abnimmt. Verursacht wird dies durch den deutlich größeren Brennstoffmassenstrom, der bereits bei hohem Druck in die Brennkammer einströmt. Die Betriebspunkte mit Holzgas wandern in Richtung der Stabilitätsgrenze des Verdichters. Obwohl einige der dargestellten Punkte außerhalb des von der gestrichelten Linie markierten, stabilen Bereichs liegen, läuft die Mikrogasturbine stabil. Dies bekräftigt die Vermutung, dass sich der stabile Bereich durch den Ausbau des Coriolis vergrößert hat. Da am DLR die Rohrleitungen zwischen Verdichter, Rekuperator und Brennkammer prüfstandsbedingt bedeutend verändert wurden, lässt sich eine Turbec T100 im Originalzustand eventuell in einem größeren Bereich betreiben. Um jedoch die maximale  $TOT$  bei 100 % Drehzahl und damit die maximal mögliche elektrische Leistung zu erreichen, ist vermutlich eine Neuauslegung der Turbokomponenten notwendig.

Zur näheren Untersuchung des Anstiegs der elektrischen Leistung bei sinkendem Heizwert wurde die Zusammensetzung des Holzgases bei einer konstanten Drehzahl von 82,5 % variiert. Im Gegensatz zu dem Vergleich mit Erdgas blieben in diesem Fall die Umgebungsbedingungen konstant. Weiterhin war dabei keine Beeinflussung durch unterschiedliche Brennkammersysteme vorhanden. In Tabelle 6.2 sind die Betriebsdaten für die drei untersuchten Holzgasmischungen zusammengefasst. Eine Absenkung des Heizwerts  $H_i$  um 30 % erhöht den benötigten Brennstoffmassenstrom  $\dot{m}_{Br}$  um 50 %. In der Folge steigt die elektrische Leistung  $P_{el}$  um 7 %. Um deren Anstieg zu verstehen sind die benötigte bzw. erzeugte Leistung von Verdichter  $P_C$  und Turbine  $P_T$  näherungsweise für eine adiabate Zustandsänderung eines idealen Gases berechnet worden mit [18],

$$P = \dot{m} \cdot \bar{c}_p \cdot (T_{ein} - T_{aus}). \quad (6.3)$$

Zur Berechnung der spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  der Luft wird der Mittelwert der gemessenen Ein- und Austrittstemperaturen  $T_{ein}$  und  $T_{aus}$  des Verdichters verwendet. Die spezifische Wärmekapazität des Abgases  $c_{p,A}$  ergibt sich aus der gemessenen Abgaszusammensetzung und den



Tabelle 6.2: Betriebsdaten mit variiertem Heizwert bei konstanter Drehzahl von 82,5 %,  $T_{OT} = 600\text{ °C}$  und  $5\text{ °C}$  Umgebungstemperatur

HG	$H_i$ MJ/kg	$P_{el}$ kW	$\eta_{el}$ %	$\dot{m}_{Br}$ g/s	$\dot{m}_C$ $\text{ms}\sqrt{\text{K}}$	$\Pi$ (-)	$P_C$ kW	$\dot{m}_T$ $\text{ms}\sqrt{\text{K}}$	$p_{stat,T}$ bar	$c_{p,A}$ J/(kgK)	$P_T$ kW
1	5,0	57	26,8	43,3	9,7e-5	3,1	81,3	7,2e-5	2,75	1176	177,3
3	4,3	59	26,8	51,0	9,5e-5	3,1	80,4	7,1e-5	2,76	1178	178,7
4	3,5	61	26,8	66,6	9,3e-5	3,1	79,0	7,2e-5	2,77	1181	180,4

spezifischen Wärmekapazitäten der einzelnen Spezies unter Verwendung der NASA-Polynome [6]. Der Luftmassenstrom berechnet sich aus dem gemessenen Brennstoffmassenstrom, dem aus dem Abgas berechneten Luftverhältnis  $\lambda$  und dem für die gegebene Brennstoffzusammensetzung benötigten Luftbedarf  $L_{st}$  (siehe Abschnitt 6.3).

Da der vom Verdichter gelieferte Luftmassenstrom  $\dot{m}_C$  absinkt und sich das Verdichtungsverhältnis  $\Pi$  praktisch nicht verändert, verringert sich die benötigte Verdichterleistung  $P_C$ . Die Reduktion des Luftmassenstroms gleicht sich mit der erhöhten Brennstoffmenge aus, sodass der Abgasmassenstrom über die Turbine  $\dot{m}_T$  annähernd konstant bleibt. Der ansteigende stationäre Druck am Turbineneintritt weist auf ein steigendes Druckverhältnis hin, das einen zusätzlichen Grund für die ansteigende Turbinenleistung  $P_T$  darstellt. Ein weiterer Grund dafür ist die steigende spezifische Wärmekapazität  $c_{p,A}$  des Abgases. Insgesamt führen die genannten Effekte zu einem deutlichen Anstieg der Leistung des Generators. Der elektrische Wirkungsgrad der Mikrogasturbine bleibt dabei konstant. Wird jedoch die erhöhte Verdichterleistung für den größeren Brennstoffmassenstrom berücksichtigt, nimmt der elektrische Wirkungsgrad entsprechend ab.

## 6.3 Schadstoffemissionen

Ein wesentlicher Vorteil von Mikrogasturbinen gegenüber anderen Verbrennungskraftmaschinen ist das niedrige Niveau an Schadstoffemissionen ohne zusätzliche Abgasnachbehandlung. Für Gasturbinen mit einer Feuerungswärmeleistung unter 50 MW gelten Emissionsgrenzwerte, die in der TA Luft 2002 geregelt sind [3]. Der Grenzwert für Kohlenmonoxid beträgt 80 ppm bezogen auf 15 %  $\text{O}_2$ , während die Stickoxide beim Betrieb mit sonstigen Gasen außer Erdgas 73 ppm nicht überschreiten dürfen. Abbildung 6.7 verdeutlicht, dass diese Grenzwerte mit dem entwickelten Holzgas-Brennkammersystem im gesamten Betriebsbereich weit unterschritten werden. Neben den Konzentrationen von Kohlenmonoxid CO und Stickoxiden  $\text{NO}_x$  sind die unverbrannten Kohlenwasserstoffe (UHC) aufgetragen. Diese lagen bei den Messungen stets unterhalb der Nachweisgrenze des verwendeten Flammenionisationsdetektors von 1 ppm. Alle Kurven verlaufen sehr flach, sodass hinsichtlich der Schadstoffemissionen sogar ein größerer Betriebsbereich der Mikrogasturbine möglich scheint. Die abgebildeten Standardabweichungen sind mit der Fehlerfortpflanzungs-

## 6. IMPLEMENTIERUNG IN DIE TURBEC T100

methode ermittelt worden [7]. Die Fehlerbalken für  $\text{NO}_x$  und UHC sind jedoch zu klein für die dargestellte Skala.

Bei genauer Betrachtung sinken die CO-Konzentrationen mit zunehmender Drehzahl bis auf ein Minimum von 13 ppm bei 92 %, ehe sie wieder ansteigen. Die Stickoxide verhalten sich gegensätzlich und erreichen ein Maximum von 5 ppm bei 92 % Drehzahl. Das Verhalten kann mit dem globalen Luftverhältnis und der Brennkammereintrittstemperatur ( $T_{\text{BK,ein}}$ ) erklärt werden. Beide beeinflussen die Verbrennungstemperatur und damit die Schadstoffbildung.

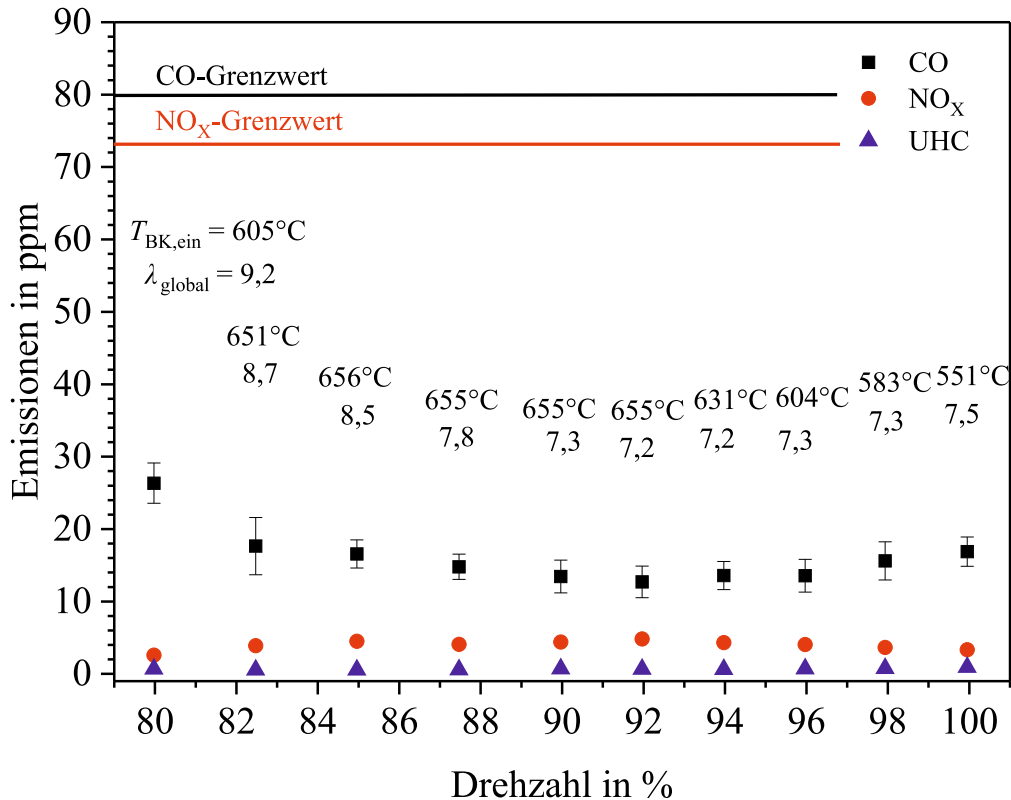


Abbildung 6.7: Schadstoffemissionen in Relation zu den Grenzwerten der TA Luft 2002 [3], die Luftverhältnisse  $\lambda$  in der Brennkammer sowie die Brennkammereintrittstemperaturen  $T_{\text{BK,ein}}$

Da das Luftverhältnis bei 92 % ein Minimum aufweist und gleichzeitig die Brennkammereintrittstemperatur mit 655 °C hoch war, erreicht die Verbrennungstemperatur an dieser Stelle den höchsten Wert. Aus diesem Grund ist der Ausbrand des Kohlenmonoxids besser. Allerdings steigt mit höheren Verbrennungstemperaturen die Bildung von thermischem  $\text{NO}$  [61]. Daher erreicht das  $\text{NO}_x$  sein Maximum an dieser Stelle. Durch das Absenken der  $TOT$  für Drehzahlen kleiner 80 % und größer 92 % erhöht sich das Luftverhältnis und die Brennkammereintrittstemperatur sinkt. Letztere hängt von der erreichten  $TOT$  ab, da die Luft im Rekuperator mit dem Abgas aufgeheizt wird. Sinkt die  $TOT$ , sinkt die Brennkammereintrittstemperatur entsprechend. Die Absenkung der  $TOT$  führt weiterhin zu einer Reduktion des eingebrachten Brennstoffmassenstroms. Dadurch nimmt der

Druck in der Brennkammer ab, wodurch mehr Luft vom Verdichter gefördert wird. Bei gleichbleibender Drehzahl nimmt das globale Luftverhältnis zu. Als Ergebnis des höheren Luftverhältnisses und der niedrigeren Eintrittstemperatur der Luft sinkt die Verbrennungstemperatur deutlich ab. Der Ausbrand wird dadurch zunehmend schlechter.

Der Einfluss der niedrigeren Verbrennungstemperatur auf die Abgasemissionen wird weiter betrachtet durch die Absenkung der  $TOT$  bei einer konstanten Drehzahl von 82,5 %. Die beobachteten Emissionen sind in Abbildung 6.8 über der  $TOT$  aufgetragen. Zusätzlich ist das berechnete Luftverhältnis für die Messpunkte angegeben. Unterhalb einer  $TOT$  von 500 °C steigen die Kohlenmonoxidemissionen rapide an. Die großen Standardabweichungen der Messpunkte in diesem Bereich weisen auf Schwankungen im Verbrennungsprozess hin. Vermutlich interagiert die eingebrachte Mischluft mit der bei niedrigen Lufttemperaturen vom Brenner abgehobenen Flamme. Mit sinkender  $TOT$  wird die Verbrennung folglich schlechter, weshalb die unverbrannten Kohlenwasserstoffe unterhalb von 450 °C ansteigen. Trotz der unvollständigen Verbrennung bei einer  $TOT$  von 360 °C und einem hohen globalen Luftverhältnis von 12,6 läuft die Mikrogasturbine stabil. Die Tatsache, dass bei einer Absenkung der  $TOT$  um 100 °C die gesetzlichen Grenzwerte für CO immer noch eingehalten werden, spricht für die hohe Flexibilität, die das neue Brennkammersystem für den Betrieb der Turbec bietet.

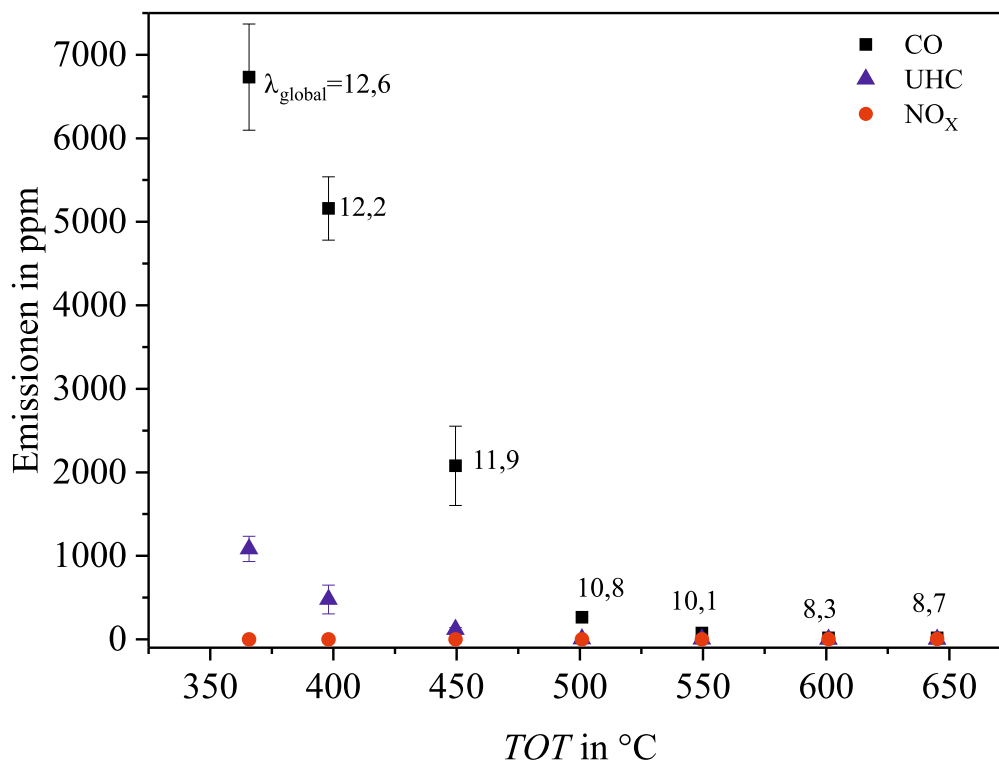


Abbildung 6.8: Einfluss der reduzierten Turbinenausstrittstemperatur auf die Schadstoffemissionen der mit Holzgas betriebenen Turbec T100 bei einer Drehzahl von 82,5 %

Die Flexibilität bezüglich der Brenngaszusammensetzung wird beispielhaft bei der gleichen Drehzahl untersucht. Tabelle 6.3 zeigt die Übersicht über die verschiedenen Brenngase und die gemessenen Schadstoffemissionen. Die Holzgase HG 1 bis HG 3, die einen identischen Heizwert aufweisen, werden aufgrund der Begrenzung durch die untere Spannungsgrenze im Zwischenkreis bei einer  $TOT$  von  $630\text{ }^{\circ}\text{C}$  verglichen. Da durch die Absenkung des Heizwerts für HG 4 und HG 5 der Betrieb durch die Spannungsgrenzen weiter eingeschränkt wird, sind HG 1, HG 4 und HG 5 bei einer  $TOT$  von  $600\text{ }^{\circ}\text{C}$  gegenübergestellt. Aus den Daten lässt sich erkennen, dass die Variation des Wasserstoff/Erdgasverhältnisses zwischen 21:1 und 3:1 keinen nennenswerten Einfluss auf die Schadstoffemissionen hatte. Auch bei der Absenkung des Heizwerts ist kein für die Emissionsgrenzwerte bedeutender Anstieg zu beobachten. Anhand der Ergebnisse ist zu erwarten, dass die Schadstoffgrenzwerte für die bei Vergasern übliche Schwankungsbreite der Brenngaszusammensetzung eingehalten werden. Weiterhin unterstreichen die Ergebnisse die Brennstoffflexibilität des entwickelten Brennkammersystems.

Tabelle 6.3: Schadstoffemissionen bei Variation der Brennstoffzusammensetzung und einer Drehzahl von  $82,5\%$

HG	$H_i$ MJ/kg	$TOT$ $^{\circ}\text{C}$	CO ppm	$\text{NO}_x$ ppm	UHC ppm
1	5,0	630 / 600	18 / 24	3 / 2	< 1
2	5,0	630	17	3	< 1
3	5,0	630	17	2	< 1
4	4,3	600	22	1	< 1
5	3,5	600	30	< 1	< 1

### 6.4 Optimierungspotentiale

Durch die experimentelle Charakterisierung der Turbec T100 mit dem entwickelten Holzgas-Brennkammersystem sind die Betriebsgrenzen und damit auch die Ansatzpunkte für Optimierungen der Mikrogasturbine herausgearbeitet worden. Um die weiteren Potentiale der Turbec T100 für den Betrieb mit Schwachgasen zu analysieren, dient erneut das Kreislauf-Simulationsprogramm, das schon für die Vorauslegung verwendet wurde. Im Unterschied zu der Vorauslegung wurde hier das mit den in dieser Arbeit gewonnenen experimentellen Daten validierte Programm verwendet. Die Validierung erfolgte analog zur Vorgehensweise wie sie für den Erdgasbetrieb von Henke et al. [19] durchgeführt wurde.

Mit dem validierten Programm sind zwei Simulationen durchgeführt worden, um die Optimierungspotentiale der Turbec T100 für den Betrieb mit Schwachgasen zu untersuchen. Bei beiden ist angenommen, dass die Stabilitätsgrenze des Verdichters in der Mikrogasturbine der Pumpgrenze

des einzelnen Verdichters entspricht. Damit wäre der volle Betriebsbereich des Verdichters auch in der Mikrogasturbine ausgenutzt. Während die erste Simulation die Begrenzung durch die minimale Spannung im Zwischenkreis der Leistungselektronik berücksichtigt, vernachlässigt die zweite diese Einschränkung. Die Ergebnisse der Kreislaufsimulationen sind in Abbildung 6.9 präsentiert. Die elektrische Leistung und der elektrische Wirkungsgrad sind über der Drehzahl aufgetragen. Im unteren Drehzahlbereich unterscheiden sich die Simulationen und die experimentellen Daten nur marginal. Im oberen Drehzahlbereich weichen sie jedoch deutlich voneinander ab. Da bei den Experimenten die  $TOT$  ab einer Drehzahl größer 92 % progressiv abgesenkt wurde, stagniert die elektrische Leistung und der elektrische Wirkungsgrad sinkt. Bei Vernachlässigung der Stabilitätsgrenze des Verdichters erzielt die Turbec T100 höhere Leistungswerte. Allerdings verursacht die Betriebsgrenze der Leistungselektronik ebenfalls eine Absenkung der  $TOT$  ab einer Drehzahl größer 94 %. Dies führt zu einer geringeren Steigung in der elektrischen Leistung und zu einem Wirkungsgradabfall. Ohne Berücksichtigung der Grenzen der Leistungselektronik bliebe die lineare Steigung erhalten. Eine maximale Leistung von ca.  $137 \text{ kW}_{el}$  wäre demnach möglich. In diesem Fall betrüge der elektrische Wirkungsgrad ohne Berücksichtigung der Brennstoffverdichtung 33 %. Wird die Leistung für den Brennstoffverdichter mit einer einstufigen Verdichtungen auf 6 bar und einem Wirkungsgrad von 70 % abgeschätzt, so reduziert sich die maximale Leistung auf ca.  $110 \text{ kW}_{el}$  und der elektrische Wirkungsgrad auf ca. 27 %. Dies wären vergleichbare Werte, die mit Gas-Ottomotoren in Verbindung mit Festbettvergasern erreicht wird.

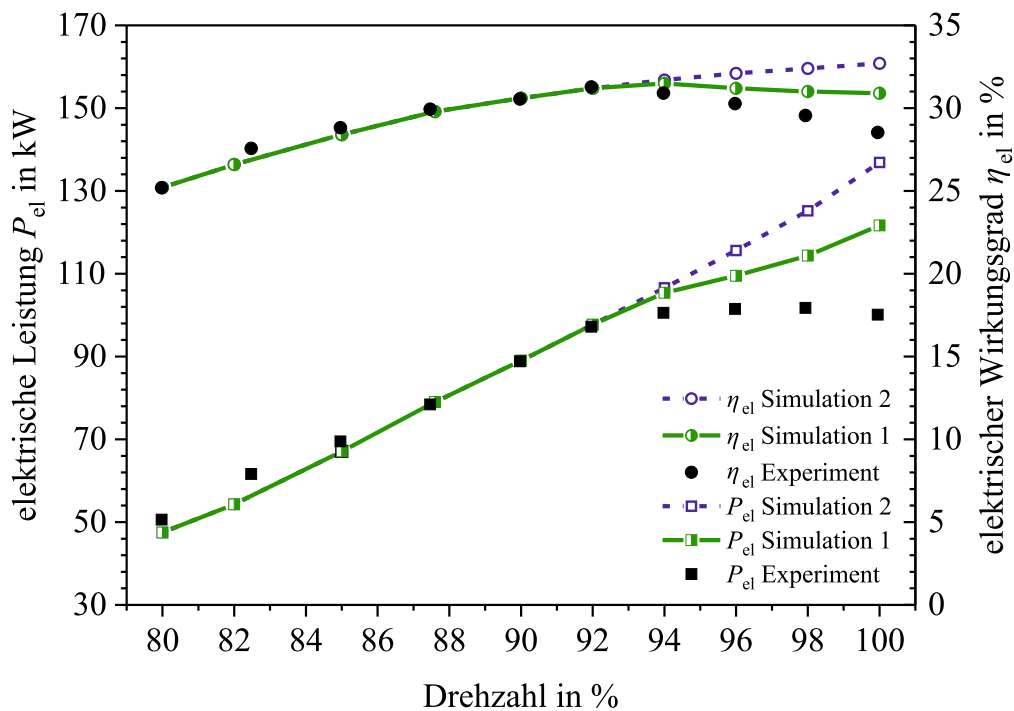


Abbildung 6.9: Optimierungspotentiale der Turbec T100 für den Schwachgasbetrieb bei Anpassung des Verdichters (Simulation 1) und der Leistungselektronik (Simulation 2)



# 7 Verbrennungsverhalten in der Mikrogasturbine

Das Verbrennungsverhalten mit Mischlufteinbringung und unter Maschinenbedingungen wird in diesem Kapitel vorgestellt. Dazu wurde der Brenner in eine mit Quarzglas-Fenstern ausgestattete optische Brennkammer (OBK) eingebaut und an das Druckgehäuse angeflanscht. Mit diesem Aufbau ist es möglich die OH\*-Chemolumineszenz und OH-PLIF zu messen. Ein Ziel der Untersuchungen ist die Charakterisierung des Verbrennungsverhaltens bei verschiedenen Lastpunkten. Ein weiteres Ziel ist die Untersuchung, in wie weit die Konzentration des Wasserstoffs im Holzgas die Verbrennung beeinflusst. In der Literatur finden sich Arbeiten, die eine Dominanz des Wasserstoffs bei der chemischen Reaktion des Holzgases bzw. bei Gemischen aus CO, H<sub>2</sub> und CH<sub>4</sub> beschreiben [21, 26]. Da die Variationen des Wasserstoffanteils in dem für Festbettvergaser üblichen Bereich in Kapitel 6 keine bedeutenden Änderungen zeigt, wird in diesem Kapitel der H<sub>2</sub>-Anteil von 0 % bis 30 % variiert.

## 7.1 Verhalten bei verschiedenen Lasten

Die Ergebnisse der atmosphärischen Untersuchungen zeigen ein stabiles Verbrennungsverhalten, bei dem nur geringe Änderungen der Flammenform und -lage über einen weiten Bereich des Luftverhältnisses und verschiedener thermischer Leistungen von 60 kW bis 100 kW vorhanden sind. In der optischen Brennkammer der Mikrogasturbine wird die Verbrennung an fünf Betriebspunkten von 80 % bis 90 % Drehzahl betrachtet. Da mit dem Holzgas Verdichterpumpen bei Drehzahlen höher 92 % auftrat, sind die Untersuchungen in der OBK nur bis 90 % Drehzahl durchgeführt worden. Die Flammen verhalten sich in der Mikrogasturbine ähnlich wie in den atmosphärischen Versuchen und weisen auch unter Druck keine signifikanten Änderungen in den untersuchten Lastpunkten auf. Aus diesem Grund werden an dieser Stelle die Aufnahmen der OH\*-Chemolumineszenz nur bei 82,5 % und 90 % Drehzahl für die Holzgasmischung HG 3 präsentiert. Die OH-PLIF Bilder werden exemplarisch nur für 82,5 % Drehzahl diskutiert. Bei dieser Drehzahl erfolgt ebenfalls die Variation der Wasserstoffkonzentration.

An den beiden Betriebspunkten beträgt die eingebrachte thermische Leistung 260 kW (bei 82,5 %) und 324 kW (bei 90 %). Auf atmosphärische Druckbedingungen skaliert entspricht dies thermi-

schen Leistungen von 93 kW bzw. 100 kW. Damit lassen sich die Aufnahmen mit den in Abbildung 5.3 gezeigten Ergebnissen aus den atmosphärischen Brennerversuchen vergleichen. Während in der Mikrogasturbine die thermische Leistung, der Druck und der Luftmassenstrom mit der Drehzahl steigen, verschiebt sich das globale Luftverhältnis in der Brennkammer zu brennstoffreicheren Bedingungen. Bei dem globalem Luftverhältnis wird der gesamte Luftmassenstrom inklusive der Mischluft ins Verhältnis zum stöchiometrischen Luftbedarf gesetzt. Die Aufteilung der Prozessluft in Verbrennungsluft und Mischluft ist bei den jeweiligen Betriebspunkten nicht bekannt, somit ist eine Angabe des Brennerluftverhältnisses für den Vergleich mit den atmosphärischen Messungen nur unter der Annahme, dass ca. ein Drittel der Luft an der Verbrennung teilnehmen, möglich. Das globale Luftverhältnis beträgt in der Brennkammer 7,3 bei 82,5 % und 6,3 bei 90 % Drehzahl, womit die Luftverhältnisse ohne Mischluft bei ca. 2,4 und 2,1 liegen. Die adiabaten Flammentemperaturen liegen damit im Bereich von 1600 K bis 1700 K. Mit der optischen Brennkammer sind im selben Betriebspunkt aufgrund der höheren Wärmeverluste größere Brennstoffmassenströme erforderlich, wodurch das Luftverhältnis in der Brennkammer vergleichsweise brennstoffreicher ist. Ohne OBK werden nur 229 kW bei 82,5 % Drehzahl und 289 kW bei 90 % benötigt, wodurch sich globale Luftverhältnisse von 8,2 bzw. 7,3 ergeben. Damit stellen die in der OBK erhaltenen Ergebnisse diesbezüglich Betriebsbedingungen dar, die in der Konfiguration ohne OBK erst bei höheren Drehzahlen auftreten.

In Abbildung 7.1 sind die Ergebnisse der OH\*-Chemolumineszenz dargestellt. Sie geben die Flammenform und -lage in der OBK wieder. Die Bilder sind über 300 Aufnahmen gemittelt und jeweils auf das Maximum der gemessenen Intensität normiert. Die Positionen der Hauptstufendüsen sind am unteren Bildrand dargestellt. Zur besseren Vergleichbarkeit mit den Aufnahmen aus den atmosphärischen Versuchen sind die Bilder um 90° gedreht, sodass die Strömungsrichtung ebenfalls senkrecht nach oben verläuft. Die oberen Ecken sind schwarz, weil sie aufgrund der Größenverhältnisse von Bildverstärker zu Kamerasensor nicht belichtet wurden. Da sich in der Anordnung jeweils zwei Hauptstufendüsen hintereinander befinden, sind in der Abbildung fünf einzelne Flammen zu erkennen. Die von den Reaktionszonen eingenommenen Flächen sind aufgrund der höheren thermischen Leistung bei 90 % Drehzahl größer als bei 82,5 %. In beiden Fällen stabilisieren die Flammen in einem Abstand zur Brennerstirnfläche von ca. zwei bis drei mal dem Nenndurchmesser der Hauptstufendüsen. Dies ist vergleichbar zu den Ergebnissen aus den atmosphärischen Untersuchungen. Bei der Flammenform gibt es im Vergleich zu Abbildung 5.3 Unterschiede im unteren Bereich der Flammen. Sie erscheinen in der OBK unsymmetrisch zur Düsenachse, wobei eine Seite näher am Brenner stabilisiert. In den atmosphärischen Untersuchungen, siehe Abbildung 5.3, ist ein zur Düsenachse symmetrisches Flammenbild zu sehen. Da sowohl bei den atmosphärischen Versuchen als auch in der OBK der Pilotanteil bei 7 % - 8 % der Gesamtleistung liegt, ist es unwahrscheinlich, dass dies der Einfluss der Pilotflamme ist. Eine mögliche Erklärung wäre



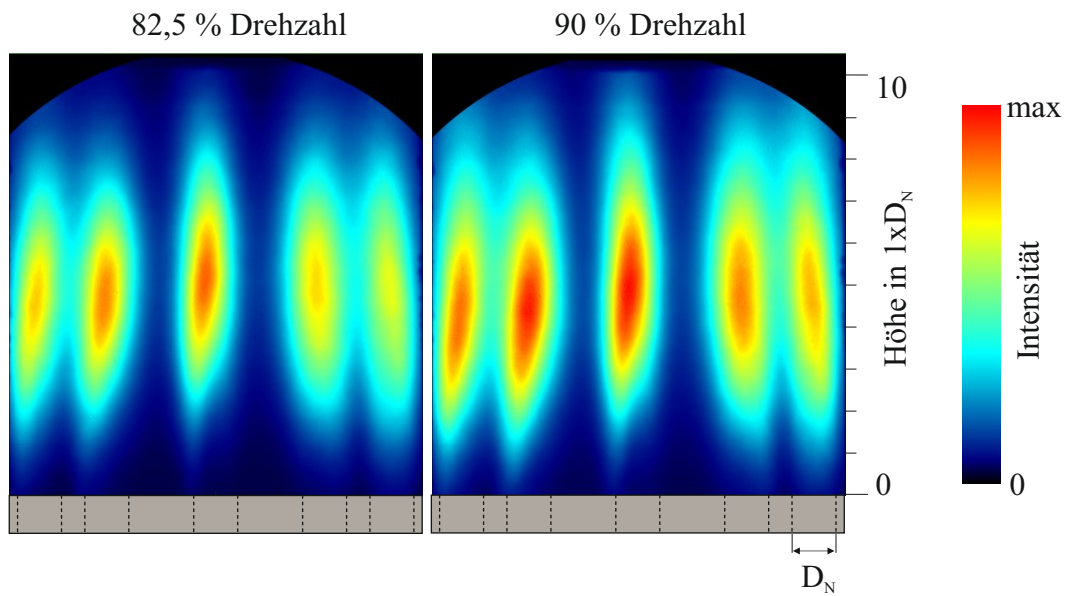


Abbildung 7.1: Gemittelte OH\*-Chemolumineszenz während des Betriebs der Turbec T100

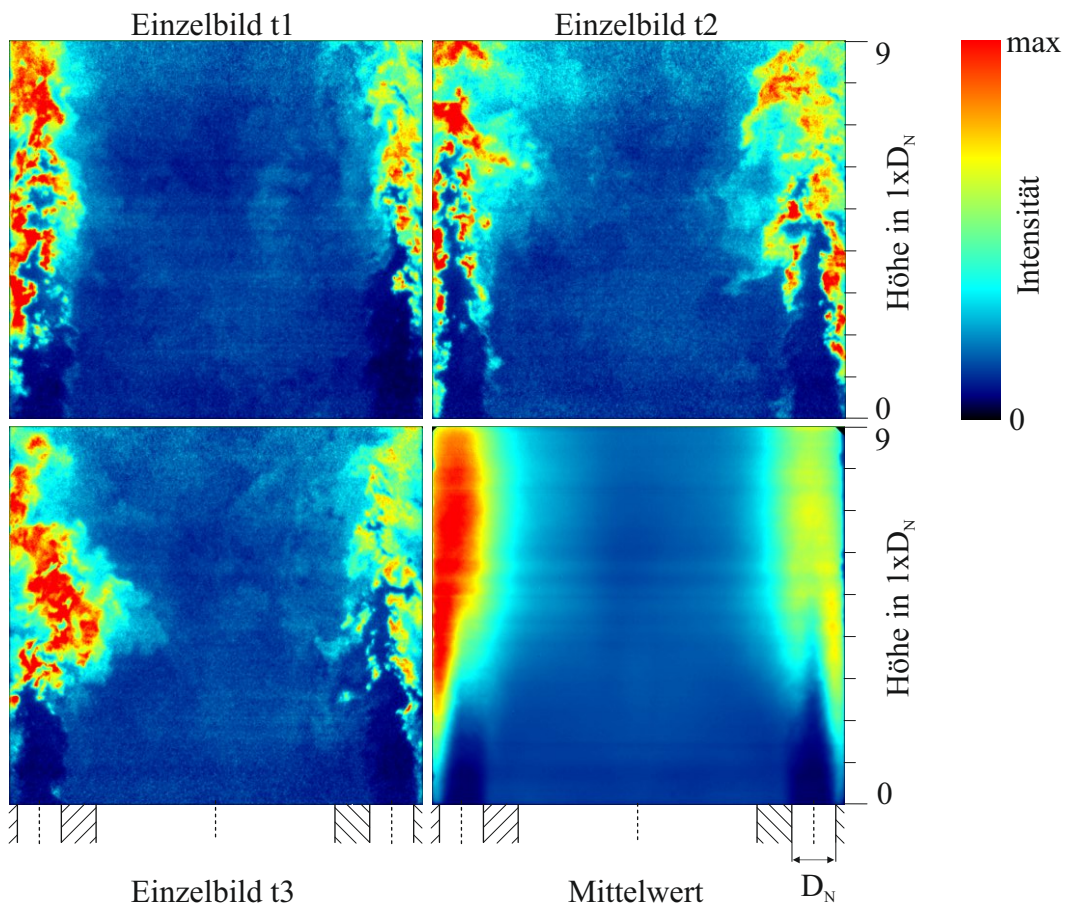


Abbildung 7.2: OH-PLIF Aufnahmen während des Betriebs der Turbec T100

eine ungleichmäßige Anströmung des Brenners, verursacht durch den konstruktiven Aufbau der Mikrogasturbine. Eine weitere mögliche Ursache ist der unterschiedliche Aufbau der OBK, die im Vergleich zur atmosphärischen Brennkammer einen quadratischen anstelle eines sechseckigen Querschnitts aufweist. Die sich in den vier Ecken der OBK befindlichen Rückstromgebiete beeinflussen eventuell die Flammenform im unteren Bereich. Anhand der Ergebnisse lässt sich dies jedoch nicht beurteilen.

Während die Aufnahmen der OH\*-Chemolumineszenz ein über die Sichtlinie der Kamera integriertes Bild der Verbrennung liefern und eine qualitative Bewertung der Flammenform und -lage zulassen, ermöglichen die OH-PLIF-Aufnahmen in Abbildung 7.2 einen Einblick in die Verbrennung in einer zweidimensionalen Ebene. Die Messebene der dargestellten Ergebnisse verläuft senkrecht zur Brennerstirnfläche und durch zwei Hauptstufendüsen, wie in Abbildung 3.8 dargestellt. Abbildung 7.2 zeigt exemplarisch die Aufnahmen zu drei verschiedenen Zeitpunkten sowie das über 500 Aufnahmen gemittelte Bild der OH-PLIF. Die Bereiche mit hoher Intensität markieren Zonen, in denen sich hohe Konzentrationen an OH-Molekülen in der Brennkammer befinden. Die gemessene Intensität ist bei der im Bild links angeordneten Düse jeweils höher als rechts, da das Laserband von links in die Brennkammer eintritt und im Verlauf durch die Brennkammer abgeschwächt wird. Die OH-Moleküle an der rechten Düse werden daher weniger stark angeregt.

Die Einzelbilder geben den stark turbulenten Charakter der Verbrennung wieder. Es ist zu erkennen, wie die Strahlen des Brennstoff-Luftgemischs aus den Hauptstufendüsen in die Brennkammer eindringen. Anhand der steilen Gradienten von niedrigen zu hohen Intensitäten sind Flammenzonen zu erkennen. Das über 500 Aufnahmen gemittelte Bild zeigt, dass hohe OH-Konzentrationen überwiegend auf der Düsenachse und zwischen Düse und Brennkammerwand auftreten. In der inneren Rezirkulationszone der Hauptstufe sind nur geringe Intensitäten zu sehen. Dies bedeutet, dass dort keine Reaktionen ablaufen und OH sich im Gleichgewicht befindet. Am Düsenaustritt, an dem das kalte Frischgas in die Brennkammer einströmt, sind erwartungsgemäß die niedrigsten Intensitäten gemessen worden. Entlang der Düsenachse tritt erst ab einer Distanz von  $2 \times D_N$  bis  $3 \times D_N$  ein signifikanter Anstieg der OH-Konzentrationen auf. Dies stimmt mit den Messungen der OH\*-Chemolumineszenz überein. In Brennernähe befinden sich hohe Konzentrationen im Bereich zwischen Düse und Brennkammerwand. Es könnte sich dabei um rezirkuliertes, heißes Abgas oder um Verbrennungsreaktionen handeln. Da in der inneren Rezirkulationszone nur geringe OH-Konzentrationen zu sehen sind, ist es wahrscheinlicher, dass dort Reaktionen ablaufen. Zudem zeigen die Aufnahmen auch, dass keine erhöhten Konzentrationen an OH aus der Pilotstufe austreten. Demzufolge scheinen die Verbrennungsreaktion in der Pilotstufe bereits abgeschlossen zu sein und die OH-Moleküle treten in der Gleichgewichtskonzentration in die Hauptstufe ein.

Insgesamt zeigen die Messungen, dass sich die Verbrennung im entwickelten Brennkammersystem mit zusätzlicher Mischluft und unter den Bedingungen der laufenden Mikrogasturbine ebenso

stabil verhält, wie bei den atmosphärischen Versuchen ohne Mischluftzufuhr zu sehen ist. Damit bestätigen die Ergebnisse die Vorgehensweise den Betriebsbereich des Brenners anhand der atmosphärischen Versuche zu untersuchen und auszuwählen. Im Drehzahlbereich von 80 % bis 90 % sind keine signifikanten Unterschiede im Verhalten festgestellt worden. Die Strahlflamme stabilisiert auf der Düsenachse in einem nahezu festen Abstand zur Brennerstirnfläche. Verschiedene Lastpunkte führen im untersuchten Drehzahlbereich zu keinen nennenswerten Veränderungen der Flammenform und -lage. Anhand der Ergebnisse ist daher im Hinblick auf die Verbrennung ein zuverlässiger Betrieb der Turbec T100 im gesamten Betriebsbereich sowie bei dynamischen Lastwechseln zu erwarten. Allerdings zeigen die Ergebnisse auch, dass heiße Zonen vor allem in der Nähe der Brennkammerwand auftreten. Daher ist mit einer hohen thermischen Belastung der Brennkammerwand im Bereich der Flammenzonen zu rechnen. Da weder in den Versuchen in der Standardkonfiguration noch mit der optischen Brennkammer Schäden am Flammrohr festgestellt wurden, ist es eine Frage der Lebensdauer des Flammrohrs, die in Langzeitversuchen beantwortet werden sollte.

## 7.2 Brennstoffflexibilität des Brennkammersystems

Ein wichtiges Kriterium für die Wahl des Brennkammerkonzepts und dessen Entwicklung war die Brennstoffflexibilität. Die atmosphärischen Brennerversuche zeigen bereits die Robustheit gegenüber den üblichen Schwankungen der Wasserstoffkonzentrationen und des Heizwerts bei Holzgasen von Festbettvergasern. In der Mikrogasturbine bestätigt das Brennkammersystem den flexiblen Betrieb innerhalb dieser Grenzen. Da somit das primäre Ziel, ein zuverlässiges Verbrennungsverhalten für die möglichen Brennstoffzusammensetzungen von Festbettvergasern zu gewährleisten, erreicht wurde, stellt sich die Frage, in wie weit sich das Brennkammersystem für andere Schwachgasanwendungen eignet. Von Interesse sind zum Beispiel Gichtgas aus der Stahlindustrie, Depo-niegas, Grubengas oder Schwachgas, das bei der unter Druck durchgeführten Biogaserzeugung entsteht. All die genannten Brenngase haben gemeinsam, dass sie sehr niedrige bis keine Anteile an Wasserstoff aufweisen. Neben diesen gibt es aber auch Holzgase, die aus der mit Wasserdampf betriebenen Vergasung stammen und Wasserstoffkonzentrationen bis zu 30 % erreichen. Die Wasserstoffkonzentration beeinflusst Verbrennungseigenschaften wie die laminare Flammgeschwindigkeit und die Zündverzugszeit des Holzgases deutlich [21]. Um eventuelle Flammeninstabilitäten und Betriebsgrenzen zu erkennen, wird in dieser Arbeit der Einfluss des Wasserstoffs auf die Verbrennung im Bereich von 0 % bis 30 % bei einem konstantem Heizwert von 5 MJ/kg betrachtet. Die Zusammensetzungen der Brenngasmischungen sind in Tabelle 7.1 dargestellt. Die Messungen erfolgten an einem ausgewählten Betriebspunkt mit einer Drehzahl von 82,5 % und einer Turbinenausstrittstemperatur von 645 °C. Aufgrund der Wärmeverluste der OBK ergeben sich Luft Eintrittstemperaturen in den Brenner von 510 °C bis 560 °C, die deutlich unter den Tempera-

## 7. VERBRENNUNGSVERHALTEN IN DER MIKROGASTURBINE

Tabelle 7.1: In der optischen Brennkammer der Turbec T100 untersuchte Brenngaszusammensetzungen

H <sub>2</sub> Vol. %	CO Vol. %	CH <sub>4</sub> Vol. %	CO <sub>2</sub> Vol. %	N <sub>2</sub> Vol. %	s <sub>1</sub> cm/s
30	10	1	12	47	178
21	21,9	1	12	44,1	143
18	22	2,25	12	45,75	124
15	17,6	5	12	50,4	95
12	19	6	12	51	87
9	14	9	12	56	67
6	18	9	12	55	68
3	21	9	12	55	64
0	19	11	12	58	56

turen ohne OBK, bei der die Eintrittstemperaturen 600 °C bis 650 °C erreichen, liegen. Der Druck in der Brennkammer beträgt 2,8 bar, die eingebrachte thermische Leistung 260 kW. Der Anteil der Pilotstufe an der gesamten thermischen Leistung liegt jeweils bei 7 %. In Tabelle 7.1 sind zusätzlich die für stöchiometrische Bedingungen berechneten laminaren Flammgeschwindigkeiten angegeben. Sie dienen als Indikator für die Reaktivität der jeweiligen Brenngasmischung. Dazu wurde jeweils die Mischungstemperatur des Luft-Brennstoffgemischs berechnet unter der Annahme einer Brennstoffeintrittstemperatur von 50 °C. Die Berechnung wurde mit dem Reaktionsmechanismus von Li et al. [38] durchgeführt, dessen Eignung für die Bestimmung von laminaren Flammgeschwindigkeiten und Zündverzugszeiten für Synthesegase aus der Biomassevergasung von Herzler et al. [21] nachgewiesen wurde.

Zur Bewertung der Verbrennung bei verschiedenen Wasserstoffkonzentrationen dienen die gemittelten Aufnahmen der OH\*-Chemolumineszenz sowie der OH-PLIF. Zusätzlich dazu sind die Gradienten in den Einzelaufnahmen der OH-PLIF analysiert und anschließend gemittelt worden. Die gemittelten Gradienten gelten als geeigneter Marker für die Reaktionszonen in der Messebene [66]. In Abbildung 7.3 sind die Ergebnisse für 30 %, 15 % und für 9 % bis 0 % Wasserstoff dargestellt. Die Bilder sind jeweils auf die maximale Intensität normiert. Da zwischen 30 % und 9 % nur geringe Änderungen auftreten - ähnlich der Untersuchungen im atmosphärischen Brennerprüfstand - sind die Bilder für 12 %, 18 % und 21 % hier nicht dargestellt.

Die Mittelwertbilder der OH\*-Chemolumineszenz sind in der linken Spalte von oben nach unten mit abnehmender Wasserstoffkonzentration im Holzgas angeordnet. Im untersten Bild sind die Positionen der Brennstoffdüsen dargestellt. Zwischen 30 % und 9 % sind fünf einzelne, schmale Flammen klar erkennbar. Sie stabilisieren in geringer Distanz zum Düsenaustritt, die mit abnehmender Wasserstoffkonzentration nur leicht zunimmt. In diesem Bereich sind nur marginale Ver-

änderungen zu sehen. Ab 9 % heben die Flammen deutlich von der Brennerstirnfläche ab. Dies lässt sich auf die abnehmende Flammengeschwindigkeit und die zunehmende Zündverzugszeit bei geringeren Wasserstoffkonzentrationen zurückführen. Die Wärmefreisetzungszone wird dabei breiter und verteilter. Mit weiter abnehmendem Wasserstoffanteil überlagern sich in den Aufnahmen die Flammenzonen zunehmend, weshalb sie ohne Wasserstoff nur noch als zwei große Reaktionszonen erscheinen. Durch die Verbreiterung der jeweiligen Reaktionszonen und die in der Perspektive der Kamera geringeren Abstände zwischen den äußeren Düsen überlagern sich dort die Signale von vier Reaktionszonen. Aus diesem Grund werden zwischen den äußeren Düsen die höchsten Signalstärken gemessen. Zusätzlich fällt auf, dass die mittlere Flamme weiter abgehoben zu sein scheint als die anderen. Im unteren Bild verschmilzt sie mit den Flammen auf der linken Brennerseite. Woran das liegt, lässt sich anhand der Bilder nicht erklären. Eine möglicher Grund könnte die viereckige Form des Flammrohrs sein. Die mittleren Düsen weisen den geringsten Abstand zur Wand des Flammenrohrs auf, siehe Abbildung 3.8. Durch die viereckige Form könnten sich in den Ecken Rückströmgebiete mit erhöhter Temperatur befinden, die zu einer Stabilisation der äußeren Flammen in einem geringeren Abstand zum Brenner führen.

Die gemittelten OH-PLIF Aufnahmen sind in Abbildung 7.3 in der mittleren Spalte angeordnet. Die Bilder zeigen die Bereiche mit hohen OH-Konzentrationen in der Messebene, die durch zwei äußere Düsen verläuft, wie in Abbildung 3.8 zu sehen ist. Bei hohen Wasserstoffanteilen treten die höchsten OH-Konzentrationen entlang der Düsenachse auf. Sie steigen hinter der Düse rasch an und sind scharf zum Inneren der Brennkammer abgegrenzt. Je niedriger die Wasserstoffkonzentration im Brenngas ist, desto mehr OH befindet sich in der inneren Rezirkulationszone. Bei 3 % Wasserstoff ist das OH bereits in der Rezirkulationszone weit verteilt, bei 0 % werden dort die höchsten Konzentrationen an OH erreicht. Demnach verändern sich die Bereiche hoher OH-Konzentrationen mit der Wasserstoffkonzentration im Brenngas deutlich. Die Ergebnisse zeigen demnach deutliche Unterschiede in der Flammenstabilisierung.

Anhand der gemittelten OH-PLIF Bilder lässt sich jedoch nicht erkennen, wo Reaktionszonen in der Messebene vorhanden sind. Daher sind in der rechten Spalte von Abbildung 7.3 die mittleren Gradienten der OH-PLIF dargestellt. Diese markieren die Bereiche, in denen sich Reaktionszonen befinden. Die erzeugten Bilder zeigen, dass die Reaktionen auch bei niedrigen Wasserstoffkonzentrationen hauptsächlich auf der Düsenachse ablaufen. Allerdings erscheinen die Reaktionszonen stark verbreitert, insbesondere der Übergang von hohen zu niedrigen Gradienten in senkrechter Richtung zur Düsenachse ist deutlich größer. Dies stimmt gut mit den Aufnahmen der OH\*-Chemolumineszenz überein, was die Qualität der Messungen bestätigt. Ohne Wasserstoff ragen reagierende Strukturen bis in die innere Rezirkulationszone hinein. Zudem deuten die Bilder darauf hin, dass ohne Wasserstoff auch aus der Pilotstufe reagierende Bereiche herausgetragen werden. Dies ist ein Indiz für eine bei diesen Bedingungen stromab wandernde Pilotflamme.

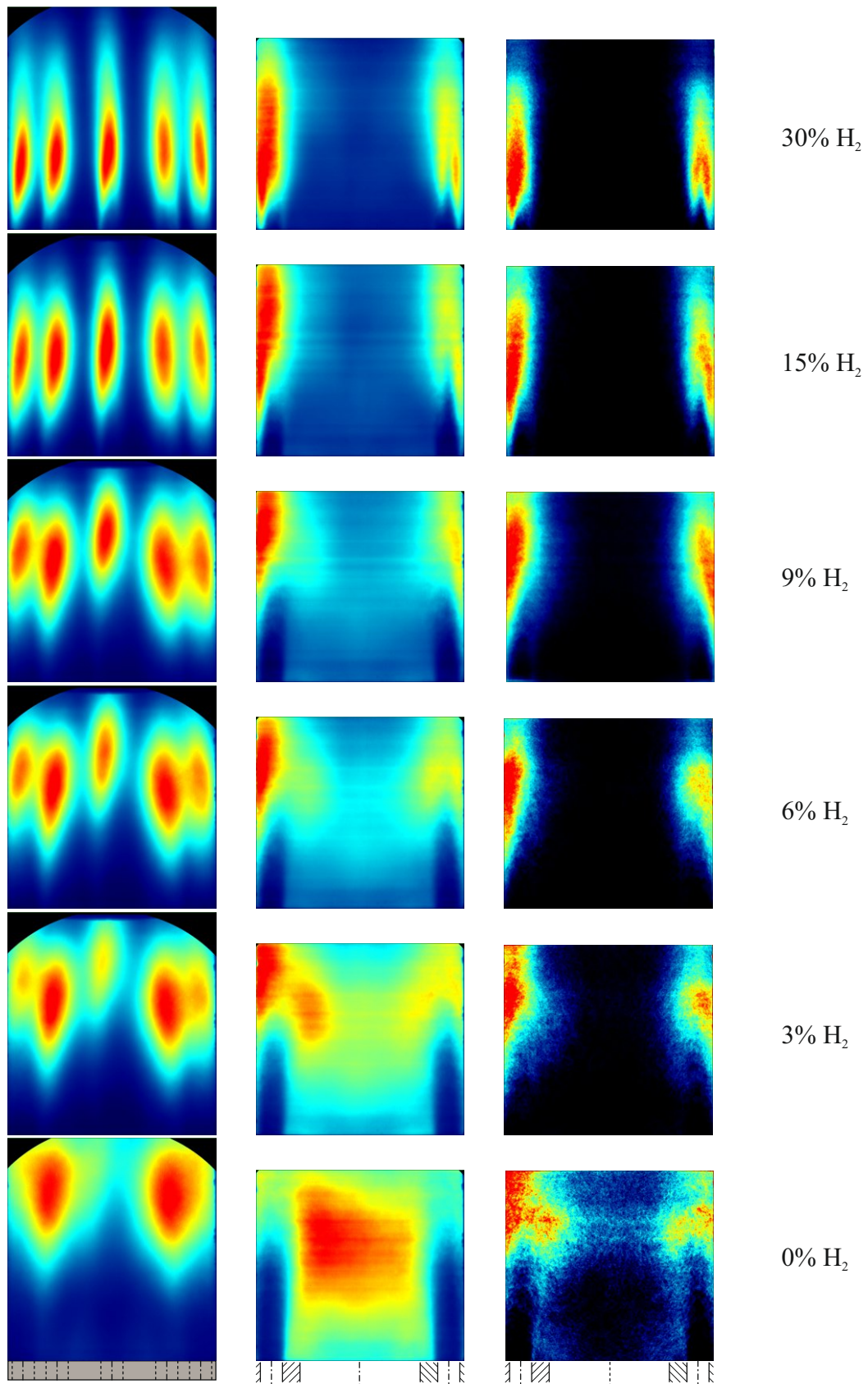


Abbildung 7.3: Gemittelte Bilder der OH\*-Chemolumineszenz (links), OH-PLIF (Mitte) und der OH-PLIF Gradienten (rechts)

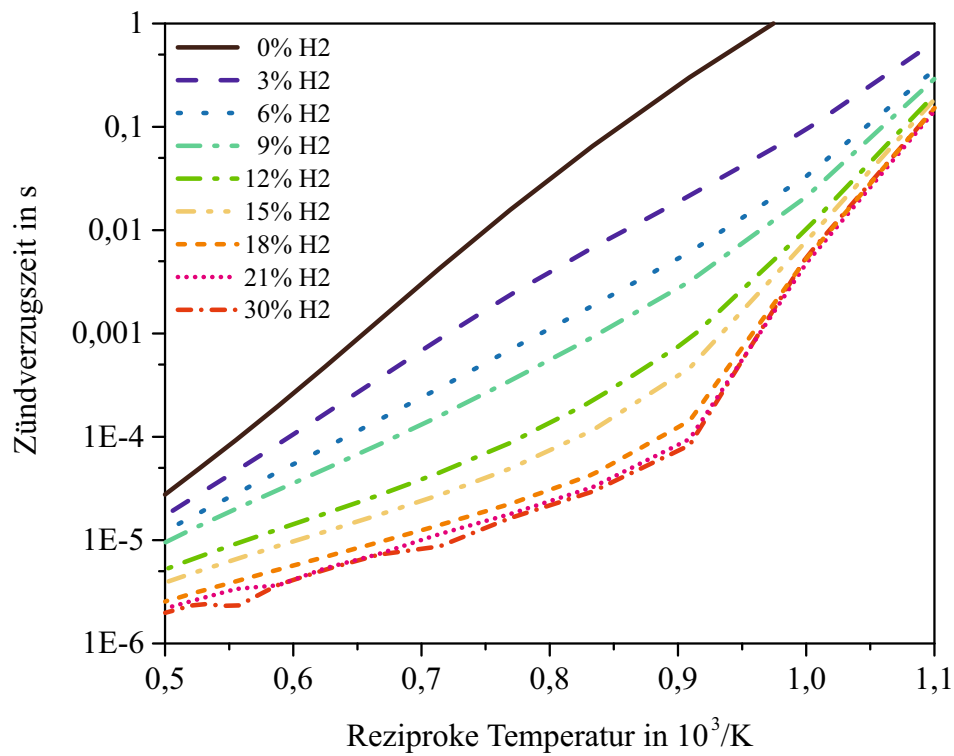


Abbildung 7.4: Berechnete Zündverzugszeiten der untersuchten Brennstoffmischungen [74]

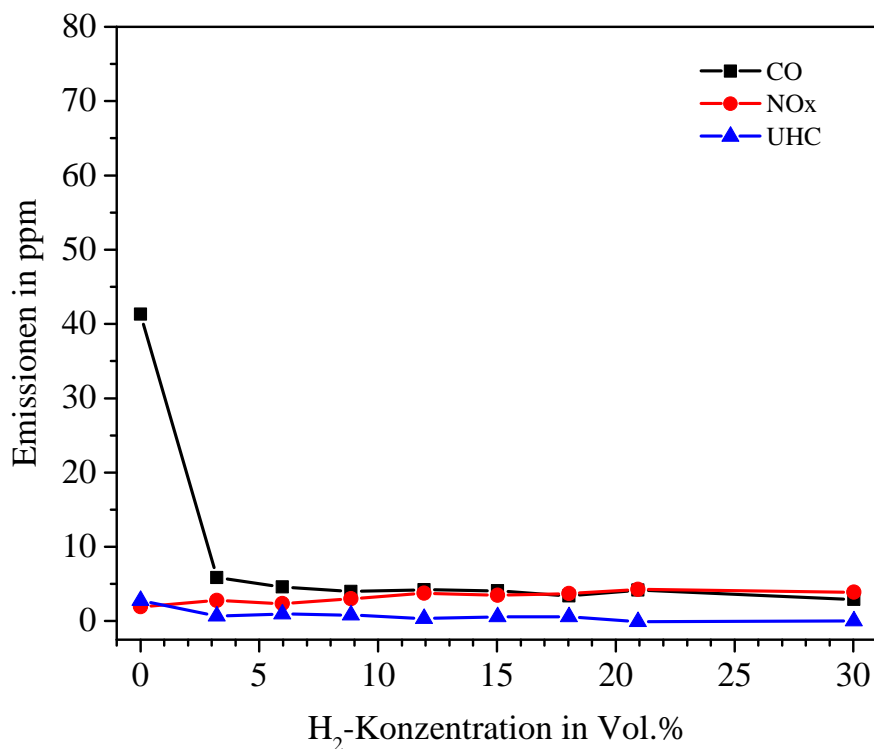


Abbildung 7.5: Gemessene Schadstoffemissionen in Abhängigkeit des Wasserstoffanteils im Holzgas [74]

## 7. VERBRENNUNGSVERHALTEN IN DER MIKROGASTURBINE

---

Interessanterweise zeigen die Ergebnisse in Abbildung 7.3 starke Veränderungen bei niedrigen Wasserstoffkonzentrationen obwohl die laminare Flammgeschwindigkeit, siehe Tabelle 7.1, zwischen 0 % und 9 % nur geringfügig zunimmt und erst darüber deutlich ansteigt. Um den Einfluss des Wasserstoffs auf die Zündverzugszeiten zu betrachten, wurden letztere mit dem Reaktionsmodell von Li et al. [38] für die verschiedenen Brennstoffmischungen berechnet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 7.4 über der reziproken Temperatur logarithmisch aufgetragen. Die Grafik belegt, dass die Zündverzugszeiten im Temperaturbereich von 900 K und 1100 K, der für das eintretende Brennstoff-Luftgemisch relevant ist, bei geringen Wasserstoffkonzentrationen stark beeinflusst werden. Folglich übt die Zündverzugszeit einen entscheidenden Einfluss auf das Verhalten des Brenners aus.

Trotz des veränderten Flammenverhaltens ist auch bei niedrigen Wasserstoffkonzentrationen ein stabiles Verbrennungsverhalten und ein störungsfreier Betrieb der Mikrogasturbine zu beobachten. Die gemessenen Schadstoffemissionen in Abbildung 7.5 belegen eine vollständige Verbrennung. Erst bei 0 %  $H_2$  tritt ein deutlicher Anstieg der Kohlenmonoxidkonzentrationen im Abgas auf, deren Wert jedoch immer noch unterhalb der Grenzwerte der TA Luft 2002 [3] lag. Die Ergebnisse bestätigen damit die Vorteile des gewählten Brennkammerkonzepts und die hohe Brennstoffflexibilität über die üblichen Schwankungen von Holzgas hinaus. Betriebsgrenzen werden im untersuchten Messbereich nicht festgestellt. Daher eignet sich das entwickelte Brennkammersystem prinzipiell sowohl für wasserstoffarme Schwachgase wie z.B. Gichtgas als auch für wasserstoffreiche Holzgase bis über 30 %  $H_2$ . Da sich die Einbaubedingungen mit der OBK von den standardmäßigen unterscheiden und keine Variationen des Heizwerts, der Brennstoffstufung oder der Last durchgeführt wurden, sollten für eine eventuelle Nutzung dieser Schwachgase weitere Versuche und Optimierungen durchgeführt werden.



## 8 Demonstrationsanlage

Die Ergebnisse aus den Laborversuchen zeigen eine stabile Verbrennung sowie ein zuverlässiges Betriebsverhalten der Mikrogasturbine. Der letzte Schritt erfolgt in einer Demonstrationsanlage unter realen Einsatzbedingungen. Im Unterschied zum Betrieb mit synthetisch gemischtem Gas liefert der Holzvergaser schwankende Gasqualitäten bezüglich Zusammensetzung, Heizwert und Temperatur. Lastwechsel und dynamische Veränderungen des Anlagenbetriebs beeinflussen den Vergasungsprozess und somit die Brenngasqualität. Instationäre Vorgänge im Vergaser selbst, wie z.B. Bewegungen in der Schüttung, können schlagartige Veränderungen des Heizwerts und Druckschwankungen verursachen. Diese Effekte stellen Anforderungen dar, die an den Prüfständen nicht abgebildet werden. Um die Robustheit des Brennkammersystems und der Mikrogasturbine zu beurteilen, ist daher die Erprobung in der realen Anwendung notwendig. Dazu wurde in dem Forschungsprojekt DeHoGas eine Mikrogasturbine der Firma Dürr vom Typ CPS100 mit dem entwickelten Brennkammersystem ausgestattet und mit einer bestehenden Holzvergaseranlage gekoppelt. Die CPS100 basiert auf der Turbec T100, was den Einbau des Brennkammersystems ohne Anpassungen möglich macht. Die Ergebnisse aus dem Demonstrationsbetrieb werden in diesem Kapitel erläutert.

### 8.1 Anfahrvorgang des Anlagenverbunds

Kapitel 6 beschreibt den Anfahrvorgang einer Turbec T100 mit synthetisch gemischtem Holzgas unter definierten Laborbedingungen. In der mit dem Festbettvergaser gekoppelten Demonstrationsanlage unterscheiden sich die Startbedingungen für die Mikrogasturbine durch die schwankende Brenngasqualität und die wechselseitigen Beeinflussungen der beiden Anlagensysteme. Der Anfahrvorgang der Gesamtanlage umfasst zusätzlich das Aufheizen des Vergasers, das Einschalten der Gasreinigung und das Anfahren der Brennstoffverdichtung, bevor die Mikrogasturbine starten kann. Um die Gesamtanlage anfahren, abfahren und betreiben zu können, verfügt die Anlage über folgende drei Betriebsmodi:

- Fackelbetrieb
- Gaswäschebetrieb
- BHKW-Betrieb

Der Fackel- und der Gaswäschebetrieb dienen dem Anfahren und Abfahren des Vergasers sowie dem Betrieb der Vergaseranlage während das BHKW außer Betrieb ist wie z. B. im Störfall oder bei Wartungsarbeiten. Bei den beiden Betriebsmodi leitet die Anlage das Holzgas über eine Gasfackel ab. Um den Vergaser nach Stillstand in Betrieb zu nehmen, wird dieser, wenn nicht noch vom vorherigen Betrieb beladen, befüllt und im Fackelbetrieb über ringförmig angeordnete Öffnungen im Vergaser gezündet. Ein Fackelgebläse zieht Luft über einen Venturi-Injektor durch den Vergaser und fördert das entstehende, anfangs noch nicht brennbare Gas zu der Fackel. In dieser befindet sich ein mit Propan betriebener Stützbrenner, der für die kontrollierte Verbrennung des Holzgases sorgt. Die Anlage verbleibt solange im Fackelbetrieb, bis sich ein ausreichendes Glutbett ausgebildet hat. Nach Erreichen einer Reaktoraustrittstemperatur von mindestens 100 °C lässt sich die Gasreinigung zuschalten. Allerdings ist der Heizwert des entstandenen Holzgases noch gering und aufgrund der niedrigen Austrittstemperatur enthält es hohe Konzentrationen an Teer. Wegen des geringen Volumenstroms in diesem Betriebszustand benötigt der Vorgang mehrere Stunden.

Im Gaswäschebetrieb durchströmt das Holzgas die verschiedenen Reinigungsstufen, ehe es anschließend wieder über die Gasfackel entweicht. In diesem Modus fördert ein in der Gaswäsche befindliches Wäschergebläse das Holzgas. Der Normvolumenstrom an Holzgas erreicht im Gaswäschebetrieb ca. 18 m<sup>3</sup>/h bis 24 m<sup>3</sup>/h, was im Vergleich zum stationären BHKW-Betrieb weniger als ein Zehntel darstellt [31]. Durch den im Vergleich zum Fackelbetrieb etwas höheren Volumenstrom steigt die Reaktoraustrittstemperatur weiter an. Dies deutet auf eine Vergrößerung des Glutbetts im Vergaser hin. Überschreitet die Austrittstemperatur 200 °C über einen längeren Zeitraum und liegt die Sauerstoffkonzentration im Holzgas unter 1,5 Vol.%, sind die Freigabebedingungen für das BHKW erfüllt. Das Holzgas ist zu diesem Zeitpunkt brennbar und die Sauerstoffkonzentration niedrig genug, sodass ein explosionsfähiges Gemisch in den Leitungen ausgeschlossen wird.

Zum Start des Mikrogasturbinen-BHKW erhält die Vergaseranlage ein Signal von der Steuerung der CPS100 und schaltet auf den BHKW-Betrieb. Das Fackelventil schließt und die Leitung zum BHKW öffnet sich. Zunächst startet der Brennstoffkompressor, wodurch sich die Leitungen mit Holzgas füllen. Nach Erreichen des Soll-drucks von 5,5 bar auf der Hochdruckseite erfolgt aus Sicherheitsgründen eine automatische Dichtheitskontrolle. Ist diese positiv, beginnt die Startroutine der Mikrogasturbine wie in 6.1 detailliert beschrieben ist.

Abbildung 8.1 zeigt einen der ersten Startversuche mit der angepassten Pilotmappe, in der die am Prüfstand bestimmten Sollwerte für das Pilotventil in Abhängigkeit der *TOT* und der Drehzahl hinterlegt wurden, und den ansonsten standardmäßigen Einstellungen der CPS100. Aufgetragen sind die Drehzahl, die *TOT*, der Brennstoffvordruck und die Ventilansteuerung (*CMD*) von Pilot- und Hauptstufe. Zunächst verläuft der Startvorgang wie erwartet. Die Mikrogasturbine startet auf eine Drehzahl von 26 %. Bei dieser Drehzahl erfolgt die notwendige Ventilation von 60 s ehe die Zündung stattfindet. Der Zeitpunkt der Zündung lässt sich in der Grafik anhand der Zuschaltung des

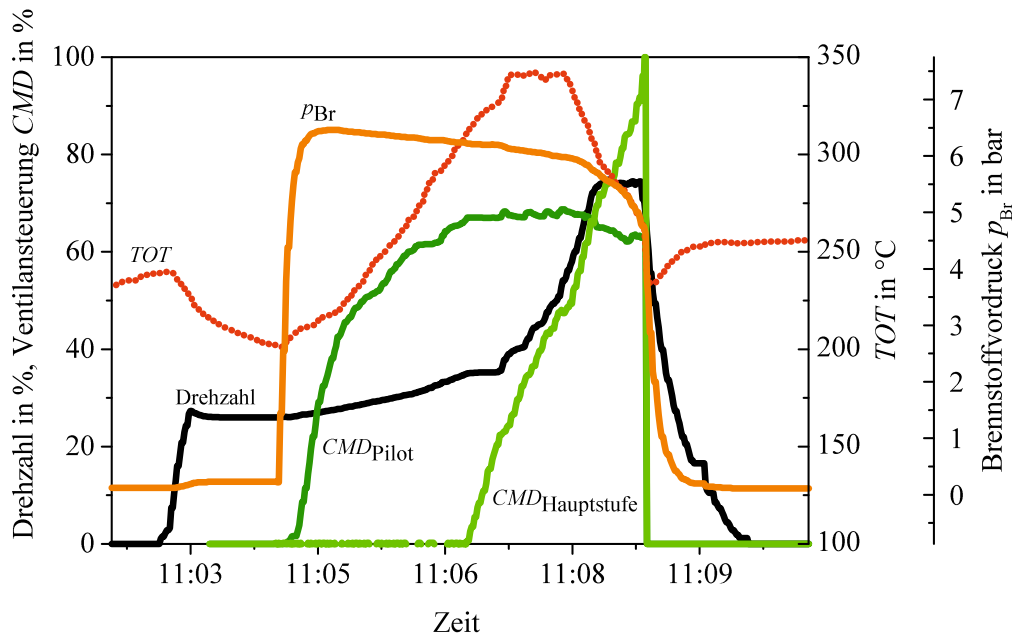


Abbildung 8.1: Gescheiterter Startvorgang der CPS 100 im Verbund mit dem Holzvergaser

Brennstoffs (sprunghafter Anstieg des Brennstoffvordrucks) und dem direkten Anstieg der *TOT* erkennen. Das Aufheizen der Mikrogasturbine erfolgt rein über die Pilotstufe. Ab einer Drehzahl von 35 % und einer ausreichend hohen *TOT* beschleunigt die CPS100 bis auf 75 % Drehzahl. Zu Beginn der steilen Drehzahlrampe öffnet sich das Ventil der Hauptstufe ebenfalls in einem steilen Gradienten. Die Grafik zeigt zu diesem Zeitpunkt einen starken Abfall des Brennstoffdrucks vor den Ventilen, da der Kompressor den Druck nicht aufrecht erhält. Weiterhin fällt die *TOT* nach Erreichen der 75 % Drehzahl zunehmend ab. Die Maschine kann die Drehzahl nicht halten und stoppt. Die Ergebnisse lassen vermuten, dass trotz des fast vollständig geöffneten Hauptstufenventils die eingebrachte Brennstoffmenge in diesem Fall nicht ausreichte, um die CPS100 in Betrieb zu halten. Die Messungen der Gaszusammensetzungen zeigen einen geringen Heizwert des Holzgas von nur  $3 \text{ MJ/m}^3$  bis  $4 \text{ MJ/m}^3$ . Bei einem geringen Heizwert erhöht sich die für den Start benötigte Brennstoffmenge deutlich gegenüber der Referenzzusammensetzung von  $5,6 \text{ MJ/m}^3$ , weshalb die maximale Fördermenge des Verdichters eventuell nicht ausreichte. Mehrere Startversuche blieben erfolglos und ein stationärer Betrieb konnte nicht erreicht werden.

Um nach den ersten Erfahrungen die Mikrogasturbine auf einen stationären Betriebspunkt anfahren zu können, wurde sowohl die Anfahroutine der Mikrogasturbine als auch der Wäschebetrieb der Vergaseranlage angepasst. Alle Anpassungen hatten das Ziel, den Sprung von einem niedrigen auf einen hohen Lastzustand des Vergasers zu verringern und zeitlich zu verlangsamen sowie den Heizwert des Holzgas zu Beginn der Startroutine zu erhöhen. Zur Steigerung des Lastzustands des Vergasers wurde der geförderte Volumenstrom während des Gaswäschetriebs erhöht. Mit Unterstützung des Herstellers ließ sich die Ansteuerung des Wäschergebläses auf 50 Hz anstelle der in

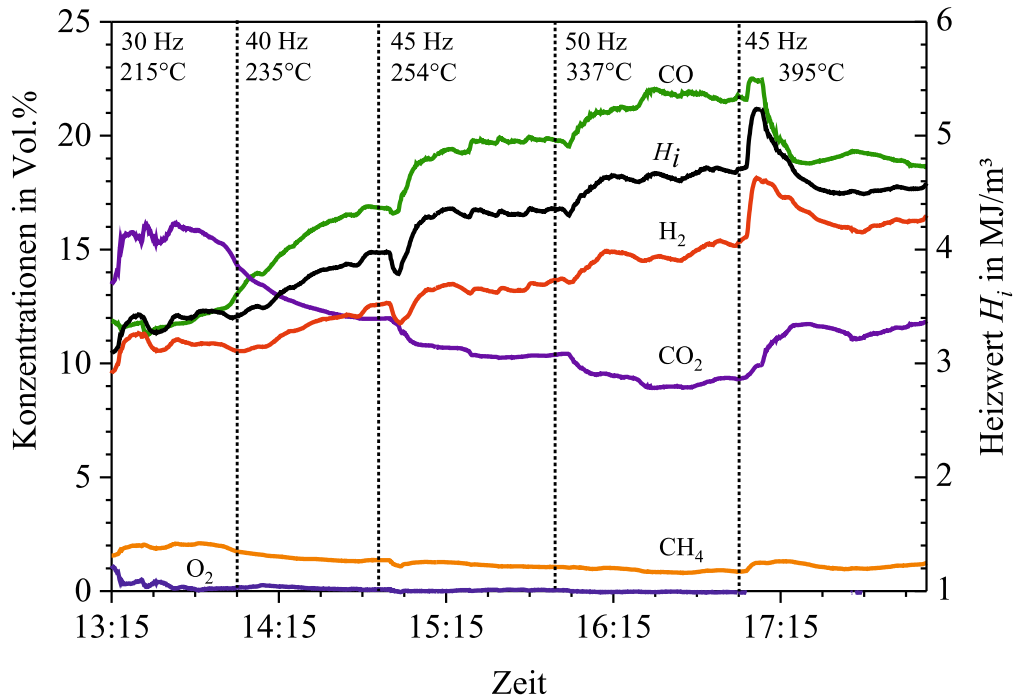


Abbildung 8.2: Einfluss des Holzgasvolumenstroms im Gaswäschebetrieb der Vergaseranlage

der Steuerung vorgesehenen 20 Hz erhöhen. In der Fördermenge entsprach dies nach Aussage des Herstellers etwa einer Steigerung des Normvolumenstroms von  $20 \text{ m}^3/\text{h}$  auf  $60 \text{ m}^3/\text{h}$ . Der Einfluss der Wäscherdrehzahl und damit des geförderten Volumenstroms ist in Abbildung 8.2 dargestellt. Darin sind die Gaszusammensetzung des Holzgases und der Heizwert über der Zeit aufgetragen. Zusätzlich sind die Ansteuerfrequenzen des Wäschers und die Austrittstemperatur des Holzgases aus dem Vergaser zum Zeitpunkt der Erhöhung der Wäscherdrehzahl eingetragen. Anhand der Grafik lässt sich die Steigerung des Heizwerts durch einen erhöhten Volumenstrom erkennen. Eine Erhöhung der Wäscherdrehzahl führt manchmal zunächst zu einer kurzfristigen Verschlechterung des Heizwerts, ehe sich ein höherer Wert einstellt. Anhand der steigenden Austrittstemperatur des Holzgases aus dem Vergaser lässt sich jedoch schließen, dass sich die Temperatur im Inneren des Vergasers ebenfalls erhöht. Dies ist ein Indiz für die sich ausbreitenden Zonen im Vergaser wie insbesondere die Oxidationszonen. Da die Leitung zur Fackel jedoch nicht für diese Fördermenge des Holzgases im Gaswäschebetrieb ausgelegt wurde, führte der erhöhte Überdruck in der Gasreinigung im Bereich hinter dem Wäschergebläse zu Leckagen an der Anlage. Aus diesem Grund musste die Wäscherdrehzahl auf 35 Hz bis 40 Hz reduziert werden, damit ein sicherer Betrieb der Anlage noch möglich war. Auf diese Weise gelang es jedoch den Vergaser vor dem Start des BHKW auf einen gegenüber den vorhergehenden Startversuchen höheren Betriebszustand zu führen.

Zusätzlich zum erhöhten Durchsatz im Wäschebetrieb wurde die Startroutine der Mikrogasturbine angepasst. Abbildung 8.3 zeigt einen erfolgreichen Anfahrvorgang mit angepasster Routine.

Die erste Phase des Aufheizens nach der Zündung wurde verlängert, indem die Mikrogasturbine langsam die Drehzahl auf 45 % anstatt auf 35 % erhöht. Dadurch verlängert sich die Phase der langsamen Steigerung des Brennstoffmassenstroms und die Phase des schnellen Anstiegs verkürzt sich. Zusätzlich wurde die Enddrehzahl der steilen Drehzahlrampe von 75 % auf 70 % reduziert. Diese Maßnahme ist jedoch kritisch zu sehen, da sie zu Problemen bei der Ölversorgung der Wälzlager führen könnte. Durch die Anpassungen verringert sich der Sprung im Brennstoffbedarf. Als weitere Maßnahme diente die Vorgabe eines niedrigen Lastpunkts als Endpunkt des Startvorgangs. Dadurch verbleibt die Mikrogasturbine am Ende der Startphase an einem Betriebspunkt mit niedriger Drehzahl (75 %) und reduzierter Turbinenausstrittstemperatur (300 °C). Die benötigte Brennstoffmengen lässt sich somit in kleineren Schritten erhöhen, wodurch der Vergaser schrittweise auf einen höheren Lastpunkt geführt werden kann. Durch diese Maßnahmen ist es möglich die kritische Phase beim Start zu überwinden und einen stationären Betrieb zu erreichen. In der Grafik ist zu erkennen, dass bei angepasster Routine der Brennstoffdruck zwar erneut absinkt, der Kompressor schafft es jedoch nachzuregeln und eine ausreichende Gasmenge zu liefern. Durch das Erreichen eines kontinuierlichen Betriebs mit erhöhtem Brennstoffbedarf steigt der Heizwert des Holzgases bis über 5 MJ/m<sup>3</sup> an. Mit dem höheren Heizwert lassen sich dann auch höhere Lastpunkte der Mikrogasturbine stufenweise erreichen. Die Austrittstemperatur des Holzgases aus dem Vergaser stieg während eines Versuchstages kontinuierlich an und erreichte nach ca. 8 h Betrieb maximal 600 °C. Da aus dem Dauerbetrieb des Motor-BHKW bekannt ist, dass sich im stationären BHKW-Betrieb eine Austrittstemperatur des Holzgases zwischen 600 °C und 700 °C einstellt, wurde demnach bei den Versuchen mit der Mikrogasturbine kein stationärer Zustand des Vergasers erreicht. Dieser benötigt folglich mehr als 8 h BHKW-Betrieb um vollständig aufzuheizen.

Die Inbetriebnahme der gekoppelten Anlage erforderte eine Vielzahl an Anpassungen sowohl an der Vergaseranlage als auch an der Mikrogasturbine. Auf Seiten des Vergasers trug die Erhöhung des Holzgasvolumenstroms im Gaswäschebetrieb entscheidend zum erfolgreichen Start bei. Aus diesem Grund wäre zukünftig die Auslegung der Gasfackel auf den Volumenstrom empfehlenswert, der im unteren Teillastbereich eines BHKW benötigt wird. Zwar ließe sich das Problem der geringen Gasqualität vor dem Start auch durch einen größeren Brennstoffkompressor lösen, allerdings wäre dieser dann für den stationären Betrieb überdimensioniert. Eine größere Fackel hätte den weiteren Vorteil, dass die Gasreinigung erst nach Erreichen der Betriebstemperatur des Vergasers zugeschaltet werden muss. Wegen den dann vollständig ausgebildeten Zonen im Vergaser enthielte das Holzgas geringere Mengen an Teer als im aufheizenden Zustand. Somit würde die Gasreinigung im Anfahrvorgang weniger belastet. Diese Erkenntnisse lassen sich auch auf motorbetriebene BHKW übertragen, deren Startverhalten davon in gleicher Weise profitieren würden. Auf Seiten der Mikrogasturbine ist das besonders robuste Verhalten des entwickelten Verbrennungssystems hervorzuheben. Die Zündungen verlaufen zuverlässig und trotz der stark schwankenden Gaszusam-

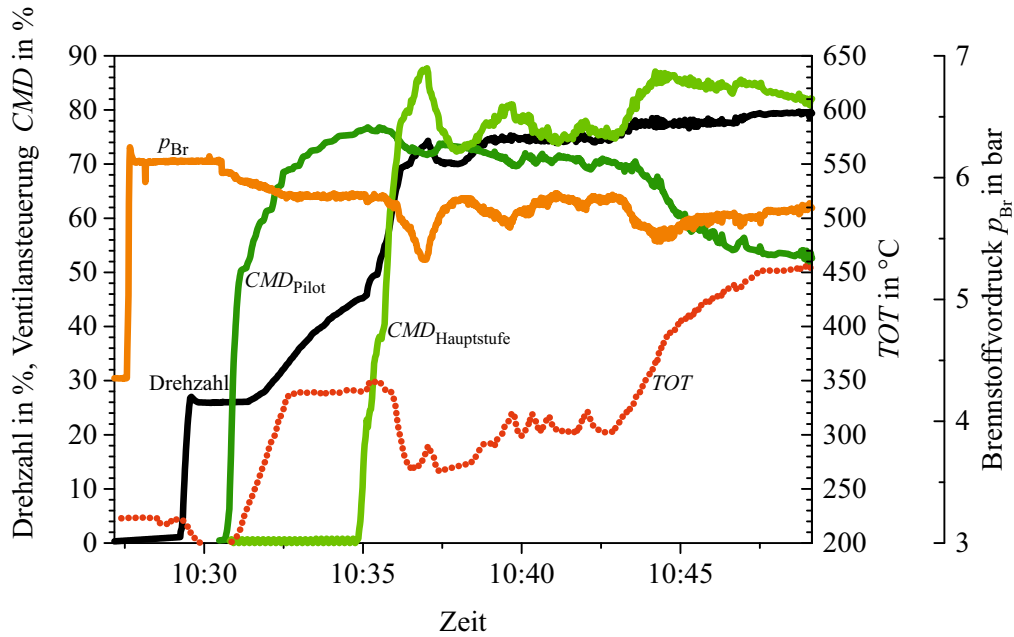


Abbildung 8.3: Erfolgreicher Start der CPS100 mit angepasster Startroutine

mensetzung und des Brennstoffvordrucks bleibt die Verbrennung stabil. Die geringe Sensitivität der Brennkammer gegenüber variierender Brennstoffmenge und -qualität, erleichtert die Anpassung der Regelparameter für die Startprozedur, wodurch die Mikrogasturbine erfolgreich und ohne zusätzlichen Stützbrennstoff gestartet werden kann. Aufgrund des niedrigen Lastpunkts des Vergasers vor dem Start, der daraus resultierenden niedrigen Gasqualität und des geringen Heizwerts sowie der Trägheit des Vergasers war der in der kommerziellen Maschine standardmäßig implementierte Startvorgang nicht möglich. Durch das langsamere Anfahren der Mikrogasturbine und die stufenweise Erhöhung des Lastpunkts kann jedoch ein stationärer Betrieb der Mikrogasturbine erreicht werden. Die Optimierung des Anfahrvorgangs für einen zuverlässigen und schnelleren Anlagenstart erfordert weitere, umfangreiche Entwicklungsarbeiten, die in dieser Arbeit aus Zeit- und Kostengründen nicht durchgeführt wurden und nicht Thema dieser Arbeit sind.

## 8.2 Verhalten der Mikrogasturbine im gekoppelten Betrieb

Der Betriebsbereich der Mikrogasturbine wurde in der Demonstrationsanlage wie in Kapitel 6 durch die Variation der Drehzahl und der Turbinenaustrittstemperatur untersucht. Die elektrische Leistung ergab sich durch die Vorgabe dieser beiden Parameter. Abbildung 8.4 zeigt die stationären Betriebspunkte, die bei den Versuchen im Anlagenverbund erreicht wurden. In der Grafik ist die elektrische Leistung über der Drehzahl aufgetragen. Die dabei vorgegebene Turbinenaustrittstemperatur ist farblich dargestellt. Die beiden durchgezogenen Linien stellen näherungsweise die Betriebsgrenzen dar, die durch die Leistungselektronik vorgegebenen werden. Die Mikrogasturbine kann zusammen mit dem Vergaser in einem weiten Bereich ihres für Erdgas ausgelegten Betriebs-

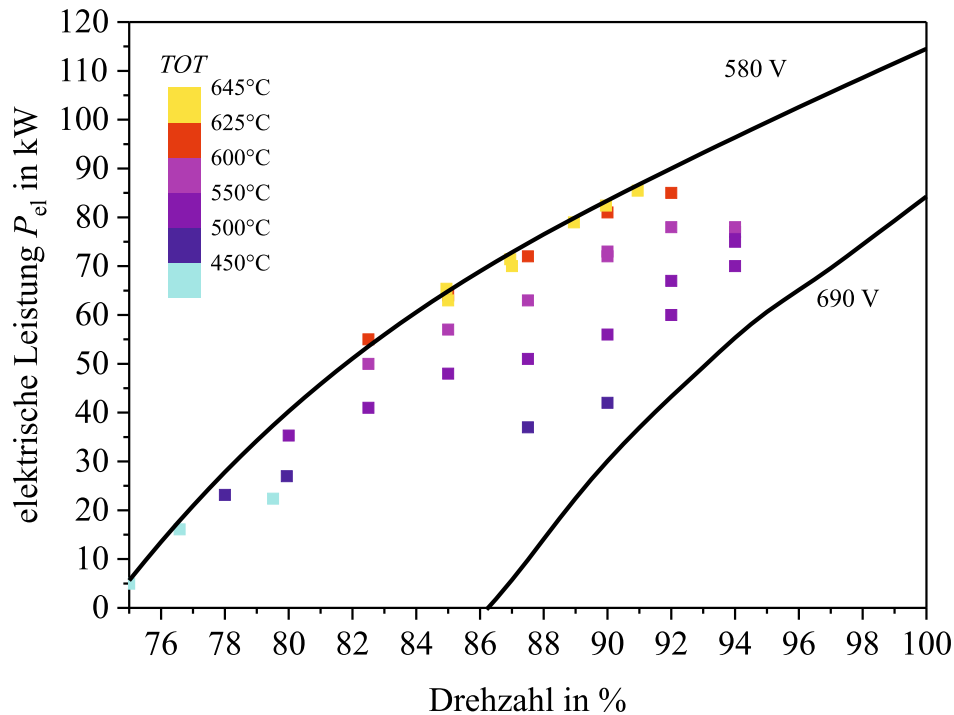


Abbildung 8.4: In der Demonstrationsanlage untersuchter Betriebsbereich der Mikrogasturbine CPS100

bereichs betrieben werden. Die Messpunkte wurden an verschiedenen Tagen aufgenommen und jeweils über eine Zeit von 15 Minuten gemittelt. Die elektrische Leistung steigt sowohl mit höherer Drehzahl als auch mit höheren Turbinenausstrittstemperaturen. Unterhalb von 85 % zeigt sich auch hier eine Limitierung durch die Leistungselektronik. In diesem Bereich ist nur ein Betrieb mit abgesenkter  $TOT$  möglich. Im oberen Drehzahlbereich wird aus verschiedenen Gründen kein stationärer Betrieb erreicht. Zum einen reicht die zugeführte Brennstoffmenge nicht aus. Dies lag an den mitunter zu hohen Temperaturen des Holzgases am Eintritt des Brennstoffkompressors sowie an den zeitweise niedrigen Heizwerten. Beides sorgt für einen erhöhten Volumenstrombedarf. Zum anderen lagen die Temperaturen der Ansaugluft bei  $20^\circ$  bis  $26^\circ$ . Hohe Lufttemperaturen reduzieren den Verdichterwirkungsgrad und damit die elektrische Leistung und der elektrische Wirkungsgrad der Mikrogasturbine, wie in Abbildung 6.5 in Kapitel 6 dargestellt ist. Ein Verdichterpumpen ist im untersuchten Betriebsbereich nicht aufgetreten. Die Drehzahlen, bei denen der Luftverdichter am Prüfstand an seine Betriebsgrenze gelangte, sind in der Demonstrationsanlage jedoch auch nicht erreicht worden.

Die Versuche zeigen neben dem möglichen Betriebsbereich einen sehr robustes Verhalten der Mikrogasturbine und damit auch des Brennkammersystems bei schwankenden Gasqualitäten. Abbildung 8.5 zeigt beispielhaft den zeitlichen Verlauf der Gaszusammensetzung und des Heizwerts. Die Grafik verdeutlicht einzelne sprunghafte Veränderungen in der Gaszusammensetzung, die ne-

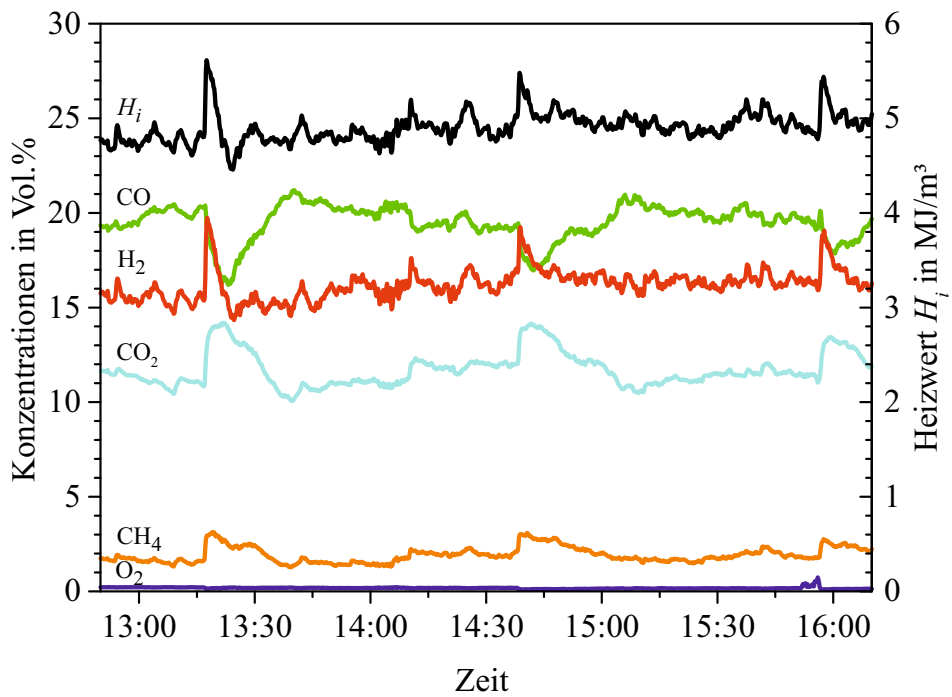


Abbildung 8.5: Zeitlicher Verlauf der Holzgaszusammensetzung und des Heizwerts während dem stationären Betrieb der Mikrogasturbine

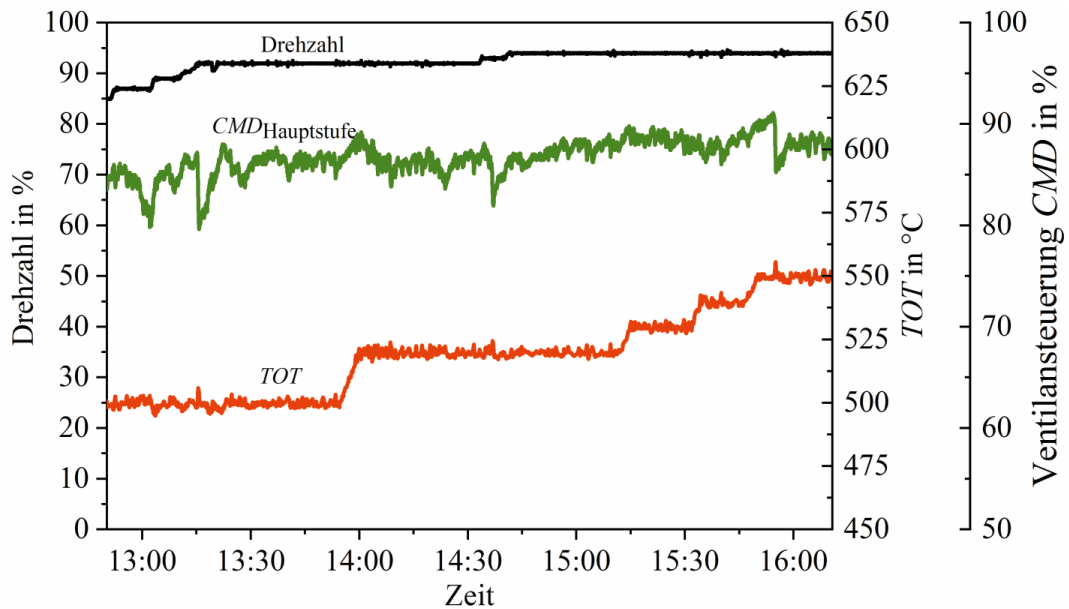


Abbildung 8.6: Betriebsverhalten der Mikrogasturbine CPS100 bei schwankender Holzgaszusammensetzungen



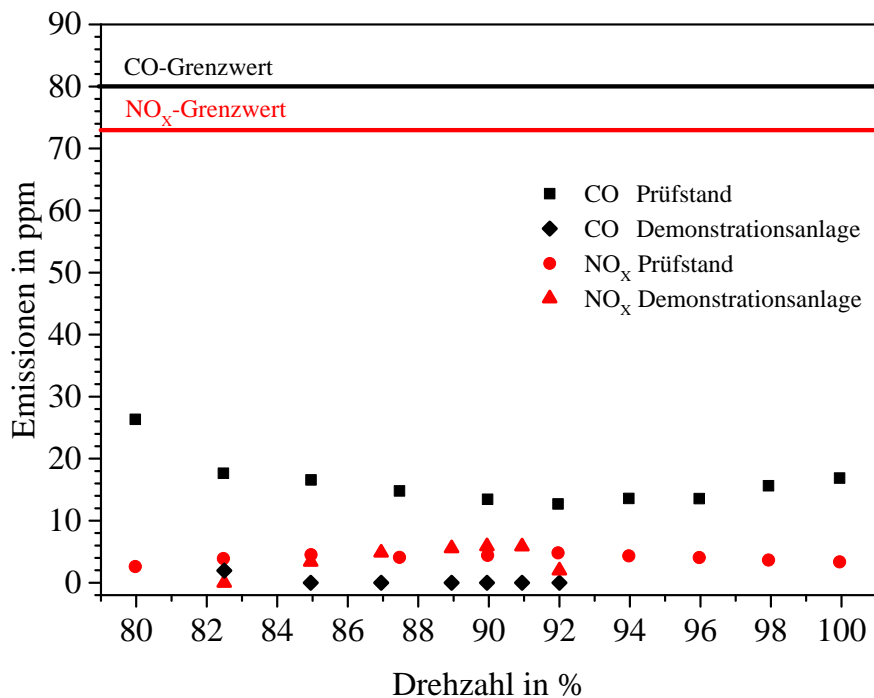


Abbildung 8.7: An der Demonstrationsanlage gemessene Schadstoffemissionen im Vergleich zu den Messwerten am Prüfstand [73]

ben den permanenten Schwankungen auftreten. Diese verursachen schlagartige Veränderungen im Heizwert von bis zu 20%. Diese starken Veränderungen wurden häufig und unregelmäßig beobachtet. Die scheinbare Regelmäßigkeit in Abbildung 8.5 trat nur zu diesem Zeitpunkt auf. Der Zeitabschnitt wurde ausgewählt, da mehrmals hintereinander die Sprünge zu sehen sind. Deren Ursache ist jedoch unbekannt. Vermutet werden Bewegungen im Reduktionsbett des Vergasers beziehungsweise das Einbrechen entstandener Brücken in der Schüttung. Die Heizwertsprünge verursachen bei der Mikrogasturbine eine schlagartige Veränderung im Brennstoffbedarf. Die Regelung reagiert darauf mit einem sprunghaften, weiteren Öffnen oder Schließen des Brennstoffventils zur Hauptstufe. Erkennen lässt sich das in Abbildung 8.6. In dieser sind die Drehzahl, die *TOT* und der Sollwert des Brennstoffventils über demselben Zeitabschnitt aufgetragen. Die sprunghaften Anstiege im Heizwert zeigen sich im Verlauf der *TOT* nur durch kleine Spitzen, da der steile Gradient des Temperaturanstiegs sofort zu einer deutlichen Reduktion der Ventilöffnung führt. Die Robustheit der Mikrogasturbine gegenüber diesen Veränderungen lässt sich am konstanten Verlauf der Drehzahl feststellen. Sprunghafte Veränderungen in der Gaszusammensetzung führen damit nicht zum Verlöschen der Flamme oder zur Abschaltung der Mikrogasturbine. Dies ist besonders vorteilhaft für einen störungsfreien Betrieb im Zusammenspiel mit einem Festbettvergaser. Unter Laborbedingungen erreicht die Mikrogasturbine mit dem entwickelten Brennkammersystem niedrige Schadstoffemissionen. Abbildung 8.7 zeigt die an der Demonstrationsanlage gemessenen Emissionswer-

te im Vergleich zu denen aus dem Prüfstand. Aufgetragen sind die CO- und NO<sub>x</sub>-Konzentrationen über der Maschinendrehzahl bezogen auf 15 Vol.% O<sub>2</sub> im Abgas. Die Werte wurden über 15 Minuten gemittelt bei einer Aufnahmezeit von 1 Hz. Bei den dargestellten Betriebspunkten betrug die *TOT* mindestens 600 °C. Zusätzlich sind die Emissionsgrenzwerte der TA Luft 2002 für die Nutzung sonstiger Brenngase als Referenz eingetragen [3]. Die Ergebnisse bekräftigen die Werte aus dem Labor. Die gemessenen Stickoxide stimmen mit den am Prüfstand beobachteten Werten überein. Die Konzentrationen an Kohlenmonoxid liegen jedoch deutlich unter den Werten am Prüfstand und lagen weitestgehend unterhalb der Detektionsgrenze des eingesetzten Analysegeräts von 2 ppm. Während am Prüfstand hinter dem Rekuperator gemessen wird, befindet sich die Abgassonde an der Demonstrationsanlage hinter dem Abgaswärmetauscher. An dieser Stelle beträgt die Abgastemperatur nur ca. 100 °C. Im Gegensatz dazu weist das Abgas hinter dem Rekuperator eine Temperatur von etwa 270 °C auf. Möglicherweise führten diese Unterschiede zu den niedrigeren Emissionen von CO. Zusammenfassend belegen die Ergebnisse die saubere und vollständige Verbrennung in dem entwickelten Brennkammersystem auch unter realen Bedingungen. Damit bestätigt sich das Potenzial der Mikrogasturbine zur schadstoffarmen Energieversorgung beim Einsatz von Holzgas.

## 9 Schlussfolgerungen

In dieser Arbeit ist ein Schwachgas-Brennkammersystem für eine Mikrogasturbine entwickelt und erfolgreich in der Turbec T100 implementiert worden. Damit war es erstmalig möglich eine Mikrogasturbine ausschließlich mit Holzgas zu betreiben, das einen Heizwert von nur 3,5 MJ/kg bis 5,0 MJ/kg aufweist. Das Brennkammersystem ermöglicht einen stabilen Betrieb der Mikrogasturbine und gewährleistet im gesamten Betriebsbereich eine effiziente sowie zuverlässige Verbrennung. Da es sich robust gegenüber Variationen im Heizwert sowie der Zusammensetzung verhält, eignet es sich für die übliche Schwankungsbreite der bei Festbettvergasern typischen Gasqualitäten. Dabei werden die Emissionsgrenzwerte im gesamten Betriebsbereich eingehalten, was einen lastflexiblen Betrieb der Mikrogasturbine begünstigt. Dies ist wünschenswert, da zukünftig die Teillastfähigkeit an Bedeutung gewinnt. Darüber hinaus führt die erreichte Reduzierung des Brennkammer-Druckverlustes um ca. 30 % gegenüber dem Hersteller-Brennkammersystem zu einer Steigerung der Anlageneffizienz. Das wirkt sich positiv auf die Wirtschaftlichkeit einer solchen Anlage aus.

Da in der Literatur bisher zum Betrieb einer Mikrogasturbine mit Holzgas nur wenige Arbeiten vorhanden sind, liefern die gewonnenen Daten wichtige Informationen. Die experimentellen Daten wurden bereits in dieser Arbeit zur Validierung des am Institut für Verbrennungstechnik entwickelten stationären Mikrogasturbinen-Simulationsprogramm für den Betrieb der Turbec T100 mit Schwachgas herangezogen. Damit lassen sich bei der Turbec T100 Betriebsgrenzen identifizieren, die durch die Leistungselektronik und durch die Turbokomponenten gegeben sind. Über die Ziele der Arbeit hinaus wurden Optimierungspotentiale und Entwicklungsbedarf für die Turbec T100 bzw. der CPS100 abgeleitet. Das validierte Programm eignet sich nun auch für die Analyse und Auslegung der Mikrogasturbinen bei Nutzung anderer Schwachgase.

Da das Brennkammersystem die Kopplung der Mikrogasturbine mit Vergaseranlagen ermöglicht, erlaubt es weitergehende Forschungsarbeiten. Um die Technologie weiterzuentwickeln, wäre ein Dauerbetrieb einer solchen Anlage enorm wichtig. Interessant ist vor allem der Einfluss der im Holzgas enthaltenen Verunreinigungen auf die Lebensdauer der Mikrogasturbinenkomponenten und deren Wartungsintervalle sowie auf den zuverlässigen Betrieb. Aufgrund der hohen Brennstoffflexibilität ist das entwickelte Brennkammersystem potentiell auch für andere Brenngase, wie z.B. Gichtgase oder Grubengase, geeignet. Es bietet die Basis für die Nutzung dieser Brennstoffe.

Das entwickelte Holzgas-Brennkammersystem ist das erste, von dem FLOX<sup>®</sup>-Konzept abgelei-

## 9. SCHLUSSFOLGERUNGEN

---

tete Brennkammersystem, das in einer Mikrogasturbine implementiert und getestet wurde. Daher stellt der erfolgreiche Betrieb in einem Demonstrationskraftwerk einen Meilenstein bei der Entwicklung der Technologie für den Gasturbinenbereich dar. Die propagierten Vorteile der Technologie sind im realen Einsatz nachgewiesen worden. Die in dieser Arbeit erzielten Messdaten liefern damit einen wichtigen Beitrag zur weiteren Entwicklung von FLOX<sup>®</sup>-basierten Brennern.

# Literaturverzeichnis

- [1] AL-HALBOUNI, H. ; RAHMS, H ; GIESE, A.: Entwicklung flexibler Feuerungssysteme zur Verbrennung von Schwachgasen in Mikrogasturbinen-Brennkammern - Abschlussbericht / Gaswärme-Institut e. V. Essen. 2008. – Forschungsbericht
- [2] ARGHODE, V.K. ; GUPTA, A. K.: Effect of flow field for colorless distributed combustion (CDC) for gas turbine combustion. In: *Applied Energy* 87 (2010), S. 1631–1640
- [3] BMU: *Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft–TA Luft)*, 2002
- [4] BOHN, D. ; LEPERS, J.: Effects of Biogas Combustion on the Operation Characteristics and Pollutant Emissions of a Micro Gas Turbine. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003 Power for Land, Sea, and Air June 16-19, 2003, Atlanta, Georgia, USA*, 2003
- [5] BUNDESTAG: *Gesetz für die Erhaltung, die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung (Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz - KWKG)*. [www.juris.de](http://www.juris.de). Version: 17. Juli 2017
- [6] BURCAT, A. ; RUSCIC, B.: Third millenium ideal gas and condensed phase thermochemical database for combustion (with update from active thermochemical tables). / Argonne National Laboratory (ANL). 2005. – Forschungsbericht
- [7] CASEY, M. ; BUSCH, M. ; EYB, G. ; MESSNER, J.: *Messtechnik an Maschinen und Anlagen: Vorlesungsmanuskript zur Vorlesung Messtechnik I*. 2007
- [8] CAVALIERE, A. ; JOANNON, M.D.: Mild Combustion. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004), Nr. 4, S. 329 – 366
- [9] CERBE, G. ; CERBE, G. (Hrsg.): *Grundlagen der Gastechnik*. 4th. Carl Hanser Verlag, 1992 (ISBN: 3-446-17049-9)
- [10] D’ALESSANDRO, B. ; TESTARMATA, F. ; LARANCI, P. ; FANTOZZI, F.: Experimental and CFD evaluation of the part load performance of a micro gas turbine fuelled with CH<sub>4</sub>-N<sub>2</sub> mix-

- tures. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012; June 11-15, 2012, Copenhagen, Denmark, 2012*
- [11] DANON, B. ; JONG, W. de ; ROEKAERTS, D. J. E. M.: Experimental and Numerical Investigation of a FLOX Combustor Firing Low Calorific Value Gases. In: *Combustion Science and Technology* 182:9 (2010), S. 1261–1278
- [12] ENERGIA, Ansaldo: *AE-T100E Micro Gas Turbine Externally Fired Data Sheet*. Internet, 24.05.2017. [www.ansaldoenergia.it](http://www.ansaldoenergia.it)
- [13] ENERGIE, Bundesministerium für Wirtschaft und: *Zeitreihen zur Entwicklung der erneuerbaren Energien in Deutschland*. [www.erneuerbare-energien.de](http://www.erneuerbare-energien.de). Version: Februar 2018
- [14] FAAIJ, A.: Modern biomass conversion technologies. In: *Mitigation and adaptation strategies for global change* 11 (2006), Nr. 2, S. 335–367
- [15] FLAMME, M.: New combustion systems for gas turbines (NGT). In: *Applied Thermal Engineering* 24 (2004), S. 1551–1559
- [16] FLAMME, M. ; AL-HABOUNI, A. ; WÜNNING, J.G. ; SCHERER, V. ; SCHLIEPER, M. ; AIGNER, M. ; LÜCKERATH, R. ; NOLL, B. ; PETERS, N. ; STÖHR, R. ; BINNINGER, B.: Low Emission Gas Turbine Combustors Based on Flameless Combustion. In: *European Combustion Meeting 2003, 2003*
- [17] FLAMME, M. ; AL-HALBOUNI, A. ; GIESE, M. ; SCHERER, V. ; SCHLIEPER, M. ; WÜNNING, J.G. ; AIGNER, M. ; LÜCKERATH, R. ; SCHÜTZ, H. ; SPLIETHOFF, H. ; VAZ, D.C.: New Burner Systems for Gas Turbines, Overview about the EC NGT Project / Gaswärme-Institut e. V. Essen. 2005. – Forschungsbericht
- [18] HAHNE, E.: *Technische Thermodynamik: einföhrung und anwendung*. 4., überarbeitete Auflage. Oldenburg Verlag, 2004
- [19] HENKE, M. ; KLEMPF, N. ; HOHLOCH, M. ; MONZ, T. ; AIGNER, M.: Validation of a T100 Micro Gas Turbine Steady-State Simulation Tool. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2015-42090, June 15-19, 2015, Montreal, Canada, 2015*
- [20] HENKE, M. ; MONZ, T. ; AIGNER, M.: Inverted Brayton Cycle with exhaust gas recirculation - a numerical investigation. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 135(9) (2013), September, S. 091203–1 – 091203–7

- [21] HERZLER, J. ; HERBST, J. ; KICK, T. ; NAUMANN, C. ; BRAUN-UNKHOFF, M. ; RIEDEL, U.: Alternative fuels based on biomass: An investigation of combustion properties of product gases. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 135 (2013), Nr. 3, S. 031401
- [22] HOFFMANN, A.: *Strukturanalyse turbulenter Flammen mit Hilfe abbildender laserspektroskopischer Verfahren*, Ruprecht-Karls-Universität Heidelberg, Diss., 2006
- [23] HOHLOCH, M. ; WIDENHORN, A. ; LEBKÜCHNER, D. ; PANNE, T. ; AIGNER, M.: Micro Gas Turbine Test Rig for Hybrid Power Plant Application. In: 2008, ASME Turbo E. (Hrsg.): *ASME Paper No. GT2008-50443*, 2008, S. GT2008–50443
- [24] HOHLOCH, M. ; WIDENHORN, A. ; ZANGER, J. ; AIGNER, M.: Experimental Characterization of a Micro Gas Turbine Test Rig. In: *ASME Paper No. GT2010-22799*, 2010
- [25] HOOGWIJK, M. ; FAAIJ, A. ; VAN DEN BROEK, R. ; BERNDES, G. ; GIELEN, D. ; TURKENBURG, W.: Exploration of the ranges of the global potential of biomass for energy. In: *Biomass and bioenergy* 25 (2003), Nr. 2, S. 119–133
- [26] JOOS, F.: *Technische Verbrennung - Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Springer, 2006. – S.288. – ISBN 978–3–540–34333–2
- [27] KALTSCHMITT, M. ; KALTSCHMITT, M. (Hrsg.) ; HARTMANN, H. (Hrsg.) ; HOFBAUER, H. (Hrsg.): *Energie aus Biomasse*. 2nd. Springer-Verlag, 2009 (ISBN 978-3-540-85094-6)
- [28] KATAOKA, T. ; NAKAJIMA, T. ; NAKAGAWA, T. ; HAMANO, N.: Combustion Characteristics of Methane-CO<sub>2</sub> Mixture and a Microturbine Cogeneration System utilized Sewage Digester Gas. In: *Proceedings of GT2007 ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air May 14-17, 2007, Montreal, Canada, 2007*
- [29] KATHROTIA, T.: *Reaction Kinetics Modeling of OH\*, CH\*, and C<sub>2</sub>\* Chemiluminescence*, Ruprecht-Karls-Universität Heidelberg, Diss., 2011
- [30] KAUTZ, M. ; HANSEN, U.: The externally-fired gas-turbine (EFGT-Cycle) for decentralized use of biomass. In: *Applied Energy* 84 (2007), Nr. 7, S. 795–805
- [31] KÖHLER, M.: *Daten Wäscher*. e-mail:michael.koehler@aht-energy.com. – (2015-10-21)
- [32] KOHSE-HÖINGHAUS, K. ; JEFFRIES, J.B.: *Applied combustion diagnostics*. Taylor & Francis Group, 2002 (Applied Combustion Diagnostics). – ISBN 9781560329138

- [33] LAUER, M. R. W.: *Determination of the Heat Release Distribution in Turbulent Flames by Chemiluminescence Imaging*, Technische Universität München, Diss., 2011
- [34] LEE, J. G. ; KIM, K. ; SANTAVICCA, DA: Measurement of equivalence ratio fluctuation and its effect on heat release during unstable combustion. In: *Proceedings of the Combustion Institute* 28 (2000), Nr. 1, S. 415–421
- [35] LI, G. ; GUTMARK, E. J. ; OVERMAN, N. ; CORNWELL, M.: Experimental Study of a Flameless Gas Turbine Combustor. In: EXPO, ASME T. (Hrsg.): *ASME Paper No. GT2006-91051*, 2006, S. GT2006–91051
- [36] LI, G. ; GUTMARK, E. J. ; STANKOVIC, D. ; OVERMAN, N. ; CORNWELL, M. ; FUCHS, L. ; MILOSAVLJEVIC, V.: Experimental study of flameless combustion in gas turbine combustors. In: *44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, 9-12 January 2006, Reno, Nevada*, 2006
- [37] LI, G ; GUTMARK, E. J. ; STANKOVIC, D. ; OVERMAN, N. ; CORNWELL, M. ; FUCHS, L. ; VLADIMIR, M.: Experimental Study of Flameless Combustion in Gas Turbine Combustors. In: AIAA (Hrsg.): *AIAA Paper No. 2006-546*, 2006, S. AIAA 2006–546
- [38] LI, J. ; ZHAO, Z. ; KAZAKOV, A. ; CHAOS, M. ; DRYER, F.L. ; SCIRE, J.J.: A Comprehensive Kinetic Mechanism for CO, CH<sub>2</sub>O and CH<sub>3</sub>OH Combustion. In: *International Journal of Chemical Kinetics* 39 (2007), S. 109–136
- [39] LÜCKERATH, R. ; MEIER, W. ; AIGNER, M.: FLOX<sup>®</sup> Combustion at High Pressure with Different Fuel Compositions. In: *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air, May 14-17, 2007, Montreal, Canada*, 2007. – GT2007-27337
- [40] LÜCKERATH, R. ; MEIER, W. ; AIGNER, M.: FLOX<sup>®</sup> Combustion at High Pressure With Different Fuel Compositions. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 130 (2008), Nr. 1, S. 011505
- [41] MCKENDRY, P.: Energy production from biomass (part 1): overview of biomass. In: *Biore-source Technology* 83 (2002), S. 37–46
- [42] NIKPEY, H. ; ASSADI, M. ; BREUHAUS, P. ; MØRKVED, P.T.: Experimental evaluation and ANN modeling of a recuperative micro gas turbine burning mixtures of natural gas and biogas. In: *Applied Energy* 117 (2014), S. 30–41
- [43] NIKPEY, H. ; MANSOURI MAJOURMERD, M. ; BREUHAUS, P. ; ASSADI, M.: Performance analysis of a biogas-fueled micro gas turbine using a validated thermodynamic model. In: *Applied Thermal Engineering* 66 (2014), S. 181–190



- [44] NORI, V. N.: *Modeling and Analysis of Chemiluminescence Sensing for Syngas, Methane and JET-A Combustion*, Georgia Institute of Technology, Diss., 2008
- [45] PANNE, T. ; WIDENHORN, A. ; BOYDE, J. ; MATHA, D. ; ABEL, V. ; AIGNER, M.: Thermodynamic Process Analyses of SOFC/GT Hybrid Systems. In: AIAA (Hrsg.): *AIAA Paper No. 2007-4833*, 2007
- [46] PRUSSI, M. ; CHIARAMONTI, D. ; RICCIO, G. ; MARTELLI, F.: Evaluation of A Micro Gas Turbine Fed by Blends of Biomass Producer Gas and Natural Gas, ASME, June 2008
- [47] RÖDIGER, T. ; LAMMEL, O. ; AIGNER, M. ; BECK, C. ; KREBS, W.: Part-Load Operation of a Piloted FLOX<sup>®</sup> Combustion System. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 135 (2013), Nr. 3, S. 031503
- [48] ROSENDAHL, B.: *Untersuchung der flammlosen Oxidation für die thermische Nutzung schwachkaloriger Gase in Mikro-Gasturbinen*, Ruhr-Universität Bochum, Universitätsbibliothek, Diss., 2005
- [49] SADANANDAN, R. ; KUTNE, P. ; STEINBERG, A. ; MEIER, W.: Investigation of the syngas flame characteristics at elevated pressures using optical and laser diagnostic methods. In: *Flow, turbulence and combustion* (2012), S. 1–20
- [50] SADANANDAN, R. ; STÖHR, M. ; MEIER, W.: Simultaneous OH-PLIF and PIV Measurements in a Gas Turbine Model Combustor. In: *Applied Physics B* 90 (2008), Nr. 3-4, S. 609–618
- [51] SCHÜTZ, H. ; LÜCKERATH, R. ; KRETSCHMER, T. ; NOLL, B. ; AIGNER, M.: Analysis of the Pollutant Formation in the FLOX<sup>®</sup> Combustion. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, May 8-11, 2006, Barcelona, Spain*, 2006
- [52] SMITH, G. P. ; GOLDEN, D.V. ; FRENKLACH, M. ; MORIARTY, N. W. ; EITENEER, B. ; GOLDBERG, M. ; BOWMAN, C.T. ; HANSON, R. K. ; SONG, S. ; GARDINER JR., W.C. ; LISSIANSKI, V.V. ; QIN, Z.: *GRI-Mech 3.0*. [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/)
- [53] STOCKER, R.: *Bestimmung verbrennungsrelevanter Größen in Flammen mit laseroptischen Verfahren*, Technische Universität München, Diss., 2004
- [54] TAMURA, M. ; BERG, P. A. ; HARRINGTON, J. E. ; LUQUE, J. ; JEFFRIES, J. B. ; SMITH, G. P. ; CROSLLEY, D. R.: Collisional quenching of CH (A), OH (A), and NO (A) in low pressure hydrocarbon flames. In: *Combustion and Flame* 114 (1998), Nr. 3, S. 502–514

- [55] TRAVERSO, A. ; MASSARDO, A. F. ; SCARPELLINI, R.: Externally fired micro-gas turbine: modelling and experimental performance. In: *Applied Thermal Engineering* 26 (2006), Nr. 16, S. 1935–1941
- [56] TSUJI, H. ; GUPTA, A.K. ; HASEGAWA, T. ; KATSUKI, M. ; KISHIMOTO, K. ; MORITA, M.: *High Temperature Air Combustion - From Energy Conservation to Pollution Reduction*. Florida : CRC Press, 2003
- [57] TSURIKOV, M. ; MEIER, W. ; GEIGLE, K. P.: Investigations of a syngas-fired gas turbine model combustor by planar laser techniques. In: *ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea, and Air* American Society of Mechanical Engineers, 2006, S. 303–309
- [58] TURBECAB: *D12451 Technical Description T100 - Series 3*, June 2002
- [59] UMWELT, Bau und Reaktorsicherheit (. Naturschutz f. Naturschutz: *Klimaschutzplan 2050 - Klimaschutzpolitische Grundsätze und Ziele der Bundesregierung*. [www.bmub.bund.de](http://www.bmub.bund.de). Version: November 2016
- [60] UMWELTBUNDESAMT: *Indikator: Kraft-Wärme-Kopplung*. Internet 04.02.2018. [www.umweltbundesamt.de](http://www.umweltbundesamt.de)
- [61] WARNATZ, J. ; MAAS, U. ; DIBBLE, R. W. ; WARNATZ (Hrsg.): *Combustion*. 4th. 2006 (ISBN 978-3-540-45363-5)
- [62] WÜNNING, J.: Flammenlose Oxidation von Brennstoff mit hochvorgewärmter Luft. In: *Chemie Ingenieur Technik* 63 (1991), Nr. 12, S. 1243–1245
- [63] WÜNNING, J: Flameless combustion and its applications. In: *Natural Gas Technologies. Orlando (USA)* 30 (2006)
- [64] WÜNNING, J. G. ; WÜNNING, J. A.: *Flox-Patent DE 102 17 524 A1*. 2002
- [65] WÜNNING, J.A. ; WÜNNING, J.G.: Flameless oxidation to reduce thermal no-formation. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 23 (1997), Nr. 1, S. 81 – 94. – ISSN 0360–1285
- [66] ZANGER, J.: *Experimentelle Charakterisierung eines atmosphärisch betriebenen, jet-stabilisierten Mikrogasturbinenbrenners für Erdgas*, Universität Stuttgart, Diss., 2016
- [67] ZANGER, J. ; MONZ, T. ; AIGNER, M.: Experimental Investigation of the Combustion Characteristics of a Double-Stage 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*

- [68] ZANGER, J. ; WIDENHORN, A. ; AIGNER, M.: Experimental Investigations of Pressure Losses on the Performance of a Micro Gas Turbine System. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 133 (2011), 11.04.2011, Nr. 8, S. 082302
- [69] ZORNEK, T. ; DE GRAAF, M. ; MONZ, T. ; AIGNER, M.: Potentiale von Mikrogasturbinen bei der Kopplung mit atmosphärischen Festbettvergäsern. In: *Schriftenreihe des BMU-Förderprogramms Energetische Biomassenutzung Band 9, Konferenzband Energetische Biomassenutzung Neue Technologien und Konzepte für die Bioenergie der Zukunft 05. - 06. November 2012, ISSN 2192-1806, 2012*
- [70] ZORNEK, T. ; MONZ, T. ; AIGNER, M.: A Micro Gas Turbine Combustor for the use of Product Gases from Biomass Gasification. In: *Proceedings of the European Combustion Meeting*. Lund, Schweden, Juni 25-28 2013, S. 6 pp
- [71] ZORNEK, T. ; MONZ, T. ; AIGNER, M.: Effizient, Flexibel, Sauber: FLOX<sup>®</sup>-Brennkammersysteme für Mikrogasturbinen. In: *BWK* 66 (2014), Nr. 9, S. 13–16
- [72] ZORNEK, T. ; MONZ, T. ; AIGNER, M.: Performance analysis of the micro gas turbine Turbec T100 with a new FLOX<sup>®</sup>-combustion system for low calorific fuels. In: *Applied Energy* 159 (2015), S. 276–284
- [73] ZORNEK, T. ; MONZ, T. ; BERRY, A. ; ERICH, E. ; JOCHUM, J. ; DE GRAAF, M. ; KESSLER, A.: Nachhaltiges dezentrales Holzvergaserkraftwerk mit gekoppelter Mikrogasturbine (DeHoGas) - Abschlussbericht / Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt. 2016 (Förderkennzeichen: 03KB047 A-D). – Forschungsbericht
- [74] ZORNEK, T. ; MOSBACH, T. ; AIGNER, M.: Optical Measurements of a LCV-Combustor operated in a micro gas turbine with various fuel compositions. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo*, 2018

